



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ
ที่มีหลายแหล่งให้ความร้อน

โดย นิต คำเมืองลือ

มิถุนายน 2555

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ
ที่มีหลายแหล่งให้ความร้อน

ผู้วิจัย
นิตติ คำเมืองลี
สังกัด
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

สนับสนุนโดยสำนักงานคณะกรรมการการอุดมศึกษา และสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกอ. และ สกว. ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

คำนำ

โครงการสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีหลายแหล่งให้ความร้อนนี้ ได้รับการสนับสนุนงบประมาณวิจัยจากทุนพัฒนาศักยภาพในการทำงานวิจัยของอาจารย์รุ่นใหม่ โดยความร่วมมือของคณะกรรมการการอุดมศึกษา (สกอ.) สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) และมหาวิทยาลัยเชียงใหม่ (มช.) โดยมีวัตถุประสงค์โครงการเพื่อศึกษาสมรรถนะทางความร้อนและลักษณะการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสมของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีหลายแหล่งให้ความร้อน ตลอดจนเพื่อสร้างองค์ความรู้พื้นฐานสำหรับการนำไปประยุกต์สร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีหลายแหล่งให้ความร้อนต่อไป เนื้อหาในรายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์นี้แบ่งเป็น 6 บท ประกอบด้วย (1) บทนำ กล่าวถึงที่มาและความสำคัญของโครงการ (2) งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง เป็นการสรุปงานวิจัยที่ผ่านมาในอดีตที่เกี่ยวข้องกับโครงการ (3) การดำเนินการทดลอง กล่าวถึงรายละเอียดวิธีการ และขั้นตอนของกระบวนการวิจัย (4) ผลและวิเคราะห์ผลการทดลอง กล่าวถึงผลที่ได้รับจากการศึกษาและสาเหตุทางกายภาพที่ทำให้ได้มาซึ่งผลดังกล่าว (5) สรุปผลการทดลอง เป็นการสรุปผลจากการศึกษา และ (6) ผลที่ได้รับและข้อเสนอแนะ กล่าวถึงประโยชน์อันเกิดจากโครงการและข้อเสนอแนะสำหรับการวิจัยต่อยอดและการนำผลที่ได้ไปประยุกต์ใช้งานจริง

ผู้วิจัยคาดหวังเป็นอย่างยิ่งว่าผลที่ได้รับจากโครงการวิจัยนี้จะเป็นประโยชน์อย่างมากต่อผู้ที่เกี่ยวข้องในสายงานวิศวกรรมท่อความร้อน โดยเฉพาะอย่างยิ่งนักวิจัย นักประดิษฐ์ ตลอดจนภาคอุตสาหกรรมที่สนใจในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ และคาดหวังว่าองค์ความรู้พื้นฐานที่ได้รับจากโครงการจะเป็นส่วนสำคัญในการผลักดันให้เกิดการออกแบบและประยุกต์ใช้งานท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีหลายแหล่งให้ความร้อนเพื่อนำไปใช้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานทางวิศวกรรมต่อไป อย่างไรก็ตาม หากรายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์นี้มีเนื้อหาหรือข้อผิดพลาดตกบกพร่อง ผู้วิจัยขออภัยมา ณ ที่นี้ และยินดีน้อมรับคำแนะนำอันจะเป็นประโยชน์ต่อการศึกษาและการวิจัยในอนาคต

นิติ คำเมืองลือ
ผู้วิจัย

สารบัญ

	หน้า
คำนำ	ก
สารบัญ	ข
บทคัดย่อ	ง
Abstract	จ
Executive Summary	ฉ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา	4
1.3 ขอบเขตของการศึกษา	5
บทที่ 2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	6
2.1 ผลของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน ของท่อความร้อนแบบวงรอบ	6
2.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์	13
2.3 รูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ	15
บทที่ 3 การดำเนินการทดลอง	17
3.1 การสร้างชุดท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ	17
3.2 การติดตั้งชุดแหล่งให้ความร้อน	23
3.3 การติดตั้งชุดท่อความร้อนเข้ากับชุดทดลอง	24
3.4 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	27
3.5 วิธีการทดลอง	31
3.6 การวิเคราะห์ผลการทดลอง	33
บทที่ 4 ผลและวิเคราะห์ผลการทดลอง	37
4.1 สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่วางตัวในแนวดิ่ง	37
4.1.1 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความหนาแน่นความร้อน	37
4.1.2 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความต้านทานความร้อน	40
4.1.3 ผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อความต้านทานความร้อน	43
4.1.4 ผลของชนิดสารทำงานที่มีต่อความต้านทานความร้อน	46
4.1.5 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อการเกิดสภาวะวิกฤต	48

	หน้า
4.2 สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่วางตัวในแนวนอน	50
4.2.1 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความหนาแน่นความร้อน	50
4.2.2 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความต้านทานความร้อน	51
4.2.3 ผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อความต้านทานความร้อน	56
4.2.4 ผลของชนิดสารทำงานที่มีต่อความต้านทานความร้อน	59
4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะทางความร้อนและแนวการวางตัวของท่อ	63
บทที่ 5 สรุปผลการทดลอง	66
5.1 ท่อความร้อนที่วางตัวในแนวตั้ง	66
5.2 ท่อความร้อนที่วางตัวในแนวนอน	66
5.3 ความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะทางความร้อนและแนวการวางตัวของท่อ	67
บทที่ 6 ผลที่ได้รับและข้อเสนอแนะ	68
6.1 ผลที่ได้รับจากโครงการวิจัย	68
6.2 ข้อเสนอแนะสำหรับการต่อยอดงานวิจัย	69
บรรณานุกรม	71
ภาคผนวก	74
ภาคผนวก ก แบบทางวิศวกรรมของชุดท่อความร้อน	75
ภาคผนวก ข ผลงานทางวิชาการที่ได้รับการเผยแพร่	79

บทคัดย่อ

โครงการวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาสมรรถนะทางความร้อนและหาลักษณะการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสมของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีหลายแหล่งให้ความร้อน ตลอดจนเพื่อสร้างองค์ความรู้พื้นฐานสำหรับการนำไปประยุกต์ใช้งานจริง โดยมุ่งเน้นศึกษาผ่านการทดลองเชิงปริมาณ ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีหลายแหล่งให้ความร้อนที่ใช้ทำจากท่อคาปิลลารีทองแดง นำมาขดไปมาและเชื่อมปลายท่อทั้งสองข้างเข้าด้วยกันเพื่อให้เกิดเป็นท่อวงรอบปิด จำนวน 32 โค้งเลี้ยว เล็กใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 3 ค่า ได้แก่ 1.06 1.50 และ 2.03 mm และสารทำงาน 3 ชนิด ได้แก่ R123 เอทานอล และน้ำ โดยมีอัตราส่วนการเติม 50% ของปริมาตรทั้งหมด ศึกษาท่อความร้อนทั้งแบบที่วางตัวในแนวตั้งและแนวนอน ส่วนทำระเหยประกอบด้วยแหล่งให้ความร้อน 3 แหล่ง แต่ละแหล่งให้ความร้อนโดยใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าแบบแผ่น ซึ่งสามารถเลือกความหนาแน่นความร้อนป้อนให้ได้ 3 ค่า ได้แก่ 1 3 และ 5 kW/m² ทำการทดลองโดยการสลับการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนทั้งหมด 6 รูปแบบ ที่เป็นไปได้ โดยที่ความหนาแน่นความร้อนป้อนให้ของแต่ละแหล่งให้ความร้อนในรูปแบบการจัดเรียงแบบเดียวกันต้องไม่เท่ากัน ในแต่ละรูปแบบควบคุมอุณหภูมิส่วนกันความร้อนเท่ากับ 50 ± 3 °C เมื่อระบบอยู่ในสภาวะคงตัว บันทึกการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของทุกจุดและอัตราการไหลเชิงมวลของของเหลวหล่อเย็นเพื่อนำไปคำนวณหาความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ จากการศึกษาสรุปได้ดังนี้ กรณีท่อความร้อนวางตัวในแนวตั้ง ท่อความร้อนมีสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเมื่อจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนตามลำดับความหนาแน่นความร้อนจากน้อยไปหามาก โดยเริ่มต้นจากปากทางเข้าส่วนทำระเหย เนื่องจากการจัดเรียงที่ส่งเสริมให้สารทำงานไหลเวียนแบบทิศทางเดียวโดยสมบูรณ์ อย่างไรก็ตามหากแหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนมากที่สุดมีแนวโน้มที่จะวางตัวอยู่ใกล้ส่วนควบแน่นมากขึ้น จะทำให้โอกาสเกิดสภาวะวิกฤตลดลง กรณีท่อความร้อนวางตัวในแนวนอน ท่อความร้อนมีสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเมื่อจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนตามลำดับความหนาแน่นความร้อนจากมากไปหาน้อย โดยเริ่มต้นจากปากทางเข้าส่วนทำระเหย เนื่องจากการจัดเรียงที่ส่งเสริมให้สารทำงานไหลเวียนแบบสั่นกลับไปมาโดยไม่เกิดการหยุดไหลชั่วขณะ

คำสำคัญ: ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ หลายแหล่งให้ความร้อน การจัดเรียงแหล่งให้ความร้อน
สมรรถนะทางความร้อน ความต้านทานความร้อน

Abstract

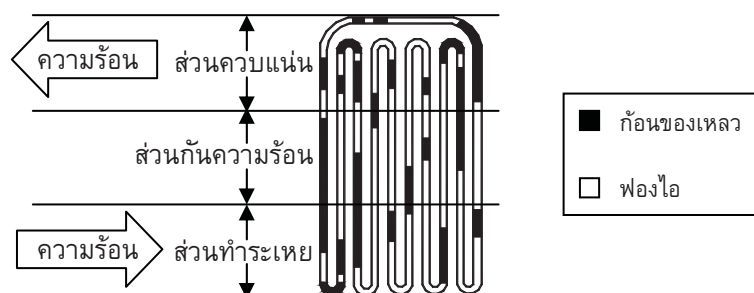
The objectives of this research are to experimentally investigate the thermal performance and the suitable heat source arrangement of a closed-loop pulsating heat pipe with multiple heat sources (CLPHP w/MHS), and to establish the fundamental knowledge for actual applications. A CLPHP w/MHS was made of a long copper capillary tube, bent into an undulating tube with 32 meandering turns, and connected both ends to form a closed-loop tube. Three internal diameters were chosen as of 1.06, 1.50, and 2.03 mm. R123, ethanol, and water was used as working fluid with filling ratio of 50% by total volume. The CLPHP was oriented to be on vertical and horizontal plane. The evaporator section consisted of 3 heat sources. Each heat source supplied heat input by electrical plate heaters which could be chosen from 1, 3, and 5 kW/m². Experiments were conducted by varying the heat source patterns in 6 possible sets of arrangement where the heat fluxes of each heat source in the same set are always different. In each arrangement, the adiabatic section temperature was controlled at 50±3 °C. After system was in steady state, temperatures at all points and mass flow rate of cooling medium in a condenser section were simultaneously measured in order to calculate a thermal resistance per unit area of the heat pipe. It was found from the study that, in a case of the vertical CLPHP, the highest thermal performance is achieved when heat sources are placed in consecutive order from the lowest to the highest heat flux, beginning from the inlet of the evaporator section. Since this heat source arrangement promotes the working fluid to circulate in absolutely one-direction flow. However when heat source with the highest input heat flux is located closer to the condenser section, the possibility of the critical state to occur decreases. Moreover, in a case of the horizontal CLPHP, the highest thermal performance is achieved when heat sources are placed in consecutive order from the highest to the lowest heat flux, beginning from the inlet of the evaporator section. Because this heat source arrangement promotes the working fluid to circulate in pulsating motion with no intermission-stop.

Keywords: *closed-loop pulsating heat pipe, multiple heat sources, heat source arrangement, thermal performance, thermal resistance*

Executive Summary

ที่มาและความสำคัญของปัญหา

ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (Closed-loop pulsating heat pipe, CLPHP) เป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนชนิดหนึ่งที่มีค่าการนำความร้อนที่สูงมากและถ่ายเทความร้อนได้โดยไม่ต้องการพลังงานจากภายนอก ได้รับการเสนอเป็นครั้งแรกโดย Akachi et al. [1] ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบสร้างจากท่อคาปิลลารีทองแดง ขดเป็นโค้งเลี้ยวไปมา ปลายทั้งสองข้างเชื่อมต่อเข้าด้วยกันเพื่อให้มีลักษณะเป็นวงรอบ ภายในไม่มีโครงสร้างของวัสดุพรุน ทำการดูดอากาศภายในออกแล้วเติมสารทำงานเข้าไปบางส่วนของปริมาตรท่อ โดยปกติแล้วท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ได้แก่ (1) ส่วนทำระเหย (Evaporator section) เป็นส่วนที่ท่อความร้อนรับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อน (Heat source) (2) ส่วนกันความร้อน (Adiabatic section) เป็นส่วนที่ท่อความร้อนไม่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับสิ่งแวดล้อมภายนอกท่อ และ (3) ส่วนควบแน่น (Condenser section) เป็นส่วนที่ท่อความร้อนถ่ายเทความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อมหรือแหล่งรับความร้อน (Heat sink) เนื่องจากความเป็นคาปิลลารีของท่อ สารทำงานจึงจัดเรียงตัวอยู่ในลักษณะก้อนของเหลวสลับกับฟองไอ (หรือที่รู้จักกันในอีกชื่อคือ Slug-train) โดยตลอดความยาวของท่อความร้อน ซึ่งโครงสร้างและลักษณะการจัดเรียงตัวของฟองไอแสดงได้ในรูปที่ i การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นโดยอาศัยกลไกการแทนที่ (Replacement mechanism) [2] คือเมื่อก้อนของเหลวในส่วนทำระเหยได้รับความร้อน จะเกิดการระเหยกลายเป็นไอ และ ขยายตัว ในขณะที่ฟองไอในส่วนควบแน่นได้รับความเย็น จะเกิดการควบแน่น หดตัวและระบายความร้อนสู่สิ่งแวดล้อมไปพร้อมๆ กัน ดังนั้นฟองไอขยายตัวที่เกิดขึ้นในส่วนทำระเหยจึงไหลไปแทนที่ฟองไอหดตัวที่เกิดขึ้นในส่วนควบแน่นเป็นวัฏจักรเช่นนี้เรื่อยไป



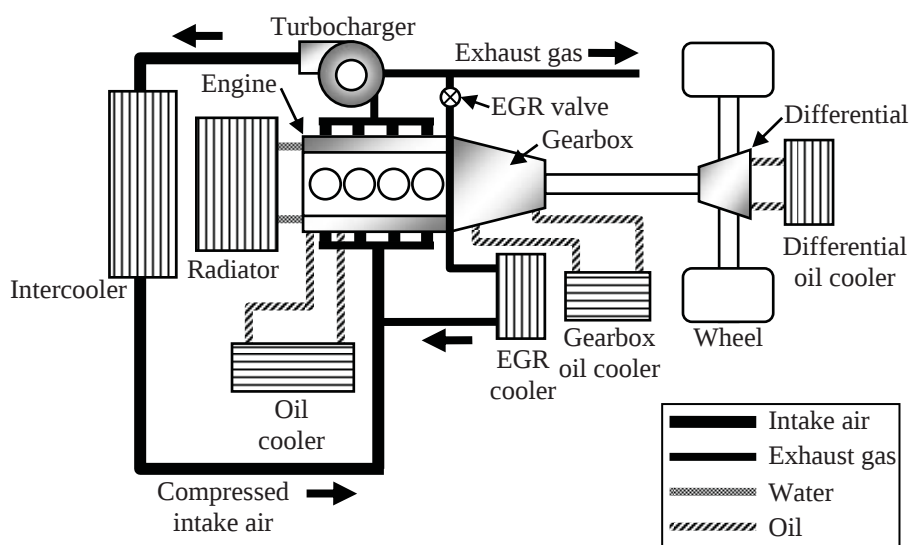
รูปที่ i ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

โดยทั่วไปแล้ว ในการศึกษาเกี่ยวกับสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นงอ จะทำการป้อนความร้อนให้แก่ท่อความร้อนที่ส่วนทำระเหยในปริมาณที่เท่ากัน หรือมีการควบคุมให้อุณหภูมิในส่วนทำระเหยมีค่าเท่ากันโดยตลอดช่วงความยาวส่วนทำระเหย ซึ่งวัตถุประสงค์หลักของการศึกษาดังกล่าว คือเพื่อรวบรวมเป็นความรู้พื้นฐานอันมีค่าสำหรับนำไปใช้ในการออกแบบ พัฒนา ตลอดจนการประยุกต์เพื่อสร้างเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน (Heat pipe heat exchanger, HPHE) [3] เพื่อไปใช้ในการระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์ต่างๆ ต่อไป ซึ่งองค์ความรู้พื้นฐานดังกล่าวได้รวบรวมและแสดงไว้ในบทที่ 2

แต่ในปัจจุบัน เนื่องจากเทคโนโลยีทางวิศวกรรมได้พัฒนาไปอย่างมาก จะเห็นได้จากอุปกรณ์ ตลอดจนเครื่องใช้อำนวยความสะดวกต่างๆ ที่มีประสิทธิภาพในการทำงานที่สูงขึ้นมาก แต่ทั้งนี้กลับแลกมาด้วยสิ่งที่ไม่พึงประสงค์คือ ความร้อนสะสมที่เกิดขึ้นในอุปกรณ์เหล่านี้ นอกจากความร้อนสะสมดังกล่าวจะมีปริมาณที่สูงแล้ว ยังเกิดขึ้นจากหลายจุดภายในอุปกรณ์ชิ้นเดียวกันอีกด้วย สามารถยกตัวอย่างให้เห็นภาพชัดเจนมากยิ่งขึ้นได้ดังนี้ ในกรณีการใช้งานในสัดส่วนขนาดเล็ก (Small scale application) เช่น คอมพิวเตอร์ส่วนบุคคล (Personal computer) นอกจากความร้อนจะเกิดขึ้นที่หน่วยประมวลผลกลาง (Central processing unit, CPU) ดังเช่นในคอมพิวเตอร์รุ่นเก่าที่ความร้อนเกิดจากจุดนี้เพียงจุดเดียวเท่านั้น ยกยังคงเกิดขึ้นจากหน่วยประมวลผลของภาคแสดงผล (Graphic processing unit, GPU) ที่มีความสามารถมากขึ้น ตลอดจนจากฮาร์ดไดรฟ์ (Hard drive) ที่มีความเร็วรอบในการหมุนมากขึ้นด้วย ซึ่งความร้อนที่เกิดขึ้นที่อุปกรณ์ดังกล่าวนี้ต่างมีค่าที่สูงมาก ยกตัวอย่างเช่น หน่วยประมวลผลกลาง Intel® Core™ i7 Processor Extreme Edition รุ่น i7-3960X มีค่าความร้อนสูงสุดขณะทำงานถึง 130 W บนพื้นที่กระจายความร้อนของส่วนประมวลผล (Die) ที่เล็กเพียง 14.0 x 19.4 mm หรือคิดเป็นความหนาแน่นความร้อน (Heat flux) เท่ากับ 479 kW/m² [4] หรือหน่วยประมวลผลของภาคแสดงผล NVIDIA® GeForce™ GTX 680 มีอุณหภูมิสูงสุดขณะทำงานถึง 98 °C [5] เป็นต้น ซึ่งหากการระบายความร้อนที่ใช้มีประสิทธิภาพไม่เพียงพอ อาจส่งผลต่อเสถียรภาพการทำงานของคอมพิวเตอร์เครื่องนั้นได้ ส่วนในกรณีการใช้งานในสัดส่วนขนาดใหญ่ (Large scale application) เช่น รถยนต์สมรรถนะสูง รถสปอร์ต หรือรถแข่ง (High performance, sport or race car) นอกจากความร้อนจะเกิดขึ้นจากเครื่องยนต์ดังเช่นรถแข่งทั่วไปแล้ว ยังสามารถเกิดขึ้นจากระบบหล่อลื่น ระบบส่งกำลัง ระบบเฟืองท้าย ระบบอัดอากาศ ตลอดจนระบบนำเสียกลับมาใช้ใหม่ (Exhaust gas recirculation, EGR) ไปพร้อมๆ กันด้วย ดังแสดงในรูปที่ ii

ความร้อนที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์ สามารถระบายได้โดยอาศัยน้ำเป็นสารหล่อเย็น (Cooling medium) โดยเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนสู่อากาศที่หม้อน้ำ (Radiator) ในระบบหล่อลื่นนั้น ประกอบไปด้วยการหล่อลื่นเครื่องยนต์ หล่อลื่นระบบส่งกำลัง หล่อลื่นระบบเฟืองท้าย ซึ่งการหล่อลื่นอุปกรณ์ดังกล่าวอาศัยน้ำมันหล่อลื่น (Oil) เป็นสารหล่อลื่น พร้อมกันนี้ยังทำหน้าที่เป็นสารหล่อเย็นให้แก่อุปกรณ์ดังกล่าวอีกด้วย น้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์ (Engine oil) ขณะไหลเวียนอยู่ในเครื่องยนต์มีอุณหภูมิสูงถึง 110 – 500 °C ขึ้นอยู่กับบริเวณที่ทำการหล่อลื่น [6] ซึ่งความร้อนจากเครื่องยนต์ที่มาพร้อมกับน้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์นี้ จะระบายสู่อากาศที่ Oil cooler ส่วนความร้อนจากระบบส่งกำลังที่มาพร้อมกับน้ำมันเกียร์ (Gear fluid) จะระบายสู่อากาศที่ Gearbox oil cooler และความร้อนจากระบบเฟืองท้ายที่มาพร้อมกับน้ำมันเฟืองท้าย (Differential oil) จะระบายสู่อากาศที่ Differential oil cooler ส่วนในระบบอัดอากาศนั้น เนื่องจากฝั่งของกังหันไอเสีย (Turbine) ได้รับความร้อนจากไอเสียที่มีอุณหภูมิไม่ต่ำกว่า 850 °C อย่าง

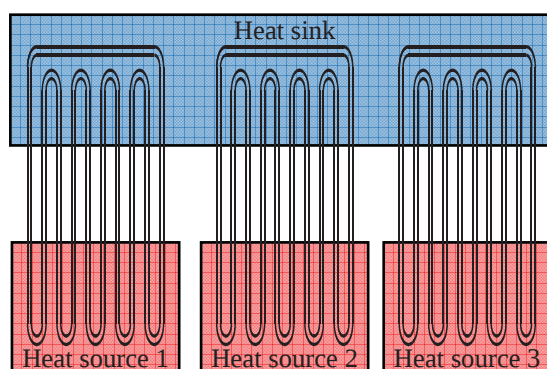
ต่อเนื่อง [7] ดังนั้นจึงต้องแบ่งน้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์บางส่วนออกจากระบบหล่อลื่นเครื่องยนต์เพื่อมารับความร้อนที่แกนของเทอร์โบชาร์จเจอร์ (Turbocharger) แล้วไหลกลับไประบายความร้อนสู่อากาศที่ Oil cooler เช่นเดียวกับน้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์ส่วนใหญ่ในระบบ นอกจากนี้อากาศอัดที่ผ่านการเพิ่มความดันโดยกังหันอัดอากาศ (Compressor) จะมีอุณหภูมิสูงขึ้น จึงจำเป็นต้องนำอากาศอัดดังกล่าวมาผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เรียกว่า Intercooler ก่อนเข้าสู่เครื่องยนต์ เพื่อลดอุณหภูมิและเพื่อเพิ่มความหนาแน่นเชิงมวลของอากาศ นอกจากนี้ในรถยนต์ทั่วไปรุ่นใหม่ ๆ ซึ่งไม่จำเป็นต้องเป็นรถสมรรถนะสูง ผู้ผลิตต้องมีการปรับปรุงให้ค่ามลพิษที่ปลดปล่อยออกมาพร้อมกับไอเสียมีค่าไม่เกินค่ามาตรฐานที่กำหนด เช่น มาตรฐาน Euro 3 หรือ Euro 4 เป็นต้น ซึ่งหนึ่งในวิธีลดมลพิษดังกล่าวคือการใช้ระบบนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่ (Exhaust gas recirculation, EGR) ตามปกติแล้วจะไม่นำไอเสียกลับเข้ามาสู่การเผาไหม้โดยตรงเนื่องจากอุณหภูมิของไอเสียที่ยังคงมีค่าสูง จะส่งผลทำให้ค่าสัดส่วนอากาศต่อน้ำมัน (AF ratio) มีค่าลดลง และส่งผลให้อัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิงมีค่าเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังส่งผลให้ประสิทธิภาพเบรคเชิงความร้อน (Brake thermal efficiency) ของเครื่องยนต์ลดลงอีกด้วย [8] ดังนั้นจึงต้องนำไอเสียผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (EGR cooler) เพื่อลดอุณหภูมิก่อนนำเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อไป จากทั้งหมดที่กล่าวมาเห็นได้ว่าในรถยนต์หนึ่งคันอาจจำเป็นต้องมีการระบายความร้อนที่เกิดขึ้นจากระบบต่างๆ พร้อมกันถึง 6 จุดด้วยกัน



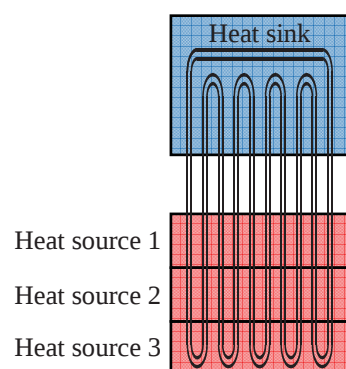
รูปที่ ii อุปกรณ์ระบายความร้อนจากระบบต่างๆ ในรถยนต์สมรรถนะสูง

จากที่กล่าวมาข้างต้นจะเห็นได้ว่า ลำพังองค์ความรู้ที่มีสะสมกันมาจากการศึกษาในอดีตนั้นสามารถนำมาใช้ประกอบการออกแบบเพื่อสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนได้เพียงหนึ่งเครื่องต่อหนึ่งแหล่งให้ความร้อนเท่านั้น ดังนั้นหากมีหลายแหล่งให้ความร้อน จำนวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหรือท่อความร้อนแบบสั่นวรอบต้องเพิ่มขึ้นตาม ดังแสดงในรูปที่ iii (ก) ส่งผลให้อุปกรณ์นั้นๆ มีขนาดใหญ่ขึ้น หรือมีน้ำหนักมากขึ้นตามไปด้วย ซึ่งสวนทางกับความต้องการของตลาดในปัจจุบันที่ต้องการความสะดวกในการเคลื่อนย้าย ขนาดเล็ก น้ำหนักเบา เพื่อที่จะแก้ไขปัญหาดังกล่าว จำเป็นต้อง

รวมแหล่งให้ความร้อนหลายๆ แหล่งเข้ากับท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบหรือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพียงชุดเดียว ดังแสดงในรูปที่ iii (ข) แต่เนื่องจากยังไม่ปรากฏการศึกษาใดที่ศึกษาการถ่ายเทความร้อนในลักษณะนี้ ทำให้ยังคงขาดแคลนองค์ความรู้พื้นฐานที่จะนำมาออกแบบท่อความร้อนเพื่อนำไปใช้จริง ตลอดจนการจัดวางแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสม ดังนั้นจึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องดำเนินการวิจัยในหัวข้อดังกล่าวนี้ โดยมีวัตถุประสงค์ของการวิจัยดังแสดงในหัวข้อที่ 1.2 นอกจากนี้เนื่องจากการวิจัยนี้มุ่งเน้นศึกษาที่ตัวท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบเป็นหลัก ยังไม่มีการนำท่อความร้อนไปติดตั้งกับระบบเฉพาะใดๆ เช่น ระบบคอมพิวเตอร์ หรือระบบรถยนต์ โดยมีขอบเขตของงานวิจัยดังแสดงในหัวข้อที่ 1.3 ดังนั้นผลที่ได้รับจากการวิจัยนี้จึงถือเป็นองค์ความรู้พื้นฐานที่สำคัญยิ่ง โดยเฉพาะสำหรับนักวิจัยที่มุ่งศึกษาเกี่ยวกับทฤษฎีพื้นฐานของท่อความร้อน ซึ่งนักวิจัยสามารถนำองค์ความรู้ที่ได้จากการวิจัยนี้ไปต่อยอดเพื่อทำการวิจัยในลักษณะการประยุกต์ใช้งานจริงกับงานใด และในสัดส่วนขนาดใดก็ได้ในอนาคตได้อย่างกว้างขวาง หรือสามารถนำไปต่อยอดเพื่อทำการวิจัยเชิงลึกเพื่อหาสมการทางคณิตศาสตร์ที่ใช้สำหรับทำนายสมรรถนะทางความร้อน เพื่อเป็นเครื่องมือในการออกแบบท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบสำหรับการประยุกต์ใช้งานจริงต่อไป



(ก) ท่อความร้อนหนึ่งชุดต่อหนึ่งแหล่งให้ความร้อน



(ข) ท่อความร้อนที่มีหลายแหล่งให้ความร้อน

รูปที่ iii แนวคิดในการใช้งานท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีหลายแหล่งให้ความร้อน

วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1. เพื่อศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีหลายแหล่งให้ความร้อน
2. เพื่อหาลักษณะการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสม
3. เพื่อสร้างองค์ความรู้พื้นฐานสำหรับการนำไปประยุกต์สร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีหลายแหล่งให้ความร้อนต่อไป

ขอบเขตของการศึกษา

1. ตัวแปรต้นในการศึกษา มีดังต่อไปนี้

- ความหนาแน่นความร้อนป้อนให้ของแต่ละแหล่งความร้อนที่แตกต่างกัน 3 ค่า ได้แก่ 1 3 และ 5 kW/m² โดยแหล่งให้ความร้อนทั้ง 3 แหล่งจะมีการเรียงสับเปลี่ยนค่าของความหนาแน่นความร้อนป้อนให้ในรูปแบบต่างๆ กัน แต่ทั้งนี้แหล่งให้ความร้อนทั้ง 3 แหล่งจะต้องมีความหนาแน่นความร้อนป้อนให้ต่างกันเสมอ
- ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ 3 ค่า ได้แก่ 1.06 1.50 และ 2.03 mm ซึ่งเป็นขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในที่ไม่เกินค่าเส้นผ่าศูนย์กลางภายในวิกฤต
- สารทำงาน 3 ชนิด ได้แก่ R123 เอทานอล และน้ำ เนื่องจากคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ที่ต่างกันอย่างเห็นได้ชัด และมีสถานะเป็นของเหลวที่อุณหภูมิและความดันบรรยากาศ
- มุมเอียงการทำงาน วัดจากแนวระดับ เท่ากับ 0° หรือท่อความร้อนวางตัวในแนวนอน และ 90° หรือท่อความร้อนวางตัวในแนวตั้ง ซึ่งเป็นมุมพื้นฐานในการออกแบบเพื่อประยุกต์ใช้ท่อความร้อน

2. ตัวแปรตามในการศึกษา มีดังต่อไปนี้

- สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ โดยพิจารณาจากความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่

3. ตัวแปรควบคุมในการศึกษา มีดังต่อไปนี้

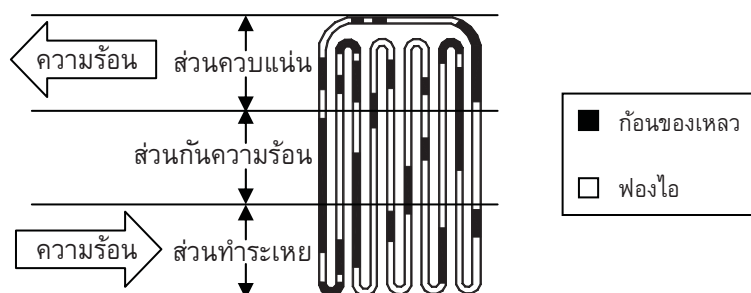
- ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น มีความยาวเท่ากัน คือเท่ากับ 150 mm เพื่อหลีกเลี่ยงพฤติกรรมการเป็น Heat flux transformer ของท่อความร้อน
- จำนวนโค้งเลี้ยว เท่ากับ 32 โค้งเลี้ยว ซึ่งเป็นจำนวนโค้งเลี้ยวที่เพียงพอต่อการสังเกตผลได้อย่างชัดเจน โดยที่จำนวนโค้งเลี้ยวในการศึกษานี้จะนับจากจำนวนของโค้งเลี้ยวรูปตัวยูที่อยู่ในส่วนทำระเหย
- อุณหภูมิส่วนกันความร้อนควบคุมให้คงที่เท่ากับ 50 ± 3 °C เพื่อให้ท่อความร้อนทุกชุดทำงานที่สภาวะเดียวกัน
- อัตราส่วนการเติมสารทำงานเท่ากับ 50% ของปริมาตรภายในท่อทั้งหมด เนื่องจากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า อัตราการเติมสารทำงานดังกล่าวอยู่ภายในช่วงที่ทำให้ท่อความร้อนถ่ายเทความร้อนได้สูงสุด ในทุกๆ ตัวแปรที่มีการเปลี่ยนแปลง

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

ท่อความร้อนแบบสั่นงอ (Closed-loop pulsating heat pipe, CLPHP) เป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนชนิดหนึ่งที่มีค่าการนำความร้อนที่สูงมากและถ่ายเทความร้อนได้โดยไม่ต้องการพลังงานจากภายนอก ได้รับการเสนอเป็นครั้งแรกโดย Akachi et al. [1] ท่อความร้อนแบบสั่นงอสร้างจากท่อคาปิลลารีทองแดง ขดเป็นโค้งเลี้ยวไปมา ปลายทั้งสองข้างเชื่อมต่อเข้าด้วยกันเพื่อให้มีลักษณะเป็นวงรอบภายในไม่มีโครงสร้างของวัสดุพรุน ทำการดูดอากาศภายในออกแล้วเติมสารทำงานเข้าไปบางส่วน ของปริมาตรท่อ โดยปรกติแล้วท่อความร้อนแบบสั่นงอจะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ได้แก่ (1) ส่วนทำระเหย (Evaporator section) เป็นส่วนที่ท่อความร้อนรับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อน (Heat source) (2) ส่วนกั้นความร้อน (Adiabatic section) เป็นส่วนที่ท่อความร้อนไม่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับสิ่งแวดล้อมภายนอกท่อ และ (3) ส่วนควบแน่น (Condenser section) เป็นส่วนที่ท่อความร้อนถ่ายเทความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อมหรือแหล่งรับความร้อน (Heat sink) เนื่องจากความเป็นคาปิลลารีของท่อ สารทำงานจึงจัดเรียงตัวอยู่ในลักษณะก่อนของเหลวสลับกับฟองไอ (หรือที่รู้จักกันในอีกชื่อคือ Slug-train) โดยตลอดความยาวของท่อความร้อน ซึ่งโครงสร้างและลักษณะการจัดเรียงตัวของฟองไอแสดงได้ในรูปที่ 1.1 การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นโดยอาศัยกลไกการแทนที่ (Replacement mechanism) [2] คือเมื่อก่อนของเหลวในส่วนทำระเหยได้รับความร้อน จะเกิดการระเหยกลายเป็นไอ และ ขยายตัว ในขณะที่ฟองไอในส่วนควบแน่นได้รับความเย็น จะเกิดการควบแน่น หดตัวและระบายความร้อนสู่สิ่งแวดล้อมไปพร้อมๆ กัน ดังนั้นฟองไอขยายตัวที่เกิดขึ้นในส่วนทำระเหยจึงไหลไปแทนที่ฟองไอหดตัวที่เกิดขึ้นในส่วนควบแน่นเป็นวัฏจักรเช่นนี้เรื่อยไป



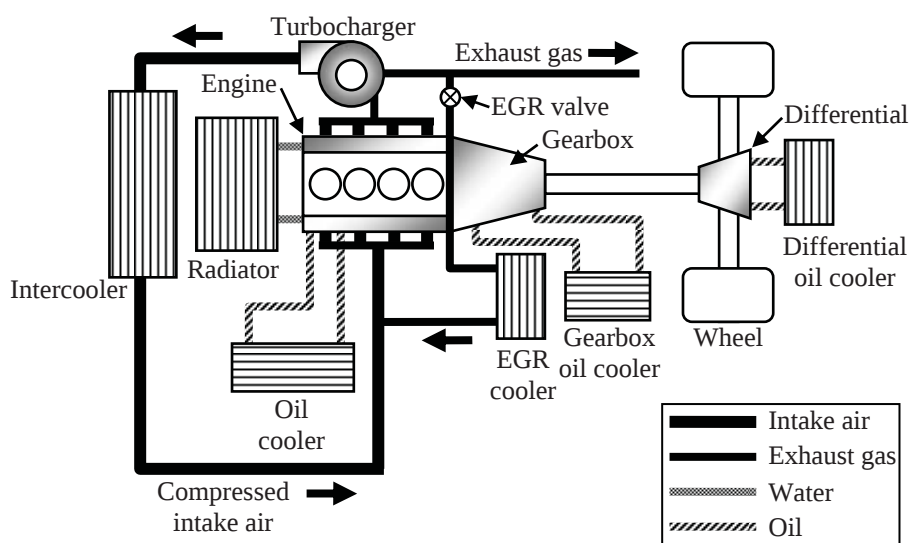
รูปที่ 1.1 ท่อความร้อนแบบสั่นงอ

โดยทั่วไปแล้ว ในการศึกษาเกี่ยวกับสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณฐานวงรอบ จะทำการป้อนความร้อนให้แก่ท่อความร้อนที่ส่วนทำระเหยในปริมาณที่เท่ากัน หรือมีการควบคุมให้อุณหภูมิในส่วนทำระเหยมีค่าเท่ากันโดยตลอดช่วงความยาวส่วนทำระเหย ซึ่งวัตถุประสงค์หลักของการศึกษาดังกล่าว คือเพื่อรวบรวมเป็นความรู้พื้นฐานอันมีค่าสำหรับนำไปใช้ในการออกแบบ พัฒนา ตลอดจนการประยุกต์เพื่อสร้างเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน (Heat pipe heat exchanger, HPHE) [3] เพื่อนำไปใช้ในการระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์ต่างๆ ต่อไป ซึ่งองค์ความรู้พื้นฐานดังกล่าวได้รวบรวมและแสดงไว้ในบทที่ 2

แต่ในปัจจุบัน เนื่องจากเทคโนโลยีทางวิศวกรรมได้พัฒนาไปอย่างมาก จะเห็นได้จากอุปกรณ์ ตลอดจนเครื่องใช้อำนวยความสะดวกต่างๆ ที่มีประสิทธิภาพในการทำงานที่สูงขึ้นมาก แต่ทั้งนี้กลับแลกมาด้วยสิ่งที่ไม่พึงประสงค์คือ ความร้อนสะสมที่เกิดขึ้นในอุปกรณ์เหล่านี้ นอกจากความร้อนสะสมดังกล่าวจะมีปริมาณที่สูงแล้ว ยังเกิดขึ้นจากหลายจุดภายในอุปกรณ์ชิ้นเดียวกันอีกด้วย สามารถยกตัวอย่างให้เห็นภาพชัดเจนมากยิ่งขึ้นได้ดังนี้ ในกรณีการใช้งานในสัดส่วนขนาดเล็ก (Small scale application) เช่น คอมพิวเตอร์ส่วนบุคคล (Personal computer) นอกจากความร้อนจะเกิดขึ้นที่หน่วยประมวลผลกลาง (Central processing unit, CPU) ดังเช่นในคอมพิวเตอร์รุ่นเก่าที่ความร้อนเกิดจากจุดนี้เพียงจุดเดียวเท่านั้น ยังคงเกิดขึ้นจากหน่วยประมวลผลของภาคแสดงผล (Graphic processing unit, GPU) ที่มีความสามารถมากขึ้น ตลอดจนจากฮาร์ดไดรฟ์ (Hard drive) ที่มีความเร็วรอบในการหมุนมากขึ้นด้วย ซึ่งความร้อนที่เกิดขึ้นที่อุปกรณ์ดังกล่าวนี้ต่างมีค่าที่สูงมาก ยกตัวอย่างเช่น หน่วยประมวลผลกลาง Intel® Core™ i7 Processor Extreme Edition รุ่น i7-3960X มีค่าความร้อนสูงสุดขณะทำงานถึง 130 W บนพื้นที่กระจายความร้อนของส่วนประมวลผล (Die) ที่เล็กเพียง 14.0 x 19.4 mm หรือคิดเป็นความหนาแน่นความร้อน (Heat flux) เท่ากับ 479 kW/m² [4] หรือหน่วยประมวลผลของภาคแสดงผล NVIDIA® GeForce™ GTX 680 มีอุณหภูมิสูงสุดขณะทำงานถึง 98 °C [5] เป็นต้น ซึ่งหากการระบายความร้อนที่ใช้มีประสิทธิภาพไม่เพียงพอ อาจส่งผลต่อเสถียรภาพการทำงานของคอมพิวเตอร์เครื่องนั้นได้ ส่วนในกรณีการใช้งานในสัดส่วนขนาดใหญ่ (Large scale application) เช่น รถยนต์สมรรถนะสูง รถสปอร์ต หรือรถแข่ง (High performance, sport or race car) นอกจากความร้อนจะเกิดขึ้นจากเครื่องยนต์ดังเช่นรถยนต์ทั่วไปแล้ว ยังสามารถเกิดขึ้นจากระบบหล่อลื่น ระบบส่งกำลัง ระบบเฟืองท้าย ระบบอัดอากาศ ตลอดจนระบบนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่ (Exhaust gas recirculation, EGR) ไปพร้อมๆ กันด้วย ดังแสดงในรูปที่ 1.2

ความร้อนที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์ สามารถระบายได้โดยอาศัยน้ำเป็นสารหล่อเย็น (Cooling medium) โดยเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนสู่อากาศที่หม้อน้ำ (Radiator) ในระบบหล่อลื่นนั้น ประกอบไปด้วยการหล่อลื่นเครื่องยนต์ หล่อลื่นระบบส่งกำลัง หล่อลื่นระบบเฟืองท้าย ซึ่งการหล่อลื่นอุปกรณ์ดังกล่าวอาศัยน้ำมันหล่อลื่น (Oil) เป็นสารหล่อลื่น พร้อมกันนี้ยังทำหน้าที่เป็นสารหล่อเย็นให้แก่อุปกรณ์ดังกล่าวอีกด้วย น้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์ (Engine oil) ขณะไหลเวียนอยู่ในเครื่องยนต์มีอุณหภูมิสูงถึง 110 – 500 °C ขึ้นอยู่กับบริเวณที่ทำการหล่อลื่น [6] ซึ่งความร้อนจากเครื่องยนต์ที่มาพร้อมกับน้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์นี้จะระบายสู่อากาศที่ Oil cooler ส่วนความร้อนจากระบบส่งกำลังที่มาพร้อมกับน้ำมันเกียร์ (Gear fluid) จะระบายสู่อากาศที่ Gearbox oil cooler และความร้อนจากระบบเฟืองท้ายที่มาพร้อมกับน้ำมันเฟืองท้าย (Differential oil) จะระบายสู่อากาศที่ Differential oil cooler ส่วนในระบบอัดอากาศนั้นเนื่องจากฝั่งของกังหันไอเสีย (Turbine) ได้รับความร้อนจากไอเสียที่มีอุณหภูมิไม่ต่ำกว่า 850 °C อย่าง

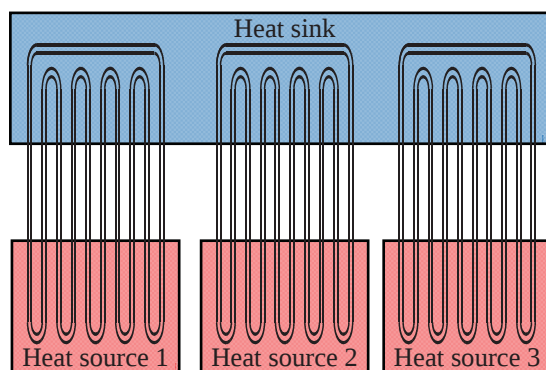
ต่อเนื่อง [7] ดังนั้นจึงต้องแบ่งน้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์บางส่วนออกจากระบบหล่อลื่นเครื่องยนต์เพื่อมารับความร้อนที่แกนของเทอร์โบชาร์เจอร์ (Turbocharger) แล้วไหลกลับไประบายความร้อนสู่อากาศที่ Oil cooler เช่นเดียวกับน้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์ส่วนใหญ่ในระบบ นอกจากนี้อากาศอัดที่ผ่านการเพิ่มความดันโดยกังหันอัดอากาศ (Compressor) จะมีอุณหภูมิสูงขึ้น จึงจำเป็นต้องนำอากาศอัดดังกล่าวมาผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เรียกว่า Intercooler ก่อนเข้าสู่เครื่องยนต์ เพื่อลดอุณหภูมิและเพื่อเพิ่มความหนาแน่นเชิงมวลของอากาศ นอกจากนี้ในรถยนต์ทั่วไปรุ่นใหม่ ๆ ซึ่งไม่จำเป็นต้องเป็นรถสมรรถนะสูง ผู้ผลิตต้องมีการปรับปรุงให้ค่ามลพิษที่ปลดปล่อยออกมาพร้อมกับไอเสียมีค่าไม่เกินค่ามาตรฐานที่กำหนด เช่น มาตรฐาน Euro 3 หรือ Euro 4 เป็นต้น ซึ่งหนึ่งในวิธีลดมลพิษดังกล่าวคือการใช้ระบบนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่ (Exhaust gas recirculation, EGR) ตามปกติแล้วจะไม่นำไอเสียกลับเข้ามาสู่การเผาไหม้โดยตรงเนื่องจากอุณหภูมิของไอเสียที่ยังคงมีค่าสูง จะส่งผลทำให้ค่าสัดส่วนอากาศต่อน้ำมัน (AF ratio) มีค่าลดลง และส่งผลให้อัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิงมีค่าเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังส่งผลให้ประสิทธิภาพเบรกเชิงความร้อน (Brake thermal efficiency) ของเครื่องยนต์ลดลงอีกด้วย [8] ดังนั้นจึงต้องนำไอเสียผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (EGR cooler) เพื่อลดอุณหภูมิก่อนนำเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อไป จากทั้งหมดที่กล่าวมาเห็นได้ว่าในรถยนต์หนึ่งคันอาจจำเป็นต้องมีการระบายความร้อนที่เกิดขึ้นจากระบบต่าง ๆ พร้อมกันถึง 6 จุดด้วยกัน



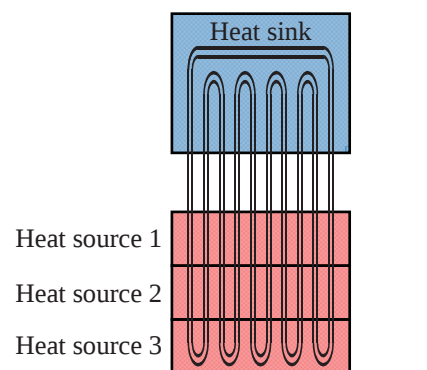
รูปที่ 1.2 อุปกรณ์ระบายความร้อนจากระบบต่างๆ ในรถยนต์สมรรถนะสูง

จากที่กล่าวมาข้างต้นจะเห็นได้ว่า ถ้าฟังก์ชันความรู้ที่มีสะสมกันมาจากการศึกษาในอดีตนั้นสามารถนำมาใช้ประกอบการออกแบบเพื่อสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนได้เพียงหนึ่งเครื่องต่อหนึ่งแหล่งให้ความร้อนเท่านั้น ดังนั้นหากมีหลายแหล่งให้ความร้อน จำนวนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหรือท่อความร้อนแบบสั่นงอจะต้องเพิ่มขึ้นตาม ดังแสดงในรูปที่ 1.3 (ก) ส่งผลให้อุปกรณ์นั้นมีขนาดใหญ่ขึ้น หรือมีน้ำหนักมากขึ้นตามไปด้วย ซึ่งสวนทางกับความต้องการของตลาดในปัจจุบันที่ต้องการความสะดวกในการเคลื่อนย้าย ขนาดเล็ก น้ำหนักเบา เพื่อที่จะแก้ไขปัญหาดังกล่าว จำเป็นต้อง

รวมแหล่งให้ความร้อนหลายๆ แหล่งเข้ากับท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบหรือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพียงชุดเดียว ดังแสดงในรูปที่ 1.3 (ข) แต่เนื่องจากยังไม่ปรากฏการศึกษาใดที่ศึกษาการถ่ายเทความร้อนในลักษณะนี้ ทำให้ยังคงขาดแคลนองค์ความรู้พื้นฐานที่จะนำมาออกแบบท่อความร้อนเพื่อนำไปใช้จริง ตลอดจนการจัดวางแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสม ดังนั้นจึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องดำเนินการวิจัยในหัวข้อดังกล่าวนี้ โดยมีวัตถุประสงค์ของการวิจัยดังแสดงในหัวข้อที่ 1.2 นอกจากนี้เนื่องจากการวิจัยนี้มุ่งเน้นศึกษาที่ตัวท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบเป็นหลัก ยังไม่มีการนำท่อความร้อนไปติดตั้งกับระบบเฉพาะใดๆ เช่น ระบบคอมพิวเตอร์ หรือระบบรถยนต์ โดยมีขอบเขตของงานวิจัยดังแสดงในหัวข้อที่ 1.3 ดังนั้นผลที่ได้รับจากการวิจัยนี้จึงถือเป็นองค์ความรู้พื้นฐานที่สำคัญยิ่ง โดยเฉพาะสำหรับนักวิจัยที่มุ่งศึกษาเกี่ยวกับทฤษฎีพื้นฐานของท่อความร้อน ซึ่งนักวิจัยสามารถนำองค์ความรู้ที่ได้จากการวิจัยนี้ไปต่อยอดเพื่อทำการวิจัยในลักษณะการประยุกต์ใช้งานจริงกับงานใด และในสัดส่วนขนาดใดก็ได้ในอนาคตได้อย่างกว้างขวาง หรือสามารถนำไปต่อยอดเพื่อทำการวิจัยเชิงลึกเพื่อหาสมการทางคณิตศาสตร์ที่ใช้สำหรับทำนายสมรรถนะทางความร้อน เพื่อเป็นเครื่องมือในการออกแบบท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบสำหรับการประยุกต์ใช้งานจริงต่อไป



(ก) ท่อความร้อนหนึ่งชุดต่อหนึ่งแหล่งให้ความร้อน



(ข) ท่อความร้อนที่มีหลายแหล่งให้ความร้อน

รูปที่ 1.3 แนวคิดในการใช้งานท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีหลายแหล่งให้ความร้อน

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

- 1.2.1 เพื่อศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีหลายแหล่งให้ความร้อน
- 1.2.2 เพื่อหาหลักการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสม
- 1.2.3 เพื่อสร้างองค์ความรู้พื้นฐานสำหรับการนำไปประยุกต์สร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีหลายแหล่งให้ความร้อนต่อไป

1.3 ขอบเขตของการศึกษา

1.3.1 ตัวแปรต้นในการศึกษา มีดังต่อไปนี้

- ความหนาแน่นความร้อนป้อนให้ของแต่ละแหล่งความร้อนที่แตกต่างกัน 3 ค่า ได้แก่ 1 3 และ 5 kW/m² โดยแหล่งให้ความร้อนทั้ง 3 แหล่งจะมีการเรียงสับเปลี่ยนค่าของความหนาแน่นความร้อนป้อนให้ในรูปแบบต่างๆ กัน แต่ทั้งนี้แหล่งให้ความร้อนทั้ง 3 แหล่งจะต้องมีความหนาแน่นความร้อนป้อนให้ต่างกันเสมอ
- ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ 3 ค่า ได้แก่ 1.06 1.50 และ 2.03 mm ซึ่งเป็นขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในที่ไม่เกินค่าเส้นผ่าศูนย์กลางภายในวิกฤต ตามสมการ (2.2)
- สารทำงาน 3 ชนิด ได้แก่ R123 เอทานอล และน้ำ เนื่องจากคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ที่แตกต่างกันอย่างเห็นได้ชัด และมีสถานะเป็นของเหลวที่อุณหภูมิและความดันบรรยากาศ
- มุมเอียงการทำงาน วัดจากแนวระดับ เท่ากับ 0° หรือท่อความร้อนวางตัวในแนวนอน และ 90° หรือท่อความร้อนวางตัวในแนวตั้ง ซึ่งเป็นมุมพื้นฐานในการออกแบบเพื่อประยุกต์ใช้ท่อความร้อน

1.3.2 ตัวแปรตามในการศึกษา มีดังต่อไปนี้

- สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ โดยพิจารณาจากความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่

1.3.2 ตัวแปรควบคุมในการศึกษา มีดังต่อไปนี้

- ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น มีความยาวเท่ากัน คือเท่ากับ 150 mm เพื่อหลีกเลี่ยงพฤติกรรมการเป็น Heat flux transformer ของท่อความร้อน
- จำนวนโค้งเลี้ยว เท่ากับ 32 โค้งเลี้ยว ซึ่งเป็นจำนวนโค้งเลี้ยวที่เพียงพอต่อการสังเกตผลได้อย่างชัดเจน โดยที่จำนวนโค้งเลี้ยวในการศึกษานี้จะนับจากจำนวนของโค้งเลี้ยวรูปตัวยูที่อยู่ในส่วนทำระเหย
- อุณหภูมิส่วนกันความร้อนควบคุมให้คงที่เท่ากับ 50 ± 3 °C เพื่อให้ท่อความร้อนทุกชุดทำงานที่สภาวะเดียวกัน
- อัตราส่วนการเติมสารทำงานเท่ากับ 50% ของปริมาตรภายในท่อทั้งหมด เนื่องจากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า อัตราการเติมสารทำงานดังกล่าวอยู่ภายในช่วงที่ทำให้ท่อความร้อนถ่ายเทความร้อนได้สูงสุด ในทุกๆ ตัวแปรที่มีการเปลี่ยนแปลง

บทที่ 2

งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

องค์ความรู้ที่ได้รับจากการศึกษาเกี่ยวกับท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบนั้น สามารถแบ่งได้เป็น 3 ประเภทคือ (1) การศึกษาเชิงปริมาณ (Quantitative study) ซึ่งเป็นการศึกษาถึงผลของตัวแปรทางกายภาพต่าง ๆ ที่มีต่อความสามารถและคุณลักษณะในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน (2) การศึกษาเชิงคุณภาพ (Qualitative study) ซึ่งเป็นการศึกษาถึงรูปแบบการไหลของสารทำงานที่อยู่ภายในท่อความร้อน เพื่อหาคำอธิบายในเชิงของปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นจริง และนำผลที่ได้รับจากทั้งสองการศึกษาดังกล่าวมาวิเคราะห์ร่วมกันเพื่อสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์หรือสหสัมพันธ์เพื่อใช้ในการทำนายความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนต่อไป เรียกการศึกษานี้ว่า (3) การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Mathematical model establishment) เนื่องจากการวิจัยนี้เป็นการศึกษาในลักษณะการศึกษาเชิงปริมาณ ดังนั้นจะขอกกล่าวถึงผลงานวิจัยที่อยู่ในหมวดการศึกษาเชิงปริมาณ และแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้กันอย่างแพร่หลายเท่านั้น ส่วนหมวดการศึกษาเชิงคุณภาพจะแสดงภาพตัวอย่างรูปแบบการไหลภายในแต่ละแบบที่สามารถเกิดขึ้นในท่อความร้อนที่วางตัวในแนวตั้งและแนวนอนเท่านั้น เนื่องจากการวิเคราะห์ผลการทดลองในบทที่ 4 จะมีการกล่าวถึงบางรูปแบบการไหลด้วย

2.1 ผลของตัวแปรต่าง ๆ ที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบวงรอบ มีดังต่อไปนี้

2.1.1 ผลของรูปร่างทางเรขาคณิตของท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน มีดังต่อไปนี้

- ผลของความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบ

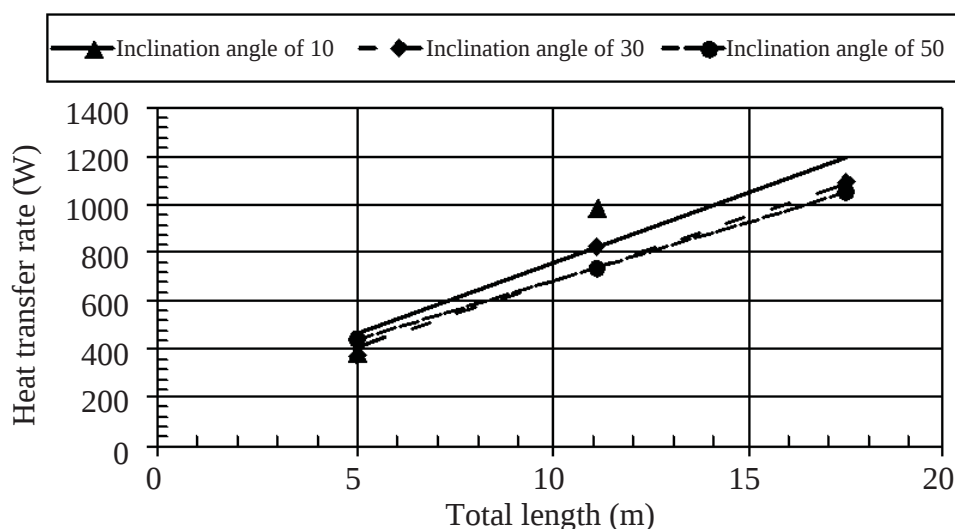
ความยาวส่วนทำระเหยคือความยาวของส่วนที่ได้รับความร้อนซึ่งวัดจากปลายสุดของกลุ่มท่อด้านส่วนทำระเหยไปยังรอยต่อของส่วนทำระเหยและส่วนกันความร้อน ความยาวส่วนทำระเหยนั้นมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบที่วางตัวในแนวนอน คือเมื่อความยาวส่วนทำระเหยมากขึ้น ค่าความหนาแน่นความร้อนที่สามารถถ่ายเทได้จะลดลง ทั้งนี้เนื่องมาจากเมื่อความยาวส่วนทำระเหยลดลง ความดันตกคร่อมอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานที่เกิดจากการไหลของสารทำงานมีค่าลดลง ทำให้การเคลื่อนที่ของสารทำงานจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นเป็นไปได้ง่ายมากขึ้น [9]

- ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบ

จำนวนโค้งเลี้ยวคือจำนวนของท่อความร้อนที่ขดเป็นรูปตัวยูภายในส่วนทำระเหย ความหมายอีกนัยหนึ่งของจำนวนโค้งเลี้ยวคือความยาวรวม การเพิ่มความยาวรวมก็เสมือนกับการเพิ่ม

จำนวนโค้งเลี้ยว ความยาวรวมนั้นมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ คือเมื่อความยาวรวมมากขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะมากขึ้น ดังเช่นในท่อความร้อนแบบส่นวงรอบที่ใช้สารทำงานเดียวกันพบว่าหากเพิ่มความยาวรวม จาก 5 m ไปเป็น 17.5 m ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 368 W ไปเป็น 1114 W ดังแสดงในรูป 2.1 ทั้งนี้เนื่องมาจากการที่ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบมีความยาวรวมมากขึ้น จึงทำให้มีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น [10] นอกจากนี้ยังพบว่าจำนวนโค้งเลี้ยวมีความสัมพันธ์กับอัตราส่วนระหว่างค่าความต้านทานความร้อนและค่าความต้านทานความร้อนสูงสุดดังสมการ

$$R / R_{\max} = 15.775N^{-1.1042} \quad (2.1)$$



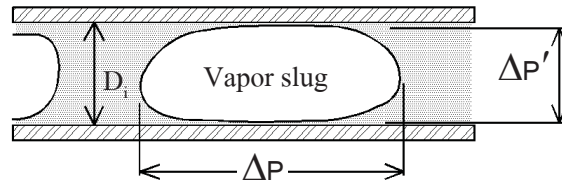
รูปที่ 2.1 ความสัมพันธ์ระหว่างความยาวรวมและอัตราการถ่ายเทความร้อน [5]

ส่วนกรณีที่ท่อความร้อนวางตัวในแนวนอนพบว่า เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวมากขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะมากขึ้น ทั้งนี้เนื่องมาจากการเพิ่มขึ้นของจำนวนโค้งเลี้ยวจะทำให้ความไม่สมดุลของความดันระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่ามากขึ้น ส่งผลให้การเคลื่อนที่ของสารทำงานดีขึ้น จากการทดลองยังพบอีกว่า จำนวนโค้งเลี้ยวจะส่งผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนมากขึ้นในกรณีที่ความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มจาก 50 mm เป็น 150 mm [11]

- ผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ

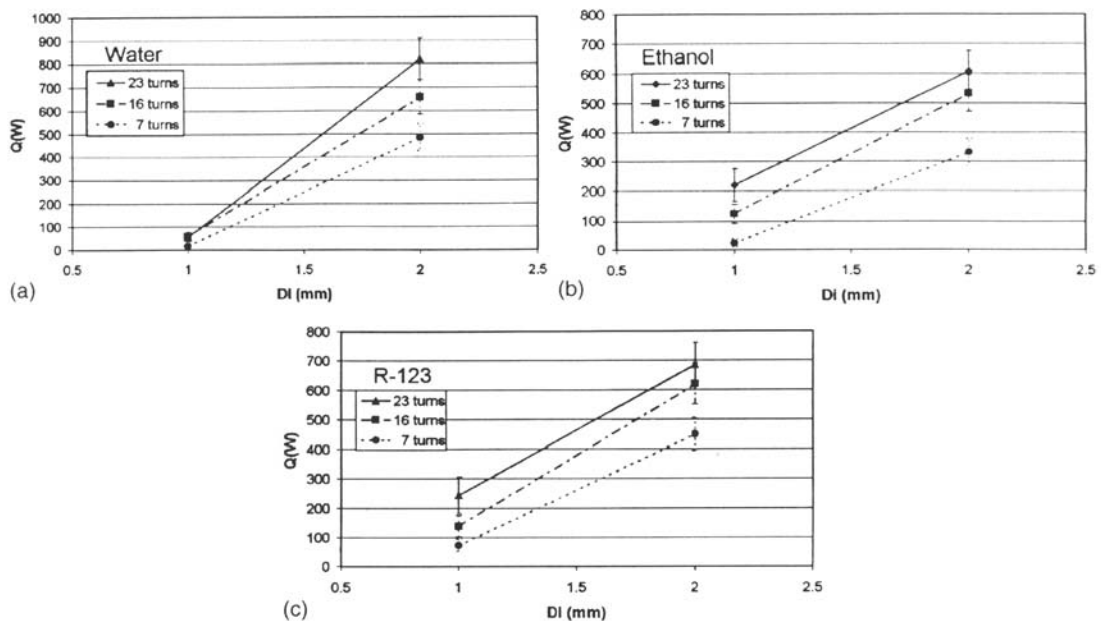
การที่ท่อความร้อนแบบส่นจะสามารถทำงานได้นั้น สารทำงานที่อยู่ภายในท่อต้องมีลักษณะเป็นแบบฟองไอและก้อนของเหลวสลับกันตลอดช่วงความยาวท่อ อันเป็นผลเนื่องมาจากแรงตึงผิวของสารทำงาน โดยมีเงื่อนไขในการเกิดลักษณะดังกล่าวคือความดันไอตามแนวแกนของท่อต้องมากกว่าความดันไอตามแนวขวาง [12] ดังแสดงในรูปที่ 2.2 สำหรับสารทำงานที่ทราบค่าความหนาแน่นและแรงตึงผิว สามารถหาเส้นผ่านศูนย์กลางสูงสุดของท่อคาปิลลารีที่สามารถเกิดฟองไอสลับกับก้อนของเหลวตลอดความยาวของท่อ ได้ดังสมการ

$$D_{i,max} = 2 \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_L g}} \quad (2.2)$$



รูปที่ 2.2 การเกิดฟองไอลับกับก้อนของเหลวในท่อคาปิลลารี [12]

เส้นผ่านศูนย์กลางภายในนั้นส่งผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบ คือเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในมากขึ้น ค่าความหนาแน่นความร้อนที่สามารถถ่ายเทได้จะมากขึ้น ดังเช่นในท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบที่ใช้สารทำงานเดียวกันและความยาวส่วนทำระเหยเดียวกันคือ 100 mm ซึ่งแสดงผลการศึกษาดังในรูปที่ 2.3 [13] แต่ในกรณีที่ท่อความร้อนวางตัวในแนวนอนพบว่า แนวโน้มผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนนั้นยังขึ้นอยู่กับชนิดของสารทำงานอีกด้วย ในกรณีที่ใช้น้ำเป็นสารทำงานพบว่า เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้น อัตราการการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นตาม ในทางกลับกันพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะลดลง หากใช้สารทำงานเป็นเอทานอล [11]



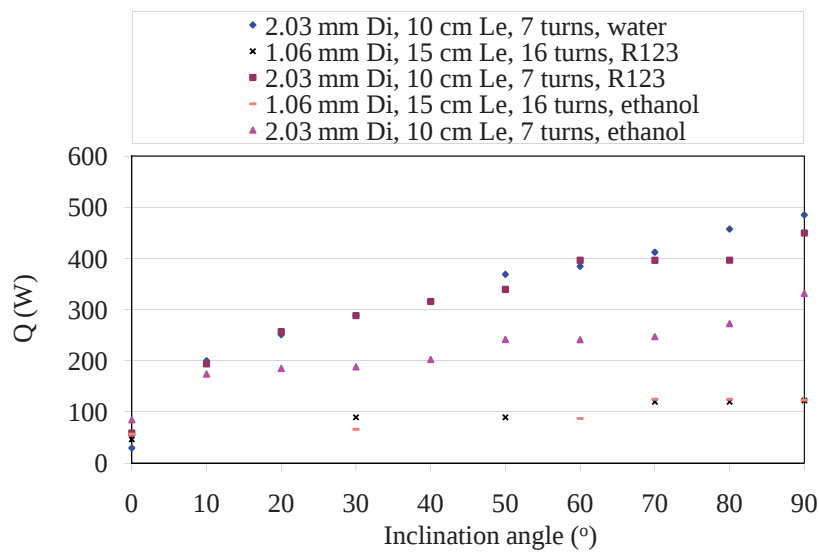
รูปที่ 2.3 ความสัมพันธ์ระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและอัตราการถ่ายเทความร้อน [13]

2.1.2 ผลของมุมเอียงการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นงอ

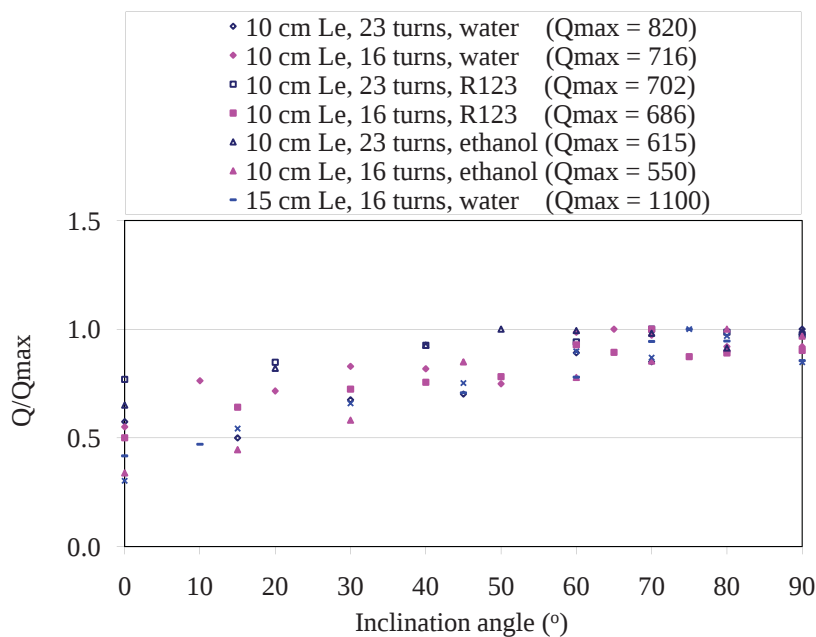
มุมเอียงการทำงานคือมุมที่วัดจากระนาบของกลุ่มท่อความร้อนกับระนาบในแนวระดับ หากมุมเอียงมีค่าบวก แสดงว่าส่วนทำระเหยอยู่ต่ำกว่าส่วนควบแน่น ในทางกลับกันหากมุมเอียงมีค่าลบ แสดงว่าส่วนทำระเหยอยู่สูงกว่าส่วนควบแน่น ผลของมุมเอียงการทำงานนั้นมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นงอ คือเมื่อมุมเอียงการทำงานมากขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเกิดการเปลี่ยนแปลงทั้งเพิ่มขึ้นและลดลง ดังเช่นในท่อความร้อนแบบสั่นงอที่ใช้สารทำงานเดียวกัน พบว่าหากเพิ่มมุมเอียง จาก 0 ไปเป็น 90° ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะแปรเปลี่ยนอยู่ในช่วงระหว่าง 825 W และ 1134 W โดยที่อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเกิดขึ้นที่มุมเอียง 20° ส่วนที่มุมเอียง 90° นั้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนคือ 856 W ทั้งนี้อาจเป็นเพราะเมื่อมุมเอียงการทำงานมากขึ้น แรงโน้มถ่วงส่งผลต่อการเคลื่อนที่ของฟองไอน์มากขึ้น ขณะที่ความแตกต่างความดันของฟองไอน์และก้อนของเหลวมีความสำคัญน้อยลง [10]

เมื่อส่วนทำระเหยของท่อความร้อนอยู่ต่ำกว่าส่วนควบแน่น (Bottom heat mode, BHM) อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะแปรผันตรงกับอุณหภูมิแตกต่างระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น และอัตราการถ่ายเทความร้อนนี้จะเป็นแบบคงตัว (Steady state) ซึ่งต่างจากในกรณีในส่วนทำระเหยของท่อความร้อนอยู่สูงกว่าส่วนควบแน่น (Top heat mode, THM) โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนนั้นจะเป็นแบบไม่เป็นระเบียบ (Chaotic) [14]

หากพิจารณาให้ละเอียดโดยมีจำนวนโค้งเลี้ยววิกฤต (N_{crit}) เข้ามาเกี่ยวข้อง พบว่าในกรณีที่จำนวนโค้งเลี้ยวน้อยกว่าจำนวนโค้งเลี้ยววิกฤต ($N < N_{crit}$) การทำงานของท่อความร้อนในแนวระดับนั้นไม่เป็นที่น่าพอใจ หากมุมเอียงการทำงานเพิ่มมากขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนจะมากขึ้น และท่อความร้อนสามารถทำงานได้ดีที่สุดที่มุม 90° ดังแสดงในรูปที่ 2.4 ส่วนในกรณีที่จำนวนโค้งเลี้ยวมากกว่าจำนวนโค้งเลี้ยววิกฤต ($N > N_{crit}$) การทำงานของท่อความร้อนในแนวระดับนั้นดีกว่าในกรณีแรก หากมุมเอียงการทำงานเพิ่มมากขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนจะมากขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดเกิดขึ้นที่มุมเอียง 60° ถึง 90° ดังแสดงในรูปที่ 2.5 [13] ซึ่งใกล้เคียงกับอีกการศึกษา [15] ที่สรุปไว้ว่า เมื่อมุมเอียงการทำงานเพิ่มขึ้นจาก 0 ไปเป็น 60° อัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้น และเมื่อมุมเอียงการทำงานเพิ่มขึ้นจาก 60° ไปเป็น 90° อัตราการถ่ายเทความร้อนจะลดลง ส่วนกรณีที่ท่อความร้อนวางตัวอยู่ในแนวนอนและมีอุณหภูมิส่วนทำระเหยมากกว่า 70 °C จะพบว่า จำนวนโค้งเลี้ยววิกฤตมีค่าเท่ากับ 16 โค้งเลี้ยว สำหรับท่อความร้อนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 1.0 mm และ 1.5 mm และจำนวนโค้งเลี้ยววิกฤตมีค่าเท่ากับ 11 โค้งเลี้ยว สำหรับท่อความร้อนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 2.0 mm แต่หากลดอุณหภูมิส่วนทำระเหยลงเป็น 60 °C จะทำให้จำนวนโค้งเลี้ยววิกฤตในกรณีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 2 mm เพิ่มขึ้นเป็น 16 โค้งเลี้ยว [11]



รูปที่ 2.4 ความสัมพันธ์ระหว่างมุมเอียงการทำงานและ Q เมื่อ $N < N_{crit}$ [13]



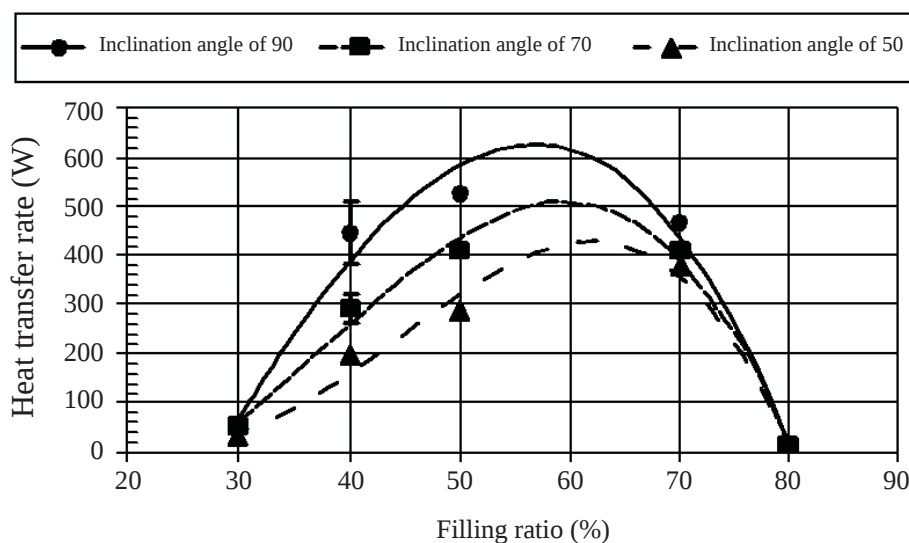
รูปที่ 2.5 ความสัมพันธ์ระหว่างมุมเอียงการทำงานและ Q/Q_{max} เมื่อ $N > N_{crit}$ [13]

2.1.3 ผลของสารทำงาน ที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบ สัณฐานวงรอบ มีดังต่อไปนี้

- ผลของอัตราส่วนการเติมสารทำงานของท่อความร้อนแบบสัณฐานวงรอบ

อัตราส่วนการเติมสารทำงานคืออัตราส่วนของปริมาตรสารทำงานต่อปริมาตรภายในของท่อความร้อนทั้งหมด อัตราส่วนการเติมสารทำงานมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณฐานวงรอบ โดยพบว่าในช่วงอัตราการเติมสาร 30% ถึง 50% เมื่อเพิ่มอัตราการเติมสาร ค่า

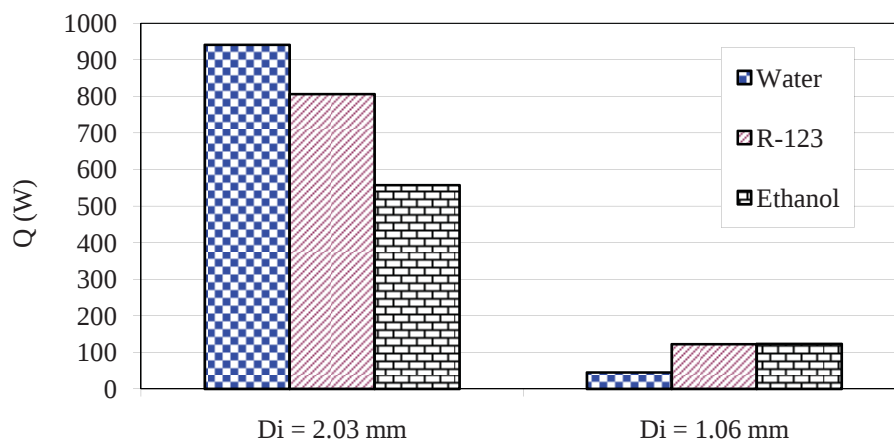
อัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้น ช่วงอัตราการเติมสาร 50% ถึง 70% เป็นช่วงที่ทำให้เกิดค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของทุกมุมเอียงการทำงาน และช่วงอัตราการเติมสารมากกว่า 70% ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะลดลงอย่างรวดเร็วดังแสดงในรูปที่ 2.6 ทั้งนี้เนื่องมาจากฟองไอและก้อนของเหลวมีขนาดเล็กเพียงพอที่จะเคลื่อนที่ได้ง่าย และมีปริมาณมากพอที่จะใช้ในถ่ายเทความร้อน [13] ในกรณีของท่อความร้อนที่วางตัวในแนวนอนพบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดจะเกิดขึ้นเมื่ออัตราส่วนการเติมอยู่ในช่วง 30% ถึง 50% เมื่อความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับ 50 mm และอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดจะเกิดขึ้นเมื่ออัตราส่วนการเติมเท่ากับ 30% เมื่อความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับ 150 mm [11]



รูปที่ 2.6 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนการเติมสารทำงานและอัตราการถ่ายเทความร้อน [13]

- ผลของชนิดสารทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นงอ

ชนิดสารทำงานนั้นมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นงอ ดังนั้น เมื่อเปรียบเทียบสารทำงาน 3 ชนิด ได้แก่ R123 เอทานอล และน้ำ พบว่าน้ำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับ R123 และเอทานอล สำหรับท่อความร้อนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.0 mm แต่ในทางตรงข้าม R123 และเอทานอลให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าน้ำ สำหรับท่อความร้อนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.0 mm ทั้งนี้เนื่องมาจากน้ำมีความตึงผิวสูง $(dP/dT)_{sat}$ ต่ำ ความร้อนสัมผัส ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ และความร้อนหนืดสูงกว่าเมื่อเทียบกับ R123 [13] ซึ่งความสัมพันธ์ระหว่างชนิดสารทำงานและอัตราการถ่ายเทความร้อน ของท่อความร้อนแบบสั่นงอที่มีความยาวส่วนทำระเหย 150 mm จำนวนโค้งเลี้ยว 16 โค้งเลี้ยว มุมเอียงการทำงาน 90° จากแนวระดับ แสดงไว้ในรูปที่ 2.7 ส่วนในกรณีที่ท่อความร้อนวางตัวในแนวนอนพบว่าผลของชนิดสารทำงานเหมือนกับในกรณีที่ท่อความร้อนวางตัวในแนวตั้งดังที่กล่าวมาข้างต้น คือน้ำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด สำหรับท่อความร้อนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.0 mm และไม่มีความแตกต่างระหว่างน้ำและเอทานอลเมื่อท่อความร้อนมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 1.0 mm [11]



รูปที่ 2.7 ความสัมพันธ์ระหว่างชนิดสารทำงานและอัตราการถ่ายเทความร้อน [13]

จากผลของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบดังที่กล่าวมา จะเห็นว่าทุกๆ ตัวแปรที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นจึงสามารถรวมความสัมพันธ์ของตัวแปรดังกล่าวให้เป็นสมการกึ่งสหสัมพันธ์ เพื่อใช้ในการทำนายความหนาแน่นความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบ โดยใช้ข้อมูลจากการทดลองที่มีอยู่แล้ว [13] ซึ่งสมการกึ่งสหสัมพันธ์ที่ได้คือ [16]

$$\dot{q} = 0.54(\exp(\beta))^{0.48} Ka^{0.47} Pr_L^{0.27} Ja^{1.43} N^{-0.27} \quad (2.3)$$

ไม่เพียงแต่รูปร่างทางเรขาคณิต มุมเอียงการทำงาน และชนิดสารทำงานที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบ แต่การสั่นของความดันที่เกิดขึ้นภายในท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบก็มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนด้วย ซึ่งพบว่าผลต่างของความดันระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น แอมพลิจูดและความถี่ของการสั่นของความดันต่างก็มีผลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน หากความดันแตกต่างกันระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าลดลง แอมพลิจูดของการสั่นของความดันลดลง และความถี่ของการสั่นของความดันเพิ่มขึ้นแล้ว จะให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น นอกจากนี้เมื่อมุมเอียงการทำงานน้อยลง ยังเป็นผลให้ความดันแตกต่างกันระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น และพบอีกว่าหากค่าความหนาแน่นความร้อนเพิ่มขึ้น จะทำให้ความดันอิมิตัวภายในท่อความร้อนเพิ่มขึ้นด้วย [17]

2.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ที่ผ่านมาได้มีการศึกษาเกี่ยวกับการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อทำนายคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบ โดยใช้แนวความคิดเดียวกันกับการคำนวณหาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อกาลักความร้อน นั่นคือการพิจารณาจากความต้านทานทางความร้อนที่เกิดขึ้นในส่วนต่างๆ ของท่อความร้อน โดยที่ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถหาได้จาก

$$Q = \frac{\Delta T_s}{Z_{total}} \quad (2.4)$$

โดยที่ T_s คือผลต่างของอุณหภูมิผิวภายนอกระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น และ Z_{total} คือผลรวมของค่าความต้านทานทางความร้อน ดังสมการ

$$Z_{total} = Z_2 + (Z_3^{-1} + Z_4^{-1}) + (Z_5^{-1} + Z_6^{-1}) + Z_7 \quad (2.5)$$

โดยที่ Z_2 คือค่าความต้านทานทางความร้อนของการนำความร้อนผ่านผนังท่อตามแนวรัศมีที่ส่วนทำระเหย

Z_3 คือค่าความต้านทานทางความร้อนของการพาความร้อนของสารทำงานภายในส่วนทำระเหย

Z_4 คือค่าความต้านทานทางความร้อนของการเดือดแบบพาของสารทำงานภายในส่วนทำระเหย

Z_5 คือค่าความต้านทานทางความร้อนของการควบแน่นของสารทำงานภายในส่วนควบแน่น

Z_6 คือค่าความต้านทานทางความร้อนของการพาความร้อนของสารทำงานภายในส่วนควบแน่น

Z_7 คือค่าความต้านทานทางความร้อนของการนำความร้อนผ่านผนังท่อตามแนวรัศมีที่ส่วนทำระเหย

จากการศึกษาดังกล่าว สามารถคำนวณหาค่าความต้านทานทางความร้อนแต่ละตัวได้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$Z_2 = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k_e (2NL_e)} \quad (2.6)$$

$$Z_3 = \frac{D_i}{k_{mix,Tv} Nu_e [2\pi r_i (2NL_e)]} \quad (2.7)$$

$$Z_4 = \sqrt{0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{fg})^{0.24}} \right] (2QN\pi D_i L_e) \left[\frac{h_{fg}}{(v_g - v_l) T_{sat, evap}} \right]^{0.75}}^{-1} \quad (2.8)$$

$$Z_5 = \sqrt{0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (\rho_g h_{fg})^{0.24}} \right] (2QN\pi D_i L_c) \left[\frac{h_{fg}}{(v_g - v_l) T_{sat,cond}} \right]^{0.75}}^{-1} \quad (2.9)$$

$$Z_6 = \frac{D_i}{k_{mix,Tv} Nu_c \left[2\pi r_i (2NL_c) \right]} \quad (2.10)$$

$$Z_7 = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k_c (2NL_c)} \quad (2.11)$$

จากการศึกษาเชิงคุณภาพถึงรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นภายในท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบพบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนนั้นขึ้นอยู่กับอัตราการระเหยกลายเป็นไอและการควบแน่นของสารทำงาน ซึ่งเป็นผลต่อเนื่องมาจากปรากฏการณ์การควบแน่นไม่สมบูรณ์ ดังนั้นค่าความต้านทานทางความร้อนรวมที่คำนวณได้จากสมการ (5) จึงต้องมีการปรับแก้เพื่อให้สอดคล้องกับปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นจริง โดยใช้ตัวแปรที่เรียกว่า Phase change damping coefficient (PCDC) ร่วมกับค่าความต้านทานทางความร้อนของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นดังสมการ

$$Z_{total} = Z_2 + S_e (Z_3^{-1} + Z_4^{-1}) + S_c (Z_5^{-1} + Z_6^{-1}) + Z_7 \quad (2.12)$$

โดยที่ค่า S_e และ S_c คือค่า PCDC ของการระเหยและการควบแน่นตามลำดับ สำหรับท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบที่มีส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นสมมาตรกันแล้ว ค่า PCDC ทั้งสองส่วนดังกล่าวจะถือว่าเท่ากัน จากการศึกษานี้พบว่าค่า PCDC สามารถหาค่าได้จากสมการสหสัมพันธ์

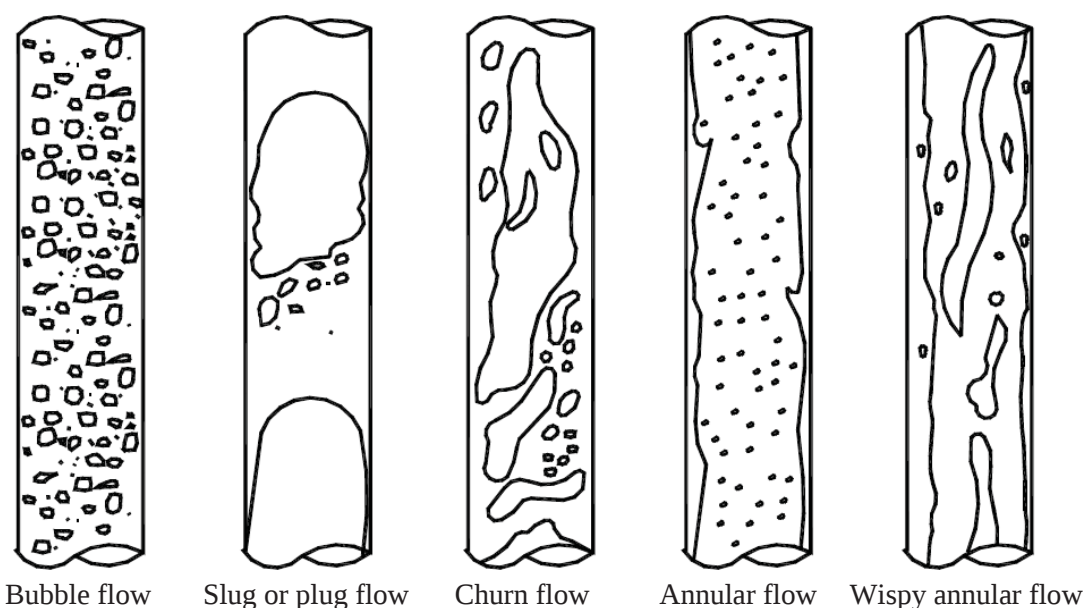
$$S = 0.0133 \left[Bo_{mix}^{0.65} Pr_{mix}^{0.05} Re_{mix}^{0.31} \left(\frac{NL_e}{D_i} \right)^{2.15} \right]^{0.2893} \quad (2.13)$$

เมื่อนำค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่หาได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ดังกล่าว ไปเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลองเชิงปริมาณของ [18] พบว่าแบบจำลองนี้สามารถทำนายค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ค่อนข้างแม่นยำ โดยมีค่าความผิดพลาดอยู่ที่ $\pm 19.60\%$ [19]

2.3 รูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนแบบสั่นงอ

2.3.1 รูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนที่วางตัวในแนวตั้ง แบ่งได้ 5 รูปแบบ ดังแสดงในรูปที่ 2.8 ได้ดังนี้ [20]

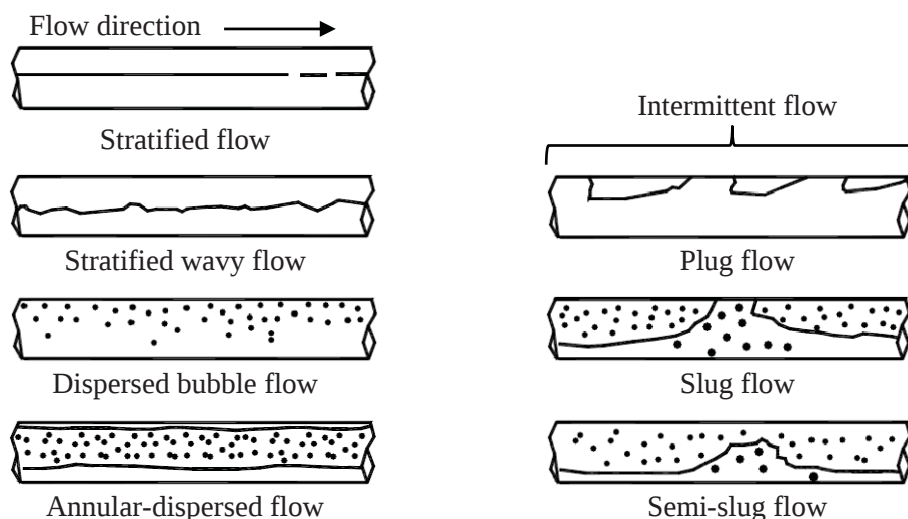
- การไหลแบบเป็นฟอง (Bubble flow) รูปแบบการไหลที่มีทั้งฟองก๊าซเล็กๆกระจายเป็นจุดๆ ไหลปะปนกับของเหลว และสถานะของเหลวจะต่อเนื่อง
- การไหลแบบเป็นก้อน (Slug flow or Plug flow) รูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซที่มีรูปร่างคล้ายกระสุนไหลขึ้นสู่ด้านบน โดยมีของเหลวชั้นกลางพร้อมกับมีก๊าซปะปนบ้าง โดยขณะเดียวกันมีฟิล์มของเหลวล้อมรอบฟองก๊าซรูปกระสุน
- การไหลแบบเป็นโพรง (Churn flow) รูปแบบการไหลที่มีรูปร่างของฟองก๊าซบิดเบี้ยวไป เนื่องจากฟองก๊าซมีความเร็วในการไหลเพิ่มขึ้น โดยที่รูปแบบการไหลแบบนี้อาจจะไม่มีการสัมผัสของของเหลวให้เห็นเมื่อท่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยๆ
- การไหลแบบวงแหวน (Annular flow) รูปแบบการไหลที่มีการไหลของก๊าซอยู่ในแกนกลางท่อ มีหยดของเหลวเล็กๆ ปะปนไปด้วย และขณะเดียวกันก็มีการไหลเป็นฟิล์มที่ผิวท่อ
- การไหลแบบวงแหวนแทรก (Wispy annular flow) รูปแบบการไหลที่มีการไหลขึ้นของก๊าซอยู่แกนกลางท่อ โดยที่หยดของเหลวได้ปะปนไปกับก๊าซนั้นได้รวมตัวกันเป็นริ้วปนกันไปด้วย และขณะเดียวกันก็มีการไหลของของเหลวเป็นฟิล์มที่ผิวท่อ ซึ่งการเกิดการรวมตัวของหยดของเหลวเล็กๆ เนื่องจากอัตราการไหลของฟิล์มของเหลวเพิ่มขึ้นทำให้ความหนาแน่นของหยดของเหลวมากขึ้นด้วย



รูปที่ 2.8 รูปแบบการไหลในท่อหน้าตัดกลมในแนวตั้ง [20]

2.3.2 รูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนที่วางตัวในแนวนอน แบ่งได้ 5 รูปแบบ ดังแสดงในรูปที่ 2.9 ได้ดังนี้ [20]

- การไหลแบบแยกชั้น (Stratified flow) รูปแบบการไหลจะมีการแยกตัวออกจากกันเนื่องจากแรงดึงดูด โดยที่ก๊าซจะไหลไปตามด้านบนของท่อ และของเหลวจะไหลไปที่แนวด้านล่างของท่อ
- การไหลแบบแยกชั้นผิวคลื่น (Stratified wavy flow) รูปแบบการไหลที่มีความเร็วของก๊าซเพิ่มขึ้นจากรูปแบบการไหลแบบแยกชั้น ทำให้เกิดคลื่นขึ้นที่ผิวรอยต่อระหว่างก๊าซกับของเหลว
- การไหลแบบฟองฟุ้ง (Dispersed bubble flow) รูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซกระจายปะปนในของเหลวมีแนวโน้มของฟองก๊าซจะรวมกันที่ด้านบนของท่อ เมื่อระบบมีความเร็วในการไหลมากขึ้นฟองก๊าซจะกระจายตัวได้สม่ำเสมอมากขึ้น
- การไหลแบบวงแหวนฟุ้ง (Annular - dispersed flow) รูปแบบการไหลก็คล้ายกับท่อที่อยู่ในแนวดิ่ง แต่ความหนาของแผ่นฟิล์มจะสม่ำเสมอ โดยที่ด้านล่างของท่อความหนาของแผ่นฟิล์มก็จะมากกว่า
- การไหลแบบเป็นช่วง (Intermittent flow) รูปแบบการไหลนี้แบ่งออกได้ 3 รูปแบบด้วยกัน
 - การไหลแบบเป็นก้อน (Plug flow) รูปแบบการไหลที่คล้ายกับท่อในแนวดิ่งแต่จะแนบชิดกับผิวท่อด้านบน
 - การไหลแบบเป็นห้วง (Slug flow) รูปแบบการไหลที่ของเหลวที่มีสภาพเป็นชั้นไปอุดหน้าท่อนั้นจะมีฟองก๊าซปะปนไปด้วย
 - การไหลแบบกึ่งห้วง (Semi-slug flow) เป็นรูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซเกิดขึ้นที่คลื่นโดยคลื่นไม่สามารถที่จะก่อตัวเป็นก้อนของเหลวไปปิดกั้นท่อหรือสัมผัสกับผนังท่อด้านบนได้



รูปที่ 2.9 รูปแบบการไหลในท่อน้ำตัดกลมในแนวระดับ [20]

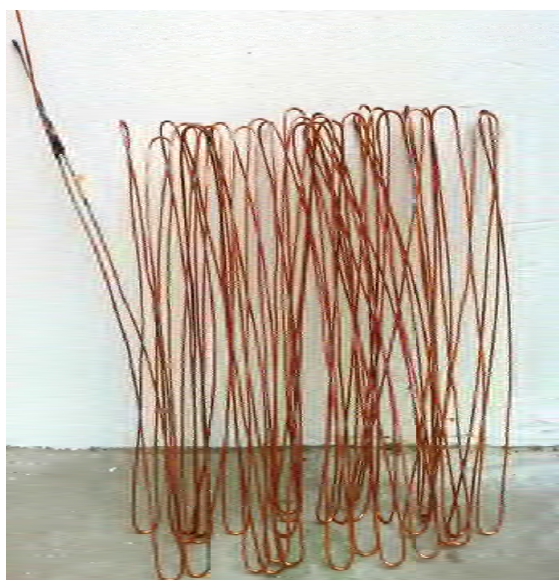
บทที่ 3

การดำเนินการทดลอง

เนื่องด้วยการศึกษาเน้นการทดลองในเชิงปริมาณ (Quantitative experiment) ดังนั้นการดำเนินการทดลองจึงประกอบด้วย การออกแบบและสร้างชุดท่อความร้อนที่มีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูง และการจัดชุดทดลองที่สามารถวัดค่าทางปริมาณต่าง ๆ ได้อย่างถูกต้อง มีความแม่นยำ และมีความน่าเชื่อถือ เพื่อที่จะสามารถนำค่าที่วัดได้ไปประกอบวิเคราะห์ได้อย่างถูกต้อง ในบทนี้จึงเป็นการนำเสนอขั้นตอนและวิธีสร้างชุดท่อความร้อนและการจัดชุดทดลองดังกล่าว ตลอดจนนำเสนอวิธีการทดลอง และการวิเคราะห์ผลการทดลองในการศึกษานี้ด้วย

3.1 การสร้างชุดท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ใช้ในการทดลองนี้ ทำจากท่อคาปิลลารีทองแดง เนื่องจากเป็นวัสดุที่มีค่าการนำความร้อนที่สูงมาก นำมาดัดให้มีลักษณะเป็นโค้งเลี้ยวไปมา โดยมีจำนวนโค้งเลี้ยวรวมเท่ากับ 32 โค้งเลี้ยว ซึ่งจำนวนโค้งเลี้ยวในที่นี้จะนับจากจำนวนโค้งรูปตัวยูที่อยู่ในส่วนทำระเหย จากนั้นดัดให้ท่อความร้อนซ้อนกันเป็น 4 แผง แผงละ 8 โค้งเลี้ยว เพื่อลดขนาดของชุดท่อความร้อนในแนวกว้าง ดังแสดงในรูปที่ 3.1 เนื่องจากตัวแปรต้นของการศึกษากำหนดไว้ว่า ทำการศึกษาผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อความร้อน 3 ค่า ได้แก่ 1.06 1.50 และ 2.03 mm และสารทำงาน 3 ชนิด ดังนั้นจึงต้องสร้างชุดท่อความร้อน 3 ชุด ต่อหนึ่งสารทำงาน ดังนั้นทำการสร้างชุดท่อความร้อนทั้งสิ้น 9 ชุด



รูปที่ 3.1 ท่อคาปิลลารีทองแดงดัดเป็นวงรอบ

หลังจากที่ได้ทำการตัดท่อคาปิลลารีทองแดงให้ขาดเป็นวงรอบแล้ว จำเป็นต้องเชื่อมส่วนปลายด้านบนของท่อให้ติดกันเพื่อให้สารทำงานสามารถไหลวนเป็นวงรอบได้ ซึ่งในที่นี้ใช้การเชื่อมปลายโดยนำท่อมาต่อกันเป็นรูปตัว H ดังแสดงในรูปที่ 3.2 และเชื่อมปิดปลายท่อ 1 ด้าน โดยด้านที่ไม่ได้ทำการเชื่อมปิดปลายจะใช้ในการเติมสารทำงานในขั้นตอนต่อไป

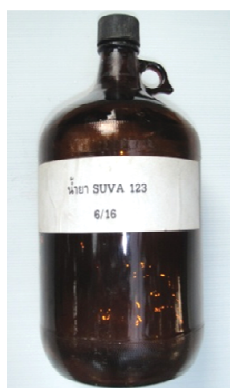


รูปที่ 3.2 ท่อทองแดงรูปตัว H

การเติมสารทำงานเริ่มจากนำท่อความร้อนติดตั้งเข้ากับแท่นเติมสารทำงาน ต่อปั๊มสุญญากาศ (Vacuum pump) ดังรูปที่ 3.3 เข้ากับแท่นเติมสารทำงาน จากนั้นเปิดปั๊มสุญญากาศเพื่อดูดอากาศภายในระบบเติมสารทำงานและในท่อความร้อนออก ทำการตรวจการรั่วของท่อความร้อน หากไม่มีให้ทำการเติมสารทำงานที่ต้องการลงไป ในการศึกษานี้เลือกใช้สารทำงาน 3 ชนิด ได้แก่ R123 เอทานอล และน้ำ ดังรูปที่ 3.4 โดยเติมสารทำงานในปริมาณ 50% ของปริมาตรภายในของท่อคาปิลลารีทองแดง และทำการเชื่อมปิดปลายด้านที่เหลือ



รูปที่ 3.3 ปั๊มสุญญากาศ



(ก) R123



(ข) เอทานอล

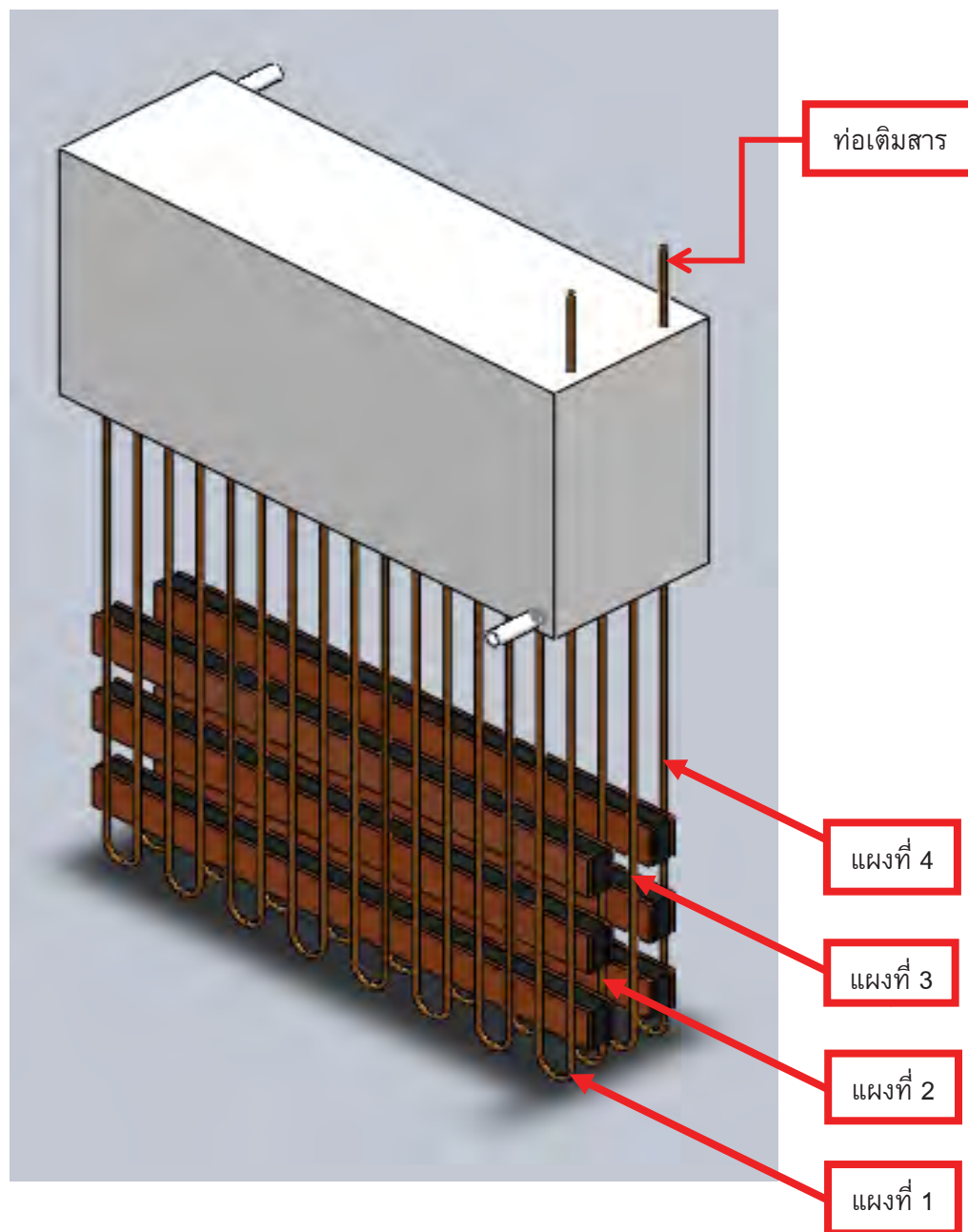


(ค) น้ำ

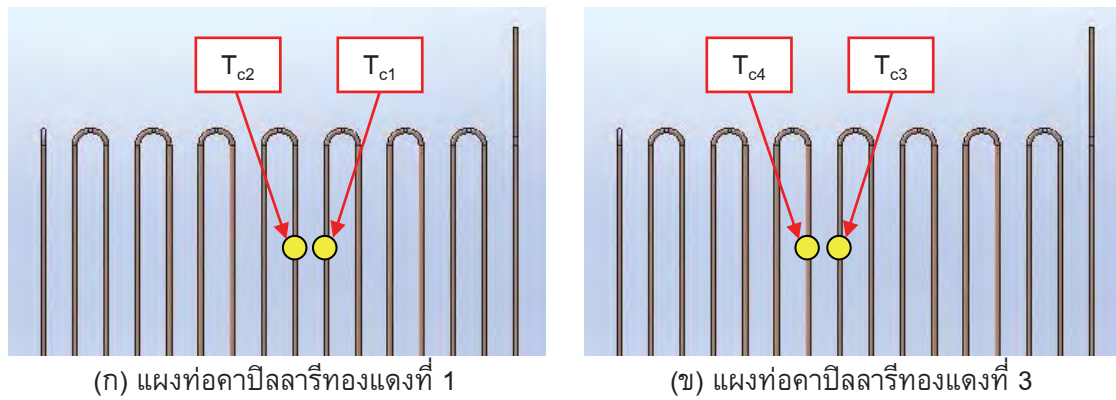
รูปที่ 3.4 สารทำงาน

ทำการติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลในส่วนควมแน่นก่อนนำไปหุ้มกล่องสังกะสี โดยติดตั้งบริเวณตำแหน่งโค้งเลี้ยวที่ 4 นับจากฝั่งท่อเติมสารทำงานของแผงท่อคาปิลลารีทองแดงที่ 1 (จำนวน 2 สาย) และบริเวณโค้งเลี้ยวที่ 5 นับจากฝั่งท่อเติมสารของแผงท่อคาปิลลารีทองแดงที่ 3 (จำนวน 2 สาย) โดยกำหนดหมายเลขของแผงท่อคาปิลลารีทองแดงเพื่อใช้ในการอ้างอิง ดังแสดงในรูปที่ 3.5 และตำแหน่งการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลและกำหนดชื่ออ้างอิงในแต่ละตำแหน่งดังแสดงในรูปที่ 3.6 (ก) และ 3.6 (ข) สำหรับแผงท่อคาปิลลารีทองแดงที่ 1 และ 3 ตามลำดับ

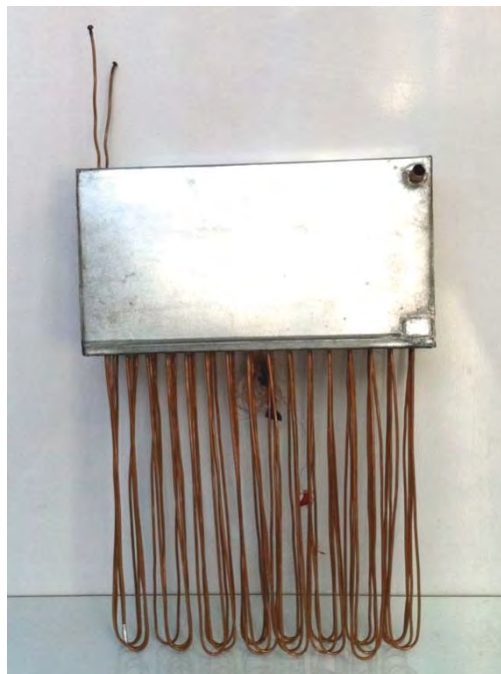
หลังจากทำการติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลทั้ง 4 สาย แล้ว นำสังกะสีแผ่นแบบหนา มาตีเป็นกล่องครอบส่วนควมแน่นของท่อคาปิลลารี ขนาด 340 x 80 x 180 mm (กว้าง ลึก สูง ตามลำดับ) ดังรูปที่ 3.7 ร้อยสายเทอร์โมคัปเปิลออกจากด้านหน้า และทำการป้องกันน้ำออกจากรูร้อยสายด้วยกาวปะเก็นซิลิโคน ดังแสดงในรูปที่ 3.8 จากนั้นทำการหุ้มรอบกล่องสังกะสีด้วยฉนวนโฟมหนา 0.75 in ดังแสดงในรูปที่ 3.9



รูปที่ 3.5 หมายเลขอ้างอิงของแผงท่อคาปิลลารีทองแดง



รูปที่ 3.6 ตำแหน่งติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในส่วนควบแน่น



รูปที่ 3.7 กล่องสังกะสีหุ้มส่วนควบแน่น



รูปที่ 3.8 สายเทอร์โมคัปเปิลที่ร้อยผ่านกล่องสังกะสี



รูปที่ 3.9 ฉนวนโฟมหุ้มกล่องสังกะสี

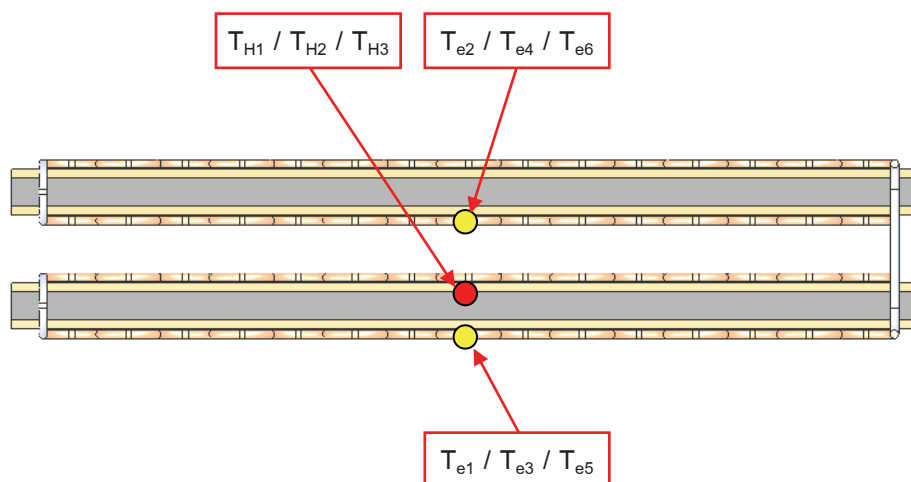
3.2 การติดตั้งชุดแหล่งให้ความร้อน

นำแผ่นทองแดงแบน (Copper bus bar) ขนาด กว้าง 1 in ยาว 0.34 m หนา 0.25 in จำนวน 24 แผ่น มาทำการเจาะรูโดยเครื่องเจาะ CNC เส้นผ่านศูนย์กลาง 2.5 mm จำนวน 16 รู สำหรับนำไปประกบเข้ากับท่อคาปิลลารีทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2.03 mm และนำแผ่นทองแดงแบนอีก 24 แผ่น มาทำการเจาะรู เส้นผ่านศูนย์กลาง 1.8 และ 2.0 mm โดยเจาะรู ขนาดละ 16 รู สลับกันไป รวม 32 รู ดังแสดงในรูปที่ 3.10 เพื่อที่จะสามารถนำมาประกบเข้ากับท่อคาปิลลารีทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.06 และ 1.50 mm ได้อย่างพอดีตามลำดับ แผ่นทองแดงดังกล่าวทำหน้าที่ช่วยถ่ายเทและกระจายความร้อนให้ทั่วถึงตลอดทั่วทั้งบริเวณให้ความร้อนภายในส่วนทำระเหย



รูปที่ 3.10 แผ่นทองแดงแบนเจาะรู

นำแผ่นทองแดงแบนที่ได้เตรียมไว้ มาทาสีลิโคนนำความร้อนและทำการติดสายเทอร์โมคัปเปิลภายในส่วนทำระเหย โดยติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลระหว่างท่อคาปิลลารีทองแดงกับแผ่นทองแดงแบนเจาะรู และกำหนดให้หมายเลขอ้างอิงของอุณหภูมิส่วนทำระเหยตำแหน่งที่ 1 (T_{e1}) อุณหภูมิส่วนทำระเหยตำแหน่งที่ 2 (T_{e2}) และอุณหภูมิของฮีตเตอร์ (T_{H1}) เป็นอุณหภูมิที่แหล่งให้ความร้อนชุดบน อุณหภูมิส่วนทำระเหยตำแหน่งที่ 3 (T_{e3}) อุณหภูมิส่วนทำระเหยตำแหน่งที่ 4 (T_{e4}) และอุณหภูมิของฮีตเตอร์ (T_{H2}) เป็นอุณหภูมิที่แหล่งให้ความร้อนชุดกลาง และอุณหภูมิส่วนทำระเหยตำแหน่งที่ 5 (T_{e5}) อุณหภูมิส่วนทำระเหยตำแหน่งที่ 6 (T_{e6}) และอุณหภูมิของฮีตเตอร์ล่าง (T_{H3}) เป็นอุณหภูมิที่แหล่งให้ความร้อนชุดล่าง ตามแผนผังดังแสดงในรูปที่ 3.11 ซึ่งเป็นมุมมองชุดท่อความร้อนจากด้านบน (Top view)



รูปที่ 3.11 ตำแหน่งการติดสายเทอร์โมคัปเปิลที่ส่วนทำระเหย

นำฮีตเตอร์ไฟฟ้าแบบแผ่นแบน 220 V 400 W ขนาดหนา 3.5 mm x กว้าง 25.4 mm x ยาว 340 mm จำนวน 6 แผ่น ดังแสดงในรูปที่ 3.12 มาทาสีลิโคนนำความร้อนทั้งสองด้าน แล้วประกบฮีตเตอร์ไฟฟ้าและแผ่นทองแดงแบนเข้าด้วยกันกับแผงท่อคาปิลลารีทองแดง แล้วทำการใช้สลักเกลียว (Bolt) ยึดทั้งหมดเข้าด้วยกัน โดยแบ่งเป็น 3 ชุด ได้แก่ ชุดบน ชุดกลาง และชุดล่าง โดยแต่ละชุดจะเว้นระยะห่างตามแนวตั้งไว้ 25.0 mm ดังแสดงในรูปที่ 3.13 ซึ่งเป็นมุมมองจากทางด้านข้างของชุดท่อความร้อน (Side view)



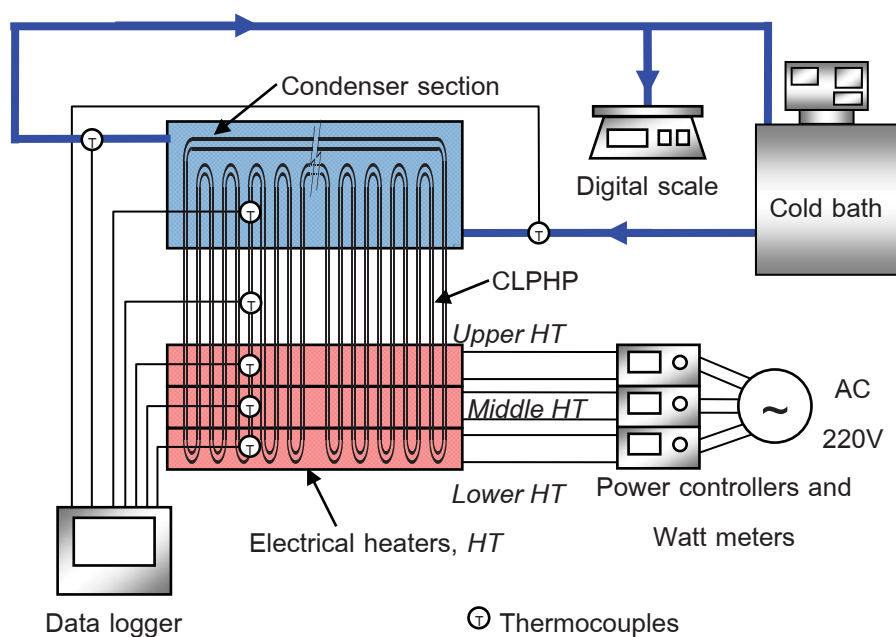
รูปที่ 3.12 ฮีตเตอร์ไฟฟ้าแบบแผ่นแบน



รูปที่ 3.13 การประกบฮีตเตอร์ไฟฟ้าและแผ่นทองแดงแบนเข้าด้วยกันกับแผงท่อคาปิลลารีทองแดง

3.3 การติดตั้งชุดท่อความร้อนเข้ากับชุดทดลอง

แผนผังชุดทดลองและอุปกรณ์ทดลองทั้งหมดในการศึกษานี้แสดงได้ดังรูปที่ 3.14 ซึ่งประกอบไปด้วยชุดทดลองท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบ ชุดควบคุมอุณหภูมิส่วนทำระเหยและปริมาณความร้อนขาเข้า วัตต์มิเตอร์ เครื่องบันทึกข้อมูล อ่างทำความเย็น และเครื่องชั่งน้ำหนักแบบละเอียด โดยมีขั้นตอนการติดตั้งชุดทดลอง ดังนี้

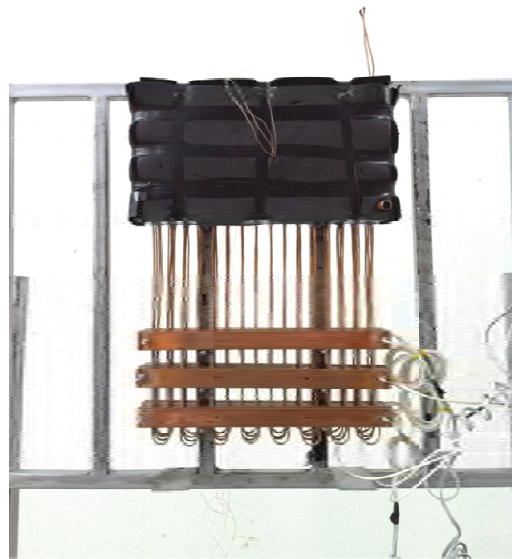


รูปที่ 3.14 แผนผังชุดทดลอง

นำชุดท่อความร้อนพร้อมชุดแหล่งให้ความร้อนที่ได้เตรียมไว้ติดตั้งบนแท่นทดลองแบบปรับมุมได้ เมื่อปรับมุมเอียงได้ตามต้องการจึงขึ้นนอตยึดให้แน่นดังแสดงในรูปที่ 3.15

ทำการระบายความร้อนที่ส่วนควบแน่นโดยอาศัยน้ำกลั่นผสมเอทิลีนไกลคอล (Ethylene glycol) ในสัดส่วนผสม 1:1 โดยปริมาตร เป็นตัวกลางเพื่อเป็นการลดค่าความจุความร้อนจำเพาะ (Specific heat) เพื่อที่จะทำให้สามารถสังเกตเห็นผลต่างของอุณหภูมิได้ง่ายยิ่งขึ้น อีกทั้งยังช่วยไม่ให้ของเหลวหล่อเย็นเกิดการแข็งตัวอีกด้วย (ลดจุดเยือกแข็งของของเหลวหล่อเย็น) โดยการติดตั้งระบบหล่อเย็นนั้น ได้ทำการติดตั้งท่อน้ำเข้าและน้ำออกที่บริเวณกล่องสังกะสีที่ส่วนควบแน่นดังแสดงในรูปที่ 3.16 (ท่อน้ำเข้าอยู่ทางด้านล่างและท่อน้ำออกอยู่ทางด้านบน เพื่อให้ของเหลวหล่อเย็นสามารถไหลได้เต็มกล่องสังกะสีก่อนที่จะไหลออก เพื่อให้มั่นใจว่าของเหลวหล่อเย็นท่วมส่วนควบแน่นทั้งหมด) โดยที่ของเหลวหล่อเย็นจะถูกควบคุมอุณหภูมิด้วยอ่างน้ำเย็นและอัตราการไหลด้วยวาล์ว และอัตราการไหลเชิงปริมาตรได้จากโรตاميเตอร์ (Rotameter) ที่ติดตั้งอยู่ อีกทั้งสามารถตรวจสอบอัตราการไหลเชิงมวลได้ด้วยการชั่งน้ำหนักของของเหลวหล่อเย็นเทียบกับเวลา

ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลอีก 4 เส้น บริเวณกึ่งกลางของส่วนกันความร้อน ให้ตรงกับท่อที่ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลในส่วนควบแน่นและส่วนทำระเหยที่กล่าวไว้ก่อนหน้านี้ กำหนดหมายเลขอ้างอิงให้ตรงกัน จากนั้นติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิล 2 เส้น เข้ากับท่อน้ำเข้า และอีก 2 เส้น เข้ากับท่อน้ำออกกล่องสังกะสีที่ส่วนควบแน่น เพื่อวัดอุณหภูมิของเหลวหล่อเย็นก่อนเข้าและหลังจากออกจากส่วนควบแน่น จากนั้นต่อสายเทอร์โมคัปเปิลทั้งหมดเข้าสู่เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger) ยกเว้นเทอร์โมคัปเปิล T_{H1} , T_{H2} และ T_{H3} ซึ่งต่อเข้าสู่ชุดควบคุมอุณหภูมิส่วนทำระเหยและกำลังความร้อนขาเข้า



รูปที่ 3.15 การติดตั้งชุดท่อความร้อนบนแท่นทดลองแบบปรับมุมได้



รูปที่ 3.16 การต่อท่อของเหลวหล่อเย็นเข้ากับกล่องสังกะสีที่ส่วนควบแน่น

ทำการติดตั้งฉนวนกันความร้อนโฟมแบบแผ่นเข้ากับชุดทดลอง โดยทำการหุ้มฉนวนตรงบริเวณ ส่วนกันความร้อน และหุ้มฉนวนกันความร้อนแบบฟลอยซ์ที่บริเวณส่วนกันความร้อนและส่วนทำระเหย เพื่อลดความร้อนสูญเสียไปยังบรรยากาศโดยรอบ และนำสายเชือกมารัดท่อทดลองเพื่อป้องกันไม่ให้ชุดทดลองเคลื่อนหลุดออกมา ดังแสดงในรูปที่ 3.17 ทดสอบอุปกรณ์ทั้งหมดเพื่อเตรียมพร้อมเข้าสู่การทดลอง ในขั้นตอนต่อไป



รูปที่ 3.17 ชุดท่อความร้อนพร้อมทดลอง

3.4 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

3.4.1 ชุดควบคุมอุณหภูมิส่วนทำระเหยและกำลังความร่อนขาเข้า

ประกอบด้วยชุดควบคุมแบบ PID Power Microcontroller ยี่ห้อ Shimax รุ่น MAC3D ความแม่นยำ $\pm 0.25\%$ of full scale จำนวน 3 ชุด ดังแสดงในรูปที่ 3.18 ทำหน้าที่ควบคุมอุณหภูมิส่วนทำระเหยหรือกำลังความร้อนของฮีตเตอร์ไฟฟ้าให้คงที่ตามต้องการ สามารถควบคุมอุณหภูมิและกำลังความร่อนขาเข้าของแหล่งให้ความร้อนทั้ง 3 แหล่ง ได้อย่างอิสระจากกัน



รูปที่ 3.18 ชุดควบคุมอุณหภูมิส่วนทำระเหยและกำลังความร่อนขาเข้า

3.4.2 วัดต์มิเตอร์ (Watt meter)

ยี่ห้อ Axe รุ่น MMP ความแม่นยำ $\pm 0.25\%$ of full scale จำนวน 3 ชุด ดังแสดงในรูปที่ 3.19 ใช้แสดงกำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้แก่ฮีตเตอร์ไฟฟ้าหรือกำลังความร้อนขาเข้าของแต่ละแหล่งให้ความร้อนอย่างอิสระจากกัน ทำงานร่วมกับชุดควบคุมอุณหภูมิส่วนที่ระเหยและกำลังความร้อนขาเข้า



รูปที่ 3.19 วัดต์มิเตอร์

3.4.3 เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger)

ขนาด 18 ช่องสัญญาณ ยี่ห้อ Brainchild รุ่น VR18 ความแม่นยำ ± 0.1 °C ดังแสดงในรูปที่ 3.20 ใช้ในการแสดงและบันทึกการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งที่ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิล โดยสามารถแสดงและบันทึกค่าได้ทุกๆ 1 วินาที

3.4.4 เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple)

เทอร์โมคัปเปิล Type K ยี่ห้อ Omega ความแม่นยำ ± 0.1 °C ช่วงการวัดตั้งแต่ -200 °C ถึง 1,250 °C ดังแสดงในรูปที่ 3.21 ใช้วัดอุณหภูมิที่ส่วนที่ระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น อุณหภูมิของเหลวหล่อเย็นขาเข้าและขาออก และอุณหภูมิฮีตเตอร์ไฟฟ้า



รูปที่ 3.20 เครื่องบันทึกข้อมูล



รูปที่ 3.21 เทอร์โมคัปเปิล

3.4.5 อ่างทำความเย็น (Cold bath)

ยี่ห้อ Bitzer รุ่น D7032 มีช่วงควบคุมอุณหภูมิของเหลวหล่อเย็นตั้งแต่ -20 ถึง $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ความแม่นยำ $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ดังแสดงในรูปที่ 3.22 ใช้ในการควบคุมอุณหภูมิและป้อนของเหลวหล่อเย็นเข้าสู่กล่องสังกะสีที่ส่วนควบแน่น



รูปที่ 3.22 อ่างทำความเย็น

3.4.6 เครื่องชั่งน้ำหนักแบบละเอียด

ยี่ห้อ OHAUS รุ่น Adventurer ชั่งน้ำหนักที่จะชั่ง 0.00001 ถึง 2.1 kg ดังแสดงในรูปที่ 3.23 ใช้ในการชั่งน้ำหนักของของเหลวหล่อเย็นที่ไหลเข้าสู่กล่องสังกะสีในเวลาหนึ่งๆ เพื่อนำไปคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวล โดยใช้ร่วมกับนาฬิกาจับเวลาและโรตاميเตอร์



รูปที่ 3.23 เครื่องชั่งน้ำหนักแบบละเอียด

3.4.7 นาฬิกาจับเวลา

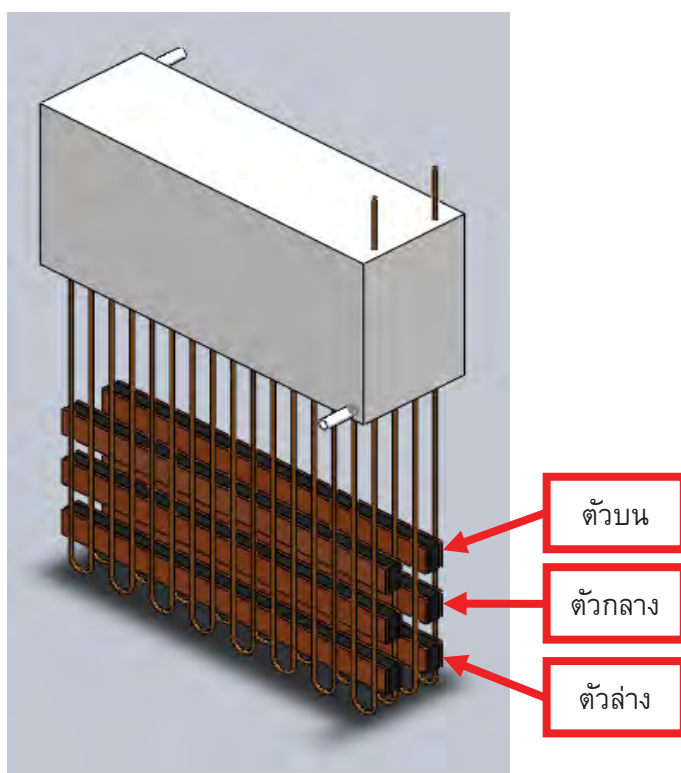
ยี่ห้อ Casio รุ่น HS-70W ความละเอียดในการจับเวลา 0.001 s ดังแสดงในรูปที่ 3.24 ใช้ในการจับเวลาขณะทำการตวงของเหลวหล่อเย็น เพื่อนำไปคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวล โดยใช้ร่วมกับเครื่องชั่งน้ำหนักแบบละเอียดและโรตاميเตอร์



รูปที่ 3.24 นาฬิกาจับเวลา

3.5 วิธีการทดลอง

แนวคิดในการออกแบบการศึกษาเริ่มต้นจากการควบคุมความร้อนป้อนให้ที่แตกต่างกันในแต่ละแหล่งให้ความร้อน และทำการศึกษากายถ่ายเทความร้อนในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบทั้งที่แบบวางตัวในแนวตั้งและแนวนอน มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อความร้อน 3 ค่า ได้แก่ 1.06 1.50 และ 2.03 mm โดยมีการเปลี่ยนสารทำงานทั้งหมด 3 ชนิด ได้แก่ R123 เอทานอล และน้ำ ให้ความร้อนด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้า 3 ชุด ชุดละ 2 ตัว ที่ส่วนทำระเหย กำหนดชื่อแหล่งให้ความร้อนอ้างอิงตามตำแหน่งติดตั้ง ได้แก่ แหล่งให้ความร้อนด้านบน กลาง และล่าง ดังแสดงในรูปที่ 3.25 โดยทำการปรับค่ากำลังความร้อนขาเข้าแหล่งให้ความร้อนแต่ละแหล่งอย่างอิสระ โดยมีการสลับตำแหน่งการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในรูปแบบต่างๆ ทั้งหมด 6 รูปแบบ ดังแสดงในตารางที่ 3.1 เมื่อส่วนทำระเหยได้รับความร้อน ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจะเกิดการนำความร้อนผ่านส่วนกันความร้อนไปยังส่วนควบแน่น ทำให้ส่วนควบแน่นอุณหภูมิสูงขึ้นเป็นผลทำให้อุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออกในส่วนควบแน่นเกิดความแตกต่างกัน ดังนั้นจึงนำความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิดังกล่าวมาคำนวณหาความหนาแน่นความร้อน (Heat flux) ขาออกได้ เพื่อยืนยันความถูกต้องของการทดลอง ได้ทำการทดลองซ้ำ 5 ครั้ง ในทุกชุดการทดลอง จากนั้นนำความหนาแน่นความร้อนขาออกที่คำนวณได้ในแต่ละซ้ำมาคำนวณเพื่อหาความต้านทานความร้อน (Thermal resistance) และนำมาเฉลี่ยเป็นค่าตัวแทน จากนั้นนำค่าตัวแทนจากทุกชุดการทดลองมาเปรียบเทียบเพื่อหาแนวโน้มของลักษณะการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่ดีที่สุด โดยที่ความหนาแน่นความร้อนยังสูงหรือความต้านทานความร้อนยิ่งต่ำจะแสดงถึงสมรรถนะทางความร้อนที่ดีของท่อความร้อน



รูปที่ 3.25 ชื่ออ้างอิงของแหล่งให้ความร้อนแต่ละแหล่ง

ตารางที่ 3.1 รูปแบบการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อน

หมายเลขอ้างอิง รูปแบบการจัดเรียง แหล่งให้ความร้อน	กำลังความร้อนของแหล่งให้ความร้อน (W/m^2)		
	ด้านบน	ตัวกลาง	ด้านล่าง
ชุดที่ 1	1,000	3,000	5,000
ชุดที่ 2	1,000	5,000	3,000
ชุดที่ 3	3,000	1,000	5,000
ชุดที่ 4	3,000	5,000	1,000
ชุดที่ 5	5,000	1,000	3,000
ชุดที่ 6	5,000	3,000	1,000

วิธีการทดลองมีดังต่อไปนี้

- 3.5.1 นำเอาชุดท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบที่ได้ทำการประกบชุดฮีตเตอร์และหุ้มฉนวนแล้ว มาติดตั้งบนแท่นทดลอง
- 3.5.2 ทำการตั้งมุมการทดลอง มุม 90 องศา วัดจากแนวระดับ (วางท่อในแนวตั้ง)
- 3.5.3 ทำการเปิดปั้มน้ำเพื่อให้ของเหลวหล่อเย็นไหลเข้าไปในส่วนควมแน่นของท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบ
- 3.5.4 ทำการให้ความร้อนของฮีตเตอร์ทั้งสามตัวตามรูปแบบการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนชุดที่ 1
- 3.5.5 ทำการปรับค่าอุณหภูมิและอัตราการไหลของของเหลวหล่อเย็น เพื่อให้อุณหภูมิของส่วนกันความร้อนมีค่าเท่ากับ $50^{\circ}C$ และค่าความแตกต่างของอุณหภูมิของเหลวขาเข้าและของเหลวขาออกมีค่าอยู่ระหว่าง 3 ถึง $8^{\circ}C$
- 3.5.6 รอจนระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว (สังเกตที่อุณหภูมิของทุกส่วนมีค่าคงที่)
- 3.5.7 ทำการเก็บค่าอุณหภูมิที่ Data logger ได้บันทึกไว้เป็นเวลา 5 นาที ลงไปในคอมพิวเตอร์
- 3.5.8 นำค่าที่บันทึกได้ ณ ตำแหน่งต่างๆ มาวาดกราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเทียบกับเวลา
- 3.5.9 นำผลต่างอุณหภูมิขาเข้าและขาออกส่วนควมแน่นและอัตราการไหลเชิงมวลที่วัดได้ไปคำนวณหาปริมาณความร้อน จากสมการที่ 2.1
- 3.5.10 ทำการทดลองซ้ำตั้งแต่ ข้อที่ 1 ถึง 9 ซ้ำ จนครบ 5 ครั้ง
- 3.5.11 ทำการเปลี่ยนรูปแบบการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนเป็นชุดที่ 2 3 4 5 และ 6 ตามลำดับ โดยแต่ละรูปแบบการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนนั้น ทำการทดลองซ้ำตั้งแต่ ข้อที่ 3.5.5 - 3.5.10
- 3.5.12 ทำการเปลี่ยนมุมการวางตัวของท่อความร้อนเป็นมุม 0 องศา วัดจากแนวระดับ (วางท่อในแนวนอน)
- 3.5.13 ทำการทดลองซ้ำตั้งแต่ ข้อที่ 3.5.3 - 3.5.11

3.5.14 ทำการทดลองซ้ำตั้งแต่ ข้อที่ 3.5.1 – 3.5.13 ในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบแบบต่างๆ ทั้ง 3 สารทำงาน จนครบทั้ง 9 ชุด

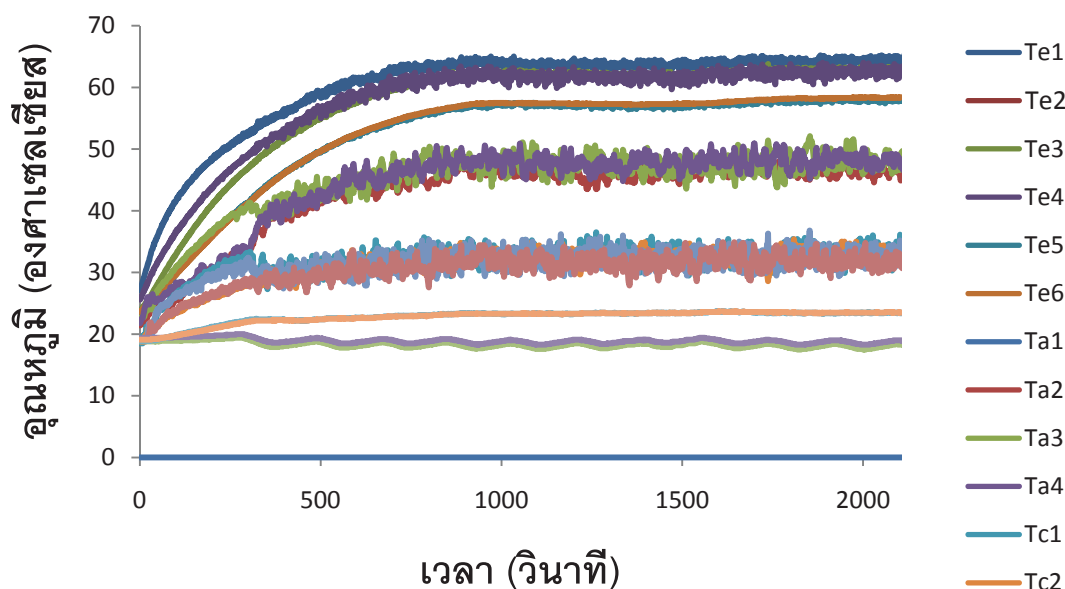
3.5.15 นำค่าอุณหภูมิส่วนทำระเหย อุณหภูมิส่วนกันความร้อน ความหนาแน่นความร้อน และค่าความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ที่ได้จากการทดลองแต่ละการทดลอง มาวิเคราะห์ผลการทดลอง

3.6 การวิเคราะห์ผลการทดลอง

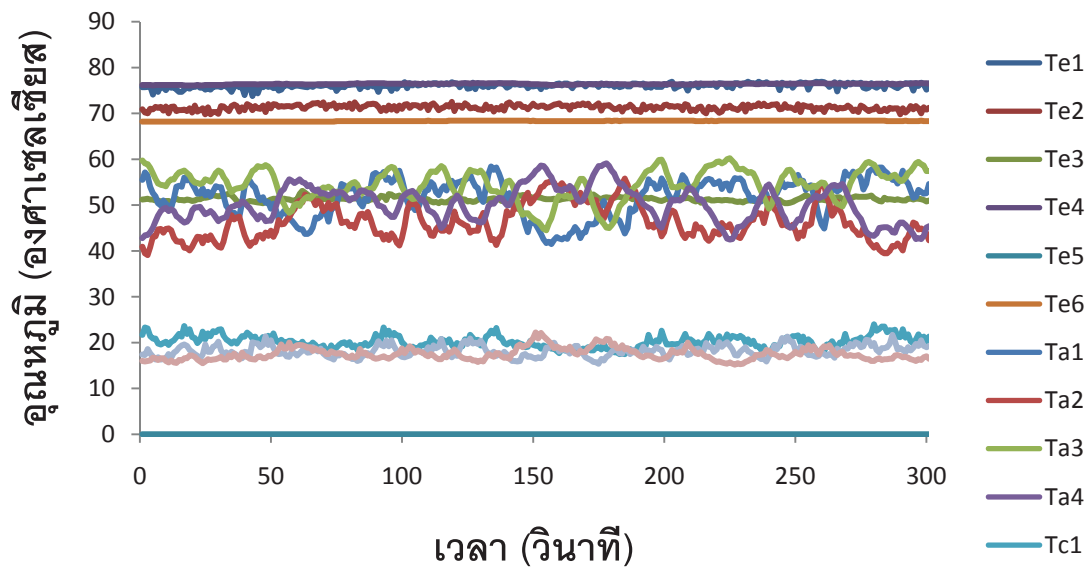
จากข้อมูลพื้นฐานที่ได้จากการทดลอง เช่น อุณหภูมิส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น ตลอดจนอุณหภูมิและอัตราการไหลเชิงมวลของเหลวหล่อเย็นขาเข้าและขาออก สามารถนำมาวิเคราะห์เพื่อหาผลของตัวแปรต้นต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบได้ และสามารถใช้ประกอบการหาเหตุผลทางกายภาพในการอธิบายผลของตัวแปรต้นต่างๆ ได้ จากข้อมูลอุณหภูมิที่ได้จากเครื่องบันทึกข้อมูล มีขั้นตอนในการวิเคราะห์ข้อมูลดังต่อไปนี้

3.6.1 อุณหภูมิที่วัดได้จากการทดลอง

ในการทดลองนี้จะทำการทดลองตั้งแต่เริ่มให้ความร้อนที่ส่วนทำระเหย โดยลักษณะการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนเป็นไปตามตารางที่ 3.1 และรองอุณหภูมิของทั้งสามส่วน (ส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น) เข้าสู่สภาวะคงตัว โดยพิจารณาจากลักษณะของอุณหภูมิแต่ละส่วนมีคาบและแอมพลิจูดคงที่ โดยตัวอย่างการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิทั้งสามส่วนที่ได้จากเครื่องบันทึกข้อมูลแสดงในรูปที่ 3.26 หลังจากเข้าสู่สภาวะคงตัวจะนำข้อมูลที่ 300 วินาทีสุดท้ายของแต่ละชุดทดลองมาแสดงและวิเคราะห์ ดังแสดงในรูปที่ 3.27



รูปที่ 3.26 ตัวอย่างการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่วัดได้จากการทดลอง



รูปที่ 3.27 ตัวอย่างการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีในช่วง 300 วินาทีสุดท้ายของการทดลอง

3.6.2 อัตราการถ่ายเทความร้อน

จากการวิเคราะห์ข้อมูลของคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน สามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อน ($\dot{Q}$) มีหน่วยเป็น kW ได้โดยวิธี Calorific ดังสมการที่ 3.1

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (3.1)$$

เมื่อ	$\dot{m}$	คือ อัตราการไหลเชิงมวลของของเหลวหล่อเย็น (kg/s)
	c_p	คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของเหลวหล่อเย็น (kJ/kg-K)
	$T_{out} - T_{in}$	คือ ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิของของเหลวหล่อเย็นขาเข้าและขาออก กล่องสังกะสีที่ส่วนควบแน่น (K)

3.6.3 ความผิดพลาดเนื่องจากเครื่องมือวัด

ในการคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อน ดังสมการที่ 3.1 จำเป็นต้องทราบค่าของอัตราการไหลของสารผสมน้ำกับเอทิลีนไกลคอลซึ่งวัดจากมาตรวัดอัตราการไหล และการชั่งน้ำหนักของน้ำขาออกโดยอ่านจากเครื่องชั่งน้ำหนัก ส่วนอุณหภูมิขาเข้าและขาออกสามารถอ่านได้จากเครื่องบันทึกข้อมูล ซึ่งต่อกับสายเทอร์โมคัปเปิล เห็นได้ว่าเครื่องมือวัดแต่ละตัวมีค่าความผิดพลาดของตัวเองอยู่ ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้มีค่าความผิดพลาดอยู่ด้วย เพื่อที่จะได้ข้อมูลที่มีมาตรฐานจึงต้องนำค่าผิดพลาดมาคิดคำนวณด้วย ซึ่งค่าความผิดพลาดของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้โดยพิจารณาจากค่าความผิดพลาดของเครื่องมือวัดโดยรวมสามารถหาได้จากสมการที่ 3.2

$$d\dot{Q} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}} d\dot{m}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial c_p} dc_p\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_{out}} dT_{out}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_{in}} dT_{in}\right)^2} \quad (3.2)$$

เนื่องจากค่า c_p เป็นค่าคงที่จึงคิดให้เทอม $\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial c_p} dc_p\right)^2$ มีค่าเท่ากับศูนย์ สมการที่ 3.2

จึงลดรูปเหลือ

$$d\dot{Q} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}} d\dot{m}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_{out}} dT_{out}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_{in}} dT_{in}\right)^2} \quad (3.3)$$

โดย $d\dot{Q}$ คือ ค่าความผิดพลาดของอัตราการถ่ายเทความร้อน (kW)
 $d\dot{m}$ คือ ค่าความละเอียดจากการวัดอัตราการไหล (kg/s)
 dT_{out} และ dT_{in} คือ ค่าความละเอียดจากการวัดอุณหภูมิ (K)

3.6.4 ความหนาแน่นความร้อน

เนื่องจากในการศึกษานี้ใช้ท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่ต่างกัน 3 ค่า ซึ่งส่งผลทำให้พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่ต่างกันมีค่าไม่เท่ากัน ในการวิเคราะห์ผลการทดลอง จึงไม่สามารถนำอัตราการถ่ายเทความร้อนมาเปรียบเทียบกันโดยตรงได้ จึงต้องทำการตัดผลของพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่ไม่เท่ากันนี้ออกไปก่อน โดยการนำอัตราการถ่ายเทความร้อนที่วัดได้หารด้วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อน จะได้ค่าที่เรียกว่า ความหนาแน่นความร้อน หรือ อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ ($\dot{q}$) มีหน่วยเป็น kW/m^2 ดังสมการที่ 3.4 เพื่อนำไปใช้ในการวิเคราะห์ผลการทดลองต่อไป

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{2\pi D_i L_c N} \quad (3.4)$$

เมื่อ $\dot{Q}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน (kW)
 D_i คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อน (m)
 L_c คือ ความยาวส่วนควบแน่น (m)
 N คือ จำนวนโค้งเลี้ยว (turns)

ในการศึกษานี้ได้กำหนดเกณฑ์ของข้อมูลที่สามารถนำไปวิเคราะห์ต่อได้ คือ ต้องเป็นข้อมูลที่มีความผิดพลาดจากเครื่องมือวัดน้อยกว่าครึ่งหนึ่งของความหนาแน่นความร้อนที่วัดและคำนวณได้

ซึ่งข้อมูลการทดลองทั้งหมดที่ผ่านเกณฑ์ความผิดพลาดจากเครื่องมือวัดดังกล่าวข้างต้น จะนำมาคำนวณเพื่อหาความต้านทานความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ต่อไป

3.6.5 ความต้านทานความร้อน

การวิเคราะห์ผลการทดลองเพื่อให้ทราบถึงสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั่นวอร์บสามารถนำความหนาแน่นความร้อนมาคำนวณเป็น ความต้านทานความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ (z) มีหน่วยเป็น m^2-K/kW โดยความต้านทานความร้อนนั้นแสดงถึงความต้านทานในการถ่ายเทความร้อน หากท่อความร้อนใดมีความต้านทานความร้อนต่ำ แสดงว่าท่อความร้อนมีสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนที่ดี ซึ่งจะตรงกันข้ามกับท่อความร้อนที่มีความต้านทานความร้อนสูง ซึ่งความต้านทานความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่แปรผกผันกับความหนาแน่นความร้อนของท่อความร้อนซึ่งหาได้จากสมการที่ 3.5

$$z = \frac{T_{e,avg} - T_c}{\dot{q}} \quad (3.5)$$

เมื่อ	$\dot{q}$	คือ ความหนาแน่นความร้อน (kW/m^2)
	$T_{e,avg}$	คือ อุณหภูมิส่วนท่าระเหยเฉลี่ยระหว่างแต่ละแหล่งให้ความร้อน (K)
	T_c	คือ อุณหภูมิส่วนควบแน่น (K)

เนื่องจากการทดลองแต่ละชุดจะทำการทดลองซ้ำทั้งหมด 5 ครั้ง เพื่อเป็นการยืนยันความน่าเชื่อถือของข้อมูล ดังนั้นตัวแทนของความต้านทานความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ทั้งหมด ($\bar{z}$) เพื่อใช้ประกอบการวิเคราะห์ผลของตัวแปรต้นต่างๆ ที่จะปรากฏเป็นจุดข้อมูลในกราฟในบทถัดไป จะหาได้จากค่าเฉลี่ยเลขคณิตของความต้านทานความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ทุกซ้ำ ส่วนแถบช่วงความคลาดเคลื่อนจากการทำซ้ำที่จะปรากฏในกราฟในบทถัดไป หาได้จากสมการที่ 3.6

$$\text{Error bar} = \bar{z} \pm t_{\lambda/2, N-1} \frac{STD}{\sqrt{N}} \quad (3.6)$$

เมื่อ	STD	คือ ค่าความเบี่ยงเบนมาตรฐานของข้อมูลทั้ง 5 ซ้ำ
	N	คือ จำนวนครั้งของการทำซ้ำ ในการศึกษานี้มีค่าเท่ากับ 5
	$t_{\lambda/2, N-1}$	คือ ค่า Student's t distribution ที่ระดับความเชื่อมั่นเท่ากับ 0.95

ขั้นตอนสุดท้ายคือการนำความต้านทานความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ที่ได้จากการทดลองมาวาดเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์เทียบกับตัวแปรต้นที่ทำการศึกษา ได้แก่ รูปแบบการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน และชนิดสารทำงาน ดังจะได้แสดงและอภิปรายโดยละเอียดในบทถัดไป

บทที่ 4

ผลและวิเคราะห์ผลการทดลอง

ในบทนี้จะเป็นการกล่าวถึงผลการทดลองเพื่อหาสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีหลายแหล่งให้ความร้อนซึ่งเป็นผลจากตัวแปรต้นต่างๆ ได้แก่ การจัดวางแหล่งให้ความร้อน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน และชนิดสารทำงาน และการวิเคราะห์ถึงสาเหตุทางกายภาพที่ทำให้สมรรถนะทางความร้อนเปลี่ยนแปลงไปตามตัวแปรต้นดังกล่าว โดยจะนำเสนอผลและวิเคราะห์ผลการทดลองแยกกันตามแนวการวางตัวของท่อความร้อน คือ แนวตั้ง และแนวนอน และในหัวข้อสุดท้ายจะเป็นการนำเสนอความเชื่อมโยงของสาเหตุทางกายภาพที่ส่งผลต่อความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะทางความร้อนและแนวการวางตัวของท่อความร้อน

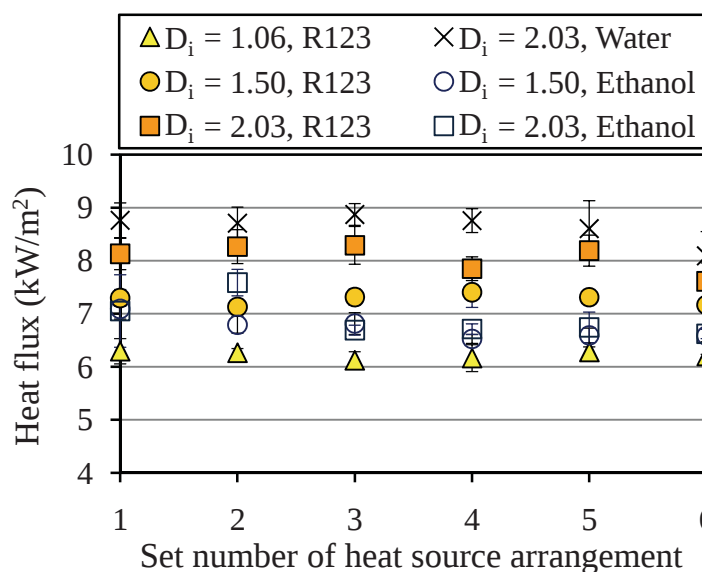
4.1 สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่วางตัวในแนวดิ่ง

ดังที่กล่าวมาแล้วในบทนำว่าการนำท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบไปใช้ระบายความร้อนในอุปกรณ์ที่มีหลายแหล่งให้ความร้อนนั้นถือเป็นงานที่ใหม่มาก ยังไม่มีงานวิจัยที่ศึกษาถึงลักษณะการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสม ดังนั้นในการศึกษานี้จึงเริ่มต้นโดยหาทดลองเพื่อหาการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสมก่อน เมื่อได้ลักษณะการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสมแล้วจึงจะศึกษาหาผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและชนิดสารทำงานที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนต่อไป อย่างไรก็ตามแม้ว่าการศึกษานี้จะเป็นการศึกษาท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ทำงานในสภาวะปกติ (Normal operating state) แต่จากการศึกษาพบว่าในบางชุดทดลอง ท่อความร้อนมีแนวโน้มที่จะทำงานใกล้เคียงกับสภาวะวิกฤต (Critical state or maximum heat flux state) ด้วยเหตุนี้ในหัวข้อย่อยสุดท้ายจะได้อภิปรายถึงผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อโอกาสในการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนอีกด้วย

4.1.1 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความหนาแน่นความร้อน

การศึกษาเกี่ยวกับสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนโดยทั่วไปมักจะทำการหาและเปรียบเทียบสมรรถนะทางความร้อนผ่านทางค่าความหนาแน่นความร้อน (Heat flux) เนื่องจากเป็นค่าที่แสดงให้เห็นถึงปริมาณของความร้อนที่ท่อความร้อนสามารถถ่ายเทได้จริง โดยเป็นตัวแปรที่มีการตัดผลของพื้นที่การถ่ายเทความร้อนออกแล้ว ดังนั้นจึงสามารถเปรียบเทียบความหนาแน่นความร้อน ระหว่างท่อความร้อนที่มีขนาดเชิงมิติที่ไม่เท่ากันได้โดยตรง ท่อความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงหมายถึงท่อความร้อนที่มีสมรรถนะทางความร้อนสูงตามไปด้วย ในการศึกษานี้ได้เริ่มต้นจากการทดลองเพื่อศึกษาผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความหนาแน่นความร้อนซึ่งพบว่า เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนจนครบทั้ง 6 ชุด ความหนาแน่นความร้อนที่วัดได้จากส่วนควมแน่น หรืออีกนัยหนึ่ง คือ ความร้อนจริงที่ถ่ายเทผ่านตัวท่อความร้อน มีค่าค่อนข้างคงที่ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงอย่างเด่นชัด โดยมีค่า

แกว่งอยู่ระหว่าง 6.1 ถึง 6.3 kW/m² 7.1 ถึง 7.4 kW/m² และ 7.6 ถึง 8.3 kW/m² สำหรับท่อความร้อนที่ใช้ R123 เป็นสารทำงานและมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อเท่ากับ 1.06 1.50 และ 2.03 mm ตามลำดับ ส่วนท่อความร้อนที่ใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน ความหนาแน่นความร้อนเปลี่ยนแปลงอยู่ในช่วง 6.5 ถึง 7.0 kW/m² และ 6.6 ถึง 7.6 kW/m² ในกรณีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อเท่ากับ 1.50 และ 2.03 mm ตามลำดับ และความหนาแน่นความร้อนเปลี่ยนแปลงอยู่ในช่วง 8.1 ถึง 8.9 kW/m² สำหรับท่อความร้อนที่ใช้น้ำเป็นสารทำงานและมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อเท่ากับ 2.03 mm ดังแสดงในรูปที่ 4.1 ส่วนท่อความร้อนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.06 mm ที่ใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน และท่อความร้อนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.06 และ 2.03 mm ที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน พบว่ามีแนวโน้มทำงานในสภาวะใกล้เคียงกับสภาวะวิกฤต ดังนั้นจึงจะแยกอภิปรายผลและวิเคราะห์ผลการทดลองไว้ในหัวข้อย่อยที่ 4.1.4

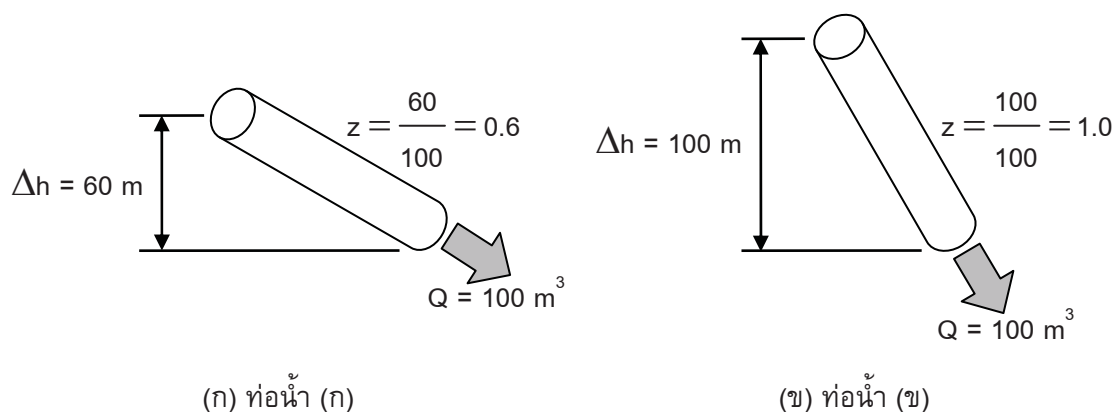


รูปที่ 4.1 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความหนาแน่นความร้อน
(Vertical CLPHP, $L_e = 150$ mm, $N = 32$ turns)

สาเหตุที่ทำให้การจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนทั้ง 6 ชุด ไม่มีผลต่อความหนาแน่นความร้อนเนื่องจากความร้อนป้อนให้รวมของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนแต่ละชุดมีค่าเท่ากันเสมอ คือ 9 kW/m² ดังนั้นไม่ว่าจะสลับตำแหน่งของแหล่งให้ความร้อนในรูปแบบใด ความหนาแน่นความร้อนจริงที่ถ่ายเทผ่านท่อจึงมีค่าใกล้เคียงกัน อาจจะมีค่าแตกต่างกันบ้าง ทั้งนี้เนื่องมาจากความผิดพลาดเนื่องจากเครื่องมือวัดและความร้อนสูญเสีย ด้วยเหตุนี้จึงไม่สามารถใช้ความหนาแน่นความร้อนเป็นค่าเชิงปริมาณที่แสดงถึงสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนดังเช่นในการศึกษาทั่วไปเพื่อเป็นตัวชี้วัดการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสมได้ อย่างไรก็ตามโดยทั่วไปแล้ว แม้ว่าท่อความร้อนต่างท่อกันซึ่งมีความหนาแน่นความร้อนเท่ากันและทำงานที่อุณหภูมิทำงานหรืออุณหภูมิส่วนเกินความร้อนเดียวกัน ดังเช่นในการศึกษานี้ที่ได้กำหนดให้อุณหภูมิส่วนเกินความร้อนเท่ากันในทุกการทดลอง คือ เท่ากับ 50 ± 3 °C แต่ไม่จำเป็นที่ผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนที่ระเหยและส่วนควบแน่นจะต้องเท่ากัน บางท่ออาจต้องการผลต่าง

ระหว่างอุณหภูมิตั้งกล่าวที่สูงกว่าอีกท่อก็เป็นได้ ดังนั้นหากนำผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นหารด้วยความหนาแน่นความร้อน จะได้เป็นตัวแปรเชิงปริมาณที่รู้จักกันดี คือ ความต้านทานความร้อน (Thermal resistance, Z) แต่เนื่องจากตัวหารหรือความหนาแน่นความร้อนเป็นตัวแปรที่ผ่านการตัดผลเนื่องจากพื้นที่ถ่ายเทความร้อนออกแล้ว ดังนั้นในการศึกษานี้จึงนิยามตัวแปรตั้งกล่าวใหม่ให้ถูกต้องตามกายภาพเป็น “ความต้านทานความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่” (Thermal resistance per unit area, z) อย่างไรก็ตามเนื้อความในบทนี้อาจปรากฏคำว่าความต้านทานความร้อนในบางแห่งเพื่อความกระชับ แต่ยังคงความหมายเดิม ด้วยเหตุนี้ความหนาแน่นความร้อนต่อหนึ่งพื้นที่จึงถูกเลือกเป็นค่าเชิงปริมาณที่เป็นตัวแทนของสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นงอที่มีหลายแหล่งให้ความร้อนในการศึกษานี้ทั้งหมด ดังจะได้อภิปรายต่อไป

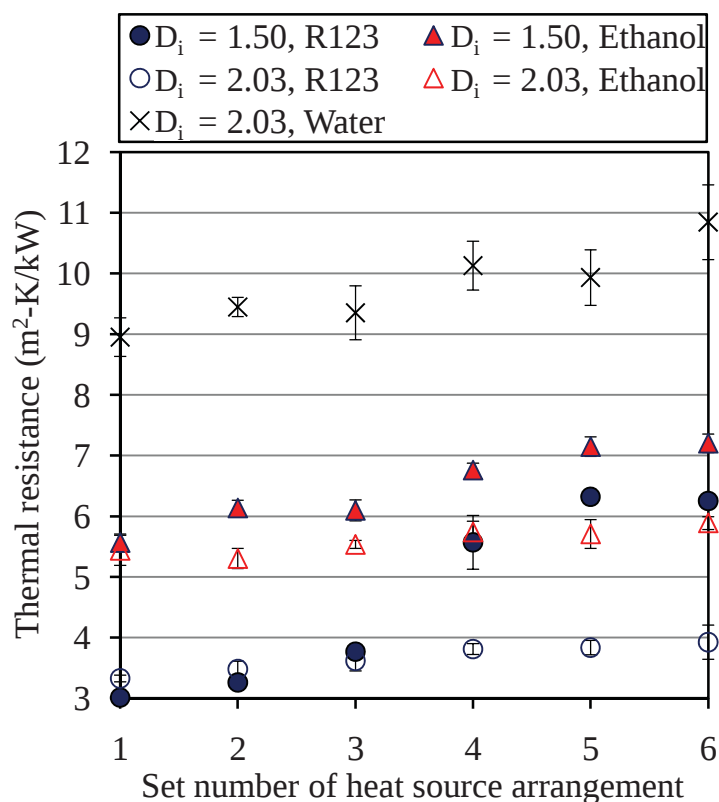
ท่อความร้อนที่มีความต้านทานความร้อนสูงหมายถึงท่อความร้อนที่มีสมรรถนะทางความร้อนต่ำ ดังนั้นหากเปรียบเทียบท่อความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนเท่ากัน แต่ท่อความร้อน (ก) มีผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นที่ต่ำกว่าท่อความร้อน (ข) จะเห็นได้ว่าท่อความร้อน (ก) จะมีความต้านทานความร้อนที่น้อยกว่าท่อความร้อน (ข) หากจะอธิบายให้เห็นถึงกายภาพของความต้านทานความร้อน อาจต้องเปรียบท่อความร้อนเป็นท่อน้ำ เปรียบผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นเสมือนเป็นระดับความสูงของท่อน้ำที่ต่างกัน ส่วนความหนาแน่นความร้อนเปรียบเสมือนเป็นปริมาณน้ำที่ไหลผ่านท่อตั้งกล่าว การที่ท่อความร้อนทั้งสองมีความหนาแน่นความร้อนเท่ากันนั้นเปรียบเสมือนท่อน้ำที่มีปริมาณน้ำไหลผ่านที่เท่ากัน แต่เนื่องจากความต่างศักย์หรือระดับความสูงของปลายท่อน้ำทั้งสองข้างในกรณีของท่อน้ำ (ก) น้อยกว่าท่อน้ำ (ข) จึงเห็นได้ว่า ท่อน้ำ (ก) แม้จะมีความต่างศักย์น้อยกว่า แต่ก็สามารถส่งผ่านปริมาณน้ำได้เท่ากับท่อน้ำ (ข) จึงสรุปได้ว่าท่อน้ำ (ก) มีสมรรถนะที่สูงกว่า ท่อน้ำ (ข) นั่นเอง ดังนั้นความหมายทางกายภาพของความต้านทานความร้อนอีกนัยหนึ่ง คือ ค่าที่ใช้เปรียบเทียบศักยภาพในการถ่ายเทความร้อนต่อความหนาแน่นความร้อนที่ถ่ายเทได้จริง ซึ่งทั้งหมดที่กล่าวมานี้สามารถเขียนเป็นแผนภาพอธิบายได้ดังรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 กายภาพของความต้านทานความร้อน

4.1.2 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความต้านทานความร้อน

จากการศึกษาผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่พบว่า เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนจากชุดที่ 1 ไปเรื่อยๆ จนกระทั่งชุดที่ 6 ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่มีค่าเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 4.3 ในกรณีของท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 1.50 มม. เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงความร้อนจากชุดที่ 1 ไปถึงชุดที่ 6 ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใดจาก 3.0 ไปยัง 3.3 3.8 5.6 6.3 และ 6.3 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ สำหรับท่อความร้อนที่ใช้ R123 เป็นสารทำงาน และเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัดจาก 5.6 ไปยัง 6.1 6.1 6.8 7.1 และ 7.2 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ สำหรับท่อความร้อนที่ใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน ส่วนในกรณีของท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 2.03 มม. เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงความร้อนจากชุดที่ 1 ไปถึงชุดที่ 6 ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างช้าๆ จาก 3.3 ไปยัง 3.5 3.6 3.8 3.8 และ 3.9 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ เพิ่มขึ้นเล็กน้อยจาก 5.4 ไปยัง 5.3 5.5 5.7 5.7 และ 5.9 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ และเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัดจาก 9.0 ไปยัง 9.4 9.4 10.1 9.9 และ 10.8 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ สำหรับท่อความร้อนที่ใช้ R123 เอทานอล และน้ำ เป็นสารทำงาน ตามลำดับ



รูปที่ 4.3 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความต้านทานความร้อน
(Vertical CLPHP, $L_e = 150 \text{ mm}$, $N = 32 \text{ turns}$)

จากการศึกษาเห็นได้ว่า ชุดที่ 1 ซึ่งเป็นชุดที่จัดเรียงให้แหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงสุดอยู่ไกลจากส่วนควบแน่นมากที่สุด มีความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ต่ำ

ที่สุด หรืออีกนัยหนึ่งคือมีสมรรถนะทางความร้อนสูงที่สุด เมื่อเทียบกับชุดอื่นๆ ที่เหลือ เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนเป็นชุดที่ 2 3 4 และ 5 หรือเป็นการสลับให้แหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงสุดมีแนวโน้มเข้าใกล้ส่วนควบแน่นมากขึ้น สมรรถนะทางความร้อนลดลงเรื่อยๆ จนกระทั่งมีสมรรถนะทางความร้อนต่ำสุดที่ชุดที่ 6 ซึ่งเป็นชุดที่แหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงสุดอยู่ใกล้ส่วนควบแน่นมากที่สุด ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่าการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสมที่สุดสำหรับท่อความร้อนแบบสั่นวรอบที่วางตัวในแนวตั้งมีลักษณะเหมือนการจัดเรียงในชุดที่ 1 คือ จัดเรียงแหล่งให้ความร้อนตามลำดับความหนาแน่นความร้อนจากน้อยไปหามาก โดยเริ่มต้นจากปากทางเข้าส่วนทำระเหย

สาเหตุที่ทำให้ชุดที่ 1 หรือการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนตามลำดับความหนาแน่นความร้อนจากน้อยไปหามาก โดยเริ่มต้นจากปากทางเข้าส่วนทำระเหยเป็นการจัดเรียงที่ทำให้ท่อความร้อนมีสมรรถนะทางความร้อนสูงที่สุดเนื่องจากการจัดเรียงที่ส่งเสริมให้สารทำงานไหลเวียนแบบทิศทางเดียวโดยสมบูรณ์ (Completely one-direction flow) พิจารณาจากหลักการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นวรอบทั่วไป เมื่อสารทำงานสถานะไอควบแน่นเป็นของเหลวที่ส่วนควบแน่น ของเหลวจะไหลกลับมายังส่วนทำระเหยตามกลไกการแทนที่ [2] เมื่อของเหลวเริ่มต้นไหลเข้าสู่ส่วนทำระเหย หากพบกับแหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนน้อยก่อน ของเหลวจะเริ่มเกิดการระเหยเป็นไอย่างช้าๆ การขยายตัวของฟองไไม่รุนแรง จากนั้นเมื่อของเหลวที่มีฟองไผสมอยู่บ้างไหลผ่านเข้ามาตอนกลางของส่วนทำระเหยซึ่งมีแหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนปานกลาง ความร้อนจะถ่ายเทสู่ของเหลวมากขึ้น ทำให้ของเหลวมีอัตราการระเหยหลายเป็นไอย่างมากขึ้น ส่งผลให้ฟองไเกิดการขยายตัวใหญ่ขึ้นอย่างรวดเร็ว และเมื่อสารทำงานทั้งสองสถานะไหลเข้ามาในส่วนทำระเหยที่ลึกที่สุด ซึ่งเป็นบริเวณที่แหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงสุดติดตั้งอยู่ ของเหลวที่เหลืออยู่ระเหยหลายเป็นได้วยอัตราสูงสุด ทำให้ฟองไเกิดการขยายตัวอย่างรวดเร็วและรุนแรง ประกอบกับการที่ท่อความร้อนวางตัวในแนวตั้งซึ่งความโน้มถ่วงของโลกมีทิศทางเดียวกับการไหลเข้าสู่ส่วนทำระเหยของสารทำงาน น้ำหนักของเหลวที่อยู่เหนือฟองไที่กำลังขยายตัวในส่วนที่ลึกที่สุดขึ้นไปจึงกดทับฟองไดังกล่าว ส่งผลให้ฟองไขยายตัวข้ามผ่านส่วนโค้งรูปตัวยูของท่อความร้อนไปยังท่อดีกด้านที่อยู่ในโค้งเดียวกันซึ่งมีแหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงสุดติดตั้งอยู่เช่นกัน สารทำงานที่ตำแหน่งนี้ซึ่งมีสัดส่วนปริมาตรฟองไที่มากกว่าปริมาตรของเหลวอยู่แล้ว ฟองไจะเกิดการขยายตัวและไหลขึ้นไปยังส่วนควบแน่นอย่างรวดเร็ว ทำให้สารทำงานไหลเวียนในทิศทางเดียวโดยสมบูรณ์ ส่งผลให้ท่อความร้อนสามารถถ่ายเทความร้อนจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นได้อย่างต่อเนื่องและรวดเร็ว เพราะฉะนั้นท่อความร้อนที่มีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนแบบดังกล่าวมีความต้านทานความร้อนต่ำสุดหรือมีสมรรถนะทางความร้อนสูงสุด นอกจากนี้ผลที่ได้รับยังสอดคล้องกับการศึกษาที่ผ่านมาซึ่งพบว่าท่อความร้อนแบบสั่นวรอบจะถ่ายเทความร้อนได้ดีเมื่อสารทำงานไหลเวียนในทิศทางเดียว [16, 18]

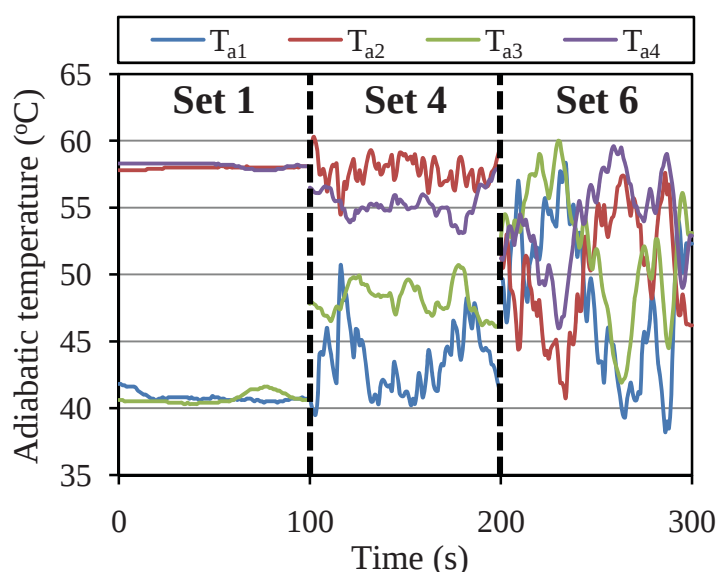
ส่วนสาเหตุที่ทำให้ชุดที่ 6 หรือการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนตามลำดับความหนาแน่นความร้อนจากมากไปหาน้อย โดยเริ่มต้นจากปากทางเข้าส่วนทำระเหยเป็นการจัดเรียงที่ทำให้ท่อความร้อนมีสมรรถนะทางความร้อนต่ำสุดเนื่องจากการจัดเรียงที่ส่งเสริมให้สารทำงานไหลเวียนแบบสั่นกลับไปมา (Pulsating flow) และเปลี่ยนทิศทางการไหลตลอดเวลา พิจารณาจากหลักการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นวรอบทั่วไปพร้อมกับกลไกการแทนที่ หลังจากที่มีของเหลวไหลจากส่วนควบแน่นมายังส่วนทำระเหย เมื่อเริ่มเข้าสู่ทำระเหยจะพบกับแหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงสุดก่อน ทำให้ของเหลวเกิดการระเหยกลายเป็นฟองไอย่างรวดเร็ว และฟองไเกิดการขยายตัวอย่างรุนแรงและ

รวดเร็ว ซึ่งการขยายตัวของฟองไอน้ำปลายด้านหนึ่งจะดันไม่ให้ของเหลวไหลออกมาจากส่วนควบแน่น ทำให้ฟองไอน้ำที่เหลือนอยู่ในส่วนควบแน่นมีเวลาในการควบแน่นจนหมด หรือที่เรียกว่าการควบแน่นสมบูรณ์ (Complete condensation) เมื่อท่อดังกล่าวเกิดการควบแน่นสมบูรณ์ขึ้น จะเกิดเป็นช่องว่างที่เกิดจากการยุบตัวของฟองไอน้ำในส่วนควบแน่น ส่งผลให้ฟองไอน้ำที่กำลังขยายตัวที่ส่วนทำระเหยเคลื่อนที่กลับมาแทนที่ปริมาตรยุบตัวดังกล่าว ส่งผลให้สารทำงานเปลี่ยนทิศทางการไหลไปในทิศตรงข้าม [2] ซึ่งหากปรากฏการณ์ดังกล่าวทั้งหมดเกิดขึ้นอีกรอบในโค้งเดียวกัน สารทำงานก็จะเปลี่ยนทิศทางการไหลอีกครั้ง ทำให้รูปแบบการไหลของสารทำงานเป็นแบบสั่นกลับไปมา ส่งผลให้ท่อความร้อนสามารถถ่ายเทความร้อนจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นได้อย่างไม่ต่อเนื่อง ด้วยเหตุนี้ท่อความร้อนที่มีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนแบบดังกล่าวมีความต้านทานความร้อนสูงสุดหรือมีสมรรถนะทางความร้อนต่ำสุด

แม้ว่าการศึกษานี้เป็นการศึกษาเชิงปริมาณ แต่ก็สามารถแสดงหลักฐานการไหลของสารทำงานทั้งการไหลเวียนแบบทิศทางเดียวโดยสมบูรณ์และแบบสั่นกลับไปมาได้ เนื่องจากในทุกส่วนของท่อความร้อนที่ใช้ในการศึกษานี้ได้ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในตำแหน่งขนานกันเป็นคู่ระหว่างท่อที่อยู่ติดกันในโค้งเดียวกัน ในส่วนกันความร้อนกำหนดให้ T_{a1} และ T_{a2} เป็นอุณหภูมิของส่วนกันความร้อนในท่อซ้ายและขวาในโค้งเดียวกัน ส่วน T_{a3} และ T_{a4} เป็นอุณหภูมิของส่วนกันความร้อนในท่อซ้ายและขวาของอีกโค้งเดียวกัน ตามปกติแล้วส่วนกันความร้อนจะมีอุณหภูมิสูงขึ้นในขณะที่ฟองไอน้ำไหลผ่าน และมีอุณหภูมิต่ำลงเมื่อของเหลวไหลผ่าน ดังนั้นหากตรวจวัดการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิส่วนกันความร้อนแล้วพบว่า T_{a1} สูงกว่า T_{a2} โดยตลอด แสดงว่าสารทำงานไหลแบบทิศทางเดียวโดยสมบูรณ์ แต่หาก T_{a1} สลับกันสูงต่ำกับ T_{a2} โดยตลอด แสดงว่าสารทำงานไหลแบบสั่นกลับไปมา จากการทดลองเพื่อศึกษาผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความต้านทานความร้อน โดยยกตัวอย่างจากท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 1.50 มม. และใช้ R123 เป็นสารทำงาน สามารถเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิส่วนกันความร้อนของท่อความร้อนที่มีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 1 4 และ 6 ได้ดังรูปที่ 4.4

จากรูปเห็นได้ว่าในกรณีของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 1 อุณหภูมิส่วนกันความร้อนระหว่างท่อที่ติดกันในโค้งเดียวกันมีค่าแตกต่างกันเป็นอย่างมาก การที่อุณหภูมิของท่อขวาสูงกว่าอุณหภูมิของท่อซ้ายตลอดเวลาหมายความว่าสารทำงานภายในไหลเวียนในทิศทางเดียวโดยสมบูรณ์ คือ ของเหลวไหลจากส่วนควบแน่นไปยังส่วนทำระเหยผ่านทางท่อซ้ายของแต่ละโค้งแล้ว ฟองไอน้ำไหลจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นผ่านทางท่อขวา พิจารณาประกอบกับผลจากการศึกษาที่ผ่านมาซึ่งพบว่าสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสั่นงอเปลี่ยนรูปแบบการไหลจากการไหลแบบสั่นไปมาเป็นการไหลทิศทางเดียวโดยสมบูรณ์และความเร็วการไหลของสารทำงานเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหนาแน่นความร้อนที่ถ่ายเทผ่านท่อความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น [18] ด้วยเหตุนี้จึงทำให้ท่อความร้อนที่มีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 1 มีสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดในขณะที่เมื่อจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 4 แม้ว่าอุณหภูมิส่วนกันความร้อนระหว่างท่อที่ติดกันในโค้งเดียวกันมีค่าแตกต่างกันอยู่ แต่อุณหภูมิในท่อซ้ายมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเป็นพักๆ ซึ่งหมายความว่าเริ่มมีฟองไอน้ำไหลย้อนทิศทางการไหลของของเหลวควบแน่น หรือเรียกว่าเป็นการไหลแบบทิศทางเดียวไม่สมบูรณ์ (Incompletely one-direction flow) ในกรณีนี้สมรรถนะทางความร้อนจึงลดลงจากกรณีของการจัดเรียงแบบชุดที่ 1 และเมื่อจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 6 อุณหภูมิส่วนกันความร้อนเกิดการสั่นขึ้นลงอย่างรุนแรง หมายความว่าในท่อหนึ่งมี

สารทำงานทั้งไอและของเหลวไหลผ่านในเวลาเดียวกัน หรือการไหลเป็นแบบสั่นกลับไปมา ด้วยเหตุนี้สมรรถนะทางความร้อนจึงมีค่าต่ำที่สุด



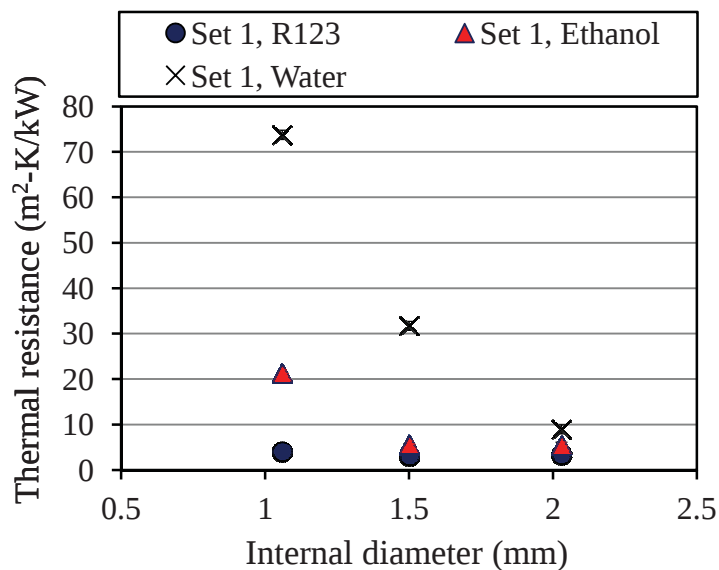
รูปที่ 4.4 การเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิส่วนกันความร้อน
(Vertical CLPHP, $L_e = 150$ mm, $N = 32$ turns, $D_i = 1.50$ mm, R123)

จากการศึกษาถึงผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความต้านทานความร้อนสามารถสรุปได้ว่า การจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสมที่สุดสำหรับท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่วางตัวในแนวตั้ง คือ จัดเรียงแหล่งให้ความร้อนตามลำดับความหนาแน่นความร้อนจากน้อยไปหามาก โดยเริ่มต้นจากปากทางเข้าส่วนทำระเหย เนื่องจากการจัดเรียงที่ส่งเสริมให้สารทำงานไหลเวียนแบบทิศทางเดียวโดยสมบูรณ์ ส่งผลให้ท่อความร้อนสามารถถ่ายเทความร้อนได้อย่างต่อเนื่อง ท่อความร้อนดังกล่าวจึงมีสมรรถนะทางความร้อนสูงตามไปด้วย

4.1.3 ผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อความต้านทานความร้อน

จากการศึกษาผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 1 ซึ่งเป็นการจัดเรียงที่เหมาะสมที่สุดพบว่า เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเพิ่มขึ้น ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่มีค่าลดลง ดังแสดงในรูปที่ 4.5 ในกรณีของท่อความร้อนที่ใช้ R123 เป็นสารทำงาน เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้นจาก 1.06 ไปยัง 1.50 และ 2.03 mm ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ลดลงเล็กน้อยจาก 4.0 ไปยัง 3.0 และ 3.2 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ สำหรับท่อความร้อนที่ใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้นจาก 1.06 ไปยัง 1.50 และ 2.03 mm ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ลดลงอย่างเห็นได้ชัดจาก 21.2 ไปยัง 5.6 และ 5.4 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ และในกรณีของท่อความร้อนที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้นจาก 1.06

ไปยัง 1.50 และ 2.03 mm ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ลดลงอย่างทันทีทันใดจาก 70.1 ไปยัง 38.0 และ 9.0 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ



รูปที่ 4.5 ผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อความต้านทานความร้อน
(Vertical CLPHP, $L_e = 150$ mm, $N = 32$ turns, Set 1)

จากการพิจารณาลักษณะโครงสร้างทางกายภาพของท่อความร้อนแบบสัณฐานรูปจะเห็นได้ว่าการเพิ่มขึ้นของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในนั้นนอกจากจะเป็นการเพิ่มพื้นที่ในการให้ความร้อนแก่สารทำงานแล้ว ยังเป็นการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของช่องทางการไหลภายในท่อของสารทำงานด้วย ดังนั้นในกรณีที่ท่อความร้อนมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้น พื้นที่หน้าตัดของช่องทางการไหลของสารทำงานก็เพิ่มขึ้นตาม ส่งผลให้ฟองไอน้ำที่ได้รับความร้อนในส่วนทำระเหยสามารถไหลไปยังส่วนควบแน่นได้สะดวกต่อเนื่อง และมีปริมาณที่มากขึ้น ท่อความร้อนดังกล่าวจึงสามารถถ่ายเทความร้อนได้สูงขึ้น ส่งผลให้มีความต้านทานความร้อนลดลงหรือมีสมรรถนะทางความร้อนสูงขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งสำหรับท่อความร้อนแบบสัณฐานรูปที่มีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 1 หรือจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนตามลำดับความหนาแน่นความร้อนจากน้อยไปหามาก โดยเริ่มต้นจากปากทางเข้าส่วนทำระเหย เนื่องจากการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในรูปแบบดังกล่าวเป็นการจัดเรียงที่ส่งเสริมให้สารทำงานไหลเวียนแบบทิศทางเดียวโดยสมบูรณ์และทำให้ท่อความร้อนมีสมรรถนะทางความร้อนที่สูงอยู่แล้วดังอภิปรายไปแล้วในหัวข้อย่อยที่ผ่านมา ดังนั้นหากพื้นที่หน้าตัดของช่องทางการไหลของสารทำงานเพิ่มขึ้นไปอีก จะยังเป็นการช่วยให้สารทำงานไหลจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นได้ง่ายและมีปริมาณฟองไอน้ำเพิ่มมากขึ้น

จากผลการทดลองดังแสดงในรูปที่ 4.5 สังเกตได้ว่า ความต้านทานความร้อนของท่อความร้อนที่ใช้น้ำเป็นสารทำงานลดลงอย่างทันทีทันใดเมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากในกรณีของท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 1.06 mm ความต้านทานความร้อนมีค่าเท่ากับ 70.1 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ซึ่งถือเป็นค่าที่ค่อนข้างสูงมาก แสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิส่วนทำระเหยสูงกว่าอุณหภูมิส่วนควบแน่นเป็นอย่างมาก การที่อุณหภูมิส่วนทำระเหยมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใดนั้น

เกิดขึ้นเนื่องจากสารทำงานสถานะของเหลวภายในส่วนทำระเหยมีไม่เพียงพอต่อการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นจึงเกิดการแห้ง (Dry-out) ขึ้นที่ผิวท่อด้านในของส่วนทำระเหย ซึ่งหมายถึงท่อความร้อนทำงานในสภาวะวิกฤต (Critical state) [21] จากการศึกษาที่ผ่านมาพบว่าท่อความร้อนแบบสัณฐานที่วางตัวในแนวตั้งจะทำงานในสภาวะวิกฤตเมื่อท่อความร้อนเปลี่ยนรูปแบบการไหลของสารทำงานจากแบบฟองไอสลับกับก้อนของเหลว (Slug train) ไปเป็นการไหลทิศทางเดียวแบบวงแหวน (Co-current annular flow) อันเป็นผลสืบเนื่องจากความเร็วไอเพิ่มสูงขึ้นจนเกินกว่าค่าวิกฤตค่าหนึ่ง [18] ดังนั้นเมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้นเป็น 1.50 และ 2.03 mm ตามลำดับ พื้นที่หน้าตัดของช่องทางการไหลของสารทำงานก็เพิ่มขึ้นตาม ในขณะที่ความหนาแน่นความร้อนของแหล่งให้ความร้อนมีค่าเท่าเดิม ปริมาตรฟองไอที่เกิดขึ้นและไหลผ่านไปยังส่วนควบแน่นจึงแทบไม่เปลี่ยนแปลง แต่เนื่องจากพื้นที่หน้าตัดท่อที่เพิ่มขึ้น ทำให้ความเร็วไอที่ไหลในท่อลดลงอย่างเห็นได้ชัดและลดลงจนกระทั่งน้อยกว่าค่าวิกฤต ส่งผลให้ท่อความร้อนเปลี่ยนการทำงานจากสภาวะวิกฤตเป็นการทำงานในสภาวะการทำงานปกติ เมื่อท่อความร้อนกลับมาถ่ายเทความร้อนได้ตามปกติ ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่จึงลดลงอย่างทันทีทันใด สมรรถนะทางความร้อนจึงสูงขึ้นอย่างเห็นได้ชัดตามไปด้วย ดังนั้นจึงสามารถสรุปได้อีกประเด็นว่า การเปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในจะส่งผลกระทบต่อ การเปลี่ยนแปลงความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่อย่างรุนแรงมากขึ้น ในกรณีที่ท่อความร้อนมีแนวโน้มที่จะทำงานใกล้กับสภาวะวิกฤตมากขึ้น

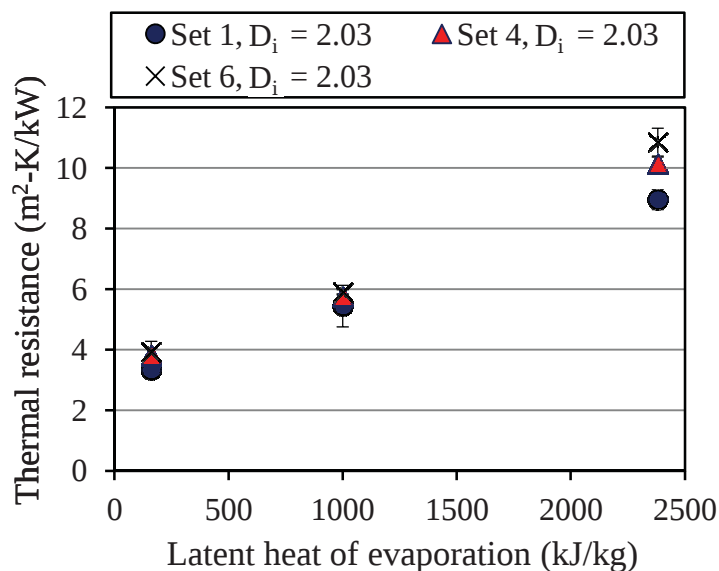
แนวโน้มผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่นอกเหนือจากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่ใช้ในการศึกษาครั้งนี้คาดเดาได้ว่าจะยังคงเหมือนเดิมนั่นคือแปรผกผันกันจนกระทั่งถึงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในวิกฤตของแต่ละสารทำงาน หรือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางมากที่สุดที่สารทำงานภายในจะสามารถเรียงตัวในลักษณะฟองไอสลับกับก้อนของเหลว (Slug train) โดยตลอดความยาวท่อได้ โดยคำนวณตาม Maezawa's criterion [12] ซึ่งหากพ้นจากค่าดังกล่าวไปแล้วจะไม่สามารถคาดเดาแนวโน้มได้เนื่องจากท่อความร้อนจะถ่ายเทความร้อนด้วยกลไกอื่นที่ไม่ใช่กลไกการไหลกลับไปมาของสารทำงานอีกต่อไป

แม้ว่ายังไม่มีการศึกษาใดที่ศึกษาผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ของท่อความร้อนแบบสัณฐานที่มีหลายแหล่งให้ความร้อน แต่หากนำความสัมพันธ์ที่ได้ในห่วยย่อยนี้ไปเปรียบเทียบกับผลที่ได้รับจากการศึกษาที่ผ่านมาทั้งแบบการทดลอง [13, 22] และแบบใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ [23, 24] ซึ่งใช้ท่อความร้อนแบบสัณฐานที่มีแหล่งให้ความร้อนเดียวพบว่า ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและสมรรถนะทางความร้อนมีความสอดคล้องกัน คือ เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มมากขึ้น ท่อความร้อนสามารถถ่ายเทความร้อนและมีสมรรถนะทางความร้อนเพิ่มขึ้น

จากการศึกษาถึงผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่สามารถสรุปได้ว่า เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเพิ่มขึ้น ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่มีค่าลดลง เนื่องจากพื้นที่หน้าตัดของช่องทางการไหลของสารทำงานที่เพิ่มขึ้น ฟองไวจึงสามารถไหลไปยังส่วนควบแน่นได้ต่อเนื่องและมีปริมาณที่มากขึ้น ส่งผลให้ท่อความร้อนสามารถถ่ายเทความร้อนได้อย่างต่อเนื่อง ท่อความร้อนดังกล่าวจึงมีสมรรถนะทางความร้อนสูงตามไปด้วย

4.1.4 ผลของชนิดสารทำงานที่มีต่อความต้านทานความร้อน

ในการศึกษาผลของชนิดสารทำงานในเชิงปริมาณนั้นจำเป็นต้องมีการจำแนกสารทำงาน โดยอาศัยตัวแปรที่เป็นค่าเชิงตัวเลข โดยปรกติแล้วหากเป็นการศึกษาที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะทางความร้อนดังเช่นในการศึกษานี้ ตัวแปรดังกล่าวนิยมใช้เป็นคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของสารทำงานซึ่งมีอยู่หลายชนิดด้วยกัน อาทิเช่น ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ ความร้อนจำเพาะ แรงตึงผิว ความหนืด ค่าการนำความร้อน และอื่นๆ แต่เนื่องจากท่อความร้อนแบบสัณฐานรูปถ่ายเทความร้อนได้โดยอาศัยกลไกการระเหยและการควบแน่นของสารทำงาน ดังนั้นตัวแปรที่เหมาะสมในการบ่งบอกถึงชนิดของสารทำงานจึงควรเป็นตัวแปรที่เกี่ยวกับการเปลี่ยนแปลงสถานะ ซึ่งตัวแปรที่เหมาะสมที่สุดในการศึกษานี้คือค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ (h_{fg}) ในการศึกษานี้เลือกใช้สารทำงานอยู่ 3 ชนิดด้วยกันคือ R123 เอทานอล และน้ำ โดยที่แต่ละสารทำงานมีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอเท่ากับ 161, 1,000 และ 2,382 kJ/kg ตามลำดับ จากการศึกษาผลของชนิดสารทำงานที่มีต่อความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ของท่อความร้อนแบบสัณฐานรูปที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 mm พบว่า เมื่อเปลี่ยนสารทำงานจาก R123 ไปเป็นเอทานอล และน้ำ หรืออีกนัยหนึ่งคือเมื่อความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้น ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ที่มีค่าเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 4.6 ในกรณีของท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 mm เมื่อความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้นจาก 161 ไปยัง 1,000 และ 2,382 kJ/kg ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่เพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัดจาก 3.3 ไปยัง 5.4 และ 9.0 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ สำหรับการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 1 เพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัดจาก 3.8 ไปยัง 5.7 และ 10.1 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ สำหรับการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 4 และเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัดจาก 3.9 ไปยัง 5.9 และ 10.8 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ สำหรับการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 6



รูปที่ 4.6 ผลของความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอที่มีต่อความต้านทานความร้อน
(Vertical CLPHP, $L_e = 150$ mm, $N = 32$ turns, $D_i = 2.03$ mm)

จากผลการทดลองที่แสดงให้เห็นว่าความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่เพิ่มขึ้น เมื่อความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้น และมีแนวโน้มเหมือนกันในทุกชุดของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อน สามารถวิเคราะห์ถึงสาเหตุทางกายภาพได้ดังนี้ โดยทั่วไปสารทำงานที่มีความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอต่ำ เช่น R123 จะต้องการปริมาณความร้อนเพื่อให้สารทำงานสถานะของเหลวที่มีมวลคงที่ค่าหนึ่งระเหยกกลายเป็นไอจนหมดน้อยกว่าสารทำงานที่มีความร้อนแฝงของการเป็นไอสูง เช่น น้ำ ดังนั้นเมื่อใช้สารทำงานเป็น R123 สารทำงานสถานะของเหลวเมื่อได้รับความร้อนที่ส่วนทำระเหยจะระเหยกกลายเป็นฟองไอดีอย่างรวดเร็ว และสามารถไหลไปยังส่วนควบแน่นเพื่อถ่ายเทความร้อนได้อย่างรวดเร็ว จึงส่งผลให้อุณหภูมิส่วนทำระเหยต่ำ และทำให้ผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าน้อย ดังนั้นความต้านทานความร้อนจึงมีค่าน้อย หรือท่อความร้อนมีสมรรถนะทางความร้อนสูง แต่หากใช้น้ำเป็นสารทำงานจะพบว่า สารทำงานสถานะของเหลวต้องใช้เวลาในการรับความร้อนที่ยาวนานกว่าในกรณีแรก จนกระทั่งเพียงพอที่จะทำให้เกิดการระเหยกกลายเป็นฟองไอดี จากนั้นฟองไอดีจึงจะไหลไปยังส่วนควบแน่นเพื่อถ่ายเทความร้อนต่อไป จากการที่สารทำงานต้องอาศัยระยะเวลาในการรับความร้อนในส่วนทำระเหยนั้น ทำให้อุณหภูมิส่วนทำระเหยสูงกว่ากรณีแรก ส่งผลให้ผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่ามาก ดังนั้นความต้านทานความร้อนจึงมีค่ามาก หรือท่อความร้อนมีสมรรถนะทางความร้อนต่ำ

แนวโน้มผลของความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอที่มีต่อความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่นอกเหนือจากค่าที่ใช้ในการศึกษาค้างนี้คาดเดาได้ว่าจะยังคงเป็นแบบแปรผันตรงเหมือนเดิม อย่างไรก็ตาม จากการศึกษาเกี่ยวกับสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนแบบสั่นงอที่ผ่านมาพบว่า ท่อความร้อนที่ใช้สารทำงานที่มีความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอต่ำจะสามารถถ่ายเทความร้อนด้วยความหนาแน่นความร้อนสูงสุด (Maximum heat flux) หรือความหนาแน่นความร้อนมากที่สุดที่ท่อความร้อนยังคงทำงานในสภาวะการทำงานปกติ ที่ต่ำกว่าท่อความร้อนที่ใช้สารทำงานที่มีความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอสูง [18] ดังนั้นหากแหล่งให้ความร้อนมีความหนาแน่นความร้อนรวมเพิ่มสูงขึ้นจนถึงค่าหนึ่งท่อความร้อนที่ใช้ R123 เป็นสารทำงานจะเกิดสภาวะวิกฤตขึ้นและไม่สามารถถ่ายเทความร้อนต่อไปได้ตามปกติ ส่วนท่อความร้อนที่ใช้เอทานอล และน้ำ เนื่องจากความหนาแน่นความร้อนรวมที่เพิ่มสูงขึ้น ทำให้ระยะเวลาที่ใช้ในการรับความร้อนของสารทำงานลดลง ส่งผลให้อุณหภูมิส่วนทำระเหยต่ำลง และทำให้ผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าน้อยลง ดังนั้นความต้านทานความร้อนของท่อความร้อนในกรณีดังกล่าวจึงมีค่าลดลง หรือท่อความร้อนมีสมรรถนะทางความร้อนสูงขึ้นกว่ากรณีเดียวกับการศึกษานี้

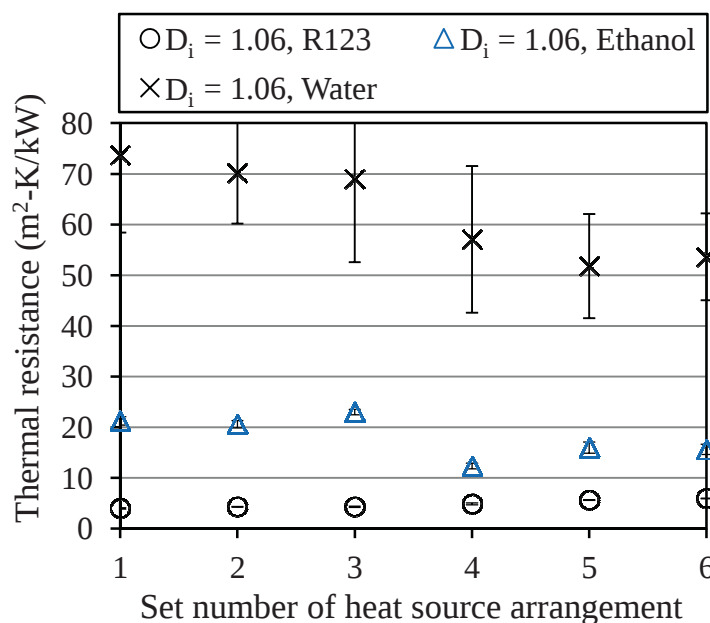
แม้ว่ายังไม่มีการศึกษาใดที่ศึกษาผลของชนิดสารทำงานที่มีต่อความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ของท่อความร้อนแบบสั่นงอที่มีหลายแหล่งให้ความร้อน แต่หากนำความสัมพันธ์ที่ได้ในหัวข้อนี้ไปเปรียบเทียบกับผลที่ได้รับจากการศึกษาที่ผ่านมา [13] ซึ่งใช้ท่อความร้อนแบบสั่นงอที่มีแหล่งให้ความร้อนเดียวพบว่า ความสัมพันธ์ระหว่างชนิดสารทำงานและสมรรถนะทางความร้อนมีความสอดคล้องกัน คือ ท่อความร้อนมีสมรรถนะต่ำสุดและสูงสุดเมื่อใช้สารทำงานเป็นน้ำ และ R123 ตามลำดับ

จากการศึกษาถึงผลของชนิดสารทำงานที่มีต่อความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่สามารถสรุปได้ว่า เมื่อสารทำงานเปลี่ยนจาก R123 ไปเป็นเอทานอล และน้ำ หรืออีกนัยหนึ่งคือความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้น ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากสารทำงาน

ต้องการระยะเวลาให้ความร้อนที่ส่วนทำระเหยนานขึ้น อุณหภูมิส่วนทำระเหยและผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นจึงเพิ่มขึ้น ท่อความร้อนดังกล่าวจึงมีสมรรถนะทางความร้อนลดลง

4.1.5 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อการเกิดสภาวะวิกฤต

จากการศึกษาถึงผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อการเกิดสภาวะวิกฤตพบว่า ในกรณีของท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 1.06 mm และใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนจากชุดที่ 1 ไปเป็น 2 และ 3 ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่มีค่าที่สูงผิดปกติ แต่แนวโน้มยังคงเป็นแบบเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเช่นเดียวกับการทดลองในกรณีอื่นๆ คือ เพิ่มขึ้นจาก 21.2 ไปยัง 20.6 และ 23.0 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ แต่เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนจากชุดที่ 4 ไปเป็น 5 และ 6 ความต้านทานความร้อนกลับมีค่าลดลงอย่างทันทีทันใดเป็น 12.3 16.0 และ 15.6 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ เช่นเดียวกับในกรณีที่ใช้น้ำเป็นสารทำงานซึ่งพบว่า เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนจากชุดที่ 1 ไปเป็น 2 และ 3 ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่มีค่าที่สูงผิดปกติคือเท่ากับ 73.7 70.1 และ 68.9 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ แต่เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนจากชุดที่ 4 ไปเป็น 5 และ 6 ความต้านทานความร้อนกลับมีค่าลดลงอย่างทันทีทันใดเป็น 57.1 51.8 และ 53.6 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ ในขณะที่ท่อความร้อนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.06 มม. ที่ใช้สารทำงานเป็น R123 กลับไม่ปรากฏความผิดปกติใดๆ ของความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ โดยเมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงความร้อนจากชุดที่ 1 ไปถึงชุดที่ 6 ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างช้าๆ เช่นเดียวกับการทดลองในกรณีอื่นๆ คือ เพิ่มขึ้นจาก 4.0 ไปยัง 4.3 4.3 4.9 5.6 และ 5.9 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อการเกิดสภาวะวิกฤต

(Vertical CLPHP, $L_e = 150$ mm, $N = 32$ turns)

การที่ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ในกรณีของท่อความร้อนที่ใช้เอทานอล และน้ำ เป็นสารทำงาน และมีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 1 2 และ 3 มีค่าสูงผิดปกติเนื่องจากท่อความร้อนดังกล่าวทำงานในสภาวะวิกฤต ซึ่งเป็นสภาวะที่ปริมาณสารทำงานสถานะของเหลวมีไม่เพียงพอต่อการถ่ายเทความร้อนที่ส่วนทำระเหย จึงเกิดการแห้ง (Dry-out) และแถบการแห้ง (Dry patch) ขึ้นที่ผิวภายในของท่อในส่วนทำระเหย เมื่อความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนไม่สามารถระบายออกไปตามปกติ ผลที่ตามมาคืออุณหภูมิส่วนทำระเหยจะเพิ่มสูงขึ้นอย่างทันทีทันใด ทำให้ผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใดเช่นกัน ประกอบกับโดยทั่วไปแล้วเมื่อท่อความร้อนแบบสัณวรูปเริ่มทำงานในสภาวะวิกฤต ความหนาแน่นความร้อนที่ถ่ายเทได้จะลดลงเล็กน้อยจากเมื่อคราวที่ยังทำงานในสภาวะการทำงานปกติ [18] ทั้งหมดที่กล่าวมาจึงเป็นสาเหตุที่ทำให้ท่อความร้อนที่ทำงานในสภาวะวิกฤตมีความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่สูงมาก ในขณะที่ท่อความร้อนขนาดเดียวกันแต่ใช้ R123 เป็นสารทำงาน ยังคงทำงานในสภาวะการทำงานปกติ โดยมีระดับและแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงของความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่เช่นเดียวกับกรณีทั่วไปที่อภิปรายไปแล้วในหัวข้อย่อยที่ 4.1.2 อย่างไรก็ตาม ในกรณีที่ท่อความร้อนทำงานในสภาวะวิกฤต หากจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงอยู่ใกล้ส่วนควบแน่นมากขึ้น ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่จะลดต่ำลงอย่างเห็นได้ชัด แม้ว่าค่าจะไม่ลดลงมาจนเท่ากับระดับค่าของท่อความร้อนที่ใช้ R123 เป็นสารทำงานที่ทำงานในสภาวะการทำงานปกติ แต่ก็เพียงพอที่จะแสดงให้เห็นว่า การจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในลักษณะดังกล่าวทำให้โอกาสในการเกิดสภาวะวิกฤตลดลง ทั้งนี้เนื่องจากเมื่อจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงอยู่ใกล้ส่วนควบแน่นมากขึ้น สารทำงานภายในท่อจะมีแนวโน้มไหลเวียนแบบสัณกลับไปมา ดังที่อภิปรายไปแล้วในหัวข้อย่อยที่ 4.1.2 และจากองค์ความรู้จากการศึกษาที่ผ่านมาซึ่งพบว่าท่อความร้อนแบบสัณวรูปที่วางตัวในแนวตั้งจะทำงานในสภาวะวิกฤตเมื่อความเร็วไอเพิ่มขึ้นจนสูงเกินกว่าค่าวิกฤตค่าหนึ่ง และสารทำงานเปลี่ยนรูปแบบการไหลจากการไหลแบบสัณกลับไปมาแบบฟองไอสลับกับก้อนของเหลว (Concurrent slug-train) ไปเป็นการไหลทิศทางเดียวแบบวงแหวน (Co-current annular flow) [18] ดังนั้นการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในลักษณะดังกล่าวจึงเป็นการลดโอกาสที่สารทำงานจะเปลี่ยนการไหลเวียนเป็นแบบทิศทางเดียวซึ่งเป็นรูปแบบการไหลที่ทำให้ท่อความร้อนเริ่มต้นทำงานในสภาวะวิกฤต

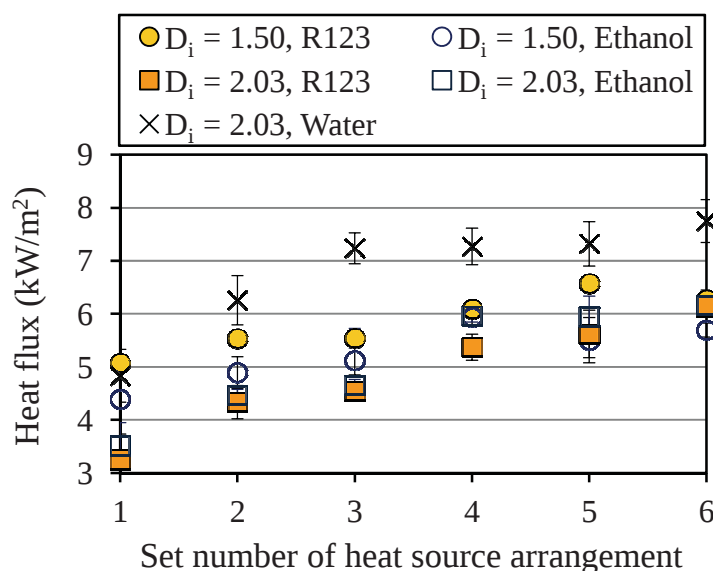
จากการศึกษาถึงผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อการเกิดสภาวะวิกฤต สามารถสรุปได้ว่า การจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงอยู่ใกล้ส่วนควบแน่น จะช่วยลดโอกาสในการเกิดสภาวะวิกฤตของท่อความร้อนลง ทั้งนี้เนื่องจากเป็นการจัดเรียงที่ส่งเสริมให้สารทำงานไหลเวียนแบบสัณกลับไปมา อันเป็นรูปแบบการไหลที่ไม่ทำให้เกิดสภาวะวิกฤตในท่อความร้อนแบบสัณวรูป

4.2 สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่วางตัวในแนวนอน

การประยุกต์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ท่อความร้อนแบบสัณฐานรอบที่วางตัวในแนวนอนหรือใกล้เคียงแนวนอนมีแนวโน้มเป็นที่นิยมมากขึ้นในปัจจุบัน อย่างไรก็ตาม ยังไม่มีงานวิจัยใดที่ศึกษาเกี่ยวกับท่อความร้อนวงรอบที่วางตัวในแนวนอนที่มีหลายแหล่งให้ความร้อน ดังนั้นในการศึกษานี้จึงเริ่มต้นโดยหาทดลองเพื่อหาการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสมก่อน เมื่อได้ลักษณะการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสมแล้วจึงจะศึกษาหาผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและชนิดสารทำงานที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนต่อไป

4.2.1 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความหนาแน่นความร้อน

จากการศึกษาถึงผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความหนาแน่นความร้อนพบว่า เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนจากชุดที่ 1 ไปเรื่อยๆ จนกระทั่งชุดที่ 6 ความหนาแน่นความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 4.8 ในกรณีของท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 1.50 มม. เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงความร้อนจากชุดที่ 1 ไปถึงชุดที่ 6 ความหนาแน่นความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องจาก 5.1 ไปยัง 5.5 5.5 6.1 6.6 และ 6.3 kW/m^2 ตามลำดับ สำหรับท่อความร้อนที่ใช้ R123 เป็นสารทำงาน และเพิ่มขึ้นจาก 4.4 ไปยัง 4.9 5.1 5.9 5.5 และ 5.7 kW/m^2 ตามลำดับ สำหรับท่อความร้อนที่ใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน ส่วนในกรณีของท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 2.03 มม. เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงความร้อนจากชุดที่ 1 ไปถึงชุดที่ 6 ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 3.3 ไปยัง 4.3 4.5 5.4 5.6 และ 6.1 kW/m^2 ตามลำดับ เพิ่มขึ้นจาก 3.5 ไปยัง 4.5 4.7 6.0 5.9 และ 6.2 kW/m^2 ตามลำดับ และเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัดจาก 4.8 ไปยัง 6.3 7.2 7.3 7.3 และ 7.8 kW/m^2 ตามลำดับ สำหรับท่อความร้อนที่ใช้ R123 เอทานอล และน้ำ เป็นสารทำงาน ตามลำดับ



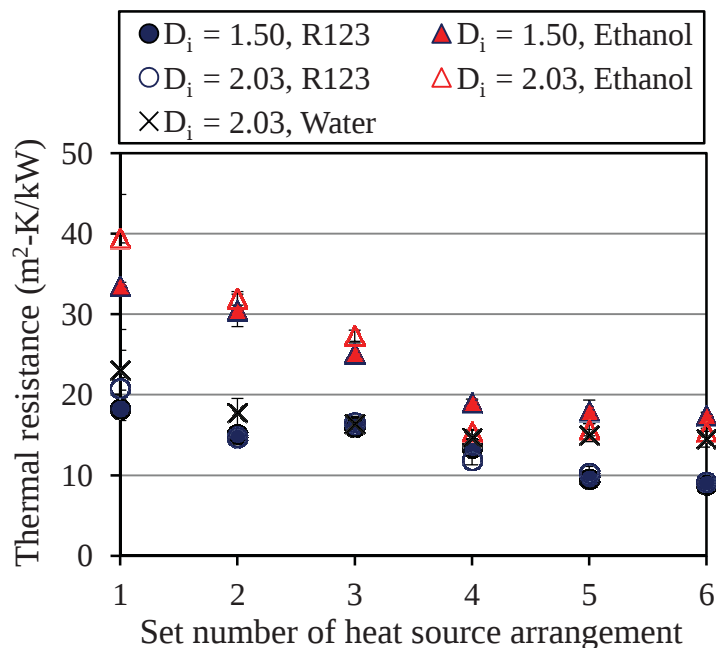
รูปที่ 4.8 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความหนาแน่นความร้อน
(Horizontal CLPHP, $L_e = 150 \text{ mm}$, $N = 32 \text{ turns}$)

จากผลการทดลองเห็นได้ว่า เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนจะส่งผลให้ความหนาแน่นความร้อนที่ถ่ายเทโดยท่อความร้อนแบบสัณฐานรูปที่วางตัวในแนวนอนมีค่าเปลี่ยนแปลงไปด้วย ซึ่งแตกต่างจากกรณีของท่อความร้อนแบบสัณฐานรูปที่วางตัวในแนวตั้งอย่างสิ้นเชิง ดังนั้นจึงทำให้ทราบในเบื้องต้นว่ารูปแบบการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนส่งผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่วางตัวในแนวนอนเด่นชัดกว่าท่อความร้อนที่วางตัวในแนวตั้ง อย่างไรก็ตาม แม้ว่าในกรณีนี้จะสามารถใช้ความหนาแน่นความร้อนเป็นตัวชี้วัดสมรรถนะทางความร้อนได้ แต่ในการวิเคราะห์เพื่อหาการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสมยังคงพิจารณาที่ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่เช่นเดียวกับที่ปรากฏในการอภิปรายในหัวข้อที่ผ่านมา เนื่องจากเป็นค่าที่แสดงให้เห็นถึงศักยภาพในการถ่ายเทความร้อนต่อความหนาแน่นความร้อนที่ถ่ายเทได้จริง และเพื่อให้ตัวแปรเชิงปริมาณที่ใช้ชี้วัดสมรรถนะทางความร้อนในการศึกษานี้เป็นตัวแปรเดียวกันทั้งหมด

4.2.2 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความต้านทานความร้อน

จากการศึกษาผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่พบว่า เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนจากชุดที่ 1 ไปเรื่อยๆ จนกระทั่งชุดที่ 6 ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่มีค่าลดลง ดังแสดงในรูปที่ 4.9 ในกรณีของท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 1.50 มม. เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงความร้อนจากชุดที่ 1 ไปถึงชุดที่ 6 ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่มีค่าลดลงเล็กน้อยจาก 18.2 ไปยัง 15.0 16.0 13.4 9.5 และ 8.8 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ สำหรับท่อความร้อนที่ใช้ R123 เป็นสารทำงาน และลดลงอย่างเห็นได้ชัดจาก 33.5 ไปยัง 30.4 25.1 19.0 17.9 และ 17.4 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ สำหรับท่อความร้อนที่ใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน ส่วนในกรณีของท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 2.03 มม. เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงความร้อนจากชุดที่ 1 ไปถึงชุดที่ 6 ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่มีค่าลดลงอย่างต่อเนื่องจาก 20.7 ไปยัง 14.7 16.5 11.8 10.3 และ 9.2 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ ลดลงอย่างรวดเร็วจาก 39.4 ไปยัง 32.0 27.3 15.3 15.6 และ 15.3 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ และลดลงจาก 23.0 ไปยัง 17.7 16.4 14.6 14.9 และ 14.5 $\text{m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ สำหรับท่อความร้อนที่ใช้ R123 เอทานอล และน้ำ เป็นสารทำงาน ตามลำดับ

จากการศึกษาเห็นได้ว่า ชุดที่ 1 ซึ่งเป็นชุดที่จัดเรียงให้แหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงสุดอยู่ไกลจากส่วนควบแน่นมากที่สุด มีความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่สูงที่สุด หรืออีกนัยหนึ่งคือมีสมรรถนะทางความร้อนต่ำที่สุด เมื่อเทียบกับชุดอื่นๆ ที่เหลือ เมื่อเปลี่ยนการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนเป็นชุดที่ 2 3 4 และ 5 หรือเป็นการสลับให้แหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงสุดมีแนวโน้มเข้าใกล้ส่วนควบแน่นมากขึ้น สมรรถนะทางความร้อนเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ จนกระทั่งมีสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดที่ชุดที่ 6 ซึ่งเป็นชุดที่แหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงสุดอยู่ใกล้ส่วนควบแน่นมากที่สุด ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่าการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสมที่สุดสำหรับท่อความร้อนแบบสัณฐานรูปที่วางตัวในแนวนอนมีลักษณะเหมือนการจัดเรียงในชุดที่ 6 คือ จัดเรียงแหล่งให้ความร้อนตามลำดับความหนาแน่นความร้อนจากมากไปหาน้อย โดยเริ่มต้นจากปากทางเข้าส่วนทำระเหย



รูปที่ 4.9 ผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความต้านทานความร้อน
(Horizontal CLPHP, $L_e = 150$ mm, $N = 32$ turns)

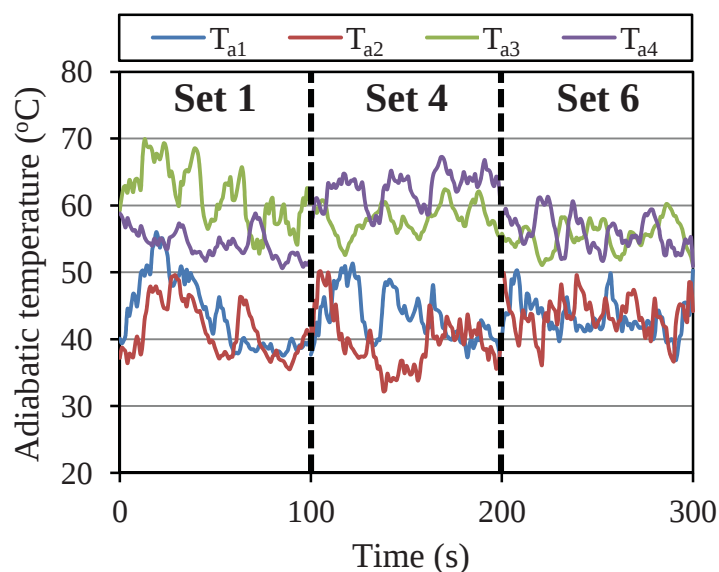
สาเหตุที่ทำให้ชุดที่ 6 หรือการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนตามลำดับความหนาแน่นความร้อนจากมากไปหาน้อย โดยเริ่มต้นจากปากทางเข้าส่วนทำระเหยเป็นการจัดเรียงที่ทำให้ท่อความร้อนมีสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดเนื่องจากการจัดเรียงที่ส่งเสริมให้สารทำงานไหลแบบสั่นกลับไปมา มีการเปลี่ยนทิศทางการไหลตลอดเวลา และที่สำคัญคือเป็นการไหลเวียนที่ไม่เกิดการหยุดชั่วขณะ (Pulsating flow without intermission stop) การที่สารทำงานไหลเวียนในลักษณะดังกล่าวเนื่องจากการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 6 เป็นการจัดเรียงที่แหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงสุดอยู่ใกล้ส่วนควบแน่นมากที่สุด หรืออีกนัยหนึ่งคือแหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงสุดติดตั้งอยู่บริเวณปากทางเข้าส่วนทำระเหย ดังนั้นเมื่อสารทำงานที่ไหลกลับมาจากส่วนควบแน่นเริ่มไหลเข้ามายังส่วนทำระเหยและสัมผัสกับความร้อนที่มีความหนาแน่นสูง สารทำงานสถานะของเหลวจะรับความร้อนและระเหยกลายเป็นไออย่างรวดเร็ว เกิดการขยายตัวของฟองไอย่างรุนแรง เกิดเป็นแรงผลักดันให้ของเหลวที่อยู่รอบข้างฟองไอดังกล่าวไหลเข้าไปสู่ส่วนทำระเหยอย่างต่อเนื่องและรวดเร็ว หลังจากนั้นฟองไอยะเปลี่ยนทิศทางการไหลและไหลกลับไปถ่ายเทความร้อนยังส่วนควบแน่นโดยทันที การไหลและการเปลี่ยนทิศทางการไหลอย่างรวดเร็วในลักษณะนี้จึงไม่ก่อให้เกิดการหยุดการไหลชั่วขณะขึ้น เห็นได้ว่าการที่สารทำงานโดยเฉพาะของเหลวที่ไหลมาจากส่วนควบแน่นสามารถไหลเข้าไปในส่วนทำระเหยได้อย่างต่อเนื่องจะทำให้ภายในท่อความร้อนมีสารทำงานสถานะของเหลวอยู่ตลอดเวลาและตลอดทั้งความยาวส่วนทำระเหย ความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนจึงสามารถถ่ายเทออกจากผนังท่อความร้อนได้อย่างต่อเนื่องและไม่ปรากฏความเสี่ยงที่จะเกิดสภาวะวิกฤตขึ้น ด้วยเหตุนี้อุณหภูมิส่วนทำระเหยจึงเป็นปรกติคือ ไม่ปรากฏการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิส่วนทำระเหย ส่งผลให้ผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยและ

ส่วนควบแน่นมีค่าน้อย ดังนั้นท่อความร้อนที่มีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนแบบดังกล่าวจึงมีความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ต่ำสุดหรือมีสมรรถนะทางความร้อนสูงสุด การไหลของสารทำงานในลักษณะดังกล่าวข้างต้นสอดคล้องกับผลที่ได้รับจากการศึกษาที่ผ่านมาเกี่ยวกับรูปแบบการไหลของสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสั่นงอรอบทั่วไปที่วางตัวในแนวนอนที่สภาวะการทำงานปกติ [25] ซึ่งพบว่ารูปแบบการไหลหลักโดยทั่วไปมีเพียงแบบสั่นกลับไปมาเท่านั้น ไม่มีรูปแบบการไหลแบบไหลทางเดียวโดยสมบูรณ์ดังเช่นในกรณีของท่อความร้อนแบบสั่นงอวางตัวในแนวตั้ง สารทำงานไหลแบบสั่นกลับไปมา มีการเปลี่ยนทิศทางการไหลตลอดเวลา และไม่สามารถสังเกตเห็นการหยุดชั่วขณะได้

เมื่อจัดเรียงให้แหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงสุดมีแนวโน้มมกยห่างจากปากทางเข้าส่วนทำระเหยไปยังส่วนกลางของส่วนทำระเหย ดังเช่นการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 4 ของเหลวที่ไหลมาจากส่วนควบแน่นมีแนวโน้มที่จะไหลเข้าไปในส่วนทำระเหยได้ลึกมากขึ้น การที่ของไหลมีระยะทางการไหลในส่วนทำระเหยที่เพิ่มขึ้น จะทำให้ของเหลวเกิดการระเหยอย่างต่อเนื่อง จนกระทั่งของเหลวเริ่มมีปริมาณลดน้อยลง ในบางจังหวะอาจเกิดการหยุดไหลชั่วขณะขึ้น แต่ยังไม่เด่นชัด อุณหภูมิส่วนทำระเหยจึงสูงขึ้นเฉพาะบางส่วน สุดท้ายเมื่อจัดเรียงให้แหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนต่ำสุดอยู่ที่ปากทางเข้าส่วนทำระเหย ดังเช่นการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 1 สารทำงานที่ไหลกลับมาจากส่วนควบแน่นเริ่มไหลเข้ามายังส่วนทำระเหยและสัมผัสกับความร้อนที่มีความหนาแน่นต่ำ สารทำงานสถานะของเหลวจะรับความร้อนและค่อยๆ ระเหยกลายเป็นไอ จากนั้นสารทำงานจะไหลต่อเข้าไปยังส่วนกลางของส่วนทำระเหยและมีแนวโน้มที่จะไหลเข้าไปในส่วนทำระเหยได้ลึกที่สุด ซึ่งในส่วนทำระเหยที่ลึกที่สุดนี้ได้รับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงสุด เมื่อของเหลวสัมผัสกับความหนาแน่นความร้อนสูงมากดังกล่าวจะเกิดการระเหยอย่างต่อเนื่องและรวดเร็ว จนกระทั่งบริเวณปลายสุดของส่วนทำระเหยปกคลุมไปด้วยไอทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดขวางของท่อ ฟองไอนี้มีขนาดใหญ่เป็นตัวกีดขวางการไหลของสารทำงาน ของเหลวที่ไหลมาจากส่วนควบแน่นที่ยังอยู่ในส่วนกันความร้อนในช่วงเวลาดังกล่าวจึงไม่สามารถไหลต่อเนื่องเข้ามาในส่วนทำระเหยได้ ส่งผลให้เกิดการหยุดชั่วขณะขึ้น ซึ่งระบบต้องรอให้ปริมาตรยุบตัวของฟองไอที่ส่วนควบแน่นมากพอที่ฟองไอนี้ขนาดใหญ่ที่เกิดขึ้นในส่วนทำระเหยจะสามารถไหลไปแทนที่ตามกลไกการแทนที่เพื่อทำให้สารทำงานไหลอีกครั้งได้ ดังนั้นความร้อนจึงไม่สามารถถ่ายเทได้อย่างต่อเนื่อง และในบางจังหวะอาจเกิดสภาวะวิกฤตขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิส่วนทำระเหยสูงขึ้น และทำให้ผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่ามาก ด้วยเหตุนี้ท่อความร้อนที่มีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนแบบดังกล่าวจึงมีความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่สูงสุดหรือมีสมรรถนะทางความร้อนต่ำสุด การไหลของสารทำงานในลักษณะดังกล่าวข้างต้นสอดคล้องกับผลที่ได้รับจากการศึกษาที่ผ่านมาเกี่ยวกับรูปแบบการไหลของสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสั่นงอรอบทั่วไปที่วางตัวในแนวนอนที่สภาวะก่อนวิกฤต [25] ซึ่งพบว่ารูปแบบการไหลหลักโดยทั่วไปมีเพียงแบบสั่นกลับไปมาเท่านั้น ไม่มีรูปแบบการไหลแบบไหลทางเดียวโดยสมบูรณ์ดังเช่นในกรณีของท่อความร้อนแบบสั่นงอวางตัวในแนวตั้ง สารทำงานไหลแบบสั่นกลับไปมา มีการเปลี่ยนทิศทางการไหลตลอดเวลา และสามารถสังเกตเห็นการหยุดชั่วขณะโดยมีความถี่ในการหยุดเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิส่วนทำระเหย นอกจากนี้ยังสังเกตเห็นการแห้งเกิดขึ้นในส่วนทำระเหยอีกด้วย จากที่กล่าวมาข้างต้นสามารถสรุปได้ว่า สาเหตุที่ทำให้ชุดที่ 1 หรือการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนตามลำดับความหนาแน่นความร้อนจากน้อยไปหามาก โดยเริ่มต้นจากปากทางเข้าส่วนทำระเหยเป็นการจัดเรียงที่ทำให้ท่อความร้อนมีสมรรถนะทาง

ความร้อนต่ำสุดเนื่องจากการจัดเรียงที่ส่งเสริมให้สารทำงานไหลแบบสั่นกลับไปมาที่มีการหยุดชั่วขณะเกิดขึ้นร่วมด้วย (Pulsating flow with intermission stop)

เช่นเดียวกับการศึกษาในกรณีของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่วางตัวในแนวดิ่ง ซึ่งมีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในตำแหน่งขนานกันเป็นคู่ระหว่างท่อที่อยู่ติดกันในโค้งเดียวกันในทุกส่วนของท่อความร้อน ในส่วนกันความร้อนกำหนดให้ T_{a1} และ T_{a2} เป็นอุณหภูมิของส่วนกันความร้อนในท่อซ้ายและขวาในโค้งเดียวกัน ส่วน T_{a3} และ T_{a4} เป็นอุณหภูมิของส่วนกันความร้อนในท่อซ้ายและขวาของอีกโค้งเดียวกัน จากการทดลองเพื่อศึกษาผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความต้านทานความร้อน โดยยกตัวอย่างจากท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 1.50 มม. และใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน สามารถเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิส่วนกันความร้อนของท่อความร้อนที่มีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 1 4 และ 6 ได้ดังรูปที่ 4.10

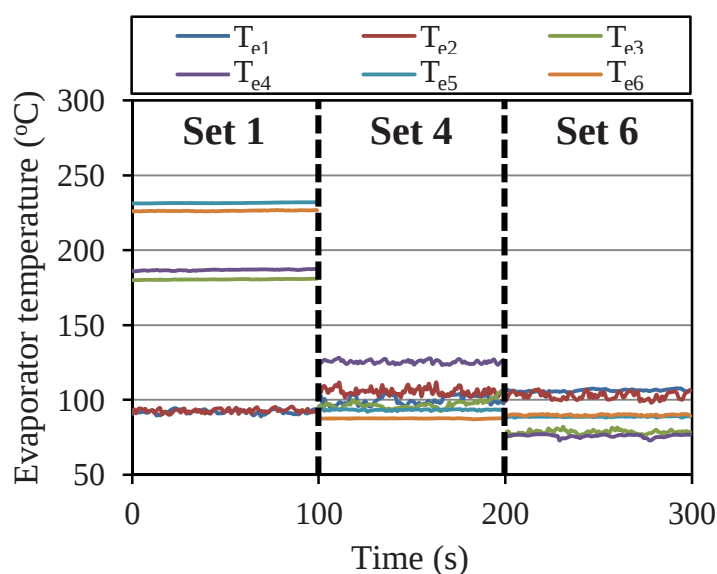


รูปที่ 4.10 การเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิส่วนกันความร้อน
(Horizontal CLPHP, $L_e = 150$ mm, $N = 32$ turns, $D_i = 1.50$ mm, Ethanol)

จากรูปเห็นได้ว่าการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 1 อุณหภูมิส่วนกันความร้อนของท่อซ้ายและท่อขวาในโค้งเดียวกันมีการสลับค่าที่มากกว่าเพียงหนึ่งครั้ง และเนื่องจากอุณหภูมิที่มากกว่าและน้อยกว่าแสดงถึงฟองไอและของเหลวที่ไหลผ่านส่วนกันความร้อนตามลำดับ ดังนั้นจึงทราบได้ว่าการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลเพียงหนึ่งครั้ง และมีช่วงที่เกิดการหยุดชั่วขณะที่ค่อนข้างยาวนาน (ประมาณ 70 วินาที) กรณีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 4 เห็นได้ว่าการสลับอุณหภูมิส่วนกันความร้อนที่มากกว่าบ่อยครั้งขึ้น นอกจากนั้นผลต่างระหว่างอุณหภูมิของท่อซ้ายและขวายังน้อยกว่ากรณีแรก แสดงให้เห็นว่าการไหลของสารทำงานมีการเปลี่ยนแปลงทิศทางบ่อยครั้งขึ้น และกรณีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 6 พบว่าอุณหภูมิส่วนกันความร้อนของท่อซ้ายและขวาเพิ่มขึ้นและลดลงสลับกันโดยตลอดเวลา แสดงให้เห็นว่าสารทำงานไหลสั่นกลับไปมาและมีการกลับทิศทางการไหลตลอดเวลา โดยไม่ปรากฏช่วงการหยุดชั่วขณะ ขณะเดียวกันอุณหภูมิเฉลี่ยของท่อซ้ายและขวามีค่า

ใกล้เคียงกันมาก ทั้งหมดที่กล่าวมานี้จึงเป็นหลักฐานสำคัญที่สนับสนุนว่า เมื่อจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 6 สารทำงานไหลกลับไปตามตลอดเวลาและไม่มีการหยุดชั่วขณะ ท่อความร้อนจึงมีสมรรถนะทางความร้อนสูงสุด

นอกจากการใช้อุณหภูมิส่วนกันความร้อนเป็นข้อมูลเชิงปริมาณในการยืนยันรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนที่แตกต่างกันเนื่องจากการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่แตกต่างกันแล้ว ยังสามารถใช้อุณหภูมิส่วนที่ระเหยที่วัดได้จากการทดลองเป็นข้อมูลเชิงปริมาณในการยืนยันการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิส่วนที่ระเหยเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในลักษณะที่ทำให้ท่อความร้อนทำงานในสภาวะวิกฤต การศึกษานี้กำหนดให้ T_{e1} และ T_{e2} เป็นอุณหภูมิส่วนที่ระเหยที่สัมผัสกับแหล่งให้ความร้อนที่ติดตั้งอยู่ที่ปากทางเข้าส่วนที่ระเหย T_{e3} และ T_{e4} เป็นอุณหภูมิส่วนที่ระเหยที่สัมผัสกับแหล่งให้ความร้อนที่ติดตั้งอยู่ตอนกลางของส่วนที่ระเหย และ T_{e5} และ T_{e6} เป็นอุณหภูมิส่วนที่ระเหยที่สัมผัสกับแหล่งให้ความร้อนที่ติดตั้งอยู่ในส่วนที่ลึกสุดของส่วนที่ระเหย จากการทดลองเพื่อศึกษาผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความต้านทานความร้อน โดยยกตัวอย่างจากท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 1.50 มม. และใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน สามารถเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิส่วนที่ระเหยของท่อความร้อนที่มีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 1 4 และ 6 ได้ดังรูปที่ 4.11



รูปที่ 4.11 การเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิส่วนที่ระเหย
(Horizontal CLPHP, $L_e = 150$ mm, $N = 32$ turns, $D_i = 1.50$ mm, Ethanol)

จากรูปเห็นได้ว่าในกรณีของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 1 อุณหภูมิส่วนที่ระเหยในส่วนที่ลึกสุดซึ่งตรงกับแหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนสูงสุดมีค่าเฉลี่ยสูงมากถึง 228.9 °C ซึ่งถือเป็นอุณหภูมิส่วนที่ระเหยที่สูงผิดปกติในกรณีที่ท่อความร้อนถูกควบคุมให้มีอุณหภูมิทำงานคงที่เท่ากับ 50 °C ดังเช่นในการศึกษานี้ เช่นเดียวกับอุณหภูมิส่วนที่ระเหยในตอนกลางซึ่งตรงกับแหล่งให้ความร้อนที่มีความหนาแน่นความร้อนปานกลางซึ่งมีค่าเฉลี่ยสูงถึง 183.6 °C อุณหภูมิที่สูงมาก

ระดับนี้เป็นหลักฐานทางกายภาพที่ยืนยันได้ว่าของเหลวในตอนกลางและในส่วนที่ลึกที่สุดของส่วนทำ
ระเหยในกรณีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในลักษณะดังกล่าวนี้มีปริมาณไม่เพียงพอต่อการถ่ายเทความ
ร้อนออกจากผนังท่อความร้อนในส่วนทำระเหย ทำให้เกิดการแห้งของสารทำงานขึ้น ท่อความร้อนจึง
ทำงานในสภาวะวิกฤต อีกทั้งยังเกิดฟองไอน้ำขนาดใหญ่ปกคลุมทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดขวางของท่อ เป็นเหตุให้
การไหลเวียนสารทำงานเกิดการหยุดชะงัก กรณีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 4 เห็นได้ว่า
อุณหภูมิส่วนทำระเหยแทบทุกส่วนลดต่ำลงมาในระดับที่เป็นปรกติ คือ มีอุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 96.6°C
อย่างไรก็ตาม สามารถสังเกตเห็นการเริ่มมีความผิดปกติเกิดขึ้นในตอนกลางของส่วนทำระเหยดัง
พิจารณาได้จากอุณหภูมิส่วนทำระเหย T_{e4} ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประมาณ 125.3°C ซึ่งสูงกว่าค่าเฉลี่ยอุณหภูมิ
ส่วนทำระเหยที่ตำแหน่งอื่นประมาณ 28.7°C จากข้อมูลเชิงปริมาณดังกล่าวสามารถคาดเดาได้ว่าเริ่มเกิด
การแห้งหรือเริ่มเกิดฟองไอน้ำขนาดใหญ่ขึ้นในท่อความร้อนบริเวณดังกล่าว และเริ่มมีโอกาสดังกล่าว
ของสารทำงานจะเกิดการหยุดชะงัก และกรณีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 6 พบว่าอุณหภูมิ
ส่วนทำระเหยมีค่าอยู่ในระดับปรกติ คือ มีอุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 90.3°C สังเกตเห็นความแตกต่างของ
อุณหภูมิส่วนทำระเหยในแต่ละตอนอย่างเล็กน้อยซึ่งเป็นผลเนื่องมาจากความแตกต่างของความหนาแน่น
ความร้อนที่แตกต่างกันของแหล่งให้ความร้อนในแต่ละตำแหน่ง แสดงให้เห็นว่าท่อความร้อนทำงานใน
สภาวะการทำงานปรกติ นอกจากนี้ยังพบว่าอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่ปากทางเข้ามีค่ามากที่สุด คือ มี
อุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 104.5°C ซึ่งสอดคล้องกับการอภิปรายข้างต้นถึงรูปแบบการไหลภายในของสาร
ทำงานภายในท่อความร้อนที่จัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในลักษณะดังกล่าวที่ว่า สารทำงานสถานะ
ของเหลวเมื่อเริ่มไหลเข้าสู่ส่วนทำระเหยจะระเหยกลายเป็นไออย่างรวดเร็ว เกิดการขยายตัวของฟองไ
อย่างรุนแรงขึ้นที่ตำแหน่งนี้ ทั้งหมดที่กล่าวมาข้างต้นจึงเป็นหลักฐานสำคัญที่สนับสนุนว่า เมื่อจัดเรียง
แหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 6 ท่อความร้อนทำงานในสภาวะการทำงานปรกติ อุณหภูมิส่วนทำระเหยและ
ผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าต่ำ ท่อความร้อนจึงมีสมรรถนะทางความร้อน
สูงสุด

จากการศึกษาถึงผลของการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่มีต่อความต้านทานความร้อน
สามารถสรุปได้ว่า การจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนที่เหมาะสมที่สุดสำหรับท่อความร้อนแบบสั่นวรอบที่
วางตัวในแนวนอน คือ จัดเรียงแหล่งให้ความร้อนตามลำดับความหนาแน่นความร้อนจากมากไปหาน้อย
โดยเริ่มต้นจากปากทางเข้าส่วนทำระเหย เนื่องจากการจัดเรียงที่ส่งเสริมให้สารทำงานไหลเวียนแบบ
สั่นกลับไปมา มีการเปลี่ยนทิศทางการไหลตลอดเวลา และไม่เกิดการหยุดชะงัก ส่งผลให้ท่อความร้อน
สามารถถ่ายเทความร้อนได้อย่างต่อเนื่อง ท่อความร้อนดังกล่าวจึงมีสมรรถนะทางความร้อนสูงตามไปด้วย

4.2.3 ผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อความต้านทานความร้อน

จากการศึกษาผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อความต้านทานความร้อนต่อ
หน่วยพื้นที่ของท่อความร้อนแบบสั่นวรอบที่มีการจัดเรียงแหล่งให้ความร้อนในชุดที่ 6 ซึ่งเป็นการจัดเรียง
ที่เหมาะสมที่สุดพบว่า เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเพิ่มขึ้น ความต้านทานความร้อนต่อ
หน่วยพื้นที่มีค่าลดลง ดังแสดงในรูปที่ 4.12 ในกรณีของท่อความร้อนที่ใช้ R123 เป็นสารทำงาน เมื่อขนาด
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้นจาก 1.06 ไปยัง 1.50 และ 2.03 mm ความต้านทานความร้อนต่อหน่วย
พื้นที่ลดลงเล็กน้อยจาก 13.5 ไปยัง 8.8 และ $9.2\text{ m}^2\text{-K/kW}$ ตามลำดับ สำหรับท่อความร้อนที่ใช้เอทานอล
เป็นสารทำงาน เมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้นจาก 1.06 ไปยัง 1.50 และ 2.03 mm ความ