



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดขณะควบแน่นของ
สารทำความเย็น R32 ที่ไหลผ่านท่อแบนที่มีการสลับพื้นที่หน้าตัดไปมา

Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R32 Flowing Through the Alternating Cross Section Flattened Tubes

รองศาสตราจารย์ ดร.จตุพร แก้วอ่อน	หัวหน้าโครงการ
นางสาวอมวสี รักเรือง	ผู้ร่วมวิจัย
รองศาสตราจารย์ ดร.ศิระ สายสร	ผู้ร่วมวิจัย

ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจากงบประมาณเงินแผ่นดิน

ประจำปีงบประมาณ พ.ศ. 2562

มหาวิทยาลัยทักษิณ

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดขณะควบแน่นของ
สารทำความเย็น R32 ที่ไหลผ่านท่อแบนที่มีการสลับพื้นที่หน้าตัดไปมา

**Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R32
Flowing Through the Alternating Cross Section Flattened Tubes**

รองศาสตราจารย์ ดร.จตุพร แก้วอ่อน	หัวหน้าโครงการ
นางสาวอมาวลี รักเรือง	ผู้ร่วมวิจัย
รองศาสตราจารย์ ดร.ศิระ สายศร	ผู้ร่วมวิจัย

ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจากงบประมาณเงินแผ่นดิน
ประจำปีงบประมาณ พ.ศ. 2562
มหาวิทยาลัยทักษิณ

บทคัดย่อ
มหาวิทยาลัยทักษิณ

ชื่อโครงการวิจัย (ภาษาไทย) คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดขณะควมแน่นของสารทำความเย็น R32 ที่ไหลผ่านท่อแบนที่มีการสลัฟพื้นที่หน้าตัดไปมา
(ภาษาอังกฤษ) Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R32 Flowing Through the Alternating Cross Section Flattened Tubes

ชื่อผู้วิจัย รศ.ดร.จตุพร แก้วอ่อน
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ โทร. 090-9908704
นางสาวอมวสี รักเรือง
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ โทร. 062-5419353
รศ.ดร.ศิระ สายสร
คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ โทร. 095-3643371

ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยประเภท ทุนแผ่นดิน ประจำปี พ.ศ. 2562 จำนวนเงิน 173,520 บาท
ระยะเวลาทำการวิจัย 1 ปี ตั้งแต่ 1 ธันวาคม 2561 ถึง 30 พฤศจิกายน 2562

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษเชิงทดลองคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็น R32 ขณะไหลผ่านท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลัฟไปมา ท่อที่ใช้ในการทดสอบทำมาจากทองแดงซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเท่ากับ 3.4 มิลลิเมตร ยาว 440 มิลลิเมตร และเส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 2.0 มิลลิเมตร ในการทดลองนี้ได้ทดลองการไหลของของไหลสองแบบ คือ การไหลแบบสถานะเดียว (Single-phase) และการไหลสองสถานะ (Two-phase) โดยมีเงื่อนไขการทดลองดังนี้ ฟลักซ์มวลอยู่ในช่วง 200-2000 kg/m²s และฟลักซ์ความร้อนอยู่ในช่วง 10-50 kW/m² จากผลการทดลองสามารถสรุปได้ว่า ค่าฟลักซ์มวล ฟลักซ์ความร้อน และอุณหภูมิมีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ทั้งการไหลแบบสถานะเดียวและการไหลแบบสองสถานะ นอกจากนี้ ยังพบว่า ค่าความดันไอน์มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลแบบสองสถานะ อย่างไรก็ตาม ฟลักซ์มวลมีผลต่อค่าความดันลดของการไหลทั้งสองแบบ ในขณะที่ฟลักซ์ความร้อนและอุณหภูมิไม่มีผลต่อค่าความดันลดในการไหลสถานะเดียว แต่จะมีผลต่อค่าความดันลดในการไหลสองสถานะ ในการทดลองยังได้ทำการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลัฟไปมาของการไหลภายในท่อโดยใช้สารทำความเย็น R32 และ R290 นอกจากนี้ ยังได้นำเสนอสมสัมพันธ์สำหรับทำนายค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลัฟไปมาสำหรับการออกแบบอุปกรณ์อีกด้วย

Abstract

This study aimed to the experimental investigation on heat transfer and pressure drop characteristics of R32 flowing through the alternating cross-section flattened tube. This tube was made from a copper circular tube having an inner diameter of 3.4 mm and a total length of 440 mm. Since this tube is not a circular tube, so the hydraulic diameter was used as 2.0 mm. The experiments were conducted within a single-phase and two-phase flows. The experimental conditions covered the range of mass fluxes between 200 and 2,000 kg/m²s, and heat fluxes between 10 and 50 kW/m². The results revealed that mass flux, heat flux, and temperature affected to heat transfer coefficient both single-phase and two-phase flows. Besides, the heat transfer coefficient also depended on vapor quality in two-phase flow. However, the pressure drop was sensitive by mass flux for both flow characteristics, while had no influence from heat flux and temperature in single-phase flow, and yet they are affected in two-phase flow. The comparison of the thermal performance of the alternating cross-section flattened tube was introduced via R32 and R290 flowing inside the tube. Furthermore, the correlation is proposed for predicting heat transfer coefficient in the alternating cross-section flattened tube in practical used.

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
บทที่ 1 บทนำ	1
ที่มาและความสำคัญ	1
วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย	2
ขอบเขตของโครงการวิจัย	2
บทที่ 2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
เทคนิคการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน	4
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ (Double tube heat exchangers)	4
การไหลสองสถานะ (Two Phase Flow)	4
การไหลภายในท่อ	6
เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic Diameter, D_h)	7
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	8
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	10
ความดันลดของการไหลสองสถานะ	11
งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	13
บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย	18
อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	18
สมการที่ใช้ในการคำนวณ	20
ค่าคุณภาพไอที่ตำแหน่งทางเข้าชุดทดสอบ	20
ค่าคุณภาพไอที่ตำแหน่งทางออกชุดทดสอบ	21
ค่าเรโนลด์นัมเบอร์เทียบเท่า	21
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทางเข้า	21
ความดันลด	22
บทที่ 4 ผลและอภิปรายผลการทดลอง	24
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	24
ความดันลด	29
บทที่ 5 สรุปผลการทดลอง	38
สรุปผลการทดลอง	38
แผนการดำเนินงานวิจัย	39
เอกสารอ้างอิง	40

สารบัญรูปภาพ

เรื่อง	หน้า
รูปที่ 1 ทิศทางการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	5
รูปที่ 2 รูปแบบการไหลของก๊าซ-ของเหลวในท่อแนวนอน	6
รูปที่ 3 ลักษณะการไหลของของไหลในท่อ	6
รูปที่ 4 พื้นที่หน้าตัดของท่อรูปร่างต่างๆ	7
รูปที่ 5 แผนภาพระบบและอุปกรณ์การทดลอง	18
รูปที่ 6 ลักษณะของชุดทดสอบ	19
รูปที่ 7 ลักษณะทางกายภาพของท่อแบนที่มีการสลักพื้นที่หน้าตัดไปมา	19
รูปที่ 8 ตำแหน่งการติดตั้ง Instrument บนชุดทดสอบ	20
รูปที่ 9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าเรย์โนลด์ของสารทำความเย็น R32	24
รูปที่ 10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าเรย์โนลด์ของสารทำความเย็น R32	25
รูปที่ 11 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32	26
รูปที่ 12 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าคุณภาพไอของ สารทำความเย็น R32	27
รูปที่ 13 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าคุณภาพไอของ สารทำความเย็น R32	27
รูปที่ 14 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าคุณภาพไอของ สารทำความเย็น R32 และ R290	28
รูปที่ 15 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าเรย์โนลด์ของสารทำความเย็น R32	29
รูปที่ 16 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าเรย์โนลด์	30
รูปที่ 17 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32	31
รูปที่ 18 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32	32
รูปที่ 19 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32	32
รูปที่ 20 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32 และ R290	33

รูปที่ 21	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าเรย์โนลด์ จากสหสัมพันธ์ที่เสนอโดย (Colburn. 1933), (Gnielinski. 1976) และ (Li and Xuan. 2002) ที่ฟลักซ์ความร้อน (a) 15 kW/m ² และ (b) 20 kW/m ²	35
รูปที่ 22	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากผลการทดลอง และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ได้จากสหสัมพันธ์ที่เสนอโดย (a) Colburn (1993), (b) Gnielinski (1976) และ (c) Li and Xuan (2002)	36
รูปที่ 23	กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากผลการทดลอง กับค่าสหสัมพันธ์ใหม่	37

บทที่ 1 บทนำ

ที่มาและความสำคัญ

สถานการณ์พลังงานของประเทศไทย พบว่า การใช้พลังงานยังคงเพิ่มขึ้นตามการเติบโตของเศรษฐกิจ โดยที่น้ำมันสำเร็จรูปมีส่วนการใช้มากที่สุด คิดเป็นร้อยละ 50.9 และรองลงมาเป็นไฟฟ้า คิดเป็นร้อยละ 19.9 ของการใช้พลังงานขั้นสุดท้ายทั้งหมด ภาคการขนส่งมีการสัดส่วนการใช้พลังงานสูงสุด และรองลงมาจะเป็นภาคอุตสาหกรรม คิดเป็นร้อยละ 40.7 และ 35.0 ตามลำดับ (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน. 2560) โดยนโยบายพลังงานกับภาคอุตสาหกรรมมีเป้าหมายการใช้พลังงานขั้นสุดท้ายรวมทั้งประเทศให้เหลือ 10.7 พันตันเทียบเท่าน้ำมันดิบ (ktoe) ในปี 2579 (กระทรวงพลังงาน. 2558) สัดส่วนการใช้ไฟฟ้าในภาคอุตสาหกรรมสูงสุด และรองลงมาเป็นภาคครัวเรือน คิดเป็นร้อยละ 44.0 และ 23.0 ตามลำดับ ทั้งนี้ ตามร่างแผนอนุรักษ์พลังงานระยะยาว พ.ศ. 2558-2579 มีเป้าหมายในการลดประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (Energy Intensity) ลง 30% ภายในปี 2579 เมื่อเทียบกับปี 2553 (สำนักนโยบายและแผนพลังงาน. 2558)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ทางพลังงานชนิดหนึ่งซึ่งมีใช้กันอย่างแพร่หลายทั้งในภาคอุตสาหกรรมและภาคครัวเรือน การพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะสูงขึ้น โดยการเน้นเพิ่มประสิทธิภาพเป็นแนวทางหนึ่งซึ่งช่วยลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศและระบบทำความเย็น และยังเป็นการใช้ทรัพยากรทางพลังงานให้เกิดความคุ้มค่า

สถานการณ์พลังงานของประเทศไทย พบว่า การใช้พลังงานยังคงเพิ่มขึ้นตามการเติบโตของเศรษฐกิจ โดยที่น้ำมันสำเร็จรูปมีส่วนการใช้มากที่สุด คิดเป็นร้อยละ 50.9 และรองลงมาเป็นไฟฟ้า คิดเป็นร้อยละ 19.9 ของการใช้พลังงานขั้นสุดท้ายทั้งหมด ภาคการขนส่งมีการสัดส่วนการใช้พลังงานสูงสุด และรองลงมาจะเป็นภาคอุตสาหกรรม คิดเป็นร้อยละ 40.7 และ 35.0 ตามลำดับ (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน. 2560) โดยนโยบายพลังงานกับภาคอุตสาหกรรมมีเป้าหมายการใช้พลังงานขั้นสุดท้ายรวมทั้งประเทศให้เหลือ 10.7 พันตันเทียบเท่าน้ำมันดิบ (ktoe) ในปี 2579 (กระทรวงพลังงาน. 2558) สัดส่วนการใช้ไฟฟ้าในภาคอุตสาหกรรมสูงสุด และรองลงมาเป็นภาคครัวเรือน คิดเป็นร้อยละ 44.0 และ 23.0 ตามลำดับ ทั้งนี้ ตามร่างแผนอนุรักษ์พลังงานระยะยาว พ.ศ. 2558-2579 มีเป้าหมายในการลดประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (Energy Intensity) ลง 30% ภายในปี 2579 เมื่อเทียบกับปี 2553 (สำนักนโยบายและแผนพลังงาน. 2558)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ทางพลังงานชนิดหนึ่งซึ่งมีใช้กันอย่างแพร่หลายทั้งในภาคอุตสาหกรรมและภาคครัวเรือน การพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะสูงขึ้น โดยการเน้นเพิ่มประสิทธิภาพเป็นแนวทางหนึ่งซึ่งช่วยลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศและระบบทำความเย็น และยังเป็นการใช้ทรัพยากรทางพลังงานให้เกิดความคุ้มค่า

เทคนิคการเพิ่มสมรรถนะให้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทำได้ 2 วิธี คือ 1) แบบ Active Method ซึ่งจำเป็นต้องใช้พลังงานจากภายนอกเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อน และ 2) แบบ Passive Method เป็นการเปลี่ยนแปลงพื้นผิวหรือรูปร่างของช่องทางการไหล (Liu and Sakr. 2013 : 64-81) การใช้เทคนิคแบบพาสซีฟเพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเป็นการออกแบบเพื่อให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow) หรือเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อน

การใช้ท่อแบนแบบสลัดพื้นที่หน้าตัดไปมาในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวการสัมผัสในการแลกเปลี่ยนความร้อน (Surface Heat Transfer Contact Area) มากขึ้น นั่นคือการสัมผัสของสารทำงานกับผิวภายในท่อย่อมมีมากขึ้นเช่นกัน และยังทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนในท่ออีกด้วย

ดังนั้น การศึกษาวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็นชนิด R32 ภายในท่อแบนที่มีการสลัดพื้นที่หน้าตัดไปมา สารทำความเย็นดังกล่าวเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม เนื่องจากมีค่าการทำลายชั้นโอโซน (Ozone Depletion Potential; ODP) เท่ากับ 0 และค่าศักยภาพที่ทำให้เกิดภาวะโลกร้อน (Global Warming Potentials; GWP) ต่ำ ส่งผลให้การปล่อยก๊าซเรือนกระจกสู่บรรยากาศมีค่าต่ำลง และการเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนยังช่วยลดปริมาณการใช้สารทำความเย็นและพลังงานลง ซึ่งสอดคล้องกับยุทธศาสตร์การพัฒนาพลังงานที่ยั่งยืนและเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม โดยมีเป้าหมายให้ประเทศใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ (กระทรวงพลังงาน. 2559)

วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย

1. เพื่อศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดขณะควบแน่นของสารทำความเย็น R32 ที่ไหลผ่านท่อแบนแบบสลัดพื้นที่หน้าตัดไปมา
2. เพื่อศึกษาพารามิเตอร์ที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ได้แก่ ฟลักซ์มวล ฟลักซ์ความร้อน อุณหภูมิอิ่มตัว และค่าคุณภาพไอ
3. เพื่อเสนอสหสัมพันธ์สำหรับทำนายค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็นทางเลือกใหม่ในท่อแบนแบบสลัดพื้นที่หน้าตัดไปมาเพื่อใช้สำหรับออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ขอบเขตของโครงการวิจัย

ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดขณะควบแน่นของสารทำความเย็น R32 ที่ไหลผ่านท่อแบนที่มีการสลัดพื้นที่หน้าตัดไปมา ภายใต้เงื่อนไขการทดลองดังนี้

1. สารทำงานที่ใช้ในการทดสอบ คือ สารทำความเย็น R32

2. ท่อที่ใช้ทดสอบทำจากทองแดงเป็นท่อแบนแบบสลับพื้นที่หน้าตัดไปมา โดยนำท่อกลมเรียบมากดให้แบนเป็นไปตามระยะห่างระหว่างสองทิศทาง ทำมุม 90 องศา ระหว่างกันตลอดความยาวท่อ มีระยะความยาวพิทช์ (Pitch Length) แตกต่างกัน 3 ค่า ที่ปลายทั้งสองด้านคงรูปท่อกลมไว้ และมีอัตราส่วนความยาวต่อความกว้างของท่อ (Aspect Ratio) คงที่ ทุกท่อทดสอบ

3. ฟลักซ์ความร้อน 10-50 kW/m²

4. ฟลักซ์มวล 200-800 kg/m²s

5. อุณหภูมิอิ่มตัว 40-50 °C

6. ค่าคุณภาพไอ 0.1-0.9

บทที่ 2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

เทคนิคการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

เทคนิคการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมี 3 วิธี ได้แก่ วิธีแอคทีฟ (Active method) เป็นวิธีที่ต้องใช้พลังงานจากภายนอกเข้าไปเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เช่น การใช้สนามแม่เหล็ก เข้าไปปรับกวนอนุภาคเล็กๆ ในเส้นทางการไหล การทำให้เกิดการสั่นสะเทือนที่พื้นผิวสัมผัส การทำให้เกิดการสั่นสะเทือนกับของไหล การใช้ไฟฟ้าสถิต เป็นต้น วิธีพาสซีฟ (Passive method) เป็นวิธีที่ไม่ต้องใช้พลังงานจากภายนอกแต่ใช้หลักการปรับปรุงพื้นผิวหรือโครงสร้างของช่องทางการไหลด้วยการสอดใส่หรือเพิ่มเติมอุปกรณ์ เช่น การสอดใส่ด้วยอุปกรณ์พิเศษ อุปกรณ์ทำให้เกิดการไหลหมุนวน (Swirl flow) การทำให้ผิวขรุขระ (Rough surfaces) การขยายพื้นผิว (Extended surface) การใช้ท่อที่มีผิวเป็นเกลียว (Coiled tubes) อุปกรณ์เพิ่มแรงดึงให้พื้นผิว และการเพิ่มสารบางอย่างให้กับของไหล และวิธีแบบผสมผสาน (Compound method) เป็นการรวมกันของสองวิธีที่กล่าวมาแล้ว เช่น พื้นผิวขรุขระร่วมกับอุปกรณ์ทำให้เกิดการไหลวนด้วยแผ่นใบพัด พื้นผิวขรุขระรวมกับการสั่นสะเทือนของของไหล หรือพื้นผิวขรุขระร่วมกับขดลวด เป็นต้น

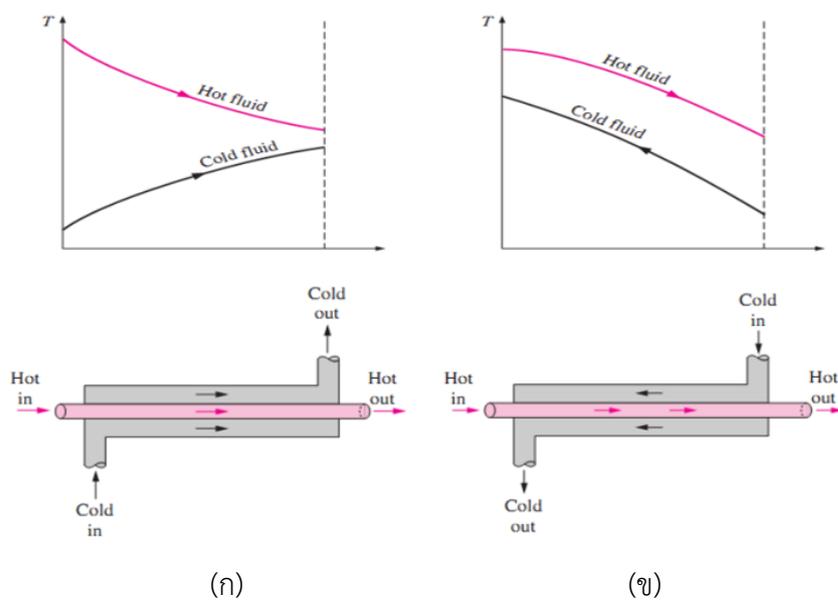
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ (Double tube heat exchangers)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน ดังแสดงในรูปที่ 1 เป็นแบบที่สร้างได้ง่ายที่สุดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะอยู่ในลักษณะที่ท่อสองท่อสวมเข้าด้วยกัน โดยของไหลในแต่ละท่อจะเป็นของไหลชนิดเดียวกันหรือต่างชนิดกันก็ได้แต่ต้องมีอุณหภูมิที่แตกต่างกัน เพื่อใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลทั้งสอง ส่วนทิศทางการไหลของของไหลอาจเป็นแบบไหลสวนทางกัน หรือไหลขนานกันก็ได้ ส่วนใหญ่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกนำมาใช้ในกระบวนการของอุตสาหกรรมเคมี

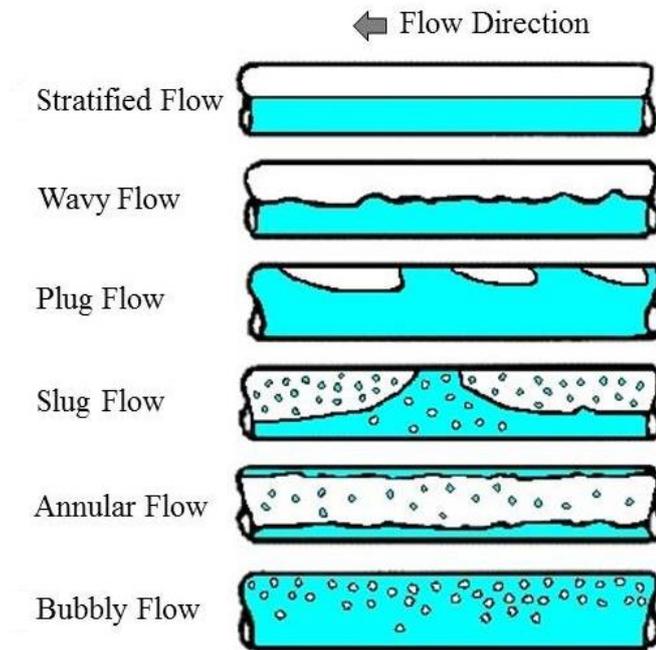
การไหลสองสถานะ (Two Phase Flow)

เป็นการไหลที่มีสารสองสถานะไหลอยู่ด้วยกัน และมีองค์ประกอบทางเคมีเหมือนกัน แบ่งการไหลแบบสองสถานะได้เป็น 4 แบบ ได้แก่ ก๊าซ-ของเหลว ก๊าซ-ของแข็ง ของเหลว-ของเหลว และของเหลว-ของแข็ง ซึ่งการไหลของ ก๊าซ-ของเหลว พบมากที่สุดทั้งในกระบวนการทางอุตสาหกรรม และในชีวิตประจำวัน นอกจากนี้ยังจำแนกลักษณะของรูปแบบการไหล ได้แก่ Bubbly Flow รูปแบบการไหลนี้ในส่วนของก๊าซจะมีลักษณะเป็นฟองขนาดเล็กกระจายอยู่ในส่วนที่เป็นของเหลวสำหรับการไหลในแนวนอนส่วนที่เป็นฟองก๊าซส่วนใหญ่จะไหลอยู่ด้านบนของท่อและอาจมีการรวมตัวกันของฟองอากาศเกิดขึ้น Plug flow รูปแบบการไหลนี้จะมีลักษณะเฉพาะคือก๊าซจะมีการรวมตัวกันเป็นฟองก๊าซขนาดใหญ่รูปร่างคล้ายกระสุนปืน (Bullet Shape) ไหลอยู่ด้านบนของท่อและถูกล้อมรอบ

ด้วยของเหลว Stratified flow รูปแบบการไหลนี้จะมีการแยกชั้นระหว่างของเหลวและก๊าซอย่างชัดเจนโดยที่ของเหลวจะไหลรวมตัวกันที่ด้านล่างของท่อในขณะที่ก๊าซจะไปไหลรวมกันที่ด้านบนของท่อเนื่องจากรูปแบบการไหลนี้แรงโน้มถ่วงจะกระทำกับของไหลอย่างสมบูรณ์ Wavy Flow รูปแบบการไหลนี้จะเกิดขึ้นเมื่อความเร็วของก๊าซในการไหลแบบแยกชั้นมีค่ามากขึ้นซึ่งจะทำให้เกิดคลื่นขึ้นระหว่างผิวสัมผัสของก๊าซและของเหลวบางครั้งจะเรียกรูปแบบการไหลนี้ว่า Stratified-wavy Flow Slug Flow รูปแบบการไหลนี้ที่ผิวของเหลวซึ่งไหลด้านล่างของท่อจะเกิดคลื่นขนาดใหญ่จนสามารถไปสัมผัสผิวด้านบนของท่อทำให้ในส่วนของของก๊าซด้านบนของท่อเกิดก้อนสลักที่มีผิวด้านหนึ่งอยู่ติดกับผนังท่อโดยไม่มีของเหลวมาคั่น Annular Flow รูปแบบการไหลนี้จะเกิดขึ้นของเหลวไหลเป็นวงแหวนรอบๆ ผิวด้านในของท่อและมีก๊าซไหลอยู่ในแกนกลางของท่อและอาจพบหยดของเหลวขนาดเล็กที่อยู่ในแกนกลางของท่อเรียกว่า Liquid entrainment กระจายอยู่ในแกนกลางของท่อ



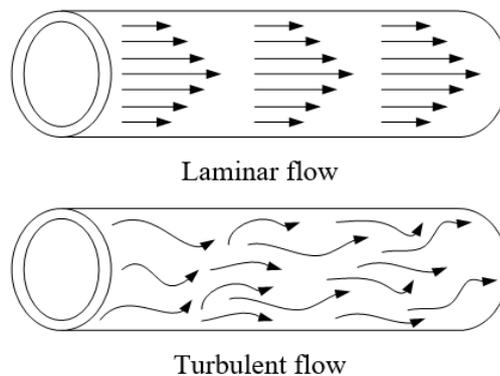
รูปที่ 1 ทิศทางการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
 (ก) การไหลขนานกัน (Parallel flow) (ข) การไหลสวนทางกัน
 (ที่มา: Cengel and Afshin Ghajar. 2011)



รูปที่ 2 รูปแบบการไหลของก๊าซ-ของเหลวในท่อแนวนอน
(ที่มา: Darzi and Park. 2017)

การไหลภายในท่อ

การไหลในท่อ จะมีลักษณะการไหลขึ้นกับกลุ่มตัวแปรไร้มิติ ที่เรียกว่า Reynold number, Re โดยที่การไหลที่ Re ต่ำๆ ลักษณะของ Streamline จะเรียกตัวกันอย่างเป็นระเบียบ ซึ่งเรียกรวมการไหลแบบนี้ว่า Laminar flow เมื่อ Re มีค่าสูงมากขึ้น (ในการไหลปกติ ผนังมีความเรียบน้อยเมื่อ $Re > 2300$ ลักษณะการไหลจะเปลี่ยน) ลักษณะการไหลจะเปลี่ยนไปกล่าวคือลักษณะของ Stream line มีลักษณะยุ่งเหยิง ซึ่งเรียกรวมการไหลในช่วงนี้ว่า Turbulent flow



รูปที่ 3 ลักษณะการไหลของของไหลในท่อ

เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic Diameter, D_h)

เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกถูกนำมาใช้แทนเส้นผ่านศูนย์กลางในกรณีที่ท่อไม่เป็นท่อกกลม ซึ่งสามารถหาได้จากสมการ

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \quad (1)$$

เมื่อ A_c คือ พื้นที่หน้าตัด

p คือ เส้นรอบวง

ในกรณีที่เป็นท่อกกลมเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกจะเท่ากับเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ ($D_h=D$) แสดงได้ดังนี้

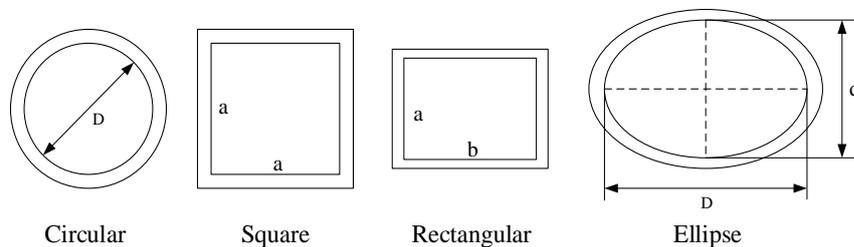
$$D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)}{\pi D} = D \quad (2)$$

ในกรณีที่เป็นท่อไม่กลม สามารถหาเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกได้ดังนี้

ท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส $D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4(a^2)}{4a} = a \quad (3)$

ท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า $D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4(a \times b)}{2a + 2b} = \frac{2ab}{a + b} \quad (4)$

ท่อวงรี $D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4\left(\frac{\pi D \times d}{4}\right)}{\frac{\pi(D+d)}{2}} = \frac{2Dd}{D+d} \quad (5)$



รูปที่ 4 พื้นที่หน้าตัดของท่อรูปร่างต่างๆ

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการพาความร้อนแบบบังคับ จะมีค่าสูงกว่าการพาแบบธรรมชาติ โดยจะขึ้นอยู่กับลักษณะการไหล ได้แก่ ราบเรียบ (Laminar Flow) และปั่นป่วน (Turbulent Flow) และสภาวะของการไหล ได้แก่ ไหลผ่านวัสดุ และไหลในท่อ เป็นต้น จึงมีการศึกษาทดลองเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ภายใต้สภาวะที่แตกต่างกันไปโดยอาศัยการวิเคราะห์มิติ (Dimension analysis) หาค่าความสัมพันธ์ทางตัวเลขต่างๆ ที่คาดว่าเกี่ยวข้องกับสถานการณ์ในการทดลอง และตรวจสอบอัตราการถ่ายเทความร้อนย้อนกลับเพื่อหาความคลาดเคลื่อนของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ได้โดยความสัมพันธ์เหล่านี้มักอยู่ในรูปของตัวเลขซึ่งกลุ่มเลขไร้นหน่วย ได้แก่

1. เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ (Reynolds number; Re)

อัตราส่วนของแรงจากความเฉื่อยต่อแรงหนืด ใช้แบ่งช่วงลักษณะการเคลื่อนที่ของของไหลเป็นช่วงไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วน ซึ่งการไหลทั้งสองแบบนี้มีผลต่อการพาความร้อนมาก ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ของการไหลใน ดังสมการ

$$Re_D = \frac{\text{Inertial forces}}{\text{Viscous forces}} = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \quad (6)$$

เมื่อ Re_D คือ เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ที่หาจากเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (ไร้นหน่วย)

v คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหลภายในท่อ (m/s)

D คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางการภายในท่อ (m)

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)

μ คือ ความหนืดไดนามิกส์หรือความหนืดสัมบูรณ์ ($\text{N}\cdot\text{s/m}^2$)

ν คือ ความหนืดคิเนแมติกส์ $\frac{\mu}{\rho}$ (m^2/s)

2. นัสเซลท์นัมเบอร์ (Nusselt number; Nu)

สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสามารถหาในรูปของค่านัสเซลท์นัมเบอร์ ดังสมการ

$$Nu_D = \frac{h_c D}{k} \quad (7)$$

เมื่อ Nu_D คือ ค่านัสเซลท์นัมเบอร์เฉลี่ยที่หาจากเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (ไร้นหน่วย)

h_c คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยในท่อ ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)

D คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางการภายในท่อ (m)

k คือ ค่าการนำความร้อนของของไหล (W/m·K)

3. แพรินเติลนัมเบอร์ (Prantl number; Pr)

สัดส่วนระหว่างค่าความหนืดจลศาสตร์กับค่าคุณสมบัติการกระจายความร้อน (Thermal diffusivity) ของของไหล ดังสมการ

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (8)$$

เมื่อ Pr คือ แพรินเติลนัมเบอร์ (ไร้หน่วย)

ν คือ ความหนืดคิเนแมติกส์ $\frac{\mu}{\rho}$ (m²/s)

α คือ ค่าการแพร่ความร้อน (m²/s)

k คือ ค่าการนำความร้อนของของไหล (W/m·K)

C_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหลที่ความดันคงที่ (J/kg·K)

μ คือ ความหนืดไดนามิกส์หรือความหนืดสัมบูรณ์ (N.s/m²)

4. กราซ็อพนัมเบอร์ (Grashof number; Gr)

อัตราส่วนระหว่างแรงลอยตัวกับแรงจากความเสียดทาน ซึ่งเป็นตัวแปรไร้มิติที่ใช้ในการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างข้อมูลสำหรับการพาความร้อนแบบอิสระ ดังสมการ

$$\text{Gr}_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (9)$$

เมื่อ Gr_L คือ กราซ็อพนัมเบอร์ (ไร้หน่วย)

g คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s²)

β คือ สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงความร้อน (K⁻¹)

T_s คือ อุณหภูมิผิว (K)

T_∞ คือ อุณหภูมิของของไหล (K)

L คือ ความยาวเฉพาะ (m)

ν คือ ความหนืดคิเนแมติกส์ (m²/s)

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

เป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญในการวิเคราะห์หาสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การคำนวณสัมประ-สิทธิ์ถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ ดังสมการ

$$\dot{Q} = UA \cdot LMTD \quad (10)$$

เมื่อ U คือ สัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อนรวม A คือ พื้นที่ถ่ายเทความร้อน และ $LMTD$ คือ log mean temperature difference หาได้จาก

$$LMTD = \frac{(T_{ref,in} - T_{w,out}) - (T_{ref,out} - T_{w,in})}{\ln\left(\frac{T_{ref,in} - T_{w,out}}{T_{ref,out} - T_{w,in}}\right)} \quad (11)$$

เมื่อ T_{ref} และ T_w คือ อุณหภูมิของสารทำความเย็นและน้ำ ตามลำดับ และ \dot{Q} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ หาได้จาก

$$\dot{Q} = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) = \dot{m}_{ref} (i_{ref,in} - i_{ref,out}) \quad (12)$$

เมื่อ \dot{m}_w และ \dot{m}_{ref} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำและสารทำความเย็น ตามลำดับ $i_{ref,in}$ และ $i_{ref,out}$ คือ เอลทาลปีทางเข้าและทางออกของชุดทดสอบ ตามลำดับ

ความต้านทานความร้อนรวมของท่อ ดังสมการ

$$\frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (13)$$

เมื่อ h_o คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผนังด้านนอก หาได้จาก

$$h_o = \frac{\dot{Q}}{A_o (T_{wall,avg} - T_{w,avg})} \quad (14)$$

เมื่อ A_o คือ พื้นที่ผิวภายนอกของชุดทดสอบ $T_{w,avg}$ คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำที่ตำแหน่งทางเข้าและทางออกของชุดทดสอบ และ $T_{wall,avg}$ คือ อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผนัง หาได้จาก

$$T_{wall,avg} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N T_{wall,i} \quad (15)$$

ความดันลดของการไหลสองสถานะ

การวิเคราะห์ความดันลดของการไหลสองสถานะก็มีพื้นฐานจากการไหลของสถานะเดียว โดยใช้สมการพื้นฐาน ได้แก่ สมการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการอนุรักษ์พลังงาน ค่าความดันลดรวมทั้งหมดของระบบสามารถหาได้จากสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ความดันลดเนื่องจากความเร่งของของไหล ความดันลดทางเข้า ความดันลดทางออก ดังสมการ

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{fric} + \Delta P_a + \Delta P_{inlet} + \Delta P_{outlet} \quad (16)$$

- เมื่อ ΔP_{total} คือ ความดันลดรวมทั้งหมดระบบ
 ΔP_{fric} คือ ความดันลดเนื่องจากแรงเสียดทานจากความขรุขระของท่อ
 ΔP_a คือ ความดันลดเนื่องจากแรงเสียดทานจากความเร่ง
 ΔP_{inlet} คือ ความดันเนื่องจากแรงเสียดทานทางเข้า
 ΔP_{outlet} คือ ความดันลดเนื่องจากแรงเสียดทานทางออก

ความดันลดเนื่องจากแรงเสียดทานจากความขรุขระของท่อ ΔP_{fric} หาได้จากสมการ

$$\Delta P_{fric} = \Delta P_L \phi_L^2 \quad (17)$$

- เมื่อ ΔP_L คือ ความดันลดที่ได้จากการคำนวณของสถานะของเหลว
 ϕ_L^2 คือ Two-phase multiplier

ความดันลดที่ได้จากการคำนวณของสถานะของเหลว ΔP_L หาได้จากสมการ

$$\Delta P_L = f \frac{L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho} \quad (18)$$

- เมื่อ ΔP_L คือ ความดันลดที่ได้จากการคำนวณของสถานะของเหลว
 f คือ สัมประสิทธิ์เสียดทานที่เกิดจากการไหล
 G คือ ฟลักซ์มวล (m/s)
 L คือ ความยาวของชุดทดสอบ
 D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก
 ρ คือ ความหนาแน่น

Two-phase multiplier หาได้จากสมการ

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (19)$$

โดยที่ X คือ Martinelli parameter หาได้จากสมการ

$$X^2 = \left(\frac{dp}{dz} \right)_L / \left(\frac{dp}{dz} \right)_G \quad (20)$$

งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

สมชาย วงศ์วิเศษและสุริยัน เลหาเลิศเดชา (ผู้ประดิษฐ์, 2554) ได้จดทะเบียนสิทธิบัตรการประดิษฐ์เลขที่คำขอ : 1101003634 โดยประดิษฐ์ท่อเพิ่มสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนแบบร่องเกลียวถือเป็นท่อแบบใหม่ที่ใช้สำหรับเพิ่มสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นเล็กลงสามารถใช้ของไหลทำงานเช่น ก๊าซของเหลวและของไหลสองสถานะระหว่างก๊าซและของเหลวได้โดยท่อเพิ่มสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนแบบร่องเกลียวนี้สามารถนำมาใช้ทดแทนท่อเรียบแบบเดิมๆที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่างๆได้อย่างมีประสิทธิภาพเนื่องจากมีพื้นที่ผิวสำหรับแลกเปลี่ยนความร้อนที่สูงขึ้นอีกทั้งรูปแบบการบิดเป็นร่องเกลียวของผิวท่อนั้นทำให้เมื่อของไหลทำงานไหลผ่านผิวท่อภายในแล้วจะเกิดการปั่นป่วนหมุนเป็นลักษณะควงส่วนทำให้สมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นเมื่อเทียบกับท่อแบบผิวเรียบปกติ

สมชาย วงศ์วิเศษและไพศาล นาผล (ผู้ประดิษฐ์, 2554) ได้จดทะเบียนสิทธิบัตรการประดิษฐ์เลขที่สิทธิบัตร : 31282 โดยได้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดเป็นวงเป็นผลงานของการออกแบบใหม่ที่ไม่เคยปรากฏใน ที่ใดมาก่อน เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่าง ก๊าซ และ ของเหลวที่มี ลักษณะแตกต่างจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไปของเหลวจะไหลในท่อที่ขดเป็นวงคล้ายกันหอยที่วางซ้อนกัน และต่อเชื่อมกันเป็นชุดที่ท่อ รวมทั้งทางเข้าและทางออก การที่ท่อขดเป็นวงนี้จะช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนให้สูงกว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ท่อตรงถึงแม้จะมีพื้นที่เท่ากัน นอกจากนั้นการใช้ท่อที่มีครีปไม่ว่าจะเป็นท่อที่มีครีปภายนอกหรือครีปภายในมาขดเป็นวงยังช่วยเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน ทำให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นอีกด้วย การจัดการไหลของของเหลวในท่อที่ขดเป็นวงก็ทำได้ ใน 2 ลักษณะ คือ ไหลเข้าที่วงในและไหลออกที่วงนอก หรือไหลเข้าที่วงนอกและไหลออกที่วงใน สำหรับด้านก๊าซนั้น จะจัดให้ไหลเข้าที่ช่องตรงกลางของปลายด้านหนึ่งของเปลือก และไหลออก ที่บริเวณพื้นที่รูปวงแหวนบริเวณขอบด้านในที่ทางออกของเปลือก การจัดให้ก๊าซไหลเช่นนี้ จะทำให้ก๊าซ ไหลผ่านผิวท่อที่ขดเป็นวงได้อย่างทั่วถึง และเพิ่มเวลาในการแลกเปลี่ยนความร้อนกับของเหลวในท่อที่ ขดเป็นวงให้มากขึ้น

Meng และคณะ (2005) ศึกษาการพาความร้อนภายนอกของน้ำกลั่นและน้ำมันหล่อลื่น #22 ในท่อวงรีที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา จากการทดลองได้นำเสนอสหสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนและความต้านทานการไหลในช่วง $500 < Re < 5 \times 10^4$ พบว่า ท่อที่ใช้ในการทดลองให้ผลการทดลองที่ดีกว่าท่อชนิดอื่นๆ เนื่องจากกลไกการเพิ่มของการถ่ายเทความร้อนเกิดจากอิทธิพลของการหมุนควงในช่วงที่ท่อมีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา

Li และคณะ (2006) ได้ทำการศึกษาเชิงทดลองค่าของแรงเสียดทานและการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับทำนายนการไหลและการถ่ายเทความร้อนของอากาศในท่อวงรีที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา พบว่า ช่วงการไหลแบบราบเรียบ (Laminar) จะมีค่า $Re = 84.7$ และช่วงที่เปลี่ยนจากการไหลแบบราบเรียบไปสู่การไหลแบบปั่นป่วนมีค่า Re ประมาณ 1000 และเมื่อทำนายนโดยใช้โมเดลมาตรฐานของ k- ϵ model และ RNG k- ϵ model จะได้ค่าที่ใกล้เคียงกัน และให้ค่าที่สูงกว่าท่อวงรีและท่อกลม อีกทั้งในการจำลองเชิงตัวเลขยังแสดงให้เห็นถึงการทำงานร่วมกันของความเร็วและอุณหภูมิในวงกว้างซึ่งมีผลทำให้มีการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

Kaew-On และ Wongwises (2012) ได้นำเสนอสหสัมพันธ์เพื่อใช้หาค่า two-phase multiplier และค่าสัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อนขณะระเหยใน multiport minichannel ในช่วงฟลักซ์มวลต่ำ ทำการทดลองในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนที่มีการไหลสวนทางกัน ท่อที่ใช้ในการทดสอบทำจากอลูมิเนียมซึ่งมีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก 1.2 มิลลิเมตร ในช่วงฟลักซ์ความร้อน 10-35 kW/m² และ ฟลักซ์มวล 45-155 kg/m²s ซึ่งได้ทำการเปรียบเทียบสหสัมพันธ์ที่ได้นี้กับสหสัมพันธ์ในอดีตก่อนที่จะมีการนำเสนอสหสัมพันธ์ที่ได้จากการทดลอง

Kim และคณะ (2013) ได้ศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดขณะควบแน่นของสารทำความเย็น R410a ในท่อแบนที่ทำจากท่อกลมที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 5.0 มิลลิเมตร มีอัตราส่วนที่แตกต่างกันสามขนาด 2 4 และ 6 ความสูงภายในของท่อแบนเป็น 3.1 1.7 และ 1.2 มิลลิเมตร ตามลำดับ ที่อุณหภูมิอิ่มตัว 45 องศาเซลเซียส ฟลักซ์ความร้อน 10 kW/m² ฟลักซ์มวล 100-400 kg/m² และคุณภาพของไอ 0.2-0.8 จากการทดลองพบว่า ในการไหลแบบ Annular ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดเพิ่มขึ้น เมื่ออัตราส่วนความยาวต่อความกว้างของท่อเพิ่มขึ้น

Sakamatapan และ Wongwises (2014) ได้ศึกษาคุณลักษณะของความดันลดขณะควบแน่นของสารทำความเย็น R134a ที่ไหลผ่าน multiport minichannel ในช่วงของฟลักซ์มวล 345-685 kg/m²s ฟลักซ์ความร้อน 15-25 kW/m² และอุณหภูมิอิ่มตัว 35-45 °C ในการทดลองนี้ใช้ multiport minichannel 2 ชนิด ได้แก่ 1) มีจำนวนช่อง 14 ช่อง และมีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก 1.1 มิลลิเมตร และ 2) มีจำนวนช่อง 8 ช่อง และมีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก 1.2 มิลลิเมตร โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อที่มีการไหลแบบสวนทางกัน จากผลการทดลองพบว่า แפקเตอร์แรงเสียดทานเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มค่าฟลักซ์มวลและค่าคุณภาพไอ แต่เมื่อเพิ่มค่าอุณหภูมิอิ่มตัวและขนาดของช่องจะทำให้ค่าของแפקเตอร์แรงเสียดทานมีค่าลดลงอย่างมีนัยสำคัญ และการทดลองนี้ยังได้นำเสนอสหสัมพันธ์เพื่อใช้ทำนายค่าของความดันลดขณะควบแน่นอีกด้วย

Sajadi และคณะ (2014) ได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความต้านทานการไหลของน้ำมันในท่อวงรีที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมาเชิงทดลองในช่วงการไหลที่มีค่า Re ในช่วง 300-2000

และการจำลองเชิงตัวเลขด้วยโปรแกรมสำเร็จรูป Gambit 2.4.6 และ Fluent 6.3 ซึ่งตรวจสอบความถูกต้องด้วยผลการทดลอง ผลการทดลองจากการจำลองเชิงตัวเลข พบว่า เมื่อลด aspect ratio และระยะพิชต์ (Pitch length) ทำให้การถ่ายเทความร้อนและความต้านทานการไหลสูงขึ้น ซึ่งท่อวงรีที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมานี้ยังให้การถ่ายเทความร้อนดีกว่าท่อแบนและท่อกลมอีกด้วย

Keapaboon และ Wongwises (2015) ได้ทำการศึกษารูปแบบการไหลและคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R134a ขณะระเหยในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดเล็กที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก 0.68 มิลลิเมตร โดยทำการทดลองในช่วงของฟลักซ์ความร้อน 7.63-49.46 kW/m² ฟลักซ์มวล 600-1400 kg/m²s และอุณหภูมิอิ่มตัวในช่วง 23-31 °C พบว่า เกิดรูปแบบการไหลทั้งสิ้น 6 แบบ ได้แก่ Bubbly flow Bubbly-slug flow Slug flow Throat-annular flow และ Churn flow ซึ่งรูปแบบการไหลมีความสัมพันธ์กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ในช่วงฟลักซ์ความร้อนต่ำ การเปลี่ยนแปลงของฟลักซ์มวลไม่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนซึ่งสอดคล้องกับกลไกการถ่ายเทความร้อนขณะเดือดของนิวเคลียสตามรูปแบบการไหลที่กล่าวมาข้างต้น และที่อุณหภูมิอิ่มตัวสูงขึ้นจะส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นด้วย ส่วนในช่วงฟลักซ์ความร้อนสูง ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์มวลสูงขึ้นซึ่งสอดคล้องกับกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบพาขณะเดือดตามรูปแบบการไหลที่กล่าวมาข้างต้น และเมื่อเพิ่มค่าของอุณหภูมิอิ่มตัวส่งผลให้ค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลง และเมื่ออุณหภูมิอิ่มตัวสูงมากๆ จะทำให้บางส่วนแห้งซึ่งส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลง

Liu และ Li (2015) ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนขณะควบแน่นของสารทำความเย็น R32 R152 และ R22 ในท่อนอนขนาดเล็ก ได้แก่ ท่อกลมมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก 1.152 มิลลิเมตร และท่อสี่เหลี่ยม 2 ขนาด มีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก 0.952 และ 1.304 ตามลำดับ ที่อุณหภูมิอิ่มตัว 30-50 °C ฟลักซ์มวล 200-800 kg/m²s และค่าคุณภาพไอ 0.1-0.9 จากการทดลองพบว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น เมื่อฟลักซ์มวลและค่าคุณภาพไอเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิอิ่มตัวและขนาดของท่อลดลง สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อสี่เหลี่ยมเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับท่อกลม โดยที่ค่าคุณภาพไอน้อยกว่า 0.5 สารทำความเย็น R32 และ R152a มีคุณสมบัติและเหมาะสมที่จะนำมาใช้ทดแทน R22 ได้

Keaw-On และคณะ (2016) ได้ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนขณะควบแน่นของสารทำความเย็น R134a ที่ไหลผ่านท่อกลมขนาดเล็กและท่อแบน 3 ขนาด (FT1 FT2 และ FT3) ซึ่งทำมาจากท่อกลมที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 3.51 มิลลิเมตร มีอัตราส่วนความยาวต่อความกว้างของท่อ (Aspect Ratio) 0.72 3.49 และ 7.02 ตามลำดับ ที่ฟลักซ์มวล 350-900 kg/m²s ฟลักซ์ความร้อน 10-50 kW/m² ค่าคุณภาพไอ 0.1-0.9 และความดันอิ่มตัว 8-12 bars จากการทดลองพบว่า รูปแบบการไหลผ่านท่อของสารทำความเย็นจะอยู่ในรูปของ Semiannular Flow และ

Annular Flow สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์มวล ฟลักซ์ความร้อน ค่าคุณภาพไอน้ำเพิ่มขึ้น และประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของท่อแบน FT1 FT2 และ FT3 เพิ่มขึ้นคิดเป็นร้อยละ 5-10 10-50 และ 200-400 ตามลำดับ เมื่อเทียบกับท่อกลม

López-Belchí และคณะ (2016) ได้ศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดขณะควบแน่นของสารทำความเย็น R32 และ R410a ในท่อซึ่งภายในแบ่งเป็นช่องสี่เหลี่ยมขนาดเล็กจำนวน 10 ช่อง มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก 1.16 มิลลิเมตร ที่อุณหภูมิอิ่มตัว 30-50 °C ฟลักซ์มวล 300-800 kg/m²s และค่าคุณภาพไอน้ำ 0.1-0.9 จากการทดลองพบว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R32 สูงกว่า R410a

Sajadi และคณะ (2016) ได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความต้านทานการไหลของน้ำมันในท่อแบนสลับกลมเชิงทดลองและการจำลองเชิงตัวเลข พบว่า เมื่อความแบนของท่อเพิ่มขึ้น และระยะของท่อกลมสั้นลงจะทำให้การถ่ายเทความร้อนและความต้านทานการไหลเพิ่มขึ้น จากการทดลองนี้แสดงให้เห็นว่า ท่อแบนสลับท่อกลมนี้ให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าท่อกลมทั่วไปและท่อวงรีที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมาที่ได้ศึกษาก่อนหน้านี้ (Sajadi และคณะ. 2014)

Aroonrat และ Wongwises (2017) ได้ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็นในท่อที่มีรอยบวมด้านใน โดยทำการทดลองในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนที่มีการไหลแบบสวนทางกันซึ่งมีสารทำความเย็นจะไหลอยู่ในท่อทดสอบ และน้ำจะไหลอยู่บริเวณท่อด้านนอก ท่อบวมที่ใช้ในการทดสอบทำจากทองแดง มีความยาว 1500 มิลลิเมตร และเส้นผ่านศูนย์กลาง 8.1 มิลลิเมตร ทำการทดลองในอุณหภูมิอิ่มตัวที่ 40 45 และ 50 °C ฟลักซ์ความร้อน 10 15 และ 20 kW/m² และ ฟลักซ์มวล 300 400 และ 500 kg/m²s พบว่า ท่อบวมให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและแฟกเตอร์แรงเสียดทานสูงกว่าท่อกลมเรียบ นอกจากนี้ การเพิ่ม Reynolds number ยังส่งผลให้ค่าของ Nusselt number มีค่าเพิ่มขึ้นจากท่อกลม 1.3-1.4 เท่า แต่เมื่อลด Reynolds number ลง ทำให้ค่าของแฟกเตอร์แรงเสียดทานของการไหล 2 สถานะ มีค่าสูงกว่าท่อกลม 2.8-4.1 เท่า

Forooghi และคณะ (2017) ได้ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในท่อแบนแบบ Passive Insert ด้วยระเบียบวิธีวิจัยเชิงตัวเลข ซึ่งมี Reynolds Number (Re) แตกต่างกัน 3 ค่า 1000 1500 และ 2710 ตามลำดับ ขึ้นอยู่กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกและการจัดเรียงของ Passive Insert ภายในท่อแบน จากการทดลองพบว่า ที่ Re เท่ากับ 2710 รูปแบบการไหลของการไหลในท่อเป็นแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow) มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนความร้อนสูงสุด

Mota-Babiloni และคณะ (2017) ได้ศึกษาสารทำความเย็น R32 ที่ใช้ในระบบปรับอากาศที่อยู่อาศัยในยุโรปและอเมริกา สารทำความเย็น R32 มีศักยภาพที่จะนำมาใช้ทดแทน R410a มีค่า

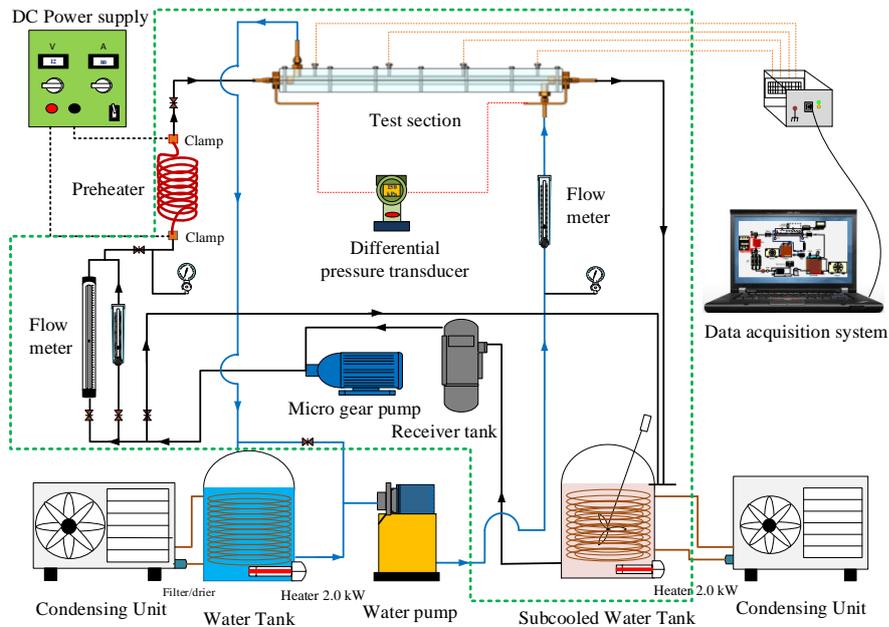
ศักยภาพในการทำให้เกิดภาวะโลกร้อน (GWP) เพียง 677 (ตามกฎหมาย GWP ต้องไม่เกิน 750) มีความไวไฟน้อยกว่าสารประกอบไฮโดรคาร์บอน ซึ่งสามารถสรุปได้ว่า สารทำความเย็น R32 มีคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่ดี และสามารถควบแน่นได้ที่อุณหภูมิต่ำ

จากการทบทวนวรรณกรรมข้างต้นพบว่า นักวิจัยหลายท่านได้ทำการศึกษาต่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ท่อขนาดเล็กและท่อที่มีรูปทรงพิเศษ ได้แก่ ท่อสี่เหลี่ยม ท่อบวม ท่อแบน และอื่นๆ พบว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าการใช้ท่อขนาดใหญ่ อีกทั้งยังเป็นการศึกษาการไหลแบบสถานะเดียวในท่อขนาดใหญ่ และใช้น้ำเป็นสารทำงาน จะเห็นได้ว่า การศึกษาการไหลแบบสองสถานะโดยใช้สารทำความเย็นไหลผ่านท่อแบนที่มีการสลับพื้นที่หน้าตัดไปมา ยังไม่มีผลการศึกษา ดังนั้น ในงานวิจัยนี้จึงมีความสนใจทำการศึกษาเชิงทดลองเพื่อศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดขณะควบแน่นโดยใช้สารทำความเย็น R32 ในท่อแบนแบบสลับพื้นที่หน้าตัดไปมา รวมถึงนำเสนอสหสัมพันธ์เพื่อใช้ทำนายค่าสัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อนและความดันลดของท่อดังกล่าวอีกด้วย

บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

การศึกษาเชิงทดลองการถ่ายเทความร้อนในท่อแบบสลัฟพื้นที่หน้าตัดไปมา จะดำเนินการทดสอบโดยกระบวนการควบแน่น ที่มีของไหลเป็นสารทำความเย็น R32 และน้ำเป็นสารหล่อเย็น ซึ่ง จะดำเนินการทดลองในรูปแบบการไหลสองสถานะ โดยควบคุมอุณหภูมิอิ่มตัวที่ 40 ถึง 50 °C ฟลักซ์ ความร้อน 10 ถึง 40 kW/m² ฟลักซ์มวล 200 ถึง 800 kg/m²s และค่าคุณภาพไอน้ำ 0.1 ถึง 0.9 ในชุด การทดลองที่แสดงดังรูปที่ 5 ส่วนประกอบหลักของระบบมี 5 ส่วน ได้แก่ ส่วนของชุดทดสอบทดสอบ ส่วนของการทำความเย็น ส่วนของการทำความร้อน ส่วนของการระบายความร้อนและส่วนชุดของ การเก็บข้อมูล

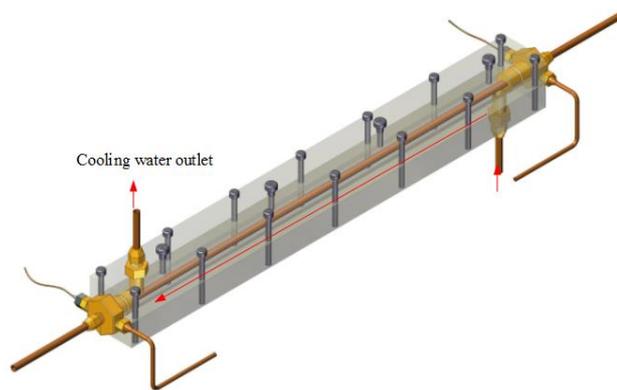


รูปที่ 5 แผนภาพระบบและอุปกรณ์การทดลอง

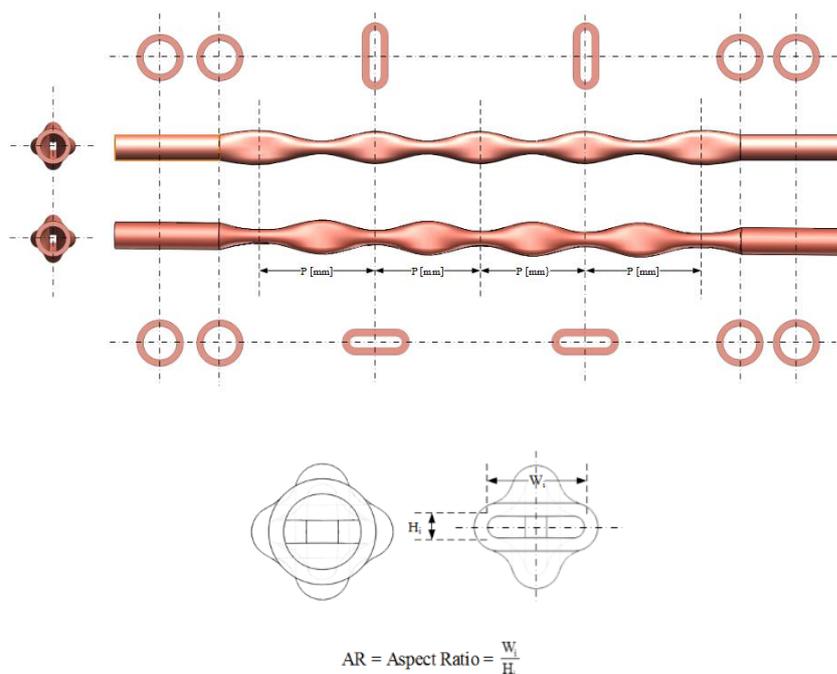
ชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของกระบวนการไหลเวียนของ สารทำความเย็นแสดงดังรูปที่ 5 ขั้นตอนในการทำการทดลองมีดังนี้

1. ใช้เกียร์ปั๊มสูบสารทำความเย็นในสถานะของเหลวจากถังเก็บเข้าสู่ส่วนทดสอบ โดยที่ อัตราการไหลของสารจะถูกควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์ (Inverter)
2. อุณหภูมิทำความเย็นด้วยวิธีการรับความร้อนโดยตรง (Direct Heating Method) โดยใช้ DC Power Supply ขนาด 15 โวลต์ (V) 120 แอมแปร์ (A) เป็นแหล่งจ่ายพลังงาน

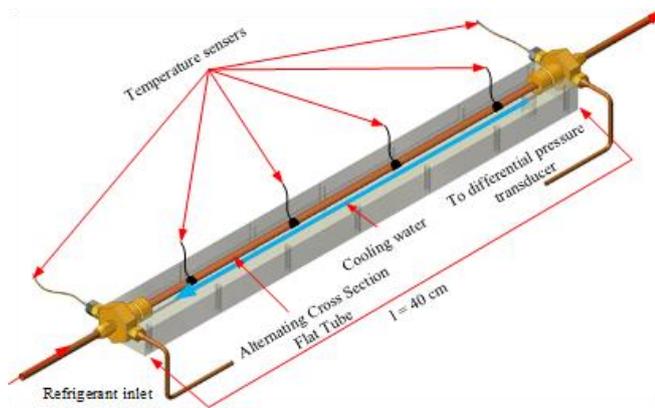
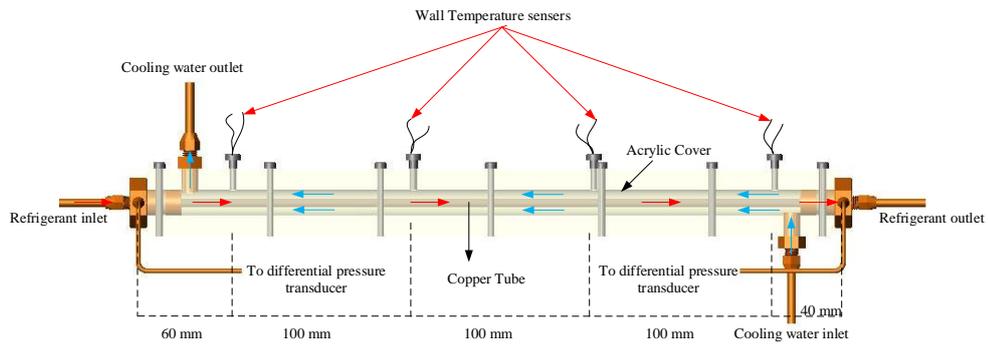
3. ควบคุมค่าคุณภาพไอที่ตำแหน่งทางเข้าและทางออกในช่วง 0.1-0.9 ตำแหน่งทางเข้าและออกจากช่วงการทดสอบจะควบคุมอยู่ที่ 0.1-0.9 ที่ทางเข้าต้องการที่จะให้สารทำความเย็น
4. สารทำงานที่ออกจากช่วงการทำสอบจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น จึงใช้ชุดระบายความร้อน (Cooling Loop) ในการปรับอุณหภูมิของสารทำงานให้กลับมาสู่ค่าเดิม และเมื่อสารทำงานมีอุณหภูมิเท่ากับเงื่อนไขที่ได้ตั้งไว้จะถูกส่งไปเก็บที่ถังเก็บ และเริ่มใช้เป็นสารทำงานต่อไป
5. ใช้เครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติเก็บค่าที่ตำแหน่งต่างๆ บนชุดทดสอบ (Test Section) โดยมีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล และ Differential Pressure Transducer เพื่อวัดค่าจากการทดลอง



รูปที่ 6 ลักษณะของชุดทดสอบ



รูปที่ 7 ลักษณะทางกายภาพของท่อแบนที่มีการสลับพื้นที่หน้าตัดไปมา



รูปที่ 8 ตำแหน่งการติดตั้ง Instrument บนชุดทดสอบ

สมการที่ใช้ในการคำนวณ

สำหรับขั้นตอนในการคำนวณต่างๆ เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สรุปไว้เป็นลำดับดังนี้

ค่าคุณภาพไอที่ตำแหน่งทางเข้าชุดทดสอบ

ค่าคุณภาพไอที่ตำแหน่งทางเข้าชุดทดสอบสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$x_{TS,in} = \frac{i_{TS,in} - i_{f,TS,in}}{i_{fg,TS,in}} \quad (21)$$

เมื่อ $i_{f,TS,in}$ คือ เอนทัลปีของของเหลวอิ่มตัว ซึ่งขึ้นอยู่กับอุณหภูมิทางเข้าของท่อทดสอบ $i_{fg,TS,in}$ คือ เอนทัลปีของการเกิดไอ ซึ่งขึ้นอยู่กับกับอุณหภูมิทางเข้าของท่อทดสอบ และ $i_{TS,in}$ คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้าของท่อทดสอบคำนวณได้จากสมการดังนี้

$$i_{TS,in} = i_{ph,in} + \frac{\dot{Q}_{ph}}{\dot{m}_{ref}} \quad (22)$$

เมื่อ $i_{ph,in}$ คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่เป็นของเหลวก่อนไหลเข้า pre-heater \dot{m}_{ref} คือ อัตราไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น และ \dot{Q}_{ph} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนใน pre-heater คำนวณได้จากสมการดังนี้

$$\dot{Q}_{ph} = VI \quad (23)$$

เมื่อ V และ I คือความต่างศักย์และกระแสไฟฟ้าที่ให้กับระบบสำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สารทำงานได้รับ

ค่าคุณภาพไอที่ตำแหน่งทางออกชุดทดสอบ

ค่าคุณภาพไอที่ตำแหน่งทางออกชุดทดสอบสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$x_{TS,out} = \frac{i_{TS,out} - i_{f,TS,out}}{i_{fg,TS,out}} \quad (24)$$

เมื่อ $i_{TS,out}$ คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ทางออกของท่อทดสอบ $i_{f,TS,out}$ คือ เอนทัลปีของของเหลวอิ่มตัว ซึ่งขึ้นอยู่กับอุณหภูมิทางออกของท่อทดสอบ และ $i_{fg,TS,out}$ คือ เอนทัลปีของการเกิดไอ ซึ่งขึ้นอยู่กับกับอุณหภูมิทางออกของท่อทดสอบ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ทางออกสามารถคำนวณได้จากสมการดังนี้

$$i_{TS,out} = i_{ph,in} - \frac{\dot{Q}_{TS}}{\dot{m}_{ref}} \quad (25)$$

เมื่อ \dot{Q}_{TS} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อทดสอบ คำนวณได้จาก

$$\dot{Q}_{TS} = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (26)$$

เมื่อ \dot{m}_w คือ อัตราไหลเชิงมวลของน้ำที่ไหลเข้าสู่ท่อทดสอบ

ค่าเรโนลด์นัมเบอร์เทียบเท่า

$$Re_{eq} = Re_l + Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \quad (27)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทางเข้า

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในจะพิจารณาจากสมการดังต่อไปนี้

$$h_i = \frac{1}{\left(\frac{1}{U_i}\right) - \left(\frac{D_i}{2k}\right) \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) - \left(\frac{D_i}{D_o}\right) \left(\frac{1}{h_o}\right)} \quad (28)$$

เมื่อ U_i เป็นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม ซึ่งขึ้นอยู่กับพื้นที่การถ่ายเทความร้อนภายใน k เป็นการนำความร้อนของท่อ และ h_o เป็นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากภายนอก

$$U_i = \frac{\dot{Q}_{TS}}{A_i(LMTD)} \quad (29)$$

เมื่อ A_i คือพื้นที่ผิวภายในท่อ และ $LMTD$ คือ ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึมสามารถกำหนดได้ดังนี้

$$LMTD = \frac{(T_{ref,in} - T_{w,out}) - (T_{ref,out} - T_{w,in})}{\ln\left(\frac{T_{ref,in} - T_{w,out}}{T_{ref,out} - T_{w,in}}\right)} \quad (30)$$

เมื่อ $T_{ref,in}$ และ $T_{ref,out}$ คือ อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ตำแหน่งทางเข้าและทางออก $T_{w,in}$ และ $T_{w,out}$ คือ อุณหภูมิของน้ำที่ตำแหน่งทางเข้าและทางออก ตามลำดับ

นอกจากนี้ ค่าเฉลี่ยของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอก คำนวณได้จากสมการดังนี้

$$h_o A_o = \frac{\dot{Q}_{TS}}{T_{wall,avg} - T_{w,avg}} \quad (31)$$

เมื่อ A_o คือ พื้นที่ผิวนอกของท่อทดสอบ $T_{w,avg}$ คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำ และ $T_{wall,avg}$ คือ อุณหภูมิเฉลี่ยที่ผนังท่อ

ความดันลด

สามารถหาได้จากสมการดังนี้

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{fric} + \Delta P_a + \Delta P_{inlet} + \Delta P_{outlet} \quad (32)$$

โดยที่ความดันลดเนื่องจากแรงเสียดทานจากความขรุขระของท่อ ΔP_{fric} หาได้จากสมการ

$$\Delta P_{fric} = \Delta P_L \phi_L^2 \quad (33)$$

เมื่อ ΔP_L คือ ความดันลดที่ได้จากการคำนวณของสถานะของเหลว

ϕ_L^2 คือ Two-phase multiplier

ความดันลดที่ได้จากการคำนวณของสถานะของเหลว ΔP_L หาได้จากสมการ

$$\Delta P_L = f \frac{L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho} \quad (34)$$

Two-phase multiplier หาได้จากสมการ

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (35)$$

โดยที่ X คือ Martinelli parameter หาได้จากสมการ

$$X^2 = \left(\frac{dp}{dz} \right)_L / \left(\frac{dp}{dz} \right)_G \quad (36)$$

บทที่ 4 ผลและอภิปรายผลการทดลอง

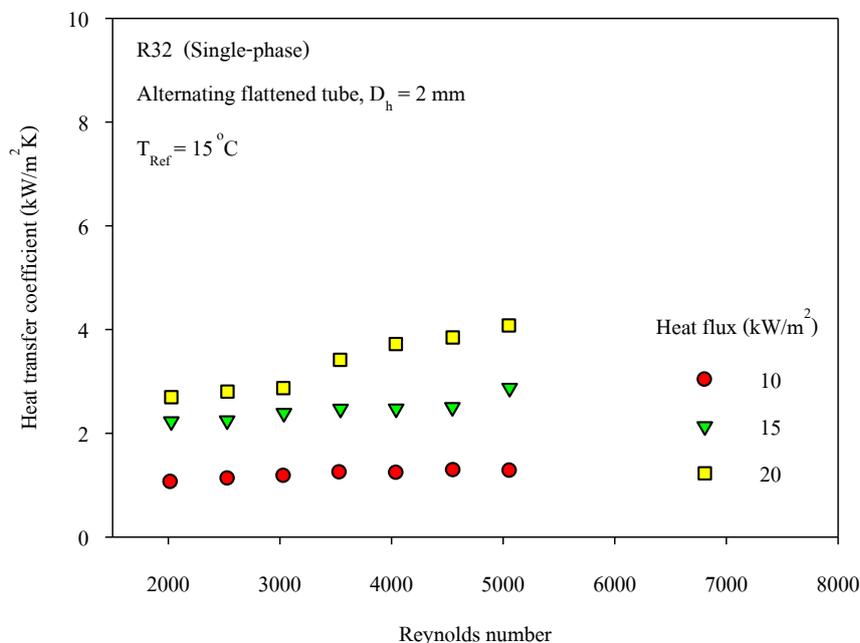
การศึกษาเชิงทดลองการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็นชนิด R32 ที่ไหลผ่านท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา โดยได้ทำการศึกษาการไหลสถานะเดียว (Single-phase) และการไหลสองสถานะ (Two-phase) ของสารทำความเย็นชนิด R32 ภายใต้เงื่อนไขการทดลองที่กำหนด ได้ผลการทดลองดังนี้

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

1. การไหลสถานะเดียว (Single-phase) ของสารทำความเย็น R32

1.1 ผลของฟลักซ์มวลและฟลักซ์ความร้อนที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

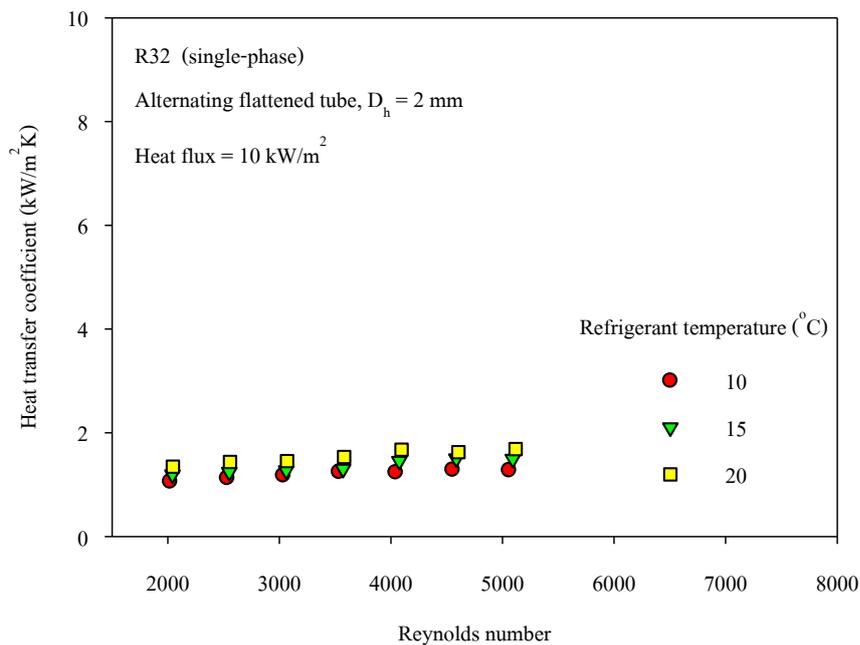
รูปที่ 9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าเรย์โนลด์ที่ฟลักซ์ความร้อน 10 15 และ 20 kW/m² และที่อุณหภูมิของสารทำความเย็น R32 เท่ากับ 15 °C ภายในท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา แสดงให้เห็นว่า เมื่อค่าเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มมากขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูงขึ้นเนื่องจากความเร็วของของไหลเพิ่มขึ้น และเมื่อฟลักซ์ความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนก็จะมีค่าเพิ่มขึ้น



รูปที่ 9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าเรย์โนลด์ของสารทำความเย็น R32

1.2 ผลของอุณหภูมิที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าเรย์โนลด์ที่อุณหภูมิของสารทำความเย็น R32 เท่ากับ 10 15 และ 20 °C และที่ฟลักซ์ความร้อน 10 kW/m² ภายในท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา แสดงให้เห็นว่า เมื่อค่าเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มมากขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูงขึ้น และเมื่ออุณหภูมิของสารทำความเย็น R32 มีค่าเพิ่มขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนก็จะมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย



รูปที่ 10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าเรย์โนลด์ของสารทำความเย็น R32

2. การไหลแบบสองสถานะ (Two-phase) ของสารทำความเย็น R32

2.1 ผลของฟลักซ์ความร้อนที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

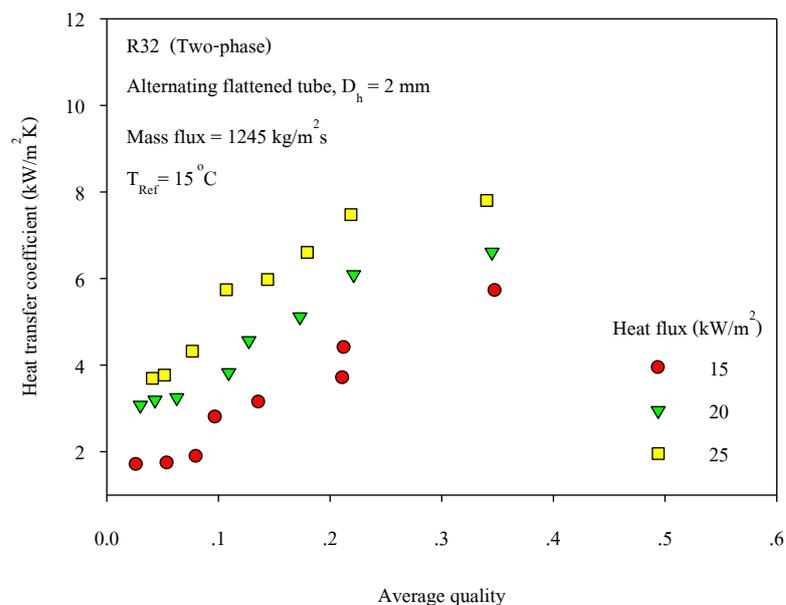
รูปที่ 11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าคุณภาพไอที่ฟลักซ์ความร้อน 10 15 และ 20 kW/m² ฟลักซ์มวล 1245 kg/m²s และอุณหภูมิของสารทำความเย็น R32 เท่ากับ 15 °C ภายในท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา แสดงให้เห็นว่า เมื่อค่าคุณภาพไอมีค่าเพิ่มมากขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูงขึ้น และเมื่อฟลักซ์ความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนก็จะมีค่าเพิ่มขึ้นด้วย

2.2 ผลของฟลักซ์มวลที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

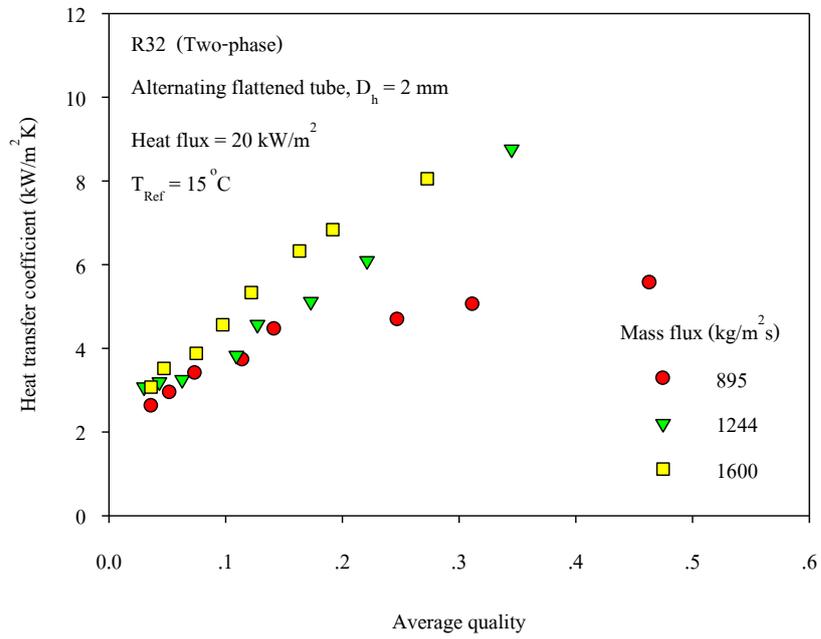
เมื่อค่าคุณภาพไอมีค่าเพิ่มมากขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูงขึ้น และเมื่อฟลักซ์มวลมีค่าเพิ่มมากขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนก็จะมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากความเร็วของของไหลภายในท่อเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 12

2.3 ผลของอุณหภูมิที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

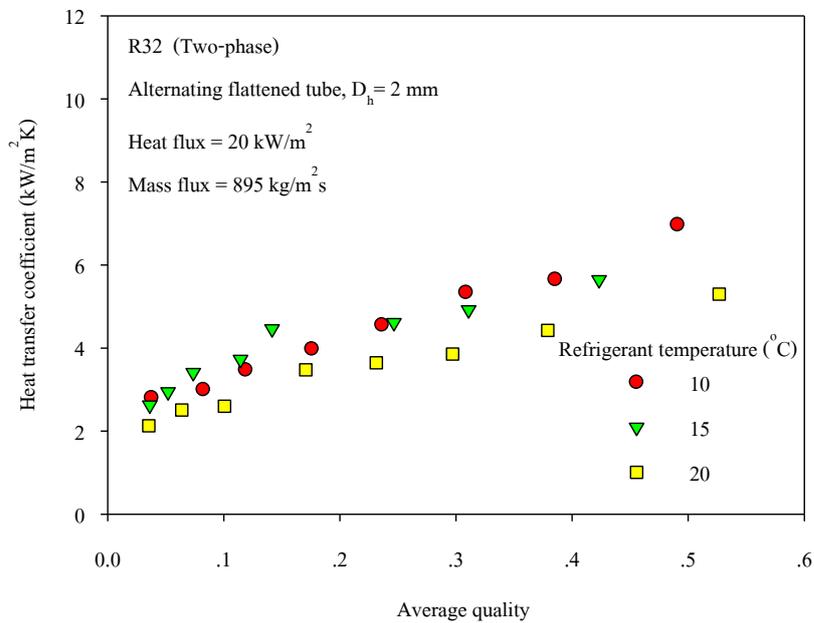
รูปที่ 13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าคุณภาพไอที่อุณหภูมิของสารทำความเย็น R32 เท่ากับ 10 15 และ 20 °C ฟลักซ์ความร้อน 20 kW/m² ฟลักซ์มวล 895 kg/m²s ภายในท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา แสดงให้เห็นว่า เมื่อค่าคุณภาพไอมีค่าเพิ่มมากขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูงขึ้น และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงที่อุณหภูมิของสารทำความเย็น R32 เท่ากับ 10 °C



รูปที่ 11 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32



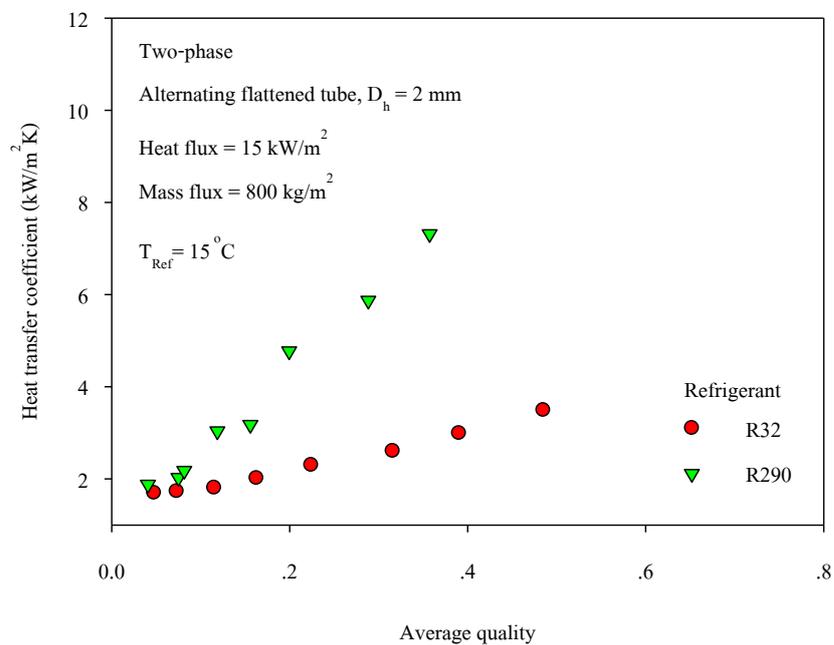
รูปที่ 12 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32



รูปที่ 13 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32

2.4 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R32 และ R290

รูปที่ 14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32 และ R290 ที่อุณหภูมิของสารทำความเย็นเท่ากับ 15 °C ที่ฟลักซ์ความร้อน 15 kW/m² และฟลักซ์มวล 800 kg/m²s ของท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา แสดงให้เห็นว่าเมื่อค่าคุณภาพไอมีค่าเพิ่มมากขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูงขึ้น และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R32 มีค่าน้อยกว่าสารทำความเย็น R290



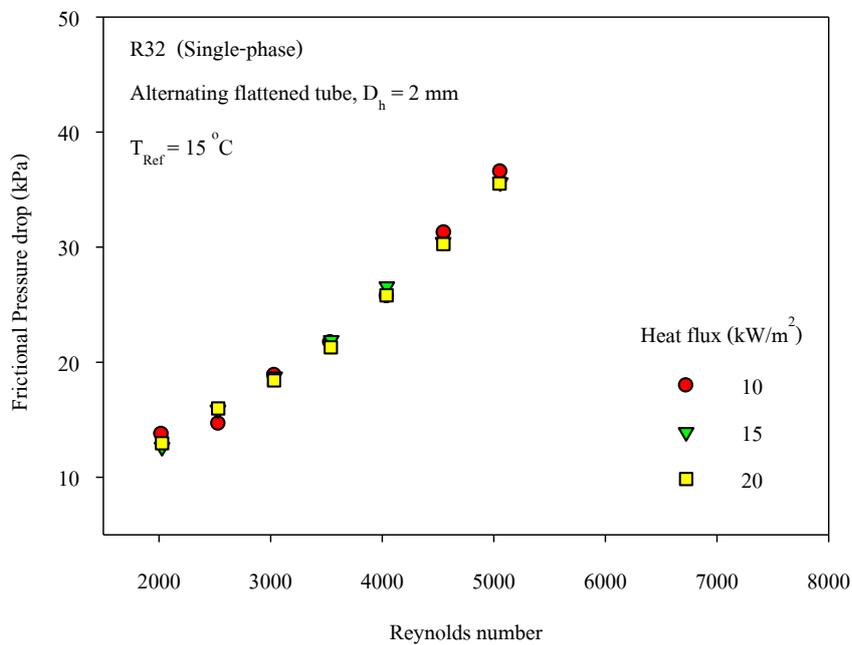
รูปที่ 14 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32 และ R290

ความดันลด

1. การไหลสถานะเดียว (Single-phase) ของสารทำความเย็น R32

1.1 ผลของฟลักซ์มวลและของฟลักซ์ความร้อนที่มีผลต่อค่าความดันลด

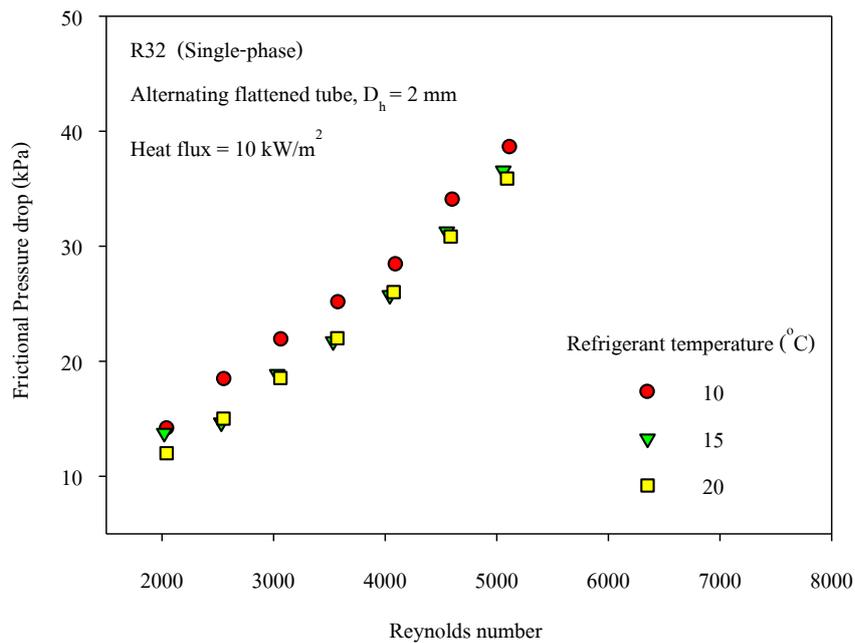
รูปที่ 15 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าเรย์โนลด์ที่ ฟลักซ์ความร้อน 10 15 และ 20 kW/m² และที่อุณหภูมิของสารทำความเย็น R32 เท่ากับ 15 °C ภายในท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา แสดงให้เห็นว่า เมื่อค่าเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มมากขึ้นค่าความดันลดจะมีค่าสูงขึ้น และฟลักซ์ความร้อนไม่มีผลต่อค่าความดันลดเนื่องจากความฝืดของของไหลมีค่าไม่แตกต่างกัน



รูปที่ 15 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าเรย์โนลด์ของสารทำความเย็น R32

1.2 ผลของอุณหภูมิที่มีผลต่อค่าความดันลด

รูปที่ 16 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าเรย์โนลด์ที่อุณหภูมิของสารทำความเย็น R32 เท่ากับ 10 15 และ 20 °C และที่ฟลักซ์ความร้อน 10 kW/m² ภายในท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา แสดงให้เห็นว่า เมื่อค่าเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มมากขึ้นค่าความดันลดจะมีค่าสูงขึ้น และอุณหภูมิไม่มีผลต่อค่าความดันลดเนื่องจากความผิดของของไหลมีค่าไม่แตกต่างกัน



รูปที่ 16 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าเรย์โนลด์ของสารทำความเย็น R32 ที่อุณหภูมิ 10, 15 และ 20 °C

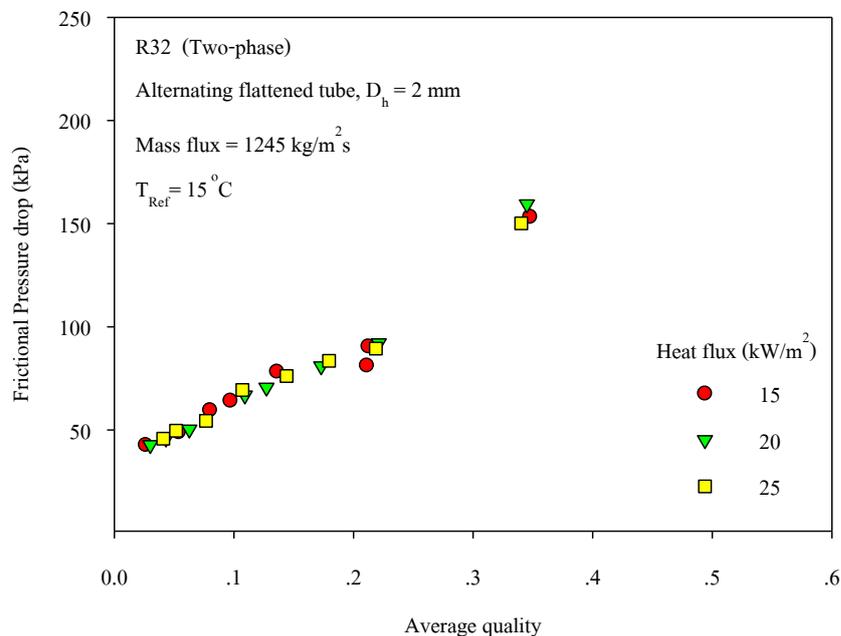
2. การไหลแบบสองสถานะ (Two-phase) ของสารทำความเย็น R32 และ R290

2.1 ผลของของฟลักซ์ความร้อนที่มีผลต่อค่าความดันลด

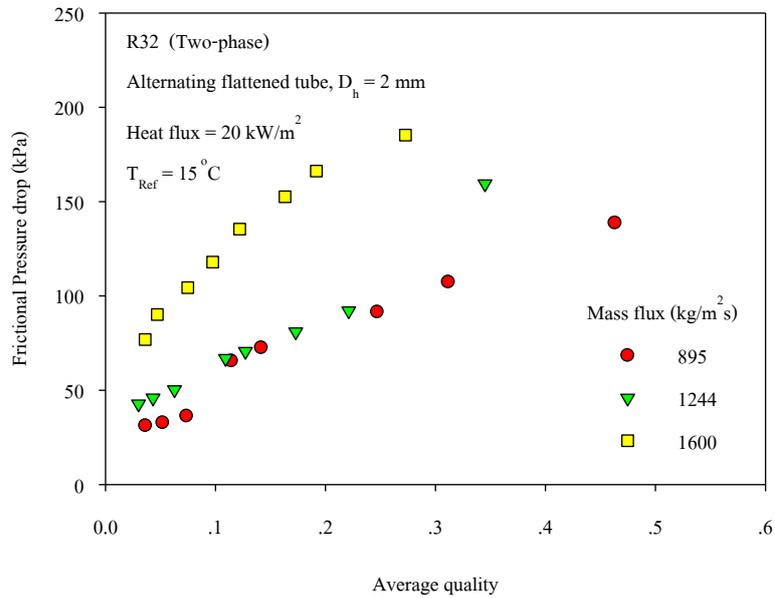
รูปที่ 17 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าคุณภาพไอที่ ฟลักซ์ความร้อน 10 15 และ 20 kW/m² ฟลักซ์มวล 1245 kg/m²s และอุณหภูมิของสารทำความเย็น R32 เท่ากับ 15 °C ภายในท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา แสดงให้เห็นว่า เมื่อค่าคุณภาพไอมีค่าเพิ่มมากขึ้นค่าความดันลดจะมีค่าสูงขึ้นด้วย และฟลักซ์ความร้อนไม่มีผลต่อค่าความดันลดเนื่องจากความฝืดของของไหลมีค่าไม่แตกต่างกัน

2.2 ผลของฟลักซ์มวลที่มีผลต่อค่าความดันลด

รูปที่ 18 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าคุณภาพไอที่ ฟลักซ์มวล 895, 1244 และ 1600 kg/m²s ฟลักซ์ความร้อน 20 kW/m² และอุณหภูมิของสารทำความเย็น R32 เท่ากับ 15 °C ภายในท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา แสดงให้เห็นว่า เมื่อค่าคุณภาพไอมีค่าเพิ่มมากขึ้นค่าความดันลดจะมีค่าสูงขึ้นด้วย และเมื่อฟลักซ์มวลมีค่าเพิ่มขึ้นค่าความดันลดมีค่าสูงขึ้นด้วย เนื่องจากความเร็วของของไหลมีค่าเพิ่มขึ้น



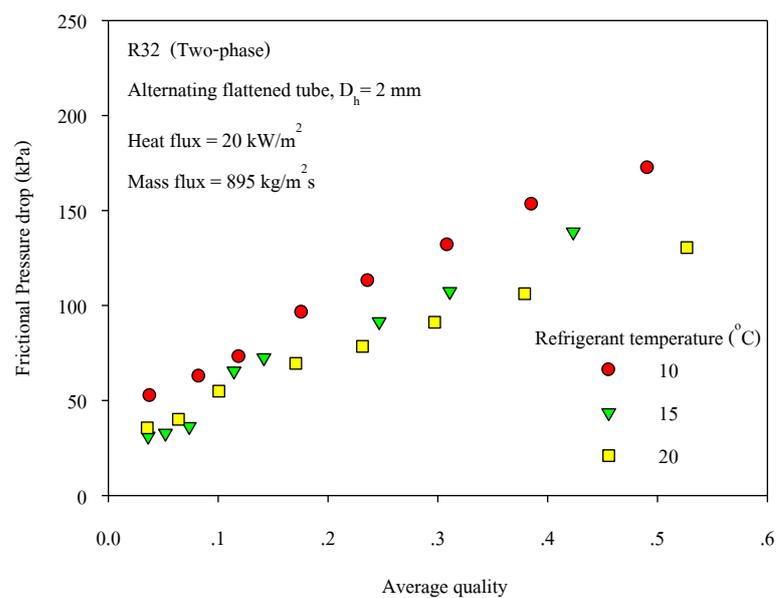
รูปที่ 17 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32



รูปที่ 18 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32

2.3 ผลของอุณหภูมิที่มีผลต่อค่าความดันลด

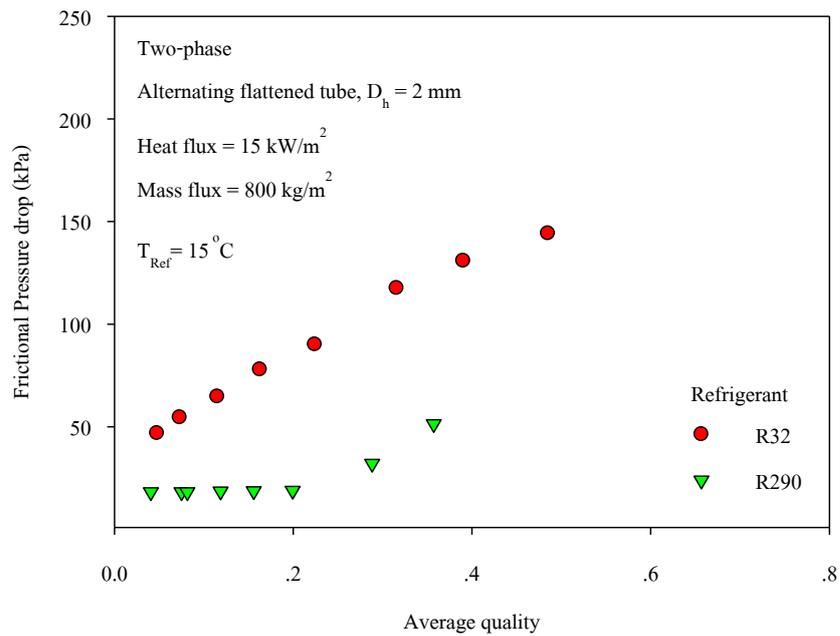
รูปที่ 19 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าคุณภาพไอที่อุณหภูมิของสารทำความเย็น R32 เท่ากับ 10 15 และ 20 °C ฟลักซ์ความร้อน 20 kW/m^2 และฟลักซ์มวล $895 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ ภายในท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา แสดงให้เห็นว่า เมื่อค่าคุณภาพไอมีค่าเพิ่มมากขึ้นค่าความดันลดจะมีค่าสูงขึ้นด้วย และค่าความดันลดมีค่าสูงขึ้นเมื่ออุณหภูมิของสารทำความเย็นลดต่ำลง



รูปที่ 19 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32

2.4 เปรียบเทียบค่าความดันลดของสารทำความเย็น R32 และ R290

รูปที่ 20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32 และ R290 ที่อุณหภูมิของสารทำความเย็นเท่ากับ 15 °C ที่ฟลักซ์ความร้อน 15 kW/m² และ ฟลักซ์มวล 800 kg/m²s ของท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา แสดงให้เห็นว่า เมื่อค่าคุณภาพไอมีค่าเพิ่มมากขึ้นค่าความดันลดจะมีค่าสูงขึ้น และค่าความดันลดของสารทำความเย็น R32 มีค่ามากกว่า สารทำความเย็น R290



รูปที่ 20 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็น R32 และ R290

3. ผลของสหสัมพัทธ์ที่นำมาทำนายค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

จากสหสัมพัทธ์ที่เสนอโดย (Colburn. 1933), (Gnielinski. 1976) และ (Li and Xuan. 2002) ได้นำมาทำนายค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้ผลดังภาพที่ 48

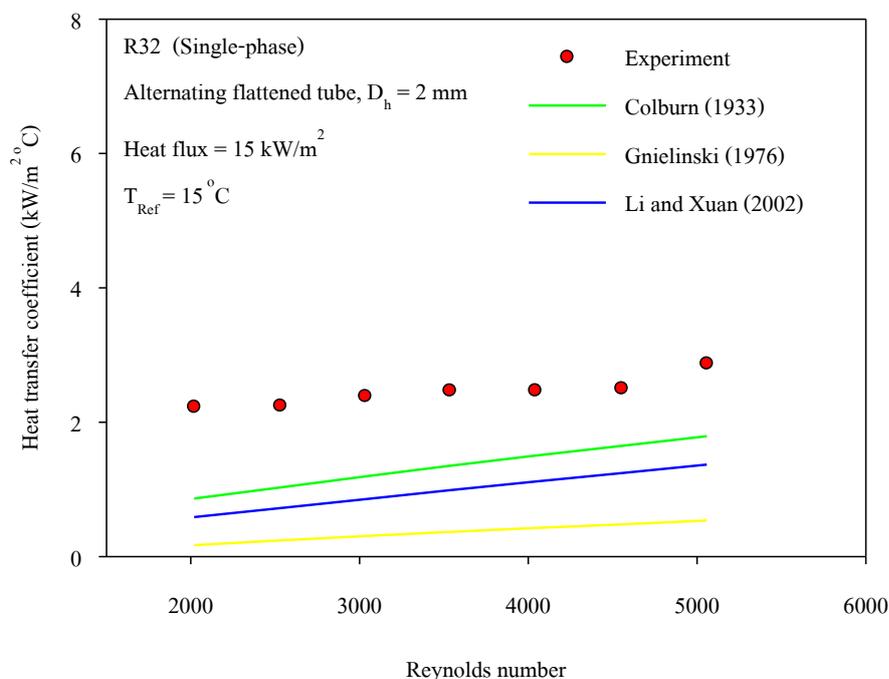
จากภาพที่ 48 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าเรย์โนลด์จากสหสัมพัทธ์ที่เสนอโดย (Colburn. 1933), (Gnielinski. 1976) และ (Li and Xuan. 2002) ที่ฟลักซ์ความร้อน (a) 15 kW/m² และ (b) 20 kW/m² ที่อุณหภูมิ 15 °C แสดงให้เห็นว่าค่าที่ได้จากสหสัมพัทธ์ที่เสนอมีค่าน้อยกว่าค่าที่ได้จากการทดลอง แต่ลักษณะของกราฟมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน จากสหสัมพัทธ์ที่ใช้อ้างอิงนั้นไม่สามารถนำมาใช้ทำนายค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของชุดอุปกรณ์การทดลองนี้ได้ เนื่องจากสหสัมพัทธ์ที่ใช้อ้างอิงนั้นได้มาจากการทดลองท่อที่มีขนาดใหญ่และลักษณะท่อที่ใช้แตกต่างกัน

จากภาพที่ 49 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากผลการทดลองทั้งหมดเทียบกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ได้จากสหสัมพัทธ์ที่เสนอโดย (a) Colburn (1933), (b) Gnielinski (1976) และ (c) Li and Xuan (2002) จากสหสัมพัทธ์ที่ใช้อ้างอิงนั้นสามารถทำนายค่าในช่วงการทดลองที่มีลักษณะการไหลแบบปั่นป่วน

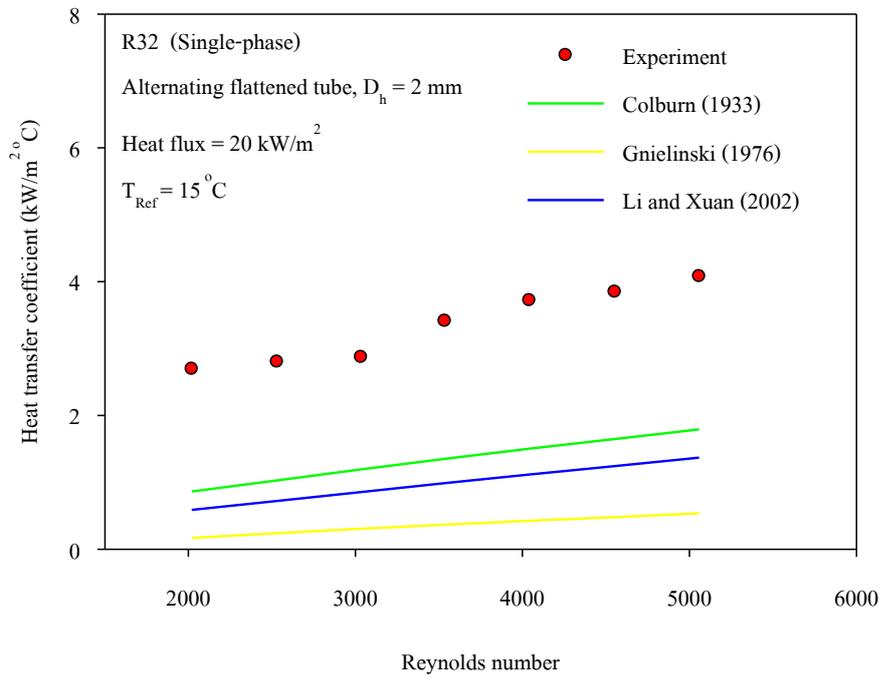
จากภาพที่ 50 สหสัมพัทธ์ของ (Colburn. 1933) นำมาเป็นแบบอย่างสำหรับสหสัมพัทธ์ที่เสนอใหม่โดยการเพิ่มค่าอัตราส่วนความกว้างต่อความยาว สหสัมพัทธ์นำเสนอ ดังนี้

$$h = Nu \frac{k}{D_h}$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \beta^{0.3}$$

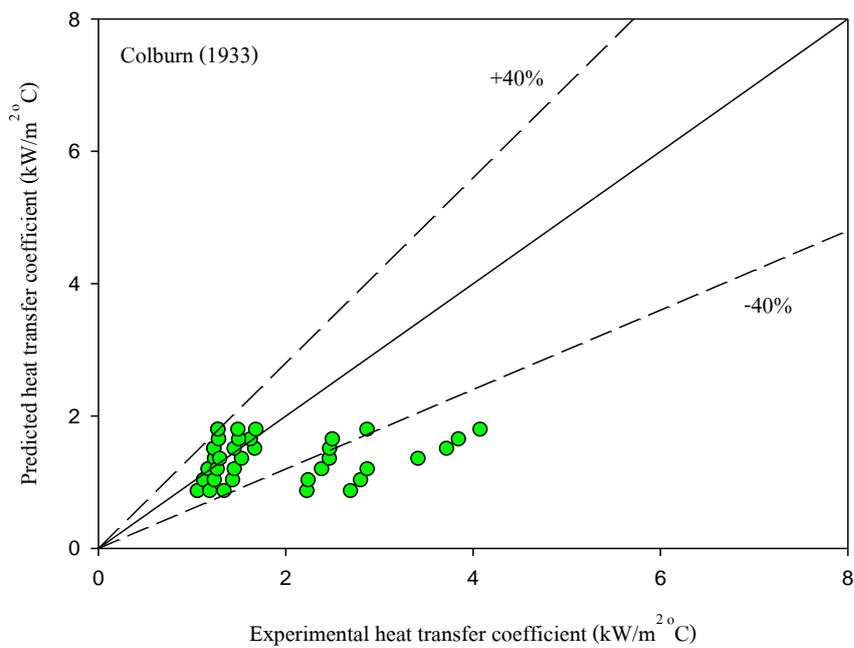


(a) 15 kW/m²

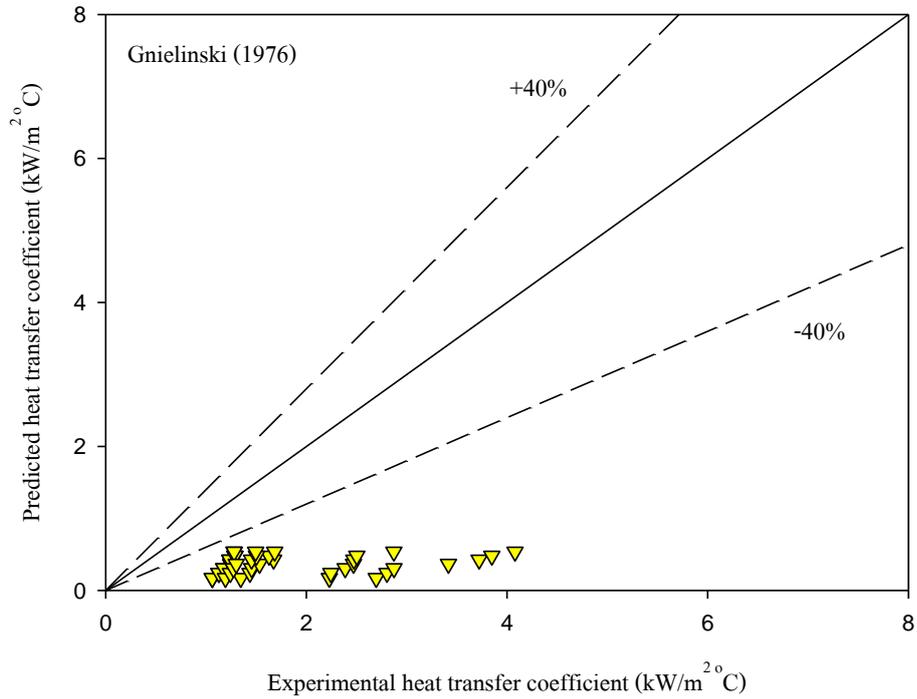


(b) 20 kW/m^2

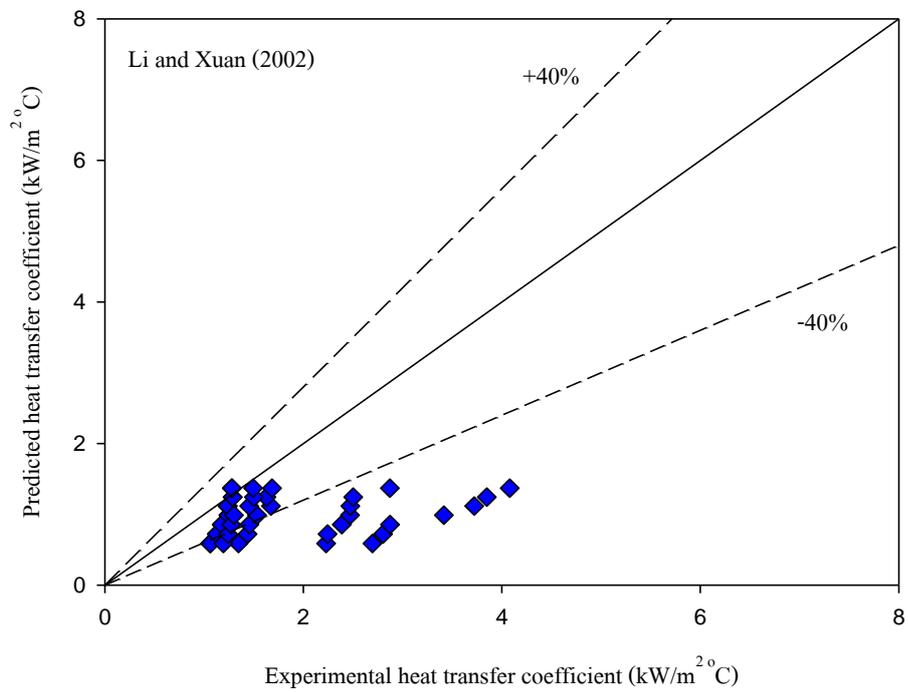
รูปที่ 21 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าเรย์โนลด์ จากหสัมพันธ์ที่เสนอโดย (Colburn. 1933), (Gnielinski. 1976) และ (Li and Xuan. 2002) ที่ฟลักซ์ความร้อน (a) 15 kW/m^2 และ (b) 20 kW/m^2



(a) Colburn (1933)

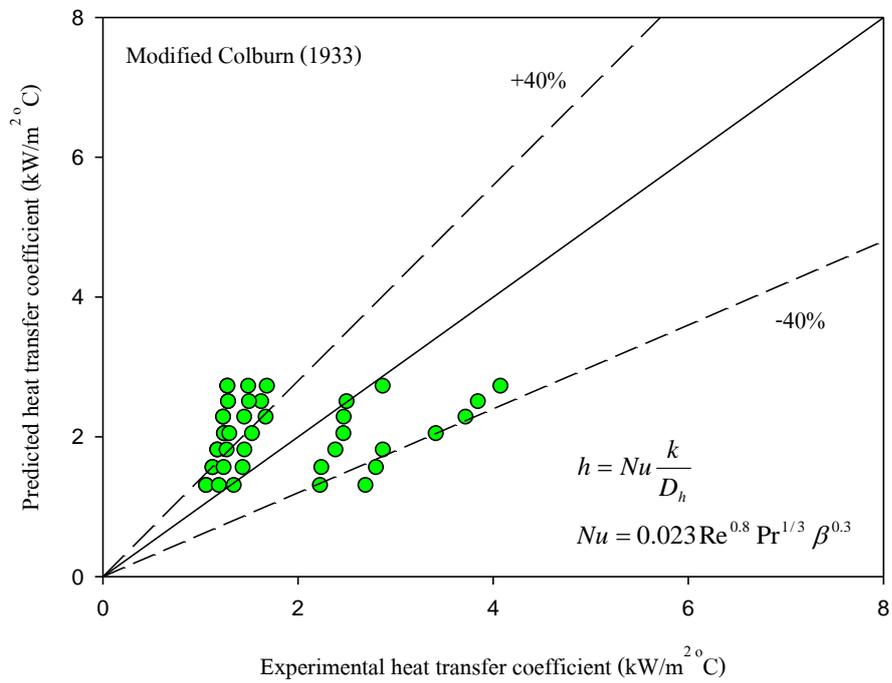


(b) Gnielinski (1976)



(c) Li and Xuan (2002)

รูปที่ 22 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากผลการทดลอง และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ได้จากสหสัมพันธ์ที่เสนอโดย (a) Colburn (1993), (b) Gnielinski (1976) และ (c) Li and Xuan (2002)



รูปที่ 23 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากผลการทดลองกับค่าสัมพันธ์ใหม่

บทที่ 5 สรุปผลการทดลอง

สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาดังกล่าวเพื่อศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็น R32 ขณะไหลผ่านท่อแบนที่มีพื้นที่หน้าตัดสลับไปมา ท่อทดสอบทำมาจากทองแดงซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเท่ากับ 3.4 มิลลิเมตร ยาว 440 มิลลิเมตร และเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (D_h) เท่ากับ 2 มิลลิเมตร โดยทำการทดลองการไหลของของไหลสองแบบ คือ การไหลสถานะเดียว (Single-phase) และการไหลสองสถานะ (Two-phase) นอกจากนี้ ยังได้ทำการเปรียบเทียบคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็นชนิด R32 กับ R290 ซึ่งเป็นสารทำความเย็นที่เป็นสารไฮโดรคาร์บอน และเป็นสารทำความเย็นที่มีศักยภาพที่มีแนวโน้มจะนำมาใช้ในอนาคตได้ สามารถสรุปได้ดังนี้

1. จากผลการทดลองการไหลของของไหลสถานะเดียว (Single-phase) สรุปได้ว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเรย์โนลด์ พลักซ์ความร้อน และอุณหภูมิมีค่าสูงขึ้น โดยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ได้อยู่ในช่วง $0.5-5 \text{ kW/m}^2\text{K}$ ค่าความดันลดจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเรย์โนลด์มีค่าสูงขึ้นซึ่งค่าความดันลดที่ได้จากการทดลองอยู่ในช่วง $10-40 \text{ kPa}$ ส่วน พลักซ์ความร้อน และอุณหภูมิไม่มีผลต่อค่าความดันลด และเมื่อนำสารทำความเย็นทั้งสองชนิดมาเปรียบเทียบแสดงให้เห็นว่า สารทำความเย็น R32 มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันลดน้อยกว่าสารทำความเย็น R290 ที่พลักซ์มวล พลักซ์ความร้อน และอุณหภูมิเดียวกัน

2. จากผลการทดลองการไหลของของไหลสองสถานะ (Two-phase) สรุปได้ว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าคุณภาพไอ พลักซ์ความร้อน พลักซ์มวล มีค่าสูงขึ้นและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิของสารทำความเย็นลดต่ำลงโดยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ได้อยู่ในช่วง $1-10 \text{ kW/m}^2\text{K}$ ค่าความดันลดจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าคุณภาพไอและพลักซ์มวลมีค่าสูงขึ้น ซึ่งค่าความดันลดที่ได้จากการทดลองอยู่ในช่วง $10-200 \text{ kPa}$ ส่วน พลักซ์ความร้อนไม่มีผลต่อค่าความดันลด

3. เมื่อนำสารทำความเย็นทั้งสองชนิดมาเปรียบเทียบแสดงให้เห็นว่า สารทำความเย็น R32 มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนน้อยกว่าสารทำความเย็น R290 แต่สารทำความเย็น R32 มีความดันลดมากกว่าสารทำความเย็น R290 ที่พลักซ์มวล พลักซ์ความร้อน และอุณหภูมิเดียวกัน

4. จากสหสัมพันธ์ที่นำเสนอโดย (Colburn. 1933), (Gnielinski. 1976) และ (Li and Xuan. 2002) ไม่สามารถนำมาใช้ทำนายค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของชุดอุปกรณ์การทดลองนี้ได้ เนื่องจากไม่สามารถทำนายผลได้อย่างถูกต้อง และได้นำเสนอสหสัมพันธ์ใหม่โดยการนำสหสัมพันธ์ของ (Colburn. 1933) มาเป็นแบบอย่างสำหรับการทดลองนี้

แผนการดำเนินงานวิจัย

ปี (งบประมาณ)	กิจกรรม	เดือนที่												ร้อยละของ กิจกรรมใน ปีงบประมาณ	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
2562	จัดทำข้อมูลพื้นฐาน/รวบรวม														10
	เอกสารและวางแผนการ ทดลอง														10
2562	จัดหาชุดทดสอบ สารทำความ เย็นและเครื่องมือสำหรับทำ วิจัย														15
															15
2562	ศึกษาพารามิเตอร์ที่มีผลต่อ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความ ร้อน														20
															20
2562	วิเคราะห์พารามิเตอร์ที่มีผลต่อ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความ ร้อน ได้แก่ รูปทรงของท่อ														20
	แลกเปลี่ยนความร้อน ฟลักซ์ มวล ฟลักซ์ความร้อน อุณหภูมิ อิมัลชัน และค่าคุณภาพไอ														20
2562	ประเมินผลและวิเคราะห์ข้อมูล														20
															20
2562	เผยแพร่และจัดทำรายงาน														15
															15
รวมร้อยละกิจกรรมทั้งหมด															100
รวมร้อยละกิจกรรมที่ทำแล้วเสร็จ															100

เอกสารอ้างอิง

- Çengel, Yunus A., Cimbala, John M. Turner, R. H. (2017). Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences (5th ed.). New York : McGraw-Hill Education
- Colburn, A. P. (1933). "A method of correlating forced convectin heat transfer data and a comparison with fluid friction," Trans. AIChE. 29, 174 - 210.
- Darzi, M., and Park, C. (2017). Experimental Visualization and Numerical Simulation of Liquid-Gas Two-Phase Flows in a Horizontal Pipe
- Forooghi, P., Flory, M., Bertsche, D., Wetzels, T., and Frohnepfel, B. (2017). "Heat transfer enhancement on the liquid side of an industrially designed flat-tube heat exchanger with passive inserts – Numerical investigation," Applied Thermal Engineering. 123, 573–583
- Gnielinski, V. (1976). "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow," International Chemical Engineering. 16(2), 359 - 368.
- Kaew-On, J., Naphattharanun, N., Binmud, R., and Wongwises, S. (2016). "Condensation heat transfer characteristics of R134a flowing inside mini circular and flattened tubes," International Journal of Heat and Mass Transfer. 102, 86–97
- Kaew-On, J., and Wongwises, S. (2012). "New proposed two-phase multiplier and evaporation heat transfer coefficient correlations for R134a flowing at low mass flux in a multiport minichannel," International Communications in Heat and Mass Transfer. 39(6), 853–860
- Keepailoon, C., and Wongwises, S. (2015). "Two-phase flow patterns and heat transfer characteristics of R134a refrigerant during flow boiling in a single rectangular micro-channel," Experimental Thermal and Fluid Science. 66, 36–45
- Kim, N. H., Lee, E. J., and Byun, H. W. (2013). "Condensation heat transfer and pressure drop in flattened smooth tubes having different aspect ratios," Experimental Thermal and Fluid Science. 46, 245–253
- Li, B., Feng, B., He, Y.-L., and Tao, W.-Q. (2006). "Experimental study on friction factor and numerical simulation on flow and heat transfer in an alternating elliptical axis tube," Applied Thermal Engineering. 26(17), 2336–2344

- Li, Q. and Xuan, Y. (2002). "Convective heat transfer and flow characteristics of Cu-water nanofluid." Science in China Series E Technolglcal Science. 45, 408 - 416.
- Liu, N., and Li, J. (2015). "Experimental study on condensation heat transfer of R32, R152a and R22 in horizontal minichannels," Applied Thermal Engineering. 90, 763–773
- Liu, S., and Sakr, M. (2013). "A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers," Renewable and Sustainable Energy Reviews. 19, 64–81
- López-Belchí, A., Illán-Gómez, F., García Cascales, J. R., and Vera García, F. (2016). "R32 and R410A condensation heat transfer coefficient and pressure drop within minichannel multiport tube. Experimental technique and measurements," Applied Thermal Engineering. 105, 118–131
- Meng, J.-A., Liang, X.-G., Chen, Z.-J., and Li, Z.-X. (2005). "Experimental study on convective heat transfer in alternating elliptical axis tubes," Experimental Thermal and Fluid Science. 29(4), 457–465
- Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Makhnatch, P., and Molés, F. (2017). "Refrigerant R32 as lower GWP working fluid in residential air conditioning systems in Europe and the USA," Renewable and Sustainable Energy Reviews. 80, 1031–1042
- Sajadi, A R, Yamani Douzi Sorkhabi, S., Ashtiani, D., and Kowsari, F. (2014). "Experimental and numerical study on heat transfer and flow resistance of oil flow in alternating elliptical axis tubes," International Journal of Heat and Mass Transfer. 77(Supplement C), 124–130
- Sajadi, Ahmad Reza, Kowsary, F., Bijarchi, M. A., and Yamani Douzi Sorkhabi, S. (2016). "Experimental and numerical study on heat transfer, flow resistance, and compactness of alternating flattened tubes," Applied Thermal Engineering. 108(Supplement C), 740–750
- Sakamatapan, K., and Wongwises, S. (2014). "Pressure drop during condensation of R134a flowing inside a multiport minichannel," International Journal of Heat and Mass Transfer. 75, 31–39

กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน. (2560). "สถานการณ์พลังงานของประเทศไทย มกราคม-เมษายน 2560," สืบค้นเมื่อ 2 พฤษภาคม 2562, จาก http://www.dede.go.th/download/state_59/frontpage_apr60.pdf

กระทรวงพลังงาน. (2558). "นโยบายพลังงานกับภาคอุตสาหกรรม," สืบค้นเมื่อ 2 พฤษภาคม 2562, จาก <http://www.iie.or.th/iie2014/images/postdoc/files/1.นโยบายพลังงานกับภาคอุตสาหกรรม - กระทรวงพลังงาน.pdf>

กระทรวงพลังงาน. (2559). "ยุทธศาสตร์กระทรวงพลังงาน (พ.ศ. 2559-2563)," สืบค้นเมื่อ 2 พฤษภาคม 2562, จาก <http://energy.go.th/2015/wp-content/uploads/2016/02/docpl2559-2563.pdf>

ธนาคม สุนทรชัยนาคแสง. (2547). การถ่ายเทความร้อน. กรุงเทพมหานคร : สำนักพิมพ์ท็อป

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. (2554a). "ท่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนแบบร่องเกลียว," ประเทศไทย: 1101003634

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. (2554b). "อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อขดเป็นวง," ประเทศไทย: 31282

สำนักงานนโยบายและแผนทรัพยากรธรรมชาติและสิ่งแวดล้อม. (2558). "Intended Nationally Determined Contribution and Relevant Information," สืบค้นเมื่อ 2 พฤษภาคม 2562, จาก http://www4.unfccc.int/submissions/INDC/Published Documents/Thailand/1/Thailand_INDC.pdf

สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน. (2558). "แผนอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2558-2579," สืบค้นเมื่อ 2 พฤษภาคม 2562, จาก <http://www.eppo.go.th/images/POLICY/PDF/EEP2015.pdf>

สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน. (2559). "พิธีสารเกียวโต (Kyoto Protocol)," สืบค้นเมื่อ 2 พฤษภาคม 2562, จาก <http://www.eppo.go.th/index.php/th/plan-policy/climatechange/unitednation/kyotocol-protocol/kyotocol-protocol>

สิตาวีร์ ชีรวีรุฬห์. (2559). "ทิศทางการแก้ไขและรับมือกับวิกฤตโลกร้อนระดับโลกจากการประชุม COP21," สืบค้นเมื่อ 2 พฤษภาคม 2562, จาก http://www.parliament.go.th/ewtadmin/ewt/parliament_parcy/ewt_dl_link.php?nid=32521

องค์การบริหารจัดการก๊าซเรือนกระจก (องค์การมหาชน). (n.d.). "ค่าศักยภาพในการทำให้เกิดภาวะโลกร้อน," สืบค้นเมื่อ 2 พฤษภาคม 2562, จาก <http://www.tgo.or.th/2015/thai/content.php?s1=10&s2=171>