

สหสัมพันธ์ใหม่สำหรับการทำนายค่าความดันลดขณะควบแน่น ของสารทำความเย็น R134a ภายในท่อแบน

New Applicable Correlations to Predict Pressure Drop of R134a for the Flattened Tubes

รอนี บิลมุด¹ อมาวสี รุกเรือง² สมชาย วงศ์วิเศษ³ และจตุพร แก้วอ่อน^{4*}

Ronee Bilmud¹, Amawasee Rukruang², Somchai Wongwiset³ and Jatuporn Kaew-On^{4*}

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อนำเสนอสหสัมพันธ์ใหม่ที่ใช้ในการทำนายค่าความดันลดขณะควบแน่นของสารทำความเย็น R134a ภายในท่อแบน ที่อัตราส่วนความกว้างต่อความสูงต่างกัน 3 ขนาดคือ 0.72 (FT1) 3.49 (FT2) และ 7.06 (FT3) เปรียบเทียบกับท่อกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 3.55 มิลลิเมตร ที่ฟลักซ์มวล 200 ถึง 800 kg/m²s ฟลักซ์ความร้อนที่ 10 - 40 kw/m² ความดันอิ่มตัวที่ 8 10 และ 12 bar คุณภาพไอที่ 0.2 ถึง 0.8 ผลจากการศึกษาทดลองพบว่าค่าความดันลดมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์มวล ฟลักซ์ความร้อนและค่าคุณภาพไอเพิ่มขึ้น และที่ความดันอิ่มตัวที่ 8 10 และ 12 bar ค่าความดันลดมีค่าลดลงอย่างมีนัยสำคัญ ตามลำดับ ค่าความดันลดของท่อแบนมีค่าเพิ่มสูงขึ้นอย่างมากที่ฟลักซ์มวลสูง เมื่อเปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดลองกับสหสัมพันธ์ที่มีผู้ศึกษามาแล้วพบว่า สมการดังกล่าวไม่สามารถใช้ทำนายค่าความดันลดของท่อแบนได้ ดังนั้นสหสัมพันธ์ที่พัฒนาขึ้น สามารถใช้ทำนายค่าความดันลดของข้อมูลจำนวน 80 % โดยให้ความคลาดเคลื่อนไม่เกิน 30 %

คำสำคัญ: การควบแน่น ความดันลด สารทำความเย็น R134a ท่อแบน

Abstract

The objective of this study that proposed new correlations to predict pressure drop during condensation of R134a for the flattened tubes. The flattened tubes are made from 3.55 mm inner diameter of round tubes. The tested tube configurations are as follows: circular tube with 3.55 mm inner diameter; flattened tube with aspect

¹ นิสิตปริญญาโท สาขาฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ พัทลุง 93210

² นิสิตปริญญาโท หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ พัทลุง 93210

³ ศ.ดร., ประจำห้องปฏิบัติการ Fluid Mechanics, Thermal Engineering and Multiphase Flow Research Laboratory (FUTURE), ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี กรุงเทพฯ 10140

⁴ ผศ.ดร., ประจำห้องปฏิบัติการ Thermal-Fluids Lab หลักสูตรวิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยทักษิณ พัทลุง 93210

¹ Graduate Student, Mater Degree, Department of Physics, Faculty of Science, Thaksin University, Phattalung, 93210

² Graduate Student, Mater Degree, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Thaksin University Phattalung, 93210

³ Prof. Dr. of Fluid Mechanics, Thermal Engineering and Multiphase Flow Research Lab. (FUTURE) Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangmod, Bangkok, 10140

⁴ Asst. Prof. Dr., Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Thaksin University, Phattalung, 93210

* Corresponding author: Tel.: 0848571176. E-mail address: ronee.bi@gmail.com, kaew_on@yahoo.com

0.72 (FT1); 3.49 (FT2); and 7.06 (FT3) aspect ratio respectively. The experimental range covers mass flux of 200-800 kg/m²s, heat flux 10 - 40 kW/m², saturation pressure 8, 10 and 12 bar, and vapor quality 0.1 - 0.8. The results showed that condensation pressure drop increased with the increase of mass flux, heat flux and vapor quality in the other hand; pressure drop decreased that have significantly affected by saturation pressure 8, 10, and 12 respectively. The existing correlations are not successful for the prediction condensation pressure drop of flattened tubes. A proposed correlation can be used to predict pressure drop as 80 % of the experimental data within ± 30 %.

Keywords: Condensation, Pressure Drop, Refrigerant, R134a , Flattened Tubes

บทนำ

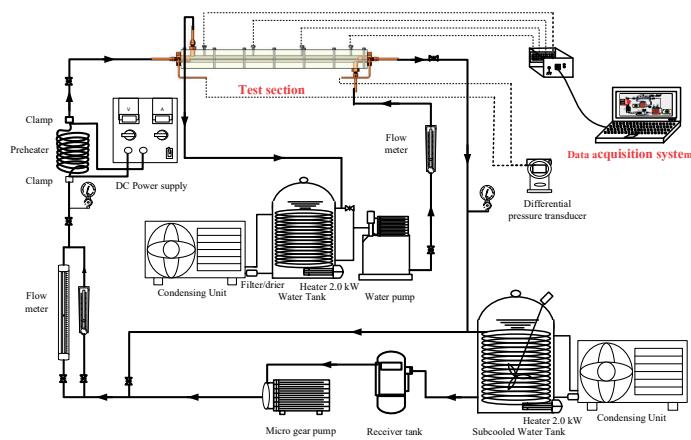
การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดี สามารถนำไปสู่ประสิทธิภาพในการใช้พลังงานในระบบเครื่องปรับอากาศเครื่องทำความเย็นตลอดจนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรมต่างๆ ซึ่งสามารถทำได้ในหลายๆ วิธี ท่อแบนได้รับความสนใจเป็นอย่างมากที่จะนำมาใช้แทนท่อกลมในส่วนประกอบหลักของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพราะท่อแบนจะมีลักษณะเด่นอยู่สองอย่างเมื่อเปรียบเทียบกับท่อกลมคือ การมีพื้นที่ผิวการสัมผัสในการแลกเปลี่ยนความร้อน (Surface Heat Transfer Contact Area) มากขึ้น และการสัมผัสระหว่างสารทำงานและผิวภายในท่อมีมากขึ้น แต่อย่างไรก็ตามการนำท่อที่มีลักษณะแบนมาใช้ก็มีข้อเสียเหมือนกันนั่นคือความดันตกที่เกิดขึ้นจะมีค่าสูงขึ้นด้วยดังนั้นในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น นอกจากความสำคัญของประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนแล้ว ยังต้องคำนึงถึงความดันตกที่เกิดขึ้นด้วย เพราะนั่นหมายถึงการใช้พลังงานและต้นทุนในการผลิต

จากการศึกษางานในอดีต พบว่าในปี 2009 ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกแบบประหลาดระหว่างการไหลสองสถานะของไพรเฟน ของท่อขนาดเล็กแบบราบเรียบในแนวราบของท่อสแตนเลส ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเป็น 1.5 mm และ 3.0 mm และความยาวเป็น 1,000 mm และ 2,000 mm ที่ฟลักซ์ความร้อน 5 - 10 kW/m² และ ฟลักซ์มวลที่ 50 - 400 kg/m²s อุณหภูมิอิ่มตัว 10.5 และ 0 องศาเซลเซียส และมีคุณภาพไอ 1.0 จากการศึกษาครั้งนี้ได้มีการสร้างสหสัมพันธ์ขึ้นมาใหม่สำหรับการทำนายค่าจากการถ่ายเทความร้อนผ่านช่องทางขนาดเล็ก [1] การศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกจากสารทำความเย็น ในท่อแบน ที่เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อกลม 5.0 มิลลิเมตร ที่ทำให้เปลี่ยนรูปที่อัตราส่วนที่แตกต่างกันสามขนาดที่ 2 4 และ 6 ความสูงภายในของท่อแบนเป็น 3.1 mm 1.7 mm และ 1.2 mm ตามลำดับ ที่อุณหภูมิอิ่มตัว 45 องศาเซลเซียส ฟลักซ์ความร้อน 10 kW/m² ฟลักซ์มวล 100 - 400 kg/m²s และคุณภาพของไอ 0.2 - 0.8 ผลที่เกิดจากการเปลี่ยนอัตราส่วนของท่อกลม ทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีการเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนที่เพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตามถ้ามองถึงความเป็นจริง ค่าความดันตกเพิ่มขึ้นเสมอเมื่ออัตราส่วนความกว้างต่อความสูงของท่อมีการเพิ่มขึ้น สมการการถ่ายเทความร้อนในท่อกลม สหสัมพันธ์ที่ใช้ไม่สามารถที่จะทำนายข้อมูลการถ่ายเทความร้อนของท่อแบนได้ [2] และจากการศึกษาในอดีตพบอีกว่าสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการหาค่าความดันตกมีการนำเสนอในหลายๆ สมการ ไม่ว่าจะเป็นของ Chisholm, D. [3] Friedel, L. [4] Lockhart, R.W. and Martinelli, R.C. [5] Mishima, K. and Hibiki, T. [6] Zhang, M. and Webb, R.L. [7] จากการทบทวนงานในอดีตที่ผ่านมาพบว่า ค่าสหสัมพันธ์ที่ใช้หาค่าความดันตกส่วนใหญ่เป็นท่อกลม ซึ่งส่วนของท่อแบนยังมีอยู่น้อย

ดังนั้นงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาถึงค่าความดันลดที่เกิดขึ้นภายในท่อแบบขณะเกิดการควบแน่นของสารทำความเย็นชนิด R134a ซึ่งเป็นสารทำความเย็นชนิดที่นิยมใช้กันอย่างกว้างขวางในอุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศในปัจจุบัน โดยงานวิจัยนี้จะมุ่งเน้นไปที่การศึกษาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของการไหลภายในท่อแบบ และศึกษาเชิงเปรียบเทียบกับทอกลม จากนั้นก็นำผลที่ได้มาเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ที่มีอยู่ซึ่งได้จากการทบทวนงานในอดีต สุดท้ายของงานวิจัยนี้ก็จะเป็นการนำเสนอสหสัมพันธ์เพื่อใช้ในการทำนายค่าความดันลด ซึ่งสหสัมพันธ์ที่ได้นี้ก็จะมีถูกนำมาใช้ได้จริงในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ท่อแบบ

วัสดุ อุปกรณ์ และวิธีดำเนินการ

การศึกษาเชิงทดลองการถ่ายเทความร้อนในท่อแบบจะดำเนินการทดสอบโดยกระบวนการควบแน่น ที่มีของไหลเป็นสารทำความเย็น R134a และน้ำเป็นสารหล่อเย็น ซึ่งจะดำเนินการทดลองในรูปแบบการไหลสองสถานะ โดยควบคุมอุณหภูมิอิ่มตัวที่ 40 ถึง 50 °C ฟลักซ์ความร้อน 10 ถึง 40 kW/m² ฟลักซ์มวล 200 ถึง 800 kg/m²s และค่าคุณภาพไอน้ำ 0.2 ถึง 0.8 ในชุดการทดลองที่แสดงดังภาพที่ 1 ส่วนประกอบหลักของระบบมี 5 ส่วน ได้แก่ ส่วนของชุดทดสอบทดสอบ ส่วนของการทำความเย็น ส่วนของการทำความร้อน ส่วนของการระบายความร้อน และส่วนชุดของการเก็บข้อมูล

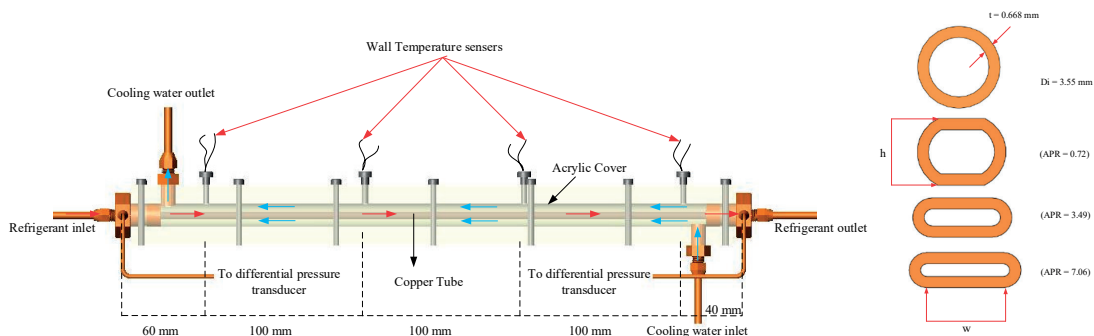


Experimental conditions

Working fluid	R134a
Water temperature	40 - 50 (°C)
Circular Copper (mm)	3.55
Fate tube No.1	APR = 0.72
Fate tube No.2	APR = 3.49
Fate tube No.3	APR = 7.06
Heat flux	10 - 40 (kW/m ²)
Mass flux	200 - 800 (kg/m ² s)
Vapor quality	0.1 - 0.8



ภาพที่ 1 ชุดอุปกรณ์การทดลองและเงื่อนไขการทดลอง



ภาพที่ 2 แผนภาพชุดทดสอบและขนาดท่อทดสอบ

ชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของกระบวนการไหลเวียนของสารทำความเย็น แสดงภาพที่ 2 ขั้นตอนการทดลองเริ่มจากใช้เกียร์ปั๊มสูบล้างสารทำความเย็นในสถานะของเหลวจากถังเก็บเข้าสู่ส่วนทดสอบ โดยที่อัตราการไหลของสารจะถูกควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์ (Inverter) อุณหภูมิของสารทำความเย็นด้วยวิธีการรับความร้อนโดยตรง (Direct Heating Method) โดยใช้ DC Power Supply ขนาด 15 โวลต์ (V) 120 แอมแปร์ (A) เป็นแหล่งจ่ายพลังงาน ควบคุมค่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งทางเข้าและทางออกในช่วง 0.2 - 0.8 สารทำงานที่ออกจากช่วงการทดสอบจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น จึงใช้ชุดระบายความร้อน (Cooling Loop) ในการปรับอุณหภูมิของสารทำงานให้กลับมาสู่ค่าเดิม และเมื่อสารทำงานมีอุณหภูมิเท่ากับเงื่อนไขที่ได้ตั้งไว้จะถูกส่งไปเก็บที่ถังเก็บ และเริ่มใช้เป็นสารทำงานต่อไป ใช้เครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติเก็บค่าที่ตำแหน่งต่างๆ บนชุดทดสอบ (Test Section) โดยมีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล (Type T) และ Pressure Transducer เพื่อวัดค่าจากการทดลอง

สมการที่ใช้ในการคำนวณ

ความดันลดของการไหลสองสถานะ

การวิเคราะห์ความดันลดของการไหลสองสถานะก็มีพื้นฐานจากการไหลของสถานะเดียว โดยใช้สมการพื้นฐาน คือ สมการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการอนุรักษ์พลังงาน ค่าความดันลดรวมทั้งหมดของระบบสามารถหาได้จากสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ความดันลดเนื่องจากความเร่งของของไหล ความดันลดทางเข้า ความดันลดทางออกจากการสมการ

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{fric}} + \Delta P_a + \Delta P_{\text{inlet}} + \Delta P_{\text{outlet}} \quad (1)$$

เมื่อ ΔP_{total} คือ ความดันลดรวมทั้งหมดระบบ ΔP_{fric} คือ ความดันลดเนื่องจากแรงเสียดทานจากความขรุขระของท่อ ΔP_a คือ ความดันลดเนื่องจากแรงเสียดทานจากความเร่ง ΔP_{inlet} คือ ความดันเนื่องจากแรงเสียดทานทางเข้า ΔP_{outlet} คือ ความดันลดเนื่องจากแรงเสียดทานทางออกโดยที่ความดันลดเนื่องจากแรงเสียดทานจากความขรุขระของท่อ ΔP_{fric} จะหาได้จาก

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

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

$$\Delta P_L = f \frac{L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho} \quad (3)$$

เมื่อ f คือ สัมประสิทธิ์เสียดทานที่เกิดจากการไหล G คือ ฟลักซ์มวล L คือ ความยาวของชุดทดสอบ D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ρ คือ ความหนาแน่น โดยที่ Two-phase Multiplier จะหาได้จากสมการ

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (4)$$

โดยที่ X คือ Martinelli Parameter ซึ่งจะหาได้จากสมการ

$$X^2 = \left(\frac{dp}{dz} \right)_L / \left(\frac{dp}{dz} \right)_G \quad (5)$$

ผลการวิจัย

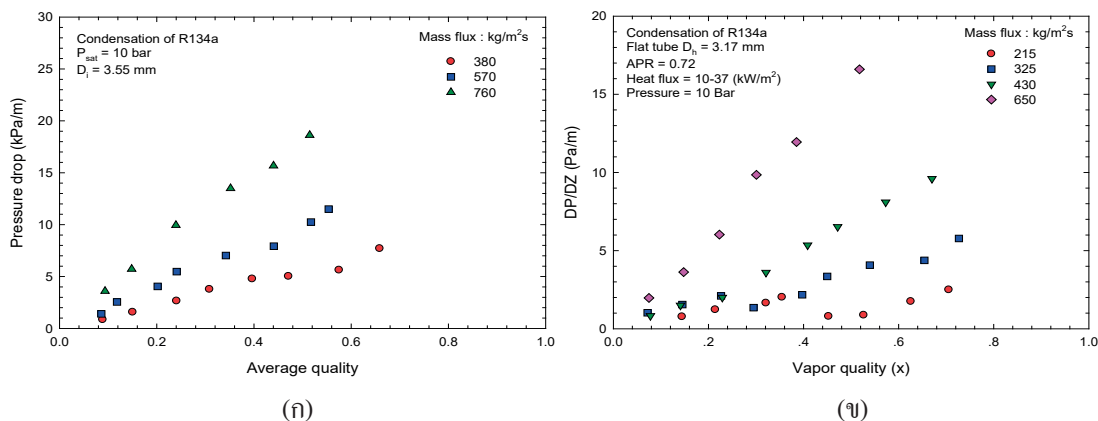
ผลการทดลองของค่าความดันลด

จากภาพที่ 4(ก) และ 4(ข) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดต่อค่าคุณภาพไอน้ำที่ฟลักซ์มวลต่างกัน ซึ่งภาพที่ 4(ก) เปรียบเทียบจากท่อกลมเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 3.55 mm ฟลักซ์มวลต่างกัน 380 570 และ 760 kg/m²s และภาพที่ 4(ข) เปรียบเทียบจากท่อแบนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก 3.17 mm ฟลักซ์มวลต่างกัน 215 325 430 และ 650 kg/m²s จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ทั้งสอง แสดงให้เห็นว่าค่าความดันลดมีค่าเพิ่มตามค่าคุณภาพไอน้ำที่เพิ่มขึ้น และเมื่อฟลักซ์มวลมีค่าเพิ่มขึ้นค่าความดันลดก็จะมีค่าเพิ่มขึ้นด้วย

จากภาพที่ 5 เป็นความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดต่อค่าฟลักซ์มวลที่ฟลักซ์ความร้อนต่างกัน ที่ความดัน 10 bar โดยจะเห็นได้ว่าที่ฟลักซ์มวลต่ำๆ 350 ถึง 390 ค่าความดันลดจะมีค่าใกล้เคียงกัน ที่ค่าของฟลักซ์ความร้อนต่างกันแต่ที่ฟลักซ์มวลสูงๆ 750 ถึง 790 ค่าความดันลดจะมีค่าสูงขึ้นที่ฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้น ดังนั้นความสัมพันธ์ของฟลักซ์ความร้อนต่อค่าความดันลดสรุปได้ว่า ค่าความดันลดจะมีค่าสูงขึ้นเมื่อฟลักซ์มวลและฟลักซ์ความร้อนมีค่าสูง และจากภาพที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดต่อค่าคุณภาพไอน้ำ ที่ความดันต่างกัน 8 10 และ 12 bar ตามลำดับ จะเห็นได้ว่าค่าความดันลดจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อค่าคุณภาพไอน้ำเพิ่มขึ้นและที่ความดันต่างกัน 8 10 และ 12 bar จะเห็นได้ว่าค่าความดันลดมีค่าใกล้เคียงกัน โดยที่ความดัน 12 bar มีค่าความดันลดน้อยสุด และที่ความดัน 8 bar มีค่าความดันลดมากที่สุด จากภาพที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดกับค่าคุณภาพไอน้ำที่อัตราส่วนของท่อต่างกัน ที่ท่อกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 3.55 mm ท่อแบน 3 ขนาดที่อัตราส่วนความกว้างต่อความสูงที่ 0.72 3.49 และ 7.06 ที่ความดันอิ่มตัว 10 bar ฟลักซ์ความร้อนอยู่ที่ 370 - 440 และ 590 - 750 kg/m²s ตามลำดับ จะเห็นได้ว่าค่าความดันลดของท่อแต่ละท่อนั้นเป็นไปในทางเดียวกัน ซึ่งขนาดของท่อนั้นไม่ได้ส่งผลต่อค่าความดันลดมากนักแต่ตัวที่ส่งผลต่อค่าความดันลดคือค่าฟลักซ์มวล

จากภาพที่ 8(ก) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าคุณภาพไอน้ำที่ได้จากการทดลองเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากสหสัมพันธ์ของท่อกลม ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 3.55 mm ฟลักซ์ความร้อนอยู่ที่ 10 - 40 kW/m² ฟลักซ์มวล 380 390 และ 560 kg/m²s และได้นำสหสัมพันธ์ที่เสนอโดย Lockhart-Martinelli

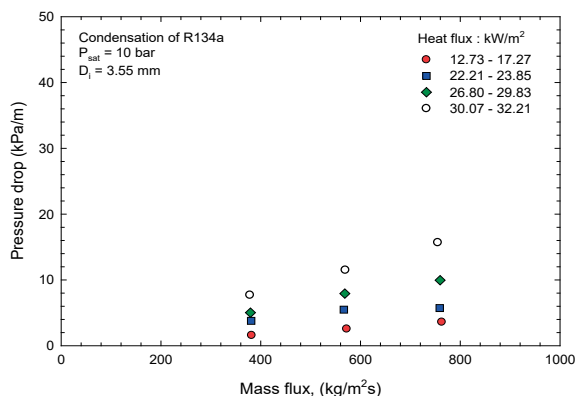
[5] Friedel [4] Mishima and Hibiki [6] Zhang and Webb [7] และ Müller [8] มาเปรียบเทียบ ซึ่งเห็นได้ว่าค่าความดันลดที่ได้จากการทดลองเทียบกับค่าความดันลดที่ได้จากสหสัมพันธ์ ซึ่งจากกราฟเห็นได้อย่างชัดเจนว่า ค่าความดันลดจากการทดลองมีค่าสูงกว่าค่าความดันลดจากสหสัมพันธ์ ซึ่งสรุปได้ว่า ในท่อที่มีขนาดเล็กมากและท่อแบนนั้น ค่าความดันลดมีค่าสูง สหสัมพันธ์ที่นำมาใช้ไม่สามารถทำนายค่าความดันลดของท่อกลมขนาดเล็กและท่อแบนได้ เนื่องจากท่อที่ใช้ในชุดทดลองนี้มีขนาดเล็กมาก และมีความแบนที่แตกต่างกัน อีกทั้งสหสัมพันธ์ที่ใช้มีความเก่าแก่



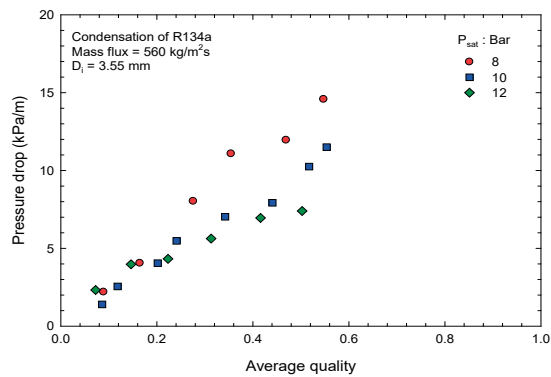
ภาพที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดกับค่าคุณภาพไอที่ฟลักซ์มวลต่างกัน

(ก) ท่อกลม ฟลักซ์มวล 380 570 และ 760 kg/m²s และ (ข) ท่อแบน ฟลักซ์มวล 215 325 430 และ 650 kg/m²s

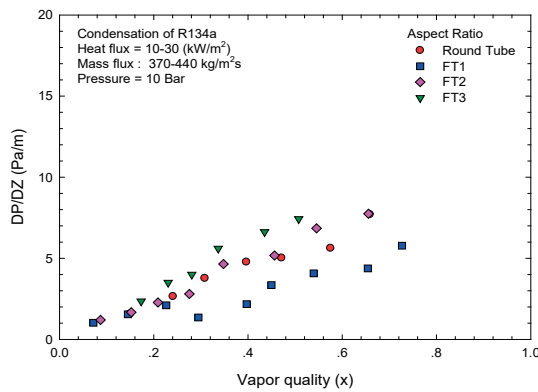
ภาพที่ 8(ข) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดและค่าคุณภาพไอที่ได้จากการทดลองเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากสหสัมพันธ์ของท่อแบน $D_h = 3.17$ mm (FT1) ที่ฟลักซ์มวลต่างกัน 215 325 430 และ 650 kg/m²s และได้นำสหสัมพันธ์ที่เสนอโดย Lockhart-Martinelli [5] Chisholm [3] Friedel [4] Mishima and Hibiki [6] Wang *et al.* [9] Tran *et al.* [10] Zhang and Webb [7] และ Wilson *et al.* [11] มาเปรียบเทียบ แสดงให้เห็นว่าเมื่อฟลักซ์มวลมีค่าสูงขึ้น ผลของค่าความดันลดที่ได้จากการทดลองจะมีค่าสูงกว่าของสหสัมพันธ์ที่นำเสนออย่างชัดเจน แต่ที่ฟลักซ์มวลน้อยๆ นั้น ค่าความดันลดจากการทดลองมีค่าไปในทางเดียวกันกับสหสัมพันธ์



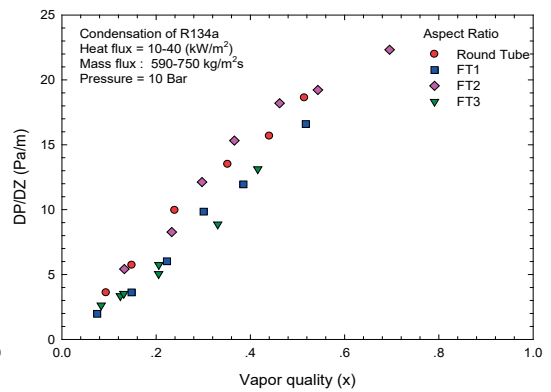
ภาพที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดต่อค่าฟลักซ์มวลที่ฟลักซ์ความร้อนต่างกัน



ภาพที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดกับค่าคุณภาพไอที่ความดันต่างกัน

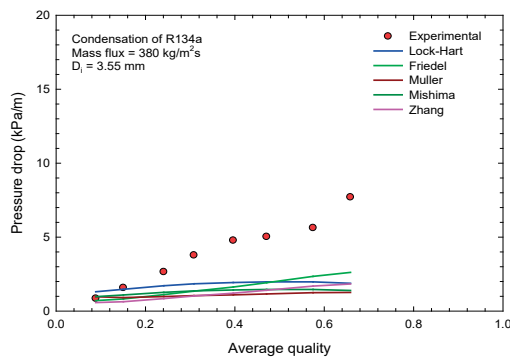


(ก)

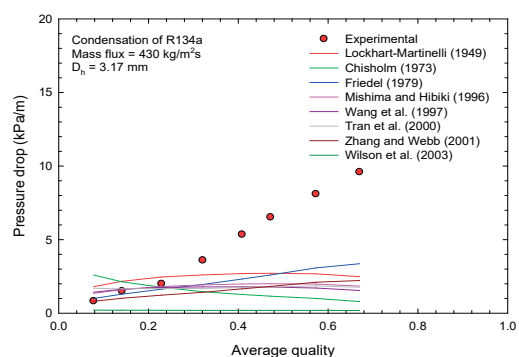


(ข)

ภาพที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดกับค่าคุณภาพไอที่อัตราส่วนของท่อต่างกัน
เมื่อฟลักซ์ความร้อน (ก) 370 - 440 kg/m²s (ข) 590 - 750 kg/m²s



(ก)

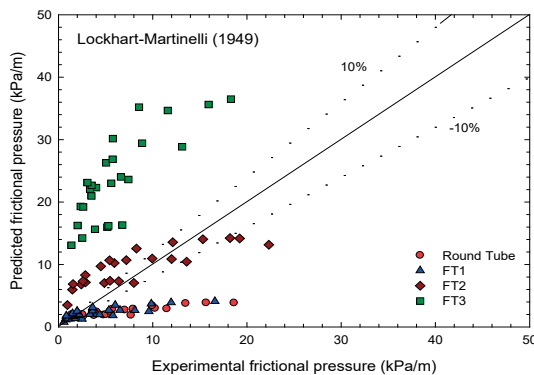


(ข)

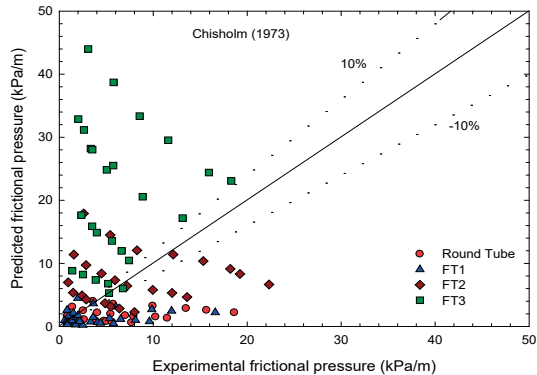
ภาพที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดจากการทดลองเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์

จากภาพที่ 9(ก) 9(ข) 9(ค) 9(ง) และ 9(จ) ซึ่งเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ของค่าความดันที่ได้จากการทดลองเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Lockhart-Martinelli [5] Chisholm [3] Friedel [4] Wang *et al.* [9] และ Wilson *et al.* [11] ตามลำดับ เห็นได้อย่างชัดเจน ว่าสหสัมพันธ์ในอดีตนั้นไม่สามารถใช้ทำนายค่าความดันลดของชุดทดสอบนี้ได้

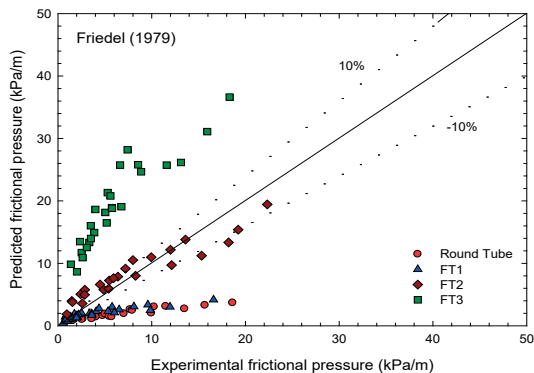
จากภาพที่ 10 แสดงการเปรียบเทียบระหว่าง Two-phase Friction Multiplier กับ Martinelli พารามิเตอร์ของท่อกลมและท่อแบนทั้ง 3 ขนาด กราฟเส้นคือ ค่าคงที่ของ Chisholm [3] 5 10 20 ซึ่งค่าคงที่จะแตกต่างกันจาก 5 ถึง 20 ขึ้นอยู่กับสภาพการไหลของไอและของเหลว ซึ่งที่ $C = 5$ จะเป็นการไหลสองสถานะแบบราบเรียบที่ $C = 10$ จะเป็นการไหลของไอและของเหลวทั้งแบบราบเรียบและปั่นป่วน และที่ $C = 20$ จะเป็นการไหลแบบปั่นป่วนของไอและของเหลว โดยจะเห็นได้ว่าค่า Two-phase Friction Multiplier มีค่าสูงที่ท่อกลมและที่แบน (FT1) และท่อแบน (FT3) มีค่า Two-phase Friction Multiplier น้อยที่สุด



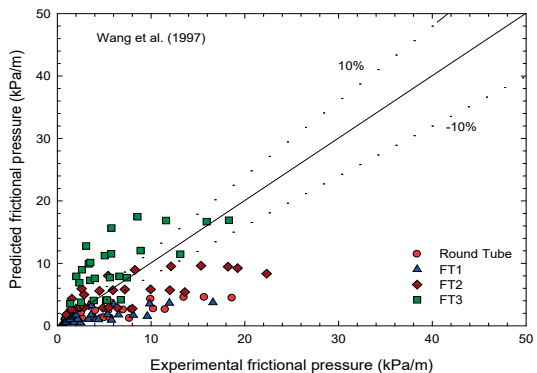
(ก)



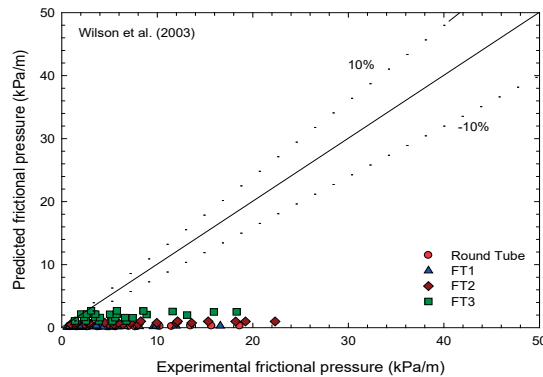
(ข)



(ค)



(ง)



(จ)

ภาพที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดจากการทดลองเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์

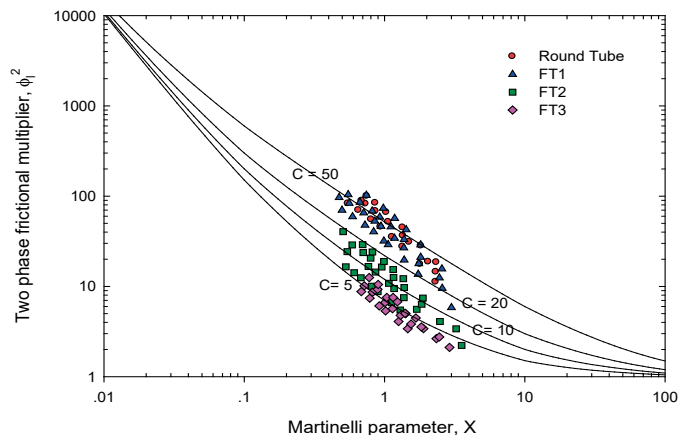
(ก) Lockhart-Martinelli [5] (ข) Chisholm [3] (ค) Friedel [4] (ง) Wang *et al.* [9] และ (จ) Wilson *et al.* [11]

จากภาพที่ 10 เห็นได้อย่างชัดเจนว่าค่าคงที่ C ไม่สามารถใช้ได้กับการหาค่าของ C ในการทดลองนี้ เพราะอาจไม่ได้ขึ้นอยู่กับ Martinelli Parameter เพียงอย่างเดียว แต่ยังมีความสัมพันธ์ของ เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ และ อัตราส่วนความกว้างต่อความสูงของท่อด้วย ดังนั้นจึงได้นำเสนอความสัมพันธ์ของค่า C ขึ้นมาใหม่ดังนี้

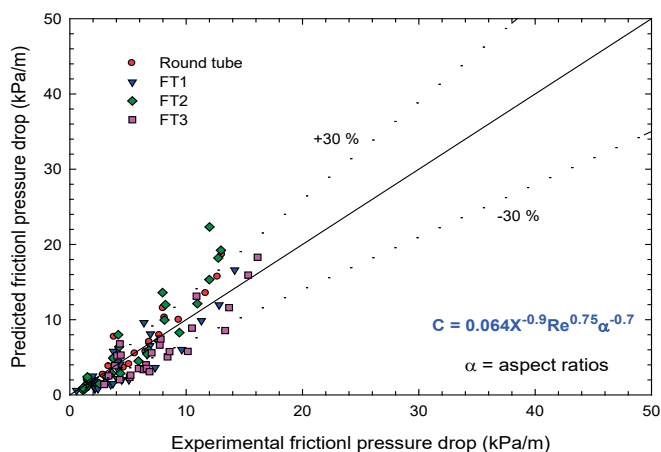
$$C = 0.064X^{-0.9}Re^{0.75}\alpha^{-0.7}$$

เมื่อ X คือ Martinelli Parameter Re คือ เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ และ α คืออัตราส่วนความกว้างต่อความสูงของท่อทดสอบ

จากภาพที่ 11 แสดงค่าความดันลดที่ให้ความสัมพันธ์ ของค่า C ที่นำเสนอกับค่าความดันลดที่ได้จากการทดลอง เห็นได้ว่าประมาณ 80 % ของชุดข้อมูล อยู่ในส่วนเบี่ยงเบน ± 30 %



ภาพที่ 10 ความสัมพันธ์ระหว่าง Two-phase Frictional Multiplier กับ Martinelli Parameter



ภาพที่ 11 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันลดจากการทำนายกับจากการทดลองของสมการที่นำเสนอ

การอภิปรายผล

จากผลการวิจัยนี้ค่าความดันลดมีการเพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์มวล ฟลักซ์ความร้อนและค่าคุณภาพไอเพิ่มขึ้น และที่ความดันอิ่มตัวที่ 8 10 12 bar ค่าความดันลดมีค่าลดลงอย่างมีนัยสำคัญ ตามลำดับค่าความดันลดของท่อแบน มีค่าเพิ่มสูงขึ้นอย่างมากที่ฟลักซ์มวลสูง จากการทดลองเมื่อประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูง จะมีค่าความดันลดสูงด้วย ซึ่งในระบบค่าความดันลดควรมีค่าน้อยเนื่องจากความดันลดมีผลต่อการใช้พลังงานในระบบ แลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นในการทดลองนี้ได้นำเสนอสหสัมพันธ์ใหม่ที่ใช้ในการทำนายค่าความดันลดสำหรับท่อขนาดเล็กมากและท่อแบน ซึ่งท่อแบนที่ใช้จะต้องไม่แบนมากจนเกินไปเพราะมีผลต่อความดันลดในระบบ และค่าฟลักซ์มวลไม่ควรต่ำกว่า 200 และมากกว่า 500 kg/m²s ซึ่งเป็นช่วงที่เกิดการถ่ายเทความร้อนได้ดีและมีความดันลดไม่สูงนัก อีกทั้งยังได้สหสัมพันธ์ใหม่ที่สามารถใช้ได้จริงในทางปฏิบัติอีกด้วย

เอกสารอ้างอิง

- [1] Kwang-II, C., Pamitran, A.S., Ohb, J.T. and Saitoc, K. (2009). "Pressure Drop and Heat Transfer during Two-phase Flow Vaporization of Propane in Horizontal Smooth Mini Channels", **International Journal of Refrigeration**. 32, 837–845.
- [2] Kim, N.H., Lee, E.J. and Byun, H.W. (2013). "Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Flattened Smooth Tube Shaving Different Aspect Ratios", **International Journal of Experimental Thermal and Fluid Science**. 46, 245–253.
- [3] Chisholm, D. (1973). "Pressure Gradients Due to Friction during the Flow of Evaporating Two-phase Mixtures in Smooth Tubes and Channels", **International Journal of Heat and Mass Transfer**. 16, 347–358.
- [4] Friedel, L. (1979). "Improved Frictional Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-phase Flow", **Proceedings European Two Phase Flow Group Meeting**. 18(7), 485–491.

- [5] Lockhart, R.W. and Martinelli, R.C. (1949). “Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-phase, Two-Component Flow in Pipes”, **Chemical Engineering Progress**. 45, 39–48.
- [6] Mishima, K. and Hibiki, T. (1996). “Some Characteristics of Air–water Two-phase Flow in Small Diameter Tube”, **International Journal of Multiphase Flow**. 22, 703–712.
- [7] Zhang, M. and Webb, R.L. (2001). “Correlation of Two-phase Friction for Refrigerants in Small Diameter Tubes”, **Experimental Thermal and Fluid Science**. 25, 131–139.
- [8] Müller-Steinhagen, H. and Heck, K. (1986). “A Simple Friction Pressure Drop Correlation for Two-phase Flow in Pipes”, **Chemical Engineering and Processing**. 20, 297–308.
- [9] Wang, W.W., Radcliff, T.D. and Christensen, R.N. (2002). “A Condensation Heat Transfer Correlation for Millimetre-scale Tubing with Flow Regime Transition”, **Experimental Thermal and Fluid Science**. 26, 473–485.
- [10] Tran, T.N., Wambsganss, M.W. and France D.M. (1996). “Small Circular and Rectangular Channel Boiling with Two Refrigerants”, **International Journal of Multiphase Flow**. 22, 485–498.
- [11] Wilson, M.J., Newell, T.A., Chato, J.C., Infante, C.A. and Ferreira, A. (2003). “Refrigerant Charge Pressure Drop and Condensation Heat Transfer in Flattened Tubes”, **International Journal of Refrigeration**. 26, 442–451.