

ผลกระทบของการไหลกึ่งเสถียรที่มีต่อลักษณะการไหลของ R600a ใน ท่อคาปิลลารีที่ใช้ในระบบทำความเย็น

Effects of Metastable flow on Flow Characteristics of R600a in Capillary Tubes Used in Refrigeration Systems

ปราโมทย์ ลายประดิษฐ์ และ วรเชษฐ์ ภิรมย์ภักดี*

Pramote Laipradit and Worachest Pirompuḡd*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา

169 ถนนลงหาดบางแสน ตำบลแสนสุข อำเภอเมืองชลบุรี จังหวัดชลบุรี 20131

*ผู้นิพนธ์ประสานงาน : worapiro@eng.buu.ac.th

วันที่รับบทความ: 16 ตุลาคม 2568 / วันที่แก้ไขบทความ ครั้งที่ 1 : 1 ธันวาคม 2568 / วันที่แก้ไขบทความ ครั้งที่ 2 : 3 ธันวาคม 2568

วันที่ตอบรับการตีพิมพ์: 9 ธันวาคม 2568

บทคัดย่อ งานวิจัยนี้ ได้นำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายคุณสมบัติของสารทำความเย็น R600a ที่ไหลผ่านท่อคาปิลลารี โดยได้รวมผลกระทบของการไหลกึ่งเสถียรเข้าไปด้วย สำหรับการไหลกึ่งเสถียรนั้น จะเกิดขึ้นเนื่องจากสารทำความเย็น R600a จะยังคงไม่เปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอ แม้ว่า สารทำความเย็น R600a จะมีความดันต่ำกว่าความดันไอแล้วก็ตาม โดยตำแหน่งที่สารทำความเย็น R600a จะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอนั้น จะเลื่อนออกไปจากตำแหน่งเดิม ทำให้อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น R600a มีค่ามากขึ้น สำหรับผลลัพธ์จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้นนี้ ได้ถูกเปรียบเทียบกับผลลัพธ์จากงานวิจัยในอดีต ซึ่งพบว่า มีค่าใกล้เคียงกันและมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน ทำให้มั่นใจในความถูกต้องได้ในระดับหนึ่ง นอกจากนี้ ในงานวิจัยนี้ ยังได้นำเสนอผลกระทบของการไหลกึ่งเสถียรที่มีต่ออัตราการไหลเชิงมวลที่สภาวะต่างๆ โดยจะพบว่า เมื่อคิดผลกระทบจากการไหลกึ่งเสถียร จะทำให้อัตราการไหลเพิ่มขึ้นสูงสุดถึง 13.08% ในงานวิจัยนี้ ยังได้นำเสนอแผนภาพสำหรับระบุสภาวะการทำงานและขนาดของท่อคาปิลลารีที่ใช้สารทำความเย็น R600 ไว้ด้วยแล้ว

คำสำคัญ: การไหลกึ่งเสถียร, การไหลเนื้อเดียว, ท่อคาปิลลารี, ระบบทำความเย็น, R600a

Abstract This research presents a mathematical model for predicting the properties of R600a refrigerant flowing through a capillary tube, incorporating the effects of metastable flow. Metastable flow occurs because the refrigerant R600a will not change from liquid to vapor even when the pressure is lower than its vapor pressure. The location where the refrigerant R600a changes from liquid to vapor is shifted further away from its original location, resulting in a higher flow rate for the R600a refrigerant. The results of the developed mathematical model were compared with those from literature. The comparison reveals that the values are similar and trend in the same direction, ensuring a certain degree of accuracy. This study also presents the effect of metastable flow on the mass flow rate under various operating conditions. It was found that accounting for the metastable flow effect can increase the mass flow rate by up to 13.08%. Two selection charts are also presented to indicate the operating conditions and capillary tube sizes for R600a.

Keywords: Capillary tube, Homogeneous flow, Metastable flow, Refrigeration, R600a.

1. บทนำ

ในปัจจุบัน ประชาชนในประเทศไทยได้ใช้เครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศตามบ้านเรือนและอุตสาหกรรมต่างๆ อย่างมากมาย โดยประเทศไทยส่งออกเครื่องปรับอากาศเป็นมูลค่า 6.9 พันล้านเหรียญสหรัฐ ซึ่งคิดเป็น 10.3% หรือเป็นอันดับ 3 ของโลก ซึ่งเป็นรองสาธารณรัฐประชาชนจีนและเม็กซิโก ที่มีมูลค่าการส่งออกเป็นอันดับ 1 และ 2 ของโลก ตามลำดับ [1] ท่อรูเล็ก หรือที่นิยมเรียกกันว่า ท่อคาปิลลารี เป็นอุปกรณ์สำคัญชิ้นหนึ่งที่มักจะถูกใช้ในเครื่องทำความเย็นขนาดเล็ก โดยท่อคาปิลลารีมีหน้าที่ควบคุมอัตราการไหลและลดความดันของสารทำความเย็น นอกจากนี้ ในปัจจุบัน มีการใช้สารทำความเย็น R600a (Isobutane) ในระบบทำความเย็นขนาดเล็กเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง เช่น การใช้ R600a ในตู้เย็นและเครื่องปรับอากาศ เป็นต้น เนื่องจาก R600a มีศักยภาพสูงในการทดแทนสารทำความเย็นที่ก่อให้เกิดภาวะโลกร้อน ด้วยคุณสมบัติที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมและประสิทธิภาพด้านพลังงาน ด้วยเหตุนี้ จึงมีงานวิจัยจำนวนมาก ที่ศึกษาเกี่ยวกับการไหลของ R600a ผ่านท่อคาปิลลารี

จากการสืบค้นงานวิจัยในอดีต พบว่า ในปี ค.ศ. 2017, Yang และคณะ [2] ได้ศึกษาโดยทำการทดลองและนำเสนอสมการประสิทธิภาพความร้อน และความดันลดสำหรับการไหลของ R600a ผ่านท่อคาปิลลารีที่อยู่ในแนวราบ ในปี ค.ศ. 2025 Knabben และ Boeng [3] นำเสนอการวิเคราะห์ระดับชิ้นส่วน (Component-level analysis) และแบบจำลองการไหลที่เกือบจะเป็นเนื้อเดียวกัน (Quasi-homogeneous flow model) สำหรับการไหลในช่วงสองสถานะ เพื่อวิเคราะห์การไหลของ R600a ผ่านท่อคาปิลลารีที่ถูกเชื่อมยึดติดกับท่อด้านเข้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากผลลัพธ์ พบว่าวิธีการคำนวณดังกล่าวนี้ สามารถทำนายอัตราการไหล

ของ R600a ได้อย่างแม่นยำ โดยมีความผิดพลาดไม่เกิน $\pm 10\%$ สำหรับการเลือกขนาดและสภาวะการทำงานของท่อคาปิลลารีนั้น Pirompugd และ Wongwises [4] ได้นำเสนอแผนภาพสำหรับเลือกขนาดและกำหนดสภาวะการทำงานของท่อคาปิลลารีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.63 mm และมีความยาว 2.03 m โดยใช้สารทำความเย็น R134a, R404A, R407B, R407C และ R410A นอกจากนี้ Pirompugd และ Wongwises [4] ยังได้นำเสนอแผนภาพสำหรับแก้ไขขนาดของท่อคาปิลลารี เพื่อให้สามารถประยุกต์ใช้กับท่อคาปิลลารีขนาดอื่นๆ ในปี พ.ศ. 2568 ไกรวิชญ์ และคณะ [5] ได้นำเสนอแผนภาพสำหรับเลือกขนาดและสภาวะการทำงานของท่อคาปิลลารีที่ใช้ R600a เป็นสารทำความเย็น โดยไกรวิชญ์และคณะ [5] ได้อาศัยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในลักษณะเดียวกับ Pirompugd และ Wongwises [4]

ในเชิงปฏิบัติ การไหลของสารทำความเย็นใดๆ รวมถึง R600a ผ่านท่อคาปิลลารี จะเกิดปรากฏการณ์การไหลกึ่งเสถียร (Metastable flow) ซึ่งสารทำความเย็นจะยังคงไม่เปลี่ยนสถานะ แม้ว่า จะมีความดันต่ำกว่าความดันไอแล้วก็ตาม ปรากฏการณ์นี้จะเกิดในช่วงสั้นๆ ทำให้ในความเป็นจริงแล้ว ความยาวของท่อคาปิลลารีที่คำนวณได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ตามที่ปรากฏในงานวิจัยของ Pirompugd และ Wongwises [4] และไกรวิชญ์และคณะ [5] จะมีค่าน้อยกว่าความเป็นจริงอยู่เล็กน้อย

จากการสืบค้นงานวิจัยในอดีต พบว่า ในปี ค.ศ. 1990, Chen และคณะ [6] ได้นำเสนอสมการสำหรับคำนวณความดันลดในช่วงการไหลกึ่งเสถียร โดยจะเป็นฟังก์ชันของปริมาตรจำเพาะ องศาเยือก ความตึงผิว อุณหภูมิวิกฤติ และเส้นผ่านศูนย์กลาง ในปี ค.ศ. 2007, Valladares [7] ได้ศึกษาและพัฒนาแบบจำลองเชิงตัวเลข 1 มิติเพื่อนำเสนอสมการสำหรับแสดงคุณลักษณะการไหลของสารทำความเย็นผ่านท่อคาปิลลารีแบบที่มี

การแลกเปลี่ยนความร้อนกับสิ่งแวดล้อม โดยในแบบจำลองดังกล่าวนี้ ได้มีการรวมอิทธิพลของการไหลกึ่งเสถียรเข้าไปด้วย

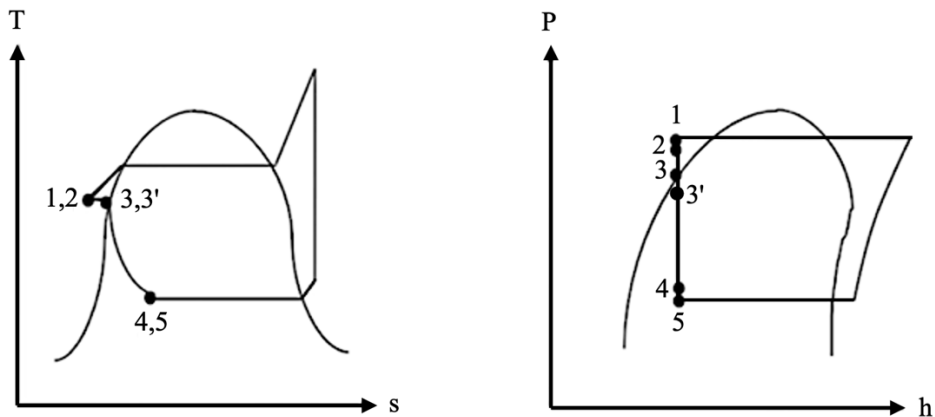
อย่างไรก็ตาม จากการสืบค้นข้อมูลต่างๆ รวมถึงข้อมูลจาก ASHRAE Handbook 2022 [8] ไม่ปรากฏบทความวิจัยหรือเอกสารที่นำเสนอแผนภาพสำหรับเลือกขนาดและสภาวะการทำงานของท่อคาปิลลารีที่ใช้สารทำความเย็น R600a แม้ว่า ไกรวิชญ์และคณะ [5] จะได้นำเสนอแผนภาพสำหรับเลือกขนาดและสภาวะการทำงานของท่อคาปิลลารีที่ใช้ R600a ไว้ แต่ในงานวิจัยดังกล่าวนี้ ไม่ได้รวมผลกระทบของการไหลกึ่งเสถียร (Metastable flow) เข้าไปด้วย ดังนั้น ในงานวิจัยนี้ จะเป็นการศึกษาอิทธิพลของการไหลกึ่งเสถียรที่มีต่อขนาดของท่อคาปิลลารีหรือท่อรูเล็ก ที่ใช้ R600a เป็นสารทำความเย็น และนำเสนอแผนภาพสำหรับเลือกขนาดท่อคาปิลลารีที่ใช้สารทำความเย็น R600a ซึ่งรวมอิทธิพลของการไหลกึ่งเสถียรเข้าไปด้วย

2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

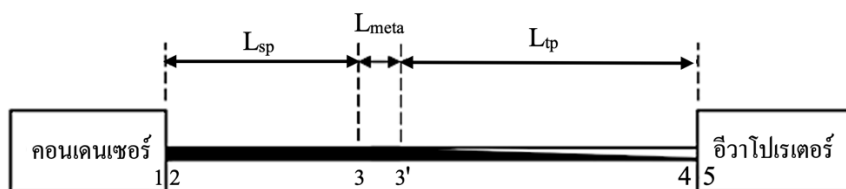
ในการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับการไหลของสารทำความเย็น R600a ผ่านท่อคาปิลลารีนั้น จะอาศัยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่นำเสนอไว้โดย ไกรวิชญ์ และคณะ [5] สำหรับการไหลสถานะเดียว และการไหลสองสถานะ โดยมีตัวแปรอิสระ คือ อุณหภูมิคอนเดนเซอร์ (T_c), อุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์ (T_e), องศาเย็นยิ่ง (ΔT), เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อคาปิลลารี (d), ความขรุขระต่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อคาปิลลารี (ε/d) และอัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็น R600a ($\dot{m}$) สำหรับสมมติฐานที่สำคัญ คือ การไหลทั้งในช่วงสถานะเดียวและสองสถานะ เป็นการไหลเนื้อเดียว

อย่างไรก็ตาม ไกรวิชญ์ และคณะ [5] ไม่ได้รวมผลกระทบของการไหลกึ่งเสถียร (Metastable flow) เข้าไปในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของพวกเขา แต่ในงานวิจัยนี้ จะพิจารณาผลกระทบของการไหลกึ่งเสถียร (Metastable flow) เข้าไปด้วย ซึ่งความดันที่ลดลงในช่วงการไหลกึ่งเสถียร ($P_3 - P_3'$) จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิอิ่มตัว (T_{sat}), อุณหภูมิวิกฤต (T_{cr}), องศาเย็นยิ่ง (ΔT), ปริมาตรจำเพาะ (v), เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อคาปิลลารี (d) และความตึงผิว (σ) โดยตำแหน่งต่างๆ สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 1 และ 2

จากรูปที่ 1 และ 2 สารทำความเย็นจะไหลออกจากคอนเดนเซอร์ ณ ตำแหน่งที่ 1 โดยมีสถานะเป็นของเหลวเย็นเยือก จากนั้น สารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่ท่อคาปิลลารี ณ ตำแหน่งที่ 2 จากนั้น สารทำความเย็นจะไหลไปตามท่อคาปิลลารี โดยจะมีความดันลดลงเรื่อยๆ จนถึงตำแหน่งที่ 3 โดยในช่วง 1-3 นี้ สารทำความเย็น R600a จะอยู่ในสถานะของเหลวเย็นเยือก (Subcooled liquid) และ ณ ตำแหน่งที่ 3 นี้ สารทำความเย็นจะมีความดันเท่ากับความดันอิ่มตัว (Saturated pressure) ดังนั้น เมื่อสารทำความเย็นไหลต่อไปจากตำแหน่งนี้ สารทำความเย็น บางส่วน ควรจะต้องกลายเป็นไอ แต่ในความเป็นจริง สารทำความเย็น R600a จะยังไม่กลายเป็นไอ แต่จะไหลต่อไปอีกระยะหนึ่ง จนกระทั่งถึงตำแหน่งที่ 3' สารทำความเย็น R600a บางส่วน จึงจะเริ่มเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ ดังแสดงในรูปที่ 2 จากนั้น เมื่อสารทำความเย็น R600a ไหลต่อไป ของเหลวบางส่วนจะเดือดกลายเป็นไอมากขึ้นเรื่อยๆ ตามความยาวท่อคาปิลลารี ดังแสดงใน รูปที่ 1 และ 2 โดยสารทำความเย็นในช่วงนี้จะมีสถานะเป็น ของเหลวอิ่มตัวผสมกับไ้อิ่มตัว



รูปที่ 1 แผนภาพ T-s และ P-h สำหรับการไหลของ R600a ผ่านท่อคาปิลลารี



รูปที่ 2 การไหลของสารทำความเย็นผ่านท่อคาปิลลารี

โดยในงานวิจัยนี้ จะสมมติให้สารทำความเย็นทั้งสองสถานะผสมเป็นเนื้อเดียวกัน ซึ่งก็คือ การไหลเนื้อเดียว (Homogeneous flow) นั่นเองและเมื่อสารทำความเย็นกลายเป็นไอมากขึ้นเรื่อยๆ ความเร็วของสารทำความเย็น R600a จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ จนเท่ากับความเร็วเสียง ณ ตำแหน่งที่ 4 สารทำความเย็นจะไหลออกจากท่อคาปิลลารี พร้อมกันนี้ สารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่อีวาโปรเตอร์ ณ ตำแหน่งที่ 5

ในการคำนวณความยาวของท่อคาปิลลารี ในช่วงต่างๆ ทั้ง 3 ช่วง สามารถกระทำได้นี้

2.1 ช่วงการไหลสถานะเดียว

สำหรับช่วงการไหลสถานะเดียวนั้น จะเป็นการไหลจากตำแหน่งที่ 1 ไปยังตำแหน่งที่ 3 ซึ่งสามารถแบ่งการพิจารณาออกเป็น 2 ช่วง คือ การไหลจากตำแหน่งที่ 1 ไปยังตำแหน่งที่ 2 ซึ่งเป็นการไหลของ R600a ออกจากคอนเดนเซอร์เข้าสู่คาปิลลารี โดยพื้นที่หน้าตัดของคอนเดนเซอร์จะใหญ่กว่าพื้นที่หน้าตัดของท่อคาปิลลารีเป็นอย่างมาก เมื่ออาศัยสมการพลังงาน จะได้

$$P_1 - P_2 = (k + 1) \frac{\rho V_2^2}{2} \quad \dots (1)$$

เมื่อ k คือ ตัวประกอบการสูญเสียที่ทางเข้าท่อคาปิลลารี

P คือ ความดัน (Pa)

V คือ ความเร็ว (m/s)

ρ คือ ความหนาแน่น (kg/m³)

สำหรับการไหลจากตำแหน่งที่ 2 ไปยังตำแหน่งที่ 3 นั้น จะเกิดการสูญเสียหลักแต่เพียงอย่างเดียว การหาความยาวของท่อคาปิลลารีในช่วงนี้ สามารถเริ่มจากการพิจารณาสมการพลังงาน ดังต่อไปนี้

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 = \frac{P_3}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} + z_3 + h_{L,23} \quad \dots (2)$$

เมื่อ g คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (9.81 m/s²)

$h_{L,23}$ คือ head ของการสูญเสียหลัก (m)

z คือ ระดับความสูงของท่อคาปิลลารี (m)

เมื่อแทนค่า $h_{L,23}$ ลงในสมการที่ (3) แล้วจัดรูปของสมการใหม่ จะได้สมการที่ใช้สำหรับคำนวณความยาวของท่อคาปิลลารีในช่วงการไหลสถานะเดียว ดังนี้

$$L_{sp} = \frac{d}{f_{sp}} \left[(P_1 - P_3) \frac{2\rho}{G^2} - k - 1 \right] \quad \dots (3)$$

เมื่อ d คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อคาปิลลารี (m)

f_{sp} คือ ตัวประกอบความเสียดทาน

G คือ อัตราการไหลต่อพื้นที่หน้าตัด (kg/m²/s)

k คือ สัมประสิทธิ์การสูญเสียรอง

L_{sp} คือ ความยาวท่อคาปิลลารีในช่วงการไหลสถานะเดียว (m)

จากสมการที่ (3) จะสามารถคำนวณความยาวของท่อคาปิลลารี ในช่วงการไหลสถานะเดียวได้ โดยจะมีผลต่างของความดันสารทำความเย็นที่ตำแหน่งที่ 1 และตำแหน่งที่ 3 เป็นแรงขับ (Driving force)

สำหรับตัวประกอบความเสียดทาน สามารถหาได้จากสมการของ Colebrook ดังนี้

$$\frac{1}{\sqrt{f_{sp}}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f_{sp}}} \right) \quad \dots (4)$$

เมื่อ Re คือ ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number)

ϵ คือ ความขรุขระ (m)

2.2 ช่วงการไหลกึ่งเสถียร (Metastable flow)

เมื่อสารทำความเย็น R600a ไหลมาถึงตำแหน่งที่ 3 ดังแสดงในรูปที่ 2 สารทำความเย็นจะมีความดันเท่ากับ ความดันอิ่มตัว (Saturation pressure) โดยเมื่อสารทำความเย็นไหลผ่านตำแหน่งนี้ สารทำความเย็นบางส่วนควรจะต้องเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอ เนื่องจาก ความดันของสารทำความเย็นต่ำกว่าความดันอิ่มตัว แต่ในความเป็นจริง พบว่า สารทำความเย็นจะยังคงไม่เปลี่ยนสถานะ โดยจะไหลต่อไปอีกระยะหนึ่ง จึงจะมีการเปลี่ยนสถานะเกิดขึ้น ปรากฏการณ์นี้ เรียกว่า การไหลกึ่งเสถียร (Metastable flow) ในปี ค.ศ. 1990 Chen และคณะ [6] ได้นำเสนอ สมการสำหรับคำนวณความดันลดในช่วงการไหลกึ่งเสถียร ดังนี้

$$\frac{(P_3 - P_3')\sqrt{k_B T_s}}{\sigma^{1.5}} = 0.679 \times \frac{v_g}{v_{fg}} \times Re^{0.914} \times \left(\frac{\Delta T_{sub}}{T_{cr}} \right)^{-0.208} \times \left(\frac{d}{D_{ref}} \right)^{-3.18} \quad \dots (5)$$

$$\text{เมื่อ } D_{ref} = 10000 \sqrt{\frac{k_B T_s}{\sigma}}$$

k_B คือ ค่าคงที่ Boltzmann

T_{cr} คือ อุณหภูมิวิกฤต (K)

T_s คือ อุณหภูมิอิ่มตัว (K)

ΔT_{sub} คือ อนุพันธ์ยิ่ง (K)

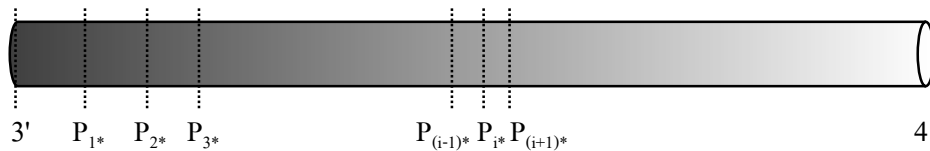
σ คือ ความตึงผิว (N/m)

V คือ ปริมาตรจำเพาะ (m^3/kg)

$$L_{\text{meta}} = \frac{2\rho d(P_3 - P_3')}{f_{\text{sp}} G^2} \quad \dots (6)$$

สำหรับความยาวในช่วงการไหลกึ่งเสถียร
สามารถหาได้จากสมการพลังงาน ดังนี้

เมื่อ L_{meta} คือ ความยาวในช่วงการไหลกึ่งเสถียร (m)



รูปที่ 3 การไหลสองสถานะผ่านท่อคาปิลลารี

2.3 ช่วงการไหลสองสถานะ

สำหรับช่วงการไหลสองสถานะ สารทำความเย็น R600a จากตำแหน่งที่ 3 ซึ่งมีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัว จะค่อยๆ กลายเป็นไอ ทำให้สารทำความเย็นอยู่ในสถานะของเหลวอิ่มตัวและไออิ่มตัว และเมื่อปริมาณไอเพิ่มขึ้น จะทำให้สารทำความเย็นมีความเร็วเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ จนเท่ากับความเร็วเสียง ซึ่งก็คือตำแหน่งที่ 4 หรือตำแหน่งสุดท้ายของท่อคาปิลลารี ในการคำนวณหาความยาวในช่วงนี้ ท่อคาปิลลารีจะถูกแบ่งการพิจารณาออกเป็น n ส่วน โดยแต่ละส่วนจะมีผลต่างของความดัน (ΔP) เท่ากัน ดังแสดงในรูปที่ 3

ในการหาคุณสมบัติของสารทำความเย็นในช่วงการไหลสองสถานะนี้ จะอาศัยแบบจำลองการไหลเนื้อเดียว โดยจะเริ่มจากการพิจารณาสมการพลังงาน ดังนี้

$$h_{i*} + \frac{V_{i*}^2}{2} = h_3 + \frac{V_3^2}{2} \quad \dots (7)$$

เมื่อ h คือ เอนทัลปี (J/kg)

จากสมการที่ (7) เมื่อเปลี่ยนเอนทัลปีและความเร็วให้อยู่ในรูปของฟังก์ชันของคุณภาพไอ จะทำให้ได้สมการที่ใช้ในการคำนวณคุณภาพไอ ดังนี้

$$X_{i*} = \frac{-h_{f,i*} - G^2 v_{f,i*} v_{fg,i*} + \sqrt{(h_{f,i*} + G^2 v_{f,i*} v_{fg,i*})^2 - 2G^2 v_{f,i*}^2 \left[h_{f,i*} + 0.5G^2 v_{f,i*}^2 - h_3 - \frac{V_3^2}{2} \right]}}{G^2 v_{fg,i*}^2} \quad \dots (8)$$

สำหรับความหนืด สามารถคำนวณได้จากสมการของ McAdams และคณะ [9] โดย Bittle และ Pate [10] ได้แสดงให้เห็นว่า สมการของ McAdams และคณะ [9] เหมาะสมกับสารทำความเย็นหลากหลายชนิด

$$\frac{1}{\mu_{i*}} = \frac{1 - X_{i*}}{\mu_{f,i*}} + \frac{X_{i*}}{\mu_{g,i*}} \quad \dots (9)$$

เมื่อ x คือ คุณภาพไอ

V คือ ปริมาตรจำเพาะ (m^3/kg)

μ คือ ความหนืด ($Pa \cdot s$)

ตัวห้อย f คือ สถานะของเหลว

ตัวห้อย g คือ สถานะก๊าซ

ในการหาความยาวแต่ละช่วงของท่อคาปิลลารีในช่วงการไหลสองสถานะ จะเหมือนกับงานวิจัยของคณะผู้วิจัยก่อนหน้านี้ คือ ไกรวิชญ์ และคณะ [5] โดยความแตกต่างระหว่าง งานวิจัยนี้ กับ งานวิจัยของ ไกรวิชญ์ และคณะ [5] ก็คือ ในงานวิจัยนี้ ได้รวมผลกระทบของการไหลกึ่งเสถียรเข้ามาด้วยนั่นเอง โดยจะอาศัยสมการโมเมนตัม ซึ่งสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของสมการอนุพันธ์ได้ดังนี้

$$\frac{1}{\rho_i^*} \frac{dp}{dL} - \frac{\rho_i^*}{G^2 f_{tp,i}^*} \frac{dP}{dL} - \frac{1}{2d} = 0 \quad \dots (10)$$

ในการแก้สมการที่ (8) จะอาศัยวิธีเชิงตัวเลข ซึ่งก็คือวิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์ (Finite difference method) ดังนี้

$$\frac{1}{\rho_{i^*}} \frac{\rho_{i^*+1} - \rho_{i^*-1}}{2 \cdot \Delta L} - \frac{\rho_{i^*}}{G^2 f_{tp,i^*}} \frac{P_{i^*+1} - P_{i^*-1}}{2 \cdot \Delta L} = \frac{1}{2d} \quad \dots (11)$$

สำหรับตำแหน่ง $i^* = 1^*$ และ $(n-1)^*$ โดย n คือจำนวนส่วนเล็กๆของท่อคาปิลลารีในช่วงการไหลสองสถานะ จะต้องอาศัยการประมาณค่าย้อนกลับและการประมาณค่าไปข้างหน้า ซึ่งจะได้

$$\frac{1}{\rho_{1^*}} \frac{\rho_{1^*} - \rho_3}{\Delta L} - \frac{\rho_{1^*}}{G^2 f_{tp,1^*}} \frac{P_{1^*} - P_3}{\Delta L} = \frac{1}{2d} \quad \dots (12)$$

$$\frac{1}{\rho_4} \frac{\rho_4 - \rho_{(n-1)^*}}{\Delta L} - \frac{\rho_4}{G^2 f_{tp,4}} \frac{P_4 - P_{(n-1)^*}}{\Delta L} = \frac{1}{2d} \quad \dots (13)$$

โดย $i = n$ จะเป็นตำแหน่งที่ 4 หรือตำแหน่งสุดท้ายในท่อคาปิลลารีนั่นเอง

จากสมการที่ (11), (12) และ (13) จะสามารถหา ΔL สำหรับแต่ละช่วงได้ โดยมีข้อสังเกต คือ ΔL แต่ละช่วงจะไม่เท่ากัน แต่สิ่งที่เท่ากัน ก็คือ ΔP และสำหรับ ΔL ที่คำนวณได้นั้น จะมีจำนวนเท่ากับ n เพราะฉะนั้น จะสามารถหา L_{tp} หรือความยาวของท่อคาปิลลารีในช่วงการไหลสองสถานะได้ดังนี้

$$L_{tp} = \Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3 + \dots + \Delta L_n' \quad \dots (14)$$

จากสมการที่ (14) จะพบว่า ตำแหน่งสุดท้าย ที่ใช้ในการหาความยาวในช่วงการไหลสองสถานะ ก็คือ n' โดย ตำแหน่งนี้ จะเป็นตำแหน่งที่สารทำความเย็น R600a มีความเร็วเท่ากับความเร็วเสียง ซึ่งสามารถพิจารณาได้จากเอนโทรปีที่ที่ได้จากการคำนวณจะลดลงนั่นเอง ทั้งนี้ เนื่องจาก เมื่อสารทำความเย็นไหล R600a ไหลผ่านท่อคาปิลลารี ความดันของสารทำความเย็นจะลดลง ในขณะที่ เอนโทรปีจะเพิ่มขึ้น จนกระทั่งความเร็วของสารทำความเย็นมีค่าเท่ากับความเร็วเสียง ทำให้ ณ ตำแหน่งถัดไป ความดันจะเพิ่มขึ้น และเอนโทรปีที่ได้จากการคำนวณ จะมีค่าลดลง ดังนั้น ท่อคาปิลลารีจะไม่สามารถใช้ในการลดความดันของสารทำความเย็น R600a ได้อีกต่อไป ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้น ณ ตำแหน่งสุดท้ายนี้ ถูกเรียกว่า การไหลอุดตัน (Choked flow)

สำหรับเอนโทรปีของสารทำความเย็นในช่วงการไหลสองสถานะ สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$S_{i^*} = S_{f,i^*} + X_{i^*} S_{g,i^*} \quad \dots (15)$$

เมื่อ s คือ เอนโทรปี ($J/kg \cdot K$)

3. ผลลัพธ์และการวิเคราะห์

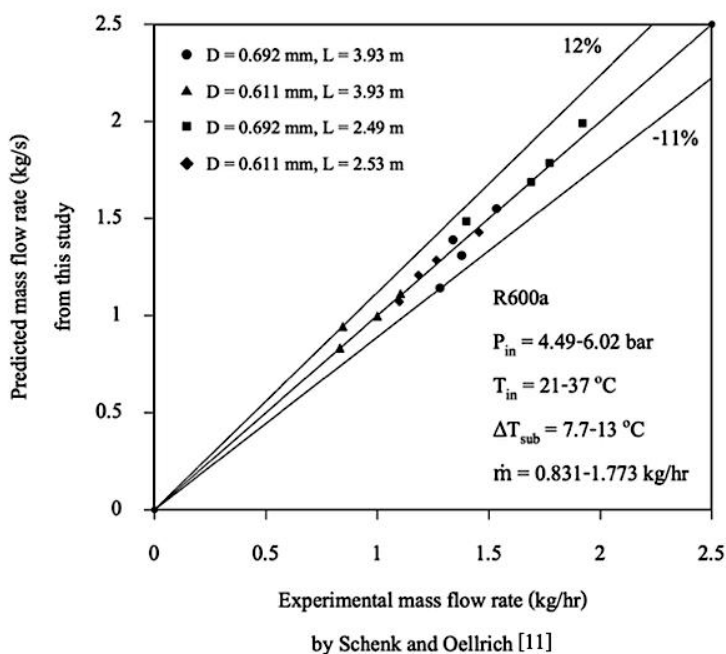
ในลำดับแรกนั้น จะแสดงการเปรียบเทียบผลลัพธ์จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ถูกพัฒนาขึ้น กับผลการทดลองของ Schenk และ Oellrich [11] ดังแสดง

ในรูปที่ 4 โดย Schenk และ Oellrich [11] ได้นำเสนอผลการทดลองสำหรับ R600a สำหรับท่อคาปิลลารีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 0.611 และ 0.692 mm ความยาวเท่ากับ 2.49, 2.56, และ 3.93 m โดยจากรูปที่ 4 จะพบว่า แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้น จะให้อัตราการไหลโดยมวลสำหรับ R600a คลาดเคลื่อนไปจากผลการทดลองของ Schenk และ Oellrich [11] ไม่เกิน 12% และมีข้อมูลจำนวน 82.25% ของจำนวนข้อมูลทั้งหมด ที่มีความคลาดเคลื่อนไม่เกิน 5%

นอกจากนี้ ในรูปที่ 5 ยังได้แสดงการเปรียบเทียบระหว่าง ผลลัพธ์จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่

พัฒนาขึ้น กับ ผลการคำนวณของ Shu และคณะ [12] จากรูปที่ 5 พบว่า ผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้น จะให้ความยาวท่อคาปิลลารีคลาดเคลื่อนไม่เกิน 1.41% และจะให้ความดันที่ทางออกของท่อคาปิลลารี คลาดเคลื่อนไม่เกิน 4.22%

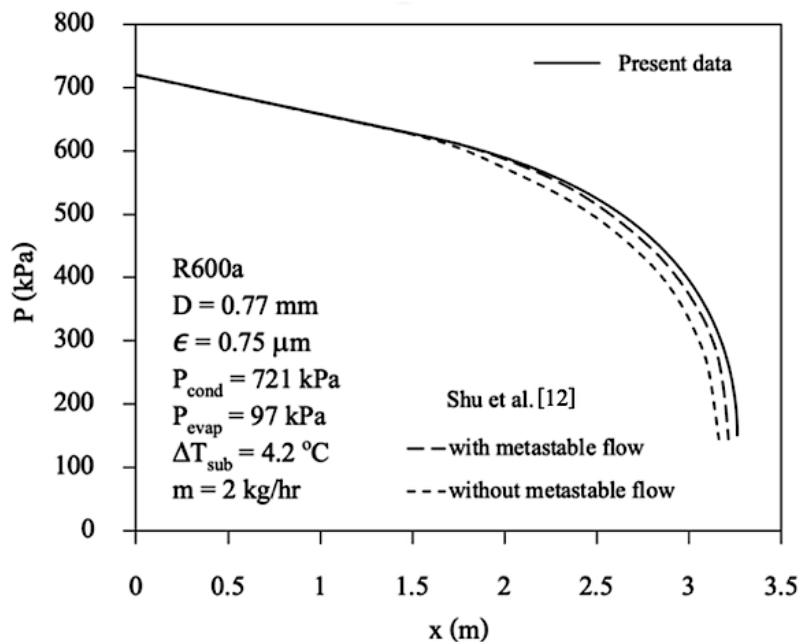
จากการเปรียบเทียบกับผลลัพธ์ในอดีตนั้น ทำให้มั่นใจได้ว่า แบบจำลองที่พัฒนาขึ้นนี้ มีความแม่นยำเพียงพอที่จะใช้ในการทำนายคุณลักษณะการไหลของ R600a ผ่านท่อคาปิลลารี



รูปที่ 4 การเปรียบเทียบกับผลการทดลองของ Schenk และ Oellrich [11]

จากรูปที่ 5 เมื่อสารทำความเย็น R600a ในสถานะของเหลวเย็นเยือก ไหลเข้าสู่ท่อคาปิลลารี ความดันจะลดลงในลักษณะที่ความชันคงที่ จนกระทั่ง ความดันของสารทำความเย็นต่ำกว่าความดันไอ โดย ณ ตำแหน่งนี้ สารทำความเย็นบางส่วนควรจะเริ่มเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ แต่ในความเป็นจริง จะยังคงไม่มีการเปลี่ยนสถานะเกิดขึ้น จนกระทั่ง ความดันของสารทำ

ความเย็นลดต่ำลงไปอีกเล็กน้อย ปรากฏการณ์นี้ เรียกว่า การไหลกึ่งเสถียร หลังจากนั้น สารทำความเย็นจะค่อยๆ เปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอมากขึ้นเรื่อยๆ จนถึงตำแหน่งหนึ่ง สารทำความเย็นจะมีความเร็วเฉลี่ยเท่ากับความเร็วเสียง และ ณ ตำแหน่งนี้ จะส่งผลให้เกิด การไหลอุดตัน (Choked flow) ซึ่งจะเป็นจุดสุดท้ายของการออกแบบ

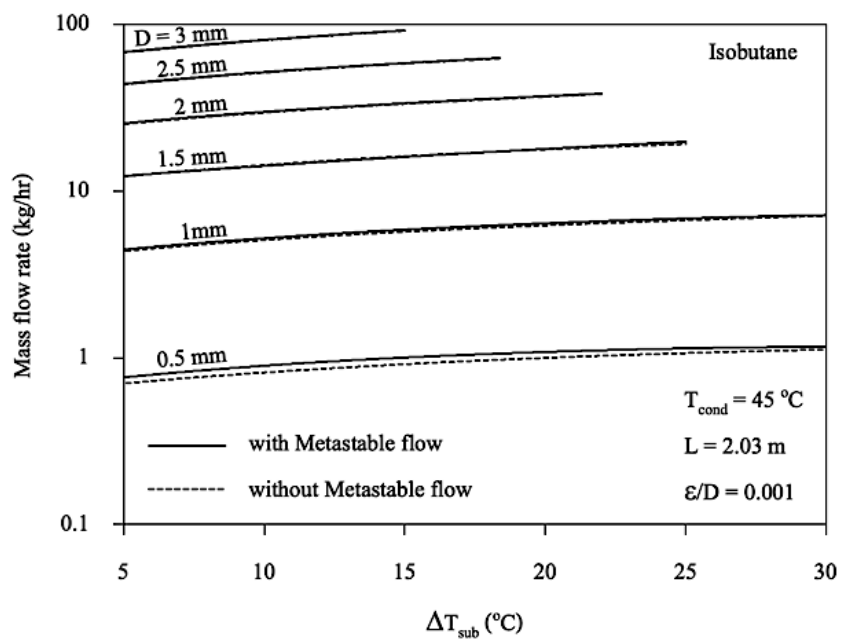


รูปที่ 5 การเปรียบเทียบกับผลการคำนวณของ Shu และคณะ [12]

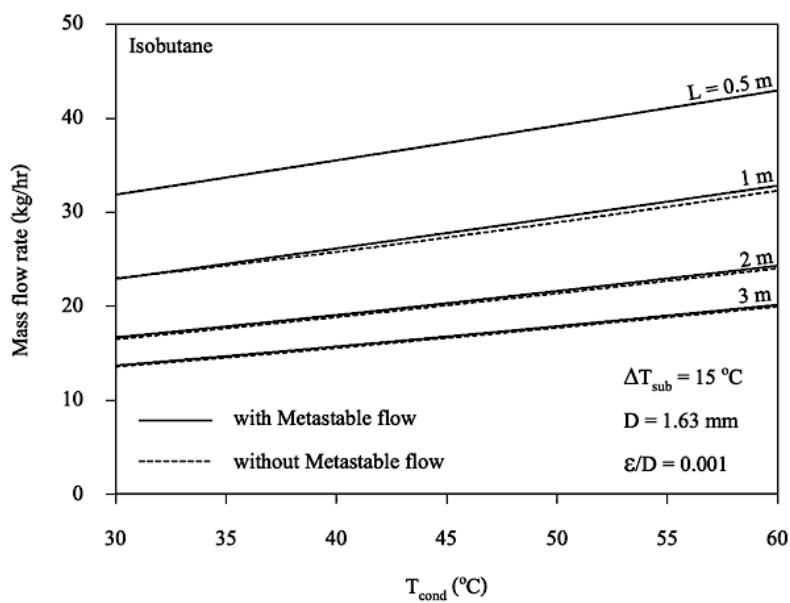
จากรูปที่ 6 แสดงการเปรียบเทียบระหว่าง ผลลัพธ์ ซึ่งคำนวณรวมผลกระทบของการไหลกึ่งเสถียรซึ่งก็คือ ผลลัพธ์จากงานวิจัยนี้ และผลลัพธ์ซึ่งไม่คิดผลกระทบ ดังกล่าว ซึ่งมีค่าเท่ากับผลลัพธ์จากงานวิจัยของ คณะผู้เขียนก่อนนี้ หรือ ไกรวิญญ์ และคณะ [5] โดยจะ พบว่า การคิดผลกระทบจากการไหลกึ่งเสถียร จะทำให้อัตราการไหลมีค่าเพิ่มขึ้น โดยจะมีอิทธิพลมากขึ้น สำหรับท่อคาปิลลารีที่เส้นผ่านศูนย์กลางมีค่าน้อยมาก แต่จะมีอิทธิพลลดลง เมื่อท่อคาปิลลารีมีขนาดเส้นผ่าน

ศูนย์กลางมากกว่า 1 mm นอกจากนี้ จะพบว่า เมื่อองศา เย็นยิ่งเพิ่มขึ้น จะทำให้อิทธิพลของการไหลกึ่งเสถียรที่มี ต่ออัตราการไหลลดลง ทั้งนี้ ความสัมพันธ์สำหรับ ตัวแปรต่างๆ นี้ เป็นไปตามสมการที่ (5)

สำหรับความแตกต่างสูงสุดที่เกิดขึ้นนั้น จะเกิดขึ้นที่ องศาเย็นยิ่ง เท่ากับ 5 °C และเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน ท่อคาปิลลารี เท่ากับ 0.5 mm โดยเมื่อคิดผลกระทบจาก การไหลกึ่งเสถียร จะทำให้อัตราการไหลเพิ่มขึ้นสูงสุด ถึง 13.08% ดังแสดงในตารางที่ 1



รูปที่ 6 อิทธิพลของ เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน และองศาเย็นยิ่ง ที่มีต่ออัตราการไหล ที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ซึ่งคิดรวมและไม่รวมผลกระทบของการไหลกึ่งเสถียร



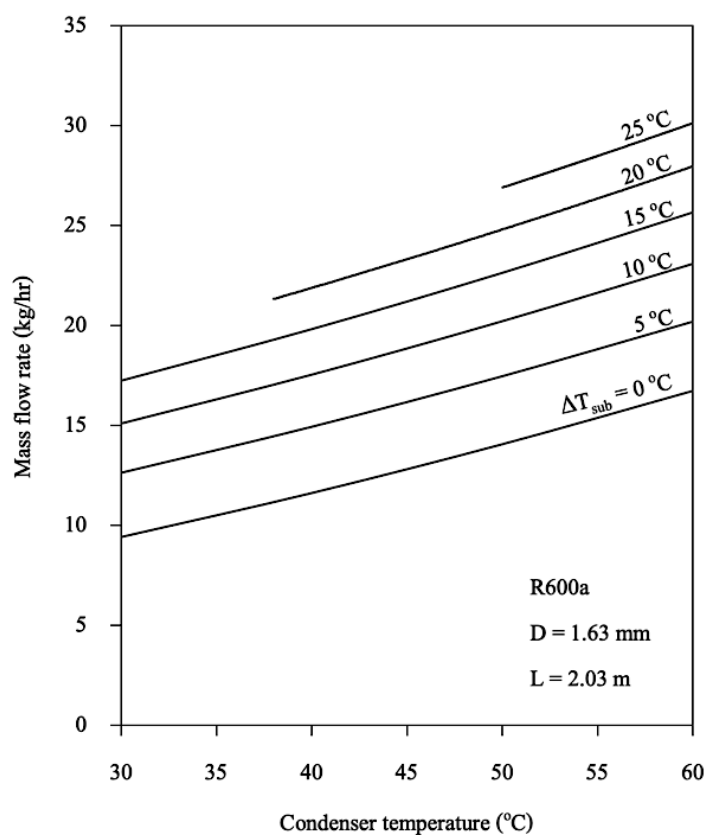
รูปที่ 7 อิทธิพลของ อุณหภูมิที่คอนเดนเซอร์ และความยาว ที่มีต่ออัตราการไหล ที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ซึ่งคิดรวม และไม่รวมผลกระทบของการไหลกึ่งเสถียร

ตารางที่ 1 ร้อยละของความคลาดเคลื่อนจากผลกระทบ
ของการไหลกึ่งเสถียรสำหรับท่อคาปิลารี
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.5-3 mm

ΔT_{sub}	%Error					
	0.5 mm	1 mm	1.5 mm	2 mm	2.5 mm	3 mm
0	0	0	0	0	0	0
5	13.08	4.32	2.17	1.32	0.89	0.64
10	9.63	3.14	1.57	0.97	0.65	0.47
15	7.69	2.51	1.28	0.79	0.55	0.42
20	6.42	2.09	1.09	0.72		
25	5.52	1.83	1.03			
30	4.86	1.70				

จากรูปที่ 7 พบว่า การไหลกึ่งเสถียรจะมีอิทธิพลต่อ
อัตราการไหลของ R600a ในช่วงความยาว 0.5-3 m,
อุณหภูมิที่คอนเดนเซอร์ 30-60 °C น้อยมาก โดยผลลัพธ์
จากอิทธิพลของการไหลกึ่งเสถียร จะให้อัตราการไหล
โดยมวล แตกต่างกันไม่เกิน 1.8%

จากผลลัพธ์ในรูปที่ 6 และ 7 จะพบว่า ในบางสภาวะ
การทำงานนั้น อิทธิพลของการไหลกึ่งเสถียรจะมี
ผลกระทบต่ออัตราการไหลเป็นอย่างมาก

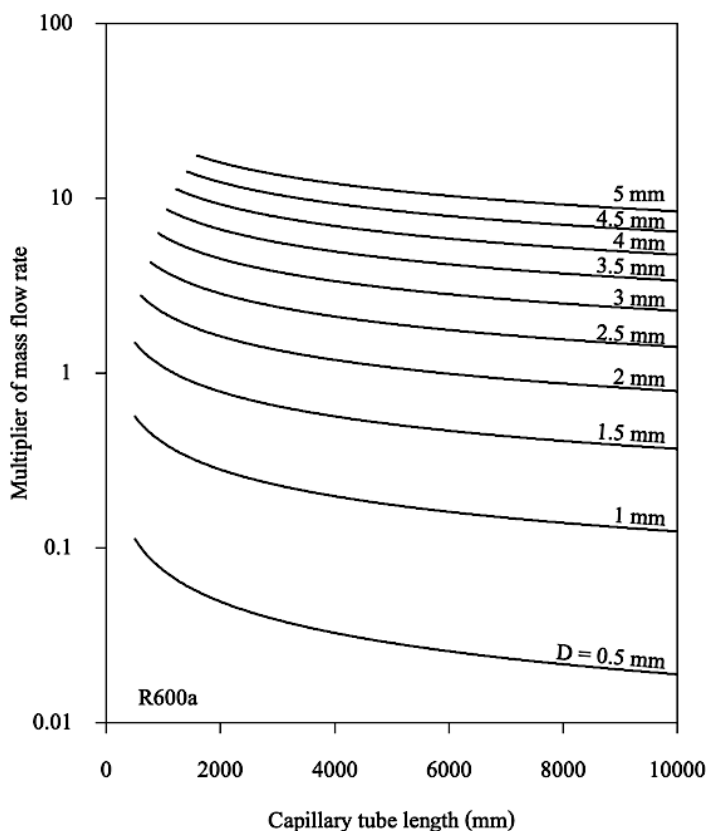


รูปที่ 8 แผนภาพสำหรับเลือกขนาดและ ระบุสภาวะการทำงานของท่อคาปิลารี สำหรับ R600a

ในงานวิจัยนี้ จะนำเสนอแผนภาพสำหรับเลือกสภาวะการทำงานของท่อคาปิลลารีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.63 mm และมีความยาว 2.03 m ดังแสดงในรูปที่ 8 โดยเป็นไปตามขนาดที่นิยมใช้ในแผนภาพของ ASHRAE แผนภาพในรูปที่ 8 นี้ จะรวมผลกระทบของการไหลกึ่งเสถียรไว้ด้วยแล้ว

จากรูปที่ 9 แสดงตัวคูณอัตราการไหลของสารทำความเย็น R600a สำหรับท่อคาปิลลารีที่มีเส้นผ่าน

ศูนย์กลางภายใน เท่ากับ 0.5-5 mm และมีความยาวเท่ากับ 0.5-10 m สำหรับเส้นกราฟที่ขาดหายไปนั้น เป็นช่วงที่ไม่เหมาะสมสำหรับการใช้งาน โดยแผนภาพในรูปที่ 9 นี้ จะต้องใช้ประกอบกับแผนภาพในรูปที่ 8 โดยการนำตัวคูณที่ได้จากแผนภาพในรูปที่ 9 ไปคูณกับอัตราการไหลที่ได้จากแผนภาพในรูปที่ 8 ก็จะได้อัตราการไหลที่เหมาะสมกับท่อคาปิลลารีที่มีขนาดและสภาวะการทำงานตามต้องการ



รูปที่ 9 ตัวคูณอัตราการไหลสำหรับท่อคาปิลลารีขนาดต่างๆ

4. สรุป

งานวิจัยนี้ ได้นำเสนอแบบจำลองการไหลเนื้อเดียว ซึ่งรวมอิทธิพลของการไหลกึ่งเสถียร สำหรับทำนาย คุณลักษณะการไหลของสารทำความเย็น R600a ผ่านท่อ คาปิลลารีที่นิยมใช้ในระบบทำความเย็นขนาดเล็ก จาก ผลลัพธ์และการวิเคราะห์ที่ได้ สามารถสรุปได้ดังนี้

4.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้น ได้รับการเปรียบเทียบกับผลการทดลองของ Schenk และ Oellrich [10] และผลการคำนวณของ Shu และคณะ [11] ซึ่งพบว่า มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน และมีความคลาดเคลื่อนน้อยมาก

4.2 การไหลกึ่งเสถียร จะมีอิทธิพลต่ออัตราการไหลของ R600a เป็นอย่างมาก ที่องศาเย็นยิ่งมากกว่า 0 °C แต่ไม่เกิน 5 °C และท่อคาปิลลารีมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในไม่เกิน 0.5 mm

4.3 ในงานวิจัยนี้ ได้นำเสนอแผนภาพสำหรับระบุสถานะการทำงานของท่อคาปิลลารีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.63 mm ยาว 2.03 m ซึ่งมีความแม่นยำสูง โดยได้รวมผลกระทบของการไหลกึ่งเสถียรเข้าไปด้วย

4.4 ในงานวิจัยนี้ ได้นำเสนอแผนภาพสำหรับเลือกขนาดท่อคาปิลลารีซึ่งได้รวมผลกระทบของการไหลกึ่งเสถียร เพื่อใช้ประกอบกับแผนภาพในข้อ 4.3 อย่างไรก็ดีตามแผนภาพดังกล่าวนี้ จะให้ความคลาดเคลื่อนที่สูงขึ้น

5. กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนทั้ง 2 คน ขอขอบพระคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ ที่ได้ให้การสนับสนุนในด้านต่างๆ และผู้เขียนลำดับที่ 2 ขอขอบพระคุณกองบริหารการวิจัยและนวัตกรรม มหาวิทยาลัยบูรพา (Fundamental Fund: ปีงบประมาณ 2568, รหัสโครงการ 206511) ที่ได้ให้การสนับสนุนในด้านต่างๆ งานวิจัยนี้ สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] D. Workman, World's Top Export, <https://www.worldstopexports.com/air-conditioners-exports-country>.
- [2] Z. Yang, M. Gong, G. Chen, X. Zou and J. Shen, "Two-phase flow patterns, heat transfer and pressure drop characteristics of R600a during flow boiling inside a horizontal tube", Applied Thermal Engineering, vol. 120, no. 25, pp. 654-671, Jun. 2017.
- [3] F.T. Kanabben and J. Boeng, "A component-level analysis of brazed-type capillary tube-suction line heat exchangers", International Journal of Refrigeration, vol. 177, pp. 181-194, Sep. 2025.
- [4] W. Pirompugd and S. Wongwises, "Capillary tube sizing charts for fluorine-based refrigerants", ASHRAE Transactions, vol. 112, no. 2, pp. 680-689, Jul. 2006.
- [5] ไกรวิชญ์ เยสูงเนิน, ปิยธิดา เดชกรฤช, ภาณุพงศ์ เสงษ์ทรัพย์ศิริกุล, วรเชษฐ์ ภิรมย์ภักดี, "Theoretical Investigation of R600a Flow Characteristics in a Capillary Tube Used in Refrigeration Systems", SAU Journal of Science & Technology, accepted. (in Thai).
- [6] Z.H. Chen, R.Y. Li, S. Lin and Z.Y. Chen, "A correlation for metastable flow of refrigerant 12 through capillary tubes", ASHRAE Transactions, vol. 96, no. 1, pp. 550-554, 1990.
- [7] O. Garcia-Valladares, "Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes considering metastable region. Part I: Mathematical formulation and numerical model, International Journal of Refrigeration, Vol. 30, pp. 642-653, Jun. 2007.

- [8] ASHRAE, “Capillary tubes”, 2022 ASHRAE Handbook: Refrigeration, pp. 11.24-11.31, 2022.
- [9] W.H. McAdams, W.K. Wood and R.L. Bryan, “Vaporization inside horizontal tubes II: Benzene-oil mixture”, Trans. ASME, Vol. 64, pp. 193-199, Apr. 1942.
- [10] R.R. Bittle, M.B. Pate, “A theoretical model for predicting adiabatic capillary tube performance with alternative refrigerants”, ASHRAE Transactions, vol. 102, no. 2, pp. 52-64, Dec. 1996.
- [11] M. Schenk, and L.R. Oellrich, “Experimental investigation of the refrigerant flow of isobutane (R600a) through adiabatic capillary tubes”, International Journal of Refrigeration, vol. 38, pp. 275-280, Feb. 2014.
- [12] Y. Shu, P. Hu, I. I Adnan, L. Zhi, Q. Chen, “Comparison between homogeneous and separated flow models of isobutane flowing through adiabatic capillary tubes”, JUSTC, vol. 52, no. 7, Article 5-1-5-15, Jul. 2022.

ประวัติผู้ประพันธ์ :

ดร.ปราโมทย์ ลายประดิษฐ์



- จบการศึกษา : ปริญญาเอกจาก มจร. (ปร.ด. เทคโนโลยีอุณหภาพ)
- จบการศึกษา : ปริญญาโทจาก มจร. (วศ.ม. เทคโนโลยีพลังงาน)
- จบการศึกษา : ปริญญาตรีจาก มจร. (วศ.บ. วิศวกรรมเครื่องกล)

รองศาสตราจารย์ ดร.วรเชษฐ์ ภิรมย์ศักดิ์



- จบการศึกษา : ปริญญาเอกจาก มจร. (วศ.ด. วิศวกรรมเครื่องกล)
- จบการศึกษา : ปริญญาโทจาก มจร. (วศ.ม. วิศวกรรมเครื่องกล)
- จบการศึกษา : ปริญญาตรีจาก มจร. (วศ.บ. วิศวกรรมเครื่องกล)