

found that convective heat transfer coefficients for the inclined tube were less than that for the horizontal tube. Especially, when average CO₂ temperature is near the pseudo critical temperature, it is obviously lower. This effect is caused by buoyancy force only occurs in the inclined tube.

Keywords: convective heat transfer coefficient, turbulent flow, supercritical, pseudo critical temperature

บทนำ

ระบบปั๊มความร้อน (heat pump system) เป็นระบบหนึ่งที่ได้นำมาประยุกต์ใช้งานต่าง ๆ เช่น การปรับอากาศ การทำน้ำร้อน การอบแห้ง เป็นต้น เนื่องจากระบบนี้มีประสิทธิภาพทางด้านพลังงานสูง ระบบปั๊มความร้อนที่ใช้ในปัจจุบันส่วนใหญ่เป็นระบบแบบอัดไอ ซึ่งจะต้องใช้สารทำงานในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนอุณหภูมิต่ำ ที่เกิดขึ้นในกระบวนการให้ความร้อน (heating process) แล้วใช้อุปกรณ์อัดไออัดขึ้นไปยังแหล่งรับความร้อนที่อุณหภูมิสูง เพื่อระบายความร้อนออกในกระบวนการระบายความร้อน (cooling process) โดยพบว่าตั้งแต่อดีตจนถึงปัจจุบัน ระบบปั๊มความร้อนทำงานในวัฏจักรที่อยู่ต่ำกว่าจุดวิกฤติ (sub-critical cycle) และสารทำงานที่ใช้ช่วงแรก ๆ เป็นสารจำพวก CFCs (Chlorofluorocarbons) เช่น R12, R22 เป็นต้น แต่สารนี้ถูกค้นพบว่า เป็นตัวการในการทำลายชั้นบรรยากาศโอโซน ต่อมาหลาย ๆ ประเทศโดยเฉพาะในกลุ่มประเทศที่พัฒนา ได้มีการเปลี่ยนมาใช้สารจำพวก HFCs (Hydro fluorocarbons) เช่น R134a, R410 เป็นต้น เนื่องจากส่งผลต่อการทำลายชั้นบรรยากาศโอโซนน้อยกว่า อย่างไรก็ตามสารจำพวกนี้ยังมีค่า GWP (Global Warming Potential) สูง ซึ่งมีผลกระทบต่อภาวะโลกร้อน

แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ ได้ถูกนำมาใช้ในระบบปั๊มความร้อน² เนื่องจากเป็นสารธรรมชาติมีราคาถูก และมีสมบัติที่เหมาะสมหลายอย่าง เช่น ไม่ติดไฟ ไม่มีฤทธิ์กัดกร่อน และที่สำคัญ คือ ไม่ทำลายชั้นบรรยากาศโอโซน และมีผลต่อสภาวะโลกร้อนน้อยมากเมื่อเปรียบเทียบกับสารทำงานสังเคราะห์ อย่างไรก็ตาม แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์มีอุณหภูมิจุดวิกฤติต่ำ (31 °C) และมีความดันวิกฤติสูง (73.8 บาร์) ด้วยเหตุนี้ในกระบวนการระบายความร้อน (cooling process) จะต้องทำงานเหนือจุดวิกฤติ เนื่องจากแหล่งรับความร้อนส่วนใหญ่มีอุณหภูมิใกล้เคียงกับอุณหภูมิจุดวิกฤติ จึงทำให้ระบบนี้มีข้อดีคือ pinch effect ไม่มีผลต่อการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (gas cooler) ในกระบวนการระบายความร้อน ในขณะที่ระบบเดิม (condenser) มีข้อจำกัดในการออกแบบเนื่องจาก pinch effect จึงทำให้ระบบปั๊มความร้อนที่ใช้แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ เป็นสารทำงานมีความเหมาะสมกับการนำไปใช้ในกระบวนการทำความร้อน (heating processes)

เช่น การทำน้ำร้อน^{3,4} การอบแห้ง^{5,6} เป็นต้น

เนื่องจากแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ จะต้อง ทำงานเหนือจุดวิกฤติในกระบวนการระบายความร้อน เมื่อพิจารณาที่สภาวะนี้ พบว่า สมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์มีค่าแปรปรวนค่อนข้างมาก ด้วยเหตุนี้ได้มีนักวิจัยสนใจศึกษาลักษณะการไหล และการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นเพราะมีความแตกต่างจากการไหลที่อยู่ใต้จุดวิกฤติ โดยเฉพาะการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์เป็นการไหลที่ได้นำไปใช้ในวงการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมากที่สุด โดยพิจารณาจากค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number) โดยทั่วไปการไหลในท่อจะมีค่ามากกว่า 2,300 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเป็นอีกตัวแปรหนึ่งที่สำคัญในการศึกษา เนื่องจากเป็นตัวแปรที่สำคัญสำหรับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (gas cooler) ในระบบปั๊มความร้อน ส่วนมากได้ศึกษาในกรณีที่เป็นพาความร้อนแบบบังคับ (force convection) ที่ไม่คิดผลเนื่องจากการพาความร้อนแบบอิสระ (free convection) ที่เกิดขึ้นภายในท่อที่วางในแนวนอน^{7,8,9,10} แต่เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่สภาวะการไหลนี้มีความแปรปรวนไม่เหมือนที่เกิดขึ้นในสภาวะที่อยู่ใต้จุดวิกฤติ โดยเฉพาะการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นที่เกิดขึ้นมากในบริเวณใกล้จุดอุณหภูมิวิกฤติเทียม (ค่าอุณหภูมิที่ทำให้ค่าความร้อนจำเพาะมีค่าสูงสุด) ผลของการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นนี้อาจส่งผลทำให้เกิดแรงลอยตัวเกิดขึ้นถึงแม้ว่าอุณหภูมิของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ระหว่างที่ผิวผนังท่อและที่กลางลำท่อจะมีค่าแตกต่างเล็กน้อยก็ตาม และอาจเกิดการพาความร้อนแบบอิสระขึ้น (free convection) นอกเหนือจากการพาความร้อนแบบบังคับ การพาความร้อนแบบอิสระนี้อาจมีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้น หรือลดลง เมื่อเปรียบเทียบกับพาความร้อนแบบบังคับอย่างเดียว (ไม่ได้คิดผลของแรงลอยตัว) ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับลักษณะการไหลที่เกิดขึ้น การศึกษาผลของแรงลอยตัวของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ที่ไหลในสภาวะเหนือจุดวิกฤติ ส่วนมากพบในกรณีการไหลสำหรับกระบวนการทำความร้อน (Heating processes) เพื่อใช้หล่อเย็นเตาปฏิกรณ์แทนระบบเดิมที่ใช้ (น้ำหล่อเย็น) ซึ่งสามารถลดความดันลงได้ โดยส่วนมากศึกษาการไหลในแนวตั้ง^{11,12,13,14} และส่วนน้อยที่ศึกษาการไหลในแนวเอียง¹⁵ Sandeep Pidaparti

และคณะ¹⁶ ได้ทำการทดลองศึกษาผลของแรงลอยตัวต่อสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ที่สภาวะเหนือจุดวิกฤติในกระบวนการทำความร้อนในท่อที่วางในแนวนอน และแนวตั้ง พบว่า กรณีที่อุณหภูมิของผนังท่อมีค่ามากกว่าอุณหภูมิวิกฤติเทียบ และอุณหภูมิสาของแก๊ส (bulk temperature) มีค่าน้อยกว่าค่าอุณหภูมิวิกฤติเทียบ แรงลอยตัวที่เกิดขึ้นมีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ซึ่งพบว่า ในกรณีวางท่อในแนวนอนสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้นในส่วนซีกด้านล่างของท่อ และมีค่าลดลงในส่วนซีกด้านบนของท่อ สำหรับในกรณีไหลขึ้นด้านบน แรงลอยตัวจะไปลดแรงเฉือนเทอร์บูเลนต์ (turbulent shear stress) ส่งผลทำให้ลดค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ในทางตรงข้ามในกรณีไหลลงแรงลอยตัวจะไปเพิ่มแรงเฉือนเทอร์บูเลนต์ ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้น

สำหรับการศึกษาผลกระทบจากแรงลอยตัวต่อสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ในกระบวนการระบายความร้อน (cooling process) ที่นำมาประยุกต์ใช้ในระบบปั๊มความร้อน พบว่า ยังมีการศึกษาค่อนข้างน้อย ที่พบเป็นการศึกษาการไหลในท่อที่วางในแนวตั้ง¹⁷ และการศึกษาการไหลในท่อที่วางในแนวเอียง¹⁸ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้ทำการศึกษาผลของแรงลอยตัวต่อการพาความร้อนของคาร์บอนไดออกไซด์ ที่สภาวะเหนือจุดวิกฤติที่ไหลลงในท่อแอนนูลัสเอียง 45 องศา ในกระบวนการระบายความร้อน (cooling process) ด้วยการทดลอง

วัสดุอุปกรณ์และวิธีการศึกษา

พิจารณาจาก (Figure 1) เป็นชุดการทดลองเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ที่ไหลในท่อแอนนูลัสในสภาวะการไหลเหนือจุดวิกฤติ ในชุดทดลองประกอบด้วยสามส่วนที่สำคัญ คือ ส่วนของการไหลของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ ส่วนการไหลของน้ำ และส่วนของการทดสอบ (test section) ส่วนการไหลของแก๊สประกอบ

ไปด้วยอุปกรณ์ (1) ถังบรรจุแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂ container) ทำหน้าที่เติมแก๊สเข้าสู่ระบบ (2) ตัวกรอง (filter) ทำหน้าที่กรองสิ่งเจือปนเข้าสู่ระบบ (3) เกจวัดความดัน (pressure gage) ทำหน้าที่วัดความดันของแก๊ส (4) สกรูวาล์ว (screw valve) ทำหน้าที่เปิด-ปิดช่องการไหลของแก๊ส (5) วาล์วปรับละเอียด (needle valve) ทำหน้าที่ปรับอัตราการไหลของแก๊ส (6) gas booster ทำหน้าที่อัดแก๊สให้มีความดันสูงขึ้น (7) ปั๊มแก๊สหมุนเวียน (circulation gas pump) ทำหน้าที่ในการหมุนเวียนแก๊สให้ไหลในระบบ (8) pre-heater ทำหน้าที่ในการอุ่นแก๊สให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น (9) pre-cooler ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของแก๊สลง (10) coriolis gas mass flow meter ทำหน้าที่วัดอัตราการไหลของแก๊ส และ (11) อุปกรณ์วัดความดันแตกต่างกัน

ส่วนการไหลของน้ำประกอบไปด้วยอุปกรณ์ (12) ถังน้ำ (water tank) ทำหน้าที่จ่ายน้ำและเก็บน้ำ (13) ตัวกรอง (filter) ทำหน้าที่กรองสิ่งเจือปนเข้าสู่ระบบ (14) ปั๊มน้ำ (water pump) ทำหน้าที่หมุนเวียนน้ำให้ไหลในระบบ (15) สกรูวาล์ว ทำหน้าที่เปิด-ปิดช่องการไหลของน้ำ (16) วาล์วปรับละเอียด ทำหน้าที่ปรับอัตราการไหลของน้ำ (17) pre-heater ทำหน้าที่ในการอุ่นน้ำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น (18) pre-cooler ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของน้ำลง (19) rota mass flow meter ทำหน้าที่วัดอัตราการไหลของน้ำ

ส่วนสุดท้าย คือ (20) ส่วนของการทดลอง ประกอบด้วย ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ tube-in-tube ทำมาจากท่อทองแดง type K มีขนาดความยาว L = 1000 mm โดยท่อด้านในมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน $D_{1,i} = 7.045$ mm และมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก $D_{1,o} = 9.525$ mm ในขณะที่ท่อด้านนอกมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน $D_{2,i} = 13.395$ mm และมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก $D_{2,o} = 15.875$ mm โดยผิวท่อด้านนอกหุ้มฉนวนอย่างดี ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะให้น้ำไหลในท่อด้านใน และกำหนดให้แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ไหลในช่องแอนนูลัส ดัง (Figure 2)

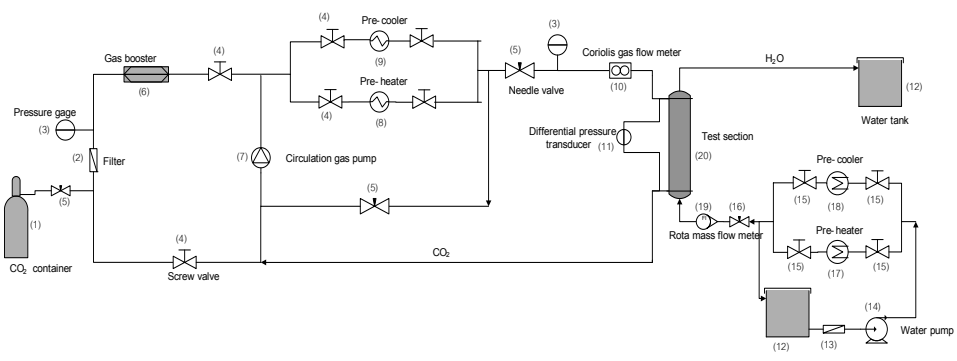


Figure 1 Schematic diagram of the test facility

Table 1 Details of instruments

Measurement	Devices	Model	Range	Uncertainty
Temperature	Thermocouple	Type K	-25 to 150 °C	±0.05%
Pressure	Pressure gage	Okura	0 to 200 bar	±0.10%
Gas mass flow rate	Coriolis mass flow meter & Transmitter	Emerson / F025 Series & IFT9701	0 to 445 kg/hr	±0.50%
Water flow rate	Rota flow meter	Dwyer RMC Series	0 to 20 GPH	±2.0%
Differential pressure	Differential pressure transducer	Endress+Hauser PMD75 Series	0.25 mbar to 40 bar	±0.05%

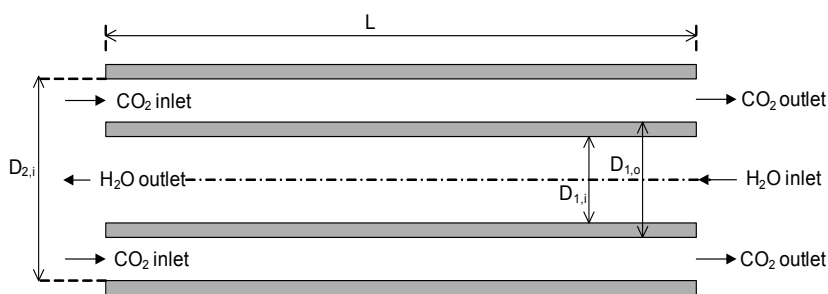


Figure 2 Schematic of the test section

นอกจากนี้ได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์วัดความดันแตกต่าง (differential pressure transducer) ของแก๊สที่เกิดขึ้นในส่วนการทดลอง และได้ทำการติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิล type K ตรงตำแหน่งทางเข้าและทางออกของทั้งท่อการไหลของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์และน้ำ โดยมีรายละเอียดหือ รุ่ และความคลาดเคลื่อนของอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัด ดัง (Table 1) ในการทดลองได้ทำการทดลองสองกรณี คือ กรณีที่ส่วนของการทดลองวางในแนวนอน (เป็นกรณีของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่เกิดขึ้นจากการพาความร้อนแบบบังคับเท่านั้น ถึงแม้ว่าการวางท่อในแนวนอนผลของแรงลอยตัวจะมีค่าเกิดขึ้น แต่จากผลการทดลองของ Sandeep Pidaparti และคณะ¹⁶ พบว่า ค่าที่เพิ่มขึ้นในส่วนซีกด้านบนของท่อและค่าที่ลดลงในส่วนซีกด้านล่างของท่อมีค่าค่อนข้างน้อยและจะหักล้างกันเอง ดังนั้นในกรณีวางท่อในแนวนอนเราไม่คิดผลเนื่องจากแรงลอยตัว) และกรณีส่วนของการทดลองติดตั้งเอียงทำมุม 45° กับแนวระดับ (มีผลมาจากแรงลอยตัว ซึ่งอาจทำให้มีค่ามากขึ้นหรือลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับท่อที่วางในแนวนอน) โดยให้แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ไหลลง ซึ่งในแต่ละกรณีจะมีขั้นตอนการดำเนินการที่เหมือนกัน คือ อันดับแรกทำการติดตั้งส่วนของการทดลอง (แนวนอน หรือแนวเอียง) จากนั้นทำการดูดอากาศและเศษเจือปนต่าง ๆ ที่อยู่ในระบบออกให้

หมดโดยใช้ปั๊มสุญญากาศ แล้วทำการเติมแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์เข้าไปในระบบให้ได้ความดันประมาณ 25 bar แล้วปิดวาล์วปรับละเอียด ตรงทางออกของถังแก๊ส แล้วตรวจสอบรอยรั่วจนมั่นใจว่าไม่มีรอยรั่ว แล้วปิดสกรูวาล์วก่อนไหลเข้าถังแก๊ส ดัง (Figure 1) จากนั้นใช้ gas booster อัตราความดันให้สูงขึ้นจนกระทั่งได้ความดันที่ต้องการแล้วปิดสกรูวาล์วตรงทางออก gas booster จากนั้นทำการเปิด circulation pump เพื่อให้แก๊สไหลในระบบโดยใช้วาล์วปรับละเอียดปรับให้ได้อัตราการไหลตามที่ต้องการ เมื่อได้ความดันและอัตราการไหลของแก๊สตามที่ต้องการ จากนั้นทำการปรับอุณหภูมิของแก๊สโดยการปิดสกรูวาล์วตัวที่เข้าและออกจาก pre-cooler ในกรณีที่ต้องการเพิ่มอุณหภูมิของแก๊ส แล้วปรับฮีตเตอร์จนกระทั่งได้อุณหภูมิของแก๊สตามที่ต้องการ ส่วนกรณีที่ต้องการลดอุณหภูมิของแก๊สให้ทำการปิดสกรูวาล์วตัวที่เข้าและออกจาก pre-heater ในส่วนการไหลของน้ำ อันดับแรกทำการเปิดปั๊มน้ำ จากนั้นทำการปรับอุณหภูมิของน้ำให้ได้ตามที่ต้องการ ซึ่งในกรณีเพิ่มอุณหภูมิน้ำให้ปิดสกรูวาล์วตัวที่เข้าและออกจาก pre-cooler ในขณะที่ต้องการลดอุณหภูมิของน้ำให้ปิดวาล์วตัวที่เข้าและออกจาก pre-heater จากนั้นปรับอัตราการไหลของน้ำตามที่ต้องการโดยใช้วาล์วปรับละเอียด ดัง (Figure 1)

สำหรับเงื่อนไขในการทดลอง ทั้งในกรณีที่ตั้งตั้งส่วนของการทดลองในแนวนอน และกรณีที่ตั้งตั้งในแนวเอียง 45° ได้ทำการทดลองที่ความดัน 75, 80 และ 90 bar โดยในแต่ละความดันได้ทำการทดลองที่อุณหภูมิทางเข้าของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ที่ 30, 40, 60, 80 และ 90 °C ตามลำดับที่อัตราการไหลของแก๊สคงที่ 0.086 kg/s นอกจากนี้ในแต่ละสภาวะการทดลองของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ได้ทำการปรับอัตราการไหลของน้ำ 12, 14, 16, 18 และ 20 GPH ตามลำดับ โดยควบคุมให้ LMTD (Log Mean Temperature Different) ของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าค่อนข้างคงที่โดยการปรับอุณหภูมิของน้ำ

วิธีการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ (h_{CO_2}) ที่ไหลในท่อแอนนูลัสทั้งสองกรณีที่ตั้งตั้งจะใช้วิธี Modified Wilson Plot¹⁹ จาก (Figure 2) สามารถหาความต้านทานความร้อนรวม (R_{tot}) โดยไม่คิดผลเนื่องจาก fouling factor การไหลเป็นแบบคงที่ และการถ่ายโอนความร้อนมีทิศทางในแนวรัศมีเท่านั้น ได้ดังนี้

$$R_{tot} = \frac{1}{\pi D_{1,i} L h_w} + \frac{\ln \frac{D_{1,o}}{D_{1,i}}}{2\pi k_{wall} L} + \frac{1}{\pi D_{1,o} L h_{CO_2}} \quad (1)$$

R_{tot} = ความต้านทานความร้อนรวม (°C/kW)

h_w = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำ (kW/m²°C)

h_{CO_2} = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของ CO₂ (kW/m²°C)

L = ความยาวท่อ (m)

k_{wall} = ค่าการนำความร้อนของท่อ (kW/m °C)

$D_{1,i}$ = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อที่หนึ่ง (m)

$D_{1,i}$ = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อที่หนึ่ง (m)

โดยค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำ (h_w) จะใช้รูปสมการของ Dittus-Boelter²⁰ สำหรับคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลสถานะเดียวที่ไหลแบบปั่นป่วน ดังนี้

$$h_w = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \frac{k_w}{D_{1,i}} \quad (2)$$

C, m, n = ค่าคงที่

Re = ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number)

Pr = ตัวเลขพรานด์เทิล (Prattle number)

k_w = ค่าการนำความร้อนของน้ำ (kW/m °C)

สำหรับกรณีนี้ (น้ำถูกทำให้ร้อนขึ้น) $n = 0.4$ แทนสมการที่ 2 ลงในสมการที่ 1 แล้วจัดรูปแบบใหม่ได้ดังนี้

$$\left(R_{tot} - \frac{\ln \frac{D_{1,o}}{D_{1,i}}}{2\pi k_{wall} L} \right) = \frac{1}{\pi D_{1,i} L C \cdot Re^m \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k_w}{D_{1,i}}} + \frac{1}{\pi D_{1,o} L h_{CO_2}} \quad (3)$$

เขียน R_{tot} ให้อยู่ในรูป (1/UA) โดย $A = A_i = \pi D_{1,i} L$ ดังนั้นจัดรูปสมการที่ 3 ใหม่ได้ดังนี้

$$\left(\frac{1}{U} - \frac{D_{1,i} \cdot \ln \frac{D_{1,o}}{D_{1,i}}}{2k_{wall}} \right) = \frac{1}{C \cdot Re^m \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k_w}{D_{1,i}}} + \frac{D_{1,i}}{D_{1,o} h_{CO_2}} \quad (4)$$

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (kW/m²°C)

จะเห็นว่าสมการที่ (4) อยู่ในรูปของสมการเส้นตรง

$$Y = A \cdot X + B \quad (5)$$

$$\text{เมื่อ } Y = \left(\frac{1}{U} - \frac{D_{1,i} \cdot \ln \frac{D_{1,o}}{D_{1,i}}}{2k_{wall}} \right) \quad (6)$$

$$A = \frac{1}{C} \quad (7)$$

$$X = \frac{1}{Re^m \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k_w}{D_{1,i}}} \quad (8)$$

$$B = \frac{D_{1,i}}{D_{1,o} h_{CO_2}} \quad (9)$$

ค่า U เป็นตัวแปรที่ทราบค่าซึ่งคำนวณได้จากสมการ

$$U = \frac{Q}{(\pi d_i L) \cdot \frac{(T_{CO_2, out} - T_{w, in}) - (T_{CO_2, in} - T_{w, out})}{\ln \left(\frac{T_{CO_2, out} - T_{w, in}}{T_{CO_2, in} - T_{w, out}} \right)}} \quad (10)$$

$$Q = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w, out} - T_{w, in}) \quad (11)$$

กำหนดให้ h_{CO_2} มีค่าคงที่ที่สภาวะทางเข้าคงที่ค่าหนึ่งจากนั้นปรับค่าอัตราการไหลของน้ำตามเงื่อนไขการทดลองข้างต้น ดังนั้นในการทดลองหาค่า h_{CO_2} เมื่อมีการปรับอัตราการไหลของน้ำจำเป็นต้องปรับให้ LMDI มีค่าคงที่ซึ่งจะได้จุดตัดแกน Y (B) เพื่อที่จะไปคำนวณหาค่า ดัง (Figure 3)

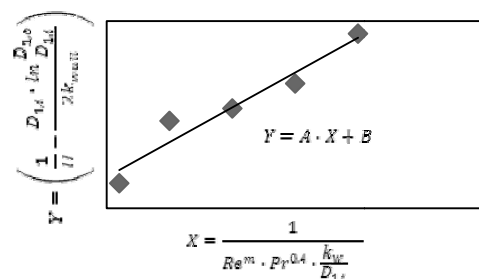


Figure 3 A Wilson Plot

อย่างไรก็ตามไม่สามารถแก้สมการเชิงเส้นโดยการพลอตดังกล่าวข้างต้นได้ เนื่องจากเรามีตัวแปรที่ไม่ทราบค่าสามตัวแปร คือ h_{CO_2} , C และ m ดังนั้นจึงจำเป็นต้องทำการเดาค่าของ m เพื่อไปคำนวณหาค่า h_{CO_2} ที่ได้จากการเดาค่า m ครั้งแรกแล้วนำไปพลอตกราฟที่สองโดยมีรายละเอียดในการพลอตกราฟที่สองดังนี้

จากสมการที่ (4) เขียนใหม่ได้ดังนี้

$$\left\{ \left(\frac{1}{U} - \frac{D_{1,i} \cdot \ln \frac{D_{1,o}}{D_{1,i}}}{2k_{wall}} \right) - \frac{D_{1,i}}{D_{1,o} h_{CO_2}} \right\} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k_w}{D_{1,i}} = \frac{1}{C \cdot Re^m} \tag{12}$$

$$\text{ซึ่ง } y_2 = \frac{1}{C \cdot Re^m} \tag{13}$$

ใส่ \ln เข้าไปจะได้

$$\ln y_2 = -m \cdot \ln(Re) - \ln C \tag{14}$$

ซึ่งอยู่ในรูปสมการเส้นตรง

$$Y_2 = D \cdot X_2 + E \tag{15}$$

$$\text{เมื่อ } Y_2 = \ln y_2 \tag{16}$$

$$D = -m \tag{17}$$

$$X_2 = \ln(Re) \tag{18}$$

$$E = -\ln C \tag{19}$$

$$Y_2 = \ln \left[\left\{ \left(\frac{1}{U} - \frac{D_{1,i} \cdot \ln \frac{D_{1,o}}{D_{1,i}}}{2k_{wall}} \right) - \frac{D_{1,i}}{D_{1,o} h_{CO_2}} \right\} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k_w}{D_{1,i}} \right] \tag{20}$$

จากการเดาค่า m ครั้งแรกเราสามารถหาจุดตัดแกน y ได้ โดยการพลอตกราฟ (Figure 4) ถ้าความชันที่ได้ คือ $D = -m$ แสดงว่าค่าที่ได้ถูกต้อง ถ้าไม่ใช่ให้เดาจนกว่าจะถูก โดยมีขั้นตอนการคำนวณดัง (Figure 5)

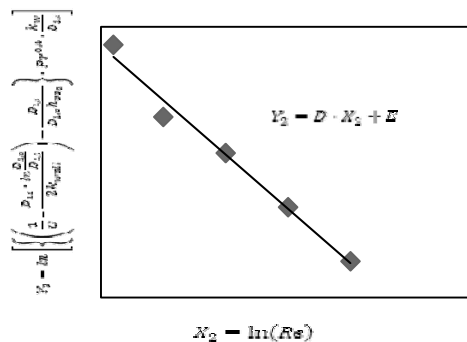


Figure 4 A logarithmic Wilson Plot

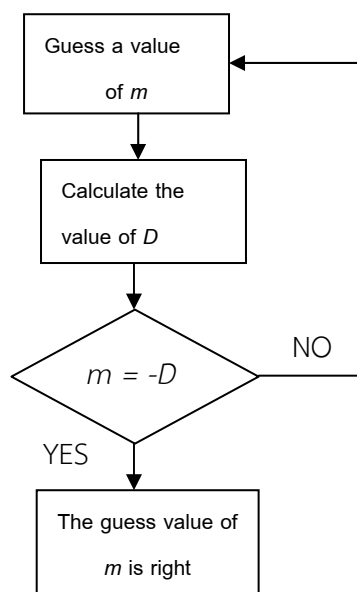


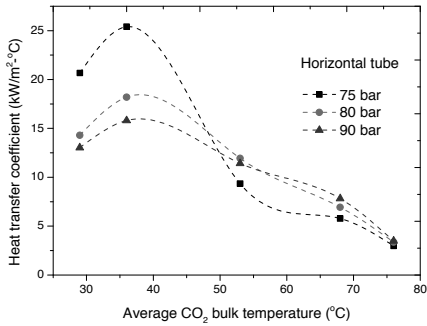
Figure 5 Flow chart diagram of the Wilson Plot algorithm

ผลการศึกษาและวิจารณ์

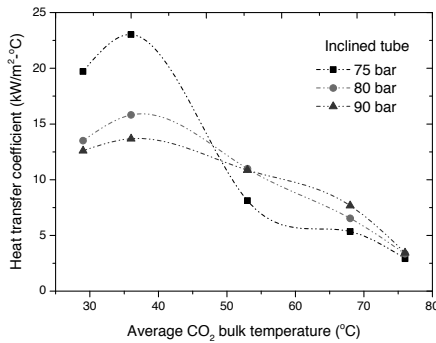
จากผลการทดลองและวิธีการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ที่ไหลในท่อแอนนูลิสที่อัตราคงที่ 0.086 kg/s มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮโดรลิคส์เท่ากับ 8.5 mm ความยาวท่อ 1000 mm ในช่วงอุณหภูมิเฉลี่ยของแก๊สที่ไหลในท่อ ((อุณหภูมิเข้า + อุณหภูมิออก)/2) 29 – 76 °C ที่ความดัน 75, 80 และ 90 bar แสดงได้ดัง (Figure 6 (A)) กรณีติดตั้งในแนวนอน และ (B) ติดตั้งเอียง 45° กับแนวระดับพบว่า แนวโน้มการเปลี่ยนแปลงของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สมีลักษณะคล้ายๆ

กันสำหรับการติดตั้งทั้งสองแบบ เมื่ออุณหภูมิเฉลี่ยของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์อยู่ที่ 36 °C ซึ่งเป็นบริเวณที่อยู่ใกล้อุณหภูมิวิกฤติเทียม ทั้งสามความดัน (อุณหภูมิวิกฤติเทียม คือ ตำแหน่งของอุณหภูมิที่ทำให้มีความร้อนจำเพาะสูงสุด โดยพบว่า ที่ความดัน 75, 80, และ 90 bar จะมีอุณหภูมิ

วิกฤติเทียม เท่ากับ 31.4 °C, 34.3 °C และ 39.6 °C ตามลำดับตั้ง (Figure 7 (A)) จะมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงที่สุด เนื่องจากบริเวณที่อยู่ใกล้จุดวิกฤติเทียม จะมีค่าความร้อนจำเพาะสูง และจะมีค่าสูงสุดเมื่ออยู่ที่อุณหภูมิวิกฤติเทียม และนอกจากนี้ ยังพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ความดัน 75 bar จะมีค่ามากกว่าที่ความดัน 80 bar และ 90 bar ตามลำดับเนื่องจากค่าความร้อนจำเพาะที่สูงกว่า



(A)

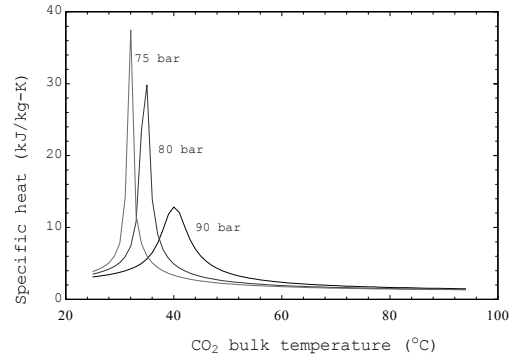


(B)

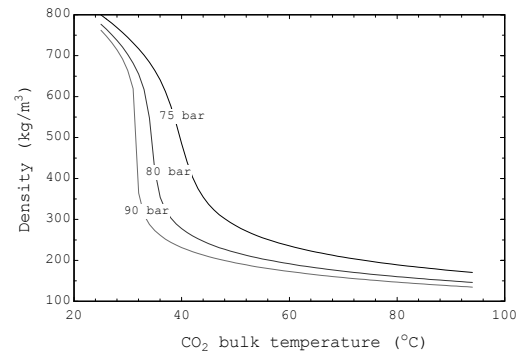
(B)
Figure 6 Comparison of heat transfer coefficient of CO₂ flow in annulus with various pressures: (A) horizontal tube and (B) 45° inclined tube

เมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิเฉลี่ยของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์อยู่ที่ 29 °C พบว่า มีแนวโน้มเช่นเดียวกันกับที่อุณหภูมิเฉลี่ย 36 °C ทั้งสามความดัน แต่จะมีค่าน้อยกว่า เนื่องจากค่าความร้อนจำเพาะน้อยกว่า ในขณะที่เมื่ออุณหภูมิเฉลี่ยของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ในช่วง 53 – 76 °C พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะมีค่าน้อยกว่าที่อุณหภูมิ

เฉลี่ย 36 °C มาก และจะมีค่าค่อย ๆ ลดลง นอกจากนี้ยังพบว่า ในช่วงอุณหภูมิเฉลี่ย 68 - 76 °C ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่เกิดขึ้นทั้งสามความดันมีค่าแตกต่างกันเล็กน้อย (Figure 6) เนื่องจากค่าความร้อนจำเพาะมีค่าใกล้เคียงกันทั้งสามความดัน (Figure 7 (A))



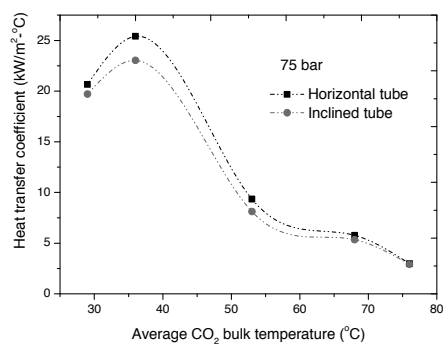
(A)



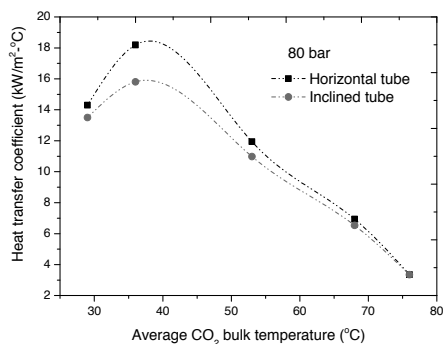
(B)

Figure 7 Thermodynamic properties of CO₂: specific heat, (B) density

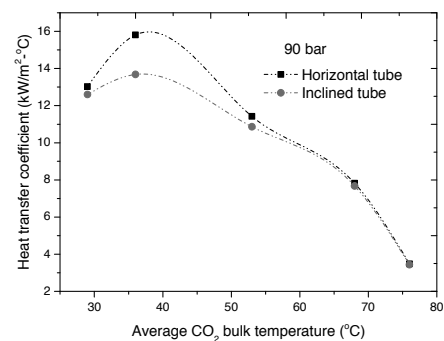
พิจารณา (Figure 8) เป็นการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ระหว่างท่อที่วางในแนวนอนกับท่อที่วางในแนวเอียง 45° ที่ (A) 75 bar, (B) 80 bar และ (C) 90 bar ตามลำดับ พบว่า ที่อุณหภูมิของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์เฉลี่ย 36 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่อยู่ใกล้จุดวิกฤติเทียมมากที่สุดทั้งสามความดัน การไหลในท่อเอียงจะมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนน้อยกว่าการไหลในแนวนอนอย่างเห็นได้ชัดทั้งสามความดัน ขณะที่อุณหภูมิของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์เฉลี่ยที่อยู่ห่างจากจุดวิกฤติเทียม การไหลในท่อเอียงจะมีค่าน้อยกว่าไม่มากนักทั้งสามความดัน



(A)



(B)



(C)

Figure 8 Comparison of heat transfer coefficient of CO₂ flow in annulus tube between horizontal and inclined 45° laying: (A) 75 bar, (B) 80 bar, and (C) 90 bar

ทั้งนี้เนื่องจากที่อุณหภูมิเฉลี่ยของแก๊สที่ 36 °C อยู่ใกล้จุดอุณหภูมิวิกฤติที่ 31.1 °C ซึ่งเป็นบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ระหว่างที่ผิวท่อและกลางลำท่อมากที่สุด ช่วงความชันของกราฟมาก ดัง (Figure 7 B) ส่งผลให้เกิดแรงลอยตัวมากในท่อที่วางในแนวเอียงมีผลทำให้เกิดการพาแบบอิสระมาก ในขณะที่แก๊ส

คาร์บอนไดออกไซด์เฉลี่ยที่อยู่ห่างจากจุดอุณหภูมิวิกฤติที่ 31.1 °C จะเกิดแรงลอยตัวน้อยกว่า เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นที่เกิดขึ้นน้อยกว่า มีผลทำให้เกิดการพาแบบอิสระน้อย โดยการพาแบบอิสระที่เกิดขึ้นนี้มีทิศทางที่ไปในแนวเดียวกับการไหล (มีทิศเดียวกับการพาแบบบังคับ) ส่งผลให้ไปลดแรงเฉือนเทอร์บูเลนซ์ (turbulent shear stress) ลงทำให้ความเป็นเทอร์บูเลนซ์ลดลง ด้วยเหตุนี้จึงทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อที่วางในแนวเอียงมีค่าน้อยกว่าของท่อที่วางในแนวนอน โดยเฉพาะบริเวณที่อยู่ใกล้จุดอุณหภูมิวิกฤติที่ 31.1 °C จะมีค่าน้อยกว่ามากทั้งสามความดันดัง Figure 8

สรุปผลการศึกษา

แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ที่ไหลลงในท่อแวนดูลส์เอียง 45° ที่สภาวะการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์เหนือจุดวิกฤติ ในกระบวนการระบายความร้อนออก มีผลต่อการลดค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ได้ เมื่อเปรียบเทียบกับ การไหลในท่อแวนดูลส์ในแนวนอน ทั้งนี้เนื่องมาจากผลของแรงลอยตัวที่เกิดขึ้น จากการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ ระหว่างที่ผิวผนังท่อและกลางลำท่อตลอดช่วงการไหลในท่อที่วางในแนวเอียง ทำให้เกิดการพาแบบอิสระเกิดขึ้น นอกเหนือจากการพาแบบบังคับ โดยมีทิศทางเดียวกันทำให้ไปลดความเป็นเทอร์บูเลนซ์ให้ลดลง โดยเฉพาะการไหลที่อุณหภูมิเฉลี่ยของแก๊สอยู่ในบริเวณหรือ อยู่ใกล้บริเวณจุดอุณหภูมิวิกฤติที่ 31.1 °C ซึ่งเป็นบริเวณที่มีความแตกต่างความหนาแน่นของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ ระหว่างที่ผิวท่อและกลางลำท่อมาก ส่งผลให้เกิดการพาความร้อนแบบอิสระสูง ทำให้มีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์น้อยตามไปด้วย

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณ Coordinating Center for Thai Government Science and Technology Scholarship Students (CSTS), National Science and Technology Development Agency (NSTDA) ที่ได้ให้ทุนสนับสนุนในการสร้าง Supercritical Fluid Flow and Heat Transfer Laboratory ที่ได้ใช้เพื่อทำการทดลองในงานวิจัยนี้ มา ณ โอกาสนี้

เอกสารอ้างอิง

- Rowland F, Molina M. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes chlorine atom-catalysed destruction of ozone. Nature 1974; 249:810-812.

2. Neksa^o P, Zakeri G, Aarlien R, Jakobsen A. Carbon dioxide as working fluid in air conditioning and heat pump systems. The Earth Technology Forum; 1998. Washington DC.
3. Ahmed B, Bernard T. Transcritical R744 (CO₂) heat pumps Technician's Manual. Technique Des Industries A'raulques Thermiques. SHERHPA; 2007.
4. Pettersen J, Neksa^o P. CO₂ refrigeration, airconditioning and heat pump technology development in Europe. Mag Soc Air-Conditioning Refrig Engrs Korea 2002; 31(7):53-64.
5. Schmidt E, Klocker K, Facke N, Steimle F. Applying the transcritical CO₂ process to a drying heat pump. International Journal of Refrigeration 1997; 21(3):202-211.
6. Li M, Ma Y, Gong W, Su W. Analysis of CO₂ transcritical cycle heat pump dryers. Drying Technology 2009; 27:548-554.
7. Dang C, Hihara E. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide part 1: Experimental measurement. International Journal of Refrigeration 2004; 27:736-747.
8. Du Z, Lin W, Gu A. Numerical investigation of cooling heat transfer to supercritical CO₂ in a horizontal circular tube. The Journal of Supercritical Fluids 2010; 55:116-121.
9. Jing L, Meng F, Na Q, Bin D. Experimental study on heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide in horizontal tube. Front. Energy Power Eng. China 2008; 2(3):339-343.
10. Liao S, Zhao T. Measurements of heat transfer coefficients from supercritical carbon dioxide flowing in horizontal mini/micro channels. Journal of Heat Transfer 2002; 124:413-420.
11. Bae YY, Kim HY. Convective heat transfer to CO₂ at a supercritical pressure flowing vertically upward in tubes and an annular channel. Experimental Thermal and Fluid Science 2009; 33:329-339.
12. Kim DE, Kim MH. Experimental investigation of heat transfer in vertical upward and downward supercritical CO₂ flow in a circular tube. International Journal of Heat and Fluid Flow 2011; 32:176-191.
13. Lee J, Hejzlar P, Saha P, Stahle P, Kazimi M, McEligot D. Deteriorated turbulent heat Transfer (DTHT) of gas up-flow in a circular tube: Experimental data. International Journal of Heat and Mass Transfer 2008; 51:3259-3266.
14. Li ZH, Jiang PX, Zhao CR, Zhang Y. Experimental investigation of convection heat transfer of CO₂ at supercritical pressure in a vertical circular tube. Experimental Thermal and Fluid Science 2010; 34: 1162-1171.
15. Yang C, Xu J, Wang X, Zhang W. Mixed convective flow and heat transfer of supercritical CO₂ in circular tubes at various inclination angles. International Journal of Heat and Mass Transfer 2013; 64:212-233.
16. Pidaparti S, Mikhaeil M, McFarland J, Ranjan D, Anderson M. Experimental investigation of Effects of buoyancy on supercritical carbon dioxide heat transfer in round tubes. The 4th International Symposium-Supercritical CO₂ Power Cycles; 2014 Sep. 9-10, Pittsburgh, Pennsylvania.
17. Bruch A, Bontemps A, Colasson S. Experimental investigation of heat transfer of supercritical carbon dioxide flowing in a cooled vertical tube. International Journal of Heat and Mass Transfer 2009; 52:2589-2598.
18. Yang C, Xu J, Wang X, Zhang W. Mixed convection flow and heat transfer of supercritical CO₂ in circular tubes at various inclination angles. International Journal of Heat and Mass Transfer 2013; 64:212-223.
19. Munkejord ST. Varmerovergang og trykktap i ekstruderte multiportrÆr. Master's thesis, Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet NTNU, Trondheim, 1997.
20. Holman JP. Heat transfer. 7th edition. Singapore: McGraw-Hill; 1992. p. 282-283.