

found that convective heat transfer coefficients for the inclined tube were less than that for the horizontal tube. Especially, when average CO<sub>2</sub> 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 ได้ถูกนำมาใช้ในระบบปั๊มความร้อน<sup>2</sup> 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<sup>3,4</sup> การอบแห้ง<sup>5,6</sup> เป็นต้น

เนื่องจากแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ จะต้อง ทำงานเหนือจุดวิกฤติในกระบวนการระบายความร้อน เมื่อพิจารณาที่สภาวะนี้ พบว่า สมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์มีค่าแปรปรวนค่อนข้างมาก ด้วยเหตุนี้ได้มีนักวิจัยสนใจศึกษาลักษณะการไหล และการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นเพราะมีความแตกต่างจากการไหลที่อยู่ใต้จุดวิกฤติ โดยเฉพาะการไหลแบบเทอร์บูเลนต์เป็นการไหลที่ได้นำไปใช้ในวงการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมากที่สุด โดยพิจารณาจากค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number) โดยทั่วไปการไหลในท่อจะมีค่ามากกว่า 2,300 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเป็นอีกตัวแปรหนึ่งที่สำคัญในการศึกษา เนื่องจากเป็นตัวแปรที่สำคัญสำหรับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (gas cooler) ในระบบปั๊มความร้อน ส่วนมากได้ศึกษาในกรณีที่เป็นพาความร้อนแบบบังคับ (force convection) ที่ไม่คิดผลเนื่องจากการพาความร้อนแบบอิสระ (free convection) ที่เกิดขึ้นภายในท่อที่วางในแนวนอน<sup>7,8,9,10</sup> แต่เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่สภาวะการไหลนี้มีความแปรปรวนไม่เหมือนที่เกิดขึ้นในสภาวะที่อยู่ใต้จุดวิกฤติ โดยเฉพาะการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นที่เกิดขึ้นมากในบริเวณใกล้จุดอุณหภูมิวิกฤติเทียม (ค่าอุณหภูมิที่ทำให้ค่าความร้อนจำเพาะมีค่าสูงสุด) ผลของการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นนี้อาจส่งผลทำให้เกิดแรงลอยตัวเกิดขึ้นถึงแม้ว่าอุณหภูมิของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ระหว่างที่ผิวผนังท่อและที่กลางลำท่อจะมีค่าแตกต่างเล็กน้อยก็ตาม และอาจเกิดการพาความร้อนแบบอิสระขึ้น (free convection) นอกเหนือจากการพาความร้อนแบบบังคับ การพาความร้อนแบบอิสระนี้อาจมีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้น หรือลดลง เมื่อเปรียบเทียบกับพาความร้อนแบบบังคับอย่างเดี่ยว (ไม่ได้คิดผลของแรงลอยตัว) ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับลักษณะการไหลที่เกิดขึ้น การศึกษาผลของแรงลอยตัวของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ที่ไหลในสภาวะเหนือจุดวิกฤติ ส่วนมากพบในกรณีการไหลสำหรับกระบวนการทำความร้อน (Heating processes) เพื่อใช้หล่อเย็นเตาปฏิกรณ์แทนระบบเดิมที่ใช้ (น้ำหล่อเย็น) ซึ่งสามารถลดความดันลงได้ โดยส่วนมากศึกษาการไหลในแนวตั้ง<sup>11,12,13,14</sup> และส่วนน้อยที่ศึกษาการไหลในแนวเอียง<sup>15</sup> Sandeep Pidaparti

และคณะ<sup>16</sup> 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 ที่พบเป็นการศึกษาการไหลในท่อที่วางในแนวตั้ง<sup>17</sup> และการศึกษาการไหลในท่อที่วางในแนวเอียง<sup>18</sup> ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้ทำการศึกษาผลของแรงลอยตัวต่อการพาความร้อนของคาร์บอนไดออกไซด์ ที่สภาวะเหนือจุดวิกฤติที่ไหลลงในท่อแอนนูลัสเอียง 45 องศา ในกระบวนการระบายความร้อน (cooling process) ด้วยการทำทดลอง

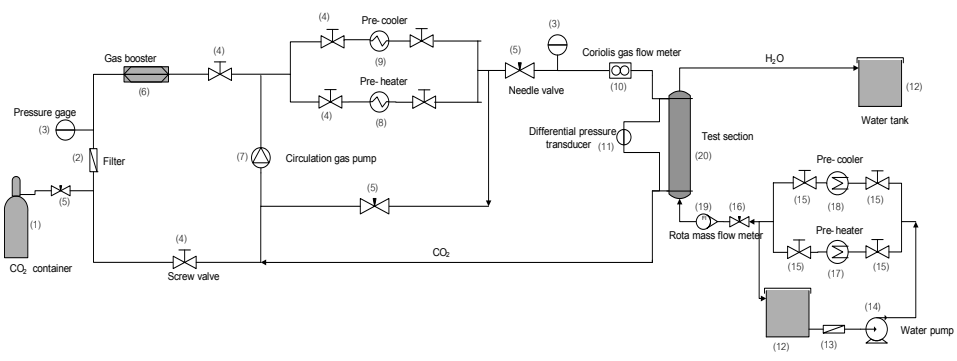
**วัสดุอุปกรณ์และวิธีการศึกษา**

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

ไปด้วยอุปกรณ์ (1) ถังบรรจุแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ (CO<sub>2</sub> 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

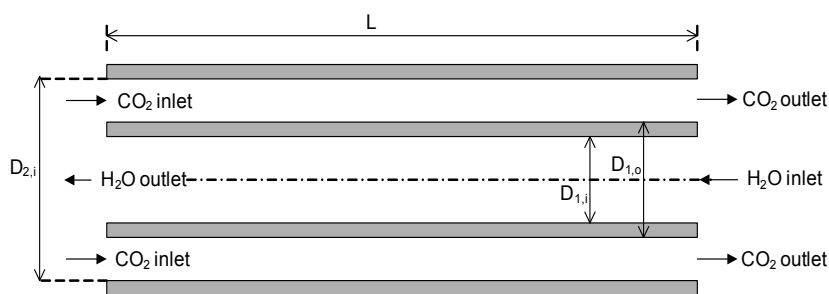
ส่วนสุดท้าย คือ (20) ส่วนของการทดลอง ประกอบด้วย ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ tube-in-tube ทำมาจากท่อทองแดง type K มีขนาดความยาว L = 1000 mm โดยท่อด้านในมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน  $D_{1,i} = 7.045$  mm และมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก  $D_{1,o} = 9.525$  mm ในขณะที่ท่อด้านนอกมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน  $D_{2,i} = 13.395$  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 และคณะ<sup>16</sup> 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 และกรณีที่ตั้งในแนวเอียง 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 Plot<sup>19</sup> 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/m<sup>2</sup>°C)

$h_{CO_2}$  = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของ CO<sub>2</sub> (kW/m<sup>2</sup>°C)

$L$  = ความยาวท่อ (m)

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

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

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

โดยค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำ ( $h_w$ ) จะใช้รูปสมการของ Dittus-Boelter<sup>20</sup> 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/m<sup>2</sup>°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)

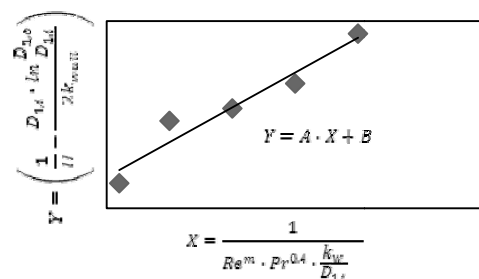


Figure 3 A Wilson Plot

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)

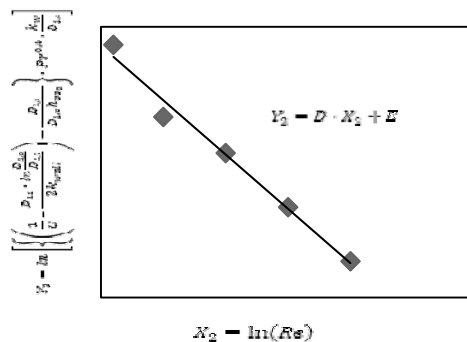


Figure 4 A logarithmic Wilson Plot

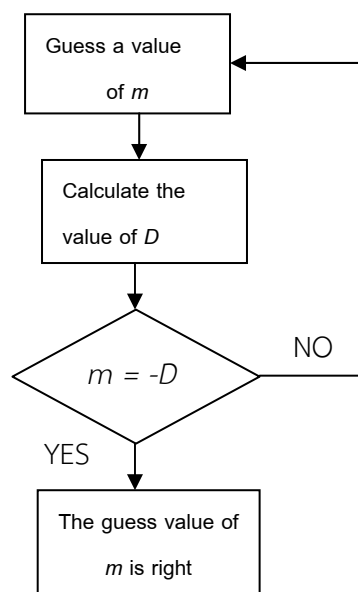


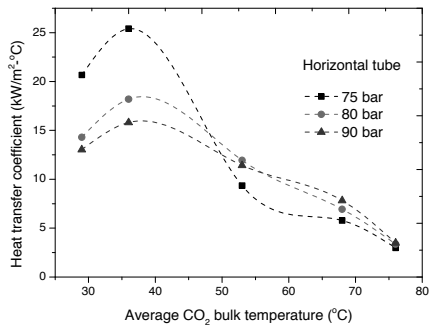
Figure 5 Flow chart diagram of the Wilson Plot algorithm

**ผลการศึกษาและวิจารณ์**

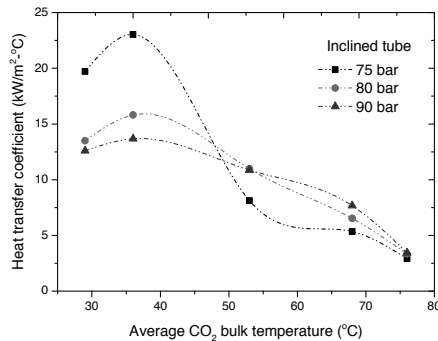
จากผลการทดลองและวิธีการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ที่ไหลในท่อแอนนูลัสที่อัตราคงที่ 0.086 kg/s มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮโดรลิคส์เท่ากับ 8.5 mm ความยาวท่อ 1000 mm ในช่วงอุณหภูมิเฉลี่ยของแก๊สที่ไหลในท่อ ((อุณหภูมิเข้า + อุณหภูมิออก)/2) 29 – 76 °C ที่ความดัน 75, 80 และ 90 bar แสดงได้ดัง (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)

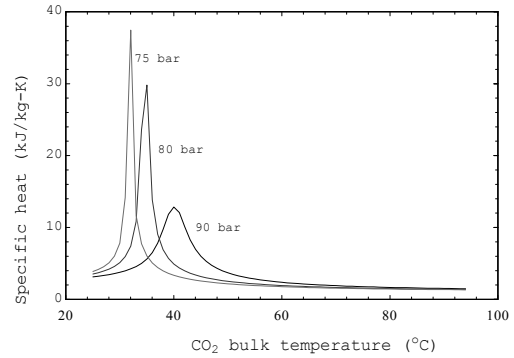


(B)

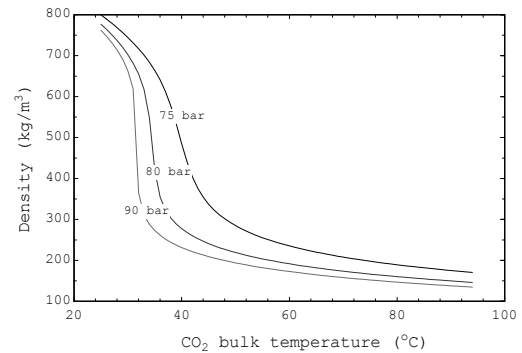
**(B)**  
**Figure 6** Comparison of heat transfer coefficient of CO<sub>2</sub> flow in annulus with various pressures: (A) horizontal tube and (B) 45° inclined tube

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))



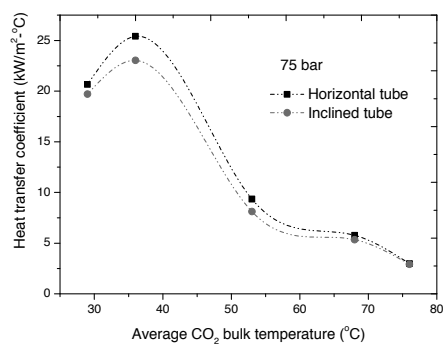
(A)



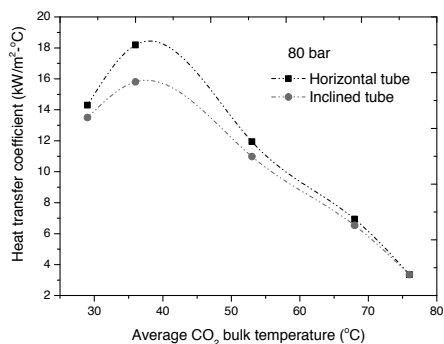
(B)

**Figure 7** Thermodynamic properties of CO<sub>2</sub>: specific heat, (B) density

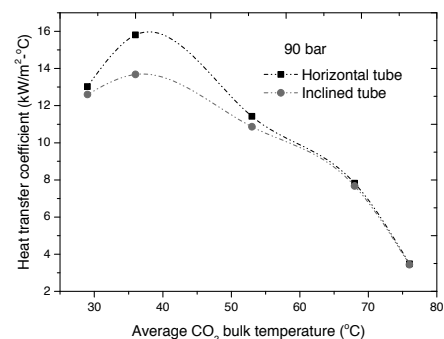
พิจารณา (Figure 8) เป็นการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ระหว่างท่อที่วางในแนวนอนกับท่อที่วางในแนวเอียง 45° ที่ (A) 75 bar, (B) 80 bar และ (C) 90 bar ตามลำดับ พบว่า ที่อุณหภูมิของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์เฉลี่ย 36 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่อยู่ใกล้จุดวิกฤติเทียมมากที่สุดทั้งสามความดัน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



(A)



(B)



(C)

**Figure 8** Comparison of heat transfer coefficient of CO<sub>2</sub> flow in annulus tube between horizontal and inclined 45° laying: (A) 75 bar, (B) 80 bar, and (C) 90 bar

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

คาร์บอนไดออกไซด์เฉลี่ยที่อยู่ห่างจากจุดอุณหภูมิวิกฤติที่เยี่ยม จะเกิดแรงลอยตัวน้อยกว่า เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นที่เกิดขึ้นน้อยกว่า มีผลทำให้เกิดการพาแบบอิสระน้อย โดยการพาแบบอิสระที่เกิดขึ้นนี้มีทิศทางที่ไปในแนวเดียวกับการไหล (มีทิศเดียวกับการพาแบบบังคับ) ส่งผลให้ไปลดแรงเฉือนเทอร์บูเลนซ์ (turbulent shear stress) ลงทำให้ความเป็นเทอร์บูเลนซ์ลดลง ด้วยเหตุนี้จึงทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อที่วางในแนวเอียงมีค่าน้อยกว่าของท่อที่วางในแนวนอน โดยเฉพาะบริเวณที่อยู่ใกล้จุดอุณหภูมิวิกฤติที่เยี่ยม จะมีค่าน้อยกว่ามากทั้งสามความดันดัง Figure 8

**สรุปผลการศึกษา**

แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ที่ไหลลงในท่อแวนดูล์สเอียง 45° ที่สภาวะการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์เหนือจุดวิกฤติ ในกระบวนการระบายความร้อนออก มีผลต่อการลดค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ได้ เมื่อเปรียบเทียบกับ การไหลในท่อแวนดูล์สในแนวนอน ทั้งนี้เนื่องมาจากผลของแรงลอยตัวที่เกิดขึ้น จากการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นของแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ ระหว่างที่ผิวผนังท่อและกลางลำท่อตลอดช่วงการไหลในท่อที่วางในแนวเอียง ทำให้เกิดการพาแบบอิสระเกิดขึ้น นอกเหนือจากการพาแบบบังคับ โดยมีทิศทางเดียวกันทำให้ไปลดความเป็นเทอร์บูเลนซ์ให้ลดลง โดยเฉพาะการไหลที่อุณหภูมิเฉลี่ยของแก๊สอยู่ในบริเวณหรือ อยู่ใกล้บริเวณจุดอุณหภูมิวิกฤติที่เยี่ยม 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**

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

2. Neksa<sup>o</sup> 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 (CO<sub>2</sub>) heat pumps Technician's Manual. Technique Des Industries A'raulques Thermiques. SHERHPA; 2007.
4. Pettersen J, Neksa<sup>o</sup> P. CO<sub>2</sub> 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 CO<sub>2</sub> 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 CO<sub>2</sub> 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 CO<sub>2</sub> 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 CO<sub>2</sub> 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 CO<sub>2</sub> 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 CO<sub>2</sub> 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 CO<sub>2</sub> 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 4<sup>th</sup> International Symposium-Supercritical CO<sub>2</sub> 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 CO<sub>2</sub> 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. 7<sup>th</sup> edition. Singapore: McGraw-Hill; 1992. p. 282-283.