

ผลการทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับอากาศและ
วิเคราะห์ผลการทดสอบ

จากการทดลองในครั้งนี้ได้ศึกษาถึงพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับอากาศ ทั้งในรูปของอัตราการถ่ายเทความร้อน และในรูปของประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสัมพัทธ์พารามิเตอร์ดังกล่าวนี้ คือความเร็ว ผลต่างอุณหภูมิ และปริมาณของไหลใช้งาน นอกจากนี้ยังได้ศึกษาพฤติกรรมการเกิดยีส์เทอร์ซิส์ต่อสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พร้อมทั้งได้เปรียบเทียบพฤติกรรมอันนี้กับการทดลองของคนอื่นที่ใกล้เคียงซึ่งใช้ฟร็อน 11 เป็นของไหลใช้งาน สุดท้ายได้เสนอสหสัมพันธ์ที่หาได้จากข้อมูลในการทดลอง และเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ คอยล์ ลูปเทอร์โมไซฟอน กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับอากาศชนิดอื่นๆ

5.1 เงื่อนไขที่ใช้ในการทดสอบ

ในการทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ คอยล์ ลูปเทอร์โมไซฟอน ได้กำหนดเงื่อนไข และขอบเขตในการทดสอบไว้ตามตารางที่ 5.1

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5.1 เงื่อนไขที่ใช้ในการทดสอบ

พารามิเตอร์	ขอบเขต
ของไหลใช้งาน	ฟร็อน 22
ปริมาณของไหลใช้งาน (เทียบกับปริมาตรของคอยล์ ระบาย)	25, 50.5, 64.5, 89 และ 113 %
ตัวเลขเรย์โนลด์ทั้งด้านร้อนและเย็น	195 - 3126
ความเร็วผิวหน้า	0.5, 0.7, 1 และ 1.2 m/s
ผลต่างอุณหภูมิรวมเฉลี่ย ($\Delta T_{\text{avg}} = T_{h1} - T_{c1}$)	4, 8, 13 และ 17 °C

5.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การประเมินสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับอากาศ สามารถประเมินได้จากค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน หรือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม โดยมีพารามิเตอร์ต่างๆที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะ คือ ความเร็ว (ตัวเลขเรย์โนลด์) ผลต่างอุณหภูมิและปริมาณของไหลใช้งาน รายละเอียดในการคำนวณได้แสดงตัวอย่างไว้ในภาคผนวก ก และผลการทดลองที่ได้นั้นแสดงตามรูปที่ 5.2 - 5.7 ดังต่อไปนี้

5.2.1 อิทธิพลของความเร็ว (ตัวเลขเรย์โนลด์)

รูปที่ 5.2 เป็นการแสดงถึงอิทธิพลของความเร็วซึ่งอยู่ในเทอมของตัวเลขเรย์โนลด์ด้านร้อน (Re_c) กับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อยู่ในเทอมของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) จะพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจากสายร้อนไปยังสายเย็นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ได้เพิ่มขึ้นอยู่กับตัวเลขเรย์โนลด์ของแต่ละสาย แต่ขึ้นอยู่กับอัตราส่วนของตัวเลขเรย์โนลด์ระหว่างสองสายคือ

$Re^* = Re_h / Re_c$ เมื่อตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม

ก็จะเพิ่มขึ้นด้วยในทำนองเดียวกันถ้าอัตราส่วนตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนก็เพิ่มขึ้นด้วย

5.2.2 อิทธิพลของผลต่างอุณหภูมิ

รูปที่ 5.3 แสดงการเปลี่ยนแปลงอัตราการถ่ายเทความร้อนในทอมของ UA กับผลต่างอุณหภูมিরวม พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนค่อนข้างจะขึ้นกับผลต่างของอุณหภูมিরวม และจะคงที่เมื่อเพิ่มผลต่างของอุณหภูมিরวมถึงค่าขอบเขตค่าหนึ่ง ซึ่งจะไม่เหมือนกับกระบวนการพาความร้อนอย่างธรรมดา เหตุที่เป็นเช่นนั้นก็เพราะว่ากระบวนการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนแบบนี้เกี่ยวข้องกับปรากฏการณ์สองสถานะ (Two-Phase Phenomena) ดังนั้นการถ่ายเทความร้อนจึงขึ้นอยู่กับค่าของอุณหภูมิต่ละส่วน และผลต่างของอุณหภูมিরวมของทั้งระบบด้วย

กลไกในการถ่ายเทความร้อนจะมีหลายรูปแบบ ในขณะที่ผลต่างอุณหภูมিরวมมีค่าต่ำ ความร้อนจากของไหลร้อนจะไหลผ่านไปยังผิวของเหลวใช้งานในส่วนการระเหยโดยการนำความร้อนผ่านผนังท่อ และโดยการนำความร้อนผ่านฟิล์มของเหลวใช้งานร่วมกับการพาความร้อนแบบธรรมชาติ การระเหยของของไหลจะเกิดเฉพาะที่ผิวของเหลว เมื่อผลต่างอุณหภูมিরวมเพิ่มขึ้น ของเหลวที่สัมผัสกับผนังท่อจะเดือดและเปลี่ยนไปเป็นไอน้ำอย่างรวดเร็ว โดยเกิดฟองขึ้นเป็นจำนวนมาก ฟองที่เกิดขึ้นเหล่านี้จะขนส่งพลังงานความร้อนส่วนหนึ่งไปที่ผิวของของเหลว ในรูปความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ ซึ่งส่งผลให้การขนส่งความร้อนเพิ่มมากขึ้นด้วย ถ้าทำการเพิ่มผลต่างของอุณหภูมิตั้งแต่อีกจนถึงจุดวิกฤต หรือจุดเหือดแห้ง (dry out) ของเหลวที่ผนังในช่องท่อจะเหือดแห้งหมดจนเหลือแต่ไอน้ำปกคลุมผิว และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะหยุดการทำงาน นั่นคืออัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องจะลดลงจนกว่าจะมีของเหลวใช้งานไหลกลับมาเปียกผนังในช่องท่อ รูปที่ 5.3 ยังแสดงให้เห็นอีกว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องก็ขึ้นอยู่กับความเร็วของของไหลภายนอกด้วย

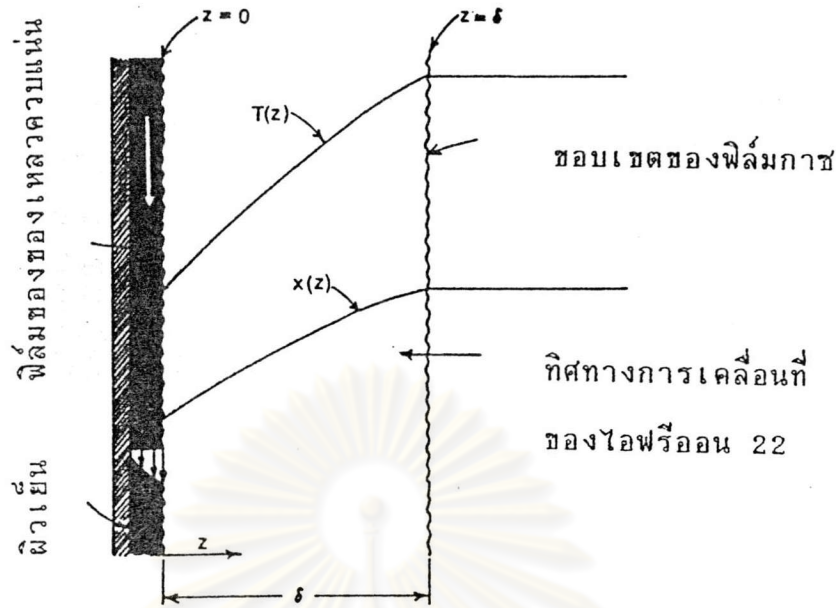
5.2.3 อิทธิพลของปริมาณของไหลใช้งานที่บรรจุ

ปริมาณของไหลใช้งานที่บรรจุนั้นจะแสดงอยู่ในทอมเปอร์เซ็นต์ของ

ปริมาณของคอยล์ระเหย รูปที่ 5.4 - 5.7 แสดงการเปลี่ยนแปลงอัตราการถ่ายเทความร้อนเมื่อปริมาณของไหลใช้งานเปลี่ยนไป ในการทดลองนี้มีปริมาณของไหลใช้งานอยู่ 5 กรณี คือ 25, 50.5, 64.5, 89 และ 113 % จากรูปพบว่าที่ปริมาณของไหลใช้งาน 89 และ 113 % จะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่ากรณีอื่นๆมากและในช่วงปริมาณของเหลวใช้งานนี้อัตราการถ่ายเทความร้อนจะค่อนข้างคงที่ คือไม่ขึ้นกับปริมาณของไหลใช้งานนัก ยกเว้นกรณีที่เพิ่มปริมาณของไหลใช้งานเป็น 113 % ที่ผลต่างอุณหภูมิ 4°C และความเร็วผิวหน้าอยู่ในช่วง 1 และ 1.2 เมตร/วินาที อัตราการถ่ายเทความร้อนกลับลดลงจากกรณี 89 % อย่างเห็นได้ชัดส่วนที่ปริมาณของไหลใช้งาน 25, 50.5 และ 64.5 พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่อปริมาณของไหลใช้งานเพิ่มขึ้น เหตุที่เป็นเช่นนี้เพราะกรณีที่บรรจุปริมาณของไหลใช้งานไว้น้อย การเปียกผิวในของท่อจะมีไม่ทั่วถึงทำให้มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนลดต่ำลง

สาเหตุที่อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลง เมื่อเพิ่มปริมาณของไหลใช้งานจาก 89 % เป็น 113 % เฉพาะในเวลาทีผลต่างอุณหภูมิรวมมีค่าน้อย (4°C) ก็เพราะเมื่อปริมาณของไหลใช้งานมีจำนวนมากเกินพอ (เกิน 100 %) ระดับของเหลวในคอยล์ระเหยจะสูงขึ้น ทำให้จุดเดือดของฟร็อน 22 ในคอยล์ระเหยสูงขึ้น (นั่นคือเกิด boiling point elevation เนื่องจากการกดของความดันแท่งของเหลว) การเดือด (ระเหย) ของฟร็อนจึงเกิดช้าลง ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องกลับลดลงเมื่อปริมาณของไหลใช้งานเพิ่มเป็น 113 %

อนึ่งถ้ามีการสะสมของก๊าซที่ไม่ควบแน่น แม้เพียงปริมาณน้อยในเครื่องก็จะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลงเป็นจำนวนมาก (Ozisik, 1989) ซึ่งมีกลไกดังนี้ เมื่อของผสมระหว่างไอที่ควบแน่นได้และก๊าซที่ไม่ควบแน่นไหลไปควบแน่นบนผิวที่เย็นกว่าจุดน้ำค้างของของผสม ไอลจะควบแน่นเป็นชั้นของเหลวควบแน่น (Condensate) บนผิวเย็น และส่วนก๊าซที่ไม่ควบแน่นจะสะสมเป็นฟิล์มกักจากชั้นของเหลวดังรูปที่ 5.1

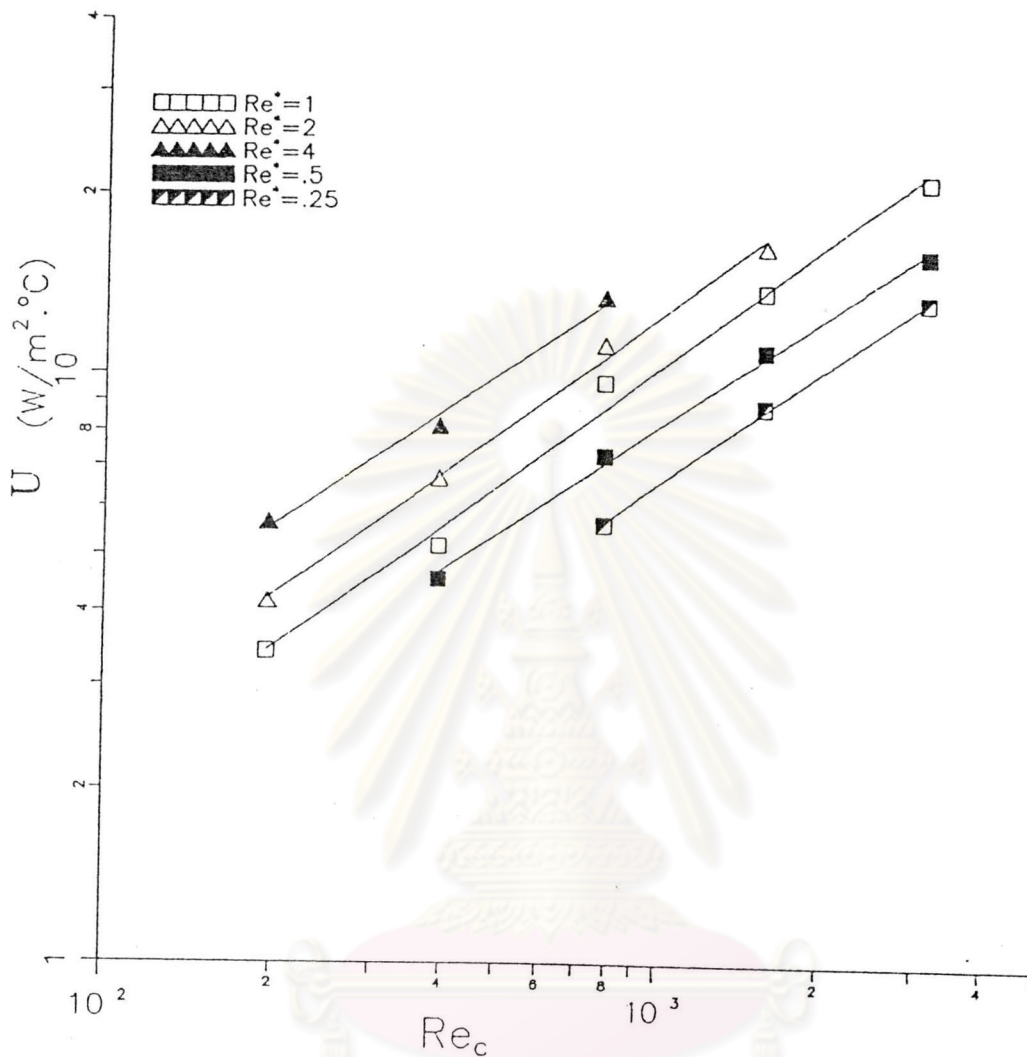


รูปที่ 5.1 การควบแน่นของไอฟร้อน 22 บนผิวเย็นในกรณีที่มีก๊าซที่ไม่ควบแน่นอยู่ในระบบ (Bird, Stewart and Lightfoot, 1960)

ดังนั้นไอที่ควบแน่นได้ที่เข้ามาใหม่จะต้องแพร่ผ่านฟิล์มก๊าซที่ไม่ควบแน่นก่อนที่จะเข้ามาถึงผิวของฟิล์มของเหลวเย็นเพื่อจะควบแน่น ผลก็คืออัตราการถ่ายเทมวลของไอที่ควบแน่นได้จะช้าลง ทำให้อัตราการควบแน่นต่ำ นั่นคืออัตราการถ่ายเทความร้อนช้าลง อนึ่งความต้านทานของกระบวนการแพร่ยังก่อให้เกิดความแตกต่างในความดันย่อยของไอด้านนอกฟิล์มก๊าซ และความดันย่อยที่ผิวสัมผัสระหว่างก๊าซและฟิล์มของเหลว ทำให้ทั้งความเข้มข้นของไอในฟิล์มก๊าซต่ำกว่าในส่วนหลักด้านนอก

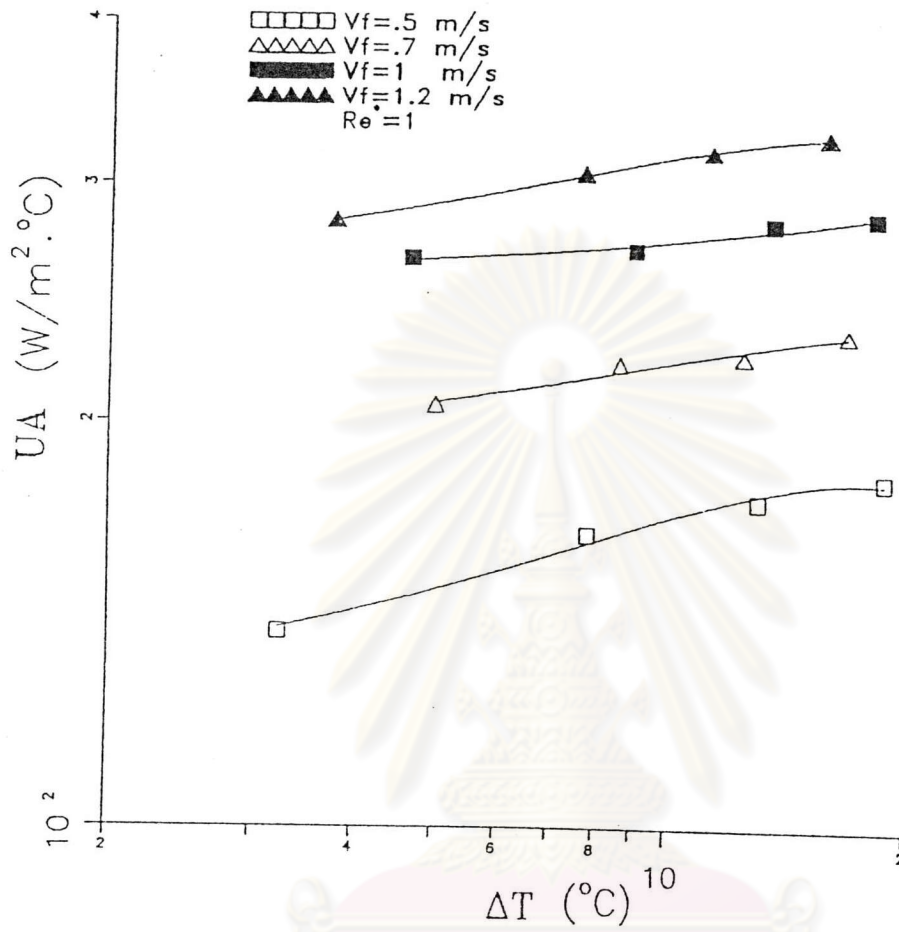
5.3 ประสิทธิภาพ (effectiveness) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การแสดงผลและทำนายสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับอากาศ นอกจากจะอาศัยอัตราการถ่ายเทความร้อน หรือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมแล้ว ยังสามารถแสดงได้ในรูปของค่าประสิทธิภาพ



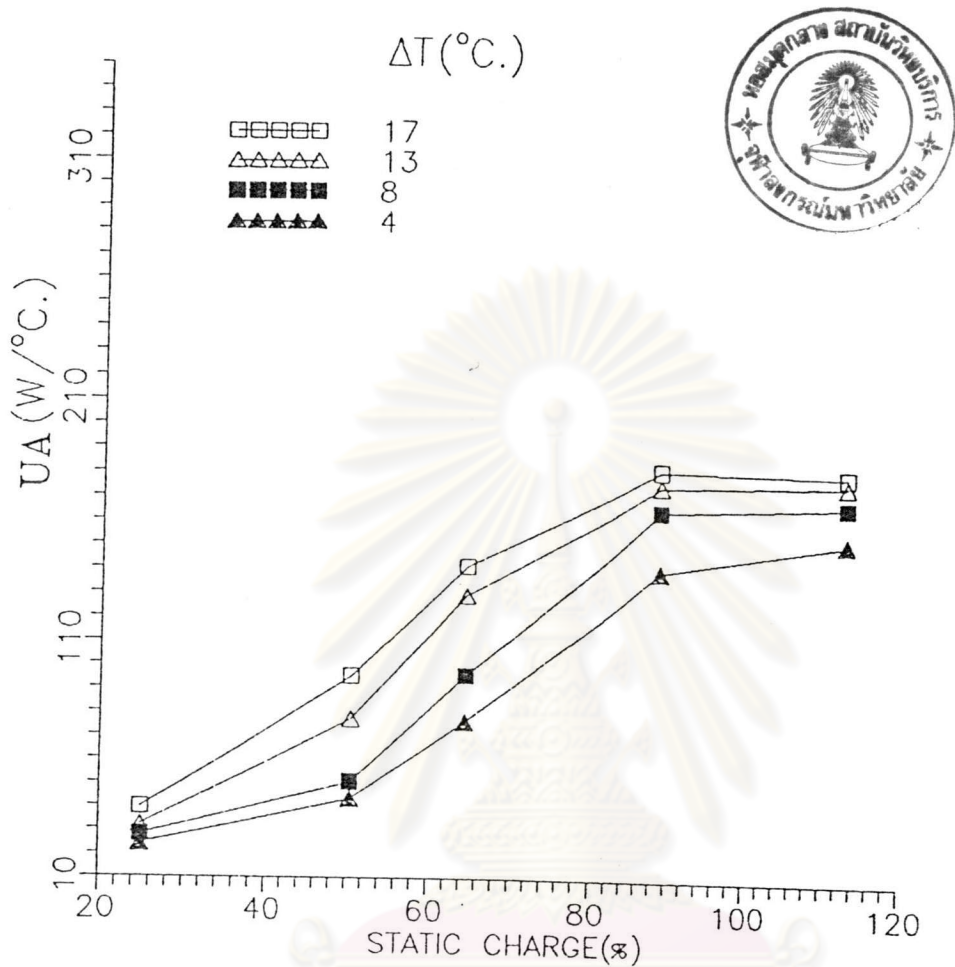
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.2 อิทธิพลของตัวเลขเรย์โนลด์และ Re^* ต่อสมรรถนะ (U) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (กรณีปริมาณของไหลใช้งาน 89 %)



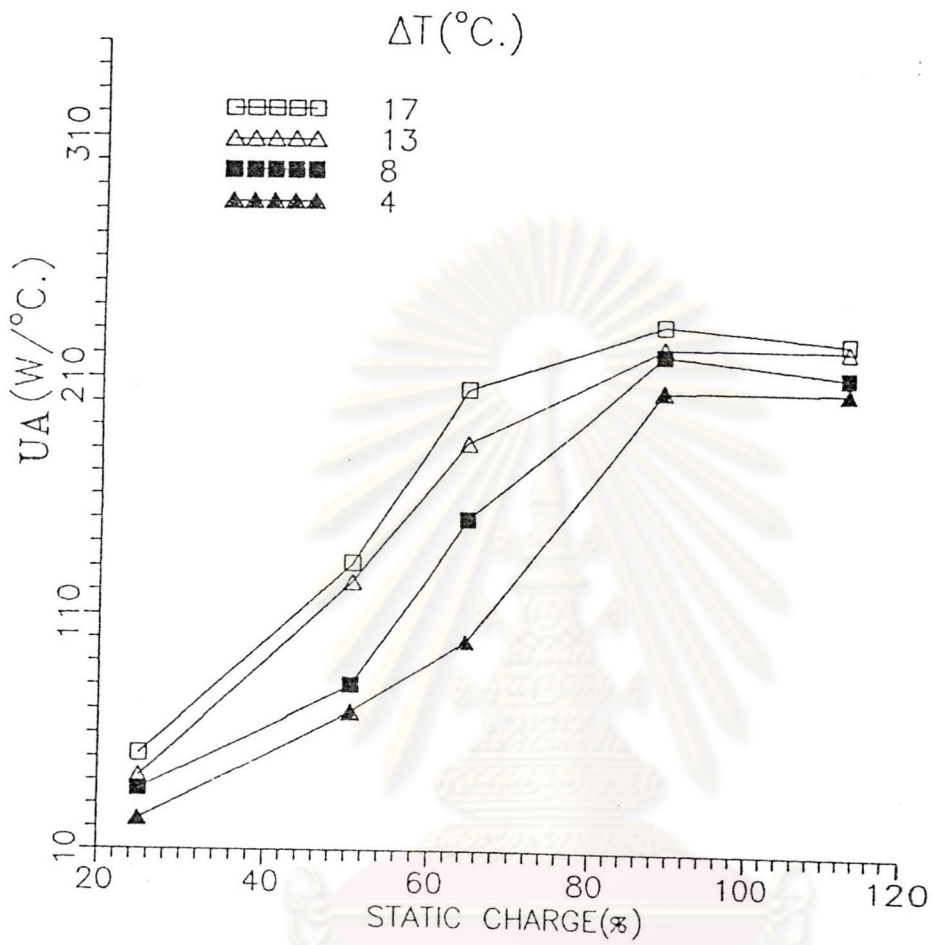
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.3 อีทธิพลของผลต่างอุณหภูมิรวมต่อสมรรถนะ (UA) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (กรณีปริมาณของไหลใช้งาน 89 %)



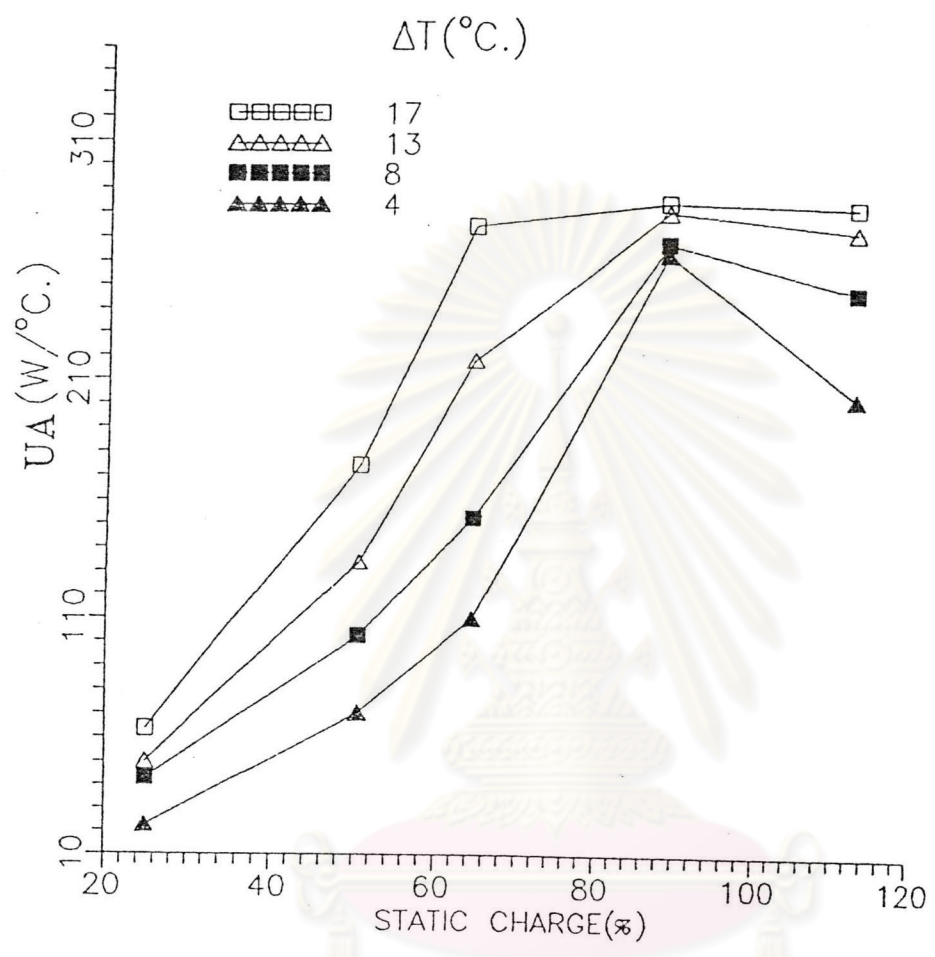
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.4 อิทธิพลของปริมาณของไหลใช้งานต่อสมรรถนะ (UA) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (กรณีความเร็วผิวหน้า 0.5 m/s)



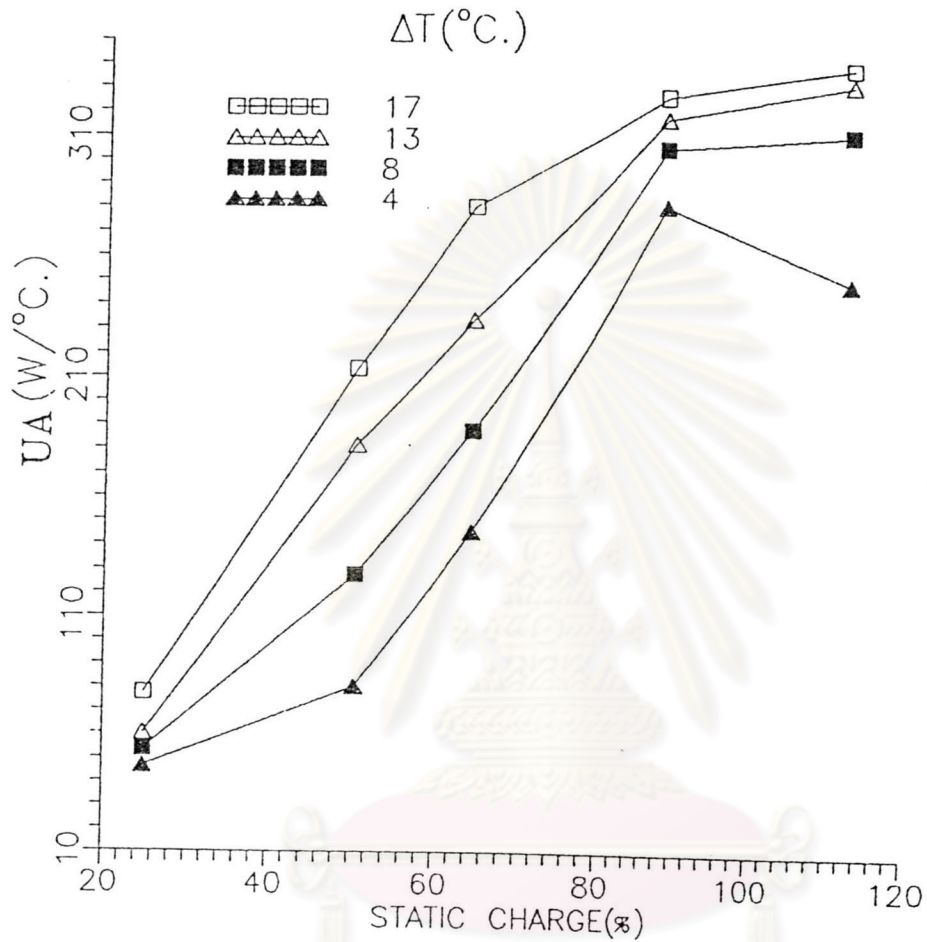
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.5 อิทธิพลของปริมาณของไหลใช้งานต่อสมรรถนะ (UA) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (กรณีความเร็วผิวหน้า 0.7 m/s)



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.6 อิทธิพลของปริมาณของไหลใช้งานต่อสมรรถนะ(UA) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(กรณีความเร็วผิวหน้า 1 m/s)



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.7 อิทธิพลของปริมาณของไหลใช้งานต่อสมรรถนะ (UA) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (กรณีความเร็วผิวหน้า 1.2 m/s)

(effectiveness) ทั้งในการถ่ายเทความร้อนสัมผัส ความร้อนแฝง และ/หรือ ความร้อนทั้งหมด (เอลทาลปี) ในที่นี้จะสนใจเฉพาะประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสัมผัสเท่านั้น ในการทดลองได้ศึกษาปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อค่าประสิทธิภาพ คือ ความเร็วผิวหน้า ผลต่างอุณหภูมิรวม และปริมาณของไหลใช้งานที่บรรจุ ตัวอย่างการคำนวณหาประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสัมผัสมีแสดงไว้ในภาคผนวก ข ส่วนในบทนี้จะแสดงผลการทดลองที่ได้ในรูปที่ 5.8 - 5.17 ดังต่อไปนี้

5.3.1 อิทธิพลของความเร็ว

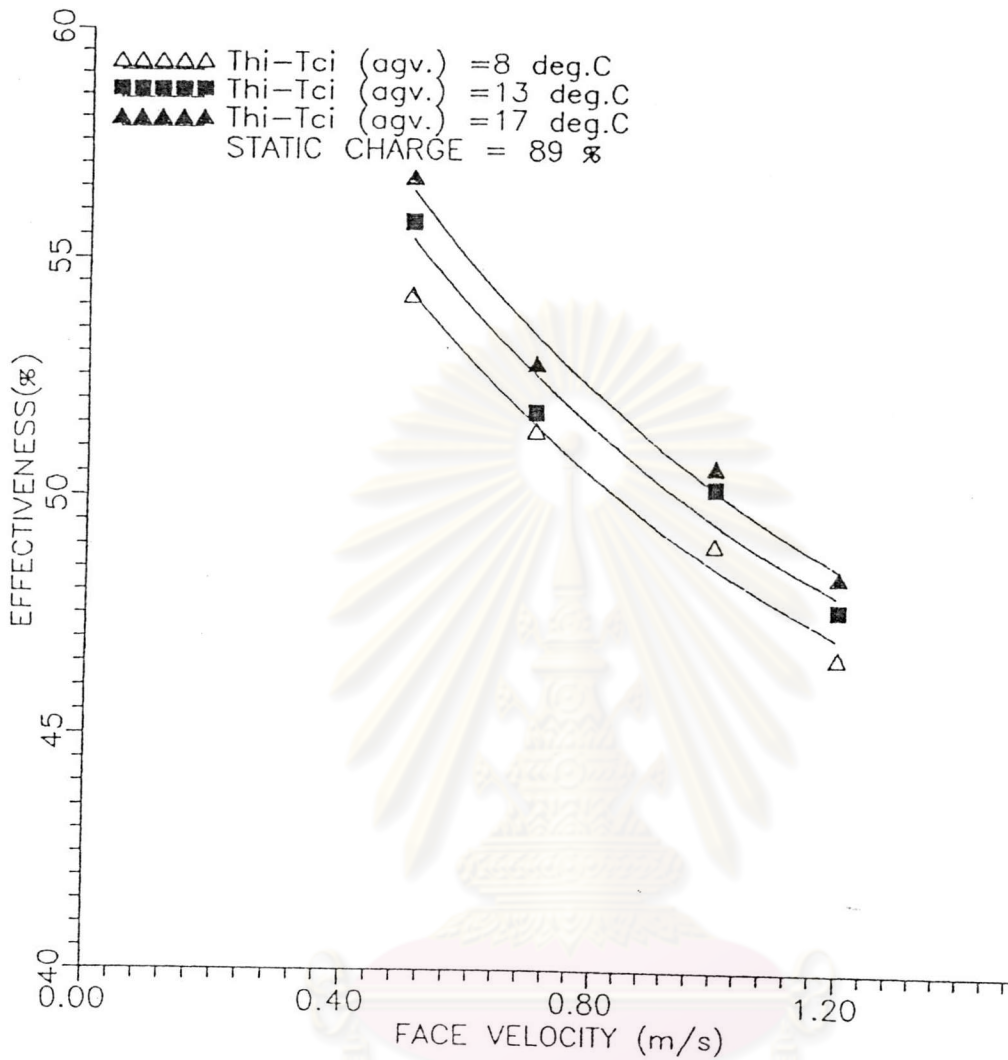
รูปที่ 5.8 - 5.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพกับความเร็วผิวหน้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับกรณีปริมาณของไหลใช้งาน 89 และ 113 % ตามลำดับ จากรูปพบว่าค่าประสิทธิภาพจะเป็นภาคผกผันกับความเร็วผิวหน้า นั่นคือเมื่อความเร็วผิวหน้าเพิ่มขึ้น ค่าประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสัมผัสจะกลับลดลง ซึ่งหมายความว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นจริงจะมีสัดส่วนน้อยลงเมื่อเทียบกับอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้จากด้านร้อนไปยังด้านเย็น

5.3.2 อิทธิพลของผลต่างอุณหภูมิ

รูปที่ 5.10- 5.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสัมผัสกับผลต่างอุณหภูมิรวม จากรูปพบว่าในกรณีที่ปริมาณของไหลใช้งาน 89 และ 113 % ค่าประสิทธิภาพจะเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อย และจะคงที่เมื่อผลต่างอุณหภูมิรวมเพิ่มขึ้นถึงค่าหนึ่ง ส่วนในกรณีที่ปริมาณของไหลใช้งาน 25, 50.5 และ 64.5 % ค่าประสิทธิภาพนั้นคืออัตราการถ่ายเทความร้อนจะต่ำ แต่จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่อผลต่างของอุณหภูมิรวมเพิ่มขึ้น สรุปแล้วอาจกล่าวได้ว่าเมื่อมีปริมาณของไหลใช้งานที่เหมาะสมแล้ว ค่าประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนสัมผัสจะสูง แต่จะเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อยเมื่อผลต่างอุณหภูมิรวมเพิ่มขึ้น

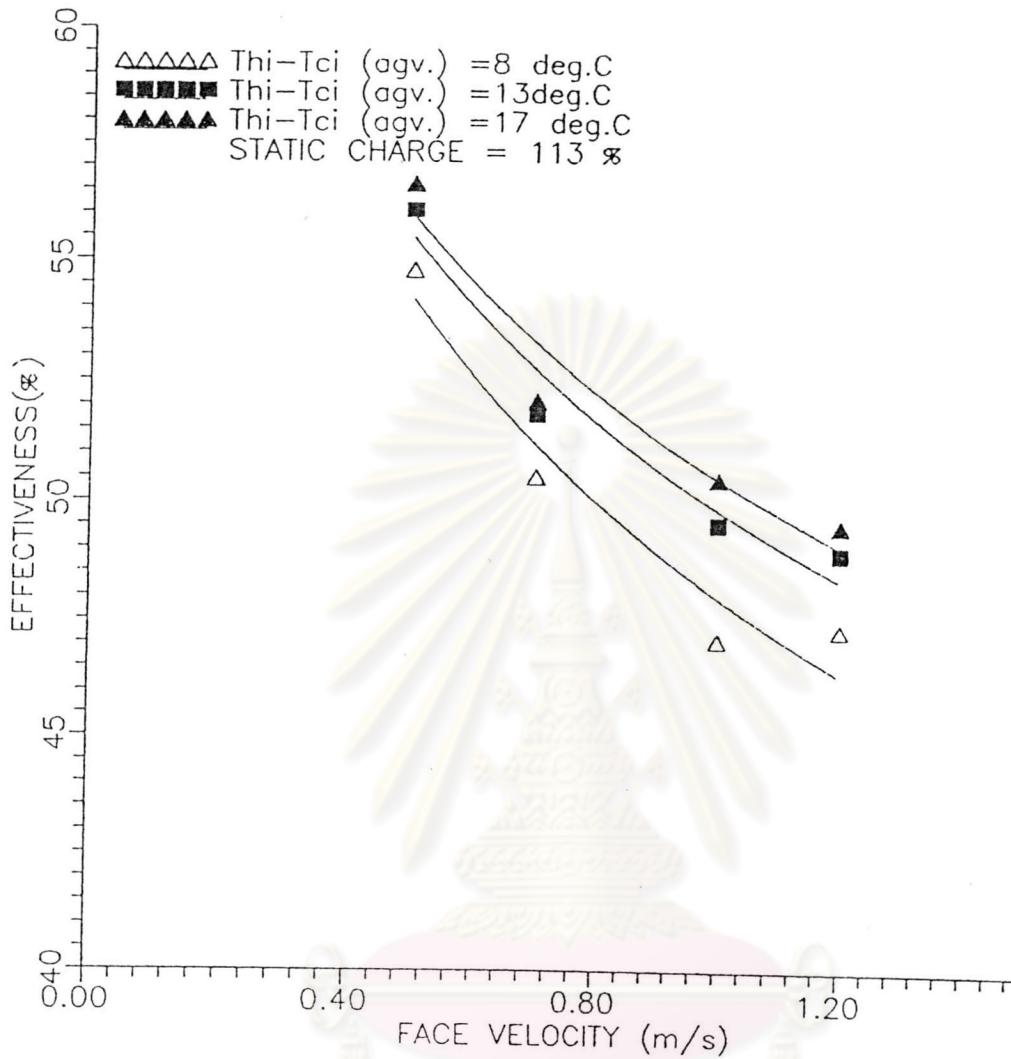
5.3.3 อิทธิพลของปริมาณของไหลใช้งาน

ปริมาณของไหลใช้งานที่บรรจุอยู่จะแสดงเป็นเปอร์เซ็นต์ของปริมาตรของ



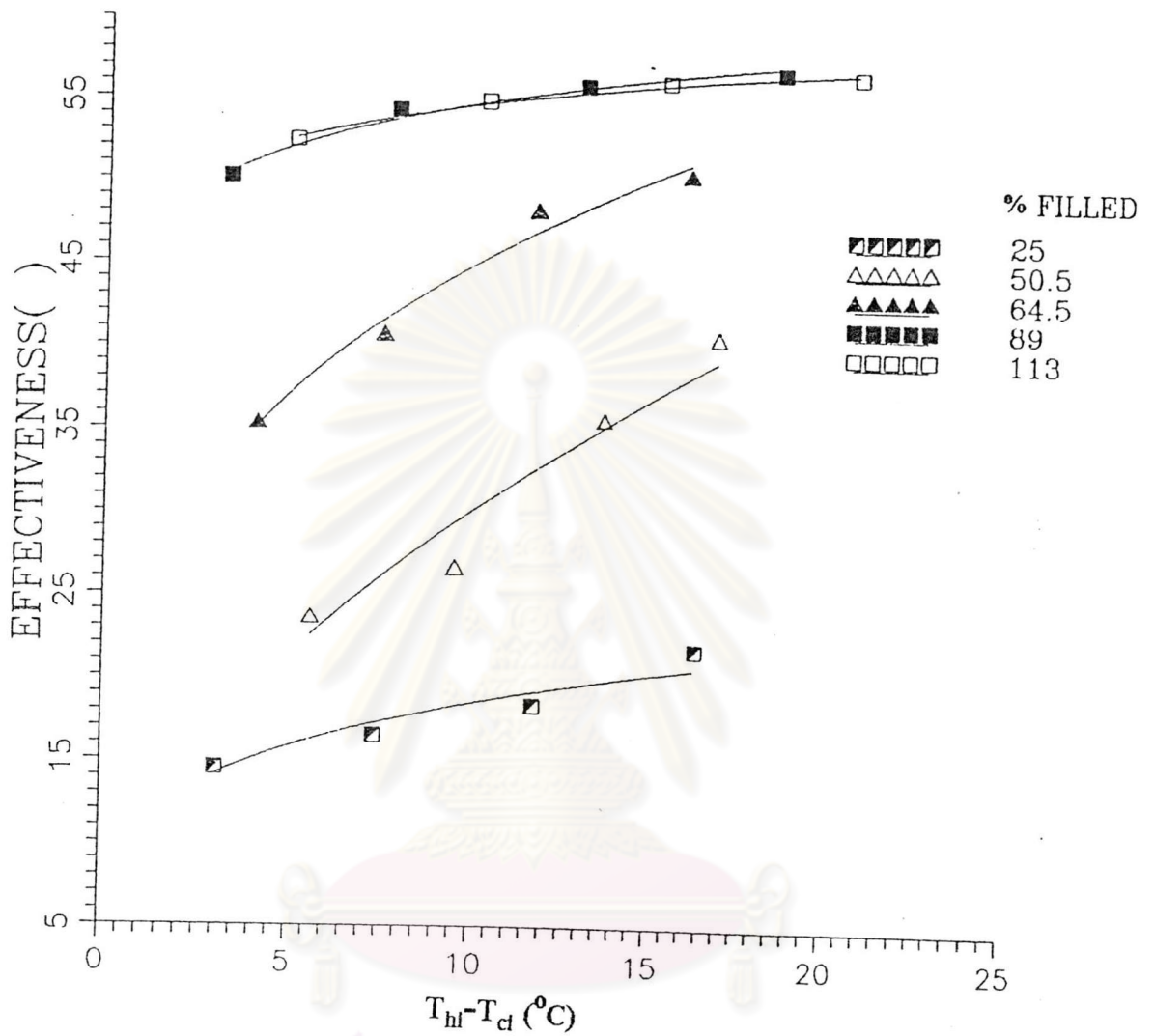
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.8 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพกับความเร็วผิวหน้า
(กรณีปริมาณของไหลใช้งาน 89%)



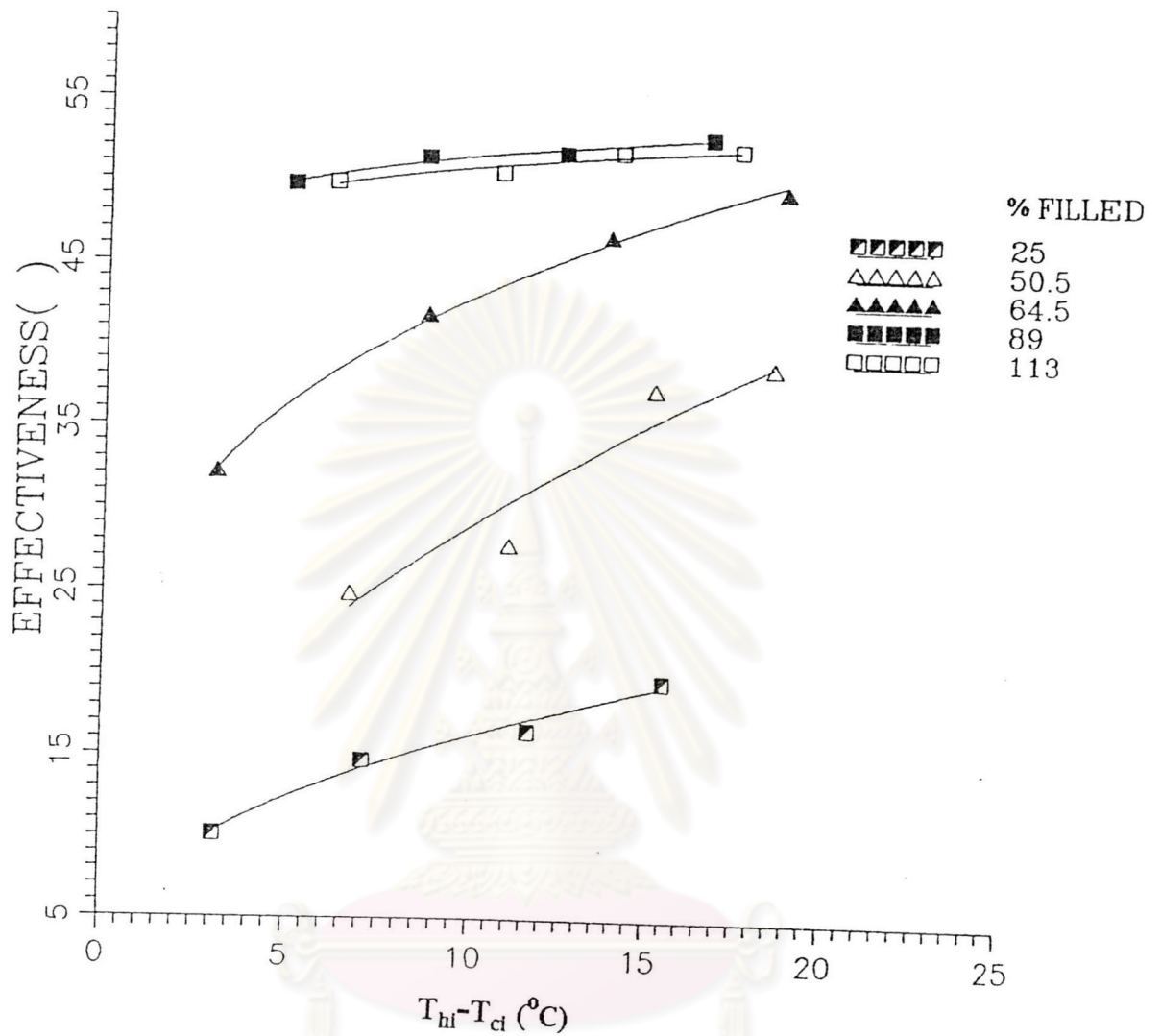
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.9 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพกับความเร็วผิวหน้า
(กรณีปริมาณของไหลใช้งาน 113 %)



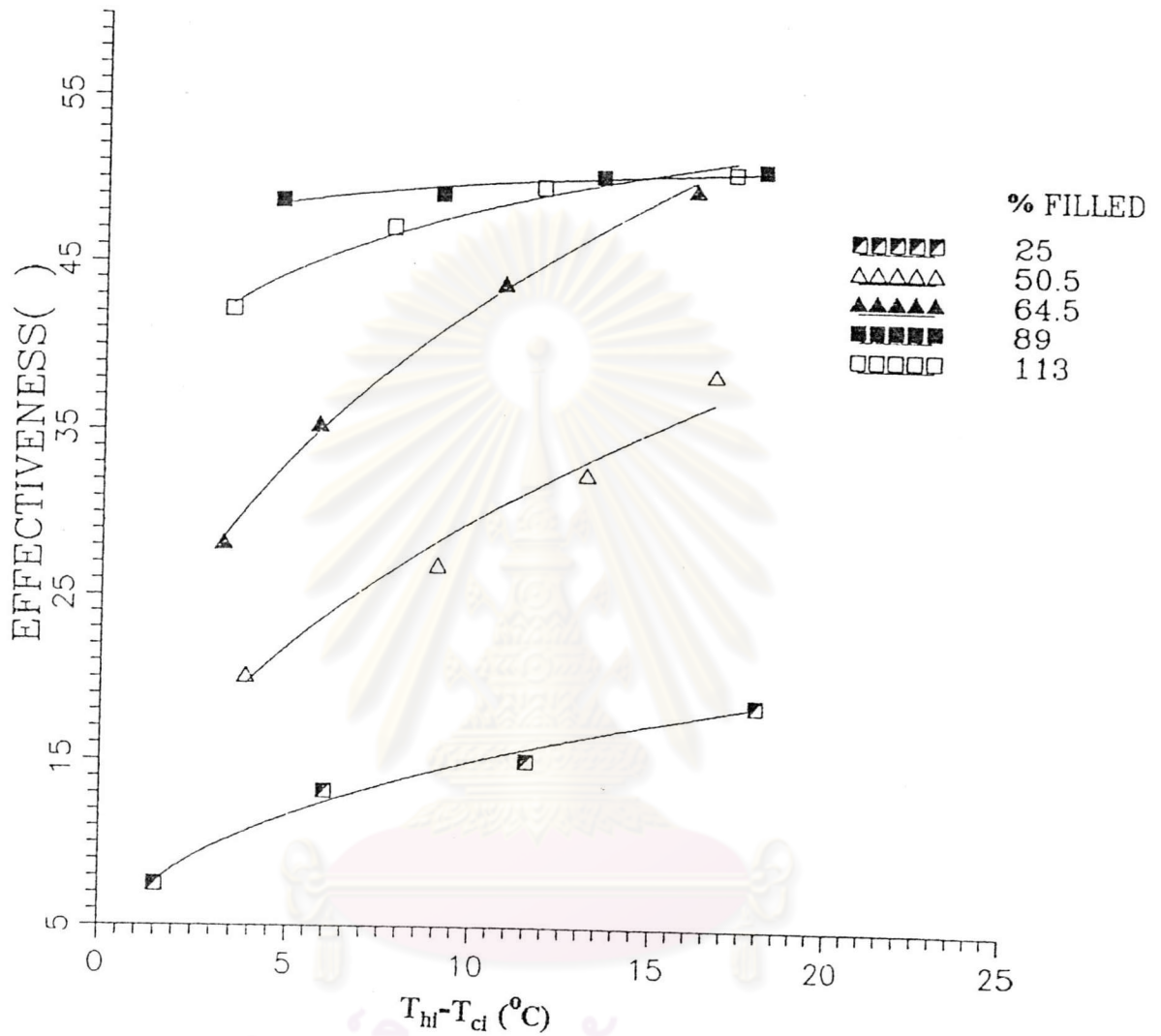
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.10 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพกับผลต่างอุณหภูมิรวม
(กรณีความเร็วผิวหน้า 0.5 m/s)



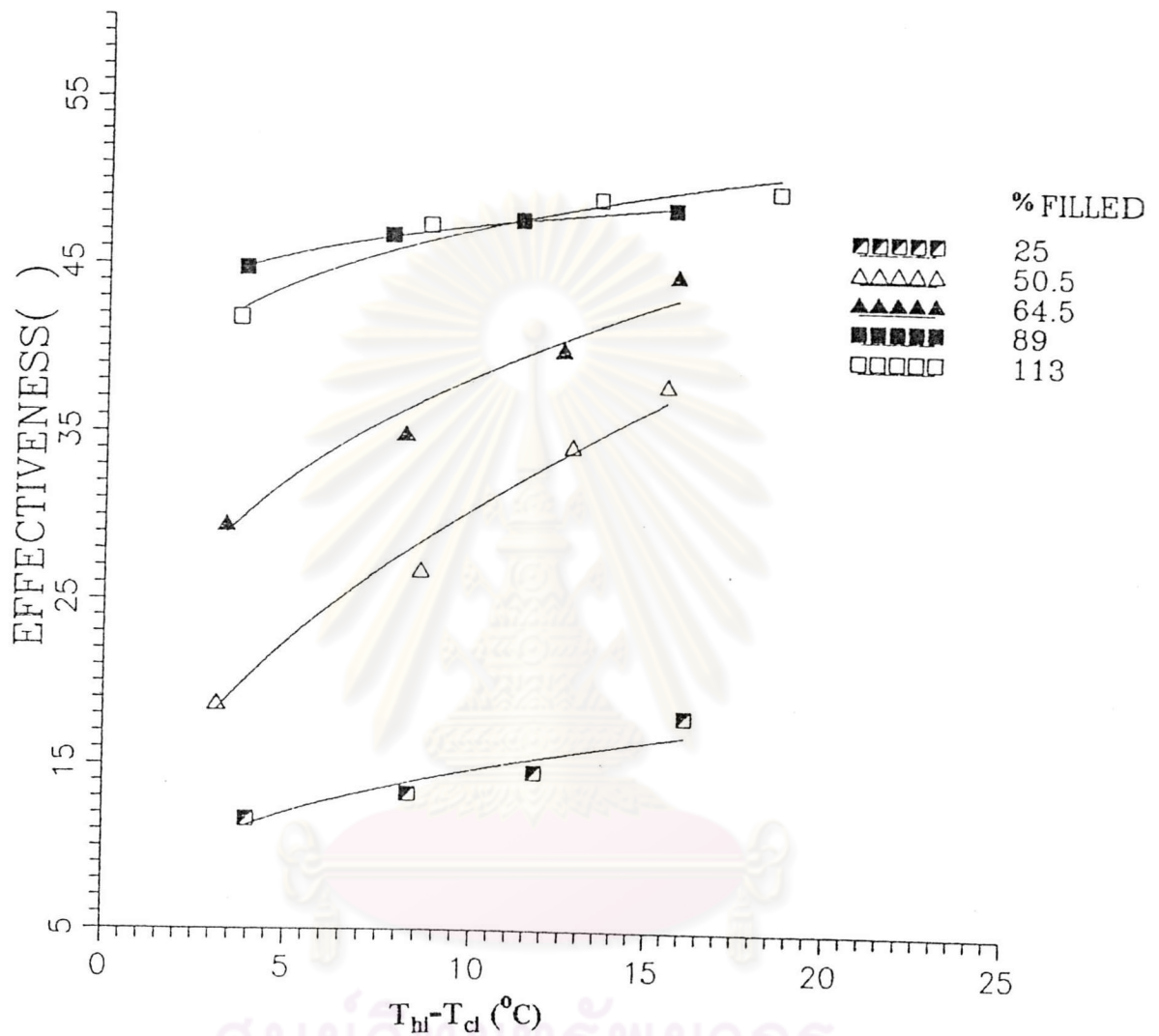
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.11 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพกับผลต่างอุณหภูมิรวม
(กรณีความเร็วผิวหน้า 0.7 m/s)



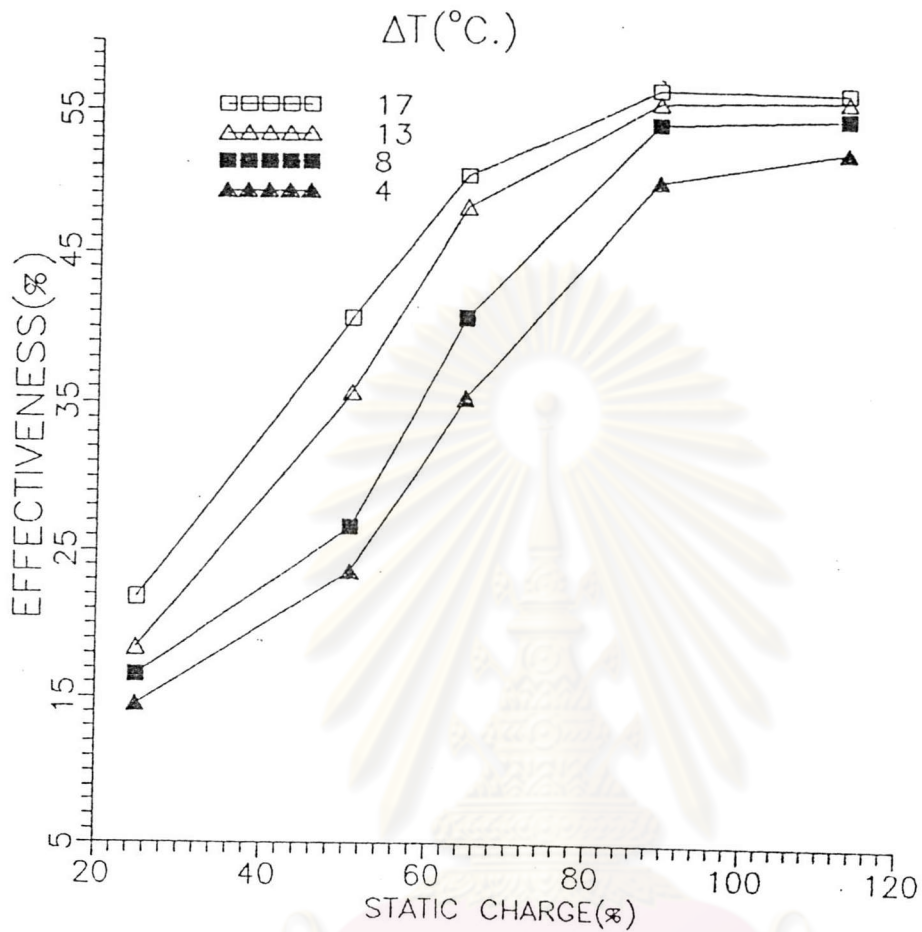
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.12 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพกับผลต่างอุณหภูมิรวม
(กรณีความเร็วผิวหน้า 1 m/s)



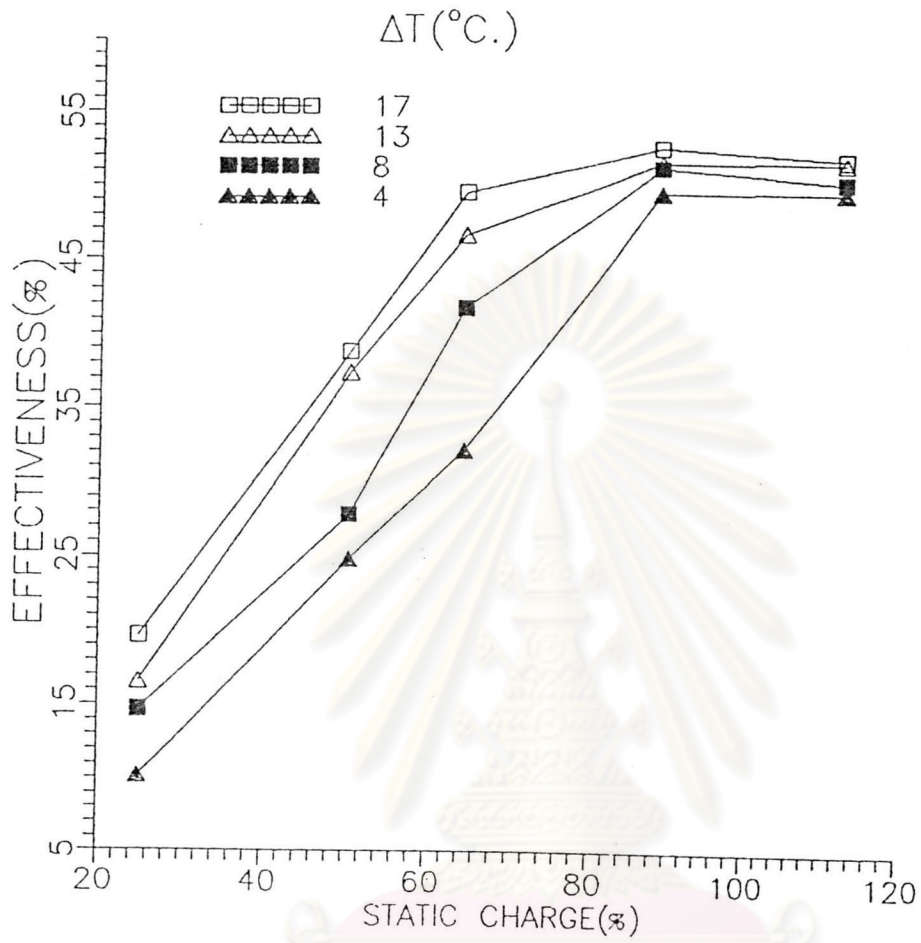
ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.13 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพกับผลต่างอุณหภูมิรวม
(กรณีความเร็วผิวหน้า 1.2 m/s)



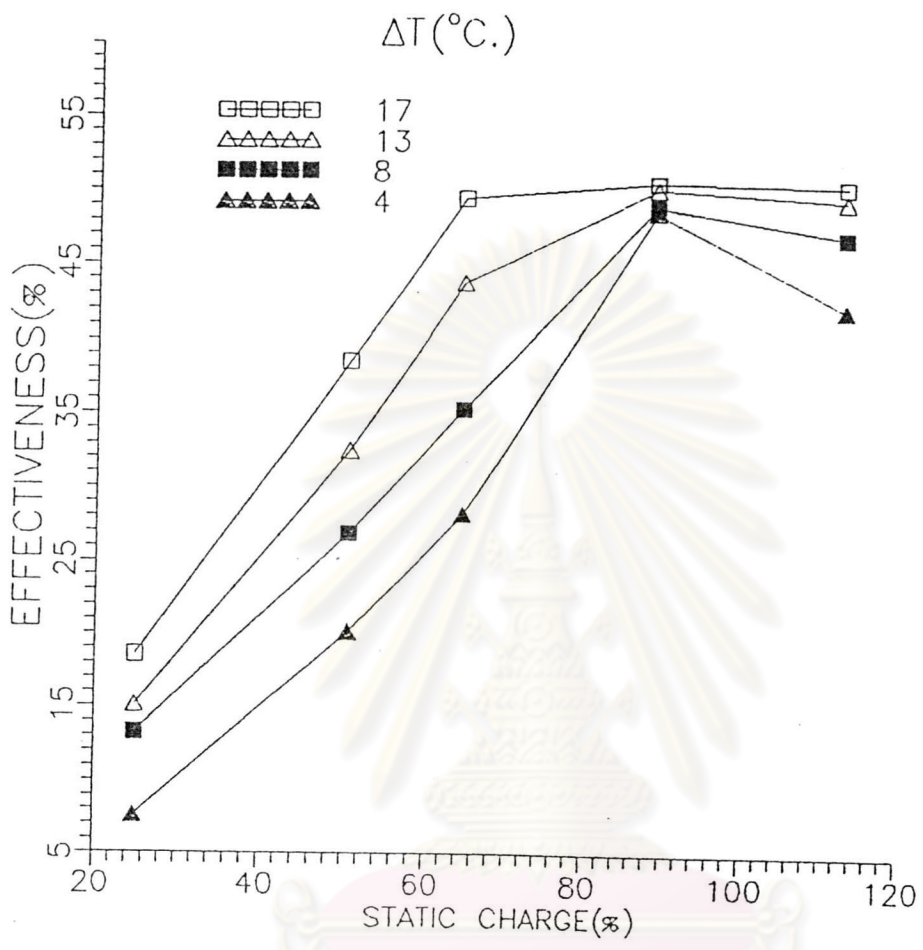
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.14 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิผลกับปริมาณของไหลใช้งาน
(กรณีความเร็วผิวหน้า 0.5 m/s)



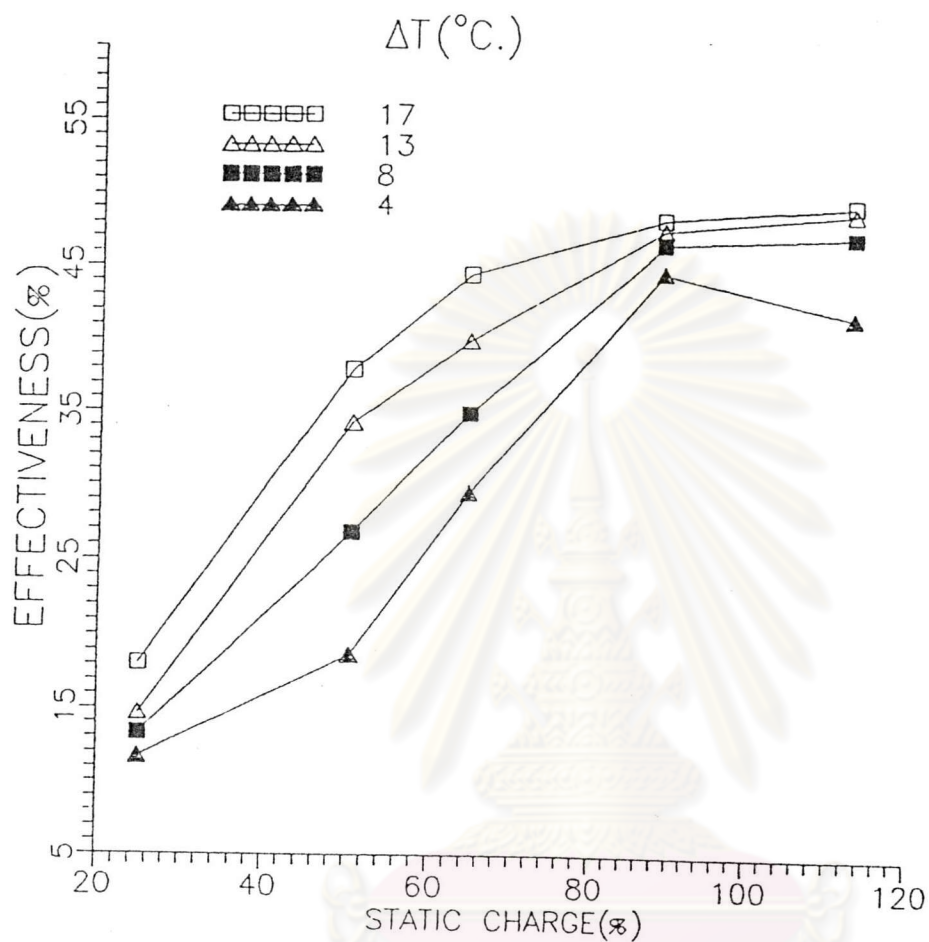
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.15 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิผลกับปริมาณของไหลใช้งาน (กรณีความเร็วผิวหน้า 0.7 m/s)



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.16 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิผลกับปริมาณของไหลใช้งาน (กรณีความเร็วผิวหน้า 1 m/s)



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.17 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิผลกับปริมาณของไหลใช้งาน
(กรณีความเร็วผิวหน้า 1.2 m/s)

คอยล์ระเหย ผลการทดลองมีแสดงไว้ในรูปที่ 5.14 - 5.17 จากรูปพบว่าเมื่อปริมาณของไหลใช้งานเพิ่มขึ้น ค่าประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสัมผัสจะเพิ่มขึ้นด้วย และเมื่อเพิ่มปริมาณของไหลใช้งานเป็น 89 และ 113% พบว่าค่าประสิทธิภาพมีค่าค่อนข้างคงที่ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าเมื่อบรรจุของไหลใช้งานในช่วงที่เหมาะสมแล้วสมรรถนะของเครื่องจะไม่ค่อยขึ้นอยู่กับปริมาณของไหลใช้งาน จากการทดลองนี้ปริมาณของไหลใช้งานที่เหมาะสมที่สุดคือ 89 % แต่ถ้ามีปริมาณของไหลใช้งานมากเกินไปกว่านี้ จะพบปัญหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจะกลับลดลงถ้าระบบมีผลต่างอุณหภูมิรวมน้อย ซึ่งมีสาเหตุจากการเพิ่มสูงของจุดเดือดของของเหลวในคอยล์ระเหยเนื่องจากความดันของแท่งของเหลว ปัญหานี้แก้ได้โดยเพิ่มผลต่างอุณหภูมิรวมให้สูงพอ

5.4 ฮิสเทอรีซิสในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ คอยล์ ลูป เทอร์โมไซฟอน

รูปที่ 5.18 เป็นการพล็อตระหว่างค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับผลต่างอุณหภูมิรวมสำหรับกรณีความเร็วผิวหน้า 1.3 เมตร/วินาที รูปนี้แสดงให้เห็นว่าสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบคอยล์ ลูป เทอร์โมไซฟอน จะขึ้นกับประวัติการเพิ่ม (การลด) อุณหภูมิของระบบ นั่นคือเกิดปรากฏการณ์ฮิสเทอรีซิส (hysteresis) รูปร่างของเส้นโค้งสามารถอธิบายได้ดังนี้ เมื่อเริ่มเพิ่มผลต่างอุณหภูมิรวม (ΔT) โดยลดอุณหภูมิของสายเย็น นั่นคือเมื่อเริ่มให้ความเย็น (เส้นโค้งให้ความเย็น 1) การถ่ายเทความร้อนจะเริ่มต้นขึ้นโดยของไหลใช้งานไหลกลับลงบนของท่อของเครื่องระเหยจะเริ่มเดือดก่อน เมื่อเพิ่มผลต่างอุณหภูมิรวมขึ้นตามลำดับ ระดับความลึกที่เกิดการเดือดภายในท่อระเหยจะเพิ่มขึ้นจนกระทั่งการเดือดแบบนิวคลีเอทเกิดขึ้นตลอดความยาวของท่อระเหย ถ้าเพิ่มผลต่างอุณหภูมิรวมต่อไปอีก ในที่สุดก็จะเกิดการอิมิตัวของจำนวนตำแหน่งของการเกิดนิวคลีเอท (nucleation sites) สภาวะเช่นนี้จะปรากฏเมื่อมีผลต่างอุณหภูมิรวมเกิน 20 องศาเซลเซียส ซึ่งสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนจะคงที่

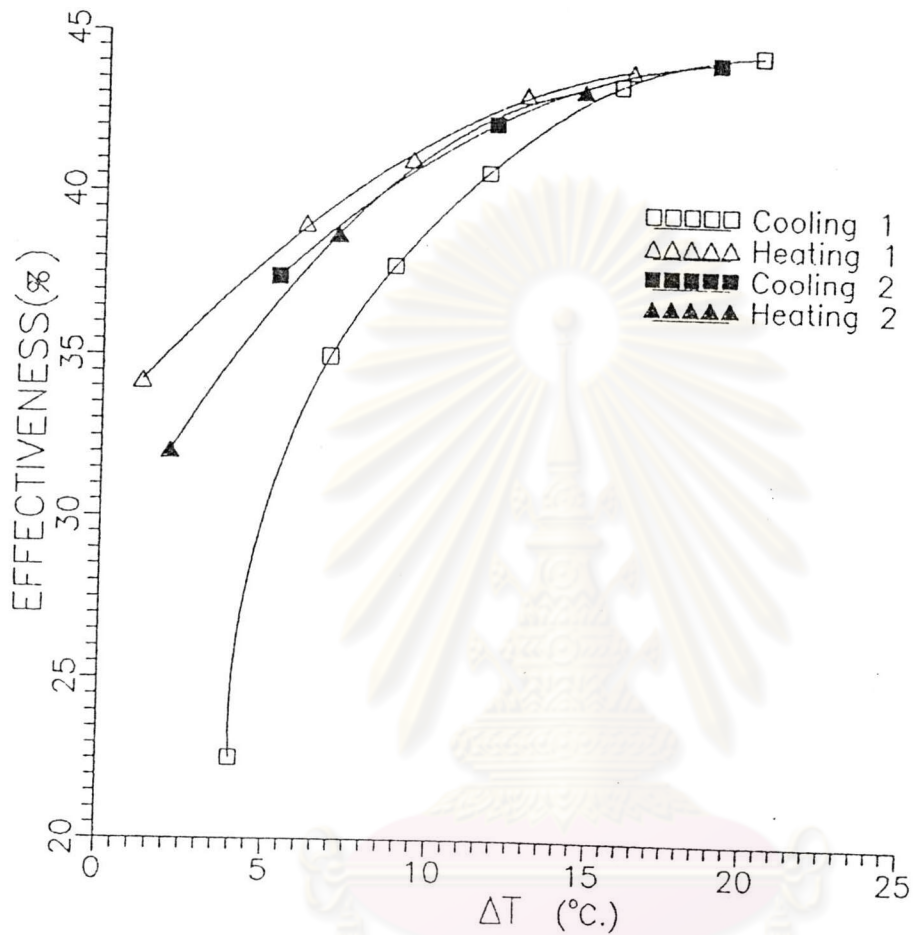
เมื่อตำแหน่งของการเกิดนิวคลีเอทบนผิวในของท่อระเหยเกิดขึ้นมาแล้ว ตำแหน่งเหล่านี้จะยังคงอยู่เมื่อเริ่มลดผลต่างอุณหภูมิรวมโดยเพิ่มอุณหภูมิของสายเย็น นั่นคือเมื่อเริ่มให้ความร้อน (เส้นโค้งให้ความร้อน 1) เมื่ออัตราการถ่ายเทความร้อน

ร้อนลดลงเรื่อยๆ จำนวนของตำแหน่งการเกิดนิวคลีเอทก็จะค่อยๆลดลงตาม (Stauder และ McDonald, 1986) นั่นคือเส้นโค้งสมรรถนะให้ความร้อนยังคงที่อยู่ได้ระยะหนึ่งจนกระทั่งตำแหน่งการเกิดนิวคลีเอทบางแห่งดับไป (Quenched) การดับเกิดขึ้นเมื่อระดับอุณหภูมิยิ่งยวดที่หนึ่งของท่อลดลงถึงจุดที่ความดันไอกายในท่อไม่สามารถต้านทานผลรวมของความดันสถิตเฉพาะที่และแรงดึงผิวระหว่างผิวหน้าของฟองและของไหล การเดือดจะหยุดเมื่อผลต่างอุณหภูมิตั้งขึ้นของระบบเหลือประมาณ 1 องศาเซลเซียส (Stauder และ McDonald, 1986)

เมื่อเพิ่มผลต่างอุณหภูมิตั้งขึ้นไปอีก (เส้นโค้งให้ความเย็น 2) จากนั้นก็ลดผลต่างอุณหภูมิตั้งขึ้นลงมาอีก (เส้นโค้งให้ความร้อน 2) พบว่าเส้นทั้งสองจะเกือบทับกันและมีแนวโน้มที่จะไปทับกับเส้นโค้งให้ความร้อนในครั้งแรก แสดงให้เห็นว่าเมื่อทำการเพิ่มและลดผลต่างอุณหภูมิตั้งขึ้นมากกว่า 1 ครั้ง การเกิดฮีสเทอริซิสจะมีน้อยลงไปมากตั้งแต่วันที่ 2 โดยสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ได้ยังสูงเป็นเพราะว่าในส่วนของการเกิดนิวคลีเอทที่เพิ่งดับไปนั้นอยู่ในสภาวะ "หลับ" (dormant) ซึ่งง่ายต่อการกระตุ้นให้เกิดนิวคลีเอทขึ้นอีก แต่ตำแหน่งที่ดับไป (Quenched) เป็นเวลานาน ต้องเพิ่มผลต่างอุณหภูมิตั้งขึ้นอีกประมาณเท่ากับผลต่างอุณหภูมิตั้งขึ้นที่ใช้ในการเดือดเป็นครั้งแรก (Mathur และ McDonald, 1987)

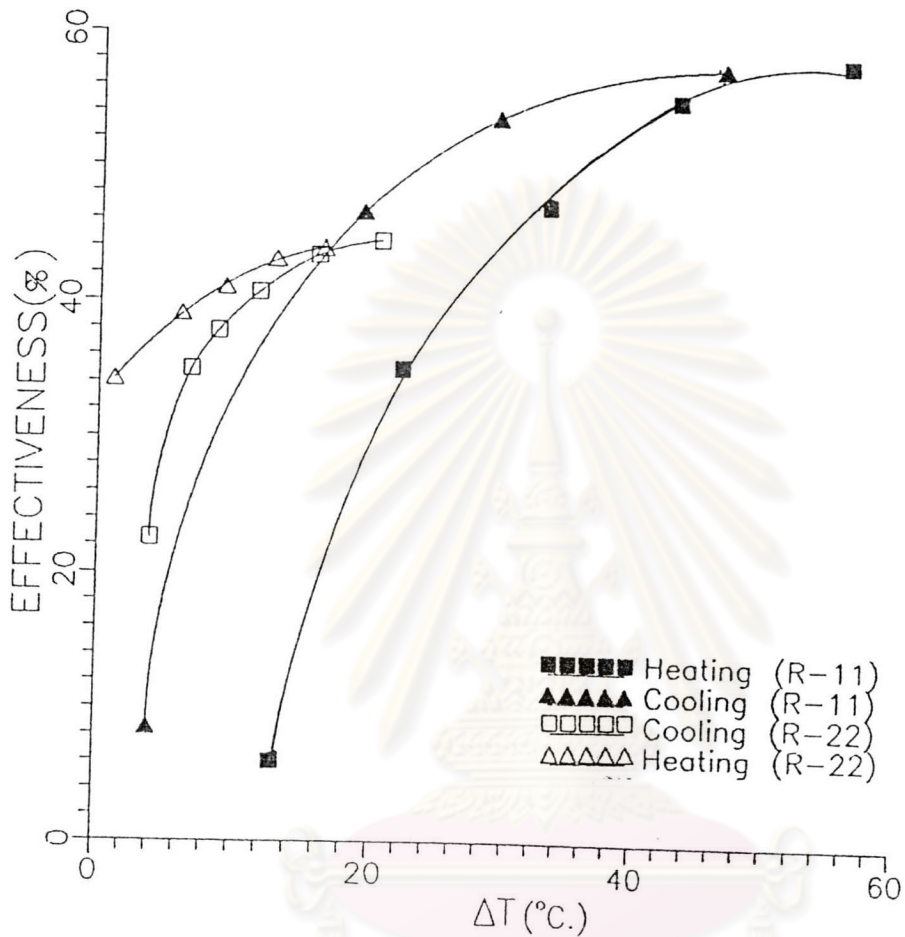
รูปที่ 5.19 เป็นการเปรียบเทียบปรากฏการณ์ฮีสเทอริซิส ระหว่างของไหลใช้งานต่างชนิด คือฟร็อน 22 ในงานวิจัยนี้กับฟร็อน 11 ที่ทำการศึกษาโดย F.A. Stauder และ T.W. Mc Donald (1986) ในกรณีฟร็อน 11 พบว่าการเดือดเริ่มเกิดขึ้นเมื่อผลต่างอุณหภูมิตั้งขึ้นประมาณ 13 องศาเซลเซียส และจะหยุดเดือดเมื่อผลต่างอุณหภูมิตั้งขึ้นมีค่าประมาณ 4 องศาเซลเซียส แต่ในกรณีที่ใช้ฟร็อน 22 เป็นของไหลใช้งาน จุดเริ่มเดือดเกิดขึ้นที่ผลต่างอุณหภูมิตั้งขึ้นประมาณ 4 องศาเซลเซียส และจะหยุดเดือดที่ประมาณ 1 องศาเซลเซียส จากรูปจะเห็นชัดเจนว่าเมื่อผลต่างอุณหภูมิตั้งขึ้นประมาณ 20 องศาเซลเซียส สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะคงที่ในกรณีที่ใช้ฟร็อน 22 ส่วนในกรณีของฟร็อน 11 สมรรถนะจะเริ่มคงที่เมื่อผลต่างอุณหภูมิตั้งขึ้นสูงประมาณ 45 องศาเซลเซียส

จากการเปรียบเทียบไม่สามารถบอกได้ว่าสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ฟร็อน 11 เป็นของไหลใช้งานมีค่ามากกว่าฟร็อน 22 ที่ผลต่าง



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.18 ปราคณาการณ์ฮีสเทอริสที่ปริมาณของไหลใช้งาน 89 %
(ความเร็วผิวหน้า 1.3 m/s)



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.19 การเปรียบเทียบปรากฏการณ์ฮีสเทอริสระหว่างของไหลใช้งานต่างชนิด [ฟร็อน 22 (ปริมาณของไหลใช้งาน 89 %) กับฟร็อน 11 (ปริมาณของไหลใช้งาน 89 %) ที่ความเร็วผิวหน้า 1.3 m/s]

อุณหภูมิรวมสูงๆ เป็นเพราะว่าระบบที่ใช้ในการทดสอบฟร็อนทั้งสองแตกต่างกัน นั่นคือลักษณะการทดสอบของ F.A. Stauder และ Mc Donald เป็นระบบให้ความร้อนก่อน (preheat) โดยการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของอากาศทางเข้าคอยล์ระเหยให้มากขึ้นและอุณหภูมิของอากาศทางเข้าคอยล์ควบแน่นคงที่ที่อุณหภูมิห้อง ในกรณีนี้ศึกษาครั้งนี้มีลักษณะที่ตรงกันข้ามคือ เป็นระบบให้ความเย็นก่อน (precool) โดยการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของอากาศทางเข้าคอยล์ควบแน่นให้น้อยลง และอุณหภูมิของอากาศทางเข้าคอยล์ระเหยคงที่ที่อุณหภูมิห้อง

อนึ่งถ้าระบบทั้งสองทำการทดสอบที่สภาวะเหมือนกันทุกอย่าง ได้มีผู้ศึกษาพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดต่อพื้นที่หนึ่งหน่วยของฟร็อน 22 มีค่ามากกว่าฟร็อน 11 Westwater, Zinn และ Brodbeck (1989) ได้ทำการทดลองเพื่อสร้างสหสัมพันธ์ของ pool boiling สำหรับกลุ่มฟร็อนและพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดต่อพื้นที่หนึ่งหน่วยของฟร็อน 22 มีค่ามากกว่าฟร็อน 11 คือ 237 และ 106 kW/m² ตามลำดับ ผลสรุปดังกล่าวนี้โดยสามารถอธิบายยืนยันได้ตามสมการต่อไปนี้ (Dunn และ Reay, 1978)

$$Q_{\max} = m_{\max} h_{fg}$$

$$m_{\max} = \frac{\rho_l \sigma_l}{\mu_l} \frac{KA}{l} \left(\frac{2}{r_e} - \frac{\rho_l g l \sin \phi}{\sigma_l} \right)$$

สมมติที่ที่มีความสามารถในการเปียกสมบูรณ์
เมื่อที่วางในแนวตั้ง มุมเอียง $\phi = 90$
ดังนั้นจะได้

$$Q_{\max} = M \frac{KA}{l} \left(\frac{2}{r_e} - \frac{\rho_l g l}{\sigma_l} \right)$$

เมื่อ M คือตัวเลขเมอริท $= \frac{\rho_l \sigma_l h_{fg}}{\mu_l}$

ในกรณีที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำงานที่อุณหภูมิเฉลี่ย 20 องศาเซลเซียส และมีความยาวท่อ 0.8 เมตร
คุณสมบัติของฟร็อน 22 และ ฟร็อน 11 ที่ 20 °C

ของไหลใช้งาน	คุณสมบัติ			
	$\rho_1(\text{kg/m}^3)$	$\mu_1(\text{cP})$	$h_{fg}(\text{kJ/kg})$	$\sigma_1(\text{N/m})$
ฟร็อน 22	1210	0.1864	186.89	0.83×10^{-2}
ฟร็อน 11	1487	0.44	183.4	1.92×10^{-2}

ดังนั้น คำนวณหาตัวเลขเมอริท M และ เทอม $\frac{\rho_1 g l}{\sigma_1}$ ดังนี้

กรณีของฟร็อน 22

$$M(R22) = \frac{\rho_1 \sigma_1 h_{fg} g_c}{\mu_1}$$

เมื่อ $g_c = 1 \text{ Kg-m/(N-s}^2)$

$$\begin{aligned} M(R 22) &= \frac{(1210)(0.83 \times 10^{-2})(186.89 \times 10^3)(1)}{(0.1864 \times 10^{-3})} \\ &= 1.0069 \times 10^{10} \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

และ $\frac{\rho_1 g l}{\sigma_1} = \frac{(1210)(9.81)(0.8)}{(1)(0.83 \times 10^{-2})} = 1.144 \times 10^8 \text{ m}^{-1}$

กรณีของฟร็อน 11

$$\begin{aligned} M(R 11) &= \frac{(1487)(1.92 \times 10^{-2})(183.4 \times 10^3)(1)}{(0.44 \times 10^{-3})} \end{aligned}$$

$$= 1.19 \times 10^{10} \text{ W/m}^2$$

$$\text{และ } \frac{\rho_l g l}{g_c \sigma_1} = \frac{(1487)(9.81)(0.8)}{(1)(1.92 \times 10^{-2})} = 6.078 \times 10^5 \text{ m}^{-1}$$

จะได้ว่า

$$Q_{\max} (R-22) = 1.0069 \times 10^{10} \frac{KA}{l} \left(\frac{2}{r_e} - 1.144 \times 10^6 \right)$$

$$Q_{\max} (R-11) = 1.19 \times 10^{10} \frac{KA}{l} \left(\frac{2}{r_e} - 6.078 \times 10^5 \right)$$

เมื่อของไหลใช้งานทั้งสองบรรจุในท่อผิวเรียบและมีขนาดเท่ากัน สมมติ
ท่อกำหนดมี $r_e = 4.8 \times 10^{-3} \text{ m}$. จะได้ว่า

$$Q_{\max} (R-22) = 1.59 Q_{\max} (R-11)$$

จะเห็นว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของฟร็อน 22 มีค่ามากกว่า
ฟร็อน 11 เหตุผลนี้เป็นสาเหตุในการเลือกใช้ฟร็อน 22 เป็นของไหลใช้งานใน
ครั้งนี้

อนึ่ง สาเหตุทำให้ผลต่างอุณหภูมิรวม (ΔT) เริ่มเดือดมีค่าน้อยและผลต่าง
อุณหภูมิรวมที่หยุดเดือดก็น้อยกว่าของ Stauder และ McDonald (1986) น่าจะมาจาก
ความแตกต่างของจุดเดือดของของไหลใช้งานทั้งสองและช่วงอุณหภูมิของลมที่ใช้
ในการทดลอง นั่นคือกรณีฟร็อน 22 มีจุดเดือด $-40.8 \text{ }^\circ\text{C}$. ต่ำกว่ากรณีฟร็อน
11 ซึ่งมีจุดเดือด $23.77 \text{ }^\circ\text{C}$. โดยช่วงอุณหภูมิในการทดลองครั้งนี้คือ 14 ถึง 34
 $^\circ\text{C}$. ส่วนของ Stauder คือ 20 ถึง 70 $^\circ\text{C}$. และอีกสาเหตุหนึ่งที่น่าจะทำให้
เกิดผลต่างดังกล่าวนี้คือภาวะที่ Stauder และ McDonald ใช้บรรจุของไหลใช้
งานเป็นท่อทองแดงผิวเรียบ แต่ในการศึกษาครั้งนี้เป็นท่อทองแดงที่มีลักษณะผิว
ในเป็นเกลียวตลอดความยาวท่อ

5.5 สหสัมพันธ์ที่ได้จากการทดลองละเอียด

ในการทดลองละเอียดเพื่อสร้างสหสัมพันธ์สำหรับการทำนายสัมประ
สิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ได้เลือกใช้ปริมาณของไหลใช้งานที่เหมาะสมที่สุด คือ
89% ข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังกล่าวได้นำไปหาสหสัมพันธ์โดยใช้ 2 วิธี คือ

method of least squares กับวิธีวิเคราะห์ตามแบบจำลองการนำความร้อน (heat conductance model) ซึ่งแต่ละวิธีมีวิธีการดังนี้

5.5.1 วิธี least squares

วิธีนี้เป็นการทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการวิเคราะห์การถดถอย (Regression Analysis) โดยใช้ข้อมูลจากการทดลองดังแสดงในรูปที่ 5.2 จากรูปเส้นตรงที่ Re^* ต่างๆในรูปได้มาจากการวิเคราะห์โดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูป Grapher และพล็อตเส้นด้วยสมการ Power ซึ่งจะให้ความสัมพันธ์ของความชันและจุดตัดที่ Re^* ต่างๆกัน เนื่องจากว่าความชันที่ได้มีค่าใกล้เคียงกันจึงได้นำมาถัวเฉลี่ยเป็นค่าเดียวคือ 0.641 หนึ่งได้พบว่าจุดตัดบนแกนตั้งกับ Re^* มีความสัมพันธ์ซึ่งกันและกัน จึงได้หาความสัมพันธ์ดังกล่าวด้วยวิธีเดียวกันและสร้างเป็นสหสัมพันธ์ทั่วไป เพื่อใช้ทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมได้ดังนี้

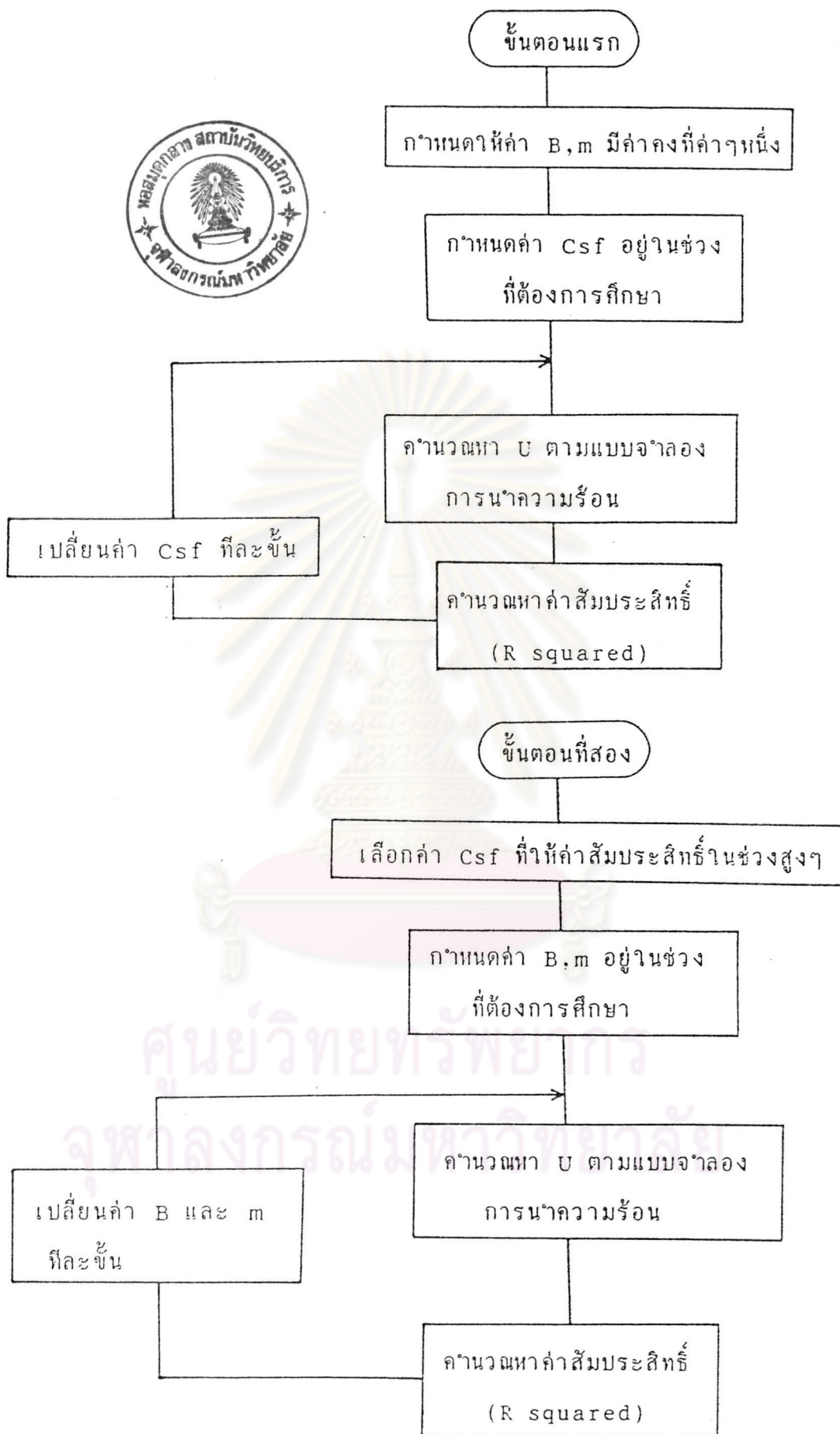
$$U = 0.122(Re)^{0.641}(Re)^{0.238}$$

ในที่นี้หน่วยของ U คือ $W/m^2 \text{ } ^\circ C$

5.5.2 วิธีวิเคราะห์ตามแบบจำลองการนำความร้อน

รายละเอียดของวิธีนี้ได้กล่าวมาแล้วในหัวข้อที่ 4.3.3 วิธีนี้ใช้ทำนายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม โดยอาศัยหลักการของความต้านทานความร้อน ในการสร้างสหสัมพันธ์ทั่วไป ตัวแปรที่ต้องจำต้องรู้ค่า คือค่า B กับ m ในสมการ (12) และค่าคงที่ $C_{r,f}$ ในสหสัมพันธ์ของ Rohsenow ในสมการ (13) โดยมีขั้นตอนในการคำนวณดังนี้

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



จากขั้นตอนที่สองเลือกค่า B, m และ C_{mf} ที่ให้ค่าสัมประสิทธิ์อยู่ในช่วงสูงๆ และพล็อตกราฟเปรียบเทียบค่า U ที่ได้จากการทดลองและผลการวิเคราะห์เพื่อเลือกพารามิเตอร์ดังกล่าว

จากการวิเคราะห์ได้ค่าต่างๆดังนี้

$$C_{mf} = 0.0054$$

$$\text{(จากการทดลองของ ชุตินา (2533) ได้ } C_{mf} = 5.654 \times 10^{-3} \text{)}$$

$$B = 0.025$$

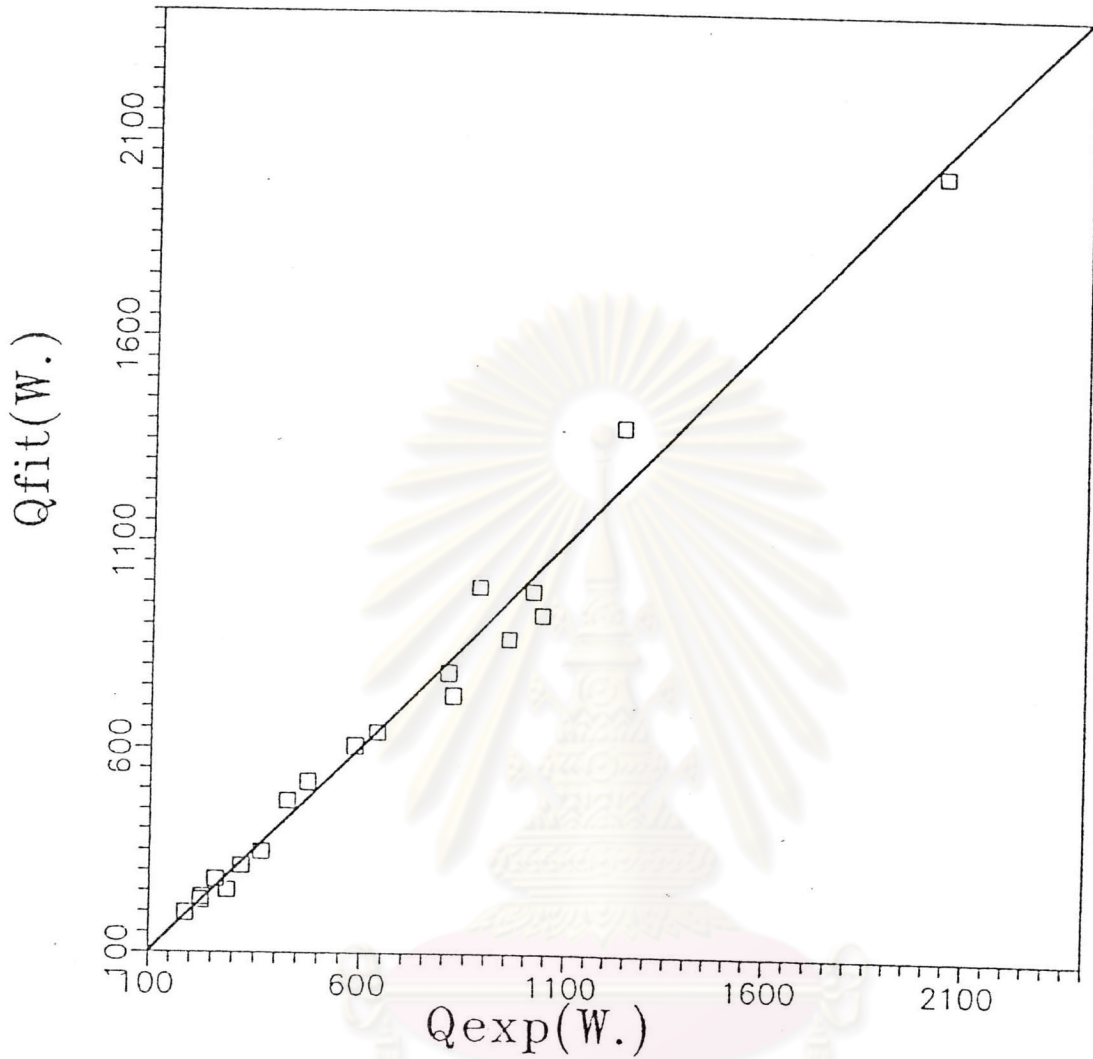
$$m = 1.35$$

5.5.3 การเปรียบเทียบผลจากการวิเคราะห์กับการทดลอง

รูปที่ 5.20 และ 5.21 เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการวิเคราะห์และการทดลอง โดยวิธี least squares และ แบบจำลองการนำความร้อนตามลำดับ จากรูปทั้งสองพบว่าสหสัมพันธ์ที่ได้จากวิธีแรกจะมีการกระจายของข้อมูลน้อยกว่าวิธีที่สอง นั่นคือสหสัมพันธ์ที่ได้จากวิธี least squares ทำนายได้แม่นยำกว่าวิธีแบบจำลองการนำความร้อนก็จริง แต่สหสัมพันธ์ที่ได้ในวิธีแรกมีขอบเขตการทำนายในช่วงจำกัด คือจะใช้ได้ดีในช่วงที่ Re^* มีค่าอยู่ในช่วง 0.25- 4 และ Re_c อยู่ในช่วง 195 - 3126 แต่ถ้าค่าเหล่านี้อยู่นอกขอบเขตในการออกแบบควรเลือกใช้สหสัมพันธ์ตามแบบจำลองการนำความร้อน

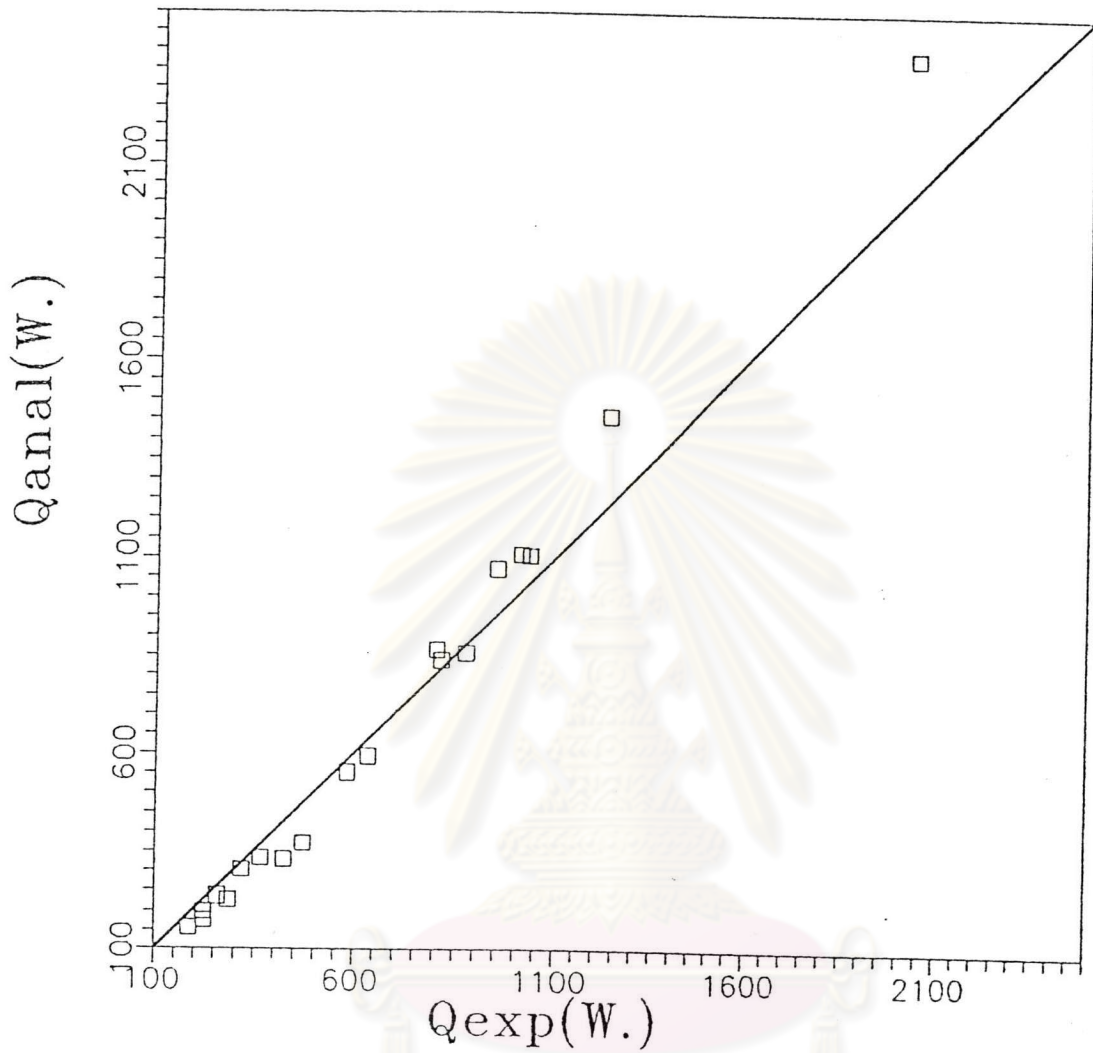
รูปที่ 5.22 เปรียบเทียบผลการวิเคราะห์โดยแบบจำลองการนำความร้อนกับการทดลอง จากรูปพบว่าค่า B และ m เท่ากับ 0.009 และ 1.05 ซึ่งได้จากงานวิจัยของ Y.Lee และ A. Bedrossian (1978) จะให้ค่าทำนายที่ต่ำกว่าการทดลองมาก ส่วนค่า B และ m เท่ากับ 0.025 และ 1.35 ซึ่งได้จากการศึกษาในครั้งนี้น่าจะใกล้เคียงกับผลการทดลอง สาเหตุที่ค่า B และ m ของ Y.Lee และ A. Bedrossian ต่ำอาจเป็นเพราะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเทอร์โมไซฟอนแบบท่อปิดผนึกของพวกเขาที่ใช้ศึกษาไม่ได้ติดครีบ มีการวางเรียงตัวของท่อเป็นแบบเส้นเดียวกัน (in-line) และผิวผนังในของท่อไม่มีร่องเกลียว

รูปที่ 5.23 และ 5.24 แสดงอิทธิพลของ Re^* โดยเปรียบเทียบผลการ



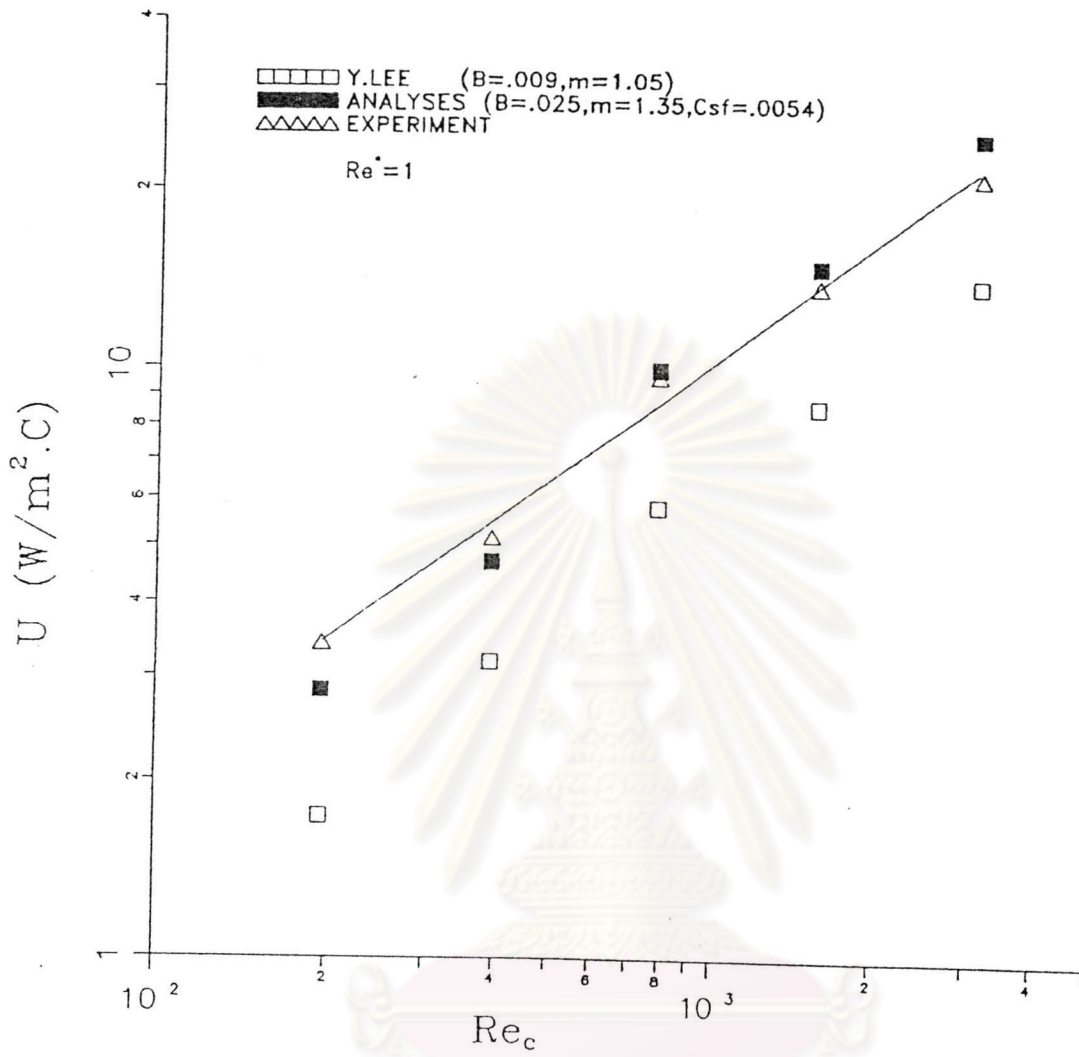
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.20 การเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ด้วยวิธี least squares กับผลการทดลอง (ปริมาณของไหลใช้งาน 89 %)



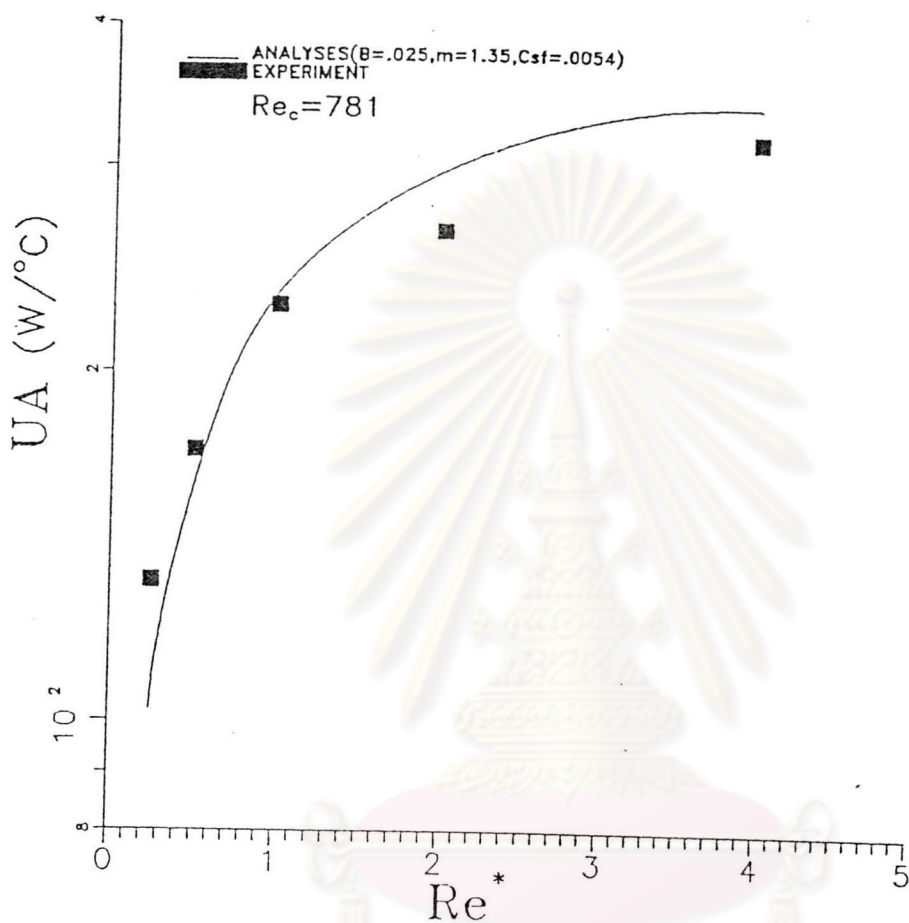
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.21 การเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ด้วยวิธีแบบจำลองการนำความร้อน กับผลการทดลอง (ปริมาณของไหลใช้งาน 89 %)



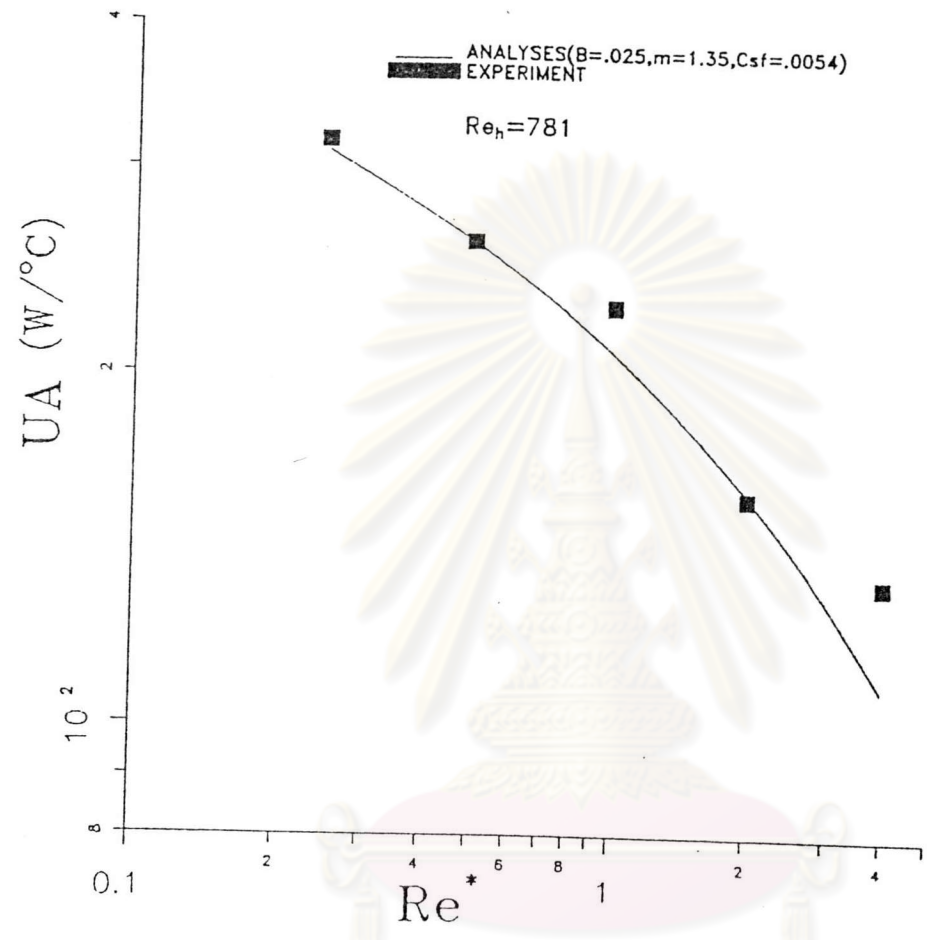
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.22 การเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ของนักวิจัยต่างกลุ่มกับผลการทดลองในถัง (ปริมาณของไหลใช้งาน 89 %)



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.23 อีกฉัพลของ Re^* เมื่อให้ Re_c คงที่ โดยเปรียบเทียบผลการทดลองกับผลการวิเคราะห์ (ปริมาณของไหลใช้งาน 89 %)



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.24 อีทซีพลของ Re^* เมื่อให้ Re_h คงที่ โดยเปรียบเทียบผลการทดลอง กับผลการวิเคราะห์ (ปริมาณของไหลใช้งาน 89 %)

วิเคราะห์กับผลการทดลอง จากรูปที่ 5.23 พบว่าเมื่อให้ตัวเลขเรย์โนลด์ด้านควบแน่นคงที่ อัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่อค่า Re^* เพิ่มขึ้นและจะคงที่เมื่อ Re^* เพิ่มถึงค่าๆหนึ่ง ในกรณีนี้การเพิ่มขึ้นของ Re^* ก็คือการเพิ่มขึ้นของตัวเลขเรย์โนลด์ด้านระเหยนั่นเอง ในกรณีรูปที่ 5.24 เมื่อให้ตัวเลขเรย์โนลด์ด้านระเหยคงที่ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะลดลงเมื่อ Re^* เพิ่มขึ้น ซึ่งการเพิ่มขึ้นของ Re^* ในกรณีนี้ก็คือ การลดลงของตัวเลขเรย์โนลด์ด้านควบแน่นนั่นเอง ทั้งสองกรณีจะให้ผลการวิเคราะห์ใกล้เคียงกับการทดลอง

5.6 การเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ คอยล์ ลูป เทอร์โมไซฟอน

การเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สร้างขึ้นกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอื่นที่ได้มีผู้รายงานไว้ยังไม่สามารถที่จะระบุได้ชัดเจนว่าชนิดใดดีกว่า เพราะว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนขึ้นอยู่กับตัวเลขเรย์โนลด์และอัตราส่วนระหว่างตัวเลขเรย์โนลด์ด้านร้อนต่อด้านเย็น (Re^*) และผลต่างอุณหภูมิรวม โดยเฉพาะในผลต่างอุณหภูมิรวมนี้จะไม่มีความหมายมากนักในกระบวนการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนอย่างเดียว แต่จะมีบทบาทสำคัญในเครื่องแลกเปลี่ยนร้อนชนิดนี้ซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงเฟสของของไหล จากการทดลองครั้งนี้ตัวเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 195-3126 (ค่อนข้างต่ำ) อัตราส่วนระหว่างตัวเลขเรย์โนลด์ด้านร้อนต่อด้านเย็น Re^* เท่ากับ 1 และผลต่างอุณหภูมิรวมมีค่าประมาณ $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยมีปริมาณบรรจุของของไหลใช้งาน 89 % พบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U ที่ทดลองได้อยู่ในช่วง $3.42-21.43\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยคิดจากพื้นที่ภายนอกทั้งสองแบบคือ พื้นที่ครีปและพื้นที่ท่อส่วนที่ไม่ได้ติดครีป (bare tube) ซึ่งมีค่าประมาณ 22.5 และ 0.9 m^2 ตามลำดับ แต่ถ้าคิดเฉพาะพื้นที่ผิวนอกของท่อก่อนติดครีป (1.15 m^2) หรือ พื้นที่ภายในของท่อ (คิดเป็นท่อผิวในเรียบ) (1.05 m^2) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ได้จะอยู่ในช่วง $70-436\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $76.2-477.58\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับ ซึ่งจะพบว่ามีค่ามากกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทอื่นที่ไม่สามารถติดครีปหลายเท่า

อนึ่งค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความ

ร้อนระหว่างกาซกับกาซชนิดอื่นเป็นดังแสดงตามตารางที่ 5.2 เหตุสำคัญที่ค่า U ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่พัฒนาขึ้นมีค่าต่ำกว่าของเครื่องแบบอื่นๆ เล็กน้อยเป็นเพราะว่าในการหาค่า U ได้นำพื้นที่ครีปไปคำนวณรวมด้วย จึงทำให้ค่าที่ได้ต่ำในทำนองเดียวกันกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ double-pipe ที่ไม่ติดครีปกับติดครีป (finned-tube double-pipe) ก็จะมีลักษณะเช่นเดียวกัน (ดูตารางที่ 5.2)

นอกจากนี้พบว่า การทดลองทำที่ค่า เรย์โนลด์ของสายร้อนและสายเย็นค่อนข้างต่ำ (การไหลยังไม่เป็นแบบปั่นป่วน) และอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแบบฮีทไปป์มักถูกจำกัดโดยค่าความต้านทานของฟิล์มของของไหลด้านนอกต่อฮีทไปป์

ตารางที่ 5.2 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมโดยประมาณสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกาซกับกาซชนิดต่างๆ

ชนิด	U ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
shell and tube heat exchanger*	5-35
matrix heat exchanger*	10-35
double-pipe heat exchanger*	10-35
finned-tube double-pipe heat exchanger**	21
coil-loop thermosyphon heat exchanger***	3.42-21.43

* จาก Heat Exchanger Design Handbook (1983)

** จาก Saunders (1988) โดยเปรียบเทียบพื้นที่ภายนอกทั้งหมดตามความยาวท่อติดครีป

*** จากการทดลองครั้งนี้ (คิดจากพื้นที่รวมและผนังท่อ)