



## บทที่ 2 งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องที่เกี่ยวข้อง

### 2.1 งานวิจัยที่ผ่านมา

อุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อมเป็นอุปกรณ์ที่มีอุปกรณ์หลักสองส่วนคือ อุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรงและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศสองสาย (Air to Air Heat exchanger) โดยในงานวิจัยชิ้นนี้ได้เลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบเทอร์โมไซฟอน ซึ่งเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูง ดังนั้นงานวิจัยที่เกี่ยวข้องจะแบ่งเป็นสองหัวข้อคือ งานวิจัยเกี่ยวกับอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหย และงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน

#### 2.1.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหย

C.H.McClellan (1988) เป็นการรวบรวมข้อมูลเกี่ยวกับการคำนวณประสิทธิภาพของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยทั้งแบบทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง, โดยอ้อมและผสมซึ่งจะประเมินประสิทธิภาพของอุปกรณ์ในทอมของอุณหภูมิของอากาศที่ออกจากอุปกรณ์ซึ่งข้อมูลที่ได้จะแสดงที่อุณหภูมิที่เข้าอุปกรณ์ต่างๆกัน ตามแต่ละพื้นที่ในประเทศอเมริกา โดยมีจุดประสงค์ของรายงานการวิจัยนี้คือ ส่งเสริมการใช้อุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหย โดยการแสดงให้เห็นว่าสามารถลดอุณหภูมิได้ โดยการแสดงการคำนวณค่าอุณหภูมิอากาศออกจากอุปกรณ์เพื่อเป็นแนวทางในการประยุกต์ใช้อุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยกับทั้งในร้านค้า และงานอุตสาหกรรม ในทุกสภาวะอากาศได้

J.L.Peterson (1992) เป็นการศึกษาชบวนการการถ่ายเทมวลและความร้อนซึ่งมีความซับซ้อนมากของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อม เพื่อนำมาทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ในการคำนวณหาสมรรถนะของอุปกรณ์ โดยสมรรถนะทางทฤษฎีที่ได้จะนำมาทำการเปรียบเทียบกับข้อมูลที่ได้จากการวัดในการทดลองจริง ซึ่งจากการเปรียบเทียบพบว่าค่าที่ได้มีความใกล้เคียงกันมาก แต่ก็ไม่แนะนำให้ใช้ในการคำนวณการประหยัดพลังงานซึ่งควรจะใช้ข้อมูลที่ได้จากการทดลองจะเหมาะสมกว่า ซึ่งแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จะได้จากการนำข้อมูลที่ตรวจวัดได้มาทำการ fit curve โดยวิธี "Best fit model"

C.M.Scofield (1986) เป็นการศึกษาการใช้เทอร์โมไซฟอนกับอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อม ซึ่งศักยภาพของเทอร์โมไซฟอน นอกจากจะใช้ทำความเย็นใน อุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยในช่วงฤดูร้อนและยังสามารถใช้ทำความร้อนในฤดูหนาวได้ และการใช้เทอร์

โมไซฟอน ยังสามารถเพิ่มคุณภาพอากาศ และจากการศึกษาพบว่าเทอร์โมไซฟอนมีข้อได้เปรียบหลายอย่างจากอุปกรณ์ชนิดอื่น ที่สำคัญคือสามารถรองรับปริมาณอากาศได้มากและประหยัดกว่า

G.D Mathur (1992) ศึกษาเกี่ยวกับระบบทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อม โดยใช้คอยล์ ลูป เทอร์โมไซฟอนเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยทำการคำนวณอุณหภูมิที่ออกจากอุปกรณ์โดยโปรแกรมจำลองระบบซึ่งใช้วิธีทาง "Finite difference model" เพื่อศึกษาความสามารถในการลดพลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ เมื่อนำอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อมมาลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเครื่องปรับอากาศ ซึ่งจากการทดลองสรุปได้ว่าเมื่อนำอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อมมาลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเครื่องปรับอากาศจะช่วยให้ลดการใช้พลังงาน และช่วยลดราคาอุปกรณ์ลงได้

C.M.Scofield (1995) ทำการศึกษาการใช้ฮีทไปป์ในอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อมเพื่อเป็นอุปกรณ์ Pre-cooler ในระบบปรับอากาศสำหรับภูมิอากาศร้อนชื้น เพื่อลดภาระการระบายอากาศ โดยจะทำการศึกษาลดลงของภาระการระบายความร้อนเมื่อใช้ฮีทไปป์ โดยใช้ข้อมูลเปรียบเทียบภาระการระบายความร้อนที่ลดลงของเมืองต่างๆในภูมิอากาศเขตร้อน ที่ใช้ฮีทไปป์กับไม่ได้ใช้ฮีทไปป์ โดยจากการศึกษาสรุปได้ว่าการ Pre-cooling ของระบบปรับอากาศ ที่ใช้ อุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อมที่ใช้ฮีทไปป์สำหรับภูมิอากาศที่ชื้นสามารถลดภาระการระบายอากาศ เมื่อต้องการอากาศที่จ่ายให้มีอุณหภูมิ  $4^{\circ}\text{C}$  ฮีทไปป์สามารถลดภาระการระบายอากาศได้ 24 % สำหรับภูมิอากาศร้อนชื้น เช่นที่ฮ่องกง และยังสามารถเพิ่มคุณภาพอากาศภายในให้กับอากาศได้อีกด้วย

## 2.1.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน

### ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้องในประเทศไทย

วันชัย โกมลภมร (2530) ได้ทำการออกแบบและสร้างฮีทไปป์ไร้วิกด์แนวใหม่ ที่มีการไหลของไอและของเหลวควบแน่นเป็นวงจรปิดในทิศทางเดียว วัตถุประสงค์เพื่อลดการเกิดการหลุดลอยของของเหลวตามไอและการแห้งเหือดซึ่งมักเกิดขึ้นกับฮีทไปป์แบบทั่วไปในกรณีที่พักซ์ความร้อนสูง ผลการทดสอบที่พัลซ์ความร้อนต่ำพบว่าฮีทไปป์แบบไหลครบวงจรนี้สามารถส่งผ่านความร้อนในแนวแกนจากช่วงการระเหยไปยังช่วงควบแน่นได้ดีกว่าฮีทไปป์แบบทั่วไป ซึ่งผนังท่อทำจากวัสดุเดียวกันประมาณ 100 เปอร์เซ็นต์ นอกจากนี้การทดสอบฮีทไปป์แบบไหลครบวงจรที่ผนังท่อทำด้วยทองแดงที่พัลซ์ความร้อนสูง พบว่าสามารถส่งผ่านความร้อนในแนวแกนได้สูงกว่า 464 วัตต์ ซึ่งเมื่อคิดเป็นค่าความนำความร้อนเชิงประสิทธิผลแล้วจะสูงกว่าค่าความนำ

ความร้อนของทองแดงประมาณ 157 เท่า นอกจากนั้นยังได้ศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ได้แก่ปริมาตรบรรจุของของไหลใช้งาน มุมเอียงและอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่มีต่อสมรรถนะการทำงานของฮีทไปป์ที่สร้างขึ้นทั้งในแง่เวลาตอบสนองและอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะคงที่

ชุตติมา จารุศิริพจน์ (2533) ได้ทำการทดสอบสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของแท่งฮีทไปป์เดี่ยวๆ ที่สร้างขึ้นที่บริษัท ยูนิแพบ อีควิปเมนต์จำกัด และที่ภาควิชาวิศวกรรมเคมี จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ฮีทไปป์ไว้วิคค์นี้ทำจากท่อทองแดง ซึ่งมีผนังด้านในเป็นท่อแบบร่องเกลียว ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 9.5 มิลลิเมตร และยาว 900 มิลลิเมตร และใช้ฟร็อน 22 และฟร็อน 113 เป็นของไหลใช้งาน การทดสอบสมรรถนะของฮีทไปป์ทำโดยการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนและน้ำเย็น ปริมาณของไหลใช้งาน มุมเอียงของฮีทไปป์ และอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็นเป็นตัวแปรที่ศึกษาในการทดลอง ผลของการทดลองแสดงในรูปความสัมพันธ์ระหว่างค่าความนำความร้อนรวมเชิงประสิทธิผลกับตัวแปรข้างต้น จากการทดลองพบว่าอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็นไม่มีผลมากต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์ ค่ามุมเอียงที่ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนสูงสุดมีค่าประมาณ 50 องศา

ปรีชา กอบเกื้อชัยพงษ์ (2533) ศึกษาการสร้างและทดสอบสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบคอยล์รูปเทอร์โมไซฟอน เพื่อใช้ถ่ายเทความร้อนจากลมร้อนสู่ลมเย็น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สร้างขึ้นตัดแปลงจากหม้อน้ำรถยนต์ ขนาดกว้าง 60 เซนติเมตร สูง 40 เซนติเมตร มีท่อจำนวน 118 แท่งวางเป็นสองแถวในแนวเดียวกัน ติดครีบบน multilouver fin จำนวน 2 แถง ต่อถึงกันโดยท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง  $1 \frac{3}{8}$  นิ้ว ของไหลใช้งานเป็นน้ำบริสุทธิ์สร้างเป็นคอยล์รูปเทอร์โมไซฟอน

ในการทดสอบสมรรถนะโดยเปลี่ยนแปลงปริมาตรบรรจุของไหลใช้งานที่ 40, 55, 70, 90 และ 100 °C และเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศทั้งสองสายในช่วง 2-6 m/s พบว่าที่อัตราความเร็วสูงอัตราการถ่ายเทความร้อนก็จะสูงขึ้นด้วย อย่างไรก็ตามในการทดลองที่ปริมาตรบรรจุของของไหลใช้งานต่ำๆ พบว่าเมื่อถึงจุดหนึ่งอัตราการถ่ายเทความร้อนจะไม่เพิ่มขึ้นและมีแนวโน้มว่าจะลดลง อัตราการไหลของอากาศในสายร้อนมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าสายเย็น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ปริมาณของไหลใช้งาน 90 % จะอยู่ในช่วง 27-63 W/°C และ อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ความเร็วด้านร้อน 6 m/s ด้านเย็น 4 m/s จะได้เท่ากับ 27 kW ที่อุณหภูมิขาเข้าของลมร้อน 100 °C

ได้นำผลการทดลองมาหาสมสัมพันธ์เพื่อใช้ในการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สร้างขึ้นในรูปแบบ  $UA=cRe^b(T_{im})^a$  โดยค่า a, b และ c จะขึ้นกับปริมาตรของของไหลใช้งานในแต่ละกรณี

วีรชาติ นามพรหม (2535) ได้ศึกษาสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบคอยล์รูปเทอร์โมไซฟอน ระหว่างอากาศกับอากาศ โดยใช้ ฟรีออน 22 เป็นของไหลใช้งาน ในเทอมของอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิผล เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยคอยล์ระเหยและคอยล์ควบแน่นที่มีขนาดคอยล์  $60 \times 40 \text{ m}^2$  แต่ละคอยล์ประกอบด้วยท่อทองแดงขนาด  $3/8$  นิ้ว (ผิวในเป็นเกลียว) จำนวน 4 แถว ติดครีบอลูมิเนียม 13 ครีบนิ้ว พบว่าค่าดัชนีสมรรถนะทั้งสองขึ้นอยู่กับปริมาณบรรจุของไหลใช้งาน และจะเพิ่มขึ้นตามผลต่างของอุณหภูมิระหว่างลมร้อนและลมเย็น อัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของของไหลสายร้อนและเย็น แต่ประสิทธิผลจะลดลงเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้น

เมื่อนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองไปสร้างสมสัมพันธ์โดยอาศัยสองวิธีคือวิเคราะห์การถดถอยและวิธีแบบจำลองการนำความร้อน พบว่าวิธีแรกให้สมสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมเป็นฟังก์ชันของตัวเลขเรย์โนลด์ ด้านสายเย็นและอัตราส่วนระหว่างตัวเลขเรย์โนลด์ด้านสายลมร้อนต่อตัวเลขเรย์โนลด์ด้านสายลมเย็น

และได้พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์ สำหรับออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบคอยล์ รูป เทอร์โมไซฟอน ระหว่างอากาศกับอากาศ โดยอาศัยสมสัมพันธ์ที่ได้ข้างต้น พบว่าถ้าใช้สมสัมพันธ์จากวิธีวิเคราะห์การถดถอยในการออกแบบจะต้องคูณด้วย Safety factor 10 % แต่ถ้าใช้สมสัมพันธ์จากวิธีแบบจำลองการนำความร้อนต้องคูณด้วย Safety factor 50 %

#### ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้องในต่างประเทศ

Y.Lee และ A.Bedrossian (1976) ได้ศึกษาลักษณะต่างๆของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน สร้างขึ้นด้วยท่อทองแดงและใช้น้ำกลั่นจำนวน 15 % เป็นของไหลใช้งาน การจัดเรียงตัวของกลุ่มท่อเป็นแนวเส้นตรง จำนวน 4 แถวแต่ละแถวมี 5 ท่อ และวางแบบเหลื่อมกันจำนวน 4 แถว  $4 \times 5 \times 4 \times 5$  ตามความยาวท่อทองแดงแต่ละส่วนยาว 30.5 เซนติเมตร การวิเคราะห์หาสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใช้แบบจำลองการนำความร้อน ซึ่งพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมไม่ได้เพิ่มขึ้นตามค่าตัวเลขเรย์โนลด์แต่เพียงอย่างเดียว แต่ยังเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนของตัวเลขเรย์โนลด์ด้านระเหยต่อด้านควบแน่นและยังพบว่าเพิ่มขึ้นตามตัวเลขพรนูดต์ และส่วนการวางเรียงตัวของกลุ่มท่อแบบเหลื่อมกันจะให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูงกว่าแบบแนวเส้นตรง

T.W McDonal (1986) ได้ทำการทดลองศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ คอยล์รูปเทอร์โมไซฟอน ระหว่างอากาศกับอากาศ โดยใช้ฟร้อน 11 เป็นของไหลใช้งานจำนวน หลายรูป ชนิดแรกเป็น 4 รูป กำหนดให้ความเร็วผิวหน้าทั้งส่วนคอยล์ระเหยและคอยล์ควบแน่น เท่ากันคือ 1.3, 2.2 และ 3.1 m/s ชนิดที่สองมีรูปเดียวมีความเร็วผิวหน้า 2.2 m/s โดยความเร็ว เท่ากันทั้งสองส่วน เครื่องแลกเปลี่ยนชนิด 4 รูป จะมีทั้งหมด 8 แถว โดยหนึ่งรูปจะมี 2 แถวต่อกัน และมีวาล์วเป็นตัวควบคุม จากการทดลองพบว่าสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน แบบคอยล์รูปทั้งแบบ 4 รูป และแบบรูปเดียวขึ้นอยู่กับผลต่างอุณหภูมิรวมและอัตราการไหลของ อากาศ

Salt EtAl. (1994) ได้ทำการศึกษาและทดสอบการใช้งานเทอร์โมไซฟอน เป็น ตัวนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ระหว่างอากาศระบายทิ้งกับอากาศเดิมจากภายนอกของระบบปรับ อากาศเพื่อประหยัดพลังงาน ทำการทดลองโดยควบคุมภายในห้องปรับอากาศมีอุณหภูมิระเปาะ แห่ง 24 °C และอุณหภูมิระเปาะเปียก 17 °C และความชื้นสัมพัทธ์ 50 % ให้คงที่ตลอดการ ทดลอง และใช้เทอร์โมไซฟอนแบบท่อจำนวนหลายแห่งโดยติดตั้งให้ส่วนทำระเหยอยู่ในท่อลมของ อากาศเดิมจากภายนอกและส่วนควบแน่นอยู่ในท่อลมของอากาศระบายทิ้งแล้วมีผ้าเปียกพันใน ส่วนนี้เพื่อให้เปียกอยู่ตลอด ได้ผลการทดลองคือเทอร์โมไซฟอนที่ใช้สามารถถ่ายเทความร้อนได้ ประมาณ 1.7 kW/m<sup>2</sup> คิดเปรียบเทียบเป็นพลังงานไฟฟ้าได้เท่ากับ 0.4 kW/m<sup>2</sup>

## 2.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

### 2.2.1 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหย

ระบบทำความเย็นแบบระเหยจะลดอุณหภูมิของอากาศโดยอาศัยการถ่ายเทมวลและความร้อนระหว่างอากาศกับละอองน้ำหรือผิวเปียก เมื่ออากาศสัมผัสกับน้ำ ความร้อนในอากาศจะสูญเสียไปกับการระเหยของน้ำ ทำให้อุณหภูมิอากาศลดลง ดังนั้นทฤษฎีที่เกี่ยวข้องจะมีดังนี้

#### 2.2.1.1. การถ่ายเทมวลและความร้อนระหว่างอากาศและผิวเปียก

เมื่อน้ำและอากาศที่ยังไม่อิ่มตัวสัมผัสกันโดยไม่มีอิทธิพลจากตัวแปรอื่น การถ่ายเทความร้อนและน้ำจะเกิดขึ้น ซึ่งเป็นผลจากความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิและความดันไอ ความร้อนจะไหลจากที่อุณหภูมิสูงไปยังอุณหภูมิต่ำ และไอน้ำจะไหลจากความดันไอสูงไปยังที่ความดันไอต่ำ

กระบวนการต่อมาจะอยู่ในรูปของการถ่ายเทมวลซึ่งโดยปกติจะเป็นการระเหยจากผิวของน้ำเข้าไปผสมกับอากาศ อย่างไรก็ตาม กระบวนการกลับกันนี้ก็เกิดขึ้นได้ ไอน้ำในอากาศจะควบแน่นสู่ผิวเปียกที่มีอุณหภูมิที่ทำให้มีความดันไอต่ำกว่า ถ้ามีเวลาเพียงพอ อุณหภูมิและความดันไอ จะเข้าสู่สมดุลกัน ขณะนั้นอากาศจะเป็นอากาศอิ่มตัว (Saturated air)

#### 2.2.1.2. สมการการถ่ายเทความร้อนสัมผัส

$$dq_s = h_c dA(t_i - t_\infty) \quad (2.1)$$

โดยที่

$q_s$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนสัมผัส (W)

$h_c$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$A$  คือ พื้นที่ถ่ายเทความร้อน ( $m^2$ )

$t_i$  คือ อุณหภูมิผิวเปียก ( $^\circ C$ )

$t_\infty$  คือ อุณหภูมิของอากาศ ( $^\circ C$ )

## 2.2.1.3. สมการการถ่ายเทมวล

$$d m_s = h_d dA \frac{(p_{s,i} - p_{s,a})}{R_s t} = h_d \rho_a dA (W_i - W_\infty) \quad (2.2)$$

โดยที่

- $d m_s$  คือ อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)  
 $h_d$  คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล (m/s)  
 $p_{s,i}$  คือ ความดันไอของของน้ำ (Pa)  
 $p_{s,a}$  คือ ความดันไอของน้ำในอากาศ (Pa)  
 $R_s$  คือ Gas constant ของไอน้ำ (kJ/kmole, °K)  
 $t$  คือ อุณหภูมิสัมบูรณ์ (°C)

## 2.2.1.4. สมการการถ่ายเทความร้อนแฝง

$$dq_L = d m_s h_{fg} = h_d dA \rho_a (w_i - w_a) h_{fg} \quad (2.3)$$

โดยที่

- $dq_L$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนแฝง (W)  
 $h_{fg}$  คือ ค่าเอนทาลปีของการระเหยของน้ำที่อุณหภูมิของวัสดุผิวเปียก (kJ/kg °C)  
 $\rho_a$  คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m<sup>3</sup>)  
 $w_i$  คือ สัดส่วนความชื้นของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิของผิวเปียก  
 $w_a$  คือ สัดส่วนความชื้นของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิของอากาศภายนอก

## 2.2.1.5. สมการรวมการถ่ายเทมวลและความร้อน

ในการถ่ายเทมวลและความร้อนของอากาศกับน้ำ การถ่ายเทความร้อนทั้งหมดจะประกอบด้วย การถ่ายเทความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง ซึ่งความร้อนสัมผัสจะเป็นสิ่งที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของอากาศ สำหรับพื้นที่  $dA$  สมดุลความร้อนสัมผัสและสมดุลมวล จะเขียนได้ดังนี้

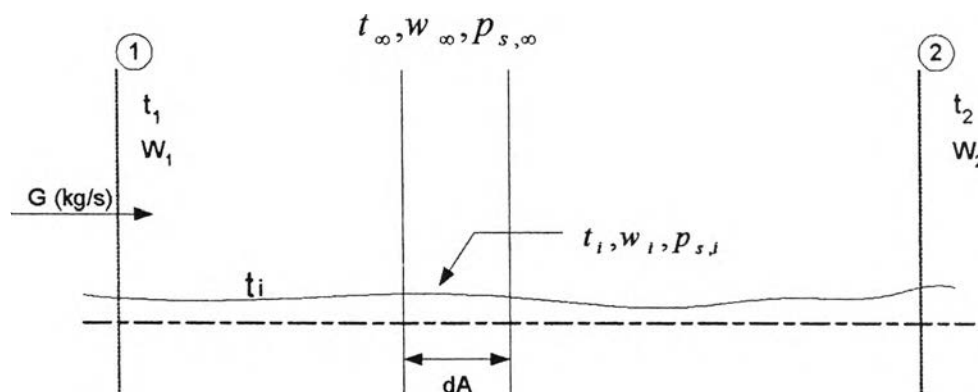
$$dq_s = h_c dA (t_i - t_\infty) = Gc_{pm} dt_\infty \quad (2.4)$$

$$dm_s = h_d \rho_a dA (W_i - W_\infty) = GdW_\infty \quad (2.5)$$

โดยที่

$G$  คือ อัตราการไหลของอากาศ ( $\text{kg}_{\text{dry air}}/\text{s}$ )

$c_{pm}$  คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศชื้น ( $\text{kJ}/(\text{kg}_{\text{dry air}} \text{ } ^\circ\text{C})$ )



รูปที่ 2.1 การถ่ายเทมวลและความร้อนระหว่างอากาศกับผิวเปียก

อินทิเกรตสมการ (2.4), (2.5) ตลอดพื้นที่  $A$  ระหว่างจุด 1 กับ 2 ในรูปที่ 2.1 โดยให้  $h_c, h_d, G, t_i$  และ  $w_i$  คงที่ตลอด จากสมการที่ (2.4) จะได้

$$\frac{h_c}{Gc_{pm}} \int_0^A dA = \int_{t_1}^{t_2} \frac{dt_\infty}{t_i - t_\infty}$$

$$\frac{h_c A}{Gc_{pm}} = -\ln \frac{t_i - t_2}{t_i - t_1} \quad (2.6)$$

จากสมการที่ (2.5) จะได้

$$\frac{h_d \rho_a}{G} \int_0^A dA = \int_{w_1}^{w_2} \frac{dW_\infty}{W_i - W_\infty}$$

$$\frac{h_d \rho_a A}{G} = -\ln \frac{W_i - W_2}{W_i - W_1} \quad (2.7)$$



จากค่า A/G ของสมการที่ (2.6) ,(2.7) จะได้

$$\frac{A}{G} = -\frac{c_{pm}}{h_c} \ln \frac{t_i - t_2}{t_i - t_1} = -\frac{1}{h_d \rho_a} \ln \frac{W_i - W_2}{W_i - W_1} \quad (2.8)$$

จัดใหม่จะได้

$$\ln \frac{t_i - t_2}{t_i - t_1} = \frac{h_c}{h_d \rho_a c_{pm}} \ln \frac{W_i - W_2}{W_i - W_1} \quad (2.9)$$

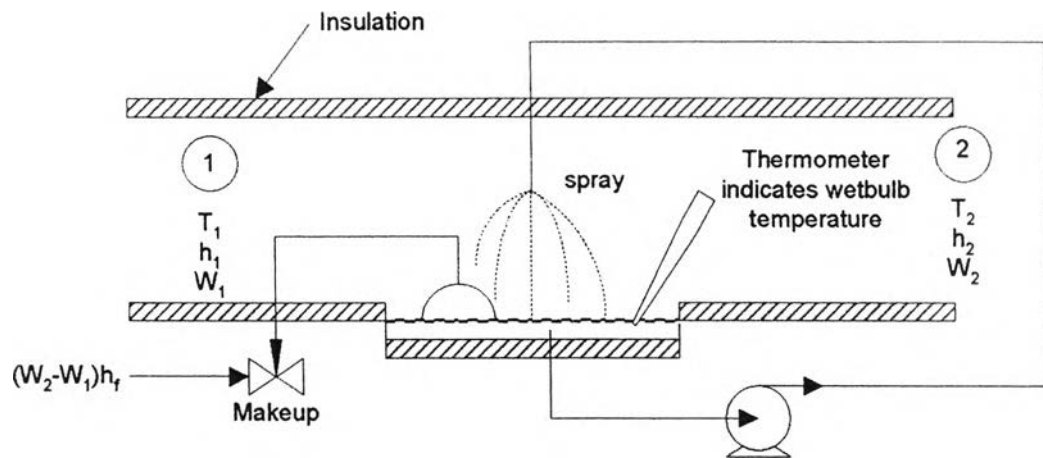
ซึ่งค่า  $\frac{h_c}{h_d \rho_a c_{pm}}$  จะคือค่า Lewis number (LR)

ใส่แอนติล็อกทั้งสองข้างจะได้

$$\frac{t_i - t_2}{t_i - t_1} = \left( \frac{W_i - W_2}{W_i - W_1} \right)^{LR} \quad (2.10)$$

#### 2.2.1.6. Adiabatic saturation and thermodynamic wet bulb temperature

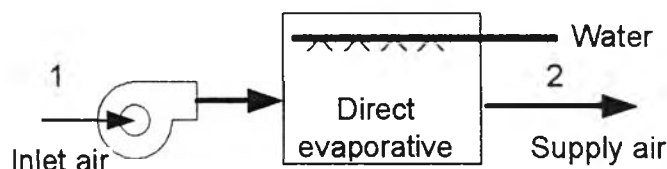
จากสมการที่ 2.8 จะว่าถ้า  $A \rightarrow \infty$  ,  $t_2$  จะเข้าใกล้  $t_i$  และ  $w_2$  จะเข้าใกล้  $w_i$  ซึ่งหมายความว่าถ้าพื้นที่สัมผัสระหว่างน้ำกับอากาศมากพอจะทำให้สถานะของอากาศจะเข้าสู่สถานะของน้ำ การทำให้พื้นที่สัมผัสมากอาจทำได้โดยการพ่นละอองน้ำใส่อากาศ ซึ่งมีอุปกรณ์ที่ทำงานโดยอาศัยหลักการนี้คือ “Adiabatic saturator” แสดงดังรูปที่ 2.2 เป็นอุปกรณ์ซึ่งอากาศไหลผ่านละอองน้ำ โดยที่น้ำหมุนเวียนตลอดเวลา และละอองน้ำทำให้มีพื้นที่มากเพียงพอที่จะทำให้เกิดสมดุลระหว่างน้ำกับอากาศ ซึ่งสมดุลทั้งอุณหภูมิและความดันไอ อุปกรณ์นี้จะเป็นแบบอะเดียบาติก คือไม่มีความร้อนไหลเข้าออก น้ำจะถูกหมุนเวียนจากอ่างน้ำขึ้นไปพ่นลงมา ซึ่งอุณหภูมิที่ของน้ำที่วัดได้จะเรียกว่า อุณหภูมิระเปาะเปียกซึ่งคงที่ตลอด ดังนั้นกระบวนการที่เกิดขึ้นนี้เมื่อเขียนในไซโครเมตริกชาร์ทจะอยู่บนเส้นอุณหภูมิระเปาะเปียกคงที่



รูปที่ 2.2 กระบวนการ “Adiabatic saturation”

### 2.2.1.7. ระบบทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง

สำหรับกระบวนการทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง อากาศจะไหลผ่านพื้นผิวเปียกหรือละอองน้ำ ความร้อนสัมผัสของอากาศจะทำให้น้ำระเหย การถ่ายเทมวลและความร้อนจะเกิดขึ้นระหว่างอากาศกับน้ำ ทำให้อุณหภูมิระเปาะแห้งของอากาศลดลงและเพิ่มความชื้นซึ่งกระบวนการนี้เป็นกระบวนการที่อุณหภูมิระเปาะเปียกคงที่ อุณหภูมิระเปาะแห้งของอากาศที่เกือบจะอิ่มตัวจะเข้าใกล้อุณหภูมิระเปาะเปียกของอากาศ กระบวนการนี้เป็นกระบวนการที่ไม่มี การถ่ายเทความร้อน(Adiabatic) ดังนั้นความร้อนสัมผัสจึงไม่ลดลง หลักการทำงานและอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง แสดงในรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 อุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง

ประสิทธิภาพการอิ่มตัว(Saturation Effectiveness) เป็นกุญแจสำคัญในการหาสมรรถนะของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหย ขนาดความแตกต่างของอุณหภูมิของอากาศที่ออกจากอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรงกับอุณหภูมิระเปาะเปียกของอากาศที่เข้า ซึ่งจะเท่ากันเมื่ออากาศที่ออกอิ่มตัว ดังนั้นค่าประสิทธิภาพการอิ่มตัวจะเป็นสัดส่วนระหว่างความแตกต่างของอุณหภูมิที่ออกจากอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยกับอุณหภูมิระเปาะเปียก

ของอากาศที่เข้า กับความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิกระเปาะเปียกและอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศที่เข้า

$$E_{dec} = \left( \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{wb}} \right) \times 100 \quad (2.11)$$

โดยที่

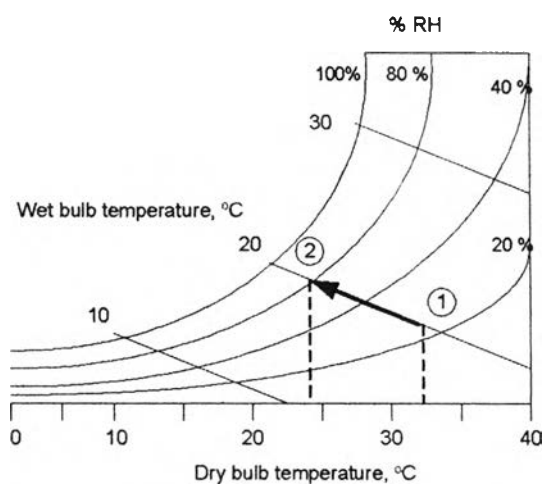
$E_{dec}$  คือ สมรรถนะของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง (%)

$T_1$  คือ อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศขาเข้า (°C)

$T_2$  คือ อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศขาออก (°C)

$T_{wb}$  คือ อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศขาเข้า (°C)

กระบวนการที่เกิดขึ้นในไซโครเมตริกชาร์ท เป็นกระบวนการที่ไปตามเส้นอุณหภูมิกระเปาะเปียกคงที่ แสดงในรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 ไซโครเมตริกชาร์ทของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง

ถึงแม้ว่าการทำงานของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรงจะง่ายและไม่แพงแต่ก็มีข้อเสีย คืออากาศที่ได้จะมีความชื้นสูงประมาณ 70-90 % ซึ่งจะทำให้เกิดสภาวะอากาศที่ไม่เหมาะสม และถ้ามีการบำบัดน้ำไม่ดีพออาจทำให้เกิดเชื้อโรคได้ง่าย จึงไม่ควรใช้กับระบบที่ไม่มีการหมุนเวียนอากาศและระบบที่ต้องการควบคุมความชื้น

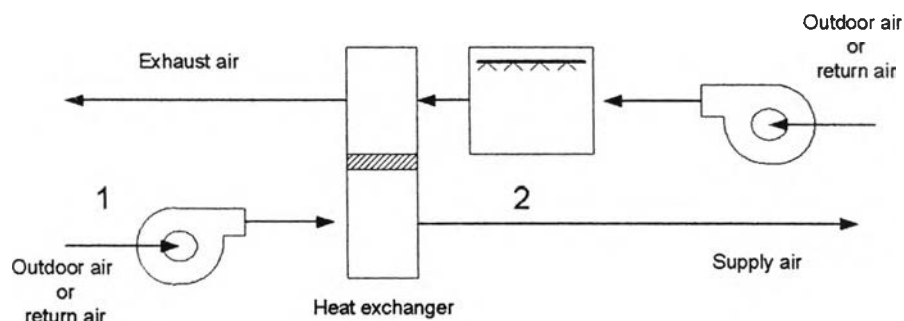
#### 2.2.1.8. ระบบทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อม

เป็นอุปกรณ์ที่พัฒนามาจากอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง เพื่อแก้ไขปัญหาคความชื้นในอากาศที่ออกมา โดยการนำเอาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้ โดยอุปกรณ์

นี้อากาศจากภายนอกหรืออากาศที่ปล่อยออกจากห้องจะไหลผ่านด้านหนึ่งของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งอากาศนี้จะถูกทำให้เย็นโดยผ่านอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง เพื่อให้พื้นผิวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้านนี้เย็นลงและอีกด้านของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอากาศที่ต้องการจ่ายให้กับห้องจะไหลผ่านทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนสัมผัสระหว่างทั้งสองด้านของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งเกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิทั้งสองด้าน ทำให้อากาศที่ต้องจ่ายให้กับห้องมีอุณหภูมิลดลง

ถึงแม้ว่าจะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนกันระหว่างอากาศทั้งสองสายแต่ก็ไม่ทำให้อากาศที่ต้องการจ่ายให้ห้องมีความชื้นเพิ่มขึ้นเพราะการแลกเปลี่ยนความร้อนแลกเปลี่ยนผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงไม่มีการสัมผัสกันโดยตรง ระบบนี้จึงเรียกว่า อุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อมโดยอากาศที่ใช้ อาจเป็นอากาศที่หมุนเวียนในห้อง หรืออากาศภายนอก หรือผสมกันก็ได้ เอนทัลปีของอากาศลดลงเนื่องจากความชื้นไม่เพิ่มขึ้น กระบวนการนี้ไม่เหมือนกับแบบทำความเย็นแบบระเหยโดยตรงเพราะว่ามีการแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้นจึงไม่ใช่กระบวนการอะเดียบาติก และเนื่องจากอากาศที่ได้ไม่ได้เพิ่มความชื้นขึ้นดังนั้นจึงสามารถใช้ได้กับทุกสภาวะที่ต้องการปรับอากาศ

ส่วนประกอบของ อุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อมประกอบด้วย อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน วัสดุผิวเปียก(Cooling pad) พัดลมดังแสดงในรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 อุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อม

สมรรถนะของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อมจะนิยามเหมือนกับอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง โดยนิยามในเทอมของผลต่างอุณหภูมิ

$$E_{iec} = \left( \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{wb}} \right) \times 100 \quad (2.12)$$

โดยที่

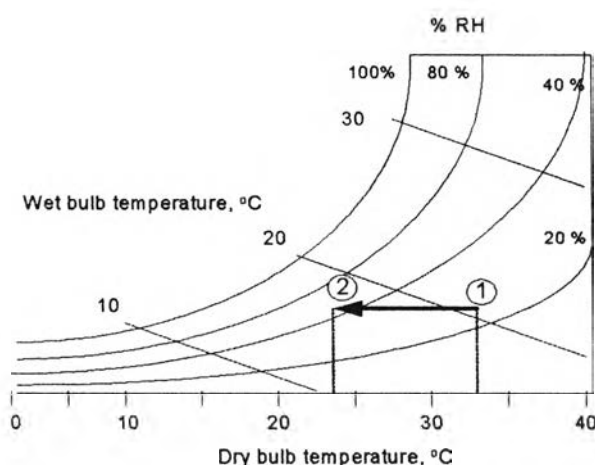
$E_{iec}$  คือ สมรรถนะของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อม (%)

$T_1$  คือ อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศขาเข้า ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_2$  คือ อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศขาออก ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{wb}$  คือ อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศขาเข้า ( $^{\circ}\text{C}$ )

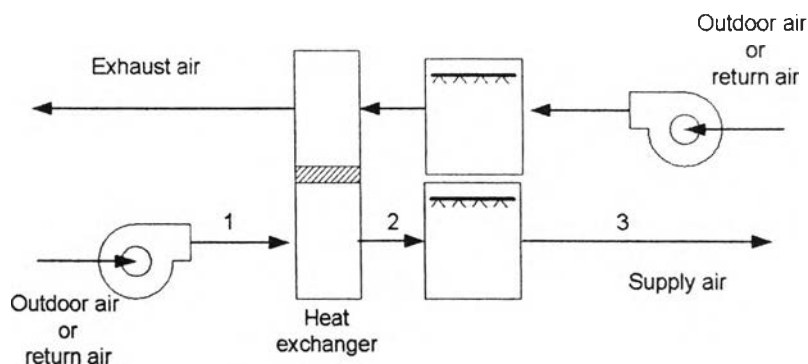
กระบวนการที่เกิดขึ้นในไซโครเมตริกชาร์ท เนื่องจากเป็นกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนสัมผัสไม่มีการเปลี่ยนแปลงความชื้นแฉะ ดังนั้นกระบวนการจะเป็นไปตามเส้นขนานกับแกนนอน (Humidity ratio constant) ดังแสดงในรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 แผนภาพไซโครเมตริกของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อม

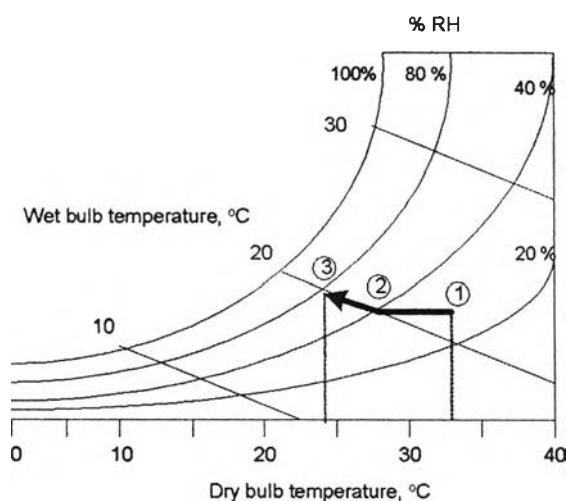
#### 2.2.1.9. ระบบทำความเย็นแบบระเหยแบบผสม

ในระบบนี้จะแบ่งกระบวนการเป็น 2 ขั้นตอน คือในขั้นตอนแรกอากาศจะผ่านอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อม ซึ่งอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งจะลดลงทั้งคู่ จากนั้นอากาศจะผ่านอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง ในขั้นตอนที่ 2 ซึ่งอุณหภูมิกระเปาะแห้งจะลดลงแต่อุณหภูมิกระเปาะเปียกจะคงที่ อุปกรณ์และหลักการทำงานจะแสดงดังรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 อุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยแบบผสม

ซึ่งกระบวนการในรูป 2.7 แสดงแผนภาพไซโครเมตริก จะเป็นไปดังรูปที่ 2.8



รูปที่ 2.8 แผนภาพไซโครเมตริกของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยแบบผสม

2.2.1.10. ลักษณะของการสัมผัสกันระหว่างน้ำกับอากาศในอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหย

แบบใช้วัสดุผิวเปียก (Cooling pads) โดยอากาศจะไหลผ่านวัสดุผิวเปียกทำให้เกิดการระเหยขึ้น ซึ่งวัสดุผิวเปียกนี้จะมีอายุการใช้งานนานถึง 10 ปีและต้องการการบำรุงรักษาน้อย แต่ก็ทำให้เกิดความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้น วัสดุผิวเปียกที่เหมาะสมที่จะใช้กับระบบทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อมแบ่งได้เป็น 2 ประเภทคือ

วัสดุที่ใช้กับละอองน้ำ (Spray type) วัสดุประเภทนี้คือพวกไฟเบอร์กลาสใยสังเคราะห์ หรือ โพลียูรีเทน โฟม วัสดุประเภทนี้ต้องหนามากเพราะต้องสามารถมีพื้นที่ผิวมากในการดักและเก็บละอองน้ำไว้ได้

วัสดุที่ไม่ต้องการละอองน้ำ (Non-spray type) วัสดุประเภทนี้คือพวกเส้นใยพืช โดยน้ำจะไหลผ่านจากด้านบนผ่านใยพืชแล้วก็ไหลลงสู่ด้านล่าง วัสดุประเภทนี้จะสามารถดักน้ำไว้ได้ด้วยตัวมันเอง จึงไม่ต้องการการพ่นละอองน้ำ

แบบพ่นน้ำลงบนคอยล์คอนเดนเซอร์โดยตรง อากาศที่ผ่านคอยล์คอนเดนเซอร์จะเย็นลงจากการที่พ่นน้ำลงบนคอยล์ น้ำจะระเหยทำให้อากาศที่ได้อุณหภูมิลดลง น้ำที่เหลือก็จะไหลผ่านคอยล์ลงมาในอ่างด้านล่าง ซึ่งแบบนี้จะมีประสิทธิภาพดีกว่าแบบใช้วัสดุผิวเปียก ใช้พื้นที่น้อยกว่า และมีความดันตกคร่อมน้อยกว่าแบบแรก แต่มีข้อเสียคือต้องมีการทำความสะอาดคอยล์มากกว่าแบบแรก และน้ำที่ใช้ต้องมีความสะอาดพอ

แบบ Air washer คือพ่นละอองน้ำไปในอากาศให้เกิดการสัมผัสโดยตรงระหว่างอากาศกับละอองน้ำ ซึ่งแบบนี้ต้องการตัวดักละอองน้ำด้านหลังด้วยเพื่อลดการสูญเสีย น้ำ และจะมีความดันตกคร่อมน้อยที่สุดในสามแบบและสามารถใช้กับงานได้กว้างกว่า

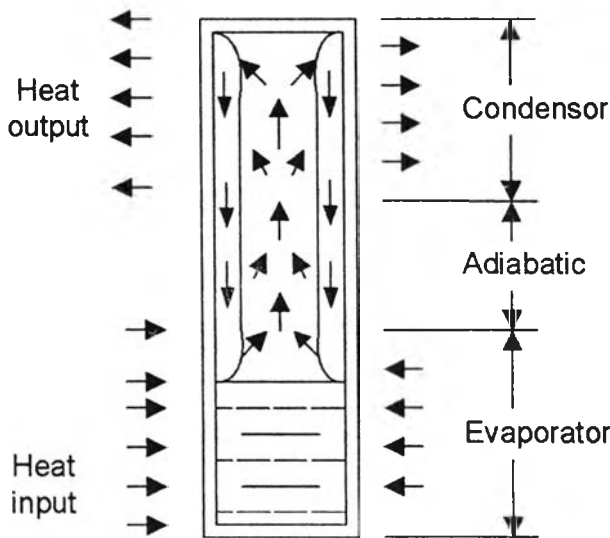
## 2.2.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน

### 2.2.2.1 หลักการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน

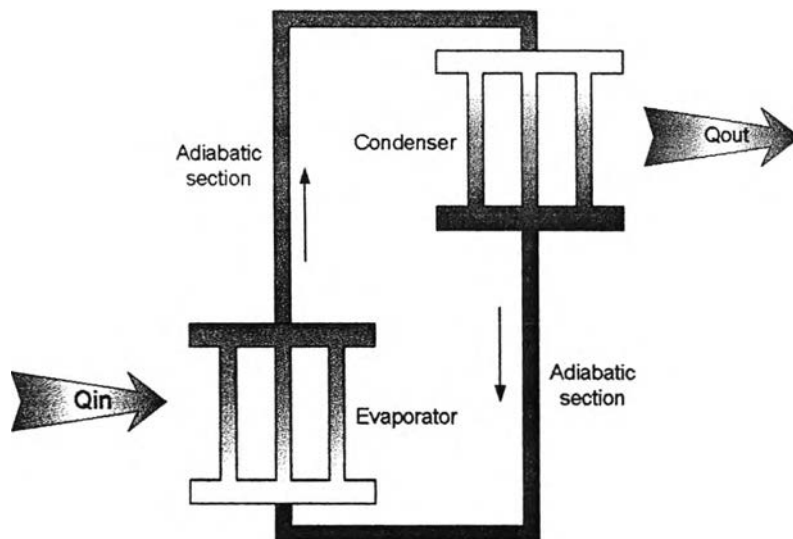
เทอร์โมไซฟอนเป็นท่อแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่ง และเป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่มีการทำงานโดยอาศัยหลักการเดือด และการกลั่นตัว ของสารทำงานที่บรรจุอยู่ภายใน ซึ่งมีคุณสมบัติที่พิเศษคือมีค่าการนำความร้อนสูงมาก เพราะค่าความร้อนแฝงของการระเหยของสารทำงานมีค่าสูงมาก ซึ่งจะสามารถถ่ายเทความร้อนได้ปริมาณมากจากปลายด้านหนึ่งไปยังอีกด้านหนึ่ง แม้ว่า จะมีความแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายทั้งสองข้างเพียงเล็กน้อย

สารทำงาน (Working fluid) จะบรรจุอยู่ในภาชนะปิด ซึ่งเป็นสุญญากาศและส่วนทำงานแบ่งออกเป็น 3 ส่วนคือ ส่วนระเหย (Evaporator section) ส่วนคงที่ของความร้อน (Adiabatic section) และส่วนควบแน่น (Condenser section) หลักการทำงานของเทอร์โมไซฟอนคือเมื่อส่วนระเหยได้รับความร้อนจากแหล่งจ่ายความร้อน สารทำงานในสถานะของเหลวที่บรรจุอยู่ภายในจะร้อนขึ้นและเดือดแล้วระเหยกลายเป็นไอลอยผ่านส่วนคงที่ของความร้อนขึ้นไปยังส่วนควบแน่นที่จะคายความร้อนออกไปสู่แหล่งรับความร้อน สารทำงานในลักษณะไอก็จะควบแน่นเป็นของเหลวแล้วไหลตกลงกลับสู่ส่วนระเหยตามเดิมเพื่อรับความร้อนอีก โดยอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลก

สำหรับเทอร์โมไซฟอนแบบคอยล์ลูป (Coil loop thermosyphon) เป็นการพัฒนาสมรรถนะของเทอร์โมไซฟอนอีกรูปแบบหนึ่ง โดยมีกรไหลของของไหลหรือสารทำงานในสถานะของเหลวและสถานะไอไม่ไหลสวนทางกัน ทำให้ช่วยลดปัญหาการเกิดการหลุดติด (Entrainment) ของหยดของเหลวไปกับไอที่กำลังลอยขึ้นซึ่งจะทำให้สมรรถนะของอุปกรณ์ลดลง และเพิ่มความคล่องตัวในการวางตำแหน่งของส่วนระเหยและส่วนควบแน่น



รูปที่ 2.9 แสดงหลักการทำงานของเทอร์โมไซฟอน



รูปที่ 2.10 แสดงลักษณะของเทอร์โมไซฟอนแบบคอยล์ลูป



ลักษณะของเทอร์โมไซฟอนแบบคอยล์รูปสามเหลี่ยมสามารถอธิบายได้ในรูป 2.10 ในหนึ่งรูปจะประกอบด้วยส่วนระเหยและส่วนควบแน่น ต่อกันด้วยท่อส่งไอระเหย และท่อส่งของเหลวควบแน่นกลับ โดยวางส่วนระเหยให้อยู่ต่ำกว่าส่วนควบแน่น ซึ่งจะทำงานเป็นไปในทิศทางเดียว ซึ่งจะเรียกว่าเทอร์โมไซฟอนแบบคอยล์รูปชนิดทางเดียว คือสามารถถ่ายเทความร้อนได้ในทิศทางเดียวจากส่วนระเหยไปยังส่วนควบแน่น และจะหยุดถ่ายเทความร้อนลงทันทีถ้าอุณหภูมิของส่วนควบแน่นสูงกว่าส่วนระเหย

สำหรับหลักการการทำงานของเทอร์โมไซฟอนแบบคอยล์รูป มีหลักการการทำงานเหมือนกับเทอร์โมไซฟอนแบบท่อเดียว จะแตกต่างกันที่จะไม่มีการไหลสวนทางกันระหว่างไอกับของเหลวของสารทำงาน แต่ก็อาศัยแรงโน้มถ่วงของโลกเช่นเดียวกันและสามารถเพิ่มปริมาณการถ่ายเทความร้อนได้โดยการนำคอยล์ รูป เทอร์โมไซฟอน หลายๆชุดมาต่ออนุกรมกัน ซึ่งข้อดีที่สำคัญของเทอร์โมไซฟอนแบบคอยล์รูปนี้ได้แก่

1. มีอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดหนึ่งหน่วยของท่อความร้อนสูงกว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของแท่งโลหะที่มีพื้นที่หน้าตัดเท่ากัน
2. ไม่จำเป็นต้องใช้แรงภายนอกกระทำต่อตัวเองในการทำงาน
3. อุณหภูมิใช้งานมีช่วงกว้าง สามารถทำงานได้แม้แต่ผลต่างระหว่างแหล่งจ่ายความร้อนกับแหล่งรับความร้อนมีค่าน้อย และใช้งานได้ที่อุณหภูมิสูงและอุณหภูมิต่ำ ถ้าเลือกสารทำงานให้เหมาะสมกับอุณหภูมิใช้งาน
4. ปัญหาในการบำรุงรักษามีน้อยเพราะไม่มีส่วนที่เคลื่อนไหว
5. ไม่มีปัญหาในการปนเปื้อนกันระหว่างของไหลที่ต้องการแลกเปลี่ยนความร้อน
6. มีโครงสร้างง่าย น้ำหนักเบาและรูปทรงกะทัดรัด
7. สามารถแยกส่วนระเหยหรือส่วนรับความร้อน กับส่วนควบแน่นหรือส่วนคายความร้อน
8. ให้ออกห่างกันได้ จึงสามารถประยุกต์ใช้งานได้อย่างกว้างขวางและยังทำให้สะดวกในการติดตั้งด้วย
9. การตอบสนองเชิงความร้อนเกิดขึ้นได้ดี เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นในรูปของความร้อนแฝง การตอบสนองเชิงความร้อนจึงเกิดขึ้นได้เร็วและสามารถรับการเปลี่ยนแปลงของแหล่งจ่ายความร้อนได้ดี

จากลักษณะและคุณสมบัติที่เด่นของเทอร์โมไซฟอนแบบคอยล์ลูปนี้จึงได้นำมาใช้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อม

### 2.2.2.2 การประเมินสมรรถภาพการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน

ขั้นตอนที่สำคัญของการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะเกี่ยวข้องกับการประเมินขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อนำมาประยุกต์ใช้ในการใช้งานตามที่ต้องการได้อย่างเหมาะสม แนวทางในการประเมินสมรรถนะการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนมี 2 แนวทางคือ

#### 1. วิเคราะห์โดยอาศัยค่าสมรรถนะ (Effectiveness)

ทฤษฎีวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยสมรรถนะนี้เหมาะสมกับการวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้านการกำหนดอัตรา (Rating) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่กำหนดพื้นที่การถ่ายเทความร้อนมากกว่าการกำหนดขนาด (Sizing) ของอุปกรณ์ที่จะทำการสร้างใหม่ และยังเหมาะสมในงานตรวจสอบคุณภาพและปรับปรุงคุณภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยนิยามสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นดังนี้

$$\text{Effectiveness} = \frac{\text{Actual heat transfer rate}}{\text{Maximum possible heat transfer rate}}$$

$$E_{hx} = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \quad (2.13)$$

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ( $Q_{max}$ ) นี้ได้จากการพิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน จากสมการ  $Q = mc_p \Delta T$  ถ้าการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของของไหลสายใดมีค่าเท่ากับคามแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างขาเข้าของอากาศสายร้อนและของอากาศสายเย็นค่า  $mc_p$  จะมีค่าต่ำสุดเนื่องจากพลังงานสูญเสียจากของไหลสายหนึ่งจะต้องเท่ากับพลังงานที่ของไหลอีกสายหนึ่งได้รับ ถ้าเราพิจารณาสายที่มี  $(mc_p)_{max}$  แล้ว ของไหลอีกสายหนึ่งจะมีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิสูงกว่าที่จะเป็นไปได้ ดังนั้น

$$Q_{max} = (mc_p)_{min} (T_H - T_C) \quad (2.14)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจริง ( $Q_{act}$ ) หาได้จาก

$$Q_{act} = m_h c_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) = m_c c_{pc} (T_{co} - T_{ci}) \quad (2.15)$$

แทนค่าสมการที่ (2.14, 2.15) ลงในสมการที่ (2.13) จะได้

สมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้านคอยล์ระเหย

$$E_{hx,h} = \frac{C_h (T_{hi} - T_{ho})}{C_{min} (T_{hi} - T_{ci})} \quad (2.16)$$

สมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้านคอยล์ควบแน่น

$$E_{hx,c} = \frac{C_c (T_{ci} - T_{co})}{C_{min} (T_{hi} - T_{ci})} \quad (2.17)$$

สมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเฉลี่ย

$$E_{hx} = \frac{E_h + E_c}{2} \quad (2.18)$$

โดยที่

$T_{hi}$  คือ อุณหภูมิของของไหลร้อนที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{ho}$  คือ อุณหภูมิของของไหลร้อนที่ผ่านออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{ci}$  คือ อุณหภูมิของของไหลเย็นที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{co}$  คือ อุณหภูมิของของไหลเย็นที่ผ่านออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $^{\circ}\text{C}$ )

$C_h$  คือค่า  $m_h c_{ph} = (\rho_h V_h A) \times c_{ph}$  ( $\text{J/s } ^{\circ}\text{C}$ )

$C_c$  คือค่า  $m_c c_{pc} = (\rho_c V_c A) \times c_{pc}$  ( $\text{J/s } ^{\circ}\text{C}$ )

$m_h$  คือ อัตราการไหลอากาศด้านคอยล์ระเหย ( $\text{kg/s}$ )

$m_c$  คือ อัตราการไหลอากาศด้านคอยล์ควบแน่น ( $\text{kg/s}$ )

$c_{ph}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของอากาศด้านคอยล์ระเหย ( $\text{J/kg } ^{\circ}\text{C}$ )

$c_{pc}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของอากาศด้านคอยล์ควบแน่น (J/kg °C)

$C_{\min}$  คือ ค่าที่น้อยกว่าระหว่าง  $C_h$  กับ  $C_c$

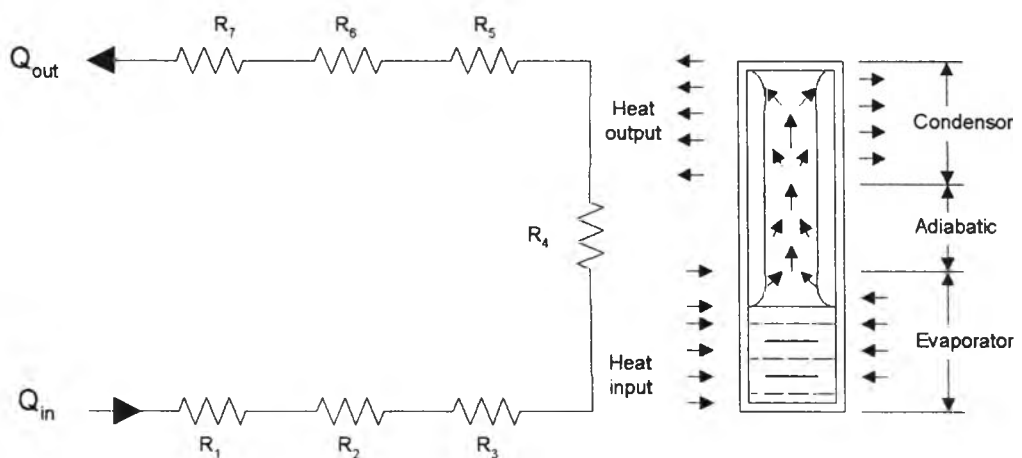
$E_{hx,h}$  คือค่าสมรรถนะของคอยล์ระเหยและ

$E_{hx,c}$  คือค่าสมรรถนะของคอยล์คอยล์ควบแน่น

$E_{hx}$  คือ ค่าสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

## 2. วิธีวิเคราะห์สมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนรวมจากแบบจำลองการนำความร้อน

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สภาวะคงที่ สามารถวิเคราะห์มาจากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแต่ละชั้นตามแบบจำลองการส่งผ่านความร้อน โดยพิจารณาเปรียบเทียบเสมือนฮีทไปป์ 1 แห่ง ตามรูปที่ 2.11



รูปที่ 2.11 แบบจำลองการนำความร้อนของฮีทไปป์ 1 แห่ง

โดยพิจารณาขั้นตอนการส่งผ่านความร้อนได้ โดยแบ่งออกเป็นช่วงต่างๆ 7 ช่วง

ได้แก่

1. ผ่านฟิล์มความต้านทานด้านนอกของผนังช่วงการระเหย ( $R_1$ )
2. ผ่านผนังท่อช่วงการระเหย ( $R_2$ )
3. ผ่านฟิล์มความต้านทานด้านในของผนังช่วงการระเหยและผ่านของไหลที่กำลังเดือดเป็นไอ ( $R_3$ )

4. ความต้านทานการไหลของไอจากช่วงการระเหยไปยังช่วงการควบแน่น ( $R_4$ )
5. ผ่านฟิล์มด้านในที่เกิดจากไอกลั่นตัวเป็นของเหลวที่ผนังด้านในของช่วงการควบแน่น ( $R_5$ )
6. ผ่านผนังท่อของช่วงการควบแน่น ( $R_6$ )
7. ผ่านฟิล์มความต้านทานด้านนอกของช่วงการควบแน่น ( $R_7$ )

สมมติฐานของแบบจำลองการนำความร้อนที่ใช้มีดังนี้

1. การส่งผ่านความร้อนตามแนวแกนในเนื้อผนังท่อมีน้อยมาก
2. ความต้านทานการส่งผ่านความร้อนโดยไอจากด้านระเหยสู่ด้านควบแน่นมีค่าน้อยมาก ( $R_4=0$ )

ที่สภาวะคงที่

$$Q = \sum Q_p = UA(\Delta T_{lm}) = \frac{1}{R_T}(\Delta T_{lm}) \quad (2.19a)$$

$$= m_c c_{pc}(\Delta T)_c = m_h c_{ph}(\Delta T)_h \quad (2.19b)$$

- โดยที่
- $Q$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (W)
  - $Q_p$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์แท่งที่ P (W)
  - $U$  คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )
  - $A$  คือ พื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อน ( $m^2$ )
  - $\Delta T_{lm}$  คือ ผลต่างของอุณหภูมิเชิงลอการิทึม ( $^\circ C$ )

โดยในกรณีที่ของไหลไหลสวนทางกันในเครื่อง

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln \frac{(T_{h1} - T_{c2})}{(T_{h2} - T_{c1})}} \quad (2.20)$$

โดยที่

$$Q_p = \frac{1}{R_T}(T_h - T_c) \quad (2.21)$$

$$R_T = \sum_1^7 R_i \quad (2.22)$$

$$R_1 = \frac{1}{h_{oh} A_{oh}} \quad (2.23)$$

$$R_2 = \ln \frac{(D_o / D_i)}{2\pi k L_h} \quad (2.24)$$

$$R_3 = \frac{1}{h_{ih} A_{ih}} \quad (2.25)$$

$$R_5 = \frac{1}{h_{ic} A_{ic}} \quad (2.26)$$

$$R_6 = \ln \frac{(D_o / D_i)}{2\pi k L_c} \quad (2.27)$$

$$R_7 = \frac{1}{h_{oc} A_{oc}} \quad (2.28)$$

ซึ่งความต้านทานความร้อนแต่ละตัวประเมินค่าได้ตามลักษณะต่อไปนี้

#### 1. ความต้านทานความร้อนของฟิล์มของของไหลด้านนอก $R_1, R_7$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกด้านคอยล์ระเหยและคอยล์ควบแน่น  $h_{oh}, h_{oc}$  ใน  $R_1, R_7$  ตามลำดับสามารถหาได้โดยการเฉลี่ยระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบริบติดท่อและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านผนังท่อส่วนที่ไม่ได้ติดครีบริบ

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของครีบริบ  $h_f$  สามารถประมาณได้จากครีบริบที่มีรูปร่างเป็นแผ่นราบ (flat plate) ความยาวประสิทธิภาพผลของครีบริบ  $L_f$  คือระยะทางครึ่งหนึ่งระหว่างผิวท่อที่อยู่ติดกัน (Key&London, 1964) โดยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของครีบริบบนแผ่นราบจะใช้สมการการถ่ายเทความร้อนของชั้นขอบเขตที่ไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent boundary layer) ผ่านแผ่นราบเนื่องจากของไหลที่ไหลใกล้ครีบริบจะเกิดการปั่นป่วน

ค่าเฉลี่ยของ  $h_f$  ในช่วงความยาว  $L_f$  สามารถหาได้โดยใช้สมการการถ่ายเทความร้อนเฉพาะที่ (Local Nusselt number for turbulent flow) [9] คือ

$$Nu = St Re_L Pr = 0.036 Re_L^{4/5} Pr^{1/3} = \frac{h_f L_f}{k_f} \quad (2.29)$$

จากสมการ 2.29 จะได้

$$h_f = \frac{0.036 \text{Re}_L^{4/5} \text{Pr}^{1/3} k_f}{L_f} \quad (2.30)$$

โดยที่  $Nu$  คือ ค่า Nusselt number

$St$  คือ ค่า Stanton number

$$\text{Re}_L \text{ คือ ค่า Renold number } = \frac{\rho_\infty V_\infty L_f}{\mu_\infty} \quad (2.31)$$

$$\text{Pr} \text{ คือ ค่า Prandalt number } = \frac{c_{p\infty} \mu_\infty}{k_\infty} \quad (2.32)$$

$k_f$  คือ ค่าความนำความร้อนของครีป ( $\text{W/kg } ^\circ\text{C}$ )

$$L_f \text{ คือ ความยาวประสิทธิผลของครีป (m)} = \frac{S_T - D_o}{2} \quad (2.33)$$

ประสิทธิภาพของครีปหาได้โดยสมการ

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_f)}{mL_f} \quad (2.34)$$

$$\text{โดยที่ } mL_f = L_f \sqrt{\frac{2h_f}{k_f t_f}} \quad (2.35)$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับท่อส่วนที่ไม่ได้ติดครีป ( $h_b$ ) สามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ซึ่งมีผู้ได้ทำการทดลองและสรุปไว้เป็นสหสัมพันธ์มากมาย ความสัมพันธ์เหล่านี้จะแสดงไว้ในรูปความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลข Nusselt โดยเป็นฟังก์ชันของตัวเลข Renold และตัวเลข Prandalt โดยในการทดลองนี้จะใช้สหสัมพันธ์ของ Grimison โดยมีสหสัมพันธ์สำหรับอากาศที่ไหลผ่านกลุ่มท่อ เมื่อ  $N_L > 10$  ดังนี้

$$Nu = 1.13 C_1 C_2 \text{Re}_{\max}^m \text{Pr}^{1/3} = \frac{h_b D_o}{k_\infty} \quad (2.36)$$

$$\text{โดยที่ } \text{Re}_{\max} = \frac{\rho_\infty V_{\max} D_o}{\mu_\infty} \quad (2.37)$$

$$V_{\max} = \frac{S_T}{(S_T - D_o)} V_{\infty} \quad ; \text{ (สำหรับกลุ่มท่อที่เชื่อมกัน)} \quad (2.38)$$

$V_{\infty}$  คือ ความเร็วของอากาศที่ไหลผ่าน (m/s)

$C_{1,m}$  คือ ค่าคงที่สำหรับอากาศไหลผ่านกลุ่มท่อ ดูตารางที่ 2.1

$C_2$  คือ Correction factor เมื่อ  $N_L < 10$  (0.89 for  $N_L = 4$ ) ดูตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.1 Constant of equation 2.35 for air flow over a tube bank of 10 or more rows

ST/D	S <sub>r</sub> /D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C <sub>1</sub>	m	C <sub>1</sub>	m	C <sub>1</sub>	m	C <sub>1</sub>	m
Aligned								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Staggered								
0.600	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.900	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

ที่มา: เอกสารอ้างอิง [9]

ตารางที่ 2.2 Correction factor  $C_2$  of equation 2.35 for  $N_L < 10$

$N_L$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Aligned	0.64	0.8	0.87	0.9	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Staggered	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

ที่มา : เอกสารอ้างอิง [9]



สรุปแล้วสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มด้านนอกท่อสามารถหาได้จากการเฉลี่ยระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านครีป  $h_f$  และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อส่วนที่ไม่มีครีป (Bare tube)  $h_b$

สำหรับด้านคอยล์ระเหย  $R_1$

$$h_{oh} = \frac{(\eta_{fh} A_f h_{fh} + A_b h_{bh})}{(A_f + A_b)} \quad (2.39)$$

สำหรับด้านคอยล์ควบแน่น  $R_7$

$$h_{oc} = \frac{(\eta_{fc} A_f h_{fc} + A_b h_{bc})}{(A_f + A_b)} \quad (2.40)$$

โดยที่  $A_f$  คือ พื้นที่ผิวของครีป ( $m^2$ )

$$= N_t (2N_f (S_T S_L - \frac{\pi D_o^2}{4})) \quad (2.41)$$

$A_b$  คือ พื้นที่ผิวของของคอยล์ส่วนที่ไม่มีครีป ( $m^2$ )

$$= N_t (\pi D_o L_t - N_f t_f \pi D_o) \quad (2.42)$$

$W$  คือ ความกว้างของครีป (m)

$L$  คือ ความยาวของครีป (m)

$N_f$  คือ จำนวนครีปทั้งหมด

$N_t$  คือ จำนวนท่อทั้งหมดของคอยล์

## 2. ความต้านทานความร้อนผ่านผนังท่อสำหรับในข้างคอยล์ควบแน่นและคอยล์ระเหย $R_2, R_8$

เป็นความต้านทานความร้อนที่เกิดจากการนำความร้อนผ่านผนังท่อด้านระเหย และด้านควบแน่น สามารถหาค่าได้โดยตรงจากสมการการนำความร้อน (2.24), (2.27) ตามลำดับ

### 3. ความต้านทานความร้อนผ่านแผ่นฟิล์มด้านในของฮีทไปป์ $R_3, R_5$

สามารถแบ่งได้เป็น 2 ส่วนคือส่วนด้านคอยล์ระเหย (ส่วนที่มีของเหลวใช้งานบรรจุอยู่) และส่วนด้านคอยล์ควบแน่น

โดยในส่วนด้านคอยล์ระเหยสัมพันธ์กับการถ่ายเทความร้อน  $h_{ih}$  หาได้จาก สหสัมพันธ์สำหรับการเดือดแบบ Pool boiling ของ Rohsenow ดังนี้

$$\frac{c_{pl}(T_{w,h} - T_{sat,h})}{h_{fg}} = C_{sf}(Pr_l)^{1.7} \left( \frac{h_{ih}(T_{w,h} - T_{sat,h})}{\mu_l h_{fg,h}} \sqrt{\frac{g_c \sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right)^{-0.33} \quad (2.43)$$

เมื่อนิยามให้  $q_h = \frac{Q_h}{A_{ih}} = h_{ih}(T_{w,h} - T_{sat,h})$  จะได้

$$h_{ih} = \frac{c_{pl}(Q_h / A_{ih})^{0.67}}{h_{fg,h}(Pr_l)^{1.7} C_{sf}} \left( \frac{1}{\mu_l h_{fg,h}} \sqrt{\frac{g_c \sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right)^{-0.33} \quad (2.44)$$

โดยที่คุณสมบัติทางกายภาพที่ใช้คำนวณ จะใช้ค่าที่ได้จากอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่าง  $T_{w,h}$  และ  $T_{sat,h}$  ยกเว้นค่า  $h_{fg,h}$  จะใช้ค่าที่อุณหภูมิ  $T_{sat,h}$

โดยที่

$h_{ih}$  คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบการเดือดผ่านฟิล์มในส่วนคอยล์ระเหย ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )

$c_{pl}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของของเหลวอิ่มตัว ( $J/kg \text{ } ^\circ C$ )

$C_{sf}$  คือ ค่าคงที่ที่ได้จากการทดลองซึ่งเป็นค่าเฉพาะของคู่มวลแข็ง-ของเหลว แสดงในตารางที่ 2.3

$h_{fg,h}$  คือ ค่าความร้อนแฝงของการระเหยของของเหลวใช้งาน ด้านคอยล์ระเหย ( $J/kg$ )

$g$  คือ ความเร่งภายใต้แรงโน้มถ่วง ( $9.8 \text{ m/s}^2$ )

$g_c$  คือ ตัวคูณแปลงหน่วย

$Q_h$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ก่อให้เกิดการเดือด ( $W$ )

$A_{ih}$  คือ พื้นที่ถ่ายเทความร้อนด้านในของคอยล์ด้านระเหย ( $m^2$ )

$\mu_l$  คือ ความหนืดของของเหลวใช้งาน (kg/m-s)

$k_l$  คือ ค่าความนำความร้อนของของเหลวใช้งาน

$\rho_l - \rho_v$  คือ ผลต่างของความหนาแน่นของของเหลวและไอ (kg/m<sup>3</sup>)

$\sigma$  คือ แรงตึงผิวของของเหลวใช้งาน (N/m)

$T_{w,h}$  คือ อุณหภูมิของผิวท่อด้านใน (°C)

$$= \frac{(Th_i + Th_o)}{2} - (Q_h \times R_7) - (Q_h \times R_6) \quad (2.45)$$

$Pr_l$  คือ ตัวเลขแพรนดัลของของเหลวใช้งาน

$$= \frac{c_{p,l} \mu_l}{k_l} \quad (2.46)$$

ตารางที่ 2.3 ค่าสัมประสิทธิ์  $C_{sf}$  ของคู่ระหว่างของเหลวและพื้นผิววัสดุ

Surface-Fluid Combination	$C_{sf}$	n
Water-copper		
Score	0.0068	1.00
Polished	0.0130	1.00
Water-stainless steel		
Chemically etched	0.0130	1.00
Mechanically polished	0.0130	1.00
Ground and polished	0.0060	1.00
Water-brass	0.0060	1.00
Water-nickel	0.0060	1.00
Water-platinum	0.0130	1.00
Pentane-copper		
Polished	0.0154	1.70
Lapped	0.0049	1.70
Benzene-chromium	0.1010	1.70
Ethyl alcohol-chromium	0.0027	1.70

ที่มา: เอกสารอ้างอิง [9]

ในส่วนด้านคอยล์ควบแน่นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้จากสหสัมพันธ์ของ Nusselt (1916) สำหรับการควบแน่นแบบฟิล์มบนพื้นผิวที่ตั้ง (Vertical surface)

$$h_c = 0.943 \left( \frac{\rho_l g k_l^3 (\rho_l - \rho_v) [h_{fg,c} + 0.68 C_{p,l} (T_{sat,c} - T_{w,c})]}{\mu_l L_c (T_{sat,c} - T_{w,c})} \right)^{1/4} \quad (2.47)$$

สมการ (2.47) สามารถเขียนในรูปตัวแปรไร้มิติได้เป็น

$$Nu_c = \frac{h_{ic}}{k_l} \left[ \frac{v_l^2}{g} \left( \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right) \right]^{1/3} = 0.925 Re_{max}^{-1/3} \quad (2.48)$$

โดยที่

$$Re_{max} = \frac{Q_c}{\pi D_l \mu_l h_{fg,c}} \quad (2.49)$$

$h_{ic}$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการควบแน่น ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )

$Q_c$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ทำให้เกิดการควบแน่น (W)

$A_{ic}$  คือ พื้นที่ผิวด้านในของคอยล์ด้านควบแน่น ( $m^2$ )

$L_c$  คือ ความยาวของท่อด้านคอยล์ระเหย (m)

$v_l$  คือ ค่า Kinematics viscosity ( $m^2/s$ )

#### 4. ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ( $UA$ ) สามารถหาได้จากสมการจากสมการ

$$UA = \frac{1}{R_T} \quad (2.50)$$

โดยที่

$$R_T = R_1 + R_2 + R_3 + R_5 + R_6 + R_7 \quad (2.51)$$

### 5. ค่าสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ได้จากสมการ (2.50) สามารถนำมาคำนวณค่าสมรรถนะของอุปกรณ์ได้จากสมการ

$$E_{hx} = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} = \frac{UA(\Delta T_{lm})}{C_{min}(\Delta T)} \quad (2.52)$$

ซึ่งสามารถใช้ในการคำนวณหาสมรรถนะเพื่อใช้ในการออกแบบอุปกรณ์ได้โดยตัวอย่างการคำนวณแสดงไว้ในภาคผนวก ข.