

## บทที่ 2

### ทฤษฎีและการออกแบบอุปกรณ์การทำความเย็น

เครื่องปรับอากาศในปัจจุบันนี้มีหลายชนิดซึ่งสามารถจำแนกตามลักษณะตามการใช้งานได้ 3 แบบ คือ

1. เครื่องปรับอากาศแบบติดหน้าต่าง เป็นเครื่องปรับอากาศในยุคแรกๆ ที่มีส่วนทำความเย็นและส่วนระบายความร้อนอยู่ในเครื่องเดียวกัน เครื่องปรับอากาศชนิดนี้นั้นจะมีราคาไม่แพงนัก แต่จะส่งเสียงดังเวลาใช้ทำงาน

2. เครื่องปรับอากาศแบบเคลื่อนที่ เป็นเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กสามารถเคลื่อนย้ายไปติดตั้งในบริเวณที่ต้องการได้

3. เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน เป็นแบบที่นิยมใช้มากที่สุดในปัจจุบัน เพราะมีเสียงรบกวนเวลาทำงานน้อย เนื่องจากส่วนที่ทำความเย็นกับส่วนที่ระบายความร้อนวางแยกจากกัน

#### 2.1 วัฏจักรทำความเย็นโดยระบบอัดไอ

วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอและระบายความร้อนด้วยอากาศสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนนั้นประกอบไปด้วยขบวนการหลัก 4 ขบวนการคือ

##### 1. ขบวนการระเหย (Evaporation)

ขบวนการดังกล่าวเกิดจากการทำความเย็นเหลวจากคอนเดนเซอร์จะถูกลดความดันลงเมื่อผ่านท่อคาปิลารีและไหลเข้าไปในท่อของอีวาโปเรเตอร์ โดยจะระเหยขณะที่ไหลตามท่อ และดูดเอาความร้อนจากอากาศที่อยู่บริเวณรอบๆท่อ (อากาศที่หมุนเวียนภายในห้อง) ในสถานะที่เป็นของเหลวและไอ จนกลายเป็นไอทั้งหมดที่ก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ ขบวนการนี้เกิดขึ้นที่อุณหภูมิและความดันระเหยคงที่

##### 2. ขบวนการอัด (Compression)

เครื่องอัด (compressor) จะดูดเอาไอสารทำความเย็นจากอีวาโปเรเตอร์แล้วอัดให้น้ำยาเหลวความดันต่ำกลายเป็นน้ำยาเหลวที่ความดันสูงส่งไปยังคอนเดนเซอร์โดยรับ

พลังงานในการอัดจากมอเตอร์ ปริมาณของสารทำความเย็นที่ไหลเวียนในวัฏจักรการทำความเย็นนั้น ขึ้นอยู่กับปริมาณของไอสารทำความเย็นที่ถูกดูดเข้าไปในเครื่องอัด

### 3. ขบวนการควบแน่น (Condensation)

ไอสารทำความเย็นที่มีความดันสูงและอุณหภูมิสูงในเครื่องอัดจะเปลี่ยนเป็นสารทำความเย็นเหลวได้โดยการทำให้เย็นลง โดยการระบายความร้อนแฝงของการควบแน่นไปยังอากาศแวดล้อม (อากาศภายนอก) ที่คอนเดนเซอร์ ในขณะที่เกิดขบวนการดังกล่าวนี้ นั้นสภาวะของสารทำความเย็นจะมีความดันและอุณหภูมิคงที่ ความร้อนที่ระบายออกที่คอนเดนเซอร์นั้นจะมีค่าเท่ากับผลบวกของความร้อนที่อิวาโปเรเตอร์รับจากอากาศ (ความสามารถในการทำความเย็น) และความร้อนจากงานที่ทำ (เปลี่ยนเป็นความร้อน) โดยมอเตอร์ขับเคลื่อนเครื่องอัดโดยทั่วไป ความร้อนที่ระบายออกไปในอากาศนั้นมีค่าประมาณ 1.2 เท่าของความสามารถในการทำความเย็น

### 4. ขบวนการขยายตัว (Expansion)

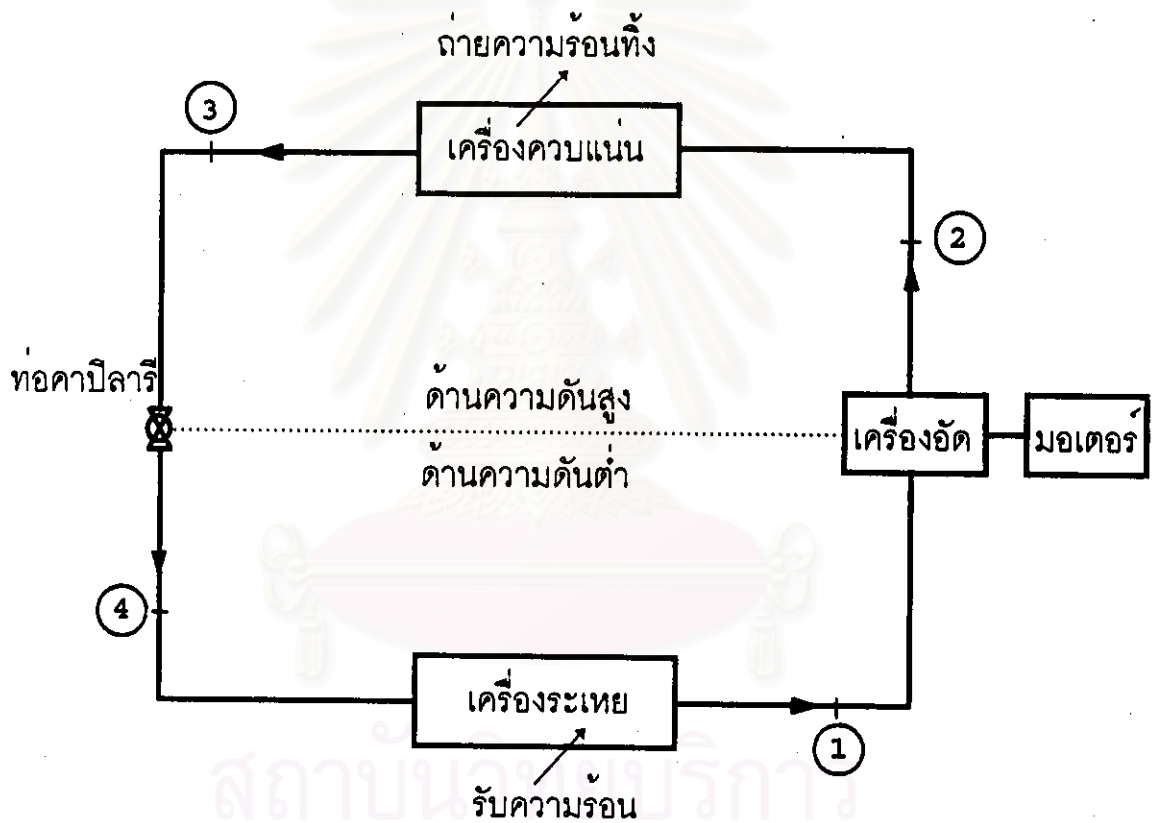
เมื่อไอสารทำความเย็นกลายเป็นของเหลวในคอนเดนเซอร์แล้วจะไหลผ่านท่อคาพิลลารีเพื่อลดความดัน สารทำความเย็นเหลวมักมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิของสารทำความเย็นอิ่มตัวซึ่งเรียกว่า อุณหภูมิเย็นเยือก (degree of subcooling) ในทางปฏิบัตินิยมให้สารทำความเย็นที่ทางเข้าท่อคาพิลลารีมีอุณหภูมิเย็นเยือกประมาณ 1-2 °C

อุปกรณ์ที่ใช้ลดความดันของสารทำความเย็นเหลวที่มีความดันสูงในคอนเดนเซอร์ให้มีความดันต่ำตามต้องการในเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กคือ ท่อคาพิลลารีซึ่งมีเส้นผ่าศูนย์กลางภายในและความยาวเพียงพอที่จะทำให้ความแตกต่างของความดันระหว่างความดันควบแน่นและความดันระเหยได้ตามที่ต้องการและให้ปริมาณสารทำความเย็นที่ไหลวนตามที่ต้องการด้วย

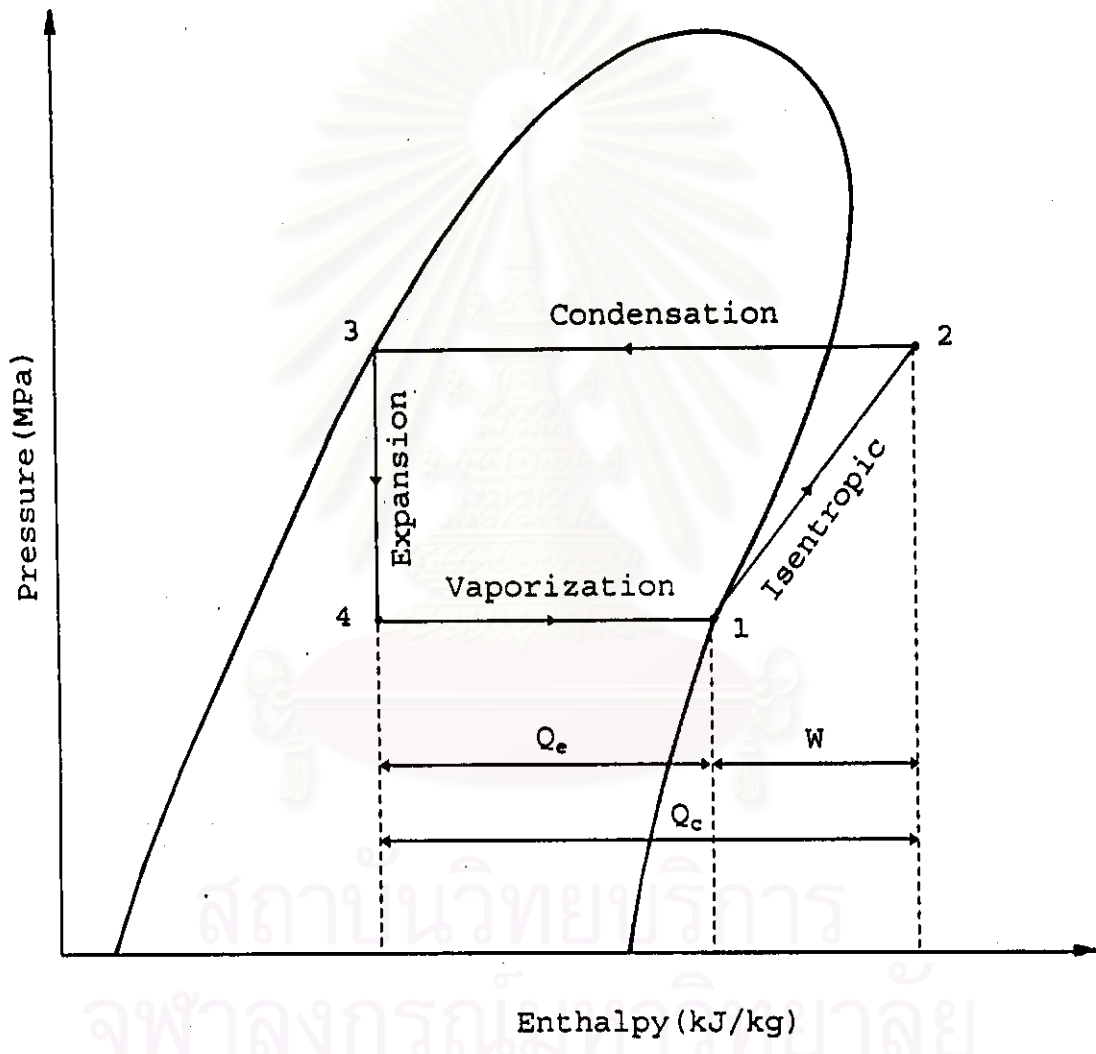
เมื่อสารทำความเย็นเหลวออกจากคอนเดนเซอร์ไหลผ่านท่อคาพิลลารีความดันจะลดลงและสารทำความเย็นจะขยายตัวแบบ Throttling process สารทำความเย็นเหลวที่มีความดันต่ำดังกล่าวจะไหลเข้าไปในอีวาโปเรเตอร์ดูดเอาอากาศรอบ ๆ แล้วระเหยกลายเป็นไอเรื่อยๆจนมีอุณหภูมิสูงกว่าจุดอิ่มตัว หรืออุณหภูมิร้อนยิ่งยวด (degree of superheat) วัฏจักรดังกล่าวข้างต้นจะดำเนินเช่นนี้ซ้ำ ๆ กันต่อไป

## 2.2 แผนภูมิโมลลีย์และการคำนวณของวัฏจักรการทำความเย็น

จากแผนภาพของวัฏจักรการทำความเย็นกดอัดไอดังแสดงในรูปที่ (2.1) สามารถนำไปเขียนลงในแผนภูมิโมลลีย์หรือแผนภูมิ  $p-h$  ได้ดังแสดงในรูปที่ (2.2)



รูปที่ 2.1 วัฏจักรการทำความเย็นกดอัดไอ



รูปที่ 2.2 แผนภูมิโมลเลียร์แสดงวัฏจักรการทำความเย็น

รูปที่ (2.2) นั้นเป็นวัฏจักรมาตรฐานสำหรับระบบการทำความเย็นแบบกดอัดไอซึ่งแสดงคุณสมบัติต่างๆ ของสารทำความเย็น สำหรับการเปลี่ยนแปลงเบื้องต้นทั้งสี่ของวัฏจักรดังกล่าวเป็นดังนี้

- 1 - 2 ขบวนการอัดซึ่งเป็นการอัดแบบ Isentropic
- 2 - 3 ขบวนการควบแน่นโดยความดันคงที่
- 3 - 4 ขบวนการขยายตัวโดยเอนทาลปีคงที่
- 4 - 5 ขบวนการระเหยโดยความดันคงที่

### 2.2.1. การคำนวณของวัฏจักรการทำความเย็น

จากแผนภูมิโมลลีย์รูปที่ (2.2) จะทำให้หาค่าสถานะของสารทำความเย็นที่แต่ละจุดได้ดังนี้

1. อุณหภูมิระเหย จากความดันระเหย หรือความดันระเหยจากอุณหภูมิระเหย
2. อุณหภูมิควบแน่น จากความดันควบแน่น หรือความดันควบแน่นจากอุณหภูมิควบแน่น
3. เอนทาลปีและปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็นที่ถูกดูดเข้าไปในเครื่องอัด
4. เอนทาลปีและอุณหภูมิของไอสารทำความเย็นที่จ่ายออกมาจากเครื่องอัด สมมุติการอัดเป็นแบบไอเซนทรอปิก
5. เอนทาลปีและความแห้งของสารทำความเย็นที่ออกจากท่อคาปิลารี โดยหาได้จากอุณหภูมิของสารทำความเย็นเหลวที่เข้าไปในท่อคาปิลารี

จากข้อมูลต่างๆ ดังกล่าว สามารถคำนวณค่าต่างๆ ได้ดังนี้

ก) ปริมาณของสารทำความเย็นที่ไหลวน

ปริมาณสารทำความเย็นที่ไหลวนคือ ปริมาณของสารทำความเย็นที่จ่ายเข้าไปและระเหยในอีวาโปเรเตอร์ เพื่อให้ได้ความสามารถในการทำความเย็นที่ต้องการ อาจหาได้จากสมการ

$$Q = m \times q$$

$$\text{หรือ } Q = m \times (h_1 - h_4)$$

โดยที่  $Q$  = ความสามารถในการทำความเย็น ,kJ/s

$q$  = ความเย็นที่ได้อต่อ 1 kg ของสารทำความเย็นที่ไหลวน โดยหาจากแผนภูมิโมลลีย์ ,kJ/kg

$m$  = อัตราการไหลวนของสารทำความเย็น ,kg/s

การหาขนาดของเครื่องอัดที่จะอัดปริมาณสารทำความเย็นที่ไหลวน ให้สามารถทำความเย็นที่ต้องการ ต้องเปลี่ยนปริมาณสารทำความเย็นดังกล่าวเป็นปริมาตรของไอสารทำความเย็นที่ถูกดูดเข้าไปในเครื่องอัด (คือ จุด 1 ในแผนภูมิโมลลีย์รูปที่ 2.2 ) ปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็นที่จุด 1 มีค่า  $v_1$  ( $m^3/kg$ ) นั่นคือ สารทำความเย็นถูกดูดเข้าไปในเครื่องอัด 1 kg มีปริมาตร  $v_1$  ( $m^3$ ) ดังนั้นปริมาตรของไอสารทำความเย็นที่ไหลผ่านเครื่องอัด คือปริมาตรที่ถูกสูบแทนที่ที่ต้องการสำหรับเครื่องอัด หาได้จากสมการ

$$V = m \times v_1 = v_1 \cdot \frac{Q}{q}$$

โดยที่  $v$  = คือปริมาตรทั้งหมดที่ไอของสารทำความเย็นระเหยที่อิวาไปเรเตอร์ , $m^3/s$

$m$  = คืออัตราการไหลวนของมวลสารทำความเย็น ,kg/s

$v_1$  = คือปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็นที่อุณหภูมิระเหย , $m^3/kg$

#### ข) ประสิทธิภาพในการทำความเย็น

การแสดงให้เห็นถึงประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศนั้น สามารถแสดงได้ด้วยค่าสัมประสิทธิ์ในการทำงาน (Energy Efficiency Ratio) สัมประสิทธิ์ในการทำงาน (EER) เป็นค่าที่แสดงถึงประสิทธิภาพของวัฏจักรการทำความเย็น คือ อัตราส่วนระหว่างพลังงานที่เครื่องสามารถทำความเย็นได้ ต่อพลังงานต้องไข้ (พลังงานไฟฟ้า) โดยทั่วไป ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ความร้อนจะมีค่าน้อยกว่า 1 แต่สำหรับวัฏจักรการทำความเย็นนั้นต่างจากเครื่องยนต์ความร้อน เพราะเครื่องทำความเย็นนั้น ทำหน้าที่เป็นปั้มสำหรับถ่ายเทความร้อน ฉะนั้นเมื่อเปรียบเทียบงานที่ทำในเครื่องอัดกับความสามารถในการทำความเย็นแล้ว ความสามารถในการทำความเย็นจะมีค่าสูงกว่า

## 2.3 แผนภูมิโมลเลียร์และการเปลี่ยนสภาวะการทำความเย็น

### 2.3.1 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิระเหย (ความดันระเหย) ที่อีวาโปเรเตอร์

จากรูป (2.3) พบว่าเมื่อให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นในอีวาโปเรเตอร์สูงขึ้นเอนทัลปีของสารทำความเย็นที่เข้าไปในอีวาโปเรเตอร์จะคงที่ เอนทัลปีที่ออกจากอีวาโปเรเตอร์จะมีค่าสูงขึ้น ผลของความเย็นที่ได้ต่อมวลของน้ำยาจะมีค่าสูงขึ้น ทำให้อัตราการไหลวนของมวลสารทำความเย็นที่ใช้ในการผลิตความเย็นจะน้อยลง ที่อุณหภูมิระเหยที่สูงขึ้น

เนื่องจากงานที่ใช้ในการอัดต่อหนึ่งหน่วยมวล และอัตราการไหลวนของมวลของสารทำความเย็นต่อ 1 kw ความเย็นที่ได้ลดลงเมื่ออุณหภูมิระเหยสูงขึ้น ดังนั้นกำลังที่ใช้ในการอัดต่อ 1 kw ความเย็นก็ลดลงที่อุณหภูมิระเหยสูงขึ้น

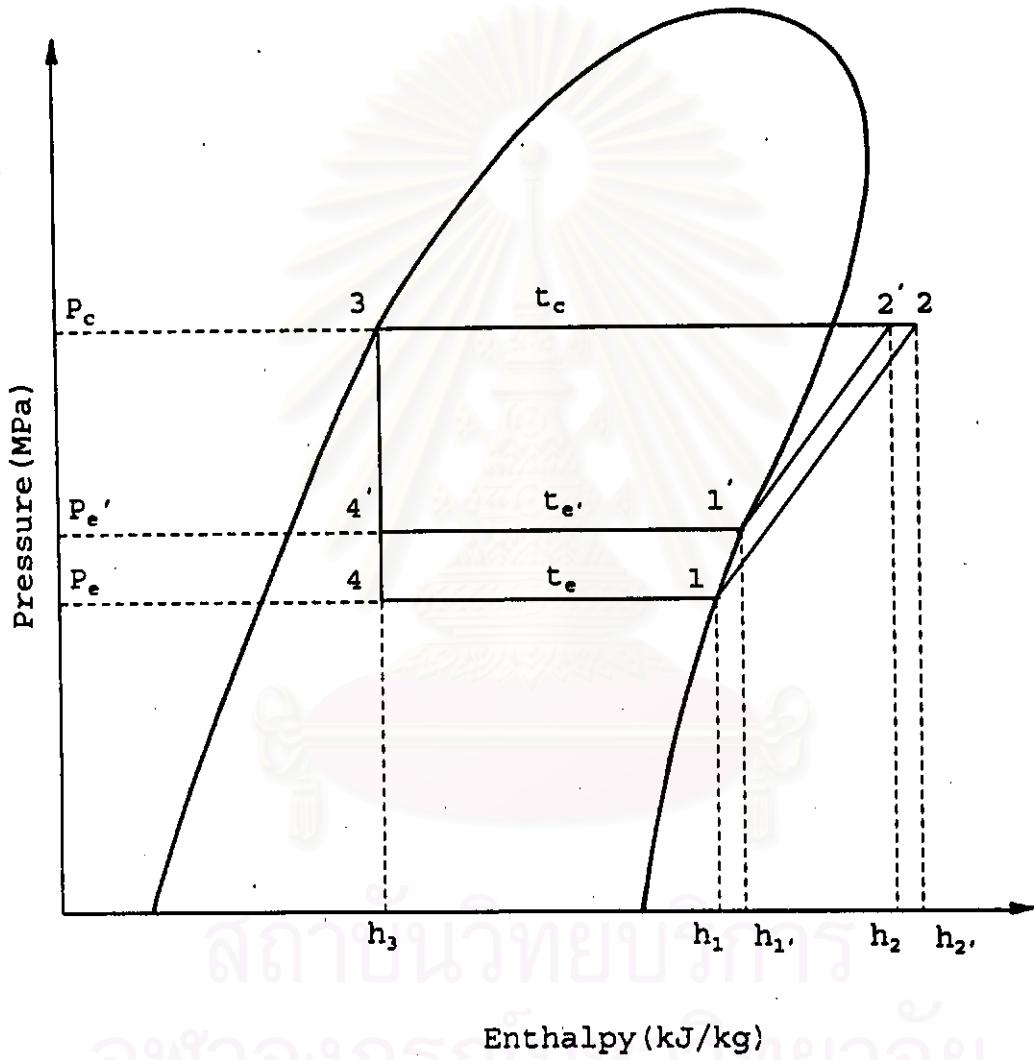
อย่างไรก็ตาม อัตราการไหลวนของมวลสารทำความเย็นต่อ 1 kw ของความเย็นที่ได้ที่อุณหภูมิระเหยต่าง ๆ กันจะแตกต่างกันเล็กน้อย แต่ปริมาตรของไอสารทำความเย็นที่เครื่องอัดต่อวินาทีต่อ 1 kw ความเย็นที่ได้จะแตกต่างกันมากที่อุณหภูมิระเหยต่างกัน สิ่งนี้เป็นสิ่งที่สำคัญและเป็นองค์ประกอบที่มีอิทธิพลต่อ EER ของระบบเครื่องปรับอากาศ

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทออกสู่อากาศที่คอนเดนเซอร์ต่อวินาทีต่อหนึ่งหน่วยความเย็นที่ได้จะลดลงเมื่ออุณหภูมิระเหยสูงขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากอัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์จะมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิระเหยสูงขึ้น ซึ่งมีสาเหตุ 2 ประการคือ

1. อัตราการไหลวนของมวลสารทำความเย็นน้อยลง และ
2. งานที่ใช้ในการอัดในเครื่องอัดต่อหนึ่งหน่วยมวลลดลง

### 2.3.2 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิควบแน่น (ความดันควบแน่น) ที่คอนเดนเซอร์

การเพิ่มหรือลดประสิทธิภาพในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ โดยทำการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิควบแน่นนั้นจะมีผลไม่มากนัก เมื่อเทียบกับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิระเหย



รูปที่ 2.3 เปรียบเทียบวัฏจักรการทำความเย็นที่อุณหภูมิระเหยต่างกัน



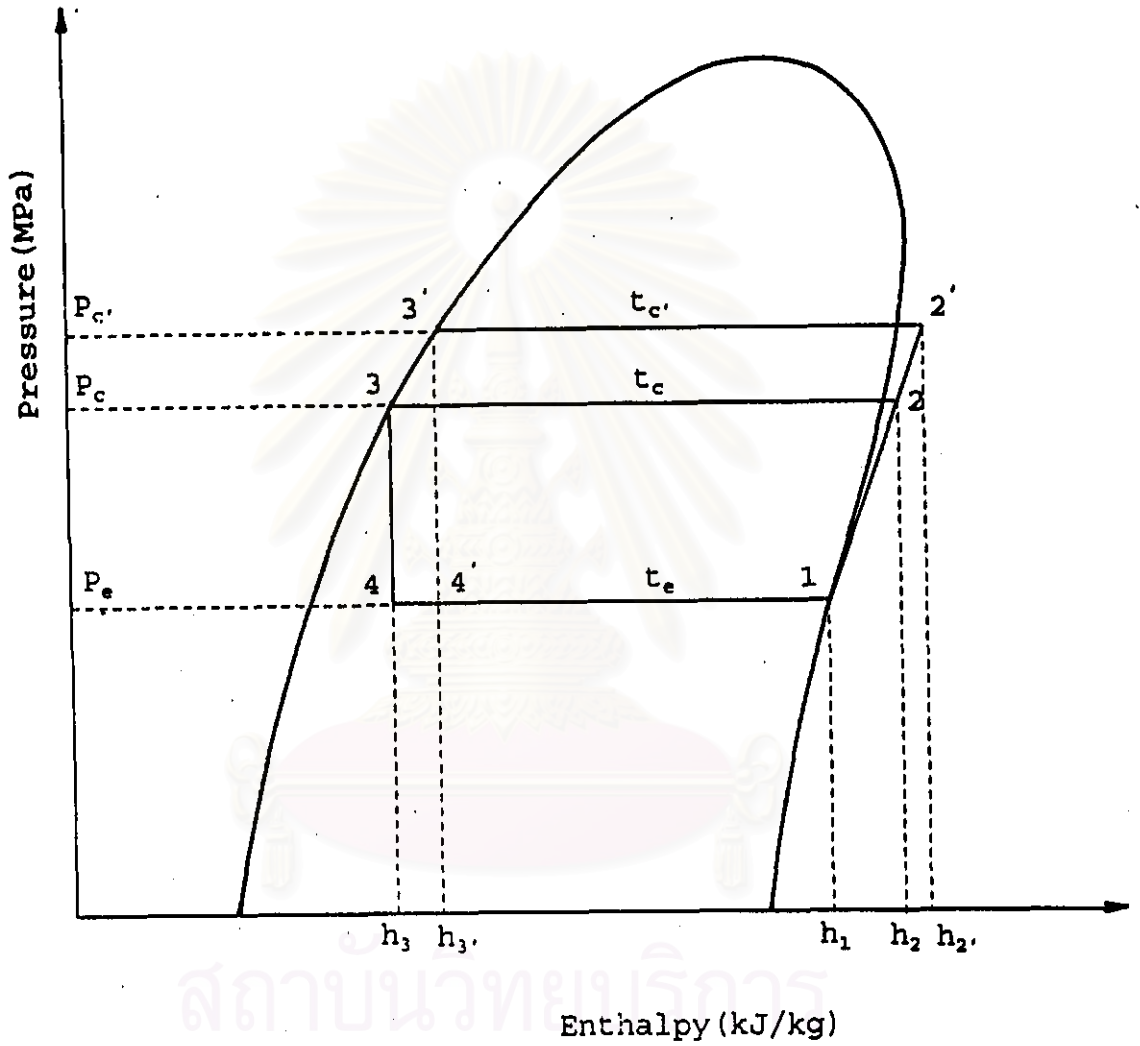
โดยทั่วไปแล้ว เมื่อกำหนดอุณหภูมิระเหยให้คงที่ ประสิทธิภาพของวัฏจักรของ การทำความเย็นจะลดลง เมื่ออุณหภูมิควบแน่นมีค่าสูงขึ้น

พิจารณาจากรูป (2.4) เมื่ออุณหภูมิควบแน่นสูงขึ้น อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ ออกจากคอนเดนเซอร์ก็จะสูงตามขึ้นไปด้วย ทำให้ความเย็นที่ได้ต่อหนึ่งหน่วยมวลน้ำยา ลดลง เมื่อความแตกต่างระหว่างความดันระเหยกับความดันควบแน่นมีมากขึ้น งานที่ใช้ ในการอัดต่อหนึ่งหน่วยมวลสารทำความเย็นที่ไหลวนก็สูงขึ้นไปด้วยขณะอุณหภูมิควบแน่น สูงขึ้น

จากเหตุผลดังกล่าวข้างต้น เมื่องานที่ใช้ในการอัดต่อหนึ่งหน่วยมวลสารทำความ เย็นที่ไหลวนและอัตราการไหลวนของมวลสารต่อหนึ่งหน่วยความเย็นที่ได้เพิ่มขึ้นทำให้กำลัง ที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องอัดต่อหนึ่งหน่วยความเย็นที่ได้สูงขึ้นเมื่ออุณหภูมิควบแน่นสูงขึ้น

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิควบแน่นสูงขึ้นไปมีผลต่อประสิทธิภาพในการทำความเย็นตรง กันข้ามกับการเพิ่มอุณหภูมิระเหย กล่าวคือเมื่ออุณหภูมิระเหยสูงขึ้น ความเย็นที่ได้ต่อ หนึ่งหน่วยมวลก็ได้สูงขึ้นและงานที่ใช้ในการอัดลดลง โดยเหตุนี้ความสามารถในการทำ ความเย็นต่อหนึ่งหน่วยกำลังก็มีค่าสูงขึ้น แต่การเพิ่มอุณหภูมิควบแน่นทำให้ความเย็นที่ ได้ต่อหนึ่งหน่วยมวลลดลงและงานที่ใช้ในการอัดเพิ่มขึ้น นั่นคือความสามารถในการทำ ความเย็นต่อหนึ่งหน่วยกำลังลดลง

อย่างไรก็ตามปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทออกจากคอนเดนเซอร์ต่อหนึ่งหน่วยมวลที่ ไหลเวียนเปลี่ยนแปลงไม่มากนักจากการที่ได้เปลี่ยนแปลงอุณหภูมิควบแน่น ทั้งนี้เนื่องจาก การเปลี่ยนแปลงงานที่ใช้ในการอัดซึ่งรวมกับการเปลี่ยนแปลงในการทำความเย็น ความ ร้อนที่ถ่ายเทออกจากคอนเดนเซอร์ทั้งหมดต่อหนึ่งหน่วยความเย็นที่ได้นั้นจะแปรตามการ เปลี่ยนแปลงอุณหภูมิควบแน่น ทั้งนี้เพราะความแตกต่างในมวลสารทำความเย็นที่ไหลวน ต่อหนึ่งหน่วยความเย็นที่ได้



รูปที่ 2.4 เปรียบเทียบวัฏจักรการทำความเย็นที่อุณหภูมิความดันต่างกัน

### 2.3.3 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเหลวเย็นเยือก (subcooled)

พิจารณาจากแผนภูมิโมลลีย์รูป (2.5) แล้วจะเห็นว่า เมื่อสารทำความเย็นเหลวมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิของเหลวอิ่มตัว เป็นอุณหภูมิของเหลวเย็นเยือก จะได้ความเย็นต่อมวลสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น ส่วนที่เพิ่มขึ้นเท่ากับความร้อนต่อมวลสารทำความเย็นที่ถ่ายเทออกจากคอนเดนเซอร์

เมื่อความเย็นที่ได้ต่อมวลสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น อัตราการไหลของสารทำความเย็นต่อความเย็นที่ได้ต่อ 1 kW สำหรับวัฏจักรอุณหภูมิของเหลวเย็นเยือกจะน้อยกว่าวัฏจักรอุณหภูมิของเหลวอิ่มตัว

จะสังเกตได้ว่า ไอสารทำความเย็นอิ่มตัว ที่เข้าไปในเครื่องอัดจะเท่ากันทั้งสองวัฏจักร โดยเหตุนี้ ปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็นก็เท่ากันทั้งสองวัฏจักร แต่อัตราการไหลของมวลต่อความเย็น 1 kW สำหรับวัฏจักรของเหลวเย็นเยือกจะน้อยกว่าวัฏจักรของเหลวอิ่มตัว ทำให้ปริมาตรของไอสารทำความเย็นต่อความเย็นที่ได้ต่อ 1 kW ซึ่งเครื่องอัดต้องอัด สำหรับวัฏจักรของเหลวเย็นเยือกจะน้อยกว่าวัฏจักรของเหลวอิ่มตัว

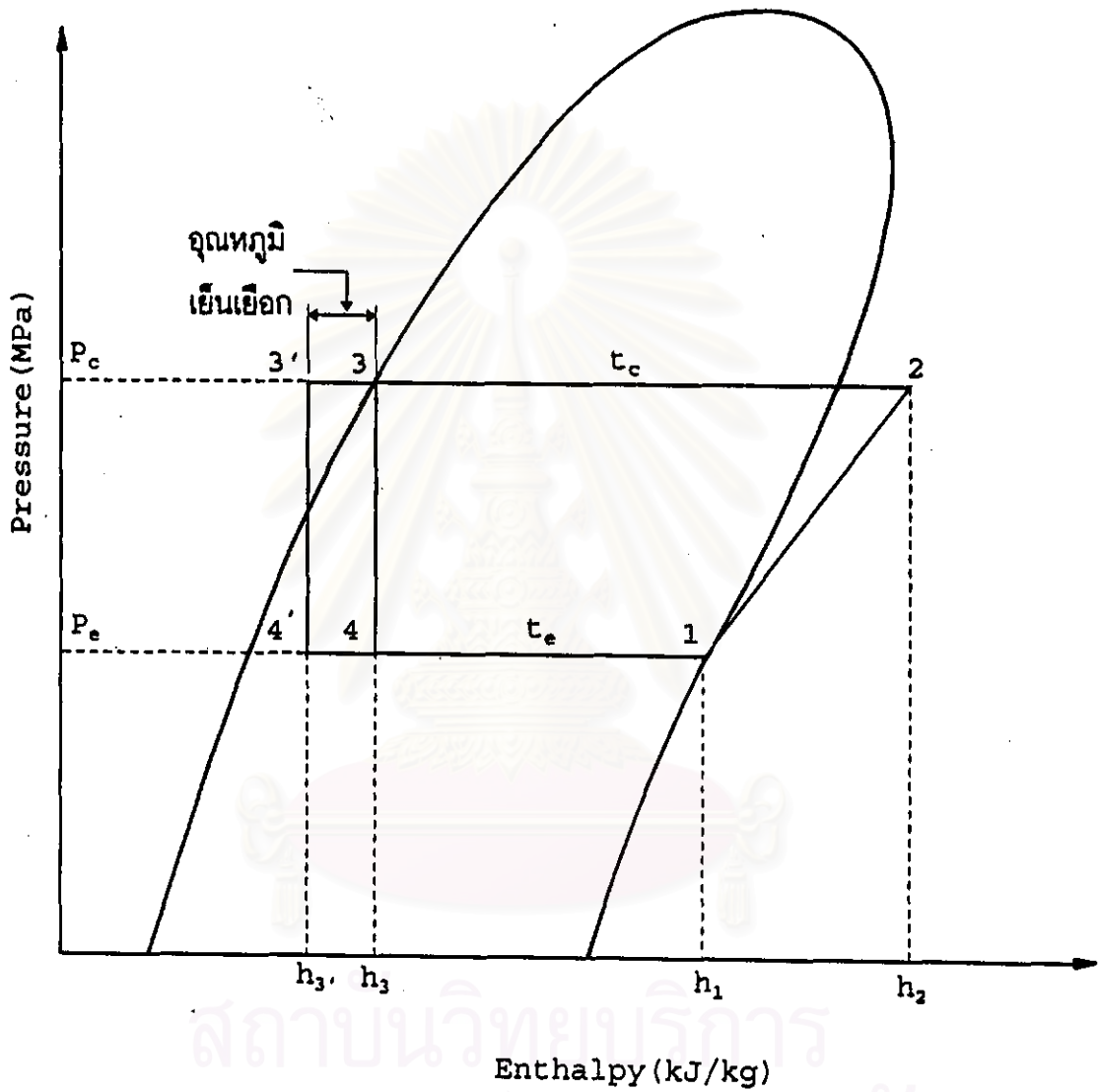
เนื่องจากปริมาตรของไอสารทำความเย็นต่อความเย็นที่ได้ต่อ 1 kW ที่เครื่องอัดต้องอัดน้อยลงสำหรับวัฏจักรอุณหภูมิของเหลวเย็นเยือก โดยเหตุนี้ปริมาตรที่ลูกสูบแทนที่ของเครื่องอัดจะน้อยลงด้วย

นอกจากนี้ งานที่ใช่ในการอัดของเครื่องอัดต่อมวลของสารทำความเย็นจะเท่ากันทั้งสองวัฏจักร นั่นคือ ความเย็นที่ได้ต่อมวลสำหรับวัฏจักรของเหลวเย็นเยือก จะมากกว่าวัฏจักรของเหลวอิ่มตัว และกำลังที่ใช่ในการขับเครื่องอัดต่อความเย็นที่ได้ 1 kW ก็ลดลง ทำให้ EER สูงขึ้น

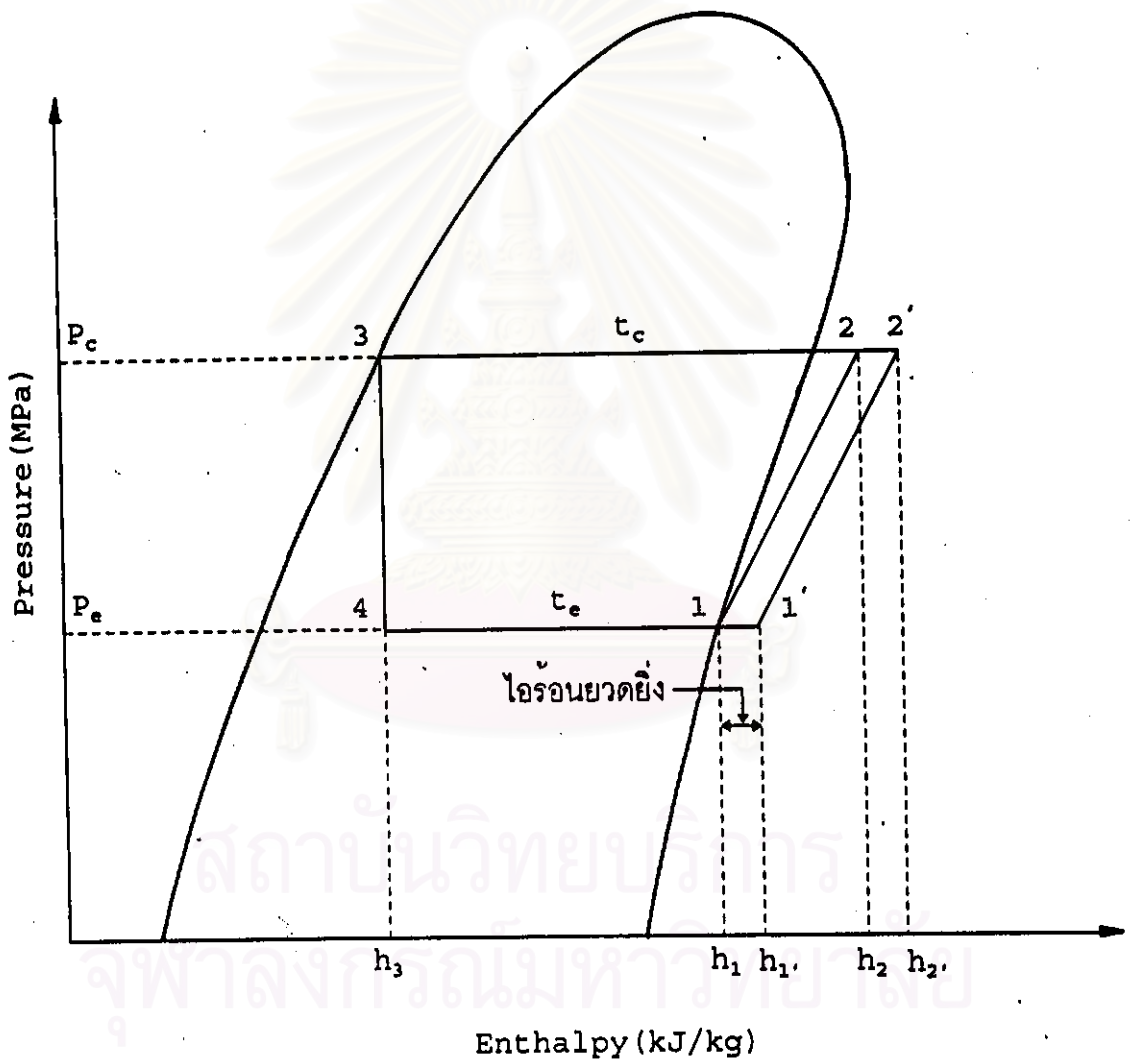
### 2.3.4 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิไอร้อนยิ่งยวด (superheated)

จากแผนภาพมอลลีย์รูป (2.6) เมื่อทำการเปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรไอร้อนอิ่มตัวกับวัฏจักรไอร้อนอิ่มตัวยวดยิ่งทำให้สามารถหาข้อสรุปได้ว่า

1. งานที่ใช่ในการอัดต่อ 1 kg ของน้ำยา สำหรับวัฏจักรไอร้อนยิ่งยวด จะมากกว่าวัฏจักรไอร้อนอิ่มตัวเนื่องจากผลต่างของเอนทาลปีในเครื่องอัดมีค่าสูงขึ้น



รูปที่ 2.5 เปรียบเทียบวัฏจักรการทำความเย็นที่อุณหภูมิของเหลวเย็นเยือกกับ  
 อุณหภูมิของเหลวอิ่มตัว



รูปที่ 2.6 เปรียบเทียบวัฏจักรการทำความเย็นที่อุณหภูมิไอระเหยยิ่งยวดกับอุณหภูมิไอระเหยอิ่มตัว

2. ที่อุณหภูมิควมแน่นเดียวกัน อุณหภูมิของไอสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัดจะสูงกว่า สำหรับวัฏจักรไอรอนยิ่งยวด

3. สำหรับวัฏจักรไอรอนยิ่งยวด ความร้อนต่อ 1 kg ของน้ำยาที่ถ่ายเทออกจากคอนเดนเซอร์จะมากกว่าวัฏจักรไอรอนอิมิตัว เนื่องจากได้รับความร้อนเพิ่มขึ้นจากการเป็นไอรอนยวดยิ่งบวกกับงานที่ใช้ในการอัดเพิ่มขึ้น

4. ความเย็นที่ได้ต่อ 1 kg ของน้ำยาสำหรับวัฏจักรไอรอนยวดยิ่งจะมากกว่าวัฏจักรไอรอนอิมิตัว เนื่องจากเอนทาลปีที่เพิ่มขึ้น

อย่างไรก็ตาม สำหรับวัฏจักรไอรอนยวดยิ่งแล้ว ทั้งความเย็นที่ได้และงานที่ใช้ในการอัดจะมากกว่าวัฏจักรไอรอนอิมิตัว ขณะที่ปริมาณมวลหมุนเวียนเพิ่มขึ้น เมื่อความเย็นที่ได้เป็นสัดส่วนมากกว่างานที่ใช้ในการอัด EER ของวัฏจักรไอรอนยวดยิ่งจะมากกว่าวัฏจักรไอรอนอิมิตัว แต่พบว่าเมื่อเพิ่มอุณหภูมิไอรอนยวดยิ่งมากจะทำให้ EER เพิ่มขึ้นในอัตราที่น้อยมาก ดังนั้นโดยทั่วไปแล้วจะให้อุณหภูมิอิมิตัวมีค่าประมาณ 2-3 °C

#### 2.4 การถ่ายเทความร้อน

การวิเคราะห์ภาวะความเย็นเกี่ยวข้องกับกระบวนการถ่ายเทความร้อนในส่วนต่างๆ จากวัตถุสิ่งของ ดังนั้นพลังงานความร้อนที่ได้รับและถูกส่งออกไป จะถูกเรียกว่าการถ่ายเทความร้อน ซึ่งโดยตามธรรมชาติแล้วจะเป็นการถ่ายเทจากที่ที่มีอุณหภูมิสูงกว่าไปสู่ที่ที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ในกระบวนการถ่ายเทความร้อนนั้นสามารถแบ่งออกได้เป็น การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน สำหรับการแผ่รังสีความร้อนนั้น จะไม่นำมาพิจารณาใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับงานวิจัยดังกล่าวเนื่องจากการแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้นที่อุณหภูมิต่ำ ดังนั้นจึงนำเอาเฉพาะการนำความร้อน และการพาความร้อนมาใช้คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การส่งถ่ายความร้อนเท่านั้น

##### ก) การนำความร้อน

การนำความร้อนเป็นการถ่ายเทความร้อนแบบหนึ่งที่เกิดได้ดีในของแข็ง เมื่อวัตถุนั้นมีอุณหภูมิแตกต่างกันความร้อนจะไหลจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังที่ที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า โดยผ่านตัวกลางนั้น

สมการของฟูเรียร์ ได้อธิบายถึงความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับการนำความร้อน ดังนี้

$$Q = k A \frac{dT}{dx}$$

โดย  $Q$  = ความร้อนที่ส่งผ่านเนื่องจากการนำความร้อน ,kJ/s

$k$  = ค่าการนำความร้อนของวัสดุ ,kJ/m.ส.K

$A$  = พื้นที่หน้าตัดที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน , $m^2$

$dT/dx$  = ความชันของอุณหภูมิในทิศทางการไหลของความร้อน ,K/m

ข) การพาความร้อน

เมื่อของไหลมากระทบผิวของของแข็งที่มีอุณหภูมิต่างกันจะมีผลทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อน ซึ่งจะอยู่ในรูปของการพาความร้อน

นิวตัน (Newton) ได้อธิบายถึงความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อน ไว้ดังนี้

$$Q = h \cdot A (t_{w1} - t_m)$$

โดย  $Q$  = ความร้อนที่ส่งผ่านเนื่องจากการพาความร้อน ,kJ/s

$h$  = สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ,kJ/ $m^2$ .ส.K

$t_{w1}$  = อุณหภูมิที่ผนังวัสดุที่สัมผัสของไหล ,K

$t_m$  = อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทางเข้ากับทางออก ,K

$A$  = พื้นที่ผิววัสดุที่สัมผัสกับของไหล , $m^2$

ค) ความต้านทานความร้อน

ในขณะที่คอยล์เย็นและลดความชื้นทำงานนั้น จะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นจากขบวนการดังกล่าวจะถูกต้านทานด้วยความต้านทานทางความร้อน 3 ประการคือ

1. ความต้านทานความร้อนและมวลจากอากาศไปสู่ผิวเปียกด้านนอกของผิวคอยล์ หรือ air-film thermal resistance

2. ความต้านทานความร้อนผ่านฟิล์มผิวเปียกด้านนอกและท่อคอยล์ หรือ thermal resistance

3. ความต้านทานความร้อนจากผิวด้านในของคอยล์ไปสู่สารทำความเย็น หรือ film thermal resistance

### 2.5 ความสามารถในการถ่ายเทความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในวัฏจักรการทำความเย็นนั้นจะประกอบไปด้วย 2 ส่วนหลักๆ คือ อีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์

อีวาโปเรเตอร์นั้นมีหลายชนิด และมีรูปร่างต่างๆ กัน ตามแต่งานที่นำไปใช้ แต่ อีวาโปเรเตอร์ที่จะนำมาพิจารณาในงานวิจัยดังกล่าวนี้เป็นอีวาโปเรเตอร์ชนิดขยายตัวแห้ง (dry expansion type) ในอีวาโปเรเตอร์ชนิดขยายตัวแห้งดังกล่าวนี้ สารทำความเย็นที่ไหลเข้าไปในอีวาโปเรเตอร์จะมีความดันลดลง แล้วระเหยเป็นไอในขณะที่ไหลไปตามท่อ และจะระเหยกลายเป็นไอได้หมดโดยสมบูรณ์เมื่อถึงทางออก หลังจากนั้นจะถูกอัดให้มีความดันสูงและเกิดการควบแน่นด้วยถ่ายเทความร้อนให้อากาศแวดล้อมที่คอนเดนเซอร์

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์และอีวาโปเรเตอร์นั้นมีความสัมพันธ์อยู่ในรูปของ

$$Q = U_o \cdot A \cdot \text{LMTD} \quad \text{-----} (2.1)$$

#### 2.5.1 พื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน

เมื่อพิจารณาจากสมการ (2.1) จะเห็นได้ว่าพื้นที่ผิวรวมในการถ่ายเทความร้อนเป็นปัจจัยสำคัญที่สามารถช่วยให้ภาระในการทำความเย็นนั้นเพิ่มขึ้นหรือลดลงได้ จึงได้มีความพยายามที่จะเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้นนอกเหนือไปจากพื้นที่ของท่อที่มีอยู่แล้วโดยการติดครีบบระบายความร้อนดังรูปที่ (2.7) ดังนั้นพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดนั้นประกอบไปด้วยพื้นที่ใหญ่ๆ 2 ส่วนคือ พื้นที่ผิวด้านในของท่อ ( $A_1$ ) ที่สัมผัสกับน้ำยาต่อหน่วยความยาว และพื้นที่ผิวรวมด้านนอกที่สัมผัสกับอากาศ ( $A_o$ ) ต่อหน่วยความยาว โดยมีความสัมพันธ์ดังนี้

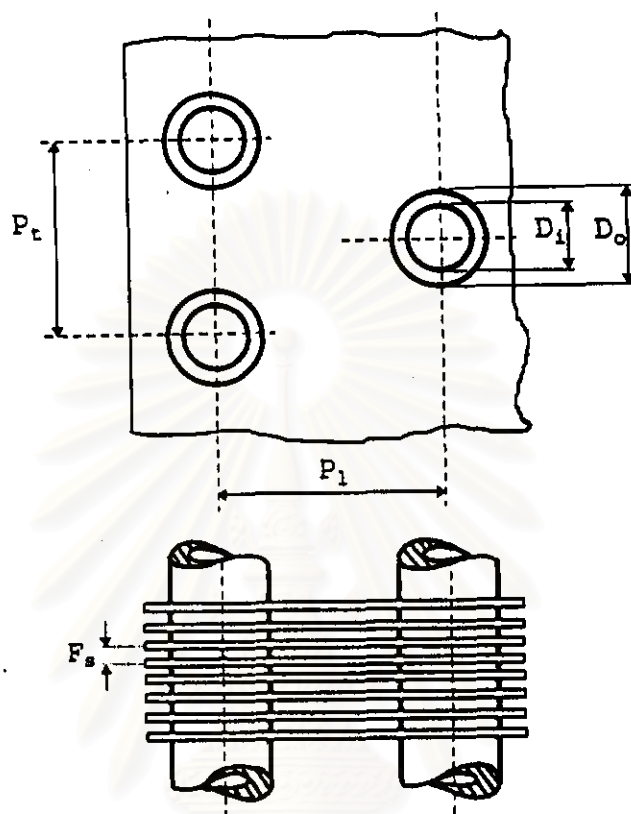
$$A_1 = \pi \cdot D_1$$

$$A_o = A_p + A_f$$

$$\text{โดยที่ } A_p = \pi \cdot D_o (1 - tk \cdot Fm) \quad \text{-----} (2.2)$$

$$A_f = 2 \cdot Fm \left( P_1 \cdot P_c - \frac{\pi \cdot D_o^2}{4} \right) \quad \text{-----} (2.3)$$





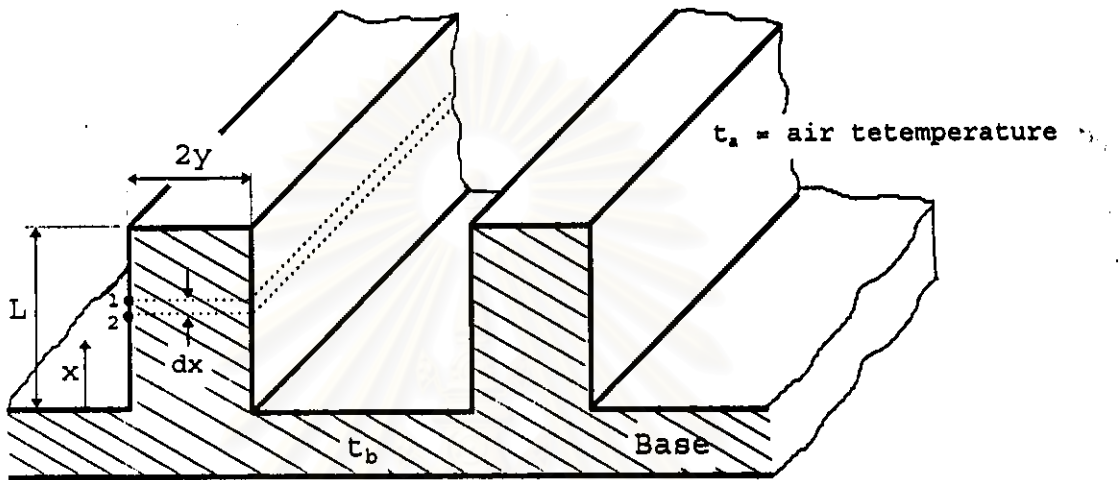
รูปที่ 2.7 ลักษณะรูปร่างชุดแลกเปลี่ยนความร้อน

### 2.5.3 แผ่นครีประบายความร้อน

การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศที่ไหลผ่านท่อ ซึ่งภายในมีสารทำความเย็นไหลผ่านจะเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพได้ นั้นต้องเพิ่มพื้นที่ระบายความร้อนหรือแผ่นครีให้กับท่อดังกล่าว และแผ่นครีที่มักนิยมใช้กันในเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กส่วนใหญ่นั้นจะเป็นแบบครีแท่ง (bar fin) ดังแสดงในรูป (2.8)

เพื่อจะหาการกระจายของอุณหภูมิบนแผ่นครี สามารถหาได้จากการสมดุลของพลังงาน (heat balance) กล่าวคือ อัตราการไหลเข้าของความร้อนเมื่อเริ่มจากปลาย

แผ่นครีบบึงตำแหน่งที่ 1 บวกกับการถ่ายเทความร้อนจากอากาศไปยังแผ่นครีบบึง จะเท่ากับอัตราการไหลออกของความร้อนที่ตำแหน่งที่ 2



รูป 2.8 ครีบบึง

ในที่นี้พิจารณาความหนาของแผ่นครีบบึงหนึ่งและความลึกของแผ่นครีบบึงเท่ากับ  $z$  จากสมการ heat balance จะได้

$$k \cdot y \cdot z \left( \frac{dt}{dx} \right)_1 + z \cdot dx \cdot H_o (t_a - t) = k \cdot y \cdot z \left( \frac{dt}{dx} \right)_2 \quad \text{----- (2.4)}$$

จากสมการ (2.4) ตัด  $z$  ออกไปและจัดรูปใหม่จะได้

$$k \cdot y \left[ \left( \frac{dt}{dx} \right)_1 - \left( \frac{dt}{dx} \right)_2 \right] = dx \cdot H_o (t_a - t) \quad \text{----- (2.5)}$$

สำหรับ differential length  $dx$  จะได้การเปลี่ยนแปลง temperature gradient ดังนี้

$$\left( \frac{dt}{dx} \right)_1 - \left( \frac{dt}{dx} \right)_2 = \frac{d}{dx} \left( \frac{dt}{dx} \right) dx = \frac{d^2t}{dx^2} dx \quad \text{----- (2.6)}$$

นำสมการ (2.6) แทนในสมการ (2.5) ;

$$\frac{d^2t}{dx^2} = \frac{H_o (t_a - t)}{k \cdot y} \quad \text{----- (2.7)}$$

จากการแก้ the second-order differential equation จะได้สมการแสดงถึงการกระจายอุณหภูมิตลอดความยาวของแผ่นครีบได้ดังนี้

$$\frac{t - t_b}{t_a - t_b} = \frac{\cosh M (L - x)}{\cosh (M \cdot L)} \quad \text{----- (2.8)}$$

และ  $M = \sqrt{\frac{H_o}{k_{a1} \cdot y}} \quad \text{----- (2.9)}$

โดยที่ L = ความยาวของแผ่นครีบ ,m

2y = ความหนาของแผ่นครีบ ,m

$k_{a1}$  = ค่าการนำความร้อนของวัสดุแผ่นครีบอลูมิเนียม  
= 202 ,W/m.K

$H_o$  = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ ,W/m<sup>2</sup>.K

$t_a$  = อุณหภูมิของอากาศที่ไหลผ่านแผ่นครีบ ,°C

$t_b$  = อุณหภูมิของฐานแผ่นครีบ ,°C

กรณีที่แผ่นครีบทำให้อากาศเย็นลง ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบย่อมไม่สามารถถ่ายเทได้หมดทีเดียว โดยเหตุนี้สัดส่วนระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบจริงและจากครีบที่มีประสิทธิภาพ 100 % คือ ครีบที่มีอุณหภูมิเท่ากับโลหะเดิมทุกประการนั้นเรียกว่า fin effectiveness ( $\eta_f$ )

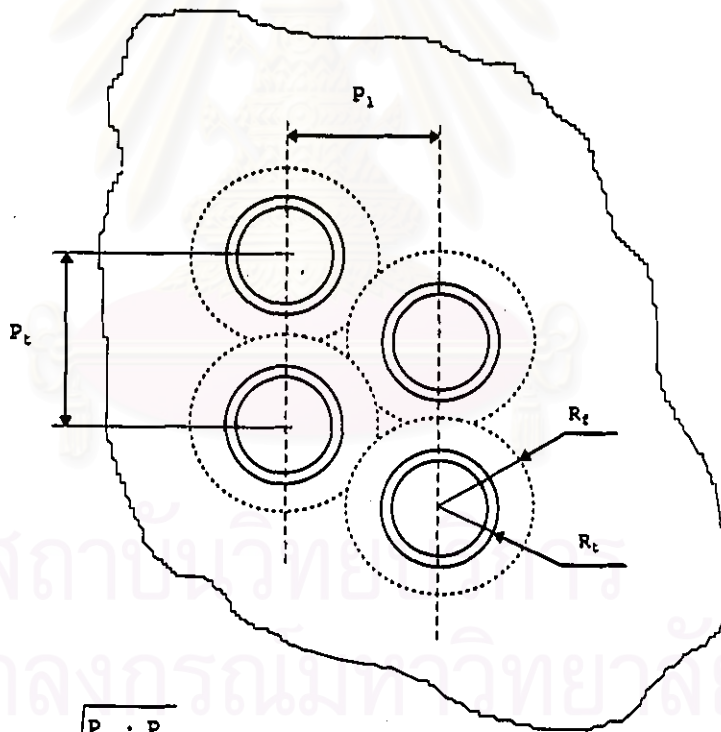
Haper and Brown [11] ได้แสดงความสัมพันธ์ของ fin effectiveness ไว้ในรูปของ

$$\eta_f = \frac{\tanh (M \cdot L)}{M \cdot L} \quad \text{----- (2.10)}$$

สมการ (2.10) เป็นค่าประสิทธิภาพของครีบบางที่สุดคือ ครีบบ้าง สำหรับครีบบางอื่นๆ นั้นการวิเคราะห์หาค่าประสิทธิภาพของครีบบางยากมาก Gardner [14] ได้ทำการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของครีบบางกลม แล้วเสนอผลการวิเคราะห์ในรูปของกราฟเพื่อความสะดวกในการใช้งาน ดังแสดงไว้ในรูป (2.10)

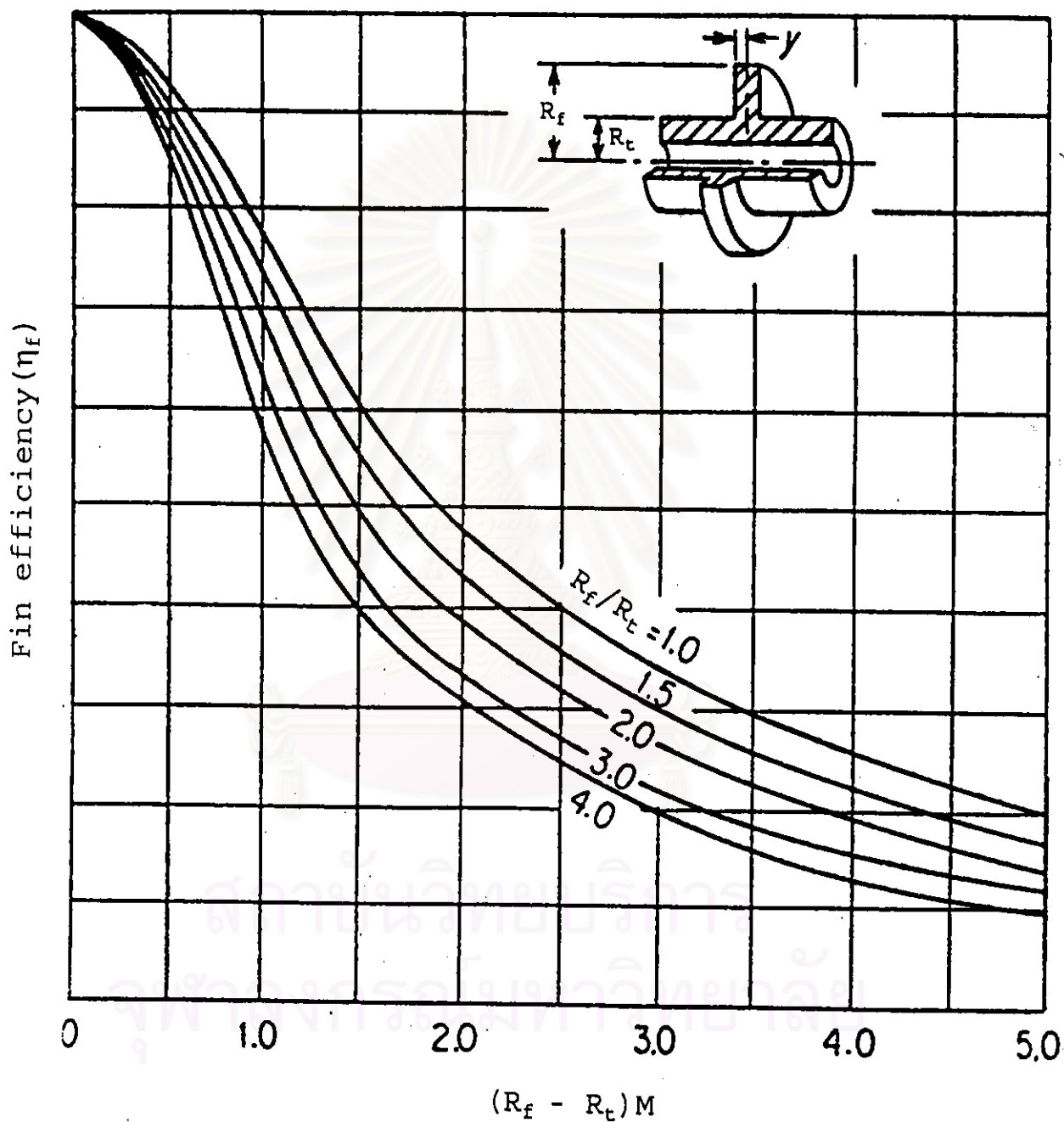
สำหรับครีบบรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส และครีบบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าซึ่งมักนิยมใช้กันนั้น สามารถหาประสิทธิภาพโดยการแปลงครีบบเหล่านี้ให้เป็นครีบบกลมที่มีพื้นที่เท่ากัน ตามความสัมพันธ์

$R_f = \sqrt{\frac{P_l \cdot P_t}{\pi}}$  ดังรูป (2.9) แล้วอาศัยกราฟของการ์ตเนอร์รูป (2.10) หาประสิทธิภาพแผ่นครีบบ



$$R_f = \sqrt{\frac{P_l \cdot P_t}{\pi}}$$

รูป 2.9 รัศมีเทียบเท่าของแผ่นครีบบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า



รูป 2.10 กราฟของ Gardner [14] แสดงถึงประสิทธิภาพแผ่นครีบกลม

จากกราฟของการดัดเนอรันั้นจะเห็นได้ว่า ประสิทธิภาพของแผ่นคريبเป็นฟังก์ชันที่มีความสัมพันธ์ในรูปของ  $\eta_f = f(R, M_t)$  ซึ่ง Stoecker[19] ได้แนะนำฟังก์ชันพหุนามแทนความสัมพันธ์ดังกล่าวไว้ดังสมการ (2.11) ซึ่งสามารถใช้โปรแกรมสำเร็จรูป (sigma plot) หาสัมประสิทธิ์ค่าคงที่ของฟังก์ชัน  $a_1, a_2, \dots, a_9$  ได้ดังตาราง 2.1

$$\eta_f = a_1 + a_2 \cdot R + a_3 \cdot R^2 + a_4 \cdot M_t + a_5 \cdot M_t^2 + a_6 \cdot R \cdot M_t + a_7 \cdot M_t \cdot R^2 + a_8 \cdot R \cdot M_t^2 + a_9 \cdot R^2 \cdot M_t^2 \quad \text{----- (2.11)}$$

ตาราง 2.1 สัมประสิทธิ์ค่าคงที่ของฟังก์ชันประสิทธิภาพแผ่นคريب

Coefficient	Value	Std.Err
$a_1$	1.061000	5.920E-02
$a_2$	-0.021170	5.409E-02
$a_3$	0.001840	1.055E-02
$a_4$	-0.274400	5.509E-02
$a_5$	0.022530	1.061E-02
$a_6$	-0.077300	5.033E-02
$a_7$	0.009159	9.815E-03
$a_8$	0.014470	9.696E-03
$a_9$	-0.001731	1.891E-03

โดยที่  $R =$  อัตราส่วนรัศมี

$$= \frac{R_f}{R_t}$$

$R_f =$  รัศมีแผ่นคريب ,mm

$$= \sqrt{\frac{P_1 \cdot P_t}{\pi}}$$

$R_t =$  รัศมีภายนอกของท่อ ,mm

$$M_t = (R_f - R_t)M$$

### 2.5.3 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

เมื่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดมีแผ่นครีบกนำมาใช้แลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศชั้น โดยมีการควบแน่นเกิดเป็นหยดน้ำเกาะบนท่อ ดังแสดงในรูป (2.11) นั้นพบว่า ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้จะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อน ซึ่งมีความสัมพันธ์กับความต้านทานการนำและการพาความร้อน ดังที่ James [12] ได้เสนอไว้ดังนี้

$$U_o = \frac{1}{\frac{B_r \cdot A_o}{A_i \cdot H_d} + \frac{B_r \cdot A_o}{A_i \cdot H_i} + \frac{B_w \cdot (1 - \eta_r)}{H_o \cdot \left(\frac{A_p}{A_r} + \eta_r\right)} + \frac{B_w}{H_o}} \quad \text{----- (2.12)}$$

โดยที่  $T_w \approx t_r + 8$  ค่าแนะนำ James [12]

$T_p \approx t_r + 5$  ค่าแนะนำ James [12]

$$B_r = \frac{h_p - h_r}{T_p - t_r} \quad \text{กรณีของฮีวาไปเรเตอร์คอยล์} \quad \text{----- (2.13)}$$

$$B_r = 1 \quad \text{กรณีของคอนเดนเซอร์คอยล์}$$

- สำหรับคุณสมบัติของค่าความชื้น ( $B_w$ ) นั้นสามารถหาได้ในรูปของสมการความสัมพันธ์จากกราฟความสัมพันธ์เอนทัลปีอิ่มตัวของอากาศใน ภาคผนวก ง. ดังนี้

กรณีที่ เป็นฮีวาไปเรเตอร์คอยล์

$$B_w = 0.1247 T_w^3 - 2.6057 T_w^2 + 84.715 T_w + 1688$$

$$R^2 = 0.9993 \quad \text{----- (2.14)}$$

กรณีที่ เป็นคอนเดนเซอร์คอยล์

$$B_w = 1$$

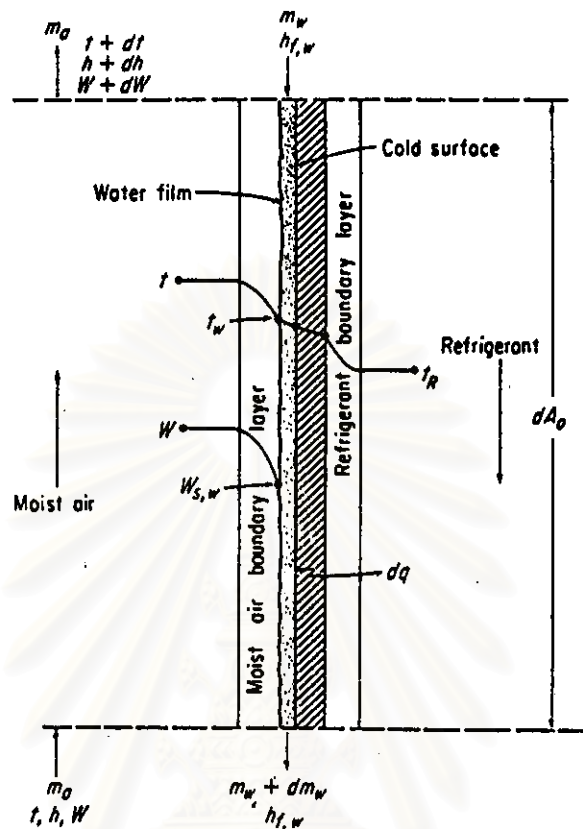
- สำหรับคุณสมบัติของอากาศอิ่มตัวในช่วงของอุณหภูมิ 0 ถึง 27 °C มีสมการความสัมพันธ์ที่ได้จากตาราง ง-2 (ภาคผนวก ง.) ดังนี้

$$h_p = 0.91 T_p^3 + 14.19 T_p^2 + 1760 T_p + 9409.7$$

$$R^2 = 1.0000 \quad \text{----- (2.15)}$$

$$h_{er} = 0.91 t_r^3 + 14.19 t_r^2 + 1760 t_r + 9409.7$$

$$R^2 = 1.0000 \quad \text{----- (2.16)}$$



รูป 2.11 การถ่ายเทความร้อนผ่านท่อของเครื่องระเหย

สัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวนี้จะประกอบไปด้วย

ก) สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลในท่อ

การถ่ายเทความร้อนขณะที่ของไหลระเหย และเคลื่อนที่ไปในท่อกลมมีความสำคัญมากในการคำนวณออกแบบเครื่องระเหย (Evaporator) ในระบบทำความเย็น การที่จะหาสมการมาทำนายหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในขณะที่ของไหลกำลังระเหย และเคลื่อนที่ไปในท่อ โดยทั่วไปแล้วการวิเคราะห์ทางทฤษฎีนั้นยังทำได้ไม่สะดวกนัก เพราะกลไกในการถ่ายเทความร้อนแบบนี้สลับซับซ้อนมากนัก



Tong [5] ได้นิยามความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของของผสมไอและของเหลวที่ไหลในท่อแนวนอนไว้ดังนี้

$$H_i = 0.026625 \left( \frac{k_1}{D_i^{0.2}} \right) \left( \frac{G_r}{\mu_1} \right)^{0.8} (Pr_1)^{0.4} \left( \frac{\rho_1}{\rho_v} \right)^{0.375} \left( \frac{\mu_v}{\mu_1} \right)^{0.075} \left( \frac{x_o - x_i}{x_o^{0.325} - x_i^{0.325}} \right) \quad (2.17)$$

โดยที่  $G_r$  = อัตราการไหลของน้ำยาต่อพื้นที่  $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$

$$= \frac{4 \cdot m_r}{\pi \cdot D_o^2}$$

$m_r$  = อัตราการไหลของน้ำยา  $\text{kg/s}$

$x_i$  = สัดส่วนไอของน้ำยาขณะไหลเข้าอีวาโปเรเตอร์คอยล์  
 $\approx 10 \%$

$x_o$  = สัดส่วนไอของน้ำยาขณะไหลออกจากอีวาโปเรเตอร์คอยล์  
 $\approx 100 \%$

- สำหรับคุณสมบัติของน้ำยาระเหยในช่วงอุณหภูมิ 0 ถึง 18 °C นั้นมีสมการความสัมพันธ์ที่หาได้จากตาราง ง-4 (ภาคผนวก ง.) ดังนี้

$$\rho_1 = -0.0096 t_r^2 - 3.3963 t_r + 1281.8 \quad (2.18)$$

$$R^2 = 1.0000$$

$$\rho_v = 0.0108 t_r^2 + 0.6471 t_r + 21.284 \quad (2.19)$$

$$R^2 = 0.9999$$

$$\mu_1 = 1.12E-08 t_r^2 - 2.27E-06 t_r + 2.1E-04 \quad (2.20)$$

$$R^2 = 0.9999$$

$$\mu_v = 4E-08 t_r + 1.2E-05 \quad (2.21)$$

$$R^2 = 0.9999$$

$$k_1 = 8.52E-07 t_r^2 - 0.432E-04 t_r + 9.62E-02 t_r^3$$

$$R^2 = 0.9997 \quad (2.22)$$

สำหรับการถ่ายเทความร้อนระเหยของไหลควบแน่น และเคลื่อนที่ไปในท่อกลมนั้น ASHRAE [10] ได้ให้สมการสำหรับคำนวณสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนระหว่างการควบแน่นของไอในท่อกลมที่อยู่ในแนวราบไว้ดังนี้

- ในกรณีที่  $\frac{D_i \cdot G_i}{\mu_1} \leq 5000$

เมื่อ  $1000 \leq \frac{D_i \cdot G_v}{\mu_1} \left( \frac{\rho_1}{\rho_v} \right)^{0.5} \leq 20000$

$$H_i = 13.8 \left( \frac{k_1}{D_i} \right) \left( \frac{C_p \cdot \mu_1}{k_1} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{hfg}{C_p \cdot \Delta T} \right)^{\frac{1}{6}} \left[ \frac{D_i \cdot G_v}{\mu_1} \left( \frac{\rho_1}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]^{0.2} \quad \text{----- (2.23)}$$

เมื่อ  $20,000 \leq \frac{D_i \cdot G_v}{\mu_1} \left( \frac{\rho_1}{\rho_v} \right)^{0.5} \leq 100,000$

$$H_i = 0.1 \left( \frac{k_1}{D_i} \right) \left( \frac{C_p \cdot \mu_1}{k_1} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{hfg}{C_p \cdot \Delta T} \right)^{\frac{1}{6}} \left[ \frac{D_i \cdot G_v}{\mu_1} \left( \frac{\rho_1}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]^{\frac{2}{3}} \quad \text{----- (2.24)}$$

- ในกรณีที่  $\frac{D_i \cdot G_i}{\mu_1} \geq 5000$

เมื่อ  $\frac{D_i \cdot G_v}{\mu_1} \left( \frac{\rho_1}{\rho_v} \right)^{0.5} \geq 20,000$

$$H_i = 0.026 \left( \frac{k_1}{D_i} \right) \left( \frac{C_p \cdot \mu_1}{k_1} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{D_i \cdot G_t}{\mu_1} \right)^{0.8} \quad \text{----- (2.25)}$$

โดยที่  $G_t = G_v \left( \frac{\rho_1}{\rho_v} \right)^{0.5} + G_1$

- ขณะที่คุณสมบัติของน้ำยาควบแน่นในช่วงอุณหภูมิ 20 ถึง 60 °C นั้นมีสมการความสัมพันธ์ที่ได้จากตาราง ง-4 (ภาคผนวก ง.) ดังนี้

$$\begin{aligned} p_1 &= -0.0232 t_r^2 - 2.5746 t_r + 1268.5 & \text{----- (2.26)} \\ R^2 &= 0.9996 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_v &= 0.0218 t_r^2 + 0.0551 t_r + 29.23 & \text{----- (2.27)} \\ R^2 &= 0.9998 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mu_1 &= 9.819E-09 t_r^2 - 2.224E-06 t_r + 2.096E-04 \\ R^2 &= 0.9998 \end{aligned} \quad \text{----- (2.28)}$$

$$\begin{aligned} k_1 &= -4E-04 t_r + 9.5E-02 \\ R^2 &= 0.9997 \end{aligned} \quad \text{----- (2.29)}$$

$$\begin{aligned} hfg &= -7.7028 t_r^2 - 557.48 t_r + 200831 \\ R^2 &= 0.9998 \end{aligned} \quad \text{----- (2.30)}$$

ข) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ

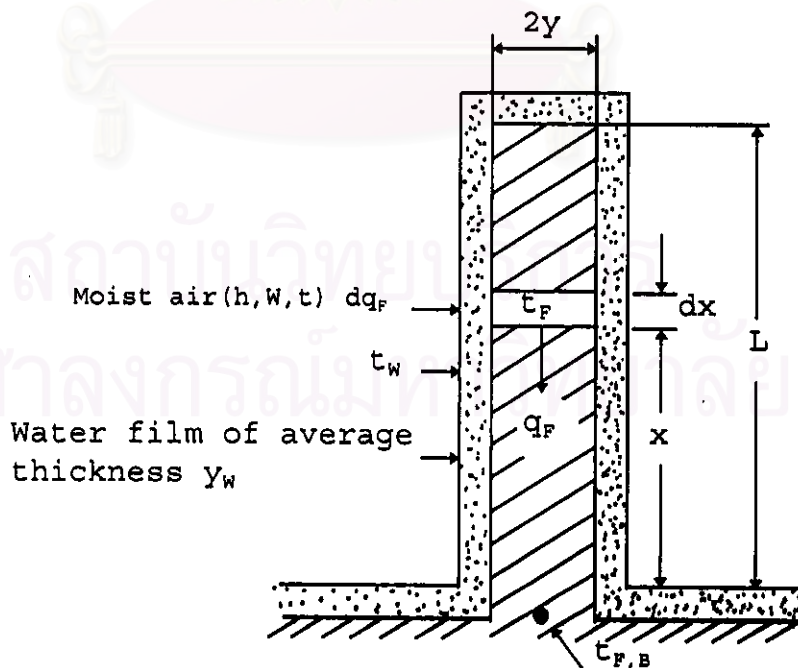
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการทำความเย็นและลดความชื้นดังแสดงในรูป (2.12) นั้น ขึ้นอยู่กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบบังคับด้านบนของท่อที่ติดแผ่นครีบซึ่งเป็นไปตามความสัมพันธ์ของ James [12] ดังนี้

- กรณีที่อากาศชื้น

$$H_o = \frac{1}{\left[ \frac{C_p}{B_w \cdot H_f} \right] + \frac{y_w}{k_w}} \quad \text{----- (2.31)}$$

- กรณีที่อากาศแห้ง

$$H_o = H_f$$



รูป 2.12 การถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบ (กรณีอากาศชื้น)

โดยที่  $H_f$  = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านอากาศ  
 $C_p$  = ความร้อนจำเพาะของอากาศที่ความดันคงที่  $\approx 1020$  J/kg.K  
 $y_w \approx 0.1$  mm. (กรณีที่ไม่มือน้ำแข็งเกาะที่ผิวคอยล์)  
 $k_w$  = ค่าการนำความร้อนของน้ำในช่วงอุณหภูมิ 0 ถึง 30 °C ในรูปสมการ  
 ความสัมพันธ์จากตาราง ง-3 (ภาคผนวก ง.)  
 $= 0.0019 T_w + 0.5583$  ( $R^2 = 0.9997$ ) ----- (2.32)

Webb [8] ได้ทดลองหาสมการสำหรับทำนายค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบ  
 บังคับด้านอากาศบนหมู่ท่อติดแผ่นครีบวางตัวในแนวนอนและเรียงกันแบบสลับแถว ไว้ดังนี้

- สำหรับ  $Gz \leq 25$

$$H_f = \frac{0.40 \cdot k_a \cdot Gz^{0.73}}{Dh_m} \left( \frac{F_s}{D_o} \right)^{-0.23} \cdot Nr^{0.23} \quad \text{----- (2.33)}$$

- สำหรับ  $Gz > 25$

$$H_f = \frac{0.53 \cdot k_a \cdot Gz^{0.62}}{Dh_m} \left( \frac{F_s}{D_o} \right)^{-0.23} \cdot Nr^{0.31} \quad \text{----- (2.34)}$$

โดยที่

$$Gz = Re \cdot Pr \cdot \frac{Dh_m}{L}$$

$$F_s = \frac{1}{F_m} - tk$$

$$Dh_m = \frac{2 \cdot F_s (1 - \beta)}{[(1 - \beta) + 2 \cdot F_s \cdot \frac{\beta}{D_o}]}$$

$$Re = \frac{\rho_a \cdot V_m \cdot Dh_m}{\mu_a}$$

$$Ta_m = \frac{Ta_1 + Ta_o}{2}$$

$$L = Nr \cdot P_1$$

$$\beta = \frac{\pi \cdot D_o^2}{4 \cdot P_1 \cdot P_c}$$

$$V_m = \frac{V_f}{\sigma(1 - \beta)}$$

$$\begin{aligned}
 V_f &= 1.09 \text{ m/s (กรณีของอีวาโปเรเตอร์คอยล์)} \\
 &= 1.06 \text{ m/s (กรณีของคอนเดนเซอร์คอยล์)} \\
 \sigma &= \frac{tk}{(F_s + tk)}
 \end{aligned}$$

- คุณสมบัติของอากาศในช่วงอุณหภูมิ 0 ถึง 60 °C นั้นมีสมการความสัมพันธ์ที่หาได้จากตาราง ง-1 (ภาคผนวก ง.) ดังนี้

$$ka = 7E-05 Ta_m + 0.0237 \quad \text{----- (2.35)}$$

$$R^2 = 1.0000$$

$$\mu a = 4.17E-08 Ta_m + 1.74E-05 \quad \text{----- (2.36)}$$

$$R^2 = 0.9999$$

$$pa = 2.13E-05 Ta_m^2 - 4.86E-03 Ta_m + 1.29 \quad \text{----- (2.37)}$$

$$R^2 = 1.0000$$

#### 2.5.4 ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (Logaritimic Mean Temperature Differenc)

ในการออกแบบเครื่องควบแน่นที่ระบายความร้อนด้วยอากาศนั้น ปริมาณของความชื้นในอากาศค่อนข้างจะมีผลกระทบต่อภาระในการระบายความร้อนไม่มากนัก ดังนั้นจึงสามารถกำหนดความสัมพันธ์ดังกล่าวในรูปของผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึมได้ดังนี้

$$LMTD = \frac{Ta_o - Ta_i}{\ln \left( \frac{t_r - Ta_i}{t_r - Ta_o} \right)} \quad \text{----- (2.38)}$$

สำหรับเครื่องระเหยหรืออีวาโปเรเตอร์นั้น ปริมาณความร้อนที่แลกเปลี่ยนจะคำนวณโดยใช้ความแตกต่างเอนทาลปีเฉลี่ยลอการิทึม เนื่องจากมีผลของความชื้นในอากาศเข้ามาเกี่ยวข้องด้วย ยิ่งความแตกต่างเอนทาลปีเฉลี่ยมีมากขึ้นเท่าใด ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (พื้นที่ผิวทำความเย็น) ก็จะต้องเล็กลงได้เท่านั้น ซึ่งความสัมพันธ์ของเอนทาลปีเฉลี่ยแบบลอการิทึม (Logaritimic Mean Enthalpy Differenc) ดังกล่าวจะอยู่ในรูปของ

$$\text{LMHD} = \frac{hd_i - hd_o}{\ln \left( \frac{hd_i - h_{er}}{hd_o - h_{er}} \right)} \quad \text{----- (2.39)}$$

## 2.6 การสูญเสียความดันของอากาศขณะผ่านชุดแลกเปลี่ยนความร้อน

การสูญเสียความดันเมื่ออากาศเคลื่อนที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะสามารถคำนวณได้จากสมการที่เสนอโดย Kays and London [15] ดังนี้

$$\Delta P = \frac{G_{\max}^2}{2 \rho a_i} \left[ (1 + \gamma^2) \left( \frac{\rho a_i}{\rho a_o} - 1 \right) + f \left( \frac{A}{A_{\min}} \right) \left( \frac{\rho a_i}{\rho a_m} \right) + P_o \right] \quad \text{----- (2.40)}$$

โดยที่  $\Delta P$  = ความดันอากาศสูญเสีย , Pa

$$G_{\max} = \text{อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่ผ่านช่องการไหลเล็กที่สุด}$$

$$= \frac{v_f \cdot \rho a_m}{\gamma}$$

$$\gamma = \text{อัตราส่วนของพื้นที่การไหลของอากาศ}$$

$$= (1 - t_k \cdot F_m) \frac{(P_t - D_o)}{P_t}$$

$$\frac{A}{A_{\min}} = \text{อัตราส่วนพื้นที่ถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่การไหลที่เล็กที่สุด}$$

$$= \frac{4 \cdot P_1 \cdot N_r}{D h_f}$$

$$\rho a_m = \text{ความหนาแน่นเฉลี่ยของอากาศเข้าและออกจากคอยล์}$$

$$= \frac{2}{\left( \frac{1}{\rho a_i} + \frac{1}{\rho a_o} \right)}$$

$P_o$  = ความดันอากาศขณะออกจากคอยล์ , Pa .

$$= C_e \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho a_m \cdot v_f^2 \quad \text{----- (2.41)}$$

$C_e$  = แฟคเตอร์ปรับค่าลักษณะช่องทางการไหลออกของอากาศ

= 1 (กรณีที่ช่องทางออกของคอยล์เปิดโล่ง)

Kays [14] ได้แนะนำว่าเนื่องจากเทอมของ  $pa_1/pa_0$  ในสมการ (2.40) มีสัดส่วนที่น้อยมากเมื่อเปรียบเทียบกับเทอมอื่นๆ จึงสามารถตัดเทอมดังกล่าวออกได้ ทำให้สมการ (2.40) ลดรูปเป็น

$$\Delta P = \frac{G_{\max}^2}{2 \cdot pa_m} \cdot f \cdot \left( \frac{A}{A_{\min}} \right) + P_0 \quad \text{----- (2.42)}$$

Turaga [17] ได้ทดลองหาความสัมพันธ์ของแฟคเตอร์ความเสียดทาน ( $f$ ) ของอากาศชั้นและแห้งไว้ดังนี้

- กรณีอากาศแห้ง

$$f = 0.589 \left( \frac{A_o}{A_p} \right)^{-0.28} (Re_f)^{-0.27} \quad \text{----- (2.43)}$$

- กรณีอากาศชื้น

$$f = 0.325 \left( \frac{A_o}{A_p} \right)^{0.01} \left( \frac{F_s}{F_t} \right) (Re_f)^{-0.41} \quad \text{----- (2.44)}$$

โดยที่  $Re_f =$  ตัวเลขเรย์โนลด์ที่ความเร็วอากาศหน้าคอยล์

$$= \frac{Dh_f \cdot Ga}{\mu a}$$

$Dh_f =$  เส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิกที่ความเร็วอากาศหน้าคอยล์

$$= \frac{4 \cdot P_1 (P_t - D_o) (1 - F_t \cdot F_m)}{A_o}$$

## 2.7 ไซโครเมตริก

ไซโครเมตริก คือการพิจารณาถึงคุณสมบัติทางพลังงานความร้อนของอากาศชั้น เพื่อนำคุณสมบัติต่างๆ เหล่านี้มาใช้ในการวิเคราะห์สภาพและขบวนการต่างๆ ของอากาศชั้น

### 2.7.1 ส่วนประกอบของอากาศแห้งและอากาศชื้น

อากาศในชั้นบรรยากาศประกอบไปด้วยส่วนประกอบจำพวกก๊าซต่างๆ จำนวนมาก รวมทั้งไอน้ำ และของเสียดต่างๆ (เช่น คาร์บอนไดออกไซด์ ก๊าซที่ทำให้บรรยากาศเป็นพิษ)

อากาศแห้ง คืออากาศที่ไม่มีไอน้ำผสมอยู่ และประกอบไปด้วยส่วนประกอบที่ค่อนข้างแน่นอน ดังตาราง (2.2)

ตาราง 2.2 ส่วนประกอบโดยเฉลี่ยของอากาศแห้ง

	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	Ar	CO <sub>2</sub>	น้ำหนักโมเลกุล
ปริมาตร %	78.09	20.95	0.93	0.03	28.97
น้ำหนัก %	75.53	23.14	1.28	0.05	1293 kg/m <sup>3</sup>

ค่าคงที่ของก๊าซสำหรับอากาศแห้ง เมื่อเทียบกับคาร์บอน-12 จะมีค่าเท่ากับ

$$R_a = 287.055 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

อากาศชื้น คืออากาศที่มีไอน้ำผสมอยู่ จำนวนของไอน้ำในอากาศชื้นนั้น จะแปรจาก 0 (อากาศแห้ง) ไปจนถึงจำนวนที่มากที่สุดที่จะมีได้ซึ่งขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความดันสถานะในช่วงหลังนี้ขึ้นอยู่กับสภาวะการอิ่มตัวของความสมดุลทางธรรมชาติระหว่างอากาศชื้นและไอน้ำที่กลั่นตัวเป็นหยดน้ำ น้ำหนักโมเลกุลของมวลของน้ำมีค่าเท่ากับ 18.01534 เมื่อเทียบกับคาร์บอน-12 และค่าคงที่ของก๊าซสำหรับไอน้ำมีค่าเท่ากับ

$$R_w = 461.52 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

### 2.7.2 มาตรฐานของบรรยากาศ

อุณหภูมิและความดันบารอมิเตอร์ของอากาศที่บรรยากาศแปรอย่างคงที่กับเส้นรุ้ง เช่นเดียวกับสภาพภูมิประเทศ และสภาพภูมิอากาศมาตรฐานของบรรยากาศซึ่งมีประโยชน์สำหรับงานในด้านวิศวกรรมการปรับอากาศอย่างมาก สำหรับมาตรฐานของบรรยากาศ ณ ระดับน้ำทะเลนั้นจะมีอุณหภูมิมาตรฐานเท่ากับ 15 °C ที่ความดันบารอมิเตอร์เท่ากับ 101.325 kPa

### 2.7.3 คุณสมบัติของอากาศชื้น

1. ความดันอิ่มตัวย่อยของไอน้ำ (Water Vapor Saturation Pressure),  $P_w$   
Chadderton [13] ได้ให้ความสัมพันธ์ระหว่างความดันไอน้ำอิ่มตัวกับอุณหภูมิ กระเปาะเปียกของอากาศในช่วงอุณหภูมิ 0 ถึง 60 °C ไว้ดังนี้



$$\log(P_w) = 30.5905 - 8.2 \log(T_{wa} + 273.15) - \frac{3142.31}{(T_{wa} + 273.15)} + 2.4804 \times 10^{-3} (T_{wa} + 273.15) \quad \text{----- (2.45)}$$

2. ความดันย่อยไอน้ำ (Actual Vapor Pressure),  $P_v$

Chadderton [13] ได้ให้ความสัมพันธ์ของความดันย่อยไอน้ำในช่วงอุณหภูมิ 0 ถึง 60 °C ไว้ในรูปของ

$$P_v = P_w - 101.325 \times 6.666 \times 10^{-4} \times (T_a - T_{wa}) \quad \text{----- (2.46)}$$

3. อัตราส่วนของความชื้น (Actual moisture content),  $g$

Chadderton [13] ได้ให้ความสัมพันธ์ของอัตราส่วนความชื้นในช่วงอุณหภูมิ 0 ถึง 60 °C ไว้ในรูปของความดันอิมิตัวย่อยของไอน้ำไว้ดังนี้

$$g = \frac{0.62197 P_v}{101.325 - P_v} \quad \text{----- (2.47)}$$

4. ความชื้นสัมพัทธ์ RH (%)

ความชื้นสัมพัทธ์ คืออัตราส่วนระหว่างความดันย่อยของไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศชั้นและความดันอิมิตัวย่อยของไอน้ำที่อุณหภูมิเดียวกัน

$$RH = 100 \times \frac{P_v}{P_w} \quad \text{----- (2.48)}$$

5. อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Dew Point Temperature),  $T_{dp}$

จุดน้ำค้าง คืออุณหภูมิของน้ำที่มีความดันของไอน้ำอิมิตัวเท่ากับความดันของไอน้ำในอากาศชั้นนั่นเอง โดยที่อุณหภูมิของไอน้ำในอากาศชั้นเริ่มที่จะควบแน่นเป็นหยดน้ำเมื่ออากาศชั้นถูกทำให้เย็นลงตามความสัมพันธ์ของความดันย่อยของไอน้ำในอากาศ ( $P_w$ ) ซึ่งเป็นดังนี้

$$T_{dp} = 14.62 \ln \left[ \frac{P_w}{600.245} \right] \quad \text{----- (2.49)}$$

### 6. เอนทาลปีของอากาศชื้น (Enthalpy) ,ha

เอนทาลปีคือ พลังงาน (ปริมาณความร้อน) ที่มีอยู่ในสาร ณ. อุณหภูมิที่กำหนด ค่าจำกัดความของเอนทาลปีของอากาศชื้นที่อัตราส่วนความชื้น  $g$  ที่อุณหภูมิ  $T_{db}$  ( $^{\circ}C$ ) คือ ปริมาณความร้อนที่ทำให้อากาศแห้ง  $1$  kg. และน้ำ  $g$  kg. ร้อนขึ้นจาก  $0$   $^{\circ}C$  และทำให้น้ำ  $g$  kg. ระเหยกลายเป็นไอหมด ความสัมพันธ์ของเอนทาลปีที่น่าเสนอโดย Chardderton[13] ในช่วงอุณหภูมิ  $0$  ถึง  $60$   $^{\circ}C$  มีรูปแบบดังนี้

$$h_a = 1004.8 \cdot T_a + 1000 \cdot g \cdot (2500.8 + 1.863 \cdot T_a) \quad \text{-----} (2.50)$$

โดย  $h_a$  = เอนทาลปี  $J/kg_{dry\ air}$

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย