

## บทที่ 2 งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

### 2.1 งานวิจัยที่ผ่านมา

Durward S. Benham , Jr. , and Frank Wiersma ,1974 ได้ทำการศึกษาผลของความหนาผิวเปียก , ความเร็วลมที่ผ่านผิวเปียก และอัตราการไหลของน้ำ ที่มีต่อประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรง โดยผิวเปียกที่ใช้เป็นวัสดุประเภท Aspen ซึ่ง Benham และ Wiersma ได้ทำการทดลองโดยใช้ผิวเปียกที่วางตัวตามแนวตั้ง และแนวนอน การทดลองจะแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ในส่วนแรก การทดลองจะทำโดยเปลี่ยนค่าความเร็วอากาศและความหนาของตัวกลางต่างๆกัน โดยใช้อัตราการไหลของน้ำคงที่ ความเร็วอากาศที่ใช้มีค่าตั้งแต่ 0.5 – 1.25 m/s ความหนาของตัวกลางที่ใช้มีค่าตั้งแต่ 2.5 – 12.5 cm. จากการทดลองพบว่า ประสิทธิภาพการทำงานจะสูงขึ้น เมื่อความเร็วลมมีค่ามากขึ้น จนถึงค่าประสิทธิภาพการอิมตัวสูงสุด หลังจากนั้น ประสิทธิภาพจะลดลงเมื่อความเร็วอากาศเพิ่มขึ้น ความเร็วอากาศที่ทำให้ประสิทธิภาพการอิมตัวมีค่าสูงสุด จะแตกต่างกันไปตามความหนาของตัวกลางที่ใช้ โดยจะมีค่าอยู่ระหว่าง 1 – 1.25 m/s และเมื่อเพิ่มความหนาของตัวกลาง จะทำให้ประสิทธิภาพการอิมตัวมีค่ามากขึ้น ส่วนความดันลด (Pressure drop) จะมีค่ามากขึ้นเมื่อความเร็วลม หรือความหนาของตัวกลางเพิ่มขึ้น จากการวิเคราะห์ข้อมูลทั้งหมด จะได้ค่าความหนาของตัวกลางและความเร็วที่เหมาะสมในการออกแบบทั้งในด้านประสิทธิภาพและในทางเศรษฐศาสตร์ คือ ตัวกลางจะมีความหนา 7.5 cm. ความเร็วลม 1.02 m/s ในการทดลองส่วนที่สอง จะทดลองโดยเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำตั้งแต่ 40 - 540  $\text{cm}^3/\text{s}\text{-m}^2$  และใช้ความเร็วอากาศและความหนาของตัวกลางที่ได้จากการทดลองแรกเป็นค่าคงที่ จากการทดลองพบ อัตราการไหลของน้ำจะมีผลเพียงเล็กน้อยต่อประสิทธิภาพการทำงาน โดยประสิทธิภาพการทำงานจะสูงสุดเมื่ออัตราการไหลของน้ำประมาณ 90  $\text{cm}^3/\text{s}\text{-m}^2$  แต่เมื่ออัตราการไหลมากขึ้นจะทำให้ความดันลดเพิ่มมากขึ้น ดังนั้น อัตราการไหลที่เหมาะสมทางด้านเศรษฐศาสตร์ คือ 40  $\text{cm}^3/\text{s}\text{-m}^2$  อย่างไรก็ตาม ตัวกลางที่วางตัวตามแนวนอน จะมีประสิทธิภาพมากกว่า และทำให้เกิดความดันลดน้อยกว่าตัวกลางที่วางตัวตามแนวตั้ง ตัวกลางที่วางตัวตามแนวนอนและแนวตั้งจะมีประสิทธิภาพสูงสุดคือ 83% และ 75% ตามลำดับ

M.B.Timmons ,G.R.Baughman and C.R.Parkhurst ,1981 ได้นำระบบทำความเย็นแบบระเหยมาใช้ในโรงเลี้ยงสัตว์ปีกซึ่งมีขนาด 7.9 x 12.2 x 2.4  $\text{m}^3$  โดยได้ทำการติดตั้งวัสดุผิวเปียกที่ผนังด้านหนึ่งซึ่งมีขนาด 12.2 x 0.4  $\text{m}^2$  ส่วนผนังด้านตรงข้ามติดตั้งพัดลมแบบปรับ

ความเร็วรอบได้ ซึ่งจะปรับความเร็วลมตามอุณหภูมิภายในโรงเลี้ยง โดยได้ทำการเก็บข้อมูลเป็นเวลา 49 วัน ในช่วงเดือนพฤษภาคมถึงเดือนมิถุนายน ซึ่งจากการทดลองพบว่าระบบทำความเย็นแบบระเหยสามารถควบคุมอุณหภูมิภายในโรงเลี้ยงสัตว์ปีกให้อยู่ในช่วง  $26-29^{\circ}\text{C}$  โดยอุณหภูมิอากาศภายนอกมีค่าเฉลี่ย  $35^{\circ}\text{C}$  ความเร็วลมเฉลี่ย เท่ากับ  $1.79\text{ m/s}$  นอกจากนี้ จากการศึกษา ยังพบว่า เมื่อเพิ่มความเร็วลม จะมีผลให้ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ลดลง และเกิดความดันลดเพิ่มขึ้น

McClellan C.H. ,1988 ได้ทำการรวบรวมข้อมูลเกี่ยวกับผลของการใช้อุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยทั้งแบบโดยตรง , โดยอ้อม และแบบผสมทั้งโดยตรงและโดยอ้อม โดยข้อมูลจะแสดงอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าอุปกรณ์ในช่วงเวลาต่างๆ ซึ่งมีอุณหภูมิและความชื้นแตกต่างกัน และได้แสดงประสิทธิภาพในการใช้งานอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยในรูปของอุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์ จุดประสงค์ของรายงานการวิจัยนี้ เพื่อเพิ่มทางเลือกในการเลือกใช้ระบบปรับอากาศและสนับสนุนการใช้อุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหย โดยแสดงให้เห็นถึงความสามารถในลดอุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์ ในสภาวะอากาศต่างๆ

Zahra Giabaklou, and John A. Ballinger ,1996 ได้ทำการศึกษาระบบทำความเย็นแบบระเหยโดยใช้การระบายอากาศตามธรรมชาติ โดยทำการทดลองที่เมือง Wagga Wagga รัฐ New south Wales ประเทศออสเตรเลีย ซึ่งมีลักษณะภูมิอากาศร้อนกึ่งแห้งแล้ง ในการทดลองจะใช้ห้องที่มีขนาด  $10 \times 10 \times 2.8\text{ m}^3$  มีหน้าต่างอยู่ในทิศเหนือและทิศใต้ หน้าต่างทางทิศเหนือจะมีขนาด  $11.2\text{ m}^2$  และหน้าต่างทางทิศใต้มีขนาด  $2.8\text{ m}^2$  โดยติดตั้งอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยที่หน้าต่างทิศเหนือ และใช้ฉนวนเปียงซึ่งทำด้วยเชือกไนลอนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง  $3\text{ mm}$ . วางห่างกัน  $9\text{ mm}$ . จำนวน 3 แถว จากการทดลองเป็นเวลา 7 วัน พบว่า ก่อนติดตั้งอุปกรณ์อากาศจะมีอุณหภูมิกระเปาะแห้งภายนอกห้องสูงสุดในแต่ละวันเฉลี่ยเท่ากับ  $35.8^{\circ}\text{C}$  และอุณหภูมิกระเปาะแห้งภายในห้องสูงสุดในแต่ละวันเฉลี่ยเท่ากับ  $32.5^{\circ}\text{C}$  เมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหย พบว่า อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศภายในห้องสูงสุดในแต่ละวันเฉลี่ยจะเท่ากับ  $25.9^{\circ}\text{C}$  ,ความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ยภายในห้องเท่ากับ  $73.2\% \text{rh}$  , ความเร็วลมเฉลี่ยเท่ากับ  $0.28\text{ m/s}$  และอุณหภูมิกระเปาะแห้งเฉลี่ยภายในห้องเท่ากับ  $24.18^{\circ}\text{C}$

Simmons J.D. ,and Lott B.D. ,1996 ได้ทำการศึกษาผลของอุณหภูมิน้ำที่มีต่อสมรรถนะของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรง โดยใช้ตัวกลางเป็นวัสดุฉนวนเปียงประเภทเซลลูโลสที่มีขนาด  $90 \times 90\text{ cm}^2$  มีความหนา  $10\text{ cm}$ . ในการทดลองจะใช้อัตราส่วน

มวลน้ำต่อมวลอากาศ เท่ากับ 0.1 คงที่ตลอดการทดลอง โดยมีอัตราการไหลของน้ำ เท่ากับ 6.8 kg/min และอัตราการไหลของอากาศเท่ากับ 68 kg/min (ความเร็วลม เท่ากับ 1.24 m/s) อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่ทดลองเท่ากับ 21 °C โดยเปลี่ยนค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศที่เข้าอุปกรณ์ 3 ค่า คือ 32 , 35 และ 38 °C และทำการทดลองโดยเพิ่มอุณหภูมิน้ำ จาก 10 ถึง 50 °C โดยมีอัตราการเพิ่มอุณหภูมิน้ำครั้งละ 5.5 °C ซึ่งผลจากการทดลองพบว่า ที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศขาเข้า 32 °C เมื่ออุณหภูมิน้ำเพิ่มขึ้นจาก 10 ถึง 50 °C อากาศขาออกจะมีอุณหภูมิกระเปาะแห้งเพิ่มขึ้นจาก 24.8 ไปถึง 27.3 °C ซึ่งที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศขาเข้า 35 °C เมื่ออุณหภูมิน้ำเพิ่มขึ้นจาก 10 ถึง 50 °C อากาศขาออกจะมีอุณหภูมิกระเปาะแห้งเพิ่มขึ้นจาก 24.5 ไปถึง 27.1 °C และที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศขาเข้า สูงสุดของการทดลอง คือ 38 °C อากาศขาออกจะมีอุณหภูมิกระเปาะแห้งเพิ่มขึ้นจาก 26.2 ไปถึง 27.8 °C จึงสามารถสรุปได้ว่า เมื่ออุณหภูมิน้ำขาเข้าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ ที่ออกจากอุปกรณ์จะมีค่าเพิ่มขึ้น

## 2.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

### 1. อุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรง

อุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรงมีหลักการทำงาน คือ การให้อากาศ และน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการสัมผัสกันโดยตรง โดยอากาศและน้ำจะมีการถ่ายเทความร้อนและมวลเกิดขึ้นพร้อมกัน น้ำจะดึงความร้อนออกจากอากาศไปใช้ในการระเหย ทำให้อากาศมีอุณหภูมิกระเปาะแห้งลดลง แต่มีความชื้นสัมพัทธ์เพิ่มขึ้น

อุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรงที่ใช้โดยทั่วไป จะมี 2 ประเภท คือ

1. แบบใช้หัวฉีด (Spray type) อุปกรณ์จะประกอบด้วยหัวฉีดน้ำ ซึ่งจะฉีดน้ำเป็นหยดเล็กๆ เพื่อเพิ่มพื้นที่สัมผัสระหว่างอากาศและน้ำ ประสิทธิภาพของอุปกรณ์จะสูงขึ้นตามประสิทธิภาพของหัวฉีด

2. แบบใช้ตัวกลาง (Wetted media type) ตัวกลางหรือผิวเปียกจะมีบทบาทสำคัญในการเพิ่มพื้นที่สัมผัสและเป็นตัวหน่วงเวลาในการสัมผัส (Contact time) ระหว่างอากาศและน้ำ ผิวเปียกที่นิยมใช้มี 2 ชนิดคือ

1. Aspen pad ทำจากเส้นใย Aspen wood โดยเส้นใยจะเคลือบสารเคมีบาง ชนิดเพื่อเพิ่มความสามารถในการดูดซับน้ำและป้องกันการเกิดราและตะไคร่น้ำ

2. Rigid media pad ทำจากวัสดุประเภทเซลลูโลส , พลาสติก หรือไฟเบอร์กราส โดยมีลักษณะเป็นลอนเชื่อมติดกัน มีความชันและความโค้งของลอนที่พอเหมาะทำให้สามารถกระจายน้ำได้ทั่วทั้งผิวและกันไม่ให้น้ำไหลออกจากผิวเปียก ตัวกลางชนิดนี้จะฟูฟ่องและยุบตัวได้ยาก ในปัจจุบันนิยมใช้ตัวกลางชนิดนี้มากกว่าชนิดที่เป็น Aspen pad เนื่องจากมีความทนทานสูง สามารถใช้งานที่ความเร็วอากาศสูงๆได้ เกิดความดันตกคร่อม (Pressure drop) น้อย มีความสามารถในการลดอุณหภูมิอากาศ (Saturation Effectiveness) และมีอายุการใช้งานมากกว่าชนิดที่เป็น Aspen pad

## 2. การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศและน้ำ

เมื่ออากาศและน้ำมีการสัมผัสกัน จะมีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น โดยการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นจะประกอบด้วย การถ่ายเทความร้อนสัมผัส (Sensible heat) และการถ่ายเทความร้อนแฝง (Latent heat) ซึ่งผลจากการถ่ายเทความร้อนจะทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิและมวลของอากาศและน้ำ

### 2.1 ลักษณะของความร้อน

ความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง สามารถแบ่งตามผลของความร้อนได้ดังนี้

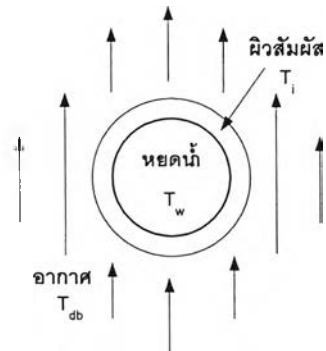
#### 1. ความร้อนสัมผัส (Sensible heat)

ความร้อนสัมผัสจะเป็นความร้อนที่มีผลต่ออุณหภูมิ โดยจะทำให้สารที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิเปลี่ยนแปลง โดยอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงจะแปรตามกับปริมาณการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งปริมาณความร้อนที่แลกเปลี่ยนกันนั้นจะขึ้นอยู่กับปัจจัยต่างๆ เช่น พื้นที่ผิวสัมผัส , ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิ , ค่าสัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนความร้อน หรือค่าความร้อนจำเพาะของสาร เป็นต้น

#### 2. ความร้อนแฝง (Latent heat)

ความร้อนแฝงจะเป็นความร้อนที่มีผลต่อการเปลี่ยนสถานะ เช่น การระเหย หรือการควบแน่น ซึ่งความร้อนแฝงจะสามารถเปลี่ยนรูปกลายเป็นความร้อนสัมผัสได้ และในทางกลับกัน ความร้อนสัมผัสก็สามารถเปลี่ยนเป็นความร้อนแฝงได้เช่นกัน

## 2.2 อัตราการถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 2.1 ลักษณะผิวสัมผัสระหว่างน้ำและอากาศ

### 1. อัตราการถ่ายเทความร้อนสัมผัส (Rate of sensible heat transfer)

$$dq_s = h_c dA(T_{db} - T_i) \quad (2.1)$$

- เมื่อ  $q_s$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนสัมผัส,  $kJ/s$   
 $h_c$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน,  $kJ/m^2 \cdot s \cdot ^\circ C$   
 $A$  คือ พื้นที่ผิวสัมผัสระหว่างอากาศและน้ำ,  $m^2$   
 $T_{db}$  คือ อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ,  $^\circ C$   
 $T_i$  คือ อุณหภูมิผิวสัมผัส,  $^\circ C$

### 2. อัตราการถ่ายเทความร้อนแฝง (Rate of latent heat transfer)

$$dq_L = h_d \rho_a dA(w_a - w_i) h_{fg} \quad (2.2)$$

- เมื่อ  $q_L$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนแฝง,  $kJ/s$   
 $h_d$  คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวล,  $m/s$   
 $\rho_a$  คือ ความหนาแน่นของอากาศ,  $kg/m^3$   
 $w_a$  คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศ,  $kg/kg$  of dry air

$w_i$  คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศอิมิตัวที่อุณหภูมิผิวสัมผัส ,  
 $kg / kg \text{ of dry air}$

$h_{fg}$  คือ ความร้อนแฝงของการระเหย ,  $kJ / kg$

3. อัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด (rate of total heat transfer)

$$dq_T = \frac{h_c dA}{c_{pm}} (h_a - h_i) \quad (2.3)$$

เมื่อ  $q_T$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด,  $kJ / s$

$c_{pm}$  คือ ความร้อนจำเพาะของอากาศชื้น ,  $kJ / kg \cdot ^\circ C$

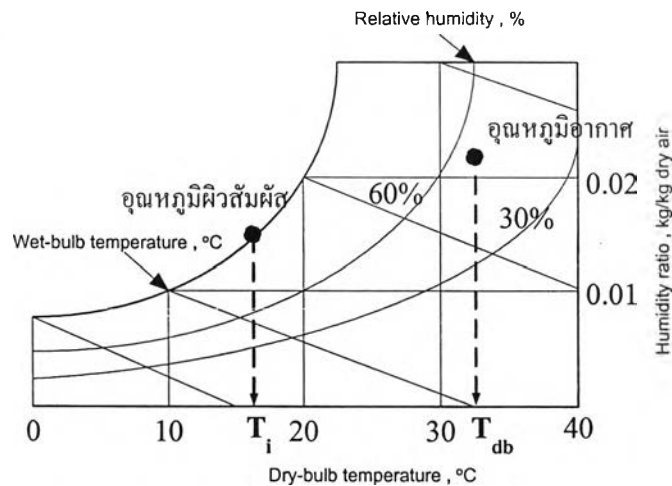
$h_a$  คือ เอนทัลปีของอากาศ,  $kJ / kg$

$h_i$  คือ เอนทัลปีของอากาศอิมิตัวที่อุณหภูมิผิวสัมผัส ,  $kJ / kg$

### 2.3 ทิศทางการถ่ายเทความร้อน

#### 1. ทิศทางการถ่ายเทความร้อนสัมผัส

การถ่ายเทความร้อนสัมผัสระหว่างอากาศและน้ำจะขึ้นอยู่กับความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศและอุณหภูมิของผิวสัมผัส โดยความร้อนสัมผัสจะถ่ายเทจากอุณหภูมิสูงไปสู่อุณหภูมิต่ำ

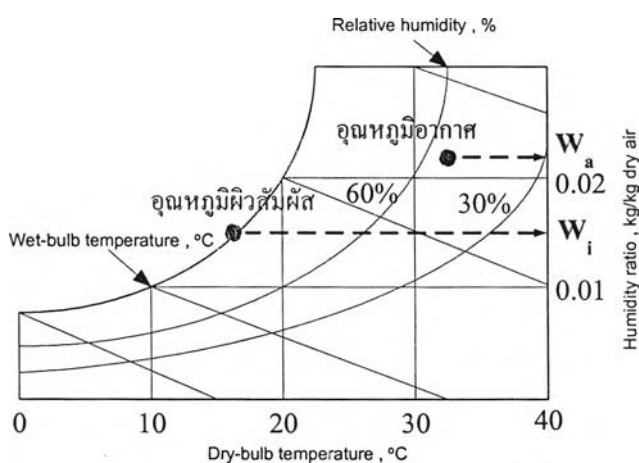


รูปที่ 2.2 ทิศทางการถ่ายเทความร้อนสัมผัส

จากรูปที่ 2.2 อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิผิวสัมผัส ดังนั้น ความร้อนสัมผัสจะถ่ายเทจากอากาศไปสู่ผนัง

## 2. การถ่ายเทความร้อนแฝง (Latent Heat Transfer)

การถ่ายเทความร้อนแฝงหรือการถ่ายเทมวล จะขึ้นอยู่กับความแตกต่างระหว่างความดันไอน้ำของอากาศและความดันไอน้ำของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิผิวสัมผัส โดยความร้อนแฝงจะมีทิศทางการถ่ายเทจากความดันไอน้ำสูงไปสู่ความดันไอน้ำต่ำ ซึ่งความดันไอน้ำนั้นสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของอัตราส่วนความชื้น (Humidity Ratio) ได้ ดังนั้น สามารถกล่าวได้ว่า ความร้อนแฝงหรือมวลจะมีทิศทางการถ่ายเทจากอัตราส่วนความชื้นสูงไปสู่อัตราส่วนความชื้นที่ต่ำกว่า

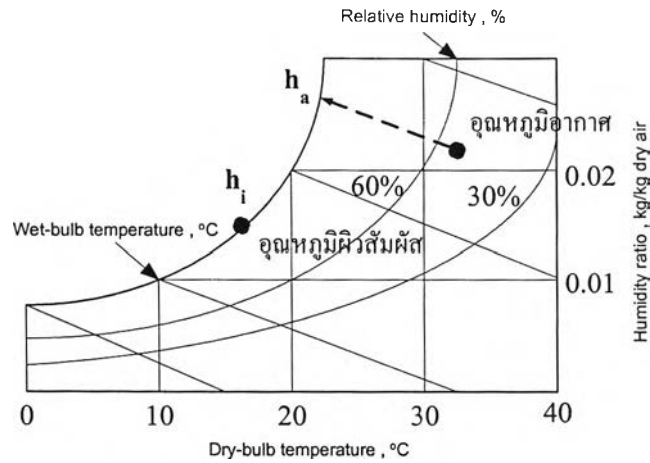


รูปที่ 2.3 ทิศทางการถ่ายเทความร้อนแฝง

จากรูปที่ 2.3 อัตราส่วนความชื้นของอากาศมีค่ามากกว่าอัตราส่วนความชื้นของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิผิวสัมผัส ดังนั้น ความร้อนแฝงจะถ่ายเทจากอากาศไปสู่ผนัง

## 3. การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด (Total Heat Transfer)

การถ่ายเทความร้อนทั้งหมดจะเป็นผลรวมของการถ่ายเทความร้อนสัมผัสและการถ่ายเทความร้อนแฝง โดยการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดจะขึ้นอยู่กับความแตกต่างระหว่างเอนทัลปีของอากาศและเอนทัลปีของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิผิวสัมผัส ซึ่งความร้อนจะถ่ายเทจากเอนทัลปีที่มีความมากไปสู่เอนทัลปีที่มีความน้อย



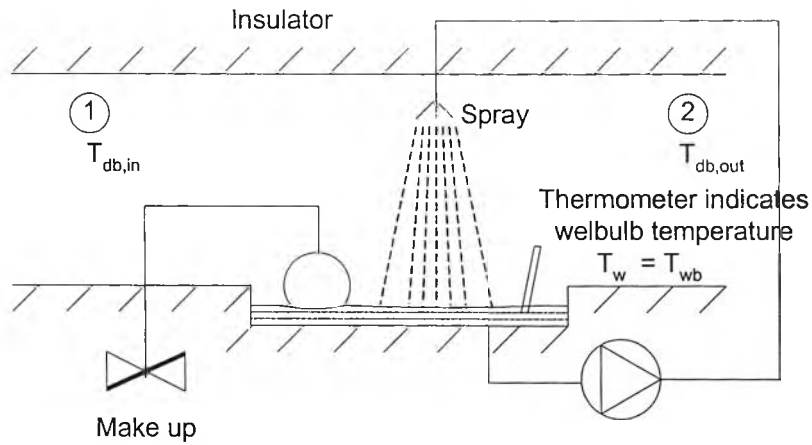
รูปที่ 2.4 การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด

จากรูปที่ 2.4 ค่าเอนทัลปีของอากาศมีค่าสูงกว่าค่าเอนทัลปีของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิผิวสัมผัส ดังนั้น ความร้อนทั้งหมดจะถ่ายเทจากอากาศไปสู่ น้ำ

#### 2.4 การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศและน้ำแบบอะเดียบาติก

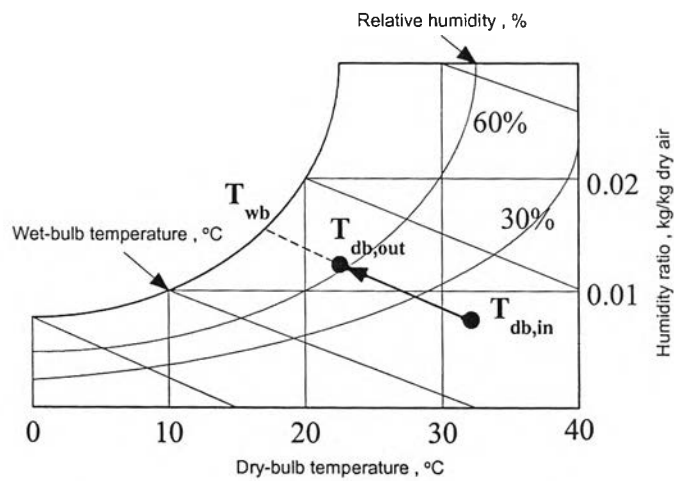
การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศและน้ำแบบอะเดียบาติก (Adiabatic) เป็นกระบวนการที่ไม่มีความร้อนเข้าและออกจากระบบ ซึ่งตัวอย่างของอุปกรณ์ที่ใช้แสดงการถ่ายเทความร้อนแบบอะเดียบาติกเรียกว่า Adiabatic saturator โดยผนังของอุปกรณ์จะหุ้มด้วยฉนวน จึงไม่มีการถ่ายเทความร้อนเข้าหรือออกจากระบบ ในการทำงานจะให้อากาศพัดผ่านน้ำที่พุ่งลงมา น้ำที่ใช้จะหมุนเวียนอยู่ในระบบอย่างต่อเนื่อง โดยจะมีการเติมน้ำชดเชย (Make up water) เพื่อชดเชยปริมาณของน้ำที่ระเหยไปกับอากาศ ซึ่งอุณหภูมิ น้ำที่ชดเชยจะถูกควบคุมให้มีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิ น้ำในอุปกรณ์ เมื่ออุปกรณ์ทำงานจนถึงตำแหน่งสมดุล (Steady state) อุณหภูมิ น้ำที่หมุนเวียนอยู่ในระบบจะมีค่าเท่ากับอุณหภูมิ กระเปาะเปียกของอากาศ และอุณหภูมิ กระเปาะแห้งของอากาศที่ผ่านอุปกรณ์จะอยู่บนเส้นอุณหภูมิ กระเปาะเปียกของอากาศคงที่ (Line of constant thermodynamic wet-bulb temperature) หากเป็นอุปกรณ์ในอุดมคติซึ่งพื้นที่สัมผัส มากพอ อากาศที่ผ่านอุปกรณ์ออกมาจะเป็นอากาศอิ่มตัว (Saturated air)





รูปที่ 2.5 อุปกรณ์ Adiabatic saturation

กระบวนการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นจะประกอบด้วย การถ่ายเทความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง อากาศจะถ่ายเทความร้อนสัมผัสให้น้ำ และน้ำจะถ่ายเทความร้อนแฝงให้แก่ อากาศ โดยมีอัตราการถ่ายเทความร้อนสัมผัสเท่ากับ การถ่ายเทความร้อนแฝง ทำให้ผลรวมความร้อนทั้งหมดของระบบเท่ากับศูนย์



รูปที่ 2.6 ไชโครเมตริกซ์ชาร์ตของการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศและน้ำแบบอะเดียบาติก

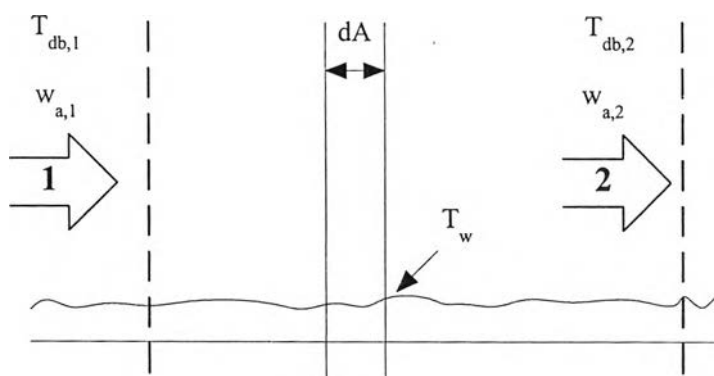
## 2.5 การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศและน้ำ โดยที่น้ำมีอุณหภูมิคงที่

กระบวนการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศและน้ำโดยที่น้ำมีอุณหภูมิคงที่สามารถวิเคราะห์ได้โดยใช้ทฤษฎีของ Merkel

ในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศและน้ำ Merkel ได้ตั้งสมมติฐานดังนี้

1. ไม่คิดการสูญเสียของน้ำเนื่องจากการระเหย เนื่องจากปริมาณน้ำที่ระเหยมีน้อยมากเมื่อเทียบกับปริมาณน้ำที่ใช้ ดังนั้น อัตราการไหลของน้ำจะคงที่
2. อากาศบริเวณผิวสัมผัสระหว่างอากาศและน้ำเป็นอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิน้ำ
3. ค่า Lewis Relation ,  $\frac{h_c}{h_d \rho_a c_{pm}}$  มีค่าเท่ากับ 1

จากสมมติฐานดังกล่าว แสดงให้เห็นว่า การแลกเปลี่ยนความร้อนจะเกิดขึ้นระหว่างอากาศปกติและอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิน้ำ



รูปที่ 2.7 อากาศไหลผ่านฝอยน้ำที่มีอุณหภูมิคงที่

จากรูปที่ 2.7 เมื่ออากาศไหลผ่านฝอยเปียก อากาศและน้ำจะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนและมวลเกิดขึ้น ดังนี้

$$dq_s = h_c dA(T_{db} - T_w) = m_a c_{pm} dT_{db} \quad (2.4)$$

และ

$$dm_s = h_d \rho_a dA(w_a - w_w) = m_a dw_a \quad (2.5)$$

เมื่อ  $m_a$  คือ อัตราการไหลของอากาศ,  $kg/s$   
 $m_s$  คือ อัตราการแลกเปลี่ยนมวล,  $kg/s$   
 $w_i$  คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศอิมิตวที่อุณหภูมิน้ำ,  
 $kg/kg$  of dry air  
 $T_w$  คือ อุณหภูมิน้ำ,  $^{\circ}C$

อินทิเกรตสมการที่ 2.4 และ 2.5 ตลอดพื้นที่  $A$  ระหว่างตำแหน่ง 1 และ 2 โดยที่ค่า  $h_c$ ,  $h_d$ ,  $m_a$ ,  $w_w$  และอุณหภูมิน้ำ  $T_w$  เป็นค่าคงที่

อินทิเกรตสมการที่ 2.4 จะได้

$$\frac{h_c}{m_a c_{pm}} \int_0^A dA = \int_{T_{db,1}}^{T_{db,2}} \frac{dT_{db}}{T_{db} - T_w}$$

$$\frac{h_c A}{m_a c_{pm}} = -\ln \frac{T_w - T_{db,2}}{T_w - T_{db,1}} \quad (2.6)$$

และอินทิเกรตสมการที่ 2.5 จะได้

$$\frac{h_d \rho_a}{m_a} \int_0^A dA = \int_{w_{a,1}}^{w_{a,2}} \frac{dw_a}{w_w - w_a}$$

$$\frac{h_d \rho_a A}{m_a} = -\ln \frac{w_w - w_{a,2}}{w_w - w_{a,1}} \quad (2.7)$$

แก้สมการที่ 2.6 และ 2.7 จะได้

$$\frac{A}{m_a} = -\frac{c_{pm}}{h_c} \ln \frac{T_w - T_{db,2}}{T_w - T_{db,1}} = -\frac{1}{h_d \rho_a} \ln \frac{w_w - w_{a,2}}{w_w - w_{a,1}} \quad (2.8)$$

ดังนั้น

$$\ln \frac{T_w - T_{db,2}}{T_w - T_{db,1}} = \frac{h_c A}{h_d \rho_a c_{pm}} \ln \frac{w_w - w_{a,2}}{w_w - w_{a,1}}$$

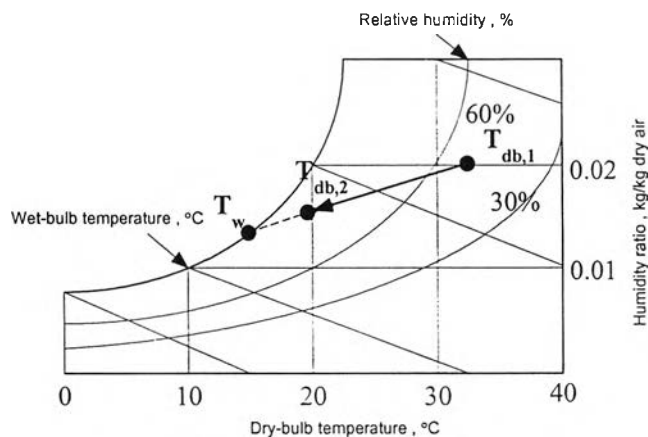
ซึ่งกลุ่มของตัวแปร  $\frac{h_c}{h_d \rho_a c_{pm}}$  เรียกว่า Lewis Relation หรือ LR

$$\frac{T_w - T_{db,2}}{T_w - T_{db,1}} = \left( \frac{w_w - w_{a,2}}{w_w - w_{a,1}} \right)^{\frac{h_r \cdot A}{h_d \rho_a c_p m}} = \left( \frac{w_w - w_{a,2}}{w_w - w_{a,1}} \right)^{LR}$$

จากสมมติฐานของ Merkel ซึ่งกำหนดให้ ค่า Lewis Relation เท่ากับ 1 จะได้

$$\frac{T_w - T_{db,2}}{T_w - T_{db,1}} = \frac{w_w - w_{a,2}}{w_w - w_{a,1}} \quad (2.9)$$

จากรูปที่ 2.7 อากาศที่มีอุณหภูมิกระเปาะแห้ง  $T_{db,1}$  พัดผ่านผิวน้ำซึ่งมีอุณหภูมิสม่ำเสมอ  $T_w$  และผ่านออกจากผิวน้ำโดยมีอุณหภูมิกระเปาะแห้ง  $T_{db,2}$  เมื่อพิจารณาสมการ 2.9 จะเห็นว่า อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ  $T_{db,2}$  จะอยู่บนเส้นตรงที่เชื่อมระหว่างอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ  $T_{db,1}$  และอุณหภูมิอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิน้ำ  $T_w$



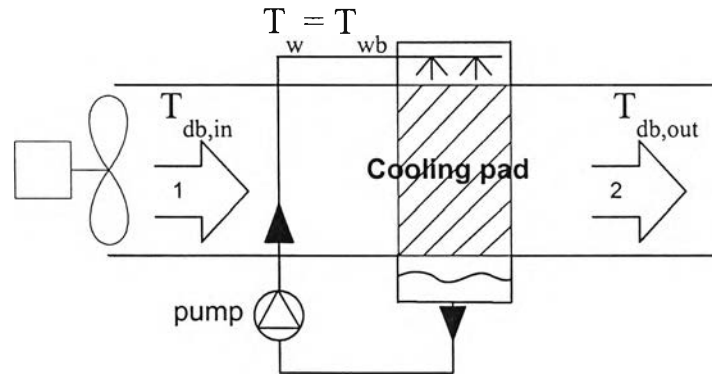
รูปที่ 2.8 กระบวนการของอากาศที่ไหลผ่านผิวน้ำที่มีอุณหภูมิคงที่

### 3. ประเภทของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรง

อุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรง สามารถแบ่งตามลักษณะการทำงานได้เป็น 2 ประเภท คือ

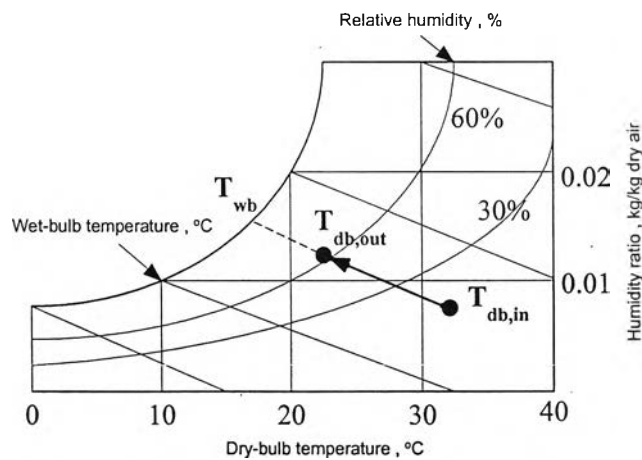
1. อุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรง แบบอะเดียบาติก
2. อุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรง แบบที่ไม่เป็นอะเดียบาติก

1. อุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรง แบบอะเดียบาติก



รูปที่ 2.9 อุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรงแบบอะเดียบาติก

ในอุปกรณ์ประเภทนี้ จะเป็นกระบวนการเช่นเดียวกับการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศและน้ำแบบอะเดียบาติก กล่าวคือ น้ำจะถูกหมุนเวียนอยู่ในอุปกรณ์อย่างต่อเนื่อง เมื่อถึงภาวะสมดุล อุณหภูมิน้ำที่หมุนเวียนอยู่ในอุปกรณ์จะเท่ากับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ และอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศที่ออกจากอุปกรณ์ จะอยู่บนเส้นอุณหภูมิกระเปาะเปียกคงที่ของอากาศ (Line of constant thermodynamic wet-bulb temperature)



รูปที่ 2.10 ไชโครเมตริกซ์ชาร์ตของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรงแบบอะเดียบาติก

### ปัจจัยที่ผลต่ออุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์

ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ จะเป็นตัวกำหนดขอบเขตความสามารถในการลดอุณหภูมิของอากาศ อากาศที่มีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ จะสามารถลดอุณหภูมิได้มากกว่าอากาศที่มีความชื้นสัมพัทธ์สูง เนื่องจากอากาศที่มีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำจะมีผลต่างระหว่างอุณหภูมิกระเปาะแห้งและอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากโดยอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศจะเป็นอุณหภูมิต่ำสุดที่อุปกรณ์จะสามารถลดอุณหภูมิกระเปาะแห้งลงได้ ถ้าผลต่างของอุณหภูมิทั้งสองมีค่าแตกต่างกันมากเท่าใด อุปกรณ์จะสามารถลดอุณหภูมิได้มากขึ้นเท่านั้น ดังนั้น สภาพพื้นที่แต่ละแห่งซึ่งมีความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศต่างกัน อุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์จะแตกต่างกันไปด้วย

วัสดุที่นำมาใช้เป็นตัวกลาง หรือผิวเปียกจะถูกออกแบบมาเพื่อให้สามารถเพิ่มพื้นที่สัมผัสระหว่างน้ำและอากาศ เพื่อให้อากาศสามารถถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำได้มากที่สุด วัสดุที่นำมาใช้เป็นตัวกลางหรือผิวเปียกแต่ละชนิดจะมีความสามารถในการลดอุณหภูมิที่แตกต่างกัน เช่น วัสดุที่มีพื้นที่ผิวสัมผัสมากกว่าจะมีความสามารถในการลดอุณหภูมิสูงกว่า หรือวัสดุชนิดเดียวกันแต่มีความหนาแตกต่างกัน วัสดุที่มีความหนามากกว่าจะสามารถลดอุณหภูมิได้ดีกว่า เป็นต้น

ความเร็วลมจะมีผลต่อความสามารถในการลดอุณหภูมิของอากาศ ถ้าอากาศผ่านผิวเปียกอย่างช้าๆ จะทำให้น้ำและอากาศมีเวลาที่สัมผัสกัน (Contact Time) และแลกเปลี่ยนความร้อนมากกว่าอากาศที่ไหลผ่านผิวเปียกอย่างรวดเร็ว อุณหภูมิอากาศที่ผ่านผิวเปียกจึงลดลงต่ำกว่า

ประสิทธิภาพการอิ่มตัว (Saturation Effectiveness) จะเป็นตัวแปรที่สำคัญที่ใช้บอกสมรรถนะการทำงานของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรงแบบอะเดียบาติก ค่าประสิทธิภาพการอิ่มตัวจะเป็นสัดส่วนระหว่างความแตกต่างของอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศที่เข้าและออกจากอุปกรณ์ กับ ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งของอากาศที่เข้าอุปกรณ์ โดยค่า  $\epsilon_e$  จะเป็นค่าเฉพาะของแต่ละตัวกลาง ตัวกลางที่มีประสิทธิภาพการอิ่มตัวสูงๆจะสามารถลดอุณหภูมิอากาศขาออกได้มาก

$$\text{ประสิทธิภาพการอิ่มตัว} \quad \epsilon_e = \frac{T_{db,in} - T_{db,out}}{T_{db,in} - T_{wb}}$$

โดย  $\varepsilon_e$  คือ ประสิทธิภาพการอิ่มตัว (Saturation Effectiveness) ของอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง

$T_{db,in}$  คือ อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศที่เข้าอุปกรณ์, °C

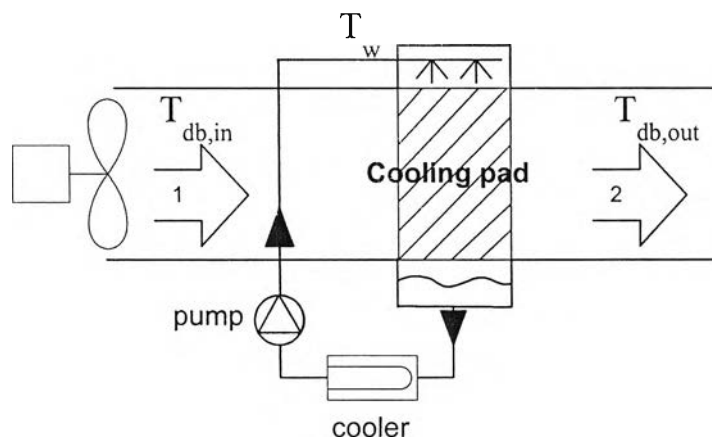
$T_{db,out}$  คือ อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศที่ออกจากอุปกรณ์, °C

$T_{wb}$  คือ อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่เข้าอุปกรณ์, °C

อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากอุปกรณ์จะหาได้จาก

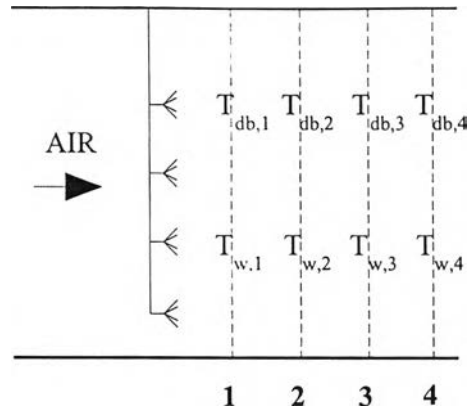
$$T_{db,out} = T_{db,in} - \varepsilon_e (T_{db,in} - T_{wb})$$

## 2. อุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรงแบบที่ไม่เป็นอะเดียบาติก



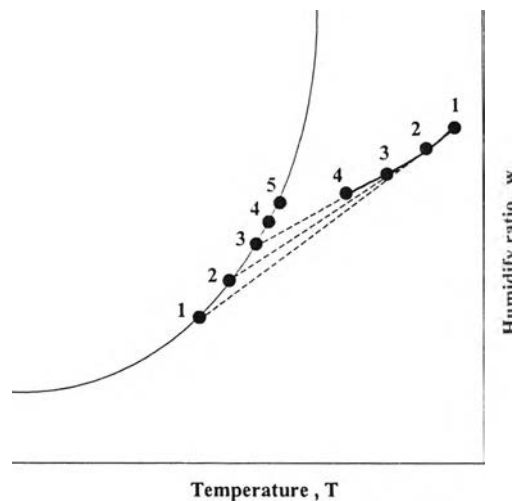
รูปที่ 2.11 อุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรงแบบที่ไม่เป็นอะเดียบาติก

อุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรงแบบที่ไม่เป็นอะเดียบาติกจะแตกต่างจากอุปกรณ์แบบอะเดียบาติก คือ น้ำที่ผ่านหัวฉีดจะเป็นน้ำที่มีการควบคุมอุณหภูมิ ทำให้ผลรวมของความร้อนทั้งหมดของระบบไม่เท่ากับศูนย์ อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศที่ออกจากอุปกรณ์จึงไม่อยู่บนเส้นอุณหภูมิกระเปาะเปียกคงที่ของอากาศ (Line of constant thermodynamic wet-bulb temperatur) ซึ่งกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศและน้ำสามารถแสดงให้ดูได้ง่ายๆ โดยใช้อุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรงแบบไหลขนาน (Parallel flow) ในอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยโดยตรงแบบไหลขนาน อากาศและน้ำจะไหลขนานกันไปทิศทางเดียวกัน โดยมีการแลกเปลี่ยนความร้อนอย่างสม่ำเสมอในแต่ละหน้าตัด



รูปที่ 2.12 หน้าตัดด้านข้างภายในอุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรงแบบที่ไม่เป็นอะเดียบาติกที่มีการไหลแบบขนาน

จากรูปที่ 2.12 เส้นประแต่ละเส้นจะแทนหน้าตัดภายในอุปกรณ์ โดยในแต่ละหน้าตัดจะมีอุณหภูมิของอากาศและน้ำสม่ำเสมอตลอดทั้งหน้าตัด น้ำจะมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นและอากาศจะมีอุณหภูมิลดลงทีละหน้าตัดจากหน้าตัด 1 ถึง 4 ซึ่งกระบวนการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในแต่ละหน้าตัดจะเป็นการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศและน้ำโดยมีสมมติฐานว่าในแต่ละหน้าตัดน้ำจะมีอุณหภูมิกคงที่

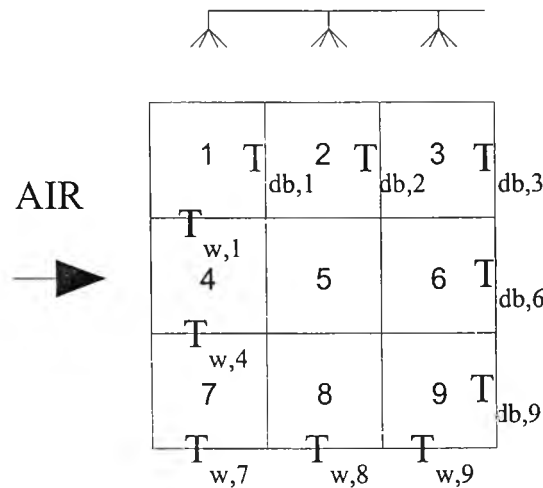


รูปที่ 2.13 ไชโครเมตริกซ์ชาร์ตแสดงสถานะของอากาศและน้ำภายในอุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรงแบบที่ไม่เป็นอะเดียบาติกที่มีการไหลแบบขนาน



รูปที่ 2.13 อากาศและน้ำเข้าสู่อุปกรณ์โดยมีอุณหภูมิ  $T_{db,1}$  และ  $T_{w,1}$  ตามลำดับ เมื่อสัมผัสกันจะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้น ส่งผลให้น้ำมีอุณหภูมิสูงขึ้น โดยมีอุณหภูมิ  $T_{w,2}$  ส่วนอากาศจะมีอุณหภูมิลดลง โดยมีอุณหภูมิ เท่ากับ  $T_{db,2}$  ซึ่งจะอยู่บนเส้นประที่เชื่อมระหว่าง  $T_{db,1}$  และ  $T_{w,1}$  การแลกเปลี่ยนความร้อนจะดำเนินไปเรื่อยๆ จนกระทั่งอากาศออกจากอุปกรณ์ โดยมีอุณหภูมิ  $T_{db,4}$  และน้ำมีอุณหภูมิ  $T_{w,4}$  ซึ่งหากพื้นที่ผิวสัมผัสมีมากพอ อากาศที่ออกมาจะอิ่มตัวโดยมีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิน้ำที่ออกจากอุปกรณ์ ที่ตำแหน่ง 5

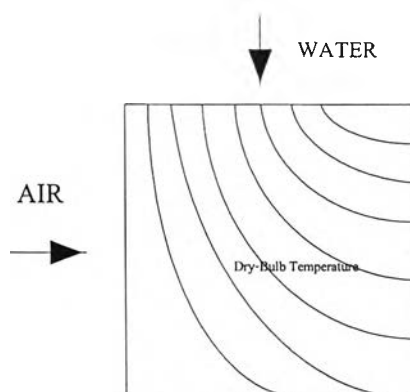
ในอุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรงที่มีการไหลแบบตั้งฉาก (Cross Flow) การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศและน้ำจะมีความซับซ้อนมากกว่าการไหลแบบขนาน เนื่องจากอากาศและน้ำจะไหลในทิศทางตั้งฉากกัน ทำให้อุณหภูมิอากาศและอุณหภูมิน้ำในแต่ละหน้าตัดมีค่าไม่สม่ำเสมอ โดยอากาศจะมีอุณหภูมิต่ำในส่วนบนของอุปกรณ์และมีอุณหภูมิสูงขึ้นในส่วนล่างของอุปกรณ์



รูปที่ 2.14 หน้าตัดด้านข้างภายในอุปกรณ์ทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรง แบบที่ไม่เป็นอะเดียบาติกที่มีการไหลแบบตั้งฉาก

รูปที่ 2.14 แสดงการแบ่งอุปกรณ์ออกเป็น 9 ส่วน โดยอากาศจะเข้ามาทางด้านซ้ายโดยมีอุณหภูมิ  $T_{db,in}$  และน้ำจะไหลลงมาจากด้านบนโดยมีอุณหภูมิ  $T_{w,in}$  ซึ่งเมื่อพิจารณาในหน้าตัดที่ 1 อากาศที่เข้ามาจะมีอุณหภูมิ  $T_{db,in}$  และออกมาโดยมีอุณหภูมิ  $T_{db,1}$  ส่วนน้ำที่เข้ามาโดยมีอุณหภูมิ  $T_{w,in}$  และออกมาที่อุณหภูมิ  $T_{w,1}$  ในหน้าตัดที่ 2 อากาศและน้ำที่เข้ามาจะมีอุณหภูมิ  $T_{db,1}$  และ  $T_{w,1}$  และออกจากหน้าตัดโดยมีอุณหภูมิ  $T_{db,2}$  และ  $T_{w,2}$  ตามลำดับ ซึ่งในท้ายที่สุด

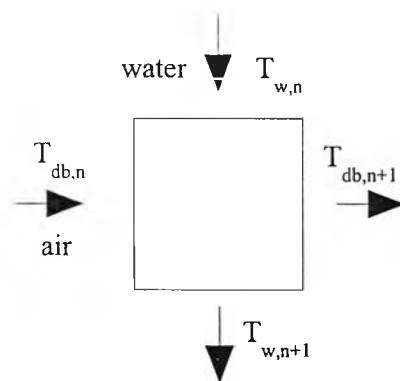
อากาศที่ออกจากอุปกรณจะมีอุณหภูมิ  $T_{db,3}$  ,  $T_{db,6}$  และ  $T_{db,9}$  และน้ำที่ออกจากอุปกรณจะมีอุณหภูมิ  $T_{w,7}$  ,  $T_{w,8}$  และ  $T_{w,9}$



รูปที่ 2.15 การกระจายอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศภายในอุปกรณทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรง แบบที่ไม่เป็นอะเดียบาติก

ปัจจัยที่ผลต่ออุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ

เมื่อพิจารณาในแต่ละหน้าตัดของอุปกรณ ดังรูป



รูปที่ 2.16 การถ่ายเทความร้อนในอุปกรณทำความเย็นแบบสัมผัสและระเหยโดยตรงแบบที่ไม่เป็นอะเดียบาติก

จากสมการสมดุลความร้อนสัมผัส

$$m_a c_{pm} (T_{db,n} - T_{db,n+1}) = h_c A_n \left( \frac{T_{db,n} + T_{db,n+1}}{2} - \frac{T_{w,n} + T_{w,n+1}}{2} \right) \quad (2.10)$$

จัดรูปแบบสมการใหม่ จะได้

$$T_{a,n+1} = \frac{T_{a,n} - \frac{1}{2} \left( \frac{h_c A}{c_{pm} m_w} \right) \left( \frac{m_w}{m_a} \right) (T_{a,n} - T_{w,n} - T_{w,n+1})}{1 + \frac{1}{2} \left( \frac{h_c A}{c_{pm} m_w} \right) \left( \frac{m_w}{m_a} \right)} \quad (2.11)$$

เมื่อพิจารณาสมการที่ 2.11 จะเห็นว่า อุณหภูมิอากาศขาออกจะขึ้นอยู่กับสภาวะอากาศขาเข้า , อุณหภูมิน้ำ , อัตราส่วนมวลน้ำต่อมวลอากาศ  $\left( \frac{m_w}{m_a} \right)$  และกลุ่มของตัวแปร  $\frac{h_c A}{c_{pm} m_w}$  ซึ่งกลุ่มของตัวแปร  $\frac{h_c A}{c_{pm} m_w}$  เรียกอีกอย่างหนึ่งว่า Number of Transfer Unit หรือ NTU

พิจารณากลุ่มตัวแปร  $\frac{h_c A}{c_{pm} m_w}$

กลุ่มของตัวแปร  $\frac{h_c A}{c_{pm} m_w}$  สามารถเรียกอีกอย่างได้ว่า Number of Transfer Unit หรือ

NTU หาได้จากสมการการถ่ายเทความร้อนรวม ดังนี้

$$dq_T = \frac{h_c dA}{c_{pm}} (h_a - h_w) = m_w c_{pw} dT_w$$

ดังนั้น

$$\frac{h_c dA}{c_{pm} m_w} = \frac{c_{pw} dT_w}{(h_a - h_w)}$$

ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ  $c_{pw}$  มีค่าเท่ากับ  $4.186 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

$$NTU = \frac{h_c A}{c_{pm} m_w} = c_{pw} \int_{T_{w,n}}^{T_{w,n+1}} \frac{dT_w}{(h_a - h_w)}$$

การหาค่าของ  $\frac{h_c A}{c_{pm} m_w}$  โดยการอินทิเกรตโดยตรงจะทำได้ค่อนข้างยาก ดังนั้น การแก้สมการจะใช้วิธีหาค่ารวมของพื้นที่ย่อยๆ

$$\frac{h_c A}{c_{pm} m_w} = c_{pw} \sum_{i=1}^{i=N} \frac{(\Delta T_w)_i}{(h_a - h_w)_i}$$

จากการพิจารณาตัวแปรแต่ละตัวของกลุ่มตัวแปร  $\frac{h_c A}{c_{pm} m_w}$  พบว่า ค่า  $\frac{h_c A}{c_{pm} m_w}$  จะขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของน้ำและอัตราการไหลของอากาศ ซึ่งสามารถนำมาเขียนสมการได้ดังนี้

$$\frac{h_c A}{c_{pm} m_w} = x \left( \frac{m_w}{m_a} \right)^y$$

ค่า  $x$  และ  $y$  หาได้จากการทดลอง โดยใช้อัตราการไหลของอากาศคงที่

นอกจากนี้ จากผลทดลอง พบว่า เมื่อใช้อัตราส่วนมวลน้ำต่อมวลอากาศ  $\left( \frac{m_w}{m_a} \right)$  เท่ากัน แต่อัตราการไหลของอากาศแตกต่างกัน ค่า  $\frac{h_c A}{c_{pm} m_w}$  จะมีความแตกต่างกันเพียงเล็กน้อย ซึ่งก็หมายความว่า ที่สภาวะอากาศขาเข้าเดียวกัน การใช้อัตราส่วนมวลน้ำต่อมวลอากาศเท่ากัน จะทำให้อุณหภูมิอากาศขาออกมีค่าใกล้เคียงกัน ดังนั้น ค่า  $\frac{h_c A}{c_{pm} m_w}$  จึงขึ้นอยู่กับอัตราส่วนมวลน้ำต่อมวลอากาศ ทำให้ทราบว่าที่สภาวะอากาศเดียวกัน อุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิน้ำ และ อัตราส่วนมวลน้ำต่อมวลอากาศ  $\left( \frac{m_w}{m_a} \right)$