

บทที่ 2

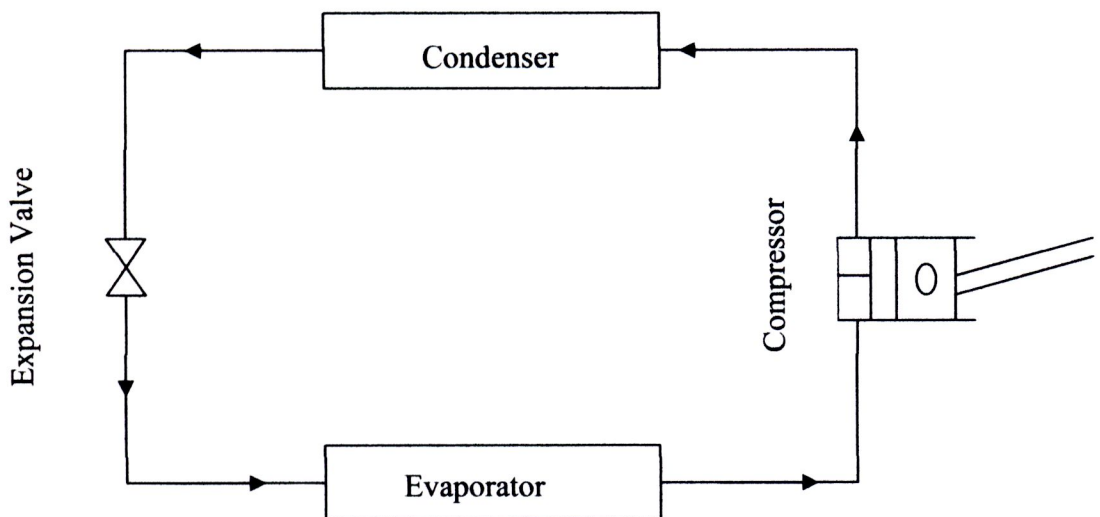
เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ผู้วิจัยได้ศึกษาทฤษฎี เอกสารต่าง ๆ และงานวิจัยที่เกี่ยวข้องดังนี้

1. ระบบเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ
2. วัฏจักรมาตรฐานของการทำความเย็นแบบอัดไอ
3. วัฏจักรจริงของการทำความเย็นแบบอัดไอ
4. แบบจำลองของเครื่องปรับอากาศ
5. แบบจำลองของอากาศ
6. คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำความเย็น
7. ท่อความร้อน
8. การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์
9. งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 ระบบเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor compression refrigeration system)

เครื่องทำความเย็นโดยระบบอัดไอ และระบายความร้อนที่แผงระบายความร้อนด้วยอากาศ สำหรับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน มีส่วนประกอบหลักสำคัญดังแสดงในรูปที่ 2.1 และมีกระบวนการต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นตลอดวัฏจักรคือ



รูปที่ 2.1 ส่วนประกอบที่สำคัญของระบบเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ

2.1.1 การอัดไอ (Compression)

เครื่องอัดไอจะทำการอัดไอของสารทำความเย็น โดยอัดไอของสารทำความเย็นให้มีความดันสูง เพื่อให้อยู่ในสภาวะที่จะทำให้สารทำความเย็นกลายเป็นของเหลวได้ง่าย ซึ่งไอของสารทำความเย็นนี้จะกลายสภาพเป็นของเหลวอีกครั้งหนึ่ง เมื่อมีการระบายความร้อนออกที่แผงระบายความร้อน ขณะเดียวกันเครื่องอัดไอก็จะทำหน้าที่ดูดเอาไอของสารทำความเย็นที่กำลังระเหยในคอยล์เย็น เข้าไปในกระบอกสูบ เพื่อทำให้ความดันในคอยล์เย็นมีความดันต่ำอยู่เสมอ และจะทำให้อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นต่ำลง พลังงานที่จะต้องใช้ในการอัดไอมายังมาจากมอเตอร์ไฟฟ้าหรือเครื่องยนต์สันดาปภายใน พลังงานดังกล่าวจะถ่ายเทให้กับสารทำความเย็นขณะถูกอัด ปริมาณของสารทำความเย็นที่ไหลเวียนอยู่ในวัฏจักรการทำความเย็นนั้น จะขึ้นอยู่กับปริมาณของไอสารทำความเย็น ที่ถูกดูดเข้าไปในเครื่องอัดไอ

2.1.2 การควบแน่น (Condensation)

ไอของสารทำความเย็นที่ไหลออกมาจากเครื่องอัดไอนั้น จะมีความดันและอุณหภูมิสูง การที่จะถูกเปลี่ยนสถานะให้เป็นของเหลวได้ ต้องทำให้ไอของสารทำความเย็นนั้น เย็นตัวลงจนถึงอุณหภูมิควบแน่น หรืออีกนัยหนึ่งก็คือไอของสารทำความเย็น ระบายความร้อนสัมผัส และความร้อนแฝงของการควบแน่น ให้กับอากาศที่ไหลผ่านแผงระบายความร้อนซึ่งถูกขับโดยพัดลม อากาศที่ไหลผ่านแผงระบายความร้อนนี้ จะได้รับความร้อนและจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น ในขณะเดียวกันสารทำความเย็นเมื่อคายความร้อนแฝงออกก็จะเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว สารทำความเย็นในแผงระบายความร้อนจะอยู่ในสภาวะทั้งเป็นไอ และเป็นของเหลวปนกัน ส่วนความดันควบแน่นและอุณหภูมิควบแน่นจะคงที่ ดังนั้นอุณหภูมิควบแน่น อาจจะหาได้จากการวัดความดันควบแน่น ปริมาณความร้อนที่ระบายออกจากแผงระบายความร้อนนั้น จะเท่ากับความร้อนที่สารทำความเย็นในคอยล์เย็นดูดจากอากาศ (ความสามารถในการทำความเย็น) รวมกับความร้อนที่เกิดจากงานที่เครื่องอัดไอทำการอัดไอ (เปลี่ยนเป็นความร้อน) เมื่อไอของสารทำความเย็นในแผงระบายความร้อนกลายสภาพเป็นของเหลวหมด 100 % แล้ว ก็จะไหลผ่านท่อคาปิลารี ที่สภาวะก่อนไหลเข้าท่อคาปิลารีนี้ ในทางปฏิบัตินิยมให้สารทำความเย็นก่อนไหลเข้าท่อคาปิลารี มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิอิ่มตัว หรือที่เรียกว่าอุณหภูมิเย็นเยือก (degree of sub-cooling) เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการทำความเย็น

2.1.3 การระเหย (Evaporation)

เมื่อสารทำความเย็นเหลวที่ออกจากแผงระบายความร้อนไหลผ่านท่อคาปิลารี จะถูกลดความดันลง และไหลเข้าไปในท่อของคอยล์เย็น สารทำความเย็นเหลว ขณะที่ไหลไปตามท่อ จะระเหย

กลายเป็นไอ โดยดูดเอาความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ จากอากาศที่อยู่รอบ ๆ ท่อของคอยล์เย็น สารทำความเย็นเหลวจะค่อย ๆ ระเหยกลายเป็นไอไปเรื่อย ๆ ในขณะที่ไหลผ่านตามขดท่อจนกระทั่ง กลายเป็นไอหมด ในขณะที่สารทำความเย็นเหลวระเหยจะมีสารทำความเย็นทั้งที่เป็นของเหลวและไอปะปนกัน ที่สภาวะเช่นนี้ ความดันและอุณหภูมิระเหยจะมีค่าคงที่ ดังนั้น อุณหภูมิระเหยจึงหาได้จากการวัดความดันในท่อของคอยล์เย็น ส่วนไอของสารทำความเย็นในขดท่อปลายสุดของคอยล์เย็น ในทางปฏิบัติ จะทำให้มีอุณหภูมิสูงกว่าไออิ่มตัว หรือ อุณหภูมิร้อนยิ่งยวด (degree of superheat) ก่อนที่จะถูกดูดเข้าไปในเครื่องอัดไอ เพื่อป้องกันไม่ให้สารทำความเย็นเหลวหลงเหลือไหลเข้าสู่เครื่องอัดไอ ส่วนอากาศที่อยู่โดยรอบท่อของคอยล์เย็นนั้น เมื่ออุณหภูมิเย็นลงจนถึงหรือต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้าง ไอในอากาศจะควบแน่นกลายเป็นหยดน้ำ เมื่อมากขึ้นหยดน้ำเหล่านี้จะหยดลงในถาดและถูกระบายทิ้งไป

2.1.4 การขยายตัว (Expansion)

อุปกรณ์ที่ใช้สำหรับลดความดันของสารทำความเย็นเหลว ในแผงระบายความร้อน ให้มีความดันต่ำตามต้องการในเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กส่วนใหญ่ คือท่อคาปิลารี ซึ่งจะมีความยาวผ่านศูนย์กลางภายใน และความยาวที่จะทำให้ความแตกต่างของความดัน ระหว่างความดันควบแน่นและความดันระเหยได้ตามต้องการ และให้ปริมาณสารทำความเย็นที่ไหลวนตามที่ต้องการด้วย

เมื่อสารทำความเย็นเหลวจากแผงระบายความร้อน ไหลผ่านท่อคาปิลารี ความดันจะลดลง และสารทำความเย็นจะขยายตัวเป็นแบบ throttling process สารทำความเย็นเหลวที่มีความดันต่ำดังกล่าวจะไหลเข้าไปในคอยล์เย็น และ ดูดเอาความร้อนจากอากาศรอบ ๆ และระเหยกลายเป็นไอจนมีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิอิ่มตัว วัฏจักรดังกล่าวข้างต้นจะดำเนินเช่นนี้ซ้ำ ๆ กันตลอดไป

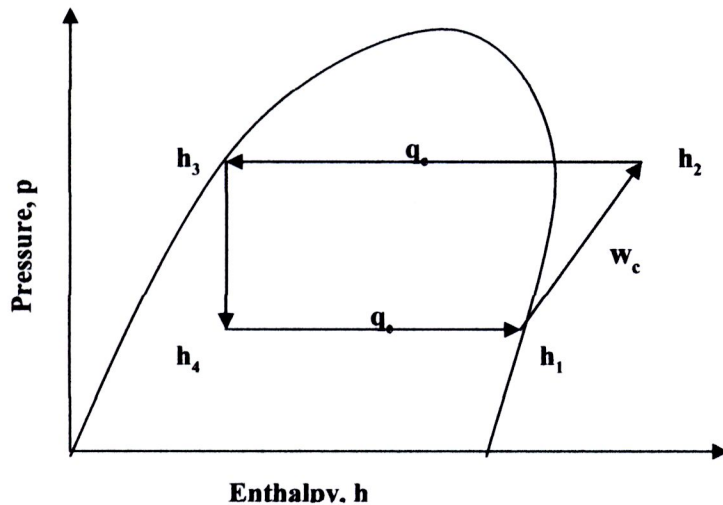
2.2 วัฏจักรมาตรฐานของการทำความเย็นแบบอัดไอ (Standard vapor compression refrigeration cycle)

สำหรับวัฏจักรมาตรฐานของการทำความเย็นแบบอัดไอ สามารถแสดงแทนด้วย แผนภูมิความดัน-เอนทาลปี แสดงดังรูปที่ 2.2 วัฏจักรมาตรฐานของการทำความเย็นแบบอัดไอประกอบไปด้วยกระบวนการดังต่อไปนี้

กระบวนการ 1-2 เป็นกระบวนการอัดไอ(isentropic compression process) เป็นการอัดไอ แบบไม่ถ่ายเทความร้อน(adiabatic) และย้อนกลับได้ (reversible) หรือเรียกว่าเป็นการอัดไอแบบไอเซนโทรปิก (isentropic compression) คือเอนโทรปี คงที่ ถ้าพิจารณาในแผนภูมิความดันเอนทาลปี จะ

พบว่าเส้น 1-2 เป็นไปตามเส้นเอนโทรปี คงที่ งานที่เครื่องอัดไอต้องใช้สำหรับกระบวนการนี้คือ

$$w_c = h_2 - h_1 \quad (1)$$



รูปที่ 2.2 แผนภูมิความดัน-เอนทาลปี ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

กระบวนการ 2-3 เป็นกระบวนการควบแน่น (condensing process) เป็นการระบายความร้อนออก โดยความดันคงที่ และเกิดการควบแน่นเป็นของเหลว ความร้อนที่ถูกระบายออกจากกระบวนการนี้คือ

$$q_c = h_3 - h_2 \quad (2)$$

กระบวนการ 3-4 เป็นกระบวนการขยายตัว (expansion process) คือการที่สารทำความเย็นถูกลดความดันอย่างรวดเร็ว โดยไม่สูญเสียความร้อน หรือเอนทาลปีคงที่ ดังนั้น

$$h_3 = h_4 \quad (3)$$

กระบวนการ 4-1 เป็นกระบวนการกลายเป็นไอ (vaporization process) สารทำความเย็นเหลวจะกลายสภาพเป็นไอโดยความดันคงที่ โดยความร้อนแฝงในการกลายเป็นไอที่ถ่ายเทให้กับสารทำความเย็น ในกระบวนการนี้คือ

$$q_e = h_1 - h_4 \quad (4)$$

2.3 วัฏจักรจริงของการทำความเย็นแบบอัดไอ (real vapor compression refrigeration cycle)

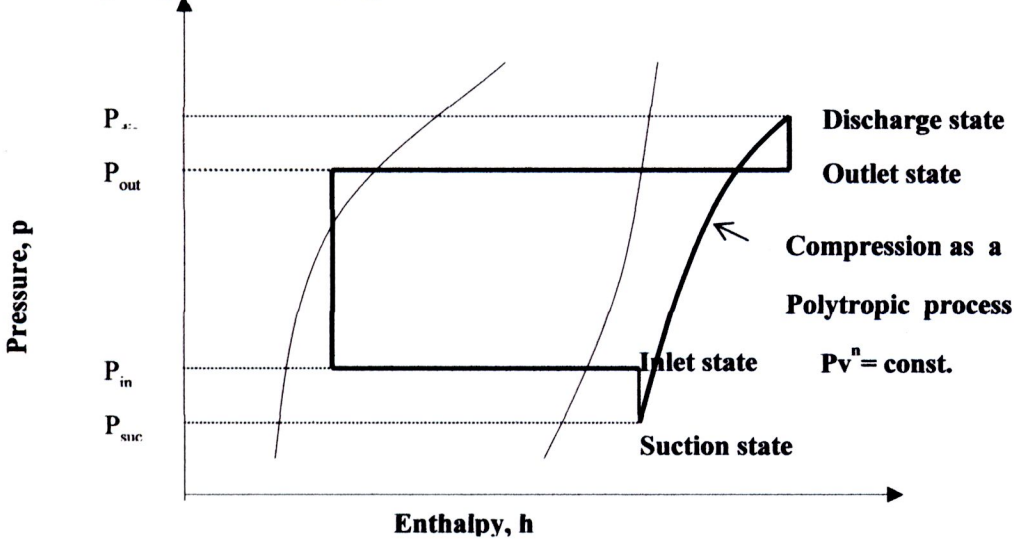
สำหรับวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอที่ใกล้เคียงความเป็นจริง สามารถแสดงแทนด้วยแผนภูมิ ความดัน-เอนทาลปี ดังแสดงรูปที่ 2.3 และ 2.4 โดยมีรายละเอียดดังนี้

2.3.1 การเกิดไอร้อนยิ่งยวดที่ท่อทางดูดเมื่อสารทำความเย็นมีการระเหยกลายเป็นไอในคอยล์เย็นจนกลายเป็นไออิ่มตัวที่อุณหภูมิและความดันคงที่แล้ว แต่ยังคงมีการระบายความร้อนที่ต้องดูดซับอีก จะทำ

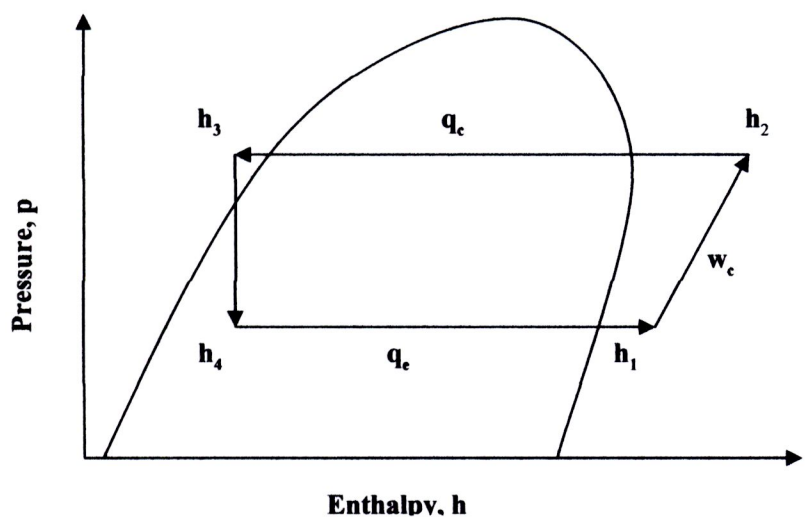
ให้สารทำความเย็นกลายเป็นไอร้อนยิ่งยวดก่อนที่จะถูกดูดเข้าเครื่องอัดไอ ในทางปฏิบัติโดยทั่วไปแล้ว จะมีการออกแบบให้เกิดไอร้อนยิ่งยวดไว้เสมอเพื่อไม่ให้สารทำความเย็นเหลวถูกดูดเข้าเครื่องอัดไอ

2.3.2 การเกิดของเหลวเย็นเยือก สารทำความเย็นก่อนเข้าวาล์วลดความดัน จะมีสภาพเป็นของเหลวเย็นเยือก และพบว่ามิผลต่อการทำความเย็นเพิ่มขึ้นโดยที่ไม่ต้องเพิ่มกำลังของเครื่องอัดไอ เพียงแค่เพิ่มขนาดของแผงระบายความร้อนเท่านั้น ซึ่งเป็นผลให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงขึ้น นอกจากนี้ยังทำให้ไม่มีไอปนอยู่ในสารทำความเย็นด้วย

2.3.3 กระบวนการอัดไอ ไม่เป็นไปตามกระบวนการไอเซนทรอปิก เพราะมีการสูญเสียความร้อนและความฝืดระหว่างการอัด พบว่ากระบวนการอัดไอมีเอนโทรปีสูงขึ้น ทำให้กำลังในการอัดไอในทางปฏิบัติสูงกว่าในทางทฤษฎี



รูปที่ 2.3 แผนภูมิความดัน-เอนทาลปีของวัฏจักรจริงการทำความเย็นแบบอัดไอ



รูปที่ 2.4 วัฏจักรจริงการทำความเย็นแบบอัดไอไม่คิดความดันสูญเสียในวาล์วด้านดูดและด้านอัด

2.4 แบบจำลองของเครื่องปรับอากาศ

2.4.1 แบบจำลองของเครื่องอัดไอ (Compressor Model)

การทำแบบจำลองของเครื่องอัดไอ ใช้หลักการการสมดุลพลังงานความร้อนในเครื่องอัดไอ โดยอาศัยกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ สามารถคำนวณงานของเครื่องอัดไอได้จาก

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (5)$$

หรือ

$$\dot{W}_c = \dot{Q}_c - \dot{Q}_e \quad (6)$$

โดยที่

$\dot{W}_c$ = งานของเครื่องอัดไอ (W)

$\dot{m}_r$ = อัตราการไหลของ R22 (kg/s)

h_1, h_2 = เอนทาลปีของ R22 ที่ถูกดูดเข้าเครื่องอัดไอและออกจากเครื่องอัดไอ (kJ/kg)

$\dot{Q}_c$ = ปริมาณความร้อนถ่ายเทที่แผ่กระจายความร้อน (W)

$\dot{Q}_e$ = ปริมาณความร้อนถ่ายเทที่คอยล์เย็น (W)

2.4.2 แบบจำลองของแผงระบายความร้อน (Condenser Coil Model)

แบบจำลองของแผงระบายความร้อน ใช้หลักการการสมดุลพลังงานความร้อนในแผงระบายความร้อนโดยอาศัยกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ สามารถคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนที่แผงระบายความร้อนได้จาก

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \quad (7)$$

และการสมดุลพลังงานความร้อนด้านอากาศ

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ac}(h_{aco} - h_{aci}) \quad (8)$$

โดยที่

h_3 = เอนทาลปีของ R22 ออกจากแผงระบายความร้อน (kJ/kg)

h_{aci} = เอนทาลปีของอากาศเข้าแผงระบายความร้อน (kJ/kg)

h_{aco} = เอนทาลปีของอากาศออกจากแผงระบายความร้อน (kJ/kg)

$\dot{m}_{ac}$ = อัตราการไหลของอากาศผ่านแผงระบายความร้อน (kg/s)

เนื่องจากเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการศึกษานี้ใช้ R22 เป็นสารทำความเย็น เอนทาลปีของ R22 สามารถแสดงในรูปของอุณหภูมิ สำหรับช่วงของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นในแผงระบายความร้อน โดยมีค่าผิดพลาดไม่เกิน 0.0131 % และ 0.0264 % ตามลำดับดังนี้

$$h_g = 247.56 + 0.5186669t_{rs} - 4.444448E - 3t_{rs}^2 \quad 30 < t < 60 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9)$$

$$h_f = 46.36 + 1.062333t_{rs} + 3.355557E - 3t_{rs}^2 \quad 30 < t < 60 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10)$$

โดยที่

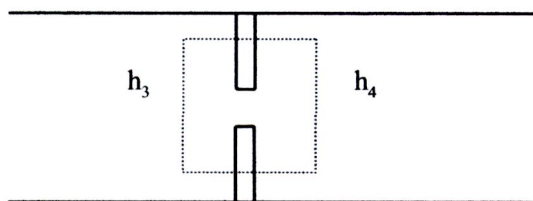
h_g = เอนทาลปีไออิมตัวของ R22 (kJ/kg)

h_f = เอนทาลปีของเหลวอิมตัวของ R22 (kJ/kg)

t_{rs} = อุณหภูมิอิมตัวของแผงระบายความร้อน ($^\circ\text{C}$)

2.4.3 แบบจำลองของวาล์วลดความดัน (Expansion Valve Model)

ในระบบเครื่องทำความเย็นนั้น กระบวนการที่เกิดขึ้นที่วาล์วลดความดัน เป็นการลดความดันของสารทำความเย็นลงอย่างรวดเร็ว จึงถือได้ว่าไม่มีการถ่ายเทความร้อนในขณะที่มีการลดความดัน กระบวนการที่เกิดขึ้นจึงถือว่าเป็นกระบวนการอะเดียบาติก ดังนั้นเอนทาลปีขาเข้า และ ขาออกของวาล์วลดความดันจึงเท่ากัน นั่นคือ



รูปที่ 2.5 แสดงกระบวนการลดความดัน

$$h_3 = h_4 \quad (11)$$

โดยที่

h_4 = เอนทาลปีของ R22 เมื่อลดความดัน (kJ/kg)

2.4.4 แบบจำลองของแผงคอยล์เย็น (Cooling Coil Model)

ในการทำแบบจำลองของคอยล์เย็นในระบบเครื่องปรับอากาศในที่นี้ ใช้หลักการการสมดุลพลังงานความร้อนซึ่งสามารถคำนวณอัตราการการถ่ายเทความร้อนที่คอยล์เย็น จากสารทำความเย็นและพลังงานความร้อนด้านอากาศดังนี้

พลังงานความร้อนด้านสารทำความเย็น

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (12)$$

และการสมดุลพลังงานความร้อนด้านอากาศ

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{ae}(h_{aei} - h_{aeo}) \quad (13)$$

โดยที่

h_{aei} = เอนทาลปีของอากาศเข้าคอยล์เย็น (kJ/kg)

h_{aeo} = เอนทาลปีของอากาศออกจากคอยล์เย็น (kJ/kg)

$\dot{m}_{ae}$ = อัตราการไหลของอากาศผ่านคอยล์เย็น (kg/s)



2.4.5 ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ

ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ หมายถึงการเปรียบเทียบอัตราส่วนระหว่างพลังงานที่ป้อนให้กับเครื่องปรับอากาศ กับความสามารถในการทำความเย็น ซึ่งนิยามวัดออกมาเป็น 3 แบบคือ

1) สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP)

เป็นค่าแสดงอัตราส่วนระหว่างความสามารถในการทำความเย็นมีหน่วยเป็น W กับงานจริงที่ใส่เข้าไปในระบบ มีหน่วยเป็น W ดังนั้นค่าของ COP จึงไม่มีหน่วย

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{W_{act}} = \frac{\dot{m}_r(h_1 - h_4)}{W_{act}} \quad (14)$$

2) อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio, EER)

เป็นค่าแสดงอัตราส่วนระหว่างความสามารถในการทำความเย็นมีหน่วยเป็น Btu/h กับงานจริงที่ใส่เข้าไปในระบบมีหน่วยเป็น W ดังนั้นค่าของ EER จึงมีหน่วยเป็น Btu/h/W

$$\text{EER} = \frac{\dot{Q}_e}{W_{act}} = \frac{\dot{m}_r(h_1 - h_4)}{W_{act}} \quad (15)$$

3) ค่าพลังงานจำเพาะ (Specific Energy Consumption, SEC)

เป็นค่าแสดงอัตราส่วนระหว่างงานจริงที่ใส่เข้าไปในระบบมีหน่วยเป็น kW กับความสามารถในการทำ ความเย็น มีหน่วยเป็นตันความเย็น (TR) ดังนั้นค่าของ SEC จึงมีหน่วยเป็น kW/TR

$$\text{SEC} = \frac{W_{act}}{1000\dot{Q}_e} \times 12000 \quad (16)$$

โดยที่

$$W_{act} = W_{cp} + W_{cd} + W_e \quad (17)$$



2.5 แบบจำลองของอากาศ

2.5.1 ส่วนประกอบของอากาศ

อากาศบนผิวโลกมีส่วนประกอบหลายอย่าง เช่น ก๊าซไนโตรเจน ก๊าซออกซิเจน ก๊าซอาร์กอน ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ ไอน้ำ ฝุ่นละออง และอื่น ๆ

1) อากาศแห้ง หมายถึงอากาศบนพื้นโลก ซึ่งถือว่าไม่มีไอน้ำปนอยู่ มีส่วนประกอบของก๊าซต่าง ๆ แปรเปลี่ยนไปตามเวลา และสถานที่ โดยทั่วไปอากาศแห้งมีส่วนประกอบโดยปริมาตร คือ

ไนโตรเจน	0.78084
ออกซิเจน	0.20948
อาร์กอน	0.00934
คาร์บอนไดออกไซด์	0.00031
นีออน ฮีเลียม มีเทน ซัลเฟอร์ไดออกไซด์ ไฮโดรเจน และอื่น ๆ	0.00003

2) อากาศชื้น หมายถึงสารผสมระหว่าง อากาศแห้งและไอน้ำ ปริมาณไอน้ำในอากาศมีได้ตั้งแต่ต่ำสุดคือ ศูนย์และปริมาณสูงสุดจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ ซึ่งจุดนี้เรียกว่า จุดอิ่มตัว

2.5.2 คุณสมบัติของอากาศ

อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Dew point temperature, t_d) คืออุณหภูมิที่ไอน้ำอิ่มตัวในอากาศเริ่มควบแน่นเป็นหยดน้ำที่ความดันคงที่

ความชื้นจำเพาะ (Specific humidity or humidity ratio, w) คือสัดส่วนโดยมวลของไอน้ำต่อมวลของอากาศแห้ง 1 kg

$$w = \frac{m_w}{m_a} \quad (18)$$

ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative humidity, ϕ) คือสัดส่วนโดยมวล ของไอน้ำที่มีอยู่จริงต่อมวลของไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิและความดันเดียวกัน

$$\phi = \left| \frac{x_w}{x_{ws}} \right|_{t,P} \quad (19)$$

โดยปกติอากาศมีไอน้ำอยู่ในสภาพไอร้อนยิ่งยวดที่ความดันต่ำ และไอน้ำที่มีความดันต่ำจะมีลักษณะเหมือนก๊าซสมบูรณ์ ดังนั้นกฎต่างที่ใช้กับก๊าซสมบูรณ์ จึงสามารถใช้ได้กับไอน้ำในอากาศ เช่น กฎของก๊าซ (Gasses Law), กฎของดอลตัน (Dalton's Rule) เป็นต้น

กฎของดอลตัน $P = P_a + P_w$

กฎของก๊าซ $PV = mRT$

ดังนั้น $m_a = \frac{P_a V}{RT} = \frac{P_a V M_a}{RT}$

และ $m_w = \frac{P_w V}{RT} = \frac{P_w V M_w}{RT}$

โดยที่

P_a = ความดันย่อยของอากาศ (Pa)

P_w = ความดันย่อยของไอน้ำ (Pa)

$\bar{R}$ = ค่าคงที่สากลของก๊าซ = 8314 J/kg K

M_a = Molecular Weight ของอากาศ = 28.9645

M_w = Molecular Weight ของน้ำ = 18.01534

ดังนั้นจาก

$$\begin{aligned} w &= \frac{m_w}{m_a} = \frac{M_w P_w}{M_a P_a} = \frac{18.01534 P_w}{28.9645 P_a} \\ &= 0.62198 \frac{P_w}{P_a} \\ w &= 0.62198 \frac{P_w}{(P - P_w)} \end{aligned} \quad (20)$$

โดยที่

P = ความดันบรรยากาศ (101,325 Pa)

ทำนองเดียวกันจากสมการที่ 19 เรียงใหม่จะได้

$$\begin{aligned} \phi &= \left| \frac{x_w}{x_{ws}} \right|_{t,P} = \frac{P_w/P}{P_{ws}/P} = \frac{P_w}{P_{ws}} \\ \phi &= \frac{P_w}{P_{ws}} \end{aligned} \quad (21)$$

โดยที่

P_w = ความดันไอน้ำในอากาศขณะนั้น (Pa)

ϕ = ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ (ทศนิยม)

2.5.3 เอนทาลปีของอากาศ

ASHRAE ได้แสดงสมการเพื่อหาค่าเอนทาลปีของอากาศที่ใช้ในสมการที่ 13 โดยจะต้องรู้ค่าความชื้นสัมพัทธ์และอุณหภูมิ จากนั้นสามารถคำนวณหาค่าเอนทาลปีของอากาศ โดยใช้สมการที่ 22, 21, 20, 23 และ 24 ตามลำดับ ดังต่อไปนี้

ความดันอิ่มตัวของไอน้ำในอากาศ สามารถแสดงในรูปของอุณหภูมิสมบูรณ์ของอากาศขณะนั้นดังสมการที่ 22 คือ

$$\ln P_{ws} = \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10}T + C_{11}T^2 + C_{12}T^3 + C_{13} \ln T \quad (22)$$

โดยที่

P_{ws} = ความดันอิ่มตัวของไอน้ำในอากาศ (Pa)

T = อุณหภูมิสมบูรณ์ของอากาศ (K)

$$C_8 = -5800.2206$$

$$C_9 = 1.3914993$$

$$C_{10} = -0.04860239$$

$$C_{11} = 4.1764768E5$$

$$C_{12} = -1.4452093E8$$

$$C_{13} = 6.5459673$$

ความดันไอน้ำในอากาศ สามารถแสดงในรูปของความดันไอน้ำในอากาศขณะนั้น และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศดังสมการที่ 21 คือ $P_w = P_{ws}\phi$

สัดส่วนความชื้นในอากาศ หรือ ความชื้นจำเพาะ สามารถแสดงในรูปของความดันไอน้ำในอากาศขณะนั้น และความดันบรรยากาศได้ดังสมการที่ 20 คือ $w = 0.62198 \frac{P_w}{(P - P_w)}$

อาศัยกฎของก๊าซ สามารถแสดงความสัมพันธ์ของปริมาตรจำเพาะของอากาศ กับตัวแปรที่เกี่ยวข้อง ดังสมการที่ 23 ดังนี้คือ

$$v = \frac{RT}{(P - P_w)} \quad (23)$$

โดยที่

v = ปริมาตรจำเพาะของอากาศ (m^3/kg)

R = ค่าคงที่ของก๊าซ (287.055 J/kg K)

ดังนั้นค่าเอนทัลปีของอากาศชื้น สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 24 ดังนี้

$$h_a = t + w(2501 + 1.805t) \quad (24)$$

โดยที่

h_a = เอนทัลปีของอากาศ (kJ/kg air)

t = อุณหภูมิของอากาศชื้น ($^{\circ}\text{C}$)

2.6 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกของสารทำความเย็น

ความดันไอ (Vapor pressure) ความดันไอของ R22 ใช้คำนวณหาอุณหภูมิอิ่มตัวในแผนระบายนความร้อนและคอยล์เย็น โดยจะต้องสมมุติค่าอุณหภูมิ T ลงในสมการ แล้วคำนวณซ้ำจนได้ค่าที่ต้องการ

$$\log_{10} P = A + \frac{B}{T} + C \log_{10} T + DT + E \left(\frac{F - T}{T} \right) \log_{10} (F - T) \quad (25)$$

โดยที่

P = ความดันไอ (Psia)

T = อุณหภูมิของสารทำความเย็น

$$A = 29.35754453$$

$$B = -3845.193152$$

$$C = -7.8613122$$

$$D = 2.1909390E - 3$$

$$E = 0.445746703$$

$$F = 686.1$$

สมการสถานะ (Equation of state) ใช้สำหรับคำนวณหาค่าปริมาตรจำเพาะของ R22 โดยจะต้องสมมุติค่า ปริมาตรจำเพาะลงในสมการ แล้วทำการคำนวณซ้ำ จนค่าความดัน P เท่ากับความดันที่วัดได้ในระบบ จะได้ค่าปริมาตรจำเพาะของ R22 ดังต้องการ

$$P = \frac{RT}{V-b} + \frac{A_2 + B_2T + C_2e^{-KT/T_C}}{(V-b)^2} + A_3 + B_3T + C_3e^{-KT/T_C} + \frac{A_4 + B_4T}{(V-b)^4} + \frac{A_5 + B_5T + C_5e^{-KT/T_C}}{(V-b)^5} \quad (26)$$

โดยที่

V = ปริมาตรจำเพาะ (ft^3/lb)

$$\begin{aligned} A_2 &= -4.353547 & A_3 &= -0.017464 & A_4 &= 2.310142E-3 & A_5 &= -3.724044E-5 \\ B_2 &= 2.407252E-3 & B_3 &= 7.62789E-5 & B_4 &= -3.605723E-6 & B_5 &= 5.355465E-8 & C_2 &= -44.066868 \\ C_3 &= 1.483763 & C_5 &= -1.845051E-4 & R &= 0.124098 & K &= 4.2 & b &= 0.002 \end{aligned}$$

เอนทาลปีของ R22 สภาพไอร่อนยิ่งยวด จากค่าปริมาตรจำเพาะที่ได้จากสมการที่ 26 นำมาคำนวณค่าเอนทาลปีได้จาก

$$h = aT + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3} + \frac{dT^4}{4} - \frac{f}{T} + JPV + J \left[\frac{A_2}{V-b} + \frac{A_3}{2(V-b)^2} + \frac{A_4}{3(V-b)^3} + \frac{A_5}{4(V-b)^4} + \frac{A_6}{d'e^{d'v}} \right] + J e^{-KT/T_C} \left(1 + \frac{KT}{T_C} \right) \left[\frac{C_2}{V-b} + \frac{C_3}{2(V-b)^2} + \frac{C_5}{4(V-b)^4} \right] + X \quad (27)$$

โดยที่ h = เอนทาลปีของ R22 (Btu/lb).

$$\begin{aligned} a &= 0.02812836 & b &= 2.255408E-4 & c &= -6.509607E-8 & d &= 0 \\ f &= 257.341 & A_2 &= -4.353547 & A_3 &= -0.017464 & A_4 &= 2.310142E-3 \\ A_5 &= -3.724044E-5 & B_2 &= 2.407252E-3 & B_3 &= 7.62789E-5 & B_4 &= -3.605723E-6 \\ B_5 &= 5.355465E-8 & C_2 &= -44.066868 & C_3 &= 1.483763 & C_5 &= -1.845051E-4 \\ X &= 62.4009 & J &= 0.185053 \end{aligned}$$

เอนทาลปีของ R 22 สามารถแสดงในรูปของอุณหภูมิ สำหรับอุณหภูมิที่เกิดขึ้นในคอยล์เย็นโดยมีค่าผิดพลาดไม่เกิน 0.028 % และ 0.0091 % ตามลำดับดังนี้

$$h_g = 249.9578 + 0.3635554t - 1.822206E-3t^2 \quad -10 < t < 20 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (28)$$

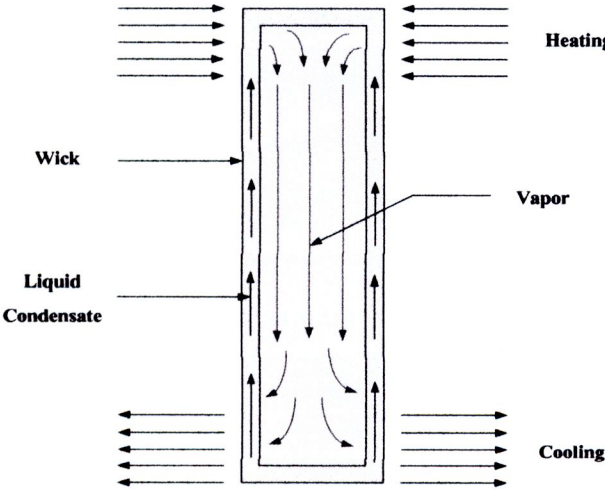
$$h_f = 44.57667 + 1.172667t + 1.599993E-3t^2 \quad -10 < t < 20 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (29)$$

โดยที่

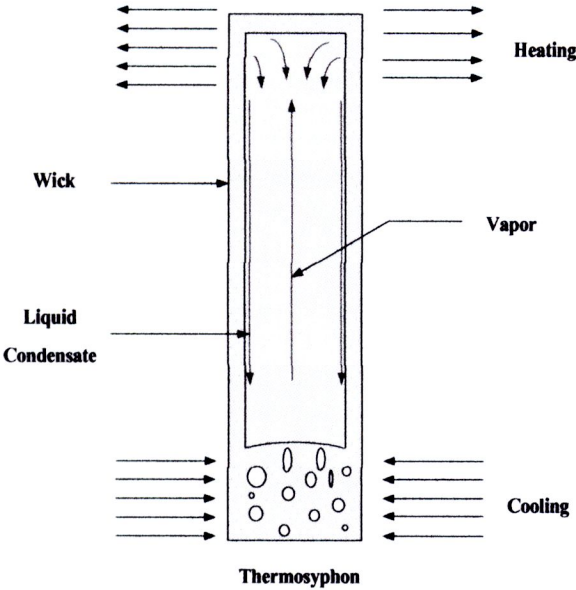
t = อุณหภูมิอิ่มตัวในคอยล์เย็น ($^\circ\text{C}$)

2.7 ท่อความร้อน(Heat pipe)

ท่อความร้อนแบบธรรมดาหรือเทอร์โมไซฟอน นั้น จัดเป็นอุปกรณ์ชนิดหนึ่ง ที่สามารถถ่ายเทความร้อนได้ โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานภายนอก ทำงานโดยใช้หลักการส่งถ่ายความร้อนจากความร้อนแฝงของสารทำงานภายในท่อ ซึ่งสารทำงานระเหยโดยการรับความร้อนจากแหล่งความร้อนและถ่ายเทความร้อนโดยการควบแน่นหลังจากถ่ายเทความร้อนให้กับแหล่งความเย็น รูปที่ 2.6 แสดงส่วนประกอบของท่อความร้อนแบบธรรมดาซึ่งมีลักษณะเป็นสุญญากาศที่มีสารทำงานภายใน มีลักษณะเป็นท่อระบบปิด ประกอบด้วย 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อนและส่วนควบแน่น .



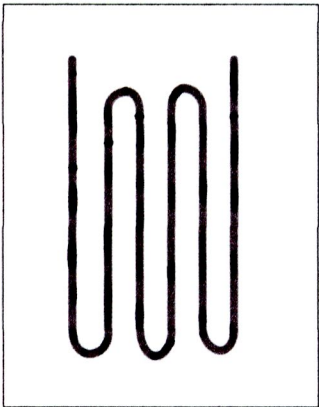
รูปที่ 2.6 Conventional thermosyphon



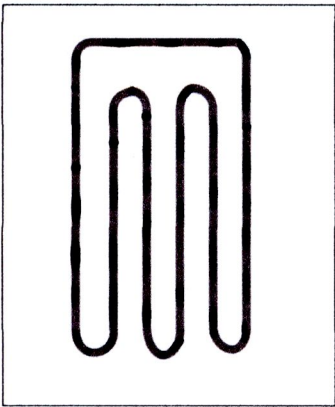
รูปที่ 2.7 Vertical thermosyphon

หลักการทำงานคือ ความร้อนจากส่วนทำระเหย จะทำให้สารทำงานซึ่งมีสถานะเป็นของเหลว อิ่มตัวเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ และลอยขึ้นสู่ด้านบนไปยังส่วนควบแน่นซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าเกิดการควบแน่นและไหลกลับสู่ส่วนทำระเหยด้วยแรงโน้มถ่วง เนื่องจากความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของสารทำงานมีค่าสูงมาก ดังนั้นสารทำงานจึงสามารถถ่ายเทความร้อนจากปลายด้านหนึ่งไปสู่อีกด้านหนึ่งได้ โดยที่อุณหภูมิระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นแตกต่างกันเพียงเล็กน้อยความสามารถในการส่งผ่านความร้อนของท่อเทอร์โมไพฟอนนั้น ขึ้นอยู่กับหลายปัจจัยด้วยกันเช่น ขนาดท่อ ชนิดของท่อ ลักษณะการติดตั้ง ชนิดของสารทำงาน อุณหภูมิของแหล่งความร้อนและมุมแนวตั้ง

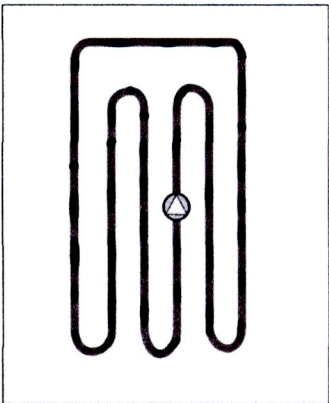
ท่อความร้อนแบบสั่น(Oscillating Heat pipe, OHP) ท่อความร้อนแบบสั่น สามารถแบ่งออกเป็น 3 ชนิดหลัก ๆ คือท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด (CEOHP) ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (CLOHP) และท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบมีวาล์วกันกลับ (CLOHP with Check Valve)



ก. Closed – End Oscillating Heat Pipe



ข. Closed – Loop Oscillating Heat Pipe



ค. Closed – Loop Oscillating Heat Pipe with Check Valve

รูปที่ 2.8 ชนิดของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

2.7.1 ท่อความร้อนแบบส้นปลายปิด (CEOHP)

ทำขึ้นมาจากท่อความร้อนแบบคาปิลารีที่ทำปลายปิดทั้งสองข้าง โดยไม่มีเชื้อควาล์วและไม่ใช้วงรอบ ดังแสดงในรูปที่ 2.8 (ก)

2.7.2 ท่อความร้อนแบบส้นวงรอบ (CLOHP)

ทำขึ้นมาจากท่อความร้อนแบบคาปิลารียาวที่ถูกขดและเชื่อมติดกันให้เป็นวงรอบ โดยไม่มีเชื้อควาล์ว การถ่ายเทความร้อนจะปรากฏในรูปของการสั่นสะเทือนที่เกิดมาจากคลื่นความดันที่สั่นไปมาอย่างรุนแรง ดังแสดงในรูปที่ 2.8 (ข)

2.7.3 ท่อความร้อนแบบส้นวงรอบมีวาล์วกันกลับ (CLOHP with Check Valve)

ทำขึ้นมาจากท่อความร้อนแบบคาปิลารียาวที่ถูกขดและเชื่อมติดกันให้เป็นวงรอบ ในวงรอบของท่อความร้อนนั้นจะมีเชื้อควาล์วคอยบังคับทิศทางการไหลของสารทำงาน ซึ่งทำหน้าที่พาความร้อนไหลเวียนอย่างรวดเร็ว ดังแสดงในรูปที่ 2.8 (ค) ข้อดีของท่อความร้อนแบบส้นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับคือ

1. ไม่ต้องใช้พลังงานเสริมในการใช้งาน
2. อุณหภูมิในการใช้งานมีช่วงกว้าง และสามารถทำงานได้ แม้อุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อน กับแหล่งรับความร้อนต่างกันไม่มากถ้าเลือกของเหลวใช้งานให้เหมาะกับช่วงอุณหภูมิ
3. ค่าฟลักซ์การถ่ายเทความร้อน มีค่าสูงกว่าค่าฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนของโลหะมาก
4. ปัญหาในการใช้งาน และการดูแลรักษามีน้อย เพราะไม่มีส่วนที่เคลื่อนไหว
5. ท่อความร้อนแบบส้นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับเป็นท่อความร้อนที่มีประสิทธิภาพในการส่งถ่ายความร้อนสูงสุดเมื่อเปรียบเทียบกับท่อความร้อนแบบส้นทั้งสามแบบ

2.8 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

ในการพิจารณาความคุ้มค่าในการลงทุนนั้น จะต้องทำการเปรียบเทียบว่าประสิทธิภาพเดิมของเครื่องปรับอากาศ กับประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้นเมื่อฉีดน้ำมีอัตราเท่าใด แล้วคำนวณหาค่าพลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ต่อปี เพื่อที่จะศึกษาว่า เมื่อมีการลงทุนติดตั้งระบบฉีดน้ำที่แผ่กระจายความร้อนแล้วผลตอบแทนจะคุ้มค่าในการลงทุนหรือไม่

2.8.1 อัตราผลตอบแทน (Interest Rate of Return, IRR)

จากสมการ Present worth (p/a) of a uniform series of amounts

$$P = A \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right] \quad (30)$$

โดยที่

P = จำนวนเงินที่ลงทุน (Present worth, บาท)

A = จำนวนเงินที่ประหยัดได้ (Annuity, บาท/ปี)

i = อัตราผลตอบแทน (IRR, %)

n = อายุการใช้งานของเครื่อง

2.9 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในความพยายามที่จะค้นคว้าหาวิธีการที่จะทำการวิจัยเรื่องนี้นั้น ผู้เขียนต้องแยกศึกษาเพิ่มเติม 2 เรื่องใหญ่ ๆ คือการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศและการออกแบบทดลองหาประสิทธิภาพของท่อความร้อน ซึ่งแต่ละเรื่องนั้น ได้มีผู้ทำการคิดค้นมากมาย จากการที่ได้ทบทวนเอกสารพบว่ามี การศึกษาค้นคว้าเกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพ ของเครื่องปรับอากาศ และการทดลองเกี่ยวกับท่อความร้อนด้วยกันหลายท่าน ซึ่งมีเอกสารอ้างอิงได้ดังนี้

สันติ เกื้อกูลกิจการ (2530) ได้มีการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศโดยเปลี่ยนขนาดแผงระบายความร้อนจาก 3 แฉวเป็น 5 แฉว แผงคอยล์เย็นจาก 2 แฉวเป็น 3 แฉว ส่วนขนาดมิติอื่นยังคงเดิม พบว่า ได้ค่า EER สูงถึง 11.86 Btu/h/W โดยที่อุณหภูมิภายในระยะเวลา 5 เดือน

กิตติชัย ณ. กลาง (2537) ได้ทำการศึกษาดังสมรรถนะของระบบฮีทปั๊ม เมื่อใช้สารทำงานเป็นสารผสมระหว่าง R22 / R124 / R152a และได้ทำการทดลองเปลี่ยนสัดส่วนของสารผสม ในอัตราต่าง ๆ กัน โดยทดลองเปลี่ยนอัตราส่วนผสมของ R22 และ R124 โดยที่ยังคงสัดส่วนของ R152a คงที่ไว้ที่ 23 % โดยมวล และอัตราส่วนของสารทำงานผสมพบว่าสัดส่วนของ R22 ที่เพิ่มขึ้นจะมีผลทำให้ความดันในแผงระบายความร้อน เพิ่มขึ้น เนื่องจาก R22 เป็นสารที่กลายเป็นไอได้ง่ายความดันในคอยล์เย็น จึงมีค่าสูงขึ้น และมีผลทำให้ความดันในแผงระบายความร้อนสูงขึ้นด้วย ส่วน COP ของระบบจะลดลง เมื่อสัดส่วนของ R22 มีค่ามากขึ้น สัดส่วนของ R22 ที่เหมาะสมจะอยู่ระหว่าง 30-40% โดยมวลและจะให้ค่า COP ของระบบสูงสุด โดยที่ไม่ทำให้ความดันในแผงระบายความร้อนสูงมากนัก

เทียบ เอื้อกิจ (2539) ได้ทำการศึกษาสมรรถนะของระบบปรับอากาศรถยนต์ โดยใช้สารทำความเย็นผสมระหว่าง R22/R152a/R124 โดยกำหนดสัดส่วน R 152a คงที่เท่ากับ 23% โดยมวล และเปลี่ยนสัดส่วน R22 เท่ากับ 20, 30 และ 40 % ตามลำดับ เปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำเข้าแผงระบายความร้อนกับคอยล์เย็นอยู่ระหว่าง 30-45 °C และ 19-29 °C ตามลำดับ เปลี่ยนแปลงความเร็วรอบของ

เครื่องอัดไออยู่ระหว่าง 13-55 rpm ซึ่งคล้ายกับความเร็วของรถยนต์ประมาณ 10-110 km/h และได้สร้างแบบจำลองของสมรรถนะเพื่อประเมินสัดส่วนที่เหมาะสม

จากการประเมินผลสมรรถนะของระบบ พบว่าสัดส่วน R 22 เท่ากับ 20 % โดยมวล ให้ค่าสมรรถนะโดยรวมสูงกว่าสัดส่วน R 22 เท่ากับ 30 และ 40 % โดยมวลและการศึกษาที่สภาวะคงที่ สัดส่วน R 22 เท่ากับ 20 % โดยมวล ให้อัตราส่วนความดันต่ำสุด 4.5:1 งานที่ใช้ขับเคลื่อนเครื่องอัดไอลำดับ 0.3 kW สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะสูงสุด 4.6 และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานสูงสุด 2.3 ส่วน การทดสอบเมื่อเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบพบว่า ที่สัดส่วนของ R 22 เท่ากับ 20 % โดยมวล ให้ค่าสมรรถนะสูงกว่า 30 และ 40 % โดยมวล สูงกว่าระบบเดิมที่ใช้ R 12 ด้วย โดยให้อัตราส่วนความดันต่ำสุด 5 : 1 อุณหภูมิของแก๊สร้อนที่ออกจากเครื่องอัดไอลำดับ 103 °C ความดันด้านส่งต่ำสุด 10.6 bar และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานรวมสูงสุดประมาณ 0.125

ปิยะรัตน์ ประมวลผล (2539) ได้ทำการศึกษาศักยภาพการประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศโดยใช้หลักการการวิเคราะห์พลังงาน ประเมินการใช้พลังงานภายในอาคาร รวมทั้งการวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ การสูญเสียพลังงานตามกฎทางเทอร์โมไดนามิกส์ ผลการศึกษาสามารถประเมินการใช้พลังงานภาคปรับอากาศ คิดเป็นสัดส่วนร้อยละ 36.8 ของพลังงานไฟฟ้าทั้งหมด การประหยัดพลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ ทำได้โดยกำหนดมาตรการการใช้พลังงานที่เหมาะสม สามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าได้ร้อยละ 32.6 การวิเคราะห์ตามกฎข้อที่หนึ่ง พบว่าประสิทธิภาพของเครื่องอัดไอโดยเฉลี่ยร้อยละ 85.1 แผงระบายความร้อน และคอยล์เย็นมีค่าประสิทธิภาพโดยเฉลี่ย 0.25 และ 0.41 ตามลำดับ ค่า COP เฉลี่ย 3.4 และ EER เฉลี่ย 1.7 kW/kW_E (5.8 Btu/h/W) ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่สองโดยเฉลี่ยร้อยละ 3.7 เมื่อเปลี่ยนอุปกรณ์ระบบปรับอากาศใหม่ สามารถประหยัดค่าใช้จ่ายได้ 66,703 บาท/ปี และประหยัดพลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ ได้ 26,726 kWh

เรืองฤทธิ์ ลำมะยศ (2542) ได้ศึกษาวิธีการลดอุณหภูมิอากาศหล่อเย็นของแผงระบายความร้อน โดยฉีดละอองน้ำไปที่แผงระบายความร้อน ในอัตราที่เท่ากับปริมาณน้ำทิ้ง พบว่าอุณหภูมิของอากาศระบายความร้อนลดลงเฉลี่ย 1.9 °C การระบายความร้อนที่แผงระบายความร้อนเพิ่มขึ้น 4.69 % ความดันในแผงลดลง 5.29 % ในขณะที่ ความสามารถในการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 4.80 % ค่า COP และ EER เพิ่มขึ้น 8.99 % ทำให้การใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศลดลง โดยเฉลี่ย 61.65 Watt จากเครื่องปรับอากาศขนาด 12,500 Btu/h หรือลดลง 3.94 % หรืออุณหภูมิของอากาศที่ลดลง 1 °C ทำให้ประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ 2.19 % หรือ 522.54 บาท ต่อ 1 ตันความเย็น โดยที่ต้นทุนภายในระยะเวลา 2.30 ปี

นำพล พัทฒไพบูรณ์ (2546) ศึกษาถึงผลของมุมเอียงและอัตราส่วนวาล์วก้นกลับ

ที่มีต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบส้นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วก้นกลับ โดยใช้ท่อความร้อนที่ทำด้วยท่อทองแดง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.77 และ 2.03 mm อัตราส่วนวาล์วก้นกลับคือ 4, 5, 8 และ 20 ขนาดความยาวส่วนทำระเหย เท่ากับ 50, 100 และ 150 mm (ความยาวส่วนทำระเหย, ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่นมีค่าเท่ากัน) ใช้สารทำงาน R123 Ethanol และ น้ำ อัตราการเติม 50 % ของปริมาตรรวมทั้งหมด จำนวนโค้งเลี้ยว 40 โค้งเลี้ยว ส่วนทำระเหยให้ความร้อนโดยน้ำร้อนและส่วนควบแน่นให้ความเย็นโดยน้ำกลั่น ทำการทดสอบที่มุมเอียง 0, 20, 40, 60, 80 และ 90° จากแนวระดับ ควบคุมอุณหภูมิส่วนกันความร้อนไว้ที่ 40, 50 และ 60 °C

จากผลการทดสอบพบว่า มุมเอียง 90° สำหรับท่อความร้อนที่ทำการทดลองทั้งคู่ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.77 และ 2.03 mm จะให้ค่าฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนสูงสุด ($q_{\max}$) อัตราส่วนวาล์วก้นกลับที่ทำการติดตั้ง 20 จะให้ค่าฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนสูงสุด ($q_{\max}$) และเมื่ออุณหภูมิที่ส่วนกันความร้อนเพิ่มขึ้นค่าฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้น จากการวิเคราะห์สมการถดถอยระหว่างตัวเลขชุดาเทลาดเซและตัวแปรไร้มิติต่างๆ เช่น Bo , Fr , Ja , Pr , $\rho v / \rho l$, Rcv , We , L_e/D_i แล้วได้ความสัมพันธ์ดังนี้

$$Ku_{90} = 0.00041 \left[Bo^{2.2} Fr^{1.42} Ja^{1.2} Pr^{1.02} \left[\frac{\rho v}{\rho l} \right]^{0.98} Rcv^{1.4} We^{0.8} \left[\frac{L_e}{D_i} \right]^{0.5} \right]^{0.107}$$

Rittidech, Dangeton and Soponronnaritt (2005 : 198-208) ศึกษาเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนชนิดสันปลายปิดเพื่อประหยัดพลังงานในการอบแห้ง เครื่องอุ่นอากาศประกอบด้วย 2 ส่วน คือ ส่วนห้องของอบและส่วนชุดแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนชนิดสันปลายปิด ห้องอบออกแบบให้เหมาะสมกับชุดแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งชุดแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น ชุดแลกเปลี่ยนความร้อนทำจากท่อทองแดงมี 32 ชุด เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 0.002 เมตร ส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นยาว 0.19 เมตร แต่ละชุดมี 8 โค้งเลี้ยวให้ความร้อนที่ส่วนทำความร้อนด้วยแก๊ส หล่อเย็นส่วนควบแน่นด้วยอากาศสด ในการทดลองใช้อุณหภูมิ 3 ค่า คือ 60 70 80 องศาเซลเซียส ใช้ความเร็วลม 3.3 เมตร/วินาที อุณหภูมิของอากาศสด คือ 30 องศาเซลเซียส ใช้น้ำและ R123 เป็นสารทำงาน อัตราการเติมสาร 50% จากการทดลองพบว่าเมื่ออากาศร้อนเพิ่มขึ้นจาก 60 ถึง 80 องศาเซลเซียส ประสิทธิภาพทางความร้อนเพิ่มขึ้น ถ้าสารทำงานเปลี่ยนจากน้ำเป็น R123 ประสิทธิภาพทางความร้อนเพิ่มขึ้น