บทที่ 3
วิธีการดำเนินงาน

3.1 การสำรวจและรวบรวมข้อมูล

ในการสำรวจและรวบรวมข้อมูลการทำโครงงานเรื่องการจำลองสมรรถนะของระบบการทำความเย็นแบบดูดซึม (Performance Simulation of an Absorption Refrigeration System) นั้น ทางกลุ่มได้ทำการศึกษาข้อมูลมาจากแหล่งความรู้ต่าง ๆ ดังนี้

3.1.1 ได้ทำการศึกษาจากผลงานวิจัย 2 เรื่อง คือ

3.1.1.1 งานวิจัยของ Lucas et al. (2004) เรื่อง การประเมินและจำลองสมรรถนะของสารดูดซึมแบบใหม่สำหรับระบบการทำความเย็นแบบดูดซึม (Performance evaluation and simulation of a new absorbent for an absorption refrigeration system)

3.1.1.2 งานวิจัยของ Shannon Marie McLaughlin เรื่อง An Alternative Refrigeration Sytem For Automotive Applications

3.1.2 ได้ทำการศึกษาจากหนังสือ 4 เล่ม คือ

3.1.2.1 หนังสือเรื่อง เทอร์โมไดนามิกส์ ผู้แต่ง มนตรี พิรุณเกษตร

3.1.2.2 หนังสือเรื่อง คู่มือการใช้งาน MATLAB ผู้แต่ง มนัส สังวรศิลป

3.1.2.3 หนังสือเรื่อง REFRIGERTION AND AIR CONDITION ผู้แต่ง Wilbert F. Stoecker

3.2 ในการจำลองสถานการณ์ทำงานของระบบ จะมีสมมุติฐานดังนี้

3.2.1 การทำงานดำเนินตามสภาวะคงตัว (Steady State Steady Flow Process)

3.2.2 ไม่มีการสูญเสียความร้อนตามท่อ และข้อต่อต่าง ๆ

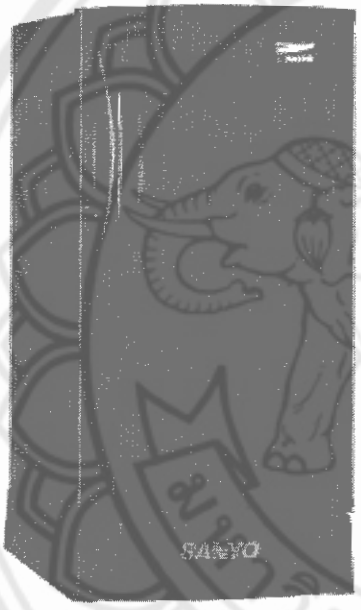
3.2.3 ความดันที่ออกจาก Generator มีค่าใกล้เคียงกับความดันที่ Condenser และความดันที่เข้า Absorber มีค่าใกล้เคียงกับความดันที่ Evaporator

3.2.4 ไม่มีความดันที่สูญเสียภายใน Evaporator และ Condenser

3.2.5 การคำนวณกำลังของปั๊ม สมมุติค่าความหนาแน่นของ LiBr + Water เท่ากับค่าความหนาแน่นของน้ำคือ 998 kg/m^3

3.3 การพิจารณา Cooling Load

ตู้เย็นที่ใช้เปรียบเทียบกับโครงงาน คือ ตู้เย็น 1 ประตู SANYO SR-152CNP



ข้อมูลของตู้เย็น

- ขนาด 5.2 คิว
- ความจุ 149 ลิตร
- มีฉลากประหยัดไฟเบอร์ 5
- ขนาดความจุของช่องแช่แข็ง 31 ลิตร
- ขนาดความจุของช่องแช่เย็น 118 ลิตร
- ระบบควบคุมความเย็น เทอร์โมสตัท
- ใช้ไฟ 220 โวลต์ 50 เฮิรตซ์
- การใช้กำลังไฟฟ้า 100 วัตต์
- ขนาด (กว้าง× สูง × ลึก) 23.9 × 46.4 × 24.7 ซม.

รูปที่ 3.1 ตู้เย็น 1 ประตู SANYO SR-152CNP

จากข้อมูลของตู้เย็นที่ใช้ในการเปรียบเทียบค่าไฟฟ้า คือ

ตู้เย็นมีค่าการประหยัดพลังงานเบอร์ 5 จากตารางที่ 2.1 ค่าระดับประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ (EER) มีค่าเท่ากับ 10.6 BTU/hr.W และการใช้กำลังไฟฟ้า เท่ากับ 100 W

จากสมการที่ 2.1 จะได้ $\text{Load} = \text{EER} \times \text{Power (W)}$

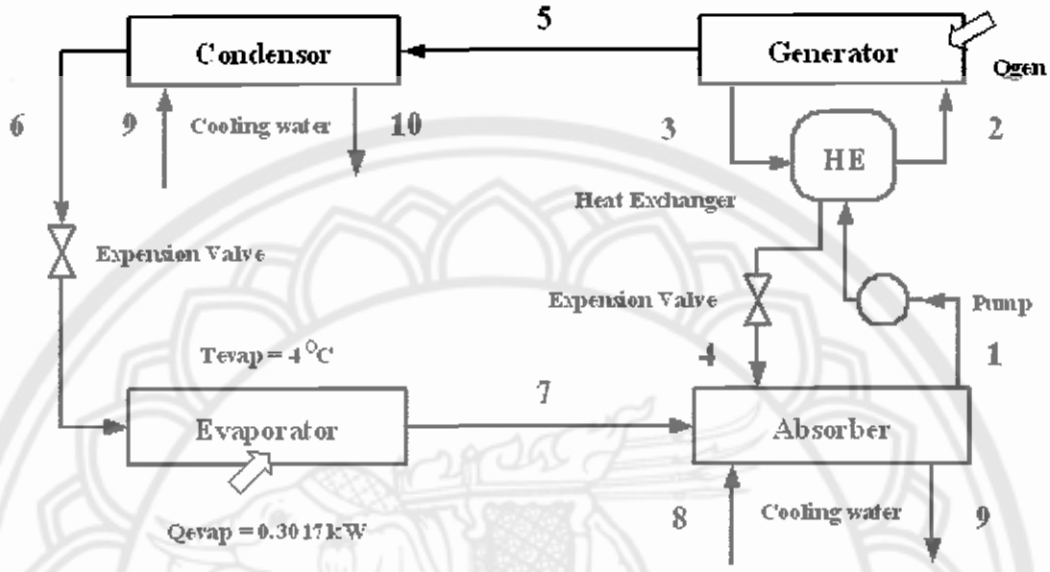
$$\text{Load} = 10.6 \times 100$$

$$= 1060 \text{ BTU/hr}$$

$$= 0.3017 \text{ kW}$$

เพราะฉะนั้นระบบของเราจะมีภาระการทำความเย็นที่ 0.3017 kW

3.4 ระบบที่พิจารณา และสมการพื้นฐานที่ใช้



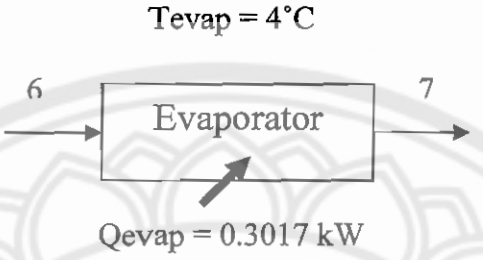
รูปที่ 3.2 แบบจำลองการทำงานของวัฏจักรการทำความเย็นแบบดูดซึม

ในรูปที่ 3.1 เป็นการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ใช้ในการเขียนโปรแกรม โดยในขั้นตอนแรกเราจะกำหนดภาระการทำความเย็น และอุณหภูมิของระบบให้มีค่าเท่ากับในระบบของตู้เย็นที่เรานำมาพิจารณาเปรียบเทียบกับระบบของเรา คือ มีภาระการทำความเย็นเท่ากับ 1060 BTU/hr หรือ 0.3107 kW และมีอุณหภูมิ 4 ° C

ในการทำงานของระบบในรูป 3.1 ในระบบทำความเย็นปกติจะใช้คอมเพรสเซอร์อัดน้ำยา ซึ่งต้องใช้พลังงานมาก แต่ในระบบนี้จะใช้สารอีกชนิดหนึ่งดูดซึมไอน้ำยา คือ LiBr ในสภาพของสารละลายเจือจาง แล้วถูกปั๊มขึ้นไปที่ Generator ที่ Generator ระบบต้องใช้พลังงานความร้อนเพิ่มในส่วนของการแยกสารดูดซึมออกจากสารละลาย ซึ่งแหล่งพลังงานความร้อนที่ใช้ในระบบนี้ได้มาจากเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์และ Heater ในการเพิ่มความร้อน เมื่อสารละลายแยกออกจากกันส่วนที่เป็นสารทำความเย็นก็จะผ่านเข้า Condenser ที่ Condenser จะมีการระบายความร้อนด้วยน้ำ และไหลลงมาที่ Evaporator ส่วนของสารดูดซึมที่เป็นสารละลายเข้มข้นจะไหลมาที่ Heat Exchanger เพื่อมาแลกเปลี่ยนความร้อน และไหลลงมาที่ Absorber ไหลเวียนในระบบต่อไป

พิจารณาที่ Evaporator

มีระบบการทำงานแสดงในรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.3 ระบบการทำงานของ Evaporater ที่พิจารณา

จากสมดุลมวล ในที่นี้มีเฉพาะการทำความเย็น คือ สารทำความเย็นเท่านั้นที่ไหลผ่านระบบดังนั้น

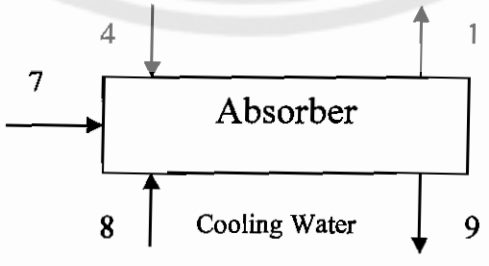
จะได้ $$\dot{m}_{ref} = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (3.1)$$

จากสมดุลพลังงาน จะได้พลังงานความร้อนที่ถ่ายเทเข้าส่วนของ Evaporator

คือ $$Q_{evap} = \dot{m}_{ref}(h_7 - h_6) \quad (3.2)$$

พิจารณาที่ Absorber

มีระบบการทำงานแสดงในรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.4 ระบบการทำงานของ Absorber ที่พิจารณา

ป
ม.ท
7687
อ๓๒ก
2549
ใ. 38602543

สำนักหอสมุด
17 มี.ค. 2551

จากสมดุลมวล ภายในระบบจะมีสาร LiBr + Water และ น้ำที่ระบายความร้อน ไหลผ่านระบบดังนั้น

จะได้ $$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_{water} = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3.4)$$

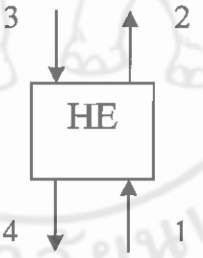
จากสมดุลพลังงาน จะได้พลังงานความร้อนที่ถ่ายเทออกจากส่วนของ Absorber

คือ $$Q_{abs} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_1 h_1 \quad (3.5)$$

$$Q_{abs} = \dot{m}_{water} Cp(T_9 - T_8) \quad (3.6)$$

พิจารณาที่ Heat Exchanger

มีระบบการทำงานแสดงในรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.5 ระบบการทำงานของ Heat Exchanger ที่พิจารณา

จากสมดุลมวล ในที่นี้มีเฉพาะการทำความเย็น คือ สาร LiBr + Water เท่านั้นที่ไหลผ่านระบบดังนั้น

จะได้ $$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.7)$$

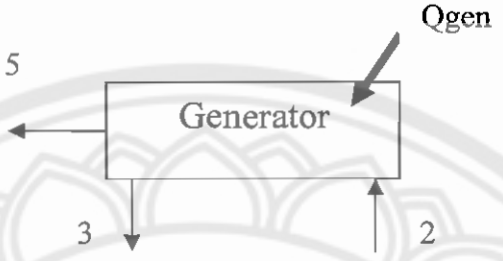
$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 \quad (3.8)$$

จากสมดุลพลังงาน จะได้พลังงานความร้อนที่ถ่ายเทในส่วนของ Heat Exchanger

คือ $$Q_{HE} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_3(h_3 - h_4) \quad (3.9)$$

พิจารณาที่ Generator

มีระบบการทำงานแสดงในรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.6 ระบบการทำงานของ Generator ที่พิจารณา

จากสมดุลมวล ภายในระบบจะมีสาร LiBr + Water ไหลผ่านระบบดั้งนั้น

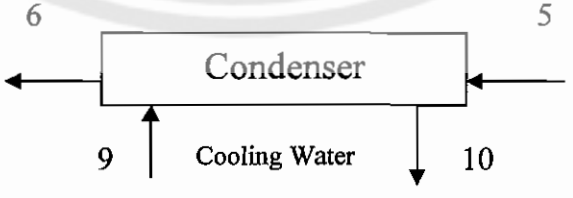
จะได้ $$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \qquad (3.10)$$

จากสมดุลพลังงาน จะได้พลังงานความร้อนที่ถ่ายเทเข้าส่วนของ Generator

คือ $$Q_{gen} = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_2 h_2 \qquad (3.11)$$

พิจารณาที่ Condenser

มีระบบการทำงานแสดงในรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.7 ระบบการทำงานของ Condenser ที่พิจารณา

จากสมดุลมวล ภายในระบบจะมีสารทำความเย็น และ น้ำที่ระบายความร้อน ไหลผ่านระบบดั้งนั้น

จะได้ $$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_{water} = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.15)$$

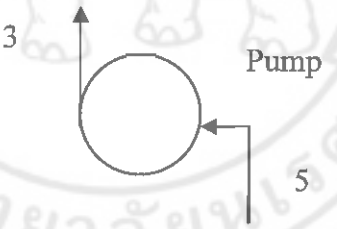
จากสมดุลพลังงาน จะได้พลังงานความร้อนที่ถ่ายเทเข้าส่วนของ Condenser

คือ $$Q_{cond} = \dot{m}_{ref}(h_5 - h_6) \quad (3.16)$$

$$Q_{cond} = \dot{m}_{water}\, Cp(T_{10} - T_9) \quad (3.17)$$

พิจารณาที่ Pump

มีระบบการทำงานแสดงในรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.8 ระบบการทำงานของ Pump ที่พิจารณา

จากสมดุลมวล ภายในระบบจะมีสาร LiBr + Water ไหลผ่านระบบดั้งนั้น

จะได้ $$W_{pump} = Q(P_3 - P_5) \quad (3.18)$$

พิจารณาค่า COP จะได้จากการเอาพลังงานความร้อนที่ได้จาก Evaporator หารด้วยพลังงานความร้อนที่เข้า Generator

จะได้ $$COP = \left(\frac{Q_{evap}}{Q_{gen}}\right) \quad (3.19)$$

3.5 เงื่อนไขและขอบเขตโปรแกรม

3.4.1 อุณหภูมิที่ Evaporator คือ 4 °C ซึ่งใช้ในการออกแบบห้องเย็น

3.4.2 ค่าคุณสมบัติของสารดูดซึมมาจากงานวิจัยของ Shannon Marie McLaughlin (2005) เรื่อง ระบบการทำความเย็นทางเลือกใหม่สำหรับใช้ในยานยนต์ (An Alternative Refrigeration System for Automotive Applications)

3.4.3 อุณหภูมิที่ Generator ต้องอยู่ระหว่าง 4.5 °C ถึง 177 °C มาจากงานวิจัยของ Shannon Marie McLaughlin (2005) เรื่อง ระบบการทำความเย็นทางเลือกใหม่สำหรับใช้ในยานยนต์ (An Alternative Refrigeration System For Automotive Applications)

3.4.4 อุณหภูมิที่ Condenser ต้องอยู่ระหว่าง 29 °C ถึง 110 °C มาจากงานวิจัยของ Shannon Marie McLaughlin (2005) เรื่อง ระบบการทำความเย็นทางเลือกใหม่สำหรับใช้ในยานยนต์ (An Alternative Refrigeration System for Automotive Applications)

3.4.5 ค่าเปอร์เซ็นต์ความเข้มข้นของสารดูดซึมต้องอยู่ระหว่าง 45 ถึง 70 เปอร์เซ็นต์ เนื่องจากถ้าเปอร์เซ็นต์ความเข้มข้นของสารดูดซึมน้อยกว่า 45 หรือ มากกว่า 70 จะทำให้อัตราการไหลติดลบซึ่งเป็นไปไม่ได้

3.4.6 การระบายความร้อนที่ Absorber และ Condenser ใช้น้ำระบายความร้อนต่อเนื่องกันไป ดังรูปที่ 3.1 โดยมีอุณหภูมิ 25 °C และมีอัตราการไหลเท่ากับ 0.23952 กิโลกรัมต่อวินาที หรือ ลิตร/นาที ค่าอัตราการไหลได้มาจากการวัดอัตราการไหลของน้ำประปาทั่วไป

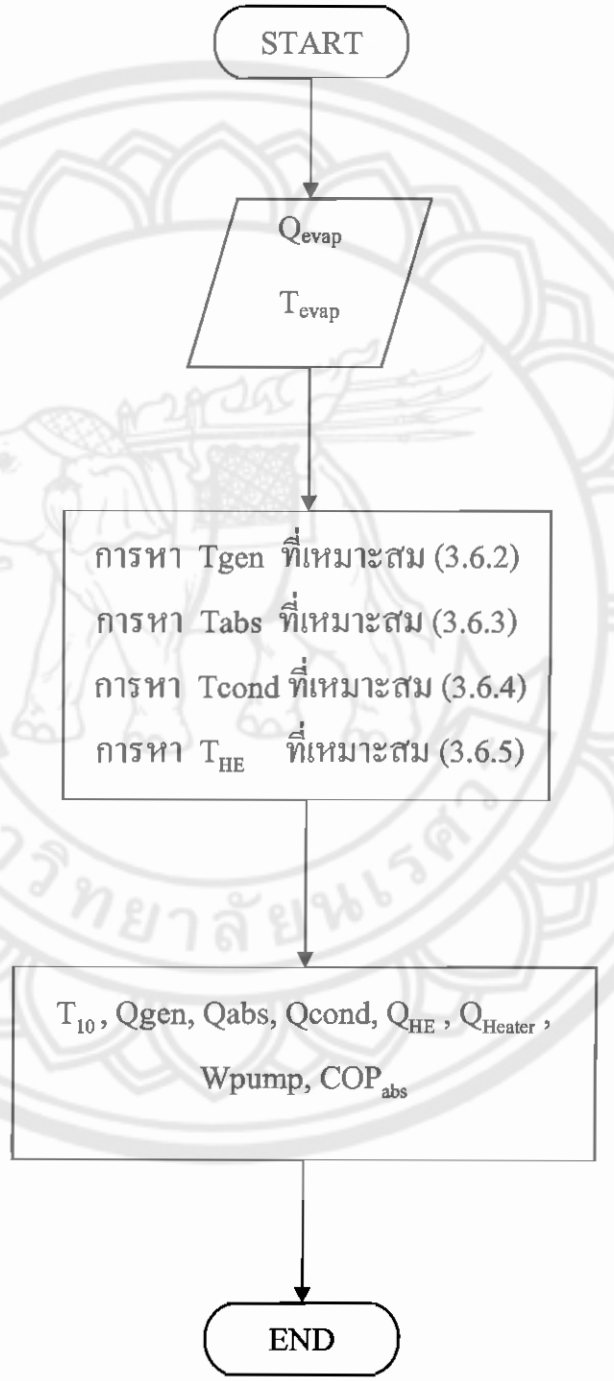
3.4.7 อุณหภูมิที่ Absorber ต้องไม่ต่ำกว่า 25 °C และน้อยกว่า 177 °C

3.4.8 สมมุติให้ Heat Exchanger ที่ใช้มีค่า ε เท่ากับ 0.5 การกำหนดค่า ε เท่ากับ 0.5 เนื่องจากเรานำค่ากลางมาใช้ ซึ่งถ้าค่า ε น้อยกว่า 0.5 ประสิทธิภาพของ Heat Exchanger ก็จะน้อยลง แต่ค่า Heat Exchanger จะถูก ถ้าค่า ε มากกว่า 0.5 ประสิทธิภาพของ Heat Exchanger ก็จะสูงขึ้น แต่ค่า Heat Exchanger จะแพง

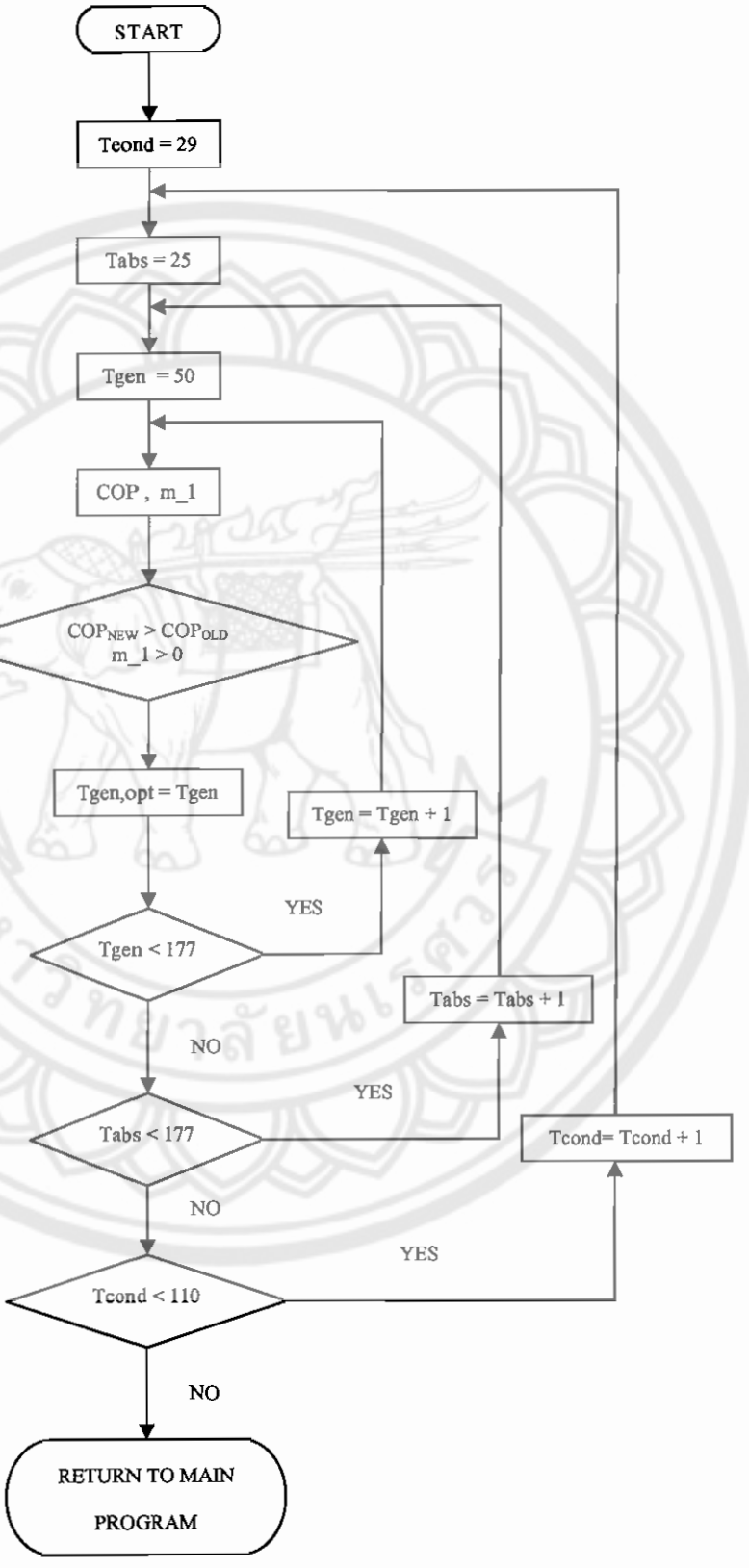
3.4.9 เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบหลอดสุญญากาศชนิดมีแผ่นอะลูมิเนียมลองรับทำความร้อนเฉลี่ยได้ 81 °C ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งวัน

3.6 Flow Chart

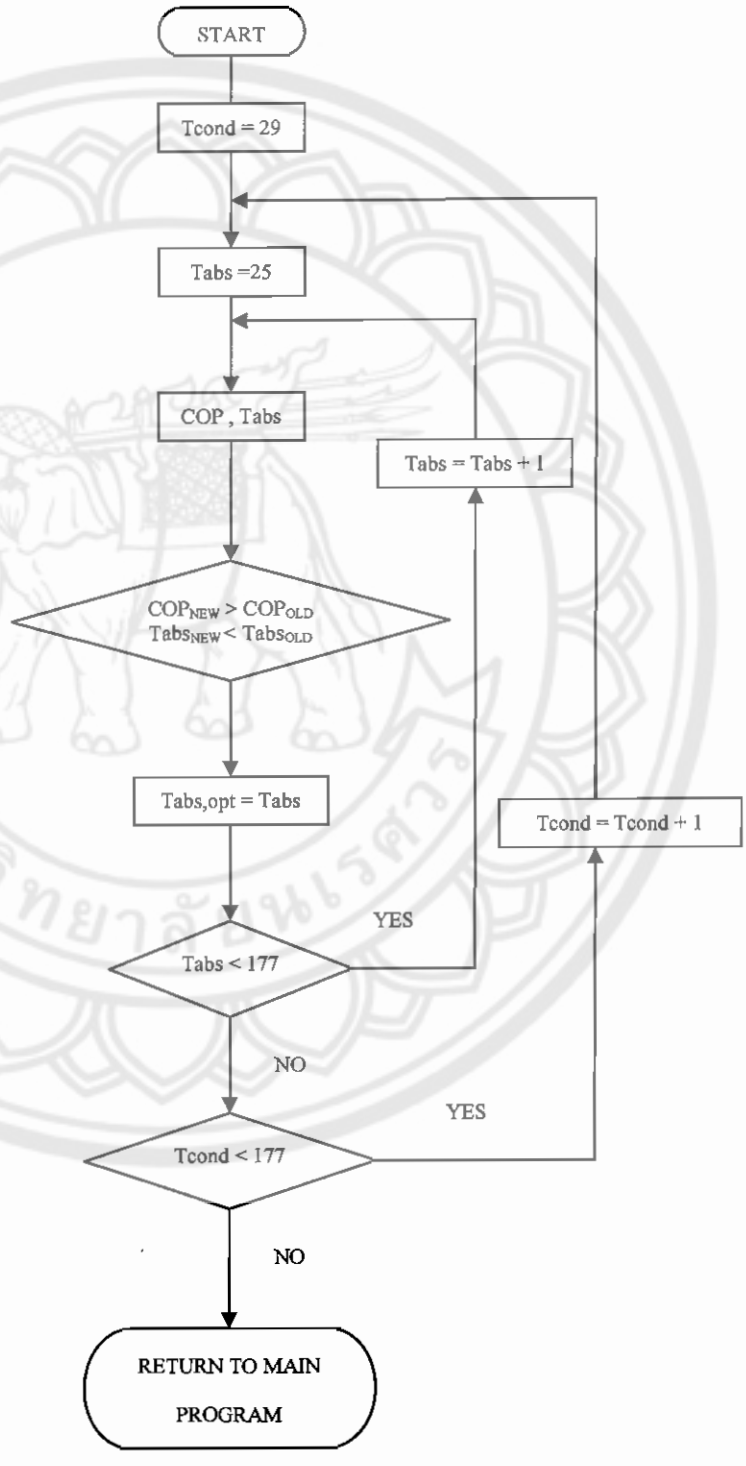
3.6.1 โปรแกรมหลัก



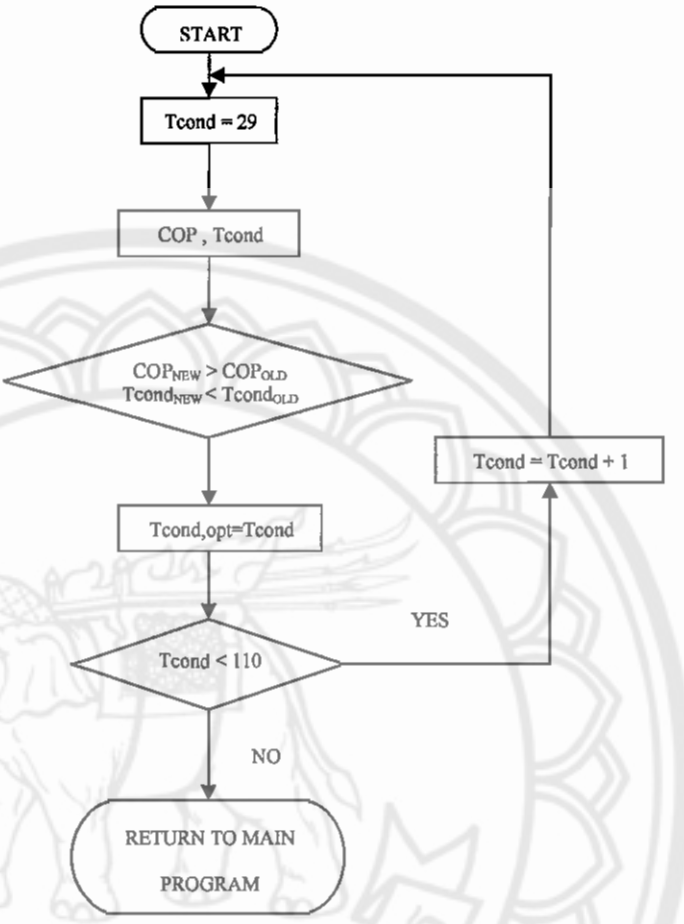
3.6.2 การหา Tgen ที่เหมาะสม



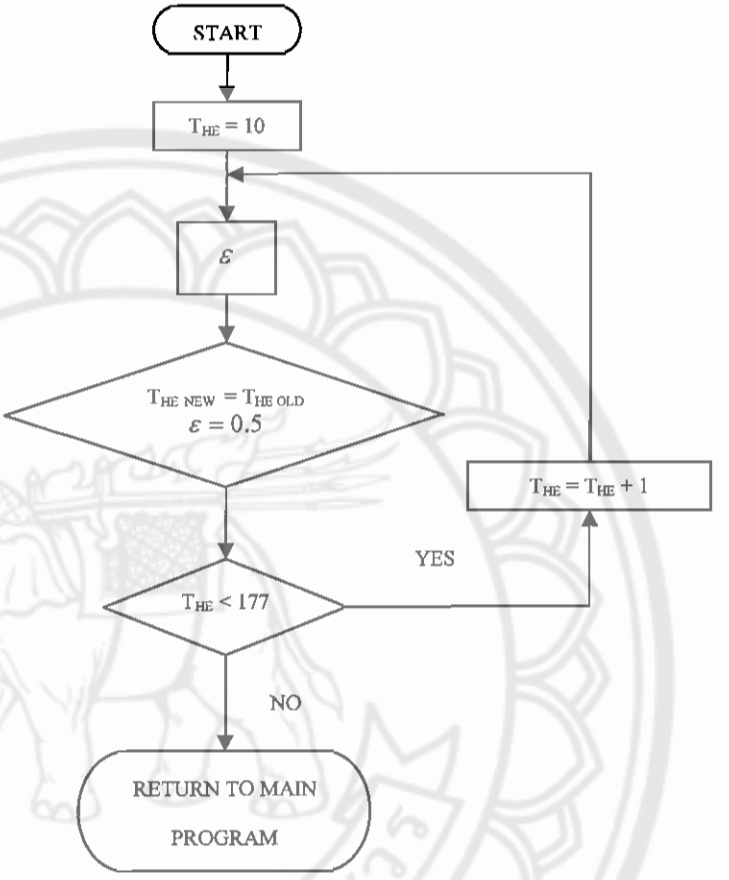
3.6.3 การหา Tabs ที่เหมาะสม



3.6.4 การหา Tcond ที่เหมาะสม



3.6.5 การหา T_{HE} ที่เหมาะสม



3.7 วิธีการวิเคราะห์

3.6.1 ค่าอุณหภูมิที่ดีที่สุดของ Generator, Absorber, Condenser เปรียบเทียบกับ ค่า COP ที่มากที่สุด

3.6.2 ในกรณีที่ใช้ Heater ผลิตน้ำร้อน จะพิจารณาค่าพลังงานไฟฟ้าที่ให้แก่ Heater และปั้มในระบบการทำความเย็นแบบดูดซึมกับค่าไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ของระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ

3.6.3 ในกรณีที่มีเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ จะพิจารณาเปรียบเทียบค่าไฟฟ้าที่ให้แก่ปั้มในระบบการทำความเย็นแบบดูดซึมและค่าไฟฟ้าที่ให้แก่ Heater เมื่อน้ำร้อนมีอุณหภูมิสูงไม่เพียงพอในการทำงานกับค่าไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ของระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ