

การสร้างอุปกรณ์ทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

นายปราโมทย์ สิงห์ทอง

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2551

**PROTOTYPE APPARATUS OF ABSORPTION
REFRIGERATION SYSTEM**

Pramote Singthong

Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the

Degree of Master of Engineering in Mechanical Engineering

Suranaree University of Technology

Academic Year 2008

การร่างอุปกรณ์ทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นักศึกษาชั้นปีนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

(รศ. ดร.เอกชัย จันทสาโร)

ประธานกรรมการ

(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)

(ผศ. ดร.จิระพล ศรีเสริฐผล)

กรรมการ

(อ. ดร.สมศักดิ์ ศิวดำรงพงศ์)

กรรมการ

(ศ. ดร.ไพโรจน์ สัตยธรรม)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการ

(รศ. น.อ. ดร.วรพจน์ จำพิศ)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

ปราโมทย์ สิงห์ทอง : การสร้างอุปกรณ์ทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

(PROTOTYPE APPARATUS OF ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM)

อาจารย์ที่ปรึกษา : รองศาสตราจารย์ เรืออากาศเอก ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์, 115 หน้า

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อทำการสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว ซึ่งสารทำงานที่ใช้ คือ สารละลายลิเทียมโบรไมด์/น้ำ โดยที่สารทำความเย็นคือน้ำ และสารดูดซับ คือ ลิเทียมโบรไมด์ ซึ่งเครื่องมือทดลองต้องประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลัก 4 ส่วนคือ อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น (Generator) อุปกรณ์ควบแน่น (Condenser) อุปกรณ์ทำระเหย (Evaporator) และอุปกรณ์ดูดซับ (Absorber) ซึ่งชุดทดลองนี้ต้องสามารถช่วยให้นักศึกษาปริญญาตรี สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ได้เข้าใจถึงการทำงานจริงของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ นอกเหนือจากทฤษฎีในตำราเรียน และสามารถนำไปประยุกต์ใช้ต่อไปในอนาคตได้ ซึ่งในการสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ในการทดลองที่ความเข้มข้นสูง คือ ช่วงของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่ไหลออกจากอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นไปยังอุปกรณ์ดูดซับ ใช้ความเข้มข้นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์เท่ากับ 20% LiBr และที่ความเข้มข้นต่ำ คือ ช่วงของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่ไหลออกจากอุปกรณ์ดูดซับไปยังอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น ใช้ความเข้มข้นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์เท่ากับ 15% LiBr ซึ่งด้านความดันสูง คือ ความดันที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น และอุปกรณ์ควบแน่นเท่ากับ 72 kPa และที่ด้านความดันต่ำ คือ ความดันที่อุปกรณ์ทำระเหย และอุปกรณ์ดูดซับเท่ากับ 5.34 kPa ซึ่งด้านความดันต่ำเป็นความดันต่ำที่สุดที่ปั๊มสุญญากาศสามารถทำได้ ซึ่งจากการทดลองพบว่าความสัมพันธ์สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับที่ได้จัดสร้างขึ้นโดยเฉลี่ยเท่ากับ 0.55 ตามสภาวะการทดลองดังกล่าว

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา 2551

ลายมือชื่อนักศึกษา _____

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา _____

PRAMOTE SINGTHONG : PROTOTYPE APPARATUS OF ABSORPTION
REFRIGERATION SYSTEM. THESIS ADVISER : ASSOC. PROF. FLT.LT.
KONTORN CHAMNIPRASART, Ph.D. 115 PP.

ABSORPTION REFRIGEATION/LITHIUM BROMIDE

This thesis present study and building a prototype apparatus of single stage effect of absorption refrigeration system. A machine is using lithium bromide solution, which using water as refrigerant and lithium bromide as absorbent. The 4 main components are Generator, Condenser, Evaporator and Absorber. A prototype apparatus of absorption refrigeration system is used for undergraduate students program of mechanical engineering, Suranaree University of Technology study and understand of real operation. For experimental study, the operational condition strong solution is 20% LiBr and weak solution is 15% LiBr. For high pressure at generator and condenser is 72 kPa and low pressure at evaporator and absorber is 5.34 kPa which low pressure operate at vacuum pump could generate this pressure. From experimental show that the average Coefficient of Performance (COP) is 0.55

School of Mechanical Engineering

Academic Year 2008

Student's Signature _____

Advisor's Signature _____

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงด้วยดี เนื่องจากได้รับความช่วยเหลืออย่างยิ่ง ทั้งด้านวิชาการ และด้านดำเนินงานวิจัย จากบุคคลและกลุ่มบุคคลต่าง ๆ ได้แก่

อาจารย์ รองศาสตราจารย์ เรืออากาศเอก ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์ หัวหน้าสาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ให้โอกาสทางการศึกษา ให้คำแนะนำ ช่วยแก้ปัญหาและให้กำลังใจแก่ผู้วิจัยมาโดยตลอด รวมทั้งช่วยตรวจทาน และแก้ไขวิทยานิพนธ์เล่มนี้จนเสร็จสมบูรณ์

ขอขอบคุณ คุณอภิรักษ์ พัยคณา คุณจากรุวรรณ ตั้งต้นสกุลวงศ์ คุณพรสวรรค์ ทองใบ คุณวิกันดา ศรีเดช และคุณชโลธร ธรรมแท้ ที่ให้กำลังใจและให้คำปรึกษาแก่ผู้วิจัยเสมอมา

ขอขอบคุณ คุณเกรียงไกร เพ็ชรน้ำเขียว คุณสุพิชฌาย์ มีสุขเจ้าสำราญ และอาจารย์โศรฎา แจ้งการ ที่ช่วยเป็นกำลังใจ ช่วยให้คำปรึกษา และช่วยลงมือลงแรงในงานวิจัยนี้จนกระทั่งเสร็จสมบูรณ์ คุณขุนแผน ปฏิมาประकर ที่ช่วยให้คำแนะนำในส่วนของอุปกรณ์ไฟฟ้า

ขอขอบคุณพี่ ๆ ศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ที่ช่วยเหลือเพื่ออุปกรณ์ และเครื่องมือต่าง ๆ ในการดำเนินงานวิทยานิพนธ์

ขอขอบคุณ คุณอาภรณ์พรรณ ศรีอัครวิทยา และคุณทัศนีย์ ทิพย์สาคร ที่คอยช่วยเหลือผู้วิจัยเสมอมา

ขอขอบคุณอาจารย์ ดร.ธีระชาติ พรพิบูลย์ อาจารย์สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ที่ช่วยให้คำปรึกษาด้วยดีเสมอมา และรองศาสตราจารย์ ดร.ศรัทธา อาภรณ์รัตน์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบการผลิต สถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ที่ช่วยให้คำปรึกษา ให้คำแนะนำแก่ผู้วิจัย และเปิดโอกาสให้ผู้วิจัยได้เยี่ยมชมงานวิจัย

ขอขอบคุณกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ทุกท่านที่ช่วยให้คำแนะนำและปรับปรุงแก้ไขเนื้อหาวิทยานิพนธ์ให้สำเร็จสมบูรณ์

สุดท้ายนี้ผู้วิจัยขออุทิศวิทยานิพนธ์เล่มนี้แด่ดวงวิญญาณของบิดาของผู้วิจัย ที่หวังจะเห็นความสำเร็จของผู้วิจัย และขอบคุณมารดาของผู้วิจัยที่ให้คำปรึกษา ให้กำลังใจ และให้โอกาสทางการศึกษาแก่ผู้วิจัยเสมอมา

ปราโมทย์ สิงห์ทอง

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ค
สารบัญ.....	ง
สารบัญตาราง	ฉ
สารบัญรูป	ญ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ท

บทที่

1	บทนำ.....	1
1.1	ความสำคัญและที่มาของปัญหาที่ทำการวิจัย.....	1
1.2	วัตถุประสงค์ของการวิจัย	2
1.3	ขอบเขตงานวิจัย.....	2
1.4	ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากการวิจัย.....	2
2	ปริทัศน์วรรณกรรมงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	3
2.1	บทนำ.....	3
2.2	ประวัติความเป็นมาของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	3
2.3	หลักการพื้นฐานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	3
2.4	ส่วนประกอบหลักของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	4
2.5	หลักการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	5
2.6	คุณสมบัติของสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	5
2.7	การออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับชนิดต่าง ๆ	6
2.7.1	ระบบทำความเย็นแบบดูดซับแบบขั้นตอนเดียว (Single-effect absorption system).....	6
2.7.2	ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบแปลงพลังงานความร้อน (Absorption heat transformer).....	7

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.7.3	ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบหลายขั้นตอน (Multi-effect absorption refrigeration cycle).....	8
2.7.4	ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ใช้ร่วมกับการแลกเปลี่ยน ความร้อนระหว่าง อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นกับอุปกรณ์ดูดซับ (Absorption refrigeration Cycle with GAX)	10
2.7.5	ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบใช้ร่วมกับ อุปกรณ์ดูดซับนำความร้อนกลับมาใช้ (Absorption refrigeration cycle with an absorber-heat-recovery).....	10
2.7.6	ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบครึ่งขั้นตอน (Half-effect absorption refrigeration cycle)	11
2.7.7	ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบใช้ร่วมกับระบบทำความเย็น แบบอัดไอ (Combined vapor absorption-compression cycle).....	12
2.7.8	ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบสองวัฏจักร (Dual-cycle absorption refrigeration).....	13
2.7.9	ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ใช้ร่วมกับOsmotic Membrane (Osmotic-membrane absorption cycle)	14
3	วิธีดำเนินการวิจัย	15
3.1	บทนำ.....	15
3.2	สมมติฐานการออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว	15
3.3	ขั้นตอนการออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	16
3.3.1	วิเคราะห์ที่อุปกรณ์ทำระเหย	16
3.3.2	วิเคราะห์ที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น.....	18
3.3.3	วิเคราะห์ที่อุปกรณ์ควบแน่น	21
3.3.4	วิเคราะห์ที่อุปกรณ์ดูดซับ.....	21
3.3.5	สมการสมดุลพลังงานและสมดุลมวล	21

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.4	ขนาดของอุปกรณ์.....	25
3.4.1	การหาขนาดของอุปกรณ์ควมแน่น	25
3.4.2	การหาขนาดของอุปกรณ์ทำระเหยและอุปกรณ์ดูดซับ	29
3.5	การสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ.....	30
3.5.1	อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น	30
3.5.2	อุปกรณ์ควมแน่น	32
3.5.3	อุปกรณ์ทำระเหย.....	34
3.5.4	อุปกรณ์ดูดซับ	35
3.5.5	ชุดสร้างภาระความร้อนให้อุปกรณ์ทำระเหย	36
3.5.6	วิธีการทดสอบรอยรั่วในอุปกรณ์	37
3.5.7	โต๊ะวางเครื่องมือทดลองต้นแบบ ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	38
3.5.8	ชุดเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ.....	38
3.5.9	ระบบควบคุม และการแสดงผลเครื่องมือ ทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	41
3.6	ขั้นตอนการทดลอง.....	45
4	ผลการวิจัยและอภิปรายผล.....	46
4.1	ผลการทดลอง.....	46
4.2	อภิปรายผลการทดลอง	49
4.3	สาเหตุของความแตกต่างระหว่างค่าจากการออก แบบกับค่าจากการทดลอง	52
4.3.1	ความดัน	53
4.3.2	ความเข้มข้นของสารละลายลิเทียม โบรไมด์.....	54
4.3.3	อัตราการดูดซับ ไอ้ น้ำของสารละลายลิเทียม โบรไมด์.....	55
5	สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ	58
5.1	สรุปผลการวิจัย.....	58
5.2	ข้อเสนอแนะสำหรับการวิจัย	58

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

5.2.1	เครื่องมือวัด.....	59
5.2.2	ปั๊มสุญญากาศ	59
5.2.3	การเดินระบบท่อ.....	59
5.2.4	การออกแบบสร้างอุปกรณ์ทำระเหย และอุปกรณ์ดูดซับสำหรับการวิจัยต่อไป.....	60
5.2.5	เพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	60
	รายการอ้างอิง	63
	ภาคผนวก	
	ภาคผนวก ก. การคำนวณออกแบบสร้างระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	66
	ก.1 ขนาดของอุปกรณ์.....	67
	ก.1.1 การหาขนาดของอุปกรณ์ควบแน่น	67
	ก.1.2 การหาขนาดของอุปกรณ์ทำระเหย.....	74
	ก.1.3 การหาขนาดของอุปกรณ์ดูดซับ	78
	ภาคผนวก ข. ตัวอย่างคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น	84
	ข.1 ตัวอย่างการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ การทำความเย็น (การทดลองที่ 1).....	85
	ข.1.1 พลังงานความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์ แยกสารทำความเย็น	85
	ข.1.2 พลังงานความร้อนที่นำออกจากอุปกรณ์ควบแน่น	87
	ข.1.3 พลังงานความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์ทำระเหย	87
	ข.1.4 พลังงานความร้อนที่นำออกจากอุปกรณ์ดูดซับ	89
	ข.1.5 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น	89
	ภาคผนวก ค. แบบสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบ ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ.....	90
	ภาคผนวก ง. เอกสารคู่มือการทดลองเครื่องมือทดลองต้นแบบ ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ.....	105
	ง.1 จุดประสงค์การทดลอง.....	106

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

ง.2	ทฤษฎี.....	106
ง.3	ส่วนประกอบหลักของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	108
ง.4	หลักการทํางานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	109
ง.5	คุณสมบัติของสารทํางานในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	109
ง.6	ขั้นตอนการทดลอง.....	110
ง.7	ตารางบันทึกผลการทดลอง	112
ง.8	การวิเคราะห์ผลการทดลอง	114
	ประวัติผู้เขียน	115

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1	ข้อมูลการออกแบบเบื้องต้นระบบทำความเย็นแบบดูดซับ..... 16
3.2	ค่าการออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว 24
3.3	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ได้จากการออกแบบ 25
3.4	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ได้จากการออกแบบ 30
4.1	ผลการทดลอง..... 47
4.2	พลังงานความร้อนที่อุปกรณ์ต่าง ๆ และ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น..... 49
ง.1	ตารางบันทึกผลการทดลอง 112

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แสดงวัฏจักรระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	4
2.2 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว ใช้ร่วมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	7
2.3 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบแปลงพลังงานความร้อน	8
2.4 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบสองขั้นตอน	9
2.5 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบสามขั้นตอน	9
2.6 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ใช้ร่วมกับการแลกเปลี่ยนความร้อน ระหว่างอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นกับอุปกรณ์ดูดซับ	10
2.7 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบใช้ร่วมกับ อุปกรณ์ดูดซับนำความร้อนกลับมาใช้	11
2.8 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบครึ่งขั้นตอน	12
2.9 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบใช้ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ	13
2.10 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบสองวัฏจักร	14
2.11 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ใช้ร่วมกับ Osmotic Membrane	14
3.1 แผนภาพระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว	16
3.2 ความสัมพันธ์ระหว่างความดัน, อุณหภูมิ และความเข้มข้นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์	18
3.3 แผนภาพ เอนทัลปี-ความเข้มข้น ของสารละลายลิเทียม โบรไมด์	19
3.4 ค่าที่ได้จากการออกแบบพล็อตบน Duhring Chart	25
3.5 อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น	31
3.6 อุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิ	31
3.7 Heater ขนาด 2000 W	32
3.8 Thermocouple Type K	32
3.9 อุปกรณ์ควบแน่น	33
3.10 ถังพัก	33

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.11 อุปกรณ์ทำระเหย.....	34
3.12 สวิตช์วัดระดับของเหลว.....	34
3.13 วาล์วไฟฟ้า.....	35
3.14 อุปกรณ์ดูดซับ	35
3.15 ชุดสร้างภาระความร้อนให้กับอุปกรณ์ทำระเหย	36
3.16 ชุดควบคุมอุณหภูมิ ของชุดสร้างภาระความร้อน	37
3.17 ปุ่มไคอะเฟรม อัตราการไหล 4 L·min ⁻¹	37
3.18 โต้ะวางเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ.....	38
3.19 ปุ่มไคอะเฟรม อัตราการไหล 1 L·min ⁻¹	39
3.20 วาล์วบริการ	39
3.21 สายต่อกับปุ่มสูญญากาศและวาล์วบริการ	40
3.22 ปุ่มสูญญากาศ.....	40
3.23 วาล์วลดความดัน	41
3.24 ชุดเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	41
3.25 ชุดเบรกเกอร์.....	42
3.26 Magnetic Switch ตัดต่อการทำงานของแท่งความร้อนไฟฟ้า	42
3.27 ด้านหน้าเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ.....	43
3.28 ชุดแสดงผลอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ.....	43
3.29 ชุดควบคุมอุณหภูมิสารละลายที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น.....	44
3.30 ชุดอ่านกำลังไฟฟ้าของแท่งความร้อนไฟฟ้า.....	44
4.1 ตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิของเครื่องมือทดลองต้นแบบ ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ.....	48
4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกของ อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นกับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น	49
4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกของอุปกรณ์ทำระเหย กับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น	50

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกของ อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นกับค่าพลังงานความร้อน ที่ให้กับอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น.....	51
4.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกของอุปกรณ์ทำระเหย กับค่าพลังงานความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น.....	51
4.6 อุณหภูมิ และอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลองกับการออกแบบ.....	52
4.7 อุณหภูมิ, ความดัน และความเข้มข้นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่ได้จาก การทดลองกับการออกแบบ.....	53
4.8 (a) สภาวะออกแบบที่อุปกรณ์ทำระเหย (b) สภาวะการทดลองที่อุปกรณ์ทำระเหย.....	54
4.9 แผนภาพตำแหน่งการเปรียบเทียบค่าระหว่างการออกแบบกับการทดลอง ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ.....	55
4.10 ตำแหน่งการลงจุดระหว่างการออกแบบกับการทดลองบน Duhring Chart.....	56
5.1 การออกแบบอุปกรณ์ทำระเหย และอุปกรณ์ดูดซับใหม่.....	61
5.2 แบบสร้างเพื่อทำการวิจัยต่อไป.....	62
ค.1 แบบสร้าง Generator.....	91
ค.2 แบบสร้าง Generator Cover.....	92
ค.3 แบบสร้าง Condenser.....	93
ค.4 แบบสร้าง Cover Top of Condenser.....	94
ค.5 แบบสร้าง Cover Bottom of Condenser.....	95
ค.6 แบบสร้าง Receiver.....	96
ค.7 แบบสร้าง Absorber.....	97
ค.8 แบบสร้าง Cover Top of Absorber.....	98
ค.9 แบบสร้าง Cover Bottom of Absorber.....	99
ค.10 แบบสร้าง Evaporator.....	100
ค.11 แบบสร้าง Cover Top of Evaporator.....	101
ค.12 แบบสร้าง Cover Bottom of Evaporator.....	102

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
ค.13 แบบสร้าง Table for Receiver and Generator.....	103
ค.14 แบบสร้าง Table	104
ง.1 แสดงวัฏจักรระบบทำความเย็นแบบดูดซับ	106
ง.2 ตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิของเครื่องมือทดลองต้นแบบ ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ.....	113

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

A	=	พื้นที่
C_p	=	ค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่
COP	=	สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น
D_i	=	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ
D_o	=	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ
F	=	สัมประสิทธิ์ความถูกต้อง
F_i	=	ค่าความสกปรกของผิวด้านในท่อ
F_o	=	ค่าความสกปรกของผิวด้านนอกท่อ
g	=	อัตราเร่งเนื่องจากค่าแรงโน้มถ่วงของโลก
h_f	=	เอนทัลปีของของเหลวอิ่มตัว
h_{fg}	=	ความร้อนแฝงของการควบแน่น
h_g	=	เอนทัลปีของไออิ่มตัว
h_i	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนสำหรับการไหลด้านในท่อ
h_o	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนสำหรับการไหลด้านนอกท่อ
H_{sh}	=	เอนทัลปีไอร้อนยวดยิ่ง
k	=	สภาพนำความร้อนของวัสดุ
k_l	=	สภาพนำความร้อนของน้ำ
L	=	ความยาวท่อ
m	=	อัตราการไหลโดยมวล
Nu	=	Nusselt Number
P	=	ความดัน
Pr	=	Prandtl Number
\dot{Q}	=	อัตราการถ่ายเทความร้อน
\dot{Q}_a	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ออกจากอุปกรณ์ดูดซับ
\dot{Q}_c	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ออกจากอุปกรณ์ควบแน่น
\dot{Q}_e	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์ทำระเหย

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

\dot{Q}_g	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น
Re_D	=	Reynolds Number
T	=	อุณหภูมิ
T_w	=	อุณหภูมิที่ผนังท่อ
T_v	=	อุณหภูมิของไอน้ำ
U	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนทั้งหมด
V_m	=	ค่าความเร็วเฉลี่ย
X	=	ความเข้มข้นของลิเทียมโบรไมด์ในสารละลายลิเทียมโบรไมด์
ρ	=	ความหนาแน่น
ρ_l	=	ความหนาแน่นของน้ำ
ρ_v	=	ความหนาแน่นของไอน้ำ
v	=	ปริมาตรจำเพาะ
μ	=	ค่าความหนืดสัมบูรณ์
w	=	งานที่ให้กับปั๊ม
ΔT_{ln}	=	Log mean temperature
ΔT_L	=	ความแตกต่างของอุณหภูมิของของเหลวร้อนและเย็นที่ทางออก
ΔT_O	=	ความแตกต่างของอุณหภูมิของของเหลวร้อนและเย็นที่ทางเข้า

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหาที่ทำการวิจัย

ในกระบวนการอุตสาหกรรมส่วนใหญ่จะใช้พลังงานความร้อน ซึ่งพลังงานความร้อนนั้นได้มาจากการเผาไหม้ของน้ำมัน หรือก๊าซธรรมชาติ เพื่อใช้ในการผลิตไอน้ำหรือทำความร้อน ซึ่งหลังจากกระบวนการเหล่านี้จะเกิดความร้อนที่ถูกทิ้งออกมา ความร้อนที่ถูกทิ้งออกมาเหล่านี้สามารถนำมาใช้ในกระบวนการทำความเย็นได้ ยกตัวอย่างเช่นระบบทำความเย็นแบบดูดซับ (Absorption Refrigeration System) ส่งผลให้เกิดการลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในกระบวนการทำความเย็น การนำความร้อนที่ถูกทิ้งออกมาเพื่อใช้ในกระบวนการทำความเย็นแบบดูดซับ จะช่วยลดมลภาวะที่เกิดขึ้นแก่สิ่งแวดล้อม ยกตัวอย่างเช่นปัญหาจากปรากฏการณ์เรือนกระจก (Green House Effect) ซึ่งเกิดจากการเผาไหม้จึงทำให้เกิดก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ขึ้น

ความแตกต่างระหว่างระบบทำความเย็นแบบดูดซับกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System) จะเกี่ยวกับสารทำงาน (Working Fluid) โดยทั่วไปแล้วระบบทำความเย็นแบบอัดไอนั้นจะใช้สารทำความเย็นประเภทคลอโรฟลูออโรคาร์บอน (Chlorofluorocarbons ; CFCs) ด้วยความเหมาะสมทางเทอร์โมฟิสิกส์ แต่ในปัจจุบันสารคลอโรฟลูออโรคาร์บอนถูกจำกัดการใช้งาน เนื่องจากสารคลอโรฟลูออโรคาร์บอนเป็นสาเหตุสำคัญในการทำลายชั้นโอโซนของบรรยากาศโลก เมื่อเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นระหว่างระบบทำความเย็นแบบดูดซับกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบอัดไอจะดีกว่าระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แต่งานที่ใช้ในการทำงานของปั๊มในระบบทำความเย็นแบบดูดซับจะน้อยกว่างานที่ใช้ในการทำงานของคอมเพรสเซอร์ จึงทำให้ระบบทำความเย็นแบบดูดซับมีข้อได้เปรียบว่า อย่างไรก็ตามถึงแม้ดูเหมือนว่าระบบทำความเย็นแบบดูดซับมีข้อได้เปรียบว่าระบบทำความเย็นแบบอัดไอ แต่ในความเป็นจริงแล้ว ส่วนแบ่งของตลาดส่วนใหญ่ระบบทำความเย็นแบบอัดไอนั้นมีมากกว่าเนื่องมาจากค่าดำเนินการติดตั้งระบบทำความเย็นแบบอัดไอถูกกว่าระบบทำความเย็นแบบดูดซับ เพื่อเป็นการส่งเสริมให้ผู้บริโภคหันมาใช้ระบบทำความเย็นแบบดูดซับแพร่หลายมากขึ้น จึงต้องมีการปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบและลดค่าดำเนินการติดตั้งระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

สร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว (Single Stage) ให้สามารถทำงานได้ตามเชิงทฤษฎี และสร้างเครื่องมือปฏิบัติการทางด้านการทำความเย็น และการปรับอากาศให้กับนักศึกษาระดับปริญญาตรี สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

1.3 ขอบเขตงานวิจัย

- 1) ออกแบบและสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ โดยเป็นแบบขั้นตอนเดียว จำนวน 1 เครื่อง
- 2) ทำการวิเคราะห์เครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับในเชิงทฤษฎี เปรียบเทียบกับผลการทดลองที่ได้
- 3) โดยประมาณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ของอุปกรณ์ทดลองต้นแบบ มากกว่าหรือเท่ากับ 0.5
- 4) ออกแบบระเบียบวิธีการทดลองให้เหมาะสมกับการทำปฏิบัติการของนักศึกษาระดับปริญญาตรี สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล พร้อมทั้งจัดทำคู่มือการทดลอง

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากการวิจัย

- 1) เพื่อให้นักศึกษา หรือผู้ที่สนใจเกี่ยวกับระบบทำความเย็นแบบดูดซับของมหาวิทยาลัย เทคโนโลยีสุรนารี ได้เห็นหลักการทำงานที่แท้จริง
- 2) เป็นทางเลือกของระบบปรับอากาศที่ลดการใช้พลังงานไฟฟ้า ซึ่งเป็นการนำพลังงานไฟฟ้าไปใช้อย่างคุ้มค่าและมีประสิทธิภาพสูงสุด
- 3) เป็นเครื่องมือทดลองต้นแบบของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว เพื่อใช้เป็นแนวทางในการสร้างเครื่องมือทดลองเครื่องต่อไป

บทที่ 2

ปริทัศน์วรรณกรรมงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 บทนำ

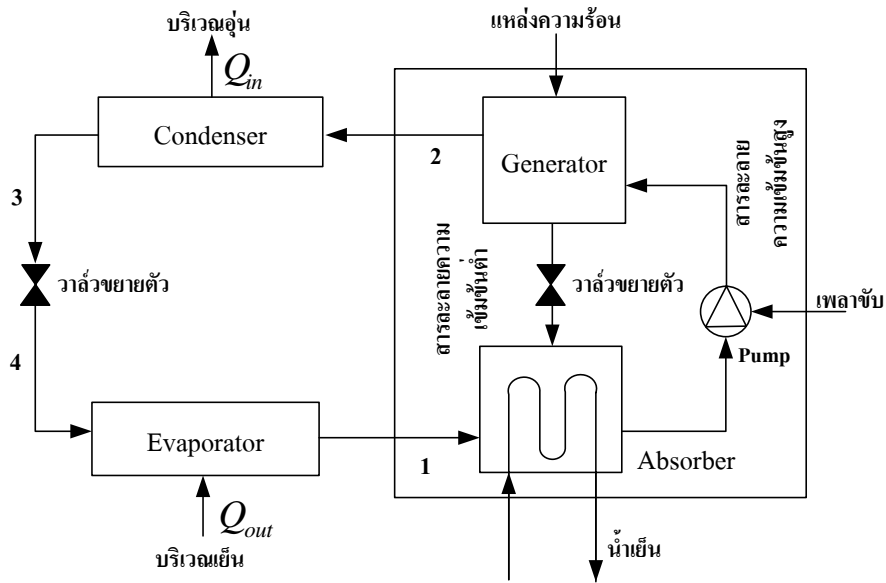
ในบทนี้จะกล่าวถึงประวัติความเป็นมาของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ งานวิจัยที่ผ่านมาที่มีส่วนคล้ายคลึงกับการศึกษา หลักการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

2.2 ประวัติความเป็นมาของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

ระบบทำความเย็นแบบดูดซับนี้ถูกค้นพบโดย Baltzar Von Platen และ Carl Munters ในปี ค.ศ. 1922 ในขณะที่ทั้งสองกำลังศึกษาอยู่ที่ Royal Institute of Technology ในเมือง Stockholm ประเทศ Sweden และถูกผลิตขึ้นในทางการค้าในปี ค.ศ. 1923 โดยบริษัท AB Arctic และถูกซื้อลิขสิทธิ์ในปี ค.ศ. 1925 โดยบริษัท Electrolux จากนั้นนักวิจัยก็มีการวิจัยและพัฒนาอย่างต่อเนื่อง แต่ในเริ่มแรกระบบทำความเย็นแบบดูดซับนี้ไม่ค่อยได้รับความนิยมแพร่หลาย เนื่องจากระบบนี้มีค่าใช้จ่ายในการสร้างระบบที่ค่อนข้างสูง เมื่อเทียบกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ แต่ในช่วงปี ค.ศ. 2000 จนถึงปัจจุบัน ระบบทำความเย็นแบบดูดซับนี้ได้รับความสนใจมากขึ้น อันเนื่องมาจากวิกฤตการณ์ทางด้านพลังงาน และสิ่งแวดล้อม อันเนื่องมาจากสารทำความเย็นแบบอัดไอ ที่มีส่วนประกอบของสารคลอโรฟลูออโรคาร์บอนที่ไปทำลายชั้นโอโซนของโลก จึงทำให้มีการวิจัยและพัฒนาระบบทำความเย็นแบบดูดซับนี้เพื่อทำให้ต้นทุนในการสร้างระบบถูกลง

2.3 หลักการพื้นฐานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

วัฏจักรของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว ซึ่งสารดูดซับ คือ ลิเทียม-โบรไมด์ และสารทำความเย็น คือ น้ำ แสดงไว้รูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 แสดงวัฏจักรระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

2.4 ส่วนประกอบหลักของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

1) อุปกรณ์ดูดซับ (Absorber) เป็นตัวดูดซับความร้อน โดยใช้สารละลายลิเทียมโบรไมด์เข้มข้นมาดูดซับไอของสารทำความเย็นซึ่งในที่นี้คือ น้ำ ให้กลับมาอยู่ในรูปของสารละลาย และทิ้งความร้อนสู่สิ่งแวดล้อม

2) อุปกรณ์ทำระเหย (Evaporator) เป็นอุปกรณ์ที่บรรจุน้ำบริสุทธิ์ ที่ได้ว่าเป็นสารทำความเย็นของระบบ เมื่อสารทำความเย็นได้รับความร้อนก็จะเกิดการระเหยเป็นไอน้ำ และไอน้ำนี้จะถูกดูดซับที่อุปกรณ์ดูดซับ

3) อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น (Generator) เป็นอุปกรณ์ที่สารละลายลิเทียมโบรไมด์ในอุปกรณ์ดูดซับที่เจือจางเนื่องจากดูดซับไอน้ำไว้ สารละลายลิเทียมโบรไมด์เจือจางจะถูกบีบมายังอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นเพื่อรับความร้อน ทำให้น้ำระเหยออกมา สารละลายลิเทียมโบรไมด์จะมีความเข้มข้นสูงอีกครั้ง จากนั้นสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่มีความเข้มข้นสูงจะถูกส่งกลับไปยังอุปกรณ์ดูดซับ

4) อุปกรณ์ควบแน่น (Condenser) เป็นอุปกรณ์ที่ระบายความร้อนของไอน้ำทำให้ไอน้ำกลั่นตัวเป็นของเหลว จากนั้นไหลไปยังอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น

2.5 หลักการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

- 1) น้ำในสถานะของเหลวจากอุปกรณ์ควบแน่นไหลไปยังอุปกรณ์ทำระเหยเพื่อรับความร้อนจากภาระการทำความเย็น เมื่อน้ำได้รับความร้อนจะระเหยกลายเป็นไอน้ำ ไหลไปยังอุปกรณ์ดูดซับ
- 2) ไอน้ำจากอุปกรณ์ทำระเหยจะไหลเข้าสู่อุปกรณ์ดูดซับ ซึ่งมีสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่มีความเข้มข้นสูงไหลหมุนเวียนอยู่ สารละลายลิเทียมโบรไมด์จะดูดซับไอน้ำไว้ทำให้มีความเข้มข้นลดลง จากนั้นสารละลายจะถูกบีบไปยังอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น
- 3) สารละลายลิเทียมโบรไมด์เจือจางจากอุปกรณ์ดูดซับไหลเข้าสู่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นเพื่อรับความร้อนทำให้น้ำในสารละลายระเหยกลายเป็นไอน้ำ ไหลไปยังอุปกรณ์ควบแน่น ส่วนสารละลายลิเทียมโบรไมด์เมื่อน้ำระเหยออกไปทำให้มีความเข้มข้นมากขึ้น จะไหลกลับมายังอุปกรณ์ดูดซับเพื่อดูดซับไอน้ำอีกครั้ง
- 4) ไอน้ำจากอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นจะถูกระบายความร้อนที่อุปกรณ์ควบแน่น เมื่อระบายความร้อนออก ไอน้ำจะกลายเป็นของเหลวไปยังอุปกรณ์ทำระเหยเพื่อรับความร้อนอีกครั้ง การทำงานจะหมุนเวียนเป็นวัฏจักรดังกล่าวจนได้ความเย็นที่ต้องการ

2.6 คุณสมบัติของสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

Florides, Kaloirou, Tassou, and Wrobel (2003) ได้นำเสนอคุณสมบัติของสารทำงานที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ดังนี้

- 1) สารทำความเย็น และสารดูดซับจะไม่เกิดการจับตัวเป็นของแข็งภายใต้สภาวะของการทำงานในระบบทำความเย็น
- 2) สารทำความเย็นจะต้องระเหยง่ายกว่าสารดูดซับ ซึ่งจะเป็นการง่ายต่อการแยกสารทั้งสองชนิดออกจากกัน
- 3) สารดูดซับ และสารทำความเย็นจะต้องมีแรงดึงดูดระหว่างโมเลกุลที่สูงเมื่ออยู่ภายใต้สภาวะของการดูดซับ เพื่อให้เกิดการหมุนเวียนของสารภายในระบบเป็นไปอย่างช้าในกระบวนการทำความเย็น และความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) มีค่าน้อย ซึ่งในภายใต้สภาวะของการดูดซับสารทำความเย็น และสารดูดซับนั้นมีแรงดึงดูดระหว่างโมเลกุลมีค่ามาก ส่งผลให้ต้องมีการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็กระหว่างอุปกรณ์ดูดซับ และอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น เพื่อลดการใช้พลังงานในอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น ที่ใช้ในการแยกสารทำความเย็นออกจากสารดูดซับ

4) ความดัน ความดันภายในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ในการออกแบบนั้นควรเลือกความดันที่เหมาะสม คือ ความดันภายในระบบนั้นไม่ต่ำมากจนเกินไป จนส่งผลให้อุปกรณ์ภายในระบบต้องมีความหนาของวัสดุมาก ผลที่ตามมา คือ ทำให้สิ้นเปลืองค่าใช้จ่ายในการสร้างระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

5) สารทำความเย็น และสารดูดซับนั้น ต้องมีความเสถียร คือ ไม่เกิดปฏิกิริยาโดยไม่ทราบสาเหตุ เช่น เกิดของแข็งขึ้น หรือเกิดสารที่สามารถกัดกร่อนอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

6) สารทำความเย็น และสารดูดซับจะต้องไม่กัดกร่อนวัสดุอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

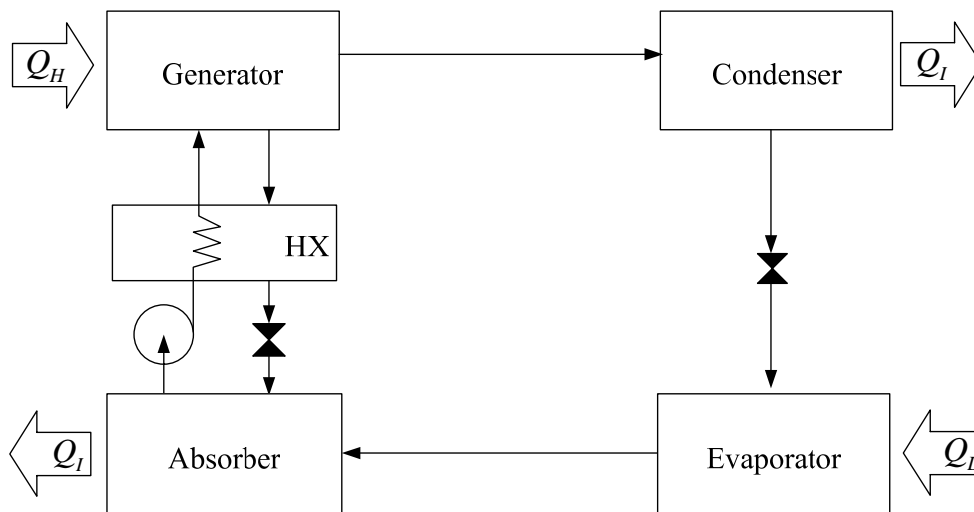
7) สารทำความเย็น และสารดูดซับนั้นต้องมีความปลอดภัย ไม่เป็นพิษต่อมนุษย์ และไม่ติดไฟง่าย

8) การหมุนเวียนของสารทำความเย็นและสารดูดซับภายในระบบต้องควบคุมให้เกิดการหมุนเวียนเป็นไปอย่างช้า โดยเลือกสารทำความเย็นที่มีค่าความร้อนแฝงสูงที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้

2.7 การออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับชนิดต่าง ๆ

2.7.1 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว (Single-effect absorption system)

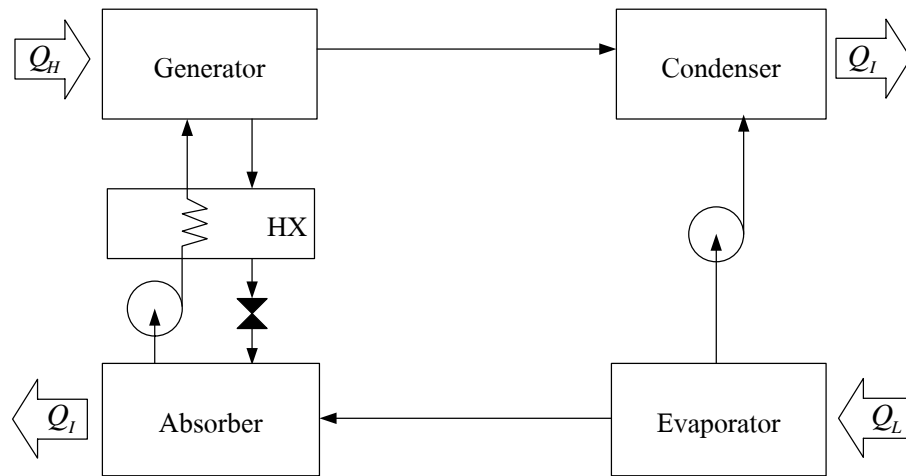
ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว เป็นระบบพื้นฐานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ สารทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว โดยทั่วไปแล้วจะใช้ ลิเทียมโบรไมด์/น้ำ เป็นสารทำงาน พลังงานความร้อนที่ใช้ในระบบนี้จะใช้ที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น เพื่อใช้ในการแยกสารทำความเย็นออกจากสารละลาย และนำพลังงานความร้อนทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม ที่อุปกรณ์ควบแน่น ส่วนความร้อนจากพื้นที่ที่ต้องการทำความเย็นจะถูกนำไปใช้กับอุปกรณ์ทำระเหย และพลังงานความร้อนจะถูกนำไปทิ้งสู่สิ่งแวดล้อมอีกครั้งที่อุปกรณ์ดูดซับ และเพื่อเป็นการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นขึ้น 60% ของระบบทำความเย็นแบบดูดซับแบบขั้นตอนเดียว จึงได้นำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) มาไว้ระหว่างอุปกรณ์ดูดซับกับอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น เพื่อเป็นการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนระหว่างสารละลายเจือจางที่มีอุณหภูมิต่ำที่ออกมาจากอุปกรณ์ดูดซับ กับสารละลายเข้มข้นที่มีอุณหภูมิสูงที่ออกมาจากอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น เพื่อลดพลังงานความร้อนที่ให้แก่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น (Satha, 1995) ดังรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว
ใช้ร่วมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
(Pongsit, Satha, and Supachart, 2001)

2.7.2 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบแปลงพลังงานความร้อน (Absorption heat transformer)

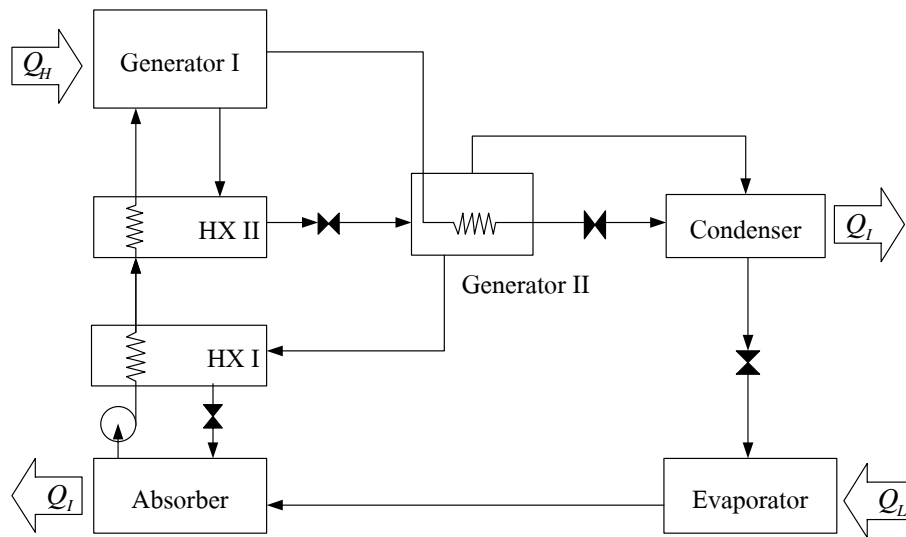
ระบบทำความเย็นแบบดูดซับระบบนี้ จะใช้ความร้อนที่เหลือทิ้งจากโรงงานอุตสาหกรรม หรือความร้อนที่ได้จากพลังงานแสงอาทิตย์ ซึ่งเป็นพลังงานคุณภาพต่ำ มาใช้เป็นพลังงานเพื่อใช้ในอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น โดยงานที่ให้กับระบบนั้นจะเป็นงานที่ได้มาฟรี ยกเว้นงานบางส่วนที่ใช้กับปั๊มเพื่อการหมุนเวียนสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ และข้อแตกต่างอีกประการหนึ่งของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบแปลงพลังงานความร้อน เมื่อเปรียบเทียบกับระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว คือ ระหว่างอุปกรณ์ที่ระเหยกับอุปกรณ์ดูดซับนั้น จากเดิมที่ใช้วาล์วขยายตัว (Expansion Valve) จะถูกแทนที่ด้วยปั๊ม ซึ่งแสดงไว้ดังรูปที่ 2.3 ที่ต้องใช้ปั๊มเข้ามาช่วยในระบบทำความเย็นแบบดูดซับแบบแปลงพลังงาน เนื่องจากโดยทั่วไปแล้วอุณหภูมิของความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นและอุปกรณ์ดูดซับค่อนข้างที่จะใกล้เคียงกัน ส่งผลให้ความดันด้านความดันต่ำ คือ ที่อุปกรณ์ดูดซับและอุปกรณ์ทำระเหย และด้านความดันสูง คือ อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นและอุปกรณ์ควบแน่นมีความดันใกล้เคียงกัน



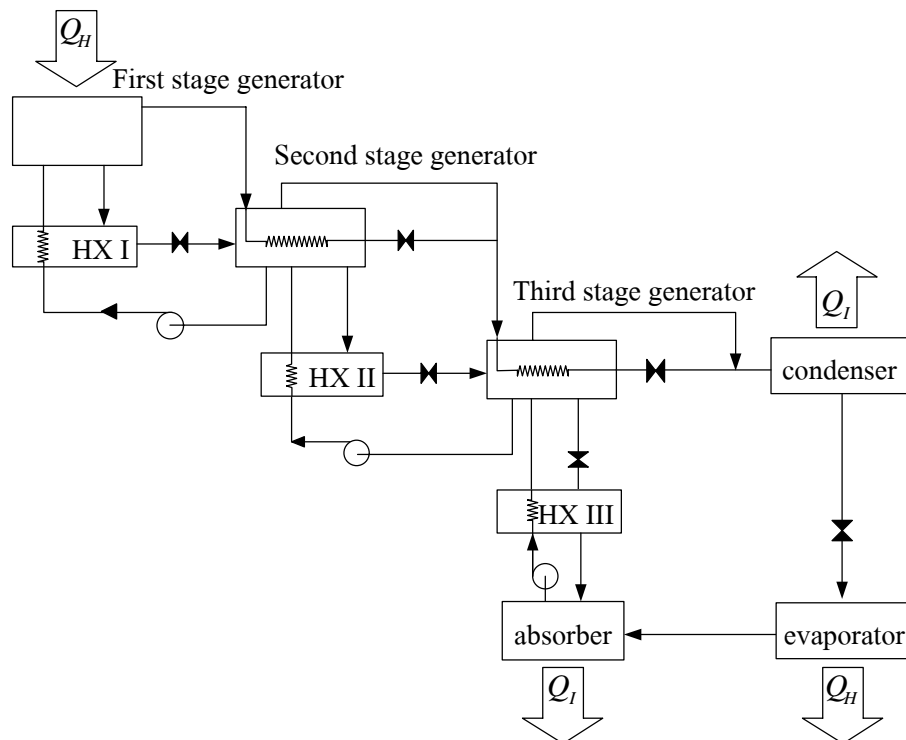
รูปที่ 2.3 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบแปลงพลังงานความร้อน (Pongsit et al., 2001)

2.7.3 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบหลายขั้นตอน (Multi-effect absorption refrigeration cycle)

ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบหลายขั้นตอน เป็นระบบที่เหมาะสมกับแหล่งพลังงานความร้อนที่เพียงพอที่จะให้แก่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น ซึ่งระบบนี้ได้ถูกนำมาใช้เมื่อปี ค.ศ. 1956-1958 ดังรูปที่ 2.4 เป็นระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบสองขั้นตอน สารทำงานที่ใช้ในระบบสองขั้นตอนนิยมใช้ลิเทียมโบรไมด์/น้ำ พลังงานความร้อนจะถูกนำไปใช้ในอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นในขั้นตอนแรก สารทำความเย็นจะกลายเป็นไอ ซึ่งไอของสารทำความเย็นที่ถูกแยกออกมาในขั้นตอนแรก จะถูกนำไปใช้แยกสารทำความเย็นที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นตัวที่สองอีกครั้ง ซึ่งสามารถช่วยลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนที่จะเข้าสู่อุปกรณ์ควบแน่น ซึ่งในระบบแบบสองขั้นตอนนี้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นที่ได้จะมีค่าเท่ากับ $COP_{double} = COP_{single} + (COP_{single})^2$ และได้มีการคิดค้นระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบสามขั้นตอนขึ้นมาดังรูปที่ 2.5 ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ที่ได้นั้นก็จะมีค่าสูงขึ้นตามขั้นตอนที่เพิ่มมากขึ้น แต่ในทางตรงกันข้ามการเพิ่มขั้นตอนของระบบทำความเย็นแบบดูดซับนั้นก็ส่งผลถึงความซับซ้อนของระบบในการสร้างเครื่องมากยิ่งขึ้น



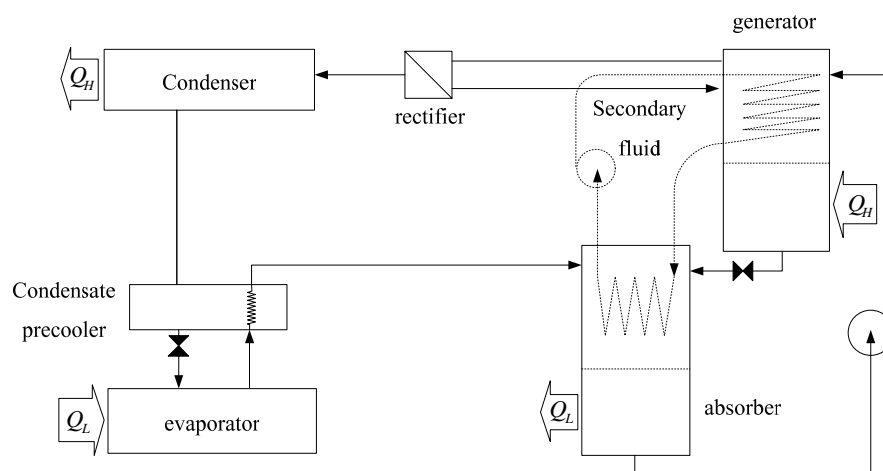
รูปที่ 2.4 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบสองขั้นตอน (Vliet, Lawson, and Lithgow, 1982)



รูปที่ 2.5 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบสามขั้นตอน (Devault and Marsala, 1990)

2.7.4 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ใช้ร่วมกับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอุปกรณ์ แยกสารทำความเย็นกับอุปกรณ์ดูดซับ (Absorption refrigeration cycle with GAX)

GAX นั้นย่อมาจาก การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นกับอุปกรณ์ดูดซับ (Generator/absorber heat exchanger) สารทำความเย็นที่ออกมาจากอุปกรณ์ทำระเหย และสารละลายเข้มข้นที่ออกมาจากอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นจะเข้าสู่ส่วนบนของอุปกรณ์ดูดซับ ที่ส่วนบนจะมีของเหลวที่สอง (Secondary Fluid) ให้นำความร้อนบางส่วนออกจากส่วนบนของอุปกรณ์ดูดซับ และความร้อนที่นำออกไปนี้จะช่วยในการแยกสารทำความเย็นที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นส่วนบน และส่วนล่างของอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นจะใช้พลังงานความร้อนจากภายนอกเพื่อใช้ในการแยกสารทำความเย็นส่วนที่เหลือ และในอุปกรณ์ดูดซับส่วนล่างก็จะนำความร้อนที่เกิดจากกระบวนการดูดซับสารทำความเย็นที่ส่งสู่สิ่งแวดล้อม ดังในรูปที่ 2.6 ซึ่งในระบบนี้จะนิยมใช้แอมโมเนียเป็นสารทำความเย็น และใช้น้ำเป็นสารดูดซับ

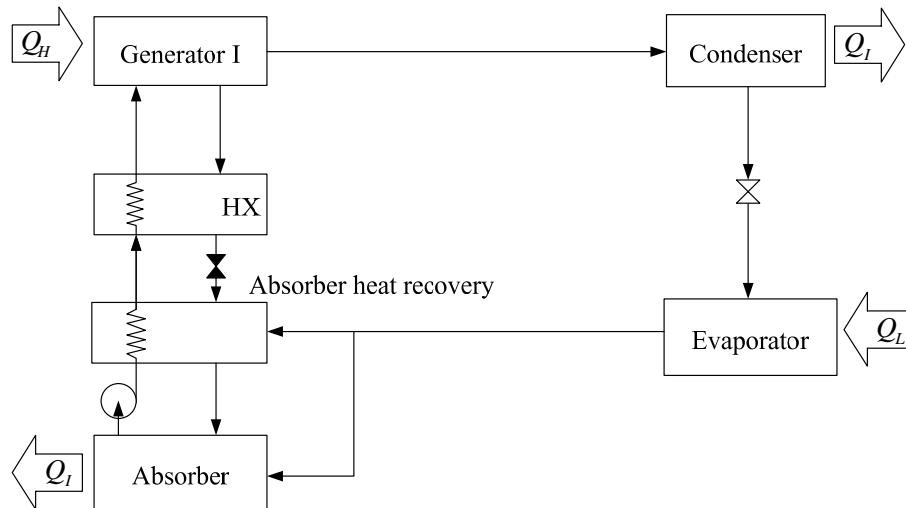


รูปที่ 2.6 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ใช้ร่วมกับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอุปกรณ์
แยกสารทำความเย็นกับอุปกรณ์ดูดซับ (Herold, Radermacher, and Klien, 1996)

2.7.5 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบใช้ร่วมกับการนำความร้อนกลับมาใช้ (Absorption refrigeration cycle with an absorber-heat-recovery)

ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบใช้ร่วมกับการนำความร้อนกลับมาใช้ ระบบนี้เมื่อไอของสารทำความเย็นที่ออกมาจากอุปกรณ์ทำระเหย จะแบ่งไอของสารทำความเย็นออกเป็นสองส่วน คือ ไอของสารทำความเย็นส่วนแรกจะเข้าสู่อุปกรณ์ดูดซับ ซึ่งความร้อนที่เกิดจากกระบวนการดูดซับจะถูกถ่ายเทสู่สิ่งแวดล้อม และไอของสารทำความเย็นส่วนที่สองจะถูกส่งเข้า

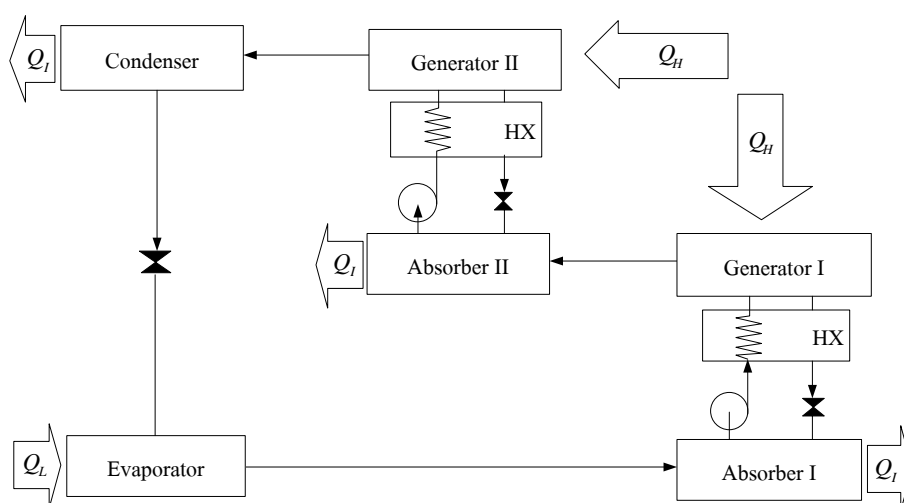
ไปสู่อุปกรณ์ดูดซับนำความร้อนกลับมาใช้ เพื่อนำไปใช้เพิ่มอุณหภูมิของสารละลายก่อนเข้าอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น โดยพบว่าในระบบนี้จะเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ได้มากถึง 10% แต่ระบบนี้อยู่ในช่วงของการวิจัย ยังไม่ได้มีการสร้างขึ้นมาจริง ดังในรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบใช้ร่วมกับอุปกรณ์ดูดซับนำความร้อนกลับมาใช้ (Pongsit et al., 2001)

2.7.6 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบครึ่งขั้นตอน (Half-effect absorption refrigeration cycle)

ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบครึ่งขั้นตอน จะใช้พลังงานความร้อนน้อยในการแยกสารทำความเย็นออกจากสารละลาย เมื่อเทียบกับระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว ในระบบนี้จะยกตัวอย่าง ที่ใช้สารทำงานคือ น้ำ/แอมโมเนีย ดังแสดงไว้ในรูปที่ 2.8 แต่ข้อเสียคือ จะมีการทิ้งความร้อนมากกว่าระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียวถึง 50% (Groll, 1997)

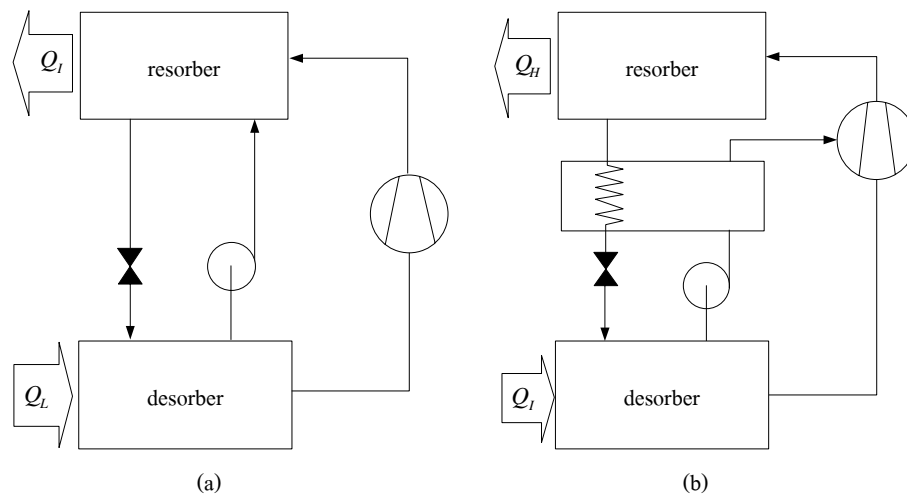


รูปที่ 2.8 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบครึ่งขั้นตอน (Pongsit et al., 2001)

2.7.7 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบใช้ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

(Combined vapor absorption-compression cycle)

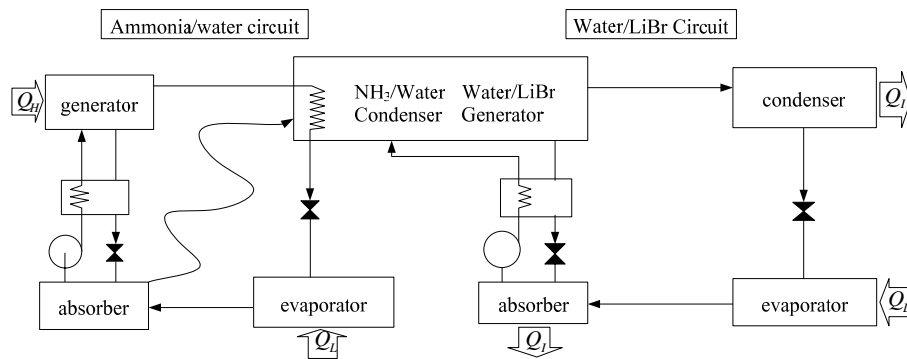
ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบใช้ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ในรูปที่ 2.9 (a) จะพบว่าอุปกรณ์ควบแน่น และอุปกรณ์ทำระเหยในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ จะแทนด้วยอุปกรณ์ดูดซับไอสารทำความเย็น (Resorber) และอุปกรณ์แยกไอสารทำความเย็น (Desorber) ตามลำดับ ซึ่งความแตกต่างของความดันระหว่างด้านความดันต่ำ และด้านความดันสูงในระบบนี้ จะมิต่ำกว่าระบบทำความเย็นแบบอัดไอโดยทั่วไป ซึ่งผู้ออกแบบคาดหวังว่าระบบนี้จะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นมากกว่าระบบทำความเย็นแบบอัดไอโดยทั่วไป และในรูปที่ 2.9 (b) ระบบการทำงานจะคล้ายกับหลักการการทำงานของปั๊มความร้อน (Heat Pump) ซึ่งเป็นระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบใช้ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบอัดไออีกประเภทหนึ่ง



รูปที่ 2.9 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบใช้ร่วมกับ
ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Machienlsen, 1990)

2.7.8 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบสองวัฏจักร (Dual-cycle absorption refrigeration)

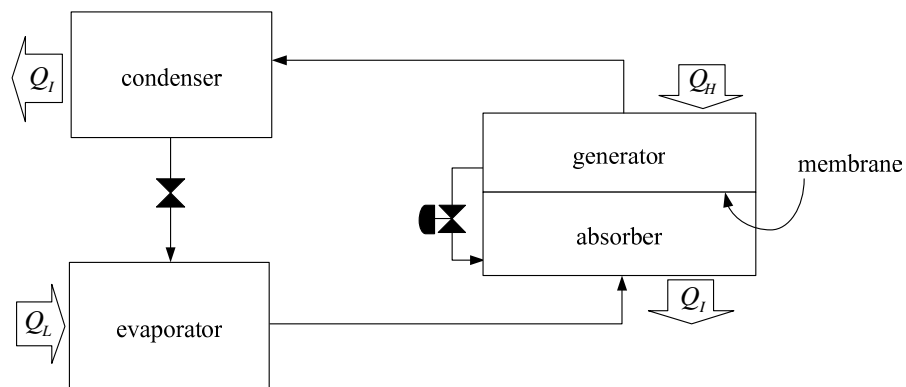
ระบบนี้จะประกอบไปด้วยการทำงานสองวัฏจักรที่มีสารทำงานสองชนิดที่แตกต่างกัน ยกตัวอย่างเช่น ระบบทำความเย็นแบบดูดซับในวัฏจักรแรกจะใช้สารทำงาน คือ น้ำ/แอมโมเนีย และระบบทำความเย็นแบบดูดซับในวัฏจักรที่สองจะใช้สารทำงาน คือ ลิเทียมโบรไมด์/น้ำ หลักการทำงานของระบบนี้ คือ ระบบที่ใช้แอมโมเนียเป็นสารทำความเย็น จะใช้พลังงานความร้อนจากภายนอก เพื่อใช้ในการแยกสารทำความเย็นในอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น ความร้อนที่ออกจากอุปกรณ์ควบแน่น และอุปกรณ์ดูดซับของระบบนี้จะถูกนำไปใช้ในการแยกสารทำความเย็นที่ใช้สารทำงาน คือ ลิเทียมโบรไมด์/น้ำ ภายในอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น กระบวนการทำความเย็นจะเกิดขึ้นที่อุปกรณ์ทำระเหยของทั้งสองวัฏจักร ดังรูปที่ 2.10



รูปที่ 2.10 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบสองวัฏจักร (Hanna, Wilkinson, and Ball, 1984)

2.7.9 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ใช้ร่วมกับ Osmotic Membrane (Osmotic-membrane absorption cycle)

สารทำความเย็นเข้มข้นในสารละลายที่อยู่ภายในอุปกรณ์ดูดซับ และสารทำความเย็นเจือจางในสารละลายที่อยู่ภายในอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น จะถูกทำการแยกออกจากกันโดย Osmotic Membrane โดยเยื่อ (Membrane) จะยอมให้เฉพาะสารทำความเย็นผ่านเท่านั้น โดยสารทำความเย็นจะแยกออกจากอุปกรณ์ดูดซับผ่านไปยังอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น โดยที่ไม่ต้องการใช้ปั๊มในการขับเคลื่อนสารทำงาน โดยความดันที่แตกต่างกันระหว่างสองอุปกรณ์นี้จะขึ้นอยู่กับชนิดของ Membrane ดังรูปที่ 2.11



รูปที่ 2.11 ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ใช้ร่วมกับ Osmotic Membrane (Pongsit et al., 2001)

บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

3.1 บทนำ

ในการดำเนินการวิจัยได้ทำการออกแบบ และสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว ซึ่งในการออกแบบระบบได้ทำการออกแบบส่วนประกอบหลักของระบบจำนวน 4 ส่วน คือ อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น, อุปกรณ์ควบแน่น, อุปกรณ์ทำระเหย และอุปกรณ์ดูดซับ ในการออกแบบได้ทำการออกแบบระบบ โดยคำนึงถึงปัจจัยต่าง ๆ ดังนี้

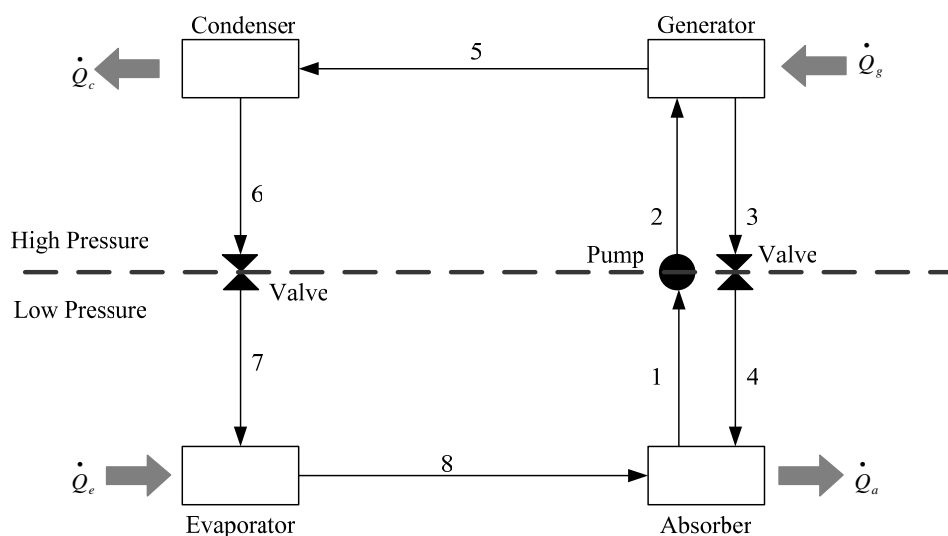
1) งบประมาณ ในการออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ เนื่องจากมีข้อจำกัดในเรื่องงบประมาณในการสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบนี้ การออกแบบอุปกรณ์ต่าง ๆ ภายในระบบต้องคำนึงถึงงบประมาณที่ต้องสามารถดำเนินการสร้างได้เสร็จทุกส่วน ยกตัวอย่างเช่น ระบบไฟฟ้า ระบบควบคุม และระบบการแสดงผล เป็นต้น

2) การใช้งาน ส่วนประกอบต่าง ๆ ของระบบต้องสามารถดูระบบได้ชัดเจน เพื่อง่ายต่อการอธิบายการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

3.2 สมมติฐานการออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว

ในการออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว ได้กำหนดสมมติฐานเบื้องต้นในการออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ดังนี้

- 1) ในสถานะสมดุลของสารทำความเย็น คือ น้ำบริสุทธิ์
- 2) ระบบไม่มีการเปลี่ยนแปลงค่าความดัน ยกเว้นแต่สารทำงานไหลผ่านวาล์วขยายตัว และปั๊ม
- 3) ในตำแหน่งที่ 1, 3 และ 6 สารทำงานมีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัว จากรูปที่ 3.1
- 4) ในตำแหน่งที่ 8 สารทำงานมีสถานะเป็นไออิ่มตัว (Saturated Vapor)
- 5) สารทำงานที่ไหลผ่านวาล์วขยายตัวไม่มีการสูญเสียความร้อน
- 6) สารทำงานที่ไหลผ่านปั๊มเป็นกระบวนการไอเซนโทรปิก (Isentropic)
- 7) ในระบบไม่มีการสูญเสียความร้อน จากอุปกรณ์ต่าง ๆ
- 8) ระบบอยู่ในสถานะสมดุล (Steady State)



รูปที่ 3.1 แผนภาพระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว

ตารางที่ 3.1 ข้อมูลในการออกแบบเบื้องต้นระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

ค่าตัวแปร	สัญลักษณ์	ค่าที่กำหนด
ภาระการทำความเย็น	\dot{Q}_e	1 kW
อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ทำระเหย	T_8	6°C
อุณหภูมิของสารละลายที่ออกจากอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น	T_3	90°C
ค่าอัตราส่วนโดยมวลของสารละลายเจือจาง	X_1	55% LiBr
ค่าอัตราส่วนโดยมวลของสารละลายเข้มข้น	X_3	60% LiBr
อุณหภูมิไอของสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น	T_5	85°C

3.3 ขั้นตอนการออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

3.3.1 วิเคราะห์ที่อุปกรณ์ทำระเหย

สารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ทำระเหย คือ น้ำ ที่ตำแหน่งที่ 8 มีสถานะเป็นไออิ่มตัว ค่าอุณหภูมิของไออิ่มตัว ณ ตำแหน่งที่ 8 ค่าที่กำหนดจากการออกแบบมีค่าเท่ากับ 6°C สามารถหาค่าความดันไออิ่มตัว ณ ตำแหน่งที่ 8

สมการความดันอิ่มตัวของไอน้ำ (Saturation pressure of water vapor) (Florides, Kalogirou, Tassou, and Wrobel, 2003)

$$P = 0.000000000002T^6 + 0.000000003T^5 + 0.0000002T^4 + 0.00003T^3 + 0.0014T^2 + 0.0444T + 0.6108 \quad (3-1)$$

โดยที่ P คือ ความดันอิ่มตัวของไอน้ำ (kPa)

T คือ อุณหภูมิ ($^{\circ}\text{C}$)

สมการค่าเอนทัลปีของไอน้ำอิ่มตัว (Saturated water-vapor enthalpy) (Florides et al., 2003)

$$h_g = -0.00125397T^2 + 1.88060937T + 2500.559 \quad (3-2)$$

โดยที่ h_g คือ ค่าเอนทัลปีของไอน้ำอิ่มตัว ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)

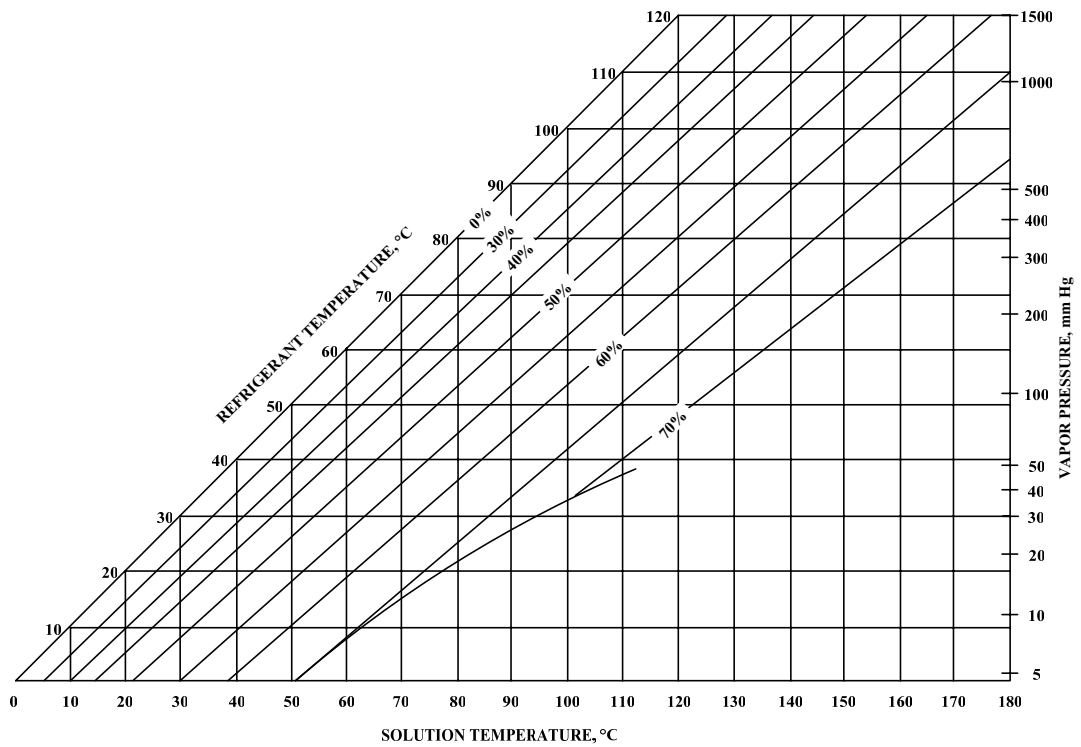
T คือ อุณหภูมิ ($^{\circ}\text{C}$)

จากสมการที่ (3-1) และ (3-2) สามารถหาค่าความดันอิ่มตัวของไอน้ำและค่าเอนทัลปีของไอน้ำอิ่มตัว

$$P_g = 0.94 \text{ kPa}$$

$$h_g = 2511.92 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

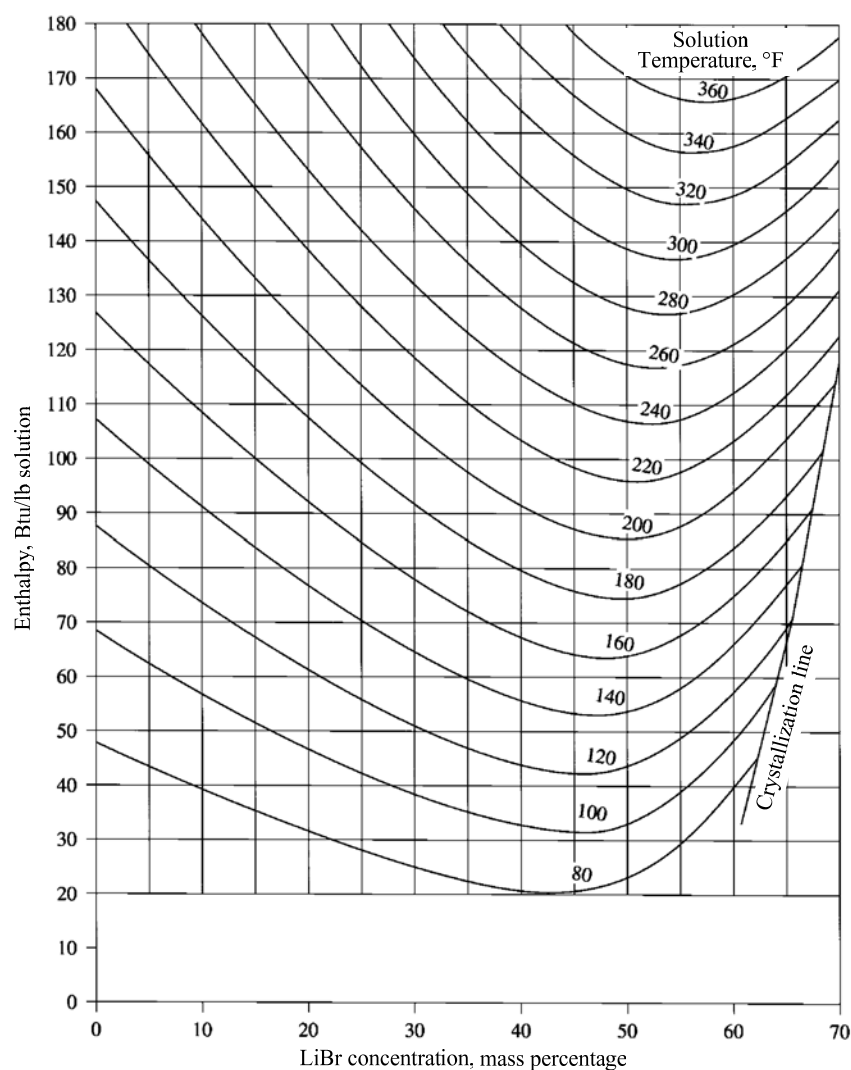
ซึ่งจากข้อกำหนดในการออกแบบ ค่าความดันด้านความดันต่ำเท่ากับ 0.94 kPa



รูปที่ 3.2 ความสัมพันธ์ระหว่างความดัน, อุณหภูมิ และความเข้มข้น
ของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ (McNeely, 1979)

3.3.2 วิเคราะห์ที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น

ข้อกำหนดการออกแบบอุณหภูมิของสารละลายที่ออกจากอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นเท่ากับ 90°C และอัตราส่วนโดยมวลของสารละลายเข้มข้นเท่ากับ 60% LiBr จากรูปที่ 3.2 สามารถหาค่าความดันไอเท่ากับ 72 mmHg หรือเท่ากับ 9.6 kPa



รูปที่ 3.3 แผนภาพ เอนทัลปี-ความเข้มข้น ของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ (Wang, S.K., 2001)

จากรูปที่ 3.3 ที่อัตราส่วนโดยมวลของสารละลายเข้มข้น 60% LiBr และอุณหภูมิของสารละลายเท่ากับ 90°C ค่าเอนทัลปีของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ $91 \text{ Btu}\cdot\text{lb}^{-1}$ ($211.667 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$) ตำแหน่งที่ 3 สามารถหาค่าต่างๆ ได้ดังนี้

$$P_3 = 9.6 \text{ kPa}$$

$$h_3 = 211.667 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

ค่าเอนทัลปีตำแหน่งที่ 3 เท่ากับตำแหน่งที่ 4 เนื่องจากเป็นกระบวนการทรอทติง (Throttling Process) เพราะฉะนั้น

$$h_3 = h_4 = 211.667 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

ค่าความดันตำแหน่งที่ 3 เท่ากับ ค่าความดันตำแหน่งที่ 6 คือ 9.6 kPa

$$P_3 = P_6 = 9.6 \text{ kPa}$$

ตำแหน่งที่ 5 สามารถหาค่าเอนทัลปีไอร้อนยวดยิ่ง จากสมการที่ (3-3)-(3-6) โดยกำหนดค่าความดันไอเท่ากับ 9.6 kPa อุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็น คือ น้ำ เท่ากับ 44.93°C และอุณหภูมิของไอน้ำ 85°C ค่าเอนทัลปีไอร้อนยวดยิ่งเท่ากับ 2627.25 kJ·kg⁻¹

สมการหาค่าเอนทัลปีไอร้อนยวดยิ่ง (Enthalpy of superheat steam) (Rojers and Mayhew, 1992)

$$H_{sh} = ((H_{SH2} - H_{SH1})/100)T + H_{SH1} \quad (3-3)$$

$$H_{SH1} = 32.508 \ln(P) + 2513.2 \quad (3-4)$$

$$H_{SH2} = 0.00001P^2 - 0.1193P + 2689 \quad (3-5)$$

$$T = T_{actual} - T_{ref} \quad (3-6)$$

โดยที่	H_{sh}	คือ เอนทัลปีไอร้อนยวดยิ่ง (kJ·kg ⁻¹)
	T_{ref}	คือ อุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็น (°C)
	T_{actual}	คือ อุณหภูมิของไอน้ำ (°C)
	T	คือ องศาไอร้อนยวดยิ่ง (°C)
	P	คือ ความดันไอ (kPa)

3.3.3 วิเคราะห์ที่อุปกรณ์ควบแน่น

จากค่าความดันตำแหน่งที่ 6 สามารถหาค่าเอนทัลปีได้เท่ากับตำแหน่งที่ 6 สารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ควบแน่น มีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัว (Çengel and Boles, 2006)

$$h_6 = h_{f@9.6kPa} = 188.67 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

ค่าเอนทัลปีตำแหน่งที่ 6 เท่ากับตำแหน่งที่ 7 เนื่องจากเป็นกระบวนการทรอตติง (Throttling Process) เพราะฉะนั้น

$$h_6 = h_7 = 188.67 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

3.3.4 วิเคราะห์ที่อุปกรณ์ดูดซับ

ตำแหน่งที่ 1 สารละลายมีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัว ค่าอัตราส่วนโดยมวลของสารละลายเจือจางเท่ากับ 55% LiBr และค่าความดันเท่ากับ 0.93 kPa จากรูปที่ 3.2 สามารถอ่านค่าอุณหภูมิของสารละลายเท่ากับ 102.5°F (39.17°C) และจากรูปที่ 3.3 สามารถหาค่าเอนทัลปีเท่ากับ 93 kJ·kg⁻¹

3.3.5 สมการสมดุลพลังงานและสมดุลมวล

สมการสมดุลมวลที่อุปกรณ์ดูดซับ (Florides et al., 2003)

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_8 + \dot{m}_4 \quad (3-7)$$

โดยที่ \dot{m}_1 คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 1 (kg·s⁻¹)
 \dot{m}_4 คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 4 (kg·s⁻¹)
 \dot{m}_8 คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 8 (kg·s⁻¹)

$$X_1 \dot{m}_1 = X_4 \dot{m}_4 \quad (3-8)$$

โดยที่ \dot{m}_1 คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 1 (kg·s⁻¹)
 \dot{m}_4 คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 4 (kg·s⁻¹)
 X_1 คือ อัตราส่วนโดยมวลของสารละลายตำแหน่งที่ 1 (% LiBr)
 X_4 คือ อัตราส่วนโดยมวลของสารละลายตำแหน่งที่ 4 (% LiBr)

สมดุลพลังงานที่อุปกรณ์ดูดกลืน (Florides et al., 2003)

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_1 h_1 \quad (3-9)$$

โดยที่	\dot{Q}_a	คือ อัตราความร้อนที่ออกจากอุปกรณ์ดูดซับ (kW)
	\dot{m}_1	คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 1 ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
	\dot{m}_4	คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 4 ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
	\dot{m}_8	คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 8 ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
	h_1	คือ ค่าเอนทัลปีตำแหน่งที่ 1 ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
	h_4	คือ ค่าเอนทัลปีตำแหน่งที่ 4 ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
	h_8	คือ ค่าเอนทัลปีตำแหน่งที่ 8 ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
		สมดุลพลังงานที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น (Florides et al., 2003)

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \quad (3-10)$$

โดยที่	\dot{Q}_g	คือ อัตราความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น (kW)
	\dot{m}_2	คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 2 ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
	\dot{m}_3	คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 3 ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
	\dot{m}_8	คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 8 ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
	h_1	คือ ค่าเอนทัลปีตำแหน่งที่ 1 ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
	h_4	คือ ค่าเอนทัลปีตำแหน่งที่ 4 ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
	h_8	คือ ค่าเอนทัลปีตำแหน่งที่ 8 ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
		สมดุลพลังงานที่อุปกรณ์ควบแน่น (Florides et al., 2003)

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5 \quad (3-11)$$

โดยที่	\dot{Q}_c	คือ อัตราความร้อนที่ออกจากอุปกรณ์ควบแน่น (kW)
	\dot{m}_5	คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 5 ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
	\dot{m}_6	คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 6 ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
	h_5	คือ ค่าเอนทัลปีตำแหน่งที่ 5 ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)

h_6 คือ ค่าเอนทัลปีตำแหน่งที่ 6 ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
 สมดุลพลังงานที่อุปกรณ์ทำระเหย (Florides et al., 2003)

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 \quad (3-12)$$

โดยที่ \dot{Q}_e คือ อัตราความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์ทำระเหย (kW)
 \dot{m}_7 คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 7 ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
 \dot{m}_8 คือ อัตราการไหลโดยมวลตำแหน่งที่ 8 ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
 h_7 คือ ค่าเอนทัลปีตำแหน่งที่ 7 ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
 h_8 คือ ค่าเอนทัลปีตำแหน่งที่ 8 ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
 สมการปั๊มแบบไอเซนโทรปิก (Florides et al., 2003)

$$w = \dot{m}_1 v_1 (p_2 - p_1) \quad (3-13)$$

โดยที่ w คือ งานที่ให้กับปั๊ม (W)
 \dot{m}_1 คือ อัตราการไหลโดยมวล ณ ตำแหน่งที่ 1 ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
 v_1 คือ ปริมาตรจำเพาะตำแหน่งที่ 1 ($\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$)
 p_1 คือ ความดันตำแหน่งที่ 1 (Pa)
 p_2 คือ ความดันตำแหน่งที่ 2 (Pa)
 เนื่องจากปริมาตรจำเพาะตำแหน่งที่ 1 อยู่ในสถานะของสารละลายลิเทียมโบรไมด์
 สามารถหาค่าปริมาตรจำเพาะ (Çengel and Boles, 2006)

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (3-14)$$

โดยที่ v คือ ปริมาตรจำเพาะของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ ($\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$)
 ρ คือ ความหนาแน่นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

สมการหาค่าความหนาแน่นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ ช่วงอัตราส่วนโดยมวลของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ 20% $LiBr < X < 60\% LiBr$ (Lee, DiGuilio, Jester, and Teja, 1990)

$$\rho_x = 1145.36 + 470.84X_0 + 1374.79X_0^2 - (0.333393 + 0.571749X_0)(273 + T) \quad (3-15)$$

$$X_0 = X/100$$

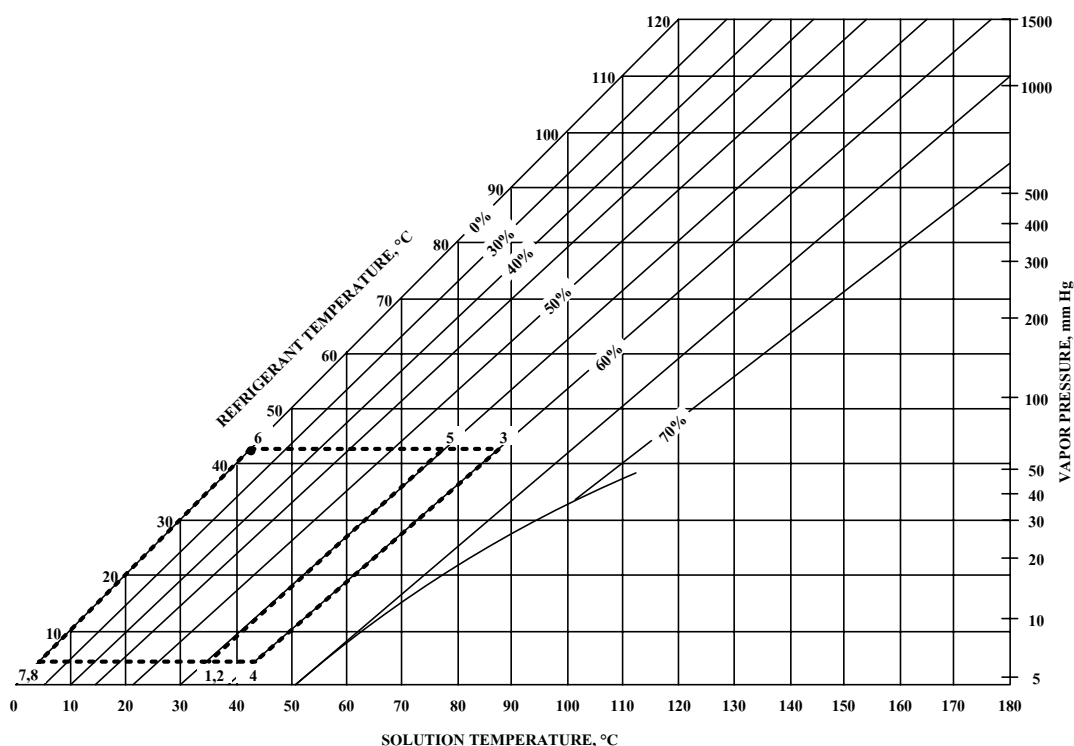
โดยที่ T คือ อุณหภูมิของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ ($^{\circ}C$)
 ρ_x คือ ความหนาแน่นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ ($kg \cdot m^{-3}$)
 X คือ อัตราส่วนโดยมวลของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ (% $LiBr$)
 สัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น (Çengel and Boles, 2006)

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (3-17)$$

โดยที่ COP คือ สัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น
 \dot{Q}_e คือ อัตราความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์ทำระเหย (kW)
 \dot{Q}_g คือ อัตราความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น (kW)

ตารางที่ 3.2 ค่าการออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว

ตำแหน่ง	h ($kJ \cdot kg^{-1}$)	m ($kg \cdot s^{-1}$)	p (kPa)	T ($^{\circ}C$)	X (% $LiBr$)
1	93	0.00516	0.93	39.17	55
2	93	0.00516	9.6	39.17	55
3	221.667	0.00473	9.6	90	60
4	221.667	0.00473	0.93	46	60
5	2627.25	0.00043	9.6	85	0
6	188.67	0.00043	9.6	44.93	0
7	188.67	0.00043	0.93	6	0
8	2511.62	0.00043	0.93	6	0



รูปที่ 3.4 ค่าที่ได้จากการออกแบบปลี้อตบน Dühring Chart

ตารางที่ 3.3 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ได้จากการออกแบบ

อุปกรณ์	อัตราการถ่ายเทความร้อน
อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น	1.70 kW
อุปกรณ์ควบแน่น	1.67 kW
อุปกรณ์ทำระเหย	1.00 kW
อุปกรณ์ดูดซับ	1.65 kW
สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น	0.59

3.4 ขนาดของอุปกรณ์

3.4.1 การหาขนาดของอุปกรณ์ควบแน่น

ในการหาขนาดของอุปกรณ์จากตารางที่ 3.3 สามารถหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ต่าง ๆ ได้จากการออกแบบอุปกรณ์ควบแน่น, อุปกรณ์ทำระเหย และอุปกรณ์ดูดซับ ใช้หลักการออกแบบเหมือนกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากสมการ (Florides et al., 2003)

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (3-18)$$

โดยที่

$$\Delta T_m = F \Delta T_{\ln} = F \left(\frac{\Delta T_o - \Delta T_L}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_L)} \right) \quad (3-19)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนทั้งหมด (Overall heat transfer coefficient) (U) สามารถคำนวณหาได้จากสมการ (Ozisik, 1985)

$$U = \frac{1}{(D_o/D_i)(1/h_i) + (D_o/D_i)F_i + [1/(2k)]D_o \ln(D_o/D_i) + F_o + 1/h_o} \quad (3-20)$$

โดยที่	\dot{Q}	คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)
	U	คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนทั้งหมด ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$)
	A	คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อน (m^2)
	F	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความถูกต้อง (Correction Factor)
	ΔT_o	คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิของเหลวร้อนและเย็นที่ทางเข้า (K)
	ΔT_L	คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิของเหลวร้อนและเย็นที่ทางออก (K)
	k	คือ สภาพนำความร้อนของวัสดุที่ใช้ทำท่อ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)
	h_i, h_o	คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนสำหรับการไหลด้านใน และด้านนอกตามลำดับ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$)
	D_i, D_o	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางกลางด้านในและด้านนอกของท่อตามลำดับ (m)
	F_i, F_o	คือ แฟกเตอร์ความสกปรกของผิว (Fouling factor) ของท่อด้านใน และด้านนอกตามลำดับ ($\text{m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$)

กำหนดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น เพื่อทำการหาค่า Reynolds Number จากสมการ (Holman, 2002)

$$\text{Re}_D = \frac{V_m D_i \rho}{\mu} \quad (3-21)$$

โดยที่	Re_D	คือ Reynolds Number
	V_m	คือ ความเร็วเฉลี่ย (mean velocity) ($m \cdot s^{-1}$)
	μ	คือ ความหนืดสัมบูรณ์ (Absolute viscosity) ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$)
	D_i	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางด้านในท่อ (m)
	ρ	คือ ความหนาแน่น ($kg \cdot m^{-3}$)

หาค่า Prandtl Number จากสมการ (Holman, 2002)

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (3-22)$$

โดยที่	Pr	คือ Prandtl Number
	C_p	คือ ค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
	k	คือ สภาพนำความร้อน (Thermal conductivity) ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)

หาค่า Nusselt Number เพื่อจะนำไปสู่การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อน สำหรับการไหลด้านในท่อ โดยถ้าหากว่า Reynolds Number อยู่ระหว่าง $10^4 < Re < 5 \times 10^6$ และค่า Prandtl Number อยู่ระหว่าง $0.5 < Pr < 2000$ จะใช้สมการการไหลแบบปั่นป่วนในท่อผิวเรียบตามสมการ Petukhov-Popov (Holman, 2002)

$$Nu = \frac{(f/8) Re_D Pr}{K_1 + K_2 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3-23)$$

เมื่อ

$$f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (3-24)$$

$$K_1 = 1 + 3.4f \quad (3-25)$$

$$K_2 = 11.7 + (1.8/Pr^{1/3}) \quad (3-26)$$

สมการหาค่า Nusselt Number หากค่า $1.5 < Pr < 500$ และ $3000 < Re_D < 10^6$ (Holman, 2002)

$$Nu = 0.012(Re_D^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \quad (3-27)$$

สมการสำหรับการไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow) (Holman, 2002)

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668(D_i/L)Re_D Pr}{1 + 0.04[(D_i/L)Re_D Pr]^{2/3}} \quad (3-28)$$

โดยที่ D_i คือ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อภายใน (m)

L คือ ความยาวท่อ (m)

สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนสำหรับการไหลด้านในท่อ (h_i)

จากสมการ (Holman, 2002)

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} \quad (3-29)$$

โดยที่ h_i คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนสำหรับการไหลด้านในท่อ ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)

k คือ สภาพนำความร้อนของของเหลว (Liquid thermal conductivity) ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)

D_i คือ เส้นผ่านศูนย์กลางด้านในท่อ (m)

หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนสำหรับการไหลด้านนอกท่อ (h_o) จาก

สมการ (Holman, 2002)

$$h_o = 0.725 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_v - T_w) D_o} \right]^{0.25} \quad (3-30)$$

โดยที่ g คือ อัตราเร่งเนื่องจากค่าแรงโน้มถ่วงของโลก ($m \cdot s^{-2}$)

ρ_l คือ ความหนาแน่นของน้ำ ($kg \cdot m^{-3}$)

ρ_v คือ ความหนาแน่นของไอน้ำ ($kg \cdot m^{-3}$)

h_{fg} คือ ความร้อนแฝงของการควบแน่นของไอน้ำ ($kJ \cdot kg^{-1}$)

k_f	คือ สภาพนำความร้อนของน้ำ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)
μ_f	คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของน้ำ (Absolute viscosity) ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$)
T_v	คือ อุณหภูมิของไอของน้ำ ($^{\circ}\text{C}$)
T_w	คือ อุณหภูมิที่ผนังท่อ ($^{\circ}\text{C}$)
D_o	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางกลางภายนอกท่อ (m)

3.4.2 การหาขนาดของอุปกรณ์ทำระเหยและอุปกรณ์ดูดซับ

- 1) กำหนดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น เพื่อทำการหาค่า Reynolds Number จากสมการ (3-21)
- 2) หาค่า Prandtl Number จากสมการ (3-22)
- 3) หาค่า Nusselt Number เพื่อจะนำไปสู่การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนสำหรับการไหลด้านในท่อ โดยถ้าหากว่า Reynolds Number อยู่ระหว่าง $10^4 < \text{Re}_D < 5 \times 10^6$ และค่า Prandtl Number อยู่ระหว่าง $0.5 < \text{Pr} < 2000$ จะใช้สมการการไหลแบบปั่นป่วนในท่อผิวเรียบตามสมการ (3-23)-(3-26) สมการสำหรับการไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow) จะใช้สมการ (3-27)
- 4) สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนสำหรับการไหลด้านในท่อ (h_i) จากสมการ (3-28)
- 5) สมการหาขนาดของอุปกรณ์ทำระเหย และอุปกรณ์ดูดซับ (Holman, 2002)

$$\dot{Q} = h_i A \Delta T_m \quad (3-31)$$

โดยที่

$$\Delta T_m = F \Delta T_{\ln} = F \left(\frac{\Delta T_o - \Delta T_L}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_L)} \right) \quad (3-32)$$

โดยที่	\dot{Q}	คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)
	h_i	คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อน ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$)
	A	คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อน (m^2)
	F	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความถูกต้อง (Correction Factor)
	ΔT_o	คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิของเหลวร้อนและเย็นที่ทางเข้า (K)
	ΔT_L	คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิของเหลวร้อนและเย็นที่ทางออก (K)

ตารางที่ 3.4 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ได้จากการออกแบบ

อุปกรณ์	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน (mm ²)
อุปกรณ์ควบแน่น	6,720
อุปกรณ์ทำระเหย	30,050
อุปกรณ์ดูดซับ	3,650

3.5 การสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

หลังจากการออกแบบมาข้างต้น เนื่องจากงบประมาณในการสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับเริ่มต้น 100,000 บาท ต้องทำการออกแบบเครื่องมือทดลองต้นแบบทั้งหมดให้อยู่ในงบประมาณ วัสดุอุปกรณ์ที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

1) อุปกรณ์หลัก 4 ตัว คือ อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น, อุปกรณ์ควบแน่น, อุปกรณ์ทำระเหย และอุปกรณ์ดูดซับ วัสดุที่ใช้ในการสร้างคือ Stainless Steel

2) ท่อที่ใช้ในการเดินภายในระบบคือ ท่อทองแดง

3) ข้อต่อ และวาล์ว วัสดุที่ใช้คือ ทองเหลือง

4) โตะที่ใช้ในการวางเครื่องมือ

5) อุปกรณ์วัดอัตราการไหล

6) อุปกรณ์วัด และอ่านค่าอุณหภูมิ

7) ปุ่มที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

หลังจากทำการสำรวจราคาวัสดุ และอุปกรณ์ต่าง ๆ เป็นที่เรียบร้อยแล้ว สามารถสรุปการออกแบบสร้างดังนี้

3.5.1 อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น

การออกแบบสร้างอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น ได้ทำการออกแบบโดยใช้วัสดุเป็น เหล็กสแตนเลส (Stainless Steel) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของถัง 152.4 mm. และความสูงของถัง 453 mm. ความร้อนที่ให้แก่สารละลายลิเทียมโบรไมด์ ใช้แท่งความร้อน (Heater) ขนาด 2000 W ดังรูปที่ 3.7 วัสดุที่ใช้ในการทำแท่งความร้อนคือ เหล็กสแตนเลสเพื่อป้องกันการกัดกร่อนของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ และทำการติดเครื่องควบคุมอุณหภูมิ ดังรูปที่ 3.6 ต่อกับ Thermocouple Type K ดังรูปที่ 3.8 เพื่อใช้ในการควบคุมการทำงานของแท่งความร้อน ให้ตัดต่อการทำงานตามค่าอุณหภูมิที่กำหนด และติดตั้งเกจวัดกำลังดูด (Vacuum Gage) ไว้ด้านบน ซึ่งรูปที่ 3.5 แสดงอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นที่ได้ทำการสร้างเรียบร้อยแล้ว



รูปที่ 3.5 อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น



รูปที่ 3.6 อุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิ



รูปที่ 3.7 แท่งความร้อนขนาด 2000 W



รูปที่ 3.8 Thermocouple Type K

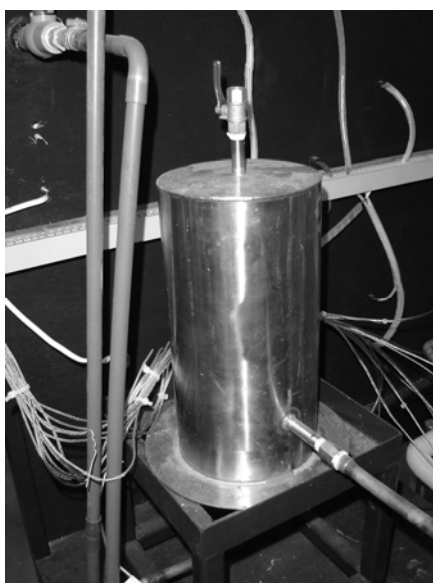
3.5.2 อุปกรณ์ความแน่น

ใช้หลักการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and Tube Heat Exchanger) โดยสารทำความเย็น คือ น้ำ อยู่ในเปลือก เส้นผ่านศูนย์กลางของถังสแตนเลสที่เป็นเปลือกเท่ากับ 152.4 mm. และน้ำที่ใช้สำหรับแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ในท่อ ดังรูปที่ 3.9 อุปกรณ์ความแน่น โดยใช้ท่อสแตนเลสขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 15 mm. หนา 1.2 mm. เรียงกันใน

แนวตั้ง 9 เส้น ซึ่งถึงสแตนเลสที่ใช้เป็นเปลือกสูงเท่ากับ 300 mm. หลังจากสารทำความเย็นที่ควบแน่นอยู่ในรูปของเหลวอิมัลชัน สารทำความเย็นจะถูกเก็บไว้ที่ถังพัก (Receiver) ดังรูปที่ 3.10 ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของถังเท่ากับ 152.4 mm. สูงเท่ากับ 300 mm.



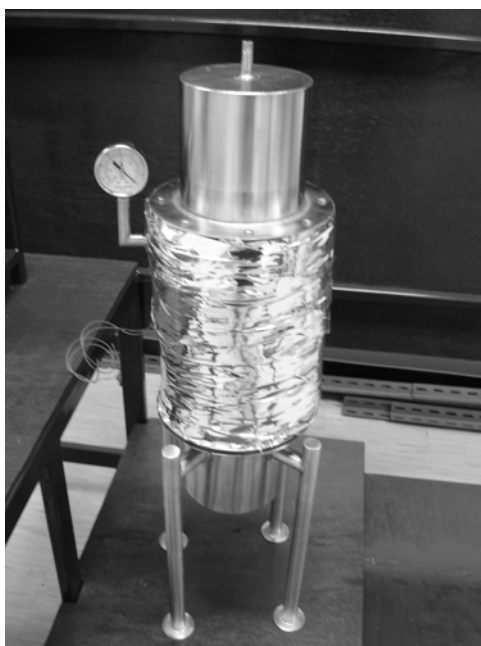
รูปที่ 3.9 อุปกรณ์ควบแน่น



รูปที่ 3.10 ถังพัก

3.5.3 อุปกรณ์ทำระเหย

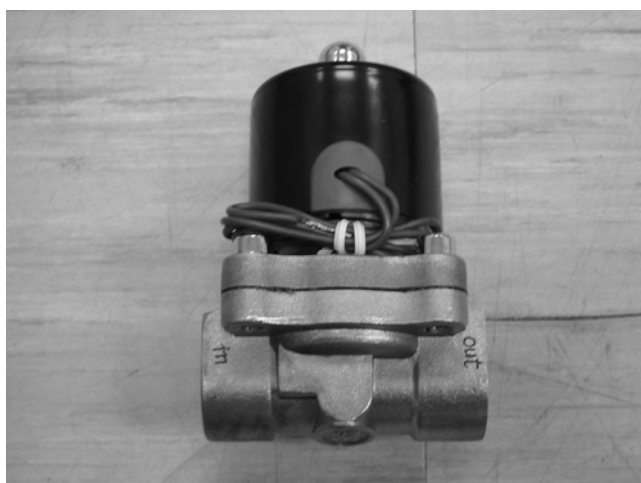
ใช้การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ติดตั้งเกจสุญญากาศ เหมือนกันกับการออกแบบอุปกรณ์ควบแน่นเพื่อช่วยลดงบประมาณในการสร้างเครื่องมือทดลอง และได้ทำการหุ้มฉนวน ดังรูปที่ 3.11 แต่จะเพิ่มการติดตั้งสวิตช์วัดระดับของเหลวซึ่งทำจากเหล็ก สแตนเลสเข้าไปดังรูปที่ 3.12 เพื่อเป็นการตัดต่อการทำงานของวาล์วไฟฟ้า (Solenoid Valve) ดังรูปที่ 3.13 เพื่อให้ไม่ให้อุณหภูมิความเย็นไหลจากถังพักไหลเข้าอุปกรณ์ทำระเหยมากเกินไป



รูปที่ 3.11 อุปกรณ์ทำระเหย



รูปที่ 3.12 สวิตช์วัดระดับของเหลว



รูปที่ 3.13 วาล์วไฟฟ้า

3.5.4 อุปกรณ์ดูดซับ

การออกแบบแบบอุปกรณ์ดูดซับได้ออกแบบเช่นเดียวกับอุปกรณ์ควบคุมความดัน เพื่อช่วยลดงบประมาณในการสร้างเครื่องมือทดลอง คือเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ โดยที่สารละลายจะอยู่ในเปลือก และน้ำหล่อเย็นจะอยู่ในท่อ ดังรูปที่ 3.14



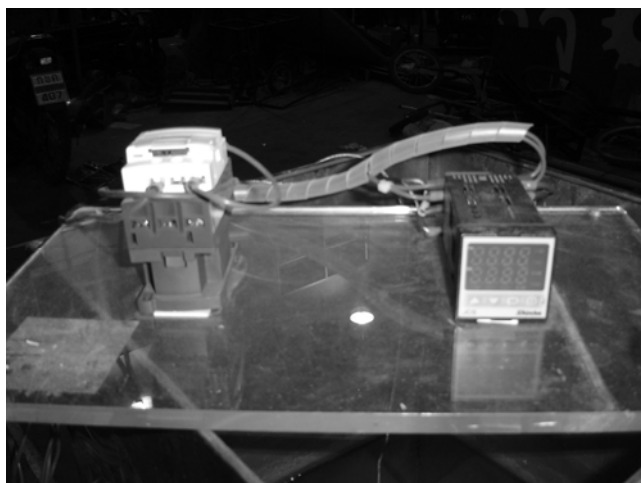
รูปที่ 3.14 อุปกรณ์ดูดซับ

3.5.5 ชุดสร้างภาระความร้อนให้อุปกรณ์ทำระเหย

ในการทดลองได้ทำการสร้างชุดสร้างภาระความร้อนให้อุปกรณ์ทำระเหย เนื่องจากในการสร้างเครื่องมือทดลองในครั้งนี้ ในการทดลองจริงปั๊มสุญญากาศสามารถทำความดันด้านความดันต่ำได้เพียง 72 cmHg ซึ่งจุดเดือดของน้ำจะสูงกว่าอุณหภูมิน้ำปกติ โดยชุดสร้างภาระความร้อนนี้ได้สร้างขึ้นโดยเป็นถังสี่เหลี่ยมสแตนเลส ใช้แท่งความร้อนไฟฟ้าจำนวน 4 แท่ง แต่ละแท่งใช้กำลังไฟฟ้าขนาด 1500 W ในการให้ความร้อนแก่น้ำ และใช้ปั๊มไดอะแฟรม (Diaphragm Pump) ซึ่งให้อัตราการไหล 4 L·min⁻¹ ในการปัมน้ำร้อน การควบคุมอุณหภูมิที่ใช้เป็นภาระความร้อนนี้ ใช้เครื่องควบคุมอุณหภูมิ และใช้ Magnetic Switch เพื่อการตัดต่อการทำงานของแท่งความร้อนไฟฟ้าภายในถัง ดังรูปที่ 3.15 คือชุดสร้างภาระความร้อนให้อุปกรณ์ทำระเหย รูปที่ 3.16 คือชุดควบคุมอุณหภูมิของชุดสร้างภาระความร้อน และรูปที่ 3.17 ปั๊มไดอะแฟรมอัตราการไหล 4L·min⁻¹ เพื่อใช้สำหรับปัมน้ำร้อน



รูปที่ 3.15 ชุดสร้างภาระความร้อนให้อุปกรณ์ทำระเหย



รูปที่ 3.16 ชุดควบคุมอุณหภูมิ ของชุดสร้างภาวะความร้อน



รูปที่ 3.17 ปั๊มไดอะแฟรม อัตราการไหล 4 L·min⁻¹

3.5.6 วิธีการทดสอบรอยรั่วในอุปกรณ์

อุปกรณ์หลัก 4 ตัว คือ อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น, อุปกรณ์ควบแน่น, อุปกรณ์ทำระเหย และอุปกรณ์ดูดซับ ได้ทำการทดสอบรอยรั่วโดยการใส่ปั๊มลมอัดอากาศเข้าไปในอุปกรณ์ แล้วนำอุปกรณ์ไปแช่ในอ่างน้ำ หลังจากทำการทดสอบพบว่า พบรอยรั่วซึมที่ตามรอยเชื่อมหลายจุด หลังจากนั้นใช้ Epoxy ในการอุดรอยรั่วซึมตามรอยเชื่อมของอุปกรณ์ ทิ้งไว้ให้กาว Epoxy แข็งตัวเป็นเวลา 24 ชั่วโมง หลังจากครบ 24 ชั่วโมงแล้ว ทำการทดสอบรอยรั่วโดยการใส่ปั๊มลมอัดอากาศเข้าไปในอุปกรณ์ แล้วนำอุปกรณ์ไปแช่ในอ่างน้ำ เพื่อทดสอบรอยรั่วอีกครั้ง

3.5.7 โต๊ะวางเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

หลังจากออกแบบอุปกรณ์ต่าง ๆ แล้ว ได้จัดสร้างโต๊ะเพื่อวางชุดทดสอบโดยใช้โครงสร้างเป็นเหล็ก และติดตั้งล้อเลื่อนเพื่อสะดวกต่อการเคลื่อนย้าย พื้นโต๊ะทดสอบทำจากไม้ขนาด 10 mm. และแผงไม้ที่จะใช้ติดตั้งเครื่องมือวัดอุณหภูมิ เครื่องมือวัดอัตราการไหล ปุ่มกดอ่านค่าอุณหภูมิตำแหน่งต่าง ๆ ใช้ไม้แบบพื้นขาวผิวเรียบมัน ซึ่งโต๊ะวางเครื่องมือทดลองที่ได้จัดสร้างเป็นที่เรียบร้อยแล้ว แสดงดังรูปที่ 3.18



รูปที่ 3.18 โต๊ะวางเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

3.5.8 ชุดเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

หลังจากออกแบบสร้างอุปกรณ์ต่าง ๆ ของเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ก็นำอุปกรณ์ต่าง ๆ มาประกอบกันเป็นชุดทดสอบ โดยท่อที่ใช้เดินภายในระบบเป็นท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 12.7 mm. หนา 1.2 mm. โดยนิปเปิ้ลใช้เป็นทองเหลืองและวาล์วเป็นทองแดง โดยให้มีการต่อโดยใช้เกลียวให้น้อยที่สุด เพื่อป้องกันการรั่วซึมของอากาศ ปัมป์ไดอะแฟรมที่ใช้ก็นำมาทาปะเก็นเหลวกันรั่ว ปัมป์ไดอะแฟรมที่ใช้อัตราการไหล $1 \text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$ และความดันด้านปล่อยออก (Discharge) 60 psi ดังรูปที่ 3.19 หลังจากทำการเดินท่อทองแดงเป็นที่เรียบร้อยแล้ว ใช้ปั๊มอากาศอัดอากาศเข้าไปในระบบเพื่อทดสอบรอยรั่วซึม ในการทดสอบพบว่ารอยรั่วซึมจะเกิดที่รอยต่อที่เป็นเกลียว บางจุดที่สามารถถอดมาขันเกลียวใหม่ได้ ก็นำออกมาใช้ทบทวนเกลียวพันอีกครั้ง หากบางจุดไม่สามารถถอดออกมาได้ นำ Epoxy Putty มาทาบริเวณที่เกิดการรั่วซึม

หลังจากนั้นก็ใช้ปั๊มอากาศอัดอากาศเข้าไปอีกครั้ง เพื่อเป็นการทดสอบรอยรั่วอีกครั้ง หลังจากพบว่าไม่มีรอยรั่วซึมแล้ว ทำระบบให้เป็นสุญญากาศทั้งระบบ โดยที่ให้เป็นสุญญากาศที่ 72 cmHg เกจวัดสุญญากาศ ที่ใช้เวลา 7 วัน โดยผ่านวาล์วบริการที่หาซื้อได้ง่ายตามท้องตลาด ดังรูปที่ 3.20 โดยใช้สายต่อกับวาล์วบริการดังรูปที่ 3.21 และปั๊มสุญญากาศที่ใช้ดังรูปที่ 3.22 วาล์วลดความดันดังรูปที่ 3.23 ซึ่งเมื่อประกอบชุดทดสอบเป็นที่เรียบร้อยแล้วจะแสดงดังรูปที่ 3.24



รูปที่ 3.19 ปั๊มไดอะแฟรม อัตราการไหล 1 L·min⁻¹



รูปที่ 3.20 วาล์วบริการ



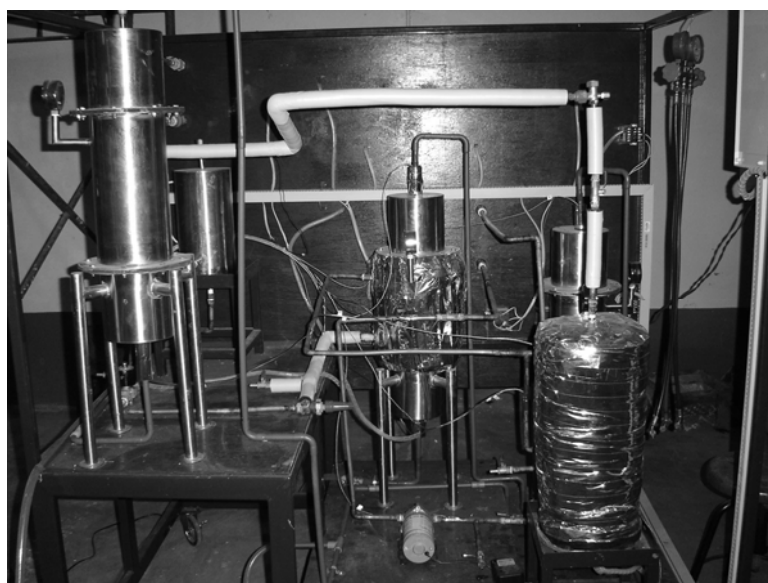
รูปที่ 3.21 สายต่อกับปั๊มสุญญากาศและวาล์วบริการ



รูปที่ 3.22 ปั๊มสุญญากาศ



รูปที่ 3.23 วาล์วลดความดัน



รูปที่ 3.24 ชุดเครื่องมือทดลองค้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

3.5.9 ระบบควบคุม และการแสดงผลเครื่องมือทดลองค้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

หลังจากทำการทดสอบระบบในเรื่องรอยรั่วเป็นที่เรียบร้อยแล้ว ได้ทำการติดตั้งชุดควบคุม ชุดอ่านอุณหภูมิตำแหน่งต่าง ๆ และเบรกเกอร์เปิด-ปิดระบบไฟฟ้า รูปที่ 3.25 ชุดเบรกเกอร์ และรูปที่ 3.26 Magnetic Switch ตัดต่อการทำงานของแท่งความร้อนไฟฟ้า ซึ่งด้านหน้าของเครื่องมือทดลอง แผ่นไม้อะคลิลิกใช้สติกเกอร์แสดงแผนผังส่วนประกอบต่าง ๆ ของระบบ เพื่อให้ง่ายต่อ

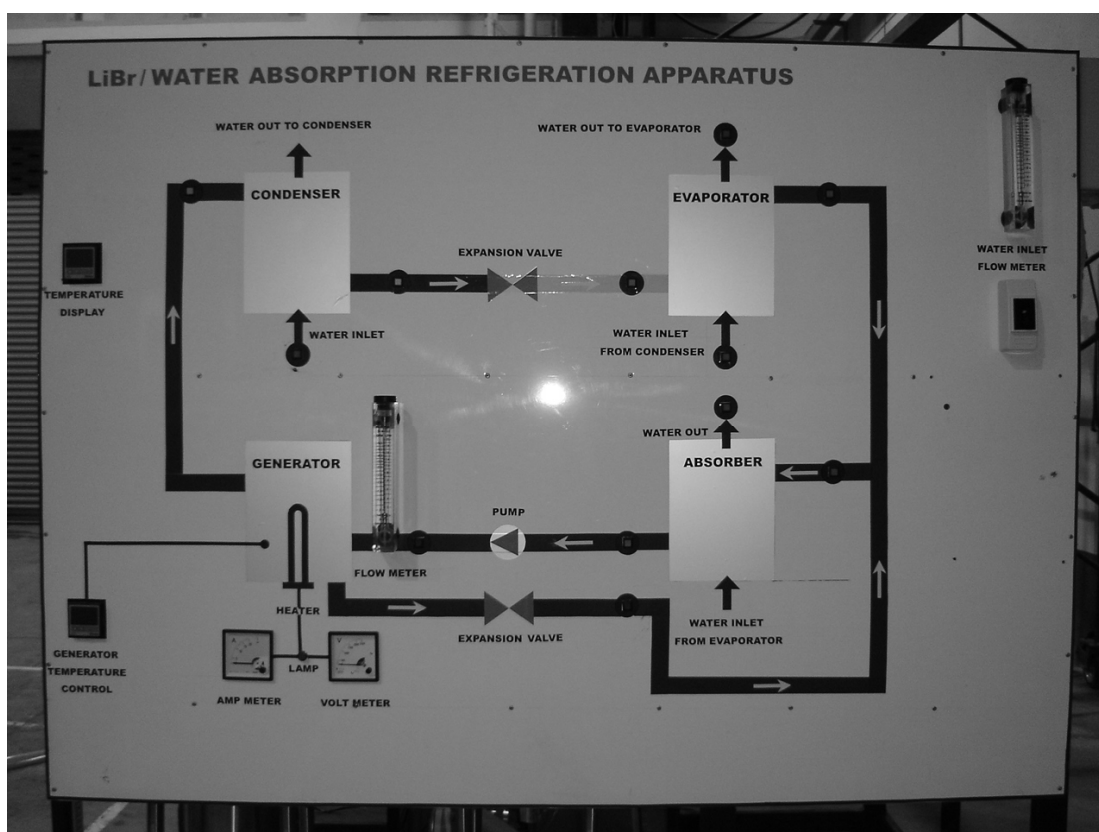
ความเข้าใจของผู้ใช้งาน คิดตั้งสวิตช์แบบปุ่มกดเพื่ออ่านค่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งที่ต้องการดังรูปที่ 3.27 หน้าจอแสดงผลอุณหภูมิแบบดิจิตอลดังรูปที่ 3.28 การตั้งค่าอุณหภูมิของสารละลายภายใน อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นคิดตั้งแบบดิจิตอลดังรูปที่ 3.29 เพื่อตัดต่อการทำงานของแท่งความร้อน และติดตั้งโวลต์มิเตอร์ และแอมป์มิเตอร์ เพื่อหาค่ากำลังไฟฟ้าที่ให้กับแท่งความร้อนไฟฟ้า พร้อม หลอดไฟแสดงการทำงานของแท่งความร้อนไฟฟ้า ดังรูปที่ 3.30



รูปที่ 3.25 ชุดเบรกเกอร์



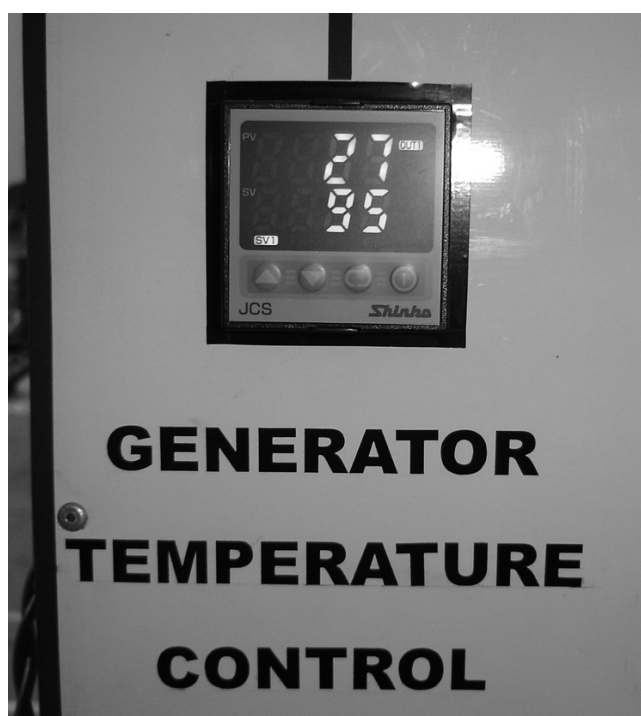
รูปที่ 3.26 Magnetic Switch ตัดต่อการทำงานของแท่งความร้อนไฟฟ้า



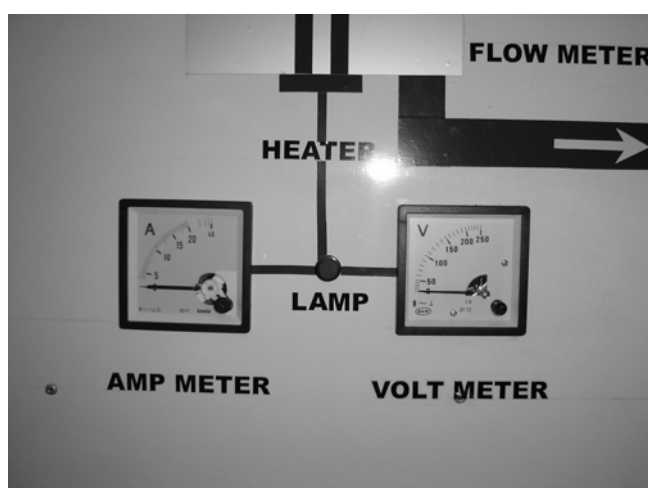
รูปที่ 3.27 ด้านหน้าเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ



รูปที่ 3.28 ชุดแสดงผลอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ



รูปที่ 3.29 ชุดควบคุมอุณหภูมิสารละลายที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น



รูปที่ 3.30 ชุดอ่านกำลังไฟฟ้าของแท่งความร้อนไฟฟ้า

3.6 ขั้นตอนการทดลอง

- 1) ทำการเติมสารละลายที่มีความเข้มข้น 20% LiBr เข้าไปที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น
- 2) เติมน้ำเข้าไปในถังพักให้ระดับความสูงเกือบเต็ม และเติมน้ำไปเข้าไปที่อุปกรณ์ทำระเหย จนกระทั่งวาล์วไฟฟ้าตัดการทำงาน
- 3) ปิดวาล์วทั้งหมด เพื่อแยกด้านความดันสูง และด้านความดันต่ำออกจากกันโดยสิ้นเชิง
- 4) ใช้ปั๊มสุญญากาศ ดูดอากาศออกจากระบบผ่านทางวาล์วบริการ ในการทดลองพบว่าความดันที่ปั๊มสุญญากาศทำได้ที่ความดันต่ำคือ 72 cmHg (เกจสุญญากาศ) จากนั้นทำการปิดปั๊มสุญญากาศและถอดสายทำสุญญากาศออกจากวาล์วบริการ
- 5) ใช้ปั๊มสุญญากาศดูดอากาศออกจากด้านความดันสูง ดูดอากาศออกจากระบบผ่านทางวาล์วบริการ โดยใช้ความดันที่ด้านความดันสูงคือ 22 cmHg (เกจสุญญากาศ) จากนั้นทำการปิดปั๊มสุญญากาศและถอดสายทำสุญญากาศออกจากวาล์วบริการ
- 6) เปิดชุดควบคุมอุณหภูมิของชุดสร้างภาระความร้อน โดยอุณหภูมิที่ตั้งไว้คือ 70°C เนื่องจากถังไม่ได้มีการหุ้มฉนวนไว้ อุณหภูมิสูงสุดของน้ำคือ 41°C ซึ่งใช้เวลาประมาณ 1 ชั่วโมงในการทำให้น้ำที่ใช้สร้างภาระความร้อนถึงอุณหภูมิ 41°C
- 7) เปิดสวิตช์หลักที่ตู้ควบคุมไฟฟ้าของเครื่อง เปิดสวิตช์การทำงานของเครื่องวัดและควบคุมอุณหภูมิ ตั้งอุณหภูมิของสารละลายภายในอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น 95°C เนื่องจากว่าแท่งความร้อนไฟฟ้าไม่ท่วมไปด้วยสารละลายทั้งหมด แท่งความร้อนไฟฟ้าเหนือผิวสารละลายบางส่วนช่วยให้เป็นไอยิ่งยวดเหนือผิว เปิดสวิตช์การทำงานของแท่งความร้อนไฟฟ้า
- 8) เปิดปั๊มน้ำคูลน้ำร้อนจากชุดสร้างภาระความร้อน
- 9) เปิดปั๊มหมุนเวียนสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ
- 10) เปิดวาล์วลดความดันจากอุปกรณ์ควบแน่นกับอุปกรณ์ทำระเหยโดยหมุนไป 1/4 รอบ
- 11) ปิดวาล์วลดความดันจากอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นกับอุปกรณ์ดูดซับโดยหมุนไปครึ่งรอบ
- 12) เปิดวาล์วทั้งหมด
- 13) จดบันทึกผลการทดลอง

บทที่ 4

ผลการวิจัยและการอภิปรายผล

ในบทนี้จะเป็นการกล่าวถึงผลการทดสอบเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว ภายหลังจากที่ได้ทำการออกแบบและทำการสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับเสร็จเรียบร้อยแล้ว เพื่อทำการหาประสิทธิภาพของเครื่องมือทดลองต้นแบบ ซึ่งโดยทั่วไปในระบบทำความเย็นนั้น การหาประสิทธิภาพของระบบ จะหาได้จากค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ซึ่งจากผลการทดลองที่ได้เป็นที่ชัดเจนว่ามีความคลาดเคลื่อนจากจุดที่ทำการออกแบบไว้ ซึ่งในบทนี้ผู้วิจัยจะได้ทำการวิเคราะห์ถึงสาเหตุ และปัจจัยที่ทำให้เกิดความคลาดเคลื่อนระหว่างผลการทดลองกับการออกแบบ

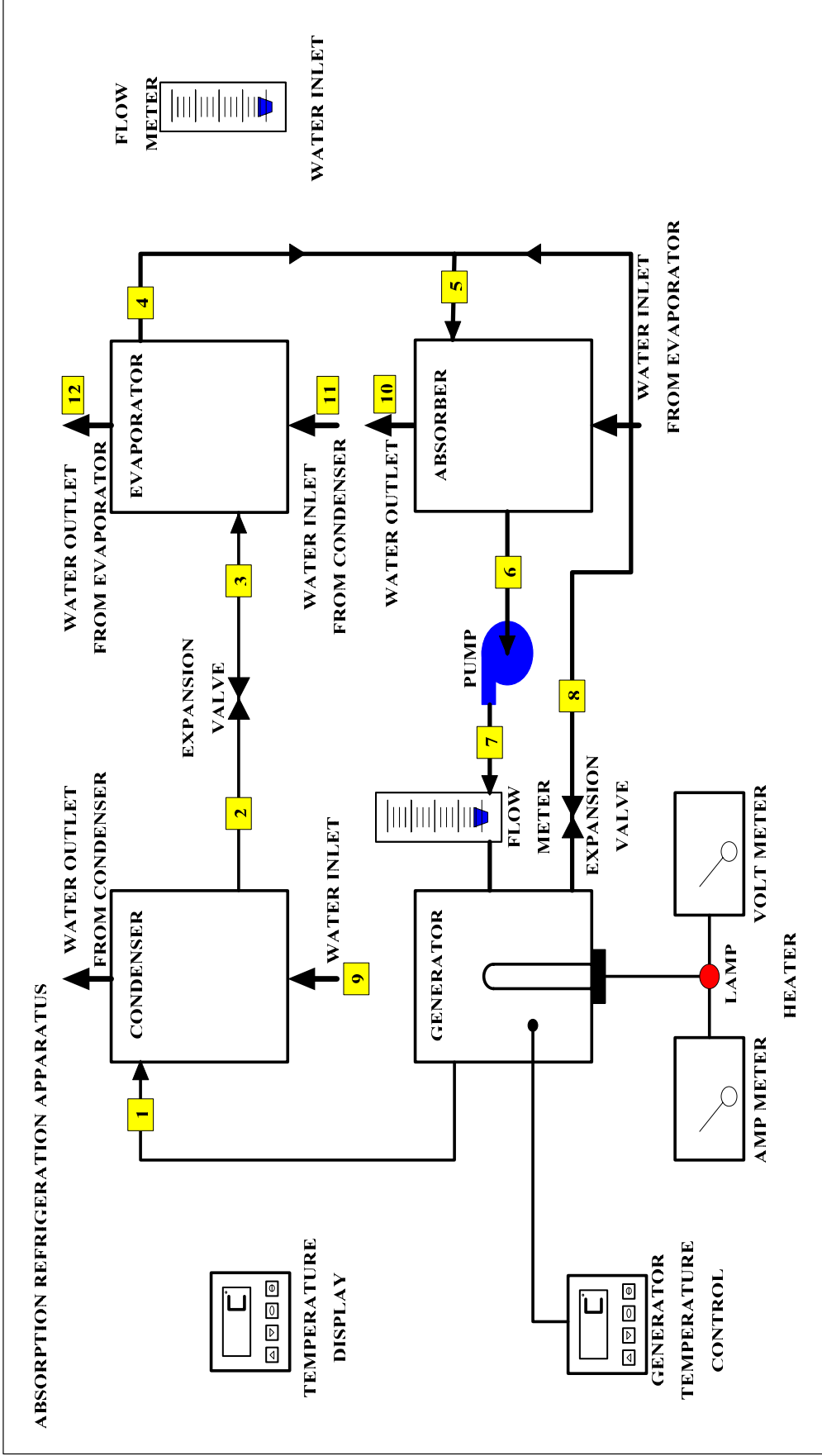
4.1 ผลการทดลอง

ผู้วิจัยได้ทำการทดลองกับเครื่องต้นแบบจำนวน 3 ครั้ง ซึ่งในการทดลองนั้นได้กำหนดสถานะที่ใช้ในการทดลอง คือ ค่าความดันด้านความดันสูงที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นและอุปกรณ์ควบแน่นสามารถปรับให้มีความดันสูงสุดเท่ากับ 72 kPa และ ค่าความดันด้านความดันต่ำที่อุปกรณ์ทำระเหยและอุปกรณ์ดูดซับสามารถปรับความดันได้ต่ำสุดเท่ากับ 5.34 kPa และทำการกำหนดความเข้มข้นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่ไหลออกจากอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นไปที่อุปกรณ์ดูดซับเท่ากับ 20% LiBr และความเข้มข้นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่ไหลจากอุปกรณ์ดูดซับไปที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นเท่ากับ 15% LiBr ซึ่งผลการทดลองได้แสดงไว้ดังตารางที่ 4.1 และพลังงานความร้อนที่อุปกรณ์ต่าง ๆ ได้แสดงไว้ดังตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.1 ผลการทดลอง

การทดลองที่	1	2	3
อัตราการไหล (L/min)			
อัตราการไหลของสารละลายเข้าอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น	1	1	1
อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น	9	9	9
อัตราการไหลของน้ำที่ถูกทำให้เย็น	4	4	4
ความเข้มข้นของสารละลาย (% LiBr)			
ความเข้มข้นของสารละลายเข้มข้น	20	20	20
ความเข้มข้นของสารละลายเจือจาง	15	15	15
ความดัน (kPa)			
ความดันด้านความดันสูง	72	72	72
ความดันด้านความดันต่ำ	5.34	5.34	5.34
อุณหภูมิ (°C) *			
อุณหภูมิที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น	95	95	97
จุดที่ 1	92	93	93
จุดที่ 2	34	35	35
จุดที่ 3	31	32	32
จุดที่ 4	40	41	41
จุดที่ 5	43	45	45
จุดที่ 6	33	35	35
จุดที่ 7	32	34	34
จุดที่ 8	46	50	50
จุดที่ 9	31	31	31
จุดที่ 10	31	31	31
จุดที่ 11	41	41	41
จุดที่ 12	37	39	38

หมายเหตุ : * ตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิ แสดงไว้ในรูปที่ 4.1



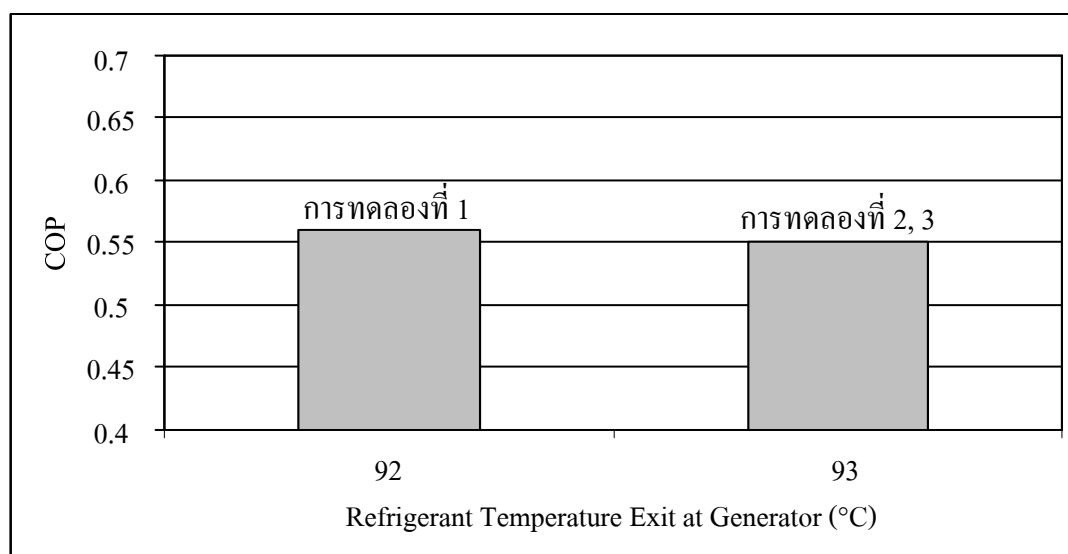
รูปที่ 4.1 ตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิของเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

ตารางที่ 4.2 พลังงานความร้อนที่อุปกรณ์ต่าง ๆ และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

การทดลองที่	1	2	3
พลังงานความร้อนที่ได้รับที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น	3.24 kW	3.33 kW	3.33 kW
พลังงานความร้อนที่ทิ้งจากอุปกรณ์ควบแน่น	1.89 kW	1.89 kW	1.89 kW
พลังงานความร้อนที่ได้รับที่อุปกรณ์ทำระเหย	1.82 kW	1.83 kW	1.83 kW
พลังงานความร้อนที่ทิ้งจากอุปกรณ์ดูดซับ	0.68 kW	0.703 kW	0.703 kW
ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น	0.56	0.55	0.55

4.2 อภิปรายผลการทดลอง

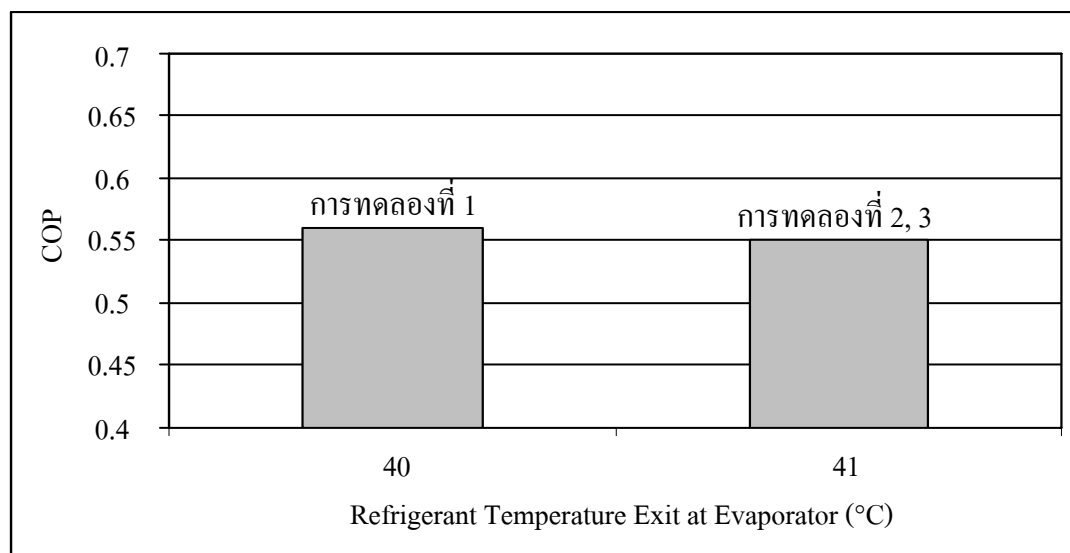
การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ของเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว สามารถหาได้จากพลังงานความร้อนที่นำออกจากอุปกรณ์ทำระเหยหารด้วยพลังงานความร้อนที่ให้แก่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น ในการทดลองทดสอบทั้ง 3 ครั้ง โดยการกำหนดให้สภาวะที่ทำการทดสอบเหมือนกันทั้ง 3 การทดลอง



รูปที่ 4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกของอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นกับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

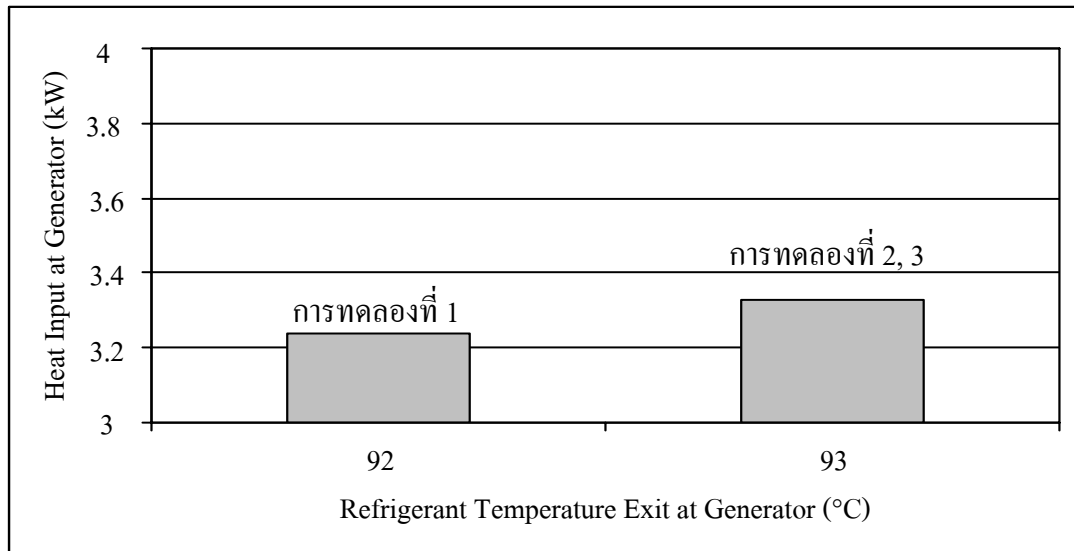
จากผลการทดลองจากการทดลองทั้ง 3 ครั้ง พบว่าหากอุณหภูมิที่ออกจากอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นมีอุณหภูมิมากขึ้น จะส่งผลให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นมีค่าลดลง

อันเนื่องมาจากที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นต้องมีการให้ความร้อนมากขึ้นเพื่อให้อุณหภูมิที่ออกมามีอุณหภูมิสูงขึ้น ซึ่งแสดงไว้ดังรูปที่ 4.2



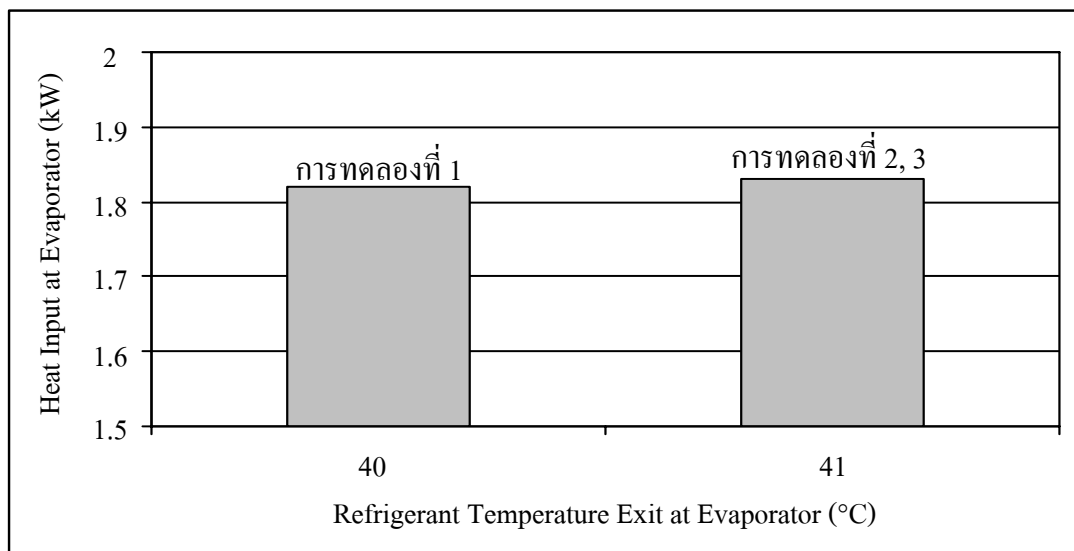
รูปที่ 4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกของอุปกรณ์
ทำระเหยกับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

จากผลการทดลองที่อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ทำระเหยมีค่าสูงขึ้น จะส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นลดลง ตามที่แสดงในรูปที่ 4.3 อันเนื่องมาจากแม้ว่าการนำความร้อนออกจากรุ่นน้ำที่ใช้เป็นภาระความร้อนจากการทดลองที่ 2 และ 3 จะดีกว่าการทดลองที่ 1 แต่ค่าความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นก็มีค่ามากขึ้นด้วย จึงทำให้ผลของค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นในการทดลองที่ 2 และ 3 มีค่าลดลง ซึ่งในรูปที่ 4.4 ได้แสดงค่าความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นกับความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น



รูปที่ 4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกของอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น กับค่าพลังงานความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น

จากผลการทดลองพบว่าค่าอุณหภูมิที่ทางออกอุปกรณ์ทำระเหยจะมีผลต่อค่าพลังงานที่ให้กับอุปกรณ์ทำระเหยดังรูปที่ 4.5

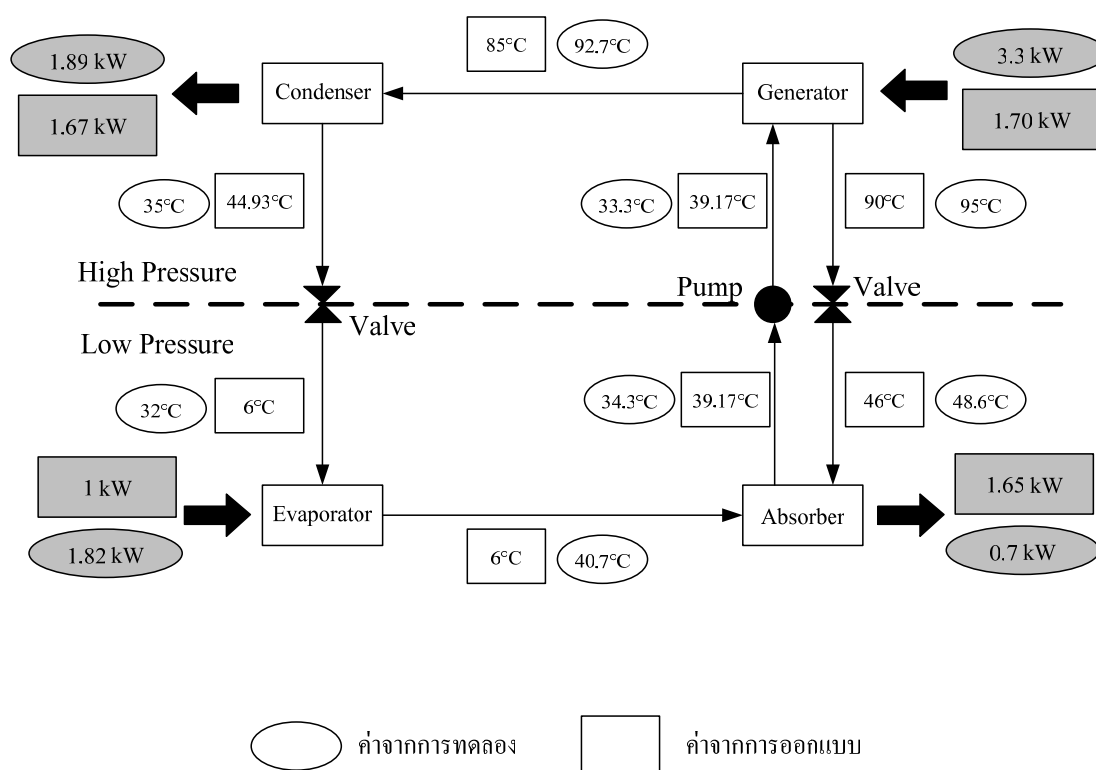


รูปที่ 4.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกของอุปกรณ์ทำระเหย กับค่าพลังงานความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์ทำระเหย

ซึ่งจากรูปที่ 4.5 พบว่าหากอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ทำความเย็นที่มีอุณหภูมิมากขึ้น จะส่งผลให้ต้องใช้ความร้อนที่อุปกรณ์ทำระเหยมากขึ้น ผลที่ตามมาก็คือทำให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นลดลง ซึ่งสอดคล้องกับการทดลอง

4.3 สาเหตุของความแตกต่างระหว่างค่าจากการออกแบบกับค่าจากการทดลอง

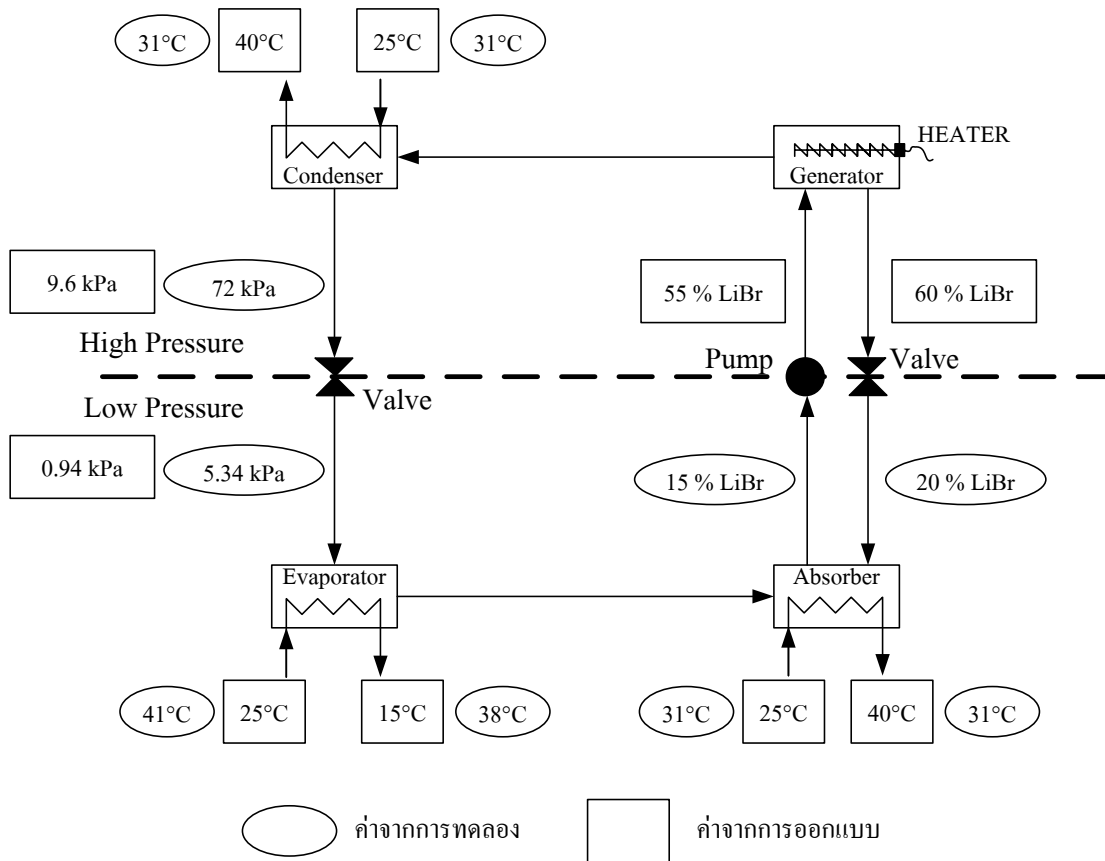
ผลการทดลองที่ได้จากการทดสอบเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับที่ได้ทำการทดลองจำนวน 3 ครั้ง ได้ทำการหาค่าเฉลี่ยการทดลอง และในรูปที่ 4.6 ได้แสดงค่าเปรียบเทียบระหว่างค่าเฉลี่ยที่ได้จากการทดลองกับค่าที่คำนวณจากการออกแบบ โดยแสดงค่าที่สำคัญสองค่า คือ อุณหภูมิ และอัตราการถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 4.6 อุณหภูมิ และอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลองกับการออกแบบ

ในรูปที่ 4.7 จะแสดงค่าเปรียบเทียบระหว่างค่าเฉลี่ยที่ได้จากการทดลองกับค่าที่คำนวณจากการออกแบบ คือ อุณหภูมิ, ความดัน และความเข้มข้นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ ซึ่งปัจจัยหลักที่ส่งผลให้ผลการทดลองกับค่าที่คำนวณจากการออกแบบ มีความแตกต่างกันอันเนื่องมาจากปัจจัยหลักจำนวน 3 ประการ คือ ความดัน, ความเข้มข้น และอัตราการดูดซับสารทำความเย็น ซึ่งจะ

กล่าวถึงสาเหตุของปัจจัยหลักทั้ง 3 ประการนี้ ที่มีผลต่อความแตกต่างของค่าที่ได้จากทางทฤษฎีกับค่าที่ได้จากการทดลอง

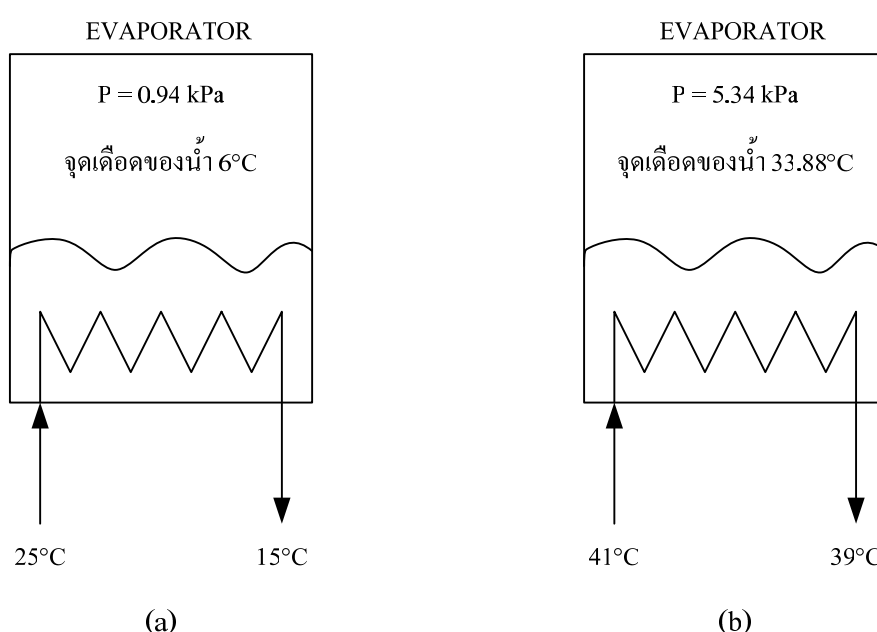


รูปที่ 4.7 อุณหภูมิ, ความดัน และความเข้มข้นของสารละลาย ลิเทียม โบรไมด์ที่ได้จากการทดลองกับการออกแบบ

4.3.1 ความดัน

ในการออกแบบสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ความดันด้านความดันต่ำที่ใช้ในการออกแบบ คือ 0.96 kPa และความดันที่สามารถทำได้จริงในการทดลองในด้านความดันต่ำเท่ากับ 5.34 kPa ซึ่งเป็นความดันของปั๊มสุญญากาศที่มีอยู่สามารถทำความดันได้ และด้านความดันต่ำ คือ ความดันที่อุปกรณ์ทำระเหย และที่อุปกรณ์ดูดซับ ซึ่งเมื่อด้านความดันต่ำที่สามารถทำได้จากการทดลองมีค่าสูงกว่าค่าที่ทำการออกแบบ จะส่งผลให้อุณหภูมิของน้ำภายในอุปกรณ์ทำระเหยสูงขึ้น ดังแสดงไว้ดังรูปที่ 4.8 ซึ่งในรูปที่ 4.8 (a) จะเห็นได้ว่าที่ความดัน 0.96 kPa จุดเดือดของน้ำจะอยู่ที่ 6°C ส่งผลให้น้ำที่ใช้เป็นภาระความร้อนที่ใช้ในการออกแบบ

คือ 25°C ซึ่งเป็นสมมติฐานของน้ำที่อุณหภูมิห้อง ซึ่งเมื่อพิจารณาจากรูปแล้ว ภาวะความร้อนที่อุณหภูมิ 25°C จะทำให้น้ำภายในอุปกรณ์ทำระเหยเกิดการระเหยตัว และสามารถเกิดกระบวนการดูดซับภายในอุปกรณ์ดูดซับได้ หากแต่การทดลองจริงจากรูปที่ 4.8 (b) ที่ความดัน 5.34 kPa จุดเดือดของน้ำจะอยู่ที่ 33.88°C ส่งผลให้อุณหภูมิของน้ำที่ใช้เป็นภาวะความร้อนจะต้องมีอุณหภูมิมากกว่าหรือเท่ากับ 33.88°C จึงทำให้น้ำภายในอุปกรณ์ทำระเหยเกิดการระเหยตัวได้ จึงทำให้ในการทดลองจริงต้องใช้อุณหภูมิของน้ำที่ใช้เป็นภาวะความร้อนเท่ากับ 41°C เพื่อที่จะทำให้น้ำภายในอุปกรณ์ทำระเหยเกิดการระเหยตัว และสามารถเกิดกระบวนการดูดซับภายในอุปกรณ์ดูดซับได้



รูปที่ 4.8 (a) สภาวะออกแบบที่อุปกรณ์ทำระเหย (b) สภาวะการทดลองที่อุปกรณ์ทำระเหย

4.3.2 ความเข้มข้นสารละลายลิเทียมโบรไมด์

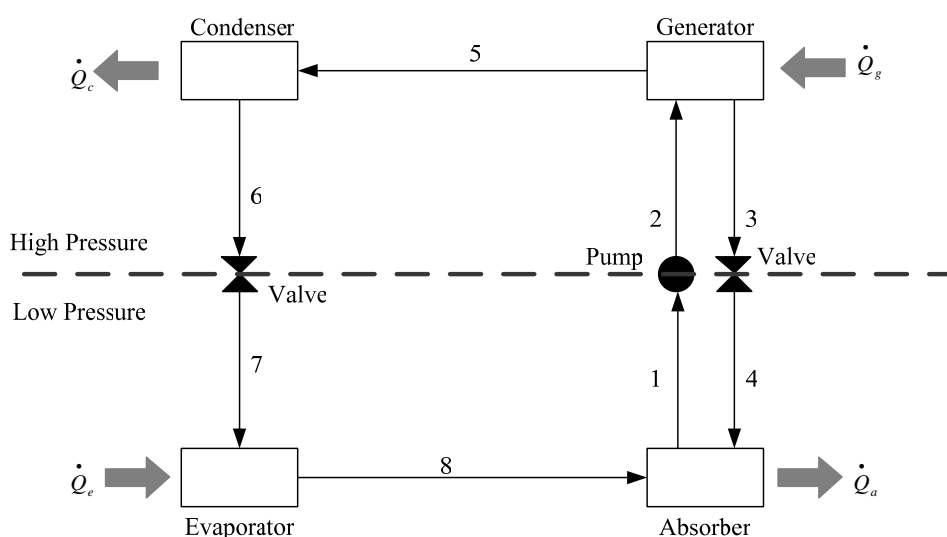
ในการออกแบบสร้างระบบทำความเย็นแบบดูดซับ กำหนดความเข้มข้นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์เข้มข้นเท่ากับ 60% LiBr และความเข้มข้นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์เจือจางเท่ากับ 55% LiBr ดังรูปที่ 4.7 เนื่องจากในการทดลองจริงงบประมาณในการจัดซื้อสารลิเทียมโบรไมด์ไม่เพียงพอ จึงทำให้ต้องทำการทดลองที่ความเข้มข้นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์เข้มข้นเท่ากับ 20% LiBr และความเข้มข้นของสารละลายเจือจางเท่ากับ 15% LiBr ถึงอย่างไรก็ตามหากทำการลดปริมาณน้ำเพื่อให้สารละลายมีความเข้มข้นเท่ากับที่ทำการออกแบบไว้ ความดันภายในอุปกรณ์ทำระเหยก็จะเท่ากับ 5.34 kPa เท่าเดิม จุดเดือดของน้ำภายในอุปกรณ์ทำระเหย

ก็ยังคงเท่ากับ 33.88°C เท่าเดิม การกำหนดภาระความร้อนก็จะเป็นดังที่กล่าวไว้ในหัวข้อความดัน และสิ่งที่จะตามมาอีกก็คือ จะส่งผลให้อุณหภูมิในการแยกสารทำเย็นที่ใช้ในอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นเพิ่มสูงขึ้นตามมาอีกด้วย เนื่องมาจากความเข้มข้นของสารละลายเพิ่มขึ้น

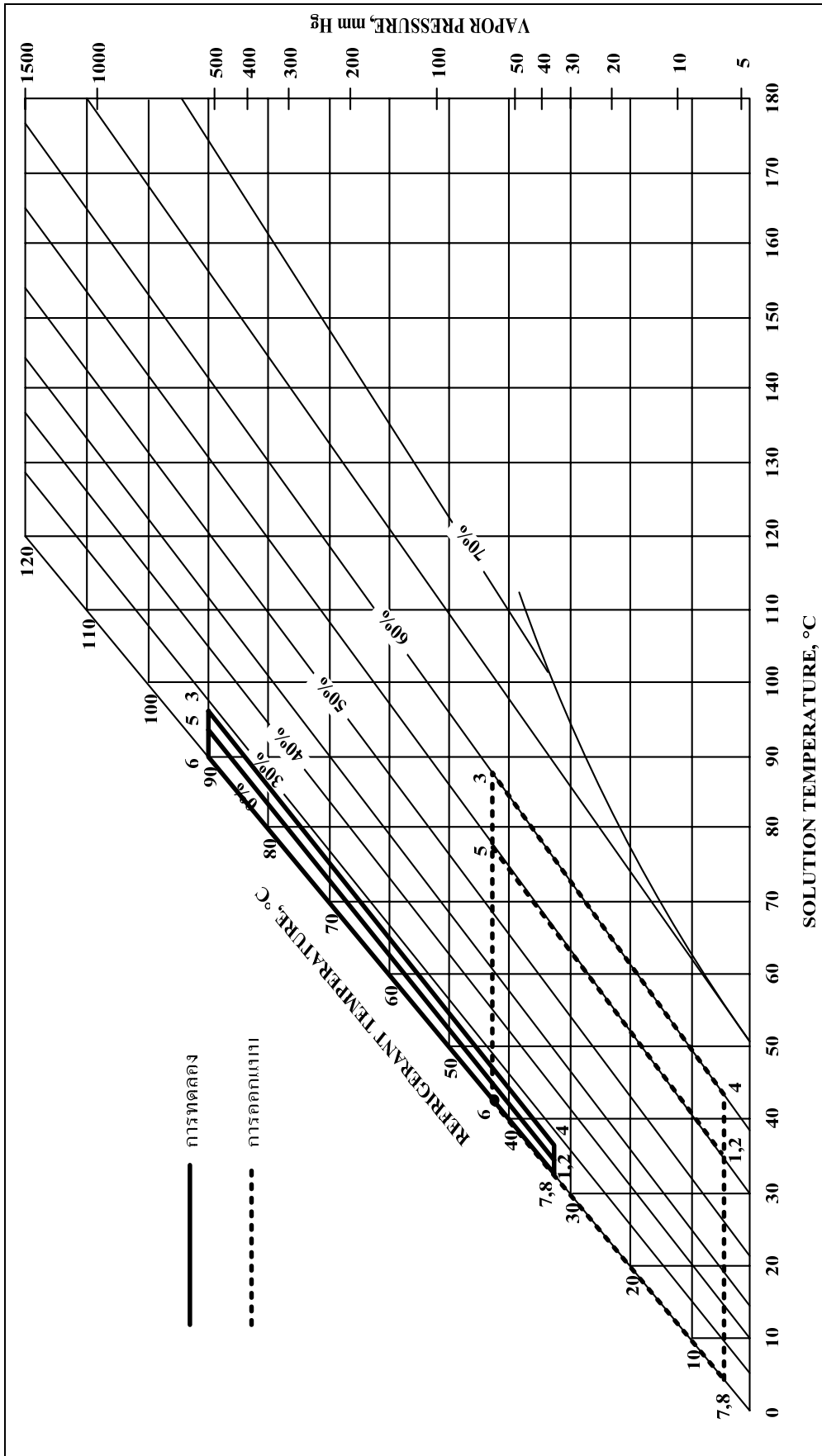
4.3.3 อัตราการดูดซับไอน้ำของสารละลายลิเทียมโบรไมด์

ในการทดลองเครื่องมือทดลองต้นแบบ ซึ่งในการทดลองได้ให้อุณหภูมิของน้ำที่ใช้เป็นภาระความร้อนที่ทางเข้าของอุปกรณ์ทำระเหยเท่ากับ 41°C ดังรูปที่ 4.8 (b) ความดันภายในอุปกรณ์ทำระเหยจะสูงขึ้นเล็กน้อย และความดันจะสูงกว่า 5.34 kPa ซึ่งเป็นความดันเริ่มต้น อันเนื่องมาจากอัตราการดูดซับของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่ความเข้มข้น 20% LiBr ไม่สามารถดูดซับไอน้ำที่เกิดขึ้นได้เพียงพอที่จะทำให้ความดันคงที่

รูปที่ 4.9 คือ Duhring Chart ของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ ที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง อุณหภูมิ, ความดัน และความเข้มข้นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่สภาวะสมดุล ซึ่งจะนำมาลงจุดการออกแบบเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลอง เพื่อให้สามารถเข้าใจถึงวัฏจักรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับและสามารถมองเห็นถึงปัญหาที่เกิดขึ้นระหว่างการออกแบบกับการทดลองจริงได้ชัดเจนยิ่งขึ้น โดยรูปที่ 4.10 จะแสดงตำแหน่งต่าง ๆ ของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ เพื่อใช้ในการลงจุดใน Duhring Chart



รูปที่ 4.9 แผนภาพตำแหน่งการเปรียบเทียบค่าระหว่างการออกแบบกับการทดลอง ระบบทำความเย็นแบบดูดซับ



รูปที่ 4.10 ตำแหน่งการจุดระหว่างการออกแบบกับการทดลองบน Dühring Chart

ผลการทดสอบเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ปัจจัยที่มีผลต่อความแตกต่างระหว่างค่าจากการออกแบบกับค่าจากการทดลอง ซึ่งสรุปได้ 3 ปัจจัยหลัก คือ ความดัน, ความเข้มข้นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ และอัตราการดูดซับของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ ผู้ทำการวิจัยคาดว่าหากทำการปรับปรุงทั้ง 3 ปัจจัยหลักนี้ได้ จะทำให้เครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับนี้ สามารถทำงานได้ตามที่ทำการออกแบบไว้ทั้งหมด

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

จากการศึกษาและสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว พบว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นจากการทดลองทั้ง 3 การทดลองมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.55 และด้านความดันต่ำในการทดลองสามารถทำความเย็นได้เท่ากับ 5.34 kPa ซึ่งสูงจากค่าการออกแบบที่ 0.94 kPa ซึ่งที่ความดัน 5.34 kPa นี้จะเกิดการเดือดที่อุณหภูมิ 33.88°C ส่งผลให้อุณหภูมิน้ำเข้าที่ใช้เป็นภาระความร้อนในอุปกรณ์ทำระเหยเฉลี่ยเท่ากับ 41°C และทางออกเฉลี่ยที่อุณหภูมิ 38°C ซึ่งในการทดลองทั้ง 3 การทดลอง อุณหภูมิน้ำที่ใช้เป็นภาระความร้อนที่ทางออกของอุปกรณ์ทำระเหยเป็นอุณหภูมิที่ไม่สามารถนำมาใช้จริงในเชิงพาณิชย์ได้ และสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่ใช้ในการทดลองที่ความเข้มข้นสูงมีค่าเท่ากับ 20% LiBr (ช่วงของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่ไหลออกจากอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นไปที่อุปกรณ์ดูดซับ) และที่ความเข้มข้นต่ำมีค่าเท่ากับ 15% LiBr (ช่วงของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่ไหลจากอุปกรณ์ดูดซับไปที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น) ซึ่งความเข้มข้นที่ใช้ในการทดลองนี้มีความเข้มข้นที่น้อย ซึ่งส่งผลให้เกิดการดูดซับสารทำความเย็นไม่เพียงพอ หากมีงบประมาณสนับสนุนเพิ่มเติมผู้ทำการวิจัยคาดว่าเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับเครื่องนี้ คงสามารถที่จะจำลองสภาพการทำงานที่สามารถใช้ได้เชิงพาณิชย์ได้ แต่ถึงอย่างไรก็ตาม เครื่องมือทดลองต้นแบบเครื่องนี้ก็ สามารถช่วยในนักศึกษามหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ระดับปริญญาตรี และผู้ที่สนใจการทำงาน ของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ สามารถเข้าใจถึงการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ที่ ได้เห็นการทำงานจริงนอกจากการศึกษาในเชิงทฤษฎีเพื่อให้เกิดความเข้าใจมากยิ่งขึ้น

5.2 ข้อเสนอแนะสำหรับการวิจัย

จากผลการศึกษาระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว ในการสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ได้สรุปปัญหาและแนวทางแก้ไขของระบบทำความเย็นแบบดูดซับแบบขั้นตอนเดียว ซึ่งสามารถสรุปเป็นหัวข้อได้ดังนี้

5.2.1 เครื่องมือวัด

การสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ความละเอียด เครื่องมือวัดมีความสำคัญในการบ่งบอกถึงการทำงานในส่วนต่าง ๆ ของระบบ เพื่อใช้ในการควบคุมการทำงานของระบบ

1) เครื่องมือวัดความดัน ในการสร้างเครื่องมือทดลอง จากข้อจำกัดในเรื่องงบประมาณจึงใช้เกจวัดกำลังดูดซึ่งมีราคาถูกเพื่อใช้ในการวัดความดัน แต่ปัญหาที่พบก็คือ ความละเอียดที่ค่อนข้างน้อย ดังนั้นเกจวัดกำลังดูดที่ใช้จะไม่สามารถวัดการเปลี่ยนแปลงความดันในช่วงความดันที่ต่ำมากได้อย่างชัดเจน ยกตัวอย่างเช่น ในกรณีที่ระบบเกิดความไม่สมดุลในการดูดซับไอของสารทำความเย็นที่อุปกรณ์ดูดซับในช่วงแรก ความดันจะเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ซึ่งเกจวัดกำลังดูดที่ใช้จะไม่สามารถวัดการเปลี่ยนแปลงได้ ทำให้การแก้ไขสมดุลของระบบเป็นไปได้ช้า จึงต้องใช้เครื่องมือวัดความดันที่มีความละเอียดสูงในการวัด เช่น Pressure Transducer ซึ่งราคาของ Pressure Transducer ราคาอยู่ที่ประมาณ 20,000 บาทต่อชิ้น ซึ่งไม่รวมราคาอุปกรณ์แสดงผล แต่ถ้าหากว่าทำการสร้างวงจรแสดงผลความดันขึ้นมาเองก็สามารถลดงบประมาณในส่วน of เครื่องมือแสดงผลลงได้

2) เครื่องมือวัดอัตราการไหล ควรใช้เครื่องมือวัดอัตราการไหลที่สามารถแสดงอัตราการไหลในช่วงที่ออกแบบได้อย่างถูกต้อง เพราะหากว่าอัตราการไหลของมีการผิดพลาดจากค่าที่ทำการออกแบบไว้ จะทำให้เกิดการตกผลึกของลิเทียมโบรไมด์ได้ หากเกิดการตกผลึกแล้วสิ่งที่ตามมาก็คือจะทำให้ท่อเกิดการอุดตันได้ และท่อที่เกิดการอุดตันเหล่านั้นต้องทำการตัดทิ้งและต่อท่อใหม่ เครื่องมือวัดอัตราการไหลที่แนะนำควรจะเป็นแบบติดตั้งภายนอกท่อ เพื่อช่วยลดปัญหาการรั่วซึมของระบบได้ และสามารถนำไปใช้งานในจุดอื่น ๆ ได้ หากต้องการทราบอัตราการไหลในบางจุด

5.2.2 ปัมป์สุญญากาศ

ในการทดสอบเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ความดันด้านความดันต่ำ ปัมป์สุญญากาศที่มีอยู่ไม่สามารถทำความดันได้เท่ากับค่าที่ทำการออกแบบ ซึ่งผู้วิจัยแนะนำให้ในงานวิจัยต่อไปการจัดหาปั๊มสุญญากาศควรใช้แบบ Double Stage Vacuum Pump เพื่อให้สามารถทำความดันได้เท่ากับค่าที่ทำการออกแบบ

5.2.3 การเดินระบบท่อ

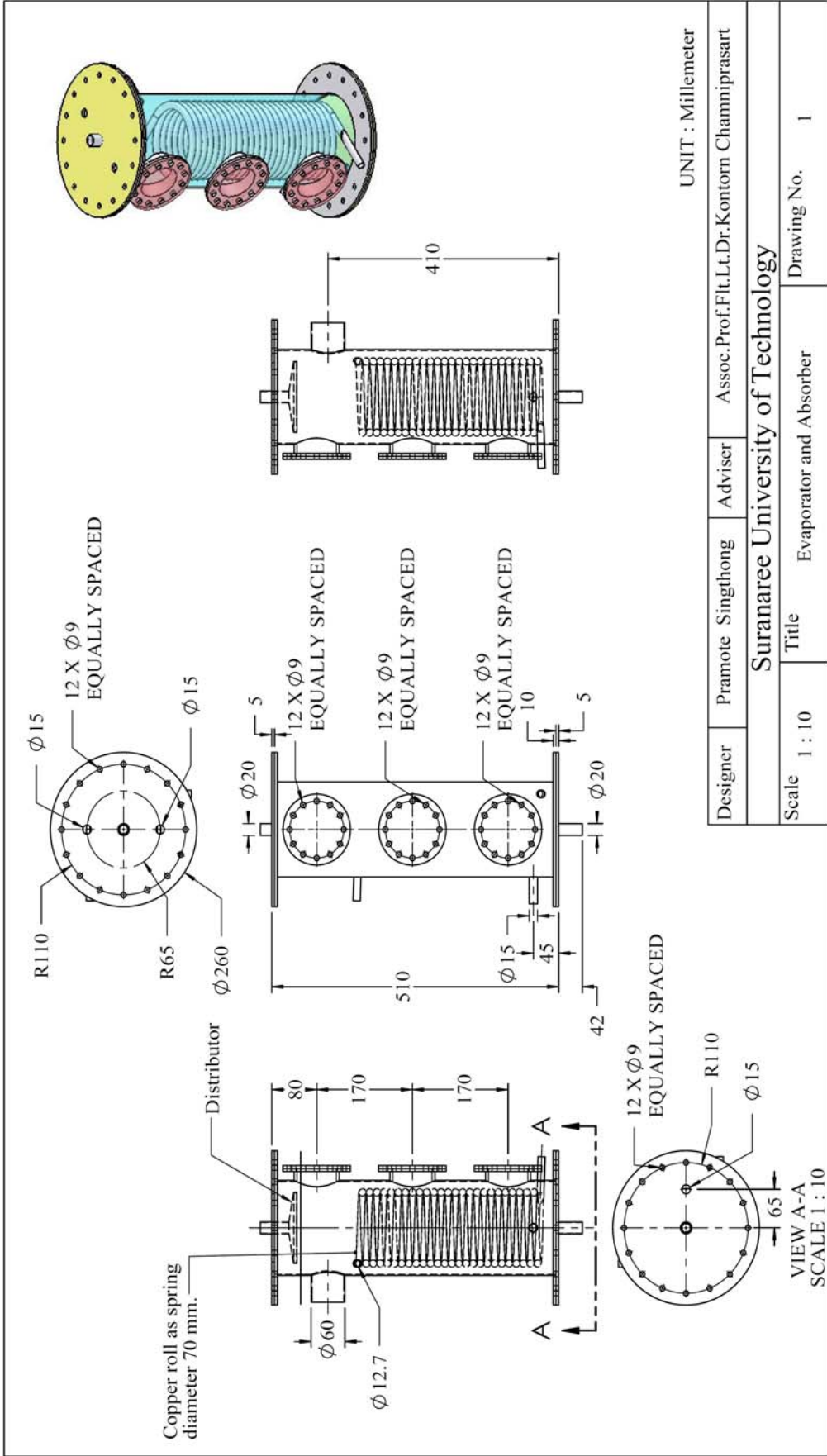
ในการออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับนี้ ข้อแนะนำในการออกแบบต้องใช้ข้อต่อที่เป็นแบบเกลียวให้น้อยที่สุด ซึ่งจากการสร้างเครื่องปัญหาหรือรั่วเกิดขึ้นที่ข้อต่อเกลียวโดยส่วนใหญ่ หากทำการอัดอากาศเข้าไปแล้วความดันไม่ถึงก็จะไม่สามารถเห็นรอยรั่วได้ ผู้ทำการวิจัยจึงแนะนำให้ในการต่อท่อนั้นควรใช้การเชื่อมทั้งหมด และความดันที่แนะนำในการทดสอบรอยรั่วของระบบที่เป็นสุญญากาศควรอยู่ที่ประมาณ 6 Bar

5.2.4 การออกแบบสร้างอุปกรณ์ทำระเหยและอุปกรณ์ดูดซับสำหรับการวิจัยต่อไป

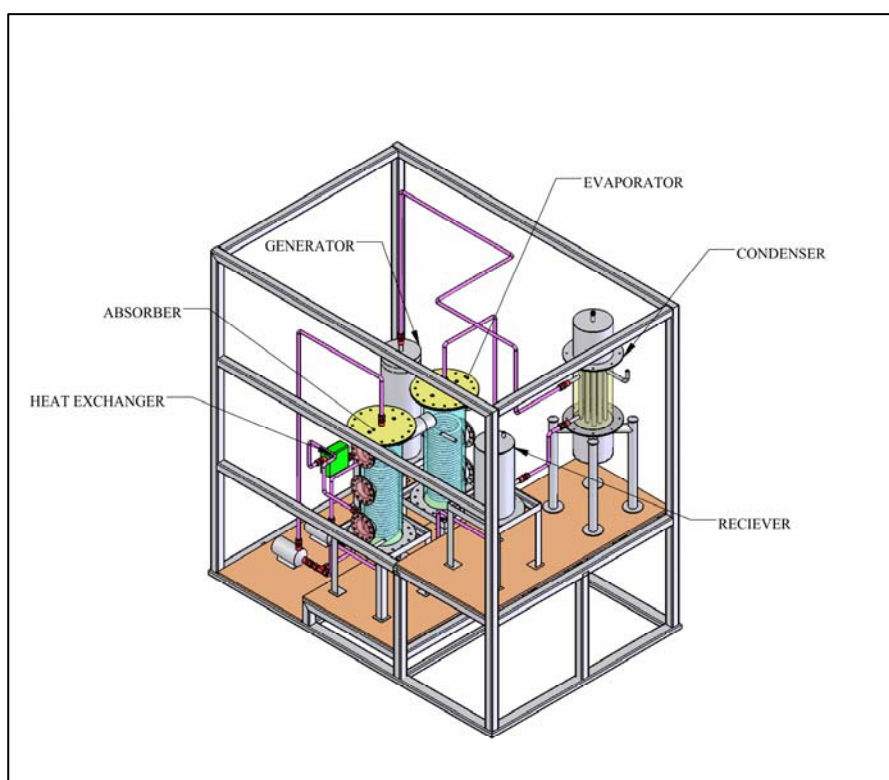
แนวคิดการออกแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ เพื่อที่จะเป็นการแก้ไขปัญหาที่เกิดขึ้นจากการทดลองในครั้งแรก ซึ่งผู้ทำวิจัยได้เสนอแนวคิดในการปรับปรุงเพื่อพัฒนาเครื่องมือทดลองต้นแบบในส่วน อุปกรณ์ดูดซับและอุปกรณ์ทำระเหย ซึ่งแสดงไว้ดังรูปที่ 5.1 เนื่องจากปัญหาที่เกิดขึ้นในการทดลองเบื้องต้นผู้วิจัยพบว่า อัตราอัตราการดูดซับของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ไม่เพียงพอ ซึ่งผู้วิจัยได้ทำการออกแบบโดยใช้ปั๊มไดอะแฟรมดูดสารละลายลิเทียมโบรไมด์จากด้านล่างของอุปกรณ์ปั๊มผ่านฝักบัวด้านบน ทำให้สารละลายเกิดการกระจายตัวเพื่อเพิ่มพื้นที่การดูดซับสารทำความเย็น ทำให้อัตราการดูดซับดีขึ้น และป้องกันการตกผลึกของสารภายในอุปกรณ์ดูดซับ นอกจากนี้การออกแบบให้มีกระจกมองด้านข้างทำให้สังเกตการดูดซับของสารภายในอุปกรณ์ดูดซับได้ เพื่อให้สัมพันธ์กับอัตราการระเหยของน้ำจากอุปกรณ์ทำระเหย

5.2.5 เพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ในการออกแบบสำหรับการวิจัยต่อไป ผู้ทำวิจัยได้เพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่ออกมาจากอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น เพื่อลดอุณหภูมิของสารละลายที่จะกลับไปสู่อุปกรณ์ดูดซับ ทำให้เพิ่มประสิทธิภาพการดูดซับสารทำความเย็นของสารละลายลิเทียมโบรไมด์ได้ดีขึ้น ซึ่งแนวคิดในการออกแบบใหม่ในการวิจัยต่อไปได้แสดงไว้ดังรูปที่ 5.2



รูปที่ 5.1 การออกแบบอุปกรณ์ทำระเหยและอุปกรณ์ดูดซับใหม่



รูปที่ 5.2 แบบสร้างเพื่อการวิจัยต่อไป

แบบสร้างที่ผู้วิจัยได้ทำการออกแบบนี้ ผู้วิจัยคาดหวังว่าจะช่วยให้แก้ปัญหาผลการทดลองที่มีความแตกต่างกับค่าการออกแบบ ในเรื่องของการเพิ่มอัตราการดูดซับของสารละลายลิเทียม-โบรไมด์ เพื่อให้เครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับเครื่องต่อไปที่มีการพัฒนาและปรับปรุง สามารถทำงานได้ตามเงื่อนไขการออกแบบ

รายการอ้างอิง

- เจริญ เทพพนม. (2546). การปรับปรุงสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน โดยใช้ **EJECTOR**. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต. สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- ทวี เวชพฤติ. (2543). Gas District Cooling. *สมาคมวิศวกรรมปรับอากาศแห่งประเทศไทย* 3 (5): 10-13.
- วิสุทธิ เลี่ยมสกุล. (2528). ระบบปรับอากาศแบบดูดกลืนโดยใช้ลิเทียมโบรไมด์-น้ำ. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต. ภาควิชาวิศวกรรมเคมี บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- Aphornratana S. (1995). **Theoretical and experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator**. PhD thesis, University of Sheffield, UK.
- Aphornratana, S. and Sriveerakul, T. (2007). Experimental studies of a single-effect absorption refrigerator using aqueous lithium-bromide: Effect of operating condition to system performance. *Experimental Thermal and Fluid Science* 32: 658-669
- ASHRAE. (1997). **Handbook of Fundamentals**. Atlanta.
- Çengel, Y and Boles, M. (2006). **Thermodynamics**. McGraw-Hill, NY.
- Devault, R.C. and Marsala, J. (1990). Ammonia-water triple-effect absorption cycle. *ASHRAE Trans.* 96: 676–682
- Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A. and Wrobel, L.C. (2003). Design and construction of a LiBr-Water absorption machine. *Energy Conversion and Management* 44: 2483-2508.
- Gordon, J.M. and Ng, C.K. (1995). A general thermodynamic model for absorption chillers : theory an experiment. *Heat Recovery Systems & CHP* 15 (1): 77-83.
- Grimm, N.R. and Rosaler, R.C. (1997). **HVAC System and Components Handbook (2nd Edition)** [On-line]. Available: <http://www.knovel.com/knovel2/Toc.jsp?BookID=729>
- Groll, EA. (1997). Current status of absorption/compression cycle technology. *ASHRAE Trans.* 1: 103.

- Hanna, W.T., Wilkinson, W.H. and Ball, D.A. (1984). The battle dual-cycle absorption heat pump, Direct fired heat pumps. **Procs. Int. Conf. Uni. Of Bristol**. 19-24 September: Paper 2.7.
- Herold, EK. (1985). **Heat transfer-a basic approach**. McGraw-Hill, NY.
- Herold, K.E., Radermacher, R. and Klein, S.A. (1996). **Absorption Chiller and Heat Pumps**. United States of America: CRC.
- Holman, J.P. (2002). **Heat Transfer**. McGraw-Hill, NY.
- Horuz, I. (1998). A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solution in vapor absorption refrigeration systems. **International Community Heat and Mass Transfer** 25 (5): 711-721.
- Lee, RJ., DiGuilio, RM., Jeter, SM. And Teja, AS. (1990). Properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures and concentration. II. Density and viscosity. **ASHRAE Trans** 96: 709-728.
- Liao, X. and Radermacher, R. (2007). Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems. **International Journal of Refrigeration** xx: 1-8.
- Machienlsen, CHM., (1990). Research activities on absorption systems for heating/cooling and industrial use. **ASHRAE Trans**. 96: 1577-1581.
- Macriss, R., Gutraj, J.M. and Zawaki, T. (1988). Absorption fluids data survey: final report on worldwide data. **Institute of Gas Technology** [On-line]. Available: <http://www.ornl.gov/>
- Maurer, M. (2548). การศึกษาทางความชื้นและการออกแบบระบบปรับอากาศพลังงานแสงอาทิตย์ในประเทศไทย [ออนไลน์]. ได้จาก: http://www.sert.nu.ac.th/Thai/Detail_T10.html
- Mcneely, L.A. (1979). Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide. **ASHRAE Trans**. 84 (3): 413-434.
- Ozisik, M. (1985). **Heat Transfer-a basic approach**. McGraw-Hill, NY.
- Perez-Blanco, H. (1984). Absorption heat pump performance for different types of solution. **International Journal of Refrigeration** 7 (2): 115-122.
- Rogers, GFC and Mayhew YR. (1992). **Thermodynamic and transport properties of fluids : SI units. 4th Edition**. Blackwell Publishers, UK.

- Srikhirin, P., Aphornratana, S. and Chungpaibulpatana, S. (2001). A review of absorption technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** 5: 343-372.
- Vliet, G.C., Lawson, M.B. and Lithgow, R.A. (1982). Water-lithium bromide double-effect absorption cooling cycle analysis. **ASHRAE Trans.** 88: 811–822.
- Wang, S.K. (2001). **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration (2nd Edition)** [On-line]. Available: <http://www.knovel.com/knovel2/Toc.jsp?BookID=568>
- Wang, Shan K. (2001). **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration (2nd Edition)** [On-line]. Available: <http://www.knovel.com>
- White, F. (1999). **Fluid Mechanics**. McGraw-Hill, NY.

ภาคผนวก ก

การคำนวณออกแบบสร้างระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

ก.1 ขนาดของอุปกรณ์

ก.1.1 การหาขนาดของอุปกรณ์ความดัน

จากการคำนวณเบื้องต้น

- 1) อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากอุปกรณ์ความดัน $\dot{Q}_c = 1.67 \text{ kW}$
- 2) ค่าแฟกเตอร์ความถูกต้อง $F = 1$ สำหรับการเดือดหรือการควบแน่น (Holman, 2002)
- 3) ค่าแฟกเตอร์ความสกปรกของผิวท่อด้านในและด้านนอก
 $F_i = F_o = 0.09 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{kW}^{-1}$ (Florides et al., 2003)
- 4) เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ $D_i = 12.6 \text{ mm}$.
- 5) เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ $D_o = 15 \text{ mm}$.
- 6) อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้า 25°C และอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางออก 40°C
- 7) อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า 85°C และอุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก 44.93°C
- 8) สภาพนำความร้อนของเหล็กสแตนเลส $k = 16.3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

การออกแบบเบื้องต้นกำหนดให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น $9 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ ค่าความหนาแน่นของน้ำที่อุณหภูมิ 25°C คำนวณได้จาก (Rogers and Mayhew, 1992)

$$\rho = 0.000015451T^3 - 0.0059003T^2 - 0.019075T + 1002.3052 \quad (\text{ก-1})$$

โดยที่ ρ คือ ความหนาแน่นของน้ำ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
 T คือ อุณหภูมิของน้ำ ($^\circ\text{C}$)

แทนค่าลงในสมการ (ก-1)

$$\rho = 0.000015451(25)^3 - 0.0059003(25)^2 - 0.019075(25) + 1002.3052$$

$$\rho = 998.38 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

หาค่าความเร็วเฉลี่ยของน้ำภายในท่อ (Çengel and Boles, 2006)

$$Q = V_m A \quad (\text{ก-2})$$

แทนค่าลงในสมการ (ก-2)

$$V_m = \frac{\left(\frac{9 \times 1000 \times 10^{-6}}{60} \right)}{\pi \left(\frac{12.6}{2} \times 10^{-3} \right)^2} \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

$$V_m = 1.203 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

สมการหาค่าความหนืดสัมบูรณ์ (Rogers and Mayhew, 1992)

$$\begin{aligned} \mu = 0.0001 & \left(0.000031538716146T^4 - 8.913055128199999 \times 10^{-3}T^3 \right. \\ & \left. + 0.9795876934T^2 - 55.4567974T + 1791.74424 \right) \end{aligned} \quad (\text{ก-3})$$

$$\begin{aligned} \mu = 0.0001 & \left(0.000031538716146(25)^4 - 8.913055128199999 \times 10^{-3}(25)^3 \right. \\ & \left. + 0.9795876934(25)^2 - 55.4567974(25) + 1791.74424 \right) \end{aligned}$$

$$\mu = 0.00089062 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$$

ซึ่งสามารถหาค่า Reynold Number จากสมการที่ (3-21) ได้เท่ากับ

$$\text{Re}_D = \frac{V_m D_i \rho}{\mu}$$

$$\text{Re}_D = \frac{1.203 \times 12.6 \times 10^{-3} \times 998.38}{8.901 \times 10^{-4}}$$

$$\text{Re}_D = 17001.74$$

การไหลในท่อนี้เป็นการไหลแบบปั่นป่วน เนื่องจากค่าเลขเรโนลด์มากกว่า 2300 (White, 1999) และ
หาค่า Prandtl Number ได้จากสมการที่ (3-22)

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k}$$

โดยที่สมการหาค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ (Rogers and Mayhew, 1992)

$$C_p = 0.000003216145833T^4 - 0.000798668982T^3 + 0.0780295139T^2 - 3.0481614T + 4217.7377 \quad (\text{ก-4})$$

$$C_p = 0.000003216145833(25)^4 - 0.000798668982(25)^3 + 0.0780295139(25)^2 - 3.0481614(25) + 4217.7377$$

$$C_p = 4179.08 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

สมการหาค่าสภาพการนำความร้อนของน้ำ (Rogers and Mayhew, 1992)

$$k = -6.5104167 \times 10^4 T^4 + 0.00000018923611T^3 - 2.671875 \times 10^{-5} T^2 + 0.0027103175T + 0.5520119 \quad (\text{ก-5})$$

$$k = -6.5104167 \times 10^4 (25)^4 + 0.00000018923611(25)^3 - 2.671875 \times 10^{-5} (25)^2 + 0.0027103175(25) + 0.5520119$$

$$k = 0.6058 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

คำนวณค่า Prandtl Number จากสมการที่ (3-22) ได้เท่ากับ

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$\text{Pr} = \frac{4179.08 \times 8.9062 \times 10^{-4}}{0.6058}$$

$$\text{Pr} = 6.14$$

สามารถหาค่า Nusselt Number ได้จากสมการที่ (3-23)-(3-26)

$$\text{Nu} = \frac{(f/8)\text{Re}_D \text{Pr}}{K_1 + K_2 (f/8)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)}$$

เมื่อ

$$f = (1.82 \log_{10} \text{Re}_D - 1.64)^{-2}$$

$$f = (1.82 \log_{10} 17001.74 - 1.64)^{-2}$$

$$f = 0.2072$$

$$K_1 = 1 + 3.4f$$

$$K_1 = 1 + 3.4(0.2072)$$

$$K_1 = 1.0925$$

$$K_2 = 11.7 + (1.8/\text{Pr}^{1/3})$$

$$K_2 = 11.7 + (1.8/(6.1452)^{1/3})$$

$$K_2 = 12.6827$$

สามารถหาค่า Nusselt Number ได้เท่ากับ

$$Nu = \frac{(f/8)Re_D Pr}{K_1 + K_2 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$Nu = \frac{(0.2072/8)(17001.74)(6.1452)}{1.0925 + (12.6827)(0.2072/8)^{1/2} ((6.1452)^{2/3} - 1)}$$

$$Nu = 903.2988$$

จากสมการที่ (3-28) สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนภายในท่อได้เป็น

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k}$$

$$h_i = \frac{903.2988 \times 0.6058}{12.6 \times 10^{-3}} = 43430.03278 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

จากสมการที่ (3-29) สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนภายนอกท่อได้เป็น

$$h_o = 0.725 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_v - T_w) D_o} \right]^{0.25}$$

สมการหาค่าความร้อนแฝงของการควบแน่นของไอน้ำ (Latent heat of condensation of water vapor) (ASHRAE, 1997)

$$h_{fg} = -0.00132635T^2 - 2.29983657T + 2500.4363 \quad (\text{ก-6})$$

โดยที่ h_{fg} คือ ความร้อนแฝงของการควบแน่น ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)

T คือ อุณหภูมิอิ่มตัว ($^{\circ}\text{C}$)

ที่ความดัน 9.6 kPa อุณหภูมิของน้ำอิ่มตัวเท่ากับ 44.93°C (Çengel and Boles, 2006)

$$h_{fg} = -0.00132635(44.93)^2 - 2.29983657(44.93) + 2500.4363$$

$$h_{fg} = 2394.43 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

สมการหาความหนาแน่นของไอน้ำ (ASHRAE, 1997)

$$\rho_v = 1 / \left(0.00001147965T^4 - 0.0029719779T^3 + 0.28077931731T^2 - 11.83083758T + 202.9035477661 \right) \quad (\text{ก-7})$$

โดยที่ ρ_v คือ ความหนาแน่นของไอน้ำ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

T คือ อุณหภูมิอิ่มตัว ($^{\circ}\text{C}$)

$$\rho_v = 15.3765 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$$

หาค่าความหนาแน่นของน้ำที่อุณหภูมิ 44.93°C จากสมการ (ก-1) $\rho_l = 990.94 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

หาค่าความหนืดสัมบูรณ์ของน้ำที่อยู่ในสภาวะของเหลวเท่ากับ $0.0005977 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$

กำหนดให้อุณหภูมิที่ผนังเป็น 44.93°C และอุณหภูมิของไอน้ำเท่ากับ 85°C

ค่าสภาพการนำความร้อนของน้ำเท่ากับ $0.6343 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

$$h_o = 0.725 \left[\frac{9.81 \times 990.94 (990.94 - 15.3765) (2394.43 \times 10^3) (0.6343)^3}{0.0005977 (85 - 44.93) 15 \times 10^{-3}} \right]^{0.25}$$

$$h_o = 11269.80 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$$

หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนจากสมการที่ (3-20)

$$U = \frac{1}{(D_o/D_i)(1/h_i) + (D_o/D_i)F_i + [1/(2k)]D_o \ln(D_o/D_i) + F_o + 1/h_o}$$

$$U = \frac{1}{(D_o/D_i)(1/h_i) + (D_o/D_i)F_i + [1/(2k)]D_o \ln(D_o/D_i) + F_o + 1/h_o}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนของเหล็กสแตนเลส $16.3 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

แทนค่าลงในสมการที่ (3-20)

$$\begin{aligned} D_i &= 12.6 \times 10^{-3} \text{ m} & D_o &= 12.6 \times 10^{-3} \text{ m} \\ h_i &= 43430.03278 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1} & h_o &= 11269.80 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1} \\ F_i &= 0.09 \text{ m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{kW}^{-1} & F_o &= 0.09 \text{ m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{kW}^{-1} \\ k &= 16.3 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1} \end{aligned}$$

$$U = 11269.66 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$$

จากสมการที่ (3-18) และ (3-19) สามารถหาค่าพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนได้เท่ากับ

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m$$

ค่าแฟกเตอร์ความถูกต้อง $F = 1$ สำหรับการเดือดหรือการควบแน่น

อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากอุปกรณ์ควบแน่น $\dot{Q}_c = 1.67 \text{ kW}$

อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้า 25°C และอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางออก 20°C

อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า 85°C และอุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก 44.93°C

$$\Delta T_m = F \Delta T_{\ln} = F \left(\frac{\Delta T_o - \Delta T_L}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_L)} \right)$$

$$\Delta T_o = 85 - 25 = 60 \text{ K}$$

$$\Delta T_o = 44.93 - 40 = 4.93 \text{ K}$$

$$F = 1$$

$$\Delta T_m = 1 \left(\frac{60 - 4.93}{\ln(60/4.93)} \right)$$

$$\Delta T_m = 22.04 \text{ K}$$

แทนค่าลงในสมการ $\dot{Q} = UA\Delta T_m$

$$A = \frac{1.67 \times 10^3}{11269.66 \times 22.04}$$

$$A = 6.72 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A = 6720 \text{ mm}^2$$

ก.1.2 การหาขนาดของอุปกรณ์ทำระเหย

- 1) อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากอุปกรณ์ความแน่น $\dot{Q}_e = 1.00 \text{ kW}$
- 2) ค่าแฟกเตอร์ความถูกต้อง $F = 1$ สำหรับการเดือดหรือการควบแน่น (Holman, 2002)
- 3) เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ $D_i = 12.6 \text{ mm}$.
- 4) เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ $D_o = 15 \text{ mm}$.
- 5) อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้า 25°C และอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางออก 15°C
- 6) อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้า 6°C และอุณหภูมิสารทำความเย็นขาออก 6°C

การออกแบบเบื้องต้นกำหนดให้อัตราการไหลของน้ำภาระความร้อน $4 \text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$ ค่าความหนาแน่นของน้ำที่อุณหภูมิ 25°C คำนวณได้จากสมการ (ก-1)

$$\rho = 0.000015451T^3 - 0.0059003T^2 - 0.019075T + 1002.3052$$

โดยที่ ρ คือ ความหนาแน่นของน้ำ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
 T คือ อุณหภูมิของน้ำ ($^{\circ}\text{C}$)

แทนค่าลงในสมการ (ก-1)

$$\rho = 0.000015451(25)^3 - 0.0059003(25)^2 - 0.019075(25) + 1002.3052$$

$$\rho = 998.38 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$$

หาค่าความเร็วเฉลี่ยของน้ำภายในท่อจากสมการ (ก-2)

$$Q = V_m A$$

แทนค่าลงในสมการ (ก-2)

$$V_m = \frac{\left(\frac{4 \times 1000 \times 10^{-6}}{60}\right)}{\pi \left(\frac{12.6}{2} \times 10^{-3}\right)^2} \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

$$V_m = 0.5347 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

สมการหาค่าความหนืดสัมบูรณ์จากสมการ (ก-3)

$$\mu = 0.0001 \left(0.000031538716146T^4 - 8.913055128199999 \times 10^{-3}T^3 \right. \\ \left. + 0.9795876934T^2 - 55.4567974T + 1791.74424 \right)$$

$$\mu = 0.0001 \left(0.000031538716146(25)^4 - 8.913055128199999 \times 10^{-3}(25)^3 \right. \\ \left. + 0.9795876934(25)^2 - 55.4567974(25) + 1791.74424 \right)$$

$$\mu = 0.00089062 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$$

ซึ่งสามารถหาค่า Reynold Number จากสมการ (3-21) ได้เท่ากับ

$$\text{Re}_D = \frac{V_m D_i \rho}{\mu}$$

$$\text{Re}_D = \frac{0.5347 \times 12.6 \times 10^{-3} \times 998.38}{8.901 \times 10^{-4}}$$

$$\text{Re}_D = 7556.23$$

สามารถคำนวณค่า Prandtl Number จากสมการ (3-22) ได้เท่ากับ

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$\text{Pr} = \frac{4179.08 \times 8.9062 \times 10^{-4}}{0.6058}$$

$$\text{Pr} = 6.14$$

สมการหาค่า Nusselt Number หากค่า $1.5 < \text{Pr} < 500$ และ $3000 < \text{Re}_D < 10^6$ จากสมการ (3-27)

$$\text{Nu} = 0.012(\text{Re}_D^{0.87} - 280)\text{Pr}^{0.4}$$

$$\text{Nu} = 51.73$$

จากสมการที่ (3-28) สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนภายในท่อได้เป็น

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k}$$

$$h_i = \frac{51.73 \times 0.6058}{12.6 \times 10^{-3}} = 2487.12 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

จากสมการ (3-31) สามารถคำนวณหาค่าพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{Q} = h_i A \Delta T_m$$

โดยที่

$$\Delta T_m = F \Delta T_{\ln} = F \left(\frac{\Delta T_o - \Delta T_L}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_L)} \right)$$

$$\Delta T_o = 25 - 6 = 19 \text{ K}$$

$$\Delta T_L = 15 - 6 = 9 \text{ K}$$

$$F = 1$$

$$\Delta T_m = 1 \left(\frac{19 - 9}{\ln(19/9)} \right)$$

$$\Delta T_m = 13.38 \text{ K}$$

แทนค่าลงในสมการ $\dot{Q} = h_i A \Delta T_m$

$$A = \frac{1.00 \times 10^3}{2487.12 \times 13.38}$$

$$A = 0.03005 \text{ m}^2$$

$$A = 30050 \text{ mm}^2$$

ก.1.3 การหาขนาดของอุปกรณ์ตู้ดูดซับ

- 1) อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากอุปกรณ์ควบแน่น $\dot{Q}_a = 1.65 \text{ kW}$
- 2) ค่าแฟกเตอร์ความถูกต้อง $F = 1$ สำหรับการเดือดหรือการควบแน่น (Holman, 2002)
- 3) เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ $D_i = 12.6 \text{ mm}$.
- 4) เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ $D_o = 15 \text{ mm}$.
- 5) อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้า 25°C และอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางออก 35°C
- 6) อุณหภูมิสารละลายขาเข้า 46°C และอุณหภูมิสารละลายขาออกเท่ากับ 39.17°C

การออกแบบเบื้องต้นกำหนดให้อัตราการไหลของน้ำภาระความร้อน $9 \text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$ ค่าความหนาแน่นของน้ำที่อุณหภูมิ 25°C คำนวณได้จากสมการ (ก-1)

$$\rho = 0.000015451T^3 - 0.0059003T^2 - 0.019075T + 1002.3052$$

โดยที่ ρ คือ ความหนาแน่นของน้ำ (kg/m^3)
 T คือ อุณหภูมิของน้ำ ($^\circ\text{C}$)

แทนค่าลงในสมการ (ก-1)

$$\rho = 0.000015451(25)^3 - 0.0059003(25)^2 - 0.019075(25) + 1002.3052$$

$$\rho = 998.38 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$$

หาค่าความเร็วเฉลี่ยของน้ำภายในท่อ จากสมการ (ก-2)

$$Q = V_m A$$

แทนค่าลงในสมการ (ก-2)

$$V_m = \frac{\left(\frac{9 \times 1000 \times 10^{-6}}{60}\right)}{\pi \left(\frac{12.6}{2} \times 10^{-3}\right)^2} \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

$$V_m = 1.203 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

สมการหาค่าความหนืดสัมบูรณ์จากสมการ (ก-3)

$$\mu = 0.0001 \left(0.000031538716146T^4 - 8.913055128199999 \times 10^{-3}T^3 + 0.9795876934T^2 - 55.4567974T + 1791.74424 \right)$$

$$\mu = 0.0001 \left(0.000031538716146(25)^4 - 8.913055128199999 \times 10^{-3}(25)^3 + 0.9795876934(25)^2 - 55.4567974(25) + 1791.74424 \right)$$

$$\mu = 0.00089062 \text{ kg}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$$

ซึ่งสามารถหาค่า Reynold Number จากสมการ (3-21) ได้เท่ากับ

$$\text{Re}_D = \frac{V_m D_i \rho}{\mu}$$

$$\text{Re}_D = \frac{1.203 \times 12.6 \times 10^{-3} \times 998.38}{8.901 \times 10^{-4}}$$

$$\text{Re}_D = 17001.74$$

การไหลในท่อนี้เป็นการไหลแบบปั่นป่วน เนื่องจากค่า Reynold Number มากกว่า 2300 และหาค่า Prandtl Number ได้จากสมการที่ (3-22)

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k}$$

โดยที่สมการหาค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ จากสมการ (ก-4)

$$C_p = 0.000003216145833T^4 - 0.000798668982T^3 \\ + 0.0780295139T^2 - 3.0481614T + 4217.7377$$

$$C_p = 0.000003216145833(25)^4 - 0.000798668982(25)^3 \\ + 0.0780295139(25)^2 - 3.0481614(25) + 4217.7377$$

$$C_p = 4179.08 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

สมการหาค่าสภาพการนำความร้อนของน้ำ จากสมการ (ก-5)

$$k = -6.5104167 \times 10^4 T^4 + 0.00000018923611T^3 \\ - 2.671875 \times 10^{-5} T^2 + 0.0027103175T + 0.5520119$$

$$k = -6.5104167 \times 10^4 (25)^4 + 0.00000018923611(25)^3 \\ - 2.671875 \times 10^{-5} (25)^2 + 0.0027103175(25) + 0.5520119$$

$$k = 0.6058 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

คำนวณค่า Prandtl Number จากสมการ (3-22) ได้เท่ากับ

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$\text{Pr} = \frac{4179.08 \times 8.9062 \times 10^{-4}}{0.6058}$$

$$\text{Pr} = 6.14$$

สามารถหาค่า Nusselt Number ได้จากสมการที่ (3-23)-(3-26)

$$Nu = \frac{(f/8)\text{Re}_D \text{Pr}}{K_1 + K_2 (f/8)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)}$$

เมื่อ

$$f = (1.82 \log_{10} \text{Re}_D - 1.64)^{-2}$$

$$f = (1.82 \log_{10} 17001.74 - 1.64)^{-2}$$

$$f = 0.2072$$

$$K_1 = 1 + 3.4f$$

$$K_1 = 1 + 3.4(0.2072)$$

$$K_1 = 1.0925$$

$$K_2 = 11.7 + (1.8/\text{Pr}^{1/3})$$

$$K_2 = 11.7 + (1.8/(6.1452)^{1/3})$$

$$K_2 = 12.6827$$

สามารถหาค่า Nusselt Number ได้เท่ากับ

$$Nu = \frac{(f/8)Re_D Pr}{K_1 + K_2 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$Nu = \frac{(0.2072/8)(17001.74)(6.1452)}{1.0925 + (12.6827)(0.2072/8)^{1/2} ((6.1452)^{2/3} - 1)}$$

$$Nu = 903.2988$$

จากสมการ (3-28) สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนภายในท่อได้เป็น

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k}$$

$$h_i = \frac{903.2988 \times 0.6058}{12.6 \times 10^{-3}} = 43430.03278 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

จากสมการ (3-31) สามารถคำนวณหาค่าพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{Q} = h_i A \Delta T_m$$

โดยที่

$$\Delta T_m = F \Delta T_{\ln} = F \left(\frac{\Delta T_o - \Delta T_L}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_L)} \right)$$

$$\Delta T_o = 46 - 25 = 21 \text{ K}$$

$$\Delta T_L = 39.17 - 35 = 4.17 \text{ K}$$

$$F = 1$$

$$\Delta T_m = 1 \left(\frac{21 - 4.17}{\ln(21/4.17)} \right)$$

$$\Delta T_m = 10.41 \text{ K}$$

แทนค่าลงในสมการ $\dot{Q} = h_c A \Delta T_m$

$$A = \frac{1.65 \times 10^3}{43430.03278 \times 10.41}$$

$$A = 3.650 \times 10^3 \text{ m}^2$$

$$A = 3650 \text{ mm}^2$$

ภาคผนวก ข

ตัวอย่างการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

ข.1 ตัวอย่างการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (การทดลองที่ 1)

ข.1.1 พลังงานความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น

กำหนดสภาวะจากการทดลอง

1) อุณหภูมิของสารละลายเท่ากับ 95°C

2) ความดันเท่ากับ 72 kPa

ที่ตำแหน่งที่ 1 อัตราการไหลโดยมวลเท่ากับ $\dot{m}_1 = 8.304 \times 10^{-4}\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$

ที่ตำแหน่งที่ 7 อัตราการไหลโดยมวลเท่ากับ $\dot{m}_7 = 0.0193\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$

สามารถหาอัตราการไหลโดยมวลที่ตำแหน่งที่ 8 ได้จาก สมการสมดุลมวล

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 + \dot{m}_8$$

$$\dot{m}_8 = 0.0193 - 8.304 \times 10^{-4}$$

$$\dot{m}_8 = 0.0185\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$$

ที่ตำแหน่งที่ 1 ที่ความดัน 72 kPa อุณหภูมิน้ำอิ่มตัวเท่ากับ 90.5°C (Çengel and Boles, 2006)

อุณหภูมิที่ตำแหน่งที่ 1 จากการทดลองเท่ากับ 92°C พิจารณาสถานะที่ตำแหน่งที่ 1 เป็นไอน้ำร้อน
ยวดยิ่ง (Superheated Steam) พิจารณาค่าเอนทัลปีจากสมการ (3-4)-(3-6)

$$H_{sh} = \left((H_{SH2} - H_{SH1}) / 100 \right) T + H_{SH1}$$

$$H_{SH1} = 32.508 \ln(P) + 2513.2$$

$$H_{SH2} = 0.00001P^2 - 0.1193P + 2689$$

$$T = T_{actual} - T_{ref}$$

โดยที่	H_{sh}	คือ ค่าเอนทัลปีของไอน้ำร้อนยวดยิ่ง ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
	T_{ref}	คือ อุณหภูมิของสารทำความเย็น (น้ำ) อิ่มตัว ($^{\circ}\text{C}$)
	T_{actual}	คือ อุณหภูมิของไอน้ำ ($^{\circ}\text{C}$)
	P	คือ ความดันไอ (kPa)
	T	คือ องศาร้อนยวดยิ่ง (Degree of superheat) ($^{\circ}\text{C}$)

คำนวณหาค่าองศาร้อนยวดยิ่ง

$$T = 92 - 90.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T = 1.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ H_{SH1} และ H_{SH2}

$$H_{SH1} = 32.508 \ln(72) + 2513.2$$

$$H_{SH1} = 2652.23$$

และค่า

$$H_{SH2} = 0.00001P^2 - 0.1193P + 2689$$

$$H_{SH2} = 0.00001(72)^2 - 0.1193(72) + 2689$$

$$H_{SH2} = 2680.46$$

สามารถหาค่าไอร้อนยวดยิ่งได้เท่ากับ

$$H_{sh} = \left(\frac{H_{SH2} - H_{SH1}}{100} \right) T + H_{SH1}$$

$$H_{sh} = ((2680.46 - 2652.23)/100)1.5 + 2652.23$$

$$H_{sh} = 2652.65 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

เพราะฉะนั้น $h_1 = 2652.65 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

ที่ตำแหน่งที่ 7 อุณหภูมิเท่ากับ 32°C ความเข้มข้นของสารละลายเท่ากับ 20 % LiBr สามารถหาค่าเอนทัลปีได้เท่ากับ $h_7 = 90 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

ที่ตำแหน่งที่ 8 อุณหภูมิเท่ากับ 46°C ความเข้มข้นของสารละลายเท่ากับ 15 % LiBr สามารถหาค่าเอนทัลปีได้เท่ากับ $h_8 = 150 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

พลังงานที่ให้กับอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น

$$\dot{Q}_g = (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8) - \dot{m}_7 h_7$$

$$\dot{Q}_g = 3.24 \text{ kW}$$

ข.1.2 พลังงานความร้อนที่นำออกจากอุปกรณ์ควบแน่น

ที่ตำแหน่งที่ 2 ความดันเท่ากับ 72 kPa สารทำความเย็น (น้ำ) อยู่ในสถานะของเหลวอิ่มตัว ค่าเอนทัลปีที่ตำแหน่งที่ 2 เท่ากับ $h_2 = 379.17 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ (Çengel and Boles, 2006)

พลังงานความร้อนที่นำออกจากอุปกรณ์ควบแน่น

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_1 (h_1 - h_2)$$

$$\dot{Q}_c = 1.89 \text{ kW}$$

ข.1.3 พลังงานความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์ทำระเหย

ที่ตำแหน่งที่ 4 ความดันเท่ากับ 5.34 kPa อุณหภูมิน้ำอิ่มตัวเท่ากับ 33.87°C (Çengel and Boles, 2006) อุณหภูมิที่วัดได้ตำแหน่งที่ 4 เท่ากับ 40°C สถานะที่ตำแหน่งที่ 4 จึงเป็นไอน้ำร้อนยวดยิ่ง

คำนวณหาค่าไอ้ร้อนยวดยิ่งจากสมการ (3-4)-(3-6)

$$T = 40 - 33.87 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T = 6.13 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ H_{SH1} และ H_{SH2}

$$H_{SH1} = 32.508 \ln(5.34) + 2513.2$$

$$H_{SH1} = 2567.66$$

และค่า

$$H_{SH2} = 0.00001P^2 - 0.1193P + 2689$$

$$H_{SH2} = 0.00001(5.34)^2 - 0.1193(5.34) + 2689$$

$$H_{SH2} = 2688.36$$

สามารถหาค่าไอ้ร้อนยวดยิ่งได้เท่ากับ

$$H_{sh} = ((H_{SH2} - H_{SH1})/100)T + H_{SH1}$$

$$H_{sh} = ((2688.36 - 2567.66)/100)6.13 + 2567.66$$

$$H_{sh} = 2575.06 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

เพราะฉะนั้น $h_4 = 2575.06 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

พลังงานความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์ทำระเหย

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_1 (h_4 - h_2)$$

$$\dot{Q}_e = 1.82 \text{ kW}$$

ข.1.4 พลังงานความร้อนที่นำออกจากอุปกรณ์ดูดซับ

ที่ตำแหน่งที่ 5 อุณหภูมิเท่ากับ 43°C ความเข้มข้นของสารละลายเท่ากับ 20% LiBr สามารถหาค่าเอนทัลปีได้เท่ากับ $h_5 = 125 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

พลังงานความร้อนที่นำออกจากอุปกรณ์ดูดซับ

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_7 (h_5 - h_7)$$

$$\dot{Q}_a = 0.68 \text{ kW}$$

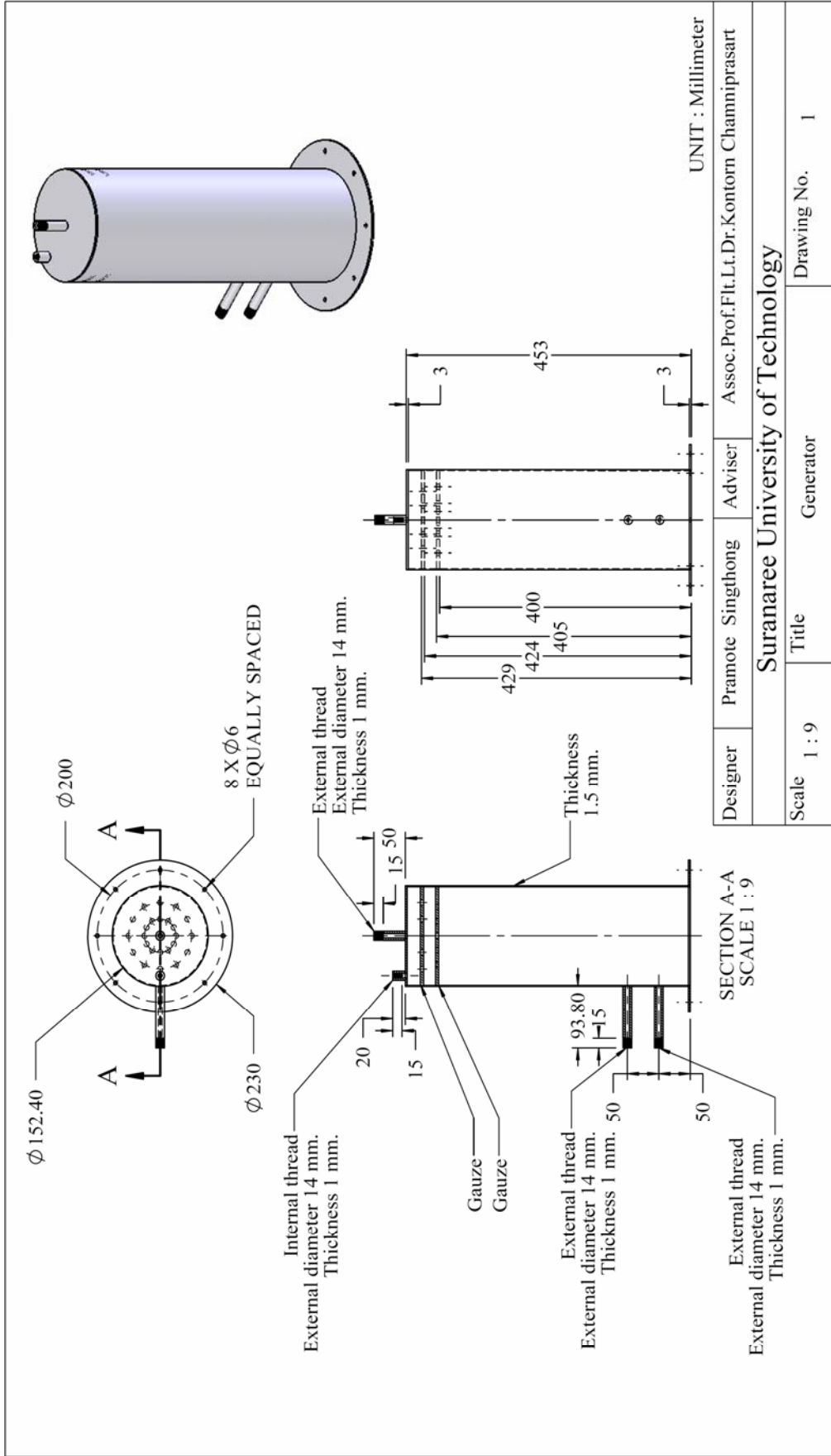
ข.1.5 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g}$$

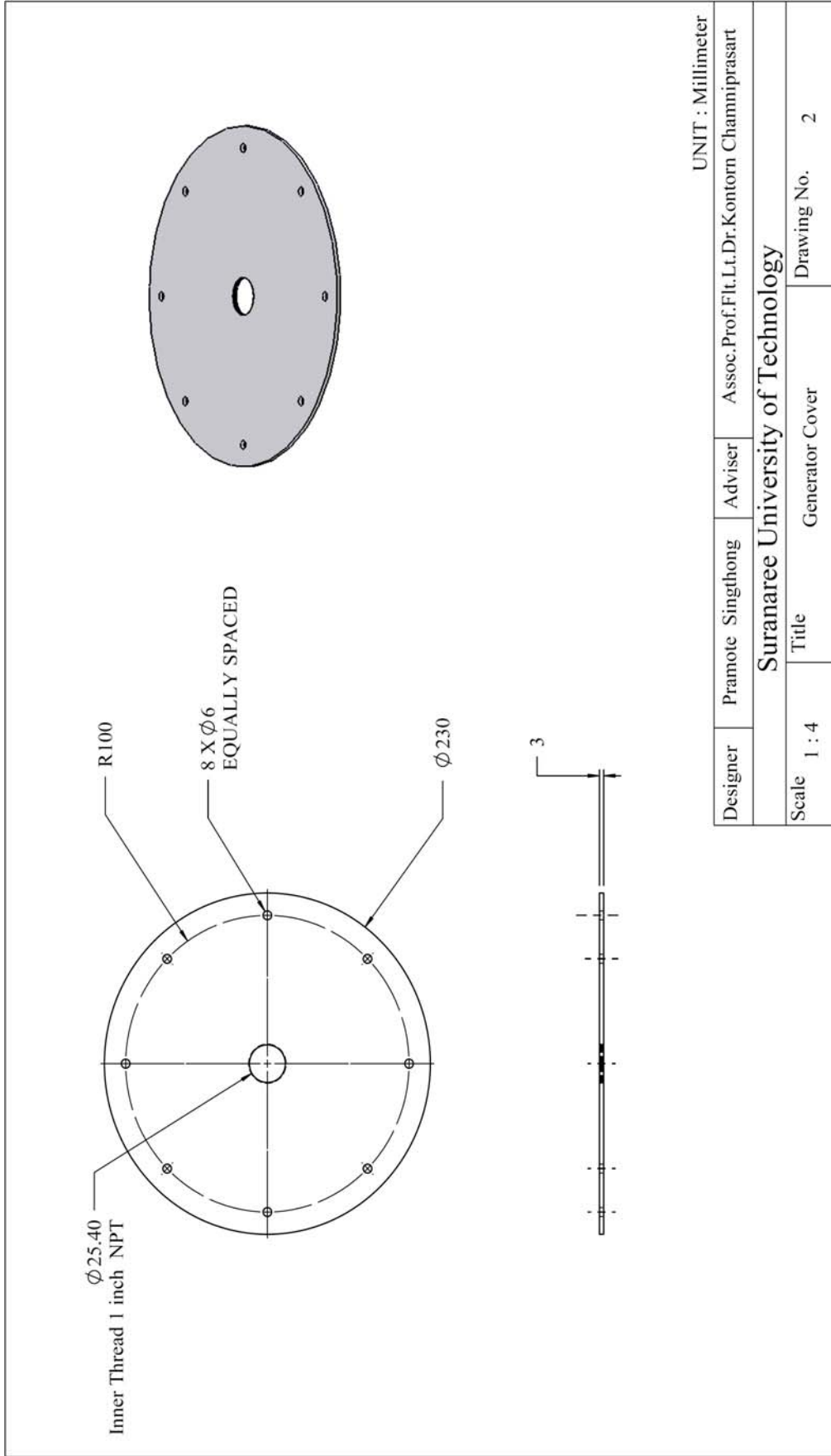
$$COP = 0.56$$

ภาคผนวก ค

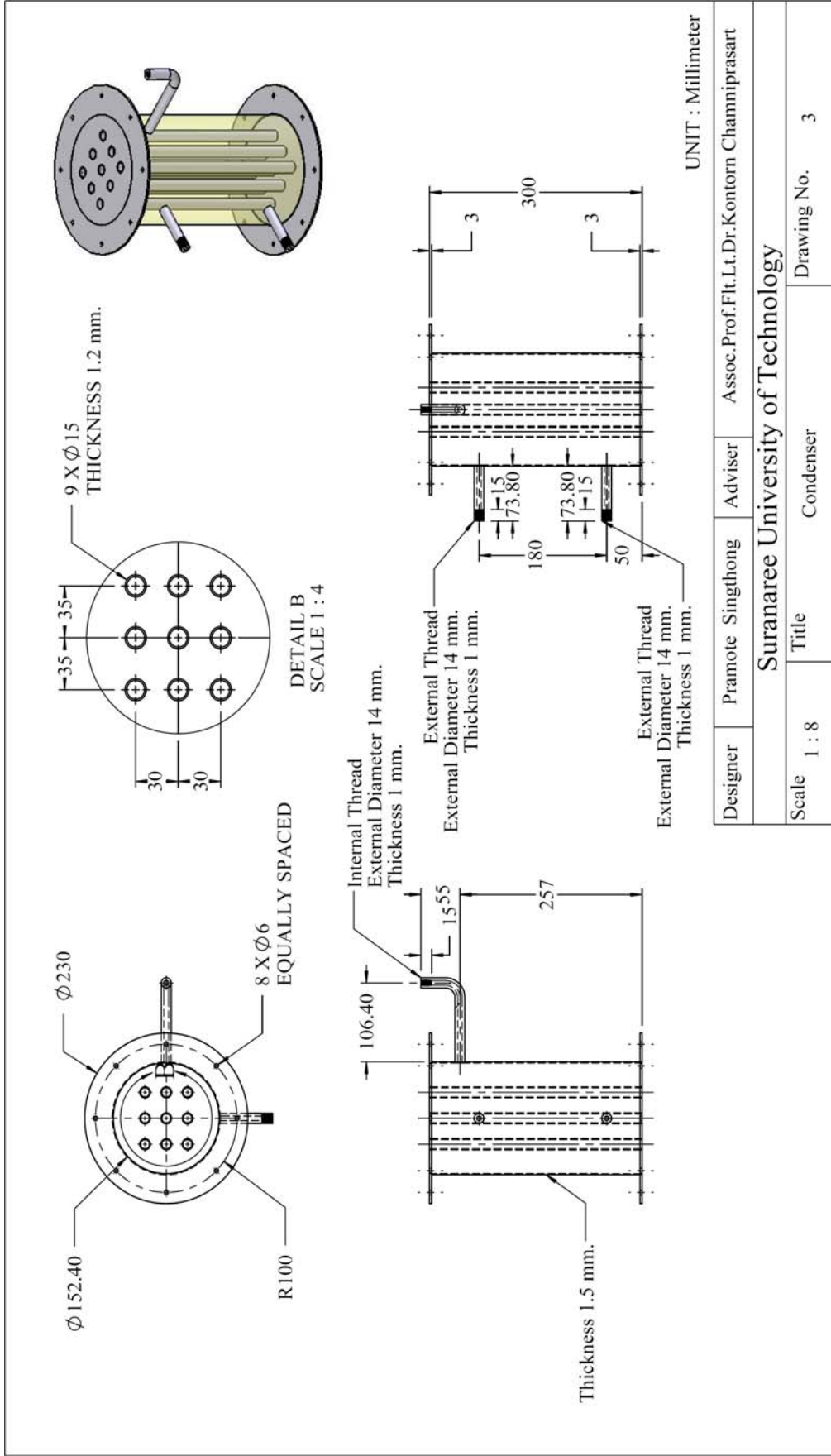
แบบสร้างเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ



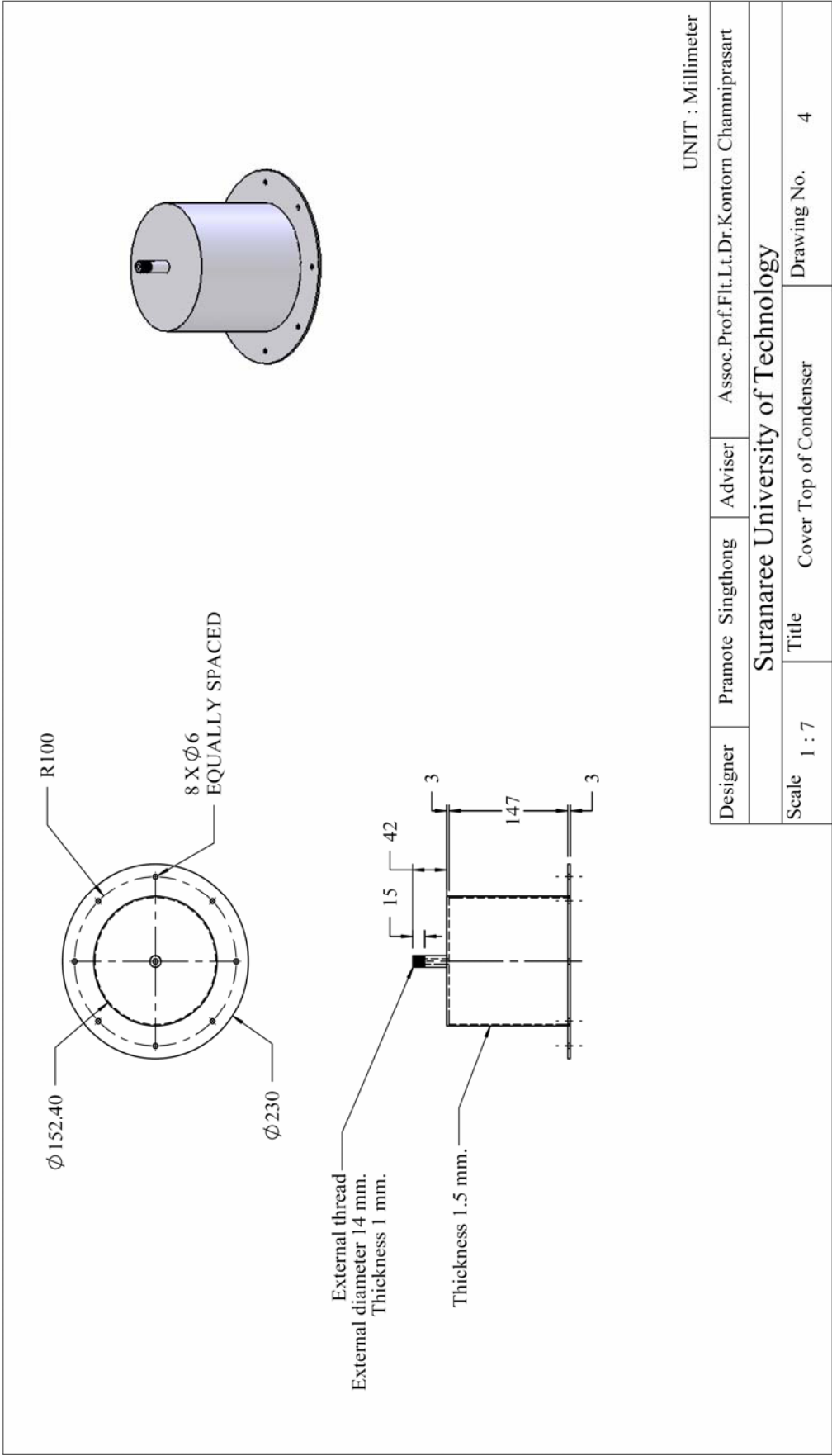
รูปที่ ค.1 แบบสร้าง Generator



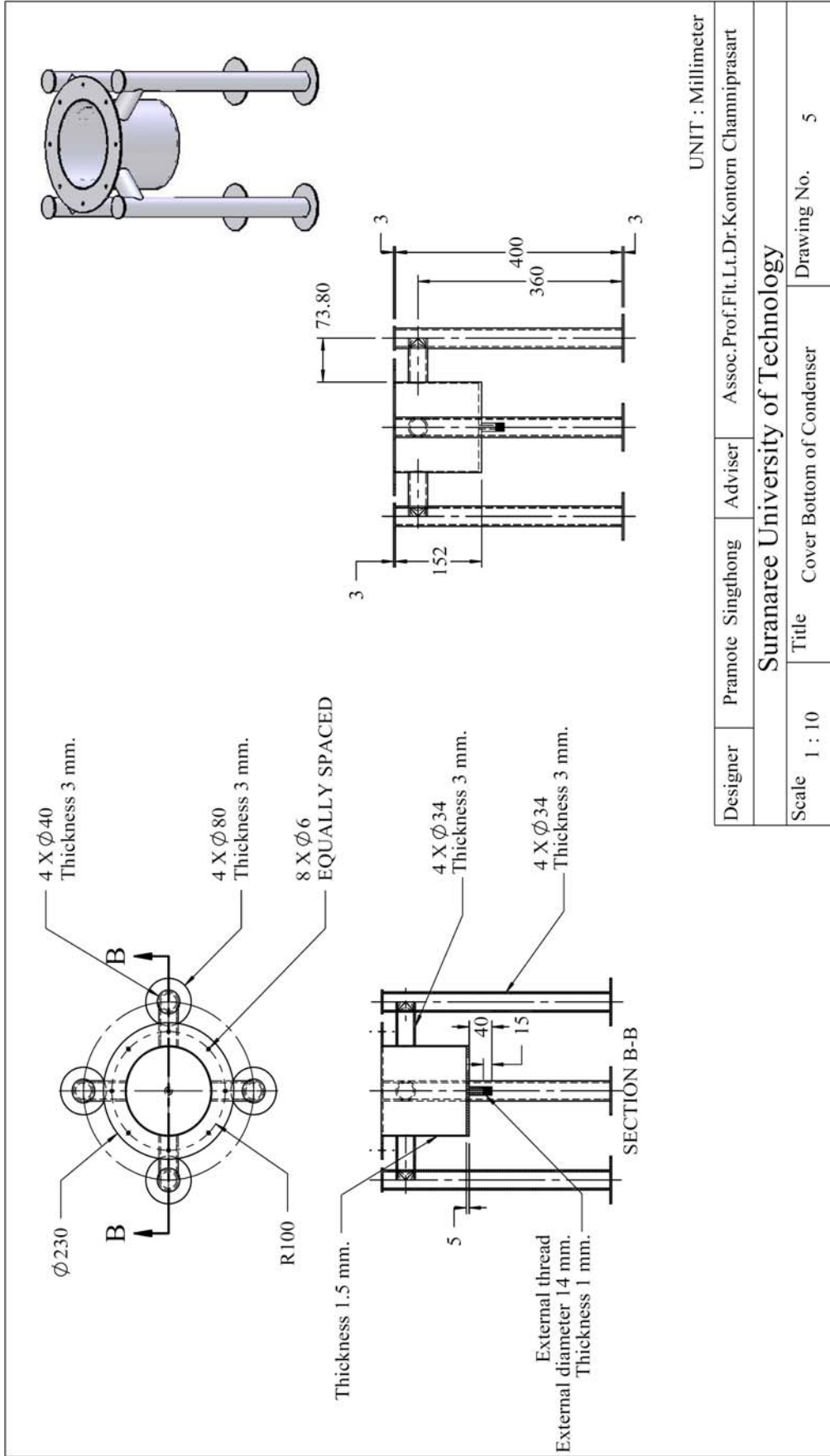
รูปที่ ค.2 แบบสร้าง Generator Cover



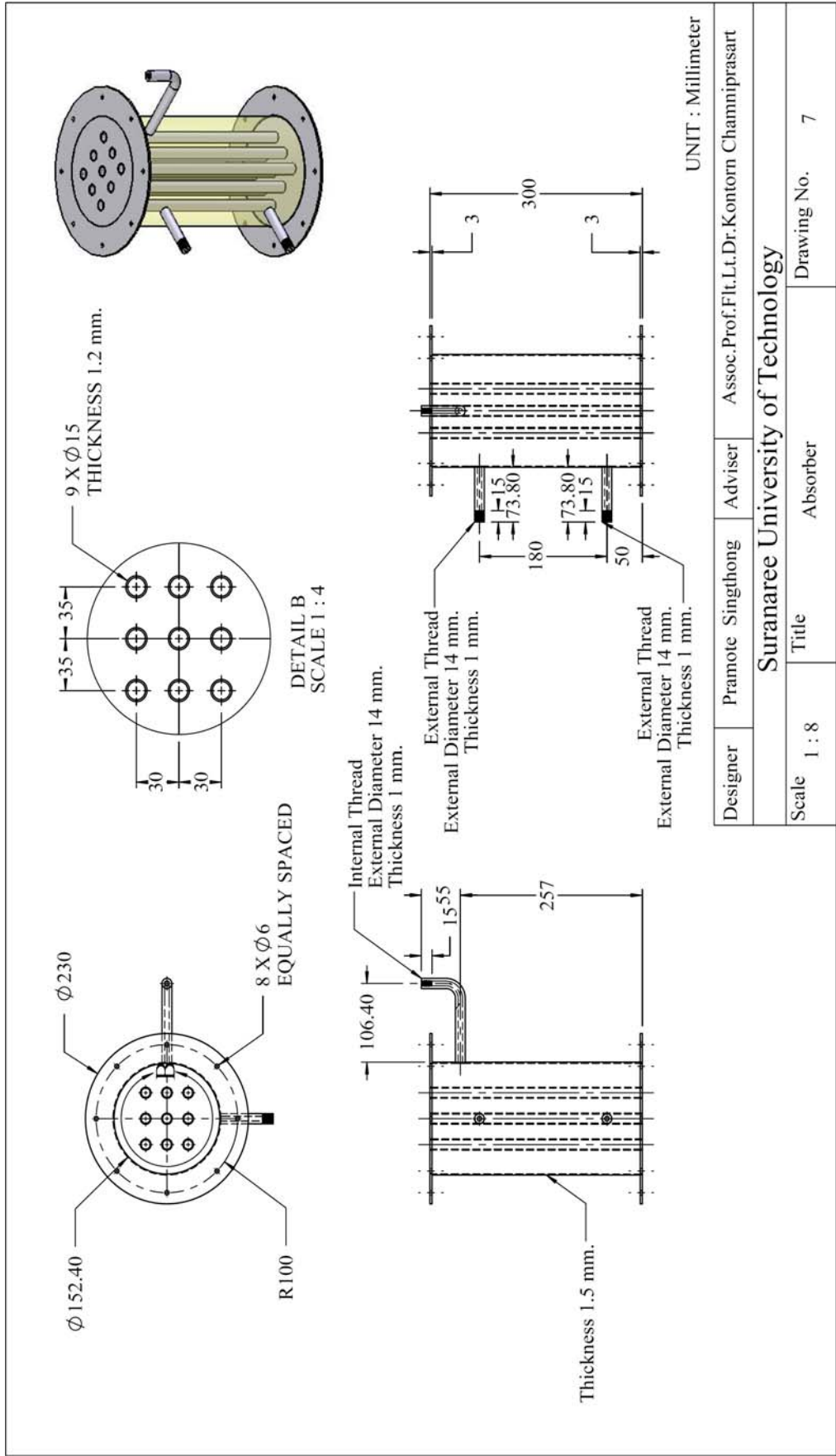
รูปที่ ค.3 แบบสร้าง Condenser



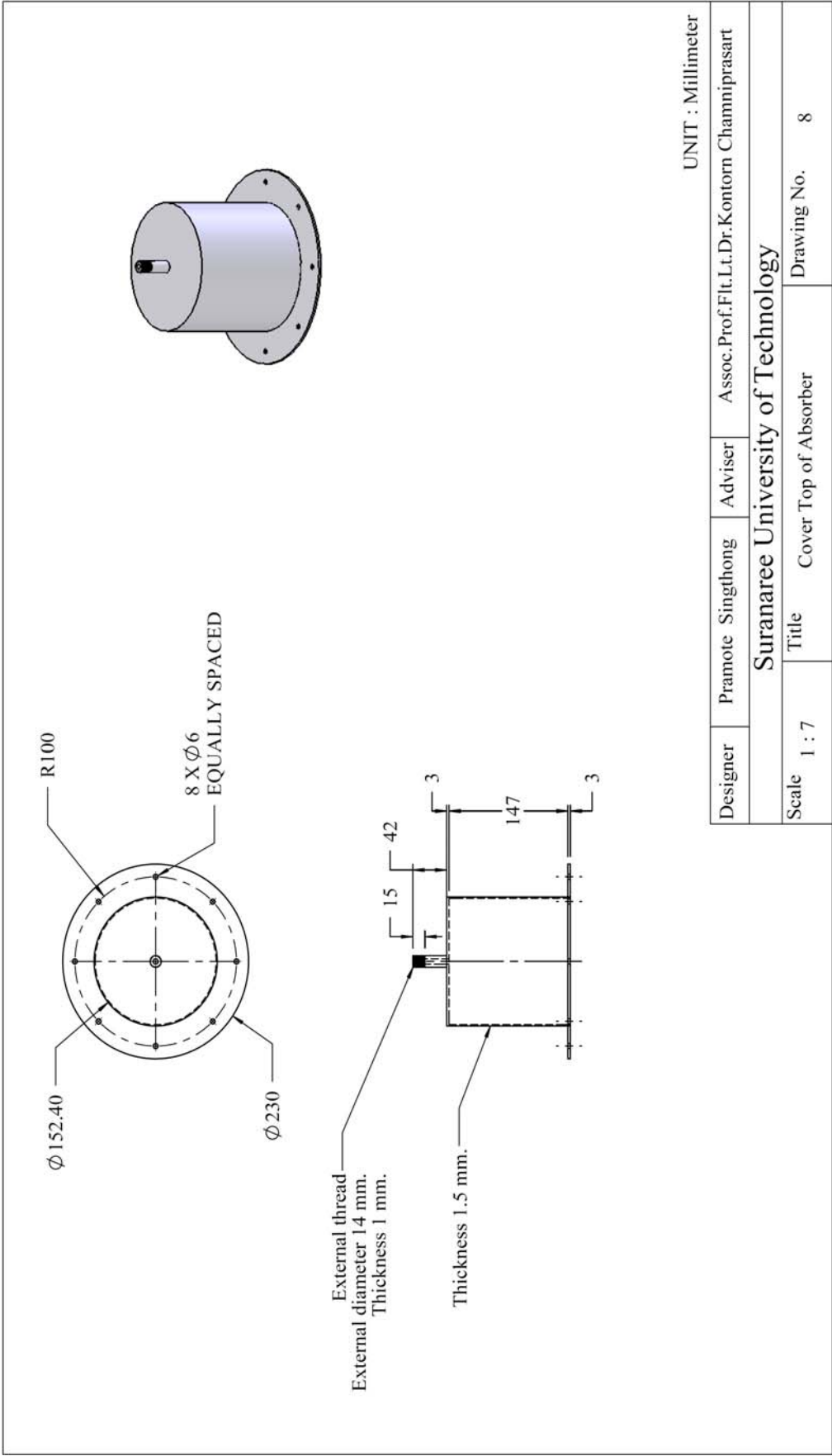
รูปที่ ค.4 แบบสร้าง Cover Top of Condenser



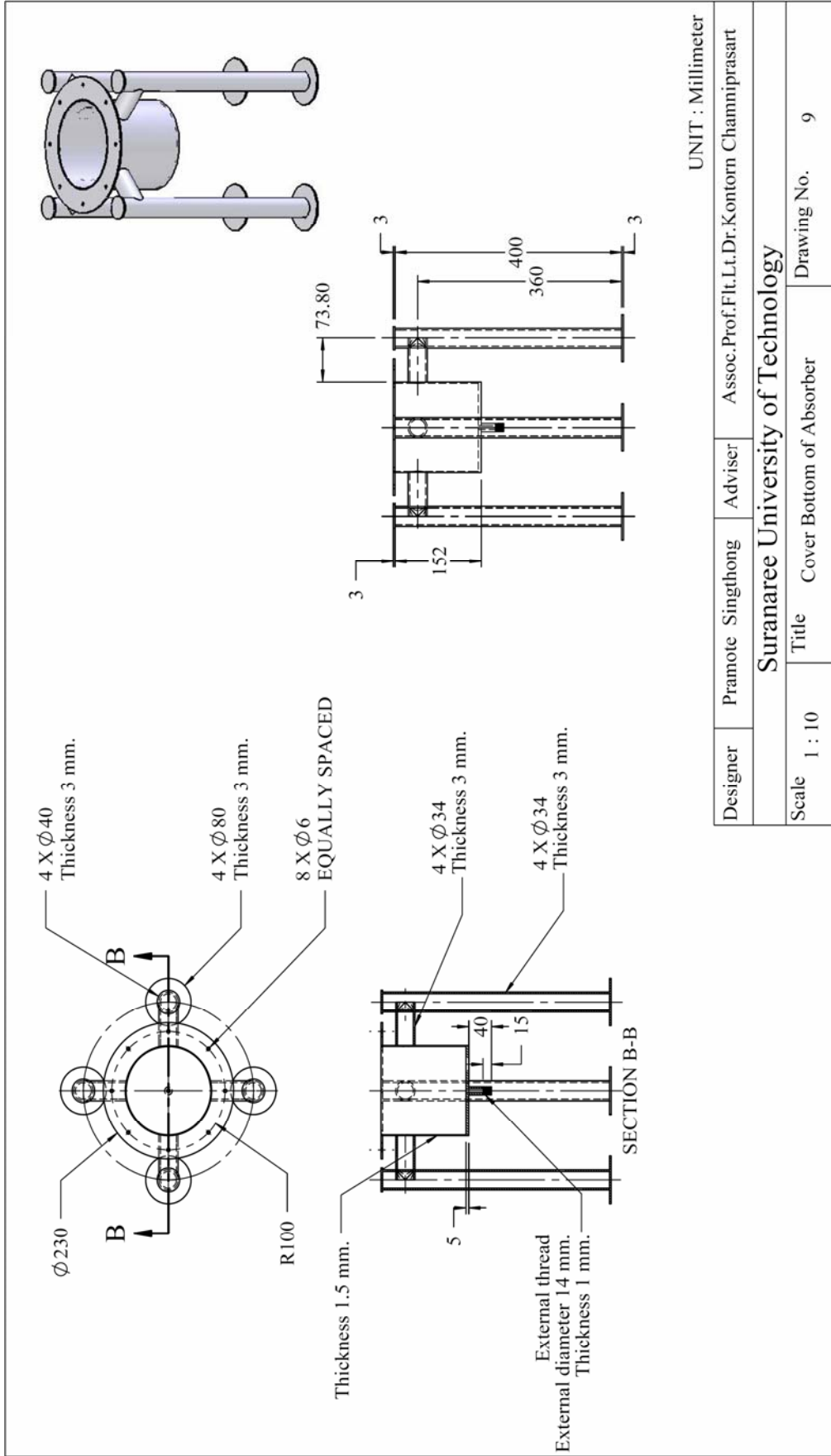
รูปที่ ค.5 แบบสร้าง Cover Bottom of Condenser



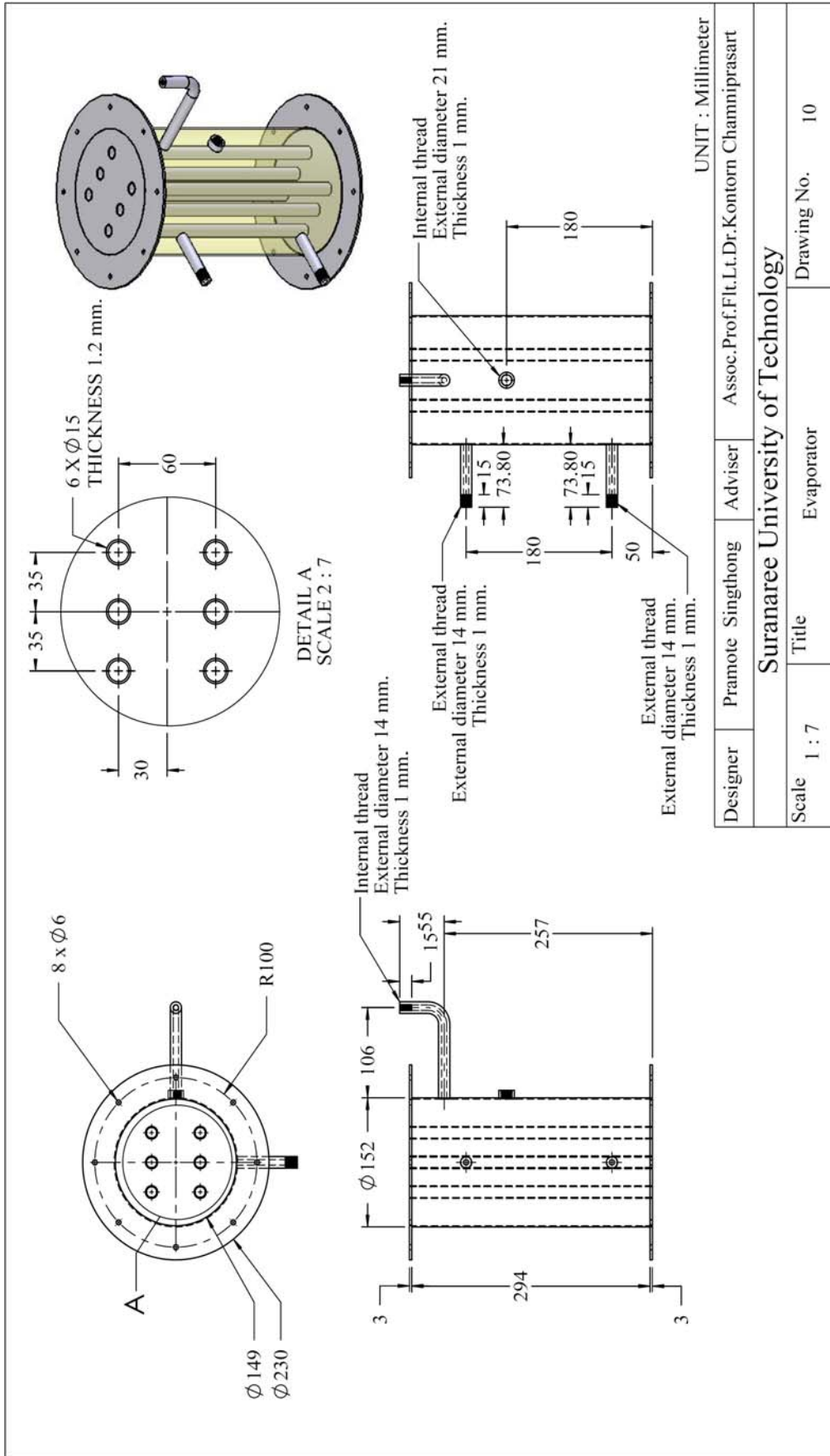
รูปที่ ๓.๗ แบบสร้าง Absorber



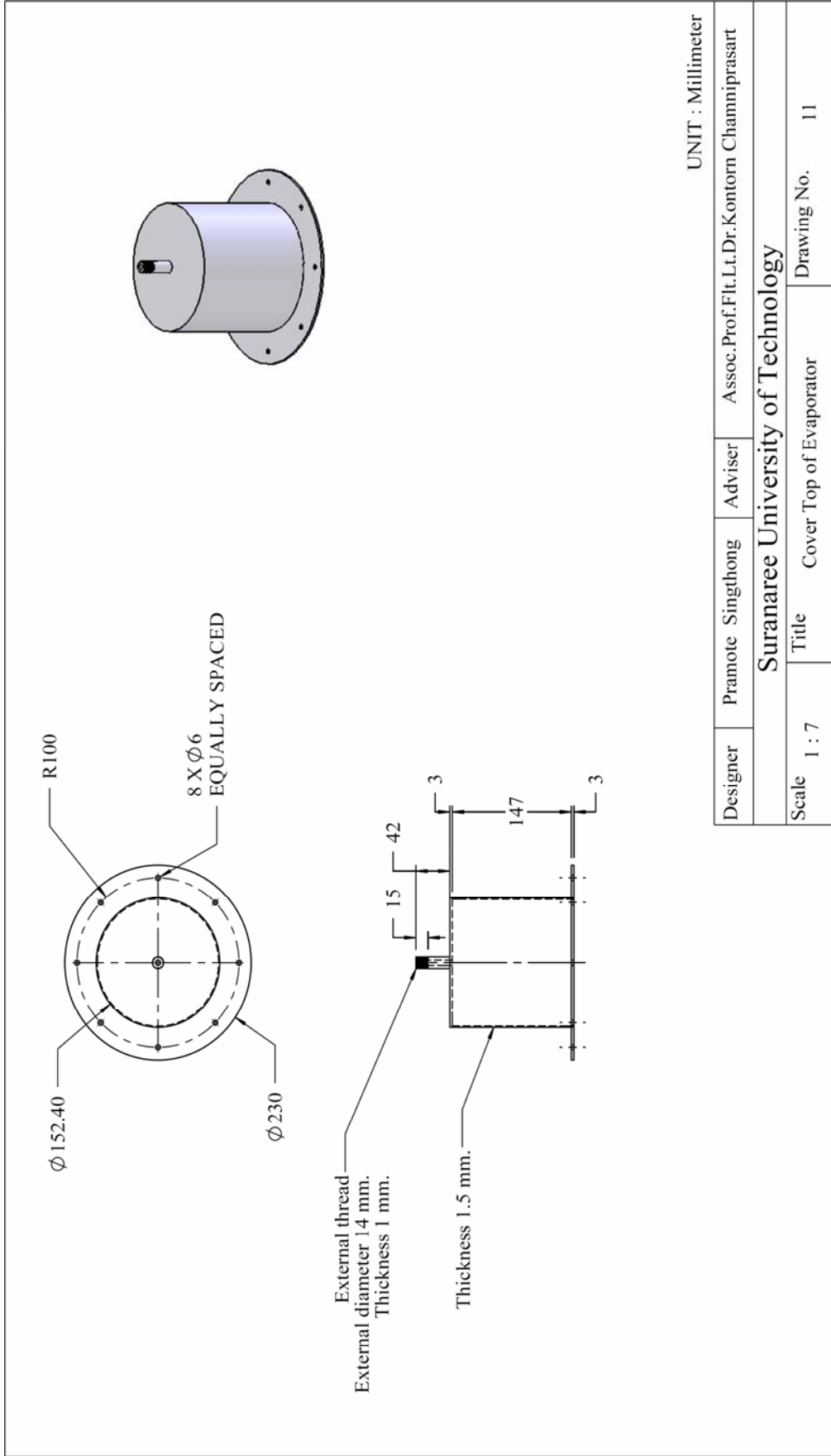
รูปที่ ค.8 แบบสร้าง Cover Top of Absorber



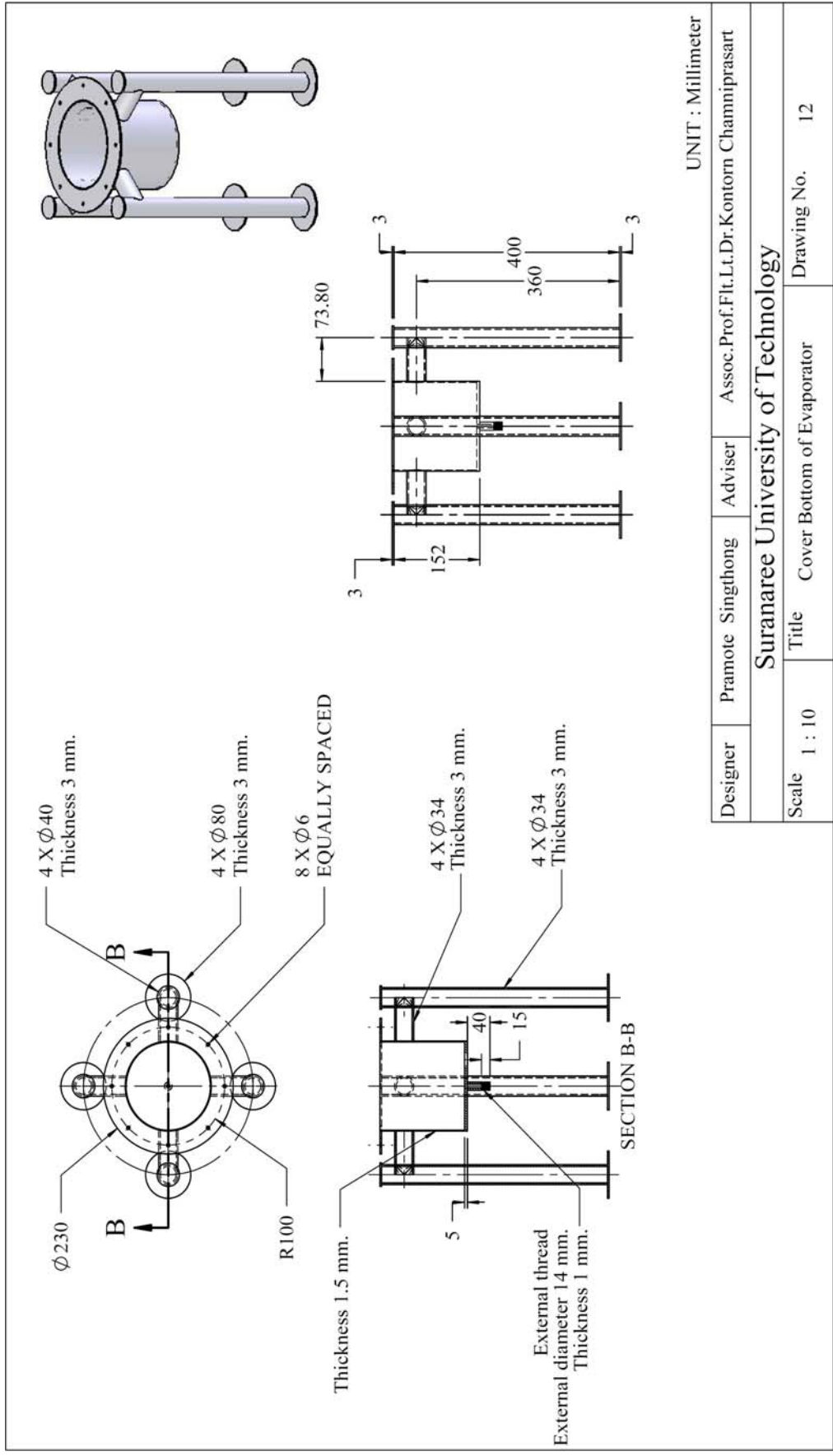
รูปที่ ค.9 แบบสร้าง Cover Bottom of Absorber



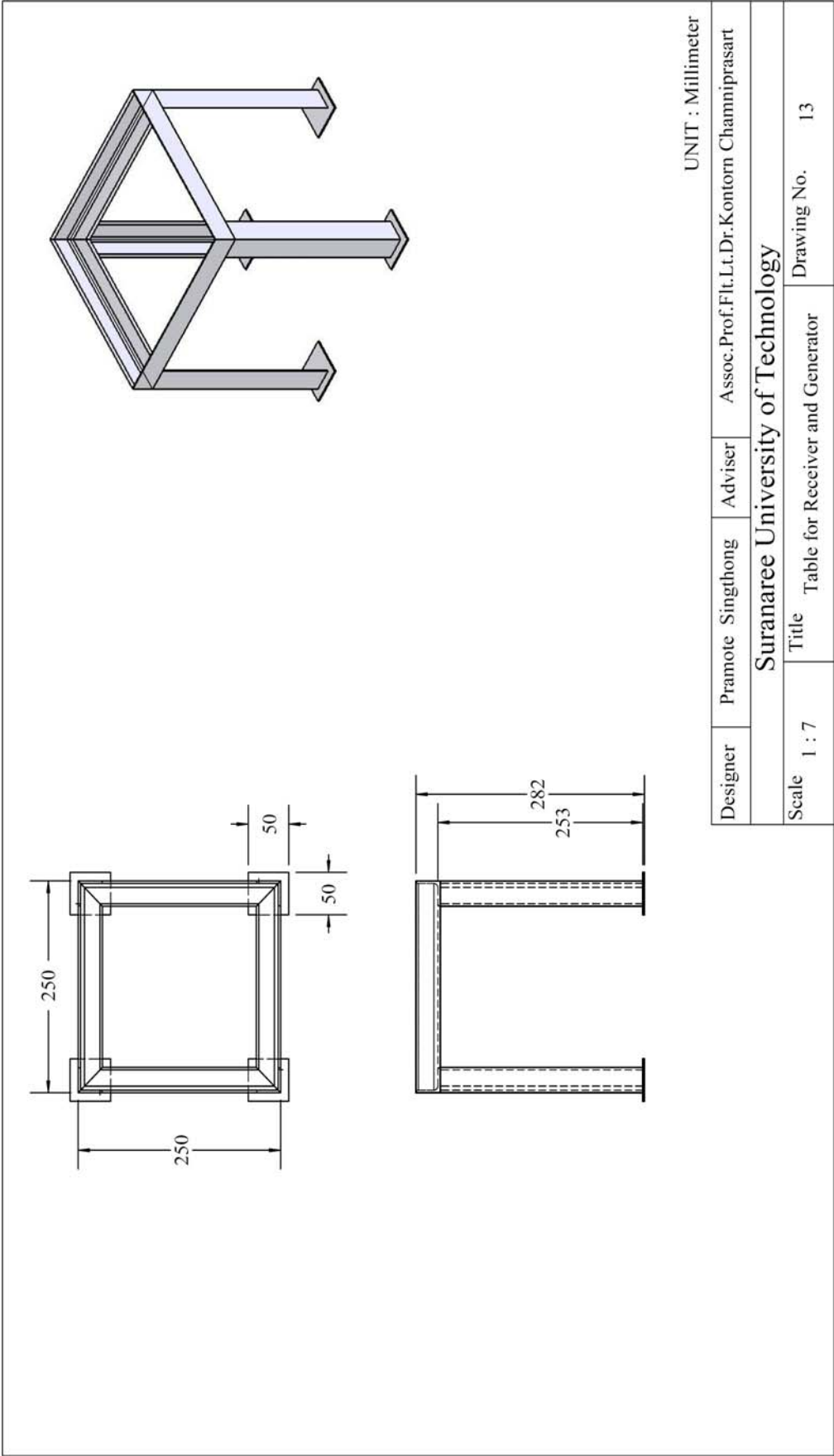
รูปที่ ค.10 แบบสร้าง Evaporator



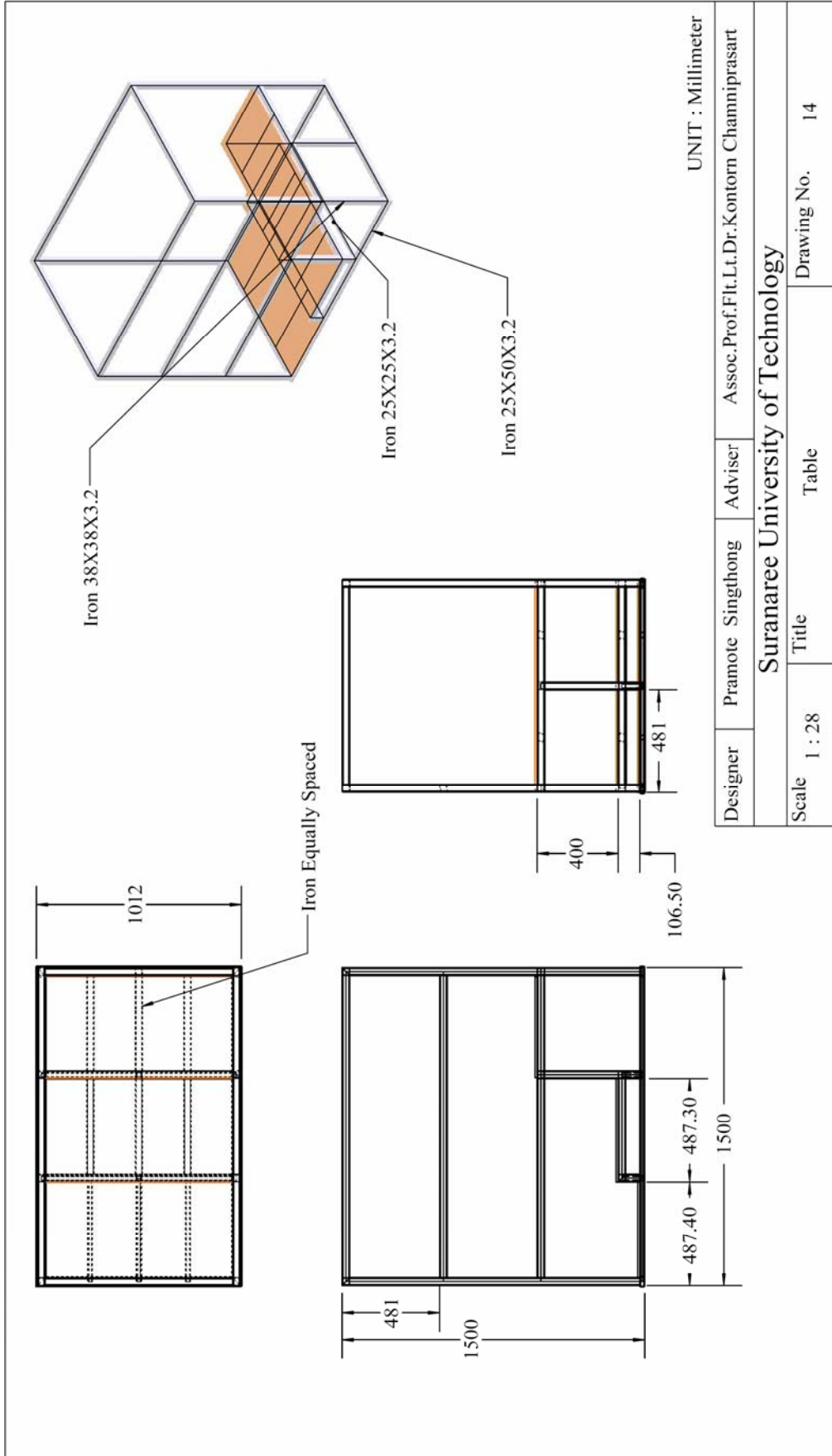
รูปที่ ค.11 แบบสร้าง Cover Top of Evaporator



รูปที่ ค.12 แบบสร้าง Cover Bottom of Evaporator



รูปที่ ค.13 แบบสร้าง Table for Receiver and Generator



รูปที่ ค.14 แบบสร้าง Table

ภาคผนวก ง

เอกสารคู่มือการทดลองเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

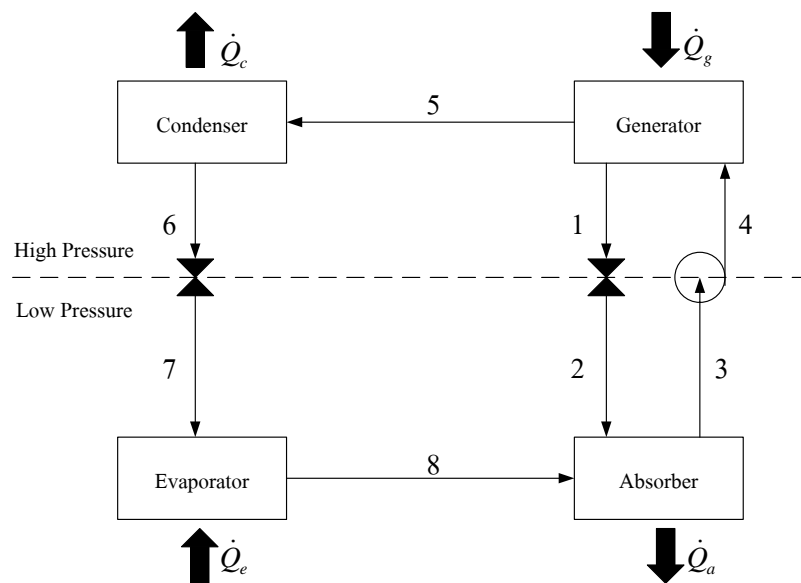
เอกสารประกอบการสอน
เครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

ง.1 จุดประสงค์การทดลอง

- 1) เพื่อให้นักศึกษาเข้าใจถึงหลักการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ แบบขั้นตอนเดียว
- 2) เพื่อให้ นักศึกษาสามารถวิเคราะห์ผลการทดลองเปรียบเทียบกับผลเชิงทฤษฎี
- 3) เพื่อให้ นักศึกษาสามารถหาคำนวณค่าต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการทดลอง

ง.2 ทฤษฎี

วัฏจักรของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ (แบบขั้นตอนเดียว) ซึ่งใช้สารทำงาน สารดูดซับ คือ ลิเทียมโบรไมด์ และสารทำความเย็น คือ น้ำ แสดงไว้รูปที่ ง.1



รูปที่ ง.1 แสดงวัฏจักรระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

จากรูปที่ ง.1 สามารถเขียนสมการได้ดังนี้
สมการสมดุลมวล

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_8 \quad (\text{ง-1})$$

และ

$$X_1 \dot{m}_1 = X_4 \dot{m}_4 \quad (\text{ง-2})$$

สมดุลพลังงานที่อุปกรณ์คูลดกลั่น

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_1 h_1 \quad (\text{ง-3})$$

สมดุลพลังงานที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \quad (\text{ง-4})$$

สมดุลพลังงานที่อุปกรณ์ควบแน่น

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5 \quad (\text{ง-5})$$

สมดุลพลังงานที่อุปกรณ์ทำระเหย

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 \quad (\text{ง-6})$$

สมการปั๊มแบบไอเซนโทรปิก งานที่น้อยที่สุดที่ให้กับปั๊ม

$$w = \dot{m}_1 v_1 (p_2 - p_1) \quad (\text{ง-7})$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_g} \quad (จ-8)$$

โดยที่	\dot{Q}_g	คือ อัตราความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น (kW)
	\dot{Q}_c	คือ อัตราความร้อนที่ออกจากอุปกรณ์ควบแน่น (kW)
	\dot{Q}_e	คือ อัตราความร้อนที่ให้กับอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น (kW)
	\dot{Q}_a	คือ อัตราความร้อนที่ออกจากอุปกรณ์ดูดซับ (kW)
	m_i	คือ อัตราการไหลโดยมวล ณ ตำแหน่งที่ i ซึ่ง $i = 1, 2, 3, \dots, 8$ ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)
	h_i	คือ ค่าเอนทัลปี ณ ตำแหน่งที่ i ซึ่ง $i = 1, 2, 3, \dots, 8$ ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)
	v_1	คือ ปริมาตรจำเพาะ ณ ตำแหน่งที่ 1 ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$)
	p_1	คือ ความดัน ณ ตำแหน่งที่ 1 (Pa)
	p_2	คือ ความดัน ณ ตำแหน่งที่ 2 (Pa)
	X_1	คือ อัตราส่วนโดยมวลของสารละลาย ณ ตำแหน่งที่ 1 (% LiBr)
	X_4	คือ อัตราส่วนโดยมวลของสารละลาย ณ ตำแหน่งที่ 4 (% LiBr)

จ.3 ส่วนประกอบหลักของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

1) อุปกรณ์ดูดซับ (Absorber) เป็นตัวดูดซับความร้อน โดยใช้สารละลายลิเทียมโบรไมด์เข้มข้นมาดูดซับไอของสารทำความเย็น ในกรณีนี้คือนำให้กลับมาอยู่ในรูปของสารละลาย

2) อุปกรณ์ที่ระเหย (Evaporator) เป็นอุปกรณ์ที่บรรจุน้ำบริสุทธิ์ ที่ถือว่าเป็นสารทำความเย็นของระบบ เมื่อสารทำความเย็นได้รับภาระความร้อนก็จะเกิดการระเหยเป็นไอน้ำ และไอน้ำนี้จะถูกดูดซับที่อุปกรณ์ดูดซับ

3) อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น (Generator) เป็นอุปกรณ์ที่สารละลายลิเทียมโบรไมด์ในอุปกรณ์ดูดซับที่เจือจางเนื่องจากดูดซับไอน้ำไว้ สารละลายลิเทียมโบรไมด์จะถูกปั๊มมายังอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นเพื่อรับความร้อน ทำให้น้ำระเหยออกมา สารละลายลิเทียมโบรไมด์จะมีความเข้มข้นสูงอีกครั้ง จากนั้นสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่มีความเข้มข้นสูงจะถูกส่งกลับไปยังอุปกรณ์ดูดซับ

4) อุปกรณ์ควบแน่น (Condenser) เป็นอุปกรณ์ที่ระบายความร้อนของไอน้ำทำให้ไอน้ำกลั่นตัวเป็นของเหลว จากนั้นไหลไปยังอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น

ง.4 หลักการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

- 1) น้ำในสถานะของเหลวจากอุปกรณ์ควบแน่นไหลไปยังอุปกรณ์ทำระเหยเพื่อรับความร้อนจากการทำความเย็น เมื่อน้ำได้รับความร้อนจะระเหยกลายเป็นไอน้ำไหลไปยังอุปกรณ์ดูดซับ
- 2) ไอน้ำจากอุปกรณ์ทำระเหยจะไหลเข้าสู่อุปกรณ์ดูดซับ ซึ่งมีสารละลายลิเทียมโบรไมด์ที่มีความเข้มข้นสูงไหลหมุนเวียนอยู่ สารละลายลิเทียมโบรไมด์จะดูดซับไอน้ำไว้ทำให้มีความเข้มข้นลดลง จากนั้นสารละลายจะถูกบีบไปยังอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น
- 3) สารละลายลิเทียมโบรไมด์เจือจางจากอุปกรณ์ดูดซับไหลเข้าสู่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นเพื่อรับความร้อนทำให้น้ำในสารละลายระเหยกลายเป็นไอน้ำไหลไปยังอุปกรณ์ควบแน่น ส่วนสารละลายลิเทียมโบรไมด์เมื่อน้ำระเหยออกไปทำให้มีความเข้มข้นมากขึ้น จะไหลกลับมายังอุปกรณ์ดูดซับเพื่อดูดซับไอน้ำอีกครั้ง
- 4) ไอน้ำจากอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นจะระบายความร้อนที่อุปกรณ์ควบแน่น เมื่อระบายความร้อนออก ไอน้ำจะกลายเป็นของเหลวไปยังอุปกรณ์ทำระเหยเพื่อรับความร้อนอีกครั้ง การทำงานจะหมุนเวียนเป็นวัฏจักรดังกล่าวจนได้ความเย็นที่ต้องการ

ง.5 คุณสมบัติของสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

- 1) สารทำความเย็นและสารดูดซับ จะไม่เกิดการจับตัวเป็นของแข็งภายใต้สภาวะของการทำงานในระบบทำความเย็น
- 2) สารทำความเย็นจะต้องระเหยง่ายกว่าสารดูดซับ ซึ่งจะเป็นการง่ายต่อการแยกสารทั้งสองชนิดออกจากกัน
- 3) สารดูดซับและสารทำความเย็นจะต้องมีแรงดึงดูดระหว่างโมเลกุลที่สูงเมื่ออยู่ภายใต้สภาวะของการดูดซับ เพื่อให้เกิดการหมุนเวียนของสารภายในระบบเป็นไปอย่างช้าในกระบวนการทำความเย็น และความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) มีค่าน้อย ซึ่งในภายใต้สภาวะของการดูดซับ ที่สารทำความเย็นและสารดูดซับนั้นมีแรงดึงดูดระหว่างโมเลกุลมีค่ามาก ส่งผลให้ต้องมีการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็กระหว่างอุปกรณ์ดูดซับ และ อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น เพื่อลดการใช้พลังงานในอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น ที่ใช้ในการแยกสารทำความเย็นออกจากสารดูดซับ
- 4) ความดัน ความดันภายในระบบทำความเย็นแบบดูดซับ ในการออกแบบนั้นควรเลือกความดันที่เหมาะสม คือ ความดันภายในระบบนั้นไม่ต่ำมากเกินไป จนส่งผลให้อุปกรณ์ภายในระบบต้องมีความหนาของวัสดุมาก ผลที่ตามมาก็คือ ทำให้สิ้นเปลืองค่าใช้จ่ายในการสร้างระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

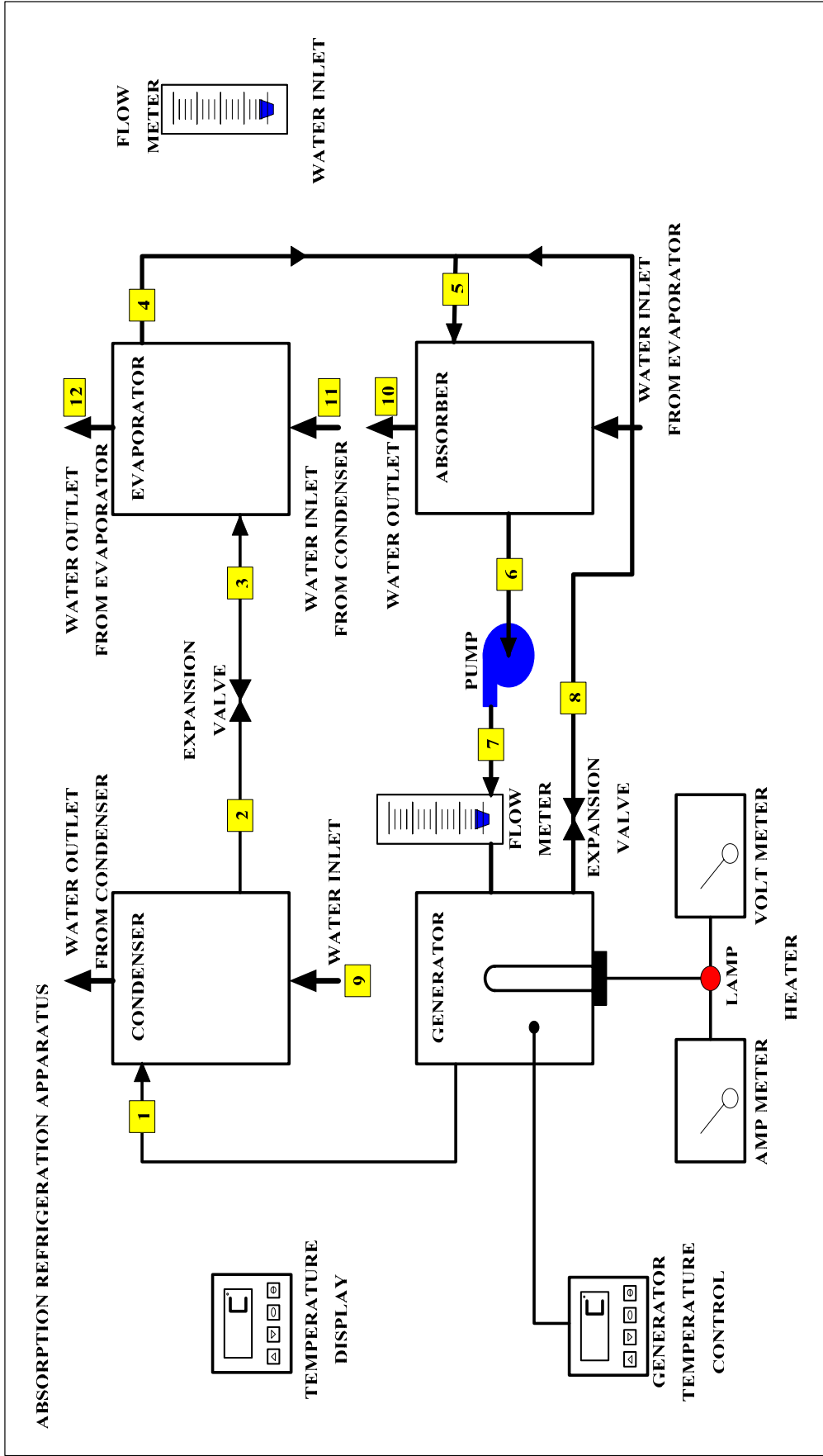
- 12) เปิดวาล์วทั้งหมด
- 13) จุดบันทึกผลการทดลอง

ง.7 ตารางบันทึกผลการทดลอง

ตารางที่ ง.1 ตารางบันทึกผลการทดลอง

การทดลองที่	1	2	3
อัตราการไหล (L/min)			
อัตราการไหลของสารละลาย เข้าอุปกรณ์แยกสารทำความเย็น			
อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น			
อัตราการไหลของน้ำที่ถูกทำให้เย็น			
ความเข้มข้นของสารละลาย (% LiBr)			
ความเข้มข้นของสารละลายเข้มข้น			
ความเข้มข้นของสารละลายเจือจาง			
ความดัน (kPa)			
ความดันด้านความดันสูง			
ความดันด้านความดันต่ำ			
อุณหภูมิ (°C) *			
อุณหภูมิที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น			
จุดที่ 1			
จุดที่ 2			
จุดที่ 3			
จุดที่ 4			
จุดที่ 5			
จุดที่ 6			
จุดที่ 7			
จุดที่ 8			
จุดที่ 9			
จุดที่ 10			
จุดที่ 11			
จุดที่ 12			

หมายเหตุ : * ตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิ แสดงไว้ในรูปที่ ง.2



รูปที่ ง.2 ตำแหน่งที่ทำการวัดอุณหภูมิของเครื่องมือทดลองต้นแบบระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

ง.8 การวิเคราะห์ผลการทดลอง

- 1) คำนวณหาค่าพลังงานความร้อน ที่อุปกรณ์แยกสารทำความเย็น, อุปกรณ์ควบแน่น, อุปกรณ์ทำระเหย และอุปกรณ์ดูดซับ
- 2) หาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP)
- 3) สรุปและวิเคราะห์ผลการทดลอง

ประวัติผู้เขียน

ข้าพเจ้า นายปราโมทย์ สิงห์ทอง เกิดเมื่อวันอาทิตย์ที่ 24 มกราคม พ.ศ. 2525 ที่จังหวัดบุรีรัมย์ มีพี่น้องจำนวน 2 คน โดยข้าพเจ้าเป็นคนโต และน้องสาวของข้าพเจ้าชื่อ นางสาวพนทิพย์ สิงห์ทอง กำลังศึกษาอยู่ในคณะเกษตรศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม ในชั้นปีที่ 2 บิดาชื่อ นายดาบ ดำรวบุญมา สิงห์ทอง ซึ่งได้เสียชีวิตเมื่อวันที่ 14 พฤษภาคม พ.ศ. 2549 และมารดาชื่อนางสายันต์ สิงห์ทอง ปัจจุบันรับราชการครู ที่โรงเรียนบ้านสิงห์ (ราษฎร์อนุสรณ์) อำเภอนางรอง จังหวัดบุรีรัมย์ ในตำแหน่งครู/ชำนาญการ ระดับ ค.ศ. 2 ข้าพเจ้าจบการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนต้น และตอนปลาย จากโรงเรียนนางรอง อำเภอนางรอง จังหวัดบุรีรัมย์ และได้สอบเข้าศึกษาต่อระดับปริญญาตรีในระบบเอ็นทรานซ์ โดยได้คะแนนเป็นอันดับที่ 1 ของสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในปีการศึกษา 2543 และสำเร็จการศึกษาระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) ในปี พ.ศ. 2546 ต่อมาในปี พ.ศ. 2547 ได้ทำงานในตำแหน่งผู้ช่วยสอนและวิจัย ของสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล จากนั้นในปี พ.ศ. 2548 ได้รับทุนการศึกษาสำหรับผู้มีผลการเรียนดีเด่น จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี เพื่อศึกษาต่อในระดับปริญญาโท หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ระหว่างทำการศึกษาได้เป็นผู้สอนปฏิบัติการของสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล จำนวน 3 รายวิชา ได้แก่ (1) *Engineering Graphics* (2) *Mechanical Engineering Laboratory* และ (3) *Manufacturing Engineering laboratory* เป็นระยะเวลา 3 ปี