



การพัฒนาเครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน เพื่อใช้อบแห้งผลิตภัณฑ์เกษตร
Development of Heat Pump Dryer for Drying Agricultural Products

พุทธิพงษ์ แสนสบาย
Phutthipong Saensabai

เลขหมู่	ก TP363 พว3 2539 ค. 2
Bib Key	204995
	19 S.A. 2549

วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์
Master of Engineering Thesis in Mechanical Engineering
Prince of Songkla University

2539

RAR, ระบบที่ 3) และอัตราส่วนอากาศบายพาส (bypass air ratio, BAR, ระบบที่ 4) ประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งซึ่งนิยามให้เท่ากับเปอร์เซ็นต์ของความแตกต่างของความชื้นจำเพาะของอากาศต่อความชื้นจำเพาะของอากาศขาออกอิ่มตัว จะคงที่เท่ากับ 75% การจำลองแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใช้การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนโดย effectiveness NTU-method ร่วมกับการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นและการกลั่นตัวของความชื้นในอากาศที่ผิวของอีแวปโปเรเตอร์ ขบวนการอัดแบบโพลีโทรปิกและขบวนการขยายแบบเอนทัลปีคงที่เป็นสมมติฐานสำหรับคอมเพรสเซอร์และเอ็กเพนชันวาล์วตามลำดับ ผลการจำลองแบบแสดงให้เห็นว่าระบบที่ 2 มีอัตราการดึงน้ำออก (moisture extraction rate, MER) และ อัตราการดึงน้ำออกจำเพาะ (specific moisture extraction rate, SMER) สูงสุด หากอัตราการอบแห้งสูงและความชื้นบรรยากาศต่ำ อย่างไรก็ตาม ระบบกึ่งปิดแบบระบบที่ 3 ก็แนะนำให้ใช้ในกรณีที่อัตราการอบแห้งต่ำและความชื้นในบรรยากาศสูง อัตราส่วนอากาศหมุนเวียนกลับมีผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องอบแห้งด้วยปริมาณความร้อนอย่างเห็นได้ชัด ในขณะที่อัตราส่วนอากาศบายพาสมีผลกระทบต่อเพียงเล็กน้อย ค่า MER และ SMER สูงสุดที่ปรากฏภายใต้เงื่อนไขที่จำลองแบบมีค่าเท่ากับ 10.0 kg/h และ 4.30 kg/kWh สำหรับระบบที่ 2 ($T_a=35^{\circ}\text{C}$ RH=30%) และระบบที่ 3 ($T_a=35^{\circ}\text{C}$ RH=30%) ตามลำดับ

เครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนสร้างจากชิ้นส่วนของเครื่องปรับอากาศ ความสามารถในการทำความเย็นเท่ากับ 11 kW อีแวปโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 61.3 m² และ 87.4 m² คอมเพรสเซอร์เป็นชนิดลูกสูบซึ่งมีความดันทำงานสูงสุด 2760 kPa ผลของการจำลองแบบถูกเปรียบเทียบกับกรณีการทดลองที่ภาชนะอบแห้งคงที่ ภาชนะอบแห้งถูกจำลองโดยใช้ผ้าเปียก 2 ชั้น ในแต่ละชั้นสามารถปรับอัตราการไหลของน้ำได้อิสระ

จำนวนของการทดลองเท่ากับ 8, 8, 24 และ 72 การทดลองสำหรับระบบที่ 1, 2, 3 และ 4 ตามลำดับ พารามิเตอร์จากการจำลองแบบที่เปรียบเทียบคือ Wc, COP, MER, SMER, อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้ง ซึ่งพบว่างานของคอมเพรสเซอร์จากการทดลองมีค่าสูงกว่าจากการจำลองแบบ ซึ่งเป็นผลให้ COP และ

SMER ของการจำลองแบบต่ำกว่าผลการทดลอง การจำลองแบบสามารถทำนาย
อุณหภูมิและความชื้นของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งได้ค่อนข้างแม่นยำ

โดยสรุป ในการวิจัยนี้ได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ขององค์ประกอบ
ของเครื่องอบแห้งด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ แล้วเปรียบเทียบแบบจำลองด้วยการทดลองและการ
จำลองแบบ ศึกษาคุณลักษณะของสมรรถนะของเครื่องอบแห้งด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ภายใต้
เงื่อนไขการทำงานต่างๆ

Thesis Title	Development of Heat Pump Dryer for Drying Agricultural Products.
Author	Mr. Phutthipong Saensabai
Major Program	Mechanical Engineering
Academic Year	1996

Abstract

Conventional dryer has low efficiency especially during the final stage of drying where moisture diffusion from the inner part of product occurs at a vary low rate. If heat pump, which is a heat recovery device, is coupled to the dryer, the energy efficiency can be improved. The heat pump dryer (HPD) is a complicated system because it involves two working fluid circuits which are closely interacting each other through the heat and mass transfer processes. This research project was aimed to study the heat pump dryer performance under various conditions.

There are four HPD configurations classified by the arrangement of components and flow of working air. Configuration 1 is an open-dehumidification-heat recovering system where the working air drawn from the ambient flows through a series of evaporator, condenser and dryer successively. Configuration 2, an open-heating-heat recovering system, is characterized by the working air flowing through condenser, dryer and evaporator. Configuration 3 is a partially closed system with the component arrangement similar to configuration 2, but fraction of air leaves the system at the dryer exit. Fresh air is drawn into the system at the condenser inlet to compensate the exhausted working air. Configuration 4 is similar to configuration 3, but an evaporator bypass air is provided in the system.

The HPD performances were examined by computer simulation. Variables in the simulation were ambient conditions (temperature 20-40⁰C, relative humidity

30%-70%), recirculation air ratio (RAR, configuration 3) and bypass air ratio (BAR, configuration 4). The dryer efficiency (DE), which was defined as a percentage of the difference of absolute humidity of the air passing through the dryer with respect to the difference of absolute humidity of the air based on the saturated outlet air, was fixed at 75%. The simulation of the heat exchanger components was based on the effectiveness NTU-method and taken into account of phase change of the refrigerant and moisture condensation on the evaporator surface. Polytropic compression and isenthalpic expansion were assumed for the compressor and expansion valve, respectively.

The simulation results revealed that configuration 2 gives highest moisture extraction rate (MER, kg water/h) and specific moisture extraction rate (SMER, kg water/kWh) if the drying rate is high and the ambient moisture is low. However, the partially closed system, configuration 3, is recommended in the case of low drying rate and high moisture content of the ambient. The RAR significantly affected the HPD performance while the BAR showed minor effect. The maximum MER and SMER achievable under the condition in the simulation were 10.0 kg/h and 4.30 kg/kWh for configuration 2 ($T_a = 35^{\circ}\text{C}$, $\text{RH} = 30\%$) and configuration 3 ($T_a = 35^{\circ}\text{C}$, $\text{RH} = 30\%$), respectively.

A heat pump dryer system was assembled from air conditioner parts. The cooling capacity was 11 kW. Evaporator and condenser had heat transfer areas of 61.3 m^2 and 87.4 m^2 , respectively. The compressor was a reciprocating type with the maximum discharge pressure of 2760 kPa. Simulation results were verified by experiments conducting with constant drying loads. The constant drying load was achieved by using two layers of constantly wet cloth sheets where, in each layer, the water flowing into the sheets was adjustable.

There are 8, 8, 24 and 72 experiments for the configurations 1, 2, 3 and 4, respectively. The simulation models were verified by the W_c , COP, MER, SMER,

T_a and ω_a at the dryer inlet. It was found that compressor work was actually higher than the predicted figure. Consequently, the simulation gave the values of COP and SMER less than the experimental results. It was evident that the simulation can predict the temperature and humidity of working air at the dryer inlet accurately.

In conclusion, this research work has successfully established mathematical models of HAD components, verified the models by experiment and, by the computer simulation, characterized the HPD performance under various working conditions.

กิตติกรรมประกาศ

ผู้แต่งขอขอบพระคุณ รศ. ดร. สุธีระ ประเสริฐสรรพ ประธานคณะกรรมการที่ปรึกษาและคณะกรรมการที่ปรึกษาทุกท่าน ที่ได้ให้คำแนะนำและข้อเสนอแนะในการทำวิทยานิพนธ์ จนวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จตามเป้าหมายที่ตั้งไว้ด้วยดี และขอขอบคุณ นาย ฐานันดรศักดิ์ เทพญา ที่คอยให้ความช่วยเหลือต่างๆ

ขอขอบคุณ บริษัท บีทีวีส(ประเทศไทย) จำกัด ที่ช่วยจัดหาอุปกรณ์และสร้างเครื่องอบแห้งด้วยไม้มความร้อนให้

ขอขอบคุณ สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ ที่ให้ทุนบัณฑิตศึกษาภายในประเทศ และขอขอบคุณ ศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ ที่สนับสนุนทุนในการทำวิจัย

พุทธิพงศ์ แสนสบาย

ผลงานตอบรับการตีพิมพ์เผยแพร่จากวิทยานิพนธ์นี้

- Prasertsan, S., P. Saen-Saby, P. Ngamsritrakul and G. Prateepchaikul, Heat Pump Dryer part 1 : Simulation of the Models. Int. J. Energy Research. (in press)
- Prasertsan, S., P. Saen-Saby, P. Ngamsritrakul and G. Prateepchaikul, Heat Pump Dryer part 2 : Results of the Simulation. Int. J. Energy Research. (in press)
- Prasertsan S., P. Saen-Saby, G. Prateepchaikul and P. Ngamsritragul, Factors Influencing Heat Pump Dryer Performance, Proc. 6th ASEAN Conf. Energy Tech., Bangkok, 1995, pp.371-379.
- Prasertsan S., P. Saen-Saby, G. Prateepchaikul and P. Ngamsritragul, Effect of Product Drying Rate and Ambient Condition on the Operation Modes of Heat Pump Dryer. Proceedings Interational Drying Symposium, August, Krakow, Poland (in press).
- Prasertsan, S., P. Saen-Saby, P. Ngamsritrakul and G. Prateepchaikul, Heat Pump Dryer part 3 : Experiment Verification of the Simulation. Int. J. Energy Research. (in press)

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อ	(3)
Abstract	(6)
กิตติกรรมประกาศ	(9)
สารบัญ	(11)
รายการตาราง	(14)
รายการภาพประกอบ	(15)
ตัวย่อและสัญลักษณ์	(20)
บทที่	
1 บทนำ	1
1.1 บทนำต้นเรื่อง	1
1.2 เทคนิคเครื่องอบแห้ง	2
1.3 กลไกการอบแห้ง	5
1.4 การพัฒนาปั๊มความร้อน	10
1.5 งานวิจัยที่เคยทำมาแล้วเกี่ยวกับปั๊มความร้อน	14
1.6 วัตถุประสงค์	29
1.7 สรุป	29
2 การจำลองแบบระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน	30
2.1 บทนำ	30
2.2 แบบจำลองระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน	32
2.3 แบบจำลองคอนเดนเซอร์	37
2.4 แบบจำลองอีแวปโปเรเตอร์	52
2.5 แบบจำลองของท่อ	64
2.6 แบบจำลองคอมเพรสเซอร์	64
2.7 สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	66
2.8 แบบจำลองเครื่องอบแห้ง	69
	(11)

2.9 คุณสมบัติของอากาศและสารทำความเย็น	72
2.10 สรุป	75
3 การทดสอบสมรรถนะระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน	77
3.1 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนแบบที่ศึกษา	78
3.2 การออกแบบและสร้างเครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน	82
3.3 เครื่องมือวัด	94
3.4 กระบวนการทดลอง	96
3.5 การวิเคราะห์ข้อมูล	97
3.6 ปัจจัยที่มีผลต่อระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน	100
3.7 การเปรียบเทียบผลการทดลองกับการจำลองแบบ	108
3.8 สรุป	116
4 สมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนและพารามิเตอร์ที่เป็นปัจจัยหลัก	118
4.1 สมรรถนะของระบบที่ 1	118
4.2 สมรรถนะของระบบที่ 2	121
4.3 เปรียบเทียบระหว่างระบบที่ 1 กับระบบที่ 2	122
4.4 สมรรถนะของระบบที่ 3	123
4.5 สมรรถนะของระบบที่ 4	127
4.6 เปรียบเทียบระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนทั้ง 4 ระบบ	133
4.7 เงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน	138
4.8 สรุป	141
5 บทสรุป	202
บรรณานุกรม	206
ภาคผนวกที่	
1 โปรแกรมจำลองแบบ	212
2 ผลการทดลองกับภาระจำลอง	274
3 ผลการจำลองแบบกับเงื่อนไขจากการทดลอง	288
4 ผลการจำลองแบบกับสภาวะแวดล้อม	302

5	เงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสม	333
6	สมรรถนะของคอมเพรสเซอร์	343
	ประวัติผู้เขียน	351

รายการตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 จำแนกเครื่องอบแห้งตามวิธีการลำเลียงวัสดุ	4
2.1 ขั้นตอนโปรแกรมจำลองแบบ	34
3.1 ผลการทดลองของระบบที่ 1	101
3.2 ผลการทดลองของระบบที่ 2	102
3.3 ผลการทดลองของระบบที่ 3	104
3.4 ผลการทดลองของระบบที่ 4	106
4.1 อุณหภูมิสำหรับ MER SMER และ COP สูงสุด	119
4.2 รูปแบบการทำงานแบบ MER และ SMER สูงสุด	139

รายการภาพประกอบ

รูปที่	หน้า
1.1 เครื่องอบแห้งแบบการพา	3
1.2 ฟิล์มอากาศรอบผลิตภัณฑ์	7
1.3 ช่วงการอบแห้ง	8
1.4 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่ศึกษาโดย Hodgett (1976)	12
1.5 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่ศึกษาโดย Scott (1993)	17
1.6 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนของ Rossi และคณะ (1992)	18
1.7 ระบบกึ่งปิดของ Baines และคณะ (1987)	19
1.8 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนของ Zylla และคณะ (1982)	20
1.9 ระบบที่ศึกษาโดย Pendyala และคณะ (1990)	22
1.10 ระบบที่ศึกษาโดย Manuel และคณะ (1990)	24
1.11 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่ศึกษาโดย Jolly และคณะ (1990), Jia และคณะ (1990) และ Clement และคณะ (1993)	26
2.1 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน	32
2.2 ไคอะแกรมความดัน-เอนทาลปีของสารทำความเย็น	33
2.3 ขั้นตอนวิธีการจำลองแบบของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน	36
2.4 การแบ่งพื้นที่ในคอนเดนเซอร์	37
2.5 ขั้นตอนวิธีการจำลองแบบคอนเดนเซอร์	50
2.6 การแบ่งพื้นที่ในอีแวปโปเรเตอร์	52
2.7 ขั้นตอนการจำลองแบบอีแวปโปเรเตอร์	59
2.8 ขบวนการในเครื่องอบแห้ง	69
3.1 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน	78
3.2 โครงสร้างของระบบที่ 1	79
3.3 โครงสร้างของระบบที่ 2	80
3.4 โครงสร้างของระบบที่ 3	81
3.5 โครงสร้างของระบบที่ 4	82

3.6 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนทั้ง 3 หน่วย	84
3.7 หน่วยปั๊มความร้อน	85
3.8 วงจรสารทำความเย็น	87
3.9 วงจรไฟฟ้า	88
3.10 ห้องอบแห้ง	92
3.11 การติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียก	95
3.12 การติดตั้งเกจวัดความเครียดเพื่อวัดความดัน	95
3.13 อุณหภูมิของอากาศอบแห้งเข้าเครื่องอบแห้งจากการจำลองแบบ และการทดลอง	109
3.14 ความชื้นจำเพาะของอากาศอบแห้งเข้าเครื่องอบแห้งจากการจำลองแบบ และการทดลอง	110
3.15 อัตราการดึงน้ำออกจากการจำลองแบบและการทดลอง	111
3.16 กำลังของคอมเพรสเซอร์จากการจำลองแบบและการทดลอง	112
3.17 อัตราการดึงน้ำออกจำเพาะจากการจำลองแบบและการทดลอง	113
3.18 COP จากการจำลองแบบและการทดลอง	114
4.1 ผลกระทบของสภาวะแวดล้อมต่อ SMER MER และ COP ของระบบที่ 1	119
4.2 อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 1	121
4.3 อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์ของระบบที่ 1	124
4.4 อัตราการไหลของสารทำความเย็นของสารทำความเย็นของระบบที่ 1	125
4.5 กำลังคอมเพรสเซอร์ของระบบที่ 1	126
4.6 ผลกระทบของสภาวะแวดล้อมต่อ SMER MER และ COP ของระบบที่ 2	127
4.7 อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 2	129
4.8 อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์ของระบบที่ 2	130
4.9 อัตราการไหลของสารทำความเย็นของสารทำความเย็นของระบบที่ 2	131
4.10 กำลังคอมเพรสเซอร์ของระบบที่ 2	132

4.11(ก) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ SMER ของระบบที่ 3 ที่ 30%RH	135
4.11(ข) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ SMER ของระบบที่ 3 ที่ 50%RH	136
4.11(ค) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ SMER ของระบบที่ 3 ที่ 70%RH	137
4.12(ก) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ MER ของระบบที่ 3 ที่ 30%RH	139
4.12(ข) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ MER ของระบบที่ 3 ที่ 50%RH	140
4.12(ค) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ MER ของระบบที่ 3 ที่ 70%RH	141
4.13(ก) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ COP ของระบบที่ 3 ที่ 30%RH	143
4.13(ข) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ COP ของระบบที่ 3 ที่ 50%RH	144
4.13(ค) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ COP ของระบบที่ 3 ที่ 70%RH	145
4.14(ก) อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์ของระบบที่ 3 ที่ 50%RH	146
4.14(ข) อัตราการไหลของสารทำความเย็นของระบบที่ 3 ที่ 50%RH	147
4.14(ค) กำลังคอมเพรสเซอร์ของระบบที่ 3 ที่ 50%RH	148
4.15 อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 3 ที่ 50%RH	149
4.16(ก) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ SMER ของระบบที่ 4 ที่ 30%RH 0.8RAR	151
4.16(ข) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ SMER ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.8RAR	152
4.16(ค) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ SMER ของระบบที่ 4 ที่ 70%RH 0.8RAR	153
4.17(ก) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ MER ของระบบที่ 4 ที่ 30%RH 0.8RAR	155
4.17(ข) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ MER ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.8RAR	156
4.17(ค) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ MER ของระบบที่ 4 ที่ 70%RH 0.8RAR	157

4.18(ก) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ COP ของระบบที่ 4 ที่ 30%RH 0.8RAR	158
4.18(ข) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ COP ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.8RAR	159
4.18(ค) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ COP ของระบบที่ 4 ที่ 70%RH 0.8RAR	160
4.19 อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.8RAR	161
4.20(ก) อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.8RAR	162
4.20(ข) อัตราการไหลของสารทำความเย็นของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.8RAR	163
4.20(ค) กำลังของคอมเพรสเซอร์ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.8RAR	164
4.21 ผลของสภาวะแวดล้อมต่อ SMER ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR	166
4.22 ผลของสภาวะแวดล้อมต่อ MER ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR	167
4.23 ผลของสภาวะแวดล้อมต่อ COP ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR	168
4.24(ก) อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR	170
4.24(ข) อัตราการไหลของสารทำความเย็นของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR	171
4.24(ค) กำลังของคอมเพรสเซอร์ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR	172
4.25(ก) อุณหภูมิของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR	173
4.25(ข) ความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR	174
4.26(ก) ผลกระทบของสภาวะแวดล้อมต่อ SMER ของทั้ง 4 ระบบที่ 30%RH	179
4.26(ข) ผลกระทบของสภาวะแวดล้อมต่อ SMER ของทั้ง 4 ระบบที่ 50%RH	180
4.26(ค) ผลกระทบของสภาวะแวดล้อมต่อ SMER ของทั้ง 4 ระบบที่ 70%RH	181
4.27(ก) ผลกระทบของสภาวะแวดล้อมต่อ COP ของทั้ง 4 ระบบที่ 30%RH	182
4.27(ข) ผลกระทบของสภาวะแวดล้อมต่อ COP ของทั้ง 4 ระบบที่ 50%RH	183

4.27(ค) ผลกระทบของสถานะแวดล้อมต่อ COP ของทั้ง 4 ระบบที่ 70%RH	184
4.28(ก) ผลกระทบของสถานะแวดล้อมต่อ MER ของทั้ง 4 ระบบที่ 30%RH	186
4.28(ข) ผลกระทบของสถานะแวดล้อมต่อ MER ของทั้ง 4 ระบบที่ 50%RH	187
4.28(ค) ผลกระทบของสถานะแวดล้อมต่อ MER ของทั้ง 4 ระบบที่ 70%RH	188
4.29 อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 1 และระบบที่ 3 (0.3RAR)	189
4.30(ก) เปรียบเทียบสมรรถนะของระบบที่ 1 ที่ปรับปรุงกับระบบที่ 2 ที่ 30%RH	191
4.30(ข) เปรียบเทียบสมรรถนะของระบบที่ 1 ที่ปรับปรุงกับระบบที่ 2 ที่ 50%RH	192
4.30(ค) เปรียบเทียบสมรรถนะของระบบที่ 1 ที่ปรับปรุงกับระบบที่ 2 ที่ 70%RH	193
4.31(ก) SMER ของระบบที่ 2 และระบบที่ 3 ที่ DE20% 50%RH	195
4.31(ข) MER ของระบบที่ 2 และระบบที่ 3 ที่ DE20% 50%RH	196

ตัวย่อและสัญลักษณ์

- A = พื้นที่ผิวของผลิตภัณฑ์ หรือ พื้นที่ถ่ายเทความร้อน (m^2)
- A_o = พื้นที่ผิวคอยล์รวมภายนอก(พื้นที่ครีป+พื้นที่คอยล์ที่ไม่มีครีป) (m^2)
- A_i = พื้นที่ผิวคอยล์ภายใน (m^2)
- A_f = พื้นที่ครีป (m^2)
- a = ระยะระหว่างท่อ (m)
- b = ระยะระหว่างแถว (m)
- C_c = $(Mc_p)_c$ = อัตราความจุความร้อนของของไหลเย็น (kW/K)
- C_h = $(Mc_p)_h$ = อัตราความจุความร้อนของของไหลร้อน (kW/K)
- C_{min} = อัตราความจุความร้อนที่น้อยกว่าระหว่าง C_c และ C_h (kW/K)
- C_{max} = อัตราความจุความร้อนที่มากกว่าระหว่าง C_c และ C_h (kW/K)
- C_a = $(M_a C_{pa})$ = อัตราความจุความร้อนของอากาศ (kW/K)
- C_r = $(M_r C_{pr})$ = อัตราความจุความร้อนของสารทำความเย็น (kW/K)
- C_{pa} = ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ (kJ/kg·K)
- C_{pr} = ความจุความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็น (kJ/kg·K)
- C_{ps} = ค่าความจุความร้อนไอน้ำ (kJ/kg K)
- C_d = ระยะจากจุดศูนย์กลางถึงจุดศูนย์กลางของท่อ โค้ง (m)
- c = ปริมาตรที่ว่างภายในกระบอกสูบเมื่อลูกสูบอยู่ที่ศูนย์กลางบน (ทศนิยม)
- D_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)
- D_o = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ (m)
- d = ความหนาของครีป (m)
- d_w = ความหนาของฟิล์มน้ำที่กั้นตัว (m)
- f = สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (dimensionless)

- G = ความเร็วมวลต่อพื้นที่ ($\text{kg/m}^2\text{s}$)
 g = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง (m/s^2)
 h = สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($\text{W/m}^2\text{K}$)
 h_a = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ ($\text{kW/m}^2\text{K}$)
 h_d = สัมประสิทธิ์การพามวล ($\text{kg/m}^2\text{s}$)
 h_{fg} = ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ (kJ/kg)
 h_r = เอนทาลปีของสารทำงาน (kJ/kg)
 $h_{\text{sat},p}$ = เอนทาลปีของสารทำงานเหลวอิ่มตัวหรือไออิ่มตัวที่ความดันที่วัดได้ (kJ/kg)
 $I_0(x)$ = ค่า Bessel function ชนิดที่ 1 อันดับที่ 0 ที่ปรับปรุงแล้ว (x คือค่าใดๆ)
 $I_1(x)$ = ค่า Bessel function ชนิดที่ 1 อันดับที่ 1 ที่ปรับปรุงแล้ว (x คือค่าใดๆ)
 K_a = ค่าการนำความร้อนของอากาศ ($\text{kW/m}\cdot\text{K}$)
 K_c = ค่าการนำความร้อนของท่อ ($\text{kW/m}\cdot\text{K}$)
 K_f = ค่าการนำความร้อนของครีป ($\text{kW/m}\cdot\text{K}$)
 K_r = ค่าการนำความร้อนของสารทำความเย็น ($\text{kW/m}\cdot\text{K}$)
 K_t = สัมประสิทธิ์ความสูญเสียของท่อโค้ง (dimensionless)
 K_w = ค่าการนำความร้อนของฟิล์มน้ำ ($\text{kW/m}\cdot\text{K}$)
 $K_0(x)$ = ค่า Bessel function ชนิดที่ 2 อันดับที่ 0 ที่ปรับปรุงแล้ว (x คือค่าใดๆ)
 $K_1(x)$ = ค่า Bessel function ชนิดที่ 2 อันดับที่ 1 ที่ปรับปรุงแล้ว (x คือค่าใดๆ)
 k = ครรชนีการอัด (dimensionless)
 L = ความยาวท่อ (m)
 L_b = ความยาวท่อโค้ง $=\pi D_i/2$, (m)
 M = อัตราการไหลเชิงมวลของของไหล (kg/s)
 NTU = จำนวนหน่วยถ่ายเท (dimensionless)
 n = จำนวนท่อโค้ง

- N = ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ (rpm)
 P_c = ความดันวิกฤตของสารทำความเย็น (kPa)
 P_v = ความดันไอน้ำในอากาศ (kPa)
 P_{vwb} = ความดันไอน้ำที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก (kPa)
 ΔP_{sprb} = ความดันตกในท่อโค้ง (N/m^2)
 ΔP_{spst} = ความดันตกช่วงสถานะเดียวในท่อตรง (N/m^2)
 P_1 = ความดันของสารทำความเย็นที่ตำแหน่งที่ 1 ในรูปที่ 2.2 (N/m^2)
 P_2 = ความดันของสารทำความเย็นที่ตำแหน่งที่ 2 ในรูปที่ 2.2 (N/m^2)
 PD = ระยะชักของลูกสูบ (m^3)
 R = ค่าคงที่ของก๊าซ ($kJ/kg \cdot K$)
 R_v = ค่าคงที่ของก๊าซสำหรับไอน้ำ ($0.46152 kJ/kg K$)
 r_i = รัศมีภายในของท่อ (m)
 T_{abs} = อุณหภูมิกระเปาะแห้งสมบูรณ์ (K)
 $T_{a,in}$ = อุณหภูมิอากาศเข้าของอากาศ (K)
 $T_{a,out}$ = อุณหภูมิอากาศออกของอากาศ (K)
 $T_{a,d}$ = อุณหภูมิของอากาศที่ไอน้ำกลั่นตัว (K)
 T_c = อุณหภูมิวิกฤตของสารทำความเย็น (K)
 $T_{c,in}$ = อุณหภูมิอากาศเข้าของของไหลเย็น (K)
 $T_{c,out}$ = อุณหภูมิอากาศออกของของไหลเย็น (K)
 T_d = อุณหภูมิของฟิล์มน้ำ (K)
 $T_{h,out}$ = อุณหภูมิอากาศออกของของไหลร้อน (K)
 $T_{h,in}$ = อุณหภูมิอากาศเข้าของของไหลร้อน (K)

- $T_{r,out}$ = อุณหภูมิขาออกของสารทำความเย็น (K)
 $T_{r,in}$ = อุณหภูมิขาเข้าของสารทำความเย็น (K)
 T_s = อุณหภูมิของฟิล์มน้ำที่กลั่นตัว (K)
 T_{wb} = อุณหภูมิกระเปาะเปียก (K)
 t = อุณหภูมิกระเปาะแห้ง ($^{\circ}C$)
 t_{rs} = ระยะระหว่างแถวของอีแวปโปเรเตอร์ (m)
 = อุณหภูมิกระเปาะเปียก ($^{\circ}C$)
 U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ($kW/m^2 \cdot K$)
 U_a = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ ($kW/m^2 \cdot K$)
 U_{wi} = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของ สารทำความเย็น ผนังท่อ
 และ ฟิล์มน้ำที่ผิวคอยล์ ($kW/m^2 \cdot K$)
 V = ความเร็วของสารทำความเย็นภายในท่อ (m/s)
 v = ปริมาตรจำเพาะ (m^3/kg)
 v_g = ปริมาตรจำเพาะของไออิ่มตัว (m^3/kg)
 v_l = ปริมาตรจำเพาะของของเหลวอิ่มตัว (m^3/kg)
 v_1 = ปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นที่ตำแหน่งที่ 1 ในรูปที่ 2.2 (m^3/kg)
 v_9 = ปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นที่ตำแหน่งที่ 9 ในรูปที่ 2.2 (m^3/kg)
 X = คุณภาพไอของสารทำความเย็น (dimensionless)
 ϵ = ค่ายังผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (dimensionless)
 ρ = ความหนาแน่นของสารทำความเย็น (kg/m^3)
 η_f = ประสิทธิภาพของครีป (dimensionless)
 η_v = ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (dimensionless)
 μ = สัมประสิทธิ์ความหนืด (Ns/m^2)
 ω = ความชื้นจำเพาะของอากาศ (kg water/kg dry air)

ω_s = ความชื้นจำเพาะอิ่มตัวที่อุณหภูมิน้ำกลั่นตัว (kg water/kg dry air)
= ความชื้นจำเพาะอิ่มตัวของอากาศที่อุณหภูมิ (kg water/kg dry air)

ตัวห้อย

- a = อากาศ
- b = คุณสมบัติที่คิดจากอุณหภูมิสารทำความเย็นเฉลี่ย
- c = คอนเดนเซอร์
- d = เครื่องอบแห้ง
- e = อีแวปโปเรเตอร์
- f = สภาวะของเหลวอิ่มตัว
- g = สภาวะไออิ่มตัว
- i = สภาวะขาเข้า
- l = สภาวะของเหลวอิ่มตัว
- o = สภาวะขาออก
- r = สารทำความเย็น
- s = สภาวะอิ่มตัว
- v = สภาวะไออิ่มตัว
- w = คุณสมบัติที่อุณหภูมิผนังท่อ

บทที่ 1

บทนำ

1.1 บทนำต้นเรื่อง

การอบแห้งเป็นขบวนการลดความชื้นในผลิตภัณฑ์ ซึ่งเป็นที่รู้จักกันมานานแล้ว เช่น การอบแห้งโดยการผึ่งแดด การอบแห้งโดยใช้ความร้อนและควัน แต่การอบแห้งด้วยวิธีเหล่านี้ มีข้อจำกัดหลายประการเช่น การอบแห้งด้วยแสงอาทิตย์ทำได้ในเฉพาะกลางวันที่มีแสงแดดเท่านั้น ส่วนการอบแห้งด้วยความร้อนและควัน ต้องใช้เชื้อเพลิงเช่นน้ำมันหรือไม้ฟืน ซึ่งในปัจจุบันทั้งน้ำมันและไม้ฟืนมีราคาสูงขึ้น ทำให้เสียค่าใช้จ่ายในการอบแห้งสูง การอบแห้งด้วยการใช้ก๊าซร้อนจากการเผาไหม้ ส่วนมากใช้หลักการอบแห้งแบบการพาความร้อน อากาศขึ้นจากการอบแห้งจะปล่อยทิ้งจากระบบ ซึ่งวิธีนี้มักมีประสิทธิภาพต่ำ เพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบอบแห้งแบบนี้ ได้มีการนำความร้อนทิ้งมาอุ่นอากาศใหม่โดยผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่อย่างไรก็ตาม ความร้อนสัมผัส และความร้อนแฝงก็ยังคงสูญเสียออกจากระบบในปริมาณมาก นอกจากนี้การอบแห้งด้วยวิธีการทั้งสองยังมีความยุ่งยากในการควบคุมอุณหภูมิ และขบวนการระหว่างการอบแห้ง การอบแห้งด้วยวิธีเหล่านี้ยังมีความไม่แน่นอนในเรื่องระยะเวลาของการอบแห้งซึ่งขึ้นอยู่กับสภาพอากาศภายนอก นั่นคือในวันที่อากาศมีความชื้นสูงหรือวันฝนตกจะทำให้การอบแห้งต้องใช้เวลามากกว่าปกติ และต้องเสียค่าใช้จ่ายในการอบแห้งมากขึ้น เช่นที่ปรากฏการรมยาง (Prasertsan et al., 1994) เป็นต้น

โดยหลักการแล้วอากาศที่ใช้อบแห้ง ต้องมีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ เพื่อให้มีศักยภาพในการดึงน้ำออกจากผลิตภัณฑ์ ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศจะต่ำได้โดยการเพิ่มอุณหภูมิหรือดึงน้ำออกจากอากาศ กรรมวิธีทั้งสองประการดังกล่าวต้องใช้พลังงาน อย่างไรก็ตาม การจะอบแห้งโดยใช้พลังงานต่ำสามารถทำได้โดยหมุนเวียนพลังงานกลับมาใช้ใหม่ ซึ่งโดยทั่วไปการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่มักนิยมใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีประสิทธิภาพถ่ายเทความร้อนได้จำกัด การนำความร้อนกลับมา

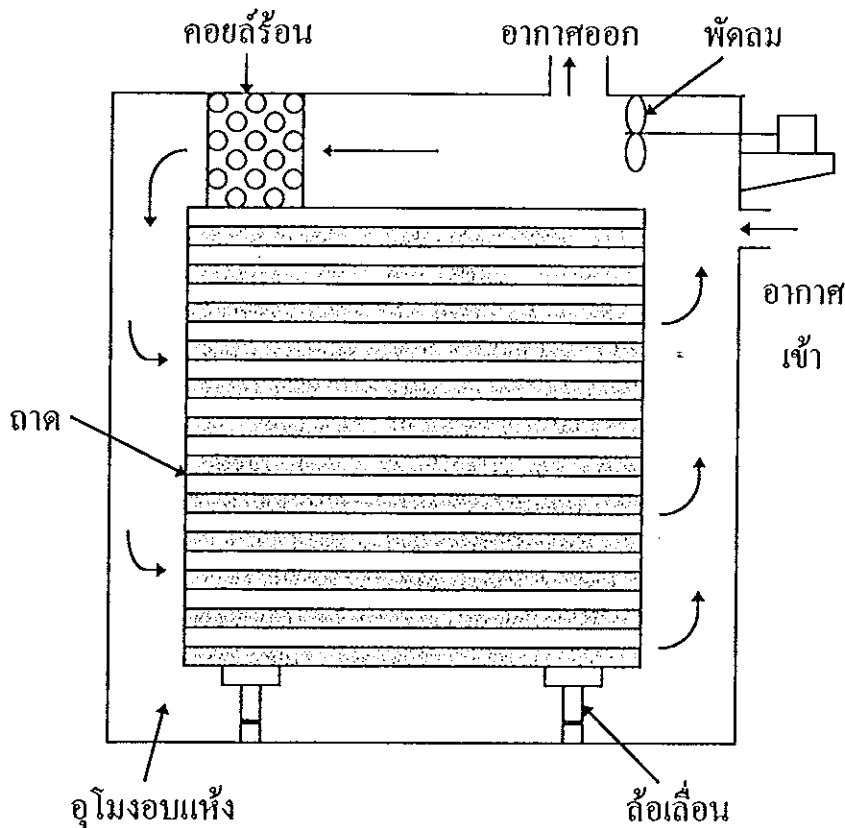
ใช้ใหม่ยังทำได้โดยใช้ปั๊มความร้อน ระบบปั๊มความร้อนเป็นระบบปิดมีอากาศใหม่ผ่านเข้าออกจากระบบน้อย พลังงานจึงสูญเสียให้กับสถานะแวดล้อมน้อย จึงทำให้ใช้พลังงานในกระบวนการอบแห้งน้อยลง การอบแห้งโดยปั๊มความร้อนยังมีข้อดีอีกหลายประการคือ เป็นการอบแห้งที่สามารถควบคุมสถานะแวดล้อมได้ เป็นระบบปิดทำให้ได้ผลิตภัณฑ์ที่สะอาดและอาจใช้อบแห้งที่อุณหภูมิต่ำได้

1.2 เทคนิคของเครื่องอบแห้ง

เครื่องอบแห้งที่ใช้อยู่ทั่วไปมีหลายชนิด ซึ่งถูกกำหนดโดยวิธีการให้ความร้อนและวิธีการกำจัดผลิตภัณฑ์ ดังจะแยกกล่าวดังต่อไปนี้

1.2.1 เทคนิคการให้ความร้อน

การให้ความร้อนแก่ผลิตภัณฑ์ทำได้ 3 วิธีคือ การพา (convection) การนำ (conduction) และการแผ่รังสี (radiation) การให้ความร้อนโดยการพาเป็นวิธีการที่ใช้กันมากที่สุด โดยที่ผลิตภัณฑ์ในเครื่องอบแห้ง จะได้รับความร้อนจากการถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อนจากตัวกลางซึ่งส่วนใหญ่จะเป็นอากาศ ในการอบแห้งแบบนี้ อากาศอากาศอบแห้งจะถูกทำให้ร้อน (เพื่อลดความชื้นสัมพัทธ์ลง และเพิ่มศักยภาพในการระเหยน้ำ) ก่อนจะผ่านผลิตภัณฑ์เพื่อระเหยความชื้นออกจากผลิตภัณฑ์ สถานะของการอบแห้งสามารถควบคุมด้วยอุณหภูมิและความชื้นของอากาศร้อน รูปที่ 1.1 แสดงตัวอย่างหนึ่งของเครื่องอบแห้งแบบการพาความร้อน ผลิตภัณฑ์จะวางอยู่บนถาดที่ตั้งอยู่บนล้อเลื่อนและจะถูกเคลื่อนเข้าสู่อุโมงค์อบแห้งอย่างช้าๆ เครื่องอบแห้งที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า 150°C มักจะใช้ความร้อนจากไอน้ำ พัดลมภายในจะเป่าลมผ่านคอยล์ร้อนและผ่านผลิตภัณฑ์อบแห้ง ซึ่งส่วนใหญ่อากาศจะไหลขวางกับชั้นผลิตภัณฑ์ (หรืออาจให้อากาศไหลผ่านผลิตภัณฑ์จากด้านล่างขึ้นด้านบน ก็จะทำให้การสัมผัสของอากาศกับผลิตภัณฑ์ดีขึ้น) อากาศส่วนมากยังคงหมุนเวียนอยู่ในเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อนของระบบ ระบบอบแห้งแบบการพาความร้อนที่พบในภาคใต้ของประเทศไทยคือ การอบไม้ยางพาราและการรมยางแผ่นเป็นต้น



รูปที่ 1.1 เครื่องอบแห้งแบบการพา

การให้ความร้อนโดยการนำความร้อน ใช้ในกรณีที่ผลิตภัณฑ์อบแห้งมีขนาดบางมากหรือเปียกมาก ความร้อนทั้งหมดที่ใช้สำหรับระเหยความชื้นจะผ่านผนังร้อนที่รองรับผลิตภัณฑ์ไปสู่ผลิตภัณฑ์ที่ต้องการอบแห้ง ดังนั้นผลิตภัณฑ์อบแห้งจะมีอุณหภูมิสูงกว่าในกรณีของเครื่องอบแห้งแบบการพา ด้วยเหตุผลนี้ผลิตภัณฑ์ที่มีความอ่อนไหวต่ออุณหภูมิจึงต้องอบแห้งภายใต้สูญญากาศในเครื่องอบแห้งแบบการนำ (เพราะไอน้ำสามารถระเหยได้ที่อุณหภูมิต่ำกว่าปกติ) เครื่องอบแห้งแบบการนำความร้อนนี้ ต้องการอากาศในปริมาณที่สามารถถ่ายเทไอน้ำออกจากระบบได้เท่านั้น

ในเครื่องอบแห้งที่ให้ความร้อนโดยการแผ่รังสีนั้น พลังงานอาจได้จากการแผ่รังสีของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าหลายแหล่ง ซึ่งคลื่นเหล่านี้จะมีความยาวคลื่นในช่วงเดียวกับแสงอาทิตย์จนถึงไมโครเวฟ (0.2 เมตรถึง 0.2 ไมโครเมตร) ผลิตภัณฑ์อบแห้งจะรับพลังงานตกกระทบจากการแผ่รังสีในช่วงความยาวคลื่นหนึ่งเท่านั้น(ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติ

ของผลิตภัณฑ์) แสงอินฟราเรดมักจะถูกใช้ในงานอบแห้งเสื้อผ้าหรือผลิตภัณฑ์ที่ดูดซับคลื่นในช่วงความยาวคลื่น 4-8 ไมโครเมตรได้ดี (Keey, 1978)

สภาวะของการอบแห้งจะขึ้นอยู่กับธรรมชาติของผลิตภัณฑ์ และบางครั้งจะขึ้นอยู่กับความสามารถของระบบให้ความร้อน ความอ่อนไหวของผลิตภัณฑ์ต่อความร้อนจะเป็นตัวกำหนดอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้ในระหว่างการอบแห้ง อุณหภูมิสูงสุดนี้จะเปลี่ยนแปลงตามเวลาที่ผลิตภัณฑ์อยู่ในเครื่องอบแห้ง สำหรับผลิตภัณฑ์หลายชนิดอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้จะตกลงแบบเอ็กโพเนนเชียลกับระยะเวลาที่ผลิตภัณฑ์อยู่เครื่องอบแห้ง (Keey, 1978)

1.2.2 เทคนิคการลำเลียงผลิตภัณฑ์

รูปแบบของเครื่องอบแห้งอาจจำแนกได้ตามวิธีการเคลื่อนย้ายผลิตภัณฑ์ผ่านเครื่องอบแห้ง ในขณะที่เมล็ดพืชเล็กๆสามารถลำเลียงได้หลายวิธี แต่ผลิตภัณฑ์บางประเภทบางครั้งต้องการวิธีพิเศษ วิธีการลำเลียงแบบต่างๆแสดงในตารางที่ 1.1

ตารางที่ 1.1 จำแนกเครื่องอบแห้งตามวิธีการลำเลียงวัสดุ (Keey, 1978)

ชนิดของเครื่องอบแห้ง	วิธีการ	ชนิดของวัสดุ
Tray dryer	วัสดุไม่มีการเคลื่อนย้าย	ทั่วไป
Rotary dryer	วัสดุตกลงโดยแรงโน้มถ่วง	เมล็ดพืชเล็กๆ
Screw conveyer dryer	วัสดุถูกผลักดันด้วยสกรูลำเลียง	วัสดุเปียก, เหลวข้น
Tunnel dryer	วัสดุลำเลียงบนรถลาก	ทั่วไป
Hot-cylinder dryer	วัสดุถูกลำเลียงบนลูกกลิ้ง	แผ่นบางๆ
Band dryer	วัสดุถูกลำเลียงบนสายพาน	ทั่วไป
Fluidize bed dryer	วัสดุลอยในอากาศ	เมล็ดพืชเล็กๆ

เครื่องอบแห้งแบบใหม่จะทำงานแบบต่อเนื่องหรือกึ่งต่อเนื่องตลอดวันทำงาน เครื่องอบแห้งชนิดทำงานแบบต่อเนื่อง (continuous dryer) ต้องการแรงงานเชื้อเพลิง และพื้นที่ว่างน้อยกว่าเครื่องอบแห้งแบบทำงานเป็นกะ (batch dryer) ที่

ขนาดความจุเท่ากัน อย่างไรก็ตามเครื่องอบแห้งแบบทำงานเป็นกะ จะเหมาะสมสำหรับผลิตภัณฑ์ที่มีอัตราการผลิตต่ำ หรือต้องอบแห้งผลิตภัณฑ์ที่มีขั้นตอนการอบแห้งหลายขั้นตอน เช่นการอบแห้งไม้เป็นต้น นอกจากนี้เครื่องอบแห้งแบบกะยังเหมาะสำหรับ การอบผลิตภัณฑ์หลายชนิดในระบบอบแห้งเดียวกัน เนื่องจากผลิตภัณฑ์แต่ละชนิด(หรือชนิดเดียวกันแต่คนละขนาด) จะใช้เวลาในการอบแห้งไม่เท่ากัน ดังนั้นการลำเลียงผลิตภัณฑ์เข้าออกจากเครื่องอบแห้งจึงไม่เป็นเวลาที่แน่นอน ในกรณีเช่นนี้เครื่องอบแห้งแบบกะจึงเหมาะสม เพราะสามารถลำเลียงผลิตภัณฑ์เข้าและออกได้ตามความต้องการ

1.3 กลไกการอบแห้ง

ขบวนการอบแห้งประกอบด้วยสองขบวนการหลักๆ ซึ่งควบคุมอัตราการอบแห้งคือ การถ่ายเทความร้อนและการถ่ายเทมวล

การถ่ายเทความร้อนในขบวนการอบแห้ง เกิดจากการถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อน การนำความร้อน หรือการแผ่รังสีความร้อน หรือเป็นการผสมกันของทั้งสามแบบขึ้นอยู่กับารออกแบบชนิดของเครื่องอบแห้ง ความร้อนจะถ่ายเทสู่ผิวของผลิตภัณฑ์เพื่อระเหยน้ำที่ผิวและจะถ่ายเทต่อไปยังภายในผลิตภัณฑ์เพื่อเพิ่มความดันไอของน้ำในผลิตภัณฑ์

การถ่ายเทมวลในขบวนการอบแห้งจะขึ้นอยู่กับกลไกสองอย่าง คือ การเคลื่อนย้ายของน้ำภายในผลิตภัณฑ์เนื่องจากปัจจัยภายใน อันได้แก่ลักษณะทางกายภาพของผลิตภัณฑ์และความชื้นในผลิตภัณฑ์ กลไกที่สอง คือการเคลื่อนย้ายของไอน้ำจากผิวของผลิตภัณฑ์เนื่องจากปัจจัยภายนอก อันได้แก่อุณหภูมิต่ำ ความชื้นของอากาศ อัตราการไหลของอากาศและพื้นที่ผิวของผลิตภัณฑ์ ในขบวนการอบแห้ง

การถ่ายเทความร้อนและการถ่ายเทมวลจะเกิดขึ้นอย่างต่อเนื่องพร้อมกันและจะเป็นตัวกำหนดอัตราการอบแห้ง

1.3.1 ปัจจัยที่มีผลต่อการอบแห้ง

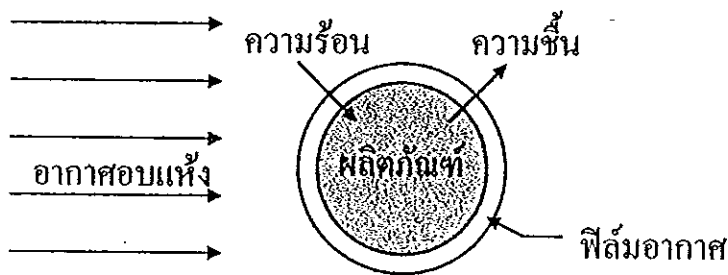
1.3.1.1 กลไกจากปัจจัยภายใน

ผลจากการถ่ายเทความร้อนทำให้เกิดความแตกต่างของอุณหภูมิ ระหว่างภายในกับที่ผิวผลิตภัณฑ์ ในขณะที่การระเหยของน้ำเกิดที่ผิวผลิตภัณฑ์ จากเหตุข้างต้นทำให้เกิดการถ่ายเทน้ำจากภายในมาสู่ที่ผิวผลิตภัณฑ์ การถ่ายเทน้ำเกิดขึ้นเนื่องจากกลไกของการแพร่ (diffusion) การซึม (capillary flow) หรือความดันภายในที่เกิดจากการหดตัวของผลิตภัณฑ์ในขณะที่อบแห้ง กลไกเหล่านี้(อาจเกิดขึ้นพร้อมกันมากกว่าหนึ่งอย่าง)จะเป็นปัจจัยที่สำคัญในช่วงการอบแห้งที่ต่างกัน(เช่นในช่วงเริ่มต้นการอบแห้ง อิทธิพลของการซึมอาจมากกว่าอิทธิพลของการแพร่ แต่ในช่วงต่อไปการแพร่อาจมีอิทธิพลมากกว่าการซึม) แต่ผลรวมของทุกกลไก จะทำให้เกิดความแตกต่างของความชื้นตลอดระยะเวลาความหนาของผลิตภัณฑ์ ความแตกต่างของความชื้นจะเนื่องมาจากการไหลของน้ำจากภายในผลิตภัณฑ์เข้าแทนที่ไอน้ำที่ถูกระเหยจากผิวผลิตภัณฑ์ ในกรณีของการแพร่ จะพบว่าอัตราการแพร่จะลดลงเมื่อความชื้นของผลิตภัณฑ์น้อยลง การเคลื่อนย้ายของน้ำภายในจะมีความสำคัญมากต่อการอบแห้งในช่วงที่ผ่านความชื้นวิกฤตไปแล้ว (ความชื้นวิกฤตคือความชื้นที่จุดเปลี่ยนการอบแห้งในช่วงคงที่ไปเป็นการอบแห้งในช่วงลดลงซึ่งจะกล่าวในรายละเอียดในหัวข้อ 1.3.2) ในการอบแห้งที่ต้องการความชื้นสุดท้ายต่ำมาก ทำให้ต้องอบผลิตภัณฑ์เป็นเวลานาน จะทำให้เกิดความแตกต่างของความชื้นระหว่างภายในและที่ผิวผลิตภัณฑ์สูง เป็นสาเหตุให้การหดตัวของผลิตภัณฑ์ที่ผิวกับภายในไม่เท่ากัน ส่งผลให้เกิดการแตกร้าวขึ้น ในกรณีนี้จำเป็นต้องไม่ให้เกิดความแตกต่างของความชื้นสูงโดยการเพิ่มความชื้นที่ผิวของผลิตภัณฑ์ ด้วยการอบแห้งที่ใช้อากาศที่มีความชื้นสูง แต่ในขณะเดียวกันก็จำเป็นต้องอบแห้งด้วยอุณหภูมิสูงด้วย เพื่อให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูง จะได้มีอัตราการถ่ายเทน้ำจากภายในผลิตภัณฑ์มาที่ผิวสูงด้วย ในกรณีนี้อัตราการไหลของอากาศมีผลต่ออัตราการระเหยน้ำออกจากผิวผลิตภัณฑ์น้อยลง เพราะผิวผลิตภัณฑ์ค่อนข้างแห้ง

1.3.1.2 กลไกจากปัจจัยภายนอก

ในขณะที่ความเข้าใจถึงกลไกภายในของการเคลื่อนย้ายของน้ำภายในผลิตภัณฑ์ในระหว่างการอบแห้งมีความสำคัญทำให้รู้ถึงพฤติกรรมของผลิตภัณฑ์อบ

แห่ง กลไกการระเหยน้ำภายนอกที่ผิวผลิตภัณฑ์ และผลกระทบของตัวแปรภายนอกก็มีความสำคัญในแง่ของคุณลักษณะของการอบแห้ง และชนิดของเครื่องอบแห้งที่ถูกต้อง และสภาวะที่เหมาะสม ปัจจัยภายนอกที่สำคัญคืออุณหภูมิ ความชื้น อัตราการไหลและทิศทางการไหลของอากาศ รูปร่างของผลิตภัณฑ์ และวิธีการป้อนผลิตภัณฑ์เข้าเครื่องอบแห้งระหว่างขบวนการอบแห้ง ในช่วงเริ่มต้นของการอบแห้ง ผลิตภัณฑ์จะมีความชื้นสูงและอัตราการระเหยน้ำที่ผิวจะสูงด้วย การระเหยน้ำที่ผิวจำเป็นต้องมีการแพร่ของไอน้ำจากผิวผลิตภัณฑ์สู่อากาศรอบๆที่เป็นแผ่นฟิล์มสัมผัสอยู่กับผิวของผลิตภัณฑ์ ดังแสดงในรูปที่ 1.2 แผ่นฟิล์มอากาศนี้ จะเป็นฉนวนการถ่ายเทความร้อนและเป็นตัวต้าน



รูปที่ 1.2 ฟิล์มอากาศรอบผลิตภัณฑ์

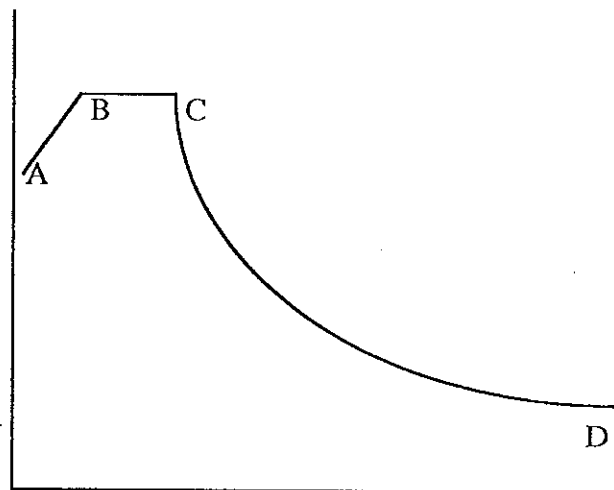
การแพร่ของไอน้ำจากผิว ความหนาของแผ่นฟิล์มอากาศจะน้อยลง เมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้น ชั้นภายในของฟิล์มอากาศที่สัมผัสกับผิวผลิตภัณฑ์ จะอึดตัวไปด้วยไอน้ำ และทำให้ผิวผลิตภัณฑ์มีไอน้ำห่อหุ้มอยู่ ความแตกต่างของความดันไอน้ำระหว่าง ผิวผลิตภัณฑ์กับชั้นนอกของฟิล์มอากาศ และอัตราการแพร่ของไอน้ำผ่านฟิล์มอากาศ จะมีผลต่ออัตราการระเหยไอน้ำจากผิวผลิตภัณฑ์ อัตราการแพร่ของไอน้ำผ่านฟิล์มอากาศ หรือก็คืออัตราการระเหยความชื้นจากผิวผลิตภัณฑ์ จะมีความสัมพันธ์โดยตรงกับพื้นที่ผิวของผลิตภัณฑ์ มีความสัมพันธ์อย่างผกผันกับความหนาของฟิล์มอากาศ และสัมพันธ์โดยตรงกับความแตกต่างระหว่างความดันของไอน้ำอึดตัวที่อุณหภูมิของฟิล์มด้านในกับความดันของไอน้ำในอากาศโดยรอบ นั่นคืออัตราการระเหยของไอน้ำออกจากผิวผลิตภัณฑ์จะสูงเมื่อผลิตภัณฑ์มีพื้นที่ผิวสัมผัสมาก หรือความเร็วของอากาศสัมผัสกับผิวผลิตภัณฑ์สูง (ฟิล์มอากาศบาง) หรือความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศอบแห้งต่ำ ในทางปฏิบัติ

สถานะเหล่านี้สามารถทำได้โดยเตรียมผลิตภัณฑ์ที่จะอบแห้งให้มีขนาดเล็ก หรือการใช้พัดลมเพื่อทำให้เกิดการพาความร้อนแบบบังคับ และควบคุมปริมาณอากาศใหม่ที่ป้อนเข้าระบบอบแห้งให้อยู่ในปริมาณพอดีทำให้เกิดความชื้นที่เหมาะสม

1.3.2 ช่วงการอบแห้ง

การทดสอบการอบแห้งโดยปกติมักต้องการหาสภาวะที่เหมาะสม สำหรับการอบแห้งโดยให้ใช้เวลาน้อยที่สุด การหาสภาวะที่เหมาะสมจะได้จากการเขียนกราฟระหว่างความชื้นของผลิตภัณฑ์กับเวลา ซึ่งจะได้อัตราการอบแห้งกับเวลาดังรูปที่ 1.3

อัตราการอบแห้ง



เวลา

รูปที่ 1.3 ช่วงการอบแห้ง

จากรูปในช่วง AB เป็นช่วงแรกของการอบแห้งที่ผลิตภัณฑ์ถูกทำให้ร้อนขึ้น อัตราการอบแห้งจะเพิ่มขึ้นแต่เป็นช่วงสั้นๆ จึงมีอิทธิพลต่อกระบวนการน้อยมาก ช่วง BC เป็นช่วงที่อัตราการอบแห้งคงที่ (constant rate drying period, CRDP) ในช่วงสุดท้าย CD เป็นช่วงที่อัตราการอบแห้งลดลง (falling rate drying period, FRDP)

1.3.2.1 ช่วงอัตราการอบแห้งคงที่ (CRDP)

การอบแห้งของผลิตภัณฑ์ที่มีความชื้นเริ่มต้นมากกว่า 70-75% (ฐานเปียก) อัตราการอบแห้งจะคงที่ ซึ่งเป็นค่าที่ขึ้นอยู่กับความเร็วของอากาศ อุณหภูมิของอากาศ

ความชื้นของอากาศและพื้นที่ผิวของผลิตภัณฑ์ อุณหภูมิของฟิล์มของน้ำที่เคลือบผลิตภัณฑ์และอุณหภูมิที่ผิวผลิตภัณฑ์จะคงที่ ประมาณเท่ากับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศอบแห้ง ช่วง CRDP สามารถพบได้ในผลิตภัณฑ์ที่ความชื้นภายในสามารถถ่ายเทมาที่ผิวเร็วกว่า การระเหยไอน้ำออกจากผิวผลิตภัณฑ์

การอบแห้งในช่วง CRDP สามารถประมาณอัตราการอบแห้งได้ โดยใช้การวิเคราะห์อุณหภูมิกระเปาะเปียก ซึ่งทำให้ได้ความสัมพันธ์ของอัตราการสูญเสียน้ำของผลิตภัณฑ์ในช่วง CRDP ดังนี้ (Brooker et. al., 1974)

$$\frac{dM}{dt} = \frac{h_d A (P_{vwb} - P_v)}{R_v T_{abs}} = \frac{h A (T - T_{wb})}{h_{fg}} \quad (\text{kg/s}) \quad \text{----- (1.1)}$$

เมื่อ h_d = สัมประสิทธิ์การพามวล ($\text{kg/m}^2 \text{ s}$)

A = พื้นที่ผิวของผลิตภัณฑ์ (m^2)

R_v = ค่าคงที่ของก๊าซสำหรับไอน้ำ (0.46152 kJ/kg K)

T_{abs} = อุณหภูมิกระเปาะแห้งสมบูรณ์ (K)

P_{vwb} = ความดันไอน้ำที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก (kPa)

P_v = ความดันไอน้ำในอากาศ (kPa)

h = สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($\text{W/m}^2 \text{ K}$)

h_{fg} = ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ (kJ/kg)

T = อุณหภูมิของอากาศชื้น (K)

T_{wb} = อุณหภูมิกระเปาะเปียก (K)

การคำนวณหาอัตราการอบแห้ง (kg/s) สามารถใช้สมการ 1.1 หากทราบค่าของ A และ h_d หรือ h ซึ่งเป็นคุณสมบัติเฉพาะของผลิตภัณฑ์แต่ละชนิด (ค่าอื่นๆที่เหลือ เป็นค่าที่สามารถวัดได้) แต่ในบางครั้งค่าเหล่านี้หาได้ยาก เพราะรูปร่างของผลิตภัณฑ์ไม่ได้เป็นทรงเรขาคณิตที่แน่นอน ความชื้นของผลิตภัณฑ์ที่อัตราการอบแห้งเปลี่ยนจากช่วงอัตราอบแห้งคงที่ ไปเป็นช่วงอัตราอบแห้งลดลงเรียกว่า ความชื้นวิกฤต

(critical moisture content) ค่าความชื้นวิกฤตนี้ขึ้นอยู่กับรูปร่างและขนาดของผลิตภัณฑ์ และรวมถึงสภาวะของการอบแห้ง

ผลิตภัณฑ์โดยทั่วไปจะไม่ปรากฏการอบแห้งในช่วง CRDP นอกจากว่าจะมีความชื้นอยู่ที่ผิวของผลิตภัณฑ์มากจนมีลักษณะเป็นฟิล์มน้ำเคลือบอยู่ที่ผิว ผลิตภัณฑ์ที่นำมาอบแห้งส่วนใหญ่จะเป็นการอบแห้งในช่วงอัตราอบแห้งลดลง และจะไม่ปรากฏการเปลี่ยนแปลงของอัตราอบแห้งอย่างเด่นชัดเหมือนในรูปที่ 1.3

1.3.2.2 ช่วงอัตราอบแห้งลดลง (FRDP)

ในระหว่างช่วง FRDP ผิวหน้าของวัสดุจะไม่ถูกเคลือบด้วยฟิล์มของน้ำ เหมือนกับในช่วง CRDP เพราะอัตราการแพร่ของน้ำจากภายในออกสู่ผิวนอกจะมีค่าน้อยกว่าอัตราการระเหยน้ำที่ผิวนอก เมื่อความชื้นของผลิตภัณฑ์ตกลงต่ำกว่าความชื้นวิกฤต ศักยภาพการระเหยน้ำของขบวนการอบแห้งซึ่งคิดจากความแตกต่างระหว่างความดันไอของน้ำที่ผิวกับความดันของไอน้ำในอากาศ ($P_{vwb}-P_v$) ลดลงตามอัตราการอบแห้งที่ลดลงอย่างต่อเนื่องในระหว่างการอบแห้ง การอบแห้งในช่วงนี้แสดงดังช่วง CD ในรูปที่ 1.3

การทำนายอัตราการอบแห้งของผลิตภัณฑ์ในช่วง FRDP มีความยุ่งยากมากกว่าในช่วง CRDP เพราะว่าจะต้องวิเคราะห์กลไกการถ่ายเทความร้อนและมวลภายนอกพร้อมกับกลไกการถ่ายเทความร้อนและมวลภายในผลิตภัณฑ์ด้วย ถึงแม้ว่าจะมีทฤษฎีที่ทำนายพฤติกรรมรอบแห้งของผลิตภัณฑ์ในช่วง FRDP แต่โดยมากแล้วใช้ความสัมพันธ์กึ่งทฤษฎี (semitheoretical) และความสัมพันธ์เอมพิริคัล (empirical relationship) มาออกแบบระบบอบแห้ง

1.4 การพัฒนาปั๊มความร้อน

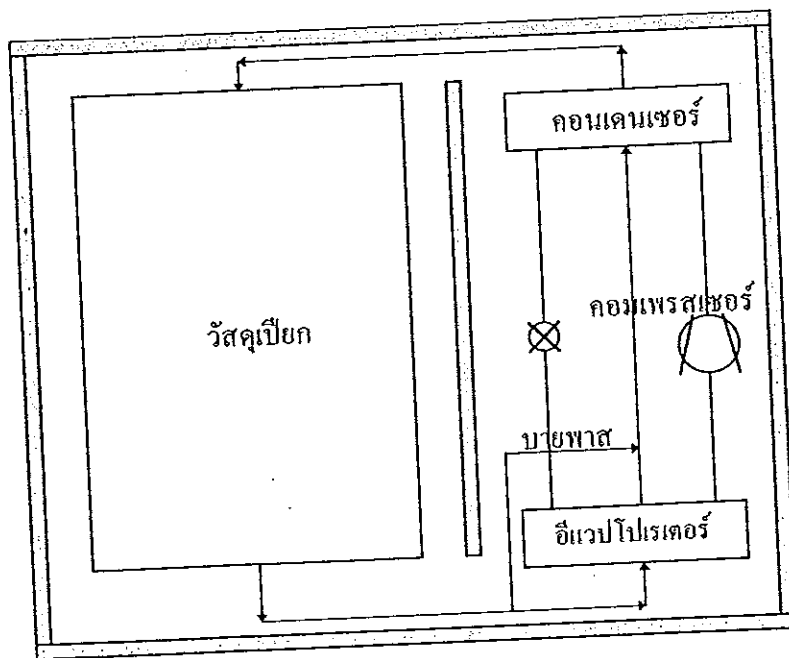
ปั๊มความร้อนเป็นที่รู้จักตั้งแต่เกิดระบบปรับอากาศ อย่างไรก็ตามการใช้งานช่วงต้นยังอยู่ในวงจำกัด ใน ค.ศ. 1963 ทางตอนใต้ของประเทศสหรัฐอเมริกา มีการใช้งานปั๊มความร้อนจำนวน 76,000 หน่วย (Reay and MacMichael, 1979) โดยส่วนใหญ่ใช้ใน งานปรับอากาศภายในบ้าน ซึ่งถูกพัฒนาให้เป็นระบบที่ทำงานกลับทางได้ นั่นคือ ใน

ฤดูร้อนจะเป็นระบบปรับอากาศ ในฤดูหนาวจะทำน้ำที่เป็นปั๊มความร้อน ใน ค.ศ. 1973 เมื่อน้ำมันมีราคาแพงขึ้นมาก จากราคาบาเรลละ 1 เหรียญสหรัฐ เป็น 7 เหรียญสหรัฐ และเป็นบาเรลละ 30-40 เหรียญสหรัฐใน ค.ศ. 1982 (Moser and Schnitzer, 1985) ทำให้ปั๊มความร้อนได้รับความสนใจในการใช้ประหยัดพลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมมากขึ้น สำหรับงานด้านอบแห้งในช่วงแรกๆ ปั๊มความร้อนถูกพัฒนาใช้ในงานอบแห้งที่อุณหภูมิต่ำสำหรับอบไม้ และใช้งานเป็นแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำสำหรับขบวนการในอุตสาหกรรมอาหาร แต่ก็ยังใช้งานไม่แพร่หลายนัก การพัฒนาเทคโนโลยีด้านปั๊มความร้อนในปัจจุบันทำให้ปั๊มความร้อนสามารถใช้งานได้กว้างมากขึ้น

ใน ค.ศ. 1976 Hodgett (1976) ได้รายงานถึงการใช้พลังงานในขบวนการอบแห้งในโรงงานอุตสาหกรรมในประเทศอังกฤษ ว่าปริมาณน้ำที่ต้องกำจัดออกจากผลิตภัณฑ์ 14 ชนิด มีถึงประมาณ 17.4 ล้านตันต่อปี ซึ่งต้องการพลังงานถึง 74×10^6 GJ ในการระเหยน้ำปริมาณนี้ออก และถ้าประสิทธิภาพของระบบอบแห้งมีค่าประมาณ 50% ทำให้ต้องการพลังงานสำหรับระบบอบแห้งถึง 148×10^6 GJ หรือ 6% ของความต้องการพลังงานทั้งหมดในอุตสาหกรรมทั้งประเทศ (ตัวเลขน้อยเนื่องจาก พลังงานทั้งหมดคิดรวมทั้งอุตสาหกรรมบางประเภทที่ไม่ใช่การอบแห้ง เช่นอุตสาหกรรมเหล็กและซีเมนต์) Jay และ Oliver (1994) ได้รายงานการใช้พลังงานในขบวนการอบแห้งในอุตสาหกรรม 5 ประเภท (อาหารและเกษตร เคมี ยาง กระดาษและเซรามิกกับวัสดุก่อสร้าง) ในประเทศอังกฤษระหว่าง ค.ศ. 1978 - 1990 ซึ่งพบว่าการใช้พลังงานเพื่อการอบแห้งจะมากขึ้นทุกปี โดยพลังงานที่ใช้จะมีค่าสูงถึง 20% ของพลังงานทั้งหมดในอุตสาหกรรมทั้ง 5 ประเภท นอกจากนี้คณะผู้วิจัยดังกล่าว ยังได้ประมาณการใช้พลังงานในการอบแห้งรวมทั้งประเทศอังกฤษใน ค.ศ. 1990 จะมีค่ามากกว่า 3×10^{11} MJ ในประเทศฝรั่งเศสมีรายงานถึงการ ใช้พลังงานในการอบแห้งผลิตภัณฑ์ 50 ชนิดในช่วง ตุลาคม 1988 ถึง มิถุนายน 1989 มีค่าเท่ากับ 2,800,000 toe (1 toe เทียบเท่าพลังงานจากน้ำมัน 1 ตันหรือ 42.244 GJ) และ 650 GWh (Alain and Martine, 1991) จากตัว

เลขเหล่านี้แสดงให้เห็นว่าการอบแห้งเป็นขบวนการที่ต้องการพลังงานมาก และมีความสำคัญอย่างยิ่งที่ต้องพัฒนาระบบอบแห้งให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นเพื่อลดการใช้พลังงาน

ประสิทธิภาพของการอบแห้งจะแสดงได้ด้วยค่าของอัตราการใช้พลังงานจำเพาะ (specific moisture extraction rate, SMER) ซึ่งนิยามจาก ปริมาณน้ำที่ระเหยออกจากผลิตภัณฑ์ต่อหนึ่งหน่วยพลังงานที่ใช้ (kg water/kWh) ประสิทธิภาพของระบบอบแห้งที่ใช้ก๊าซร้อนแบบเดิมถูกนิยามโดยอิงจาก ความร้อนแฝงของการระเหยน้ำที่อุณหภูมิ 350 K (เท่ากับ 2300 kJ/kg) นั่นคือประสิทธิภาพของระบบอบแห้ง 100% จะมีค่า SMER เท่ากับ 1.56 kg/kWh (Hodgett, 1976) ในระบบอบแห้งที่ใช้ปั๊มความร้อนนั้น ประสิทธิภาพของปั๊มความร้อนก็เป็นค่าที่สำคัญ โดยประสิทธิภาพของปั๊มความร้อนจะแสดงโดยค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (coefficient of performance, COP) ซึ่งจะเท่ากับ ความร้อนที่ถ่ายเทออกจากคอนเดนเซอร์ต่องานที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ โดยปกติค่า COP ของปั๊มความร้อนจะมีค่ามากกว่า 1 ดังนั้นเมื่อนำปั๊มความร้อนมาประยุกต์ใช้ในงานอบแห้ง จึงทำให้สามารถประหยัดพลังงานได้ จากรายงานของ Hodgett (1976) ซึ่งทดลองอบไม้ โดยใช้ระบบปิดวงจรที่ 1.4 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนจะมีค่า



รูปที่ 1.4 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่ศึกษาโดย Hodgett (1976)

SMER อยู่ระหว่าง 1-4 kg/kWh โดยมีค่าเฉลี่ยประมาณ 2.0-2.5 kg/kWh นั้นหมายความว่าโดยเฉลี่ยแล้วระบบอบแห้งด้วยป้ความร้อนจะมีประสิทธิภาพมากกว่า 100% หากเปรียบเทียบกับระบบอบแห้งแบบเก่า จะพบว่าระบบอบแห้งด้วยป้ความร้อนจะใช้พลังงานน้อยกว่าการอบแห้งโดยใช้ไอน้ำเป็นแหล่งให้ความร้อนที่มีประสิทธิภาพของหม้อน้ำและระบบจ่ายไอน้ำ 75% หรือการอบแห้งที่ใช้ก๊าซร้อนจากการเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพทางความร้อนเพียง 58% (Hodgett, 1976)

การใช้ป้ความร้อนในงานอบแห้งสามารถใช้ได้กับผลิตภัณฑ์หลายชนิด Oliver (1982) ได้ศึกษาการใช้ป้ความร้อนอบแห้งไม้ ผลิตภัณฑ์ยางและชิปซัม (ระบบดังรูปที่ 1.4 แบบเดียวกับ Hodgett, 1976) โดยเปรียบเทียบกับการอบแห้งด้วยวิธีเก่าซึ่งใช้อากาศร้อน (heated air drying) พบว่าในการอบแห้งผลิตภัณฑ์ยางด้วยป้ความร้อนสามารถลดค่าใช้จ่ายในส่วน of พลังงานลงได้ 70-75% เมื่อเทียบกับการใช้น้ำมันเป็นเชื้อเพลิง และมีระยะคืนทุน 2.4 ปี ในการอบแห้งชิปซัมด้วยป้ความร้อนสามารถลดการใช้พลังงานได้ถึง 64% เปรียบเทียบกับระบบที่ใช้ก๊าซธรรมชาติ ส่วนในการอบไม้ที่อุณหภูมิ 50 °C ระบบอบแห้งด้วยป้ความร้อนจะมี SMER เท่ากับ 0.57 kg/kWh และที่อุณหภูมิสูง 80 °C จะมี SMER เท่ากับ 1.02 kg/kWh เปรียบเทียบการอบไม้ด้วยลมร้อนที่ใช้น้ำมันเป็นเชื้อเพลิงซึ่งมี SMER เท่ากับ 0.29kg/kWh นั้นหมายถึงป้ความร้อนสามารถประหยัดพลังงานได้สูงถึง 71 % จะเห็นได้ว่าผลการทดลองของ Oliver (1982) ในการอบไม้มี SMER ต่ำกว่าผลการทดลองของ Hodgett (1976) มาก ซึ่ง Oliver (1982) ให้เหตุผลว่า ต้องใช้พลังงานในการหมุนเวียนอากาศ มีพลังงานสูญเสียผ่านผนังและพื้น มีอากาศรั่ว และสูญเสียความร้อนไปกับไม้ที่อบแห้ง จึงทำให้ SMER ต่ำ อย่างไรก็ตาม การเปรียบเทียบระบบอบแห้งที่ใช้แหล่งพลังงานต่างประเภทกัน ต้องคำนึงถึงระดับของพลังงานด้วย ถ้าคิดว่าความร้อนเปลี่ยนเป็นพลังงานไฟฟ้าที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพียง 35% การอบแห้งโดยใช้ไฟฟ้าเป็นแหล่งพลังงานเบื้องต้น จะต้องมีประสิทธิภาพดีกว่าการอบแห้งที่ใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานถึง 286% หรือ SMER 4.46 kg/kWh จึงจะถือว่าเครื่องอบแห้ง(ที่ใช้ไฟฟ้า)นั้นมีประสิทธิภาพเชิงความร้อน 100% (SMER 1.02 ที่ Hodgett (1976) ทดลองได้ หมายถึงประสิทธิภาพเชิงความร้อน 22.9%)

จากตัวอย่างที่ผ่านมามีทั้งหมดจะเห็นได้ว่าการใช้ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนสามารถลดการใช้พลังงานลงได้และมีระยะเวลาคืนทุนสั้น แต่การใช้ปั๊มความร้อนก็มีทั้งข้อดีและข้อจำกัดซึ่ง Young และคณะ (1992) สรุปไว้ดังนี้

ข้อดีของปั๊มความร้อน

1. การอบแห้งสามารถทำได้ที่อุณหภูมิต่ำกว่าแบบใช้อากาศร้อน (heated air drying) และสามารถอบแห้งได้อย่างต่อเนื่องกว่า
2. ปั๊มความร้อนเป็นระบบที่มีประสิทธิภาพทางความร้อนสูงทำให้สามารถลดค่าใช้จ่ายในการอบแห้งลงได้
3. สภาพของอากาศภายนอกไม่มีผลต่อการอบแห้ง

ข้อจำกัดของปั๊มความร้อน

1. ราคาต้นทุนสร้างระบบสูง
2. การทำงานของระบบต้องใช้ไฟฟ้า ซึ่งระบบสายส่งไฟฟ้าอาจจำกัดขนาดของปั๊มความร้อนในบางพื้นที่

ปั๊มความร้อนจำเป็นต้องใช้ไฟฟ้าซึ่งเป็นพลังงานทันสมัยเมื่อเทียบกับระบบเก่าที่ใช้ความร้อนซึ่งเป็นพลังงานรูปแบบต่ำกว่า จึงได้มีผู้ทดลองใช้เครื่องยนต์ในการขับปั๊มความร้อน (Cunney and Williams, 1984) ซึ่งพบว่าสามารถอบแห้งข้าวบาเล่โดยใช้พลังงานอยู่ในช่วง 4000-5100 kJ/kg (SMER=0.9-0.71) โดยมีค่า COP อยู่ระหว่าง 4.1-5.6 ที่ SMER ต่ำมากเนื่องจากประสิทธิภาพของเครื่องยนต์มีค่าเพียง 17-19% ซึ่งหากใช้เครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพสูงถึง 35% ก็จะสามารถลดการใช้พลังงานลงเหลือ 2900 kJ/kg (SMER=1.24) ได้ แสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์มีผลต่อการใช้พลังงานและ SMER มาก

1.5 งานวิจัยที่เคยทำมาแล้วเกี่ยวกับปั๊มความร้อน

จากการที่ปั๊มความร้อนเป็นระบบทางความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงทำให้มีผู้สนใจค้นคว้าทดลองประยุกต์ใช้ปั๊มความร้อนในงานต่างๆ ทั้งในงานอบแห้ง งานทางด้านเคมี และในงานเป็นแหล่งความร้อนที่ใช้ภายในบ้านในฤดูหนาว โดยได้มีการศึกษาทั้ง

การจำลองแบบ และการทดสอบจริง ในหัวข้อนี้จะได้กล่าวถึงงานที่บุคคลต่างๆได้เคยทำได้

1.5.1 ป้อนความร้อนในงานกลั่น

การกลั่นเป็นขบวนการที่ต้องใช้พลังงานมากแต่สามารถลดการใช้พลังงานลงได้ หากใช้ป้อนความร้อนเป็นแหล่งให้ความร้อน โดยวิธีง่ายที่สุดในการใช้ป้อนความร้อนแทนระบบกลั่นแบบใช้ไอน้ำคือใช้คอนเดนเซอร์ของป้อนความร้อนเป็นอุปกรณ์ให้ความร้อนแทนคอยล์ไอน้ำ และใช้อีแวปโปเรเตอร์ของป้อนความร้อนเป็นตัวควบแน่นแทนแบบเก่าที่ใช้น้ำ โดยหอกลั่นไม่จำเป็นต้องเปลี่ยนแปลงไปจากเดิม(อาจเปลี่ยนเฉพาะขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่านั้น) จากรายงานอ้างอิงโดย Moser และ Schnitzer (1985) พบว่าการใช้ป้อนความร้อนในขบวนการกลั่นจะใช้พลังงานเพียง 10.7% ของการกลั่นที่ใช้ไอน้ำ หรือการกลั่นด้วยป้อนความร้อนจะเสียค่าใช้จ่ายด้านพลังงานเพียง 20% ของระบบเก่า(ที่ขนาดของหอกลั่นและปัจจัยอื่นๆเดียวกัน)

จากรายงานที่อ้างโดย Reay และ MacMichael (1978) พบว่าการใช้ป้อนความร้อนในการกลั่นจะสามารถลดขนาดของหอกลั่นให้เล็กลงได้ ค่าใช้จ่ายในการทำงาน (operating cost) และค่าใช้จ่ายในการลงทุน (capital cost) ที่สามารถลดลงจากแบบเดิมที่ใช้ไอน้ำได้ โดยค่าใช้จ่ายในการทำงานจะมีเพียง 53% ของระบบที่ใช้ไอน้ำ (ระยะเวลา 4 ปี)

Salim และคณะ (1992a, b) ได้ทำการจำลองแบบการใช้ป้อนความร้อนในการกลั่นแยกเมทานอลออกจากน้ำ เป็นการศึกษางานของระบบในช่วงแปรเปลี่ยน (transient) จนถึงสภาพคงตัว (steady state) โดยมีอัตราการไหลของสารทำงาน(R-114) เท่ากับ 57.4 kg/h อุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำงานในอีแวปโปเรเตอร์เท่ากับ 64.6°C อัตราการไหลของของผสม (เมทานอล-น้ำ) เท่ากับ 25 kg/h และสัดส่วนโมลของเมทานอลเท่ากับ 0.25 โดยโปรแกรมจำลองแบบจะทำการคำนวณค่าที่จุดต่างๆ ทุก 0.2 วินาที ซึ่งพบว่าสารทำงานสภาพเหลวเข้าอีแวปโปเรเตอร์ที่ 62°C (คุณภาพไอเท่ากับศูนย์) จะมีคุณภาพไอที่ทางออกเป็น 0.17 ที่วินาทีที่ 10, 0.29 ที่วินาทีที่ 15 และ 0.57 ที่วินาทีที่ 25 โดยระบบจะใช้เวลา 53 วินาทีถึงสภาวะคงตัว สารทำงานจะใช้ระยะทาง 1 เมตรในการเพิ่มอุณหภูมิจาก 62°C ถึงจุดเดือดที่ 64.6°C และใช้ระยะทาง 13 เมตรในการเปลี่ยน

สถานะเป็นก๊าซ อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มจากศูนย์จนถึงค่าสูงสุดเท่ากับ 2250 วัตต์ ที่วินาทีที่ 25 และที่สภาวะคงตัวมีอัตราการถ่ายเทความร้อน 2050 วัตต์ COP ของปั๊มความร้อนเริ่มจากศูนย์ จะสูงขึ้นจนถึงที่สภาวะคงตัวใช้เวลา 85 วินาที โดยค่า COP จะเท่ากับ 4.89-6.1 ที่อุณหภูมิแตกต่างระหว่างคอนเดนเซอร์กับอีแวปโปเรเตอร์เท่ากับ $30^{\circ}\text{C} - 50^{\circ}\text{C}$

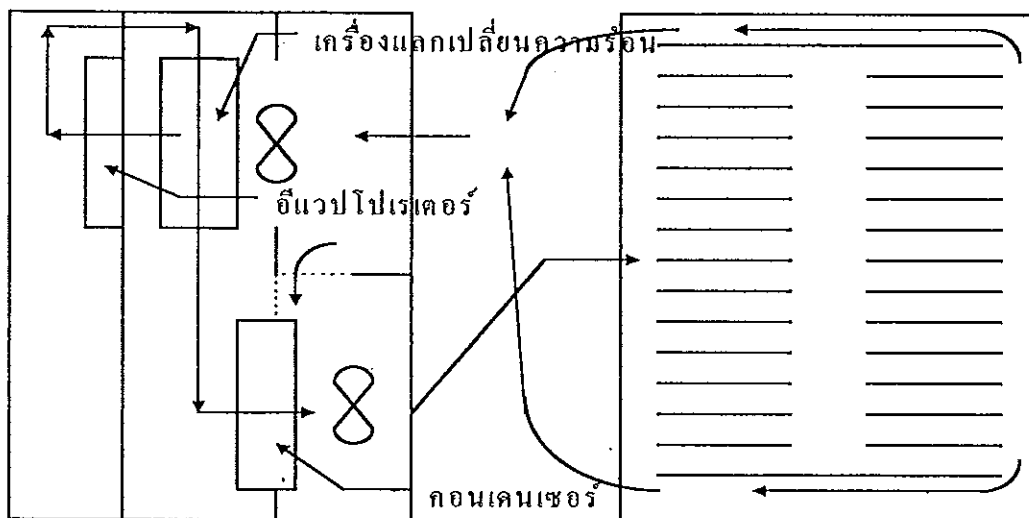
1.5.2 ปั๊มความร้อนใช้แผงรับแสงอาทิตย์

ในพื้นที่เขตอากาศหนาวบางครั้งในฤดูหนาวไม่สามารถใช้อากาศเป็นแหล่งความร้อนให้กับอีแวปโปเรเตอร์ได้ เพราะอากาศภายนอกมีอุณหภูมิต่ำมาก จึงแก้ปัญหาโดยใช้แผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ รับความร้อนจากแสงอาทิตย์แล้วใช้เป็นแหล่งความร้อนให้กับอีแวปโปเรเตอร์ โดย Chaichenets และคณะ (1986) ได้วิเคราะห์พลังงานของระบบปั๊มความร้อนที่ใช้ร่วมกับแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ซึ่งได้ข้อสรุปว่า การใช้ปั๊มความร้อนจะมีประสิทธิภาพมากหากใช้ในสภาวะแวดล้อมที่มีอุณหภูมิสูง (เป็นการสูบน้ำความร้อนจากอุณหภูมิต่ำไปสู่อุณหภูมิสูง) ในการกำหนดเงื่อนไขของอุณหภูมิในการทำงานของระบบ ควรเลือกให้สารทำงานในอีแวปโปเรเตอร์ มีจุดเดือดสูงสุดเท่าที่สามารถรับความร้อนจากแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ได้ Zaheer-Uddin และคณะ (1987) ได้เสนอวิธีการออกแบบระบบปั๊มความร้อนที่ใช้ร่วมกับแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ภายใต้สภาวะคงตัว ซึ่งได้แสดงให้เห็นว่าระบบปั๊มความร้อนที่ไม่มีแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์จะมีค่า COP เท่ากับ 2 และค่า COP จะเพิ่มขึ้นเมื่อพื้นที่ของแผงรับแสงอาทิตย์เพิ่มขึ้น จากการทดลองของ Chaturvedi และคณะ (1988) ซึ่งทำการทดสอบสมรรถนะของปั๊มความร้อนที่มีงานรับพลังงานแสงอาทิตย์ทำหน้าที่เป็นอีแวปโปเรเตอร์ (ที่เมือง Norfolk รัฐ Virginia สหรัฐอเมริกา) พบว่าหากต้องการรักษาค่า COP ของระบบไว้เมื่อภาระของระบบเพิ่มขึ้นจำเป็นต้องเพิ่มความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ให้สูงขึ้น Egrican (1991) ทำการจำลองแบบเพื่อหาขนาดที่เหมาะสมของแผงรับแสงอาทิตย์สำหรับปั๊มความร้อน ซึ่งพบว่าขนาดที่เหมาะสมของแผงรับแสงอาทิตย์ และถึงสะสมพลังงานสำหรับปั๊มความร้อนขนาด 10 kW (ความร้อน) เท่ากับ 30 m^2 และ 2.25 m^3 ตามลำดับ โดยถ้าเพิ่มขนาดของพื้นที่งานรับพลังงานแสงอาทิตย์ และถึงสะสมพลังงานให้

มากกว่านี้ ก็จะไม่ทำให้สมรรถนะของระบบเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพของแผงรับแสงอาทิตย์ขนาด 30 m^2 นี้เท่ากับ 25%

1.5.3 ป้อนความร้อนกับงานอบแห้ง

การประยุกต์ใช้ป้อนความร้อนในการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตร เนื่องจากผลผลิตทางการเกษตรหลายชนิดต้องอบแห้งเพื่อการเก็บรักษา หรือเพื่อเพิ่มราคาของผลผลิตนั้นๆ ดังนั้นจึงมีผู้ให้ความสนใจศึกษาระบบอบแห้งด้วยป้อนความร้อนในการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตรหลายชนิด Scott (1993) ได้ทำการทดลองอบแห้งมันฝรั่งด้วยป้อนความร้อนดังรูปที่ 1.5 โดยได้ผลสรุปว่า ในขณะที่การอบแห้งอยู่ในช่วง CRDP

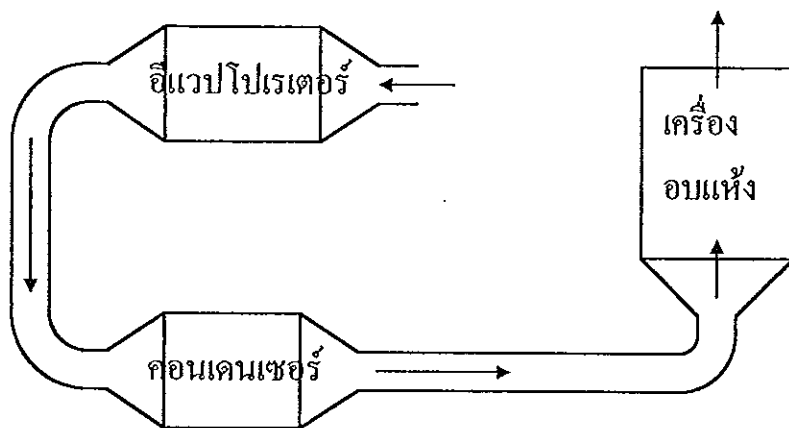


รูปที่ 1.5 ระบบอบแห้งด้วยป้อนความร้อนที่ศึกษาโดย Scott (1993)

ป้อนความร้อนจะทำงานที่ภาระออกแบบสูงสุด และจะมีค่า SMER สูงสุด เมื่อการอบแห้งดำเนินต่อไป ภาระของระบบจะตกลงเป็นผลให้ SMER ตกลง นอกจากนี้ผู้วิจัยข้างต้น ยังได้แสดงให้เห็นถึงผลของอุณหภูมิอบแห้งว่า อากาศอบแห้งที่อุณหภูมิ 55°C จะให้ SMER สูงกว่าอากาศที่ 35°C ในเฉพาะช่วง 2-3 ชั่วโมงแรกเท่านั้น ส่วนในช่วงหลังจากนี้อากาศที่ 35°C จะให้ SMER ที่ดีกว่า นอกจากนี้ ยังได้สรุปว่าผลิตภัณฑ์ที่มีพื้นที่ผิวมากกว่าจะให้อัตราการระเหยน้ำสูงกว่าหรือ SMER สูงกว่า การเพิ่มความขรุขระของผิวผลิตภัณฑ์และความปั่นป่วนของอากาศ จะส่งผลให้ SMER ดีขึ้น ส่วนความเร็วของลมที่สูงขึ้นก็จะส่งผลให้ SMER ดีขึ้นเช่นกัน นอกจากจะดูที่ SMER ของระบบแล้ว

คุณภาพของผลิตภัณฑ์หลังจากผ่านการอบแล้วก็สำคัญเช่นกัน Mason และ Blarcom (1993) ทำการศึกษาการอบแห้งถั่วแมคาเดเมีย (macadamia) ด้วยปั๊มความร้อน ซึ่งพบว่า การใช้ปั๊มความร้อนไม่มีผลต่อสีของถั่วที่ผ่านการอบแห้งและถั่วที่เสียมีเพียงจำนวนน้อย

Rossi และคณะ (1992) ศึกษาเปรียบเทียบการอบแห้งผักด้วยปั๊มความร้อนกับการใช้ความร้อนจากขดลวดไฟฟ้า (electrical heater) โดยใช้ระบบเปิดดังรูปที่ 1.6 ได้

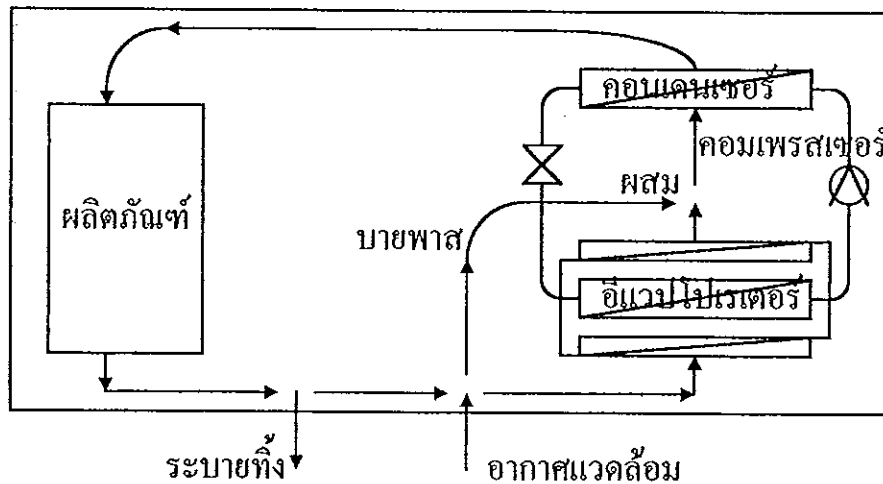


รูปที่ 1.6 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนของ Rossi และคณะ (1992)

สรุปว่าปั๊มความร้อนประหยัดกว่าการใช้ระบบที่ใช้ความร้อนจากขดลวดไฟฟ้าสูงสุดถึง 40% ค่า COP ของปั๊มความร้อนเฉลี่ยเท่ากับ 4.2 และการอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่อุณหภูมิอากาศอบแห้ง 55°C สามารถลดเวลาการอบแห้งลงได้ 12 ชั่วโมงหรือ 40.7% เมื่อเปรียบเทียบกับระบบที่ใช้ความร้อนจากขดลวดไฟฟ้า ระยะเวลาอบแห้งของสองระบบจะต่างกันมากขึ้นหากเป็นวันที่มีอากาศอุ่นและชื้น เมื่อเทียบกับวันที่อากาศแห้งและเย็น เนื่องจากการทดลองของคณะผู้วิจัยดังกล่าว ทดลองที่อุณหภูมิของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งเท่ากับ 55°C ทุกการทดลองทั้งสองระบบ (ระบบใช้ปั๊มความร้อนและระบบใช้ขดลวดความร้อนไฟฟ้า) ดังนั้นศักยภาพของการอบแห้งของอากาศจึงขึ้นอยู่กับความชื้นสัมพัทธ์อย่างเดียว ในวันที่อากาศอุ่นและชื้น ระบบที่ใช้ขดลวดความร้อนไฟฟ้าจะมีความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งสูง ในขณะที่ระบบใช้ปั๊มความร้อน มีการลดความชื้นของอากาศก่อนให้ความร้อนดังรูปที่ 1.6 จึงทำให้ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งต่ำกว่าระบบใช้ขดลวดความร้อนไฟฟ้า เป็นผลให้ระบบใช้ปั๊ม

ความร้อนอบแห้งเร็วกว่า ในวันที่อากาศเย็นและแห้ง ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศอบแห้งของทั้งสองระบบต่างกันไม่มาก ทำให้ระบบใช้ปั๊มความร้อนใช้เวลาในการอบแห้งน้อยกว่าระบบใช้ขดลวดความร้อนไฟฟ้าไม่มาก

Baines และคณะ (1987) รายงานผลของการทดลองและการจำลองแบบ การอบแห้งไม้ด้วยปั๊มความร้อนในระบบกึ่งปิดดังรูปที่ 1.7 ซึ่งพบว่า SMER เพิ่มขึ้นตามความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศออกจากเครื่องอบแห้งที่เพิ่มขึ้น และ COP ของระบบสูงขึ้นเมื่ออากาศไหลผ่านฮีเวปโปเรเตอร์มากขึ้น โดยอัตราการไหลของอากาศเข้าฮีเวปโปเรเตอร์ที่เหมาะสมจะขึ้นอยู่กับความชื้นสัมพัทธ์และอุณหภูมิของอากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้ง ซึ่งทำให้ได้ข้อสรุปว่าควรหลีกเลี่ยงการออกแบบปั๊มความร้อนโดยเผื่อขนาดมากเกินไป การใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (recuperator) สามารถเพิ่ม SMER ของระบบได้แต่ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต้องมากกว่า 70% (เพราะต้องใช้ปั๊มในการทำงาน) การเพิ่มอุณหภูมิภายในเครื่องอบแห้งจะทำให้ SMER ลดลง



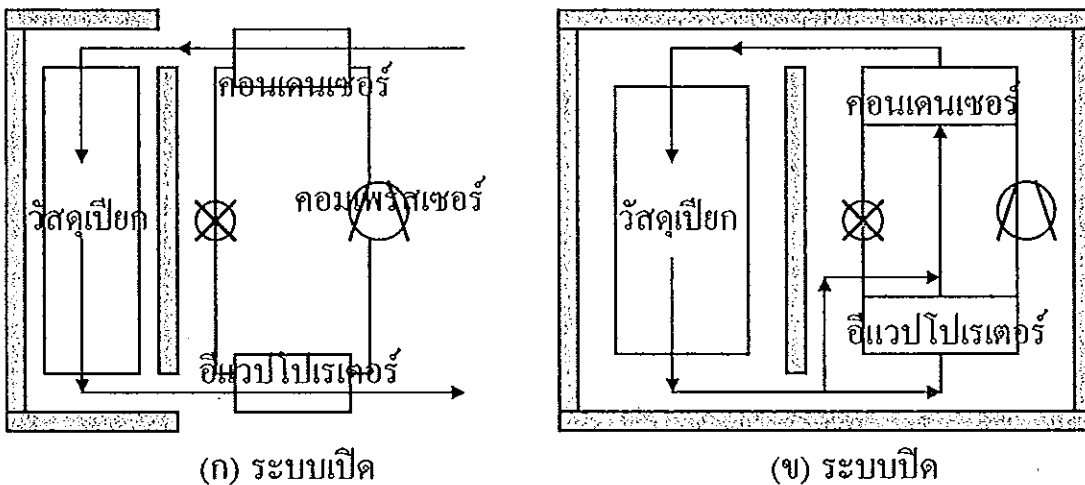
รูปที่ 1.7 ระบบกึ่งปิดของ Baines และคณะ (1987)

มีรายงานที่กล่าวอ้างถึงการใช้ปั๊มความร้อนในงานอบไม้ โดยสามารถประหยัดพลังงานได้ถึง 45-60% เมื่อเทียบกับระบบอบแห้งที่ใช้ก๊าซเป็นเชื้อเพลิงให้ความร้อน (รายงานแปลโดยเรณูและคณะ 2537) ในการคั่งน้ำออกจากไม้ 1 กิโลกรัม จะใช้พลังงานไฟฟ้าประมาณ 0.9 kWh (SMER= 1.11 kg/kWh) สำหรับระบบปั๊มความร้อน และ 2 kWh (SMER= 0.5 kg/kWh) สำหรับระบบที่ใช้ก๊าซร้อน การใช้ปั๊มความร้อนสามารถ

ควบคุมการอบไม้ได้แม่นยำและไม้ที่ได้จากการอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนจะมีคุณภาพดี ไม้บิดเบี้ยว

Meyer และ Gideon (1992) ทำการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ของการอบแห้ง ผลผลิตทางการเกษตรด้วยปั๊มความร้อนในประเทศแอฟริกาใต้ ได้ให้ข้อสรุปว่าการใช้ปั๊มความร้อนจะประหยัดกว่าการใช้เครื่องทำความร้อนไฟฟ้าหรือน้ำมันดีเซล แต่การลงทุนติดตั้งระบบปั๊มความร้อนจะคุ้มทุนเมื่อฤดูของการอบแห้งต้องมีเวลามากกว่า 3 เดือนต่อปี และควรใช้ปั๊มความร้อนอบแห้งผลผลิตหลายชนิด หรือใช้ปั๊มความร้อนทำประโยชน์อย่างอื่นภายหลังจากหมดฤดูการอบแห้ง เช่น ใช้ทำน้ำอุ่นสำหรับใช้ในบ้าน หรือทำอากาศเย็นเพื่อใช้เก็บรักษาพืชผัก การใช้ปั๊มความร้อนตลอดปีจะคุ้มค่าต่อการลงทุน

นอกจากการศึกษาด้วยการทดลองอบผลิตภัณฑ์จริงแล้ว ยังมีผู้ศึกษาระบบปั๊มความร้อนด้วยการจำลองแบบ และสร้างเครื่องอบแห้งพิเศษที่สามารถควบคุมสภาวะต่างๆได้ เพื่อศึกษาถึงสมรรถนะและประสิทธิภาพของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน Zylla และคณะ (1982) ทำการจำลองแบบระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน (ดังรูปที่ 1.8)



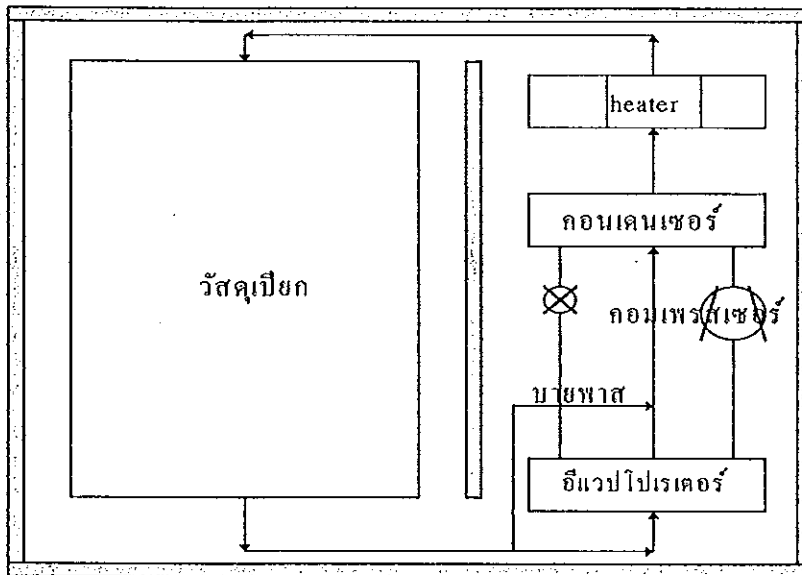
รูปที่ 1.8 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนของ Zylla และคณะ (1982)

เพื่อศึกษาถึงผลกระทบของพารามิเตอร์ต่างๆ โดยพบว่า สำหรับระบบเปิด เมื่อความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศออกจากเครื่องอบแห้งสูงขึ้น ค่าพลังงานจำเพาะ (specific energy consumption, SEC, kJ/kg น้ำ) จะลดลง จนมีค่าเกือบคงที่เมื่อความชื้นสัมพัทธ์เกิน 30% ส่วนในระบบปิด SEC ลดลงอย่างต่อเนื่องแต่ในอัตราที่น้อยลง โดยส่วนใหญ่ระบบปิดจะมีประสิทธิภาพดีกว่าระบบเปิด (SEC น้อยกว่า) แต่จำเป็นต้องออกแบบ

ขนาดขององค์ประกอบในระบบให้เหมาะสม ขนาดของคอนเดนเซอร์กับอีแวปโปเรเตอร์ต้องสัมพันธ์กัน อย่างไรก็ตามข้อสรุปนี้จำเป็นต้องศึกษาเพิ่มเติมเพราะขัดแย้งกับการศึกษาของ Theerakulpisut (1990) ซึ่งทำการจำลองแบบระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนและใช้ข้อข้าวเปลือก โดยศึกษาทั้งระบบเปิดและระบบปิด ซึ่งพบว่าค่า SMER จะสูงขึ้นในช่วงการอบแห้ง 1-2 ชั่วโมงแรกหลังจากนั้น SMER ตกลง การนำอากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งวนกลับมาใช้ใหม่ จะทำให้ค่า COP ของระบบสูงขึ้น แต่ SMER กลับตกลง ดังนั้นระบบเปิดที่มีอากาศไหลแบบผ่านตลอดจะมีค่า SMER สูงสุด ระบบที่มี COP สูงไม่จำเป็นต้องมี SMER ดีกว่าเสมอไป สำหรับระบบเปิด เมื่ออุณหภูมิของบรรยากาศสูงขึ้น จะทำให้ SMER สูงขึ้น เพราะอากาศอบแห้งที่ผ่านคอนเดนเซอร์มีอุณหภูมิสูงขึ้น ทำให้ดึงน้ำออกจากข้าวเปลือกได้มากขึ้น แต่ก็ทำให้งานของคอมเพรสเซอร์สูงขึ้นด้วย เนื่องจากสารทำงาน (R-12) ที่ออกจากอีแวปโปเรเตอร์มีอุณหภูมิสูงขึ้น มีอัตราการไหลจำเพาะน้อยลง ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ต้องสูงขึ้นเพื่อรักษาปริมาณความร้อนของระบบให้เท่าเดิม ส่งผลให้ COP ของปั๊มความร้อนตกลง สำหรับผลของอัตราการไหลของอากาศพบว่า เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้นจะทำให้ SMER ตกลง เพราะงานที่ใช้ขับพัดลมมากขึ้นนั่นเอง

Tai และคณะ (1982(a), (b)) ศึกษาการทำงานจากระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนในช่วงสภาวะคงตัว (steady state) และการอบแห้งอยู่ในช่วง CRDP โดยการทดลองกับภาระจำลอง (ใช้ผ้าชุบน้ำ) ในระบบปิดที่มีรูปแบบการทดลองเช่นเดียวกับที่ Zylla และคณะ (1982) ศึกษาด้วยรูปที่ 1.8 (ข) ซึ่งพบว่าค่า COP แปรตามความเร็วของอากาศเข้าอีแวปโปเรเตอร์ และมี COP สูงสุดที่ความเร็ว 1.6 m/s (ในเงื่อนไขการศึกษาของ Tai และคณะ (1982)) และค่า COP จะตกลง หากความแตกต่างของอุณหภูมิในคอนเดนเซอร์กับอีแวปโปเรเตอร์ (temperature lift) สูงขึ้นนอกจากนี้ คณะผู้วิจัยข้างต้นยังได้ศึกษาถึงผลของการบายพาสอากาศที่อีแวปโปเรเตอร์ โดยได้ข้อสรุปว่าที่ทุกค่าของอัตราส่วนอากาศบายพาส ค่า SEC ต่ำสุดจะเกิดเมื่อสารทำงาน (R-114) ออกจากอีแวปโปเรเตอร์มีอุณหภูมิร้อนยิ่งยวดประมาณ 25 K โดยค่า SEC ที่อัตราส่วนอากาศบายพาสเท่ากับ 5 (อากาศไม่ผ่านอีแวปโปเรเตอร์ 5 ส่วนและผ่านอีแวปโปเรเตอร์ 1 ส่วน) มีค่าต่ำสุด แต่หากอัตราส่วนบายพาสสูงกว่านี้หรือน้อยกว่านี้ ค่าต่ำสุดของ SEC จะเพิ่มขึ้น

และค่า SEC ต่ำสุดจะเกิดที่ความเร็วของอากาศเข้าอีแวปโปเรเตอร์เท่ากับ 1.6 m/s ทำให้สรุปได้ว่า เมื่อค่า COP ของระบบสูงสุดจะให้ค่า SEC ต่ำสุด โดยข้อสรุปนี้ขัดกับข้อสรุปของ Theerakulpisut (1990) ที่กล่าวไว้แล้วข้างต้น Pendyala และคณะ (1990a) สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ R-11 เป็นสารทำงาน โดยศึกษาแบบปิดดังรูปที่ 1.9 พบว่าค่าของ SEC ลดลงเมื่ออุณหภูมิของ



รูปที่ 1.9 ระบบที่ศึกษาโดย Pendyala และคณะ (1990a)

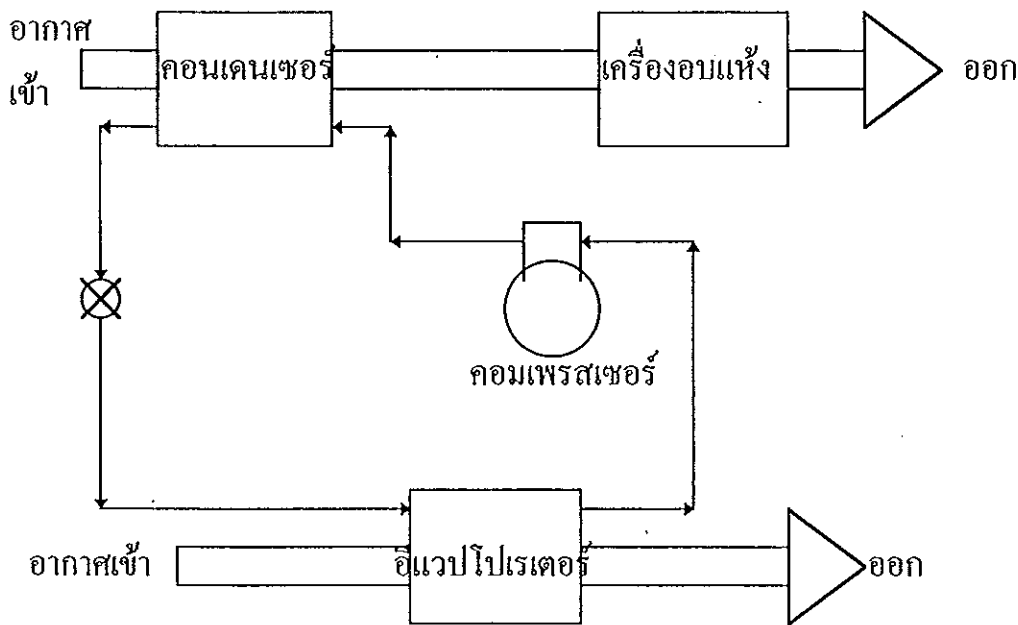
อีแวปโปเรเตอร์เพิ่มขึ้น (เพราะปริมาตรจำเพาะของสารทำงานลดลง ทำให้งานของคอมเพรสเซอร์น้อยลง) และ SEC จะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของอากาศเข้าอีแวปโปเรเตอร์เพิ่มขึ้น โดยไม่ปรากฏว่ามีความเร็วอากาศเข้าอีแวปโปเรเตอร์ที่เหมาะสม (ซึ่งขัดแย้งกับการศึกษาของ Tai และคณะ (1982)) และยังพบว่า SEC ลดลงเมื่อสารทำงานมีอุณหภูมิร้อนยิ่งยวดมากขึ้น นอกจากนี้ Pendyala และคณะ (1990b) ยังได้รายงานผลการทดลองระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ R11 และ R12 เป็นสารทำงาน ในการทดลองกับ R11 พบว่าค่า COP ไม่ได้ลดลงเมื่อ temperature lift เพิ่มขึ้นตามที่ควรจะเป็นในทางทฤษฎี แต่ COP กลับเพิ่มขึ้นในช่วงแรกและจะคงอยู่ที่ค่าหนึ่ง เมื่อ temperature lift สูงขึ้น โดย COP มีค่าประมาณ 3.5 สำหรับ SEC มีค่าค่อนข้างคงที่เมื่ออุณหภูมิร้อนยิ่งยวดเพิ่มขึ้น โดย SEC มีค่าต่ำสุดเมื่ออุณหภูมิร้อนยิ่งยวดอยู่ในช่วง 7-12 K (ต่างจากที่

Tai และคณะ (1982) กล่าวไว้ เพราะสารทำความเย็นต่างชนิดกันและองค์ประกอบอื่นๆในระบบต่างกัน) และ SEC ต่ำสุดจะสูงขึ้นเมื่อความเร็วของอากาศเข้าอีแวปโปเรเตอร์เพิ่มขึ้น SEC ต่ำสุดประมาณ 3500 kJ/kg (SMER=1.03 kg/kWh) ในการทดลองกับ R12 นี้ Pendyala และคณะ (1990b) พบว่า COP ค่อนข้างคงที่อยู่ที่ระหว่าง 2.25-3.00 เมื่อ temperature lift เปลี่ยนแปลงอยู่ในช่วง 50-60 K และ SEC จะมีค่าคงที่เช่นเดียวกันโดยจะเปลี่ยนแปลงสูงสุดประมาณ 11% ในช่วงอุณหภูมิร้อนยิ่งยวดเท่ากับ 8-20 K โดย SEC ต่ำสุดเท่ากับ 1750 kJ/kg (SMER=2.06 kg/kWh) ที่ความเร็วของอากาศเข้าอีแวปโปเรเตอร์อยู่ในช่วง 1.2-1.4 m/s โดยค่าของอุณหภูมิร้อนยิ่งยวดที่ออกจากอีแวปโปเรเตอร์ไม่ค่อยมีผลต่อค่า SEC

Poduval และ Murthy (1992) ศึกษาสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่มี R114 เป็นสารทำงาน โดยศึกษาถึงผลของการให้ความร้อนกับอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ การให้ความร้อนกับอากาศก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์ และการให้ความร้อนกับอากาศทั้งก่อนเข้าคอนเดนเซอร์และก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์ ด้วยการติดตั้งขดลวดความร้อนไฟฟ้าขนาด 5 kW ที่ตำแหน่งก่อนหน้าคอนเดนเซอร์และอีแวปโปเรเตอร์ควบคุมอัตราการให้ความร้อนโดยใช้หม้อแปลงไฟฟ้าที่ปรับความต่างศักย์ได้ โดยให้อุณหภูมิของสารทำงานในอีแวปโปเรเตอร์มีค่าคงที่ (28°C) ซึ่งพบว่าในทุกกรณีอุณหภูมิในคอนเดนเซอร์เพิ่มขึ้น แต่ COP ตกลงเมื่ออัตราการให้ความร้อนเพิ่มขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิแตกต่างระหว่างคอนเดนเซอร์กับอีแวปโปเรเตอร์สูงขึ้นและอุณหภูมิร้อนยิ่งยวดของสารทำงานที่ออกจากอีแวปโปเรเตอร์มากขึ้นด้วย ทำให้อัตราการไหลของสารทำงานลดลง ปริมาณความร้อนที่ได้จากคอนเดนเซอร์ลดลง ในขณะที่งานของคอมเพรสเซอร์เกือบเท่าเดิม จึงทำให้ COP ตกลง เมื่อให้ความร้อนกับอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์อย่างเดียว พบว่าเมื่ออัตราการให้ความร้อนสูงขึ้นทำให้อัตราการระเหยน้ำสูงขึ้นในช่วงแรก จนถึงจุดหนึ่งแล้วตกลงเมื่อเพิ่มอัตราการให้ความร้อนมากขึ้นอีก แต่ SEC ลดลงในช่วงแรก และเมื่อถึงจุดต่ำสุดแล้วจะเพิ่มขึ้น แต่หากให้ความร้อนกับอากาศก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์อย่างเดียว พบว่าเมื่ออัตราการให้ความร้อนมากขึ้นอัตราการระเหยน้ำตกลงอย่างต่อเนื่อง ส่งผลให้ SEC สูงขึ้น สำหรับในกรณีสุดท้ายที่ให้ความร้อนกับอากาศทั้งก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์และก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ ให้ผลการ

ทดลองเหมือนกับในกรณีที่ให้ความร้อนกับอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์อย่างเดียว จากการทดลองนี้ คณะผู้วิจัยดังกล่าวได้ให้ข้อสรุปว่า การเพิ่มอุณหภูมิของสารทำงานในคอนเดนเซอร์ให้สูงขึ้นสามารถทำได้โดยการนำแหล่งความร้อนศักยภาพต่ำให้ความร้อนกับอากาศก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ โดยทำให้ COP ลดลงไม่มาก แต่จำเป็นต้องควบคุมอย่างดีเพื่อให้แน่ใจว่าสมรรถนะรวมของระบบมีค่าเหมาะสม

Manuel และคณะ (1990) รายงานถึงการจำลองแบบเพื่อทำนายสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่มี R-12 เป็นสารทำงาน โดยใช้ระบบเปิดดังรูปที่ 1.10

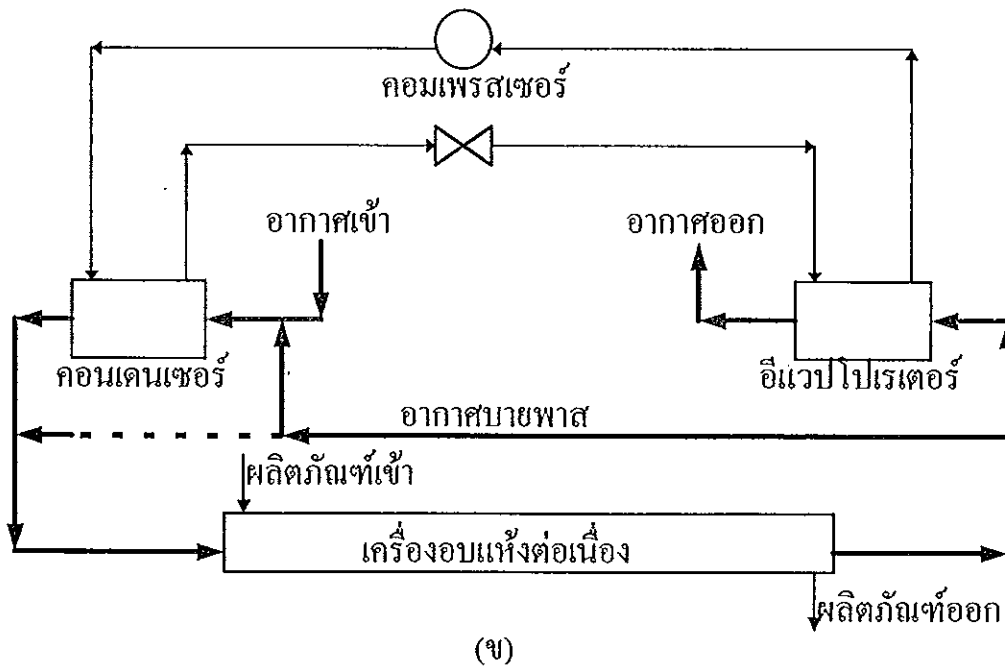
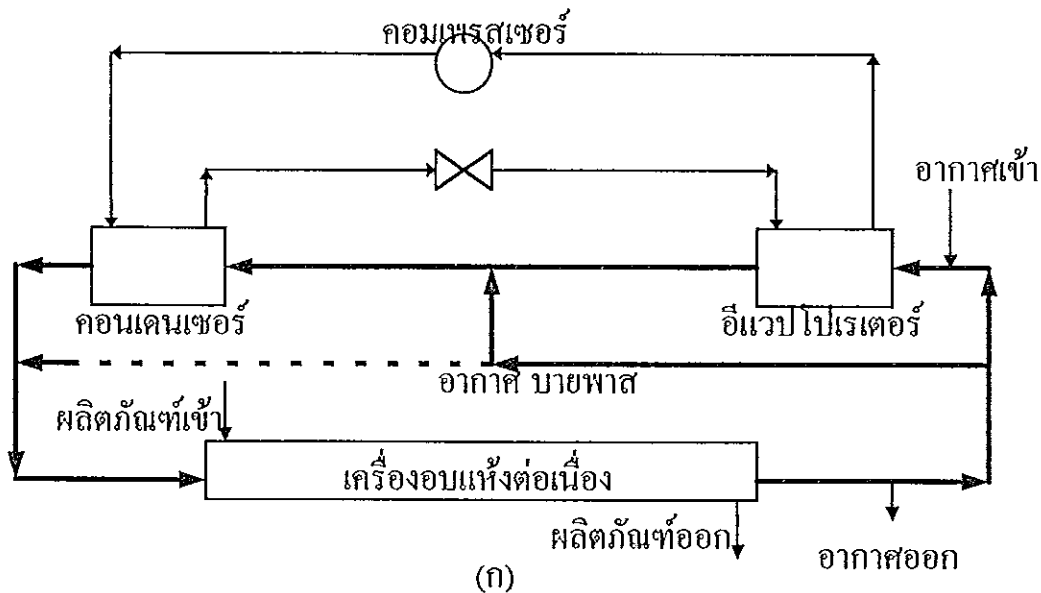


รูปที่ 1.10 ระบบที่ศึกษาโดย Manuel และคณะ (1990)

อากาศจากบรรยากาศ 1000-10,000 kg/h ถูกทำให้ร้อนขึ้นในคอนเดนเซอร์ก่อนเข้าเครื่องอบแห้ง และอากาศ 10,000 kg/h จากบรรยากาศไหลผ่านอีแวปโปเรเตอร์แยกต่างหากกับคอนเดนเซอร์ อากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งและอีแวปโปเรเตอร์ถูกปล่อยทิ้งโดยไม่การนำอากาศจากเครื่องอบแห้งมาหมุนเวียนใหม่ อากาศในบรรยากาศมีอุณหภูมิ 10°C ความชื้นสัมพัทธ์ 100% ซึ่งคณะผู้ศึกษาพบว่า การใช้กำลังจำเพาะ (specific power consumption, SPC, kWh/kgน้ำ) เพิ่มขึ้นหากอัตราส่วนของความชื้นสัมพัทธ์ที่ออกจากเครื่องอบแห้งต่อความชื้นสัมพัทธ์ก่อนเข้าเครื่องอบแห้งน้อยลง (หรือสามารถดึงน้ำออกได้น้อยลงนั่นเอง) และ SPC มีค่าน้อยลงเมื่ออัตราการไหลของอากาศใน

คอนเดนเซอร์เพิ่มขึ้น โดยพฤติกรรมนี้ อธิบายได้ว่าเมื่ออัตราการไหลของอากาศผ่าน คอนเดนเซอร์มากขึ้น ความร้อนที่ถ่ายเทในคอนเดนเซอร์มากขึ้น ส่งผลให้ COP สูงขึ้น และ COP ที่ทุกสภาวะการทำงานจะสูงกว่าหนึ่ง นั่นคือระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน จะมีประสิทธิภาพมากกว่าระบบทางความร้อนอื่นๆ (SPC ที่กล่าวมานั้นไม่ได้คำนึงถึง งานที่ใช้ขับเคลื่อนไว้ด้วย)

Jia และคณะ (1990) ทำการจำลองแบบของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนใน เครื่องอบแห้งแบบต่อเนื่อง (ดังรูปที่ 1.11) โดยแบบจำลองได้จากการวิเคราะห์การถ่าย เทความร้อนและการถ่ายเทมวลของแต่ละชิ้นส่วนในระบบตามที่ Jolly และคณะ (1990) ได้เสนอไว้ ระบบที่ศึกษาเป็นระบบกึ่งปิด โดยมีการระบายอากาศร้อนที่ออกจากเครื่อง อบแห้งบางส่วนออกและมีการนำอากาศจากบรรยากาศเข้าผสมก่อนเข้าฮีเวปโปเรเตอร์ เพื่อชดเชยอากาศที่ระบายออกไป โดยจากผลการจำลองแบบพบว่า SMER ของระบบ เพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนอากาศบายพาสที่สูงขึ้น แต่ SMER ก็เพิ่มขึ้นไม่มาก โดย SMER เพิ่มขึ้นได้สูงสุด 20% ของระบบที่ไม่มีอากาศบายพาส SMER ที่เพิ่มขึ้นนี้จะเพิ่มขึ้นตาม อัตราการไหลของอากาศที่สูงขึ้น ที่จุด SMER สูงสุดจะได้อัตราผลิตภัณฑ์แห้งมากที่สุด เช่นกัน ทั้ง SMER และอัตราผลิตภัณฑ์แห้งจะมีค่าที่เหมาะสมของอัตราส่วนอากาศ บายพาสอยู่ค่าหนึ่ง และที่ COP สูงสุดไม่จำเป็นต้องได้ SMER สูงสุด (ตรงกับข้อสรุป ของ Theerakulpisut (1990) ที่กล่าวไว้ข้างต้น) การเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อนของ คอนเดนเซอร์และฮีเวปโปเรเตอร์จะส่งผลให้ SMER COP และอัตราการผลิตของ เครื่องอบแห้งสูงขึ้น แต่สมรรถนะของระบบสูงขึ้นไม่มากเมื่อพื้นที่ของคอนเดนเซอร์ และฮีเวปโปเรเตอร์เพิ่มขึ้นถึงจุดหนึ่ง แสดงว่าในทางปฏิบัติ ไม่ควรออกแบบขนาดของ คอนเดนเซอร์และฮีเวปโปเรเตอร์เพื่อไว้มาก ถ้าความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์สูงขึ้น จะทำให้ SMER และ COP ตกลง แต่อัตราผลิตภัณฑ์แห้งสูงขึ้น ดังนั้นจึงจำเป็นต้อง ออกแบบความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์กับ SMER ให้สมดุลกัน การเพิ่มอัตราการ ไหลของอากาศจะเป็นผลให้ค่า COP และ SMER ของระบบสูงขึ้น (เพราะทำให้ อุณหภูมิแตกต่างระหว่างคอนเดนเซอร์กับฮีเวปโปเรเตอร์ลดลง งานของคอมเพรส เซอร์น้อยลง COP และ SMER จึงสูงขึ้น แต่ค่าทั้งสองนี้ ไม่ได้รวมงานที่ใช้ขับเคลื่อนที่



รูปที่ 1.11 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่ศึกษาโดย Jolly และคณะ (1990) Jia และคณะ (1990) และ Clements และคณะ (1993) (ก) ระบบกึ่งปิด (ข)ระบบเปิด

เพิ่มขึ้น) ผลจากการระบายอากาศร้อนที่ออกจากเครื่องอบแห้งจึงพบว่า การลดการปล่อยอากาศร้อนทิ้งจาก 25% เหลือ 15% (ของอากาศทั้งหมดที่ไหลอยู่ในระบบ 0.254 kg/s) สามารถเพิ่ม SMER ได้ 15% และอัตราการผลิตเพิ่มขึ้น 50% (เทียบกับ SMER = 3.20 kg/kWh และอัตราการผลิต = 30.64 kg/h) อย่างไรก็ตามปริมาณอากาศที่ต้อง

ระบายทิ้งต่ำสุดจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิสูงสุดของสารทำงานที่ยอมรับได้ การเปรียบเทียบระหว่างระบบปิดและระบบเปิดพบว่า ระบบปิดจะมี SMER สูงกว่าระบบเปิดถ้าอุณหภูมิของบรรยากาศต่ำ (15°C ความชื้นสัมพัทธ์ 47%) แต่หากอุณหภูมิบรรยากาศสูง (มากกว่า 25°C ที่ความชื้นสัมพัทธ์เท่ากัน) SMER ของระบบเปิดจะสูงกว่าระบบปิด ในระบบเปิด SMER และอัตราผลิตก๊าซแห้งจะเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องตามอัตราส่วนอากาศบายพาสที่สูงขึ้น แต่ในระบบเปิดจะไม่ปรากฏอัตราส่วนอากาศบายพาสที่เหมาะสมเหมือนในระบบปิด อัตราส่วนอากาศบายพาสจะถูกจำกัดโดยอุณหภูมิสูงสุดของสารทำความเย็นในปั๊มความร้อน และเสถียรภาพของระบบ ทั้งระบบปิดและระบบเปิด การบายพาสอากาศเข้าก่อนคอนเดนเซอร์ดีกว่าการบายพาสอากาศเข้าหลังคอนเดนเซอร์ เพราะการบายพาสอากาศเข้าหลังคอนเดนเซอร์ทำให้อากาศไหลผ่านคอนเดนเซอร์น้อยลง ส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนน้อยลง ความร้อนที่ถ่ายเทในคอนเดนเซอร์น้อยลง COP และ SMER จึงตกลง การเพิ่มเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (recuperator) คร่อมอีแวปโปเรเตอร์ให้กับระบบปิด ไม่ทำให้ SMER และ COP ของระบบเพิ่มขึ้นอย่างเด่นชัด (ซึ่งต่างกับการเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อนของอีแวปโปเรเตอร์โดยตรง) เพราะความแตกต่างของอุณหภูมิของอากาศก่อนและหลังผ่านอีแวปโปเรเตอร์ไม่มากพอ Clements และคณะ (1993) ได้รายงานถึงผลการทดลอง การอบแห้งในเครื่องอบแห้งแบบต่อเนื่องด้วยปั๊มความร้อน ที่ศึกษาเบื้องต้นโดย Jolly และคณะ (1990) และ Jia และคณะ (1990) โดยระบบอบแห้งมีลักษณะดังรูปที่ 1.11 โดยการทดสอบกับ foam rubber พบว่า SMER เพิ่มขึ้นเกือบสองเท่าเมื่ออากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งมีความชื้นสัมพัทธ์เพิ่มขึ้นจาก 32% เป็น 80% การเพิ่มอัตราส่วนอากาศบายพาสสามารถทำให้ SMER เพิ่มขึ้นได้แต่ก็ไม่มาก และค่า COP ของปั๊มความร้อนก็ลดลงไม่มากเมื่ออัตราส่วนอากาศบายพาสเพิ่มขึ้น ในการทดลองของคณะวิจัยนี้ อัตราส่วนอากาศบายพาสที่เหมาะสมมีค่า 60-70% อัตราการไหลของอากาศที่เหมาะสมเท่ากับ 0.63 kg/s การเพิ่มความเร็วยรอบของคอมเพรสเซอร์ทำให้ SMER และ COP ตกลง เพราะงานของคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น แต่ทำให้ได้อัตราการผลิตมากขึ้น ผลการทดลองนี้สอดคล้องกับการจำลองแบบของ Jia และคณะ (1990)

ผลจากงานวิจัยที่มีมาจะเห็นได้ว่า มีข้อสรุปที่ตรงกันบ้าง ขัดแย้งกันบ้าง ซึ่งสามารถเปรียบเทียบข้อสรุปในประเด็นต่างๆที่กล่าวมาแล้วทั้งหมด ดังต่อไปนี้

ก. ผลกระทบของอัตราการไหลของอากาศ พบว่า เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น มีผลให้ SMER เพิ่มขึ้น ซึ่งกล่าวไว้โดย Jia และคณะ (1990) และ Manuel และคณะ (1990) ในขณะที่ข้อสรุปของ Baines และคณะ (1987) Pendyala และคณะ (1990 b) และ Theerakulpisut (1990) กลับขัดแย้งกันว่า เมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น SMER มีค่าลดลง

ข. การเปรียบเทียบระบบปิดกับระบบเปิด โดย Zylla และคณะ (1982) พบว่า ระบบปิดมี SMER สูงกว่าระบบเปิดในทุกสภาวะการทำงาน แต่ Theerakulpisut (1990) กลับพบว่าระบบเปิดมี SMER สูงกว่าระบบปิด ส่วน Jia และคณะ (1990) พบว่าระบบปิดมี SMER สูงกว่าระบบเปิดหากบรรยากาศมีอุณหภูมิต่ำ (15°C ความชื้นสัมพัทธ์ 47%) แต่หากอุณหภูมิของบรรยากาศสูง (มากกว่า 25°C ความชื้นสัมพัทธ์ 47%) ระบบเปิดจะมี SMER สูงกว่าระบบปิด

ค. การใช้รีคูเปอเรเตอร์ (recuperator) Hesse (1993) พบว่าการใช้รีคูเปอเรเตอร์สามารถเพิ่ม SMER ของระบบให้สูงขึ้นได้ ซึ่งการศึกษาของ Baines และคณะ (1987) ก็มีข้อสรุปที่ตรงกันแต่มีเงื่อนไขว่า ประสิทธิภาพของรีคูเปอเรเตอร์ต้องมากกว่า 70% ส่วน Jia และคณะ (1990) กลับพบว่าการใช้รีคูเปอเรเตอร์สามารถเพิ่ม SMER ได้น้อยมาก (การทำงานของรีคูเปอเรเตอร์ต้องอาศัยปั๊ม ทำให้งานโดยรวมของระบบเพิ่มขึ้น ซึ่งอาจทำให้ SMER ลดลงได้ แต่หากใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่แลกเปลี่ยนความร้อนกันโดยตรง อาจสามารถเพิ่ม SMER ได้ดีกว่าการใช้รีคูเปอเรเตอร์)

ง. ค่าสูงสุดของ COP และ SMER โดย Tai และคณะ (1982b) พบว่าเมื่อระบบมีค่า COP สูงสุดทำให้ได้ SMER สูงสุดเช่นกัน แต่ Theerakulpisut (1990) และ Jia และคณะ (1990) กลับสรุปว่าที่ COP สูงสุด ไม่จำเป็นต้องได้ SMER สูงสุดเสมอไป

จ. อัตราส่วนอากาศบายพาส พบว่าเมื่ออัตราส่วนอากาศบายพาสเพิ่มขึ้น ค่า SMER เพิ่มขึ้น แต่เมื่อถึงจุดสูงสุดแล้ว SMER จะตกลง โดยมีอัตราส่วนอากาศบายพาสที่เหมาะสมอยู่ค่าหนึ่งเป็นข้อสรุปที่ Tai และคณะ (1982b) และ Jia และคณะ (1990) ได้กล่าวไว้ตรงกัน

จากที่สรุปประเด็นต่างๆมาทั้งหมดจะเห็นได้ว่า ยังมีหลายประเด็นที่มีความเห็นไม่ตรงกัน นอกจากนี้การศึกษาวิจัยที่มีมา ไม่ได้ศึกษาถึงอิทธิพลของสภาวะแวดล้อมได้อย่างครบถ้วน ดังนั้นในงานวิจัยนี้ จึงเป็นการทดลองเพื่อหาข้อสรุปที่แน่ชัดในประเด็นต่างๆ

1.6 วัตถุประสงค์

การวิจัยนี้มีจุดประสงค์ที่จะศึกษาถึงอิทธิพลของปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน ซึ่งปัจจัยเหล่านั้นได้แก่

- 1 อิทธิพลของอากาศแวดล้อม
- 2 อิทธิพลของระบบเปิดกับระบบกึ่งปิด
- 3 อิทธิพลของอัตราส่วนอากาศหมุนเวียนกลับ
- 4 อิทธิพลของอัตราส่วนอากาศบายพาส
- 5 เงื่อนไขการทำงานของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนสำหรับ SMER MER

และ COP สูงสุด

ทั้ง 5 ประเด็นนี้จะเป็นจุดประสงค์หลักสำหรับการวิจัยครั้งนี้ ซึ่งจะศึกษาทั้งทางทฤษฎีโดยการจำลองแบบด้วยคอมพิวเตอร์ และทดลองยืนยันความถูกต้องของแบบจำลอง

1.7 สรุป

ในบทนี้ได้สรุปพื้นฐานเบื้องต้นของขบวนการอบแห้ง และกลไกที่ควบคุมการอบแห้งของผลิตภัณฑ์ ซึ่งเป็นความเข้าใจเบื้องต้นอันจะนำไปสู่การพัฒนาระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนอย่างเป็นระบบ จากการตรวจเอกสาร พบว่าถึงแม้ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนจะถูกใช้ในกระบวนการอบแห้งอย่างกว้างขวาง แต่ก็ยังคงมีการวิจัยและพัฒนาระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนอย่างต่อเนื่อง ซึ่งแสดงให้เห็นว่า ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนเป็นเทคโนโลยีการอบแห้งที่ยังไม่มีข้อสรุปที่แท้จริงในขณะนี้ ดังจะเห็นได้จากงานวิจัยหลายๆเรื่องได้ข้อสรุปต่างกันไป การศึกษานี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อหาองค์ความรู้ที่ยืนยันความถูกต้องได้

บทที่ 2

การจำลองแบบระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน

2.1 บทนำ

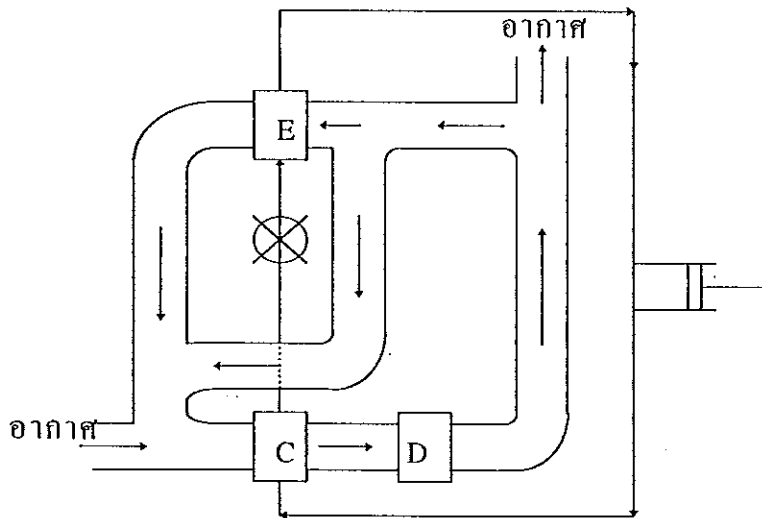
ในการศึกษาระบบทางความร้อนที่ซับซ้อน เช่นระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน การจำลองแบบทำให้เราสามารถศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆที่มีต่อระบบได้อย่างรวดเร็ว แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับใช้ในการจำลองแบบอาจเป็นสมการทางคณิตศาสตร์อย่างง่ายๆ หรืออาจเป็น สมการเชิงอนุพันธ์ที่ซับซ้อน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับลักษณะของระบบ และความถูกต้องแม่นยำของระบบที่ต้องการ ความยากและขนาดของแบบจำลองขึ้นอยู่กับรายละเอียด และสมมุติฐานของแต่ละองค์ประกอบในระบบ การจำลองแบบระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนได้มีผู้ทำการศึกษาไว้แล้ว เช่น Zylla และคณะ (1982) ใช้การจำลองแบบอย่างง่ายๆ ศึกษากระบวนการอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน โดยพิจารณาระบบทั้งระบบเป็นปริมาตรควบคุม มีพลังงานและมวลถ่ายเทเข้าออก ด้วยการสมดุลพลังงานและมวลที่ถ่ายเท ทำให้สามารถจำลองแบบระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนได้ การจำลองแบบของคณะวิจัยนี้ มีข้อที่น่าสนใจหลายประการคือ ประการแรกมีการสมมุติให้ค่า COP ของปั๊มความร้อนที่เกิดขึ้นจริง มีค่า 10.57 เท่าของ COP คาร์โนต ($COP_{\text{carnot}} = T_c / (T_c - T_e)$) บวกกับค่าคงที่ 0.448 ซึ่งเป็นการประมาณค่า COP ของระบบที่หยาบ ประการที่สองยังได้สมมุติให้มี อุณหภูมิแตกต่างระหว่างผิวคอยล์กับอากาศออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 5°C ซึ่งสมมุติฐานนี้อาจไม่เป็นจริงก็ได้ ประการที่สามได้สมมุติให้อากาศที่ออกจากฮีวเปโรเตอร์อยู่ในสภาพอิ่มตัว สมมุติฐานข้อนี้จะจริงก็ต่อเมื่อฮีวเปโรเตอร์มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมากๆ จากสมมุติฐานทั้งสามประการทำให้การจำลองแบบของคณะวิจัยดังกล่าว อาจไม่แม่นยำพอที่จะทำให้เข้าใจคุณลักษณะของปั๊มความร้อนได้อย่างถูกต้อง Chou และคณะ (1994) ทำการ

จำลองแบบระบบอบแห้งด้วยป้มความร้อน โดยใช้กฎข้อที่ 1 ของพลศาสตร์ความร้อน กับกระบวนการไซโครเมตริก วิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในระบบ และสมมุติให้ป้มความร้อนทำงานในสภาวะคงตัวตลอดเวลา โดยที่ COP ของป้มความร้อนเท่ากับ 8 ซึ่งเป็นการจำลองแบบที่พิจารณาเฉพาะกระบวนการที่เกิดขึ้นกับอากาศเท่านั้น ไม่ได้คำนึงถึงผลกระทบของระบบป้มความร้อน ทำให้การจำลองแบบนี้ไม่น่าจะมีความแม่นยำมากพอที่จะใช้ศึกษากระบวนการอบแห้งด้วยป้มความร้อนได้ Manuel และคณะ (1990) จำลองแบบป้มความร้อนโดยใช้หลักการของสมดุลพลังงาน ซึ่งสมมุติให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมในคอนเดนเซอร์และอีแวปโปเรเตอร์เท่ากับค่าคงที่ โดยไม่พิจารณาถึงการเปลี่ยนแปลงของสารทำความเย็น และยังไม่คำนึงถึงการกลั่นตัวของไอน้ำในอีแวปโปเรเตอร์ ทำให้เป็นแบบจำลองที่ค่อนข้างหยาบ Pendyala และคณะ (1990a) จำลองแบบป้มความร้อนโดยใช้หลักการถ่ายเทความร้อนและมวล และแบ่งพื้นที่ถ่ายเทความร้อนออกเป็นช่วงย่อย ตามสถานะของสารทำความเย็น และสถานะของอากาศ (ไอน้ำกลั่นตัวกับไอน้ำไม่กลั่นตัว) แต่ไม่ได้คำนึงถึงความดันตกในระบบ Jolly และคณะ (1990) และ Theerakulpisut (1990) จำลองแบบป้มความร้อนด้วยหลักการเหมือนกับ Pendyala และคณะ (1990a) แต่ได้คำนึงถึงความดันตกในระบบด้วย ซึ่งทำให้การจำลองแบบมีความยุ่งยากมากขึ้น แต่เมื่อตรวจสอบกับผลจากการทดลองปรากฏว่ามีความถูกต้องสูง Kiatsiriroat และคณะ (1994) สร้างระบบป้มความร้อนขึ้นเพื่อทดลองเก็บข้อมูลและนำข้อมูลที่ได้ไปใช้ในการจำลองแบบ โดยการจำลองแบบจะแยกเป็นแต่ละองค์ประกอบ ถึงแม้ว่า การจำลองแบบนี้จะมีความแม่นยำสูง แต่ก็ไม่เป็นสากล เพราะเป็นสมการเอมพิริคัลซึ่งใช้ได้เฉพาะระบบป้มความร้อนที่ทดลองเท่านั้น นอกจากนั้นไม่สามารถใช้กับระบบอบแห้งที่ใช้ป้มความร้อนได้ เพราะคอนเดนเซอร์กับอีแวปโปเรเตอร์ที่ใช้ทดลองเป็นชนิดที่ใช้กับน้ำไม่ใช่อากาศ จากตัวอย่างที่กล่าวมาจะเห็นว่า การจำลองแบบจะมีความยุ่งยากขึ้นอยู่สมมุติฐานที่ใช้ ถ้าต้องการให้ผลการจำลองแบบมีความถูกต้องมาก แบบจำลองที่ใช้จะมีความซับซ้อนและใหญ่มากขึ้น ซึ่งทำให้เสียเวลาในการคำนวณมากขึ้น

2.2 แบบจำลองระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน

2.2.1 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน

ปั๊มความร้อนมีองค์ประกอบหลักที่สำคัญอยู่ 4 องค์ประกอบด้วยกัน คือ คอมเพรสเซอร์ คอนเดนเซอร์ อีแวปโปเรเตอร์ และเอ็กเพนชันวาล์ว ซึ่งทำงานแบบวัฏจักรอัดไอ (vapor compression cycle) ร่วมกับวงจรอากาศดังแสดงในรูปที่ 2.1 ในรูปที่ 2.2 แสดงไดอะแกรมของความดันกับเอนทัลปีของวัฏจักรอัดไอ ซึ่งวัฏจักรนี้เปลี่ยนแปลงจากวัฏจักรอัดไอตามทฤษฎีด้วยเหตุผลหลายประการ คือเกิดความดันตกที่เส้นทางเข้าและทางออกของคอมเพรสเซอร์ เกิดความดันตกในคอนเดนเซอร์ อีแวปโปเรเตอร์ และท่อต่างๆ ขบวนการอัดในคอมเพรสเซอร์สมมติให้เป็นแบบโพลีโทรปิก(polytropic)

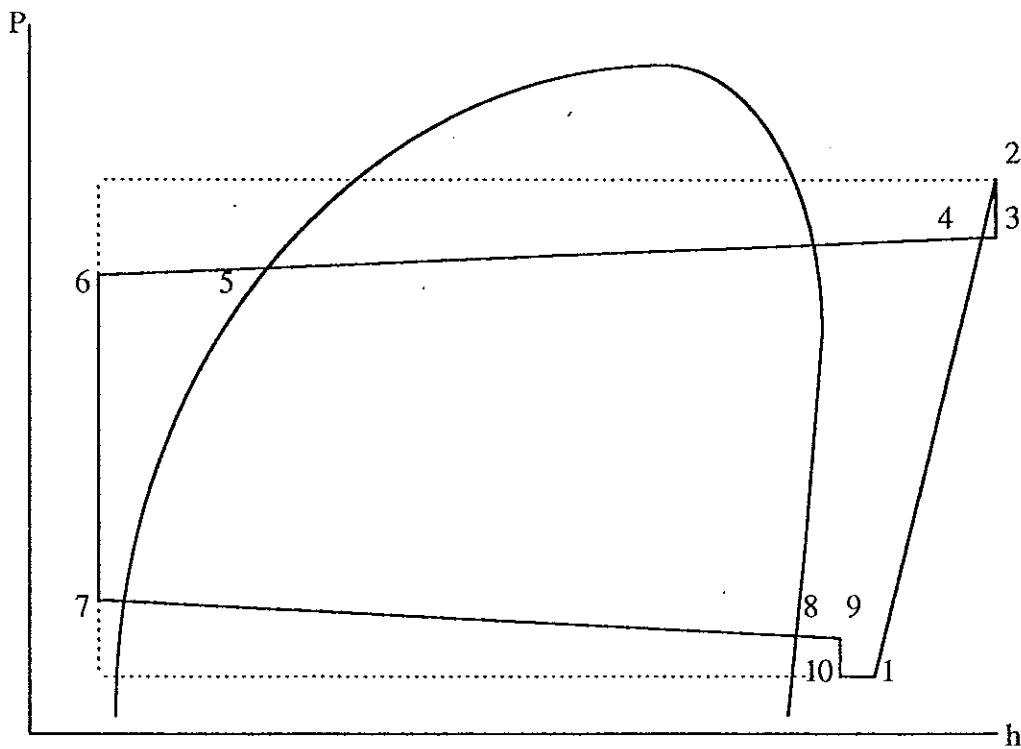


รูปที่ 2.1 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน, C=คอนเดนเซอร์

D=เครื่องอบแห้ง E=อีแวปโปเรเตอร์

จุดที่ 1 ในรูปที่ 2.2 คือ สภาวะของสารทำความเย็นในระบอบอุณหภูมิก่อนการอัด สารทำความเย็นถูกอัดแบบโพลีโทรปิก จนถึงสภาวะที่ 2 และออกจากท่อจ่ายของคอมเพรสเซอร์ที่สภาวะ 3 โดยมีความดันตกเนื่องจากเส้นทางออกของคอมเพรสเซอร์ สารทำความเย็นเข้าคอนเดนเซอร์ที่สภาวะ 4 ถ่ายเทความร้อนและเปลี่ยนสภาพจากไอเป็นของเหลวออกจากคอนเดนเซอร์ และออกจากคอนเดนเซอร์ที่สภาวะ 5 ก่อนเข้าสู่เอ็กเพน

ชั้นเวลาที่สถานะ 6 โดยมีความดันตกในท่อ (5-6) สารทำความเย็นลดความดันผ่านเอ็กแพนชันวาล์วแบบขบวนการเอนทาลปีคงที่ไปที่สถานะ 7 และดูดความร้อนในขบวนการ 7-8 ซึ่งเป็นการถ่ายเทความร้อนในอีแวปโปเรเตอร์ ก่อนจะเข้าสู่ท่อชุดและเส้นทางเข้าของคอมเพรสเซอร์ที่สถานะ 8 และ 9 ตามลำดับ ความดันตก 9-10 เกิดเพราะเส้นทางเข้าของคอมเพรสเซอร์ ขบวนการจาก 10-1 เป็นผลจากความร้อนของลูกสูบและกระบอกสูบถ่ายเทให้กับสารทำความเย็นช่วงที่ถูกอัด



รูปที่ 2.2 ไคอะแกรมความดัน-เอนทาลปีของสารทำความเย็น

2.2.2 ขั้นตอนโปรแกรมจำลองแบบ

โปรแกรมจำลองแบบสำหรับระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนในรูปแบบที่ 2.1 เริ่มต้นจาก สมบัติความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์ (P_{r1}, T_{r1}) และทางด้านอากาศต้องสมบัติสถานะอากาศก่อนเข้าเครื่องอบแห้ง ($T_{a_{di}}, \omega_{a_{di}}$) จากนั้นคำนวณสถานะที่ตำแหน่งต่างๆ ทั้งด้านสารทำความเย็นและด้านอากาศ โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องตามลำดับดังตารางที่ 2.1 (โปรแกรมจำลองแบบทั้งหมดแสดงในภาคผนวกที่ 1) ต่อไปนี้

ตารางที่ 2.1 ขั้นตอนโปรแกรมจำลองแบบ

สถานะ	คุณสมบัติเข้า	แบบจำลอง	ขบวนการ	พารามิเตอร์ที่ได้
	$Ta_{di}, \omega a_{di}, DE$	เครื่องอบแห้ง	อุณหภูมิกระเปาะ เปียกคงที่	$Ta_{do}, \omega a_{do}$
2	Pr_1, Tr_1	คอมเพรสเซอร์	อะเดียเบติก-โพสที โทรปีค	Pr_2, Tr_2, W_c, Mr
3*	Pr_2, Tr_2	-	อะเดียเบติก	Pr_3, Tr_3
4	Pr_3, Tr_3, Mr	ท่อ	อะเดียเบติก	Pr_4, Tr_4
5	$Ta_{di}, \omega a_{di}, Ma_{tot}, Pr_4,$ Tr_4, Mr	คอนเดนเซอร์	ถ่ายเทความร้อน	Ta_{ci}, Pr_5, Tr_5
6	Pr_5, Tr_5, Mr	ท่อ	อะเดียเบติก	Pr_6, Tr_6, hr_6
10*	Pr_1, Tr_1	-	ถ่ายเทความร้อน	Pr_{10}, Tr_{10}
9+	Pr_{10}, Tr_{10}	-	อะเดียเบติก	Pr_9, Tr_9
8	Pr_9, Tr_9, Mr	ท่อ	อะเดียเบติก	Pr_8, Tr_8
7	$Pr_8, Tr_8, Mr, Ta_{do},$ $\omega a_{do}, Ma_e$	อีแวโปเร เตอร์	ถ่ายเทความร้อน และมวล	$Pr_7, Tr_7, hr_7,$ $Ta_{co}, \omega a_{co}$
	$Ta_{co}, \omega a_{co}, Ma_e, Ta_{do},$ $\omega a_{do}, Ma_{bp}, Ta_{am},$ $\omega a_{am}, Ma_{am}$	-	การผสมแบบ อะเดียเบติก	$Ta_{mix}, \omega a_{mix}$

* สมมุติความดันตกจาก Threlkeld (1972)

+ สมมุติการถ่ายเทความร้อนจาก Threlkeld (1972)

เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่สถานะ 6 ของการจำลองแบบจะต้องเท่ากับค่า
เอนทาลปีที่สถานะ 7 มิฉะนั้น โปรแกรมจะเริ่มการคำนวณ โดยสมมุติ Pr_1, Tr_1 ใหม่ การ

คำนวณจะช้าจนกว่าเอนทาลปีที่สภาวะ 6 เท่ากับที่สภาวะ 7 การคำนวณด้านสารทำความเย็นจึงสิ้นสุด แต่จะเริ่มตรวจสอบความสอดคล้องของวงจรรออากาศ

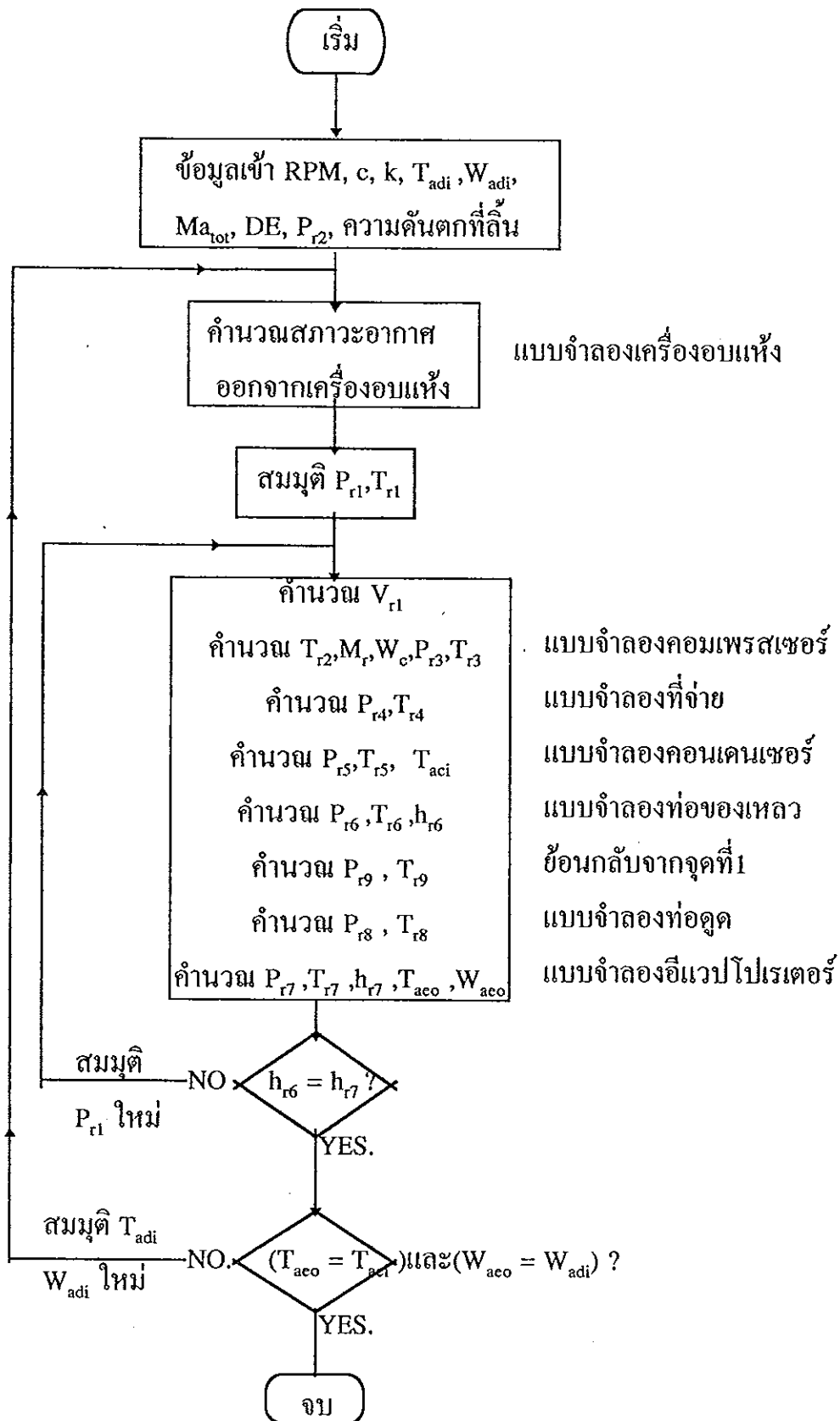
ในวงจรรออากาศจะเริ่มจากสมมติสภาวะของอากาศก่อนเข้าเครื่องอบแห้ง (หรือที่ออกจากคอนเดนเซอร์) แล้วใช้แบบจำลองเครื่องอบแห้งหาค่าคุณสมบัติของอากาศ (Ta, Wa) ที่ออกจากเครื่องอบแห้ง (และเข้าอีแวปโปเรเตอร์) ในการคำนวณการถ่ายเทความร้อนและมวลของคอนเดนเซอร์และอีแวปโปเรเตอร์ ระหว่างอากาศกับสารทำความเย็น จะทำให้ได้คุณสมบัติอากาศที่ออกจากคอนเดนเซอร์และอีแวปโปเรเตอร์ สภาวะของอากาศที่เข้าคอนเดนเซอร์ต้องเท่ากับสภาวะอากาศหลังผสม ถ้าไม่เท่ากันจะต้องเริ่มต้นคำนวณใหม่ทั้งหมด (ทั้งวงจรรออากาศทำความเย็นและวงจรรออากาศ) สำหรับระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่เป็นระบบเปิด การคำนวณด้านอากาศจะง่ายกว่าเพราะไม่จำเป็นต้องเปรียบเทียบสมดุลมวลและพลังงานของอากาศ โครงสร้างและขบวนการคำนวณที่กล่าวมาแสดงดังรูปที่ 2.3 ส่วนรายละเอียดของแบบจำลองแต่ละองค์ประกอบและการจำลองแบบเครื่องอบแห้งจะได้กล่าวแยกในหัวข้อต่อไป

2.2.3 สมมุติฐานและข้อตกลงเบื้องต้น

การจำลองแบบด้วยคอมพิวเตอร์จะให้เหมือนของจริงทุกประการนั้น ทำได้ยากและซับซ้อนมาก เพื่อให้การจำลองแบบทำได้ง่ายขึ้น จึงจำเป็นต้องตัดบางส่วนที่สามารถละทิ้งได้ออกไป ซึ่งก็ขึ้นอยู่กับสมมุติฐานที่ตั้งขึ้นในการจำลองแบบ สมมุติฐานและข้อตกลงที่ใช้ในการจำลองแบบครั้งนี้ได้แก่

1. ปั๊มความร้อน ทำงานที่สภาวะคงตัว
2. ไม่มีการถ่ายเทความร้อนเข้าและออกผ่านผนังท่อและผนังของส่วนต่างๆ
3. ความดันของอากาศภายในระบบมีค่าเท่ากับความดันบรรยากาศ
4. สภาวะแวดล้อมคงที่ตลอดช่วงเวลาของการอบแห้ง
5. ความร้อนที่สะสมในผนังท่อต่างๆมีค่าน้อยมาก
6. การกระจายของอุณหภูมิและความเร็วของอากาศสม่ำเสมอทั่วหน้าตัด
7. กระบวนการในเครื่องอบแห้งเป็นแบบอุณหภูมิกระเปาะเปียกคงที่
8. กระบวนการอัดในคอมเพรสเซอร์เป็นโพลีโทรปิกและไม่มีความร้อนสูญเสีย

จากคอมเพรสเซอร์



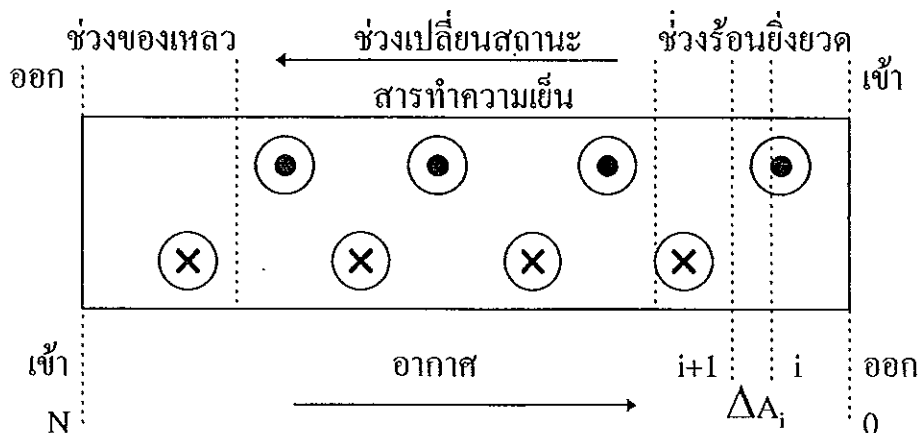
รูปที่ 2.3 ขั้นตอนวิธีของการจำลองแบบระบบอบแห้งด้วยน้ำมันความร้อน

- 9.สารทำความเย็นของปั๊มความร้อนคือ Chlorodifluoromethane หรือ R-22
- 10.กระบวนการขยาย (expansion process) เป็นกระบวนการเอนทาลปีคงที่
- 11.ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศมีค่าคงที่
- 12.ความหนาของฟิล์มน้ำที่กลั่นตัวในอีแวปโปเรเตอร์มีค่าคงที่เท่ากับ 0.0001 เมตร
- 13.ขบวนการผสมกันของอากาศเป็นแบบอะเดียแบติก
- 14.ประสิทธิภาพของมอเตอร์เท่ากับ 80%

นอกจากสมมุติฐานหลักทั้ง 14 ข้อที่กล่าวมาแล้ว ยังมีสมมุติฐานของส่วนอื่นๆอีกที่จะได้กล่าวในหัวข้อต่อไป

2.3 แบบจำลองของคอนเดนเซอร์

แบบจำลองของคอนเดนเซอร์และอีแวปโปเรเตอร์จะคล้ายกันและใช้หลักการเดียวกัน แต่การคำนวณของคอนเดนเซอร์จะง่ายกว่า เพราะที่ไม่มีกรกลั่นตัวของไอน้ำที่ผิวคอยล์ พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์จะถูกแบ่งออกเป็นสามส่วน ส่วนแรกเป็นช่วงลดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด ส่วนที่สองช่วงเปลี่ยนสถานะ และส่วนที่สามช่วงสารทำความเย็นเป็นของเหลว ดังแสดงในรูปที่ 2.4 ในแต่ละส่วนของคอนเดนเซอร์ จะ



รูปที่ 2.4 การแบ่งพื้นที่ในคอนเดนเซอร์ (การถ่ายเทความร้อนเป็นแบบไหลขวาง)

ถูกจำลองแบบแยกจากกัน โดยหลักการแล้วการจำลองแบบคอนเดนเซอร์ ก็เพื่อต้องการทำนายสภาวะอากาศที่ออกจากคอนเดนเซอร์ (โดยทราบสภาวะอากาศที่เข้า) และปริมาณความร้อนที่ระบายออกจากคอนเดนเซอร์ เพื่อคำนวณหาสิ่งเหล่านี้ พื้นที่ของคอนเดนเซอร์ถูกแบ่งออกเป็นพื้นที่เล็กๆ ΔA จำนวน N ส่วน ($\Delta A = A_{\text{total}}/N$)

2.3.1 การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในคอนเดนเซอร์จะใช้วิธีของ effectiveness-NTU ซึ่งพัฒนาขึ้นครั้งแรกโดย Kays และ London (1964) ในวิธีนี้ นิยามให้ค่ายังผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (effectiveness, ε) เท่ากับ ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้จริงต่อปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้สูงสุด นั่นคือ

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{act}}}{Q_{\text{max}}} \quad \text{-----} \quad (2.1)$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้สูงสุด เกิดขึ้นกับของไหลที่มีค่าผลคูณของความจุความร้อนกับอัตราการไหลเชิงมวลต่ำสุด โดยมีอุณหภูมิเปลี่ยนแปลงเท่ากับผลต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลร้อนกับของไหลเย็น หรือได้ว่า

$$Q_{\text{max}} = (MC_p)_{\text{min}} (T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}}) \quad \text{-----} \quad (2.2)$$

ดังนั้น หากทราบค่า ε และ Q_{max} ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้จริงเท่ากับ

$$Q_{\text{act}} = \varepsilon (MC_p)_{\text{min}} (T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}}) \quad \text{-----} \quad (2.3)$$

$$Q_{\text{act}} = (MC_p)_h (T_{h,\text{in}} - T_{h,\text{out}}) \quad \text{-----} \quad (2.4)$$

$$Q_{\text{act}} = (MC_p)_c (T_{c,\text{out}} - T_{c,\text{in}}) \quad \text{-----} \quad (2.5)$$

จากสมการที่ 2.3-2.5 ทำให้ได้ว่า

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{c,\text{out}} - T_{c,\text{in}})}{C_{\text{min}} (T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}})} \quad \text{-----} \quad (2.6)$$

และ
$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,\text{in}} - T_{h,\text{out}})}{C_{\text{min}} (T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}})} \quad \text{-----} \quad (2.7)$$

เมื่อ ε = ค่ายังผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (dimensionless)

$C_c = (MC_p)_c$ = อัตราความจุความร้อนของของไหลเย็น (kW/K)

$C_h = (MC_p)_h$ = อัตราความจุความร้อนของของไหลร้อน (kW/K)

M = อัตราการไหลเชิงมวลของของไหล (kg/s)

C_p = ความจุความร้อนจำเพาะ (kJ/kg·K)

C_{\min} = ค่าต่ำสุดของ C_c และ C_h

$T_{c,out}$ = อุณหภูมิขาออกของของไหลเย็น(K)

$T_{c,in}$ = อุณหภูมิขาเข้าของของไหลเย็น(K)

$T_{h,out}$ = อุณหภูมิขาออกของของไหลร้อน(K)

$T_{h,in}$ = อุณหภูมิขาเข้าของของไหลร้อน(K)

สำหรับการถ่ายเทความร้อนในช่วงสถานะเดียว (ช่วงลดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด และช่วงสารทำความเย็นเหลือ) ค่ายังผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวาง เมื่อของไหลทั้งสองไม่ผสมกันหาได้จากความสัมพันธ์ที่อ้างโดย Incropera และ DeWitt (1990) คือ

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{NTU^{0.22} \exp(-CNTU^{0.78}) - 1}{C}\right] \quad \text{-----} (2.8)$$

เมื่อ NTU = จำนวนหน่วยถ่ายเท (dimensionless)

C = อัตราส่วนความจุความร้อนของ 2 ของไหล = C_{\min}/C_{\max}

C_{\min} = อัตราความจุความร้อนที่น้อยกว่าระหว่าง C_c และ C_h (kW/K)

C_{\max} = อัตราความจุความร้อนที่มากกว่าระหว่าง C_c และ C_h (kW/K)

ในกรณีของคอนเดนเซอร์ สารทำความเย็นจะมีอุณหภูมิสูงกว่าอากาศ จากสมการที่ 2.6 และ 2.7 จะได้

$$\varepsilon = \frac{C_a (T_{a,out} - T_{a,in})}{C_{\min} (T_{r,in} - T_{a,in})} \quad \text{-----} (2.9)$$

และ
$$\varepsilon = \frac{C_r (T_{r,in} - T_{r,out})}{C_{\min} (T_{r,in} - T_{a,in})} \quad \text{-----} (2.10)$$

เมื่อ $C_a = (M_a C_{pa})$ = อัตราความจุความร้อนของอากาศ (kW/K)

$C_r = (M_r C_{pr})$ = อัตราความจุความร้อนของสารทำความเย็น (kW/K)

C_{pa} = ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ (kJ/kg·K)

C_{pr} = ความจุความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็น (kJ/kg·K)

$T_{a,out}$ = อุณหภูมิขาออกของอากาศ (K)

$T_{a,in}$ = อุณหภูมิขาเข้าของอากาศ (K)

$T_{r,out}$ = อุณหภูมิขาออกของสารทำความเย็น (K)

$T_{r,in}$ = อุณหภูมิขาเข้าของสารทำความเย็น (K)

เพื่อจะใช้สมการที่ 2.8, 2.9 และ 2.10 หาอุณหภูมิขาออกของอากาศและสารทำความเย็นจำเป็นต้องทราบค่า NTU ก่อนซึ่งหาได้จาก

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad \text{-----} (2.11)$$

โดยที่ U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (kW/m²·K)

A = พื้นที่ถ่ายเทความร้อน (m²)

จากสมการที่ 2.9 และ 2.10 เขียนใหม่ได้เป็น

$$T_{a,out} = T_{a,in} + \varepsilon \frac{C_{min} (T_{r,in} - T_{a,in})}{C_a} \quad \text{-----} (2.12)$$

$$T_{r,out} = T_{r,in} - \varepsilon \frac{C_{min} (T_{r,in} - T_{a,in})}{C_r} \quad \text{-----} (2.13)$$

จากสมการที่ 2.12 และ 2.13 ทำให้สามารถหาอุณหภูมิขาออกของอากาศและสารทำความเย็นได้ โดยค่า C_{min} ในสมการที่ 2.12 และ 2.13 คือค่าน้อยกว่าของ C_a และ C_r ตามลำดับ ในสมการทั้งสองนี้สมมติว่าทราบค่าของ $T_{r,in}$ และ $T_{a,in}$ แล้ว สำหรับค่า U ของท่อแวนอนมีครีป สามารถหาได้โดยใช้สมการต่อไปนี้

$$\frac{1}{U} = \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o \ln(D_o / D_i)}{2\pi K_c L} + \frac{1}{\eta_o h_o} \quad \text{-----} (2.14)$$

และ
$$\eta_o = \left[1 - (1 - \eta_r) \frac{A_r}{A_o} \right] \quad \text{-----} (2.15)$$

เมื่อ A_o = พื้นที่ผิวรวมภายนอก (พื้นที่ครีป + พื้นที่คอยล์ที่ไม่มีครีป) (m²)

A_i = พื้นที่ผิวภายใน (m²)

A_f = พื้นที่ครีป (m²)

D_o = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ (m)

D_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)

L = ความยาวท่อ (m)

η_f = ประสิทธิภาพของครีป (dimensionless)

h_i = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็น ($\text{kW/m}^2\cdot\text{K}$)

h_o = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ ($\text{kW/m}^2\cdot\text{K}$)

K_c = ค่าการนำความร้อนของท่อ ($\text{kW/m}\cdot\text{K}$)

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นและอากาศ หาได้จากความสัมพันธ์
 เอมพิริกัล ที่จะได้กล่าวในตอนท้ายของบทนี้ ส่วนประสิทธิภาพของครีปหาได้โดยใช้
 สมการของ Kraus (1964) ซึ่งมีดังนี้

$$\eta_f = \left\{ \frac{2r_i \left[I_1(Mr_c)K_1(Mr_i) - K_1(Mr_c)I_1(Mr_i) \right]}{M(r_c^2 - r_i^2) \left[I_0(Mr_i)K_1(Mr_c) - K_0(Mr_i)I_1(Mr_c) \right]} \right\} \quad (2.16)$$

$$r_c = r_o + d/2 \quad (2.17)$$

$$r_o = \sqrt{\frac{ab}{\pi}} \quad (2.18)$$

$$M = \sqrt{\frac{2h_o}{K_f d}} \quad (2.19)$$

เมื่อ r_i = รัศมีภายในของท่อ (m)

d = ความหนาของครีป (m)

a = ระยะระหว่างท่อ (m)

b = ระยะระหว่างแถว (m)

h_o = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ ($\text{kW/m}^2\cdot\text{K}$)

K_f = ค่าการนำความร้อนของครีป ($\text{kW/m}\cdot\text{K}$)

$I_0(x)$, $I_1(x)$ = ค่า Bessel function ชนิดที่ 1 อันดับที่ 0 และ 1 ที่ปรับปรุง

แล้ว

$K_0(x)$, $K_1(x)$ = ค่า Bessel function ชนิดที่ 2 อันดับที่ 0 และ 1 ที่

ปรับปรุงแล้ว

ค่า $I_0(x)$, $I_1(x)$, $K_0(x)$ และ $K_1(x)$ ได้แสดงผลไว้เป็นตาราง (Kraus, 1964) แต่เพื่อความสะดวกในการจำลองแบบ จึงได้สร้างสมการโดย $I_0(x)$, $I_1(x)$ แสดงได้โดยสมการโพลีโนเมียล และ $K_0(x)$, $K_1(x)$ แสดงโดยสมการเอ็กโปเนนเชียล ดังสมการที่ 2.20-2.23 โดยมีความคลาดเคลื่อนน้อยกว่า 1%

$$I_0(x) = 1.0001461109 - 0.0026913316X + 0.2616266435X^2 \\ - 0.0209803336X^3 + 0.0350951425X^4 - 0.0101579615X^5 \\ + 0.0034780949X^6 - 0.0004989208X^7 + 0.0000429491X^8 \quad \text{-----} (2.20)$$

เมื่อ $0 \leq X \leq 5$ และมีความคลาดเคลื่อนสูงสุด 0.01%

$$I_1(x) = 0.5002221259X - 0.0015605542X^2 + 0.0664345021X^3 \\ - 0.0049423708X^4 + 0.0061227429X^5 - 0.0014967267X^6 \\ + 0.0004354661X^7 + 0.0000547089X^8 + 0.0000042301X^9 \quad \text{-----} (2.21)$$

เมื่อ $0 \leq X \leq 5$ และมีความคลาดเคลื่อนสูงสุด 0.1%

$$K_0(x) = \exp(1.6366904528 - 13.1294969274X + 83.83857315X^2 \\ - 365.93461292X^3 + 952.55602973X^4 - 1487.8824589X^5 \\ + 1366.0370768X^6 - 678.5814022X^7 + 140.59517109X^8) \quad \text{-----} (2.22a)$$

เมื่อ $0 < X < 1.0$ มีความคลาดเคลื่อนน้อยกว่า 1%

$$K_0(x) = \exp(0.8725858774 - 2.2338571083X + 0.7513282356X^2 \\ - 0.3400164863X^3 + 0.1030602956X^4 - 0.0198964208X^5 \\ + 0.0022919408X^6 - 0.000136678X^7 + 0.0000028638X^8) \quad \text{-----} (2.22b)$$

เมื่อ $1.0 \leq X \leq 5$ มีความคลาดเคลื่อนน้อยกว่า 0.2%

$$K_1(x) = \exp(5.484020443 - 107.601215912X + 1938.0859243X^2 \\ - 22107.978507X^3 + 155808.4237X^4 - 690555.72918X^5)$$

$$+1925685.3465X^6 - 3274359.087X^7 + 3098162.2475X^8 - 1249520.323X^9) \quad \text{-----} \quad (2.23a)$$

โดยที่ $0 < X < 0.5$ และมีความคลาดเคลื่อนสูงสุด 1%

$$K_1(x) = \exp(2.2460668724 - 4.9078379047X + 3.9009681107X^2 - 2.6188842872X^3 + 1.1381435515X^4 - 0.315682764X^5 + 0.0538130288X^6 - 0.0051278227X^7 + 0.0002088223X^8) \quad \text{-----} \quad (2.23b)$$

โดยที่ $0.5 \leq X \leq 5$ และมีความคลาดเคลื่อนสูงสุด 0.1%

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในช่วงเปลี่ยนสถานะ จะมีความแตกต่างจากการถ่ายเทความร้อนในช่วงสถานะเดียว ในช่วงเปลี่ยนสถานะ ไม่มีการคำนวณอุณหภูมิของสารทำความเย็นขาออก (ช่วงนี้อุณหภูมิของสารทำความเย็นไม่เปลี่ยนแปลง) ดังนั้นจะหาเฉพาะอุณหภูมิของอากาศขาออกเท่านั้น ค่าความจุความร้อนของสารทำความเย็นมีค่าเป็นอนันต์ (Kays and London, 1964) ยังผลให้ค่า $C_{\min}/C_{\max} = 0$ ซึ่งค่ายังผลของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนในช่วงนี้หาได้จากสมการ ดังนี้คือ

$$\varepsilon_{tp} = 1 - \exp(-NTU_{tp}) \quad \text{-----} \quad (2.24)$$

และค่า $C_{\min} = C_a$ จากสมการที่ 2.9 ทำให้ได้

$$\varepsilon_{tp} = \frac{(T_{a,out} - T_{a,in})_{tp}}{(T_{r,in} - T_{a,in})_{tp}} \quad \text{-----} \quad (2.25)$$

หรือเขียนใหม่ได้เป็น

$$(T_{a,out})_{tp} = (T_{a,in})_{tp} + \varepsilon_{tp}(T_{r,in} - T_{a,in})_{tp} \quad \text{-----} \quad (2.26)$$

ตัวห้อย tp หมายถึงอยู่ในช่วงเปลี่ยนสถานะ อุณหภูมิของสารทำความเย็นเข้าและออกจะเท่ากับอุณหภูมิมืดตัว ส่วนค่า NTU ในช่วงนี้ยังคงใช้สมการที่ 2.11

2.3.2 การวิเคราะห์ความดันตก

ความดันตกในป้อนความร้อนเกิดขึ้นทั้งในช่วงสถานะเดียวและช่วงเปลี่ยนสถานะ ปัจจัยที่ทำให้เกิดความดันตกกับของไหลที่กำลังไหลอยู่คือ ความเสียดทาน (friction) แรงโน้มถ่วง (gravity) และความเร่ง (acceleration) ในการจำลองแบบนี้สมมติให้ท่อของสารทำความเย็นวางอยู่ในแนวนอน จึงไม่ต้องพิจารณาความดันตกเนื่องจากแรงโน้ม

ถ่วง ความดันตกในคอนเดนเซอร์ถูกแบ่งออกเป็น 3 ส่วน เหมือนกับการถ่ายเทความร้อนคือความดันตกช่วงลดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด ช่วงเปลี่ยนสถานะและความดันตกในช่วงสารทำความเย็นเหลว และยังได้แบ่งย่อยความดันตกในแต่ละช่วงเป็นความดันตกในท่อตรงกับความดันตกในท่อโค้งอีกด้วย

2.3.2.1 ความดันตกในสถานะเดียว

การคำนวณความดันตกในสถานะเดียว (ช่วงลดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวดและช่วงสารทำความเย็นเหลว) ทั้งในท่อตรงและท่อโค้ง จะไม่พิจารณาความดันตกเนื่องจากความเร่ง ($\Delta P_a = G^2[v_2 - v_1]$ เมื่อ v_2 และ v_1 คือปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นที่ทางออกและทางเข้าซึ่งเปลี่ยนแปลงไม่มาก) เพราะมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับความดันตกจากความเสียดทาน

ก) ความดันตกในท่อตรงหาได้จาก

$$\Delta P_{spst} = f \frac{L\rho V^2}{2D_i} \quad \text{-----} (2.27)$$

เมื่อ ΔP_{spst} = ความดันตกช่วงสถานะเดียวในท่อตรง (N/m^2)

f = สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (dimensionless)

L = ความยาวท่อ (m)

ρ = ความหนาแน่นของสารทำความเย็น (kg/m^3)

V = ความเร็วของสารทำความเย็น (m/s)

D_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)

ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสามารถแบ่งเป็น 2 ช่วงดังนี้

การไหลเป็นแบบราบเรียบ ($Re < 2300$)

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{-----} (2.28)$$

$$Re = \frac{\rho V D_i}{\mu} \quad \text{-----} (2.29)$$

การไหลเป็นแบบปั่นป่วน ($Re > 2300$)

$$\frac{1}{f^{0.5}} = 2.0 \log(Re^{0.5}) - 0.8 \quad \text{-----} (2.30)$$

ข) ความดันตกในท่อโค้ง

$$\Delta P_{\text{sprb}} = \frac{K_f \rho V^2}{2} \quad \text{-----} (2.31)$$

เมื่อ ΔP_{sprb} = ความดันตกในท่อโค้ง (N/m²)

K_f = สัมประสิทธิ์ความสูญเสียของท่อโค้ง (dimensionless)

สมการที่ 2.31 นี้ สามารถใช้หาความดันตกในท่อข้อ ข้อต่อและวาล์วต่างๆ ได้ด้วย ถ้ารู้ค่า K_f ของแต่ละกรณี สำหรับความดันตกรวมในช่วงสถานะเดียว คือผลรวมของความดันตกจากสมการที่ 2.27 และ 2.31

2.3.2.2 ความดันตกในช่วงเปลี่ยนสถานะ

ก) ความดันตกในท่อตรง

ความดันตกในระหว่างเปลี่ยนสถานะในท่อตรงหาได้จากความสัมพันธ์ที่

Travis และคณะ (1973) ได้กล่าวไว้

$$\frac{\Delta P}{\Delta Z} = \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z} \right)_f + \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z} \right)_g + \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z} \right)_a \quad \text{-----} (2.32)$$

โดยที่ $\frac{\Delta P}{\Delta Z}$ คือความดันตกต่อความยาวท่อ และตัวห้อย f, g และ a คือความดัน

ตกเนื่องจากความเสียดทาน แรงโน้มถ่วงและความเร่งตามลำดับ ตามที่ได้กล่าวไว้ข้างต้นว่าจะไม่พิจารณาความดันตกเนื่องจากแรงโน้มถ่วงเพราะท่ออยู่ในแนวนอน ดังนั้น

$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z} \right)_g$ มีค่าเท่ากับศูนย์ ส่วนอีกสองพจน์ที่เหลือมีค่าดังนี้

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z} \right)_f = -0.09 \left(\frac{G_v^2}{\rho_v D_i} \right) \left(\frac{\mu_v}{G_v D_i} \right)^{0.2} \left\{ 1 - 2.85 \left[\left(\frac{\mu_1}{\mu_v} \right)^{0.1} \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_1} \right)^{0.5} \right]^{0.523} \right\}^2 \quad \text{-----} (2.33)$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z} \right)_a = - \left(\frac{G_v^2}{\rho_v} \right) \left(\frac{\Delta X}{\Delta Z} \right) \left[2X + (1-2X) \left(\frac{\rho_v}{\rho_1} \right)^{1/3} + (1-2X) \left(\frac{\rho_v}{\rho_1} \right)^{2/3} - 2(1-X) \left(\frac{\rho_v}{\rho_1} \right) \right] \quad \text{-----} (2.34)$$

และ $\frac{dX}{dZ} = \frac{X_o - X_i}{L} \quad \text{-----} (2.35)$

$$G_v = GX \quad \text{-----} \quad (2.36)$$

เมื่อ G = ความเร็วมวลต่อพื้นที่ ($\text{kg/m}^2\text{s}$)

X = คุณภาพไอของสารทำความเย็น (dimensionless)

ตัวห้อย v และ l คือสถานะอิ่มตัวของสารทำความเย็นที่เป็นไอและของเหลวตามลำดับ ค่า X_0 และ X_j คือคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ทางออกและทางเข้าของคอนเดนเซอร์ ซึ่ง X_j จะเท่ากับหนึ่งเสมอ ความดันตกที่หาได้จากสมการที่ 2.32 นี้เป็นความดันตกที่คุณภาพไอของสารทำความเย็นเท่ากับ X ใดๆ ดังนั้นการหาความดันตกในช่วงนี้จึงต้องแบ่งคุณภาพไอออกเป็น ΔX แล้วจึงนำความดันตกของแต่ละ ΔX มารวมกัน

ข) ความดันตกในท่อโค้ง

ท่อโค้งในคอนเดนเซอร์อยู่ที่ปลายทั้งสองข้างของแผงคอนเดนเซอร์ ซึ่งในการติดตั้งจะไม่มี การถ่ายเทความร้อน เพราะไม่มีอากาศอบแห้งไหลผ่านท่อโค้งนี้ การหาความดันตกในช่วงนี้ สมมุติให้สารทำความเย็นมีคุณภาพไอคงที่เพราะสารทำความเย็นในท่อโค้งนี้ไม่ได้สัมผัสกับอากาศที่ไหลอยู่ในระบบ การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นเฉพาะกับอากาศภายนอกเท่านั้นซึ่งเป็นการถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อนแบบธรรมชาติ ปริมาณความร้อนถ่ายเทไม่มากนัก และท่อโค้งก็มีความยาวไม่มาก ดังนั้นจึงมีเหตุผลพอที่จะให้คุณภาพไอของสารทำความเย็นในท่อโค้งคงที่ ความดันตกสามารถหาได้โดยใช้สมการ ของ Geary (1975) ซึ่งมีดังนี้

$$\Delta P_{\text{tpb}} = f_{\text{tp}} \frac{L \rho_v V_v^2}{2D_i} \quad \text{-----} \quad (2.37)$$

เมื่อ

$$f_{\text{tp}} = 144(5.58 \times 10^{-6}) \frac{\text{Re}_v^{0.5}}{\exp\left(\frac{0.215C_d}{D_i}\right) X^{1.25}} \quad \text{-----} \quad (2.38)$$

$$V_v = \frac{GX}{\rho_v} \quad \text{-----} \quad (2.39)$$

$$\text{Re}_v = \frac{V_v D_i \rho_v}{\mu_v} \quad \text{-----} \quad (2.40)$$

โดยที่ $C_d =$ ระยะจากจุดศูนย์กลางถึงจุดศูนย์กลางของท่อโค้ง (m)

2.3.2.3 ลำดับขั้นการจำลองแบบคอนเดนเซอร์

ตามที่ได้กล่าวไว้ตอนต้นว่า ในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนและการวิเคราะห์ความดันตกภายในคอนเดนเซอร์นั้น จะแบ่งพื้นที่ของคอนเดนเซอร์ออกเป็นพื้นที่ย่อยๆ (ΔA) ดังในรูปที่ 2.4 สภาวะขาออกของการคำนวณที่จุด i จะเป็นสภาวะขาเข้าของการคำนวณที่จุด $i+1$ (i คือจำนวนเต็มบวกตั้งแต่ 0 ถึง N) การจำลองแบบของคอนเดนเซอร์เริ่มจากช่วงหลอดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด โดยในงานวิจัยนี้ ทราบสภาวะของสารทำความเย็นเข้า (T_{r_i}) ซึ่งคือสถานะของสารทำความเย็นที่จุด 4 ในรูปที่ 2.1 นั่นเอง และทราบสภาวะอากาศออกที่จุด i (T_{a_i}) หรือหมายถึงสภาวะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้ง ($T_{a_{off}}$, ω_{off}) สิ่งที่ต้องการหาคือสภาวะของสารทำความเย็นออกที่จุด $i+1$ กับสภาวะอากาศเข้าที่จุด $i+1$ (อากาศไหลสวนทางกับสารทำความเย็น) แต่ไม่สามารถใช้วิธีของ Effective-NTU หาค่าที่ต้องการได้ทันที เพราะวิธีนี้ต้องทราบสภาวะขาเข้าของทั้งอากาศและสารทำความเย็น จึงจะสามารถหาสภาวะขาออกของของไหลทั้งสองได้ดังนั้นจึงจำเป็นต้องสมมุติสภาวะอากาศเข้าจุด $i+1$ ขึ้นก่อนเป็น $T_{a_{i+1}}$ (สภาวะอากาศคือ ค่าของความชื้นจำเพาะและอุณหภูมิของอากาศ ส่วนสภาวะของสารทำความเย็นคือ ค่าของความดันกับอุณหภูมิของสารทำความเย็น แต่ในคอนเดนเซอร์ความชื้นจำเพาะของอากาศไม่เปลี่ยนแปลง สภาวะของอากาศจึงหมายถึงอุณหภูมิอย่างเดียว) แล้วใช้สมการที่ 2.8, 2.11 และ 2.12 คำนวณหาอุณหภูมิขาออกของอากาศที่จุด i ซึ่งจะได้คำตอบเป็น $T_{a_{ic}}$ แล้วจึงตรวจสอบ T_{a_i} กับ $T_{a_{ic}}$ ถ้าไม่เท่ากันก็จะสมมุติ $T_{a_{i+1}}$ ใหม่ แล้วคำนวณเหมือนเดิม จนกว่าจะได้ $T_{a_{ic}}$ เท่ากับ T_{a_i} ค่า $T_{a_{i+1}}$ จึงเป็นค่าที่ถูกต้อง หลังจากนั้นหาอุณหภูมิขาออกของสารทำความเย็นที่จุด $i+1$ ($T_{r_{i+1}}$) ด้วยสมการที่ 2.13 และหาปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทระหว่างจุด i กับ $i+1$ (Q_i) ด้วยสมการที่ 2.3 (รูปที่ 2.5 ประกอบ) คำนวณหาความดันตกระหว่าง จุด i กับ $i+1$ (ΔP_i) ด้วยสมการที่ 2.27, 2.28 หรือ 2.29 จะได้ความดันขาออกที่จุด $i+1$ เท่ากับ

$$P_{i+1} = P_i + \Delta P_i \quad \text{-----} \quad (2.41)$$

หาอุณหภูมิอิ่มตัวของความดัน P_{i+1} ได้เป็น T_{rsat} เปรียบเทียบอุณหภูมิ T_{ri+1} กับ T_{rsat} ถ้า T_{ri+1} น้อยกว่าหรือเท่ากับ T_{rsat} แล้ว แสดงว่าสารทำความเย็นถึงสภาวะอิ่มตัวแล้ว หยุดการคำนวณในช่วงลดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด และไปเริ่มการคำนวณในช่วงเปลี่ยนสถานะ แต่ถ้าสารทำความเย็นยังไม่ถึงสภาวะอิ่มตัวก็จะคำนวณเหมือนเดิมอีกที่จุด $i+2$ กับ $i+1$ จนกว่าสารทำความเย็นจะอิ่มตัว

การคำนวณในช่วงเปลี่ยนสถานะเริ่มจาก การสมมุติคุณภาพไอขาออกของสารทำความเย็น (X_{i+1}) อุณหภูมิขาเข้าของอากาศ (T_{ai+1}) เหมือนกับในช่วงแรก จากนั้น ใช้สมการที่ 2.11, 2.24 และ 2.3 หาปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท (Q_i) และใช้ปริมาณความร้อนนี้คำนวณหาคุณภาพไอขาออกใหม่จากสมการดังนี้

$$X_{ci+1} = X_i - \frac{Q_i}{Mrh_{fg}} \quad \text{----- (2.42)}$$

โดยที่ h_{fg} คือค่าความร้อนแฝงสารทำความเย็น (kJ/kg) เปรียบเทียบ X_{ci+1} ที่คำนวณได้กับ X_{i+1} ที่สมมุติไว้ ถ้าไม่เท่ากัน ให้สมมุติ X_{i+1} ใหม่ แล้วคำนวณเหมือนเดิมจนกระทั่งได้ X_{ci+1} เท่ากับ X_{i+1} หลังจากนั้นใช้สมการที่ 2.26 หาอุณหภูมิของอากาศขาออก (T_{aic}) หากว่า T_{aic} ไม่เท่ากับ T_{ai} แล้ว ก็จะสมมุติ T_{ai+1} ใหม่ แล้วคำนวณซ้ำเช่นเดิมอีกเหมือนในช่วงลดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวดจนกว่าได้ T_{aic} เท่ากับ T_{ai} ในการคำนวณซ้ำอุณหภูมิอากาศนี้ ค่าคุณภาพไอจะถูกคำนวณใหม่ด้วยเพราะอุณหภูมิอากาศมีผลต่อคุณภาพไอดีด้วย เมื่อเสร็จแล้วจึงคำนวณหาความดันตกจากสมการที่ 2.32-2.40 และ หาความดันที่จุด $i+1$ (P_{i+1}) โดยใช้สมการที่ 2.41 หาอุณหภูมิอิ่มตัว (T_{rsat}) ของความดันนี้ และให้ T_{ri+1} เท่ากับ T_{rsat} ที่หาได้ การคำนวณช่วงเปลี่ยน สถานะระหว่างจุด i กับ $i+1$ จึงสิ้นสุด หลังจากนั้นก็คำนวณในจุดอื่นต่อไปอีกจนกระทั่งคุณภาพไอขาออกของสารทำความเย็น (X_{i+1}) น้อยกว่าหรือเท่ากับศูนย์ สารทำความเย็นจะเปลี่ยนเป็นของเหลว หรือหากคำนวณจนถึงจุดที่ N แล้ว การจำลองแบบของคอนเดนเซอร์จะสิ้นสุด

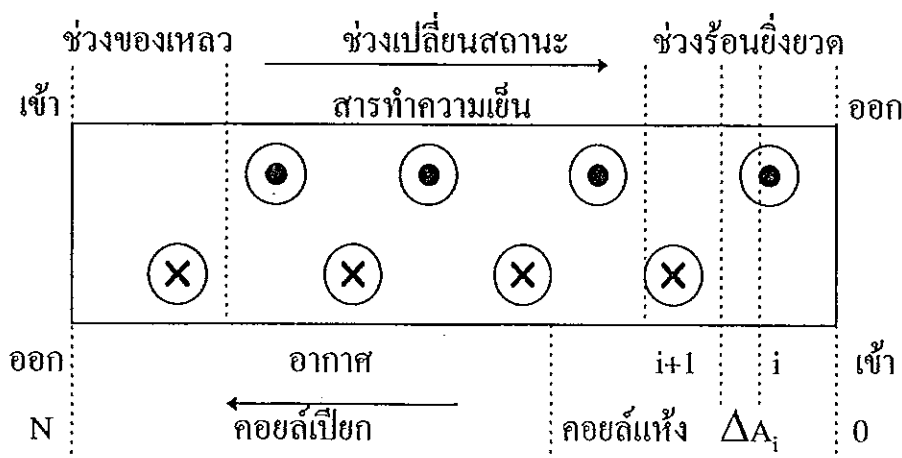
หากสารทำความเย็นปรากฏช่วงของเหลว (การคำนวณในช่วงเปลี่ยนสถานะสิ้นสุดก่อนที่ i มีค่าเท่า N) จะใช้วิธีการคำนวณเหมือนกับช่วงลดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด เพื่อหาสถานะของอากาศและสารทำความเย็น โดยเริ่มจาก สมมุติอุณหภูมิอากาศเข้า ($T_{a_{i+1}}$) และใช้สมการที่ 2.8, 2.11 และ 2.12 หาอุณหภูมิขาออกของอากาศ ($T_{a_{ic}}$) หาก $T_{a_{ic}}$ ไม่เท่ากับ T_{a_i} ก็จะสมมุติ $T_{a_{i+1}}$ ใหม่ แล้วคำนวณเหมือนเดิมจนกว่าได้ $T_{a_{ic}}$ เท่ากับ T_{a_i} เช่นเดียวกับในช่วงลดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด หลังจากนั้นหาอุณหภูมิขาออกของสารทำความเย็นที่จุด $i+1$ ($T_{r_{i+1}}$) ด้วยสมการที่ 2.13 และหาปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทระหว่างจุด i กับ $i+1$ (Q_i) ด้วยสมการที่ 2.3 คำนวณหาความดันตก ΔP_i ด้วยสมการที่ 2.27, 2.28 หรือ 2.29 และความดันขาออกที่จุด $i+1$ ด้วยสมการที่ 2.41 การคำนวณช่วงนี้ไม่ต้องพิจารณาอุณหภูมิอื่นตัวของสารทำความเย็นเหมือนกับช่วงลดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด คำนวณซ้ำเช่นนี้จนถึงจุดสุดท้าย i เท่ากับ N เป็นอันสิ้นสุดการจำลองแบบของคอนเดนเซอร์ โดยมีอุณหภูมิอากาศเข้าคอนเดนเซอร์เท่ากับ T_{aN} อุณหภูมิของสารทำความเย็นออกจากคอนเดนเซอร์เท่ากับ T_{rN} และความดันของสารทำความเย็นออกจากคอนเดนเซอร์เท่ากับ P_N สำหรับปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในคอนเดนเซอร์ทั้งหมด จะเท่ากับ

$$Q_{\text{total}} = \sum_{i=1}^N Q_i \quad \text{-----} (2.43)$$

ขั้นตอนการคำนวณในแบบจำลองคอนเดนเซอร์แสดงดังรูปที่ 2.5

2.4 แบบจำลองอีแวปโปเรเตอร์

อีแวปโปเรเตอร์เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ดึงความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงออกจากอากาศทำให้อากาศเย็นลง และไอน้ำในอากาศจะกลั่นตัวในขบวนการนี้ ซึ่งมีผลให้ผิวคอยล์เปียก มีฟิล์มน้ำเคลือบอยู่หรืออาจมีน้ำแข็งเกาะ ดังนั้นการวิเคราะห์คอยล์แห้งเหมือนในคอนเดนเซอร์ จึงไม่สามารถใช้ในช่วงคอยล์เปียกได้ จุดประสงค์ของแบบจำลองอีแวปโปเรเตอร์คือการทำนายสถานะของอากาศที่ทางออก (เพราะทราบสถานะทราบสถานะของอากาศที่ออกจากแบบจำลองของเครื่องอบแห้ง) และสถานะของสารทำความเย็นที่ทางเข้า (จากรูปที่ 2.2 หาสถานะ 7 จากสถานะ 8 ที่ทราบแล้ว) สารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์ จะถูกแบ่งออกเป็นสามส่วนเช่นเดียวกับคอนเดนเซอร์ คือช่วงอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด ช่วงเปลี่ยนสถานะ และช่วงสารทำความเย็นเหลว (การแบ่งช่วงสารทำความเย็นอาจแบ่งเพียงสองช่วงก็ได้ คือไม่มีช่วงสารทำความเย็นเหลว แต่ที่แบ่งเป็นสามช่วงเพราะต้องการให้การจำลองแบบสามารถใช้ได้ทั่วไป) ส่วนทางด้าน อากาศถูกแบ่งเป็นสองส่วนคือ ช่วงคอยล์แห้งกับช่วงคอยล์เปียกดังรูปที่ 2.6 การคำนวณในอีแวปโปเรเตอร์จะมีความยุ่งยากมากขึ้น เพราะต้องตรวจสอบการกลั่นตัวของไอน้ำด้วยโดยสมมุติให้ในช่วงแรกไอน้ำจะไม่กลั่นตัว การวิเคราะห์เป็นคอยล์แห้งเหมือนกับในคอนเดนเซอร์ และการกลั่นตัวของไอน้ำจะเกิดขึ้นเมื่ออากาศมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิกลั่นตัว



รูปที่ 2.6 การแบ่งพื้นที่ในอีแวปโปเรเตอร์

2.4.1 การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน

2.4.1.1 การถ่ายเทความร้อนของคอยล์แห้ง

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนสำหรับคอยล์แห้งในอีแวปโปเรเตอร์ ใช้วิธีของ effectiveness-NTU เหมือนกับในคอนเดนเซอร์ สำหรับการถ่ายเทความร้อนในช่วงสถานะเดียว สมการที่ 2.8 2.11 และ 2.12 สามารถใช้ได้ เพียงแต่ในอีแวปโปเรเตอร์อุณหภูมิของอากาศจะสูงกว่าอุณหภูมิของสารทำความเย็น ซึ่งจะได้ C_h เท่ากับ C_a และ C_c เท่ากับ C_r จากสมการที่ 2.6 และ 2.7 จะได้ว่า

$$T_{r,out} = T_{r,in} + \varepsilon \frac{C_{min}(T_{a,in} - T_{r,in})}{C_r} \quad (2.44)$$

และ
$$T_{a,out} = T_{a,in} - \varepsilon \frac{C_{min}(T_{a,in} - T_{r,in})}{C_a} \quad (2.45)$$

โดยที่ค่าตัวแปรต่างๆมีความหมายเหมือนในสมการที่ 2.6 และ 2.7 สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ในอีแวปโปเรเตอร์ช่วงคอยล์แห้ง (U_d) หาได้โดยใช้สมการที่ 2.14 เหมือนเดิม ในช่วงที่สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะ ค่า ε_{tp} จะหาจากสมการที่ 2.24 และอุณหภูมิของอากาศขาออกจะหาได้จาก

$$(T_{a,out})_{tp} = (T_{a,in})_{tp} - \varepsilon_{tp}(T_{a,in} - T_{r,in})_{tp} \quad (2.46)$$

การหาอุณหภูมิของอากาศที่ไอน้ำกลั่นตัว สามารถใช้สมการของ Stoecker (1958) คือ

$$T_{a,d} = T_d + \frac{(T_d - T_r)U_{wi}A_i}{U_a A_o} \quad (2.47)$$

เมื่อ $T_{a,d}$ = อุณหภูมิของอากาศที่ไอน้ำกลั่นตัว (K)

T_d = อุณหภูมิของฟิล์มน้ำ (K)

T_r = อุณหภูมิของสารทำความเย็น (K)

U_{wi} = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของ สารทำความเย็น ผนังท่อ

และ ฟิล์มน้ำที่ผิวคอยล์ ($\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$)

U_a = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ ($\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$)

โดยที่ U_{wi} หาได้จาก

$$\frac{1}{U_{wi}} = \frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(D_o/D_i)}{2\pi K_c L} + \frac{A_i d_w}{A_o K_w} \quad (2.48)$$

2.4.1.2 การถ่ายเทความร้อนของคอยล์เปียก

หากไอน้ำในอากาศกลั่นตัวแล้ว จะมีทั้งการถ่ายเทความร้อนและการถ่ายเทมวล ซึ่งสามารถวิเคราะห์ได้ดังนี้

ก) การถ่ายเทความร้อน

ความร้อนสัมผัสของอากาศ $Q_s = h_a(T_a - T_s)\Delta A_o$ -----(a)

ความร้อนแฝงของอากาศ $Q_l = M_a h_{fg} \Delta \omega$ -----(b)

ปริมาณความร้อนรวม $Q_t = Q_s + Q_l$ -----(c)

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทจากอากาศสู่สารทำความเย็น

$$Q_t = U_{wi}(T_s - T_r)\Delta A_i \quad \text{-----}(d)$$

รวมทั้ง 4 สมการได้

$$U_{wi}(T_s - T_r)\Delta A_i = h_a(T_a - T_s)\Delta A_o + M_a h_{fg} \Delta \omega \quad \text{-----}(e)$$

เมื่อ T_a = อุณหภูมิของอากาศ (K)

T_r = อุณหภูมิของสารทำความเย็น (K)

T_s = อุณหภูมิของฟิล์มน้ำที่กลั่นตัว (K)

h_a = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ ($\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$)

h_{fg} = ค่าความร้อนแฝงของไอน้ำ (kJ/kg)

A_o = พื้นที่ผิวคอยล์ภายนอก (m^2)

A_i = พื้นที่ผิวคอยล์ภายใน (m^2)

M_a = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (kg/s)

ω = ความชื้นจำเพาะของอากาศ (decimal)

d_w = ความหนาของฟิล์มน้ำที่กลั่นตัว (m)

K_w = ค่าการนำความร้อนของฟิล์มน้ำ ($\text{kW/m} \cdot \text{K}$)

ข) การถ่ายเทมวล

การถ่ายเทมวลของน้ำในอากาศเกิดจากการกลั่นตัว ($M_a \Delta \omega$) หาได้

จาก
$$M_a \Delta \omega = K_D (\omega - \omega_s) \Delta A_o \quad \text{----- (f)}$$

โดย K_D หาได้จาก ASHRAE (1981)

$$h_a / K_D = (C_{pa} + \omega C_{ps}) Le^{2/3} \quad \text{----- (g)}$$

สำหรับขบวนการระหว่างอากาศกับไอน้ำ ASHRAE (1981) แนะนำให้ใช้ค่า Le เท่ากับ 1 หรือ

$$K_D = \frac{h_a}{C_{pa} + \omega C_{ps}} \quad \text{----- (h)}$$

แทนสมการ f และ h ในสมการ e จะได้

$$U_{wi} (T_s - T_r) \Delta A_i = h_a (T_a - T_s) \Delta A_o + \frac{h_a (\omega - \omega_s) \Delta A_o h_{fg}}{C_{pa} + \omega C_{ps}} \quad \text{----- (2.49)}$$

เมื่อ $\omega_s =$ ความชื้นจำเพาะอิ่มตัวที่อุณหภูมิน้ำกลั่นตัว

$C_{pa} =$ ค่าความจุความร้อนของอากาศ (kJ/kg K)

$C_{ps} =$ ค่าความจุความร้อนไอน้ำ (kJ/kg K)

จากสมการ 2.49 จะต้องใช้วิธีลองผิดลองถูกเพื่อหาอุณหภูมิของน้ำที่กลั่นตัว (T_s)

เมื่อได้ T_s แล้วสามารถหาอุณหภูมิอากาศขาออก ($T_{a,o}$) ได้จากสมการ (a) ดังนี้

$$\dot{M}_a C_{pa} (T_{a,i} - T_{a,o}) = h_a \left(\frac{T_{a,i} + T_{a,o}}{2} - T_s \right) \Delta A_o \quad \text{----- (2.50)}$$

และ ความชื้นขาออกของอากาศ (ω_o) สามารถหาได้จากสมการ (f) และ (h) ดังนี้

$$\dot{M}_a (\omega_i - \omega_o) = \left(\frac{\omega_i + \omega_o}{2} - \omega_s \right) \Delta A_o \frac{h_a}{C_{pa} + \omega_i C_{ps}} \quad \text{----- (2.5)}$$

ตัวห้อย o และ i หมายถึงตำแหน่งทางออกและทางเข้า

2.4.2 การวิเคราะห์ความดันตก

ความดันตกในอีแวปโปเรเตอร์ในช่วงสถานะเดียวจะเหมือนกับความดันตกในคอนเดนเซอร์ทุกประการ สำหรับในช่วงเปลี่ยนสถานะจะใช้สมการของ Pierre (1964a, b) ดังนี้

ก) ความดันตกในท่อตรง

$$\Delta P = \left[f_m + \left(\frac{X_2 - X_1}{X_m L} \right) D_i \right] \frac{G^2 V_m L}{D_i} \quad (2.52)$$

เมื่อ $f_m = 0.0185 K_f^{1/4} Re_1^{-1/4} \quad (2.53)$

$$K_f = \frac{(X_2 - X_1) h_{fg}}{Lg} \quad (2.54)$$

$$Re_1 = \frac{GD_i}{\mu_1} \quad (2.55)$$

$$X_m = 4.4 D_i^{1/4} L^{-1/2} \quad (2.56)$$

$$V_m = X_m v_g + (1 - X_m) v_l \quad (2.57)$$

ข) ความดันตกในท่อโค้ง

$$\Delta P = \frac{n E_{tm} G^2 V_m}{2} \quad (2.58)$$

โดยที่ $E_{tm} = E_{om} + E_{fm} \quad (2.59)$

$$E_{fm} = 2 f_m \frac{L_b}{D_i} \quad (2.60)$$

เมื่อ E_{om} มีค่าอยู่ระหว่าง 0.8-1.0

g = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง (m/s^2)

G = ความเร็วมวล (kg/m^2s)

v_g = ปริมาตรจำเพาะของไออิ่มตัว (m^3/kg)

v_l = ปริมาตรจำเพาะของของเหลวอิ่มตัว (m^3/kg)

L = ความยาวท่อ (m)

L_b = ความยาวท่อโค้ง = $\pi D_i / 2$, (m)

D_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)

h_{fg} = ค่าความร้อนแฝงของสารทำความเย็น (kJ/kg)

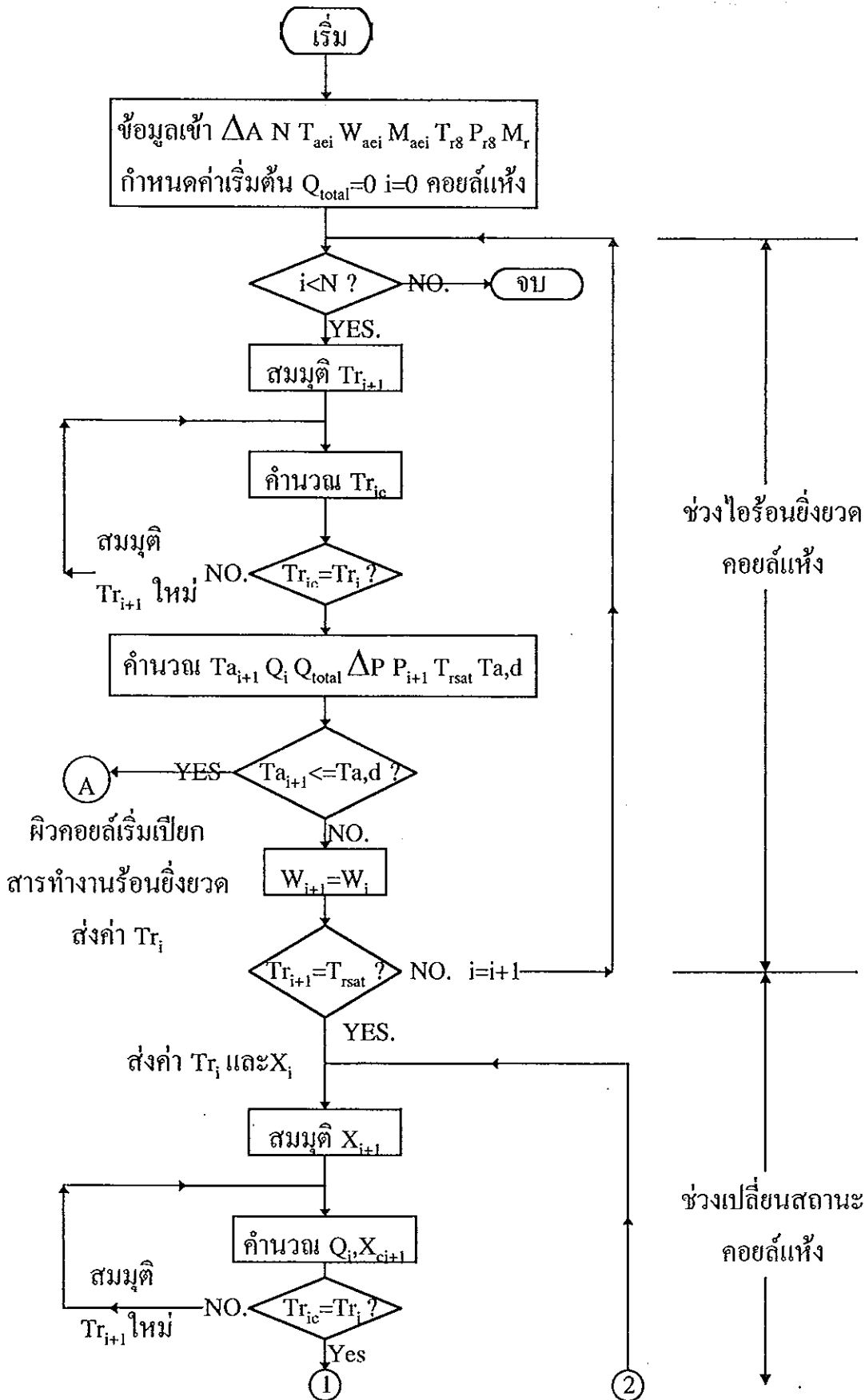
n = จำนวนท่อโค้ง

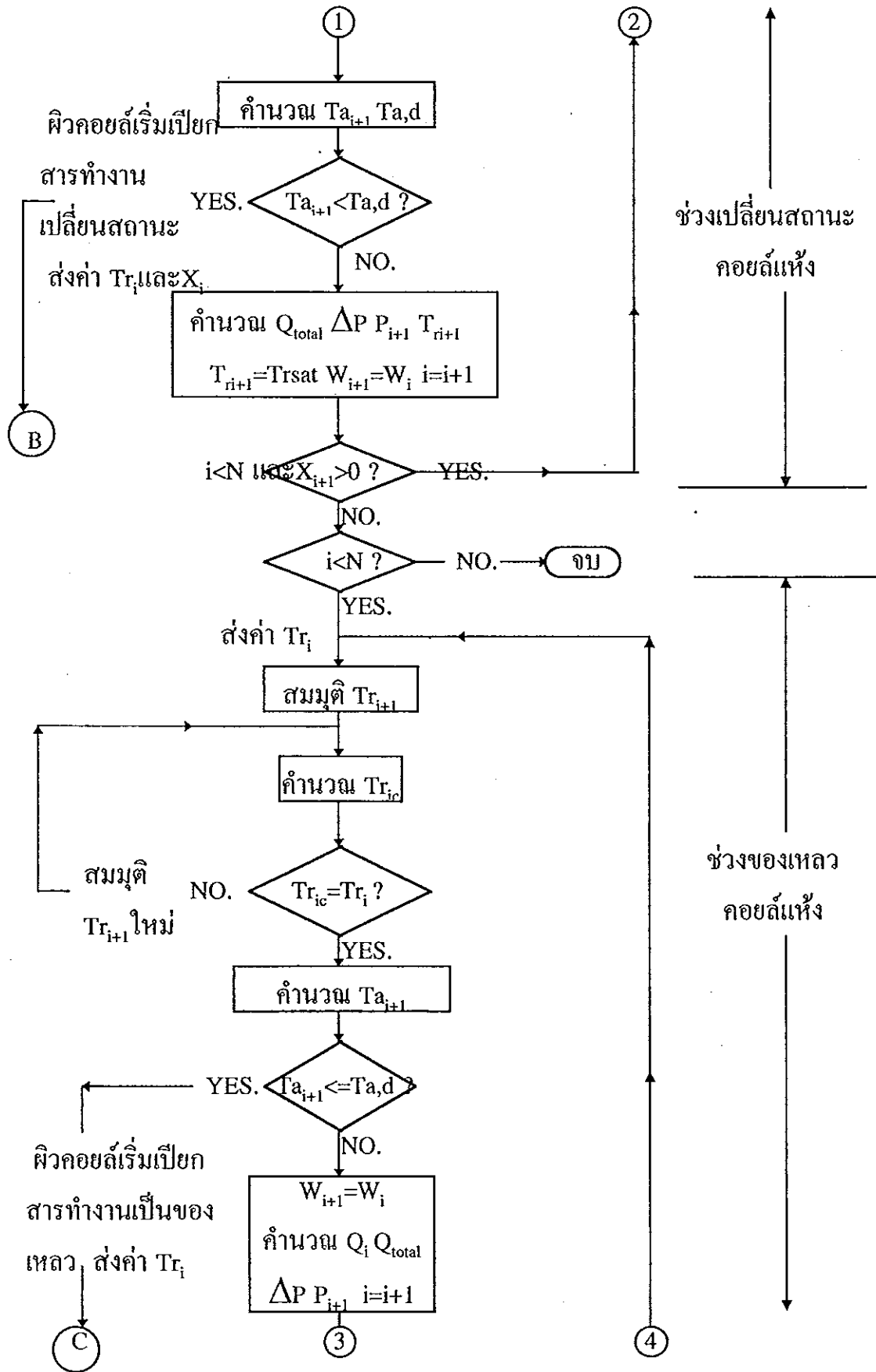
2.4.3 ลำดับชั้นการจำลองแบบอีแวปโปเรเตอร์

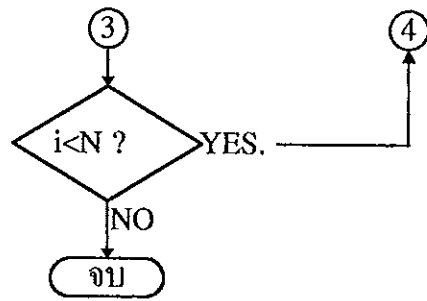
ในการจำลองแบบอีแวปโปเรเตอร์จะแบ่งพื้นที่ของคอยล์ออกเป็น ΔA เช่นเดียวกับ คอนเดนเซอร์ แต่ในอีแวปโปเรเตอร์จะรู้สถานะอากาศเข้า (จากแบบจำลองเครื่องอบแห้ง) และสถานะของสารทำความเย็นออก (สถานะ 8 ในรูปที่ 2.2) สิ่งที่ต้องการทราบคือสถานะของอากาศออกและสถานะของสารทำความเย็นเข้าอีแวปโปเรเตอร์ จากรูปที่ 2.6 การคำนวณระหว่างจุด i กับ $i+1$ ในช่วงอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด จะรู้ค่า T_{a_i} กับ ω_{a_i} ซึ่งเป็นสถานะอากาศเข้า และสถานะสารทำความเย็นออกคือ P_i กับ T_{r_i} เพื่อที่จะหาค่า ทั้งสี่ที่จุด $i+1$ จำเป็นต้องสมมุติอุณหภูมิของสารทำความเย็นขาเข้า $T_{r_{i+1}}$ ก่อน แล้วใช้ สมการที่ 2.8, 2.11, 2.14 และ 2.44 หาอุณหภูมิของสารทำความเย็นขาออก $T_{r_{c_i}}$ หาก $T_{r_{c_i}}$ ที่หาได้ไม่เท่ากับ T_{r_i} ก็จะสมมุติ $T_{r_{i+1}}$ ใหม่ แล้วคำนวณซ้ำเช่นเดิม จนกว่าจะได้ $T_{r_{c_i}}$ เท่ากับ T_{r_i} จากนั้นหา ความดันตก ΔP_i โดยใช้สมการที่ 2.27, 2.28 หรือ 2.30 และ คำนวณความดันขาเข้าของสารทำความเย็น (P_{i+1}) จากสมการที่ 2.41 ตรวจสอบ อุณหภูมิอิ่มตัวของความดัน P_{i+1} หาก $T_{r_{i+1}}$ น้อยกว่าหรือเท่ากับอุณหภูมิอิ่มตัว แสดงว่าสารทำความเย็นอยู่ในสถานะอิ่มตัวแล้ว ขณะเดียวกันตรวจสอบการกลั่นตัวของไอน้ำ หากอุณหภูมิขาออกของอากาศที่ได้จากสมการที่ 2.45 น้อยกว่าหรือเท่ากับอุณหภูมิ กลั่นตัวที่คำนวณจากสมการที่ 2.47 แสดงว่าไอน้ำในอากาศกลั่นตัวแล้ว และจะต้อง เปลี่ยนไปใช้การคำนวณของคอลล์เปียก หากไอน้ำยังไม่กลั่นตัว จะได้ความชื้นจำเพาะ ขาออก ($\omega_{a_{i+1}}$) เท่ากับความชื้นจำเพาะขาเข้า (ω_{a_i}) การคำนวณระหว่างจุด i กับ $i+1$ สิ้นสุดแค่นี้ (ดูรูปที่ 2.7 ประกอบ) ลำดับต่อไปคำนวณระหว่างจุด $i+1$ กับ $i+2$ และจุด อื่นๆต่อ จนกระทั่งสารทำความเย็นอยู่ในสถานะอิ่มตัว การคำนวณในช่วงอุณหภูมิร้อน ยิ่งยวดจะสิ้นสุด

การคำนวณในช่วงเปลี่ยนสถานะของคอยล์แห่ง เริ่มจากการสมมุติคุณภาพไอชาเข้าของสารทำความเย็น (X_{i+1}) จากนั้นใช้สมการที่ 2.11, 2.24 และ 2.3 หาปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท (Q_i) (โดยของไหลร้อนคืออากาศและของไหลเย็นคือสารทำความเย็น) และคำนวณหาคุณภาพไอชาเข้าใหม่ (X_{ci+1}) จากสมการที่ 2.42 เปรียบเทียบ X_{ci+1} ที่คำนวณได้กับ X_{i+1} ที่สมมุติไว้ ถ้าไม่เท่ากันให้สมมุติ X_{i+1} ใหม่ แล้วคำนวณเหมือนเดิมจนกระทั่งได้ X_{ci+1} เท่ากับ X_{i+1} หลังจากนั้นใช้สมการที่ 2.46 หาอุณหภูมิของอากาศขาออก ($T_{a,i+1}$) แล้วตรวจสอบการกลั่นตัวของไอน้ำเหมือนในช่วงอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด จากนั้นจึงคำนวณหาความดันตกจากสมการที่ 2.52 และ/หรือ 2.58 และหาความดันที่จุด $i+1$ (P_{i+1}) โดยใช้สมการที่ 2.41 หาอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็นที่ความดันนี้ (T_{rsat}) และให้ $T_{r,i+1}$ เท่ากับ T_{rsat} ที่หาได้ การคำนวณช่วงเปลี่ยนสถานะระหว่างจุด i กับ $i+1$ จึงสิ้นสุด หลังจากนั้นก็คำนวณในจุดอื่นต่อไปอีก จนกระทั่งคุณภาพไอชาเข้าของสารทำความเย็น (X_{i+1}) น้อยกว่าหรือเท่ากับศูนย์ สารทำความเย็นจะเปลี่ยนเป็นของเหลว หรือหากคำนวณจนถึงจุดที่ N แล้ว การจำลองแบบของอีเวปโปเรเตอร์จะสิ้นสุด

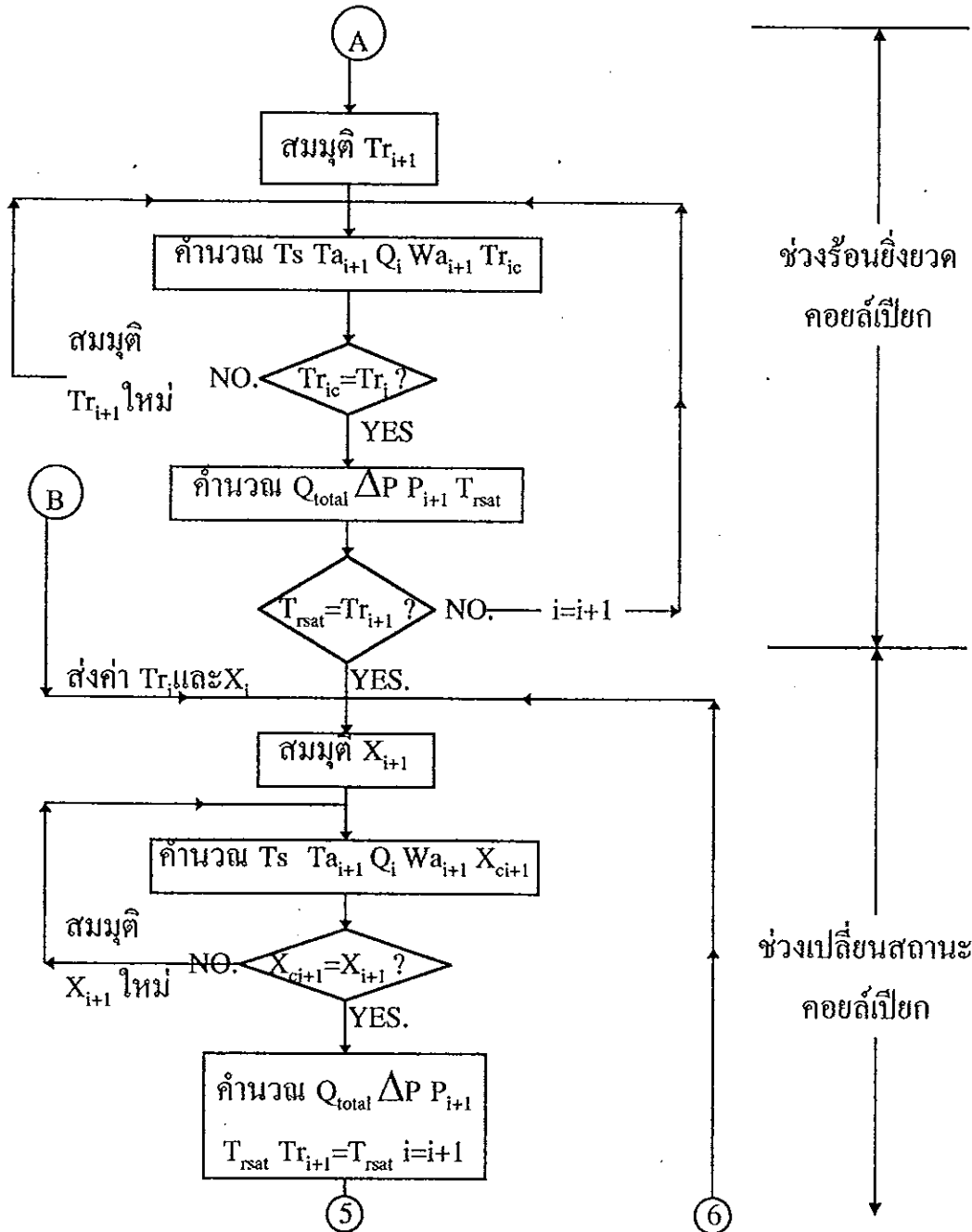
หากการคำนวณในช่วงเปลี่ยนสถานะสิ้นสุดก่อนที่ i จะมีค่าเท่า N สารทำความเย็นจะปรากฏช่วงของเหลว การคำนวณในช่วงนี้ ใช้วิธีการคำนวณเหมือนกับช่วงอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด เพื่อหาสถานะของอากาศและสารทำความเย็น โดยเริ่มจาก สมมุติอุณหภูมิของสารทำความเย็น $T_{r,i+1}$ และใช้สมการที่ 2.8, 2.11, 2.14 และ 2.44 หาอุณหภูมิขาออกของสารทำความเย็น ($T_{r,c}$) หาก $T_{r,c}$ ไม่เท่ากับ $T_{r,i}$ ก็สมมุติ $T_{r,i+1}$ ใหม่ แล้วคำนวณเหมือนเดิมจนกว่าจะได้ $T_{r,c}$ เท่ากับ $T_{r,i}$ เช่นเดียวกับในช่วงอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด หลังจากนั้นหาอุณหภูมิขาออกของอากาศ $T_{a,i+1}$ ด้วยสมการที่ 2.45 พร้อมทั้งตรวจสอบการกลั่นตัวของไอน้ำเหมือนในช่วงอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด และหาปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทระหว่างจุด i กับ $i+1$ (Q_i) ด้วย สมการที่ 2.3 คำนวณหาความดันตก ΔP_i ด้วยสมการที่ 2.27, 2.28 หรือ 2.30 และความดันขาเข้าที่จุด $i+1$ ด้วยสมการที่ 2.41 การคำนวณช่วงนี้ไม่ต้องพิจารณาอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็นเหมือนกับช่วง

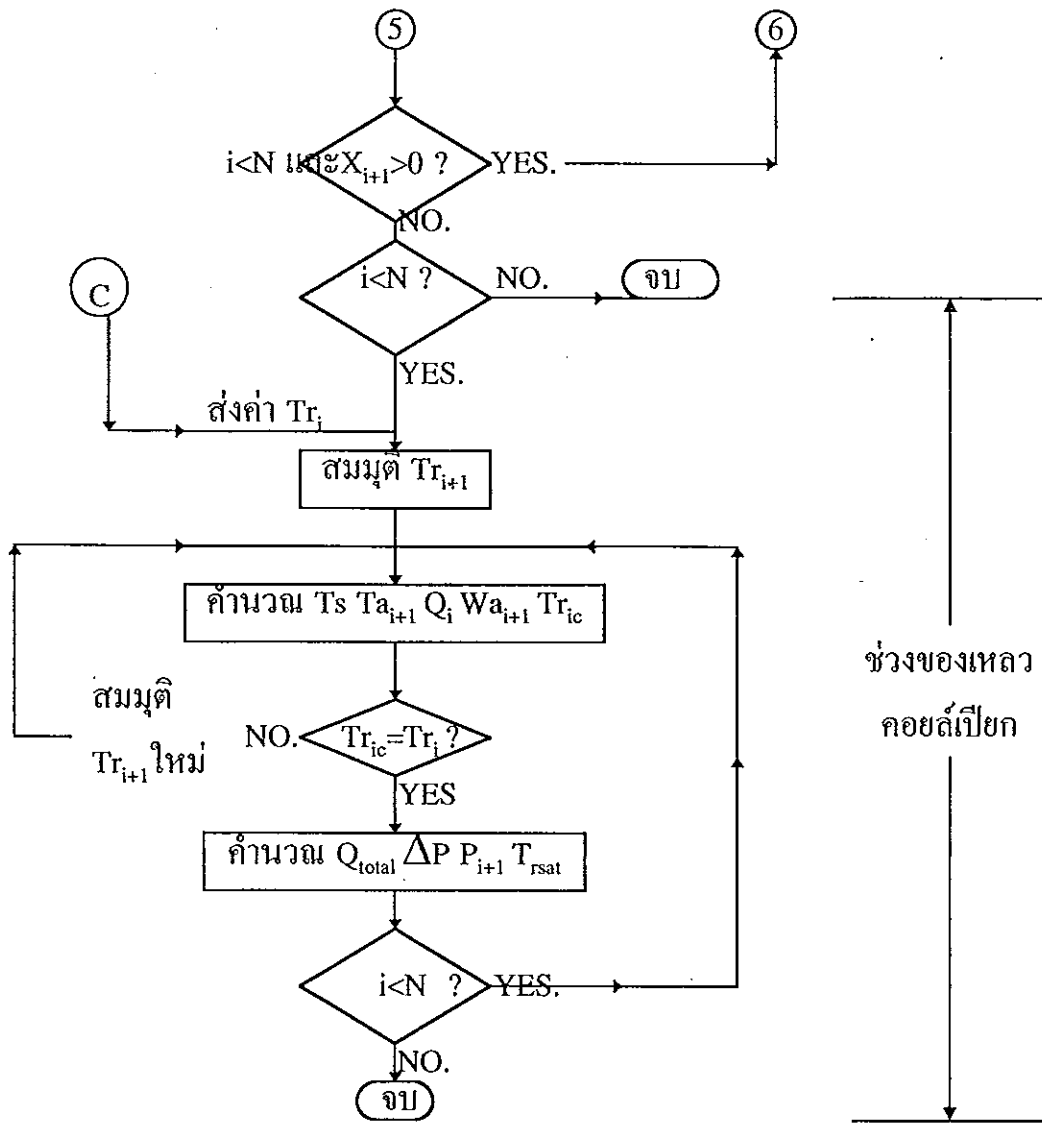






การวิเคราะห์คอยล์เปียก





รูปที่ 2.7 ขั้นตอนวิธีการจำลองแบบอีแวปโปเรเตอร์

อุณหภูมิร้อนยิ่งยวด จำนวนเข้าเช่นนี้จนถึงจุดสุดท้าย i เท่ากับ N เป็นอันสิ้นสุดการจำลองแบบของอีแวปโปเรเตอร์ โดยมีอุณหภูมิอากาศออกจากอีแวปโปเรเตอร์เท่ากับ T_{aN} ความชื้นจำเพาะของอากาศออกเท่า ω_{aN} อุณหภูมิของสารทำความเย็นเข้าอีแวปโปเรเตอร์เท่ากับ T_{rN} และความดันของสารทำความเย็นเข้าเท่ากับ P_N สำหรับปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในอีแวปโปเรเตอร์ทั้งหมด จะหาได้จากสมการที่ 2.43 ขั้นตอนการคำนวณในแบบจำลองอีแวปโปเรเตอร์แสดงดังรูปที่ 2.7

สำหรับในกรณีที่ไอน้ำในอากาศกลั่นตัว(เมื่ออุณหภูมิอากาศถึงจุดน้ำค้าง $T_a=T_{a,d}$) ไม่สามารถใช้การวิเคราะห์คอลลีแ่งที่กล่าวมาทั้งหมดได้ การกลั่นตัวของไอน้ำอาจเกิดขึ้นแต่ช่วงลดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด หรือเริ่มเกิดในช่วงที่สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะหรือเกิดในช่วงที่สารทำความเย็นเป็นของเหลว การวิเคราะห์คอลลีแ่งจึงมีสามช่วงเหมือนกับการวิเคราะห์คอลลีแ่ง ในช่วงลดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด การคำนวณเริ่มด้วย การสมมติอุณหภูมิของสารทำความเย็นขาเข้า ($T_{r_{i+1}}$) ก่อน จากนั้นคำนวณอุณหภูมิของฟิล์มน้ำที่กลั่นตัว (T_s) ด้วยสมการที่ 2.49 แล้วใช้สมการที่ 2.50 และ 2.51 หาอุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศขาออก ($T_{a_{i+1}}$ และ $W_{a_{i+1}}$) จากนั้นหาปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในช่วงนี้จาก

$$Q_i = M_a(H_{a_i} - H_{a_o}) \quad \text{-----} \quad (2.61)$$

H_{a_i} , H_{a_o} คือเอนทาลปีของอากาศขาเข้าและขาออกตามลำดับ

คำนวณอุณหภูมิขาออกของสารทำความเย็นจาก

$$T_{r_{ci}} = T_{r_{i+1}} + \frac{Q_i}{M_r C_{pr}} \quad \text{-----} \quad (2.62)$$

เปรียบเทียบ $T_{r_{ci}}$ กับ T_{r_i} หาก $T_{r_{ci}}$ ที่หาได้ไม่เท่ากับ T_{r_i} ก็จะสมมติ $T_{r_{i+1}}$ ใหม่ แล้วคำนวณซ้ำเช่นเดิม จนกว่าจะได้ $T_{r_{ci}}$ เท่ากับ T_{r_i} จากนั้นหาความดันตก ΔP_i โดยใช้สมการเดียวกับคอลลีแ่ง และหาอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็น แล้วเปรียบเทียบ $T_{r_{i+1}}$ กับ T_{rsat} หาก $T_{r_{i+1}}$ ยังคงมากกว่า T_{rsat} ก็คำนวณซ้ำเหมือนเดิมอีก เช่นเดียวกับการวิเคราะห์ในช่วงลดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวดของคอลลีแ่ง

การคำนวณในช่วงเปลี่ยนสถานะของคอลลีแ่ง เริ่มต้นเหมือนกับคอลลีแ่ง คือการสมมติคุณภาพไอน้ำขาเข้าของสารทำความเย็น (X_{i+1}) จากนั้นหาค่า T_s , $T_{a_{i+1}}$, $W_{a_{i+1}}$ และ Q_i โดยใช้สมการที่ 2.49, 2.50, 2.51 และ 2.61 ตามลำดับ สำหรับการหาค่าคุณภาพไอน้ำขาเข้าของสารทำความเย็น (X_{ci+1}) ยังคงใช้สมการที่ 2.42 อยู่เหมือนเดิม เปรียบเทียบ X_{ci+1} ที่คำนวณได้กับ X_{i+1} ที่สมมติไว้ ถ้าไม่เท่ากันให้สมมติ X_{i+1} ใหม่ แล้วคำนวณเหมือนเดิมจนกระทั่งได้ X_{ci+1} เท่ากับ X_{i+1} และคำนวณความดันตก (ΔP_i)

ความดันขาเข้า (P_{i+1}) อุณหภูมิอิ่มตัว (T_{sat}) จากนั้นกลับไปเริ่มต้นคำนวณในช่วงนี้อีก จนกว่าจะหมดช่วงเปลี่ยนสถานะหรือจนกว่า i จะมากกว่า N สำหรับการวิเคราะห์ คอยล์เปียกในช่วงที่สารทำความเย็นเป็นของเหลวจะเหมือนกับการวิเคราะห์คอยล์เปียก ในช่วงลดอุณหภูมิร้อนยิ่งยวด จึงขอละไว้ไม่กล่าวถึงในรายละเอียด แต่การจำลองแบบ ในรูปที่ 2.7 ก็ได้รวมการคำนวณที่เงื่อนไขไว้ด้วยเช่นกัน

2.5 แบบจำลองของท่อ

การจำลองแบบของท่อคู่กับท่อจ่ายของคอมเพรสเซอร์และท่อสารทำความเย็น เหลวจากคอนเดนเซอร์ จะสมมุติให้ไม่มีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น เพราะท่อถูกหุ้ม ด้วยฉนวน ดังนั้นอุณหภูมิของสารทำความเย็นจะคงที่ ไม่เปลี่ยนแปลง มีเพียงความดัน ของสารทำความเย็นเท่านั้นที่มีค่าเปลี่ยนแปลง การคำนวณความดันตกในช่วงนี้จะใช้สม การในช่วงสถานะเดียว คือสมการที่ 2.27, 2.28 หรือ 2.30 สำหรับท่อตรง และสมการที่ 2.31 สำหรับท่อโค้ง(ถ้ามี)

2.6 แบบจำลองคอมเพรสเซอร์

สมการทางคณิตศาสตร์ของคอมเพรสเซอร์ ถูกเสนอโดย Threlkeld (1972) ซึ่งเป็นคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ จากรูปที่ 2.2 เมื่อ P_1 และ P_2 ทราบค่าแล้ว ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของคอมเพรสเซอร์จะหาได้ดังนี้

$$\eta_v = \left[1 + c - c \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/k} \right] \frac{v_9}{v_1} \quad \text{----- (2.63)}$$

อัตราการใช้ของสารทำความเย็นเท่ากับ

$$M_r = (PD) N \frac{\eta_v}{v_9} \quad \text{----- (2.64)}$$

งานของคอมเพรสเซอร์สามารถหาได้จาก

$$W_c = P_1 v_1 \cdot \text{Mr} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad \text{-----} (2.65)$$

และอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์คือ

$$Tr_2 = Tr_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{-----} (2.66)$$

เมื่อ η_v = ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (dimensionless)

P_1 = ความดันของสารทำความเย็นที่ตำแหน่งที่ 1 ในรูปที่ 2.2 (N/m²)

P_2 = ความดันของสารทำความเย็นที่ตำแหน่งที่ 2 ในรูปที่ 2.2 (N/m²)

v_1 = ปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นที่ตำแหน่งที่ 1 ในรูปที่ 2.2

(m³/kg)

v_9 = ปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นที่ตำแหน่งที่ 9 ในรูปที่ 2.2

(m³/kg)

c = ปริมาตรที่ว่างภายในกระบอกสูบเมื่อลูกสูบอยู่ที่ศูนย์ตายบน

k = ครรชนีการอัด (dimensionless)

PD = ระยะชักของลูกสูบ (m³)

N = ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ (rpm)

Tr มีหน่วยเป็น K

สำหรับปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นในสถานะที่ 1 และ 9 สามารถใช้สมการที่กล่าวอ้างโดย Ericson และคณะ (1992) ดังนี้

$$v = Z \frac{RT}{P} \quad \text{-----} (2.67)$$

$$Z^3 - (1-B)Z^2 + (A-2B-3B^2)Z - AB + B^2 + B^3 = 0 \quad \text{-----} (2.68)$$

$$A = \frac{aP}{R^2 T^2} \quad \text{-----} \quad (2.69)$$

$$B = \frac{bP}{RT} \quad \text{-----} \quad (2.70)$$

$$b = 0.0778 \frac{RT_c}{P_c} \quad \text{-----} \quad (2.71)$$

$$a = 0.45724 \left(\frac{R^2 T_c^2}{P_c} \right) \left[1 + f_w (1 - T_r^{0.5}) \right]^2 \quad \text{-----} \quad (2.72)$$

$$f_w = 0.37464 + 1.544\beta - 0.26992\beta^2 \quad \text{-----} \quad (2.73)$$

$$\beta = -\log \left(\frac{P_v}{P_c} \right) - 1.0 \quad \text{-----} \quad (2.74)$$

เมื่อ P = ความดันของสารทำความเย็น (kPa)

P_c = ความดันวิกฤตของสารทำความเย็น (kPa)

T = อุณหภูมิของสารทำความเย็น (K)

T_c = อุณหภูมิวิกฤตของสารทำความเย็น (K)

$T_r = T/T_c$ (dimensionless)

v = ปริมาตรจำเพาะ (m^3/kg)

R = ค่าคงที่ของก๊าซ ($kJ/kg \cdot K$)

2.7 สัมประสิทธิ์การพาความร้อน

ในการคำนวณการถ่ายเทความร้อน ต้องทราบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่เงื่อนไขต่างๆ ของคอยล์ ในงานวิจัยนี้ได้ใช้ค่าสัมประสิทธิ์ที่เสนอโดยนักวิจัยท่านอื่นๆ ดังนี้

2.7.1 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนสำหรับอากาศ (h_a)

อากาศไหลผ่านคอยล์ที่มีครีบบเรียบจะหา h_a ได้จากสมการของ Rich (1973) คือ

$$h_a = 0.195 G_a C_{pc} Pr_a^{-2/3} Re_a^{-0.35} \quad \text{-----} \quad (2.75)$$

$$Re_a = \frac{Gt_{rs}}{\mu} \quad \text{-----} \quad (2.76)$$

$$Pr_a = \frac{\mu C_{pa}}{K_a} \quad \text{-----} \quad (2.77)$$

โดยที่ t_{rs} = ระยะระหว่างแถวของอีแวปโปเรเตอร์ (m)

μ = สัมประสิทธิ์ความหนืดของอากาศ (Ns/m²)

C_{pa} = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ (kJ/kg·K)

K_a = ค่าการนำความร้อนของอากาศ (kW/m·K)

G_a = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศต่อพื้นที่หน้าตัด (kg/m²·s)

2.7.2 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นในช่วงสถานะเดียว

สารทำความเย็นมีสัมประสิทธิ์การพาความร้อนดังนี้ (Perry and Chilton, 1973)

เมื่อ $Re < 2100$

$$\frac{h_r D_i}{K_r} = 1.86 Re^{1/3} Pr^{1/3} \left(\frac{D_i}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \text{-----} \quad (2.78)$$

เมื่อ $2100 < Re < 10,000$

$$\frac{h_r D_i}{K_r} = 0.116 \left(Re^{2/3} - 125 \right) Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{D_i}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \text{-----} \quad (2.79)$$

และเมื่อ $Re > 10,000$

$$\frac{h_r D_i}{K_r} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \text{-----} \quad (2.80)$$

$$Re = \frac{\rho V D_i}{\mu} \quad \text{-----} \quad (2.81)$$

$$Pr = \frac{\mu C_{pr}}{K_r} \quad \text{-----} \quad (2.82)$$

เมื่อ μ = สัมประสิทธิ์ความหนืดของสารทำความเย็น (Ns/m²)

C_{pr} = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็น (kJ/kg·K)

K_r = ค่าการนำความร้อนของสารทำความเย็น (kW/m·K)

D_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)

L = ความยาวท่อ (m)

V = ความเร็วของสารทำความเย็นภายในท่อ (m/s)

ตัวห้อย b และ w คือค่าที่คิดที่อุณหภูมิเฉลี่ยของสารทำความเย็นและที่อุณหภูมิผนังท่อตามลำดับ

2.7.3 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นในช่วงที่เปลี่ยนสถานะ

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นในช่วงที่เปลี่ยนสถานะ (h_x)

ในคอนเดนเซอร์ หากจากสมการของ Travis และคณะ (1973) คือ

$$\frac{h_x D_i}{K_{r,l}} = Pr_1 Re_1^{0.9} \left(\frac{F_1}{F_2} \right) \quad \text{เมื่อ } F_1 < 1 \quad \text{-----} (2.83a)$$

$$\frac{h_x D_i}{K_{r,l}} = Pr_1 Re_1^{0.9} \left(\frac{F_1^{1.15}}{F_2} \right) \quad \text{เมื่อ } 1 \leq F_1 \leq 15 \quad \text{-----} (2.83b)$$

โดยมี

$$F_1 = 0.15 \left(\frac{1}{X_{tt}} + 2.88 X_{tt}^{-0.476} \right) \quad \text{-----} (2.84)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_1}{\mu_v} \right)^{0.1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_1} \right)^{0.5} \left(\frac{1-X}{X} \right)^{0.9} \quad \text{-----} (2.85)$$

$$F_2 = 0.707 Pr_1 Re_1^{0.5}; \quad Re_1 < 50 \quad \text{-----} (2.86a)$$

$$F_2 = 5 Pr_1 + 5 \ln \left[1 + Pr_1 \left(0.09636 Re_1^{0.585} - 1 \right) \right]; \quad 50 \leq Re_1 \leq 1125 \quad \text{-----} (2.86b)$$

$$F_2 = 5 Pr_1 + 5 \ln(1 + Pr_1) + 2.5 \ln \left(0.00313 Re_1^{0.812} \right); \quad Re_1 > 1125 \quad \text{-----} (2.86c)$$

ตัวห้อย v และ l หมายถึง ไออิมตัวและของเหลวอิมตัวตามลำดับ และ X คือคุณภาพไอ

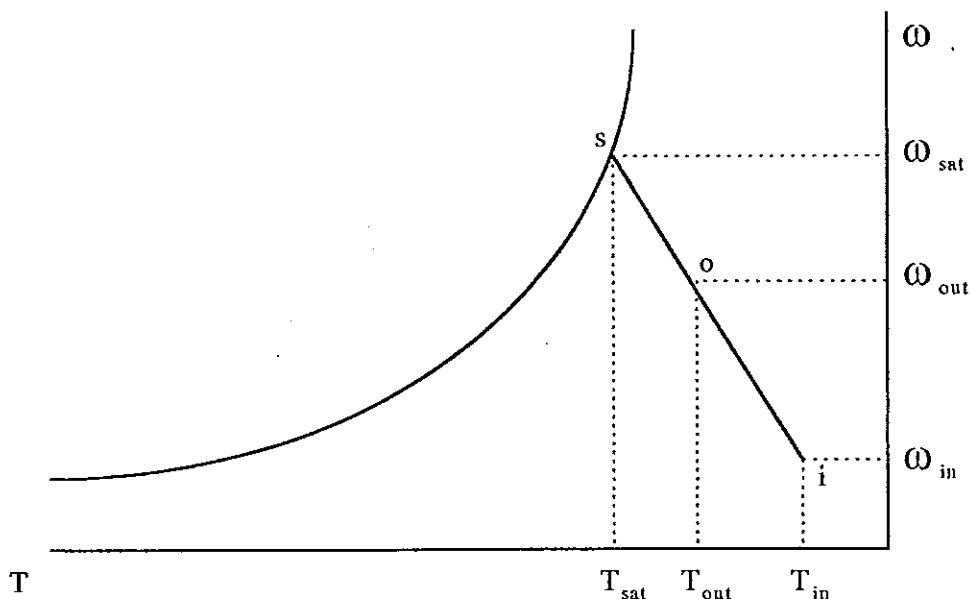
สำหรับในอีแวปโปเรเตอร์ h_x หาได้โดยใช้สมการของ ASHRAE (1981) ดังนี้

$$\frac{h_x D_i}{K_{r,l}} = 0.018487 \left(\frac{D_i G_{r,l}}{\mu_l} \right)^{0.8} K_f^{0.4} \quad \text{----- (2.87)}$$

และ
$$K_f = \frac{\Delta X h_{fg}}{L} \quad \text{----- (2.88)}$$

2.8 แบบจำลองเครื่องอบแห้ง

ขบวนการที่เกิดในเครื่องอบแห้งมีทั้งการถ่ายเทความร้อนและการถ่ายเทมวลซึ่งทำให้การจำลองแบบเครื่องอบแห้งมีความยุ่งยาก ในงานวิจัยนี้สมมุติให้การอบแห้งอยู่ในช่วงอัตราอบแห้งคงที่ (อัตราการระเหยน้ำออกจากผลิตภัณฑ์ต่อเวลามีค่าคงที่) ขบวนการที่เกิดในเครื่องอบแห้งเป็นขบวนการที่มีอุณหภูมิกระเปาะเปียกคงที่ (Keey, 1978) ดังรูปที่ 2.8 สภาวะอากาศเข้าเครื่องอบแห้งคือ T_{in} และ ω_{in} สภาวะอากาศอิมตัวที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก คือ T_{sat} และ ω_{sat} สำหรับสภาวะอากาศออกจากเครื่องอบแห้งจะอยู่ ระหว่างสภาวะอากาศเข้ากับสภาวะอากาศอิมตัวตามเส้นอุณหภูมิกระเปาะเปียกคงที่ ซึ่ง ASHREA (1981) ได้เสนอสมการเพื่อหาสภาวะอิมตัวในขบวนการนี้คือ



รูปที่ 2.8 ขบวนการในเครื่องอบแห้ง

$$h_{in} + (\omega_{sat} - \omega_{in})h_{w,sat} = h_{sat} \quad (2.89)$$

โดยมี

$$\omega_{sat} = 0.62198 \left(\frac{P_{ws}}{P - P_{ws}} \right) \quad (2.90)$$

$$h_{w,sat} = 4.186T_{sat} \quad (2.91)$$

$$h_{in} = C_{pa}T_{in} + \omega_{in}(2501 + 1.8104T_{in}) \quad (2.92)$$

เอนทาลปีอิ่มตัวของอากาศ (h_{sat}) และความดันอิ่มตัวของไอน้ำ (P_{ws}) จะเป็นความสัมพันธ์ของอุณหภูมิอิ่มตัว (T_{sat}) ซึ่งข้อมูลแสดงค่าในรูปของตารางของ ASHREA (1981) ส่วนความดันของอากาศ (P) สมมุติให้เท่ากับความดันบรรยากาศ เพื่อความสะดวกจึงได้นำข้อมูลของ h_{sat} และ P_{ws} มาเขียนสมการได้ดังนี้

เมื่อ $0 < T_{sat} \leq 50^{\circ}\text{C}$

$$h_{sat} = C_{pa}T_{sat} + \omega_{sat}(2501 + 1.8104T_{sat}) \quad (2.93a)$$

เมื่อ $50 < T_{sat} \leq 90^{\circ}\text{C}$

$$h_{sat} = C_{pa}T_{sat} + \omega_{sat}(2507 + 1.6941T_{sat}) \quad (2.93b)$$

$$P_{ws} = \exp \left(29.633770557 - \frac{6342.0782998}{T_{sat} + 273.15} - 0.012354472T_{sat} + 0.0000124745T_{sat}^2 \right) \quad (2.94)$$

จากสมการที่ 2.89 จะเห็นว่า การหาสถานะที่จุดอิ่มตัวของอากาศ (T_{sat} และ ω_{sat}) จำเป็นต้องใช้วิธีลองผิดลอง โดยการสมมุติ T_{sat} ขึ้น แล้วหา $h_{w,sat}$ จากสมการที่ 2.91 หา P_{ws} จากสมการที่ 2.94 หา ω_{sat} จากสมการที่ 2.90 และหา h_{sat} จากสมการที่ 2.93 แล้วนำค่าต่างแทนลงในสมการที่ 2.89 หากค่าทางด้านซ้ายมือของสมการที่ 2.89 ไม่เท่ากับค่าทางขวามือของสมการ ก็จะสมมุติ T_{sat} ใหม่ จนกว่าจะได้ค่าทางซ้ายมือของสมการที่ 2.89 เท่ากับค่าทางขวามือ วิธีการนี้คือการหาดำแหน่ง S เมื่อทราบตำแหน่ง i

การหาสถานะอากาศขาออกจากเครื่องอบแห้ง (จุด O ในรูปที่ 2.8) โดยวิธีตรงคือการคำนวณกลับจากตำแหน่ง S มายัง O โดยการสมมุติอุณหภูมิขาออก (T_{out}) หรือ สมมุติความชื้นจำเพาะขาออก (ω_{out}) ค่าใดค่าหนึ่ง แล้วหาค่าที่เหลือที่สอดคล้องกัน

ตัวอย่างเช่น หากสมมุติอุณหภูมิอากาศขาออกจากเครื่องอบแห้ง ความชื้นจำเพาะของอากาศขาออกสามารถหาได้โดย แทนสมการที่ 2.92 ในสมการที่ 2.89 แล้วแทนอุณหภูมิอากาศลงไป (ในการคำนวณจะแทน h_{in} และ T_{in} ในสมการต่างๆด้วย h_{out} และ T_{out}) ก็จะได้ความชื้นจำเพาะของอากาศขาออก แต่วิธีนี้จะมีความยุ่งยาก เพื่อทำให้ง่ายขึ้นจึงใช้พารามิเตอร์อีกตัวหนึ่งในการกำหนดสถานะของอากาศขาออก นั่นคือประสิทธิภาพของเครื่องอบแห้ง (DE) ซึ่งมีค่าดังนี้

$$DE = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{sat}} \quad \text{-----} \quad (2.95)$$

และ
$$DE = \frac{\omega_{out} - \omega_{in}}{\omega_{sat} - \omega_{in}} \quad \text{-----} \quad (2.96)$$

จะเห็นว่าเพียงทราบค่าประสิทธิภาพของเครื่องอบแห้ง ก็สามารถหาอุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งได้โดยง่าย (ในการศึกษาครั้งนี้ไม่ได้จำลองแบบของเครื่องอบแห้ง ดังนั้นจึงสมมุติสถานะของอากาศขาออกโดยตรง โดยสมมุติ DE)

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ซึ่งแสดงถึงประสิทธิภาพของปั๊มความร้อน จะเท่ากับ

$$COP = \frac{Q_{total}}{W_c} \quad \text{-----} \quad (2.97)$$

และอัตราการดึงน้ำออกจำเพาะ (Specific Moisture Extraction Rate, SMER) ซึ่งแสดงถึงประสิทธิภาพในการอบแห้งเท่ากับ

$$SMER = \frac{3600 M_a (\omega_{out} - \omega_{in})}{W_c} \quad \text{-----} \quad (2.98)$$

โดยที่ M_a คือ อัตราการไหลของอากาศมีหน่วยเป็น kg/s และ SMER มีหน่วยเป็น kg/kWh

2.9 คุณสมบัติของอากาศและสารทำความเย็น

คุณสมบัติทางความร้อนของอากาศและสารทำความเย็นสามารถหาได้จากข้อมูลที่มีอยู่ในตารางของ ASHRAE (1981) แต่เพื่อให้ง่ายต่อการจำลองแบบ จึงได้หาสมการแทนข้อมูลในตารางเหล่านี้ ซึ่งมีดังนี้

ก. เอนทัลปีของไอน้ำ

$$h_g = 2500.98626 + 1.8103987T_a \quad 0 \leq T_a \leq 50^\circ\text{C} \quad \text{-----} (2.99a)$$

$$h_g = 2506.99980 + 1.6941432T_a \quad 50 < T_a \leq 90^\circ\text{C} \quad \text{-----} (2.99b)$$

โดยที่ h_g คือเอนทัลปีของไอน้ำในหน่วย kJ/kg ที่อุณหภูมิของอากาศเท่ากับ T_a °C สมการนี้มีความคลาดเคลื่อนไม่เกิน 0.02%

ข. ความหนาแน่นของอากาศ

$$\rho_a = -0.0025879116 + \frac{353.86883558}{T_a + 273.15} \quad \text{-----} (2.100)$$

ความหนาแน่นของอากาศในหน่วย kg/m³ ในช่วงอุณหภูมิ 0-90°C สามารถหาได้จากสมการนี้ โดยมีความคลาดเคลื่อนสูงสุด 0.01%

ค. ความหนืดของอากาศ

$$\mu_a = \left(-0.3786653551 + 0.0083299503T_{abs} + \frac{51.025091658}{T_{abs}} \right) \times 10^{-5} \quad \text{-----} (2.101)$$

μ_a มีหน่วยเป็น Ns/m² T_{abs} มีหน่วย K ความคลาดเคลื่อนของสมการนี้ต่ำกว่า 0.2%

ง. สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ

$$K_a = 0.0255707998 + 0.0000190511T_{abs} - \frac{2.5646511164}{T_{abs}} \quad \text{-----} (2.102)$$

ค่าการนำความร้อนในหน่วยของ W/m·K และมีความคลาดเคลื่อนสูงสุด 0.2%

จ. ความดันอิ่มตัวของสารทำความเย็น

$$P_{sat} = 15217.0775583 - 211.12930694T_{sat} + 1.16319784T_{sat}^2 - 0.0031334461T_{sat}^3 \quad \text{-----} (2.103)$$

ฉ. อุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็น

$$T_{\text{sat}} = 128.72856782 + 32.5274262 \ln(P_{\text{sat}}) - 4.1746580803 [\ln(P_{\text{sat}})]^2 + 0.4318660943 [\ln(P_{\text{sat}})]^3$$

----- (2.104)

เมื่อความดันอิ่มตัวมีหน่วยเป็น kPa และอุณหภูมิอิ่มตัวมีหน่วยเป็น K ความคลาดเคลื่อนสูงสุดคือ 0.01%

ช. ความหนาแน่นของไอสารทำความเย็นอิ่มตัว

$$\rho_v = \exp\left(3.0547622236 + 0.0315597485T_r - 0.0001029784T_r^2\right)$$

$0 \leq T_r \leq 40^\circ\text{C}$ ----- (2.105a)

$$\rho_v = \exp\left(3.3246206559 + 0.0105232094T_r + 0.000510871T_r^2\right)$$

$40 < T_r \leq 80^\circ\text{C}$ ----- (2.105b)

เมื่อความหนาแน่นในหน่วยของ kg/m^3 สมการนี้มีความคลาดเคลื่อนสูงสุดเท่ากับ 0.1%

ซ. ความหนาแน่นของสารทำความเย็นเหลวอิ่มตัว

$$\rho_l = 1285.0384314 - 3.4629190014T_r - 0.0036149241T_r^2 - 0.0001461429T_r^3$$

$0 \leq T_r < 60^\circ\text{C}$ ----- (2.106a)

$$\rho_l = 1489.2488181 - 14.259393696T_r + 0.1871460678T_r^2 - 0.0012737736T_r^3$$

$60 < T_r < 80^\circ\text{C}$ ----- (2.106b)

เมื่อความหนาแน่นในหน่วยของ kg/m^3 สมการ (2.106) นี้มีความคลาดเคลื่อนสูงสุดเท่ากับ 0.04%

ณ. ค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอสารทำความเย็นอิ่มตัว

$$C_{Pr,g} = \exp(7.392267268 - 0.0742416024T_{\text{abs}} + 0.000215078T_{\text{abs}}^2)$$

----- (2.107)

ญ. ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็นเหลวอิ่มตัว

$$C_{Pr,l} = 1.1763512787 + 0.00232024T_{\text{abs}} + 0.0000051449T_{\text{abs}}^2$$

$273 < T_{\text{abs}} < 353 \text{ K}$ ----- (2.108)

เมื่อค่าความจุความร้อนทั้งสองมีหน่วยเป็น kJ/kg·K สมการ 2.107 และ 2.108 มีความคลาดเคลื่อนสูงสุด 0.09%

ฎ. สัมประสิทธิ์ความหนืดของไอสารทำความเย็นอิมตัว

$$\mu_g = [11.9357597423 + 0.0391733869T_r + 0.0015907627T_r^2 - 0.0000381493T_r^3 + 0.000000308T_r^4] \times 10^{-6} \quad \text{-----} (2.109)$$

ฅ. สัมประสิทธิ์ความหนืดของสารทำความเย็นเหลวอิมตัว

$$\mu_l = [235.76208114 + 1.7288894477T_r + 0.0134578073T_r^2 - 0.0000040939T_r^3 - 0.0000013971T_r^4] \times 10^{-6} \quad \text{-----} (1.110)$$

เมื่อค่าความหนืดในหน่วยของ Ns/m² อุณหภูมิเป็น °C สมการทั้งสองมีความคลาดเคลื่อนสูงสุด 0.8%

ฐ. ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของไอสารทำความเย็นอิมตัว

$$K_g = [9.489 + 0.06T_r] \times 10^{-3}, \quad 0 \leq T_r \leq 47^\circ\text{C} \quad \text{-----} (2.111a)$$

$$K_g = [-11.08840309428 + 1.2320856667T_r - 0.0215257143T_r^2 + 0.0001333333T_r^3] \times 10^{-3} \quad 47 < T_r < 80^\circ\text{C} \quad \text{-----} (2.111b)$$

ฑ. ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสารทำความเย็นเหลวอิมตัว

$$K_l = [100.227037723 - 0.5024732143T_r + 0.0000892857T_r^2] \times 10^{-3} \quad 0 \leq T_r \leq 47^\circ\text{C} \quad \text{-----} (2.112a)$$

$$K_l = [114.547858978 - 1.4292356667T_r + 0.0195971429T_r^2 - 0.0001333333T_r^3] \times 10^{-3} \quad 47 < T_r < 80^\circ\text{C} \quad \text{-----} (2.112b)$$

เมื่อค่าการนำความร้อนในหน่วยของ W/m·K โดยค่าที่คำนวณได้จากสมการที่ 2.111 และ 2.112 มีความคลาดเคลื่อนสูงสุด 0.2%

ฒ. ค่าความร้อนแฝงของสารทำความเย็น

$$h_{fg} = 204.59717478 - 0.7967967404T_r - 0.0033926041T_r^2$$

$$-0.0000067099T_r^3 \quad 0 \leq T_r \leq 57^\circ\text{C} \quad \text{-----}(2.113a)$$

$$h_{fg} = -722.97098571 + 54.001386565T_r - 1.213730238T_r^2 \\ + 0.0118557354T_r^3 - 0.0000439091T_r^4 \quad 57 < T_r < 80^\circ\text{C} \quad \text{----}(2.113b)$$

เมื่อค่าความร้อนแฝงในหน่วยของ kJ/kg สมการนี้มีความคลาดเคลื่อนสูงสุด 0.01%

ณ. ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของน้ำ

$$K_w = 0.5692594282 + 0.0018348036T_w - 0.0000072789T_w^2 \quad \text{-----}(2.114)$$

โดยค่าการนำความร้อนในหน่วยของ W/m-K และอุณหภูมิระหว่าง $0-80^\circ\text{C}$ ความคลาดเคลื่อนของสมการนี้มีค่าสูงสุด 0.1%

2.10 สรุป

การพัฒนาแบบจำลองสำหรับใช้ศึกษาระบบอบแห้งด้วยป้อนความร้อน สามารถพัฒนาได้จากการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนและการถ่ายเทมวล ระหว่างอากาศกับสารทำความเย็น ในคอนเดนเซอร์และในอีแวปโปเรเตอร์ ร่วมกับการสมดุลพลังงานและมวลในองค์ประกอบของระบบอบแห้งด้วยป้อนความร้อน แบบจำลองของคอมเพรสเซอร์ได้จากการวิเคราะห์ขบวนการอัดแบบโพลีโทรปิก สำหรับเครื่องอบแห้งสมมุติให้เป็นขบวนการอุณหภูมิกระเปาะเปียกคงที่ และเอ็กแพนชันวาล์วเป็นขบวนการเอนทัลปีคงที่ ในงานวิจัยนี้ได้คำนึงถึงความดันตกในวงจรของสารทำความเย็นด้วย ซึ่งน่าจะทำให้แบบจำลองมีความถูกต้องมากขึ้น แต่แบบจำลองจะมีขนาดใหญ่และใช้เวลาในการคำนวณมากขึ้น สมการทางคณิตศาสตร์ของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศและสารทำความเย็น และสมการความดันตกได้จากผลงานวิจัยที่นักวิจัยท่านอื่นๆได้ศึกษาไว้ สำหรับคุณสมบัติของอากาศและสารทำความเย็นนั้น ได้นำค่าจากตารางมาเขียนเป็นสมการโดยใช้การวิเคราะห์ความถดถอยเชิงเส้น

การจำลองแบบระบบอบแห้งด้วยป้อนความร้อน แบ่งเป็นสองวงจรถือ วงจรสารทำความเย็นและวงจรอากาศ โดยในวงจรสารทำความเย็นเริ่มต้นด้วยการสมดุลอุณหภูมิและความดันที่เข้าคอมเพรสเซอร์ ในวงจรอากาศเริ่มจากสมดุลอุณหภูมิและความชื้นที่เข้าเครื่องอบแห้ง จากนั้นใช้แบบจำลองที่เกี่ยวข้อง หากคุณสมบัติของสารทำความเย็น

และอากาศที่ตำแหน่งต่างๆในระบบ ตรวจสอบสมดุลย์พลังงานในวงจรสารทำความเย็น โดยเอนทาลปีของสารทำความเย็น ก่อนและหลังผ่านเอ็กแพนชันวาล์วต้องเท่ากัน มิฉะนั้นต้องเริ่มต้นใหม่ จนกว่าจะได้เงื่อนไขเอนทาลปีคงที่ในขบวนการเอ็กแพนชันวาล์ว จากนั้นจึงตรวจสอบสมดุลย์ของวงจรอากาศ อุณหภูมิและความชื้นของอากาศที่ออกจากอีแวปโปเรเตอร์จะต้องเท่ากับที่เข้าคอนเดนเซอร์ หากไม่เท่าจะต้องเริ่มต้นใหม่ ทั้งสองวงจร (ที่กล่าวมาเป็นการจำลองแบบสำหรับระบบปิด หากเป็นระบบเปิดไม่ต้องตรวจสอบสมดุลย์ของพลังงานในวงจรอากาศ) จนกว่าทั้งสองวงจรจะสมดุลย์การจำลองแบบจึงสิ้นสุด การจำลองระบบโดยคำนึงถึงสารทำงานในสองวงจร โดยหลักการถ่ายเทความร้อนและมวลเช่นนี้ มีความยุ่งยากซับซ้อนมาก จึงมักไม่นิยมกัน แต่เนื่องจากการคำนวณที่ให้ผลแม่นยำกว่าหลักการอื่นๆ (เช่น กฎข้อที่ 1 ของพลศาสตร์ความร้อน) การวิจัยนี้ดำเนินไปในแนวนี้ และคาดว่าผลการจำลองแบบจะเป็นประโยชน์อย่างมากในการทำความเข้าระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน

บทที่ 3

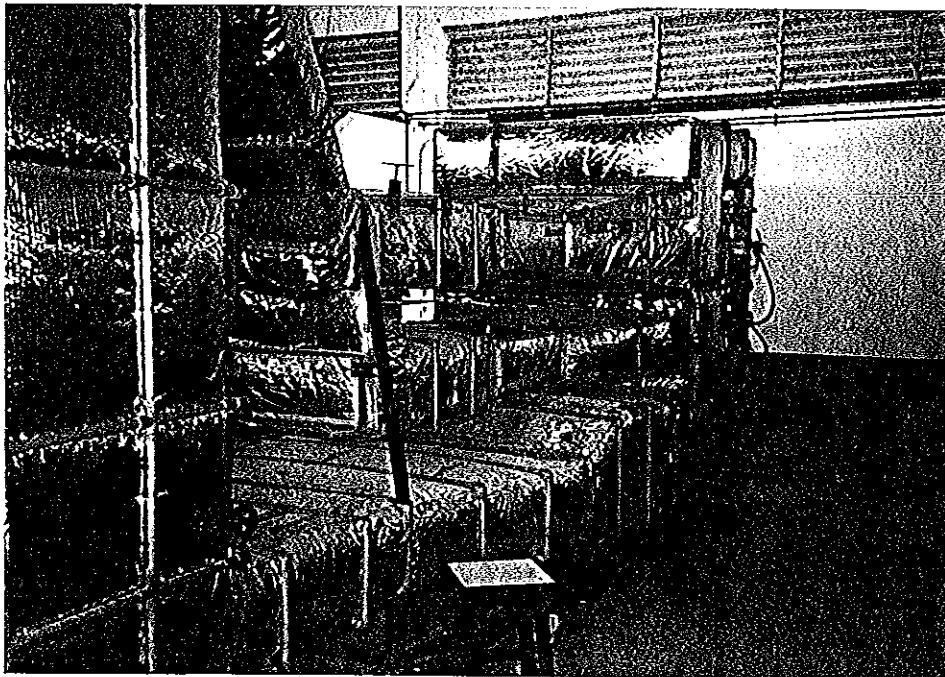
การทดสอบสมรรถนะระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน

ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนเป็นระบบทางความร้อนที่ซับซ้อนมาก การทำความเข้าใจถึงพฤติกรรมที่เกิดขึ้นจากผลกระทบของตัวแปรต่างๆทำได้ยาก อีกทั้งตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนก็มีมาก เช่น อัตราการไหลของอากาศ อัตราส่วนอากาศหมุนเวียนกลับ (recirculation air ratio, RAR, คืออัตราการไหลของอากาศที่นำมาหมุนเวียนใช้ใหม่ ต่ออัตราการไหลรวมของอากาศเข้าเครื่องอบแห้ง) อัตราส่วนอากาศบายพาส (by pass air ratio, BAR, คืออัตราการไหลของอากาศหมุนเวียนกลับที่ไม่ผ่านฮีเวปโปเรเตอร์ ต่ออัตราการไหลรวมของอากาศเข้าเครื่องอบแห้ง) อุณหภูมิระเหยและอุณหภูมิกลับตัวของสารทำความเย็น และอัตราการอบแห้งเป็นต้น ซึ่งตัวแปรเหล่านี้จะมีค่าเปลี่ยนแปลงตามเวลา (การอบแห้งแบบกะ อัตราการอบแห้งและความชื้นของผลิตภัณฑ์จะลดลงตามเวลาการอบ) เพื่อให้สามารถเข้าใจพฤติกรรมของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนได้ง่ายขึ้น จึงทำการศึกษาการอบแห้งในช่วงอัตราการอบแห้งคงที่เท่านั้น โดยระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนจะทำงานในสภาวะคงตัว (steady state)

การศึกษาในบทที่ 2 ซึ่งได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และแบบจำลองของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน จำเป็นต้องได้รับการพิสูจน์โดยการทดลองกับระบบทางกายภาพจริง ในบทนี้ได้ออกแบบและสร้างระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน เพื่อใช้ทดลองพิสูจน์การจำลองระบบที่ศึกษาไว้ในบทที่ 2 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนต้นแบบที่สร้างขึ้นเพื่อใช้ในการทดลองสามารถปรับเปลี่ยนการไหลของอากาศได้ 4 แบบ ด้วยการถอดหรือประกอบท่ออากาศ และสามารถปรับอัตราการไหลของอากาศได้ด้วยการปรับความเร็วของพัดลม นอกจากนี้ยังสามารถปรับสัดส่วนอากาศหมุนเวียนกลับ และสัดส่วนอากาศบายพาสได้อีกด้วย

3.1 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนแบบที่ศึกษา

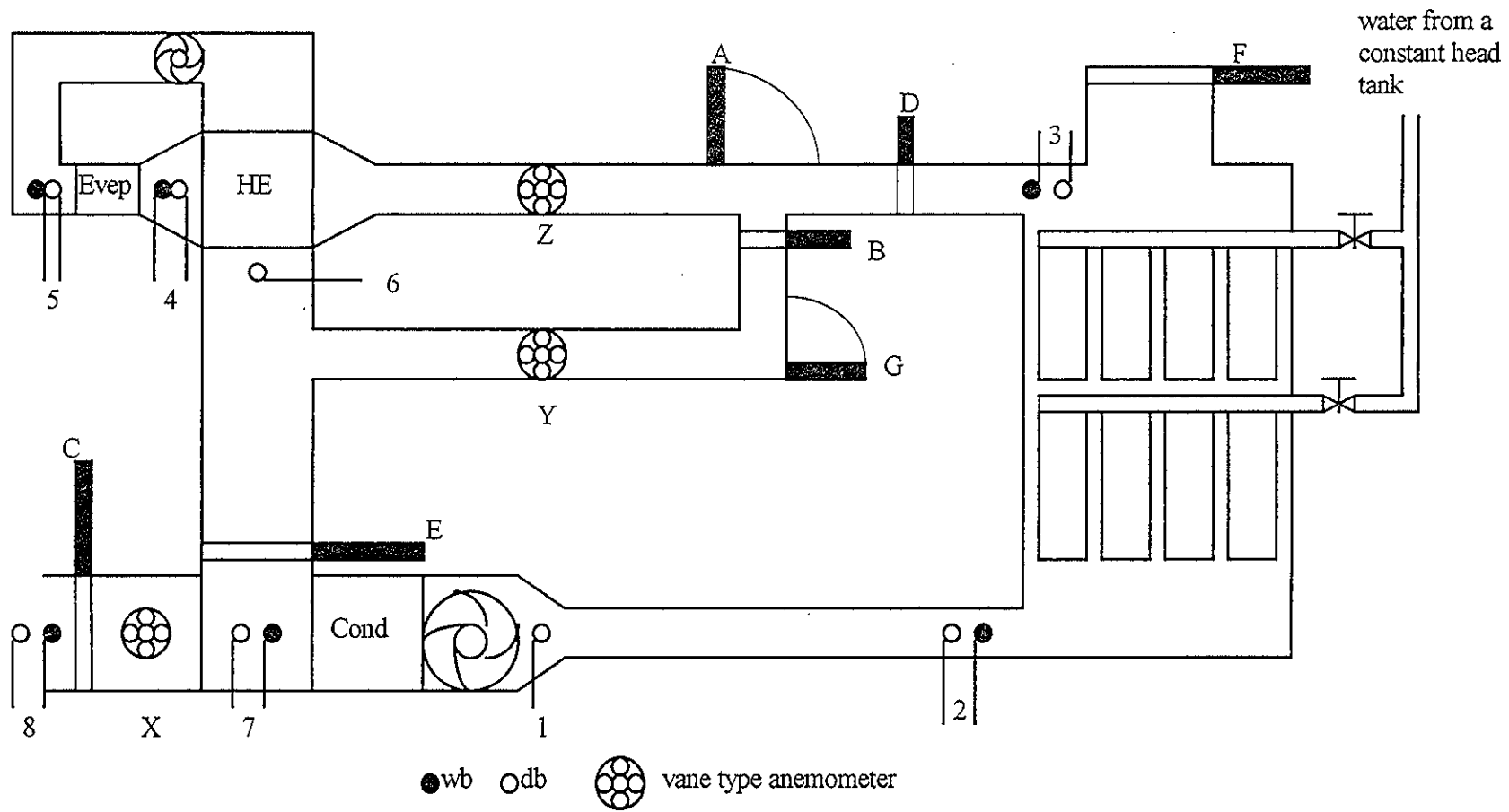
ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่พัฒนาขึ้น ได้อิงรูปแบบดังที่แสดงในรูปที่ 2.1 และแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาในบทที่ 2 ระบบที่ออกแบบนี้สามารถปรับเปลี่ยนทิศทางการไหลของอากาศได้ โดยการควบคุมวาล์วต่างๆ ทำให้ได้ระบบการไหลของอากาศที่แตกต่างกัน 4 ระบบดังแสดงในรูปที่ 3.1 โดยแต่ละระบบจะกำหนดให้ทำงานที่สภาวะเดียวกัน ได้แก่ ความเร็วของพัดลมเท่ากัน ภาระเท่ากันเป็นต้น ทำให้ทุกระบบสามารถเปรียบเทียบกันได้ โดยค่าที่แสดงถึงสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนคือ อัตราการดึงน้ำออก (moisture extraction rate, MER) อัตราการดึงน้ำออกจำเพาะ (specific moisture extraction rate, SMER) และค่าของสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (coefficient of performance, COP) ของปั๊มความร้อน



รูปที่ 3.1 (ก) ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่สร้างขึ้นจริง

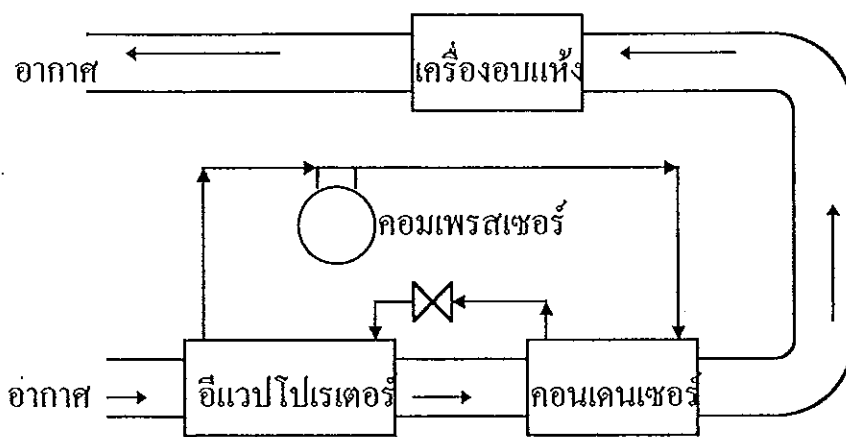
3.1.1 ระบบที่ 1

ระบบที่ 1 เป็นระบบเปิดที่มีอากาศไหลผ่านครั้งเดียว อากาศจากบรรยากาศภายนอก ถูกดูดเข้าระบบผ่านอีแวปโปเรเตอร์เพื่อลดความชื้นของอากาศ และเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นโดยผ่านคอนเดนเซอร์ แล้วจึงนำเอาอากาศร้อนนี้ไปอบแห้ง



รูปที่ 3.1 (ข) ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน

ในเครื่องอบแห้ง หลังจากผ่านเครื่องอบแห้งแล้วอากาศจะมีความชื้นสูงและอุ่นซึ่งจะถูกปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศต่อไป รูปที่ 3.2 แสดงลักษณะของระบบที่ 1 ในทางปฏิบัติ จากรูปที่ 3.1 ระบบที่ 1 ทำได้โดยการเปิดประตู A ปิดประตู G ปิดลิ้น B C D ให้สนิท และเปิดลิ้น E F ออกจนสุด อากาศจากบรรยากาศจะเข้าสู่ระบบผ่านประตู A ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อีแวปโปเรเตอร์ คอนเดนเซอร์ และเครื่องอบแห้ง ตามลำดับ ก่อนถูกปล่อยสู่บรรยากาศอีกครั้งทางลิ้น F

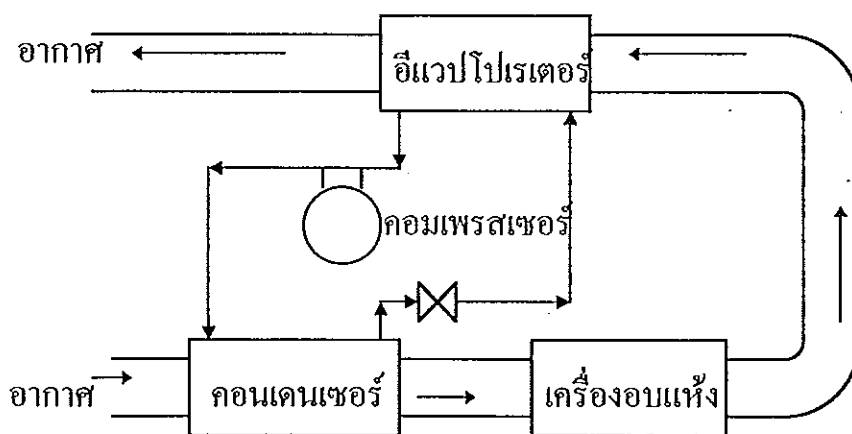


รูปที่ 3.2 โครงสร้างของระบบที่ 1

ในระบบที่ 1 นี้ ความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัสของอากาศจากบรรยากาศ จะถ่ายเทให้กับอีแวปโปเรเตอร์ ทำให้ขึ้นจําเพาะและอุณหภูมิของอากาศลดลง และ ความร้อนในส่วนนี้จะถูกส่งไปที่คอนเดนเซอร์โดยคอมเพรสเซอร์ และถ่ายเทคืนให้กับ อากาศในคอนเดนเซอร์ อากาศที่ผ่านคอนเดนเซอร์แล้วจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น ความชื้น สัมพัทธ์ต่ำลง ซึ่งเป็นการเพิ่มศักยภาพในการอบแห้งของอากาศ ระบบนี้เหมาะสำหรับ อบแห้งที่อุณหภูมิต่ำ (เพราะความชื้นจําเพาะของอากาศอบแห้งต่ำกว่าบรรยากาศ จึงไม่ ต้องการอุณหภูมิสูงมากนัก ในการจะลดความชื้นสัมพัทธ์เพื่อให้อากาศมีศักยภาพใน การอบแห้ง) แต่ในระบบนี้ปริมาณความร้อนที่ดึงกลับในอีแวปโปเรเตอร์จะถูกจำกัด โดยเงื่อนไขของสถานะแวดล้อม หากอุณหภูมิและความชื้นของบรรยากาศต่ำมากๆ อาจ ส่งผลให้อีแวปโปเรเตอร์ดึงพลังงานได้น้อยเกินไป และทำให้อุณหภูมิจากอบแห้ง ที่ออกจากคอนเดนเซอร์ไม่สูงมากนัก อันอาจจะทำให้ศักยภาพในการอบแห้งของ อากาศในกรณีนี้ไม่ค่อยดี

3.1.2 ระบบที่ 2

ระบบที่ 2 เป็นระบบเปิดเช่นเดียวกับระบบที่ 1 ที่มีอากาศไหลผ่านตลอด อากาศจากบรรยากาศภายนอกถูกดูดเข้าระบบผ่านคอนเดนเซอร์ เพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นแล้วจึงนำเอาอากาศร้อนนี้ไปอบแห้งในเครื่องอบแห้ง หลังจากผ่านเครื่องอบแห้งแล้ว อากาศจะถ่ายเทความร้อนให้กับอีแวปโปเรเตอร์ก่อนถูกปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศ รูปที่ 3.3 แสดงลักษณะของระบบที่ 2 และในทางปฏิบัติจากรูปที่ 3.1 เมื่อต้องการปรับให้เป็นระบบนี้ทำได้โดย เปิดลิ้น C และ D ออกให้สุด ในขณะที่ปิดลิ้น B E และ F ปิดประตู A แต่เปิดประตู G อากาศจากภายนอกจะถูกดูดเข้าระบบผ่านทางลิ้น C ผ่านคอนเดนเซอร์ เครื่องอบแห้ง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และอีแวปโปเรเตอร์ แล้วถูกปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศทางประตู G



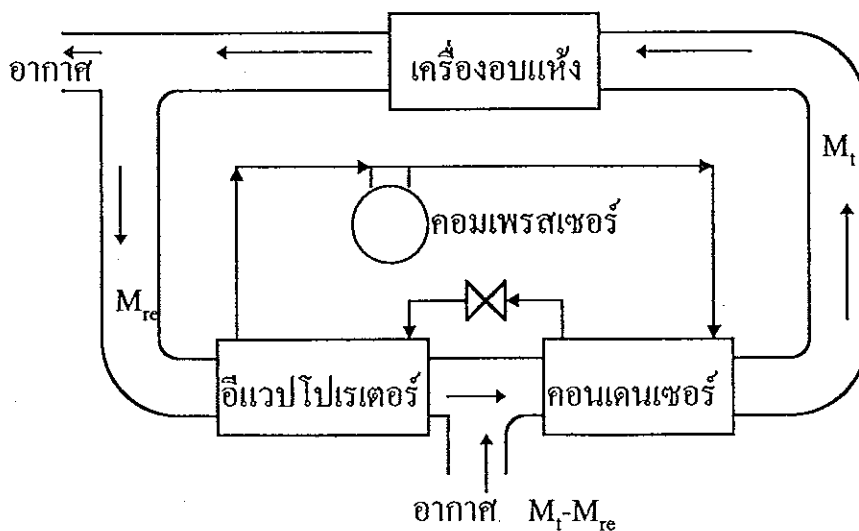
รูปที่ 3.3 โครงสร้างของระบบที่ 2

ในระบบนี้ ความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งจะเท่ากับบรรยากาศ ศักยภาพในการอบแห้งได้จากอุณหภูมิอากาศที่เพิ่มขึ้น อีแวปโปเรเตอร์ทำหน้าที่ในการดึงพลังงานจากอากาศอุ่นชื้นที่ออกจากเครื่องอบแห้งกลับ เพื่อลดการสูญเสียพลังงานจากระบบ จึงทำให้อุณหภูมิในอีแวปโปเรเตอร์ของระบบนี้สูงกว่าระบบที่ 1 เนื่องจากอากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้ง มีพลังงานมากกว่าอากาศในบรรยากาศ ทำให้อีแวปโปเรเตอร์สามารถดึงพลังงานกลับได้มาก (เมื่อเทียบกับระบบที่ 1) ซึ่งส่งผลให้คอนเดนเซอร์สามารถถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศได้มาก อุณหภูมิของอากาศเข้าเครื่อง

อบแห้งจึงสูงกว่าระบบที่ 1 ระบบนี้เป็นระบบมาตรฐานที่ใช้เปรียบเทียบกับระบบอบแห้งทั่วไป (ที่ใช้ความร้อนจากน้ำมันหรือไม้ฟืน)

3.1.3 ระบบที่ 3

ระบบที่ 3 มีลักษณะเป็นระบบปิดที่ปรับปรุงจากระบบที่ 2 โดยการนำเอาอากาศที่ผ่านอีแวปโปเรเตอร์แล้วมาหมุนเวียนในระบบอีก เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงพลังงาน แต่อากาศบางส่วนจำเป็นต้องระบายทิ้งออกไปเพื่อรักษาเสถียรภาพของระบบ ซึ่งทำให้ไม่เป็นระบบปิดโดยสมบูรณ์ ตำแหน่งที่ระบายอากาศทิ้งคือ ทางออกของเครื่องอบแห้ง เพราะอากาศส่วนนี้มีมีความชื้นมาก อากาศใหม่จากบรรยากาศ (ปริมาณเท่ากับที่ระบายทิ้งออกไป) ถูกนำเข้ามาผสมกับอากาศที่ออกจากอีแวปโปเรเตอร์ก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ ดังรูปที่ 3.4 ซึ่งการปรับระบบจริงจากรูปที่ 3.1 สามารถทำได้โดย ปิดประตู A G และลิ้น B ปิด ในขณะที่เปิดลิ้น D และ E เต็มที่ เปิดลิ้น C และ F เพียงบางส่วนเพื่อควบคุมอัตราส่วนอากาศหมุนเวียน (M_{re}/M_t) อากาศจากบรรยากาศถูกดูดผ่านลิ้น C ผสมกับอากาศจากอีแวปโปเรเตอร์ แล้วผ่านคอนเดนเซอร์และเครื่องอบแห้ง อากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งส่วนหนึ่งจะระบายทิ้งทางลิ้น F ส่วนที่เหลือจะหมุนเวียนในระบบผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และอีแวปโปเรเตอร์ต่อไป

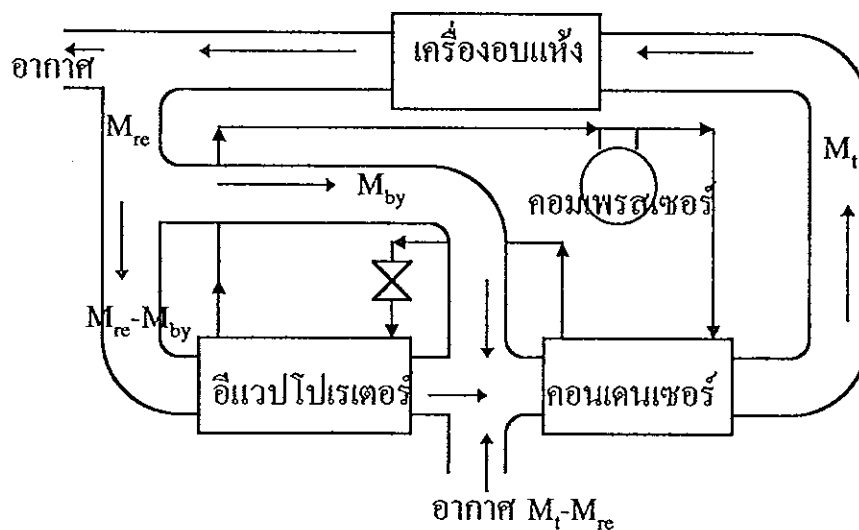


รูปที่ 3.4 โครงสร้างของระบบที่ 3

ในระบบนี้อากาศที่ผ่านอีแวปโปเรเตอร์แล้ว จะมีความชื้นจำเพาะต่ำกว่าบรรยากาศ ซึ่งเมื่อผสมกับอากาศใหม่จากบรรยากาศแล้ว ทำให้ความชื้นจำเพาะของอากาศอบแห้งจะต่ำกว่าความชื้นจำเพาะของบรรยากาศ ทำให้เพิ่มศักยภาพในการอบแห้ง แต่หากปริมาณอากาศหมุนเวียนกลับน้อยเกินไป จะเป็นผลให้พลังงานที่ดึงกลับในอีแวปโปเรเตอร์น้อย จึงทำให้ความร้อนในคอนเดนเซอร์น้อย อากาศที่ใช้อบแห้งจะมีอุณหภูมิต่ำ ศักยภาพในการอบแห้งจะลดลง ดังนั้นในระบบนี้จึงใช้ศึกษาอัตราส่วนอากาศหมุนเวียนที่เหมาะสมสำหรับอบแห้ง

3.1.4 ระบบที่ 4

ระบบที่ 4 เป็นระบบที่มีลักษณะเช่นเดียวกับระบบที่ 3 เพียงแต่อากาศส่วนหนึ่งบายพาสไม่ต้องผ่านอีแวปโปเรเตอร์ดังรูปที่ 3.5 ปริมาณอากาศที่ผ่านอีแวปโปเรเตอร์จึง



รูปที่ 3.5 แสดงโครงสร้างของระบบที่ 4

ลดลง ทำให้อากาศที่ออกจากอีแวปโปเรเตอร์มีความชื้นต่ำกว่าเมื่อไม่มีบายพาส เพราะอีแวปโปเรเตอร์จะใช้ความร้อนในการการกลั่นน้ำมากขึ้น (อากาศไหลผ่านอีแวปโปเรเตอร์น้อยลง ความร้อนสัมผัสน้อยลง ขณะที่ความร้อนรวมเท่าเดิม ความร้อนแฝงในการลดความชื้นอากาศจึงมากขึ้น) เป็นผลให้ความชื้นจำเพาะรวมของอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ลดลง แต่หากบายพาสอากาศมากเกินไป ความชื้นจำเพาะของอากาศอบแห้งก่อนเข้าเครื่องอบแห้งจะสูงขึ้นได้ เพราะอากาศบายพาสเป็นอากาศที่มีความชื้นจำเพาะสูง นอกจากนี้ การบายพาสยังทำให้พลังงานที่ดึงกลับในอีแวปโปเรเตอร์ลดลง

อาจเป็นผลให้สมรรถนะการใช้พลังงานลดลง ในระบบนี้จึงมุ่งเน้นศึกษาถึงอัตราส่วนอากาศบายพาสที่เหมาะสม การปรับประตูและลิ้นในรูปที่ 3.1 ของระบบนี้เหมือนกับระบบที่ 3 จะต่างกันตรงลิ้น B เท่านั้นที่เปิด โดยลิ้น B นี้จะเป็นตัวควบคุมอัตราส่วนอากาศบายพาส (M_b/M_t)

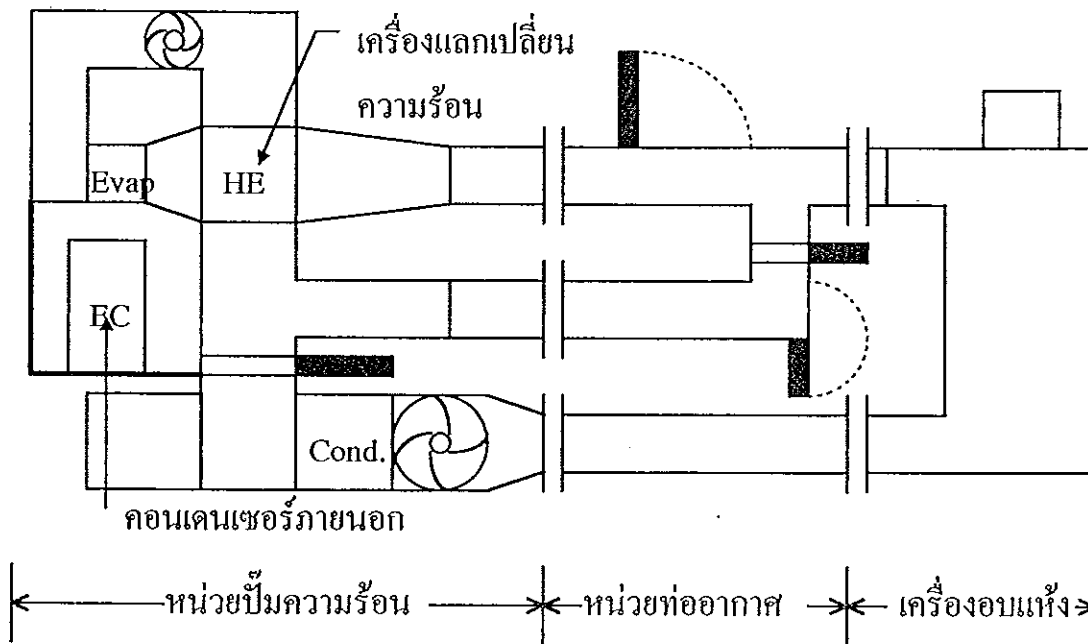
3.2 การออกแบบเครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน

ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ศึกษาในงานวิจัยนี้ ได้รับการออกแบบเพื่อให้สามารถใช้ศึกษาพารามิเตอร์ได้หลากหลาย สามารถติดตั้งเครื่องมือวัดได้โดยง่าย และสะดวกในการปฏิบัติงานของผู้ทดลอง ซึ่งจุดประสงค์ของการออกแบบมีดังต่อไปนี้

1. สามารถปรับระบบการไหลของอากาศได้ครบทั้ง 4 ระบบตามที่กล่าวไว้ในหัวข้อที่ผ่านมา
2. สามารถปรับพื้นที่ถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์และอีแวโปเรเตอร์ได้
3. สามารถปรับอัตราการไหลของอากาศ RAR และ BAR ได้
4. สามารถเคลื่อนย้ายได้สะดวก
5. สามารถถอดและประกอบส่วนต่างๆได้ เพื่อให้เปลี่ยนแปลงแก้ไขในภายหลังได้ง่าย

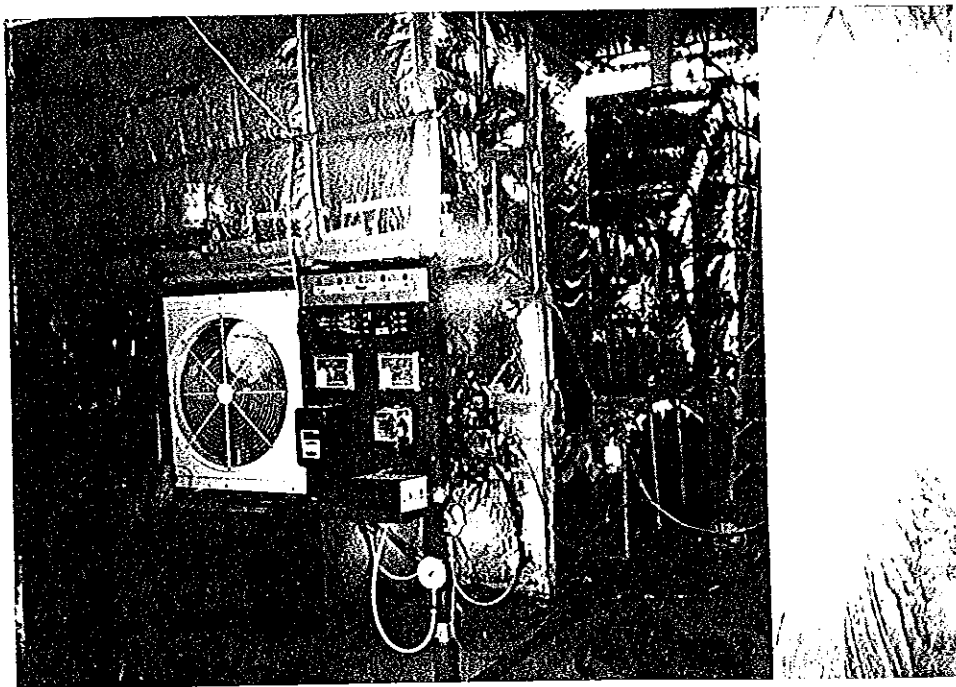
จากจุดประสงค์ดังกล่าว จึงได้ออกแบบระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนเป็น 3 หน่วย คือ หน่วยปั๊มความร้อน หน่วยห้องอบแห้ง และหน่วยระบบท่อที่ต่อระหว่างปั๊มความร้อนและห้องอบแห้ง ดังรูปที่ 3.6 ในหน่วยปั๊มความร้อนมีอุปกรณ์ของระบบปั๊มความร้อนติดตั้งอยู่ ได้แก่ คอนเดนเซอร์ อีแวโปเรเตอร์ เอ็กแพนชันวาล์ว คอมเพรสเซอร์ ถังสารทำความเย็นเหลว ถังไอสารทำความเย็น และคอนเดนเซอร์ภายนอก รวมทั้งอุปกรณ์ทางด้านไฟฟ้าดังแสดงในรูปที่ 3.7 หน่วยปั๊มความร้อนจึงหน่วยหลักของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน สำหรับหน่วยระบบท่ออากาศ และหน่วยห้องอบแห้งสามารถถอดแยกจากหน่วยปั๊มความร้อนได้ ทำให้สามารถเปลี่ยนรูปแบบของระบบอบแห้งได้ตามต้องการในภายหลังโดยไม่ต้องสร้างใหม่ทั้งระบบ เช่นหากต้องการเปลี่ยนห้องอบแห้งเป็นแบบใหม่ก็สามารถทำได้โดยง่าย โครงสร้างของทั้ง 3 หน่วยทำด้วย

เหล็กฉากขนาด 2 นิ้ว หนา 0.25 นิ้ว ส่วนผนังทำด้วยเหล็กแผ่นหนา 1/16 นิ้ว ยึดติดกับโครงสร้างด้วยหมุดย้ำ โดยในงานวิจัยนี้ได้รับความร่วมมือจาก บริษัท บีทีไวัสส์(ประเทศไทย) จำกัด ในการจัดหาอุปกรณ์และสร้างระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนให้ตามแบบที่ต้องการ



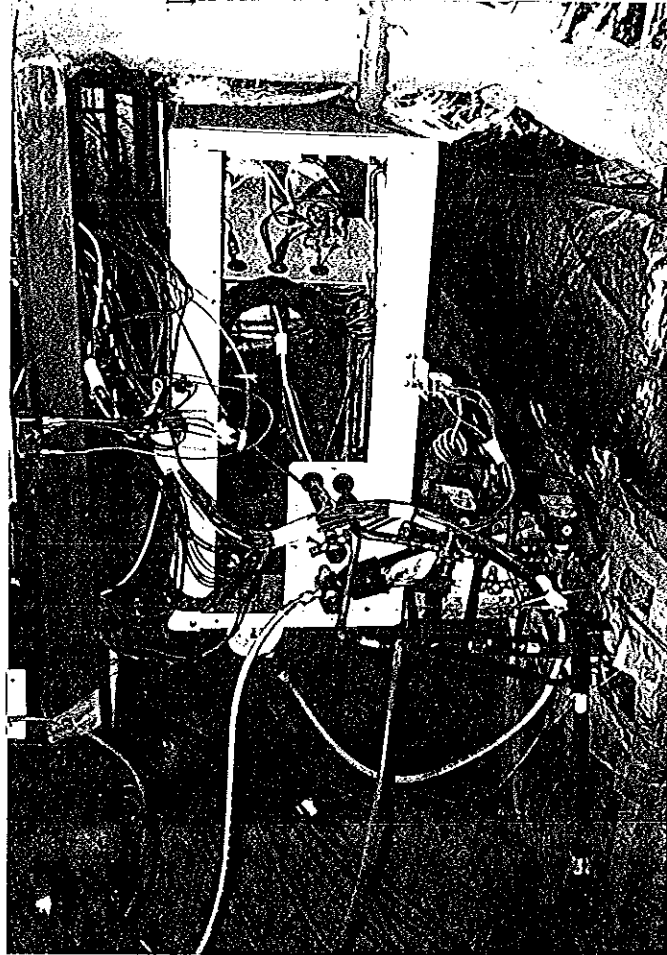
รูปที่ 3.6 ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนทั้ง 3 หน่วย

รูปที่ 3.7 (ก) ภาพด้านข้างของ
หน่วยปั๊มความร้อน

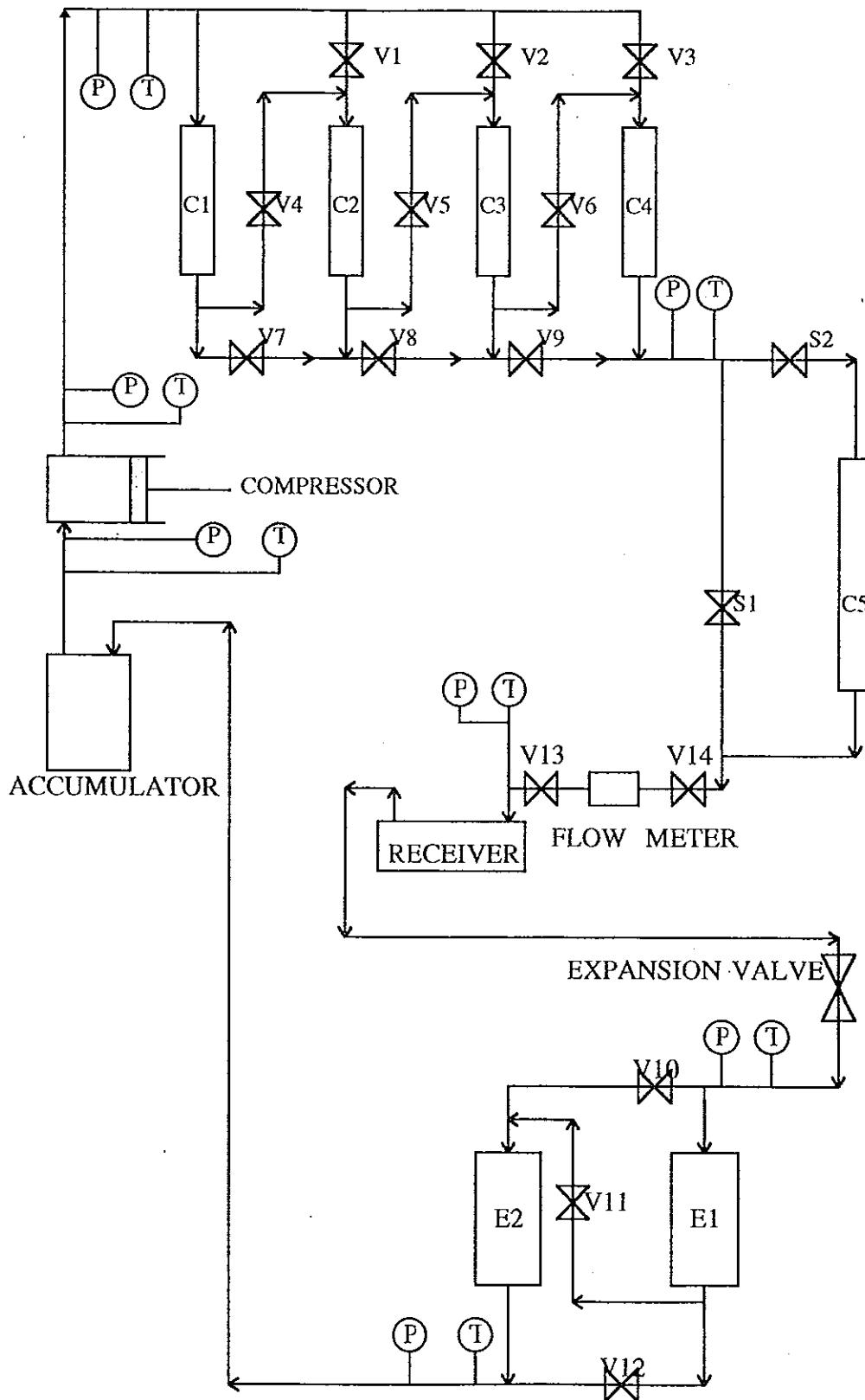


รูปที่ 3.7 (ข) ภาพด้านหลังและแผงควบคุมไฟฟ้าของหน่วยปั๊มความร้อน

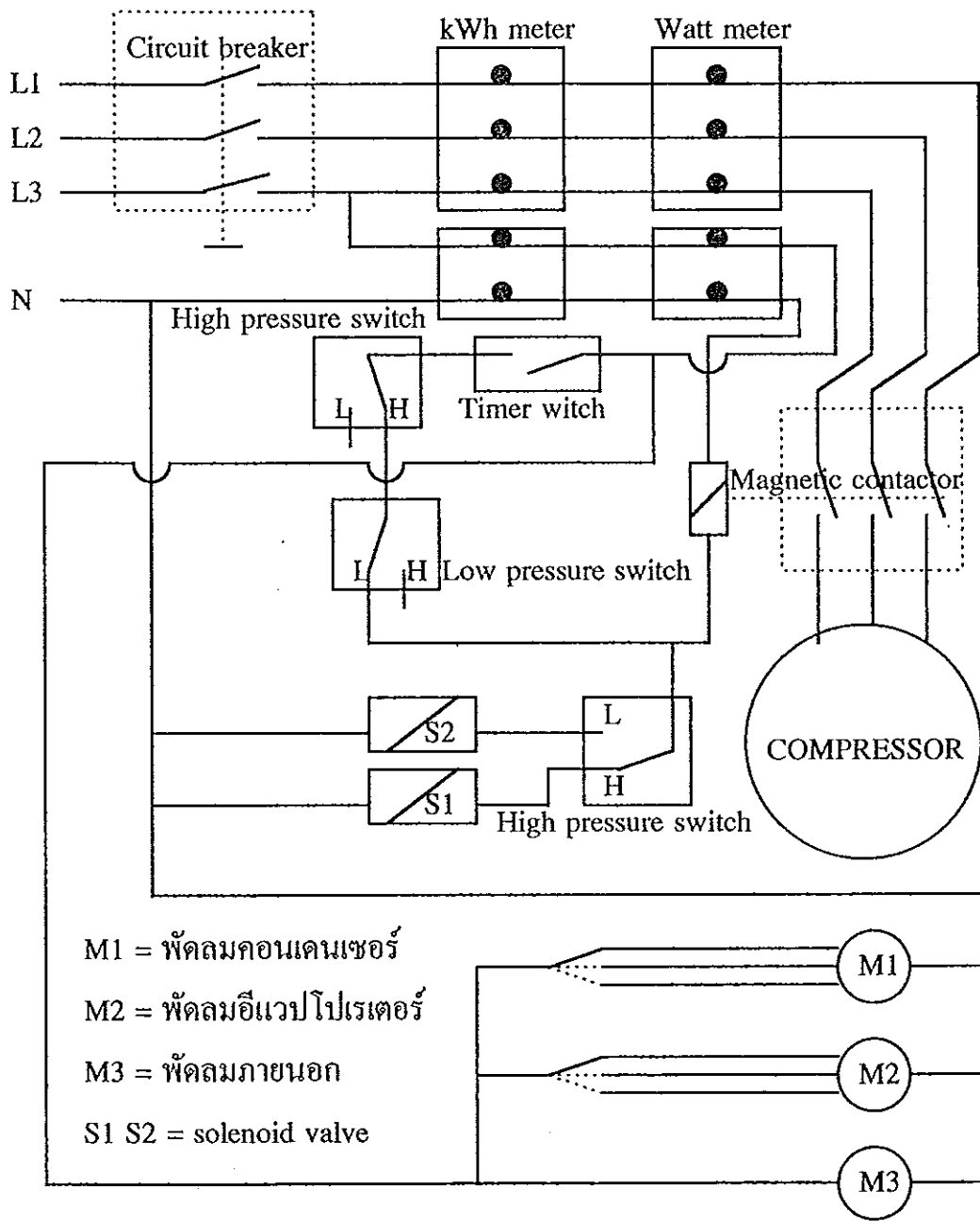
รูปที่ 3.7 (ค) คอมเพรสเซอร์ของ
หน่วยปั๊มความร้อน



เนื่องจากต้องการให้สามารถแปรขนาดพื้นที่ถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์และอีแวปโปเรเตอร์ได้ จึงได้ติดตั้งคอยล์คอนเดนเซอร์จำนวน 4 ชุด และคอยล์อีแวปโปเรเตอร์ 2 ชุด โดยมีวาล์วสำหรับควบคุม 12 ตัวดังรูปที่ 3.8 ซึ่งทำให้สามารถปรับการไหลของสารทำความเย็นผ่านคอยล์ได้ทั้งแบบอนุกรมและแบบขนานได้ และเพื่อความปลอดภัย จึงได้ออกแบบให้มีระบบตรวจสอบความดันในวงจรสารทำความเย็นหลายจุด ซึ่งหากความดันในวงจรสารทำความเย็นสูงเกินกว่า 2450 kPa ระบบจะตัดไฟฟ้าที่จ่ายให้กับคอมเพรสเซอร์ทันที แต่พัฒนายังคงทำงานต่อไป ซึ่งจะช่วยให้สามารถระบายความร้อนออกจากวงจรสารทำความเย็นได้เร็วขึ้น (สถานะที่เกิดความดันสูงเป็นผลจาก ระบบไม่สามารถระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นได้ ทำให้ความร้อนสะสมในวงจรสารทำความเย็น ความดันจึงสูงขึ้น) อุปกรณ์ที่ตรวจจับความดันคือ สวิตช์



รูปที่ 3.8 วงจรสารทำความเย็น C1..C5 =คอยล์คอนเดนเซอร์ C5=คอนเดนเซอร์ภายนอก E1 E2=คอยล์อีแวปโปเรเตอร์ S1 S2= โซลีนอยด์วาล์ว V1..V14= วาล์ว



รูปที่ 3.9 วงจรไฟฟ้า

ความดันซึ่งติดตั้งที่ท่อจ่ายของคอมเพรสเซอร์ 1 ตัว คือซึ่งจะควบคุมความดันไม่ให้เกิน 2450 kPa และสวิตช์ความดันต่ำติดตั้งที่ท่อดูดของคอมเพรสเซอร์ จะควบคุมความดันไม่ให้ต่ำกว่า 200 kPa หากความสูงหรือต่ำเกินกำหนด สวิตช์ความดันจะตัดการจ่ายกระแสไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ทันที สวิตช์เวลาจะหน่วงเวลาไว้ประมาณ 5 นาที จากนั้นระบบจะเริ่มทำงานอีกครั้งโดยอัตโนมัติ (หากสวิตช์ความดันสูงตัด จำเป็นต้องกดปุ่ม reset ก่อน ไม่เช่นนั้นระบบจะไม่ทำงานอีก) ลักษณะการต่อสายไฟฟ้ากับคอมเพรสเซอร์ และอุปกรณ์อื่นๆ แสดงดังรูปที่ 3.9 นอกจากนี้ยังได้มีการติดตั้งคอนเดนเซอร์ภายนอกเพิ่มอีก 1 ชุดด้วย (C5) เพื่อช่วยระบายความร้อนในกรณีที่ภาระเกินกว่าที่คอนเดนเซอร์ภายในจะรับได้ ภาระที่เกินกำลังนี้จะปรากฏในรูปของความดันที่เพิ่มขึ้น คอนเดนเซอร์ภายนอกนี้ถูกควบคุมโดยโซลินอยด์วาล์ว 2 ตัว คือ S1 และ S2 ในรูปที่ 3.8 ในสภาวะปกติ S1 เปิด ส่วน S2 ปิด สารทำความเย็นจะไหลผ่าน S1 เพื่อลงถังสารทำความเย็นเหลว ในกรณีที่เกิดความดันสูง S1 จะปิด S2 จะเปิด สารทำความเย็นจะไหลผ่าน S2 เข้าคอนเดนเซอร์ภายนอก เพื่อระบายความร้อนทิ้งสู่บรรยากาศซึ่งจะทำให้ความดันของสารทำความเย็นลดลง ก่อนเข้าสู่ถังสารทำความเย็นเหลวต่อไป ทั้ง S1 และ S2 จะถูกควบคุมอีกต่อหนึ่งโดยสวิตช์ความดันสูง (ดูรูปที่ 3.9) ซึ่งติดตั้งอยู่ที่ทางออกของคอนเดนเซอร์ และตั้งค่าความดันไว้ที่ 2450 kPa เช่นเดียวกับที่ท่อจ่ายของคอมเพรสเซอร์ นอกจากนั้น ภายในคอมเพรสเซอร์ยังมี relief valve ซึ่งจะทำหน้าที่ลดความดันเมื่อเกิดความดันสูง โดยวาล์วนี้จะเปิดเมื่อความดันมากกว่า 2750 kPa จะทำให้สารทำความเย็นลัดวงจรระหว่างด้านความดันสูงกลับสู่ความดันต่ำ ซึ่งจะต้องตัดการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้คอมเพรสเซอร์ทันที จนกว่าความดันของสารทำความเย็นในวงจรกลับสู่สภาวะปกติ จึงจะเริ่มเดินเครื่องใหม่ได้

รายละเอียดของอุปกรณ์ต่างๆในระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนมีดังนี้

ก) สารทำความเย็น

ชนิดของสารทำความเย็นเป็นปัจจัยที่สำคัญ เพราะจะเป็นตัวกำหนดอุปกรณ์ชนิดอื่นในระบบ หลักในการเลือกชนิดของสารทำความเย็นสำหรับใช้ในระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนมีดังต่อไปนี้คือ

1 อุณหภูมิวิกฤตสูงเพื่อสามารถอบแห้งที่อุณหภูมิสูงได้

2 ความดันวิกฤตต่ำ เพื่อความปลอดภัยในการทำงาน และข้อจำกัดในเรื่องชนิดวัสดุและขนาดของท่อ แต่ความดันทำงานไม่ควรต่ำกว่าความดันบรรยากาศเพื่อให้่ายในการตรวจสอบรอยรั่ว

3 มีเสถียรภาพสูง เมื่อใช้ไปนานๆแล้วสูตร โครงสร้างทางเคมีไม่เปลี่ยนแปลง

4 ไม่กัดกร่อนเหล็กเพราะอุปกรณ์ในคอมเพรสเซอร์ส่วนใหญ่เป็นเหล็ก

5 มีค่าความร้อนแฝงสูง

6 มีความหนาแน่นสูงเพราะสามารถใช้คอมเพรสเซอร์และท่อขนาดเล็กลงได้จะลดต้นทุนในการสร้างระบบได้

7 ต้องไม่เป็นวัตถุไวไฟ

8 ไม่ทำปฏิกิริยาเคมีกับน้ำมันหล่อลื่น

สารทำความเย็นที่เลือกใช้ในระบอบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนต้นแบบในงานวิจัยนี้ คือ Chlorodifluoromethane ซึ่งมีสูตรเคมีเป็น CHClF_2 หรือที่รู้จักกันทั่วไปคือ R-22 เนื่องจากเป็นสารทำความเย็นที่มีคุณสมบัติตรงกับที่ได้กล่าวไว้ตอนต้น นอกจากนี้สารทำความเย็นชนิดนี้สามารถหาได้ง่าย และมีใช้กันทั่วไปในเครื่องปรับอากาศที่ผลิตจำหน่ายในประเทศไทย ส่วนสารทำความเย็นชนิดอื่น ถ้ามีคุณสมบัติที่ดีกว่าก็ต้องสั่งซื้อจากต่างประเทศ ซึ่งทำให้มีราคาแพงและเสียเวลาในการจัดหา อีกทั้งยังไม่สะดวกหากต้องการเพิ่มเติมอุปกรณ์บางชนิดในระบบปั๊มความร้อนซึ่งจำเป็นต้องใช้สำหรับสารทำความเย็นพิเศษนั้นๆ

ข) คอมเพรสเซอร์

คอมเพรสเซอร์ที่เลือกใช้ในการสร้างปั๊มความร้อน คือคอมเพรสเซอร์ที่ใช้งานกับสารทำความเย็นชนิด R-22 เป็นคอมเพรสเซอร์ชนิดผนึกแน่น (hermetic compressor) ซึ่งมีความสามารถทำความเย็นได้ 11.36 kW มีปริมาตรกระบอกสูบเท่ากับ 78.79 cc/rev ใช้กับไฟฟ้าชนิดกระแสสลับ 3 เฟส 380 โวลต์ ใช้กระแสไฟฟ้ามากที่สุดเท่ากับ 8 แอมป์ ความดันทำงานสูงสุด 2760 kPa สำหรับเหตุผลในการเลือกใช้คอมเพรสเซอร์ก็เช่นเดียวกับเหตุผลในการเลือกชนิดของสารทำความเย็น และเป็นคอมเพรสเซอร์ที่มีใช้ใน บริษัท บีทไวด์(ประเทศไทย) จำกัด ซึ่งเป็นผู้รับสร้างระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน

ค) แอ็กแพนชั่นวาล์ว

แอ็กแพนชั่นวาล์วเป็นแบบ เทอร์โมสแตติกแอ็กแพนชั่นวาล์วสำหรับสารทำความเย็นชนิด R-22 มีขนาด 3 ตันความเย็น (ขนาดของแอ็กแพนชั่นวาล์วจะขึ้นอยู่กับขนาดของคอมเพรสเซอร์ คือขนาดของแอ็กแพนชั่นวาล์วจะต้องเท่ากับขนาดของคอมเพรสเซอร์หรือใหญ่กว่าเล็กน้อย แต่จะมีขนาดเล็กกว่าคอมเพรสเซอร์ไม่ได้โดยเด็ดขาด) โดยสามารถทำงานในช่วงอุณหภูมิ -30°C ถึง 10°C ความดันทำงานสูงสุด 3000 kPa และอุณหภูมิทำงานสูงสุด 150°C

ง) อีแวนโปเรเตอร์คอยล์

อีแวนโปเรเตอร์คอยล์ที่ติดตั้งมีจำนวน 2 ชุด แต่ละชุดมีขนาดสูง 215 mm ยาว 1420 mm และลึก 75 mm เป็นท่อทองแดง เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก 9.5 mm ติดครีปอะลูมิเนียมจำนวน 17 ครีปต่อนิว โดยมีท่อตามแนวยาว 8 ท่อ และลึก 3 แถว แต่ละชุดมีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนภายนอกเท่ากับ 30.65 m^2 จากการติดตั้งคอยล์ 2 ชุดทำให้สามารถปรับลักษณะการไหลของสารทำความเย็นได้ 3 แบบคือ ไหลเข้าคอยล์เย็นเฉพาะชุดแรก ไหลเข้าคอยล์เย็นทั้ง 2 ชุด แบบอนุกรมและขนาน โดยการควบคุมวาล์ว ดังแสดงในรูปที่ 3.8

จ) คอนเดนเซอร์คอยล์

คอนเดนเซอร์คอยล์มีด้วยกันทั้งหมด 4 ชุด โดยเป็นท่อทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก 9.5 mm ติดครีปอะลูมิเนียม 17 ครีปต่อนิว ขนาดภายนอกของคอยล์สูง 460 mm ยาว 1420 mm ลึก 25 mm มีจำนวนท่อตามแนวยาวเท่ากับ 18 ท่อ ลึก 1 แถว มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนภายนอกของแต่ละชุดเท่ากับ 21.86 m^2 การติดตั้งคอยล์ร้อนจำนวนถึง 4 ชุดพร้อมวาล์วดังรูปที่ 3.8 ทำให้สามารถควบคุมการไหลของสารทำความเย็นได้ 13 แบบทั้งอนุกรมและขนาน

ฉ) พัดลม

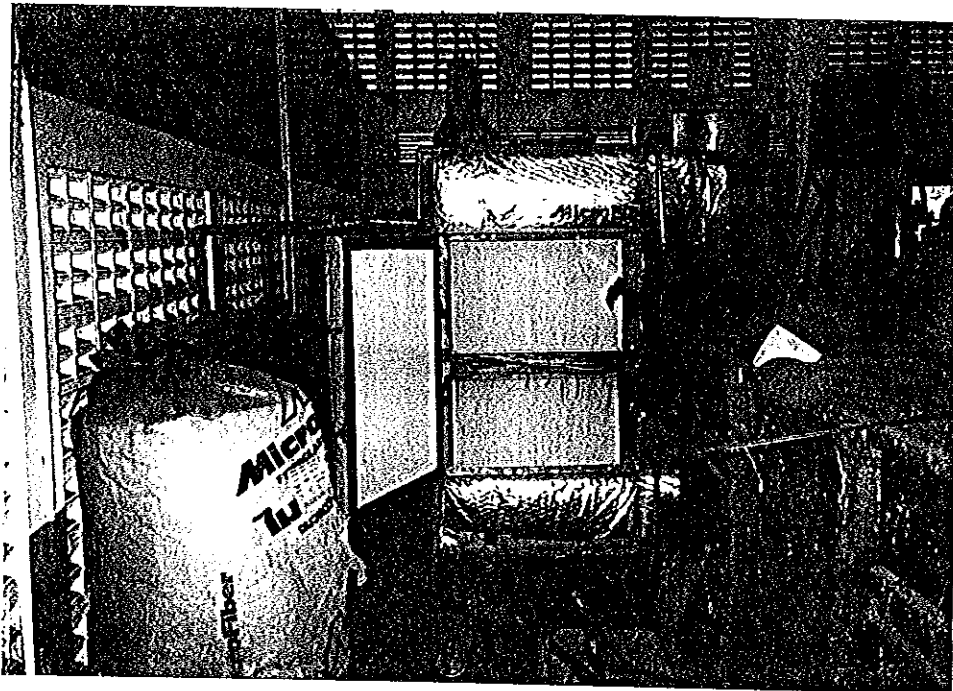
พัดลมที่ติดตั้งมี 2 ชุด คือ พัดลมอีแวนโปเรเตอร์ซึ่งติดตั้งอยู่ที่ทางออกของอีแวนโปเรเตอร์ และพัดลมคอนเดนเซอร์ซึ่งติดตั้งที่ทางออกของคอนเดนเซอร์ โดยพัดลมทั้งสองชุดเป็นแบบไหลตามแนวรัศมี โดยใบพัดลมเป็นรูปทรงกระบอกเส้นผ่าศูนย์กลาง 15.2 cm ยาว 20.3 cm ในพัดลม 1 ชุดประกอบด้วย พัดลม 4 ตัว ขับด้วยมอเตอร์

จำนวน 2 ตัว เป็นมอเตอร์ 1 เฟส 4 โพล์ 220 โวลต์ ใช้กระแสไฟฟ้า 0.7 แอมป์ มีความเร็วรอบ 1500 รอบต่อนาที

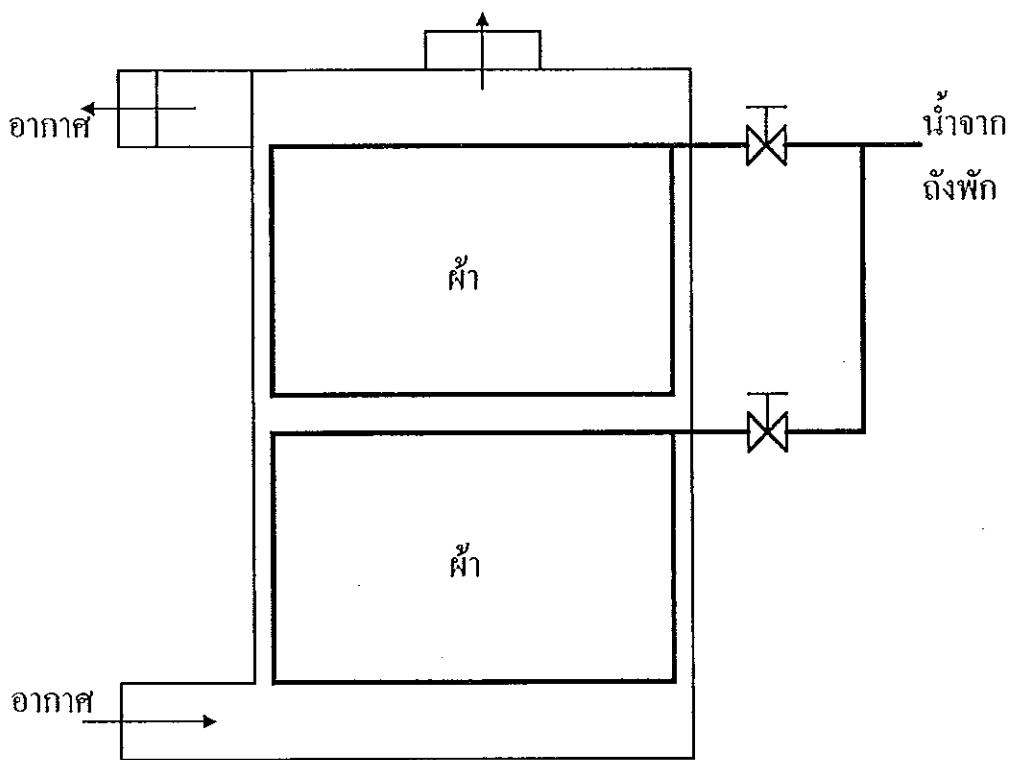
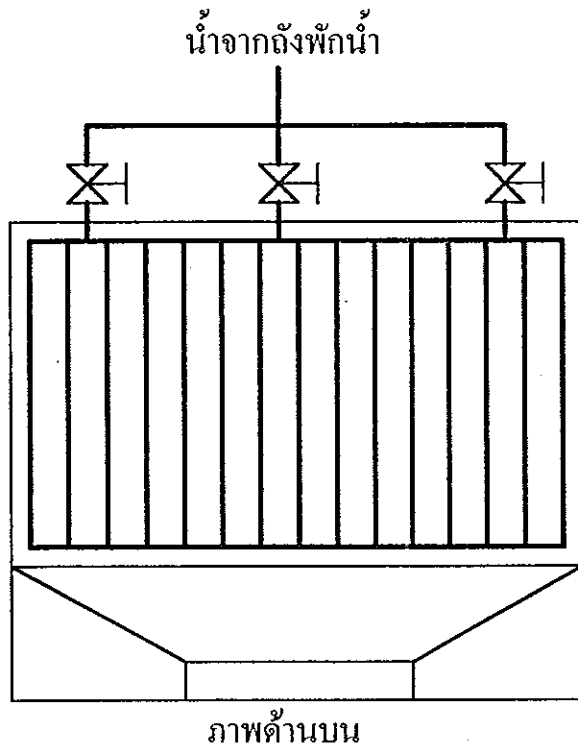
ข) ห้องอบแห้ง

ห้องอบแห้งที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนครั้งนี้ เป็นห้องอบแห้งที่จำลองภาวะโดยผ้าเปียก โดยการให้อากาศระเหยน้ำออกจากผ้า แทนการอบแห้งผลิตภัณฑ์จริง ทั้งนี้เพราะต้องการลดตัวแปรต่างๆที่เกี่ยวข้องกับการอบแห้งให้น้อยลง ตัวแปรเหล่านี้ได้แก่ ขนาดของผลิตภัณฑ์ ความชื้นของผลิตภัณฑ์ และชนิดของผลิตภัณฑ์ เป็นต้น นอกจากนั้นการให้ภาระคงที่ ทำให้สามารถทดสอบสมรรถนะของระบบในช่วงสภาวะคงตัว (steady state) ได้ อันจะเป็นผลให้ทำความเข้าใจพฤติกรรมของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนได้ง่ายขึ้น

ห้องอบแห้งจำลอง จะมีขนาดกว้าง 70 cm ยาว 160 cm และสูง 130 cm โดยภายในจะมีผ้าขนาด 45X61 cm² แขนงอยู่ 2 ชั้นๆละ 15 ผืน น้ำจากถังสูงจะทำให้ผ้าชุ่มน้ำตลอดเวลา อากาศอบแห้งจะระเหยน้ำออกจากผ้าเหมือนกับการอบแห้งผลิตภัณฑ์จริงๆ สามารถปรับอัตราการไหลของน้ำที่เข้าสู่ผ้าแต่ละชั้นแยกกันได้อิสระดังแสดงในรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 (ก) ห้องอบแห้งจริง



ภาพด้านข้าง
รูปที่ 3.10 (ข) ห้องอบแห้ง

3.3 เครื่องมือวัด

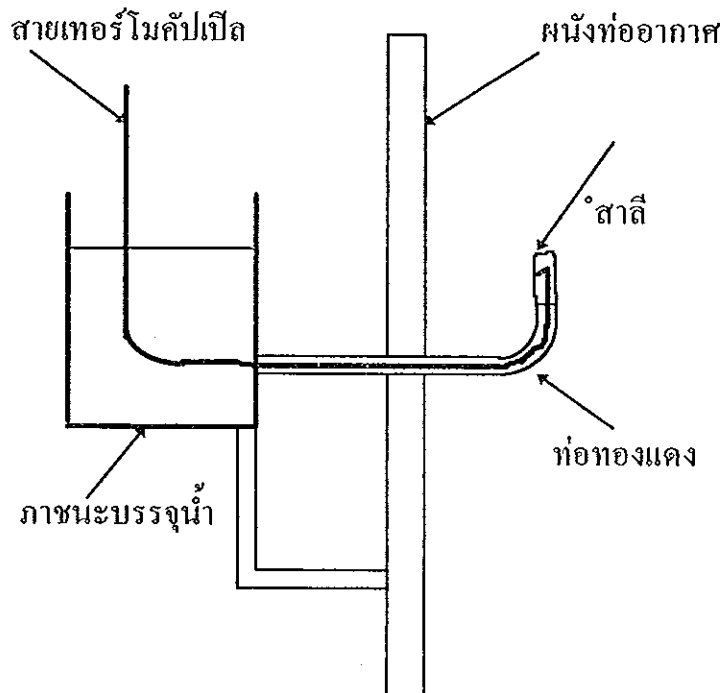
การศึกษาระบบทางความร้อนที่ซับซ้อนอย่างระบบอบแห้งด้วยน้ำมันความร้อน จำเป็นต้องวัดคุณสมบัติทางความร้อนของอากาศและสารทำความเย็นที่เข้าและออกจากแต่ละองค์ประกอบ เพื่อให้สามารถทำการวิเคราะห์หวั่นการทางพลศาสตร์ความร้อนได้ คุณสมบัติที่ต้องวัดได้แก่ อุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียกของอากาศ อุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็น อัตราการไหลของอากาศและสารทำความเย็นตามจุดต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 3.1 (ก) ในวงจรอากาศซึ่งจะวัดอุณหภูมิ 15 จุด อัตราการไหล 3 จุด ในรูปที่ 3.8 แสดงตำแหน่งการวัดของวงจรสารทำความเย็น ซึ่งมีอุณหภูมิ 8 จุด ความดัน 8 จุดและอัตราการไหลอีก 1 จุด นอกจากนี้ยังมีการวัดกำลังไฟฟ้าทั้ง 3 เฟส และเฟสเดียวดังแสดงในรูปที่ 3.9

ก) การวัดอุณหภูมิ

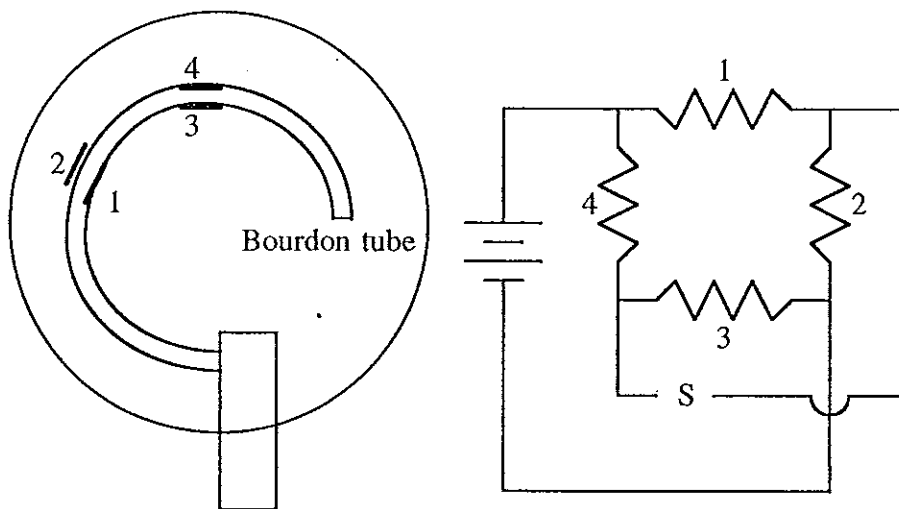
การวัดอุณหภูมิทั้งในส่วนของสารทำความเย็นและอากาศ ทำได้โดยใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด K โดยสายเทอร์โมคัปเปิลทุกเส้น จะวัดอุณหภูมิปรับเทียบกับเทอร์โมมิเตอร์มาตรฐาน (ASTM 59C) ในช่วงอุณหภูมิ 0-100°C ความละเอียดของเทอร์โมมิเตอร์เท่ากับ $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ การวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ จะมีน้ำเลี้ยงสำลิตที่หุ้มปลายสายเทอร์โมคัปเปิล ดังแสดงในรูปที่ 3.11

ข) การวัดความดัน

ในการวัดความดันของสารทำงาน ใช้เกจวัดความดันแบบ Bourdon tube และเพื่อให้สามารถเก็บข้อมูลด้วยคอมพิวเตอร์ได้ จึงดัดแปลงให้แสดงผลเป็นสัญญาณไฟฟ้าได้โดยติดเกจวัดความเครียด (strain gauge) บนท่อวัดความดัน ดังรูปที่ 3.12 แล้วนำไปปรับเทียบกับเครื่องปรับเทียบความดันที่มีความละเอียดสูง (Budenberg รุ่น 1070/278) เพื่อหาความสัมพันธ์เชิงเส้นของค่าที่อ่านได้จากเกจวัดความเครียดกับความดันที่ถูกต้อง เกจวัดความดันที่ใช้มี 2 ขนาดคือ 0-2800 kPa สำหรับด้านความดันสูง และ 0-1400 kPa สำหรับด้านความดันต่ำ



รูปที่ 3.11 การติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียก



รูปที่ 3.12 การติดตั้งเกจวัดความเครียดเพื่อวัดความดัน

ค) การวัดอัตราการไหลของสารทำความเย็น

อัตราการไหลของสารทำความเย็นวัดที่ทางออกของคอนเดนเซอร์ก่อนที่สารทำความเย็นไหลเข้าถังสารทำความเย็นเหลว (ดูรูปที่ 3.8) ซึ่งเป็นการวัดอัตราการไหลของสารทำความเย็นในสภาพของเหลว เครื่องมือวัดที่ใช้คือ INVALCO turbine flowmeter

รุ่น W31/0500 เส้นผ่าศูนย์กลาง 0.5 นิ้ว โดยสามารถวัดอัตราการไหลได้ 0.6-6.0 GPM มีความคลาดเคลื่อน $\pm 0.5\%$ สัญญาณค่าที่วัดได้เป็นความถี่หรือความต่างศักย์ โดยที่ความถี่ 100 Hz จะมีความต่างศักย์เท่ากับ 100 mV และที่ความถี่ 1000 Hz จะมีความต่างศักย์ 1.5 โวลต์ ค่าความถี่ที่วัดได้คูณด้วย 60หารด้วยเฟคเตอร์ 10305 (จากคู่มือที่มา กับเครื่องวัดอัตราการไหล) จะได้ผลลัพธ์เป็นอัตราการไหลในหน่วย แกลลอนต่อนาที

ง) การวัดอัตราการไหลของอากาศ

อัตราการไหลของอากาศไม่ได้วัดโดยตรง แต่ใช้การวัดความเร็วของอากาศแทน โดยใช้ vane type anemometer (Digicon รุ่น DA-42) สามารถวัดความเร็วลมในช่วง 0.2 ถึง 40.0 m/s ซึ่งมีความคลาดเคลื่อน $\pm (2\% + 1d)$ วัดความเร็วลมที่ 3 ตำแหน่งดังรูปที่ 3.1

จ) กำลังไฟฟ้า

พลังงานไฟฟ้าที่ใช้มี 2 ชนิดคือ แบบ 3 เฟสสำหรับคอมพิวเตอร์ และแบบ 1 เฟส สำหรับพัดลมและอุปกรณ์อื่นๆ การวัดพลังงานไฟฟ้าใช้วัตต์มิเตอร์ที่ได้รับการปรับเทียบแล้ว และ กิโลวัตต์ชั่วโมงมิเตอร์ โดยกำลังไฟฟ้า 3 เฟสใช้กิโลวัตต์ชั่วโมงมิเตอร์ของ SIEMENS รุ่น D22 ความละเอียด 0.01 kWh และแบบ 1 เฟสใช้กิโลวัตต์ชั่วโมงมิเตอร์ของ TM รุ่น GB3924-83 มีความละเอียด 0.05 kWh ผลจากการวัดของวัตต์มิเตอร์และกิโลวัตต์ชั่วโมงมิเตอร์สามารถเปรียบเทียบกันได้ (และพบว่าใกล้เคียงกันมาก)

3.4 กระบวนการทดลอง

ในการศึกษานี้ ทำการศึกษาระบบอบแห้งด้วยป้มความร้อน 4 ระบบ ดังที่กล่าวไว้ในหัวข้อที่ผ่านมา โดยทุกระบบจะแปรค่าอัตราการไหลของอากาศ 2 ค่า ภาระอบแห้ง 2 ค่า และสภาวะแวดล้อม 2 ค่า (กลางวันและกลางคืน) ดังนั้นในระบบที่ 1 และระบบที่ 2 จะต้องทำการทดลอง 8 การทดลอง ในระบบที่ 3 เพิ่มการแปรค่าอัตราส่วนอากาศหมุนเวียนอีก 3 ค่า จึงทำให้ต้องทดลอง 24การทดลอง และในระบบที่ 4 จะเพิ่มการแปรค่าอัตราส่วนอากาศบายพาสอีก 3 ค่า ซึ่งทำให้ในระบบที่ 4 จะต้องทำการ

ทดลองถึง 72 การทดลอง เมื่อรวมทุกระบบแล้วต้องทำการทดลองทั้งสิ้น 112 การทดลอง (ผลการทดลองแสดงไว้ในภาคผนวกที่ 2)

เมื่อเริ่มทดลองในครั้งแรก จะเดินเครื่องระบบอบแห้งด้วยไ้มความร้อนทิ้งไว้ประมาณ 2-3 ชั่วโมงก่อน เพื่อให้ระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว (steady state) โดยสังเกตจากอุณหภูมิที่จุดต่างๆในระบบจะไม่เปลี่ยนแปลง จากนั้นจึงบันทึกข้อมูลทุก 30 วินาทีเป็นเวลา 10 นาที (ข้อมูลถูกบันทึกด้วยคอมพิวเตอร์) ซึ่งจะได้ข้อมูล 20 ค่าต่อจุดการวัด แล้วนำมาหาค่าเฉลี่ยเพื่อทำการวิเคราะห์ต่อไป การปรับเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ต่างๆนั้น หลังจากเปลี่ยนแล้วต้องเดินเครื่องทิ้งไว้ 45-60 นาที จึงสามารถทำการบันทึกค่าได้

3.5 การวิเคราะห์ข้อมูล

ข้อมูลดิบที่บันทึกไว้ จำเป็นต้องนำมาวิเคราะห์ทางพลศาสตร์ความร้อนเสียก่อน เพื่อหาค่าพารามิเตอร์ที่สำคัญคือ MER SMER และ COP คุณสมบัติของอากาศและสารทำความเย็นที่ต้องใช้ในการคำนวณจะได้จาก ASHRAE (1981) ทั้งหมด โดยการนำคุณสมบัติเหล่านั้นมาเขียนสมการด้วยการวิเคราะห์ความถดถอยเชิงเส้น ได้ดังนี้

ก) ความชื้นของอากาศ

การหาความชื้นของอากาศจากอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้ง สามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้ (ASHRAE, 1981)

$$\omega = \frac{(2501 - 2.381t^*) \omega_s^* - (t - t^*)}{2501 + 1.805t - 4.186t^*} \quad (3.1)$$

โดยที่ ω = ความชื้นจำเพาะของอากาศ (kg water/kg dry air)

ω_s^* = ความชื้นจำเพาะอิ่มตัวของอากาศที่อุณหภูมิ t^* (kg water/kg dry air)

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

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

สำหรับ ω_s^* สามารถหาได้จากสมการ (3.2) ซึ่งได้จากการนำข้อมูลในตารางของ ASHRAE (1981) มาเขียนสมการโดยวิธีการวิเคราะห์ความถดถอยเชิงเส้น

เมื่อ อุณหภูมิอากาศน้อยกว่า 30°C

$$\omega_s = \frac{\exp(5.937415 + 0.0731106t - 0.000286522t^2 + 0.0000014906t^3)}{100000} \quad (3.2a)$$

เมื่อ อุณหภูมิอากาศมากกว่า 30°C

$$\omega_s = \frac{\exp(3.572565 + 0.0782933t - 0.000431832t^2 + 0.0000028735t^3)}{10000} \quad (3.2b)$$

ข) เอนทัลปีของอากาศ

เอนทัลปีของอากาศเท่ากับเอนทัลปีของอากาศแห้งบวกกับเอนทัลปีของไอน้ำในอากาศ นั่นคือ

$$h_a = h_{\text{dry}} + \omega h_g$$

$$\text{โดยที่ } h_{\text{dry}} = 1.006979t$$

$$h_g = 2501 + 1.805t$$

เมื่อ t คืออุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศหน่วยเป็น $^\circ\text{C}$ เอนทัลปีของอากาศชื้นในหน่วยของ kJ/kg dry air จึงเขียนได้ดังสมการ (3.3)

$$h_a = 1.006979t + \omega(2501 + 1.805t) \quad (3.3)$$

ค) เอนทัลปีของสารทำความเย็น

เอนทัลปีของสารทำความเย็นสารจะขึ้นอยู่กับทั้งอุณหภูมิและความดัน จึงทำให้หาเอนทัลปีได้ยาก ดังนั้นจึงหาเอนทัลปีของสารทำความเย็นที่สถานะใดๆ จากค่าเอนทัลปีที่ความดันอิ่มตัวบวกกับเอนทัลปีที่ต้องใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของสารทำงานจากอุณหภูมิอิ่มตัวถึงอุณหภูมิที่วัดได้ (สารทำงานเป็นไอยิ่งยวด หากเป็น subcool จะเท่ากับเอนทัลปีของของเหลวอิ่มตัวลบด้วยเอนทัลปีในการลดอุณหภูมิจากจุดอิ่มตัวถึงอุณหภูมิที่วัดได้) ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$h_r = h_{sat,p} + C_{p,sat} (t - t_{sat}) \quad \text{-----} (3.4)$$

เมื่อ h_r = เอนทาลปีของสารทำงาน (kJ/kg)

$h_{sat,p}$ = เอนทาลปีของสารทำงานเหลวอิ่มตัวหรือไออิ่มตัวที่ความดันที่วัดได้
(kJ/kg)

$C_{p,sat}$ = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารทำงานเหลวหรือไอสารทำงาน
อิ่มตัว (kJ/kg K)

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

t_{sat} = อุณหภูมิของสารทำงานอิ่มตัว ($^{\circ}\text{C}$)

ในสมการที่ 3.4 นี้ จำเป็นต้องทราบค่า t_{sat} , $C_{p,sat}$ และ $h_{sat,p}$ ก่อน จึงสามารถหา
เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ความดันและอุณหภูมินั้นๆ ได้ ซึ่งค่าทั้งสามข้างต้น
สามารถเปิดจากตารางของ ASHRAE (1981) ได้ แต่เนื่องจากข้อมูลมีจำนวนมาก ดังนั้น
เพื่อความสะดวกจึงได้นำค่าจากตารางมาหาสมการได้ดังนี้

$$t_{sat} = 128.72857 + 32.52743 \ln(P) - 4.17466 (\ln(P))^2 + 0.43187 (\ln(P))^3 \quad \text{-----} (3.5)$$

$$C_{p,sat} = \exp(-0.33837 + 0.00534 t_{sat} + 0.0000555 t_{sat}^2) \quad \text{-----} (3.6)$$

$$h_{sat,p} = 622.944 + 0.431305 t_{sat} - 0.007727 t_{sat}^2 + 0.000147 t_{sat}^3 - 0.000013 t_{sat}^4 \quad \text{-----} (3.7)$$

ค่า $C_{p,sat}$ และ $h_{sat,p}$ เป็นค่าที่จุดไออิ่มตัว (เนื่องจากสารทำความเย็นในระบบปั๊ม
ความร้อน ทำงานในสภาวะของไอร้อนยิ่งยวดและช่วงเปลี่ยนสถานะเท่านั้น ไม่ปรากฏ
ช่วง subcool)

ง) ภาระของอีแวปโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์

การคำนวณภาระของอีแวปโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์จะคำนวณทั้งด้านอากาศ
และด้านสารทำความเย็นดังนี้

$$Q_{evap} = m_{a,evap} (h_{a5} - h_{a4}) \quad \text{-----} (3.8)$$

$$Q_{evap} = m_r (h_{r6} - h_{r5}) \quad \text{-----} (3.9)$$

$$Q_{cond} = m_{a,cond} (h_{a1} - h_{a7}) \quad \text{-----} (3.10)$$

$$Q_{cond} = m_r (h_{r3} - h_{r2}) \quad \text{-----} (3.11)$$

การคำนวณภาระจากสมการของสารทำความเย็นทำได้ยาก เนื่องจากสารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์และเข้าอีแวปโปเรเตอร์อยู่ในสภาวะเปลี่ยนสถานะ (ไม่สามารถหาค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นในช่วงนี้ได้) ดังนั้นภาระในคอนเดนเซอร์ และอีแวปโปเรเตอร์จึงใช้ค่าที่คำนวณจากอากาศ (สมการที่ 3.8 และ 3.10)

จ) สมรรถนะของระบบ

สมรรถนะของระบบแสดงโดย COP MER และ SMER

ค่าCOPของปั๊มความร้อนสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{cond}}}{P_{\text{comp}}} \quad \text{-----} \quad (3.12)$$

MER เท่ากับการเปลี่ยนแปลงของความชื้นของอากาศที่เข้าและออกจากเครื่องอบแห้ง ซึ่งเขียนเป็นสมการได้คือ

$$\text{MER} = m_a (\omega_3 - \omega_2) \times 3600 \quad \text{-----} \quad (3.13)$$

และ SMER คือ

$$\text{SMER} = \frac{\text{MER}}{P_{\text{total}}} \quad \text{-----} \quad (3.14)$$

กำลังงานรวมของระบบ (P_{total}) คือผลรวมของกำลังของคอมเพรสเซอร์ (P_{comp}) กับกำลังของพัดลมและอุปกรณ์ประกอบอื่นๆในระบบ

3.6 ปัจจัยที่มีผลต่อระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน

การทดลองเพื่อศึกษาถึงอิทธิพลของปัจจัยต่างๆ ต่อระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนให้ครบถ้วนทุกปัจจัยจำเป็นต้องใช้เวลานานมาก ในการศึกษาครั้งนี้จึงเลือกศึกษาเฉพาะปัจจัยที่สำคัญๆเท่านั้น โดยมีจุดประสงค์เพื่อยืนยันแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ถ้ามีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ถูกต้อง การศึกษาระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนในเงื่อนไขอื่นๆจะสะดวกขึ้นโดยใช้การจำลองแบบ

3.6.1 ผลของสภาวะแวดล้อม

การศึกษาผลของสภาวะแวดล้อมที่มีต่อระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน จะใช้การอบแห้งด้วยระบบเปิดเป็นหลัก ซึ่งมีอยู่ด้วยกัน 2 ระบบดังที่กล่าวไว้ข้างต้น โดยทำการทดลองในสภาวะแวดล้อม 2 เงื่อนไขคือ ทดลองในตอนกลางวันและทดลองในตอนกลางคืน โดยพบว่า ในระบบที่ 1 (ตารางที่ 3.1) ในช่วงกลางวันปั๊มความร้อนสามารถเพิ่มอุณหภูมิของอากาศจากบรรยากาศ(Tadi-Tamb) ได้น้อยกว่าในเวลากลางคืน แต่อุณหภูมิของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งในเวลากลางวันสูงกว่าในเวลากลางคืน ส่งผลให้ระบบสามารถดึงน้ำออกได้มาก โดย MER ในกลางวันมากกว่ากลางคืน 7-17% แต่ในขณะเดียวกัน ในตอนกลางวันอุณหภูมิกลิ้งตัวกับอุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็น (Tc-Te) แตกต่างกันมากกว่าตอนกลางคืน ทำให้กลางวันต้องการกำลังของคอมเพรสเซอร์ (Ptotal) มากกว่า เป็นผลให้ SMER ในตอนกลางวันมากกว่าตอนกลางคืนเพียง 2-3% เท่านั้น ส่วนค่า COP กลับตรงกันข้ามกับ MER และ SMER เนื่องจากอากาศในตอนกลางคืนเย็นกว่าจึงสามารถดึงความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ได้มากกว่า ค่า COP ในตอนกลางคืนจึงสูงกว่า แต่สูงกว่าเพียง 2-3% เท่านั้น สำหรับการเพิ่มอัตราการไหลของอากาศโดยการเพิ่มความเร็วยรอบของพัดลม ไม่ได้ส่งผลให้ค่า MER SMER และ COP ของระบบเปลี่ยนแปลงมากนัก

ตารางที่ 3.1 ผลการทดลองของระบบที่ 1

DL	Ma (kg/s)	Tamb (°C)	Qamb	MER	SMER	COP	Tadi (°C)	Qadi	Tc-Te (°C)	Ptotal (kW)
high	0.9466	29.2	0.0175	6.18	1.31	3.33	41.3	0.0155	38.3	4.72
	0.9086	23.7	0.0168	5.74	1.29	3.45	37.7	0.0141	36.4	4.45
Low	0.9370	29.1	0.0177	5.84	1.25	3.31	41.2	0.0159	38.5	4.68
	0.9050	24.1	0.0170	5.66	1.26	3.37	38.0	0.0143	36.7	4.47
high	0.8232	29.8	0.0180	5.85	1.28	3.21	42.9	0.0156	39.6	4.58
	0.7974	24.0	0.0167	5.31	1.25	3.37	38.6	0.0137	37.0	4.26
Low	0.8189	30.6	0.0176	5.63	1.23	3.23	43.1	0.0157	40.0	4.56
	0.7974	23.5	0.0167	4.78	1.12	3.37	38.3	0.0137	36.9	4.27

DL= การอบแห้ง

สำหรับระบบที่ 2 ซึ่งผลการทดลองแสดงในตารางที่ 3.2 พบว่า การเพิ่มอุณหภูมิของอากาศจากบรรยากาศ (Tadi-Tamb) ไม่แตกต่างกันระหว่างเวลากลางวันกับเวลากลางคืนโดยปั๊มความร้อนสามารถเพิ่มอุณหภูมิกอากาศได้ประมาณ 20-21^oC ซึ่งทำให้อุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าเครื่องอบแห้งในเวลากลางวันสูงกว่าตอนกลางคืนประมาณ 5-6^oC (เท่ากับความแตกต่างของอุณหภูมิบรรยากาศในเวลากลางวันกับกลางคืน) จึงทำให้ MER และ SMER ในตอนกลางวันสูงกว่าในตอนกลางคืนประมาณ 12-28 % ซึ่งเป็นเหตุผลเดียวกับระบบที่ 1 ส่วนค่า COP ขึ้นอยู่กับภาระอบแห้ง กล่าวคือ หากภาระอบแห้งสูงพบว่า ค่า COP ในตอนกลางวันสูงกว่าในตอนกลางคืน หากภาระอบแห้งน้อย ค่า COP ในตอนกลางคืนจะสูงกว่าในตอนกลางวัน

ตารางที่ 3.2 ผลการทดลองของระบบที่ 2

DL	Ma (kg/s)	Tamb (^o C)	Wamb	MER	SMER	COP	Tadi (^o C)	Wadi	Tc-Te (^o C)	Ptotal (kW)
high	1.009	30.2	0.0205	10.51	2.12	4.01	51.3	0.0205	40.3	4.96
	0.904	25.0	0.0186	8.16	1.65	3.68	44.9	0.0186	37.1	4.96
low	1.005	30.5	0.0207	9.41	1.84	3.68	50.4	0.0207	39.7	5.12
	0.913	24.5	0.0183	7.76	1.61	3.76	44.5	0.0183	36.8	4.82
high	1.000	30.8	0.0203	9.68	1.89	3.71	50.5	0.0203	39.9	5.13
	0.819	24.8	0.0183	7.72	1.63	3.64	45.9	0.0183	37.5	4.74
low	0.866	30.0	0.0208	8.76	1.80	3.69	51.1	0.0208	40.0	4.88
	0.826	24.7	0.0183	7.56	1.60	3.71	45.7	0.0183	37.4	4.71

DL= ภาระอบแห้ง

3.6.2 ผลของภาระอบแห้ง

สำหรับระบบที่ 1 และระบบที่ 2 ภาระอบแห้งมีผลโดยตรงต่อ MER และ SMER หากภาระอบแห้งสูง MER ก็จะสูงด้วย และมีผลให้ SMER สูง แต่ภาระอบแห้งจะไม่มีผลต่อ COP ของระบบที่ 1 เพราะปั๊มความร้อนในระบบที่ 1 ทำหน้าที่ลดความชื้นของอากาศอบแห้ง ดังนั้น COP ของระบบที่ 1 จึงขึ้นกับสถานะแวดล้อมและอัตราการไหลของอากาศเท่านั้น แต่สำหรับระบบที่ 2 อีแวปโปเรเตอร์ของปั๊มความร้อน

ทำหน้าที่ดึงพลังงานจากอากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งกลับ จึงทำให้ภาระอบแห้งมีผลอย่างมากกับสมรรถนะของระบบ เมื่อภาระอบแห้งมาก อากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งมีความชื้นมาก ทำให้ฮีเวปโปเรเตอร์สามารถดึงความร้อนออกจากอากาศได้มาก จึงส่งผลให้ความร้อนที่ถ่ายเทในคอนเดนเซอร์มากด้วย ค่า COP จึงสูง

เมื่อพิจารณาระบบที่ 1 เปรียบเทียบกับระบบที่ 2 ได้ว่า ค่า MER SMER และ COP ของระบบที่ 2 สูงกว่าระบบที่ 1 นั่นคือ ในระบบเปิดการใช้ปั๊มความร้อนทำหน้าที่ในการลดความชื้นของอากาศก่อนอบแห้ง (ระบบที่ 1) จะมีสมรรถนะน้อยกว่าการใช้ปั๊มความร้อนทำหน้าที่ในการดึงความร้อนกลับมาใช้ใหม่ (ระบบที่ 2) เนื่องจากการใช้ปั๊มความร้อนในระบบที่ 1 ทำให้อากาศเข้าเครื่องอบแห้งมีอุณหภูมิต่ำ จึงดึงน้ำออกได้น้อย (อิทธิพลของความชื้นจำเพาะมีผลน้อยกว่าอิทธิพลของอุณหภูมิ) ถึงแม้ว่า อากาศเข้าเครื่องอบแห้งในระบบที่ 1 จะมีความชื้นจำเพาะต่ำลงแต่ก็ไม่ได้หมายความว่าความชื้นสัมพัทธ์จะต่ำเพราะอุณหภูมิก็น้อยลงด้วย กลไกการระเหยน้ำเป็นกลไกของความชื้นสัมพัทธ์ไม่ใช่ความชื้นจำเพาะ นอกจากนี้ในระบบที่ 1 อากาศจากบรรยากาศที่ผ่านฮีเวปโปเรเตอร์มีอุณหภูมิต่ำกว่าอากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้ง ทำให้ฮีเวปโปเรเตอร์ดึงความร้อนจากอากาศได้น้อยกว่าระบบที่ 2 จากเหตุผลหลักทั้งสองข้อนี้ เครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนแบบระบบที่ 2 จะมีสมรรถนะดีกว่า

อนึ่งผลของสภาวะแวดล้อมไม่สามารถใช้อธิบายสมรรถนะของระบบที่ 3 และ 4 ได้ เพราะจะมีตัวแปรอื่นคือ RAR และ BAR ซึ่งมีอิทธิพลค่อนข้างมาก

3.6.3 อิทธิพลของ RAR

การศึกษาถึงอิทธิพลของ RAR ที่มีต่อระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนมีผลสรุปอยู่ในตารางที่ 3.3 โดย MER และ SMER มีค่าเปลี่ยนแปลงประมาณ 33% (จากต่ำสุดถึงสูงสุด) เมื่อ RAR เพิ่มขึ้นจาก 52-67% เป็นที่สังเกตพบว่ามีค่า RAR ที่เหมาะสมประมาณ 60% สำหรับอัตราการไหลของอากาศมากทั้งกรณีภาระมากและน้อย ทั้งกลางวันและกลางคืน สำหรับอัตราการไหลของอากาศน้อยไม่อาจสรุปได้ชัดเจน ส่วน COP มีค่าค่อนข้างคงที่เมื่อ RAR มีค่ามากขึ้น โดยมีค่าอยู่ระหว่าง 3.1-3.5 การเพิ่ม RAR ทำให้มีอากาศไหลผ่านฮีเวปโปเรเตอร์มากขึ้น พลังงานถูกดึงกลับมากขึ้น เป็นผลให้ความร้อนที่ถ่ายเทในคอนเดนเซอร์มากขึ้น อุณหภูมิอากาศอบแห้งก่อนเข้าเครื่องอบแห้งจึงสูง

ขึ้นและทำให้ MER และ SMER สูงขึ้นด้วย แต่เมื่อ RAR มากเกินไป ความร้อนที่ดึงกลับส่วนใหญ่เป็นความร้อนสัมผัส ความชื้นของอากาศอบแห้งจึงสูงขึ้น MER และ SMER จึงลดลง ขณะเดียวกัน เมื่อ RAR มากขึ้นอุณหภูมิของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์สูงจะขึ้น ทำให้อัตราการไหลของสารทำความเย็นสูงขึ้น (เอ็กแฟนชันวาล์วเปิดมากขึ้น) กำลังของคอมเพรสเซอร์สูงขึ้นด้วย COP จึงมีค่าเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อยเล็กน้อยเท่านั้น

ตารางที่ 3.3 ผลการทดลองของระบบที่ 3

DL	Ma (kg/s)	Tamb (°C)	ωamb	% RAR	MER	SMER	COP	Tadi (°C)	ωadi	Tc-Te (°C)	Ptotal (kW)
high	1.352	30.6	0.0210	58	11.59	2.28	3.40	47.6	0.0229	38.2	5.08
	1.361	29.3	0.0217	61	12.58	2.39	3.51	49.6	0.0267	38.7	5.26
	1.187	28.2	0.0194	67	8.87	1.72	3.50	48.0	0.0240	38.2	5.14
	1.173	25.1	0.0188	64	9.00	1.86	3.50	43.8	0.0215	36.2	4.84
	1.076	25.0	0.0188	71	7.88	1.59	3.50	45.0	0.0222	36.6	4.95
low	1.181	31.3	0.0190	52	11.00	2.18	3.11	47.5	0.0231	38.1	5.05
	1.365	29.1	0.0208	61	11.10	2.14	3.54	49.6	0.0257	38.7	5.18
	1.191	28.5	0.0199	66	8.53	1.67	3.58	48.3	0.0238	38.3	5.12
	1.124	24.5	0.0186	65	8.45	1.76	3.47	43.3	0.0208	36.2	4.81
	1.071	24.3	0.0186	71	7.64	1.55	3.56	45.1	0.0226	36.8	4.92
high	1.163	25.7	0.0190	52	8.04	1.75	3.44	42.1	0.0197	36.7	4.60
	1.134	24.6	0.0187	53	7.56	1.64	3.38	41.6	0.0204	35.8	4.62
	1.101	25.1	0.0189	57	7.86	1.72	3.51	42.9	0.0202	36.9	4.56
	1.012	24.0	0.0180	61	8.26	1.84	3.44	42.8	0.0196	36.2	4.50
	0.892	24.1	0.0183	67	6.18	1.37	3.38	41.9	0.0194	36.0	4.51
low	1.099	24.1	0.0182	53	6.46	1.45	3.47	40.6	0.0193	35.7	4.47
	1.121	25.3	0.0193	56	7.59	1.64	3.51	43.5	0.0217	36.9	4.64
	1.061	24.3	0.0183	59	8.17	1.77	3.36	42.8	0.0197	36.2	4.61
	0.893	23.5	0.0180	67	6.16	1.35	3.38	41.3	0.0193	35.9	4.57

DL = ภาระอบแห้ง

3.6.4 อิทธิพลของ BAR

การศึกษาอิทธิพลของ BAR ทดลองโดยใช้ระบบที่ 4 และผลการทดลองแสดงในตารางที่ 3.4 พบว่า MER SMER และ COP ลดลงเมื่อ BAR เพิ่มขึ้น (RAR เท่ากัน) โดยค่า MER เปลี่ยนแปลงระหว่าง 2-20% (ค่าสูงสุดต่อค่าต่ำสุด) SMER เปลี่ยนแปลงระหว่าง 3-20% และ COP เปลี่ยนแปลงเพียง 2-10% ผลการทดลองจะพบว่าที่ BAR เท่ากัน MER SMER และ COP สูงขึ้นตาม RAR ที่เพิ่มขึ้น ผลของ BAR สามารถอธิบายได้คือ เมื่อ BAR เพิ่มขึ้น ปริมาณอากาศที่ไหลผ่านอีแวปโปเรเตอร์น้อยลง ทำให้อุณหภูมิในอีแวปโปเรเตอร์ลดลง ความร้อนที่คืนกลับน้อยลง เป็นผลให้ความร้อนที่ถ่ายเทในคอนเดนเซอร์ลดลง จึงทำให้อุณหภูมิอากาศอบแห้งเข้าเครื่องอบแห้งลดลง จึงทำให้ MER SMER และ COP ลดลง

อนึ่งการอธิบายสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนของทั้ง 4 ระบบข้างต้น มีข้อจำกัดที่ไม่สามารถให้พารามิเตอร์ต่างๆคงที่ได้ อาทิเช่น อัตราการไหลของอากาศ ถึงแม้จะใช้พัดลมเดียวกันแต่การเปลี่ยนระบบทำให้ความดันตกในวงจรอากาศเปลี่ยนไป ยังผลให้อัตราการไหลของอากาศถูกระทบด้วย ภาชนะอบแห้งก็ไม่อาจเท่ากันได้ เพราะการกระจายของน้ำในผ้าไม่เท่ากัน การกระจายของอากาศไม่เท่ากัน และจริงๆแล้วภาชนะอบแห้งคิดจากการสมดุลย์ของน้ำที่เข้าและออกจากเครื่องอบแห้ง ไม่ได้วัดจากอัตราการไหลของน้ำโดยตรง (เพราะทำสมดุลย์มวลยากเนื่องจากมีน้ำหยดจากผ้าด้วย) การวัดภาชนะอบแห้ง จึงขึ้นกับอัตราการไหลของอากาศอีกเช่นกัน พารามิเตอร์ของบรรยากาศ (T_a และ ω_a) เป็นค่าที่อยู่นอกเหนือการควบคุมของการทดลองนี้ ด้วยเหตุนี้ การเปรียบเทียบสมรรถนะข้างต้นจึงมีข้อจำกัด อย่างไรก็ตาม ผลการทดลองนี้จะถูกใช้เพื่อยืนยันความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ซึ่งจะเป็นวัดอุปสรรคหลักของการศึกษาในขั้นตอนนี้ ส่วนการศึกษาผลของปัจจัยต่างๆ ทั้งสภาวะแวดล้อม ภาชนะอบแห้ง RAR และ BAR จะศึกษาอย่างละเอียดด้วยการจำลองแบบในบทต่อไป

ตารางที่ 3.4 ผลการทดลองของระบบที่ 4

DL	Ma (kg/s)	Tamb (°C)	Qamb	% BAR	% RAR	MER	SMER	COP	Tadi (°C)	Qadi	Tc-Te (°C)	Ptotal (kW)
high	1.592	28.5	0.0204	14	58	10.75	2.06	3.24	45.2	0.0215	39.1	5.23
	1.532	28.0	0.0197	12	55	8.97	1.86	3.54	44.2	0.0212	37.9	4.82
	1.573	29.4	0.0197	12	56	10.67	2.12	3.41	46.0	0.0223	38.1	5.03
	1.313	27.1	0.0196	25	67	12.02	2.35	3.34	49.8	0.0269	39.7	5.11
	1.528	29.2	0.0184	24	66	13.79	2.70	3.45	51.7	0.0283	40.4	5.10
	1.621	30.3	0.0204	20	68	14.39	2.73	3.61	50.9	0.0262	39.7	5.26
low	1.313	27.3	0.0187	25	67	11.07	2.20	3.47	49.2	0.0263	39.6	5.04
	1.490	27.3	0.0193	22	65	13.60	2.69	3.53	50.3	0.0276	39.8	5.06
	1.617	29.7	0.0204	20	68	14.24	2.69	3.60	52.3	0.0276	40.2	5.03
high	1.253	24.6	0.0185	8	53	7.39	1.61	3.41	41.5	0.0192	38.3	4.60
	1.258	25.2	0.0194	6	62	7.78	1.60	3.36	43.3	0.0205	36.6	4.86
	1.170	25.3	0.0193	6	56	7.13	1.50	3.40	43.0	0.0206	36.9	4.76
	0.988	25.4	0.0196	18	69	6.81	1.41	3.26	45.7	0.0228	38.2	4.84
	1.078	25.5	0.0195	12	71	7.71	1.56	3.44	46.2	0.0220	37.8	4.93
	1.260	26.2	0.0195	11	71	9.57	1.91	3.53	47.1	0.0230	37.7	5.00
	1.271	25.2	0.0192	25	68	10.50	2.05	3.51	52.7	0.0298	40.4	5.12
	1.323	25.0	0.0190	22	69	11.23	2.18	3.41	53.2	0.0301	40.5	5.14
	1.516	25.0	0.0189	14	70	12.87	2.38	3.61	53.3	0.0288	39.6	5.40
low	1.199	24.6	0.0188	8	55	7.04	1.50	3.40	41.7	0.0195	38.4	4.71
	1.174	25.3	0.0194	9	51	6.42	1.36	3.31	43.2	0.0206	37.4	4.71
	1.337	24.9	0.0191	8	59	7.98	1.63	3.42	42.3	0.0202	37.6	4.90
	1.203	25.2	0.0194	6	55	6.57	1.39	3.44	42.9	0.0202	36.8	4.71
	1.253	25.0	0.0190	6	61	7.66	1.59	3.36	42.9	0.0203	36.5	4.81
	0.993	25.4	0.0195	18	69	6.78	1.41	3.30	45.6	0.0226	38.2	4.80
	1.142	25.5	0.0195	13	69	7.53	1.52	3.44	46.1	0.0223	37.8	4.94
	1.192	25.6	0.0193	10	73	8.61	1.73	3.50	46.6	0.0228	37.6	4.98
	1.255	25.1	0.0192	25	69	9.81	1.93	3.38	52.7	0.0298	40.5	5.08
	1.290	25.0	0.0191	22	69	10.63	2.07	3.41	53.0	0.0306	40.3	5.13
1.308	25.0	0.0190	12	73	10.05	1.94	3.54	49.7	0.0248	38.5	5.18	

DL=ภาระเครื่องอบแห้ง

ตารางที่ 3.4 ผลการทดลองของระบบที่ 4 (ต่อ)

DL	Ma (kg/s)	Tamb (°C)	Qamb	% BAR	% RAR	MER	SMER	COP	Tadi (°C)	Qadi	Te-Te (°C)	Ptotal (kW)
high	1.216	27.1	0.0189	15	50	7.70	1.68	3.14	43.5	0.0213	38.2	4.58
	1.235	27.9	0.0198	9	51	7.46	1.61	3.31	44.4	0.0216	37.6	4.64
	1.294	29.1	0.0198	9	56	9.26	1.92	3.40	45.6	0.0222	37.6	4.82
	0.944	27.5	0.0175	21	68	7.01	1.51	3.08	45.0	0.0220	38.3	4.63
	0.995	26.1	0.0184	17	70	7.61	1.66	3.35	44.9	0.0215	37.9	4.58
	1.133	26.7	0.0194	13	69	7.73	1.61	3.39	47.0	0.0232	38.2	4.80
low	1.218	26.7	0.0187	15	50	7.26	1.60	3.23	42.5	0.0207	37.6	4.53
	1.300	28.1	0.0201	8	56	9.18	1.97	3.46	44.9	0.0220	37.3	4.66
	1.208	28.0	0.0193	8	51	7.30	1.55	3.22	44.3	0.0218	37.7	4.72
	0.914	27.1	0.0179	22	69	6.90	1.50	3.13	44.9	0.0219	38.2	4.61
	1.146	27.3	0.0198	14	69	7.05	1.46	3.48	46.6	0.0225	37.9	4.83
high	1.177	25.5	0.0190	12	48	8.34	1.91	3.31	41.4	0.0200	37.2	4.36
	1.175	25.4	0.0190	8	48	7.17	1.59	3.24	41.8	0.0193	37.1	4.51
	1.204	25.2	0.0191	7	54	7.32	1.60	3.38	42.0	0.0197	36.6	4.58
	1.039	24.5	0.0185	17	54	6.93	1.55	3.07	42.4	0.0207	37.4	4.47
	1.101	24.6	0.0187	15	57	7.63	1.68	3.20	43.0	0.0204	37.5	4.53
	1.111	24.8	0.0189	8	59	7.60	1.63	3.36	43.3	0.0205	37.2	4.65
	0.836	24.2	0.0183	23	69	5.61	1.24	3.13	42.9	0.0215	37.5	4.51
	0.882	24.2	0.0183	16	72	5.84	1.29	3.27	43.3	0.0205	37.5	4.51
	0.952	24.1	0.0182	11	73	6.33	1.36	3.37	43.5	0.0203	37.1	4.64
low	1.173	25.9	0.0187	12	48	6.63	1.48	3.07	41.8	0.0201	37.5	4.49
	1.128	25.1	0.0191	8	51	6.81	1.53	3.31	41.8	0.0196	36.9	4.45
	1.159	24.9	0.0189	6	54	6.87	1.54	3.48	41.8	0.0197	36.6	4.45
	1.009	25.7	0.0184	18	70	7.19	1.57	3.36	44.6	0.0211	37.8	4.59
	1.017	24.3	0.0185	17	55	6.85	1.52	3.07	42.2	0.0206	37.4	4.49
	1.078	24.7	0.0186	15	57	7.44	1.68	3.23	42.8	0.0201	37.4	4.44
	1.110	24.9	0.0190	8	58	7.19	1.56	3.39	43.3	0.0205	37.1	4.59
	0.823	24.1	0.0183	22	70	5.35	1.18	3.12	43.0	0.0214	37.5	4.52
	0.882	24.1	0.0182	16	72	5.79	1.26	3.19	43.3	0.0202	37.4	4.60
0.956	24.1	0.0182	11	73	6.29	1.34	3.35	43.7	0.0206	37.2	4.70	

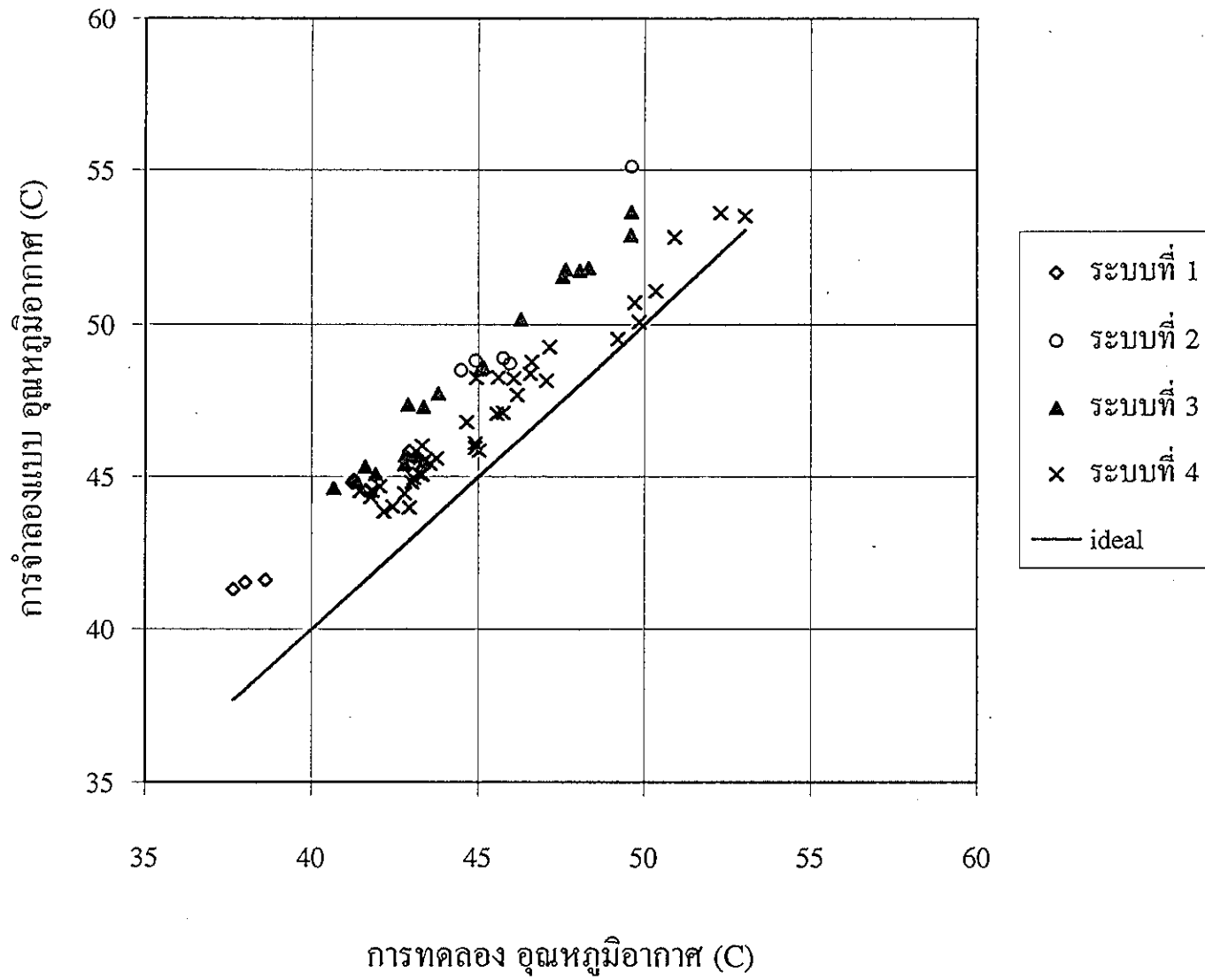
DL = ภาระเครื่องอบแห้ง

3.7 การเปรียบเทียบผลการทดลองกับการจำลองแบบ

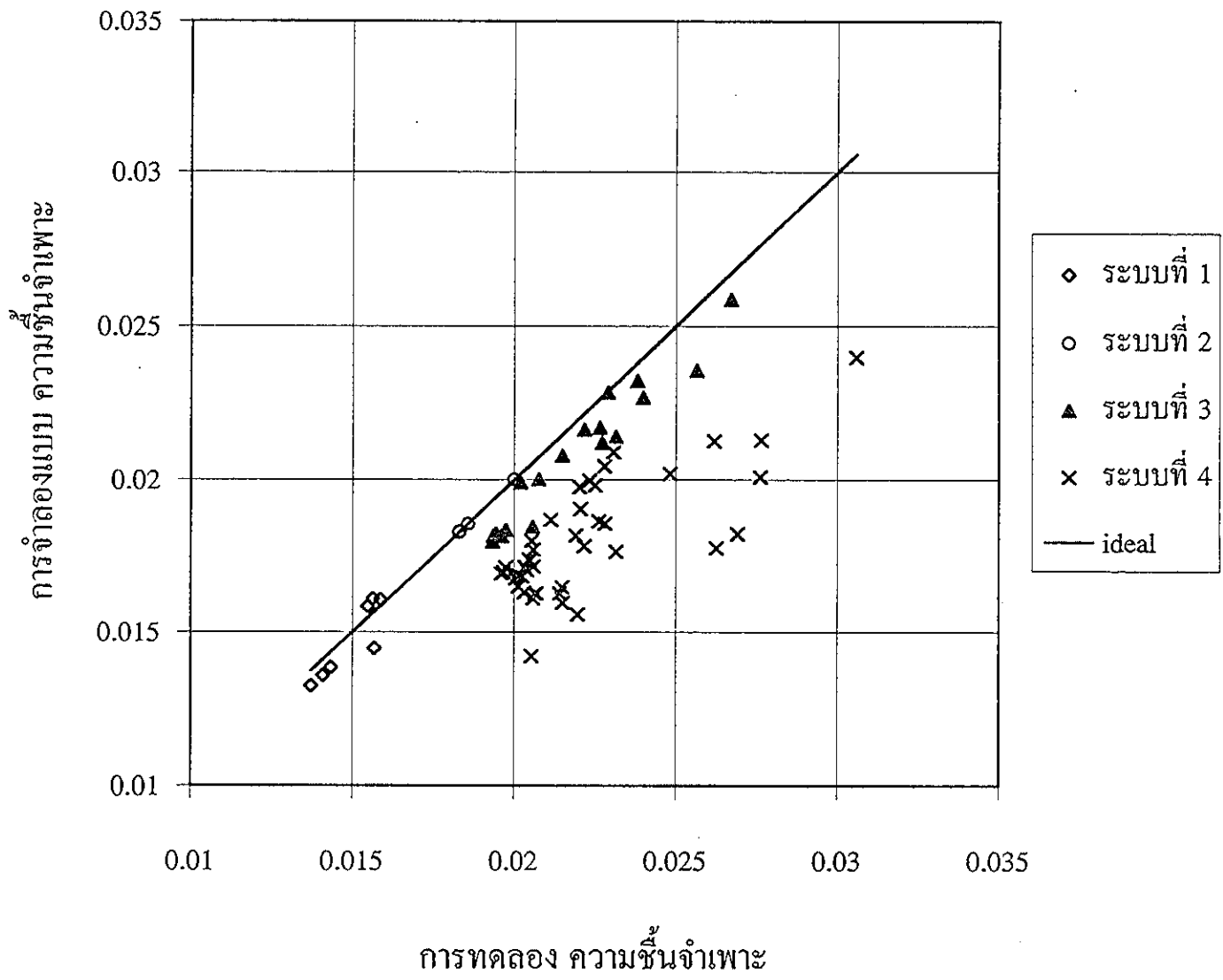
การจำลองแบบเพื่อนำผลมาเปรียบเทียบกับผลการทดลอง จำเป็นต้องใส่พารามิเตอร์บางค่าในแบบจำลอง พารามิเตอร์เหล่านั้นได้แก่อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ ความดันจ่ายของคอมเพรสเซอร์ อุณหภูมิร้อนยิ่งยวดของสารทำงานที่ท่อจุด RAR BAR และสภาวะแวดล้อม รวมทั้งประสิทธิภาพของเครื่องอบแห้งด้วย พารามิเตอร์เหล่านี้ได้จากการวัดขณะทำการทดลอง โดยการจำลองแบบได้จำลองครบทุกระบบทั้งสิ้น 85 การทดลอง ผลการจำลองแบบแสดงดังรูปที่ 3.13-3.18 (ผลการจำลองแบบภายใต้เงื่อนไขเดียวกับการทดลองแสดงไว้ในภาคผนวกที่ 3)

รูปที่ 3.13 เปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศอบแห้งที่เข้าเครื่องอบแห้งจากการทดลองกับการจำลองแบบ ซึ่งพบว่าค่าที่ได้จากการจำลองแบบสูงกว่าการทดลอง โดยมีความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ในช่วง 1% ถึง 14% โดยความคลาดเคลื่อนสูงสุดประมาณ 5°C สำหรับความชื้นของอากาศอบแห้ง (รูปที่ 3.14) มีค่าความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ในช่วง -30% ถึง 3% (ความคลาดเคลื่อนเป็นลบหมายถึงค่าจากการจำลองแบบต่ำกว่าการทดลอง) จากเหตุที่อุณหภูมิจากการจำลองแบบสูงกว่าการทดลอง จึงทำให้ MER จากการจำลองแบบสูงกว่าการทดลองถึง 34% (รูปที่ 3.15) เมื่อพิจารณากำลังของคอมเพรสเซอร์ในรูปที่ 3.16 จะเห็นว่ามีค่าความคลาดเคลื่อนในช่วง -14% ถึง 1% เนื่องจากคอมเพรสเซอร์ที่ใช้เป็นชนิดปิดที่มีสารทำงานหล่อเย็นที่เปลือกนอก ทำให้สูญเสียความร้อนสูง และขบวนการอัดก็ไม่ใช่ขบวนการโพลีโทรปิก (polytropic) ส่งผลให้การทำนายอุณหภูมิของสารทำงานที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ และกำลังของคอมเพรสเซอร์คลาดเคลื่อนมาก เมื่อนำกำลังคอมเพรสเซอร์มาหาคำนวณ SMER และ COP พบว่า SMER คลาดเคลื่อนในช่วง -30% ถึง 32% (รูปที่ 3.17) และ COP คลาดเคลื่อนในช่วง -23% ถึง 30% (รูปที่ 3.18)

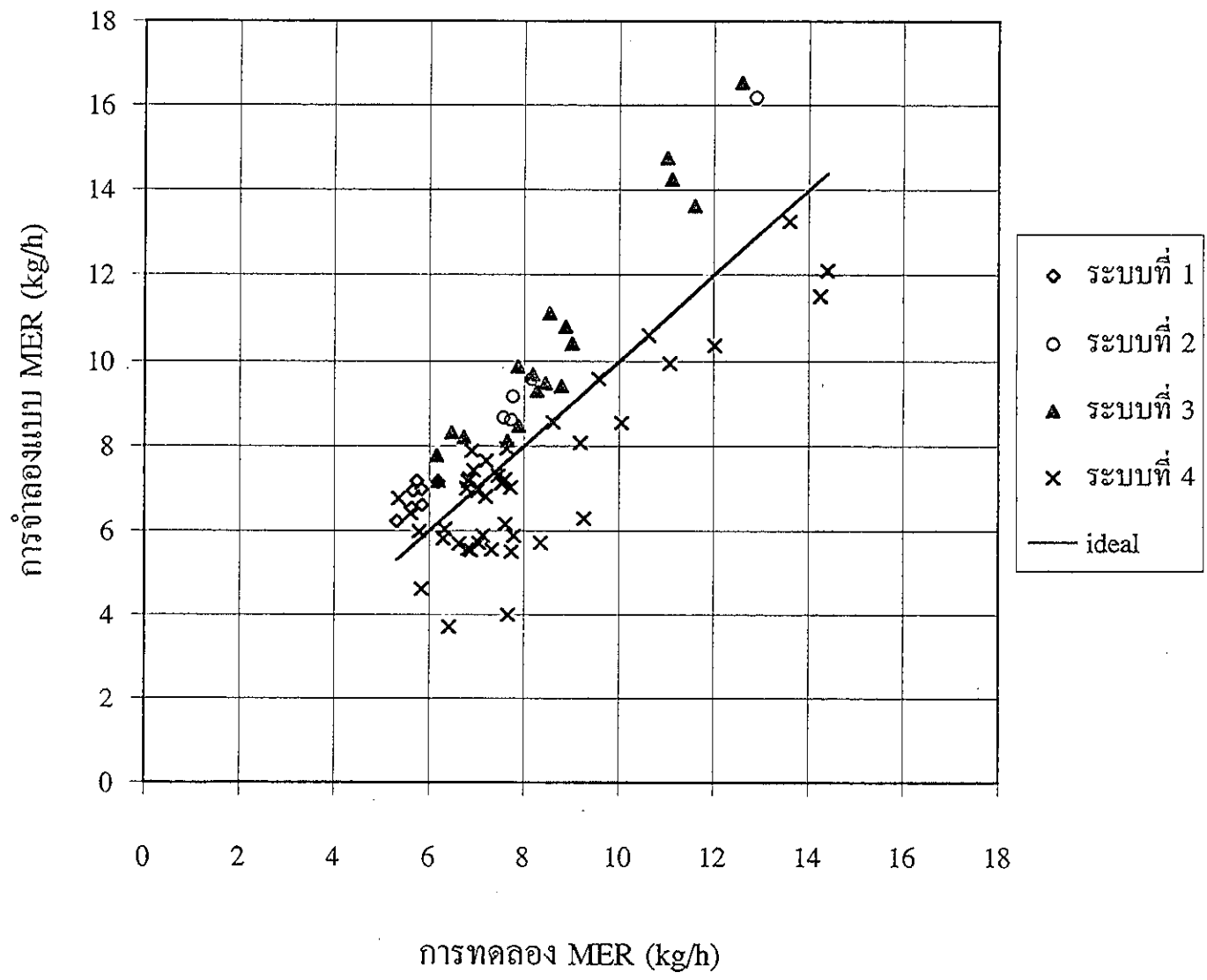
ความคลาดเคลื่อนของการจำลองแบบมีค่าสูง(ประมาณ 30%) เป็นเพราะนอกจากความคลาดเคลื่อนจากการหล่อเย็นในคอมเพรสเซอร์แล้ว ในการจำลองแบบยังไม่ได้รวมแบบจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากอากาศสู่อากาศในไว้ด้วย การมีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศก่อนผ่านและหลังผ่านอีแวปโปเรเตอร์มีผล



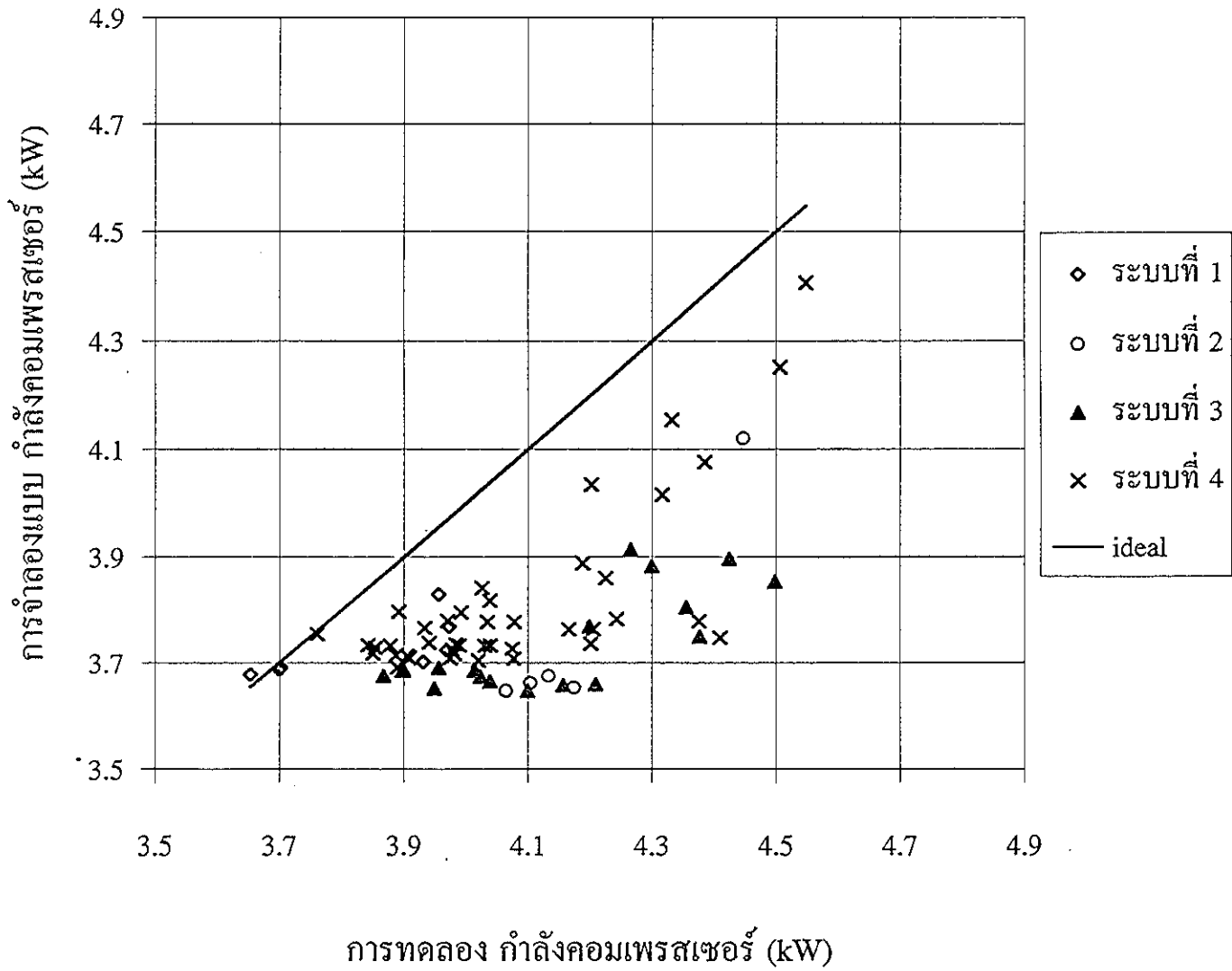
รูปที่ 3.13 อุณหภูมิของอากาศอบแห้งเข้าเครื่องอบแห้งจากการจำลองแบบและการทดลอง



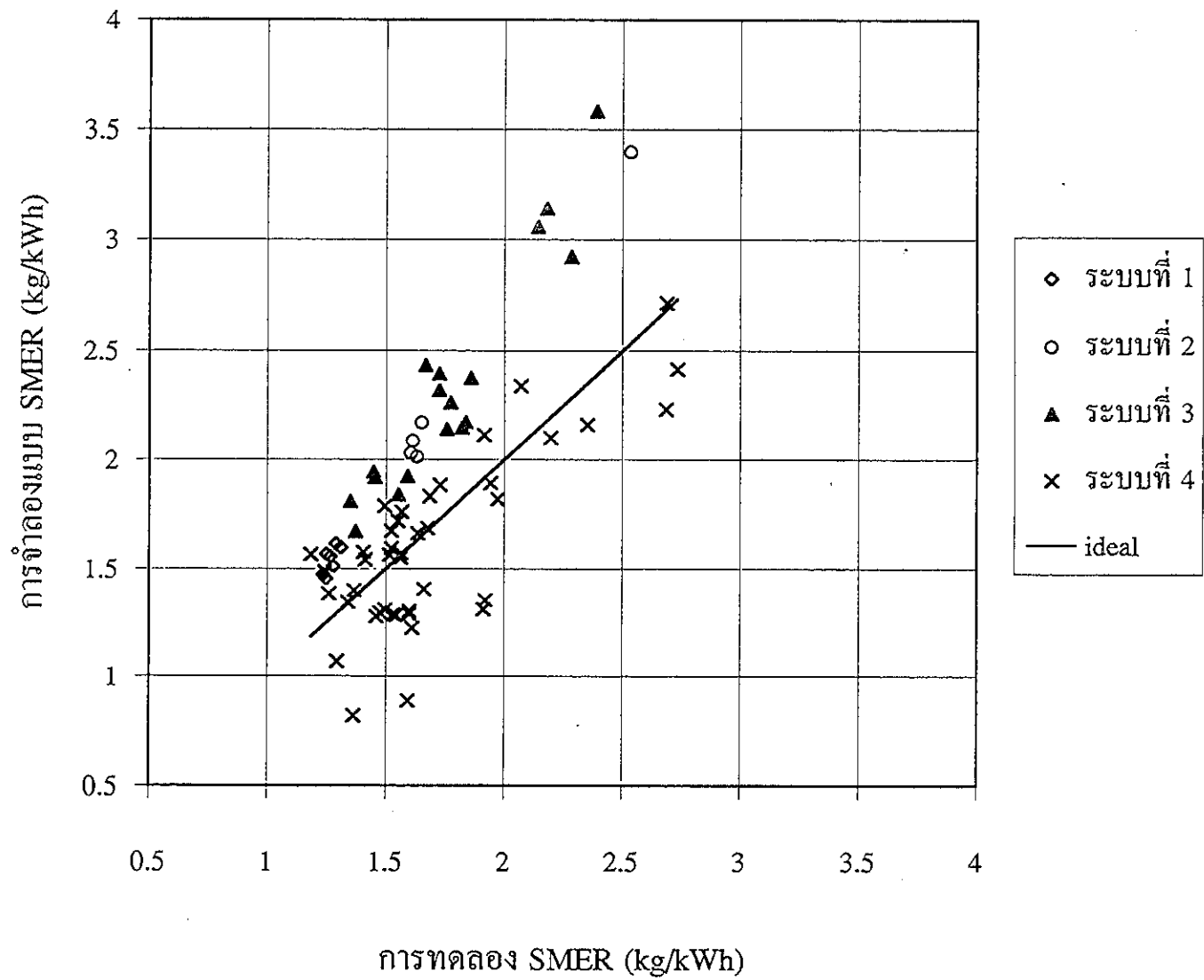
รูปที่ 3.14 ความชื้นจำเพาะอากาศเข้าเครื่องอบแห้งจากการจำลองแบบและการทดลอง



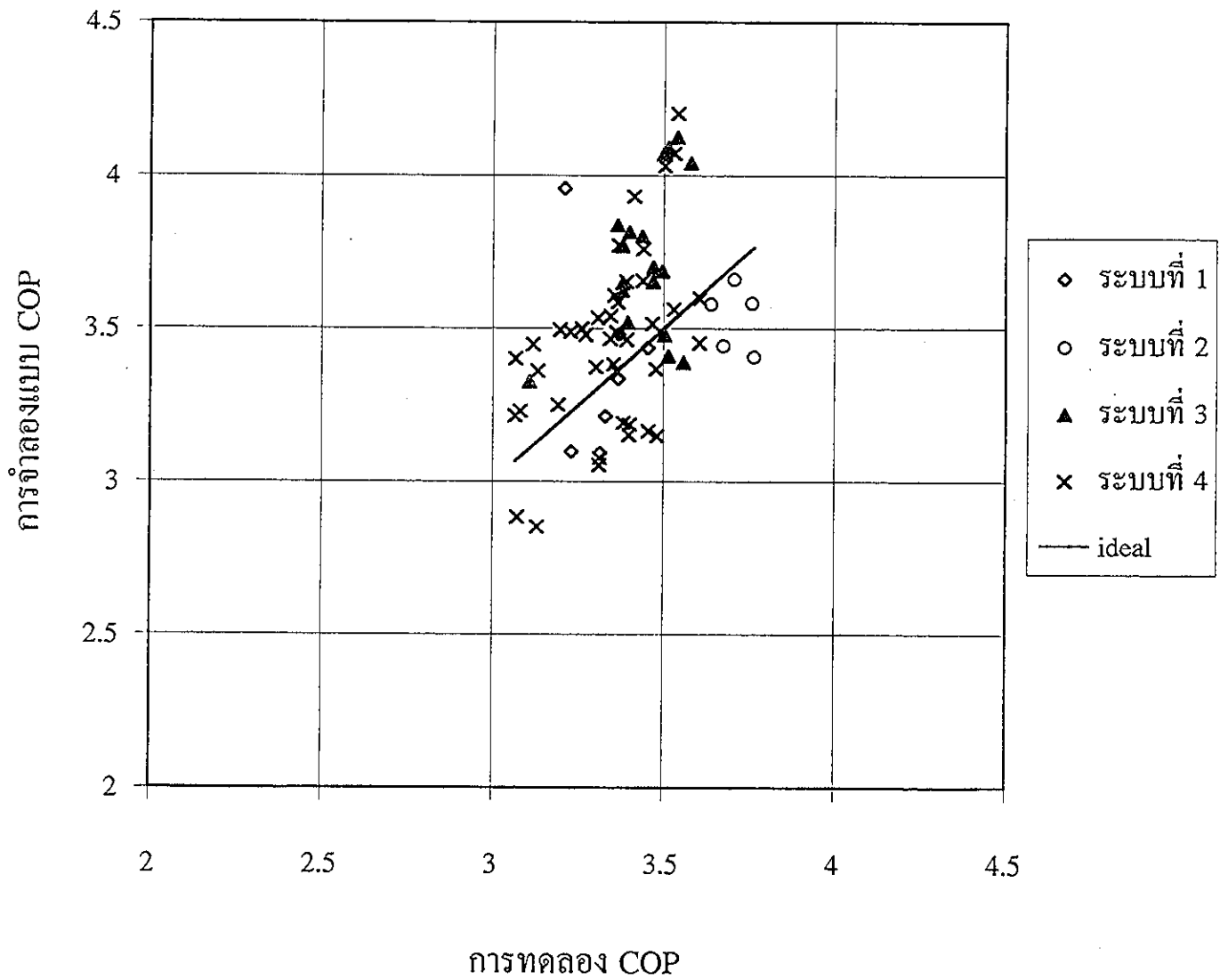
รูปที่ 3.15 อัตราการคั่งน้ำออกจากการจำลองแบบและการทดลอง



รูปที่ 3.16 กำลังของคอมเพรสเซอร์จากการจำลองแบบและการทดลอง



รูปที่ 3.17 อัตราการคั่งน้ำออกจำเพาะจากการทดลองและการจำลองแบบ



รูปที่ 3.18 COP จากการจำลองแบบและการทดลอง

ให้ปริมาณความร้อนดังกล่าวโดยอีแวปโปเรเตอร์น้อยลง แต่ในส่วนของความร้อนแฝงจะมากขึ้น (Bannister et al., 1995) เพราะอุณหภูมิในอีแวปโปเรเตอร์ (รวมทั้งอัตราการไหลของสารทำความเย็น) ลดลง ซึ่งทำให้อุณหภูมิของอากาศอบแห้งเข้าเครื่องอบแห้งลดลง (ความร้อนที่ถ่ายเทในคอนเดนเซอร์ลดลง)

สาเหตุที่ไม่จำลองแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย เพราะจะทำให้แบบจำลองระบบทั้งหมดมีขนาดใหญ่มาก จะทำให้เสียเวลาในการคำนวณของโปรแกรมมากมากขึ้น ขณะนี้ใช้เวลาคำนวณประมาณ 30-60 นาทีสำหรับระบบเปิด และ 60-120 นาทีสำหรับระบบปิด ต่อเงื่อนไขหนึ่งๆ (ใช้คอมพิวเตอร์ PC รุ่น 486DX2) หากรวมแบบจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย คาดว่าจะต้องใช้เวลาคำนวณมากขึ้นกว่าเดิมอีก 5-10 เท่า เพราะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีผลกระทบต่อทั้งอากาศและสารทำความเย็น เป็นที่น่าสังเกตว่า ระบบที่ 4 มีอุณหภูมิความคลาดเคลื่อนน้อยที่สุด (รูปที่ 3.13) ทั้งนี้เป็นเพราะเป็นระบบที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับอากาศมีผลน้อยที่สุด เนื่องจากอากาศถูกบายพาสนั่นเอง

ความดันตกในระบบของปั๊มความร้อนก็เป็นปัจจัยหนึ่งที่ทำให้การจำลองแบบมีความคลาดเคลื่อนสูง เนื่องจากระบบปั๊มความร้อนที่สร้างขึ้นนี้ต้องการให้สามารถปรับระบบการไหลของสารทำงานผ่านคอยล์คอนเดนเซอร์และอีแวปโปเรเตอร์ได้หลายแบบ ดังรูปที่ 3.8 จึงจำเป็นต้องติดตั้งวาล์วควบคุมถึง 14 ตัว และต้องเดินท่อสารทำงานระหว่างวาล์วกับคอยล์เป็นระยะทางยาวมาก เป็นผลให้เกิดความดันตกในระบบปั๊มความร้อนมาก การทำนายความดันตกจึงคลาดเคลื่อนมาก และทำนายได้ยาก เพราะความดันตกส่วนหนึ่งเกิดจากวาล์วและสามทางในช่วงสารทำความเย็นกำลังเปลี่ยนสถานะซึ่งไม่สามารถหาแบบจำลองที่แม่นยำมาทำนายได้

ความคลาดเคลื่อนจากการวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกเพียงเล็กน้อย จะส่งผลให้การคำนวณปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในคอนเดนเซอร์คลาดเคลื่อนได้มาก ยกตัวอย่างเช่นภายใต้เงื่อนไข อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศออกจากคอนเดนเซอร์ 50°C โดยมีอุณหภูมิกระเปาะเปียก 30°C และอัตราการไหลของอากาศ 1.0 kg/s หากเพิ่มอุณหภูมิกระเปาะเปียกขึ้นเพียง 0.5 องศา (ซึ่งอยู่ในขอบเขตความคลาดเคลื่อนของการวัด

อุณหภูมิ) จะส่งผลให้ปริมาณความร้อนที่คำนวณได้จากคอนเดนเซอร์มากขึ้นถึง 2.6 kW

นอกจากนี้ยังมีสาเหตุอีกหลายประการที่ทำให้การจำลองแบบคลาดเคลื่อน คือ การไหลของอากาศไม่สม่ำเสมอทั่วหน้าตัด ความร้อนที่ถ่ายเทเข้าออกจากระบบเนื่องจากท่อสารทำงานบางส่วนไม่ได้หุ้มฉนวน การวัดอัตราการไหลของอากาศไม่ถูกต้อง เพราะหน้าตัดท่ออากาศมีขนาดใหญ่ เป็นต้น

3.8 สรุป

ในบทนี้ได้ออกแบบระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนให้สามารถปรับการไหลของอากาศได้ 4 ระบบ และสามารถปรับ RAR และ BAR ได้ นอกจากนี้ยังสามารถปรับขนาดของพื้นที่ถ่ายเทความร้อนของฮีทเอ็กซ์เชนเจอร์และคอนเดนเซอร์ได้อีกด้วย ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนสามารถแยกออกได้ 3 หน่วยทำให้สะดวกที่จะปรับปรุงเพิ่มเติมในภายหลัง

การทดสอบสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน โดยใช้การจำลอง (ใช้ผ้าชุบน้ำให้ชุ่ม) เพื่อนำผลมายืนยันกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้น ได้ทำการทดลองถึง 112 การทดลองโดยแปรค่า อัตราการไหลของอากาศ 2 ค่า ภาระอบแห้ง 2 ค่า สภาวะแวดล้อม 2 ค่า (กลางวันกับกลางคืน) RAR 3 ค่า และ BAR 3 ค่า ผลจากโปรแกรมจำลองแบบที่พัฒนาในบทที่ 2 ได้นำมาเปรียบเทียบกับผลการทดลองเพื่อยืนยันความถูกต้องของโปรแกรม ผลการเปรียบเทียบพบว่าแบบจำลองที่พัฒนาขึ้นสามารถใช้ทำนายสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนได้ผลดีเป็นที่น่าพอใจ แม้ว่าในบางกรณีปรากฏว่ามีความคลาดเคลื่อนสูงเกินกว่าจะยอมรับได้ แต่ก็สามารถอธิบายสาเหตุของความคลาดเคลื่อนได้ ความคลาดเคลื่อนมีสาเหตุหลักมาจากการสูญเสียความร้อนจากคอมเพรสเซอร์ ในขณะที่การจำลองแบบระบบสมมติให้เป็นขบวนการอะเดียแบติก (adiabatic process) ความดันตกในช่วงเปลี่ยนสถานะซึ่งทำนายได้ยาก (เพราะไม่สามารถหาสมการทำนายความดันตกในช่วงนี้ได้) มีผลให้เกิดความคลาดเคลื่อนค่อนข้างสูงในการคำนวณวงจรสารทำความเย็น และการถ่ายเทความร้อนใน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอากาศสู่อากาศ ก็ทำให้เกิดความคลาดเคลื่อนในวงจรรอบอากาศอบแห้งสูง แต่อย่างไรก็ตาม ความคลาดเคลื่อนนี้ยอมรับได้ สำหรับการทดลองกับระบบความร้อนขนาดใหญ่ และซับซ้อน ที่มีพารามิเตอร์บางตัวเปลี่ยนแปลงตามเวลาและไม่อาจควบคุมได้ โปรแกรมจำลองระบบที่ได้รับการพิสูจน์แล้วนี้ จะถูกใช้ศึกษาสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนอย่างครบถ้วนในทุกประเด็นในบทต่อไป

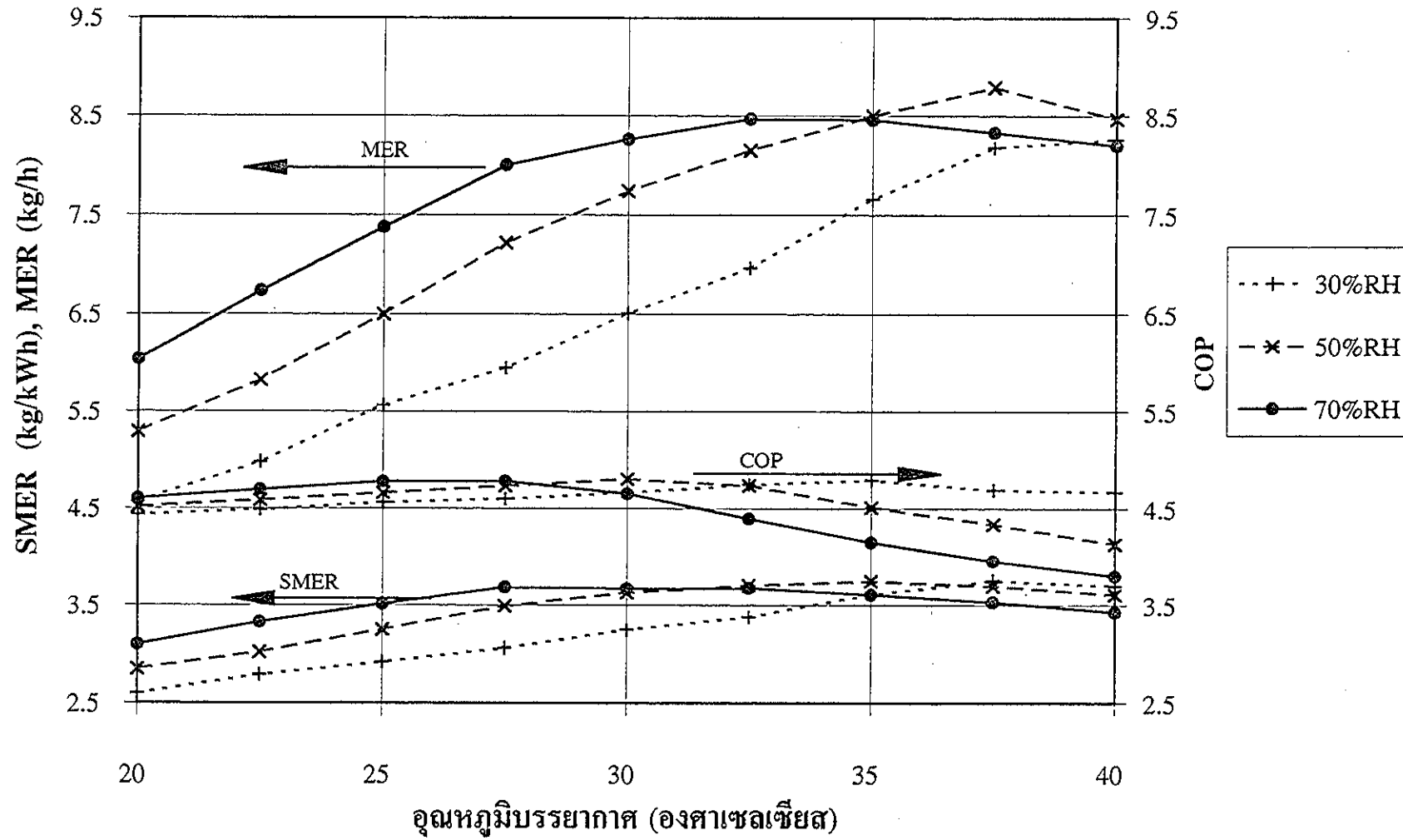
บทที่ 4

สมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนและพารามิเตอร์ที่เป็นปัจจัยหลัก

การศึกษาระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนในบทที่ 2 และ 3 ได้แสดงให้เห็นว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีความแม่นยำเพียงพอใช้อธิบายสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน ดังนั้นเพื่อให้เข้าใจพฤติกรรมปั๊มความร้อนที่สัมพันธ์กับเครื่องอบแห้งได้ดีและครบถ้วนมากขึ้น จึงใช้แบบจำลองที่พัฒนาในบทที่ 2 (หัวข้อ 2.4-2.9) ศึกษาสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนทั้ง 4 แบบ โดยสมมุติให้ความเร็วคอมเพรสเซอร์เท่ากับ 1500 rpm ปริมาตรของกระบอกสูบ $78.97 \text{ cm}^3/\text{rev}$ ความดันขาออกของคอมเพรสเซอร์เท่ากับ 2526.6 kPa อัตราการไหลของอากาศรวมเท่ากับ 0.23 kg/s และประสิทธิภาพของเครื่องอบแห้งเท่ากับ 75% คอยล์ของคอนเดนเซอร์ทั้ง 4 คอยล์ต่อแบบขนานกัน และมีอัตราการไหลของสารทำความเย็นในแต่ละคอยล์เท่าๆกัน อีแวปโปเรเตอร์คอยล์ทั้งสองต่อแบบอนุกรม และไม่คำนึงถึงความดันตกระหว่างคอยล์ในการจำลองแบบได้กำหนดให้บรรยากาศมีอุณหภูมิ $20-40^\circ\text{C}$ และความชื้นสัมพัทธ์ 30-70% ระบบที่จำลองแบบมี 4 ระบบดังที่กล่าวรายละเอียดในหัวข้อที่ 3.1 ซึ่งประกอบด้วยระบบเปิดและระบบกึ่งปิดประเภทละ 2 ระบบ ผลของการจำลองแบบระบบอบแห้งทั้งสี่มีดังต่อไปนี้ (ข้อมูลทั้งหมดของทั้ง 4 ระบบแสดงไว้ในภาคผนวกที่ 4)

4.1 สมรรถนะของระบบที่ 1

ระบบนี้เป็นระบบเปิดที่มีการลดความชื้นของอากาศจากบรรยากาศโดยการผ่านอีแวปโปเรเตอร์ และเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นในคอนเดนเซอร์ ก่อนนำไปอบแห้งแล้วปล่อยทิ้ง สภาพแวดล้อม (อุณหภูมิและความชื้นของอากาศ) จึงเป็นปัจจัยที่สำคัญของระบบนี้ ผลการจำลองแบบแสดงดังรูปที่ 4.1-4.5 ในรูปที่ 4.1 แสดงถึงอิทธิพลของบรรยากาศที่มีต่อสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน ซึ่งจะเห็นได้ว่าอัตรา



รูปที่ 4.1 ผลกระทบของสภาวะแวดล้อมต่อ SMER MER และ COP ของระบบที่ 1

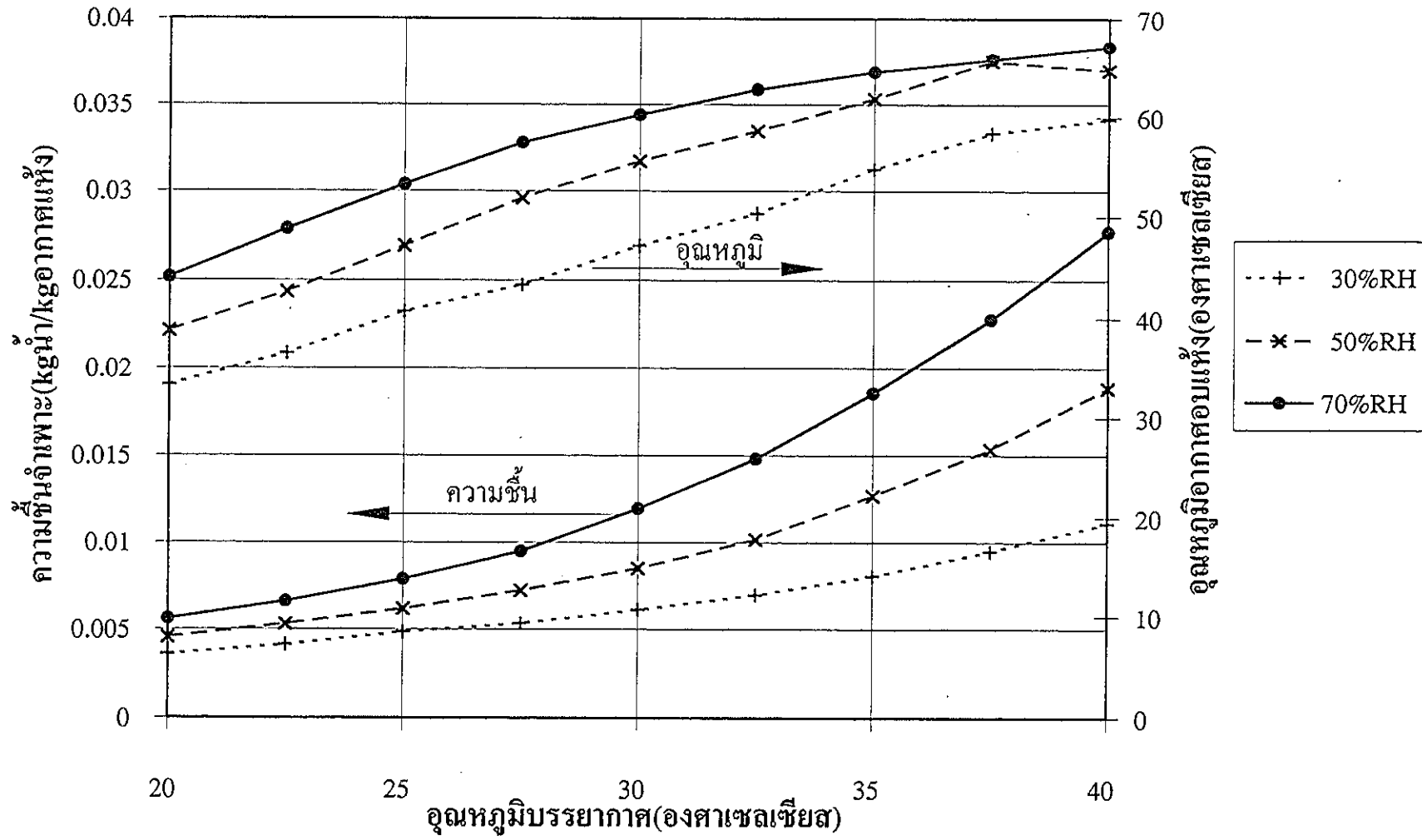
การดึงน้ำออกจำเพาะ (SMER) อัตราการดึงน้ำออก (MER) และสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) มีค่าเพิ่มขึ้นในช่วงแรกที่อุณหภูมิบรรยากาศเพิ่มขึ้น (ที่ทุก RH) และเมื่อถึงจุดสูงสุดแล้ว SMER MER และ COP ของระบบลดลงเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศเพิ่มขึ้น โดยที่ค่าสูงสุดของ SMER MER และ COP ไม่จำเป็นต้องเกิดขึ้นที่อุณหภูมิเดียวกัน ตัวอย่างเช่นที่ 70%RH จะมี SMER MER และ COP สูงสุดเท่ากับ 3.75 kg/kWh 8.5kg/h และ 4.75 ตามลำดับ และที่อุณหภูมิ 27.5, 32.5 และ 27.5⁰C ตามลำดับ โดยค่าสูงสุดของ SMER และ COP ไม่ขึ้นอยู่กับความชื้นสัมพัทธ์ของบรรยากาศ ถ้าความชื้นสัมพัทธ์ลดลงจะทำให้ได้ SMER MER และ COP สูงสุดที่อุณหภูมิสูงขึ้น (ดูตารางที่ 4.1) โดยอุณหภูมิสำหรับค่า COP สูงสุดจะต่ำกว่าอุณหภูมิสำหรับ SMER สูงสุด 2-5⁰ซ และต่ำกว่าอุณหภูมิ MER สูงสุด 5-8⁰ซ ที่ความชื้นสัมพัทธ์เดียวกัน

ตารางที่ 4.1 อุณหภูมิสำหรับ MER SMER และ COP สูงสุด

ความชื้นสัมพัทธ์ บรรยากาศ(%)	อุณหภูมิบรรยากาศที่จุดสูงสุด(⁰ C)		
	MER *	SMER *	COP *
70	32.5 (8.5)	27.5 (3.75)	27.5 (4.75)
50	37.5 (9.0)	35.0 (3.75)	30.0 (4.75)
30	40.0 (8.2)	37.5 (3.75)	35.0 (4.75)

* ค่าในวงเล็บคือค่าสูงสุดของสมรรถนะ

SMER คำนวณมาจาก MER โดยที่ MER คือความแตกต่างของความชื้นของอากาศที่ออกและเข้าเครื่องอบแห้ง MER เป็นความสัมพันธ์ของอุณหภูมิ ความชื้นและประสิทธิภาพเครื่องอบแห้ง เมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้น (ความชื้นสัมพัทธ์คงที่) อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศอบแห้งที่เข้าเครื่องอบแห้งสูงขึ้นทั้งคู่ แต่ในอัตราที่ต่างกันดังแสดงในรูปที่ 4.2 ที่อุณหภูมิบรรยากาศต่ำกว่า 25⁰C อุณหภูมิและความชื้นของอากาศอบแห้งเพิ่มขึ้นแบบเส้นตรง เมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงกว่า 25⁰C อัตราการเพิ่มของอุณหภูมิกอากาศอบแห้งจะลดลง เพราะถูกจำกัดด้วยอุณหภูมิของสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์ (ซึ่งมีอุณหภูมิอิ่มตัวที่ 62⁰C) ในขณะที่ความชื้นจำเพาะ



รูปที่ 4.2 อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 1

ของอากาศอบแห้งจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ส่งผลให้ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศก่อนเข้าเครื่องอบแห้งสูงขึ้น เป็นเหตุให้ศักยภาพในการอบแห้งลดลง การเปลี่ยนแปลงของ MER จึงเป็นดังรูปที่ 4.1 เมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศคงที่ และอุณหภูมิบรรยากาศเพิ่มขึ้นจาก 20°C จนถึงตำแหน่งที่ SMER (หรือ MER หรือ COP) สูงสุด ศักยภาพในการอบแห้งของอากาศอบแห้งจะขึ้นอยู่กับการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศอบแห้งเป็นหลัก ในช่วงนี้อุณหภูมิมิมีอิทธิพลเหนือความชื้น ซึ่งเป็นผลให้ SMER MER และ COP สูงขึ้น แต่เมื่ออุณหภูมิเลยจุดสูงสุดไปแล้ว ความชื้นของอากาศอบแห้งจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว (ในขณะที่อุณหภูมิต่ำลงเรื่อยๆ ดังรูปที่ 4.2) เนื่องจากความร้อนที่ถ่ายเทในอีแวปโปเรเตอร์ส่วนใหญ่เป็นความร้อนสัมผัส (ลดอุณหภูมิของอากาศ) ความร้อนแฝงมีการถ่ายเทน้อยและเป็นผลให้การลดความชื้นทำได้ไม่ดี ในช่วงอุณหภูมินี้ ความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งจึงสูง จึงเป็นปัจจัยสำคัญที่ทำให้ MER และ SMER ลดลง สำหรับการลดลงของ COP เมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้นสามารถอธิบายได้ว่า ความร้อนที่ถ่ายเทในคอนเดนเซอร์ลดลง เนื่องจากความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของสารทำความเย็นกับอากาศในคอนเดนเซอร์น้อยลง

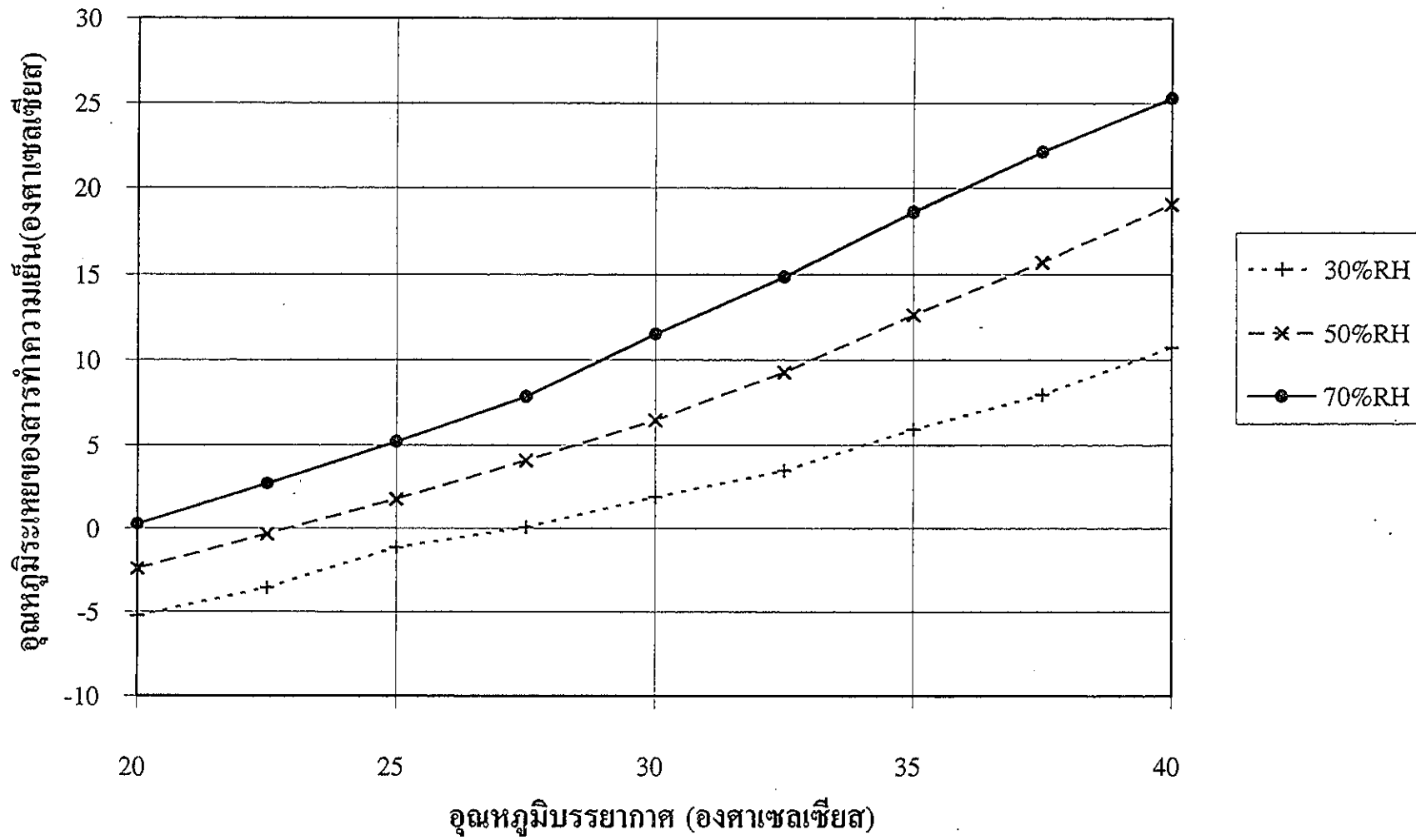
จากรูปที่ 4.1 เป็นที่น่าสังเกตว่าถ้าบรรยากาศมีอุณหภูมิต่ำ ระบบนี้จะมีสมรรถนะดีที่ความชื้นสัมพัทธ์สูง แต่ถ้าอุณหภูมิบรรยากาศสูงกลับพบว่าระบบจะเหมาะสมกับความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศต่ำ ตัวอย่างเช่น เมื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบที่ 70%RH และ 50%RH พบว่า ถ้าอุณหภูมิบรรยากาศต่ำกว่า 35°C MER ของ 70%RH จะมากกว่า MER ของ 50%RH และจะกลับตรงข้ามกันถ้าอุณหภูมิบรรยากาศสูงกว่า 35°C ปรากฏการณ์นี้ สังเกตพบใน SMER และ COP ด้วย แต่อุณหภูมิที่จุดเปลี่ยนแปลงนี้ลดลงไปเป็น 32.5°C และ 27.5°C ตามลำดับ อุณหภูมิของจุดเปลี่ยนแปลงนี้จะสูงขึ้นถ้าความชื้นสัมพัทธ์ลดลง ดังรูปที่ 4.1 พฤติกรรมนี้มีสาเหตุเนื่องจากในระบบนี้อากาศต้องผ่านการทำให้เย็นในอีแวปโปเรเตอร์เพื่อลดความชื้นก่อน ในกรณีที่ความชื้นสัมพัทธ์สูง อากาศมีไอน้ำอยู่มากความร้อนที่ถ่ายเทให้กับอีแวปโปเรเตอร์ส่วนใหญ่จึงเป็นความร้อนแฝง ความร้อนสัมผัสน้อย เพราะฉะนั้นอากาศที่ออกจากอีแวปโปเรเตอร์มีอุณหภูมิสูงกว่าในกรณีที่ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศต่ำ (เมื่อความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ ความร้อนที่ถ่ายเทในอีแวปโปเรเตอร์ส่วนใหญ่เป็นความร้อนสัมผัสที่ลด

อุณหภูมิของอากาศ) ส่งผลให้อากาศอบแห้งที่เข้าเครื่องอบแห้งมีอุณหภูมิสูง MER และ SMER จึงสูงขึ้นเมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศสูงขึ้น แต่เมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงกว่าอุณหภูมิของจุดเปลี่ยนแปลง ความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งสูงมาก จึงทำให้ MER และ SMER ตกลง

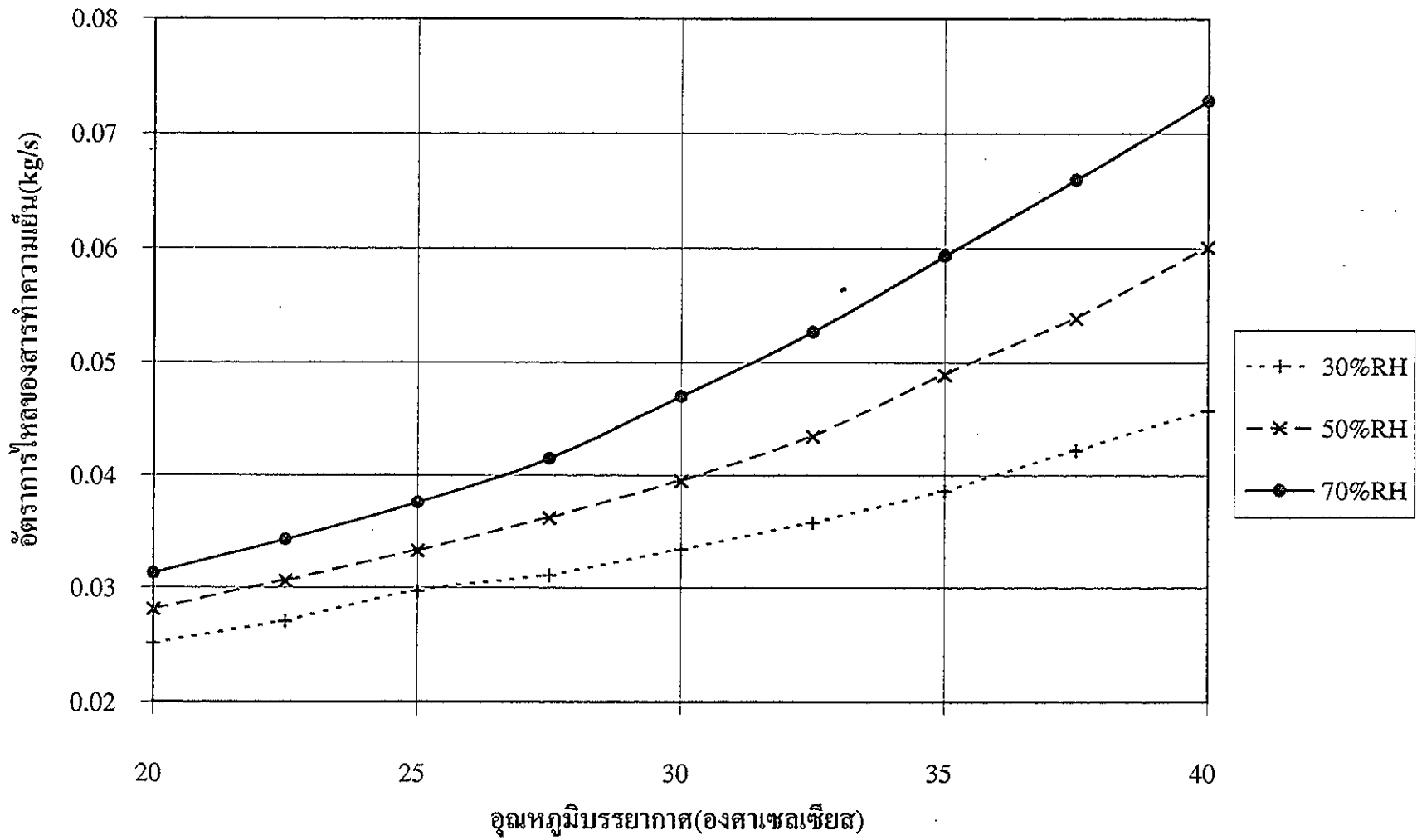
เมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้นทำให้อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์สูงขึ้นในอัตราที่แตกต่างกัน ขึ้นอยู่กับความชื้นสัมพัทธ์ (ที่อุณหภูมิบรรยากาศเดียวกัน) ดังรูปที่ 4.3 เมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศสูงปริมาณน้ำที่กลั่นตัวมีมาก ดังนั้นความร้อนแฝงจึงมีมาก ส่งผลให้อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นสูงขึ้น จึงทำให้อัตราส่วนความดันในคอมเพรสเซอร์ลดลง นอกจากนั้นความดันในอีแวปโปเรเตอร์ที่เพิ่มขึ้นจะเป็นผลให้ปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นลดลง (ความหนาแน่นเพิ่มขึ้น) ทำให้อัตราการไหลของสารทำความเย็นสูงขึ้นดังรูปที่ 4.4 ดังนั้นในช่วงอุณหภูมินี้ (อุณหภูมิต่ำกว่าจุดสูงสุดของ SMER หรือ COP) พลังงานจำเพาะของคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg) จึงลดลงเมื่ออุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของบรรยากาศสูงขึ้น (เพราะอัตราส่วนความดันในคอมเพรสเซอร์ลดลง) อย่างไรก็ตาม อัตราการไหลของสารทำความเย็นเพิ่มขึ้นอย่างไม่เป็นเส้นตรงดังรูปที่ 4.4 จึงทำให้กำลังของคอมเพรสเซอร์โดยรวม (พลังงานจำเพาะคูณด้วยอัตราการไหล) เพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องดังรูปที่ 4.5 ผลของการเปลี่ยนแปลงกำลังของคอมเพรสเซอร์ในรูปที่ 4.5 นี้ ทำให้ได้ SMER และ COP ดังรูปที่ 4.1

4.2 สมรรถนะของระบบที่ 2

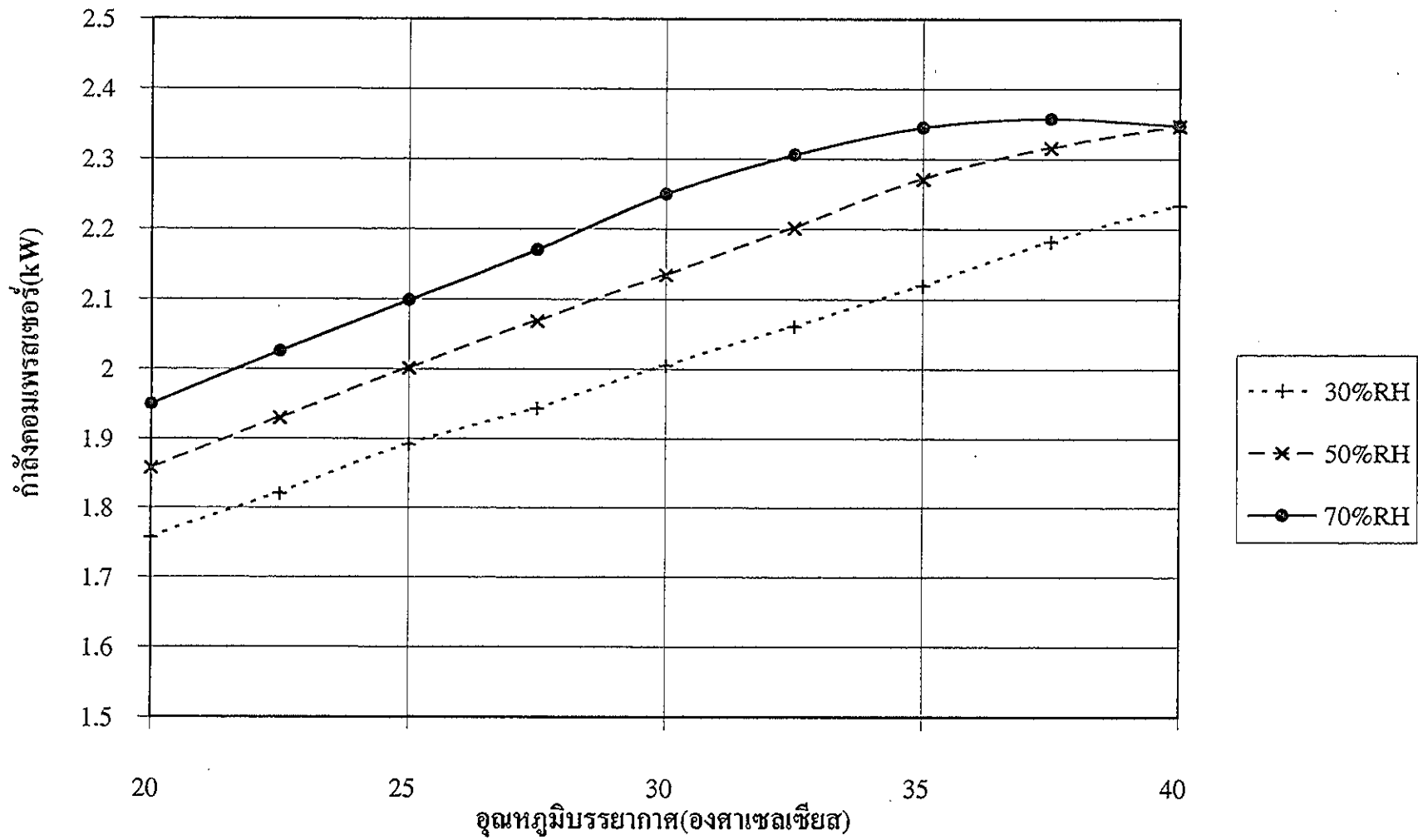
ในระบบนี้ อากาศจากบรรยากาศจะรับความร้อนจากคอนเดนเซอร์ทำให้อุณหภูมิสูงขึ้น เป็นการลดความชื้นสัมพัทธ์ (ความชื้นจำเพาะเท่าเดิม) แล้วนำไปอบแห้ง จากนั้นจึงผ่านอีแวปโปเรเตอร์เพื่อดึงพลังงานกลับมาใช้ใหม่ แล้วจึงปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศ ในระบบนี้พบว่า SMER สูงถึง 4.28 kg/kWh และ MER สูงถึง 10 kg/h ที่ความชื้นสัมพัทธ์ของบรรยากาศ 30% (ดังรูปที่ 4.6) SMER ลดลงเพียงเล็กน้อยและ MER เปลี่ยนแปลงไม่เกิน 0.5 kg/h เมื่ออุณหภูมิบรรยากาศเพิ่มขึ้น แต่ SMER และ MER ลดอย่างมากเมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศเพิ่มขึ้น ตัวอย่างเช่น ที่อุณหภูมิบรรยากาศ



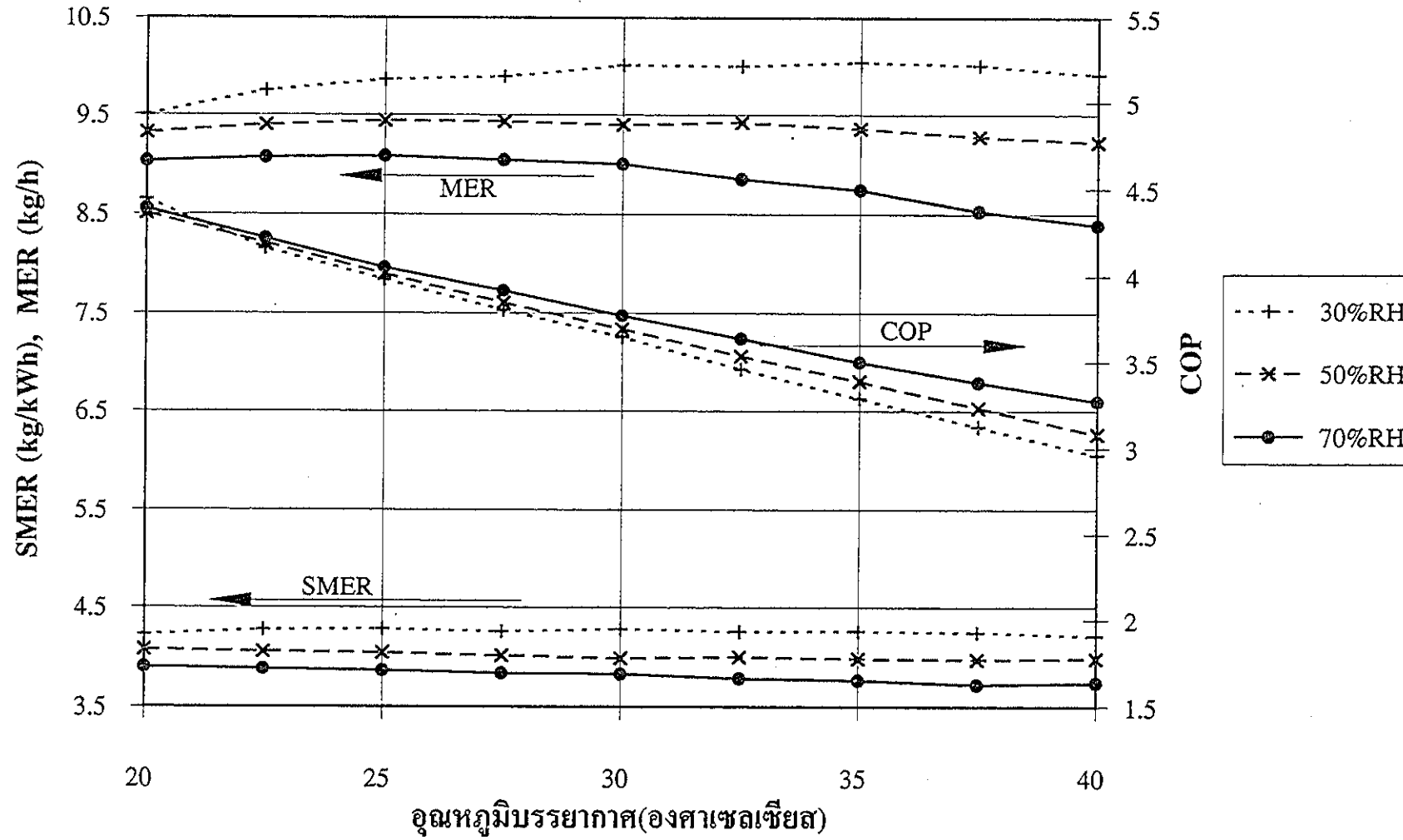
รูปที่ 4.3 อุณหภูมิระเหยของสารทำความชื้นในอีแวปโปเรเตอร์ของระบบที่ 1



รูปที่ 4.4 อัตราการไหลของสารทำความเย็นของระบบที่ 1



รูปที่ 4.5 กำลังคอมเพรสเซอร์ของระบบที่ 1



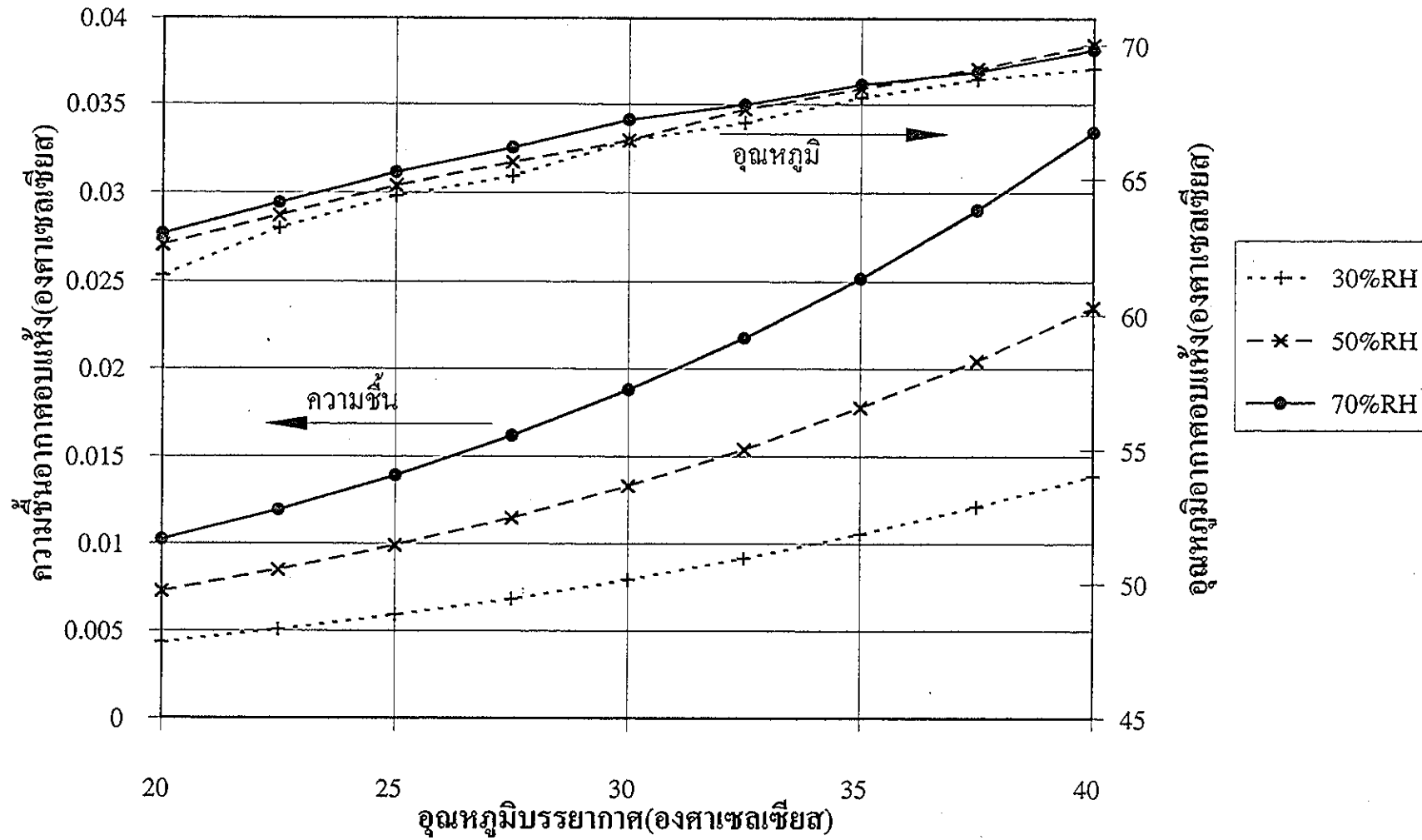
รูปที่ 4.6 ผลของสภาวะแวดล้อมต่อ SMER MER และ COP ของระบบที่ 2

30°C SMER ลดลง 12% และ MER ลดลง 11% เมื่อความชื้นสัมพัทธ์เพิ่มจาก 30% เป็น 70% ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศไม่ค่อยมีผลต่อ COP มากนัก และ COP ลดลง จาก 4.3 เป็น 3.0-3.3 เมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้นจาก 20°C เป็น 40°C ในแง่ของสมรรถนะการอบแห้ง (MER และ SMER) ระบบที่ 2 นี้ เหมาะกับบรรยากาศที่มีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ และสมรรถนะค่อนข้างคงที่ตลอดช่วงอุณหภูมิ 20-40°C

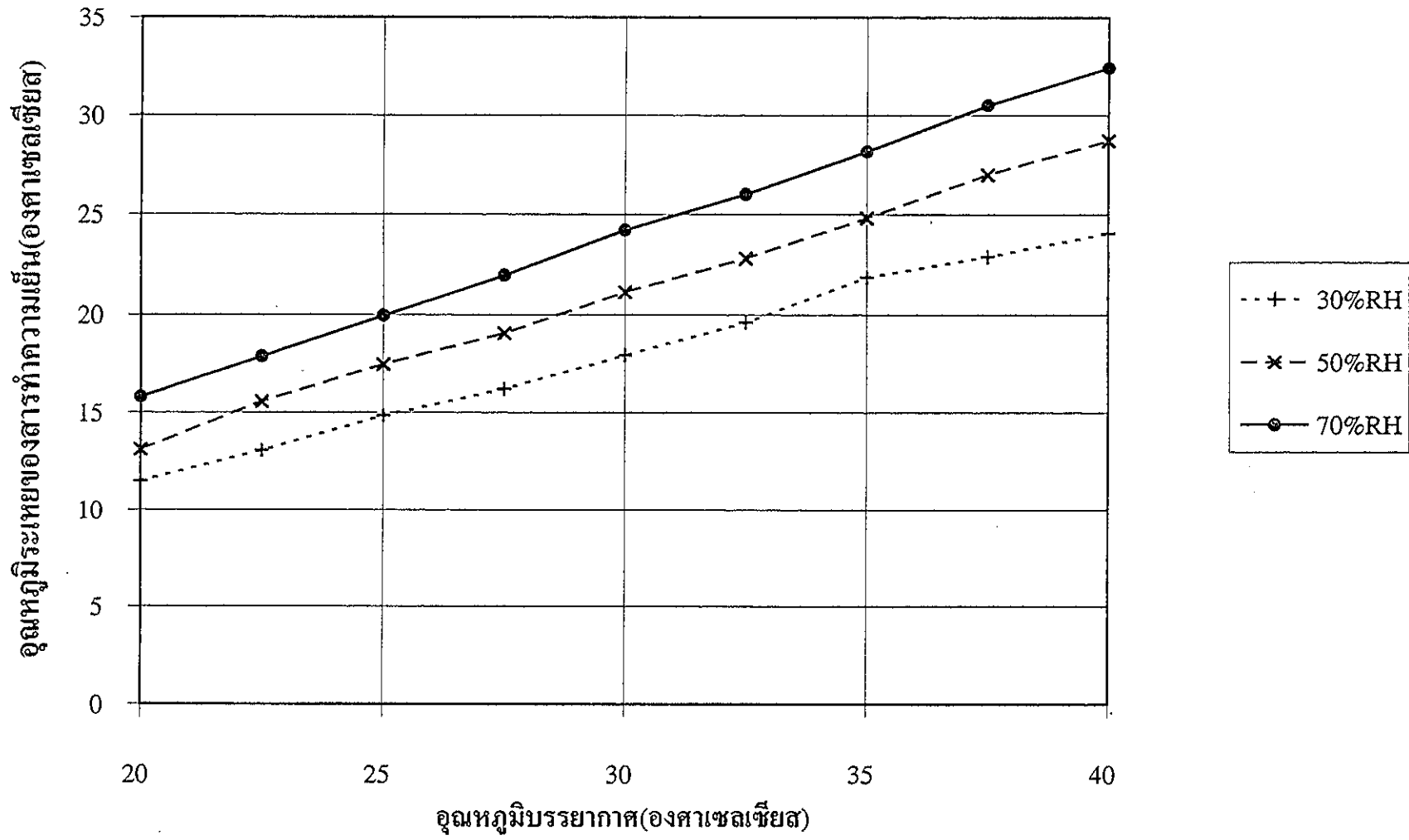
เมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้น อุณหภูมิของอากาศที่ผ่านจุดต่างๆสูงขึ้น (ดังรูปที่ 4.7 แสดงอุณหภูมิอากาศอบแห้ง) ในระบบนี้ความชื้นจำเพาะของอากาศที่เข้าเครื่องอบแห้งจะเท่ากับความชื้นจำเพาะของบรรยากาศแต่ความชื้นสัมพัทธ์จะลดลงเพราะอุณหภูมิอากาศสูงขึ้น อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นสูงขึ้นเช่นกัน (รูปที่ 4.8) อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นขึ้นอยู่กับเอนทัลปีของอากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้ง เอนทัลปีของอากาศขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความชื้น ดังนั้นอากาศที่มีอุณหภูมิและความชื้นสูงจึงทำให้อีแวปโปเรเตอร์ดึงพลังงานกลับได้มาก ทำให้อุณหภูมิระเหยหรืออุณหภูมิของอีแวปโปเรเตอร์เพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตาม อุณหภูมิกลั่นตัวของสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์ถูกจำกัดด้วยคุณสมบัติของสารทำความเย็น ดังนั้นอัตราส่วนความดันของสารทำความเย็นจึงลดลง เมื่ออุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของบรรยากาศเพิ่มขึ้น เป็นผลให้พลังงานจำเพาะของคอมเพรสเซอร์ลดลง แต่ขณะเดียวกัน อัตราการไหลของสารทำความเย็นสูงขึ้น (เพราะปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์น้อยและเอ็กแพนชันวาล์วเปิดมากขึ้น) ดังรูปที่ 4.9 ดังนั้นกำลังของคอมเพรสเซอร์จึงค่อนข้างคงที่ (มีการเปลี่ยนแปลงเพียง 5% เท่านั้น) ดังรูปที่ 4.10 กำลังของคอมเพรสเซอร์สูงสุดประมาณ 2.36 kW โดยค่าสูงสุดไม่ขึ้นกับความชื้นสัมพัทธ์ของบรรยากาศ

4.3 เปรียบเทียบระหว่างระบบที่ 1 กับระบบที่ 2

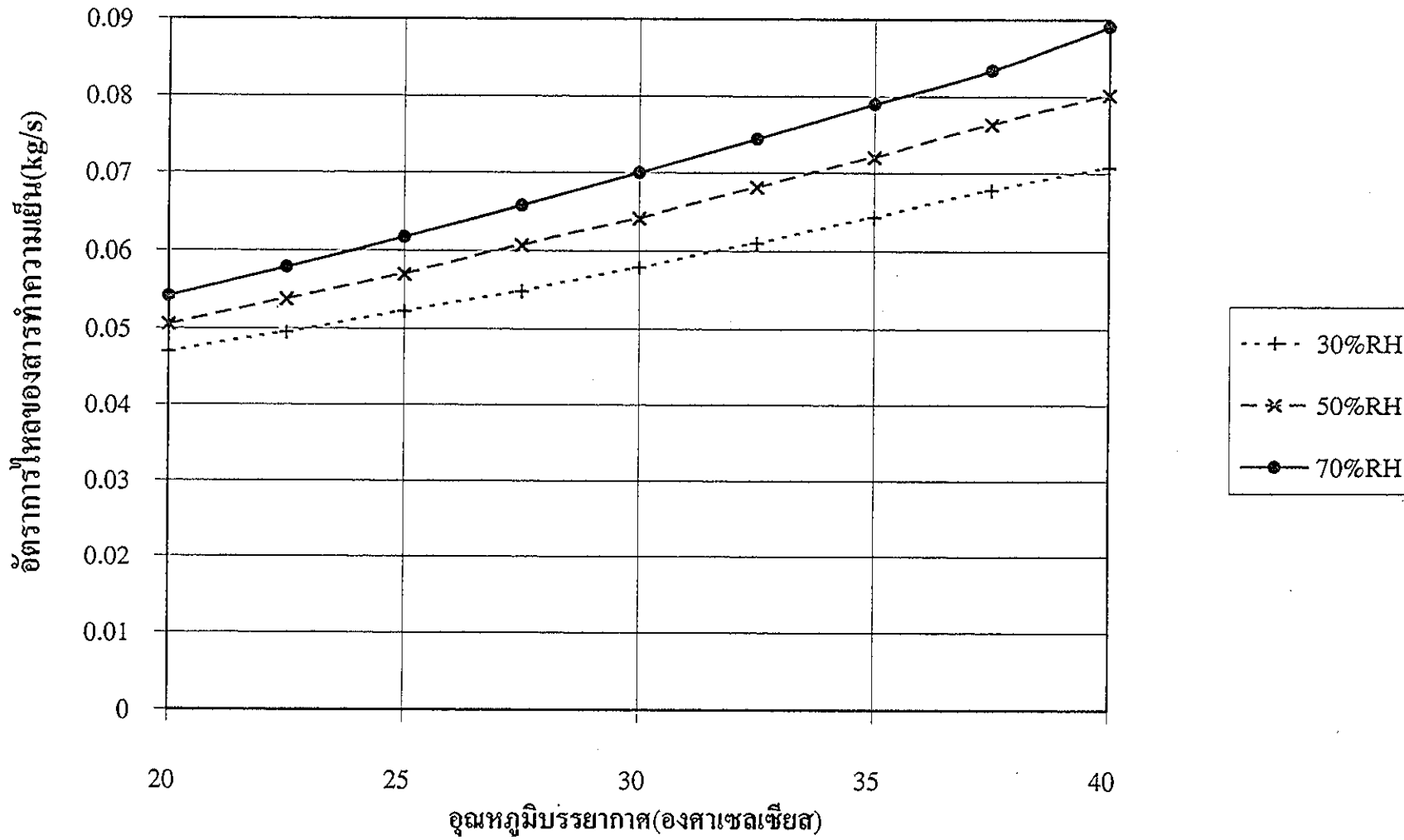
ระบบที่ 1 และระบบที่ 2 เป็นระบบเปิดเหมือนกัน แต่มีหลักการทำงานต่างกัน กล่าวคือ ระบบที่ 1 ลดความชื้นของอากาศแวดล้อมโดยการกลั่นไอน้ำในอากาศที่อีแวปโปเรเตอร์ อากาศเย็นและแห้ง รับความร้อนอีกครั้งจากคอนเดนเซอร์ ในระบบที่ 2 เพิ่ม



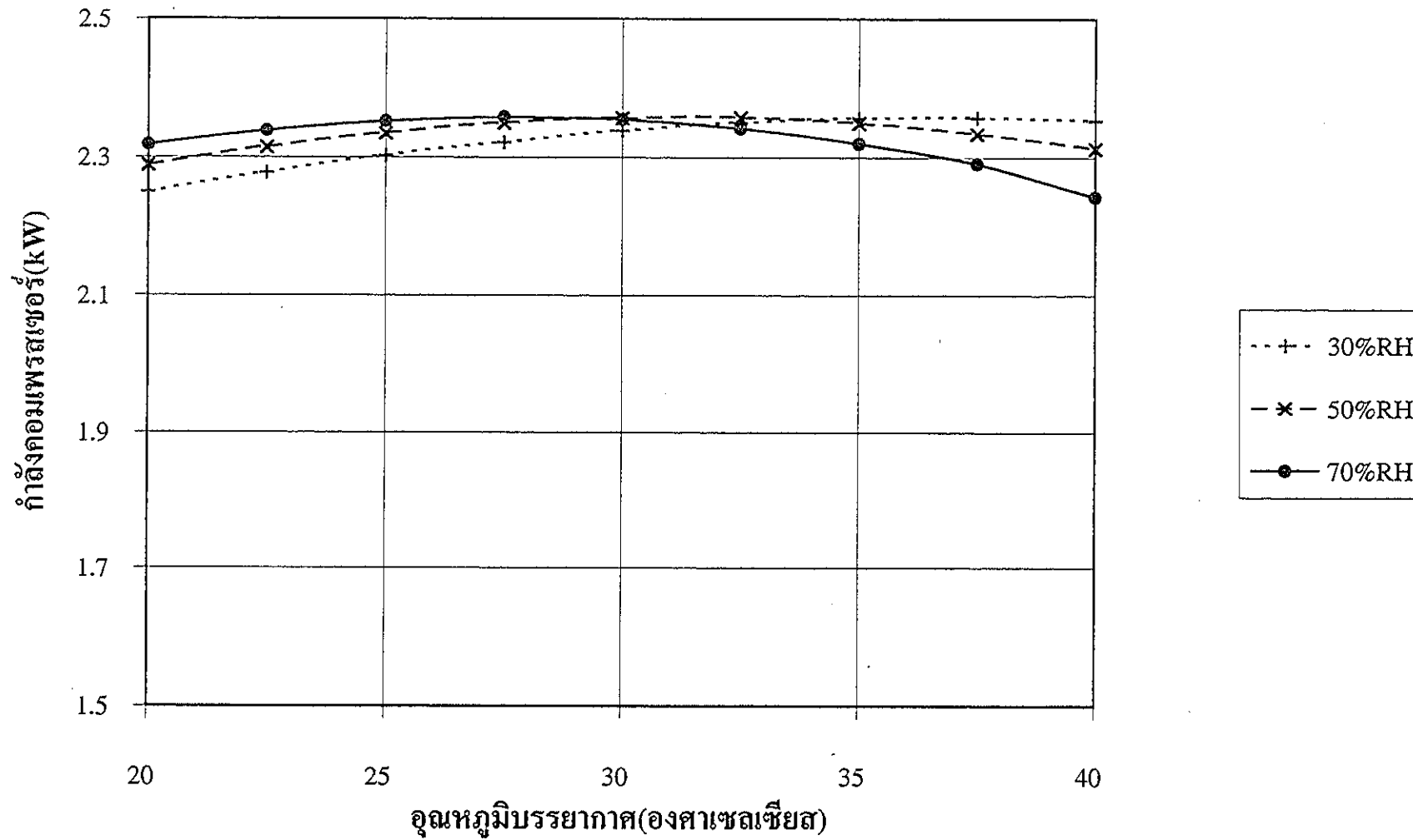
รูปที่ 4.7 อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 2



รูปที่ 4.8 อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์ของระบบที่ 2



รูปที่ 4.9 อัตราการใช้ของสารทำความเย็นของระบบที่ 2



รูปที่ 4.10 กำลังคอมเพรสเซอร์ของระบบที่ 2

อุณหภูมิอากาศ(โดยไม่มีเครื่องทำความร้อน)ที่คอนเดนเซอร์ โดยอีแวปโปเรเตอร์ทำหน้าที่ในการดึงความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัสกลับ ดังนั้นอากาศอบแห้งของระบบที่ 2 จึงมีอุณหภูมิสูงแต่ความชื้นจำเพาะมากกว่าระบบที่ 1 อัตราการอบแห้ง (MER) ขึ้นอยู่กับปัจจัยสองปัจจัยคือ อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศอบแห้ง ความแตกต่างของอุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศอบแห้งทั้งสองระบบ สามารถดูได้จาก การเปรียบเทียบรูปที่ 4.2 กับ รูปที่ 4.7 ความต้องการพลังงานสุทธิของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน ขึ้นอยู่กับความสามารถในการดึงพลังงานกลับ หรืออีกนัยหนึ่งพลังงานที่สูญเสียออกจากระบบ ซึ่งจะพบว่าระบบที่ 1 อากาศระบายออกจากระบบมีอุณหภูมิสูงกว่าระบบที่ 2 ดังนั้นระบบที่ 2 จึงต้องการพลังงานสุทธิน้อยกว่าระบบที่ 1 ถ้าทั้ง 2 ระบบมีประสิทธิภาพเท่ากัน

โดยการเปรียบเทียบรูปที่ 4.1 กับรูปที่ 4.6 พบว่าอัตราการดึงน้ำออกของระบบที่ 2 ดีกว่าระบบที่ 1 เสมอ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีที่อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของบรรยากาศต่ำ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าอิทธิพลของอุณหภูมิของอากาศอบแห้งมีมากกว่าอิทธิพลของความชื้นจำเพาะ (ระบบที่ 2 ให้อากาศอบแห้งที่ร้อนกว่าระบบที่ 1 แต่ความชื้นจำเพาะมากกว่า) การเปรียบเทียบรูปที่ 4.5 กับรูปที่ 4.10 ได้ว่า กำลังของคอมเพรสเซอร์ของทั้งสองระบบไม่แตกต่างกันมากนัก เป็นผลให้ SMER ของระบบที่ 2 สูงกว่า (สังเกตได้จากกรเปรียบเทียบรูปที่ 4.1 กับรูปที่ 4.6) อย่างไรก็ตาม ในกรณีของ COP กลับตรงข้ามกันคือ COP ของระบบที่ 2 กลับน้อยกว่า COP ของระบบที่ 1 เพราะความไม่มีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนในคอนเดนเซอร์ของระบบที่ 2 (เทียบกับระบบที่ 1) เนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างอากาศกับสารทำความเย็นน้อย (อากาศในระบบที่ 1 จะถูกทำให้เย็นก่อนที่จะผ่านคอนเดนเซอร์ดังนั้นจึงมีความแตกต่างของอุณหภูมิมัก)

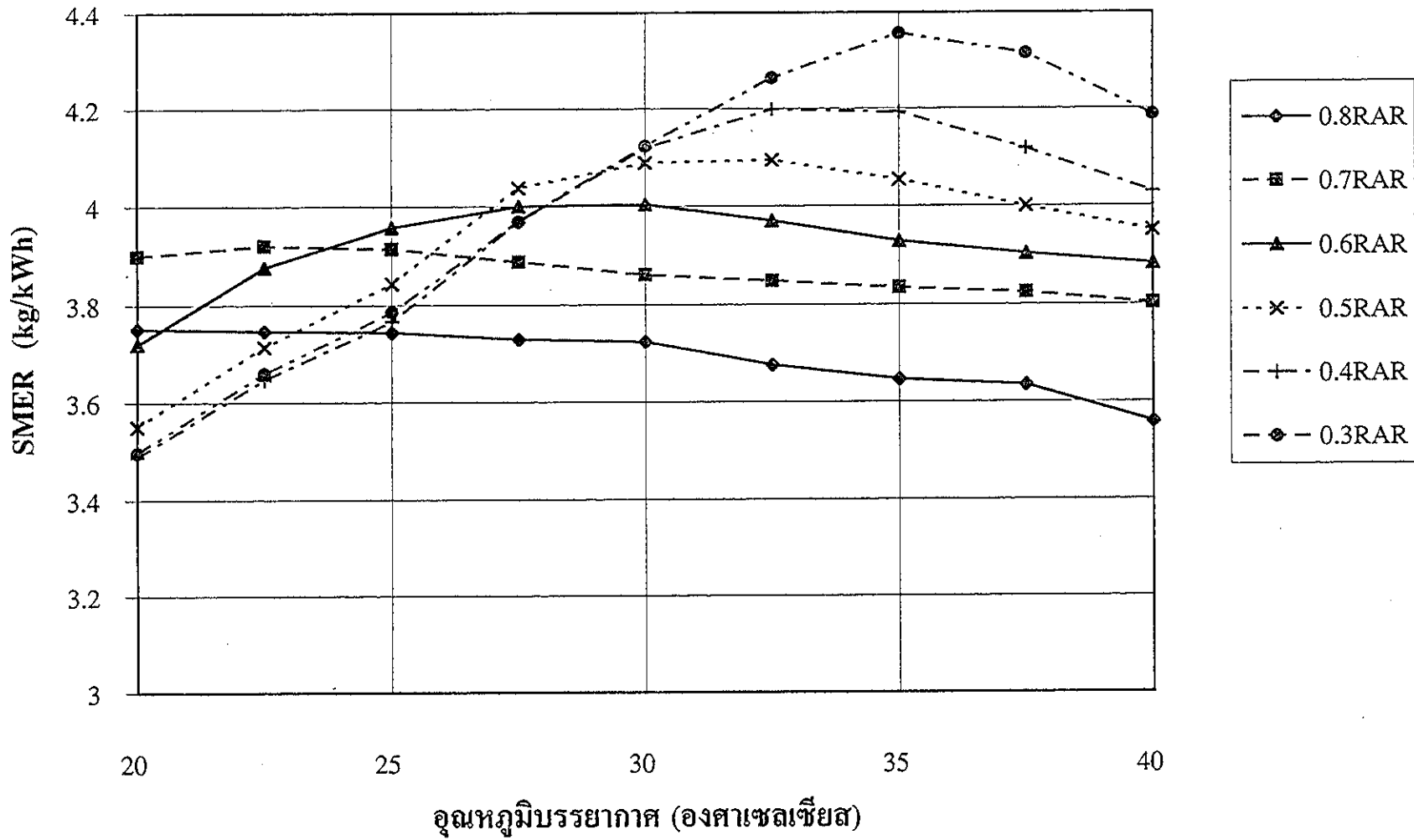
4.4 สมรรถนะของระบบที่ 3

ระบบที่ 3 เป็นระบบปิดที่มีอากาศระบายออกจากระบบหลังเครื่องอบแห้ง อากาศส่วนที่เหลือจะไหลผ่านอีแวปโปเรเตอร์เพื่อดึงพลังงานกลับมาใช้ใหม่ อากาศใหม่จาก

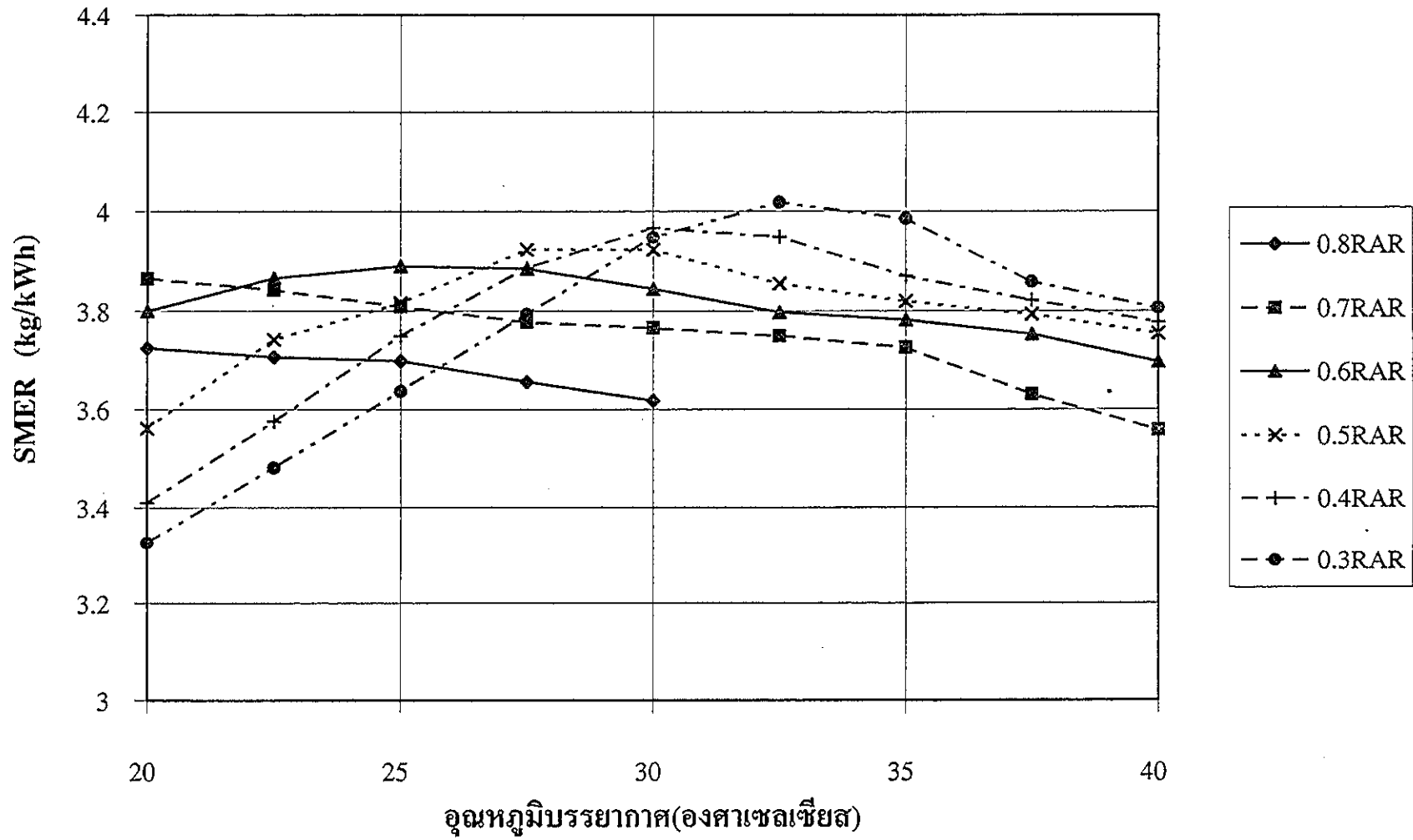
บรรยากาศถูกนำเข้ามาชดเชยส่วนที่ระบายทิ้งไปที่หลังอีแวปโปเรเตอร์ ซึ่งทำให้สถานะ แวดล้อมและอัตราส่วนอากาศหมุนเวียนกลับ (อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศผ่าน อีแวปโปเรเตอร์ ต่ออากาศรวมในระบบ) มีผลกระทบต่อสมรรถนะของระบบอบแห้ง ด้วยปีความร้อน

รูปที่ 4.11(ก) (ข) และ (ค) แสดงผลกระทบของอุณหภูมิบรรยากาศ และอัตรา ส่วนอากาศหมุนเวียนต่อ SMER ที่ความชื้นสัมพัทธ์ 30% 50% และ 70% ซึ่งพบว่าที่ อัตราส่วนอากาศหมุนเวียน (recirculation air ratio, RAR) น้อยกว่า 0.7 ปรากฏค่า SMER สูงสุดแต่เกิดขึ้นที่อุณหภูมิต่างกันเมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศและ RAR ต่าง กัน SMER สูงสุดมีค่าลดลงและเกิดขึ้นที่อุณหภูมิต่ำลงเมื่อ RAR สูงขึ้น ยกตัวอย่างเช่น ระบบที่มี 0.3RAR และ 50%RH (รูปที่ 4.11(ข)) มี SMER สูงสุดประมาณ 4.0 kg/kWh โดยเกิดขึ้นที่อุณหภูมิบรรยากาศ 32.5°C ในขณะที่ในรูปเดียวกัน แต่ในกรณี 0.5RAR มี ค่า SMER สูงสุดเท่ากับ 3.92 kg/kWh และเกิดขึ้นที่อุณหภูมิ 27.5°C สำหรับที่ความชื้น บรรยากาศอื่นก็ปรากฏแนวโน้มลักษณะเดียวกันนี้ แต่ SMER สูงสุดและอุณหภูมิที่ SMER สูงสุดจะเลื่อนไป

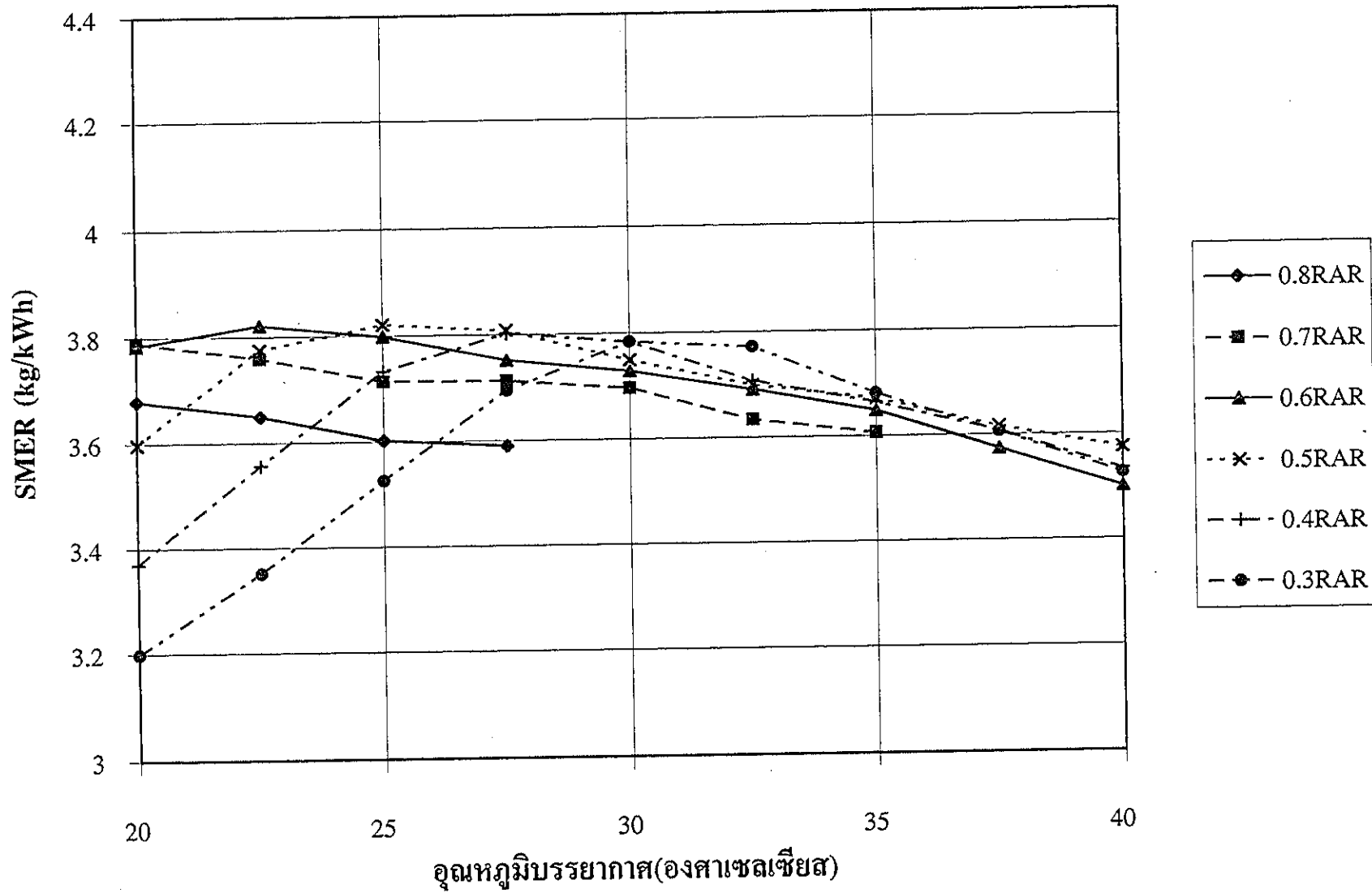
ถ้าความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศสูงไม่ได้เพียงแต่ลด ค่า SMER สูงสุดเท่านั้น แต่ ยังมีผลให้ RAR ที่เหมาะสมสูงขึ้นอีกด้วย ยกตัวอย่างเช่น ที่ 70%RH (รูปที่ 4.11 (ค)) ค่าที่เหมาะสมของ RAR คือ 0.5-0.6 ในขณะที่ 30%RH ค่า RAR ที่เหมาะสมคือ 0.3 ดังนั้น จึงสามารถสรุปในขณะนี้ได้ว่า ในระบบกึ่งปิด ค่า SMER สูงสุดมีค่ามากขึ้นและ RAR ที่เหมาะสมจะน้อยลง เมื่ออากาศในบรรยากาศค่อนข้างแห้ง หรือกล่าวอีกในหนึ่ง ได้ว่า หากพิจารณาจาก SMER แล้ว ระบบเปิดสามารถทำงานได้ดีกว่าระบบปิดโดยขึ้น อยู่กับเงื่อนไขของสถานะแวดล้อม อย่างไรก็ตาม ภายใต้เงื่อนไขที่อากาศในบรรยากาศ ร้อนและแห้ง เช่นที่ 40°C 30%RH ระบบนี้ควรใช้ RARต่ำดังแสดงในรูปที่ 4.11(ก) หากสถานะแวดล้อมมีอุณหภูมิต่ำและความชื้นสูง (รูปที่ 4.11(ค)) ควรใช้ระบบที่มี RAR สูง ซึ่งในกรณีนี้ SMER เพิ่มขึ้นตาม RAR เช่น ที่ 20°C และ ความชื้นสัมพัทธ์ 70% SMER สำหรับ 0.7RAR คือ 3.8 kg/kWh ซึ่งสูงกว่าที่ 0.3RAR ประมาณ 20% รูปที่ 4.11(ก) และ (ค) ยังแสดงให้เห็นอีกว่า ถ้าอากาศเย็นและแห้งหรืออากาศร้อนและ ชื้น ค่า RAR ไม่ค่อยมีผลต่อ SMER มากนัก



รูปที่ 4.11(ก) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ SMER ของระบบที่ 3 ที่ 30%RH

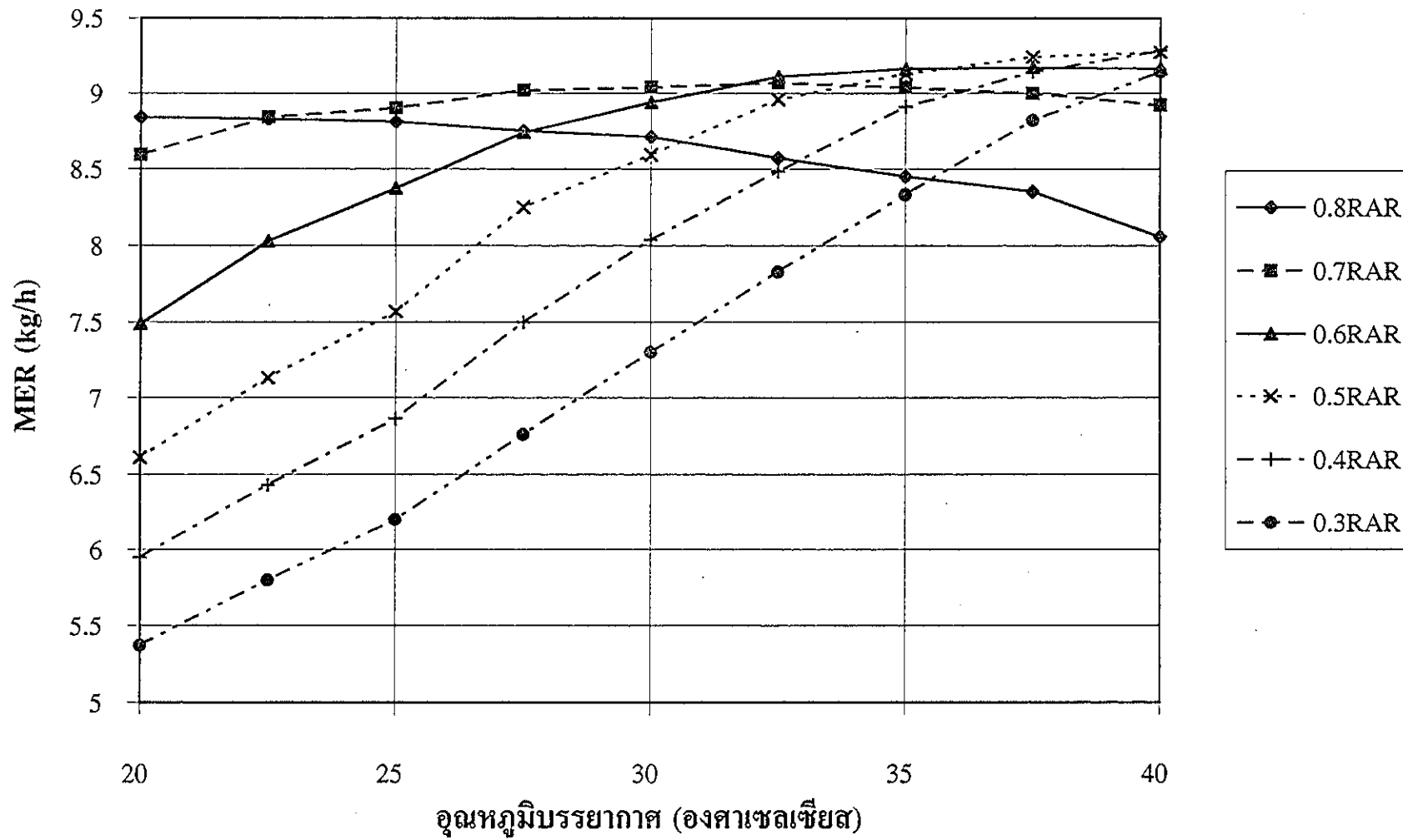


รูปที่ 4.11(ข) ผลของสถานะแวดล้อมและ RAR ต่อ SMER ของระบบที่ 3 ที่ 50%RH

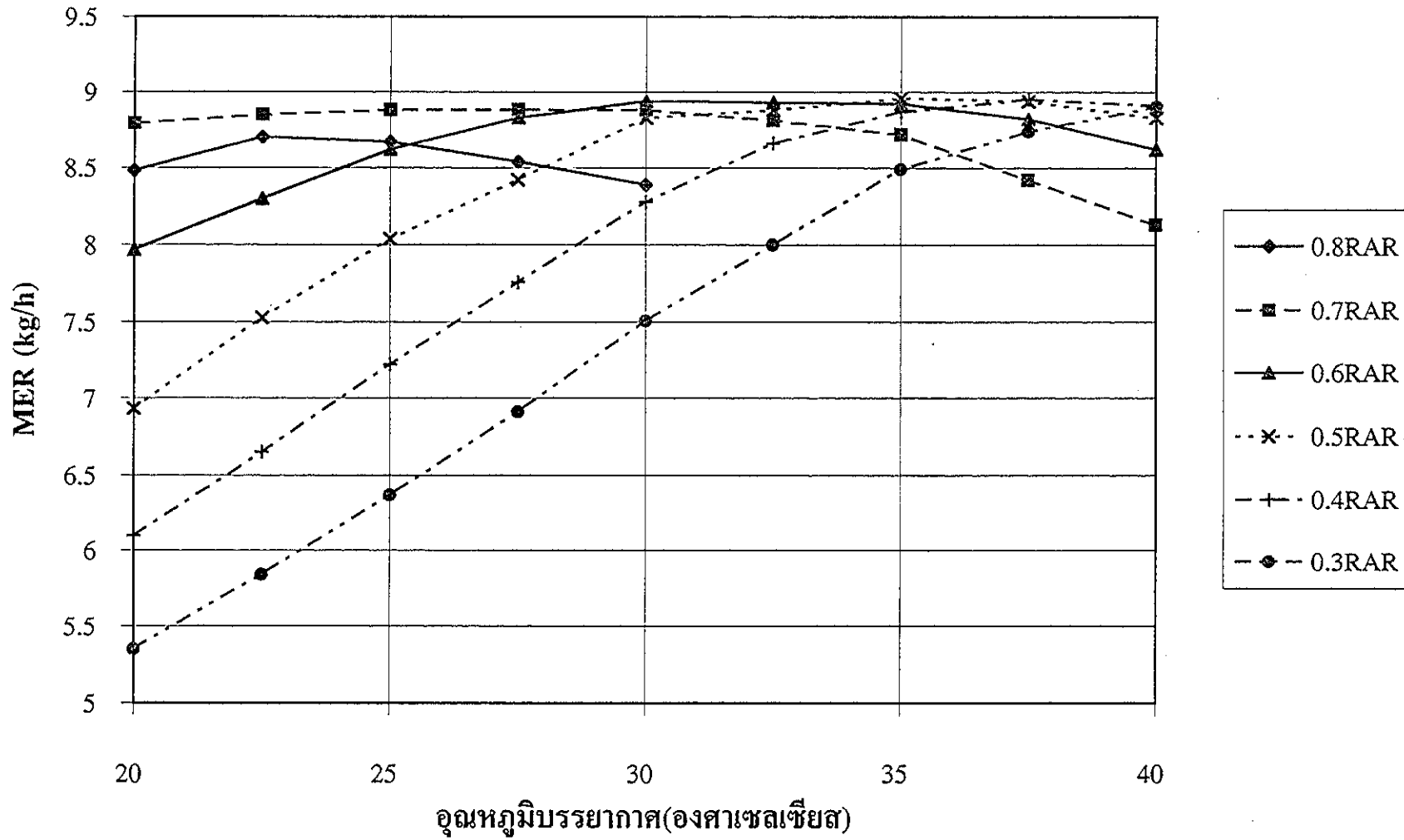


รูปที่ 4.11(ค) ผลของสถานะแวดล้อมและ RAR ต่อ SMER ของระบบที่ 3 ที่ 70%RH

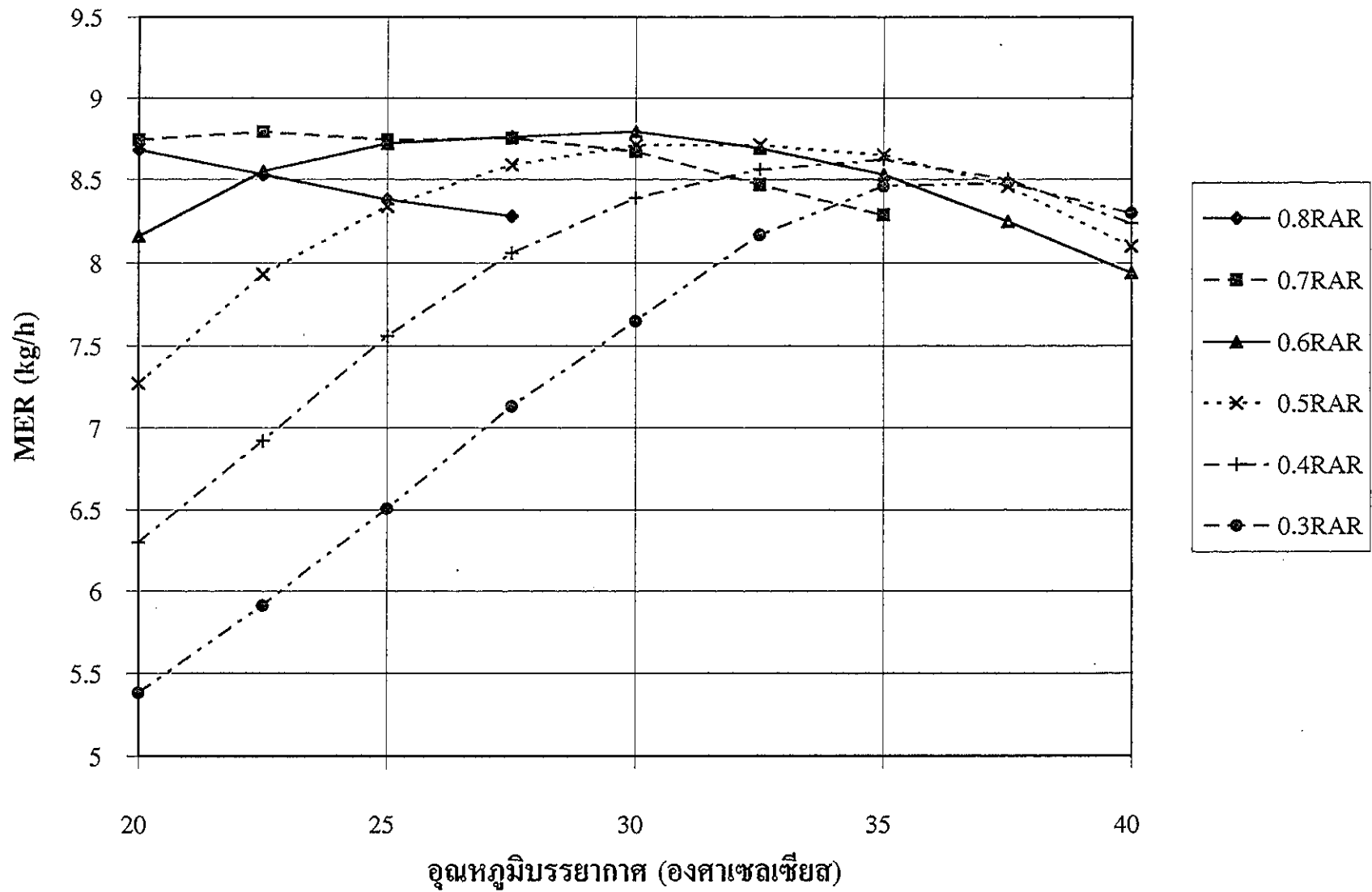
MER ของระบบที่ 3 ที่ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30% 50% และ 70% แสดงดังรูปที่ 4.12(ก) (ข) และ (ค) ตามลำดับ ซึ่งพบว่า โดยทั่วไป MER มีแนวโน้มเหมือนกับ SMER คือ ที่อัตราส่วนอากาศหมุนเวียนน้อยกว่า 0.7 ปรากฏค่า MER สูงสุด โดยอุณหภูมิบรรยากาศที่ MER สูงสุดจะขึ้นอยู่กับ RAR และความชื้นสัมพัทธ์ของบรรยากาศ ตัวอย่างเช่น ที่ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70% กงที่ (รูปที่ 4.12(ค)) MER สูงสุดมีค่าสูงขึ้นและเกิดขึ้นที่อุณหภูมิต่ำลงเมื่อ RAR สูงขึ้น แต่ค่า MER สูงสุดแตกต่างกันน้อยกว่า 0.25 kg/h เช่น ที่ 0.3RAR ในรูปที่ 4.12(ค) MER สูงสุดเกิดขึ้นที่อุณหภูมิบรรยากาศ 37.5°C โดยมีค่าประมาณ 8.50 kg/h และ ที่ 0.7RAR ในรูปเดียวกัน อุณหภูมิบรรยากาศที่ MER สูงสุดเท่ากับ 22.5°C โดยค่าสูงสุดประมาณ 8.75 kg/h ซึ่งจะเห็นได้ว่าค่า MER เปลี่ยนแปลงเพียง 3% เท่านั้น สำหรับที่ความชื้นสัมพัทธ์อื่นจะมีลักษณะเดียวกัน ค่า MER สูงสุดจะสูงขึ้นและเกิดที่อุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้น เมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศลดลง แต่ MER สูงสุดสูงขึ้นไม่มากนัก ตัวอย่างเช่น ที่ 0.7 RAR ค่า MER สูงสุดสำหรับความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30% ประมาณ 9.1 kg/h ที่อุณหภูมิบรรยากาศ 32.5°C ในขณะที่ ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70% ค่า MER สูงสุดเกิดขึ้นที่อุณหภูมิ 22.5°C โดยมีค่าประมาณ 8.75 kg/h ซึ่งจะเห็นได้ว่า MER มีค่าเปลี่ยนแปลงเพียง 4% เท่านั้น ดังนั้นจึงพอสรุปได้ว่า ความชื้นสัมพัทธ์ของบรรยากาศไม่ค่อยมีผลกระทบต่อค่า MER มากนัก (เปรียบเทียบรูปที่ 4.12 (ก) (ข) และ (ค)) แต่สำหรับอุณหภูมิของบรรยากาศแล้ว จะมีผลอย่างมากต่อ MER โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ RAR ต่ำ เช่น ที่ 0.3RAR ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50% (รูปที่ 4.12(ข)) ที่อุณหภูมิบรรยากาศ 20°C MER มีค่าประมาณ 5.4 kg/h แต่ที่อุณหภูมิบรรยากาศ 40°C ในกรณีเดียวกัน MER มีค่าประมาณ 8.9 kg/h หรือ MER เปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้นประมาณ 65% เมื่ออุณหภูมิบรรยากาศเพิ่มขึ้นจาก 20°C เป็น 40°C นอกจากนี้จะเห็นได้ว่า ในกรณีที่อุณหภูมิบรรยากาศต่ำ RAR มีผลค่อนข้างมากต่อ MER ในขณะที่อุณหภูมิบรรยากาศสูง RAR มีผลต่อ MER น้อย ดังนั้น หากอุณหภูมิบรรยากาศต่ำ ควรจำกัดปริมาณอากาศระบายทิ้ง (ใช้ระบบที่ RAR มาก) เพราะอากาศที่ระบายทิ้งคืออากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งซึ่งจะมีพลังงานสูง(อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะสูง) เมื่อเทียบกับอากาศในบรรยากาศ หากระบายทิ้งมากจะทำให้สูญเสียพลังงานออกจากระบบมากนั่นเอง



รูปที่ 4.12(ก) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ MER ของระบบที่ 3 ที่ 30%RH



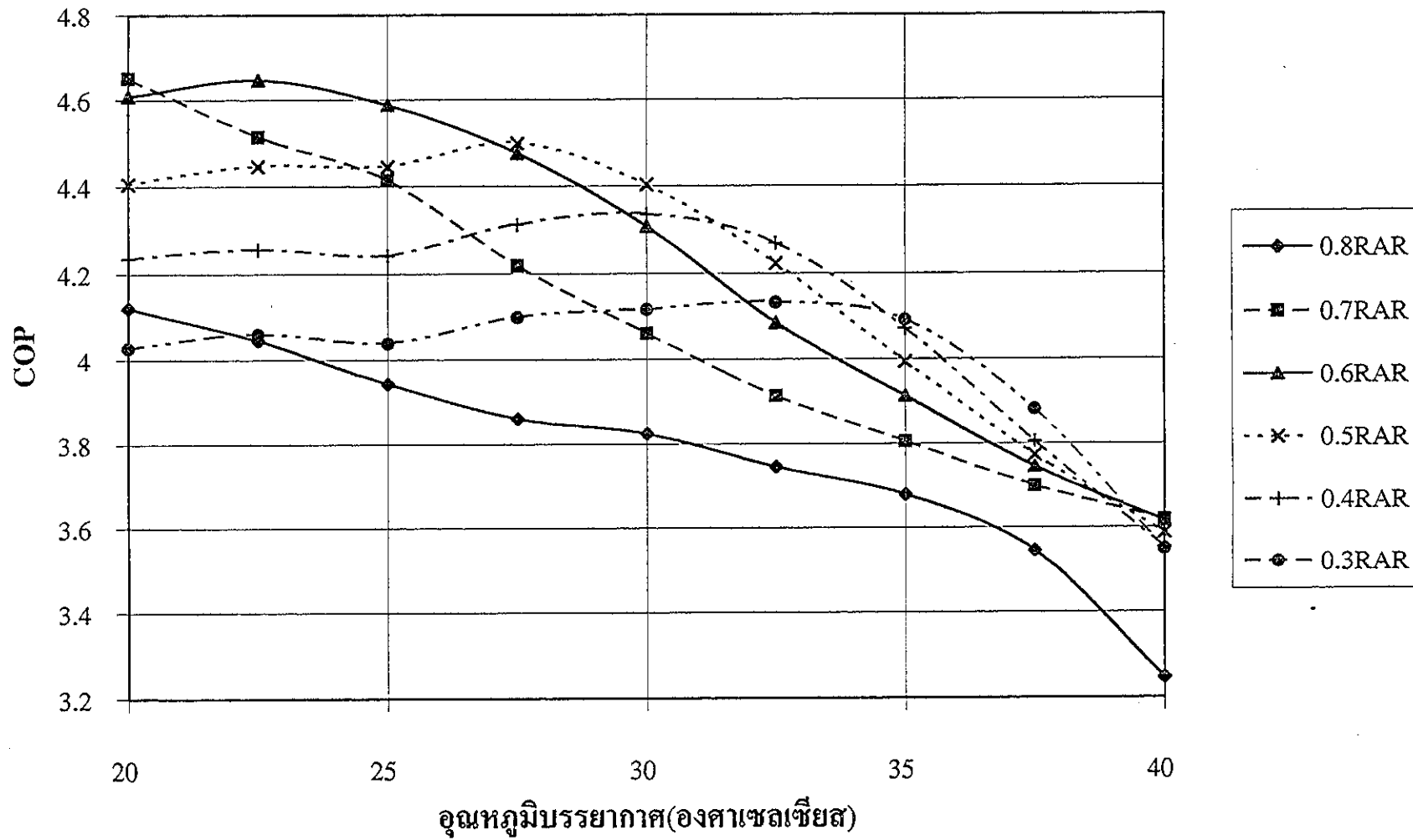
รูปที่ 4.12(ข) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ MER ของระบบที่ 3 ที่ 50%RH



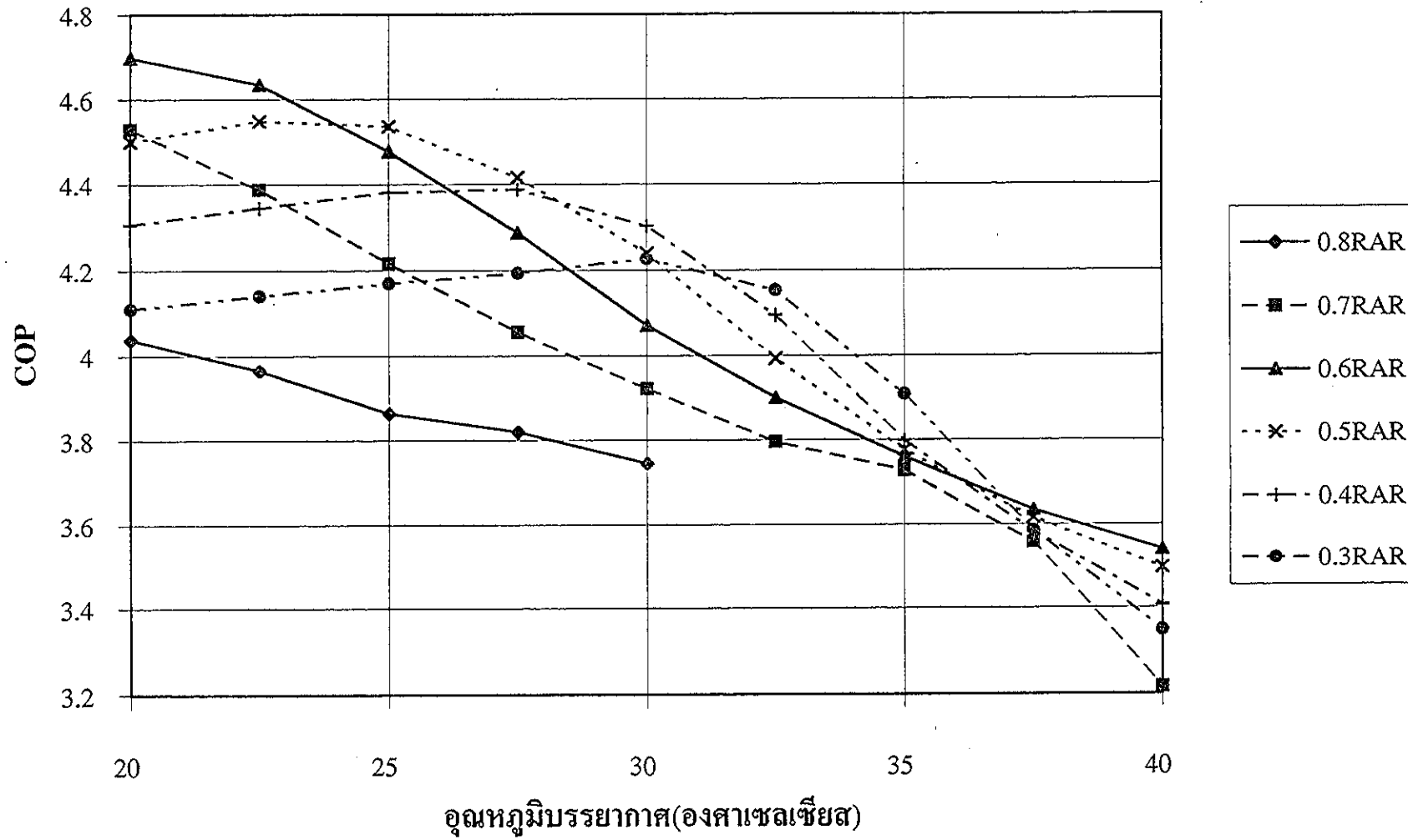
รูปที่ 4.12(ค) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ MER ของระบบที่ 3 ที่ 70%RH

COP ของระบบที่ 3 แสดงดังรูปที่ 4.13 (ก) (ข) และ (ค) โดยทั่วไป COP มีแนวโน้มลดลงเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศเพิ่มขึ้น ในกรณีที่ RAR ลดลง อุณหภูมิที่ COP สูงสุดมีแนวโน้มสูงขึ้น ค่า COP สูงสุดมีค่าอยู่ในช่วง 4.0-4.7 โดยไม่ขึ้นกับความชื้นของบรรยากาศแต่ขึ้นอยู่กับ RAR และอุณหภูมิของบรรยากาศ ที่อุณหภูมิบรรยากาศค่า COP มีค่าสูง สามารถอธิบายได้คือ คอนเดนเซอร์สามารถถ่ายเทความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ เนื่องจากอากาศเข้าคอนเดนเซอร์มีอุณหภูมิต่ำ ในสภาวะอากาศที่เย็น-แห้ง (ซีกซายของรูปที่ 3.13 (ก)) RAR ที่เหมาะสมมีค่าประมาณ 0.6-0.7 สำหรับในสภาวะที่อากาศร้อน-แห้ง (ซีกขวาของรูปที่ 3.13 (ก)) ค่า RAR จะไม่มีผลมากนัก เว้นแต่ในกรณีที่ RAR มากกว่า 0.8 จะทำให้ COP ตกลงมาก เพราะอากาศหมุนเวียนมากเกินไป ทำให้อุณหภูมิกอากาศเข้าคอนเดนเซอร์สูงจนไม่สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดี ในสภาวะอากาศเย็น-ชื้น (ซีกซายของรูปที่ 3.13 (ค)) RAR ควรมีค่าเท่ากับ 0.5-0.6 และหากอากาศร้อน-ชื้น (ซีกขวาของรูปที่ 3.13 (ค)) RAR ไม่มีผลต่อ COP

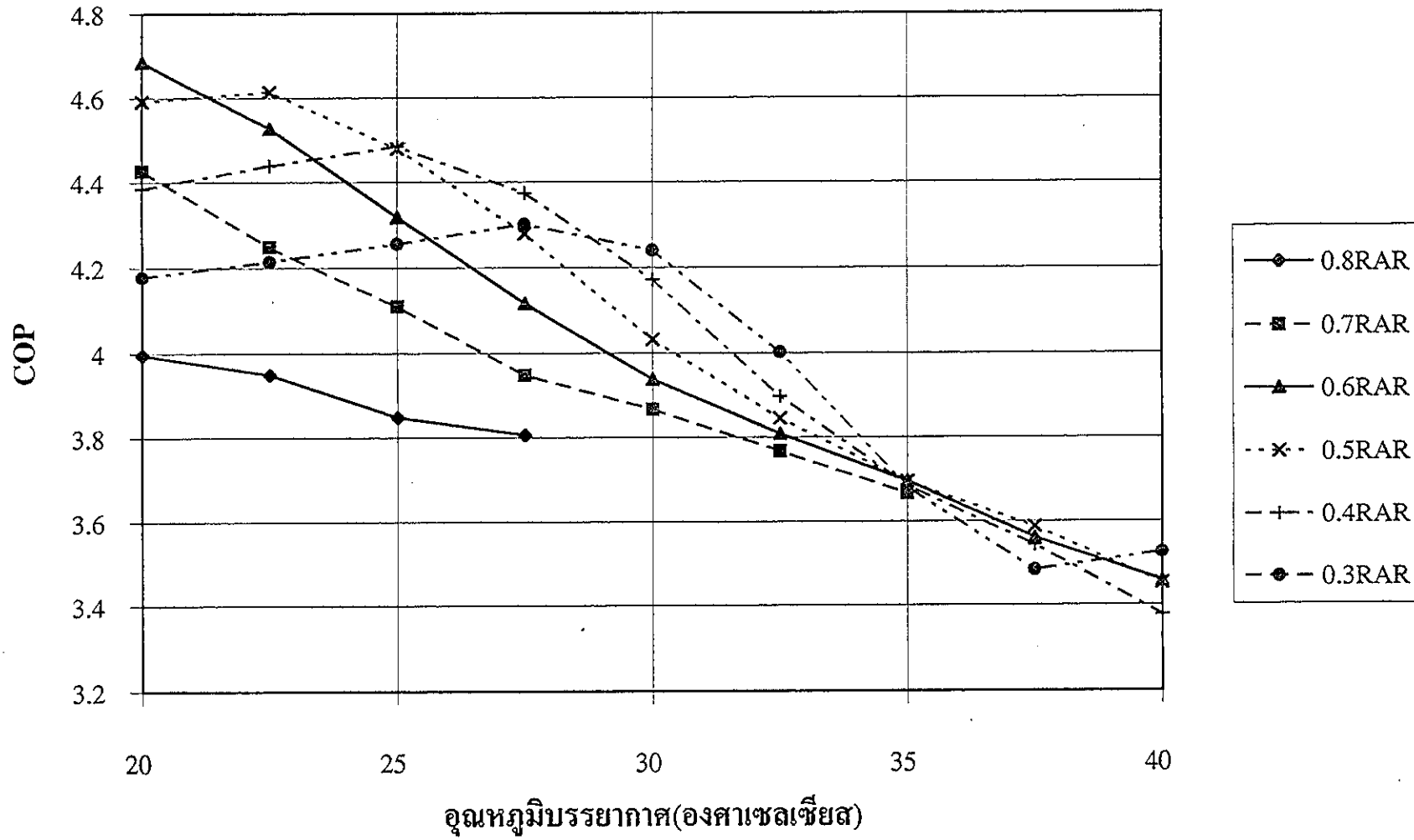
RAR สามารถเพิ่มหรือลดความดันของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์ก็ได้ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิบรรยากาศ ถ้าอากาศจากบรรยากาศผสมกับอากาศอบแห้ง แล้วทำให้อุณหภูมิกอากาศอบแห้งสูงขึ้น จะมีผลให้ความดันของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์สูงขึ้น ซึ่งทำให้พลังงานจำเพาะ(งานของคอมเพรสเซอร์ต่อหนึ่งหน่วยมวลของสารทำความเย็น)ของคอมเพรสเซอร์ลดลง ตัวอย่างของอุณหภูมิมะเขยของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์และอัตราการไหลของสารทำความเย็นสำหรับกรณี 50%RH แสดงในรูปที่ 4.14(ก) และ (ข) RAR มากหมายถึงความร้อนสะสมในระบบมาก ทำให้อุณหภูมิในอีแวปโปเรเตอร์สูงขึ้น และมีผลให้อัตราการไหลของสารทำความเย็นมากขึ้น(เพราะปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์ลดลงและเอ็กแพนชันวาล์วเปิดมากขึ้น) ทำให้กำลังสำหรับขับคอมเพรสเซอร์(พลังงานจำเพาะคูณด้วยอัตราการไหล) เพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศและ RAR สูงขึ้นดังรูปที่ 4.14 (ค) ในทุกกรณีกำลังของคอมเพรสเซอร์สูงสุดประมาณ 2.35 kW นอกจากนี้ จากการที่ RAR มากและมีผลให้ความร้อนสะสมในระบบมาก ดังนั้นอากาศอบแห้งที่เข้าเครื่องอบแห้งจึงมีอุณหภูมิสูงขึ้นเมื่อ RAR มากขึ้น ดังตัวอย่างที่ 50%RH ในรูปที่ 4.15 ซึ่งเพิ่มศักยภาพในการอบแห้ง อย่างไรก็ตาม RAR มากมีผลทำให้ความชื้นจำเพาะของอากาศอบ



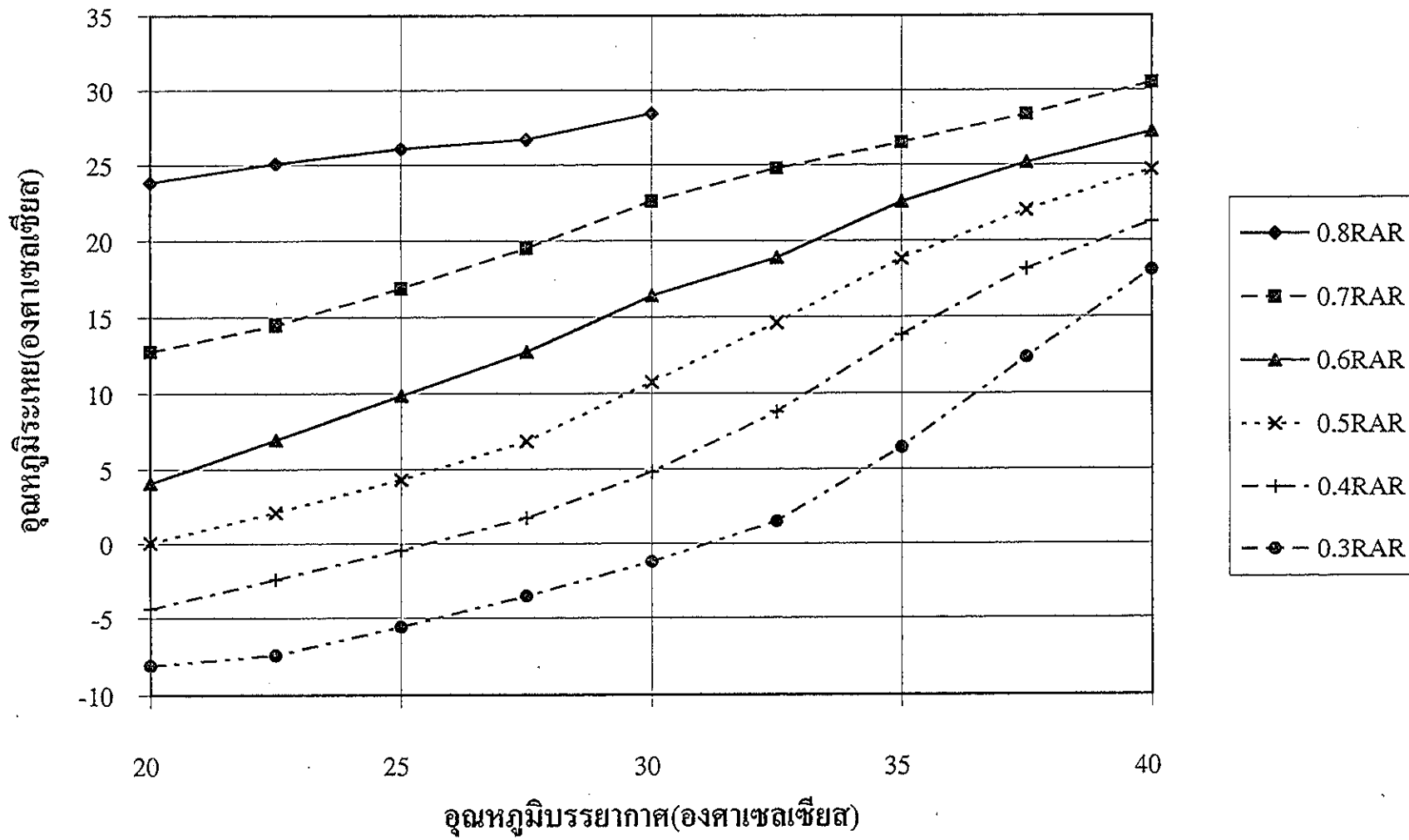
รูปที่ 4.13(ก) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ COP ของระบบที่ 3 ที่ 30%RH



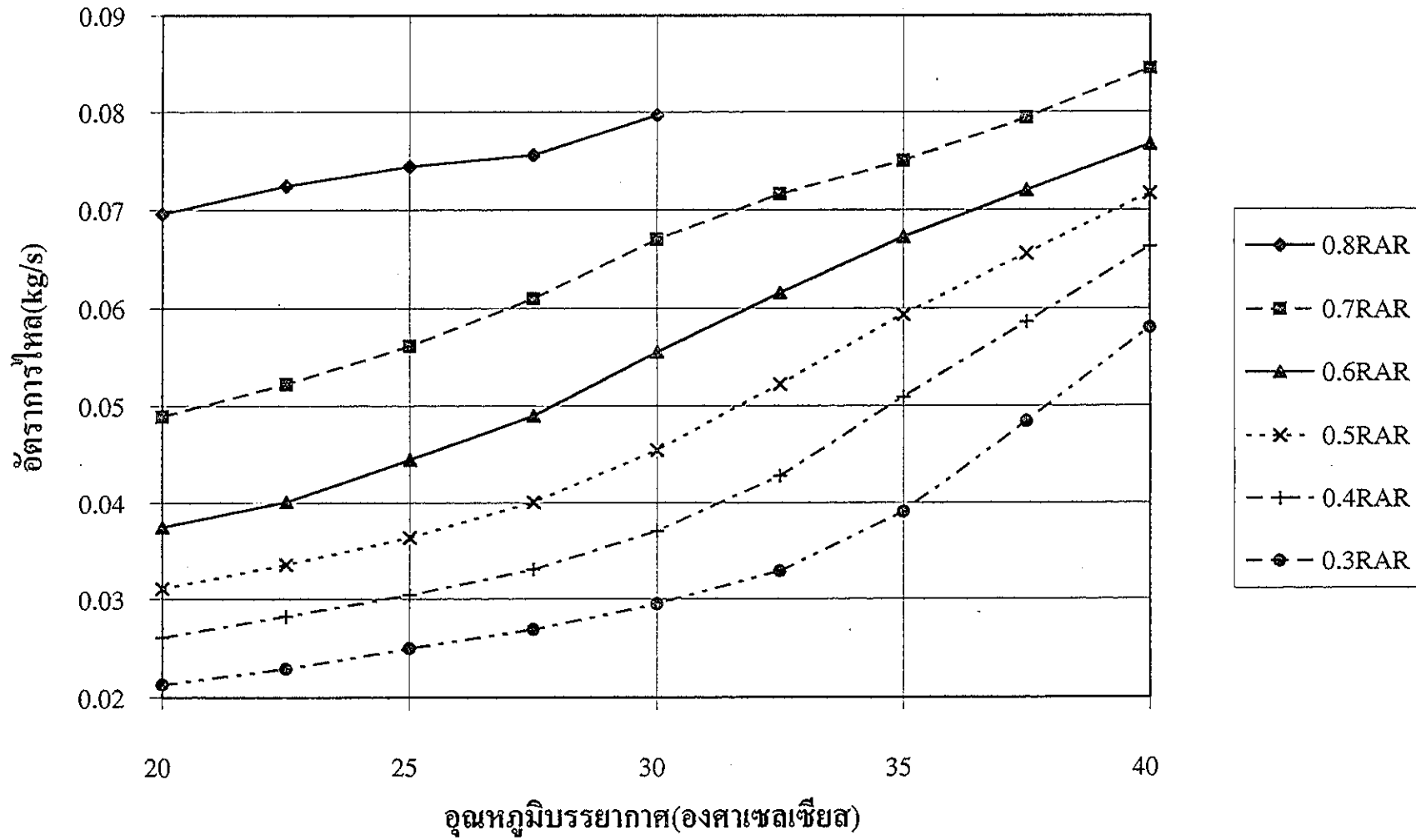
รูปที่ 4.13(ข) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ MER ของระบบที่ 3 ที่ 50%RH



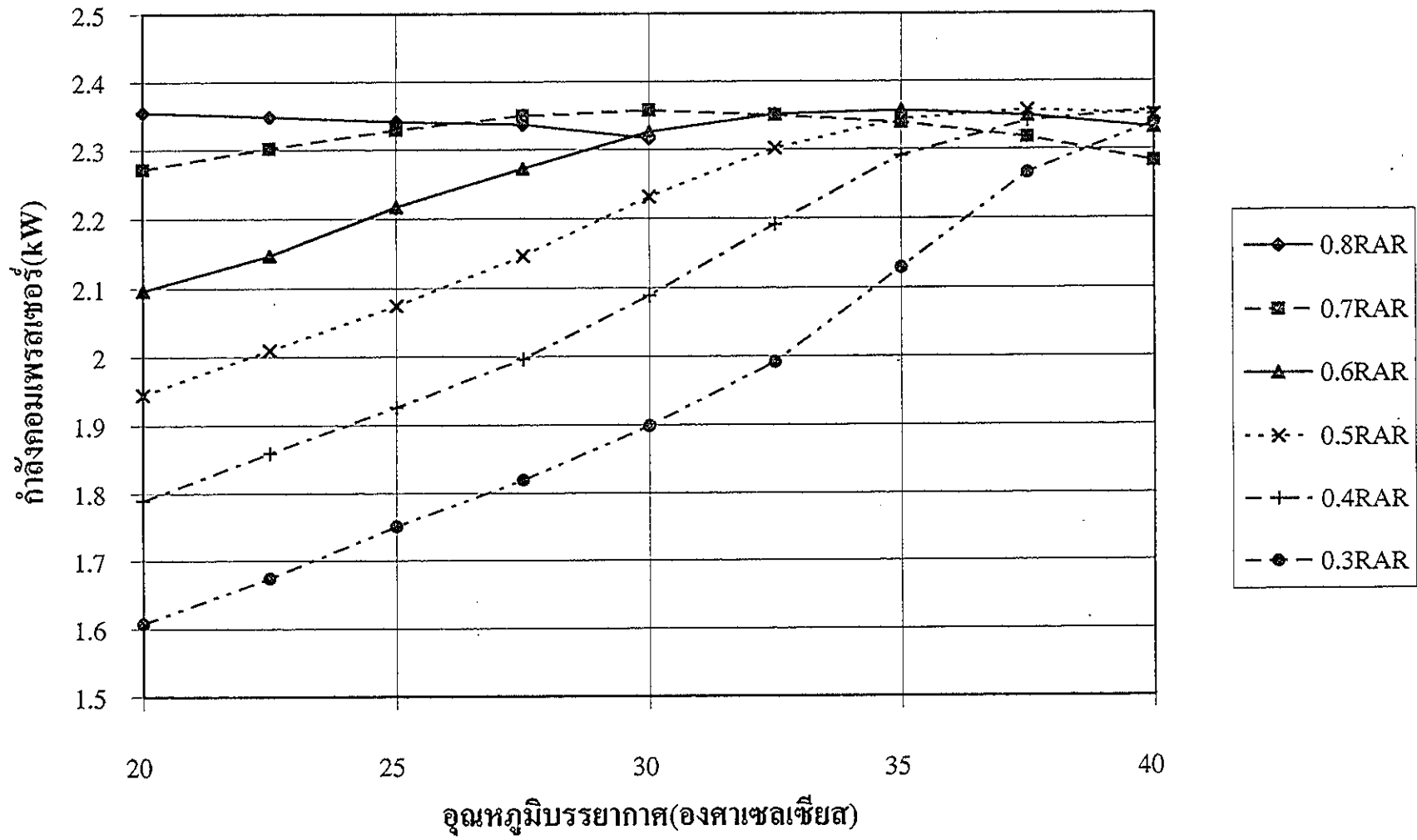
รูปที่ 4.13(ค) ผลของสภาวะแวดล้อมและ RAR ต่อ COP ของระบบที่ 3 ที่ 70%RH



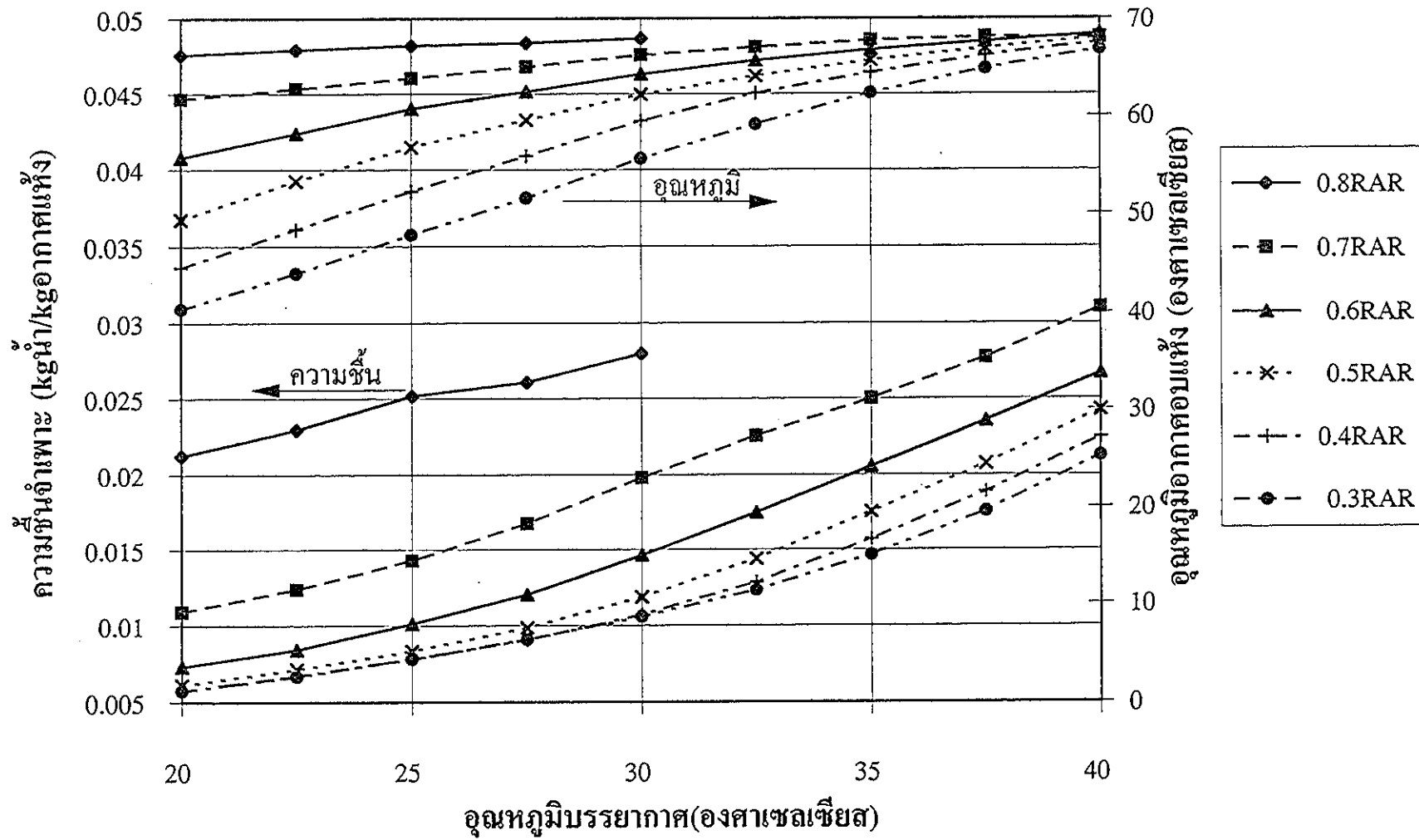
รูปที่ 4.14(ก) อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์ของระบบที่ 3 ที่ 50%RH



รูปที่ 4.14(ข) อัตราการไหลของสารทำความเย็นของระบบที่ 3 ที่ 50%RH



รูปที่ 4.14(ค) กำลังคอมเพรสเซอร์ของระบบที่ 3 ที่ 50%RH



รูปที่ 4.15 อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 3 ที่ 50%RH

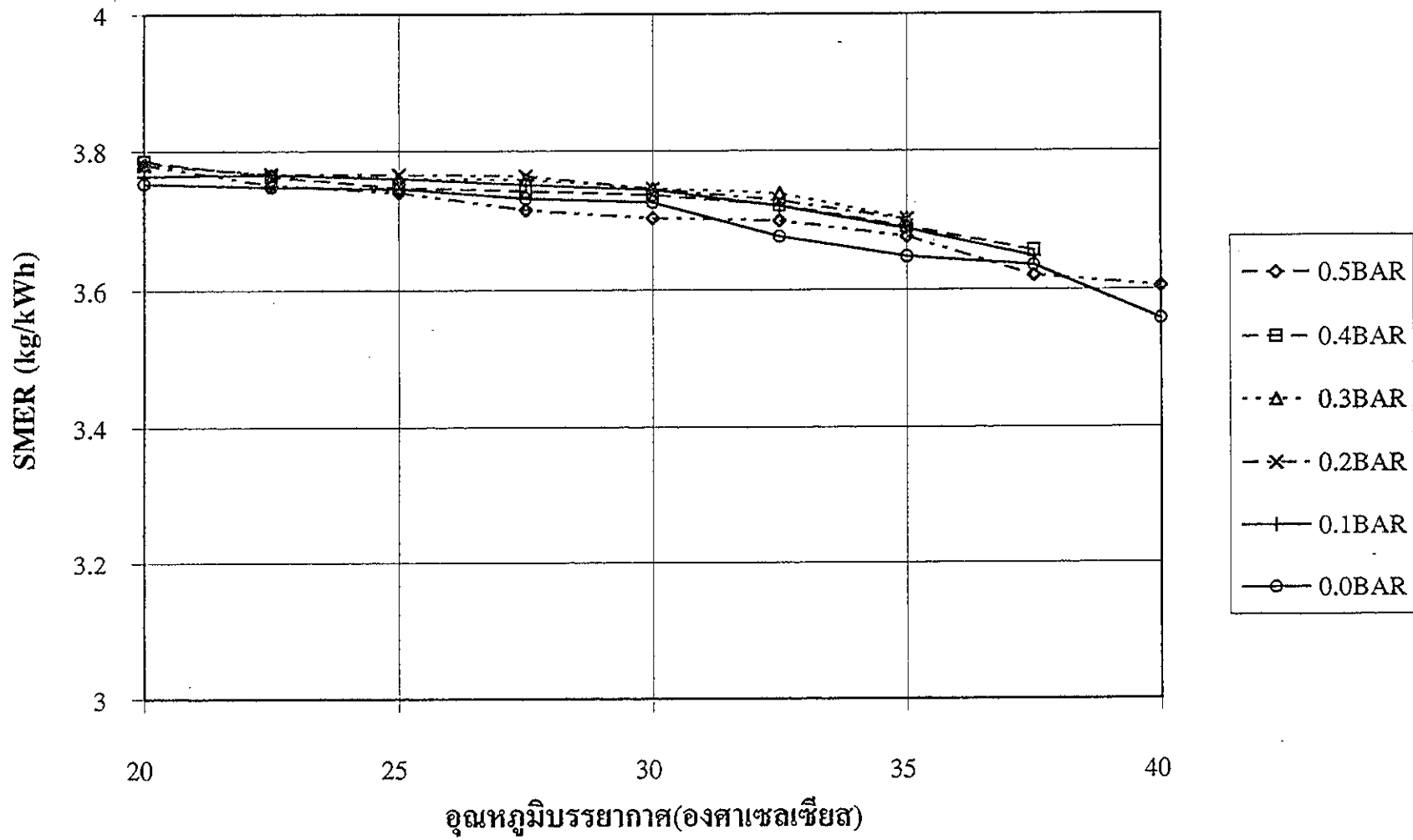
แห้งมากด้วย ทั้งนี้เพราะความชื้นสะสมไม่ได้ระบายทิ้ง และเนื่องจากความร้อนแฝงที่ถ่ายเทในอีแวปโปเรเตอร์จะน้อยลง (อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้นเมื่อ RAR มากขึ้นดังนั้น ความร้อนที่ถ่ายเทส่วนใหญ่จึงเป็นความร้อนสัมผัส)

ทั้งอุณหภูมิและความชื้นของอากาศอบแห้งมีผลกระทบต่ออัตราการดึงน้ำออก ซึ่งทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงดังรูปที่ 4.12 และ MER ก็มีผลทำให้ SMER มีพฤติกรรมดังรูปที่ 4.11 โดยสรุปจะเห็นได้ว่า สภาวะแวดล้อมและเงื่อนไขการทำงาน (RAR) มีผลต่อสมรรถนะของระบบ การอธิบายอิทธิพลของ RAR จำเป็นต้องคำนึงถึงอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของบรรยากาศประกอบด้วยเสมอไป เพราะพารามิเตอร์ทั้ง 3 ร่วมกันควบคุมการทำงานของระบบอบแห้งด้วยไ้มความร้อน นอกจากนี้เงื่อนไขของสภาวะแวดล้อมหรือเงื่อนไขการทำงานที่ให้ค่า SMER COP และ MER สูงสุดไม่จำเป็นต้องเป็นเงื่อนไขเดียวกัน

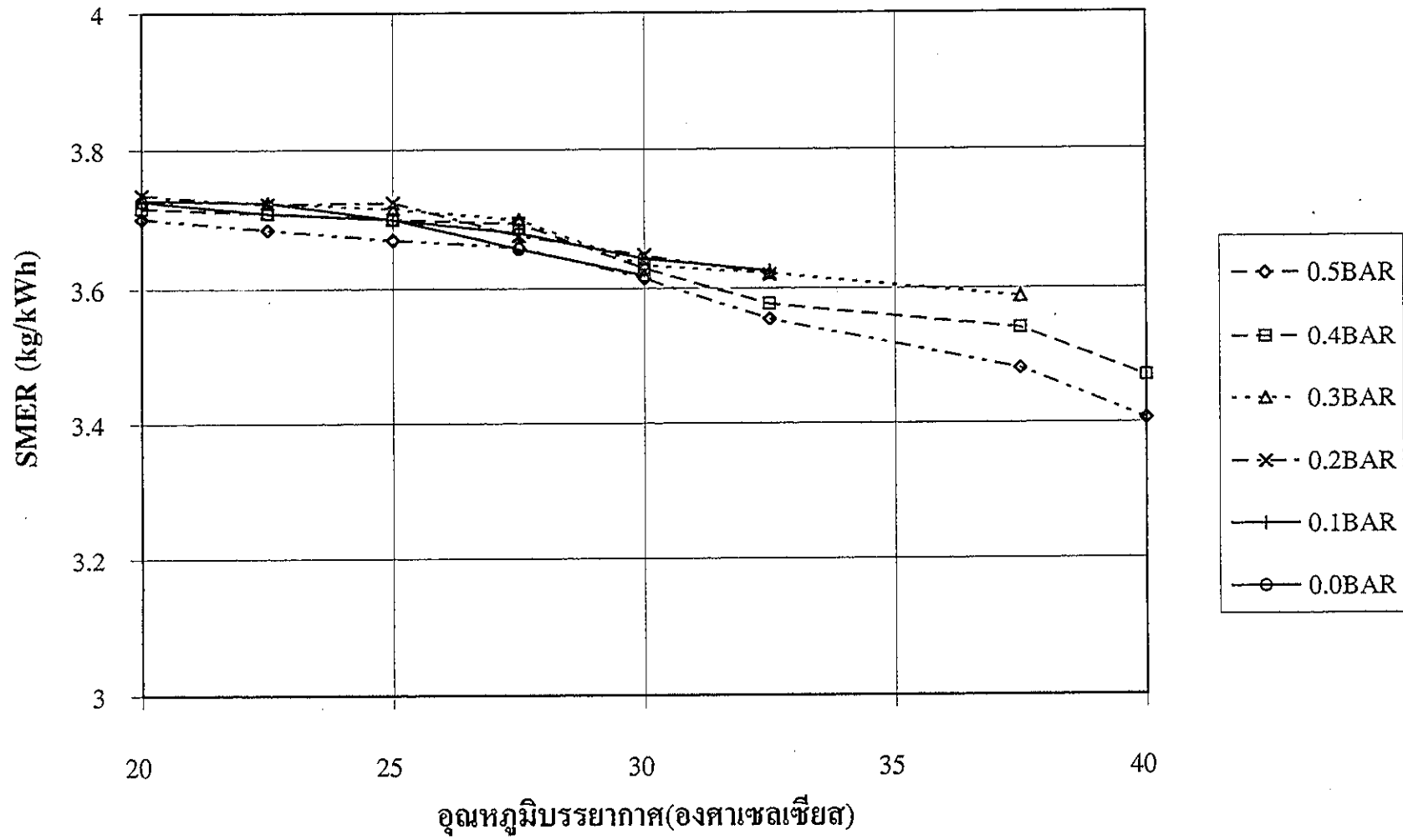
4.5 สมรรถนะของระบบที่ 4

ระบบที่ 4 เป็นระบบเปิดที่พัฒนาจากระบบที่ 3 โดยมีการบายพาสอากาศบางส่วนไม่ผ่านอีแวปโปเรเตอร์ดังแสดงในรูปที่ 3.5 การบายพาสอากาศจะสามารถถล่นไอน้ำได้มากขึ้น เพราะความร้อนแฝงสามารถถ่ายเทในอีแวปโปเรเตอร์ได้มากขึ้น Young และคณะ (1992) ประมาณว่า หากบายพาสอากาศ 50% จะสามารถถล่นไอน้ำได้เพิ่มเป็นสองเท่า ในที่นี้ จะแสดงผลการบายพาสอากาศที่ 0.8RAR และ 0.3RAR เท่านั้น ซึ่งเงื่อนไขที่ RAR มากและน้อยที่สุดของระบบที่ 3 (ข้อมูลทั้งหมดแสดงไว้ในภาคผนวกที่ 4)

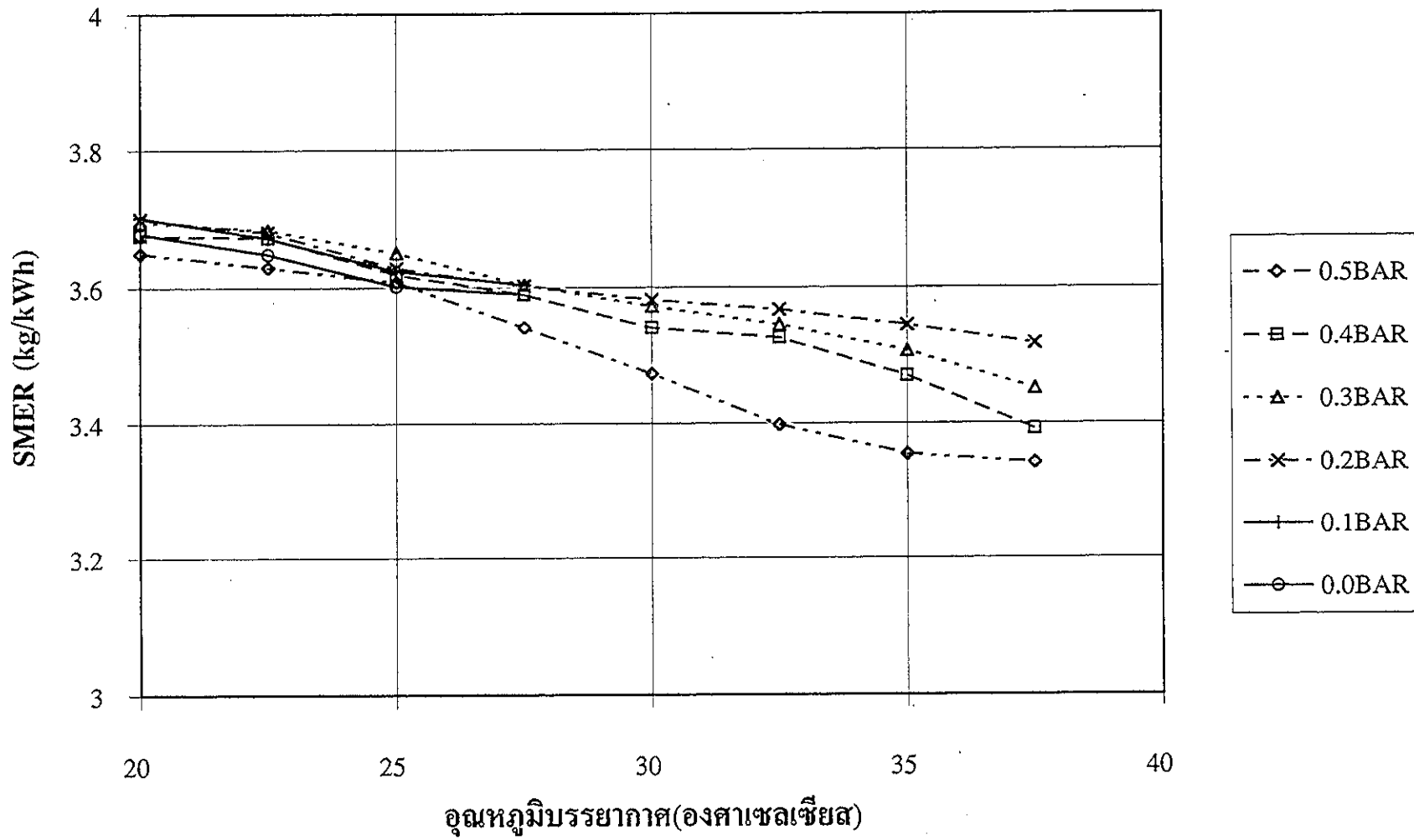
รูปที่ 4.16(ก) (ข)และ(ค) แสดงการเปลี่ยนแปลงของ SMER กับอุณหภูมิสภาวะแวดล้อมที่ 0.8RAR และอัตราส่วนอากาศบายพาส 0.0-0.5 (ที่อัตราส่วนอากาศบายพาสเท่ากับ 0.0 ระบบที่ 4 จะกลายเป็นระบบที่ 3) จะเห็นได้ว่า โดยทั่วไป SMER มีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศเพิ่มขึ้น และมีค่าอยู่ในช่วงเดียวกับระบบที่ 3 (0.0BAR) การบายพาสอากาศทำให้ SMER เปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยโดยเฉพาะในกรณีที่ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศต่ำ และไม่ปรากฏค่าอัตราส่วนอากาศบายพาส (by-pass air ratio,



รูปที่ 4.16(ก) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ SMER ของระบบที่ 4 ที่ 30%RH ที่ 0.8RAR



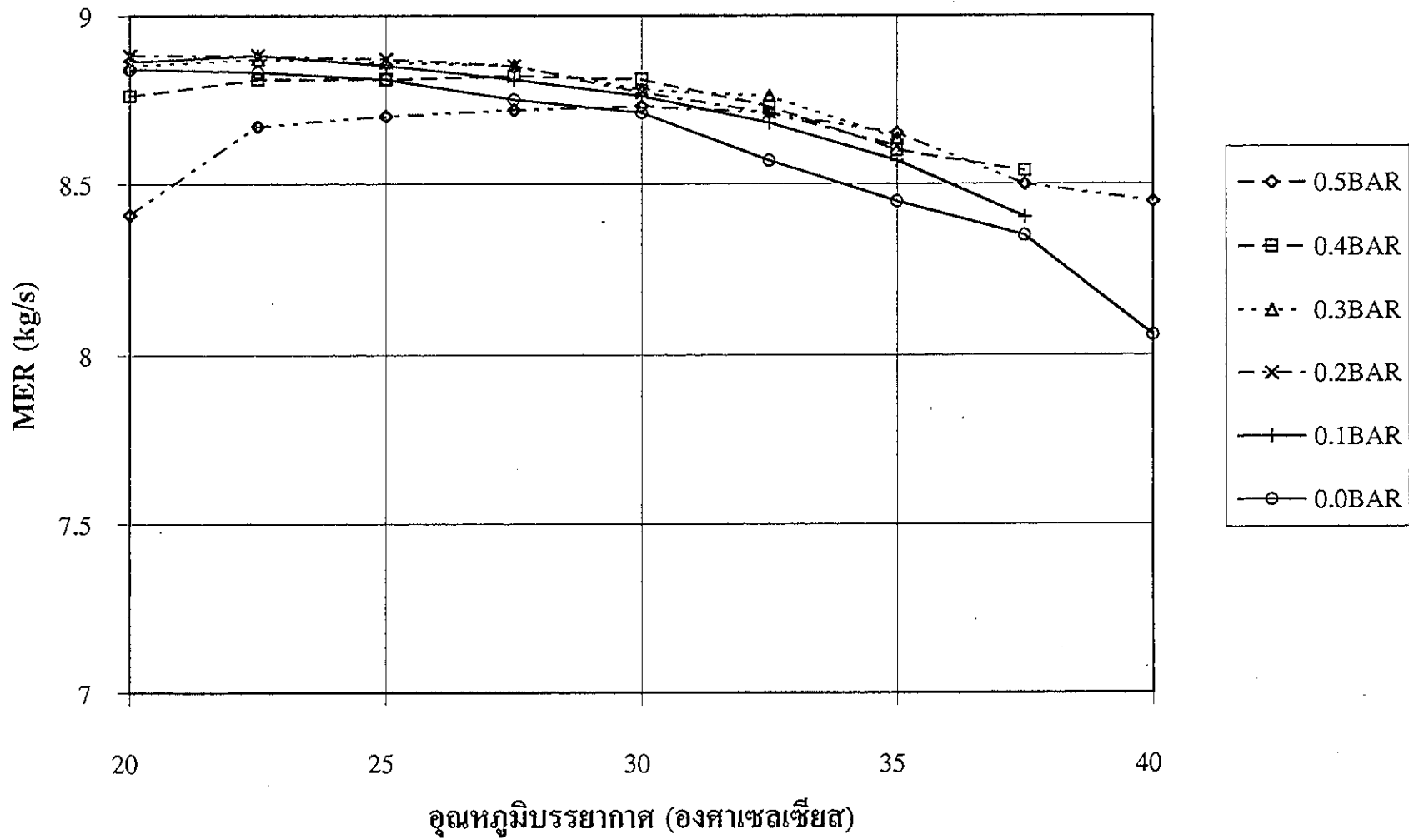
รูปที่ 4.16(ข) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ SMER ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH ที่ 0.8RAR



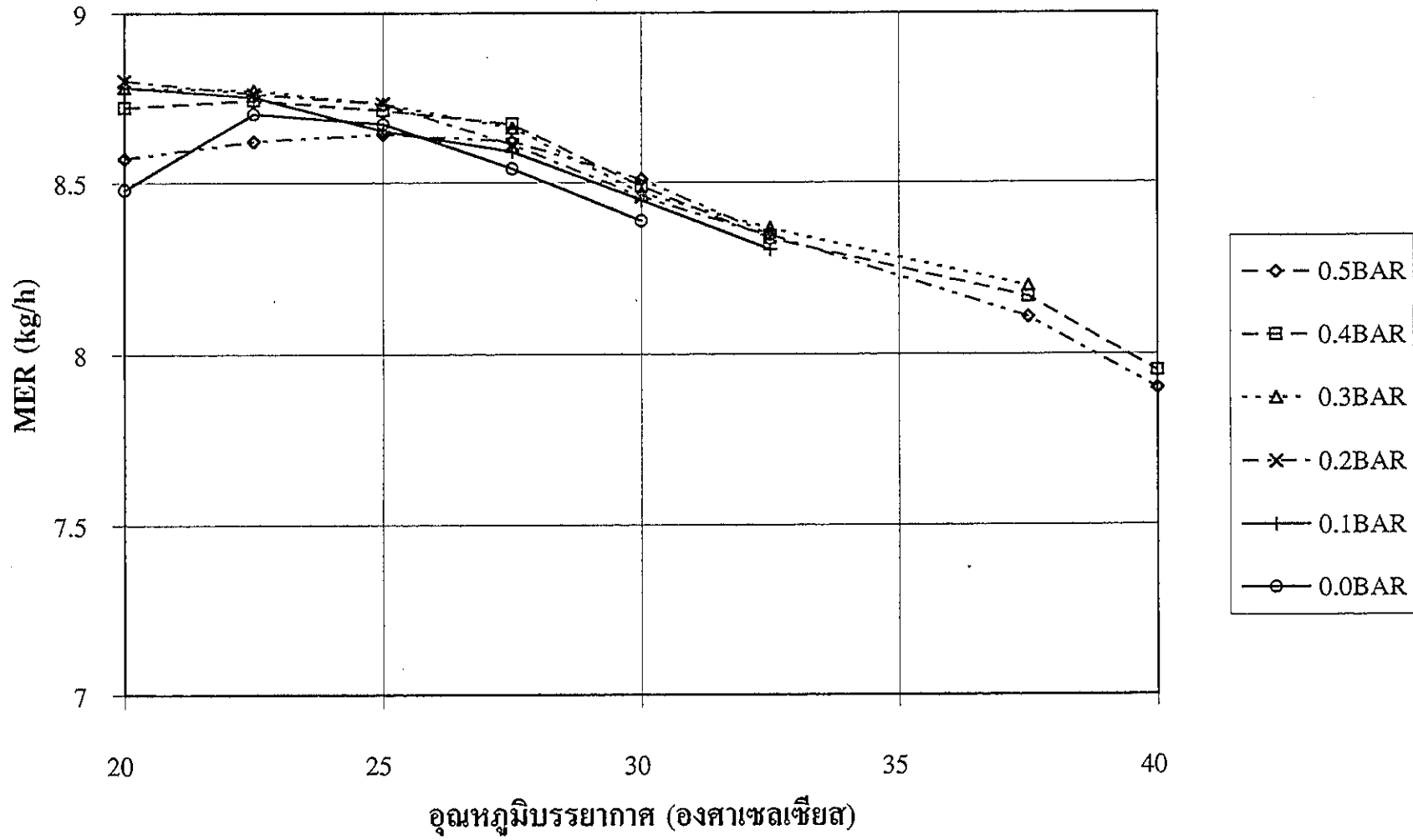
รูปที่ 4.16(ค) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ SMER ของระบบที่ 4 ที่ 70%RH 0.8 RAR

BAR) ที่เหมาะสมที่ให้ค่า SMER สูงสุด อย่างไรก็ตาม BAR จะมีผลต่อสมรรถนะของระบบมากขึ้น หากเป็นในกรณีที่มีสถานะแวดล้อมแบบร้อนขึ้น (ดูรูปที่ 4.16(ก)) โดยพบว่า SMER จะลดลงเมื่อ BAR สูงขึ้น สำหรับ MER พบว่ามีแนวโน้มเหมือนกับ SMER (รูปที่ 4.17(ก) (ข) และ (ค)) ซึ่งพบว่า โดยทั่วไป MER ลดลงเมื่อ อุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้น และการบายพาสอากาศส่งผลให้ MER สูงขึ้นเพียงเล็กน้อย โดยที่ในสถานะที่ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศต่ำ อิทธิพลของการบายพาสอากาศจะมากกว่าในสถานะที่ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศสูง (เปรียบเทียบรูปที่ 4.17(ก) กับ 4.17(ค)) เมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศสูงขึ้น ทำให้ทั้ง SMER และ MER ลดลงโดยเฉพาะในกรณีที่อุณหภูมิบรรยากาศสูงและ BAR สูง ส่วนการเปลี่ยนแปลงของ COP อันเนื่องจากการบายพาสอากาศ แสดงดังรูปที่ 4.18 (ก) (ข) และ (ค) ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่ 0.8RAR จะสังเกตพบว่า COP มีค่าลดลงอย่างมากเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศ และ BAR สูงขึ้น เพราะการบายพาสอากาศ ทำให้อากาศไหลผ่านอีแวปโปเรเตอร์น้อยลง เป็นผลให้อีแวปโปเรเตอร์ดึงพลังงานกลับได้น้อย ดังนั้นความร้อนที่ถ่ายเทในคอนเดนเซอร์จึงน้อยลง นอกจากนี้การบายพาสอากาศยังทำให้อุณหภูมิของอากาศเข้าคอนเดนเซอร์สูงขึ้น ทำให้รับความร้อนจากคอนเดนเซอร์ได้น้อยลง จากเหตุผลทั้งสองข้อ ทำให้ COP ลดลงอย่างมากเมื่อ BAR เพิ่มขึ้น สำหรับความชื้นสัมพัทธ์ของบรรยากาศไม่ค่อยมีผลต่อ COP มากนัก

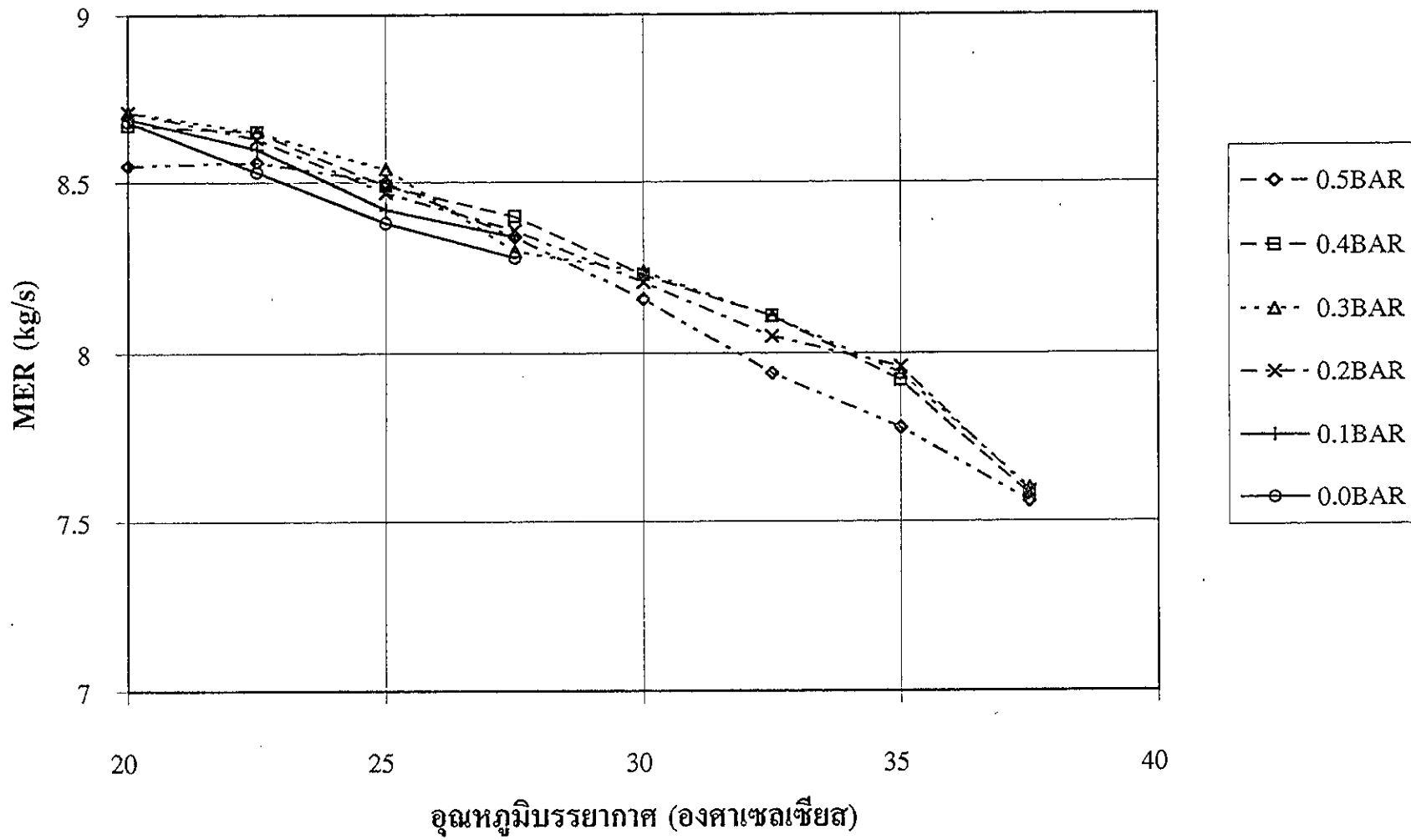
การบายพาสอากาศไม่ผ่านอีแวปโปเรเตอร์สำหรับในกรณี 0.8RAR นี้ ไม่ได้ทำให้อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งเปลี่ยนแปลงมากนัก ดังรูปที่ 4.19 (ซึ่งเป็นกรณีของความชื้นสัมพัทธ์ 50%) จึงทำให้ MER มีการเปลี่ยนน้อยตามไปด้วย การเพิ่มอัตราส่วนอากาศบายพาส จะมีผลทำให้อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นลดลง (ดังรูปที่ 4.20(ก)) เพราะมีอากาศไหลผ่านอีแวปโปเรเตอร์น้อยลง ทำให้ความเร็วของอากาศน้อยลง ซึ่งจะมีผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลง จึงทำให้ถ่ายเทความร้อนได้น้อยลง อุณหภูมิของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์จึงลดลง เป็นเหตุให้ความหนาแน่นของสารทำความเย็นที่เข้าคอมเพรสเซอร์ลดลง (เพราะความดันต่ำ) ดังนั้นอัตราการไหลของสารทำความเย็นจึงลดลง (ดังรูปที่ 4.20(ข)) ซึ่งทำให้ความร้อนที่ถ่ายเทในคอนเดนเซอร์ลดลงด้วย ขณะเดียวกัน อัตราส่วนความดันในคอม



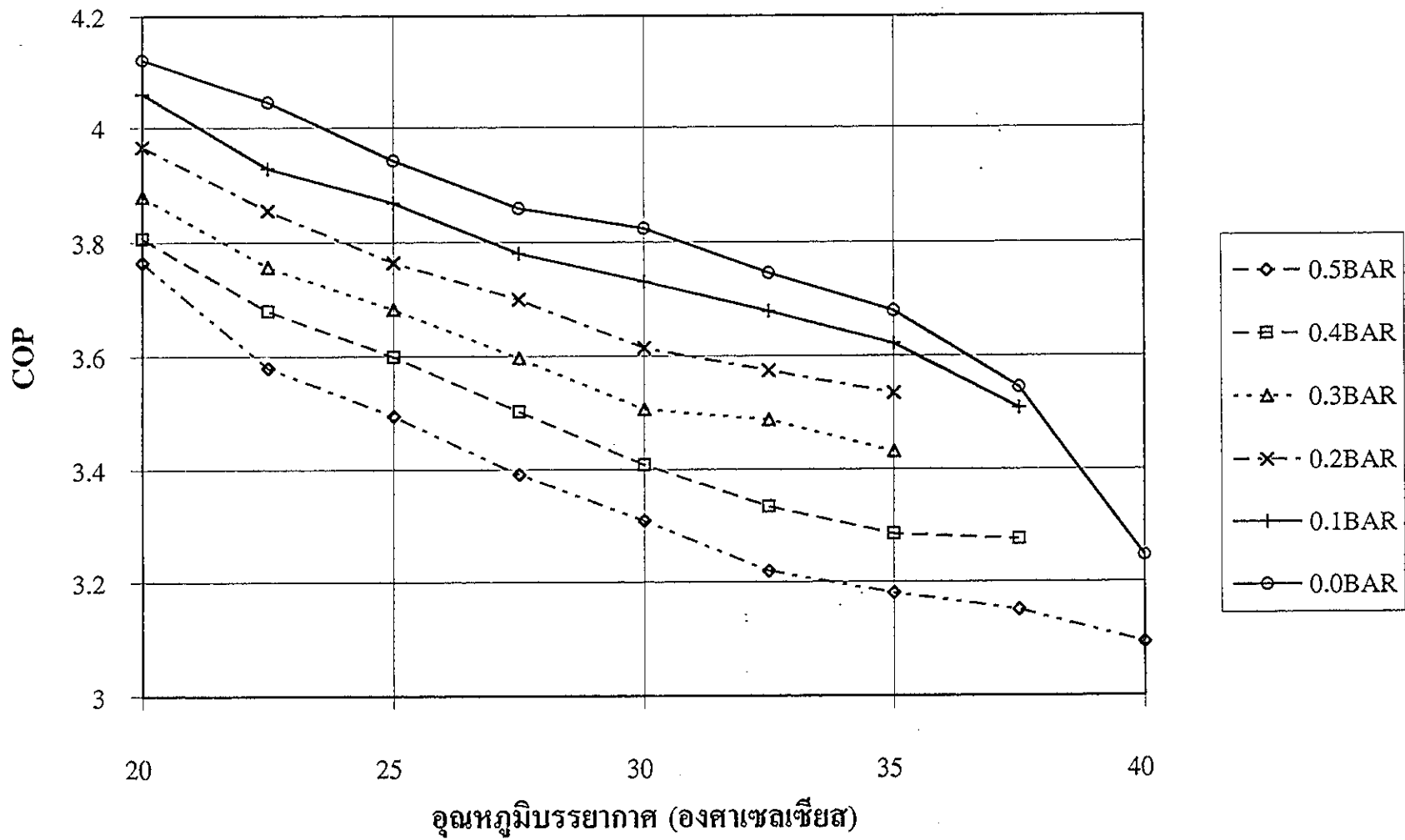
รูปที่ 4.17(ก) ผลของสถานะแวดล้อมและ BAR ต่อ MER ของระบบที่ 4 ที่ 30%RH 0.8RAR



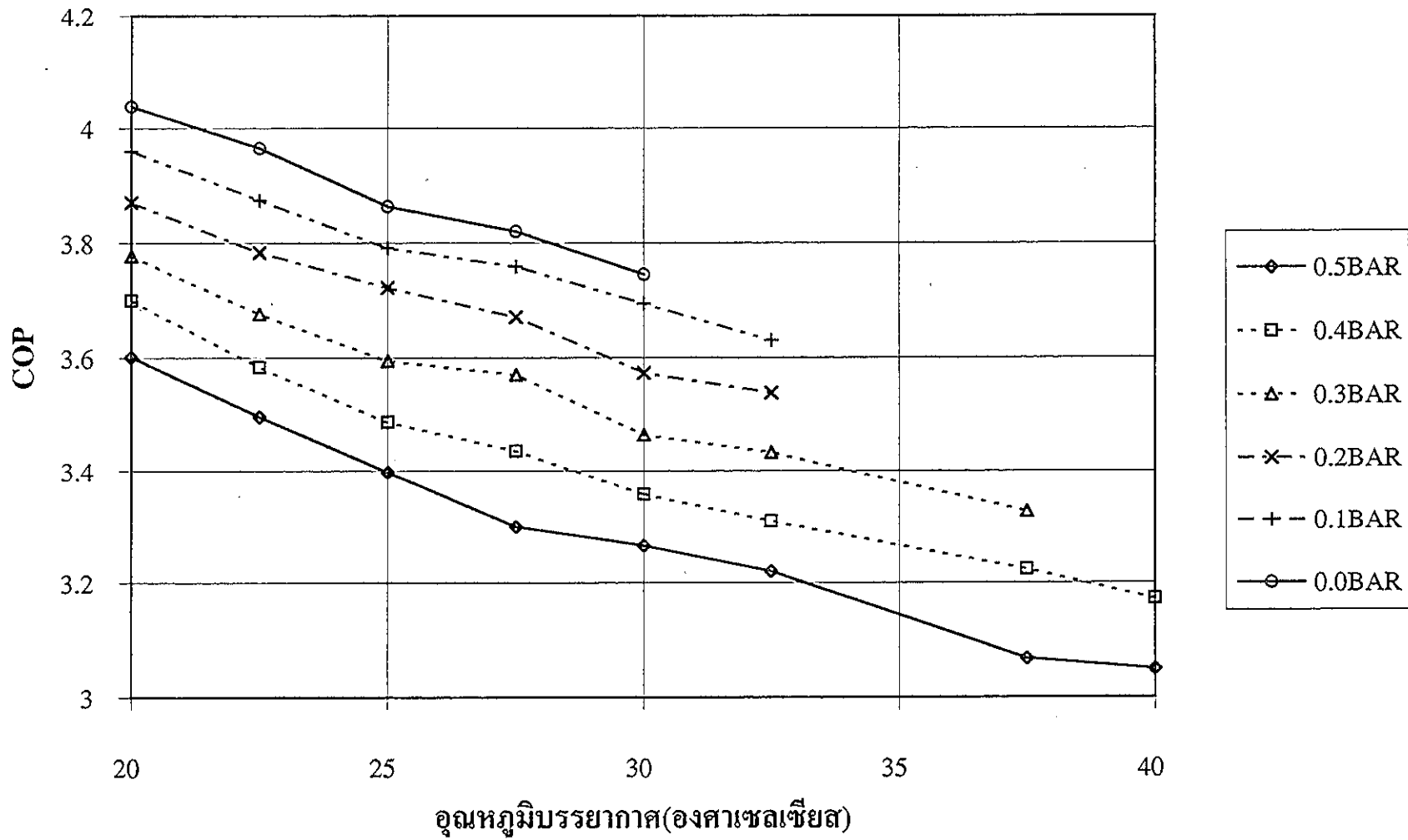
รูปที่ 4.17(ข) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ MER ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.8RAR



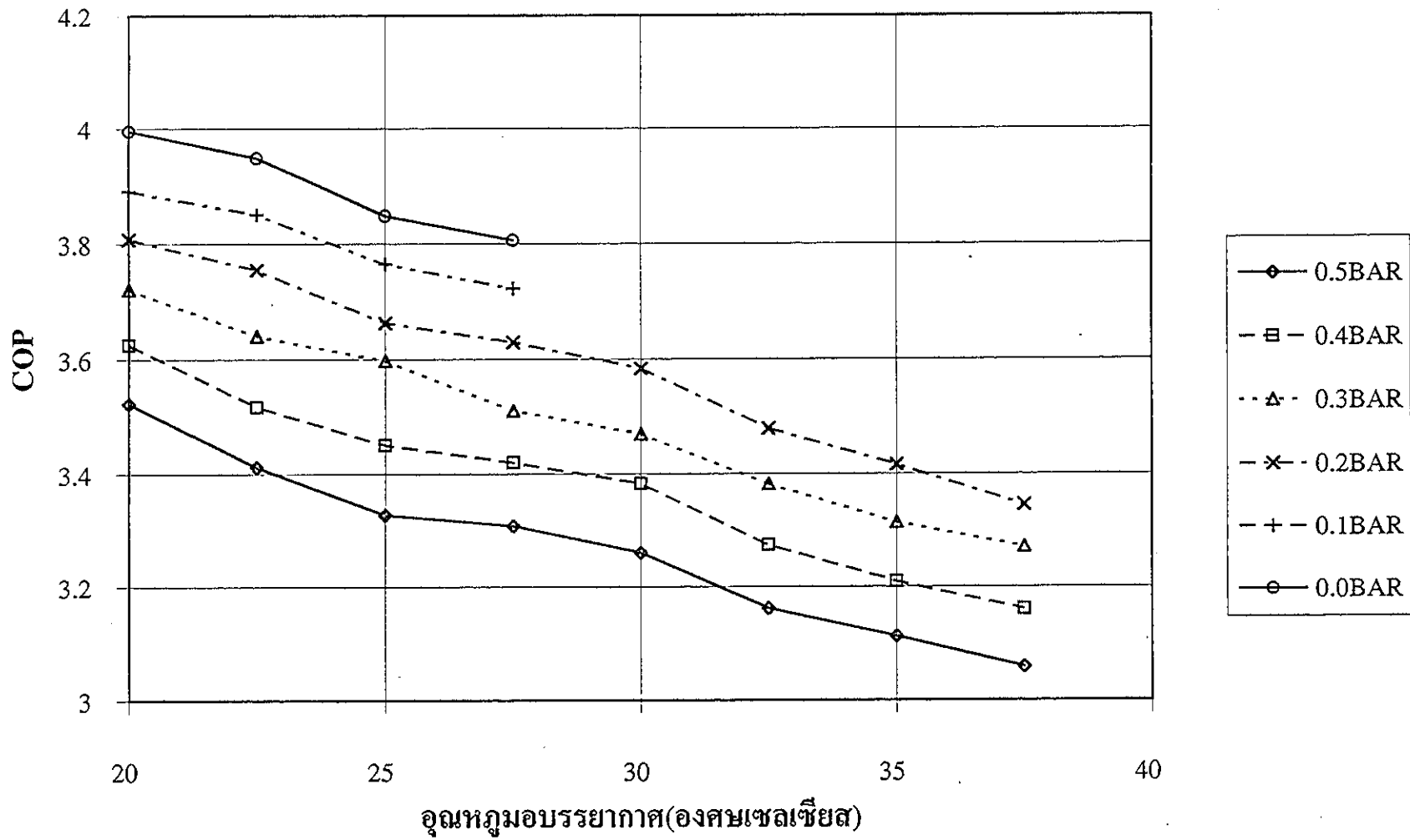
รูปที่ 4.17(ค) ผลของสถานะแวดล้อมและ BAR ต่อ MERของระบบที่ 4 ที่ 70%RH 0.8RAR



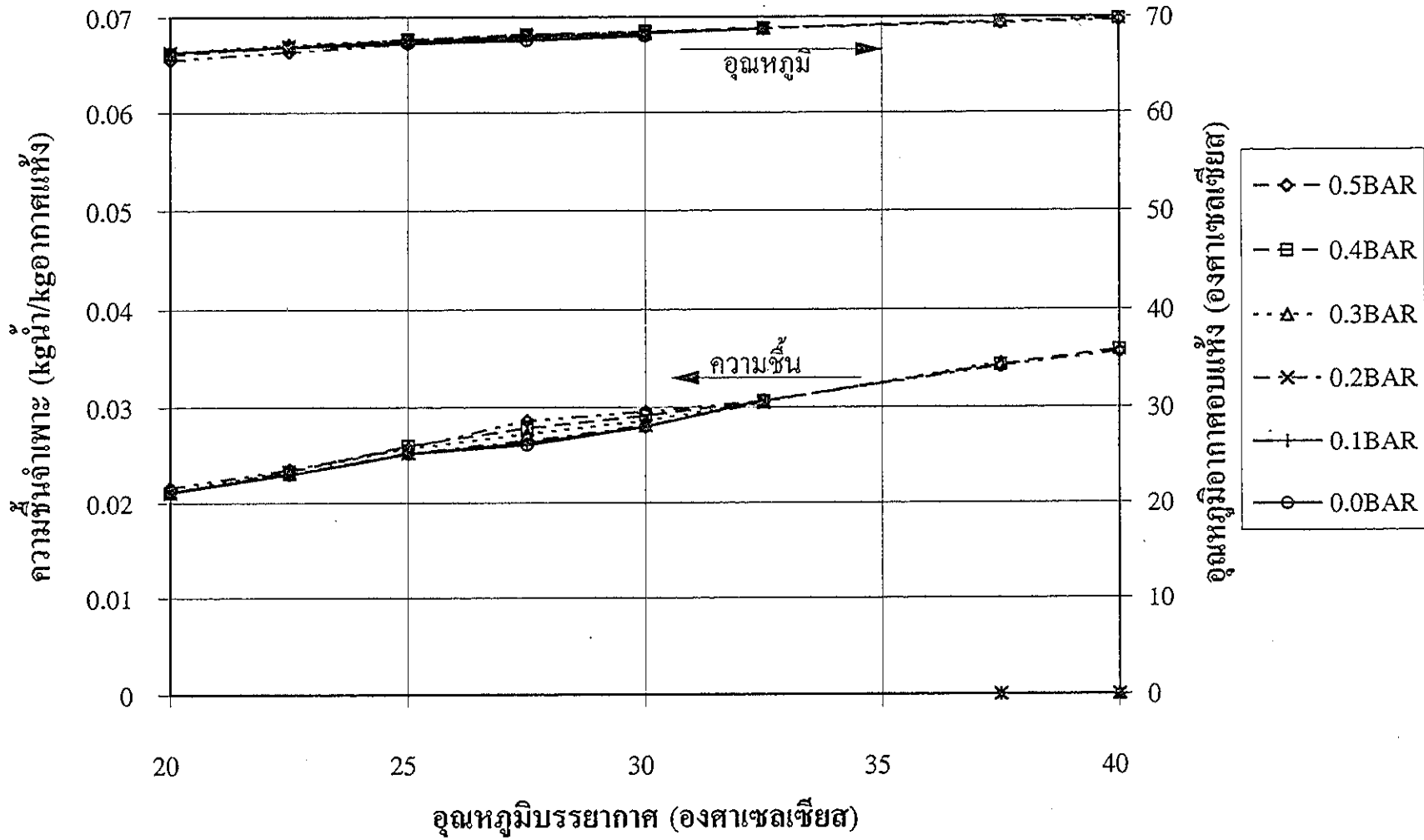
รูปที่ 4.18(ก) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ COP ของระบบที่ 4 ที่ 30%RH 0.8RAR



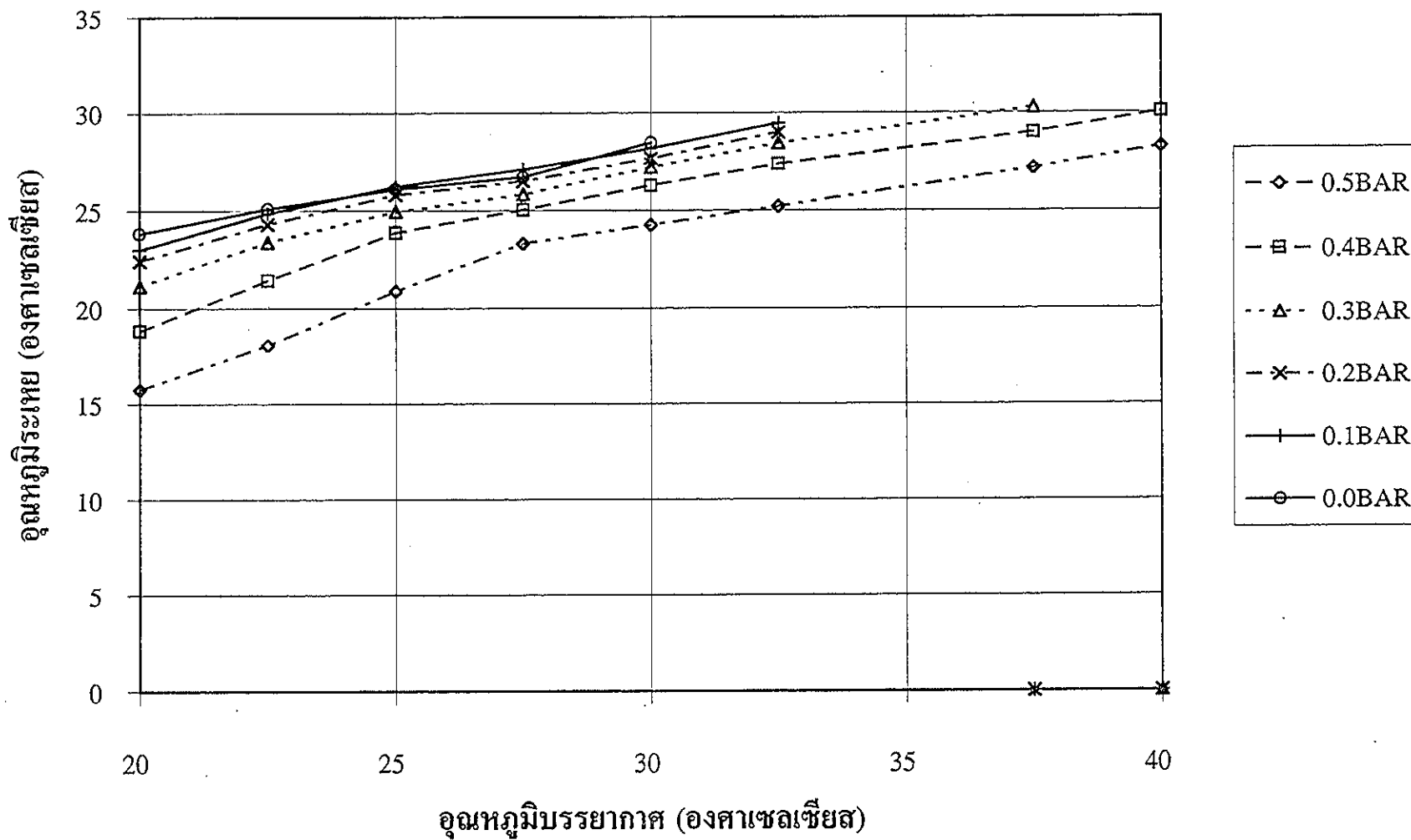
รูปที่ 4.18(ข) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ COP ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.8RAR



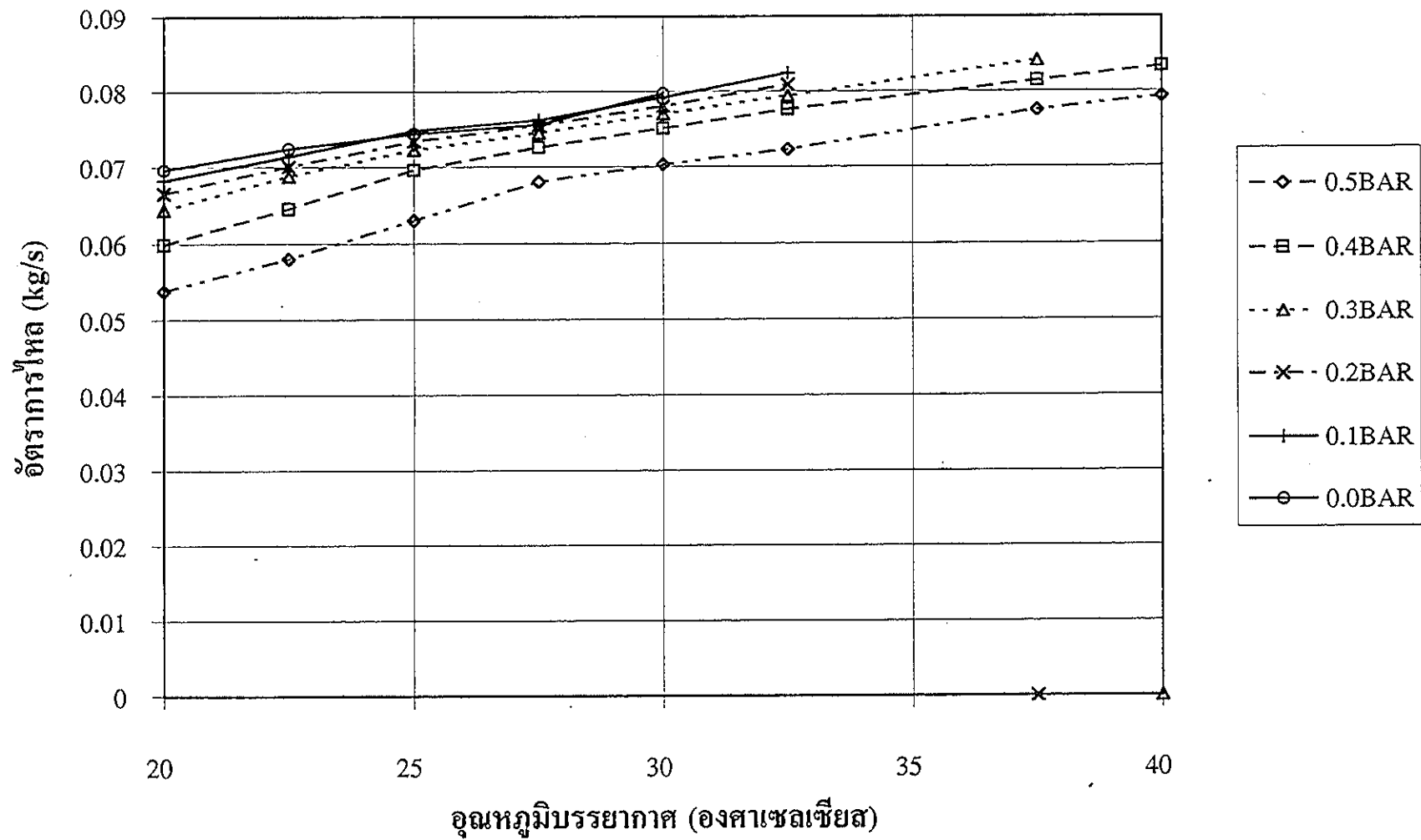
รูปที่ 4.18(ค) ผลของสภาวะแวดล้อมและ BAR ต่อ COP ของระบบที่ 4 ที่ 70%RH 0.8RAR



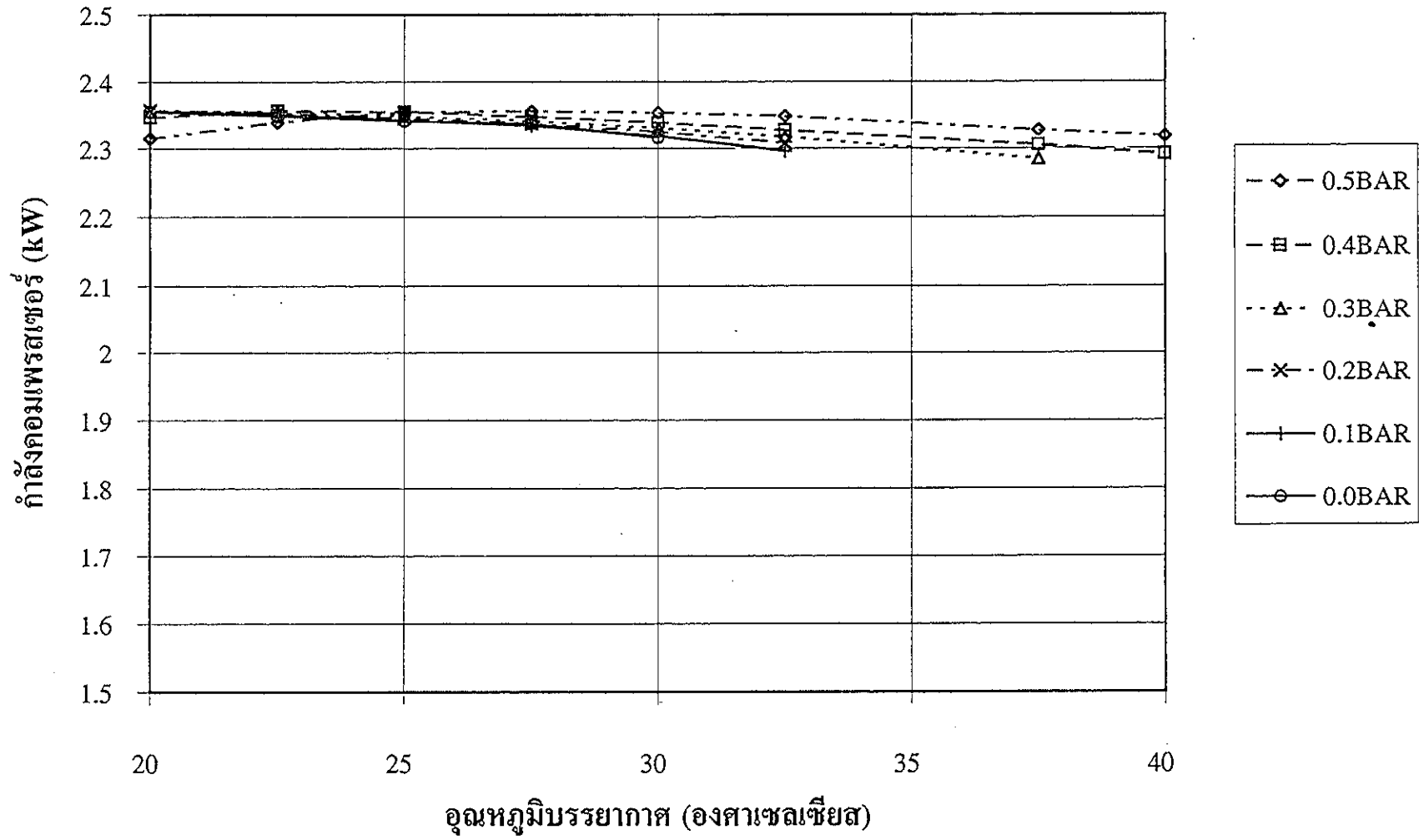
รูปที่ 4.19 อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.8RAR



รูปที่ 4.20(ก) อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.8RAR



รูปที่ 4.20(ข) อัตราการไหลของสารทำความเย็นของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.8RAR

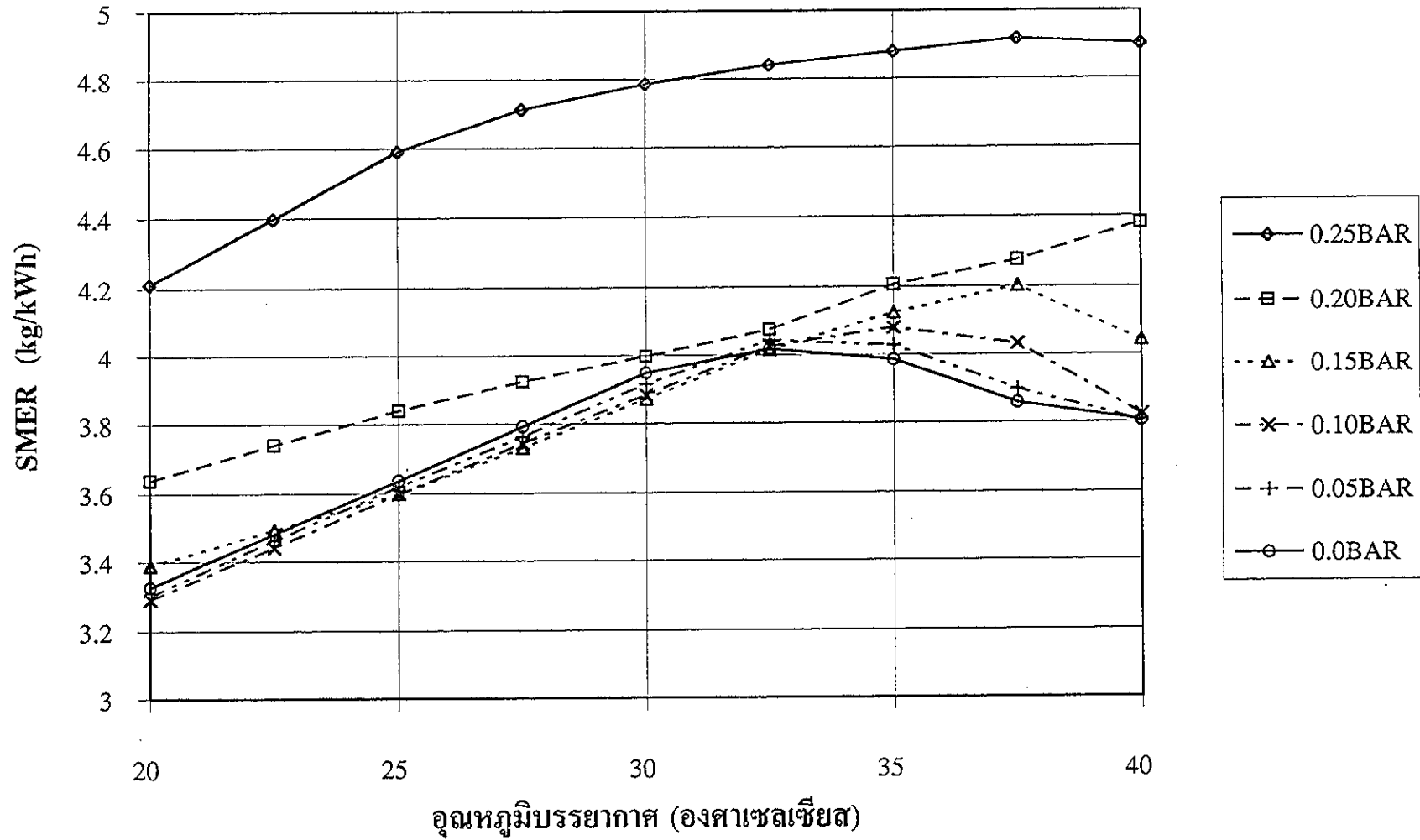


รูปที่ 4.20(ค) กำลังคอมเพรสเซอร์ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.8RAR

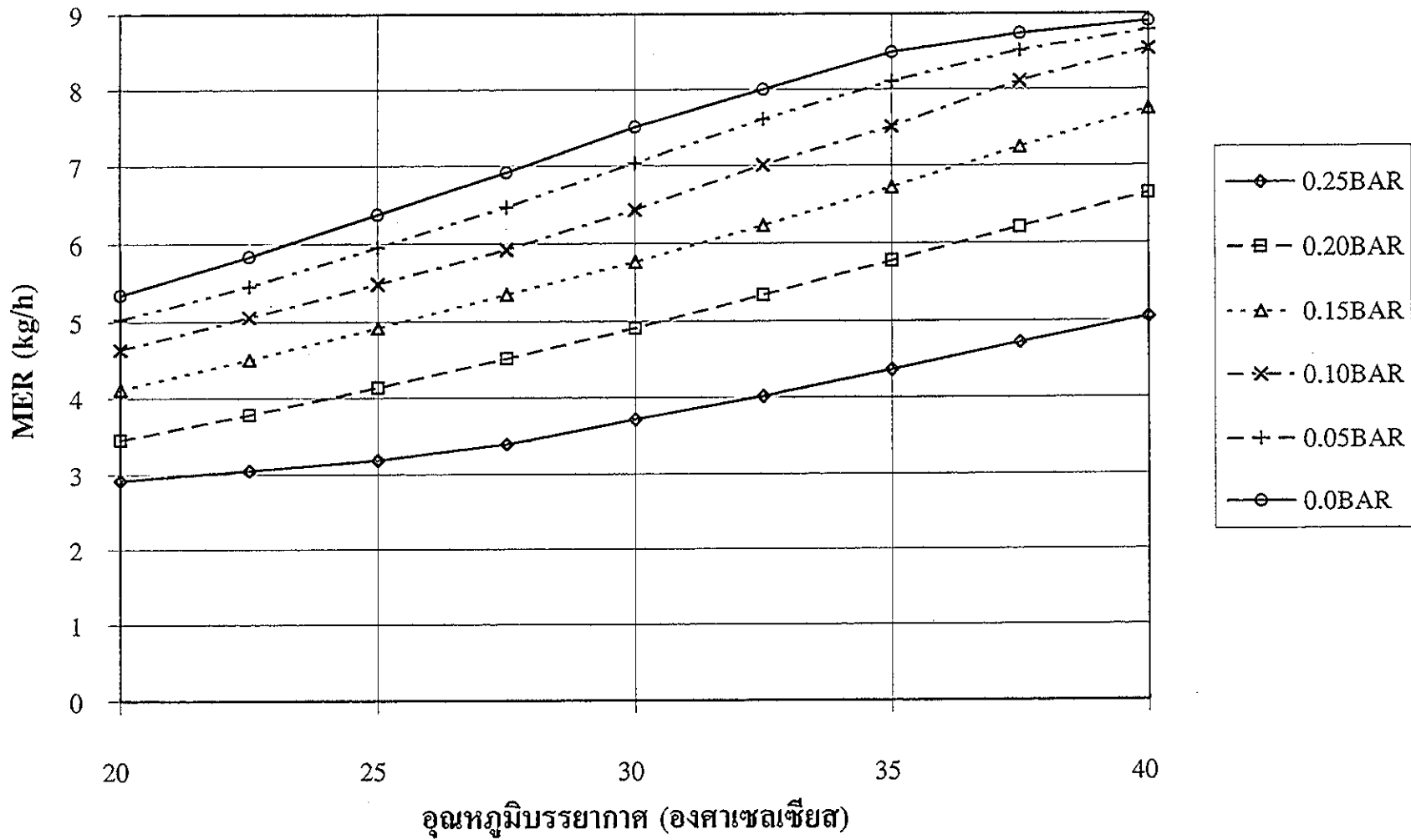
เพรสเชอร์จะสูงขึ้น มีผลให้งานจำเพาะของคอมเพรสเซอร์สูงขึ้นแต่กำลังของคอมเพรสเซอร์ (งานจำเพาะคูณด้วยอัตราไหล) ค่อนข้างเปลี่ยนแปลงน้อย ดังรูปที่ 4.20(ค)

การศึกษาอิทธิพลของอากาศบายพาสในกรณีที่ปริมาณอากาศหมุนเวียนกลับน้อย (0.3RAR) ศึกษาที่เงื่อนไขของความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศแวดล้อมเท่ากับ 50% เท่านั้น เพราะอิทธิพลของความชื้นสัมพัทธ์มีผลต่อสมรรถนะของระบบน้อยและมักจะมีแนวโน้มที่เหมือนกัน เนื่องจากปริมาณอากาศหมุนเวียนกลับน้อยเพียง 30% จากปริมาณอากาศรวมเท่านั้น ดังนั้นจึงทำการบายพาสอากาศมากที่สุดเพียง 25% ผลของการบายพาสอากาศและอุณหภูมิบรรยากาศที่มีต่อ SMER ของระบบแสดงดังรูปที่ 4.21 ซึ่งจะพบว่าที่ BAR น้อยกว่า 0.15 SMER ของระบบเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้น โดยจะปรากฏค่า SMER สูงสุด โดยที่อุณหภูมิที่จุด SMER สูงสุดจะขึ้นอยู่กับอัตราส่วนอากาศบายพาส ซึ่งอุณหภูมิที่ SMER สูงสุดจะสูงขึ้นเมื่อ BAR สูงขึ้น ตัวอย่างเช่นที่ 0.15BAR SMER สูงสุดเท่ากับ 4.2 kg/kWh โดยเกิดขึ้นที่อุณหภูมิ 37.5^oC สำหรับในกรณีที่ไม่มีบายพาส มีค่า SMER สูงสุดประมาณ 4.0 kg/kWh ที่อุณหภูมิ 32.5^oC ซึ่งจะเห็นได้ว่าค่า SMER สูงสุดเปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้นเพียง 5% เท่านั้น และจะพบว่าที่อุณหภูมิบรรยากาศต่ำกว่า 32.5^oC การบายพาสอากาศมีผลทำให้ SMER ลดลงเพียงเล็กน้อยเท่านั้น แต่เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นมากกว่า 32.5^oC การเพิ่ม BAR จะทำให้ SMER เพิ่มขึ้น ในกรณีที่อัตราส่วนอากาศบายพาสมากกว่า 0.15 จะพบว่า SMER ของระบบจะเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้น และเป็นที่น่าสังเกตว่าที่ 0.25BAR SMER ของระบบจะสูงกว่าในกรณีที่ไม่มีการบายพาสประมาณ 20-30%

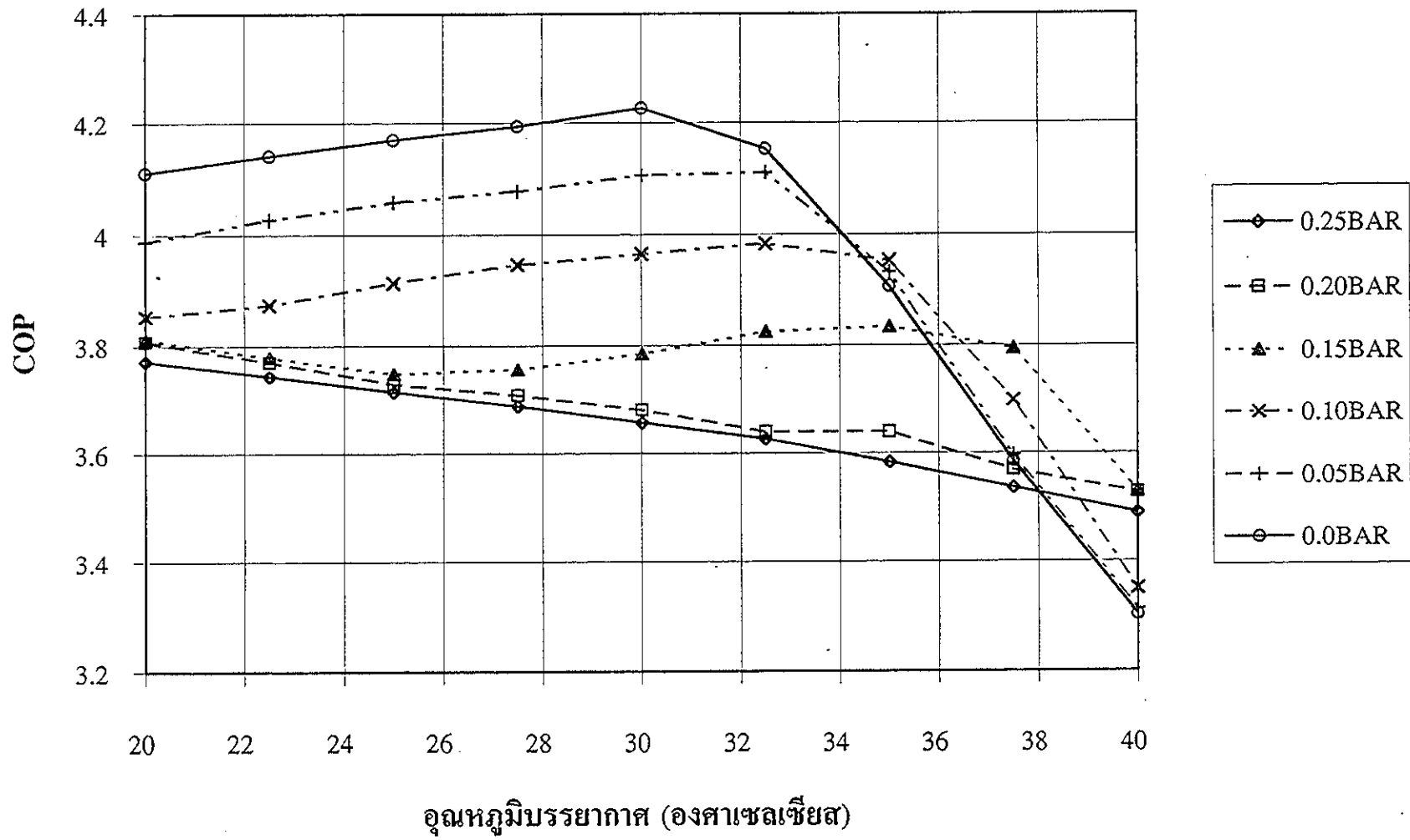
ผลของการบายพาสอากาศต่ออัตราการดึงน้ำออกแสดงดังรูปที่ 4.22 โดยพบว่า MER ของระบบเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้น แต่การบายพาสอากาศมากขึ้นจะทำให้ MER ลดลงค่อนข้างมากประมาณ 78-83% เมื่อเทียบกับในกรณีที่ไม่มีบายพาส โดยไม่ปรากฏค่า MER สูงสุด สำหรับค่า COP ดังแสดงในรูปที่ 4.23 จะพบว่าที่อัตราส่วนอากาศบายพาสน้อยกว่า 0.15 COP จะปรากฏค่าสูงสุดโดยอุณหภูมิที่ COP สูงสุดจะสูงขึ้นถ้า BAR เพิ่มขึ้น แต่ค่าสูงสุดของ COP จะลดลงเมื่อ BAR สูงขึ้น เช่นที่ BAR เท่ากับ 0.15 จะมี COP สูงสุดประมาณ 3.82 โดยเกิดขึ้นที่อุณหภูมิบรรยากาศ 35^oC สำหรับกรณีที่ไม่มีการบายพาส COP สูงสุดประมาณ 4.22 และเกิด



รูปที่ 4.21 ผลของสภาวะแวดล้อมต่อ SMER ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR



รูปที่ 4.22 ผลของสภาวะแวดล้อมต่อ MER ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR

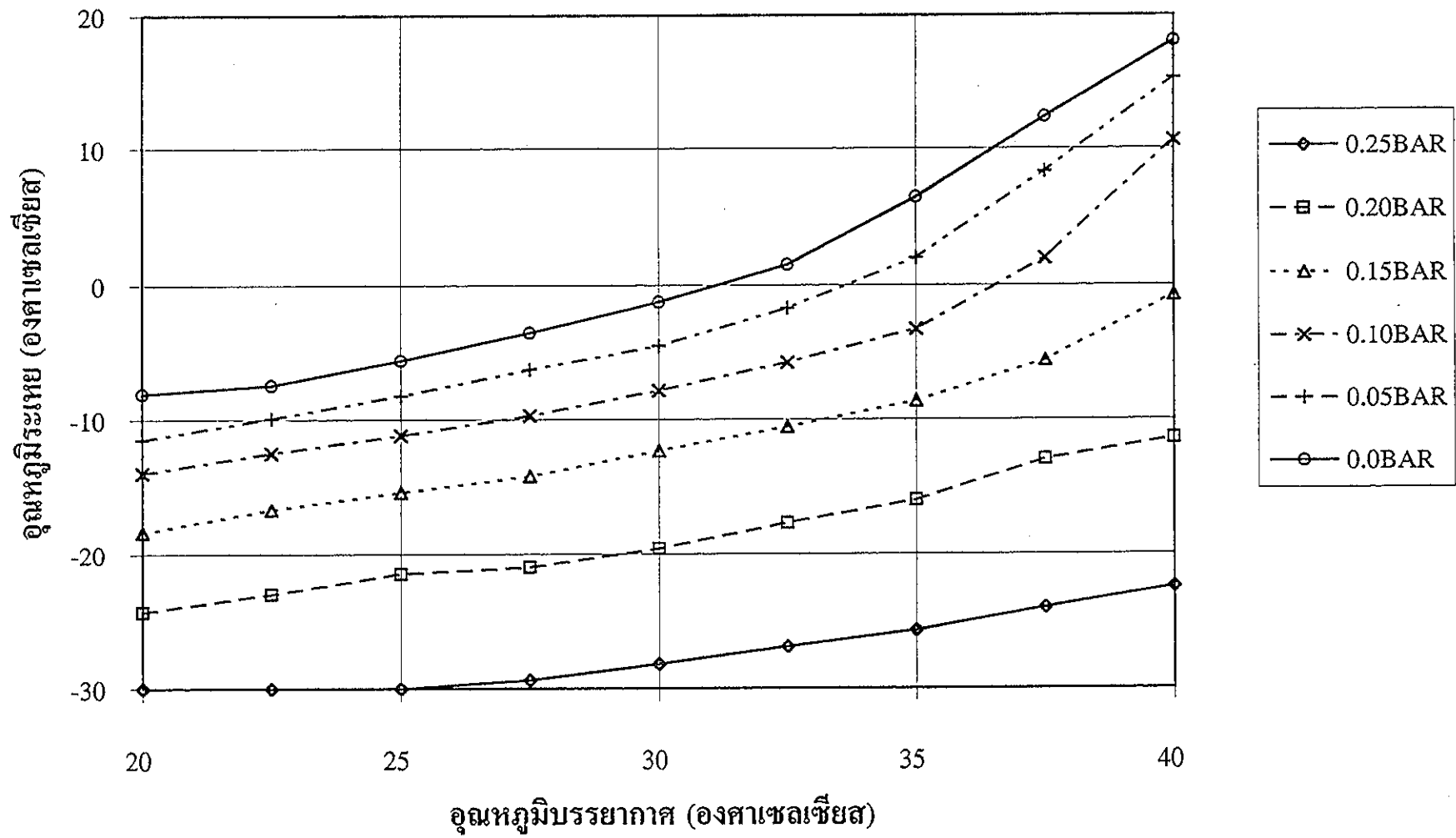


รูปที่ 4.23 ผลของสถานะแวดล้อมต่อ COP ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR

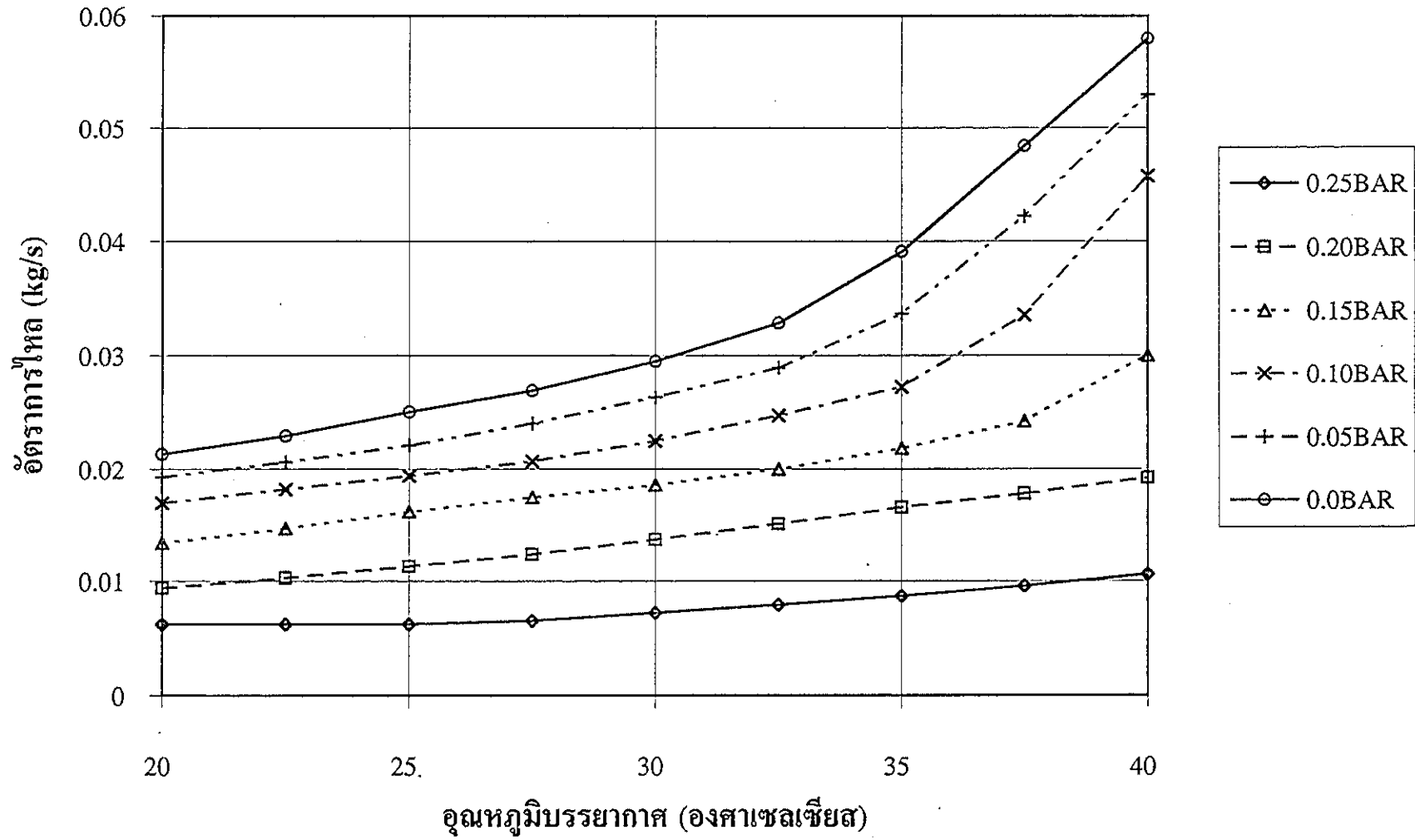
ขึ้นที่อุณหภูมิ 30°C ค่า COP สูงสุดนี้เปลี่ยนแปลงประมาณ 10% นอกจากนั้นพบว่าหลังจากที่ COP สูงสุดแล้ว ค่า COP จะลดลงอย่างรวดเร็วเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้น สำหรับในกรณีที่มี BAR มากกว่า 0.15 พบว่าค่า COP ลดลงอย่างต่อเนื่องเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้นและ BAR สูงขึ้น การบายพาสอากาศมากขึ้นมีผลให้ปริมาณอากาศที่ไหลผ่านอีแวปโปเรเตอร์น้อยลง ซึ่งทำให้ความเร็วของอากาศต่ำลง ส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลง จึงทำให้ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในอีแวปโปเรเตอร์ลดลง และอุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นต่ำลงค่อนข้างมากดังรูปที่ 4.24(ก) เป็นเหตุให้อัตราการไหลของสารทำความเย็นและกำลังของคอมเพรสเซอร์ลดลงดังรูปที่ 4.24 (ข) และ (ค) (เพราะความหนาแน่นของสารทำความเย็นน้อยลง และเอ็กแพนชันวาล์วปิดมากขึ้น)

จากสาเหตุที่ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในอีแวปโปเรเตอร์ลดลง และอัตราการไหลของสารทำความเย็นลดลง มีผลให้ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในคอนเดนเซอร์น้อยลง อุณหภูมิของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งจึงต่ำลง เมื่อ BAR เพิ่มขึ้น (รูปที่ 4.25 (ก)) แต่ในขณะเดียวกันความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งสูงขึ้นเมื่ออัตราส่วนอากาศบายพาสสูงขึ้น ดังรูปที่ 4.25 (ข) จึงทำให้อัตราการดึงน้ำออกเปลี่ยนแปลงดังแสดงแล้วในรูปที่ 4.22 จากการศึกษาอุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นลดลงเมื่อ BAR สูงขึ้น ทำให้อัตราส่วนความดันของคอมเพรสเซอร์สูงขึ้น ซึ่งจะทำงานของคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น แต่ขณะเดียวกันอัตราการไหลของสารทำความเย็นลดลงเมื่อ BAR สูงขึ้น ดังนั้นกำลังของคอมเพรสเซอร์ (งานคูณด้วยอัตราการไหล) ลดลงค่อนข้างมากเมื่อ BAR สูงขึ้นดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.24 (ค) โดยที่กำลังของคอมเพรสเซอร์ลดลงประมาณ 124-128% เมื่อ BAR เพิ่มขึ้นจาก 0.0 เป็น 0.25 จึงเป็นผลให้ SMER เปลี่ยนแปลงดังรูปที่ 4.21

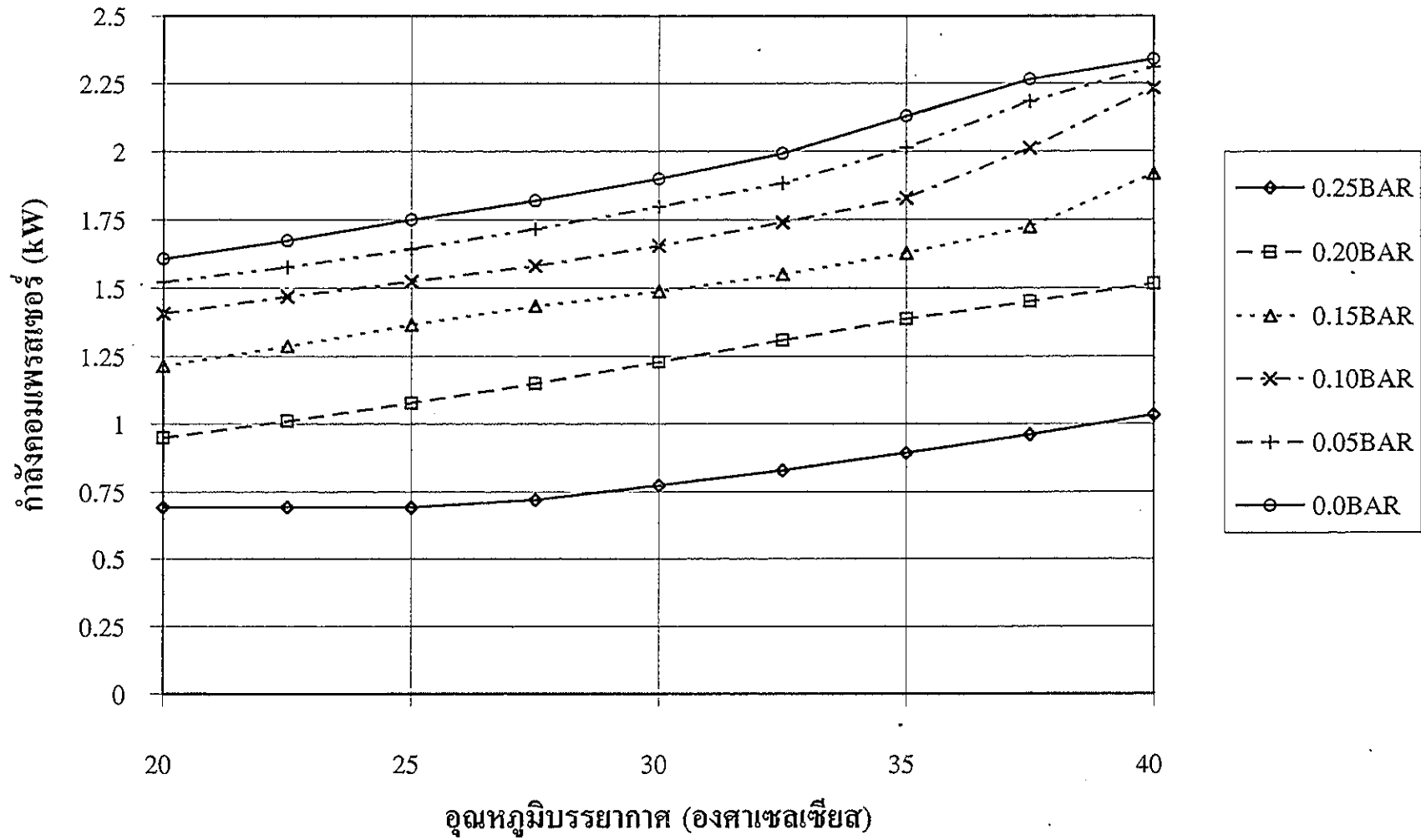
หากพิจารณาสมรรถนะของระบบจากค่า SMER จะพบว่า การเพิ่มอัตราส่วนอากาศบายพาสในกรณีที่อากาศหมุนเวียนกลับมากจะไม่ค่อยมีผลกระทบต่อสมรรถนะของระบบมากนัก และยังทำให้ SMER มีค่าลดลงอีกด้วย ซึ่งจะต่างกับในกรณีที่อากาศหมุนเวียนกลับน้อย ซึ่งพบว่า การเพิ่ม BAR ส่งผลให้ SMER สูงขึ้น (เปรียบเทียบรูปที่ 4.16(ข) กับรูปที่ 4.21) กรณีที่ RAR ต่ำ ระบบจะมีลักษณะคล้ายกับระบบเปิด ซึ่งอากาศอุ่น-ชื้นที่ออกจากเครื่องอบแห้งส่วนใหญ่ถูกระบายทิ้งออกจากระบบ ทำให้สูญเสียพลัง



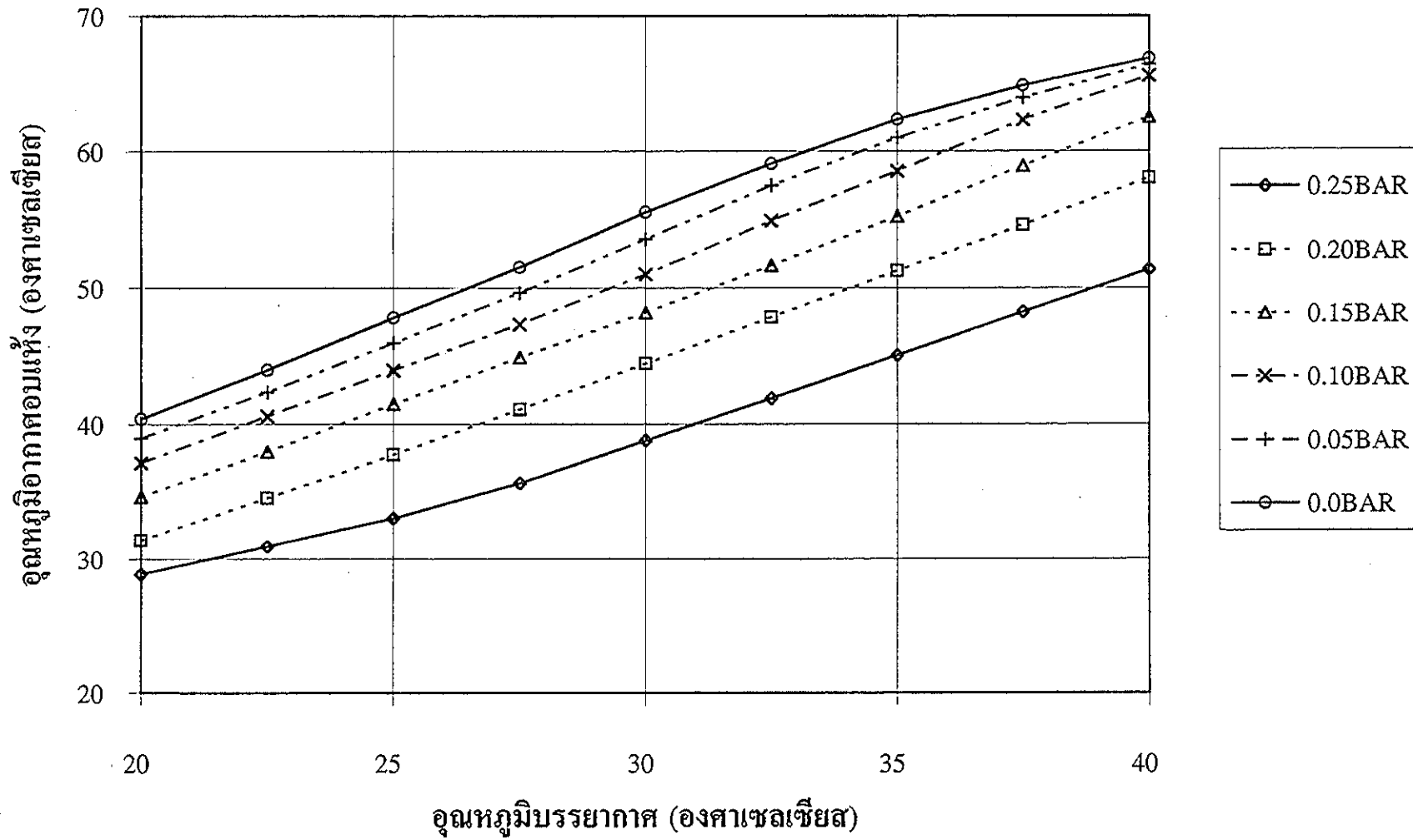
รูปที่ 4.24(ก) อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR



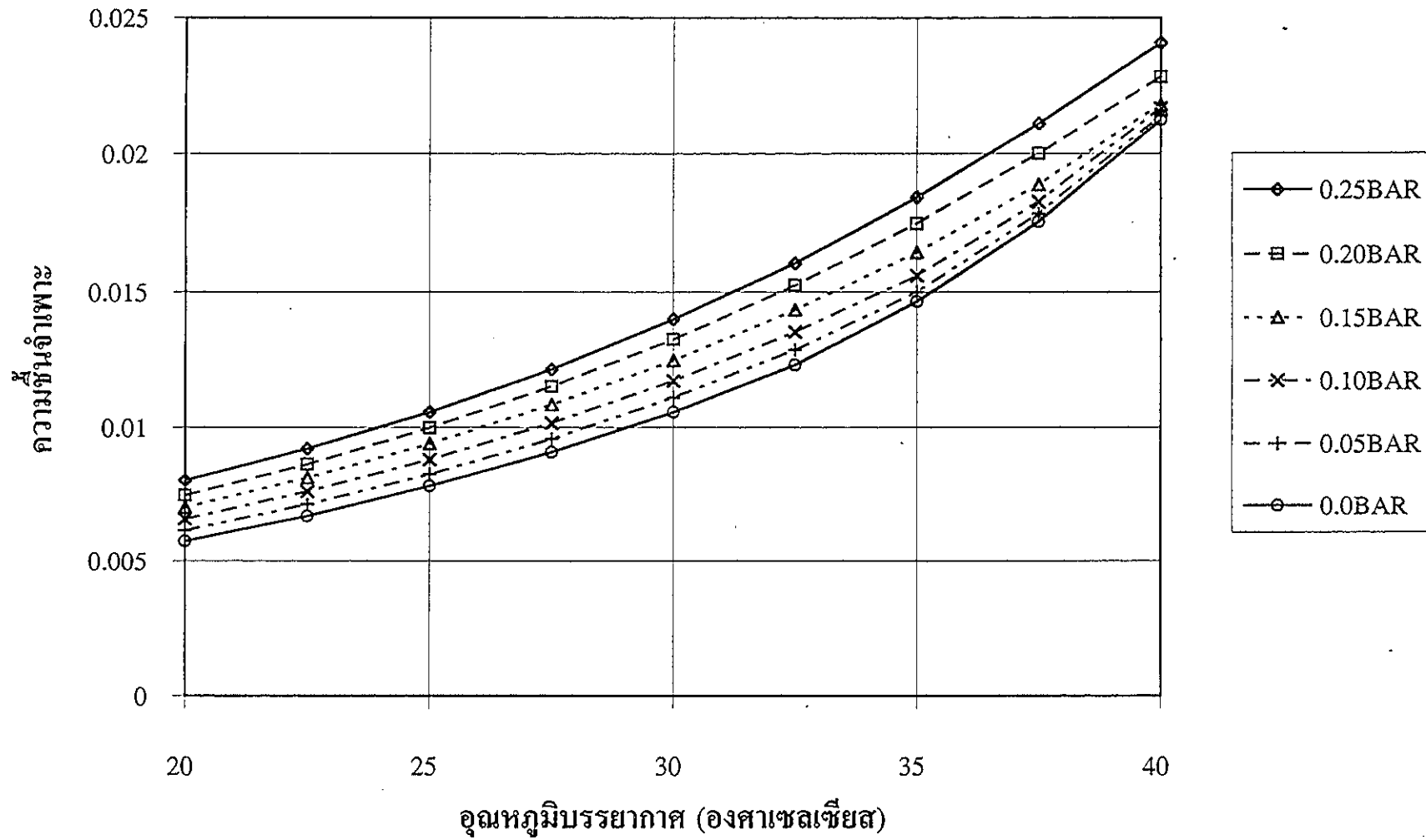
รูปที่ 4.24(ข) อัตราการไหลของสารทำความเย็นของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR



รูปที่ 4.24(ค) กำลังคอมเพรสเซอร์ของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR



รูปที่ 4.25(ก) อุณหภูมิของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR



รูปที่ 4.25(ข) ความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 4 ที่ 50%RH 0.3RAR

งานไปกับอากาศส่วนนี้มาก แต่ก็ทำให้ความชื้นจำเพาะของอากาศก่อนเข้าเครื่องอบแห้งต่ำกว่าในกรณีที่ RAR สูง (เปรียบเทียบรูปที่ 4.19 กับรูปที่ 4.25 (ข)) ความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งในกรณี 0.3RAR จะแตกต่างจากความชื้นจำเพาะของบรรยากาศเล็กน้อย (ดูรูปที่ 4.7 กับรูปที่ 4.25 (ข)) อย่างไรก็ตามอุณหภูมิของอากาศที่เข้าเครื่องอบแห้งในกรณี 0.3RAR ค่อนข้างต่ำ จึงทำให้การบายพาสอากาศในกรณีนี้มีผลทำให้ MER ลดลง แต่กำลังของคอมเพรสเซอร์ลดลงมากเช่นกัน ส่งผลให้ SMER ในกรณีนี้สูงขึ้น ดังนั้นการบายพาสอากาศในกรณีที่อากาศหมุนเวียนน้อยมีข้อดีที่ได้ประสิทธิภาพในการใช้พลังงานสูง (SMER สูง) แต่ก็มีข้อเสียคืออัตราการอบแห้งต่ำ (MER ต่ำ) การบายพาสอากาศทั้งในกรณี RAR สูงและต่ำ ไม่มีผลดีต่อ COP ของระบบ เพราะทำให้ COP มีค่าลดลง ภายใต้สภาวะที่ทำการศึกษาคั้งนี้ สามารถสรุปได้ว่าไม่มีค่า BAR ที่เหมาะสมสำหรับ SMER MER และ COP

ผลกระทบของอัตราส่วนอากาศบายพาสได้มีการศึกษาไว้แล้ว โดยนักวิจัยหลายคน อาทิเช่น Zylla และคณะ (1982) และ Jia และคณะ (1990) ได้รายงานว่าปรากฏ BAR ที่เหมาะสมที่ให้สมรรถนะสูงสุด ซึ่งความขัดแย้งผลที่ได้จากการศึกษานี้ ทั้งนี้เพราะเงื่อนไขของสภาวะแวดล้อมและสมมุติฐานในการจำลองแบบต่างกัน โดย Zylla และคณะ (1982) ทำการศึกษาระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนด้วยแบบจำลองที่พัฒนาจากกฎข้อที่ 1 ทางพลศาสตร์ความร้อน โดยสมมุติให้ $COP = 10.57COP_{\text{carnot}} + 0.448$ ($COP_{\text{carnot}} = T_c / (T_c - T_e)$) และสมมุติให้อุณหภูมิของคอยล์กับอากาศที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างกัน 5°C ซึ่งทำให้แบบจำลองของคณะผู้วิจัยนี้มีความคลาดเคลื่อนสูง (หนึ่งแบบจำลองของคณะผู้วิจัยดังกล่าว ก็ไม่ได้รับการพิสูจน์โดยการทดลองว่าเป็นแบบจำลองที่ถูกต้อง) นอกจากนี้คณะผู้วิจัยดังกล่าวทำการศึกษาที่เงื่อนไขของสภาวะแวดล้อมที่อุณหภูมิต่ำมาก คือ 10°C โดยมีความชื้นสัมพัทธ์ 100% ซึ่งจะต่างกับเงื่อนไขสภาวะแวดล้อมของการศึกษานี้

การเปรียบเทียบผลการบายพาสอากาศ จากการศึกษาของ Jia และคณะ (1990) กับการศึกษานี้ จะใช้เงื่อนไขการทำงานในการจำลองแบบเดียวกัน แต่ระบบอบแห้งที่คณะผู้วิจัยข้างต้นศึกษา เป็นระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนแบบต่อเนื่อง โดยมีการระบายอากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งทิ้งและนำอากาศจากบรรยากาศเข้ามาชดเชยที่

ตำแหน่งก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์ แต่ในการศึกษานี้อากาศจากบรรยากาศถูกนำเข้าที่หลังอีแวปโปเรเตอร์ (เปรียบเทียบรูปที่ 1.10 ซึ่งเป็นระบบที่ศึกษาโดยคณะผู้วิจัยข้างต้น กับรูปที่ 3.5 ที่ใช้ในการศึกษานี้) คณะผู้วิจัยดังกล่าวรายงานผลการทดลองชุดหนึ่ง โดยมีเงื่อนไขคือ อุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่ 15°C ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม 47% อัตราการไหลของอากาศ 0.2 kg/s และ 0.85RAR ในการศึกษานี้ เงื่อนไขที่ใกล้เคียงกันที่ใช้เปรียบเทียบคือ 20°C $50\%\text{RH}$ 0.23 kg/s และ 0.8RAR ตามลำดับ อัตราส่วนอากาศบายพาสที่เหมาะสมจากการศึกษาของ Jia และคณะ (1990) คือ 0.4 ซึ่งสามารถเพิ่ม SMER ได้เพียง 2.5% เท่านั้น (นอกจากนี้ผลกระทบของการบายพาสอากาศจะเห็นได้ชัดในกรณีที่อัตราการไหลของอากาศสูง ซึ่งในการศึกษาของคณะผู้วิจัยดังกล่าว ใช้อัตราการไหลของอากาศสูงถึง 0.6 kg/s) แต่ในการศึกษานี้กลับไม่พบ BAR ที่เหมาะสม ถึงแม้ว่าจะทำการศึกษา BAR ถึง 0.5 ก็ตาม จากการพิจารณา SMER ในรูปที่ 4.16 เชื่อว่าการเพิ่ม BAR ให้มากขึ้นอีก ยิ่งจะทำให้ SMER ตกลง โดยทั่วไป SMER ต่ำเกิดขึ้นในเงื่อนไขที่ความชื้นอากาศแวดล้อมสูงและอุณหภูมิสูง ความแตกต่างระหว่างการศึกษาทั้งสองนี้ อาจเป็นผลจากตำแหน่งที่นำอากาศชดเชยเข้าระบบต่างกัน ตามที่ได้กล่าวไว้ตอนต้น ดังนั้นจึงสรุปได้ในขณะนี้ว่าตำแหน่งนำอากาศชดเชยเข้ามีผลต่อค่า RAR ที่เหมาะสม การใช้หลักการในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ต่างกัน ก็อาจให้ผลการศึกษาที่ต่างกันได้ Jai และคณะ (1990) ใช้แบบจำลองที่พัฒนาโดย Jolly และคณะ (1990) ซึ่งแบ่งพื้นที่การถ่ายเทความร้อนในอีแวปโปเรเตอร์ออกเป็น ช่วงผิวเปียก และช่วงผิวแห้ง(ด้านอากาศเท่านั้น) และสมมุติให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและมวลมีค่าคงที่ โดยไม่ได้คำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ไหลผ่านท่อ อย่างไรก็ตาม ในการศึกษานี้ ได้รวมผลของการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็น(ในคอนเดนเซอร์และอีแวปโปเรเตอร์) และการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ (เนื่องจากความดันตก)ด้วย

ค่า BAR ที่เหมาะสมไม่ได้เป็นค่าคงที่ แต่จะขึ้นอยู่กับเงื่อนไขสถานะแวดล้อม ทั้งอุณหภูมิและความชื้นอย่างมาก ดังนั้นจึงไม่ควรนำข้อสรุปที่ได้จากการวิเคราะห์ผลจากเงื่อนไขสถานะแวดล้อมเดียวมาใช้แทนทุกเงื่อนไข ในการศึกษาของ Jia และคณะ (1990) ทำการแปรเงื่อนไขการทำงาน แต่เงื่อนไขสถานะแวดล้อมคงที่ ที่ 15°C $47\%\text{RH}$

ซึ่งคณะผู้วิจัยดังกล่าว พบว่า SMER ขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของอากาศอย่างมาก ซึ่งสอดคล้องกับผลการวิจัยที่เงื่อนไขสภาวะแวดล้อมอื่นของอีกหลายคน (Geeraert, 1976; Baines and Carrington, 1988 และ Zylla et. al., 1982) ดังนั้นจึงสามารถสรุปได้ว่า สำหรับระบบปิด BAR ที่เหมาะสมขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของอากาศและเงื่อนไขสภาวะแวดล้อมอย่างมาก อย่างไรก็ตามในการศึกษานี้พบว่า ปริมาณอากาศบายพาสมีผลต่อ SMER และ MER น้อยมาก(ที่ RAR สูง) ซึ่งสอดคล้องกับการค้นพบของ Jia และคณะ (1990) แต่ขัดแย้งกับผลของ Baines และ Carrington (1988) เมื่อพิจารณาในรายละเอียดแล้วพบว่า แบบจำลองของ Baines และ Carrington (1988) มีสมมุติฐานง่ายๆคือ สมมุติให้อุณหภูมิแตกต่างระหว่างอากาศกับสารทำความเย็นที่ออกจากคอยล์ต่างกัน 5°C ซึ่งเป็นสมมุติฐานที่ไม่จริง เพราะสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและมวลจะเปลี่ยนไปเมื่อมีการบายพาสอากาศ

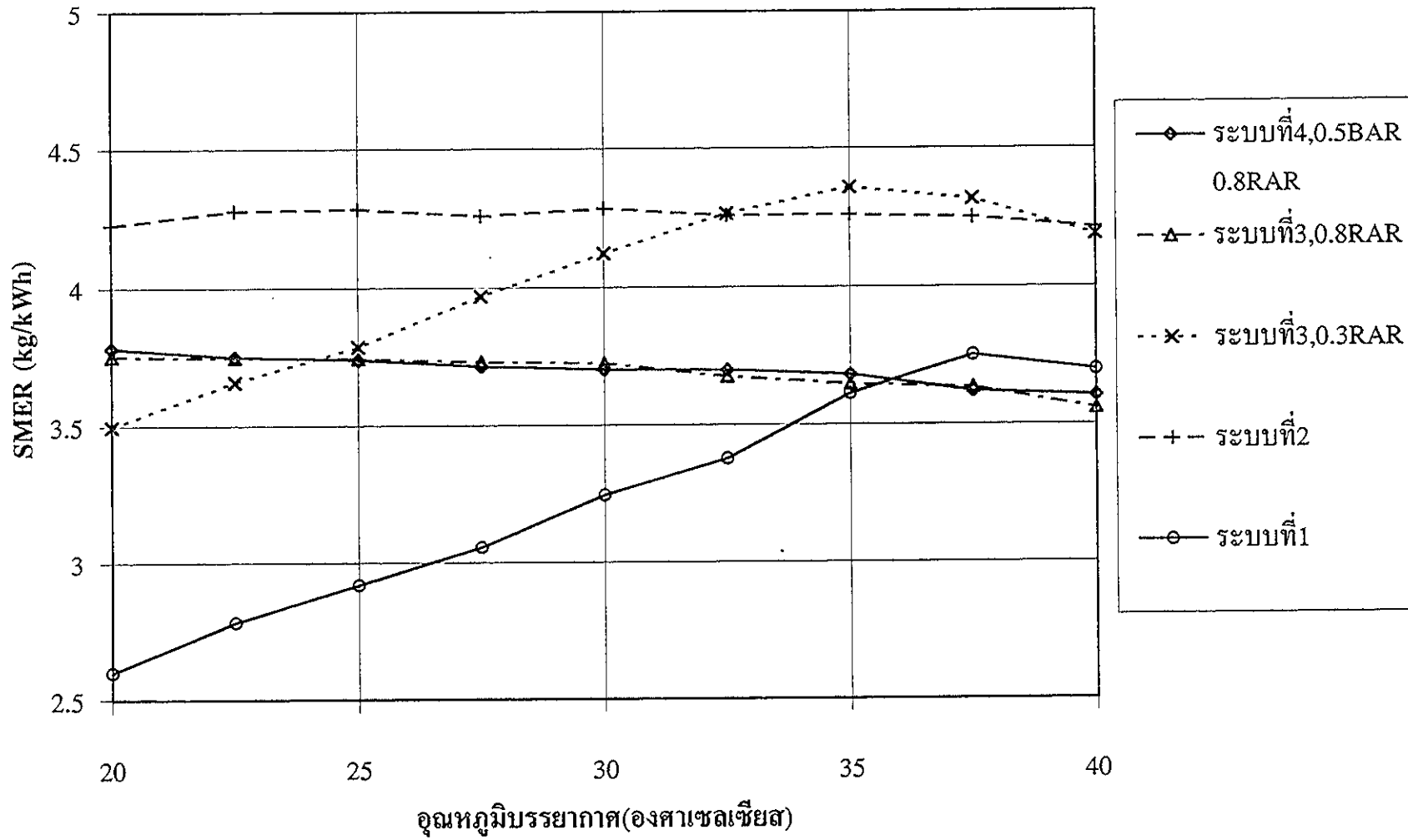
จากที่กล่าวมาทั้งหมดสามารถสรุปได้ว่า การบายพาสอากาศไม่ผ่านอีแวปโปเรเตอร์ในระบบปิดไม่สามารถเพิ่มสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนได้ อย่างไรก็ตามการบายพาสอากาศอาจสามารถทำให้ สมรรถนะของระบบดีขึ้นได้ หากเพิ่มอัตราการไหลของอากาศให้มากขึ้นและลด RAR ให้น้อยลง ซึ่งจะทำให้ระบบปิดจะใกล้เคียงกับระบบเปิดมากขึ้น(อากาศสดเชยมากขึ้น) อย่างที่ Jia และคณะ (1990) ได้รายงานไว้ แต่พึงจำไว้ว่า การบายพาสอากาศที่ RAR ต่ำ มีผลให้ SMER สูงขึ้นก็จริง แต่ในขณะเดียวกันก็ทำให้ MER ลดลง ในทางปฏิบัติจึงจำเป็นต้องเลือกระหว่างประสิทธิภาพการใช้พลังงานกับอัตราการผลิต

4.6 เปรียบเทียบระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนทั้ง 4 ระบบ

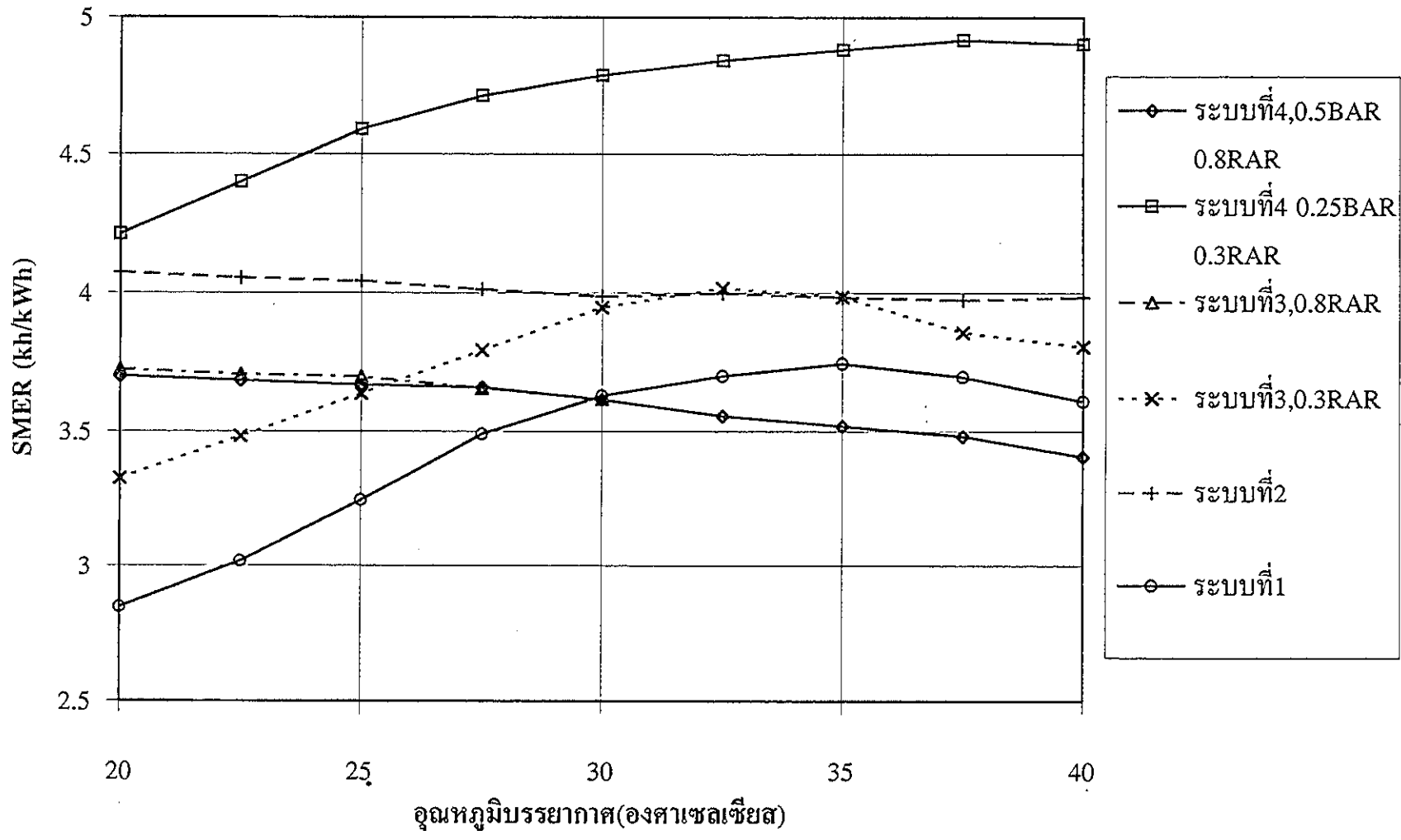
สมรรถนะของทั้ง 4 ระบบสามารถพิจารณาได้จาก SMER MER และ COP เพื่อไม่ให้มีข้อมูลมากจนสับสน ระบบที่ 3 จะเลือกเปรียบเทียบเฉพาะกรณี 0.3RAR และ 0.8RAR ซึ่งต่อไปนี้จะเรียกระบบ 3(0.3) และ 3(0.8) ซึ่งเป็นกรณีที่ดีและเลวที่สุดของ SMER ด้วยเหตุผลเดียวกัน ในระบบที่ 4 จะพิจารณาที่ 0.5BAR ของ 0.8RAR และ 0.25BAR ของ 0.3RAR ซึ่งจะเรียกว่าระบบ 4(0.5, 0.8) และ 4(0.25, 0.3) ตามลำดับ

รูปที่ 4.26 (ก) (ข) และ (ค) แสดงผลกระทบของสถานะแวดล้อม ต่อ SMER ของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนทั้ง 4 ระบบ ภายใต้เงื่อนไขที่กล่าวไว้ข้างต้น (สำหรับระบบที่ 4(0.25, 0.3) แสดงเพียงกรณี 50%RH เพื่อแสดงให้เห็นสมรรถนะเมื่อ RAR ต่ำ แต่เนื่องจากระบบที่ 4(0.25, 0.3) นี้จะมี MER ต่ำมาก (รูปที่ 4.26 (ข) และ ไม่เหมาะสมกับการใช้อบแห้งเมื่อเทียบกับระบบอื่น ดังนั้นจึงไม่ได้จำลองระบบที่ RH 30% และ 70%) พบว่าในทุกระบบจะมีสมรรถนะลดลงถ้าความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศเพิ่มขึ้น ซึ่งจะเห็นได้ว่า SMER ของระบบที่ 4(0.25, 0.3) มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องและสูงกว่าระบบอื่นๆตลอดช่วงเงื่อนไขของสถานะแวดล้อมในการจำลองแบบนี้ ระบบที่ 2 มีค่า SMER ค่อนข้างคงที่ตลอดช่วงอุณหภูมิ แต่ลดลงเล็กน้อยเมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศเพิ่มขึ้น และจะมีค่ามากเป็นที่สองรองจากระบบที่ 4(0.25, 0.3) เท่านั้น ยกเว้นในกรณีที่อุณหภูมิของสถานะแวดล้อมสูงและความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ ซึ่งระบบที่ 3(0.3) จะมีประสิทธิภาพดีกว่าระบบที่ 2 (ดังรูปที่ 4.26 (ก)) ระบบที่ 1 เป็นระบบที่ SMER ต่ำที่สุดโดยเฉพาะในกรณีที่อุณหภูมิบรรยากาศต่ำ แต่ในกรณีที่อุณหภูมิบรรยากาศสูงจะเห็นว่า ระบบที่ 1 จะมี SMER สูงกว่าระบบที่ 3 (0.8) กับระบบที่ 4(0.5, 0.8) และพบว่าสมรรถนะของระบบที่ 1 และระบบที่ 3(0.3) ขนานกัน และจะเคลื่อนเข้าหากันเมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศสูงขึ้น (ดังรูปที่ 4.26(ก) (ข) และ(ค)) เป็นที่เด่นชัดว่า ระบบที่ 3(0.8) และระบบที่ 4(0.8) เช่นกัน จะมีสมรรถนะใกล้เคียงกันมากที่ทุกอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ ซึ่งแสดงให้เห็นว่า RAR 0.8 มีอิทธิพลสูงจนบดบังอิทธิพลของ BAR

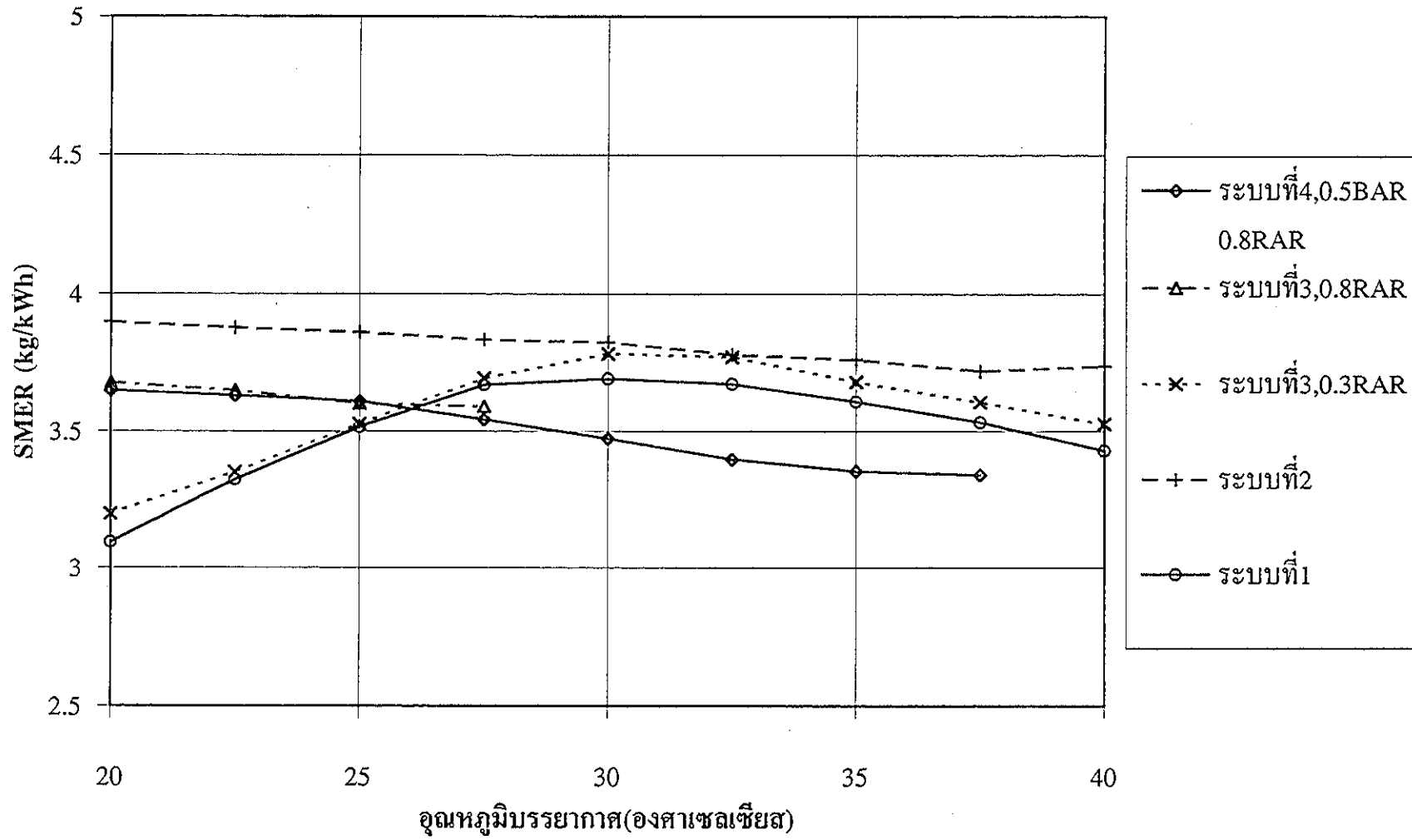
ในกรณีของ COP พบว่าระบบที่ 1 มี COP ดีที่สุดในทุกกรณีดังรูปที่ 4.27 (ก) (ข) และ (ค) โดยทั่วไป COP จะลดลงเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้น ยกเว้นกรณีของระบบที่ 1 และระบบที่ 3 (0.3) ที่ COP มีแนวโน้มขนานกันกับ COP ของระบบที่ 1 แบบเดียวกับที่ปรากฏในรูปของ SMER (รูปที่ 4.26) โดยในระยะแรก COP จะเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มของอุณหภูมิบรรยากาศ จนเมื่อถึงจุดสูงสุดแล้ว COP จะลดลง เมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศสูงขึ้นอุณหภูมิที่ให้ COP สูงสุดของทั้ง 2 ระบบจะลดลง แต่พบว่าค่า COP สูงสุดมีค่าคงที่สำหรับระบบที่ 1 ส่วนระบบที่ 3(0.3) ค่า COP สูงสุดเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศสูงขึ้น



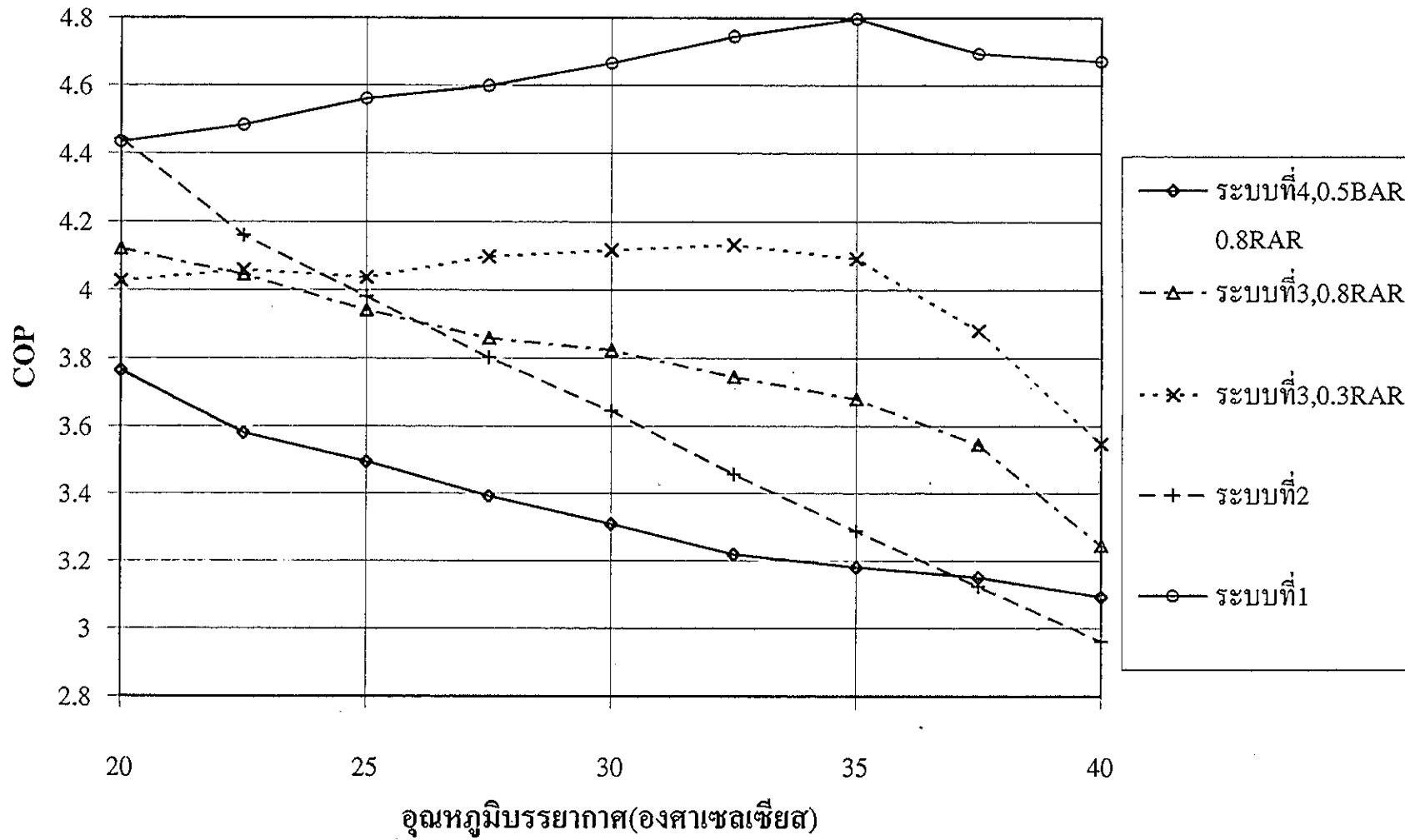
รูปที่ 4.26(ก) ผลกระทบของสภาวะแวดล้อมต่อ SMER ของทั้ง 4 ระบบที่ 30%RH



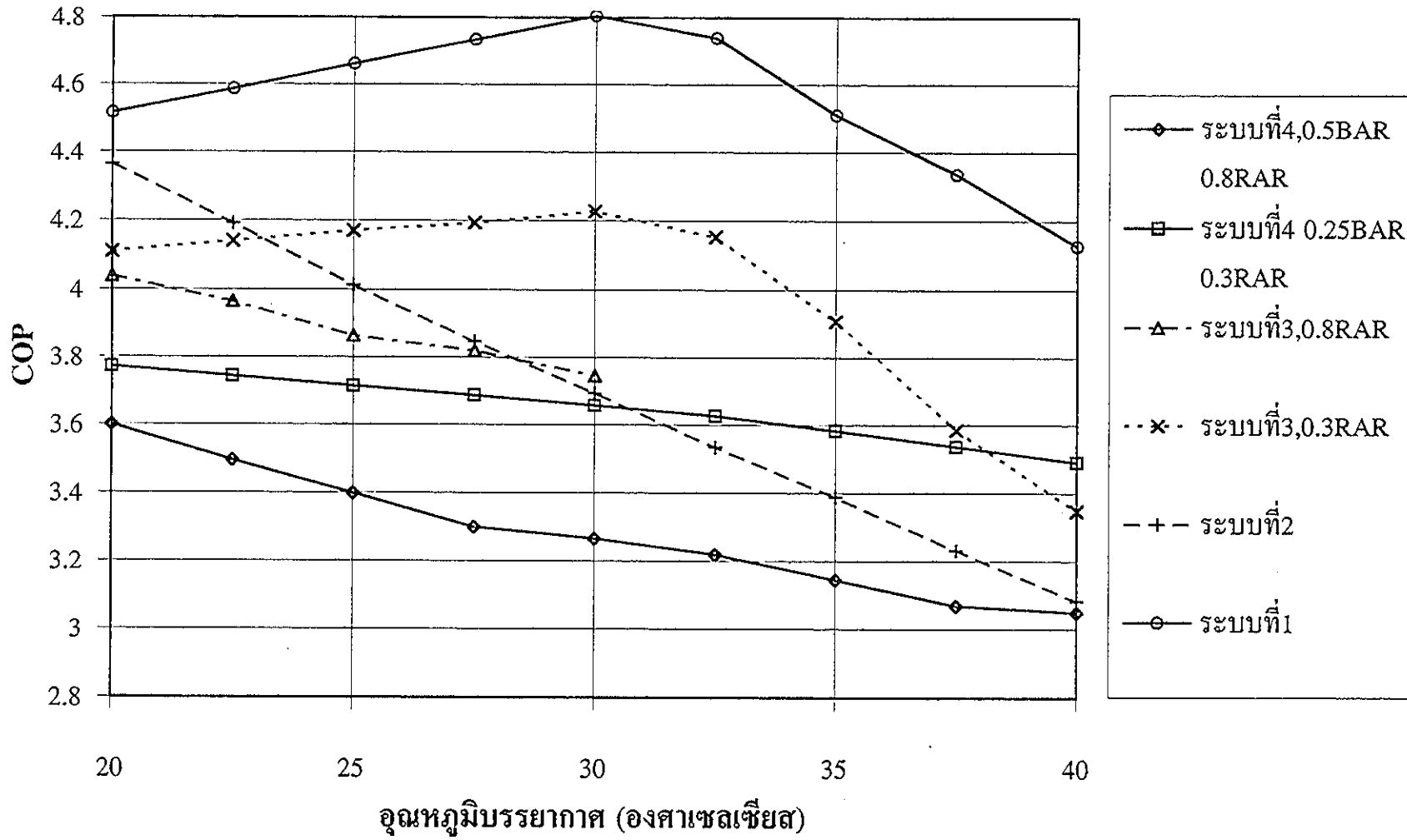
รูปที่ 4.26(ข) ผลของสภาวะแวดล้อมต่อ SMER ของทั้ง 4 ระบบที่ 50%RH



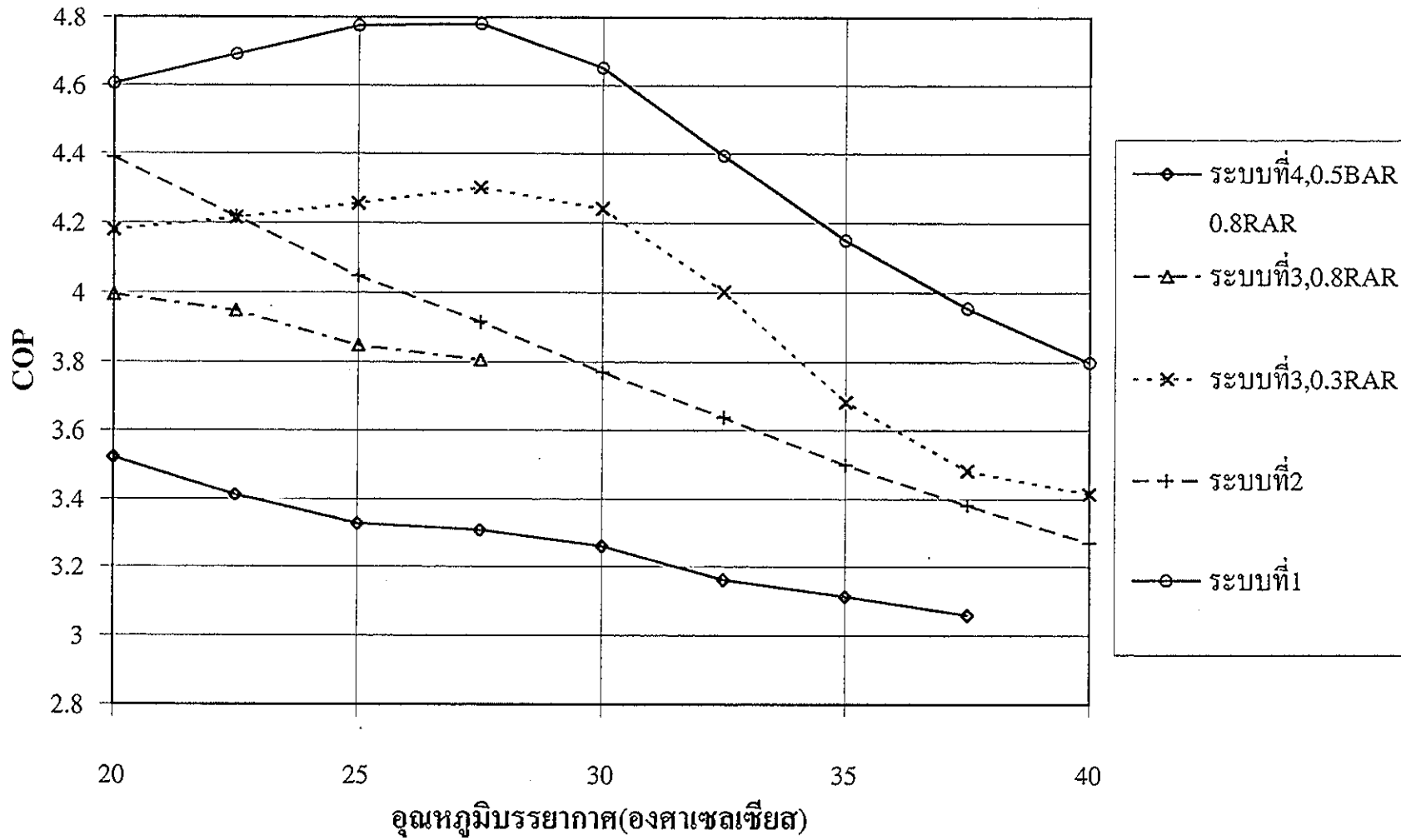
รูปที่ 4.26(ค) ผลของสภาวะแวดล้อมต่อ SMER ของทั้ง 4 ระบบที่ 70%RH



รูปที่ 4.27(ก) ผลของสภาวะแวดล้อมต่อ COP ของทั้ง 4 ระบบที่ 30%RH



รูปที่ 4.27(ข) ผลของสภาวะแวดล้อมต่อ COP ของทั้ง 4 ระบบที่ 50%RH

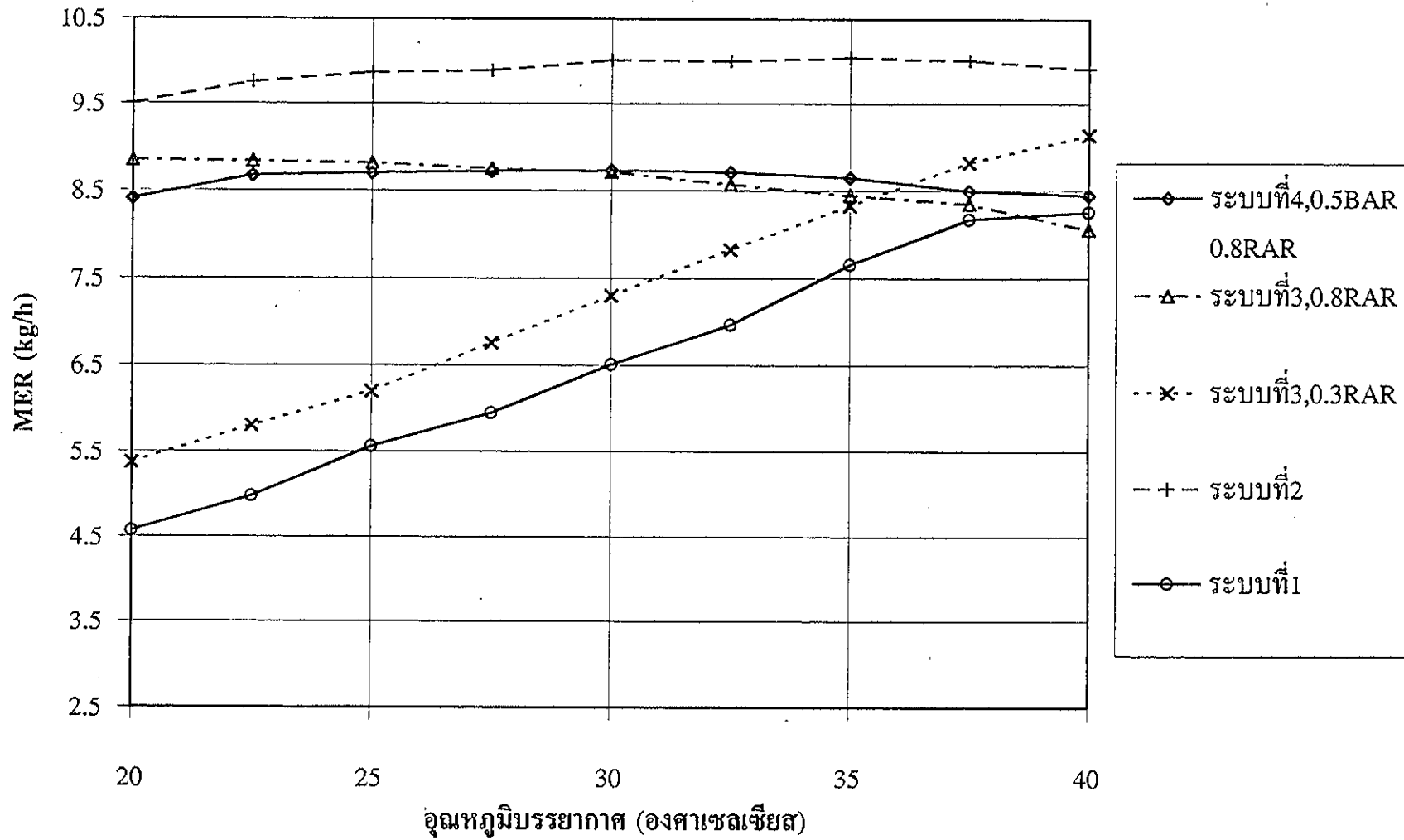


รูปที่ 4.27(ค) ผลของสภาวะแวดล้อมต่อ COP ของทั้ง 4 ระบบที่ 70%RH

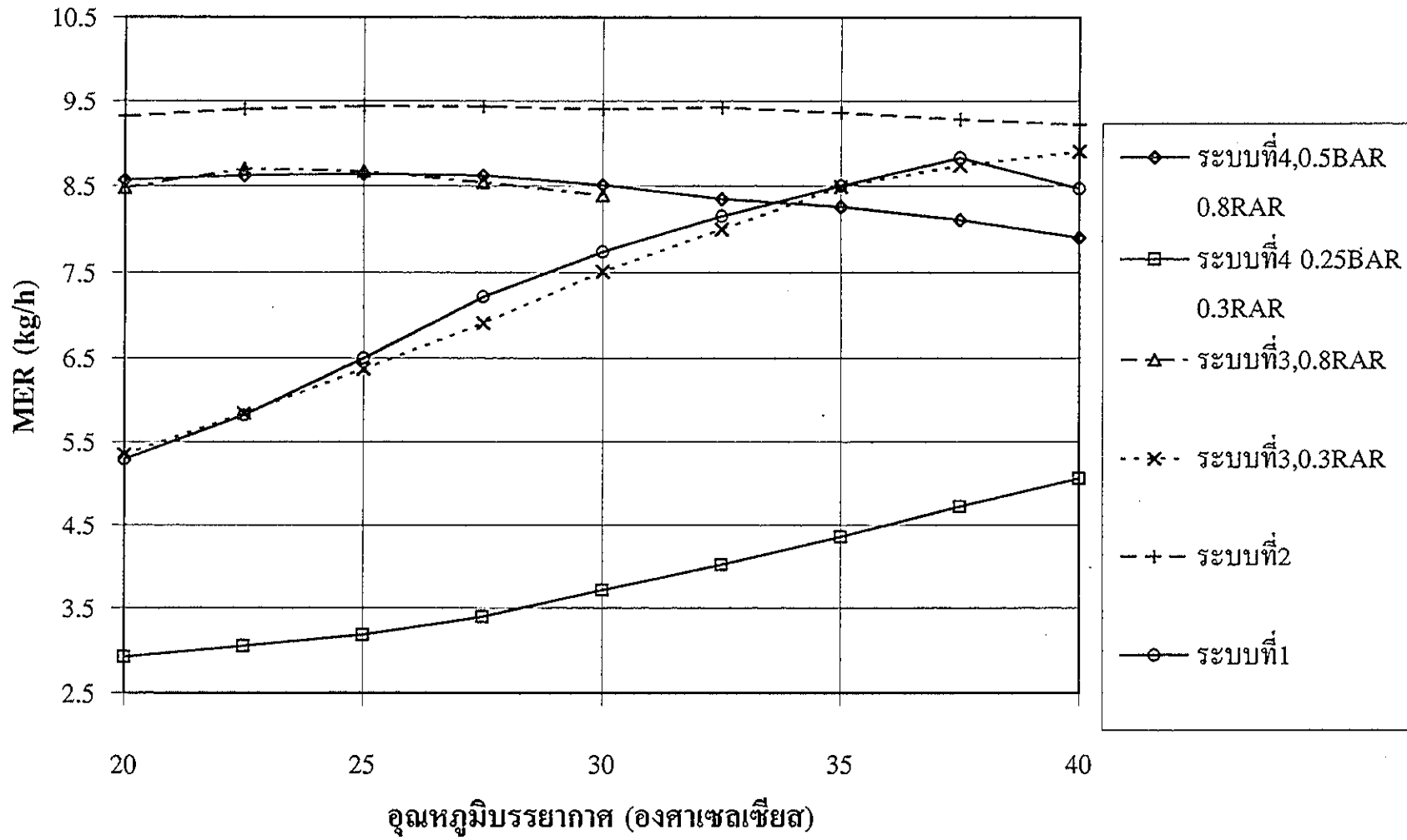
ค่า BAR มีผลต่อ COP อย่างเห็นได้ชัด โดยเมื่อ BAR สูงขึ้น ค่า COP จะลดลง เพราะความร้อนที่ถ่ายเทระหว่างอีแวปโปเรเตอร์กับคอนเดนเซอร์ลดลงนั่นเอง ในระบบที่ 2 COP ลดลงอย่างต่อเนื่องแบบเส้นตรงเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้น เพราะในระบบนี้ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทในคอนเดนเซอร์จะขึ้นอยู่กับสถานะแวดล้อมโดยตรง

สมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่พิจารณาจาก MER แสดงดังรูปที่ 4.28 (ก) (ข) และ (ค) ซึ่งเห็นได้ว่า การบายพาสอากาศในกรณีที่มีปริมาณอากาศหมุนเวียนกลับสูง (0.8RAR) ไม่มีผลต่อ MER อย่างเด่นชัด แต่ในกรณีที่ RAR ต่ำ จะพบว่า การบายพาสอากาศทำให้ MER ลดลงอย่างมาก (ดูรูปที่ 4.28(ข) เปรียบเทียบกรณีของระบบที่ 4(0.25, 0.3) กับระบบที่ 3(0.3) นอกจากนี้ยังพบว่า ระบบที่ 2 มี MER สูงสุด และ MER ของระบบที่ 2 ไม่แปรผันกับอุณหภูมิบรรยากาศมากนักแต่ความชื้นมีผลกระทบอย่างมาก เมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศเพิ่มจาก 30% เป็น 70% จะทำให้ MER ของระบบที่ 2 ลดลง 10% และยังพบว่า ระบบที่ 1 และระบบที่ 3(0.3) มีพฤติกรรมคล้ายกัน โดย MER ของทั้ง 2 ระบบ เลื่อนเข้าหากันเมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศสูงขึ้น ที่ความชื้นสัมพัทธ์ 30% ระบบที่ 3 จะมี MER ดีกว่าระบบที่ 1 ที่ความชื้นสัมพัทธ์ 50% ระบบทั้ง 2 มีค่า MER ใกล้เคียงกัน และที่ ความชื้นสัมพัทธ์ 70% ระบบที่ 1 มี MER ดีกว่าระบบที่ 3 (0.3) ทั้งนี้เพราะทั้งสองระบบมีอุณหภูมิและความชื้นจำเพาะเข้าเครื่องอบแห้งใกล้เคียงกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.29 เป็นที่น่าสังเกตว่าในสถานะที่อากาศร้อน-ชื้น ระบบที่ 1 ระบบที่ 2 และระบบที่ 3(0.3) มีค่า MER ใกล้เคียงกันดังรูปที่ 4.28 (ก)

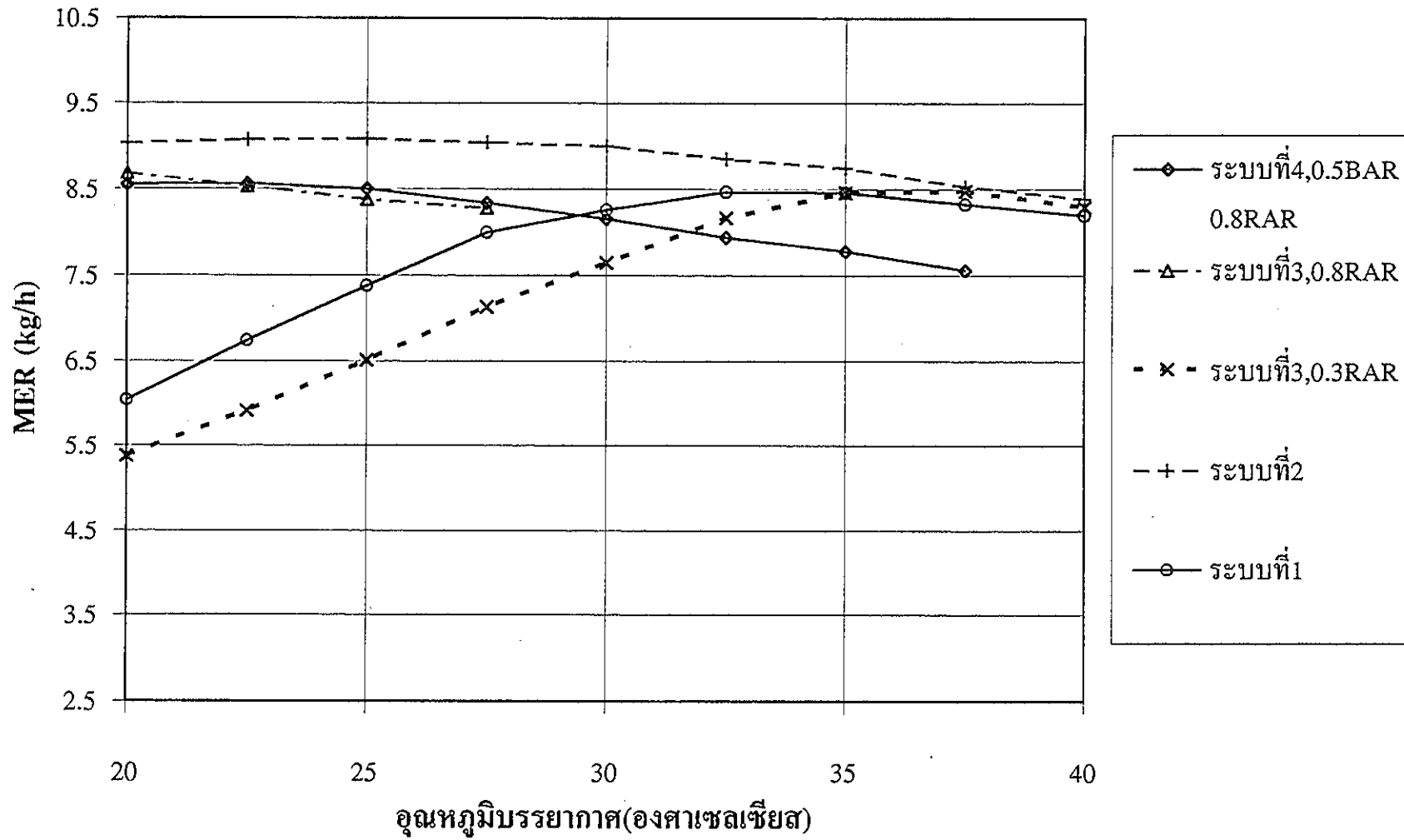
การพิจารณาสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน ไม่สามารถพิจารณาเฉพาะค่า SMER MER หรือ COP ค่าใดค่าหนึ่งได้ แต่จะต้องพิจารณาค่าทั้งสามไปพร้อมๆกัน เพราะทั้งสามพารามิเตอร์มีความสำคัญกันคนละแบบ กล่าวคือ SMER จะบอกถึงประสิทธิภาพการใช้พลังงานในการอบแห้งหรืออีกในหนึ่งหมายถึงราคาในการอบแห้งเพื่อระเหยน้ำ 1 kg MER หมายถึงอัตราการผลิตของระบบ ซึ่งเป็นปัจจัยที่สำคัญสำหรับการอบแห้งในอุตสาหกรรม เพราะมีผลกระทบโดยตรงต่อสายงานผลิต ส่วน COP หมายถึงประสิทธิภาพทางความร้อนของระบบปั๊มความร้อน ซึ่งถือได้ว่าเป็นหัวใจของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน เพราะเป็นแหล่งกำเนิดความร้อน การเลือกระบบ



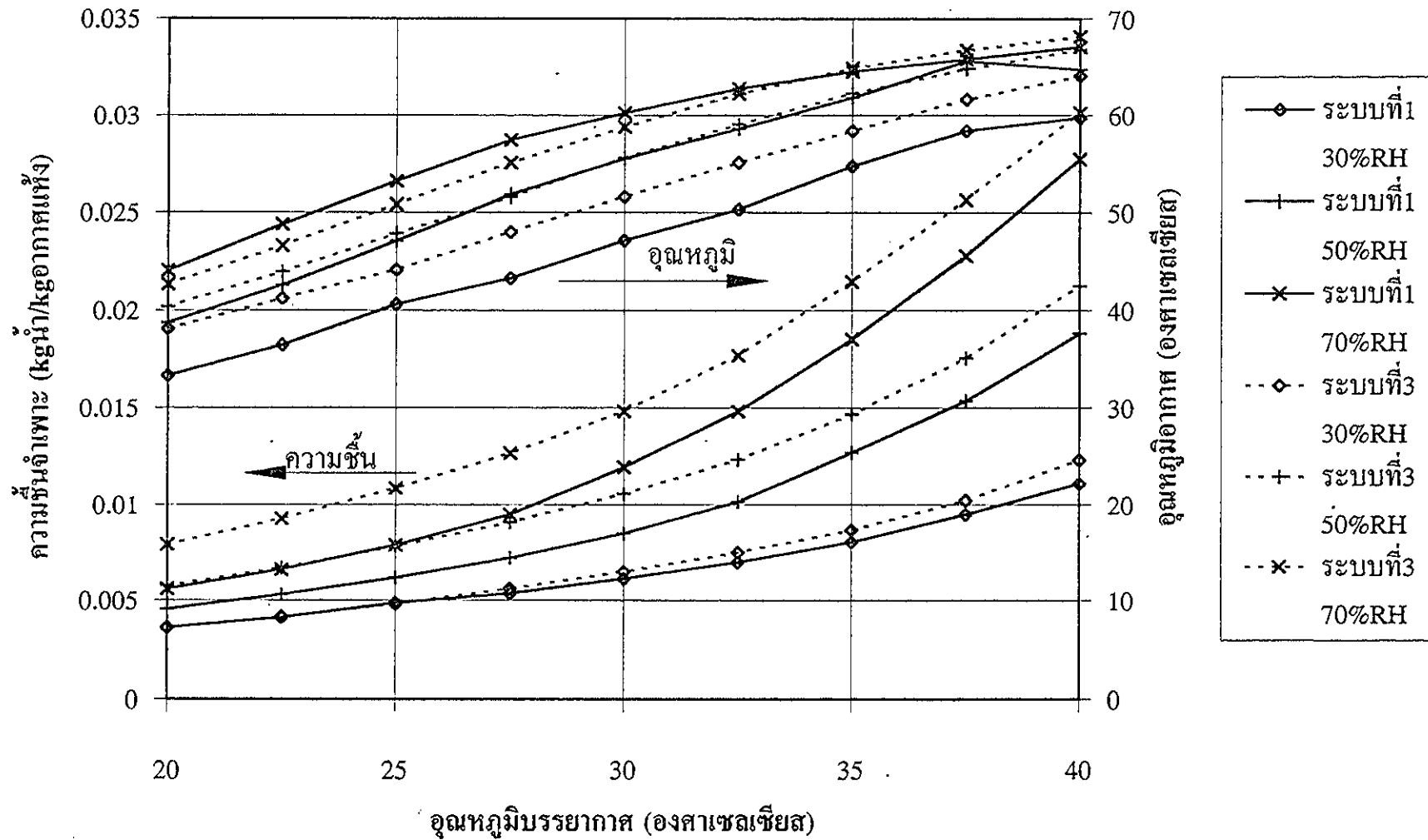
รูปที่ 4.28(ก) ผลของสถานะแวดล้อมต่อ MER ของทั้ง 4 ระบบที่ 30%RH



รูปที่ 4.28(ข) ผลของสภาวะแวดล้อมต่อ MER ของทั้ง 4 ระบบที่ 50%RH



รูปที่ 4.28(ค) ผลของสภาวะแวดล้อมต่อ MER ของทั้ง 4 ระบบที่ 70%RH

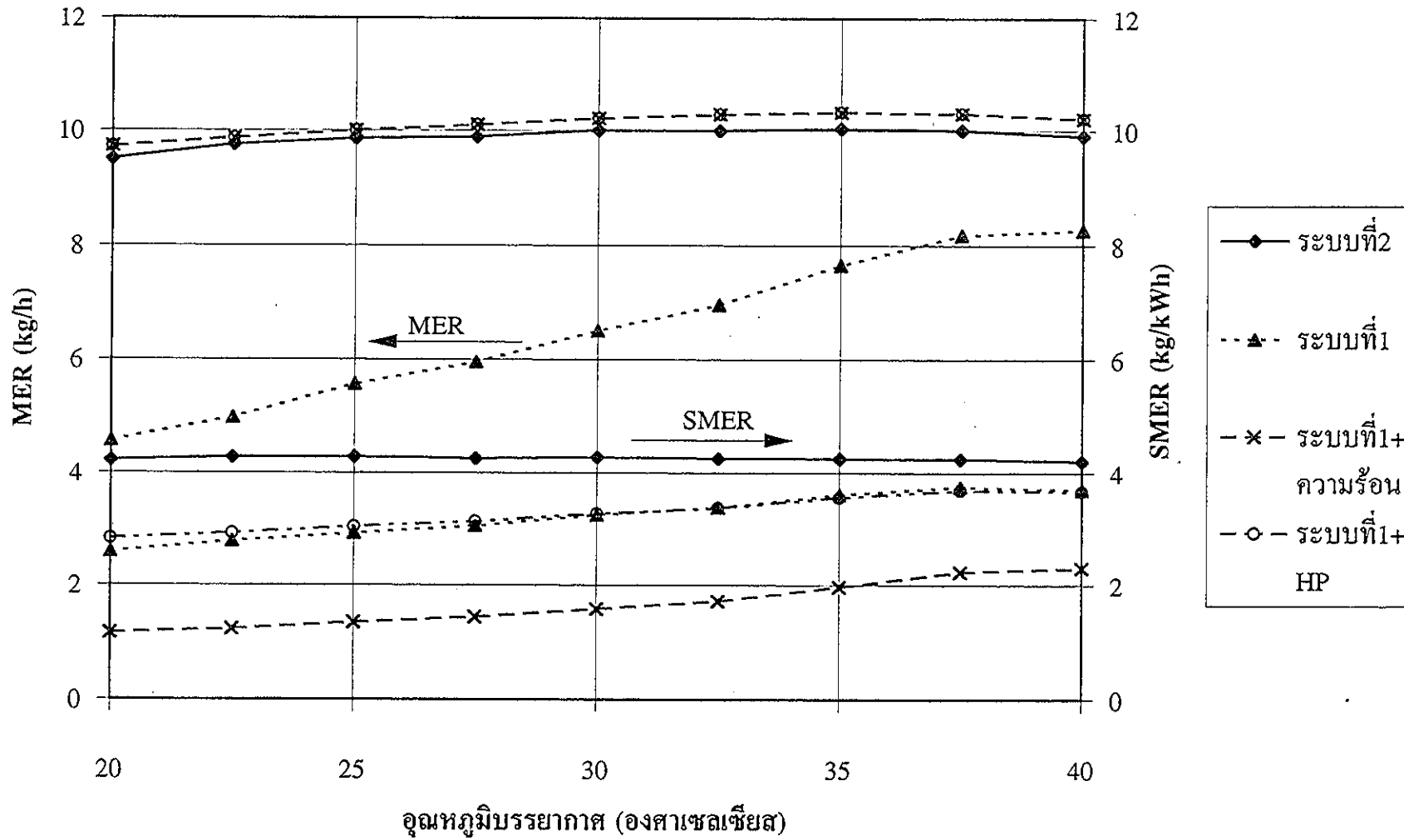


รูปที่ 4.29 อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 1 และระบบที่ 3 (0.3RAR)

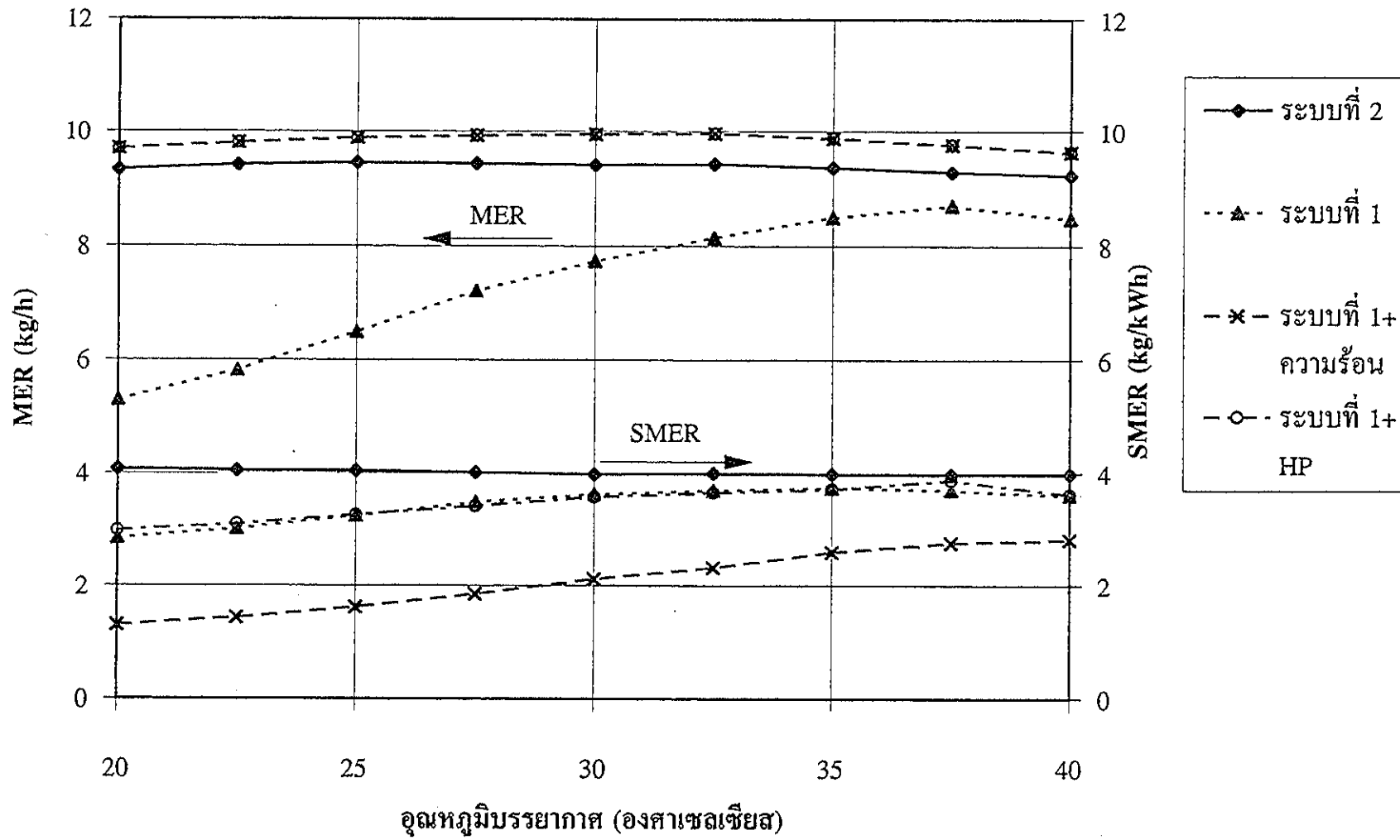
และเงื่อนไขการทำงานของระบบอบแห้งด้วยไ้มความร้อน เพื่อนำไปใช้งานจริง ควรเลือกให้ทั้งสามพารามิเตอร์มีค่าสูงสุดเท่าที่จะทำได้ เพื่อให้ได้สมรรถนะสูงสุด ตัวอย่าง เช่น การพิจารณาในกรณีที่มีความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50% จากรูปที่ 4.26-4.28 จะเห็นได้ว่า หากพิจารณาเฉพาะ SMER แล้ว ระบบที่ 4(0.25, 0.3) น่าจะเป็นระบบที่ดีที่สุดที่สุดเพราะมี SMER สูงสุด แต่ในความเป็นจริงระบบนี้อาจไม่เหมาะสมก็ได้ เนื่องจากมี MER ที่ค่อนข้างต่ำ ซึ่งทำให้อัตราการผลิตต่ำ หรือหากพิจารณาเฉพาะ COP อย่างเดียว ก็จะได้ว่าระบบที่ 1 เป็นระบบที่ดีที่สุด แต่อย่างไรก็ตาม ระบบที่ 1 นี้มี SMER และ MER ที่ค่อนข้างต่ำ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีที่อุณหภูมิบรรยากาศต่ำ ซึ่งทำให้ระบบนี้มีต้นทุนในการอบแห้งสูงและกำลังการผลิตต่ำ

หากพิจารณาโดยรวมแล้ว พบว่าระบบที่ 2 น่าจะเป็นระบบที่สมรรถนะสูงสุด เนื่องจากระบบนี้มี SMER มากกว่าระบบที่ 1 ระบบที่ 3 และระบบที่ 4(0.8RAR) ขณะเดียวกัน MER ของระบบที่ 2 ก็สูงกว่าทุกระบบ นอกจากนี้ ทั้ง SMER และ MER ของระบบที่ 2 ค่อนข้างคงที่เมื่อสภาวะแวดล้อมเปลี่ยนแปลง นั่นคือ ต้นทุนการอบแห้งและกำลังการผลิตของระบบนี้ ค่อนข้างคงที่ในเวลากลางวันและกลางคืน ทำให้สามารถควบคุมระบบให้อยู่ในสภาวะที่เหมาะสมได้ง่าย อีกเหตุผลหนึ่งคือ ระบบที่ 2 มีหลักการทำงานแบบง่าย ๆ ดังนั้นจึงต้องการการควบคุมน้อย ทำให้ออกแบบระบบควบคุมง่าย และลดค่าใช้จ่ายในส่วนของการควบคุมลงได้ อย่างไรก็ตาม ระบบที่ 2 มีข้อเสียตรงที่มีค่า COP ค่อนข้างต่ำและแปรตามสภาวะแวดล้อมค่อนข้างมาก

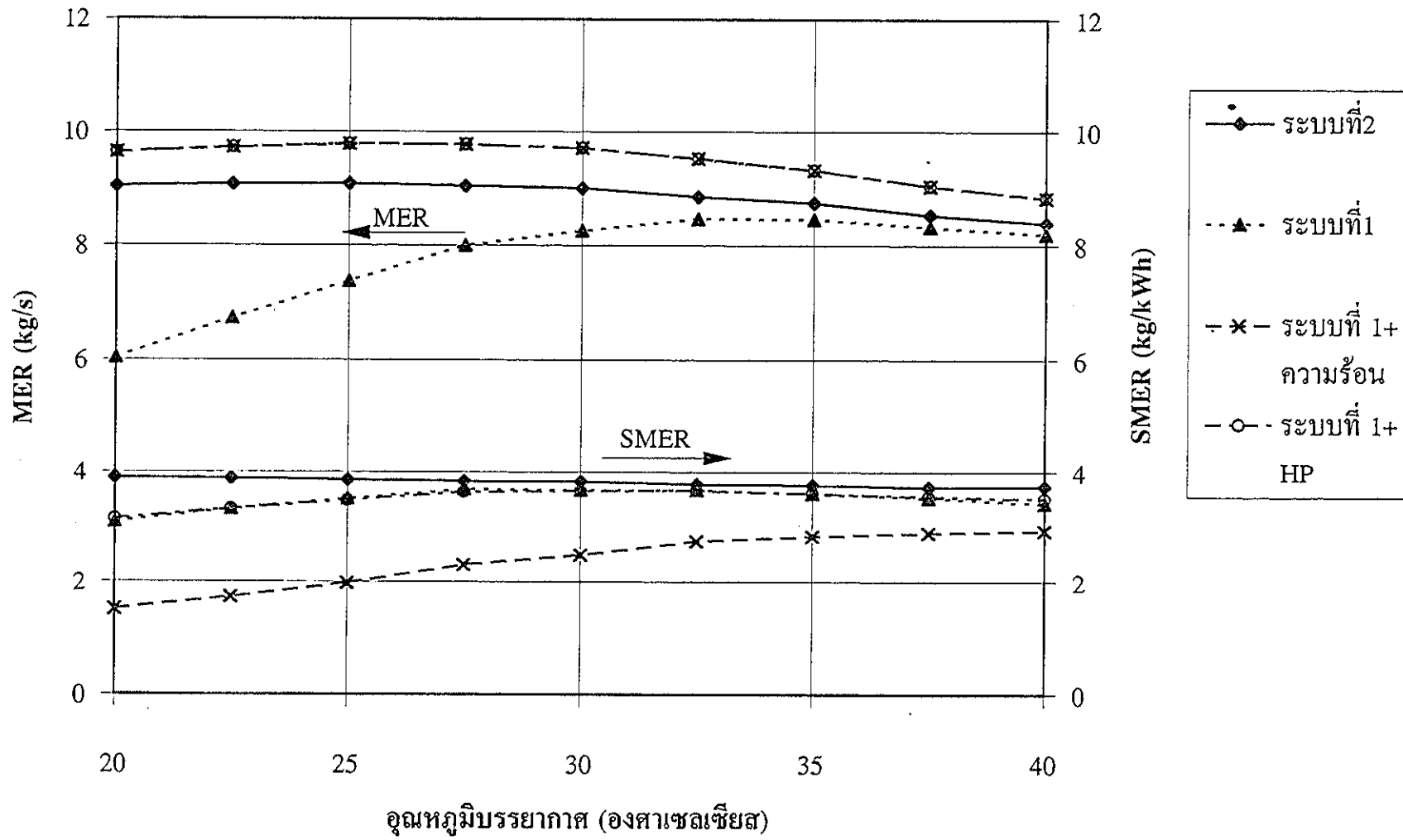
ความไม่มีประสิทธิภาพในการอบแห้งของระบบที่ 1 เมื่อเปรียบเทียบกับระบบที่ 2 เป็นเหตุมาจาก ในระบบที่ 1 อากาศอบแห้งที่เข้าเครื่องอบแห้งมีอุณหภูมิต่ำกว่าระบบที่ 2 เป็นที่คาดว่า MER ของระบบที่ 1 สามารถปรับปรุงให้สูงขึ้นได้โดยการเพิ่มความร้อนให้แก่อากาศอบแห้งที่ออกจากคอนเดนเซอร์ ถ้าอุณหภูมิของอากาศอบแห้งของระบบที่ 1 เพิ่มขึ้นจนอยู่ในระดับเดียวกับระบบที่ 2 ซึ่งทำได้โดย การใช้ขดลวดความร้อนไฟฟ้าหรือใช้ไ้มความร้อนอีก 1 ชุด เป็นแหล่งกำเนิดความร้อน (รูปที่ 4.30) จะพบว่า MER ของระบบที่ 1 จะเพิ่มขึ้น 7-120% ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของสภาวะแวดล้อม อย่างไรก็ตาม MER ของระบบที่ 1 ก็สูงกว่าระบบที่ 2 เพียง 3-8% เท่านั้น ปริมาณความร้อนจากภายนอกที่ต้องใช้มีขนาดเท่ากับกำลังของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งส่งผลให้ระบบที่ 1



รูปที่ 4.30(ก) เปรียบเทียบสมรรถนะของระบบที่ 1 ที่ปรับปรุงกับระบบที่ 2 ที่ 30%RH



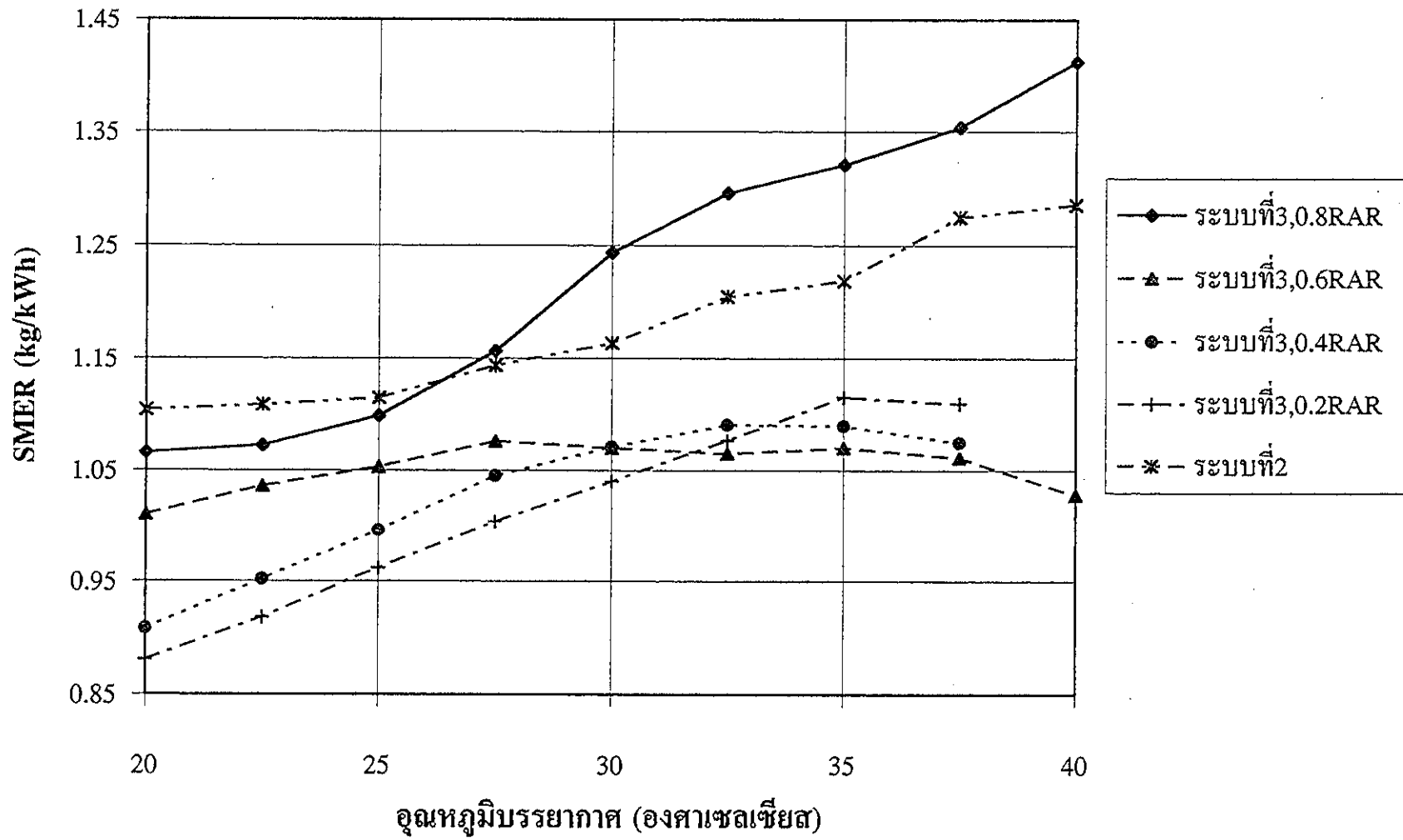
รูปที่ 4.30(ข) เปรียบเทียบสมรรถนะของระบบที่ 1 ที่ปรับปรุงกับระบบที่ 2 ที่ 50%RH



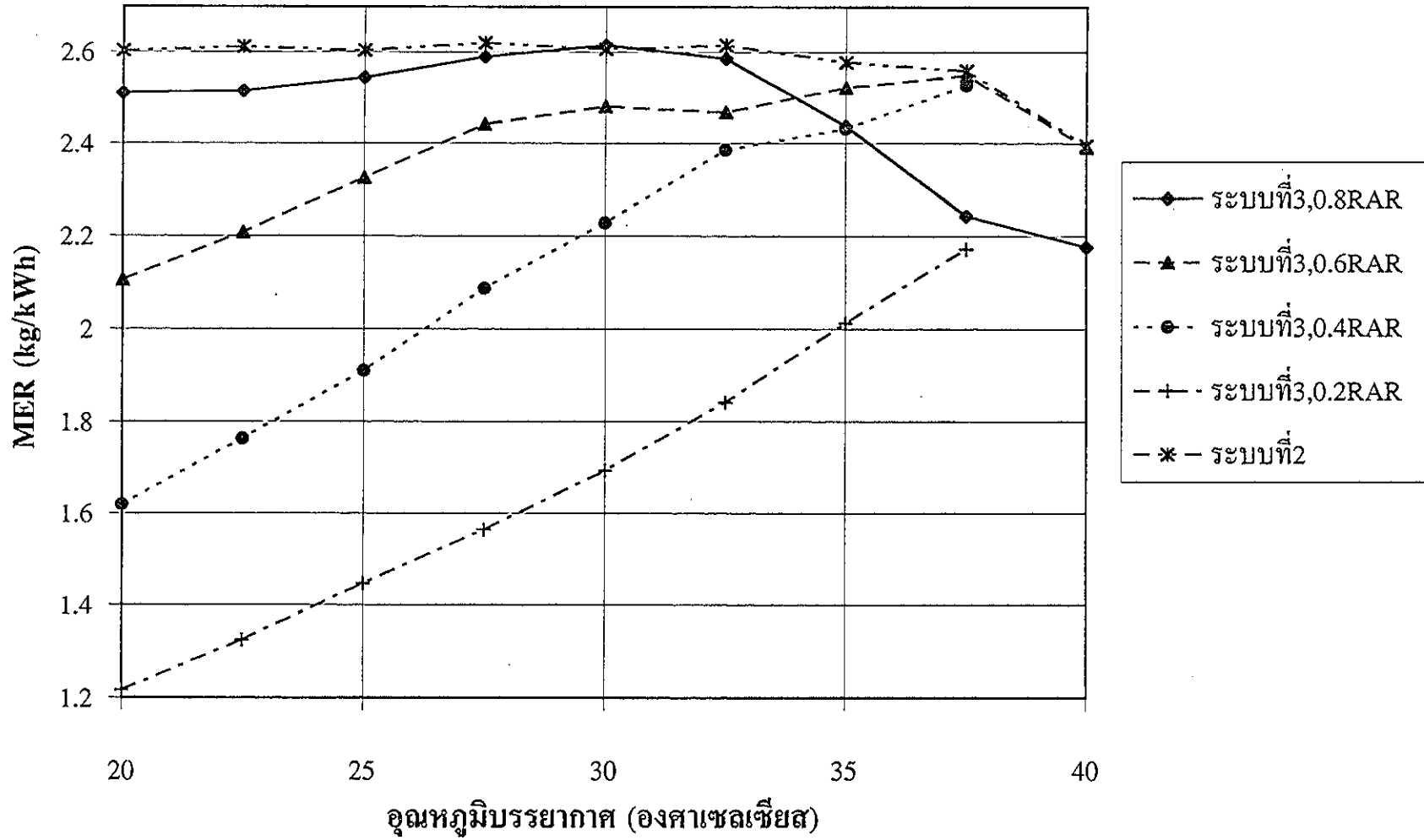
รูปที่ 4.30(ค) เปรียบเทียบสมรรถนะของระบบที่ 1 ที่ปรับปรุงกับระบบที่ 2 ที่ 70%RH

ที่ใช้ขจัดความร้อนไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อน มี SMER ลดลงเหลือครึ่งหนึ่งของระบบที่ 2 และถึงแม้ว่าจะใช้ปั๊มความร้อนอีก 1 ชุดที่มี COP เท่ากับ 4 เป็นแหล่งให้ความร้อน ค่า SMER ของระบบที่ 1 ก็ยังคงต่ำกว่าระบบที่ 2

ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนแบบระบบปิด ที่ทำงานโดยมีความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศอบแห้งเข้าอีแวปโปเรเตอร์ (ออกจากเครื่องอบแห้ง) สูงมักมี SMER สูง ซึ่งเป็นผลที่สอดคล้องกับการศึกษาของหลายคน (Geeraert (1976); Oliver (1982); Bainer et al., (1987); Jia et al., (1990); และ Clements et al., (1993)) Clements และคณะ (1993) ให้ข้อสังเกตว่า ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนสำหรับอัตราอบแห้งคงที่ (เครื่องอบแห้งแบบต่อเนื่อง) ควรออกแบบให้สามารถทำงานได้สองแบบคือ ระบบเปิดและระบบปิด ขึ้นอยู่กับฤดูกาล (อุณหภูมิ) ในฤดูหนาว เครื่องอบแห้งควรทำงานแบบระบบปิด และในฤดูร้อนควรเป็นระบบเปิด แต่จากการศึกษานี้พบว่าข้อแนะนำของคณะผู้วิจัยดังกล่าวไม่ถูกต้องเสมอไป เพราะการทำงานของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน (เปิดหรือปิด) จะขึ้นอยู่กับเงื่อนไขของสถานะแวดล้อม ชนิดของเครื่องอบแห้งและประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งด้วย ประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งมีผลกระทบต่อความชื้นของอากาศอบแห้งที่เข้าอีแวปโปเรเตอร์(ออกจากเครื่องอบแห้ง) ถ้าประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งค่อนข้างต่ำ ระบบปิดจะดีกว่าระบบเปิด เพราะอากาศร้อนและความชื้นต่ำจะหมุนเวียนภายในระบบแทนที่การปล่อยทิ้ง รูปที่ 4.31(ก) เป็นตัวอย่างหนึ่งที่แสดงให้เห็นว่า ระบบปิดดีกว่าระบบเปิด เมื่อประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งต่ำ (เท่ากับ 20%) และอุณหภูมิบรรยากาศสูงกว่า 27°C (ความชื้นสัมพัทธ์ 50%) ระบบปิดเกือบหมด(0.8RAR) จะมี SMER ดีกว่าระบบเปิด แต่อัตราการดึงน้ำออกของระบบปิดต่ำกว่าระบบเปิดเสมอ ดังรูปที่ 4.31(ข) อย่างไรก็ตามควรตระหนักว่า ถ้าประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งต่ำ (ในกรณีนี้คือ 20%) SMER ของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนจะต่ำกว่า SMER เทียบเท่าที่คำนวณจากความร้อนแฝงของการระเหยของน้ำ (1.56 kg/kWh) ดังนั้น การทำงานของเครื่องอบแห้งแบบกะจึงค่อนข้างซับซ้อน เพราะประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งแปรผันตามเวลา หรือกล่าวได้ว่า การตัดสินใจเพื่อเลือกการทำงานด้วยระบบปิดหรือระบบเปิดขึ้นอยู่กับเงื่อนไขของสถานะแวดล้อมและอากาศอบแห้งที่ระบายออก และสำหรับระบบปิดนั้น ประสิทธิภาพเครื่องอบแห้ง (หรือ drying stage ของผลิตภัณฑ์) ต้องถูกตรวจสอบ



รูปที่ 4.31(ก) SMERของระบบที่ 2 และระบบที่ 3 ที่ DE20% 50%RH



รูปที่ 4.31(ข) MER ของระบบที่ 2 และระบบที่ 3 ที่ DE20% 50%RH

ตลอดเวลาเพื่อที่สามารถควบคุม RAR และ BAR ให้เหมาะสมกับการทำงาน สภาวะแวดล้อมมีผลต่อระบบเพราะระบบปิดไม่ได้เป็นระบบปิดที่สมบูรณ์ ส่วนหนึ่งของอากาศอบแห้งต้องระบายออก เพื่อรักษาเสถียรภาพของระบบ และอากาศจากภายนอกต้องนำเข้ามาเพื่อรักษาปริมาณอากาศอบแห้งในระบบให้คงที่

4.7 เงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน

จากผลการจำลองแบบที่กล่าวมาทั้งหมด สรุปได้ว่าระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนประกอบด้วย 2 ระบบใหญ่ คือระบบเปิดที่ 2 และระบบกึ่งปิดที่ 3 ซึ่งมีสมรรถนะสูง แต่สมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน ขึ้นอยู่กับปัจจัยภายนอก 2 ประการคือ สภาวะของบรรยากาศ (อุณหภูมิและความชื้น) และประสิทธิภาพของเครื่องอบแห้ง (DE) เพื่อให้เห็นภาพการควบคุมระบบอบแห้งเพื่อให้ได้สมรรถนะสูงสุด จึงศึกษาตัวแปรทั้งสามที่ส่งผลต่อ MER และ SMER ของระบบที่ 2 และระบบที่ 3 โดย DE แปรค่า 20 50 และ 75% อุณหภูมิ 20 30 และ 40°C และความชื้นสัมพัทธ์ 50 70 และ 90% สภาวะที่เหมาะสมที่สุดของระบบแสดงในตารางที่ 4.2 (ผลการจำลองแบบทั้งหมดแสดงในภาคผนวกที่ 5) ค่าสูงสุดของ MER และ SMER สำหรับประสิทธิภาพและสภาวะแวดล้อมต่างๆ แสดงด้วยตัวหนา สมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนอธิบายได้ดังต่อไปนี้

4.7.1 ประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งสูง(75%)

การอบแห้งผลิตภัณฑ์ในช่วงแรกๆ ที่เครื่องอบแห้งจะมีประสิทธิภาพสูง (ในที่นี้สมมุติให้เท่ากับ 75%) การอบแห้งด้วยระบบเปิด (ระบบที่ 2) ทั้งนี้เพราะเมื่อ DE มีค่าสูงอากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งมีความชื้นมาก ซึ่งส่งผลให้อากาศที่ออกจากฮีวไปไประเตอร์มีความชื้นสูงด้วย ดังนั้นอากาศในกรณีนี้จึงไม่เหมาะสำหรับการหมุนเวียนในระบบ ระบบเปิดจึงดีกว่า นอกจากนี้ ระบบเปิดในรูปที่ 3.3 สามารถดึงพลังงานจากอากาศกลับมาได้มากกว่าระบบกึ่งปิดในรูปที่ 3.4 ทำให้ SMER ของระบบเปิดจึงสูงกว่าระบบกึ่งปิด สำหรับที่อุณหภูมิบรรยากาศค่าหนึ่งๆ สมรรถนะของทั้งสองระบบลดลงหากความชื้นสัมพัทธ์ของสภาวะแวดล้อมสูงขึ้น แสดงให้เห็นถึงผลกระทบของความชื้น

ตารางที่ 4.2 รูปแบบการทำงานสำหรับ MER และ SMER สูงสุด

DE (%)	Ta (°C)	RH (%)	เงื่อนไขสำหรับ			เงื่อนไขสำหรับ		
			ระบบที่ 3		ระบบที่ 2	ระบบที่ 3		ระบบที่ 2
			RAR	MER	MER	RAR	SMER	SMER
75	20	50	0.7	8.79	9.32	0.7	3.88	4.07
75	20	70	0.7	8.74	9.03	0.7	3.79	3.90
75	20	90	0.7	8.71	8.83	0.6	3.74	3.77
75	30	50	0.6	8.94	9.40	0.4	3.95	3.99
75	30	70	0.6	8.79	9.00	0.4	3.79	3.82
75	30	90	0.6	8.56	8.58	0.4	3.64	3.68
75	40	50	0.4	8.91	9.22	0.3	3.80	3.98
75	40	70	0.4	8.30	8.39	0.5	3.58	3.74
75	40	90	0.3	7.68	7.79	0.5	3.42	3.65
50	20	50	0.8	5.92	6.26	0.7	2.60	2.72
50	20	70	0.7	5.87	6.09	0.7	2.55	2.62
50	20	90	0.7	5.86	5.89	0.7	2.51	2.51
50	30	50	0.6	6.02	6.96	0.4	2.65	2.70
50	30	70	0.6	5.95	6.02	0.4	2.53	2.56
50	30	90	0.5	5.78	5.75	0.5	2.45	2.47
50	40	50	0.3	6.01	6.16	0.2	2.60	2.78
50	40	70	0.6	5.67	5.64	0.6	2.52	2.60
50	40	90	0.7	5.26	5.19	0.8	2.58	2.48
20	20	50	0.8	2.51	2.60	0.8	1.07	1.10
20	20	70	0.8	2.43	2.51	0.7	1.05	1.06
20	20	90	0.7	2.43	2.41	0.7	1.04	1.02
20	30	50	0.8	2.62	2.61	0.8	1.24	1.10
20	30	70	0.6	2.46	2.46	0.6	1.04	1.06
20	30	90	0.6	2.08	2.35	0.3	0.94	1.02
20	40	50	0.6	2.39	2.40	0.8	1.41	1.29
20	40	70	0.3	2.39	2.31	0.3	1.02	1.27
20	40	90	0.2	2.37	2.12	0.2	1.00	1.19

(ในอากาศแวดล้อม) ที่นำเข้าสู่ระบบ อย่างไรก็ตาม เมื่อความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศแวดล้อมเท่ากัน พบว่าไม่จำเป็นเสมอไปที่อากาศแวดล้อมที่อุณหภูมิสูงกว่าจะให้ประสิทธิภาพที่ดีกว่า (ดูผลที่ 40°C เทียบกับ 30°C) นั่นคือความชื้นจำเพาะกลายเป็นปัจจัยที่สำคัญและมีอิทธิพลมากกว่าอุณหภูมินั้นเอง โดยสรุปในช่วงแรกของการอบแห้งควรใช้ระบบเปิด

4.7.2 ประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งปานกลาง(50%)

ผลกระทบของความชื้น (ที่อุณหภูมิใดๆ) และอุณหภูมิ (ที่ความชื้นใดๆ) มีลักษณะเหมือนกับเมื่อเครื่องอบแห้งมีประสิทธิภาพสูง (DE75%) ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 20°C ระบบเปิดให้ประสิทธิภาพดีกว่าระบบปิดที่ทุกค่าความชื้น อย่างไรก็ตาม หาก อุณหภูมิแวดล้อมเท่ากับ 30°C หรือมากกว่า ระบบเปิดไม่จำเป็นต้องมีสมรรถนะดีกว่าอีกต่อไป เพราะเมื่ออุณหภูมิและหรือความชื้นสูงขึ้น จะปรากฏมีแนวโน้มที่แสดงว่าระบบกึ่งปิดจะมีประสิทธิภาพดีกว่าทั้งในแง่ของ MER และ SMER

4.7.3 ประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งต่ำ(20%)

ในช่วงสุดท้ายของการอบแห้งผลิตภัณฑ์ ประสิทธิภาพของเครื่องอบแห้งมีค่าต่ำในการศึกษานี้คือ 20% อากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งค่อนข้างแห้งและยังคงมีอุณหภูมิสูง เป็นผลให้ระบบกึ่งปิดมีประสิทธิภาพสูงกว่า เมื่ออุณหภูมิแวดล้อมสูงขึ้นถึง 30°C MER ของทั้งสองระบบเท่ากัน ยกเว้นที่ความชื้นสัมพัทธ์ 90% ระบบเปิดยังคงดีกว่าระบบกึ่งปิด ทั้งนี้เนื่องมาจาก อากาศอบแห้งที่เข้าเครื่องอบแห้งของระบบเปิดมีอุณหภูมิสูงกว่าระบบกึ่งปิดประมาณ 8.5°C (จึงดึงน้ำออกจากผลิตภัณฑ์ได้ดีกว่าถึงแม้ว่าความชื้นจำเพาะจะสูงกว่า) อย่างไรก็ตาม SMER ของระบบเปิดก็ยังคงสูงกว่ายกเว้นในกรณีที่ความชื้นสัมพัทธ์ต่ำกว่า 70% (ที่ 30°C) และปรากฏว่าที่อุณหภูมิแวดล้อม 40°C อัตราการอบแห้งของระบบกึ่งปิดสูงกว่าแต่ SMER ต่ำกว่าระบบเปิด ดังนั้น ในตอนท้ายของการอบแห้งที่ DE มีค่าต่ำ การจะเลือกใช้ระบบเปิดหรือปิดนั้น ขึ้นอยู่กับสภาวะแวดล้อมและวัตถุประสงค์ว่าต้องการค่าใช้จ่ายต่อหน่วยต่ำสุด (SMER สูงสุด) หรืออัตราการอบแห้งสูงสุด (MER สูงสุด)

4.8 สรุป

ในบทนี้ได้ใช้แบบจำลองระบบด้วยคอมพิวเตอร์ที่พิสูจน์ความถูกต้องแล้วในบทที่ 3 มาศึกษาพารามิเตอร์ต่างๆที่เป็นปัจจัยควบคุมสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน ปัจจัยเหล่านี้ได้แก่สถานะแวดล้อมและอัตราแห่งของผลิตภัณฑ์ ในการศึกษาพบว่าสถานะแวดล้อมเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของระบบอบด้วยปั๊มความร้อน (เนื่องจากระบบไม่สามารถเป็นระบบปิดที่สมบูรณ์ได้) ในระบบเปิด อุณหภูมิบรรยากาศมีผลต่อ SMER และ MER ไม่มากนัก แต่ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศแวดล้อมจะมีผลกระทบอย่างมาก สำหรับระบบปิดการบายพาสอากาศในกรณีที่มี RAR มากไม่ช่วยให้สมรรถนะของระบบดีขึ้น ในทางกลับกัน ถ้า RAR ต่ำ การบายพาสอากาศทำให้ SMER สูงขึ้นแต่ MER และ COP ลดลงอย่างมาก

ประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งมีผลกระทบอย่างมากต่อสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน ระบบปิดไม่ว่าจะมีอากาศบายพาสหรือไม่นั้น จะไม่เหมาะสมสำหรับกระบวนการที่มีอัตราการอบแห้งสูง (ประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งสูง) เพราะอากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งมีความชื้นมาก ในกรณีที่ผลิตภัณฑ์ยังชื้นมากควรทำการอบแห้งด้วยระบบเปิดแบบระบบที่ 2 เพราะว่ามี SMER และ MER สูงสุด ในช่วงท้ายของการอบแห้งผลิตภัณฑ์ ประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งต่ำ อากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งค่อนข้างแห้ง ควรจำกัดการนำอากาศชื้นจากบรรยากาศเข้าระบบ ในกรณีนี้แนะนำให้ใช้ระบบกึ่งปิด (ระดับการปิดหรือ RAR ขึ้นอยู่กับเงื่อนไขของสถานะแวดล้อมด้วย) เนื่องจากเงื่อนไขของสถานะแวดล้อมมีผลกระทบต่อสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน

ในการศึกษาระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนนี้ พารามิเตอร์ที่ใช้ประเมินสมรรถนะของระบบคือ COP MER และ SMER โดยสรุป COP แสดงให้เห็นภาพที่ชัดเจนของการใช้ประโยชน์จากความร้อนในคอนเดนเซอร์ต่อหน่วยของกำลังคอมเพรสเซอร์ หรือในความเป็นจริงก็คือค่าไฟฟ้าที่ใช้ ดังนั้น COP จึงควรเป็นพารามิเตอร์หลักสำหรับการประยุกต์ใช้ปั๊มความร้อนเพื่อความร้อน หากประยุกต์ใช้ปั๊มความร้อนสำหรับงานอบแห้ง ต้องพิจารณาพารามิเตอร์เพิ่มอีกสองตัวคือ SMER และ MER SMER คือปริมาณ

ความขึ้นที่สามารถดึงออกจากผลิตภัณฑ์ต่อพลังงานที่เข้าไป(หรือหมายถึงเงินที่จ่ายไป) ซึ่งสะท้อนให้เห็นถึงประสิทธิภาพการใช้พลังงานในขบวนการอบแห้ง MER หมายถึง อัตราผลิตภัณฑ์แห้งที่อบได้ อย่างไรก็ตาม ในระบบใดระบบหนึ่งนั้น ค่า SMER และ MER สูงสุดไม่ได้เกิดขึ้นที่เงื่อนไขเดียวกัน ดังนั้น ทั้ง SMER และ MER จึงเป็นปัจจัยที่สำคัญในการตัดสินใจเลือกระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน ขึ้นอยู่กับว่า ราคาในการอบแห้งหรืออัตราผลิตภัณฑ์แห้งจะมีความสำคัญมากกว่ากัน นอกจากนี้ ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ได้ดีในท้องถิ่นหนึ่ง (หรือนำเข้าจากต่างประเทศ) อาจมีสมรรถนะต่ำ ถ้านำไปใช้ในท้องถิ่นอื่น

บทที่ 5

บทสรุป

ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนเป็นเป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานในการอบแห้งอย่างประหยัด ถึงแม้ว่าระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนเริ่มมีการใช้งานในอุตสาหกรรมตั้งแต่ทศวรรษที่ 1960 เป็นต้นมา (ส่วนใหญ่ใช้สำหรับอบไม้) แต่การวิจัยเพื่อให้เข้าใจคุณลักษณะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนยังมีน้อย โดยการวิจัยสามารถทำได้ทั้งการทดลองจริงและการจำลองแบบด้วยคอมพิวเตอร์ การจำลองแบบด้วยคอมพิวเตอร์เป็นวิธีที่ง่ายและประหยัด มีประโยชน์มากสำหรับใช้ศึกษาระบบทางความร้อนที่ซับซ้อน เพราะสามารถแปรค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ได้ง่าย แต่การจำลองแบบก็จำเป็นต้องได้รับการพิสูจน์ความถูกต้อง การศึกษาวิจัยในโครงการนี้จึงรวมการศึกษาทั้งภาคทฤษฎีและการทดลองไว้ด้วยกัน

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับการจำลองแบบ ขององค์ประกอบของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนพัฒนาขึ้นจาก หลักการถ่ายเทความร้อนและการถ่ายเทมวล พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกแบ่งออกเป็นพื้นที่เล็กๆ ซึ่งจะคำนวณความดันตก สถานะของสารทำความเย็น และการสัมมูลย์พลังงานและมวลของทั้งสารทำความเย็นและอากาศ ด้วยวิธีนี้จะให้ผลการจำลองแบบที่ถูกต้องแม่นยำ ถึงแม้ว่าจะใช้เวลาในการจำลองแบบมาก

การทดสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อพิสูจน์ว่ามีความถูกต้อง ใช้ผลการทดลองกับภาระจำลอง (ใช้ผ้าชุบน้ำให้ชุ่ม) ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนต้นแบบที่สร้างขึ้นมีขนาด 11.35 kW สามารถปรับรูปแบบของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนได้ครบทั้งสี่ระบบ การทดสอบของทั้งสี่ระบบดำเนินการภายใต้เงื่อนไขการทำงานต่างๆ ซึ่งพบว่าแบบจำลองที่พัฒนาขึ้น สามารถใช้ทำนายสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนได้ผลดีเป็นที่น่าพอใจ แม้ว่าในบางกรณีปรากฏว่ามีความคลาดเคลื่อนสูงเกิน

กว่าจะยอมรับได้ แต่ก็สามารถอธิบายสาเหตุของความคลาดเคลื่อนได้ ความคลาดเคลื่อนมีสาเหตุหลักมาจากการสูญเสียความร้อนจากคอมเพรสเซอร์ ในขณะที่ในการจำลองแบบสมมติให้เป็นขบวนการอะเดียแบติก (adiabatic process) ความดันตกในช่วงเปลี่ยนสถานะซึ่งทำนายได้ยาก (เพราะไม่สามารถหาสมการทำนายความดันตกในช่วงนี้ได้) มีผลให้ความคลาดเคลื่อนในวงจรสารทำความเย็นค่อนข้างสูง และการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอากาศสู่อากาศ ก็ทำให้ความคลาดเคลื่อนในวงจรอากาศอบแห้งสูง ด้วยข้อจำกัดของขนาดของโปรแกรมและเวลาในการคำนวณของคอมพิวเตอร์ จึงจำลองแบบโดยไม่ได้รวมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับอากาศเข้าไปในแบบจำลองระบบ แต่อย่างไรก็ตาม ผลการจำลองแบบที่อธิบายคุณลักษณะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนภายใต้เงื่อนไขต่างๆ มีความคลาดเคลื่อนอยู่ในขอบเขตที่สามารถยอมรับได้

ในการศึกษาโดยการจำลองแบบด้วยคอมพิวเตอร์นี้ สามารถสรุปผลกระทบของปัจจัยต่างๆต่อสมรรถนะของระบบได้ดังนี้

ก) สภาพแวดล้อม

สภาพแวดล้อมเป็นปัจจัยสำคัญที่กระทบต่อสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน (เนื่องจากระบบไม่สามารถเป็นระบบปิดที่สมบูรณ์ได้) ในระบบเปิดอัตราการดึงน้ำออกจำเพาะ และอัตราการดึงน้ำออกไม่ขึ้นกับอุณหภูมิบรรยากาศมากนัก แต่ขึ้นกับความชื้นของอากาศแวดล้อมเป็นอย่างมาก โดย SMER และ MER ลดลงประมาณ 10% เมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศเพิ่มขึ้นจาก 30% เป็น 70% สำหรับระบบกึ่งปิด หากอากาศแวดล้อมค่อนข้างแห้ง ค่า SMER สูงสุดมีค่ามากขึ้นและ RAR ที่เหมาะสมจะน้อยลง เมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้น หากอากาศแวดล้อมมีความชื้นสูง SMER สูงสุดจะลดลงและ RAR ที่เหมาะสมจะลดลงเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้น ดังนั้น ในสถานะที่อากาศแวดล้อมร้อนและแห้ง ระบบกึ่งปิดควรมี RAR ต่ำ แต่ในกรณีที่อากาศแวดล้อมเย็นและชื้นระบบกึ่งปิดควรมี RAR สูง ค่า MER ของระบบกึ่งปิดไม่ค่อยเปลี่ยนแปลงมากนักเมื่อความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศสูงขึ้น แต่อุณหภูมิบรรยากาศจะมีผลต่อ MER อย่างมากโดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีที่ RAR ต่ำ ส่วนค่า COP มีแนว

โน้มนำลดลงเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศสูงขึ้นและความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศไม่ค่อยมีผลกระทบต่อ COP ของระบบกึ่งปิดมากนัก

ข) อัตราส่วนอากาศหมุนเวียนกลับ

อัตราส่วนอากาศหมุนเวียนกลับมีผลต่อ SMER ของระบบกึ่งปิดอย่างเด่นชัดในกรณีที่สถานะแวดล้อมร้อน-แห้ง และเย็น-ชื้น โดย RAR ที่เหมาะสมสำหรับ SMER เท่ากับ 0.5-0.6 หากความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศสูง และ 0.3 หากความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศต่ำ RAR มีผลกระทบต่อ MER และ COP ค่อนข้างมากที่อากาศแวดล้อมมีอุณหภูมิค่า ส่วนในกรณีที่อุณหภูมิบรรยากาศสูง RAR ไม่ค่อยมีผลกระทบต่อ MER และ COP มากนัก

ค) อัตราส่วนอากาศบายพาส

อัตราส่วนอากาศบายพาสไม่ค่อยมีผลกระทบต่อสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนถ้าเป็นระบบค่อนข้างปิด ในขณะที่ระบบค่อนข้างเปิดนั้น BAR มีผลอย่างมากในการเพิ่ม SMER แต่ก็ทำให้ MER ตกลงอย่างมากจนไม่เหมาะสำหรับใช้งานจริง

ง) ประสิทธิภาพเครื่องอบแห้ง

ประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งหรือก็คือขั้นตอนการอบแห้งมีความสำคัญต่อสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนอย่างมาก ในขั้นตอนการอบแห้งที่ผลิตภัณฑ์มีอัตราการอบแห้งสูง ควรใช้ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่เป็นระบบเปิดเพราะอากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งค่อนข้างชื้น จึงควรปล่อยทิ้งออกจากระบบ ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่เหมาะสมควรเป็นระบบที่ 2 เพราะอากาศอบแห้งมีอุณหภูมิสูงและอีแวปโปเรเตอร์ดึงพลังงานกลับได้มาก หากอัตราการอบแห้ง (DE) ต่ำ เช่นในช่วงท้ายของการอบแห้งผลิตภัณฑ์ อากาศที่ออกจากเครื่องอบแห้งค่อนข้างแห้ง ควรจำกัดการนำอากาศชื้นจากบรรยากาศเข้าระบบ ในกรณีนี้แนะนำให้ใช้ระบบกึ่งปิด (ขึ้นอยู่กับเงื่อนไขของสถานะแวดล้อมด้วย) เนื่องจากเงื่อนไขของสถานะแวดล้อมมีผลกระทบต่อสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน ดังนั้นการออกแบบและการทำงานของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนสำหรับสถานที่หนึ่ง จำเป็นต้องคำนึงถึงสถานะแวดล้อมในท้องถิ่นนั้นด้วย

จ) จุดสูงสุดของ SMER MER และ COP

สำหรับในทุกระบบเงื่อนไขสำหรับ SMER สูงสุด ไม่จำเป็นต้องเป็นเงื่อนไขเดียวกับที่ค่า MER และ COP สูงสุด เพราะ MER ขึ้นกับสถานะอากาศอบแห้งแต่เพียงอย่างเดียว แต่ SMER ขึ้นกับความสัมพันธ์ระหว่างอากาศอบแห้งและสารทำความเย็น ในขณะที่ COP ขึ้นกับสถานะของสารทำความเย็นแต่เพียงอย่างเดียว ดังนั้นการกำหนดเงื่อนไขการทำงานของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน จึงจำเป็นต้องเลือกระหว่างอัตราผลิตภัณฑ์แห้งสูงสุด (MER สูงสุด) หรือการอบแห้งที่ใช้พลังงานต่ำสุด (SMER สูงสุด)

ในระบบอบแห้งแบบกะ ที่อัตราการระเหยน้ำออกจากผลิตภัณฑ์ลดลงตามเวลา จึงทำให้การควบคุมสถานะทำงานของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน ต้องแปรเปลี่ยนตลอดเวลาเพื่อให้ได้สมรรถนะโดยรวมสูงสุด ระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนสำหรับการอบแบบกะนี้ จึงต้องการการวิจัยและลงทุนด้านการควบคุมอัตโนมัติอีกมาก อย่างไรก็ตาม ถ้าการระอบแห้งคงที่ เช่นการอบแห้งต่อเนื่อง การควบคุมระบบจะขึ้นกับสถานะแวดล้อมแต่เพียงอย่างเดียว เนื่องจากสถานะแวดล้อม (T, RH) เปลี่ยนแปลงช้าหรือถ้าเปลี่ยนแปลงก็จะมีรูปแบบที่แบ่งเป็นกลางวัน-กลางคืน จึงทำให้การควบคุมระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนง่ายขึ้นมาก ดังนั้นระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนจึงเหมาะกับเครื่องอบแห้งแบบต่อเนื่อง อย่างไรก็ตาม การศึกษาในงานวิจัยนี้ได้ออกแบบการจำลองระบบไว้สำหรับการอบแห้งแบบกะ (อัตราการอบแห้งเป็นตัวแปรตัวหนึ่ง) ฉะนั้นจึงเป็นแบบจำลองที่ใช้ศึกษาได้ทั้งการอบแห้งแบบกะและแบบต่อเนื่อง (ภาวะของการอบแห้งมีค่าคงที่) นอกจากนั้นความเข้าใจที่ได้ยังจะเป็นประโยชน์ต่อการประยุกต์ใช้ปั๊มความร้อนขบวนการอื่นได้อีกด้วย ตัวอย่างที่เห็นได้ชัดคือ การใช้ปั๊มความร้อนในขบวนการกลั่นซึ่งต้องการทั้งการให้ความร้อนและการดึงความร้อนออกจากผลิตภัณฑ์ ซึ่งจะสอดคล้องกับหน้าที่ของคอนเดนเซอร์และอีแวโปเรเตอร์ตามลำดับ การประยุกต์ใช้ปั๊มความร้อนในขบวนการที่มีการถ่ายเทความร้อนเข้าออกเช่นนี้ ควรได้รับการวิจัยระดับสูงต่อไป

บรรณานุกรม

- เรณู เกียรติกุล, อาจนรงค์ กุปตะบุตร และ อัมราพร อัจฉรวงกุล, 2537 “การอบแห้งไม้
ด้วยการใช้ Dehumidification Heat Pump” วารสารประหยัดพลังงานประหยัดเงิน
12(มิถุนายน) 15-17
- Alain, L. and Martine, L. (1991). “The State of Drying in French Industry.”, Drying
Technology. 9, 263-275.
- ASHRAE. (1981). Fundamentals Handbook. Atlanta : American Society of Heating,
Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Baines, P.G.; Carington, C.G. and Cox-Smith, I.R. (1987). “An Assessment of Heat
Pump Timber Drying.”, In International Symposium on the Large Scale
Application of Heat Pump, 25-27 March 1987., 231-236, England.
- Baines, P.G. and Carington, C.G. (1988). “Analysis of Rankine cycle heat pump
driers.”, International Journal of Energy Research, 12, 495-510.
- Bannister, P.; Carington, C.G. and Liu, Q. (1995). “Influence of Enhancing
Features on Dehumidifier Performance.”, International Journal of Energy
Research, 19, 397-406.
- Brooker, D.B.; Bakker-Arkema, F.W. and Hall, C.W. (1974). Drying Cereal Grain.
USA : The AVI Publishing Co.
- Chaichenets, N.S.; Mambetkolor, E.B. and Ginzburg, A.S. (1986). “Exergetic
Analysis of a Heat Pump Drying Unit with Solar Collector.”, Applied Solar
Energy. 22, 66-70.
- Chaturvrdi, S.K.; Chen, D.T.; Crodick, W.J. and Thompson, M.J. (1988). “A
Variable Capacity Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump.”, Analysis and
Application of Heat Pump., 111-116.

- Chou, S.K. ; Hawlader, M.N.A. ; Ho, J.C. Wijey ; Sundera, N.E. and Rajasekar, S. (1994). "Performance of a Heat Pump Assisted Dryer", International Journal of Energy Research. **18**, 605-622.
- Claments, S.; Jia, X.; and Jolly, P. (1993). "Experiment Verification of a Heat Pump Assisted Continuous Dryer Simulation Model.", International Journal of Energy Research, **17**, 19-28.
- Cunney, M.B. and Williams, P. (1984). "An Engine-Driven Heat Pump Applied to Grain.", In 2nd International Symposium on the Large Scale Application of Heat Pump, 25-27 September 1984. 283-294, England.
- Egrican, A.N. (1991). "Performance of Solar Assisted Heat Pump System.", Energy Convers. Mgmt. **13**, 17-25.
- Ericson, S.C.; Chaturvedi, S.K. and Boregowda, S. (1992). "Prediction of Refrigerant Properties and Heat Pump Cycle Thermal Performance Using Several Equations of State", American Society of Mechanical Engineers Anaheim. (November), 53-60.
- Geary, D.F. (1975). "Return Bend Pressure Drop in Refrigeration System", ASHRAE Transaction. **81**, 250-264.
- Geeraert, B. (1976). "Air drying by heat pump with special reference to timber drying.", in Camatini, E. and Kester, T. (Eds) "Heat pump and their contribution to energy conservation", NATO advanced study institute series E, Applied Sciences 15, Leydon, Noordthoff, 219-246.
- Hesse, B. (1993). "Energy Efficiency of Electric Heat Pump Drier.", In Siminar papers of Development and Application of Heat Pump Drier, 24th. March 1993. Australia.
- Hodgett, D.L. (1976). "Efficient Drying Using Heat Pump.", The Chemical Engineering. (July/August), 510-512.

- Incropera, F.P. and De Witt, D.P. (1990). Introduction to Heat Transfer. Singapore : John Wiley and Sons,.
- Jay, S. and Oliver, T.N. (1994). "Energy Consumption for Industrial Drying Process in the United Kingdom.", In Proceeding of the 9th International Drying Symposium, 1-4 August 1994. 683-690. Australia.
- Jia, X.; Jolly, P. and Claments, S. (1990). "Heat Pump Assisted Continuous Drying Part 2: Simulation Result", International Journal of Energy Research, **14**, 771-782.
- Jolly, P.; Jia, X. and Claments, S. (1990). "Heat Pump Assisted Continuous Drying Part 1 : Simulation Model.", International Journal of Energy Research, **14**, 757-770.
- Kays, W.M. and A.L., London. (1964). Compact Heat Exchangers, New York : McGraw-Hill .
- Keey, R.B. (1978). Introduction to Industrial Drying Operations, England : Pergaman press.
- Kiatsirirot, T.; Chowcheun, K. and Wibulswas, P. (1994). "Simulation of a Standard Vapor Compression Refrigeration System", ASEAN J. Sci. Technol. Develop. **11**, 167-180.
- Kraus, A.D. (1964). Extended Surfaces. USA : Spertan Boohs,Inc.
- Manuel, S.V.A.; Marcio, C.G.; Suzana, R.Z. and Jose, A.R.P. (1990). "Performance Analysis of Heat Pump Assisted Drying System.", International Journal of Energy Research, **14**, 397-406.
- Mason, R.L. and Blarcom, A.V. (1993). "Drying Macadamia Nuts Using a Heat Pump Dehumidifier.", In Siminar papers of Development and Application of Heat Pump Drier, 24th. March 1993. Australia.

- Meyer, J.P. and Gideon, P.G. (1992). "Drying of Grain with Heat Pump in South Africa : Techno-Economic Analysis.", International Journal of Energy Research, **16**, 13-20.
- Moser, F. and Schnitzer, H.C., (1985). Heat Pump in Industry, Netherlands : Elsevier Science Publishers.
- Oliver, T.N. (1982). "Process Drying with Dehumidifying Heat Pump.", In International Symposium on the Industrial Application of Heat Pump, 24-26 March 1982. England.
- Pendyala, V.R.; Devotta, S. and Patwardhan, V.S. (1990a). "Heat Pump Assisted Dryer Part 1 : Mathematical Model.", International Journal of Energy Research, **14**, 479-492.
- Pendyala, V.R. Devotta, S. and Patwardhan, V.S. (1990b). "Heat Pump-Assisted Dryer Part 2 : Experimental Study.", International Journal of Energy Research, **14**, 493-507.
- Perry, R.H. and Chilton, C.H. (1973). Chemical Engineers Handbook. USA : McGraw-Hill Book Company, Inc.
- Pierre, Bo. (1964a). "Flow Resistance With Boiling Refrigerant Part I.", ASHRAE J. (September), 58-65.
- Pierre, Bo. (1964b). "Flow Resistance With Boiling Refrigerant- Part II.", ASHRAE J. (October) 73-77.
- Poduval, A.M.K. and Murthy, S.S., (1992). "Performance of a Dehumidifying Compression Heat Pump with Auxiliary Heat Input.", Heat Recovery System and CHP. **12**, 211-223.
- Prasertsan, S.; Sen-Ngan, S. and Kirirat,P. (1994). "Strategy for Increase Productivity in Rubber Smoking Process.", In Proceeding of the 9th International Drying Symposium, 1-4 August 1994, Australia.

- Reay, D.A. and MacMichael, D.B.A. (1979). Heat Pump Design and Application, England : Pergamon Press.
- Rich, D.G. (1973). "The Effect of Fin Spacing on Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row Smooth Plate Fin and Tube Heat Exchanger.", ASHRAE Transaction. 79, 137-145.
- Rossi, S.J.; Neves, L.C. and Kieckbusch, T.G. (1993). "Thermodynamic and Energetic Evaluation of Heat Pump Applied to the Drying of Vegetables.", In 8th International Drying Symposium, August 1993.
- Salim, M.A.; Sadasivan, M. and Balakrishnan, A.R. (1991a). "Transient Analysis of Heat Pump Assisted Distillation System-1 the Heat Pump.", International Journal of Energy Research, 15, 123-135.
- Salim, M.A.; Sadasivan, M. and Balakrishnan, A.R. (1991b). "Transient Analysis of Heat Pump Assisted Distillation System-2 Column and System Dynamics.", International Journal of Energy Research, 15, 136-148.
- Stoecker, W.F. (1958). Refrigeration and Air Conditioning. USA : McGraw-Hill Book Company, Inc.
- Scott, B., (1993). "Heat Pump Drier-Investigating Energy Efficiency.", In Seminar papers of Development and Application of Heat Pump Drier, 24th. March 1993. Australia.
- Tai, K.W.; Devotta, S.; Watson, F.A. and Holland, F.A. (1982a). "The Potential for Heat Pump in Drying and Dehumidification System II: an Experimental Assessment of the Heat Pump Characteristic of a Heat Pump Dehumidification System Using R114.", Journal of Energy Research. 6, 323-331.
- Tai, K.W.; Devotta, S.; Watson, F.A. and Holland, F.A. (1982b). "The Potential for Heat Pump in Drying and Dehumidification System III: an Experimental Assessment of the Dehumidification Characteristic of a Heat Pump

- Dehumidification System Using R114.”, Journal of Energy Research, **6**, 333-340.
- Theerakulpisut, S. (1990). “Modeling Heat Pump Grain Drying System”, Ph.D. Thesis, University of Melbourne, Australia. (Unpublished)
- Threlkeld, J.L. (1972). Thermal Environmental Engineering, USA: Prentice-Hall.
- Travis, D.P.; Rohsenow, W.M. and Baron, A.B. (1973). “Force Convection Condensation Inside Tube : a Heat Transfer Equation for Condenser Design.”, ASHRAE Transaction. **79**, 157-165.
- Young, G.S.; Mason, R.L.; Britnell, P.M.; Birchall, S. and Paync, S.F. (1992). Dehumidifier Heat Pump for Process Drying, In FoodTech ASIA'92 International Food and Agrotechnology Conference, 17-19 June. Singapore.
- Zaheer-Uddin, M.; Rink, R.E. and Gourishankar, U.G. (1987). “A Design Criterion for A Solar-Assisted Heat Pump System” , Journal of Energy Research, **12**, 335-367.
- Zylla, R.; Tai, K.W.; Devotta, S.; Abbas, S.P.; Watson, F.A. and Holland, F.A. (1982). “The Potential for Heat Pump in Drying and Dehumidification System I: Theoretical Considerations” , Journal of Energy Research, **6**, 305-322.

ภาคผนวกที่ 1
โปรแกรมจำลองแบบ

ภาคผนวกที่ 1

โปรแกรมการจำลองแบบ

```

//program Heat Pump Simulation
#include<math.h>
#include<stdio.h>
#include<conio.h>
#include<dos.h>
#include "airrepro.cpp"
#define Lince 0.2

float Tado,Wado,Mado,Trcom,Mrcom,Wcom,Taco,HeatCon,Prdisch,Trcon,Prcon;
float Trsuc,Prsuc,Taeo,Waeo,Maeo,HeatEve,Xrout,Ed,Treve,Preve;
float Af,Ato,Lt,Asec,Aratio,Alratio;

// Dryer Model
void dryer(float Tin,float Win,float E)
{ float HHai,Pws,Tsat,Wsat,Hwsat,Hasat,T0,Hair,T1;
  char chack;
  chack = 'T';
  Hair = Cpa*Tin+ Win*VaEn(Tin);
  T0 = Tin-50.0;
  T1 = Tin;
  while (chack != 'F')
  {
    Tsat = (T0+T1)/2;
    Hwsat = 4.186*Tsat;
    Hasat = SAEn(Tsat);
    Pws = SPres(Tsat);
    Wsat = 0.62198*Pws/(101.325-Pws);
    HHai = Hair+(Wsat-Win)*Hwsat;
    if (HHai<Hasat)
      T1 = Tsat;
    else
      T0 = Tsat;
    if ( fabs((HHai-Hasat)*100/Hasat)<= 0.005)
      chack = 'F';
  }
  Tado = Tin-E*(Tin-Tsat);
  Wado = Win+E*(Wsat-Win);
}

// Specific volume of refrigerant (cu.m/kg)

```

```

float Volr(float Tr,float Pr)
{ float w,Tc,Pc,Pvpr,fw,a,b,R,Tk,Tred,Aa,Bb,Z,fz,Vc,z1,z2;
  z1 = 0; //compressibility factor
  z2 = 2;
  Tk =273.15 +Tr;
  Tc = 369.3; //critical temperature of R-22
  Pc = 4988.0; // critical pressure of R-22
  Pvpr = 300.24/Pc;
  R = 0.096155; //molecular weight of R-22
  w = -log10(Pvpr)-1.00;
  fw = 0.37464+1.54426*w-0.26992*w*w;
  Tred = Tk/Tc;
  a = (0.45724*R*R*Tc*Tc/Pc)*(1+fw*(1-pow(Tred,0.5)))*(1+fw*(1-pow(Tred,0.5)))
;
  b = 0.0778*R*Tc/Pc;
  Aa = a*Pr/(R*R*Tk*Tk);
  Bb = b*Pr/(R*Tk);
  while (fabs(z1-z2) > 0.0000005)
  {
    Z = (z1+z2)/2;
    fz = pow(Z,3)-(1-Bb)*Z*Z+(Aa-2*Bb-3*Bb*Bb)*Z-Aa*Bb+Bb*Bb*pow
(Bb,3);
    if (fz < 0.0)
      z1 = Z;
    else z2 = Z;
  }
  Vc = Z*R*Tk/Pr;
  return Vc;
}

```

//Compressor Model

```

void Compressor(float Trin,float Prin,float Prout)
{ float Vrin,Pratio,Tintake,Pintake,Pdisc;
  float index,Eff;
  Pintake = Prin-13.7896;
  Tintake = Trin+11.0;
  Pdisc = Prout +27.5792;
  Vrin = Volr(Tintake,Pintake);
  Pratio = Pdisc/Pintake;
  index = (1.198-1.0)/1.198;
  Trcom = (273.15+Tintake)*pow(Pratio,index)-273.15;
  Eff = (1.0+Cr-Cr*pow(Pratio,1.0/1.198))*(Volr(Trin,Prin)/Vrin);
  Mrcom = PD*(speed/60)*Eff/(Volr(Trin,Prin)*1000000.0);
  Wcom = Pintake*Vrin*Mrcom*(pow(Pratio,index)-1)/index;
}

```

```

// Fin efficiency
//Heat = Heat transfer coefficient(kW/sqr.m K)
float FinEff(float Heat)
{
    float Effo, Eff, M, basselu, bassell;
    float Rin, Rout, Rc;
    Rin = OD/2;
    Rout = sqrt(Tspace*Rspace/Pi);
    Rc = Rout+thick/2.0;
    M = sqrt(2.0*Heat/(Kf*thick));
    basselu = BasI1(M*Rc)*BasK1(M*Rin)-BasK1(M*Rc)*BasI1(M*Rin);
    bassell = BasI0(M*Rin)*BasK1(M*Rc)+BasI1(M*Rc)*BasK0(M*Rin);
    Eff = 2*Rin*basselu/(M*(Rc*Rc-Rin*Rin)*bassell);
    Effo = 1-(1-Eff)*Af/Ato;
    return Effo;
}

//Heat Transfer coefficient of Air(kW/sqr.m K)
float Uair(float Ta, float Ma, float Wa)
{
    float Ha, Req, Ga, SD, Cpv;
    if (Ta <= 50)
        Cpv = 1.8103987308;
    else
        Cpv = 1.6941431989;
    SD = sqrt(Tspace*Tspace/4.0+Rspace*Rspace);
    Ga = Ma*Tspace/(2.0*Asec*(SD-OD));
    Req = Ga*Tspace/AVis(Ta);
    Ha = 0.195*Ga*(Cpa+Wa*Cpv)*pow(APr(Ta), -2.0/3.0)*pow(Req, -0.35);
    return Ha;
}

float Uwd(float Tr, float Mr, float Ta, float Wa, float L, int j)
//Over all Heat Transfer Coefficient of Condensate Water
// Tube wall and Refrigerant (kW/sqr.m K)
{
    float Um, hi, hk, Dpt, Ai, Ao;
    Ao = Alratio*L;
    Ai = Ao/Aratio;
    Dpt = AirTs(Ta, Wa);
    hi = HRsp(Tr, Mr, Ta, L, j);
    hk = log(OD/ID)/(2*Pi*L*Kc);
    Um = 1.0/(Ai*hi)+hk+dw/(Ao*Kw(Dpt));
    Um = 1.0/(Ai*Um);
    return Um;
}

float Tdp(float Tr, float Mr, float Ta, float Ma, float Wa, float L, int j)

```

```

// Dew Point Temperature of Air (C)
{ float Td,Ts2;
    Ts2 = AirTs(Ta,Wa);
    Td = Ts2+(Ts2-Tr)*Uwd(Tr,Mr,Ta,Wa,L,j)/(Uair(Ta,Ma,Wa)*Aratio);
    return Td;
}
float UwTpd(float Tr,float Mr,float Ta,float Wa,float L,float Xo,float Xi)
// Two phase Ovae All Heat Transfer Coefficient of Condensate Water
// Tube wall and Refrigerant (kW/sqr.m K)
{ float Um,hi,hk,Dpt,Ai,Ao;
    Ao = Alratio*L;
    Ai = Ao/Aratio;
    Dpt= AirTs(Ta,Wa);
    hi = Hreva(Tr,Mr,Xo,Xi,L);
    hk = log(OD/ID)/(2*Pi*L*Kc);
    Um = 1.0/(Ai*hi)+hk+dw/(Ao*Kw(Dpt));
    Um = 1.0/(Ai*Um);
    return Um;
}

float TdpTp(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,float Xo,float Xi)
// Dew Point Temperature of Air in Two Phase (C)
{ float Td,Ts2;
    Ts2 = AirTs(Ta,Wa);
    Td = Ts2+(Ts2-Tr)*UwTpd(Tr,Mr,Ta,Wa,L,Xo,Xi)/(Uair(Ta,Ma,Wa)*
Aratio);
    return Td;
}

float Uw(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float Twm,float L,int j)
// Heat Transfer Coefficient of Condensate Water (kW/sqr.m K)
{ float Um,hi,how,yco,Ao,Ai,FE;
    FE = FinEff(Uair(Ta,Ma,Wa));
    Ao = Alratio*L;
    Ai = Ao/Aratio;
    hi = HRsp(Tr,Mr,Ta,L,j);
    yco = dw/(Kw(Twm)*Ao*FE);
    how= log(OD/ID)/(2*Pi*Kc*L);
    Um = 1/(hi*Ai)+yco+how;
    Um = 1/(Ai*Um);
    return Um;
}

float UwTp(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float Twm,float L,float
Xo,float Xi)
// Heat Transfer Coefficient of Condensate Water (kW/sqr.m K)

```

```

{ float Um,hi,how,yco,Ao,Ai,FE;
  FE = FinEff(Uair(Ta,Ma,Wa));
  Ao = Alratio*L;
  Ai = Ao/Aratio;
  hi = Hreva(Tr,Mr,Xo,Xi,L);
  yco = dw/(Kw(Twm)*Ao*FE);
  how = log(OD/ID)/(2*Pi*Kc*L);
  Um = 1/(hi*Ai)+yco+how;
  Um = 1/(Ai*Um);
return Um;
}

// Temperature of Condensate Water ( C)
float ATsEnSp(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,int j)
{ float Ao,Ai,Cpr,Tsi,Hsi,Hsc,Ts0,Ts1,Uh,Lh,Wsi;
int stop;
  if (Ta<=50)
    Cpr = 1.8103987308;
  else
    Cpr = 1.6941431989;
  Ts0 = Tr;
  Ts1 = Ta;
  stop = 0;
  while (stop < 2)
  {
    Tsi = (Ts0+Ts1)/2;
    Wsi = 0.62198*SPres(Tsi)/(101.325-SPres(Tsi));
    Uh = Uair(Ta,Ma,Wa)*(Ta-Tsi);
    Lh = Uair(Ta,Ma,Wa)*(Wa-Wsi)*VaHfg(Tsi)/(Cpa-Wa*Cpr);
    Hsi = Uh+Lh;
    Hsc = Uw(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,Tsi,L,j)*(Tsi-Tr)/Aratio;
    if (Hsc < Hsi)
      Ts0 = Tsi;
    else
      Ts1 = Tsi;
    if (fabs((Hsc-Hsi)*100/Hsi) <=0.005)
      stop = 3;
  }
return Tsi;
}

// Outlet Temperature of Air
float Tawo(float Ta,float Ma,float Wa,float Tas,float L)
{ float Tweto,Ao,Cpv,Cpm,Um1,Um2;
int stop;
  if (Ta<= 50)

```

```

        Cpv = 1.8103987308;
    else
        Cpv = 1.6941431989;
    Cpm = Cpa+Wa*Cpv;
    Ao = Alratio*L;
    Um1 = Uair(Ta,Ma,Wa)*Ao/2;
    Um2 = Ma*Cpm*Ta-Um1*(Ta-2*Tas);
    Tweto = Um2/(Um1+Ma*Cpm);
    if (Tweto > Ta)
        Tweto = Ta;
    return Tweto;
}
float Wweto(float Ta,float Ma,float Wa,float Tas,float L)
// Outlet Humidity ratio of air
{
    float Wo,hm,Ao,Cpw,Wsi,To,Wsat2,Cpm,Um1,Um2;
    int stop;
    if(Ta <= 50)
        Cpw = 1.8103987308;
    else
        Cpw = 1.6941431989;
    Cpm = Cpa+Wa*Cpw;
    Ao = Alratio*L;
    hm = Uair(Ta,Ma,Wa)*Ao/(2*Cpm);
    Wsi = 0.62198*SPres(Tas)/(101.325-SPres(Tas));
    Um1 = Ma*Wa-hm*(Wa-2*Wsi);
    Um2 = Ma+hm;
    Wo = Um1/Um2;
    if (Wo > Wa )
        Wo = Wa;
    To = Tawo(Ta,Ma,Wa,Tas,L);
    Wsat2 = 0.62198*SPres(To)/(101.325-SPres(To));
    if (Wo > Wsat2)
        Wo = Wsat2;
    return Wo;
}

// Temperature of Condensate Water in Two phase ( C)
float ATsEnTp(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,float Xo,float Xi)
{ float Cpr,Tsi,Hsi,Hsc,Ts0,Ts1,Uh,Lh,Wsi;
    int stop;
    if (Ta<=50)
        Cpr = 1.8103987308;
    else
        Cpr = 1.6941431989;
    Ts0 = Tr;

```

```

Tsl = Ta;
stop = 0;
while (stop < 2)
{
    Tsi = (Ts0+Tsl)/2;
    Wsi = 0.62198*SPres(Tsi)/(101.325-SPres(Tsi));
    Uh = Uair(Ta, Ma, Wa)*(Ta-Tsi);
    Lh = Uair(Ta, Ma, Wa)*(Wa-Wsi)*VaHfg(Tsi)/(Cpa-Wa*Cpr);
    Hsi = Uh+Lh;
    Hsc = UwTp(Tr, Mr, Ta, Ma, Wa, Tsi, L, Xo, Xi)*(Tsi-Tr)/Aratio;
    if (Hsc < Hsi)
        Ts0 = Tsi;
    else
        Tsl = Tsi;
    if (fabs((Hsc-Hsi)*100/Hsi)<=0.005)
        stop = 3;
}
return Tsi;
}

float SpUo(float Tr, float Mr, float Ta, float Ma, float Wa, float L, int j)
{ // Single phase overall heat transfer coefficient (kW/sqr.m K)
float Uout, hi, ho, Ai, Ao, Tc;
    hi = HRsp(Tr, Mr, Ta, L, j);
    ho = Uair(Ta, Ma, Wa);
    Ao = Alratio*L;
    Ai = Ao/Aratio;
    Uout = 1.0/(hi*Ai)+log(OD/ID)/(2.0*Pi*Kc*L) + 1.0/(FinEff(ho)*ho*Ao);
    Uout = 1.0/(Uout*Ao);
return Uout;
}

float TpUocon(float Tr, float Mr, float Ta, float Ma, float Wa, float L, float Xo, float Xi)
{ // Two phase condenser overall heat transfer coefficient (kW/sqr.m K)
float Uo, ho, hi, Ai, Ao, Xm, Tc;
    Xm = (Xo+Xi)/2;
    hi = HrconTp(Tr, Mr, Xm);
    ho = Uair(Ta, Ma, Wa);
    Ao = Alratio*L;
    Ai = Ao/Aratio;
    Uo = 1.0/(hi*Ai)+log(OD/ID)/(2.0*Pi*Kc*L) + 1.0/(FinEff(ho)*ho*Ao);
    Uo = 1.0/(Uo*Ao);
return Uo;
}

float TpUoEva(float Tr, float Mr, float Ta, float Ma, float Wa, float L, float Xo, float Xi)

```



```

{ //Two phase eveporator heat transfer coefficient (kW/sqr.m K)
float Uo,ho,hi,Ai,Ao,Tc;
  hi = Hreva(Tr,Mr,Xo,Xi,L);
  ho = Uair(Ta,Ma,Wa);
  Ao = Alratio*L;
  Ai = Ao/Aratio;
  Uo = 1.0/(hi*Ai)+log(OD/ID)/(2.0*Pi*Kc*L) +1.0/(FinEff(ho)*ho*Ao);
  Uo = 1.0/(Uo*Ao);
  return Uo;
}

// Number Transfer Unit in single phase
float NUT(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,int j)
{ float N,Ao,Uo; //dimensionless
  Ao = Alratio*L;
  Uo = SpUo(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,j);
  N = Ao*Uo/Cmin(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j);
  return N;
}

// Number Transfer Unit in Two phase of Condenser
float NUTTPC(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,float Xo,float Xi)
{ float NU,Ao,Uo; //dimensionless
  Ao = Alratio*L;
  Uo = TpUocon(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,Xo,Xi);
  NU = Ao*Uo/CminTp(Ta,Ma,Wa);
  return NU;
}

// Number Transfer Unit in Two phase of Evaporator
float NUTTPE(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,float Xo,float Xi)
{ float NU,Ao,Uo; //dimensionless
  Ao = Alratio*L;
  Uo = TpUoEva(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,Xo,Xi);
  NU = Ao*Uo/CminTp(Ta,Ma,Wa);
  return NU;
}

// Effective Number Transfer Unit in single phase
float EffNUT(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,int j)
{ float EN,NU,Cef; //dimensionless
  NU = NUT(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,j);
  Cef= Ceff(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j);
  EN= 1-exp(pow(NU,0.22)*(exp(-Cef*pow(NU,0.78))-1)/Cef);
  return EN;
}

```

```

// Effective Number Transfer Unit in Two phase of Condenser
float EfNUTTPC(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,float Xo,float
Xi)
{ float EN,NU; //dimensionless
  NU = NUTTPC(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,Xo,Xi);
  EN = 1-exp(-NU);
  return EN;
}

// Effective Number Transfer Unit in Two phase of Evaporator
float EfNUTTPE(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,float Xo,float
Xi)
{ float EN,NU; //dimensionless
  NU = NUTTPE(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,Xo,Xi);
  EN = 1-exp(-NU);
  return EN;
}

// Temperature of hot fluid out
float Thout(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,int j)
{ float Tho,Th,Tc; //(C)
  if (Tr>Ta) {
    Th = Tr;
    Tc = Ta; }
  else {
    Th = Ta;
    Tc = Tr; }
  Tho=Th-EffNUT(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,j)*Cmin(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j)*(Th-Tc)/Ch
(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j);
  return Tho;
}

// Temperature of cold fluid out
float Tcout(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,int j)
{ float Tco,Th,Tc; //(C)
  if (Tr>Ta)
  {
    Th = Tr;
    Tc = Ta;
  }
  else
  {
    Th = Ta;
    Tc = Tr;
  }
}

```

```

Tco=Tc+EffNUT(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,j)*Cmin(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j)*fabs(Th-Tc)/Cc
(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j);
    return Tco;
}

// Temperature of hot fluid out in two phase
float ThoTp(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,float Xo,float Xi)
{ float Tho,Th,Tc; //(C)
    Th = Ta;
    Tc = Tr;
    Tho = Th-EfNUTTPE(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,Xo,Xi)*(Th-Tc);
    return Tho;
}

// Temperature of cold fluid out in two phase
float TcoTp(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,float Xo,float Xi)
{ float Tco,Th,Tc; //(C)
    Th = Tr;
    Tc = Ta;
    Tco = Tc+EfNUTTPC(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,Xo,Xi)*(Th-Tc);
    return Tco;
}

// Heat transfer in single phase
float QactSp(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,int j)
{ float Q; //(kW)
    Q = EffNUT(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,j)*Cmin(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j)*fabs(Tr-Ta);
    return Q;
}

// heat tranfer in two phase in condenser
float QactTpC(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,float Xo,float Xi)
{ float Q; //(kW)
    Q = EfNUTTPC(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,Xo,Xi)*CminTp(Ta,Ma,Wa)*(Tr-Ta);
    return Q;
}

// heat transfer in two phase in evaporator
float QactTpE(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float L,float Xo,float Xi)
{ float Q; //(kW)
    Q = EfNUTTPE(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,Xo,Xi)*CminTp(Ta,Ma,Wa)*(Ta-Tr);
    return Q;
}

float dLSp(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float To,int j)
{ float cef,efnu,Nut,Ao,L,N0,N1,E,dl; //(m)
    int Stop;
    Stop = 0;
    N0 = 0;
    N1 = 10;
}

```

```

cef = Ceff(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j);
if (Tr>Ta)
    efnu = Ch(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j)*fabs(Tr-To)/(Cmin(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j)*(Tr-
Ta));
else
    efnu = Cc(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j)*fabs(To-Tr)/(Cmin(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j)*(Ta-
Tr));
while (Stop < 2)
    {
    Nut = (N0+N1)/2;
    E = 1-exp(pow(Nut,0.22)*(exp(-cef*pow(Nut,0.78))-1.0)/cef);
    if (efnu < E)
        N1 = Nut;
    else
        N0 = Nut;
    if (fabs(efnu-E) <= 0.00000005)
        Stop = 3;
    }
L = Lince;
Stop = 0;
while (Stop < 2)
    {
    Ao = Nut*Cmin(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j)/SpUo(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,j);
    dl = Ao/Alratio;
    if (fabs(L-dl) <= 0.00000005)
        Stop = 3;
    L = dl;
    }
return dl;
}

```

```

float dLTpC(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float Xo,float Xi)
{
float Q,Um,Area,Ll,lt; //(m)
int Stopl;
Q = Mr*(Xi-Xo)*RHfg(Tr);
Ll = Lince;
Stopl = 0;
while (Stopl < 2)
    {
    Um = TpUocon(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,Ll,Xo,Xi);
    Area = Q/(Um*(Tr-Ta));
    lt = Area/Alratio;
    if (fabs(Ll-lt) <= 0.000005)
        Stopl = 3;
    Ll = lt;
    }
}

```

```

    return Lt;
}
float dLTpE(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,float Xo,float Xi)
{ float Um,Ao,L,Qe,dl; //(m)
  int Stop;
  Stop = 0;
  Qe = Mr*(Xo-Xi)*RHfg(Tr);
  L = Lince;
  while (Stop < 2)
  {
    Um = TpUoEva(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,L,Xo,Xi);
    Ao = Qe/(Um*(Ta-Tr));
    dl = Ao/Alratio;
    if (fabs(L-dl) <= 0.0000005)
      Stop = 3;
    L = dl;
  }
  return dl;
}

```

```

void Evaporator(float Tr,float Mr,float Pr,float Ta,float Ma,float Wa)
// Ta,Ma,Wa = Air at eveporator inlet
// Tr,Mr,Pr = Refrigerent at eveporator outlet
{ float Tro,Pri,Tm,Heat,Qt,SumL,SumHeat,dL,Trsat,Xi,Xo,Xic,Prsat;
  float Twet,dXoi,Wao,Tri1,Tri2,Trip,Trm,Tao,To1,Twem,Tw0,Tw1,Hasw;
  float Hasc,dL0,dL1,Tube,Tu0,Tu1,Tube,Hai,Hao;
  int Phase,ans1,ans2,ans3,stop,stop2,stop3,Wet;

```

```

  Af = 54.8105; //fin area (sqr.m)
  Ato = 56.6406 ;//Total out side area (sqr.m)
  Lt = 17.04; // Total lengh of coil (m)
  Asec = 0.076325; //cross section area of coil (sqr.m)
  Aratio = 33.48279; // ratio of out side area to in side area
  Alratio = 0.830995; // ratio of out side area to unit lengh

```

```

  SumL = 0.0;
  SumHeat = 0.0;
  Xo = 1.0;
  Wet = 0; //dry coil
  ans1 = 0;
  Phase = 3; //Phase of refrigerant 3 = gas phase
  ans2 = 0;
  ans3 = 0;
  while (ans1 < 2) //Refrigerant in super heat
  { dL = Lince;
    if (Wet < 2) // dry coil

```

```

{
  Tri1 = Tr-15.0;
  Tri2 = Tr;
  stop3 = 0;
  // calculate inlet temperature of refrigerant
  while (stop3 < 2)
  {
    Trip = (Tri1+Tri2)/2;
    Tro = Tcout(Trip,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Phase);
    if (Tro < Tr)
      Tri1 = Trip;
    else
      Tri2 = Trip;
    if (fabs(Tro - Tr)<=0.0005)
      stop3 = 3;
  }
  Trm =(Trip+Tr)/2;
  Pri = Pr +Prdrop(Trm,Mr,dL,Phase);
  Trsat = Trs(Pri);
  if (Trip <= Trsat) // calculate saturated condition
  {
    stop2 = 0;
    while (stop2 < 2)
    {
      Trip = Trsat;
      dL = dLSp(Trip,Mr,Ta,Ma,Wa,Tr,Phase);
      Trm = (Trip+Tr)/2;
      Pri = Pr+Prdrop(Trm,Mr,dL,Phase);
      Trsat = Trs(Pri);
      if (fabs(Trip-Trsat) <= 0.0005)
        stop2 = 3;
    }
    ans1 = 3; // exit calculate in super heat
  }
  Wao = Wa; // outlet humidity ratio of air
  // outlet temperature of air
  Tao = Thout(Trip,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Phase);
  // dew point temperature of air
  Twet= Tdp(Trip,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Phase);
  if (Tao < Twet)
    Wet = 3;
  Qt = QactSp(Trip,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Phase);
}
if (Wet > 2) // calculate in wet coil
{
  Hai = Cpa*Ta+Wa*VaEn(Ta);

```

```

Tube = ATsEnSp(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Phase); // film water temp.
Tao = Tawo(Ta,Ma,Wa,Tube,dL); // outlet temperature of air
Wao = Wweto(Ta,Ma,Wa,Tube,dL); //outlet humidity ratio of air
Hao = Cpa*Tao+Wao*VaEn(Tao);
Qt =Ma*(Hai -Hao);
// inlet temperature of refrigerant
Trip = Tr -Qt/Cc(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,Phase);
Trm =(Trip+Tr)/2;
Pri = Pr +Prdrop(Trm,Mr,dL,Phase);
Trsat = Trs(Pri);
if (Trip <= Trsat) // saturated condition
{
dL0 = 0.0;
dL1 = Lince;
stop2 = 0;
while (stop2 < 2)
{
dL = (dL0+dL1)/2.0;
Hai = Cpa*Ta+Wa*VaEn(Ta);
Tube = ATsEnSp(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Phase);
Tao = Tawo(Ta,Ma,Wa,Tube,dL);
Wao = Wweto(Ta,Ma,Wa,Tube,dL);
Hao = Cpa*Tao+Wao*VaEn(Tao);
Qt =Ma*(Hai -Hao);
Trip = Tr -Qt/Cc(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,Phase);
Trm =(Trip+Tr)/2;
Pri = Pr +Prdrop(Trm,Mr,dL,Phase);
Trsat = Trs(Pri);
if (Trip < Trsat)
dL1 = dL;
else
dL0 = dL;
if (fabs(Trip -Trsat)< 0.0005)
stop2 = 3;
}
ans1 = 3;
}
}
SumL = SumL+dL;
if (SumL >= Lt)
{
dL = Lt -SumL+dL;
if (Wet <2)
{
Tri1 = Trip-3.0;
Tri2 = Tr;
stop3 = 0;
while (stop3 < 2)

```

```

        {
            Trip = (Tri1+Tri2)/2;
            Tro = Tcout(Trip,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Phase);
            if (Tro < Tr)
                Tri1 = Trip;
            else
                Tri2 = Trip;
            if (fabs(Tro - Tr)<=0.0005)
                stop3 = 3;
        }
        Wao = Wa;
        Tao = Thout(Trip,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Phase);
        Qt = QactSp(Trip,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Phase);
    }
    else
    {
        Hai = Cpa*Ta+Wa*VaEn(Ta);
        Tube = ATsEnSp(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Phase);
        Tao = Tawo(Ta,Ma,Wa,Tube,dL);
        Wao = Wweto(Ta,Ma,Wa,Tube,dL);
        Hao = Cpa*Tao+Wao*VaEn(Tao);
        Qt = Ma*(Hai -Hao);
        Trip = Tr -Qt/Cc(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,Phase);
        Trm =(Trip+Tr)/2;
        Pri = Pr +Prdrop(Trm,Mr,dL,Phase);
    }
    ans1 = 3;
    ans2 = 3;
    ans3 = 3;
    Xrout = 1.5;
}
Ta = Tao;
Pr = Pri;
Tr = Trip;
Wa = Wao;
SumHeat = SumHeat + Qt;
} // Super heat
while (ans2 < 2) //Two Phase
{
    Xi = Xo -0.1;
    if (Xi < 0.0)
        Xi = 0.0;
    if (Wet < 2)
    {
        stop3 = 0;
        Tri1 = Tr+3.0;
    }
}

```



```

Tri2 = Tr;
while (stop3 < 2)
{ Trip = (Tri1+Tri2)/2;
  dL = Lince;
  stop = 0;
  while (stop < 2)
  {
    Trm = (Trip+Tr)/2;
    Pri = Pr+RePdrop(Trm,Mr,dL,Xo,Xi);
    Trsat = Trs(Pri);
    Tm = (Trsat + Tr)/2;
    Qt = QactTpE(Trip,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Xo,Xi);
    Xic = Xo-Qt/(Mr*RHfg(Tm));
    if (Xic < 0.0)
      Xic = 0.0;
    if (fabs(Xic-Xi)<0.0000005)
      stop = 3;
      Xi = Xic;
  }
  if ( Trip < Trsat)
    Tri2 = Trip;
  else
    Tri1 = Trip;
  if (fabs(Trip - Trsat)<=0.0005)
    stop3 = 3;
}
if (Xi <= 0.00005)
{
  stop = 0;
  Xi = 0.0;
  Tri1 = Tr+3.0;
  Tri2 = Tr;
  while (stop < 2)
  {
    Trip = (Tri1+Tri2)/2;
    dL = dLTpE(Trip,Mr,Ta,Ma,Wa,Xo,Xi);
    Trm = (Tr+Trip)/2;
    Pri = Pr+RePdrop(Trm,Mr,dL,Xo,Xi);
    Trsat = Trs(Pri);
    if ( Trip < Trsat)
      Tri2 = Trip;
    else
      Tri1 = Trip;
    if (fabs(Trip - Trsat)<=0.0005)
      stop = 3;
  }
}

```

```

    ans2 = 3;
  }
  Wao = Wa;
  Tao = ThoTp(Trip,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Xo,Xi);
  Trm =(Trip+Tr)/2;
  Twet = TdpTp(Trm,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Xo,Xi);
  if (Tao <= Twet)
    Wet = 3;
  Qt = QactTpE(Trip,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Xo,Xi);
}
if (Wet > 2)
{
  stop3=0;
  while (stop3 < 2)
  {
    dL = Lince;
    Hai = Cpa*Ta+Wa*VaEn(Ta);
    Tube = ATsEnTp(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Xo,Xi);
    Tao = Tawo(Ta,Ma,Wa,Tube,dL);
    Wao = Wweto(Ta,Ma,Wa,Tube,dL);
    Hao = Cpa*Tao+Wao*VaEn(Tao);
    Qt =Ma*(Hai -Hao);
    Pri = Pr+RePdrop(Tr,Mr,dL,Xo,Xi);
    Trip = Trs(Pri);
    Tm = (Trip + Tr)/2;
    Xic = Xo-Qt/(Mr*RHfg(Tm));
    if (Xic < 0.0)
      Xic = 0.0;
    if (fabs(Xic-Xi)<0.00005)
      stop3 = 3;
      Xi = Xic;
  }
  if (Xi < 0.00005)
  { Xi = 0.0;
    dL0 = 0.0;
    dL1 = Lince;
    stop2 = 0;
    while (stop2 < 2)
    {
      dL = (dL0+dL1)/2.0;
      Hai = Cpa*Ta+Wa*VaEn(Ta);
      Tube = ATsEnTp(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Xo,Xi);
      Tao = Tawo(Ta,Ma,Wa,Tube,dL);
      Wao = Wweto(Ta,Ma,Wa,Tube,dL);
      Hao = Cpa*Tao+Wao*VaEn(Tao);
      Qt =Ma*(Hai -Hao);

```

```

Pri = Pr+RePdrop(Tr,Mr,dL,Xo,Xi);
Trip = Trs(Pri);
Tm = (Trip + Tr)/2;
Xic = Xo-Qt/(Mr*RHfg(Tm));
if (Xic < 0.0)
  Xic = 0.0;
if (fabs(Xic)<0.00005)
  stop2 = 3;
if (Xic < 0.0)
  dL1 = dL;
else
  dL0 = dL;
}
ans2 = 3;
}
}
SumL = SumL+dL;
if (SumL >= Lt)
{
  dL = Lt-SumL+dL;
  if (Wet < 2)
  {
    stop3 = 0;
    Tri1 = Tr+3.0;
    Tri2 = Tr;
    while ( stop3 < 2)
    {
      stop = 0;
      while (stop < 2)
      {
        Trip = (Tri1+Tri2)/2;
        Trm =(Tr+Trip)/2;
        Pri = Pr+RePdrop(Trm,Mr,dL,Xo,Xi);
        Trsat = Trs(Pri);
        Tm = (Trsat + Tr)/2;
        Qt = QactTpE(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Xo,Xi);
        Xic = Xo-Qt/(Mr*RHfg(Tm));
        if (Xic < 0.0)
          Xic = 0.0;
        if (fabs(Xi-Xic) <= 0.0000005)
          stop = 3;
        Xi = Xic;
      }
      if ( Trip < Trsat)
        Tri2 = Trip;
      else

```

```

        Trip1 = Trip;
        if (fabs(Trip - Trsat)<=0.0005)
            stop3 = 3;
    }
    Wao = Wa;
    Tao = ThoTp(Trip,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Xo,Xi);
    Qt = QactTpE(Trip,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Xo,Xi);
}
else
{
    stop2 = 0;
    while (stop2 < 2)
    {
        Hai = Cpa*Ta+Wa*VaEn(Ta);
        Tube = ATsEnTp(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,dL,Xo,Xi);
        Tao = Tawo(Ta,Ma,Wa,Tube,dL);
        Wao = Wweto(Ta,Ma,Wa,Tube,dL);
        Hao = Cpa*Tao+Wao*VaEn(Tao);
        Qt =Ma*(Hai -Hao);
        Pri = Pr+RePdrop(Tr,Mr,dL,Xo,Xi);
        Trip = Trs(Pri);
        Tm = (Trip + Tr)/2;
        Xic = Xo-Qt/(Mr*RHfg(Tm));
        if (Xic < 0.0)
            Xic = 0.0;
        if (fabs(Xic-Xi)<0.00005)
            stop2 = 3;
        Xi = Xic;
    }
}
ans2 = 3;
ans3 = 3;
Xrout = Xi;

}
SumHeat = SumHeat+Qt;
Wa =Wao;
Ta = Tao;
Pr = Pri;
Xo = Xi;
Tr = Trip;
} // Two Phase
Phase = 0; // liquid
while (ans3<2) //Subcool
{ dL =Lince;
  SumL = SumL+dL;

```

```

if (SumL >= Lt)
  { dL = Lt - SumL + dL;
    ans3 = 3;
  }
if (Wet < 2)
  {
  stop3 = 0;
  Tri1 = Tr - 15;
  Tri2 = Tr;
  while (stop3 < 2)
    {
    Trip = (Tri1 + Tri2) / 2;
    Tro = Tcout(Trip, Mr, Ta, Ma, Wa, dL, Phase);
    if (Tro < Tr)
      Tri1 = Trip;
    else
      Tri2 = Trip;
    if (fabs(Tro - Tr) <= 0.0005)
      stop3 = 3;
    }
  Wao = Wa;
  Tao = Thout(Trip, Mr, Ta, Ma, Wa, dL, Phase);
  Twet = Tdp(Trip, Mr, Ta, Ma, Wa, dL, Phase);
  if (Tao < Twet)
    Wet = 3;
  Qt = QactSp(Trip, Mr, Ta, Ma, Wa, dL, Phase);
  }
if (Wet > 2)
  {
  Hai = Cpa * Ta + Wa * VaEn(Ta);
  Tube = ATsEnSp(Tr, Mr, Ta, Ma, Wa, dL, Phase);
  Tao = Tawo(Ta, Ma, Wa, Tube, dL);
  Wao = Wweto(Ta, Ma, Wa, Tube, dL);
  Hao = Cpa * Tao + Wao * VaEn(Tao);
  Qt = Ma * (Hai - Hao);
  Trip = Tr - Qt / Cc(Tr, Mr, Ta, Ma, Wa, Phase);
  Trm = (Trip + Tr) / 2;
  }
Pri = Pr + Prdrop(Trm, Mr, dL, Phase);
if (Trip < -50)
  ans3 = 3;
Ta = Tao;
Pr = Pri;
Tr = Trip;
Wa = Wao;
SumHeat = SumHeat + Qt;

```

```

        Xrout = -1.0;
    } //Subcool
    Treve = Trip;
    Preve = Pri;
    Taco = Tao;
    Waeo = Wao;
    HeatEve = SumHeat;
} // eveporator

void Condenser(float Tr,float Mr,float Pr,float Ta,float Ma,float Wa)
// Ta,Wa = Air at condenser outlet
// Tr,Mr,Pr = Refrigerent at condenser inlet
{ float Tro,Pro,Tm,Heat,Qt,SumL,SumHeat,dL,Trsat,Xi,Xoi,Xoc,Tai1,Tai2,Taip;
  float Tao,To1,dfo;
  int Phase,ans1,ans2,ans3,stop,stop2,stop3;
  Af = 95.1833; //sqr m
  Ato = 97.95847; //sqr m
  Lt = 12.78; //m
  Asec = 0.3266; //m
  Aratio =38.5932;
  Alratio = 0.957829;
  Phase = 3; // gas
  SumL = 0.0;
  SumHeat = 0.0; // Heat transfer in condenser
  Xi = 1; // Vapor quality of refrigerent
  ans1 = 0;
  ans2 = 0;
  ans3 = 0;
  while (ans1 <2) // Super Heat
  { stop3 = 0;
    Tai1 = Ta -5.0; // Initial temperature of air
    Tai2 = Ta;
    while (stop3 < 2)
    { dL = Lince;
      Taip=(Tai1+Tai2)/2; // Air temperature inlet at node i+1
      Tao = Tcout(Tr,Mr,Taip,Ma,Wa,dL,Phase);
      if (Tao < Ta)
        Tai1 = Taip;
      else
        Tai2= Taip;
      if (fabs(Tao -Ta)<=0.0005)
        stop3 = 3;
    } // end of calculate air temperature(Taip) inlet at node i+1
    // Temperature of refrigerent at node i+1
    Tro = Thout(Tr,Mr,Taip,Ma,Wa,dL,Phase); // 0 = dry coil
    // Pressure of refrigerent at node i+1

```

```

Pro = Pr -Prdrop(Tr,Mr,dL,Phase);
// saturated temperature of refrigerent
Trsat = Trs(Pro);
if (Tro <= Trsat)
// calculate area for node i and saturate temperature
{
  stop2 = 0;
  while (stop2 < 2)
  {
    Tro = Trsat;
    dL = dLSp(Tr,Mr,Taip,Ma,Wa,Trsat,Phase);
    Pro = Pr -Prdrop(Tr,Mr,dL,Phase);
    Trsat = Trs(Pro);
    if (fabs(Tro-Trsat) <= 0.005)
      stop2 = 3;
  }
  stop3 = 0;
  Tai1 = Taip-5.0; // Initial temperature of air
  Tai2 = Ta;
  while (stop3 < 2)
  {
    Taip=(Tai1+Tai2)/2; // Air temperature inlet at node i+1
    Tao = Tcout(Tr,Mr,Taip,Ma,Wa,dL,Phase);
    if (Tao < Ta)
      Tai1 = Taip;
    else
      Tai2= Taip;
    if (fabs(Tao -Ta)<=0.0005)
      stop3 = 3;
  }
  ans1 = 3;
}
SumL = SumL+dL;
if (SumL >= Lt)
// calculate area of the end node
{
  dL = Lt -SumL+dL;
  stop3 = 0;
  Tai1 = Taip-5.0; // Initial temperature of air
  Tai2 = Ta;
  while (stop3 < 2)
  {
    Taip=(Tai1+Tai2)/2; // Air temperature inlet at node i+1
    Tao = Tcout(Tr,Mr,Taip,Ma,Wa,dL,Phase);
    if (Tao < Ta)
      Tai1 = Taip;
    else
      Tai2= Taip;
  }
}

```

```

    if (fabs(Tao - Ta) <= 0.0005)
        stop3 = 3;
    }
    Tro = Thout(Tr, Mr, Taip, Ma, Wa, dL, Phase);
    Pro = Pr - Prdrop(Tr, Mr, dL, Phase);
    ans1 = 3;
    ans2 = 3;
    ans3 = 3;
    Xrout = 1.5;
}
Qt = QactSp(Tr, Mr, Taip, Ma, Wa, dL, Phase);
Ta = Taip;
Pr = Pro;
Tr = Tro;
SumHeat = SumHeat + Qt;
} // Super heat
while (ans2 < 2) // Two Phase
{
    Tai1 = Ta - 5.0;
    Tai2 = Ta;
    stop3 = 0;
    while (stop3 < 2)
    {
        Xoi = Xi - 0.1;
        if (Xoi <= 0.0)
            Xoi = 0.0;
        dL = Lince;
        Taip = (Tai1 + Tai2) / 2;
        stop = 0;
        while (stop < 2)
        {
            Pro = Pr + RcPdrop(Tr, Mr, dL, Xoi, Xi);
            Trsat = Trs(Pro);
            Tm = (Trsat + Tr) / 2;
            Qt = QactTpC(Tr, Mr, Taip, Ma, Wa, dL, Xoi, Xi);
            Xoc = Xi - Qt / (Mr * RHfg(Tm));
            if (Xoc <= 0.0)
                Xoc = 0.0;
            if (fabs(Xoc - Xoi) <= 0.000005)
                stop = 3;
            Xoi = Xoc;
        } // end of calculate vapor quality of refrigerent outlet
        Tao = TcoTp(Tr, Mr, Taip, Ma, Wa, dL, Xoi, Xi);
        if (Tao < Ta)
            Tai1 = Taip;
        else
            Tai2 = Taip;
    }
}

```



```

if (fabs(Ta-Tao)<=0.0005)
    stop3 =3;
} // end of calculate air temperature inlet
if (Xoi <= 0.00005)
    { stop = 0;
      Xoi = 0.0;
      Tai1 = Taip-5.0;
      Tai2 = Ta;
//calculate area and temperature of air at vapor quality of refrigerent = 0.0
      while (stop < 2)
          {
            Taip =(Tai1+Tai2)/2.0;
            dL = dLTpC(Tr,Mr,Taip,Ma,Wa,Xoi,Xi);
            Tao = TcoTp(Tr,Mr,Taip,Ma,Wa,dL,Xoi,Xi);
            if (Tao < Ta )
                Tai1 = Taip;
            else
                Tai2 = Taip;
            if (fabs(Ta-Tao)<=0.0005)
                stop =3;
          } //end of calculate dl and Tao
      Pro = Pr+RcPdrop(Tr,Mr,dL,Xoi,Xi);
      Trsat = Trs(Pro);
      Qt = QactTpC(Tr,Mr,Taip,Ma,Wa,dL,Xoi,Xi);
      ans2 = 3;
    } // end of calculate at Xoi = 0.0
SumL = SumL+dL;
if (SumL >= Lt)
    { stop = 0;
      stop3 = 0;
      dL = Lt-SumL+dL;
      Tai1 = Taip-5.0;
      Tai2 = Ta;
      while (stop3 < 2)
          {
            Taip =(Tai1+Tai2)/2.0;
            Xoi = Xi -0.1;
            if (Xoi <= 0.0)
                Xoi = 0.0;
            // calculate new Xoi at area dL
            while (stop < 2)
                {
                  Pro = Pr+RcPdrop(Tr,Mr,dL,Xoi,Xi);
                  Trsat = Trs(Pro);
                  Tm = (Trsat + Tr)/2;
                  Qt = QactTpC(Tr,Mr,Taip,Ma,Wa,dL,Xoi,Xi);
                }
          }
    }

```

```

Xoc = Xi-Qt/(Mr*RHfg(Tm));
if (Xoc < 0.0)
    Xoc = 0.0;
if( fabs(Xoi-Xoc) <= 0.00005)
    stop = 3;
    Xoi = Xoc;
} // end of calculate Xoi
Tao = TcoTp(Tr,Mr,Taip,Ma,Wa,dL,Xoi,Xi);
if (Tao < Ta )
    Tai1 = Taip;
    else
        Tai2 = Taip;
if (fabs(Ta-Tao)<=0.0005)
    stop3 =3;
} // end of calculate new Tao
ans2 = 3;
ans3 = 3;
Xrout = Xoi;
} // end of calculate Ltotal
SumHeat = SumHeat+Qt;
Ta = Taip;
Pr = Pro;
Xi = Xoi;
Tr = Trsat;
Tro = Trsat;
} // Two Phase
Phase = 0; // liquid
while (ans3<2) //calculate in Subcool
{ Tai1 = Ta-10.0;
  Tai2 = Ta;
  stop3 = 0;
  dL=Lince;
  SumL = SumL+dL;
  if (SumL >= Lt)
  { dL = Lt -SumL+dL;
    ans3 = 3;
  }
}
//calculate air temperature at inlet
while ( stop3 < 2)
{
    Taip = (Tai1 +Tai2)/2;
    Tao = Tcout(Tr,Mr,Taip,Ma,Wa,dL,Phase);
    if (Tao < Ta)
        Tai1 = Taip;
    else
        Tai2 = Taip;
}

```

```

        if (fabs(Ta-Ta0)<=0.0005)
            stop3 = 3;
        } //end of calculate Ta inlet
Tro = Thout(Tr,Mr,Taip,Ma,Wa,dL,Phase);
Qt = QactSp(Tr,Mr,Taip,Ma,Wa,dL,Phase);
Pro = Pr -Prdrop(Tr,Mr,dL,Phase);
Ta = Taip;
Pr = Pro;
Tr = Tro;
SumHeat = SumHeat + Qt;
Xrout = -1.0;
} //Subcool
Trcon = Tro;
Prcon = Pro;
Taco = Taip;
HeatCon = SumHeat;
} // condenser

float Fanpower(float Ma) //kW
{ float Po;
  Po = 9.81*Ma*Head/(1000*MotorEff);
  return Po;
}

void system1(void)
{ float Tr9,Trmax,Trmin,Hre1,Hre2;
  float SMER,COP,ComWork,condsate,TotPower,Xco,Hrcon,Hreva;
  float Tainput,Wainput,Mainput,AirRH,Tacout,Tamax,Tamin,Taocon;
  float Hrc[5];
  float Tsuper,Tsucsat,TotHeatC;
  int stopa,stopb,TTT,stopc,i;
  char true;
  char name[12];
  FILE *fn;

  stopc = 0;
  while (stopc < 2)
  {
    printf("Input name of data file : ");
    scanf("%s",&name);
    printf(" Input air temperature( C) : ");
    scanf("%f",&Tainput);
    printf(" Input air mass flow rate (kg/s):");
    scanf("%f",&Mainput);
    printf(" Input air relative humidity ratio (%) :");
    scanf("%f",&AirRH);
  }

```

```

printf(" Input refrigerant super heated temperature at compressor inlet ( 0-30 C): ");
scanf("%f",&Tsuper);
printf(" Input refrigerant pressuer at compress outlet (kPa):");
scanf("%f",&Prdisch);
printf(" Are all input constant correct?<Y/N> : ");
scanf(" %s",&true);
if (true == 'Y'||true == 'y')
    stopc = 3;
}
fn = fopen(name,"w");
fprintf(fn," SYSTEM 1 \n");
Wainput = 0.62198*AirRH*SPres(Tainput)/(10132.5-AirRH*SPres(Tainput));
printf(" Tain = %5.2f Mai = %7.4f Wai = %8.5f\n",Tainput,Mainput,Wainput);
fprintf(fn," Ambient air temperature           =%5.2f ( C)\n",Tainput);
fprintf(fn," Total air mass flow rate in system     =%7.4f (kg/s)\n",Mainput);
fprintf(fn," Ambient air relative humidity ratio       =%3.1f(%) \n",AirRH);
fprintf(fn," Ambient air humidity ratio                 =%8.5f \n",Wainput);
Tsucsat =Trs(391.85);
Tr9 = Tsucsat+Tsuper;
Trmin = Tr9;
Trmax = Tainput-1;
Prsuc = 391.85;
printf(" Presser at compressor outlet = % 7.2f\n",Prdisch);
printf(" Mr  Trmin  Trmax  Trsuc  Hrcon  Hreva\n");
stopb = 0;
while (stopb < 2)
{
    Compressor(Tr9,Prsuc,Prdisch);
    Evaporator(Tr9,Mrcom/4,Prsuc,Tainput,Mainput/4,Wainput);
    Xco = Xrout;
    Hreva = Enthalr(Treve,Preve,Xrout);
    Tacout = Taeo;
    TotHeatC =0.0;
    for (i=1;i<5;i++)
    {
        Taocon =Tacout;
        stopa = 0;
        Tamax = Taocon+20;
        if (Tamax > Trcom)
            Tamax = Trcom -1;
        Tamin = Taocon;
        Tacout = (Tamax+Tamin)/2;
    }
    while (stopa < 2)
    {
        Condenser(Trcom,Mrcom/8,Prdisch,Tacout,Mainput/2,Waeo);
        if (fabs(Taco-Taocon) <= 0.05)

```

```

        stopa = 3;
    if (fabs(Tamax-Tamin)<0.000005)
        stopa = 3;
    if (Taco > Taocon)
        Tamax = Tacout;
    else
        Tamin = Tacout;
        Tacout =(Tamax+Tamin)/2;
    }
    Hrc[i] = EnthlR(Trcon,Prcon,Xrout);
    TotHeatC = TotHeatC+HeatCon;
}
Hrcon = (Hrc[1]+Hrc[2]+Hrc[3]+Hrc[4])/4;
printf(" %8.4f %7.4f %7.4f %7.4f",Mrcom,Trmin,Trmax,Tr9);
printf(" %8.5f %8.5f",Hrcon,Hreva);
if (fabs((Hreva-Hrcon)*100/Hrcon) <= 0.1)
{
    stopb = 3;
    TTT = 0;
}
if (fabs((Trmin-Trmax)*100/Tr9) <= 0.01)
{
    stopb = 3;
    TTT = 3;
}
if (Hrcon > Hreva)
    Trmin = Tr9;
else
    Trmax = Tr9;
Tr9 = (Trmax+Trmin)/2;
Prsuc = Prs(Tr9-Tsuper);
}
fprintf(fn," Mass flow rate of refrigerant (kg/sec)      =%7.4f\n",Mrcom);
fprintf(fn," Vapor quality at evaporator inlet          =%8.5f\n",Xco);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at evaporator inlet(kPa) =%8.2f\n",Preve);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at evaporator inlet(C) =%6.2f\n",Treve);
fprintf(fn," Refrigerant enthalpy at evaporator inlet(kJ/kg) =%8.3f\n",Hreva);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at evaporator outlet (kPa) =%8.2f\n",Prsuc);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at evaporator outlet(C) =%6.2f\n",Tr9);
fprintf(fn," Vapor quality at condenser outlet                =%8.5f\n",Xrout);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at condenser outlet (kPa) =%8.2f\n",Prcon);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at condenser outlet (C) =%6.2f\n",Trcon);
fprintf(fn," Refrigerant enthalpy at condenser outlet(kJ/kg) =%8.3f\n",Hrcon);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at condenser inlet(kPa) =%8.2f\n",Prdisch);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at condenser inlet(C) =%6.2f\n",Trcom);
fprintf(fn," Air temperature at evaporator outlet (C)      =%6.2f\n",Taeo);

```

```

fprintf(fn," Air humidity ratio at evaporator outlet (C)   =%8.5f\n",Waeo);
fprintf(fn," Air temperature at condenser outlet (C)     =%6.2f\n",Tacout);

    Ed = 0.75;
    dryer(Tacout,Waeo,Ed);
fprintf(fn," Dryer efficiency                               =%4.2f\n",Ed);
fprintf(fn," Air temperature at dryer outlet (C)         =%6.2f\n",Tado);
fprintf(fn," Air humidity ratio at dryer outlet         =%8.5f\n",Wado);
    ComWork = Wcom/MotorEff;
fprintf(fn," Compressor work (kW)                       =%8.4f\n",ComWork);
    TotPower = ComWork+Fanpower(Mainput);
fprintf(fn," Total power of system (kW)                 =%8.4f\n",TotPower);
fprintf(fn," Total heat transfer in condenser (kW)        =%8.4f\n",2*TotHeatC);
fprintf(fn," Total heat transfer in evaporation(kW)       =%8.4f\n",4*HeatEve);
    condsate =3600*(Wado-Waeo)*Mainput;
fprintf(fn," Moisture extraction rate (kg/hr)             =%8.4f\n",condsate);
    COP = 2*TotHeatC/ComWork;
fprintf(fn," Coefficient of performance of heat pump       =%7.3f\n",COP);
    SMER = condsate/TotPower;
fprintf(fn," Specific moisture extraction rate (kg/kWh)       =%7.3f\n",SMER);
    printf(" Cop = %9.5f SMER= %9.5f\n",COP,SMER);
    if (TTT > 2)
    {
        printf(" System can not simulate with this condition\n");
        fprintf(fn," System can not simulate with this initial condition\n");
    }
    fclose(fn);
}

void system2(void)
{ float Tr9,Trmax,Trmin,Hre1,Hre2;
  float SMER,COP,ComWork,condsate,TotPower,Xco,Hrcon,Hreva;
  float Tainput,Wainput,Mainput,AirRH,Tacout,Tamax,Tamin,Taocon;
  float Hrc[5];
  float Tsuper,Tsucsat,TotHeatC;
  int stopa,stopb,TTT,stopc,i,stopd;
  char true;
  char name[12];
  FILE *fn;
  stopc = 0;
  while (stopc < 2)
  {
      printf("Input name of data file : ");
      scanf("%s",&name);
      printf(" Input air temperature( C) : ");
      scanf("%f",&Tainput);

```

```

printf(" Input air mass flow rate (kg/s):");
scanf("%f",&Mainput);
printf(" Input air relative humidity ratio (%):");
scanf("%f",&AirRH);
printf(" Input refrigerant super heated temperature at compressor inlet ( 0-30 C): ");
scanf("%f",&Tsuper);
printf(" Input refrigerant pressuer at compress outlet (kPa):");
scanf("%f",&Prdisch);
printf(" Are all input constant correct? <Y/N> :");
scanf(" %s",&>true);
if (true == 'Y'||true == 'y')
    stopc = 3;
}
fn = fopen(name,"w");
fprintf(fn," SYSTEM 2 \n");
Wainput = 0.62198*AirRH*SPres(Tainput)/(10132.5-AirRH*SPres(Tainput));
printf(" Tain = %5.2f Mai = %7.4f Wai = %8.5f\n",Tainput,Mainput,Wainput);
fprintf(fn," Ambient air temperature           =%5.2f ( C)\n",Tainput);
fprintf(fn," Total air mass flow rate in system    =%7.4f (kg/s)\n",Mainput);
fprintf(fn," Ambient air relative humidity ratio      =%3.1f(%) \n",AirRH);
fprintf(fn," Ambient air humidity ratio                 =%8.5f\n",Wainput);
Tsucsat =Trs(497.55);
Tr9 = Tsucsat+Tsuper;
Trmin = Tr9;
Prsuc = 479.55;
stopd =0;
printf(" Presser at compressor outlet = % 7.2f\n",Prdisch);
printf("  Mr  Trmin  Trmax  Trsuc  Hrcon  Hreva\n");
stopb = 0;
stopc = 0;
stopd = 0;
while (stopb < 2)
{
    Compressor(Tr9,Prsuc,Prdisch);
    Tacout = Tainput;
    TotHeatC=0.0;
    for (i=1;i<5;i++)
    {
        Taocon =Tacout;
        stopa = 0;
        Tamax = Taocon+20;
        if (Tamax > Trcom)
            Tamax = Trcom -1;
        Tamin = Taocon;
        Tacout = (Tamax+Tamin)/2;
        while (stopa < 2)

```

```

{
  Condenser(Trcom,Mrcom/8,Prdisch,Tacout,Mainput/2,Wainput);
  if (fabs(Taco-Taocon) <= 0.05)
    stopa = 3;
  if (fabs(Tamax-Tamin)< 0.000005)
    stopa = 3;
  if (Taco > Taocon)
    Tamax = Tacout;
  else
    Tamin = Tacout;
  Tacout =(Tamax+Tamin)/2;
}
Hrc[i] = Enthalr(Trcon,Prcon,Xrout);
TotHeatC = TotHeatC+HeatCon;
}
Xco = Xrout;
Hrcon = (Hrc[1]+Hrc[2]+Hrc[3]+Hrc[4])/4;
Ed = 0.75;
dryer(Tacout,Wainput,Ed);
Evaporator(Tr9,Mrcom/4,Prsuc,Tado,Mainput/4,Wado);
Hreva = Enthalr(Treve,Preve,Xrout);
printf(" %8.4f %7.4f %7.4f %7.4f",Mrcom,Trmin,Trmax,Tr9);
printf(" %8.5f %8.5f\n",Hrcon,Hreva);
if (Hrcon > Hreva)
{
  Trmin = Tr9;
  stopc = 3;
  if (stopd < 2)
  {
    Trmax = Tr9 +5.0;
    Tr9 = Trmax;
  }
}
else
{
  Trmax = Tr9;
  stopd =3;
  if (stopc < 2)
  {
    Trmin = Tr9 -5.0;
    Tr9 = Trmin ;
  }
}
if ( Trmax > Tado)
{
  Trmax = Tado -1;
}

```



```

        stopd = 3;
    }
    if (Trmin < -20)
    {
        Trmin = -20;
        stopc = 3;
    }
    if ((stopd > 2) && (stopa > 2))
        Tr9 = (Trmax+Trmin)/2;
    Prsuc = Prs(Tr9-Tsuper);
    if (fabs((Hreva-Hrcon)*100/Hrcon) <= 0.1)
    {
        stopb = 3;
        TTT = 0;
    }
    if (fabs((Trmin-Trmax)*100/Tr9) <= 0.01)
    {
        stopb = 3;
        TTT = 3;
    }
}

fprintf(fn," Mass flow rate of refrigerant (kg/sec)      =%7.4f\n",Mrcom);
fprintf(fn," Vapor quality at evaporator inlet          =%9.5f\n",Xrout);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at evaporator inlet(kPa) =%8.3f\n",Preve);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at evaporator inlet(C) =%8.2f\n",Treve);
fprintf(fn," Refrigerant enthalpy at evaporator inlet(kJ/kg) =%8.3f\n",Hreva);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at evaporator outlet (kPa) =%8.3f\n",Prsuc);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at evaporator outlet(C) =%8.2f\n",Tr9);
fprintf(fn," Vapor quality at condenser outlet                  =%9.5f\n",Xco);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at condenser outlet (kPa) =%8.3f\n",Prcon);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at condenser outlet (C) =%8.2f\n",Trcon);
fprintf(fn," Refrigerant enthalpy at condenser outlet(kJ/kg) =%8.3f\n",Hrcon);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at condenser inlet(kPa) =%8.3f\n",Prdisch);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at condenser inlet(C) =%8.2f\n",Trcom);
fprintf(fn," Air temperature at evaporator outlet (C) =%5.2f\n",Taeo);
fprintf(fn," Air humidity ratio at evaporator outlet (C) =%8.5f\n",Waeo);
fprintf(fn," Air temperature at condenser outlet (C) =%5.2f\n",Tacout);
fprintf(fn," Dryer efficiency =%4.2f\n",Ed);
fprintf(fn," Air temperature at dryer outlet (C) =%5.2f\n",Tado);
fprintf(fn," Air humidity ratio at dryer outlet =%8.5f\n",Wado);
    ComWork = Wcom/MotorEff;
    fprintf(fn," Compressor work (kW) =%8.4f\n",ComWork);
    TotPower = ComWork+Fanpower(Mainput);
    fprintf(fn," Total power of system (kW) =%8.4f\n",TotPower);
    fprintf(fn," Total heat transfer in condenser (kW) =%8.4f\n",2*TotHeatC);
    fprintf(fn," Total heat transfer in evaperature(kW) =%8.4f\n",4*HeatEve);

```

```

    condsate = 3600*(Wado-Wainput)*Mainput;
    fprintf(fn," Moisture extraction rate (kg/hr)           =%8.4f\n",condsate);
    COP = 2*TotHeatC/ComWork;
    fprintf(fn," Coefficient of performance of heat pump   =%7.3f\n",COP);
    SMER = condsate/TotPower;
    fprintf(fn," Specific moisture extraction rate (kg/kWh) =%7.3f\n",SMER);
    printf(" Cop = %9.5f SMER= %9.5f\n",COP,SMER);
    if (TTT > 2)
    {
        printf(" System can not simulate with this condition\n");
        fprintf(fn," System can not simulate with this initial condition\n");
    }
    fclose(fn);
}

void system3(void)
{ float Tr9,Trmax,Trmin,Hre1,Hre2;
  float SMER,COP,ComWork,condsate,TotPower,Xco,Hrcon,Hreva;
  float Tainput,Wainput,Mainput,AirRH,Tacout,Taocon;
  float Hrc[5];
  int stopa,stopb,TTT,stopc,i,stopd,stopec,j,iter;
  char true;
  float Amair,ReAir,Tamix,Wamix,Hamix,Tsuper,Tsucsat,Tadryi;
  float RHdryi,Wadryi,TotHeatC,RHic,Taic;
  char name[12];
  FILE *fn;

  stopc = 0;
  while (stopc < 2)
  {
    printf("Input name of data file : ");
    scanf("%s",&name);
    printf(" Input ambient air temperature( C) : ");
    scanf("%f",&Tainput);
    printf(" Input total air mass flow rate in system (kg/s):");
    scanf("%f",&Mainput);
    printf(" Input ambient air relative humidity ratio (%) :");
    scanf("%f",&AirRH);
    printf(" Input refrigerant super heated temperature at compressor inlet ( 0-30 C):");
    scanf("%f",&Tsuper);
    printf(" Input refrigerant pressuer at compress outlet (kPa):");
    scanf("%f",&Prdisch);
    printf(" Input working air temperature at dryer inlet ( C) : ");
    scanf(" %f",&Tadryi);
    printf(" Input working air relative humidity ratio at dryer inlet <0-50%> : ");

```

```

scanf("%f",&RHdryi);
printf(" Are all input constant correct? <Y/N> :");
scanf("%s",&true);
if (true == 'Y'||true == 'y')
    stopc = 3;
}
fn = fopen(name,"w");
fprintf(fn," SYSTEM 3 \n");
RHic = RHdryi;
Taic = Tdryi;
Wainput = 0.62198*AirRH*SPres(Tainput)/(10132.5-AirRH*SPres(Tainput));
printf(" Tain = %5.2f Mai = %7.4f Wai = %8.5f\n",Tainput,Mainput,Wainput);
fprintf(fn," Ambient air temperature           =%5.2f ( C)\n",Tainput);
fprintf(fn," Total air mass flow rate in system     =%7.4f (kg/s)\n",Mainput);
fprintf(fn," Ambient air relative humidity ratio       =%3.1f(%) \n",AirRH);
fprintf(fn," Ambient air humidity ratio                 =%8.5f\n",Wainput);
fprintf(fn," Refrigerant super heated temperature inlet  =%5.2f ( C)\n",Tsuper);
fprintf(fn," Refrigerant pressuer at compress outlet     =%7.2f (kPa)\n",Prdisch);

for (j=2;j<8;j++)
{
    RHdryi = RHic;
    Tdryi = Taic;
    Wadryi = 0.62198*RHdryi*SPres(Tdryi)/(10132.5-RHdryi*SPres(Tdryi));
    Amair = Mainput*j/10;
    ReAir = Mainput*(10-j)/10;
    fprintf(fn," \n");
    fprintf(fn," Percent of return air           =%5.2f(%)\n",ReAir*100/Mainput);
    fprintf(fn," Percent of exhaust air         =%5.2f(%)\n",Amair*100/Mainput);
};
printf(" Mr  Trsuc  Hrcon  Hreva  Taco  Tamix  Wadryi  Wamix\n");
iter = 0;
stope = 0;
Ed = 0.75;
Tsucsat = Trs(479.55);
Tr9 = Tsucsat+Tsuper;
Trmin = Tr9;
Trmax = Tr9;
Prsuc = 479.55;
while (stope < 2)
{
    stopb=0;
    stopd=0;
    stopa = 0;
    while (stopb < 2)
    {

```

```

Compressor(Tr9,Prsuc,Prdisch);
Tacout = Tdryi;
TotHeatC = 0.0;
for (i=1;i<5;i++)
{
    Condenser(Trcom,Mrcom/8,Prdisch,Tacout,Mainput/2,Wdryi);
    Tacout =Taco;
    Hrc[i] = Enthalr(Trcon,Prcon,Xrout);
    TotHeatC = TotHeatC +HeatCon;
} // for i=1 to 5
Xco = Xrout;
Hrcon = (Hrc[1]+Hrc[2]+Hrc[3]+Hrc[4])/4;
dryer(Tdryi,Wdryi,Ed);
if (Tr9<=(Tado-1))
{
    Evaporator(Tr9,Mrcom/4,Prsuc,Tado,ReAir/4,Wado);
    Hreva = Enthalr(Treve,Preve,Xrout);
    Wamix = (Wainput*Amair+Waeco*ReAir)/Mainput;
Hamix=(Amair*(Cpa*Tainput+Wainput*VaEn(Tainput))+ReAir*
(Cpa*Taeo+Waeco*VaEn(Taeo)))/Mainput;
    Tamix = (Hamix -2500.9862612*Wamix)/(Cpa+Wamix*1.8103987308);
    if (Tamix > 50)
        Tamix = (Hamix -2506.9997967*Wamix)/(Cpa+Wamix*1.6941431989);
    printf("%8.4f %7.3f  %8.3f  %8.3f",Mrcom,Tr9,Hrcon,Hreva);
    printf(" %7.3f %7.3f  %8.5f  %8.5f\n",Taco,Tamix,Wdryi,Wamix);
}
if (Hrcon > Hreva)
{
    Trmin = Tr9;
    stopa = 3;
    if (stopd < 2)
    {
        Trmax = Tr9 +5.0;
        Tr9 = Trmax;
    }
}
else
{
    Trmax = Tr9;
    stopd =3;
    if (stopa < 2)
    {
        Trmin = Tr9 -5.0;
        Tr9 = Trmin ;
    }
}

```

```

if ( Trmax > Tado)
{
    Trmax = Tado -1;
    stopd = 3;
}
if (Trmin < -20)
{
    Trmin = -20;
    stopa = 3;
}
if ((stopd > 2) && (stopa > 2))
    Tr9 = (Trmax+Trmin)/2;
Prsuc = Prs(Tr9-Tsuper);
if (fabs((Hreva-Hrcon)*100/Hrcon) <= 0.1)
{
    stopb = 3;
}
if (fabs((Trmin-Trmax)*100/Tr9) <= 0.01)
{
    stopb = 3;
}
} // while stopb < 2
if (fabs((Tamix-Taco)*100/Tamix)<=0.75&&fabs((Wamix-Wadryi)*100/Wamix)<=
2.5)
{
    stope = 3;
    TTT = 0;
}
if (iter > 50)
{
    stope = 3;
    TTT = 3;
}
iter = iter + 1;
if (Tamix > Taco)
    Tadryi = Tadryi +(Tamix-Taco)/2;
else
    Tadryi = Tadryi -(Taco -Tamix)/2;
Wadryi = (Wamix+Wadryi)/2;
} // while stope < 2
RHdryi = Wadryi*SPres(Tadryi)/((0.62198+Wadryi)*SPres(Tadryi));
fprintf(fn," Refrigerant mass flow rate (kg/sec)           =%7.4fn",Mrcom);
fprintf(fn," Vapor quality at evaporator inlet           =%8.5fn",Xrout);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at evaporator inlet (kPa) =%8.3fn",Preve);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at evaporator inlet(C) =%8.2fn",Treve);
fprintf(fn," Refrigerant enthalpy at evaporator inlet(kJ/kg) =%8.3fn",Hreva);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at evaporator outlet (kPa) =%8.3fn",Prsuc);

```

```

fprintf(fn," Refrigerant temperature at evaporator outlet(C) =%8.2f\n",Tr9);
fprintf(fn," Vapor quality at condenser outlet          =%8.5f\n",Xco);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at condenser outlet(kPa) =%8.3f\n",Prcon);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at condenser outlet(C) =%8.2f\n",Trcon);
fprintf(fn," Refrigerant enthalpy at condenser outlet(kJ/kg) =%8.3f\n",Hrcon);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at condenser inlet (kPa) =%8.3f\n",Prdisch);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at condenser inlet(C) =%8.2f\n",Trcom);
fprintf(fn," Air temperature at evaporator outlet (C)      =%5.2f\n",Taeo);
fprintf(fn," Air humidity ratio at evaporator outlet (C)   =%8.5f\n",Waeo);
fprintf(fn," Air temperatuer after mixed (C)              =%5.2f\n",Tamix);
fprintf(fn," Air humidity ratio after mixed                =%8.5f\n",Wamix);
fprintf(fn," Air temperature at condenser inlet (C)        =%5.2f\n",Taco);
fprintf(fn," Working air temperature at dryer inlet        =%5.2f ( C) \n",Tadryi);
fprintf(fn," Working air relative humidity at dryer inlet   =%3.1f (%) \n",RHdryi);
fprintf(fn," Working air humidity ratio                      =%8.5f\n",Wadryi);
fprintf(fn," Dryer efficiency                                  =%4.2f\n",Ed);
fprintf(fn," Air temperature at dryer outlet (C)             =%5.2f\n",Tado);
fprintf(fn," Air humidity ratio at dryer outlet                 =%8.5f\n",Wado);
    ComWork = Wcom/MotorEff;
fprintf(fn," Compressor work (kW)                          =%8.4f\n",ComWork);
    TotPower = ComWork+Fanpower(Mainput);
fprintf(fn," Total power of system (kW)                          =%8.4f\n",TotPower);
fprintf(fn," Total heat transfer in condenser (kW)                 =%8.4f\n",2*TotHeatC);
fprintf(fn," Total heat transfer in evaperature(kW)                =%8.4f\n",4*HeatEve);
    condsate = 3600*(Wado-Wadryi)*Mainput;
fprintf(fn," Moisture extraction rate (kg/hr)                     =%8.4f\n",condsate);
    COP = 2*TotHeatC/ComWork;
fprintf(fn," Coefficient of performance of heat pump              =%7.3f\n",COP);
    SMER = condsate/TotPower;
fprintf(fn," Specific moisture extraction rate(kg/kWh)            =%7.3f\n",SMER);
    printf(" Cop = %9.5f SMER= %9.5f\n",COP,SMER);
    if (TTT > 2)
    {
        printf(" System can not simulate with this condition\n");
        fprintf(fn," System can not simulate with this initial condition\n");
    }
    fprintf(fn," \n");
} // for j=1 to 8
fclose(fn);
}

void system4(void)
{ float Tr9,Trmax,Trmin,Hre1,Hre2;
  float SMER,COP,ComWork,condsate,TotPower,Xco,Hrcon,Hreva;
  float Tainput,Wainput,Mainput,AirRH,Tacout,Taocon;
  float Hrc[5];

```

```

int stopa,stopb,TTT,stopc,i,stopd,stopec,j,iter;
char true;
float Amair,EvaAir,Tamix,Wamix,Hamix,Tsuper,Tsucsat,Exhaust;
float Bypass,Haam,Haby,Haev,TotHeatC,Tadryi,Wadryi,RHdryi,RHic,Taic;
char name[12];
FILE *fn;

stopc = 0;
while (stopc < 2)
{
printf("Input name of data file : ");
scanf("%s",&name);
printf(" Input air temperature( C) : ");
scanf("%f",&Tainput);
printf(" Input air mass flow rate (kg/s):");
scanf("%f",&Mainput);
printf(" Input air relative humidity ratio (%):");
scanf("%f",&AirRH);
printf(" Input refrigerant super heated temperature at compressor inlet ( 0-30 C):
");
scanf("%f",&Tsuper);
printf(" Input refrigerant pressuer at compress outlet (kPa):");
scanf("%f",&Prdisch);
printf(" Input working air temperature at dryer inlet ( C) : ");
scanf(" %f",&Tadryi);
printf(" Input working air relative humidity ratio at dryer inlet <0-50%> : ");
scanf(" %f",&RHdryi);
printf(" Input percent of exhaust air < 0-30%> : ");
scanf(" %f",&Exhaust);
printf(" Are all input constant correct? <Y/N> :");
scanf(" %s",&true);
if (true == 'Y'||true == 'y')
stopc = 3;
}
fn = fopen(name,"w");
fprintf(fn," SYSTEM 4 \n");
Taic = Tadryi;
RHic = RHdryi;
Wainput = 0.62198*AirRH*SPres(Tainput)/(10132.5-AirRH*SPres(Tainput));
printf(" Tain = %5.2f Mai = %7.4f Wai = %8.5f\n",Tainput,Mainput,Wainput);
fprintf(fn," Ambient air temperature           =%5.2f ( C)\n",Tainput);
fprintf(fn," Total air mass flow rate in system         =%7.4f (kg/s)\n",Mainput);
fprintf(fn," Ambient air relative humidity ratio         =%3.1f(%) \n",AirRH);
fprintf(fn," Ambient air humidity ratio                 =%8.5f\n",Wainput);
fprintf(fn," Refrigerant super heated temperature inlet =%5.2f ( C)\n",Tsuper);
fprintf(fn," Refrigerant pressuer at compress outlet    =%7.2f (kPa)\n",Prdisch);

```

```

Amair = Mainput*Exhaust/100;
for (j=3;j<8;j++)
{
Tadryi = Taic;
RHdryi = RHic;
Wadryi = 0.62198*RHdryi*SPres(Tadryi)/(10132.5-RHdryi*SPres(Tadryi));
EvaAir = Mainput*j/10;
if (EvaAir > (Mainput-Amair))
    EvaAir = Mainput - Amair;
Bypass = Mainput-EvaAir-Amair;
if (Bypass < 0.0)
    Bypass = 0.0;
Tsucsat = Trs(479.55);
Tr9 = Tsucsat+Tsuper;
Trmin = Tr9;
Trmax = Tr9;
Prsuc = 479.55;
fprintf(fn,"\n");
fprintf(fn," Percent of bypass air
=%3.1f(%) \n",Bypass*100/Mainput);
fprintf(fn," Percent of return air
=%3.1f(%) \n",EvaAir*100/Mainput)
;
Tamix = Tainput;
Wamix = Wainput;
stope = 0;
iter = 0;
Ed = 0.75;
printf(" Mr Trsuc Hrcon Hreva Taco Tamix Wadryi Wamix\n");
while (stope < 2)
{
stopb = 0;
stopa = 0;
stopd = 0;
while (stopb < 2)
{
Compressor(Tr9,Prsuc,Prdisch);
TotHeatC = 0.0;
Tacout = Tadryi;
for (i=1;i<5;i++)
{
Taocon = Tacout;
Condenser(Trcom,Mrcom/8,Prdisch,Taocon,Mainput/2,Wadryi);
Tacout = Taco;
Hrc[i] = Enthalr(Trcon,Prcon,Xrout);
TotHeatC = TotHeatC+HeatCon;
} // for i=1 to 5

```



```

Xco = Xrout;
Hrcon = (Hrc[1]+Hrc[2]+Hrc[3]+Hrc[4])/4;
dryer(Tadryi,Wadryi,Ed);
if (Tr9 <(Tado-1))
{
  Evaporator(Tr9,Mrcom/4,Prsuc,Tado,EvaAir/4,Wado);
  Hreva = Enthalr(Treve,Preve,Xrout);
  Wamix = (Wainput*Amair+Waeco*EvaAir+Wado*Bypass)/Mainput;
  Haam = Cpa*Tainput+Wainput*VaEn(Tainput);
  Haev = Cpa*Taeo+Waeco*VaEn(Taeo);
  Haby = Cpa*Tado+Wado*VaEn(Tado);
  Hamix=(Amair*Haam+EvaAir*Haev+Bypass*Haby)/Mainput;
  Tamix = (Hamix -2500.9862612*Wamix)/(Cpa+Wamix*1.8103987308);
  if (Tamix > 50)
    Tamix = (Hamix -2506.9997967*Wamix)/(Cpa+Wamix*1.6941431989);
  printf("%8.4f %7.3f  %8.3f  %8.3f",Mrcom,Tr9,Hrcon,Hreva);
  printf(" %7.3f %7.3f  %8.5f  %8.5fn",Taco,Tamix,Wadryi,Wamix);
}
if (Hrcon > Hreva)
{
  Trmin = Tr9;
  stopa = 3;
  if (stopd < 2)
  {
    Trmax = Tr9 +5.0;
    Tr9 = Trmax;
  }
}
else
{
  Trmax = Tr9;
  stopd =3;
  if (stopa < 2)
  {
    Trmin = Tr9 -5.0;
    Tr9 = Trmin;
  }
}
if ( Trmax > Tado)
{
  Trmax = Tado -1;
  stopd = 3;
}
if (Trmin < -20)
{
  Trmin = -20;
}

```

```

    stopa = 3;
}
if ((stopd > 2) && (stopa > 2))
    Tr9 = (Trmax+Trmin)/2;
Prsuc = Prs(Tr9-Tsuper);
if (fabs((Hreva-Hrcon)*100/Hrcon) <= 0.1)
    stopb = 3;
if (fabs((Trmin-Trmax)*100/Tr9) <= 0.01)
    stopb = 3;
} // while stopb < 2
if (fabs((Tamix-Taco)*100/Tamix) <= 0.75 && fabs((Wamix-Wadryi)*100/Wamix)
<= 2.5)
{
    stope = 3;
    TTT = 0;
}
if (iter > 50)
{
    stope = 3;
    TTT = 3;
}
iter = iter+1;
if (Tamix > Taco)
    Tadryi = Tadryi+(Tamix-Taco)/2;
else
    Tadryi = Tadryi -(Taco-Tamix)/2;
Wadryi = (Wamix+Wadryi)/2;
} // while stope < 2
RHdryi = Wadryi*SPres(Tadryi)/((0.62198+Wadryi)*SPres(Tadryi));
fprintf(fn," Working air temperature at dryer inlet      =%5.2f ( C) \n",Tadryi);
fprintf(fn," Working air relative humidity at dryer inlet  =%3.1f (%) \n",RHdryi);
fprintf(fn," Working air humidity ratio                    =%8.5f \n",Wadryi);
fprintf(fn," Percent of exhaust air                             = %3.1f (%) \n",Exhaust);
fprintf(fn," Refrigerant mass flow rate (kg/sec)                =%7.4f \n",Mrcom);
fprintf(fn," Vapor quality at evaporator inlet                   =%8.5f \n",Xco);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at evaporator inlet (kPa)      =%8.3f \n",Preve);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at evaporator inlet(C)      =%8.2f \n",Treve);
fprintf(fn," Refrigerant enthalpy at evaporator inlet(kJ/kg)     =%8.3f \n",Hreva);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at evaporator outlet (kPa)     =%8.3f \n",Prsuc);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at evaporator outlet(C)     =%8.2f \n",Tr9);
fprintf(fn," Vapor quality at condenser outlet                    =%8.5f \n",Xrout);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at condenser outlet(kPa)       =%8.3f \n",Prcon);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at condenser outlet(C)      =%8.2f \n",Trcon);
fprintf(fn," Refrigerant enthalpy at condenser outlet(kJ/kg)     =%8.3f \n",Hrcon);
fprintf(fn," Refrigerant pressure at condenser inlet (kPa)       =%8.3f \n",Prdisch);
fprintf(fn," Refrigerant temperature at condenser inlet(C)       =%8.2f \n",Trcom);

```

```

fprintf(fn," Air temperature at evaporator outlet (C)    =%5.2f\n",Taeo);
fprintf(fn," Air humidity ratio at evaporator outlet (C) =%8.5f\n",Waeo);
fprintf(fn," Air temperatuer after mixed (C)           =%5.2f\n",Tamix);
fprintf(fn," Air humidity ratio after mixed           =%8.5f\n",Wamix);
fprintf(fn," Air temperature at condenser inlet (C)     =%5.2f\n",Taco);
fprintf(fn," Dryer efficiency                          =%4.2f\n",Ed);
fprintf(fn," Air temperature at dryer outlet (C)       =%5.2f\n",Tado);
fprintf(fn," Air humidity ratio at dryer outlet       =%8.5f\n",Wado);
    ComWork = Wcom/MotorEff;
fprintf(fn," Compressor work (kW)                     =%8.4f\n",ComWork);
    TotPower = ComWork+Fanpower(Mainput);
fprintf(fn," Total power of system (kW)                =%8.4f\n",TotPower);
fprintf(fn," Total heat transfer in condenser (kW)      =%8.4f\n",2*TotHeatC);
fprintf(fn," Total heat transfer in evaperature(kW)     =%8.4f\n",4*HeatEve);
    condsate = 3600*(Wado-Wadryi)*Mainput;
fprintf(fn," Moisture extraction rate (kg/hr)          =%8.4f\n",condsate);
    COP = 2*TotHeatC/ComWork;
fprintf(fn," Coefficient of performance of heat pump     =%7.3f\n",COP);
    SMER = condsate/TotPower;
fprintf(fn," Specific moisture extraction rate(kg/kWh)       =%7.3f\n",SMER);
    printf(" Cop = %9.5f SMER= %9.5f\n",COP,SMER);
    if (TTT > 2)
    {
        printf(" System can not simulate with this condition\n");
        fprintf(fn," System can not simulate with this initial condition\n");
    }
    fprintf(fn,"\n");
} // for j=1 to 8
fclose(fn);
}

```

```

void configuration(void)
{
    printf(" configuration \n");
}

```

```

void main(void)
{
    void configuration(void);
    void system1(void);
    void system2(void);
    void system3(void);
    void system4(void);
    char choice,answer,chack;
    answer = 'y';
}

```

```

while ( answer == 'y') {
clrscr();
printf("\n");
printf("    WELLCOME TO HEAT PUMP SIMULATION PROGRAM. \n");
printf("    THERE ARE FIVE CONFIGERATION OF HEAT PUMP SYSTEM. \
\n");
printf("    AFTER SHOWN YOU ABOUT THE FIVE SYSTEM ALREADY. \n")
;
printf("    YOU MUST BE CHOOSE ONE OF THE SYSTEMS TO BE
SIMULATE \n");
printf("    AND THEN INPUT INITIAL VALUE WHICH REQUIDED BY THE
SYSTEM \n");
configuration();
printf(" A_____ system 1\n");
printf(" B_____ system 2\n");
printf(" C_____ system 3\n");
printf(" D_____ system 4\n");
chack = 'T';
while (chack == 'T') {
printf( " Choose one system <A,B,C OR D> : "); scanf("%c",&choice);
switch (choice) {
case 'a':
case 'A': {system1(); chack= 'F'; break;};
case 'b':
case 'B': {system2(); chack= 'F' ;break;};
case 'c':
case 'C': {system3(); chack= 'F';break;};
case 'd':
case 'D': {system4(); chack= 'F';break;};
default : { printf(" Sorry it is no this system. Try again. \n");
delay(1000);
}
}
}
printf(" Do you want to choose the other system<Y/N>? : ");
scanf("%s",&answer);
// scanf("%c",&answer);
if ((answer=='Y')||(answer=='y'))
answer = 'y';
}
printf(" GOOD BYE ");
}

//Program Air and Refrigerant Properties (airrepro.cpp)
// Use in Program Heat Pump Air Dryer Simulation
#include<math.h>

```

```

#include<conio.h>
#define Cpa 1.0069787 // kJ/kg.K
#define Pi 3.141592654
#define ID 0.0079 //inside diameter of tube (m)
#define OD 0.0095 //outside diameter of tube (m)
#define Kf 0.237 // Thermal conductivity of fin (kW/m.K)
#define Kc 0.401 // Thermal conductivity of Tube (kW/m.K)
#define Tspace 0.0254 // Tube space (m)
#define Rspace 0.01905 //Row space (m)
#define thick 0.00015 // Thickness of fin (m)
#define dw 0.0001 // Thickness of condensate film (m)
#define MotorEff 0.8 // Motor efficiency
#define Head 0.2 // Pressure head of fan (m)
#define PD 78.97 // piston displacement (cc/rev)
#define Cr 0.05 // Clearance volume of compressor
#define speed 1500 //speed of compressor (RPM)

// Modified Bassel function of the second kind of order 0
float BasK0(float x)
{
    float K0,a0,a1,a2,a3,a4,a5,a6,a7,a8,Ka,Kb;
    if ( x < 1.0)
    {
        a0 = 1.6366904528;
        a1 = -13.1294969274;
        a2 = 83.83857315;
        a3 = -365.93461292;
        a4 = 952.55602973;
        a5 = -1487.8824589;
        a6 = 1366.0370768;
        a7 = -678.5814022;
        a8 = 140.59517109;
        Ka = a0+a1*x+a2*pow(x,2)+a3*pow(x,3)+a4*pow(x,4);
        Kb = a5*pow(x,5)+a6*pow(x,6)+a7*pow(x,7)+a8*pow(x,8);
        K0 = exp(Ka+Kb);
    }
    else
    { a0 = 0.8725858774;
      a1 = -2.2338571083;
      a2 = 0.7513282356;
      a3 = -0.3406164863;
      a4 = 0.1030602956;
      a5 = -0.0198964208;
      a6 = 0.22919408; // x10E-2
      a7 = -0.136678; // x10E-3
      a8 = 0.28638; //x10E-5
    }
}

```

```

Ka = a0+a1*x+a2*pow(x,2)+a3*pow(x,3)+a4*pow(x,4)+ a5*pow(x,5);
Kb = (a6*pow(x,6))/100+(a7*pow(x,7))/1000+(a8*pow(x,8))/100000;
  K0 =exp(Ka+Kb);
  }
return K0;
}

```

```
// Modified Bassel function of the second kind of order 1
```

```
float Bask1(float x)
```

```

{
float K1,a0,a1,a2,a3,a4,a5,a6,a7,a8,a9,Ka,Kb;
if ( x < 0.5)
{
  a0 = 5.4840404427;
  a1 = -107.601215912;
  a2 = 1938.0859243;
  a3 = -22107.978507;
  a4 = 155808.4237;
  a5 = -690555.72918;
  a6 = 1925685.3467;
  a7 = -3274359.087;
  a8 = 3098162.2475;
  a9 = -1249520.3236;
  Ka = a0+a1*x+a2*pow(x,2)+a3*pow(x,3)+a4*pow(x,4);
  Kb = a5*pow(x,5)+a6*pow(x,6)+a7*pow(x,7)+a8*pow(x,8)+a9*pow(x,9);
  K1 =exp(Ka+Kb);
}
else
{ a0 = 2.2460668724;
  a1 = -4.9078379047;
  a2 = 3.9009681107;
  a3 = -2.6188842872;
  a4 = 1.1381435515;
  a5 = -0.315682746;
  a6 = 0.0538130288;
  a7 = -0.0051278227;
  a8 = 0.2088223; //x10E-3
  Ka = a0+a1*x+a2*pow(x,2)+a3*pow(x,3)+a4*pow(x,4)+a5*pow(x,5);
  Kb = a6*pow(x,6)+a7*pow(x,7)+(a8*pow(x,8))/1000;
  K1 = exp(Ka+Kb);
};
return K1;
}

```

```
// Modified Bassel function of the first kind of order 0
```

```
float BasI0(float x)
```

```

{
float I0,a0,a1,a2,a3,a4,a5,a6,a7,a8,Ia,Ib;

a0 = 1.0001461109;
a1 = -0.0026913316;
a2 = 0.261626435;
a3 = -0.0209803336;
a4 = 0.0350951425;
a5 = -0.0101579615;
a6 = 0.34780949; //x10E-2
a7 = -0.4989208; //x10E-3
a8 = 0.429491; //x10E-4
Ia = a0+a1*x+a2*pow(x,2)+a3*pow(x,3)+a4*pow(x,4)+a5*pow(x,5);
Ib =(a6*pow(x,6))/100+(a7*pow(x,7))/1000+(a8*pow(x,8))/10000;
I0 = Ia+Ib;
return I0;
}

```

// Modified Bassel function of the first kind of order 1

```

float BasI1(float x)
{
float I1,a1,a2,a3,a4,a5,a6,a7,a8,a9,Ia,Ib,Ic;
a1 = 0.5002221259;
a2 = -0.15605542; //x10E-2
a3 = 0.0664345021;
a4 = -0.49423708; //x10E-2
a5 = 0.61227429; //x10E-2
a6 =-0.14967267; //x10E-2
a7 = 0.4354661; //x10E-3
a8 = -0.547089; //x10E-4
a9 = 0.42301; //x10E-5
Ia= a1*x+(a2*pow(x,2))/100+a3*pow(x,3)+(a4*pow(x,4))/100;
Ib= (a5*pow(x,5))/100+(a6*pow(x,6))/100+(a7*pow(x,7))/1000;
Ic = (a8*pow(x,8))/10000+(a9*pow(x,9))/100000;
I1 = Ia+Ib+Ic;
return I1;
}

```

//Saturated Pressure of Air (kPa)

```

float SPres(float Temp)
{ float Psat,a0,a1,a2,a3;
if (Temp < 0.0)
{
a0= 2894.6589479;
a1= -0.0102409252;
a2= -615436.77782;

```

```

        a3= -0.568068; //x10E-4
    Psat = (exp((a0+a1*Temp+a2/(Temp+273.15)+a3*Temp*Temp*pow(10,-4))/100))
    /1000;
    }
    else
    {
        a0= 29.633770557;
        a1= -6342.0782998;
        a2= -0.012354472;
        a3= 0.124745; //x10E-4
        Psat= (exp(a0+a1/(Temp+273.15)+a2*Temp+a3*Temp*Temp*pow(10,-4)))
        /1000;
    }
    return Psat;
}

```

// Latent heat of water vapor (kJ/kg)

```

float VaHfg(float Temp)
{ float a0,a1,a2,Hfg;
  a0 = 2500.3472418;
  a1 = -2.3097986793;
  a2 = -1.1934245; //x10E-3
  Hfg = a0+a1*Temp+a2*Temp*Temp/1000;
  return Hfg;
}

```

//Water Vapor Enthalpy (kJ/kg)

```

float VaEn(float Temp)
{ float Hvapor,a0,a1;
  if (Temp <= 50)
  { a0= 2500.9862612;
    a1= 1.8103987308;
  }
  else { a0= 2506.9997967;
        a1= 1.6941431989;
  };
  Hvapor = a0+a1*Temp;
  return Hvapor;
}

```

//Saturated Air Enthalpy(kJ/kg)

```

float SAEn(float Temp)
{ float Hsat,Ws;
  Ws = 0.62198*SPres(Temp)/(101.325-SPres(Temp));
  Hsat = Cpa*Temp+Ws*VaEn(Temp);
  return Hsat;
}

```



```

}

//Air Density (kg/cu.m)
float Aden(float Temp)
{ float Tabs,Den;
  Tabs = 273.15+Temp;
  Den = -0.0025879116+353.86883558/Tabs;
  return Den;
}

//Air Viscosity (Pa.s)
float AVis(float Temp)
{ float Tabs,vis,via,vib;
  Tabs = 273.15+Temp;
  via = -0.3786653551+(0.83299503*Tabs)/100;
  vib = 51.025091658/Tabs-(0.4917*Tabs*Tabs)/100000;
  vis = (via+vib)/100000;
  return vis;
}

//Air Thermal Conductivity (kW/m^2.K)
float Acond(float Temp)
{ float Tabs,k,K1,K2;
  Tabs = 273.15+Temp;
  K1 = 0.0255707998+(0.190511*Tabs)/10000-2.5646511164/Tabs;
  K2 = (0.347*Tabs*Tabs)/10000000;
  k = (K1+K2)/1000.0;
  return k;
}

//Air Prandtl Number
float APr(float Temp)
{ float Pr;
  Pr = Cpa*AVis(Temp)/Acond(Temp);
  return Pr;
}

//Air Saturated Temperature (C)
float AirTs(float Ta,float Wa)
{ float Ts,Ps,Pas,T0,Ws;
  Ws = 0.62198*SPres(Ta)/(101.325-SPres(Ta));
  if (Wa== Ws)
    Ts = Ta;
  else if (Wa <= Ws)
  {
    Ps = 101.325*Wa/(0.62198+Wa);
  }
}

```

```

T0 = -60.0;
Pas= SPres(Ta);
while ((fabs(Ps-Pas)*100.0/Ps) >= 0.005)
{
    Ts = (T0+Ta)/2.0;
    Pas= SPres(Ts);
    if (Ps<Pas)
        Ta =Ts;
    else
        T0 = Ts;
}
}
else
{
    T0 = Ta+20.0;
    Ps = 101.325*Wa/(0.62198+Wa);
    Pas= SPres(Ta);
    while ((fabs(Ps-Pas)*100.0/Ps) >= 0.005)
    {
        Ts = (T0+Ta)/2.0;
        Pas= SPres(Ts);
        if (Ps<Pas)
            T0 =Ts;
        else
            Ta = Ts;
    }
}
return Ts;
}

```

//Thermal Conductivity of Condensate Water (kW/m K)

```

float Kw(float Tw)
{ float K;
  K=0.5692594282+0.0018348036*Tw-0.0000072789*Tw*Tw;
  K = K/1000.0;
  return K;
}

```

//Refrigerant Saturated Temperature (C)

```

float Trs(float Prsat)
{ float Pln,Temp,Ts1,Ts2;
  Pln = log(Prsat);
  if (Prsat <=450)
  {
    Ts1 = 155.10569973+17.964916623*Pln-1.535616197*Pln*Pln;
    Ts2 = 0.2742315294*pow(Pln,3);
  }
}

```

```

    }
    else
    {
        Ts1 = 128.72856782+32.527426225*Pln-4.1746580803*Pln*Pln;
        Ts2 = 0.4318660934*pow(Pln,3);
    }
    Temp = (Ts1+Ts2)-273.15;
    return Temp;
}

//Refrigerant Saturated Pressture (kPa)
float Prs(float Temp)
{ float Psat,Tabs,Ps1,Ps2;
  Tabs= Temp+273.15;
  if ( Tabs <270)
  {
    Ps1 = 497.94679151+16.213753299*Temp+0.1998327692*pow(Temp,2);
    Ps2 = (0.10760997*pow(Temp,3))/100+(0.19556*pow(Temp,4))/100000.0;
    Psat = Ps1+Ps2;
  }
  else
  {
    Ps1 = 15217.0775583-211.12930964*Tabs+1.1631978428*pow(Tabs,2);
    Ps2 = -(0.31334461*pow(Tabs,3))/100+(0.35968*pow(Tabs,4))/100000.0;
    Psat = Ps1+Ps2;
  }

  return Psat;
}

//Refrigerant Vapor Density (kg/cu.m)
float Rdeng(float Ts)
{ float dens,den1,den2;
  if (Ts <=0.0)
  {
    den1 = 21.275333596+0.6702091101*Ts+(0.83057891*Ts*Ts)/100;
    den2 = (0.504987*pow(Ts,3))/10000.0+(0.1401*pow(Ts,4))/1000000.0;
    dens = den1+den2;
  }
  else if (Ts <= 40)
  {
    den1 = 3.0547622236+0.0315597485*Ts-(0.1029784*Ts*Ts)/1000;
    den2 = -(0.5994*pow(Ts,3))/1000000.0;
    dens = exp(den1+den2);
  }
  else

```

```

{
den1 = 3.3246206559+0.0105232094*Ts+(0.510871*Ts*Ts)/1000;
den2 = -(0.73921*pow(Ts,3))/100000.0+(0.395*pow(Ts,4))/10000000.0;
dens = exp(den1+den2);
}
return dens;
}

```

//Refrigerant Liquid Density (kg/cu.m)

```

float Rdenl(float Ts)
{ float dens,den1,den2;
if (Ts <= 0.0)
{
den1 = 1795.8016606-0.4303333333*(Ts+273.15);
den2 = -(0.53144078*(Ts+273.15)*(Ts+273.15))/100;
dens = den1+den2;
}
else if(Ts<60)
{
den1 = 1285.0384314-3.4629190014*Ts-(0.36149291*Ts*Ts)/100;
den2 = -(0.1461429*pow(Ts,3))/1000;
dens = den1+den2;
}
else
{
den1 = 1489.2488181-14.259393696*Ts+0.1871460678*Ts*Ts;
den2 = -(0.12737736*pow(Ts,3))/100;
dens = den1+den2;
}
return dens;
}

```

//Refrigerant Vapor Specific Heat (kJ/kg K)

```

double RCpg(float Ts)
{ double Cp,Tk,C1,C2;
Tk = Ts+273.15;
if (Tk < 270)
{
C1 = -7.4042596332+0.0770467341*Tk-(0.2957402*Tk*Tk)/1000;
C2 = (0.3964*pow(Tk,3))/1000000.0;
Cp = exp(C1+C2);
}
else
{
C1 = 7.392267268-0.0742416024*Tk+(0.215078*Tk*Tk)/1000;
C2 = -(0.1716*pow(Tk,3))/1000000.0;
}
}

```

```

        Cp = exp(C1+C2);
    }
    return Cp;
}

//Refrigerant Liquid Specific Heat (kJ/kg.K)
float RCpl(float Ts)
{ float Cp,C1,C2;
  if (Ts < 0.0)
  {
    C1 = 1.1703075446+(0.26482143*Ts)/100;
    C2 = (0.178571*Ts*Ts)/10000;
    Cp = C1+C2;
  }
  else
  {
    C1 = 1.1763512787+(0.232024*Ts)/100;
    C2 = (0.51499*Ts*Ts)/100000.0+(0.7332*pow(Ts,3))/1000000.0;
    Cp = C1+C2;
  }
  return Cp;
}

//Refrigerant Liquid Viscosity (Pa.s)
float Rvisl(float Ts)
{ float vis,v1,v2;
  if (Ts <=0.0)
  {
    v1 = 236.02281609-1.585873435*Ts+0.0202812826*Ts*Ts;
    v2 = (0.1524907*pow(Ts,3))/1000+(0.29167*pow(Ts,4))/100000.0;
  }
  else
  {
    v1 = 235.76208114-1.7288894477*Ts+0.0134578073*Ts*Ts;
    v2 = (-0.40939*pow(Ts,3)-0.13971*pow(Ts,4))/100000.0;
  }
  vis = (v1+v2)/1000000.0;
  return vis;
}

//Refrigerant Vapor Viscosity (Pa.s)
float Rvisg(float Ts)
{ float vis,v1,v2;
  if (Ts < 0.0)
  {
    v1 = 11.93580400678+0.0508535906*Ts+(0.2063889*Ts*Ts)/1000;

```

```

    v2 = (0.18519*pow(Ts,3))/100000.0;
  }
  else
  {
    v1 = 11.9357597423+0.0391733869*Ts+(0.15907627*Ts*Ts)/100;
    v2 = -(0.381493*pow(Ts,3))/10000+(0.308*pow(Ts,4))/1000000.0;
  }
  vis = (v1+v2)/1000000.0;
  return vis;
}

//Refrigerant Vapor Thermal Conductivity (kW/m.K)
float Rcong(float Ts)
{ float K, Tabs, K1, K2;
  Tabs = Ts+273.15;
  if (Tabs < 270)
  {
    K = -18.10+0.1450357143*Tabs-(0.1607143*Tabs*Tabs)/1000;
  }
  else if (Tabs <=320)
    K=9.489+0.06*Ts;
  else
  {
    K1=-11.8840309428+1.2320856667*Ts-0.0215257143*Ts*Ts;
    K2 = +0.1333333*pow(Ts,3)/1000;
    K = (K1+K2);
  }
  K = K/1000000.0;
  return K;
}

```

```

//Refrigerant Liquid Thermal Conductivity (kW/m.K)
float Rconl(float Ts)
{ float K, Tabs;
  Tabs = Ts+273.15;
  if (Tabs < 270)
  {
    K = 235.80666667-0.4962857143*Tabs;
  }
  if (Tabs < 320)
    K = 100.227037723-0.5024732143*Ts+(0.892857*Ts*Ts)/10000;
  else
    K=114.547858978-1.4292356667*Ts+0.0195971429*Ts*Ts-0.1333333*pow(Ts,3)
/1000;
  K= K/1000000.0;
  return K;
}

```

```

}

//Refrigerant Liquid Prandtl Number
float PrRl(float Ts)
{ float Pr;
  Pr= Rvisl(Ts)*RCpl(Ts)/Rconl(Ts);
  return Pr;
}

//Refrigerant Vapor Prandtl Number
float PrRg(float Ts)
{ float Pr;
  Pr= Rvisg(Ts)*RCpg(Ts)/Rcong(Ts);
  return Pr;
}

//Latent heat of Refrigerant (kJ/kg)
float RHfg(float Tr)
{ float Hfg,Tk,a0,a1,a2,a3,a4,ha,hc;
  Tk = 273.15+Tr;
  if (Tk <= 270)
  {
    a0 = 204.59744187;
    a1 = -0.7968280651;
    a2 = -0.30758767; //x10E-2
    a3 = -0.194358; //x10E-4
    ha = a0+a1*Tr+ (a2*Tr*Tr)/100;
    hc = (a3*pow(Tr,3))/10000;
    Hfg = ha+hc;
  }
  else if (Tk <=330)
  { a0 = 204.59717478;
    a1 = -0.7967967404;
    a2 = -0.33926041; //x10E-2
    a3 = -0.67099; //x10E-5
    a4 = -0.2922; //x10E-6
    ha = a0+a1*Tr+ (a2*Tr*Tr)/100;
    hc = (a3*pow(Tr,3))/100000+ (a4*pow(Tr,4))/1000000.0;
    Hfg = ha+hc;
  }
  else
  {
    a0 = -722.97098571;
    a1 = 54.001380565;
    a2 = -1.2137302380;
    a3 = 0.0118557354;

```

```

        a4 = -0.439091; // x10E-4
        Hfg = a0+a1*Tr+a2*Tr*Tr+a3*pow(Tr,3)+a4*pow(Tr,4)/10000;
    }
    return Hfg;
}

```

```

// Saturated Liquid Refrigerant Enthalpy(kJ/kg)

```

```

float Rhsatl(float Tr)
{ float Rh,R1,R2;
  if (Tr <= 0.0)
  {
    R1 =141.78322772+0.8906728632*(Tr+273.15);
    R2 =(0.444826*(Tr+273.15)*(Tr+273.15))/1000;
    Rh = R1+R2;
  }
  else
  {
    R1 = 418.4462+1.0953722722*Tr+(0.68500924*Tr*Tr)/100;
    R2 = -(0.125604*pow(Tr,3))/1000+(0.10606*pow(Tr,4))/100000;
    Rh = R1+R2;
  }
  return Rh;
}

```

```

//Saturate Vapor Refrigerant Enthalpy(kJ/kg)

```

```

float Rhsatg(float Tr)
{ float Rh,R1,R2;
  if (Tr < 0.0)
  {
    R1 = 446.740721+0.9158732906*(Tr+273.15);
    R2 = (-0.9896978*(Tr+273.15)*(Tr+273.15))/1000;
    Rh = R1+R2;
  }
  else
  {
    R1 = 622.94362248+0.4313054991*Tr-(0.77266742*Tr*Tr)/100;
    R2 = (0.1466347*pow(Tr,3))/1000-(0.13263*pow(Tr,4))/100000;
    Rh = R1+R2;
  }
  return Rh;
}

```

```

//Refrigerant Enthalpy(kJ/kg)

```

```

float Enthair(float Tr,float Pr,float Xout)
{ float Hr,Tsat;
  Tsat = Trs(Pr);
}

```



```

    if ((Xout >= 0.0) && (Xout <= 1.0))
        Hr = Rhsatl(Tr) + Xout * RHfg(Tr);
    else if (Xout > 1.0)
        Hr = Rhsatg(Tsat) + RCpg(Tsat) * fabs(Tr - Tsat);
    else Hr = Rhsatl(Tsat) - RCpl(Tsat) * fabs(Tsat - Tr);
    return Hr;
}

```

```

float Prdrop( float Tr, float Mr, float L, int j)
// Single Phase Refrigerant Pressuer Drop (kPa)
{ float DP, Ve, Re, Den, Ff, Frc, Frp, Reciv;
  char chack;
  if (j < 2)
  {
    Re = 4.0 * Mr / (Pi * ID * Rvisl(Tr));
    Den = Rdenl(Tr);
    Ve = 4.0 * Mr / (Pi * ID * ID * Den);
  }
  else
  {
    Re = 4.0 * Mr / (Pi * ID * Rvisg(Tr));
    Den = Rdeng(Tr);
    Ve = 4.0 * Mr / (Pi * ID * ID * Den);
  }

  if (Re <= 2300)
    Ff = 64 / Re;
  else
  {
    // Friction factor of Refrigerant in single phase
    chack = 'T';
    Frp = 0.316 * pow(Re, -0.25);
    while (chack != 'F')
    {
      Reciv = 2.0 * log10(Re * pow(Frp, 0.5)) - 0.8;
      Frc = 1.0 / pow(Reciv, 2.0);
      if (fabs(Frc - Frp) <= 0.0000005)
        chack = 'F';
      Frp = Frc;
    }
    Ff = Frc;
  }
  DP = Ff * L * Den * pow(Ve, 2) / (ID * 2000);
  return DP;
}

float BendSp( float Tr, float Mr, int j, int Typ)

```

```
// Single Phase Refrigerant Pressuer Drop (kPa)
```

```
{
  float DP, Ve, Den, Ff;
  if (j<2)
  {
    Den = Rdenl(Tr);
    Ve = 4.0*Mr/(Pi*ID*ID*Den);
  }
  else
  {
    Den = Rdeng(Tr);
    Ve = 4.0*Mr/(Pi*ID*ID*Den);
  }
  if (Typ == 1) Ff = 1; // Elbows 90 or 180
  if (Typ == 2) Ff = 2.4; // Tees branch flow
  if (Typ == 3) Ff = 0.9; // Tees line flow
  DP = Ff*Den*pow(Ve,2)/2000;
  return DP;
}
```

```
float RePdrop(float Tr, float Mr, float L, float Xo, float Xi)
//Two Phase Refrigerant Pressure Drop in Condenser(kPa)
```

```
{
  float Pdrop, dPdzf, dPdzm, Deni, Vi, Gi, Rev, Gv, dPz1, dPz2, x1, Gv2, Xm, dxdz;
  Xm = (Xo+Xi)/2.0;
  Vi = Rvisl(Tr)/Rvisg(Tr);
  Deni=Rdeng(Tr)/Rdenl(Tr);
  Gi = 4.0*Mr/(Pi*ID*ID);
  Gv = Gi*Xm;
  Rev = Gv*ID/Rvisg(Tr);
  Gv2 = Gv*Gv/(Rdeng(Tr)*ID);
  x1 = 1-Xm;
  dPz1 = pow(Vi,0.1)*pow(x1/Xm,0.9)*pow(Deni,0.5);
  dPz2 = 1.0+2.85*pow(dPz1,0.523);
  dPdzf = -0.09*Gv2*pow(Rev,-0.2)*dPz2*dPz2;
  dxdz = (Xo-Xi)/L;
  dPdzm= (Gv*Gv/Rdeng(Tr))*dxdz*(2*Xm+(1-2*Xm)*(pow(Deni,1.0/3.0)+pow
(Deni,2.0/3.0))-2*x1*Deni);
  Pdrop = (dPdzf+dPdzm)*L/1000.0;
  return Pdrop;
}
```

```
float BendTpC(float Tr, float Mr, float Xi)
```

```
{
  float dP, Vgb, Lb, Cdb, Rev, dens, fb;
  Lb = 0.0235619;
  Cdb = 0.015;
}
```

```

    .denv = Rdeng(Tr);
    Rev = 4.0*Mr/(Pi*ID*Rvisg(Tr));
    Vgb = 4*Mr*Xi/(Pi*ID*ID*denv);
    fb = 803.52*pow(Rev,0.5)/(exp(0.215*Cdb/ID)*pow(Xi,1.25)*1000000);
    dP = fb*Lb*Vgb*Vgb*denv/(2000*ID);
return dP;
}

```

```

float RePdrop(float Tr,float Mr,float L,float Xo,float Xi)
//Two Phase Refrigerant Pressure Drop in Eevaporator (kPa)
{ float Pdrop,Gi,fm,Kfg,Vm,Xm,Rev;
  Kfg = fabs(Xo-Xi)*RHfg(Tr)/(9.81*L);
  Xm = (Xo+Xi)/2.0;
  Vm = Xm/Rdeng(Tr)+(1-Xm)/Rdenl(Tr);
  Gi = 4.0*Mr/(Pi*ID*ID);
  Rev= Gi*ID/Rvisl(Tr);
  fm = 0.0185*pow(Kfg,0.25)*pow(Rev,-0.25);
  Pdrop = (fm+((Xo-Xi)*ID)/(Xm*L))*Gi*Gi*Vm*L/(1000*ID);
return Pdrop;
}

```

```

float SucTp(float Tr,float Mr,float L,float Xo,float Xi)
//Two Phase Refrigerant Pressure Drop in Eevaporator (kPa)
{ float Pdrop,fm,Kfg,Vm,Xm,Rev;
  Kfg = fabs(Xo-Xi)*RHfg(Tr)/(9.81*L);
  Xm = (Xo+Xi)/2.0;
  Vm = Xm/Rdeng(Tr)+(1-Xm)/Rdenl(Tr);
  // Gi = 3526.979*Mr; 4/(Pi*ID*ID) ID= 1.9cm
  Rev= 67.01261*Mr/Rvisl(Tr); // Gi*ID
  fm = 0.0185*pow(Kfg,0.25)*pow(Rev,-0.25);
  Pdrop=(fm+((Xo-Xi)*0.019)/(Xm*L))*3526.979*Mr*3526.979*Mr*Vm*L/
(19);
return Pdrop;
}

```

```

float BendSuc(float Tr,float Mr,float Xi)
{
float dP,Vgb,Rev,denv,fb;
// Lb = 0.074613; = PI*(5*ID/2)/2
// Cdb = 0.0475; = 5*ID/2
denv = Rdeng(Tr);
Rev = 67.012608*Mr/Rvisg(Tr); //4/(PI*ID)
Vgb = 3526.979348*Mr*Xi/denv; //4/(PI*ID*ID)
fb = 803.52*pow(Rev,0.5)/(exp(0.5375)*pow(Xi,1.25)*1000000);
//0.5375= 0.215*Cdb/ID
dP = 0.0019635*fb*Vgb*Vgb*denv; // 0.0019635=Lb/(2000*ID)
}

```

```

return dP;
}

float HRsp(float Tr,float Mr,float Ta,float L,int j)
// Heat Transfer coefficient of Refrigerant in single phase (kW/m^2.K)
{ float Hc,Re,Nu,Gz;
  if (j >= 2) // gas phase
  {
    Re= 4.0*Mr/(Pi*ID*Rvisg(Tr));
    if (Re<2100)
    {
      Gz = Re*PrRg(Tr)*ID/L;
      Nu = 1.86*pow(Gz,1/3);
    }
    else if (Re<10000)
    Nu=0.116*(pow(Re,2.0/3.0)-125.0)*pow(PrRg(Tr),1.0/3.0)*(1.0+pow(ID/L,2.0/3.0));
    else
    {
      if (Tr>Ta)
        Nu = 0.023*pow(Re,0.8)*pow(PrRg(Tr),0.3);
      else
        Nu = 0.023*pow(Re,0.8)*pow(PrRg(Tr),0.4);
    }
    Hc = Nu*Rcong(Tr)/ID;
  }
  else
  { // liquid phase
    Re= 4.0*Mr/(Pi*ID*Rvisl(Tr));
    if (Re<2100)
    {
      Gz = Re*PrRl(Tr)*ID/L;
      Nu = 1.86*pow(Gz,1/3);
    }
    else if (Re<10000)
    Nu=0.116*(pow(Re,2.0/3.0)-125.0)*pow(PrRl(Tr),1.0/3.0)*(1.0+pow(ID/L,2.0/3.0));
    else
    { if (Tr>Ta)
      Nu = 0.023*pow(Re,0.8)*pow(PrRl(Tr),0.3);
      else
        Nu = 0.023*pow(Re,0.8)*pow(PrRl(Tr),0.4);
    }
    Hc = Nu*Rconl(Tr)/ID;
  }
  return Hc;
}

```

```

float HrconTp(float Tr,float Mr,float Xm)
// Two Phase Heat Transfer coefficient of Refrigerant in Condenser(kW/m^2.K)
{ float Rvisg(float Tr);
float PrRl(float Tr);
float Rvisl(float Tr);
float Rconl(float Tr);
float Rdenl(float Tr);
float Rdeng(float Tr);
float Hc,F1,F2,Rel,Gir,Xtt,Xxi,Vi,De,Nu,Xmax,HL;

Xmax= 0.5;
if (Xm > 0.9)
{ Xmax =Xm;
Xm = 0.9;
}
if (Xm < 0.1)
{ Xmax = Xm;
Xm = 0.1;
}
Gir = 4.0*Mr/(Pi*ID*ID);
Rel= (1.0-Xm)*Gir*ID/Rvisl(Tr);
De = Rdeng(Tr)/Rdenl(Tr);
Vi = Rvisl(Tr)/Rvisg(Tr);
Xxi= (1.0-Xm)/Xm;
Xtt= pow(Xxi,0.9)*pow(De,0.5)*pow(Vi,0.1);
F1 = 0.15*(1.0/Xtt+2.85*pow(Xtt,-0.476));
if (Rel <50)
F2 = 0.707*PrRl(Tr)*pow(Rel,0.5);
else if (Rel<1125)
F2 = 5.0*PrRl(Tr)+5.0*log(1+PrRl(Tr)*(0.09636*pow(Rel,0.585)-1));
else
F2 = 5.0*PrRl(Tr)+5.0*log(1+5.0*PrRl(Tr))+2.5*log(0.00313*pow(Rel,0.812));
if (F1<1)
Nu = PrRl(Tr)*pow(Rel,0.9)*F1/F2;
else
Nu = PrRl(Tr)*pow(Rel,0.9)*pow(F1,1.15)/F2;
Hc = Nu*Rconl(Tr)/ID;
if ( Xmax > 0.9)
{
HL = HRsp(Tr,Mr,Tr-10,0.1,0);
Hc = (Xmax-0.9)*(HL-Hc)/0.1+Hc;
}
if ( Xmax < 0.1)
{
HL = HRsp(Tr,Mr,Tr-10,0.1,0);
}
}

```

```

        Hc = Xmax*(Hc-HL)/0.1+HL;
    }
    return Hc;
}
float Hreva(float Tr,float Mr,float Xo,float Xi,float L)
//Two Phase Heat Transfer Coefficient of Refrigerant in Evaporator (kW/m^2.K)
{ float Hc,Kff,Gl,Rel;
  Gl = 4.0*Mr/(Pi*ID*ID);
  Rel= Gl*ID/Rvisl(Tr);
  Kff = fabs(Xo-Xi)*RHfg(Tr)/L;
  Hc = 0.018487*Rconl(Tr)*pow(Rel,0.8)*pow(Kff,0.4)/ID;
  return Hc;
}

// Specific heat of hot fluid (kW/K)
float Ch(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,int j)
{ float C,Cpr,Cpv;
  if (j<2)
    Cpr = RCpl(Tr);
  else
    Cpr = RCpg(Tr);
  if (Ta <=50)
    Cpv=1.8103987308;
  else
    Cpv =1.6941431989;
  if (Tr>Ta)
    C = Mr*Cpr;
  else
    C = Ma*Cpa+Ma*Wa*Cpv;
  return C;
}

// Specific heat of cold fluid (kW/K)
float Cc(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,int j)
{ float C,Cpr,Cpv;
  if (j<2)
    Cpr = RCpl(Tr);
  else
    Cpr = RCpg(Tr);
  if (Ta <=50)
    Cpv=1.8103987308;
  else
    Cpv =1.6941431989;
  if (Tr >Ta)
    C = Ma*Cpa+Ma*Wa*Cpv;
  else

```

```

        C = Mr*Cpr;
    return C;
}
// Minimum specific heat (kW/K)
float Cmin(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,int j)
{ float C;
  if (Cc(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j)<= Ch(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j))
    C= Cc(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j);
  else
    C = Ch(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j);
  return C;
}
// Two phase minimum specific heat (kW/K)
float CminTp(float Ta,float Ma,float Wa)
{ float C,Cpv;
  if (Ta <= 50.0)
    Cpv = 1.8103987308;
  else
    Cpv = 1.6941431989;
  C=Ma*Cpa+Ma*Wa*Cpv;
  return C;
}

// Maximum specific heat (kW/K)
float Cmax(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,int j)
{ float C;
  if (Cc(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j)<= Ch(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j))
    C= Ch(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j);
  else
    C = Cc(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j);
  return C;
}

//Cmin/Cmax
float Ceff(float Tr,float Mr,float Ta,float Ma,float Wa,int j)
{ float C;
  C = Cmin(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j)/Cmax(Tr,Mr,Ta,Ma,Wa,j);
  return C;
}

```

ภาคผนวกที่ 2
ผลการทดลองกับภาระจำลอง

ตาราง ผ 2.1 ผลการทดลองกับภาระจำลองของระบบที่ 1

No.	DL	Ma (kg/s)	สถานะแวดล้อม		MER (kg/h)	SMER (kg/kWh)	COP	กำลังไฟฟ้า		อากาศเข้า คอนเดนเซอร์	อากาศเข้าเครื่องอบแห้ง	
			อุณหภูมิ	ความชื้น				3 เฟส	1 เฟส		Tdin	Wdin
1	high	0.9466	29.2	0.0175	6.18	1.310	3.329	3.969	0.750	25.0	41.3	0.0155
2		0.9086	23.7	0.0168	5.74	1.288	3.454	3.700	0.755	21.3	37.7	0.0141
3	Low	0.9370	29.1	0.0177	5.84	1.249	3.314	3.931	0.746	25.0	41.2	0.0159
4		0.9050	24.1	0.0170	5.66	1.264	3.367	3.701	0.772	21.5	38.0	0.0143
5	high	0.8232	29.8	0.0180	5.85	1.278	3.209	3.973	0.603	25.3	42.9	0.0156
6		0.7974	24.0	0.0167	5.31	1.247	3.370	3.653	0.604	21.1	38.6	0.0137
7	Low	0.8189	30.6	0.0176	5.63	1.235	3.230	3.956	0.605	25.4	43.1	0.0157
8		0.7974	23.5	0.0167	4.78	1.122	3.367	3.658	0.605	21.1	38.3	0.0137

ตาราง ผ 2.1 ผลการทดลองกับภาระจำลองของระบบที่ 1 (ต่อ)

No.	อากาศออกจากเครื่อง อบแห้ง		สารทำความเย็นออก จากคอมเพรสเซอร์		สารทำความเย็นออก จากคอนเดนเซอร์		สารทำความเย็นเข้า อีแวปโปเรเตอร์		สารทำความเย็นเข้า คอมเพรสเซอร์	
	อุณหภูมิ	ความชื้น	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ
1	37.1	0.0173	1779	48.5	1634	41.7	1063	27.1	683	10.1
2	33.4	0.0158	1672	45.1	1550	38.2	1000	23.7	655	8.7
3	37.0	0.0176	1786	48.8	1649	41.8	1066	27.0	688	10.4
4	33.8	0.0161	1693	45.8	1564	40.8	1013	24.0	663	9.1
5	38.2	0.0176	1807	49.6	1673	43.1	1078	27.8	682	10.1
6	34.3	0.0156	1687	45.4	1566	38.7	1002	23.8	649	8.4
7	38.6	0.0176	1802	49.8	1669	43.1	1076	28.1	678	9.9
8	34.6	0.0154	1687	45.4	1566	38.7	1002	23.8	650	8.5

ตาราง ผ 2.2 ผลการทดลองกับภาระจำลองของระบบที่ 2

No.	DL	Ma (kg/s)	สถานะแวดล้อม		MER (kg/h)	SMER (kg/kWh)	COP	กำลังไฟฟ้า		อากาศเข้าเครื่องอบแห้ง	
			อุณหภูมิ	ความชื้น				3 เฟส	1 เฟส	อุณหภูมิ	ความชื้น
1	high	1.009	30.2	0.0205	10.51	2.120	4.014	4.322	0.634	51.3	0.0205
2		0.904	25.0	0.0186	8.16	1.651	3.675	4.174	0.766	44.9	0.0186
3	low	1.005	30.5	0.0207	9.41	1.836	3.675	4.346	0.778	50.4	0.0207
4		0.913	24.5	0.0183	7.76	1.612	3.764	4.065	0.752	44.5	0.0183
5	high	1.000	30.8	0.0203	9.68	1.887	3.707	4.355	0.776	50.5	0.0203
6		0.819	24.8	0.0183	7.72	1.630	3.639	4.133	0.605	45.9	0.0183
7	low	0.866	30.0	0.0208	8.76	1.797	3.694	4.250	0.626	51.1	0.0208
8		0.826	24.7	0.0183	7.56	1.604	3.706	4.104	0.608	45.7	0.0183

ตาราง ผ 2.2 ผลการทดลองกับภาระจำลองของระบบที่ 2 (ต่อ)

No.	อากาศออกจากเครื่องอบแห้ง		อากาศออกจากฮีเวปโปรเตออร์		สารทำความเย็นออกจากรคอมเพรสเซอร์		สารทำความเย็นออกจากรคอนเดนเซอร์		สารทำความเย็นเข้าฮีเวปโปรเตออร์		สารทำความเย็นเข้าคอมเพรสเซอร์	
	อุณหภูมิ	ความชื้น	อุณหภูมิ	ความชื้น	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ
1	44.5	0.0234	32.5	0.0229	2045	56.9	1874	50.9	1202	34.3	722	19.9
2	39.1	0.0211	29.6	0.0196	1976	51.2	1822	44.4	1183	29.8	760	17.7
3	44.2	0.0233	32.9	0.0229	2016	56.8	1847	50.1	1195	34.1	721	20.1
4	39.0	0.0207	29.4	0.0195	1961	51.2	1807	44.0	1177	29.5	759	17.6
5	44.1	0.0230	32.9	0.0227	2012	57.1	1845	49.9	1189	34.1	714	20.0
6	39.9	0.0209	29.5	0.0196	2001	51.1	1851	45.1	1192	30.0	763	17.6
7	44.6	0.0236	32.6	0.0230	2078	56.5	1903	50.5	1227	34.2	744	20.0
8	39.8	0.0208	29.4	0.0195	1991	50.7	1839	45.0	1190	29.9	759	17.6

ตาราง ผ 2.3 ผลการทดลองกับภาระจำลองของระบบที่ 3

No.	DL	Ma (kg/s)	สภาวะแวดล้อม		%RAR	MER (kg/h)	SMER (kg/kWh)	COP	กำลังไฟฟ้า(kW)		อากาศเข้าคอนเดนเซอร์	
			อุณหภูมิ	ความชื้น					Pcom	Pfan	Taci	Waci
1	high	1.352	30.6	0.0210	58	11.59	2.284	3.398	4.299	0.779	32.2	0.0229
2		1.361	29.3	0.0217	61	12.58	2.390	3.512	4.498	0.765	33.3	0.0267
3		1.187	28.2	0.0194	67	8.87	1.724	3.498	4.377	0.766	32.1	0.0240
4		1.173	25.1	0.0188	64	9.00	1.859	3.502	4.099	0.742	28.9	0.0215
5		1.076	25.0	0.0188	71	7.88	1.591	3.495	4.209	0.744	29.9	0.0222
6	low	1.181	31.3	0.0190	52	11.00	2.180	3.108	4.266	0.782	32.2	0.0231
7		1.365	29.1	0.0208	61	11.10	2.142	3.538	4.425	0.760	33.3	0.0256
8		1.191	28.5	0.0199	66	8.53	1.667	3.579	4.355	0.762	32.4	0.0238
9		1.124	24.5	0.0186	65	8.45	1.757	3.468	4.038	0.767	28.5	0.0208
10		1.071	24.3	0.0186	71	7.64	1.553	3.557	4.156	0.761	29.7	0.0226
11	high	1.163	25.7	0.0190	52	8.04	1.747	3.443	3.987	0.617	26.8	0.0197
12		1.134	24.6	0.0187	53	7.56	1.635	3.380	4.023	0.602	26.1	0.0206
13		1.101	25.1	0.0189	57	7.86	1.724	3.513	3.948	0.608	27.3	0.0202
14		1.012	24.0	0.0180	61	8.26	1.836	3.435	3.899	0.602	27.3	0.0196
15		0.892	24.1	0.0183	67	6.18	1.371	3.378	3.897	0.612	26.6	0.0194
16	low	1.099	24.1	0.0182	53	6.46	1.446	3.469	3.867	0.604	25.5	0.0193
17		1.121	25.3	0.0193	56	7.59	1.636	3.514	4.030	0.610	27.7	0.0217
18		1.061	24.3	0.0183	59	8.17	1.772	3.364	4.013	0.600	27.4	0.0197
19		0.893	23.5	0.0180	67	6.16	1.348	3.379	3.956	0.609	25.9	0.0193

ตาราง ผ 2.3 ผลการทดลองกับภาระจำลองของระบบที่ 3 (ต่อ)

No.	อากาศเข้าเครื่องอบแห้ง		อากาศออกจากเครื่องอบแห้ง		อากาศออกจากอีแวปโปเรเตอร์		สารทำความเย็นออกจากคอมเพรสเซอร์		สารทำความเย็นจากคอนเดนเซอร์		สารทำความเย็นเข้าอีแวปโปเรเตอร์		สารทำความเย็นเข้าคอมเพรสเซอร์	
	อุณหภูมิ	ความชื้น	อุณหภูมิ	ความชื้น	Ta _{eo}	Wa _{eo}	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ
1	47.6	0.0229	41.7	0.0253	31.4	0.0241	2026	54.9	1861	48.1	1211	32.5	759	19.3
2	49.6	0.0267	43.7	0.0293	33.1	0.0280	2121	56.7	1959	50.0	1265	33.8	793	20.7
3	48.0	0.0240	42.8	0.0261	32.0	0.0248	2068	54.8	1919	48.2	1236	32.3	779	19.5
4	43.8	0.0215	38.8	0.0236	28.9	0.0219	1920	50.8	1795	45.0	1169	29.4	752	17.4
5	45.0	0.0222	40.4	0.0242	29.8	0.0228	1976	52.5	1850	45.8	1200	30.2	770	18.0
6	47.5	0.0231	41.4	0.0257	31.4	0.0224	2026	54.6	1855	48.2	1212	32.8	760	19.3
7	49.6	0.0256	43.9	0.0279	33.2	0.0267	2121	56.6	1966	49.9	1264	33.6	793	20.5
8	48.3	0.0238	43.2	0.0258	32.1	0.0244	2075	54.9	1924	48.5	1240	32.5	779	19.7
9	43.3	0.0208	38.5	0.0228	28.5	0.0212	1913	51.0	1787	44.5	1162	29.1	746	17.1
10	45.1	0.0226	40.7	0.0246	30.1	0.0232	1985	52.6	1860	46.0	1203	30.1	770	17.9
11	42.1	0.0197	37.6	0.0217	27.0	0.0193	1848	50.2	1706	42.8	1100	28.0	704	15.7
12	41.6	0.0204	37.6	0.0222	26.8	0.0201	1826	49.3	1710	42.6	1105	27.4	712	15.4
13	42.9	0.0202	37.9	0.0222	27.4	0.0200	1877	50.6	1738	43.6	1118	28.3	716	16.0
14	42.8	0.0196	37.7	0.0219	27.2	0.0199	1878	50.2	1758	43.4	1133	27.9	731	15.9
15	41.9	0.0194	37.5	0.0213	26.9	0.0193	1845	49.0	1726	42.7	1113	27.5	719	15.4
16	40.6	0.0193	36.5	0.0210	26.0	0.0185	1794	48.7	1680	41.7	1084	26.6	700	14.8
17	43.5	0.0217	38.5	0.0236	27.7	0.0214	1896	50.9	1758	44.0	1134	28.9	723	16.5
18	42.8	0.0197	37.8	0.0219	27.3	0.0200	1874	50.6	1754	43.3	1131	28.1	728	16.0
19	41.3	0.0193	36.9	0.0213	26.2	0.0191	1830	48.9	1711	42.2	1102	26.9	713	15.0

ตาราง ผ 2.4.1 ผลการทดลองกับภาระจำลองของระบบที่ 4

No.	DL	Ma (kg/s)	สภาวะแวดล้อม		%BAR	%RAR	MER (kg/h)	SMER (kg/kWh)	COP	กำลังไฟฟ้า		อากาศเข้าคอนเดนเซอร์	
			อุณหภูมิ	ความชื้น						3 เฟส	1 เฟส	อุณหภูมิ	ความชื้น
1	high	1.592	28.5	0.0204	14	58	10.75	2.056	3.237	4.460	0.767	28.0	0.0215
2		1.532	28.0	0.0197	12	55	8.97	1.859	3.539	4.072	0.750	29.4	0.0212
3		1.573	29.4	0.0197	12	56	10.67	2.121	3.415	4.288	0.741	30.7	0.0223
4		1.313	27.1	0.0196	25	67	12.02	2.352	3.343	4.385	0.726	36.5	0.0269
5		1.528	29.2	0.0184	24	66	13.79	2.705	3.453	4.355	0.744	38.9	0.0283
6		1.621	30.3	0.0204	20	68	14.39	2.734	3.606	4.506	0.758	35.3	0.0262
7	low	1.313	27.3	0.0187	25	67	11.07	2.197	3.467	4.316	0.724	35.8	0.0263
8		1.490	27.3	0.0193	22	65	13.60	2.689	3.530	4.332	0.724	37.6	0.0276
9		1.617	29.7	0.0204	20	68	14.24	2.686	3.604	4.548	0.756	35.8	0.0276
10	high	1.253	24.6	0.0185	8	53	7.39	1.606	3.408	3.866	0.738	27.2	0.0192
11		1.258	25.2	0.0194	6	62	7.78	1.599	3.365	4.075	0.788	27.7	0.0205
12		1.170	25.3	0.0193	6	56	7.13	1.497	3.400	3.989	0.772	28.2	0.0206
13		0.988	25.4	0.0196	18	69	6.81	1.406	3.261	4.077	0.767	33.0	0.0228
14		1.078	25.5	0.0195	12	71	7.71	1.563	3.439	4.166	0.766	31.2	0.0220
15		1.260	26.2	0.0195	11	71	9.57	1.914	3.530	4.243	0.757	31.2	0.0231

ตาราง ผ 2.4.1 ผลการทดลองกับภาระจำลองของระบบที่ 4 (ต่อ)

No.	DL	Ma (kg/s)	สภาวะแวดล้อม		%BAR	%RAR	MER (kg/h)	SMER (kg/kWh)	COP	กำลังไฟฟ้า		อากาศเข้าคอนเดนเซอร์	
			อุณหภูมิ	ความชื้น						3 เฟส	1 เฟส	อุณหภูมิ	ความชื้น
16	high	1.271	25.2	0.0192	25	68	10.50	2.051	3.511	4.365	0.755	38.4	0.0298
17		1.323	25.0	0.0190	22	69	11.23	2.185	3.413	4.385	0.756	40.5	0.0301
18		1.516	25.0	0.0189	14	70	12.87	2.384	3.611	4.638	0.760	35.9	0.0287
19	low	1.199	24.6	0.0188	8	55	7.04	1.495	3.402	3.940	0.768	27.2	0.0195
20		1.174	25.3	0.0194	9	51	6.42	1.363	3.308	3.933	0.773	29.3	0.0206
21		1.337	24.9	0.0191	8	59	7.98	1.628	3.416	4.115	0.787	26.9	0.0202
22		1.203	25.2	0.0194	6	55	6.57	1.394	3.440	3.939	0.770	28.2	0.0202
23		1.253	25.0	0.0190	6	61	7.66	1.593	3.362	4.031	0.779	27.6	0.0203
24		0.993	25.4	0.0195	18	69	6.78	1.414	3.302	4.034	0.763	32.8	0.0226
25		1.142	25.5	0.0195	13	69	7.53	1.524	3.440	4.201	0.737	30.4	0.0223
26		1.192	25.6	0.0193	10	73	8.61	1.728	3.502	4.205	0.779	30.8	0.0228
27		1.255	25.1	0.0192	25	69	9.81	1.932	3.383	4.340	0.737	38.6	0.0298
28		1.290	25.0	0.0191	22	69	10.63	2.070	3.412	4.376	0.758	40.3	0.0306
29		1.308	25.0	0.0190	12	73	10.05	1.942	3.539	4.410	0.768	32.9	0.0248
30	high	1.216	27.1	0.0189	15	50	7.70	1.682	3.137	3.962	0.613	28.6	0.0213

ตาราง ผ 2.4.1 ผลการทดลองกับภาระจำลองของระบบที่ 4 (ต่อ)

No.	DL	Ma (kg/s)	สภาวะแวดล้อม		%BAR	%RAR	MER (kg/h)	SMER (kg/kWh)	COP	กำลังไฟฟ้า		อากาศเข้าคอนเดนเซอร์	
			อุณหภูมิ	ความชื้น						3 เฟส	1 เฟส	อุณหภูมิ	ความชื้น
31	high	1.235	27.9	0.0198	9	51	7.46	1.605	3.307	4.047	0.598	29.5	0.0216
32		1.294	29.1	0.0198	9	56	9.26	1.920	3.398	4.202	0.620	30.1	0.0222
33		0.944	27.5	0.0175	21	68	7.01	1.514	3.081	4.026	0.603	31.4	0.0220
34		0.995	26.1	0.0184	17	70	7.61	1.661	3.345	3.970	0.609	31.0	0.0215
35		1.133	26.7	0.0194	13	69	7.73	1.610	3.392	4.188	0.613	31.7	0.0231
36	low	1.218	26.7	0.0187	15	50	7.26	1.601	3.225	3.938	0.597	27.8	0.0207
37		1.300	28.1	0.0201	8	56	9.18	1.972	3.456	4.038	0.619	29.5	0.0220
38		1.208	28.0	0.0193	8	51	7.30	1.548	3.218	4.115	0.605	29.3	0.0218
39		0.914	27.1	0.0179	22	69	6.90	1.495	3.130	3.992	0.619	31.3	0.0219
40		1.146	27.3	0.0198	14	69	7.05	1.460	3.477	4.225	0.607	31.6	0.0225
41	high	1.177	25.5	0.0190	12	48	8.34	1.912	3.311	3.760	0.602	27.0	0.0200
42		1.175	25.4	0.0190	8	48	7.17	1.591	3.238	3.896	0.610	27.3	0.0193
43		1.204	25.2	0.0191	7	54	7.32	1.599	3.381	3.981	0.595	26.7	0.0197
44		1.039	24.5	0.0185	17	54	6.93	1.552	3.067	3.877	0.591	28.4	0.0207
45		1.101	24.6	0.0187	15	57	7.63	1.685	3.197	3.940	0.592	28.5	0.0204

ตาราง ผ 2.4.1 ผลการทดลองกับภาระจำลองของระบบที่ 4 (ต่อ)

No.	DL	Ma (kg/s)	สภาวะแวดล้อม		%BAR	%RAR	MER (kg/h)	SMER (kg/kWh)	COP	กำลังไฟฟ้า		อากาศเข้าคอนเดนเซอร์	
			อุณหภูมิ	ความชื้น						3 เฟส	1 เฟส	อุณหภูมิ	ความชื้น
46	high	1.111	24.8	0.0189	8	59	7.60	1.635	3.355	4.039	0.608	28.5	0.0205
47		0.836	24.2	0.0183	23	69	5.61	1.243	3.132	3.906	0.606	29.2	0.0215
48		0.882	24.2	0.0183	16	72	5.84	1.293	3.271	3.889	0.624	29.7	0.0205
49		0.952	24.1	0.0182	11	73	6.33	1.364	3.368	4.019	0.622	28.5	0.0203
50	low	1.173	25.9	0.0187	12	48	6.63	1.475	3.073	3.892	0.601	27.4	0.0201
51		1.128	25.1	0.0191	8	51	6.81	1.531	3.313	3.854	0.598	27.0	0.0196
52		1.159	24.9	0.0189	6	54	6.87	1.543	3.481	3.850	0.604	26.5	0.0197
53		1.009	25.7	0.0184	18	70	7.19	1.567	3.361	3.984	0.608	31.2	0.0211
54		1.017	24.3	0.0185	17	55	6.85	1.524	3.066	3.887	0.606	28.1	0.0206
55		1.078	24.7	0.0186	15	57	7.44	1.676	3.227	3.842	0.597	28.6	0.0201
56		1.110	24.9	0.0190	8	58	7.19	1.565	3.390	3.978	0.614	28.2	0.0205
57		0.823	24.1	0.0183	22	70	5.35	1.183	3.118	3.909	0.612	29.4	0.0214
58		0.882	24.1	0.0182	16	72	5.79	1.260	3.191	3.974	0.623	29.9	0.0202
59		0.956	24.1	0.0182	11	73	6.29	1.339	3.353	4.077	0.623	28.2	0.0206

ตาราง ผ 2.4.2 ผลการทดลองกับภาระจำลองของระบบที่ 4

NO	อากาศเข้าเครื่องอบแห้ง		อากาศออกจากเครื่องอบแห้ง		อากาศออกจากฮีเวปโปรเตอร์		สารทำความเย็นออกจากรคอมเพรสเซอร์		สารทำความเย็นออกจากรคอนเดนเซอร์		สารทำความเย็นเข้าฮีเวปโปรเตอร์		สารทำความเย็นเข้าคอมเพรสเซอร์	
	อุณหภูมิ	ความชื้น	อุณหภูมิ	ความชื้น	อุณหภูมิ	ความชื้น	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ
1	45.2	0.0215	40.7	0.0234	27.7	0.0219	2021	55.0	1888	48.3	950	24.6	914	22.0
2	44.2	0.0212	40.3	0.0228	27.4	0.0210	1892	51.9	1750	45.0	1131	29.3	894	17.2
3	46.0	0.0223	41.5	0.0242	29.3	0.0226	1938	53.7	1799	46.9	1172	31.1	844	18.7
4	49.8	0.0269	43.9	0.0295	29.9	0.0272	2065	55.6	1957	49.7	1224	32.0	855	19.3
5	51.7	0.0283	45.9	0.0308	31.7	0.0294	2119	57.0	2001	51.5	1257	33.7	870	20.6
6	50.9	0.0262	45.2	0.0287	32.4	0.0273	2129	57.3	1995	51.3	1276	34.2	900	21.2
7	49.2	0.0263	43.7	0.0286	29.3	0.0262	2040	54.9	1940	49.0	1207	31.4	845	18.6
8	50.3	0.0276	44.5	0.0301	30.7	0.0284	2082	56.2	1971	50.3	1234	32.5	863	19.8
9	52.3	0.0276	46.6	0.0301	33.6	0.0289	2173	58.4	2044	52.7	1295	35.0	903	22.0
10	41.5	0.0192	37.6	0.0208	25.3	0.0185	1784	48.9	1678	42.4	1071	26.7	783	15.4
11	43.3	0.0205	39.2	0.0222	28.0	0.0205	1885	50.1	1771	44.0	1136	28.5	827	17.5
12	43.0	0.0206	39.0	0.0223	26.8	0.0201	1862	50.0	1756	43.5	1116	28.0	808	16.6
13	45.7	0.0228	41.2	0.0247	27.4	0.0223	1942	51.1	1847	46.3	1150	29.1	819	17.1
14	46.2	0.0220	41.5	0.0240	29.2	0.0221	1981	51.6	1876	46.9	1186	30.1	849	18.4
15	47.1	0.0231	42.2	0.0252	31.1	0.0238	2028	53.0	1912	47.6	1221	31.3	878	19.7

ตาราง พ 2.4.2 ผลการทดลองกับภาระจำลองของระบบที่ 4 (ต่อ)

NO	อากาศเข้าเครื่องอบแห้ง		อากาศออกจากเครื่องอบแห้ง		อากาศออกจากอีแวปโปเรเตอร์		สารทำความเย็นออกจากคอมเพรสเซอร์		สารทำความเย็นจากคอนเดนเซอร์		สารทำความเย็นเข้าอีแวปโปเรเตอร์		สารทำความเย็นเข้าคอมเพรสเซอร์	
	อุณหภูมิ	ความชื้น	อุณหภูมิ	ความชื้น	อุณหภูมิ	ความชื้น	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ
16	52.7	0.0298	47.4	0.0321	31.5	0.0298	2216	56.4	2117	51.8	1305	33.3	901	20.5
17	53.2	0.0301	47.8	0.0325	32.7	0.0311	2263	57.4	2163	52.6	1326	33.7	924	21.2
18	53.3	0.0288	47.9	0.0311	35.5	0.0302	2313	58.0	2196	53.5	1381	35.1	971	23.1
19	41.7	0.0195	37.8	0.0211	25.5	0.0187	1794	49.8	1686	42.9	1076	26.9	789	15.7
20	43.2	0.0206	39.6	0.0221	26.2	0.0195	1855	48.9	1757	44.2	1101	27.6	794	16.0
21	42.3	0.0202	38.3	0.0218	26.8	0.0200	1835	50.3	1714	43.3	1110	27.7	819	16.6
22	42.9	0.0202	39.3	0.0217	26.8	0.0196	1857	49.7	1751	43.7	1113	27.9	807	16.6
23	42.9	0.0203	38.9	0.0220	27.5	0.0203	1868	49.7	1750	43.6	1126	28.2	821	17.2
24	45.6	0.0226	41.1	0.0245	27.3	0.0221	1932	50.9	1837	45.4	1141	28.8	815	17.0
25	46.1	0.0223	41.8	0.0242	29.3	0.0223	1976	51.8	1870	46.4	1179	30.0	847	18.3
26	46.6	0.0228	41.9	0.0248	30.9	0.0234	2015	52.7	1899	47.1	1212	30.9	872	19.4
27	52.7	0.0298	47.7	0.0320	31.7	0.0302	2215	56.5	2116	51.6	1307	33.2	901	20.4
28	53.0	0.0306	47.8	0.0329	32.4	0.0314	2248	56.5	2144	52.3	1329	33.8	921	21.2
29	49.7	0.0248	44.7	0.0269	32.9	0.0259	2150	55.4	2033	50.0	1286	32.6	916	21.0
30	43.5	0.0213	39.3	0.0230	25.5	0.0200	1813	50.3	1717	44.2	1071	27.6	762	15.5

ตาราง ผ 2.4.2 ผลการทดลองกับภาระจำลองของระบบที่ 4 (ต่อ)

NO	อากาศเข้าเครื่องอบแห้ง		อากาศออกจากเครื่องอบแห้ง		อากาศออกจากอีแวปโปเรเตอร์		สารทำความเย็นออก จากคอมเพรสเซอร์			สารทำความเย็นออก จากคอนเดนเซอร์		สารทำความเย็นเข้าอีแวปโปเรเตอร์		สารทำความเย็นเข้าคอมเพรสเซอร์	
	อุณหภูมิ	ความชื้น	อุณหภูมิ	ความชื้น	อุณหภูมิ	ความชื้น	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	
31	44.4	0.0216	40.4	0.0233	27.2	0.0209	1861	50.5	1764	45.0	1111	28.7	795	16.8	
32	45.6	0.0222	40.9	0.0241	29.1	0.0219	1910	51.8	1794	46.3	1152	30.3	826	18.4	
33	45.0	0.0220	40.2	0.0240	26.3	0.0213	1879	50.8	1763	45.3	1112	28.6	788	16.2	
34	44.9	0.0215	39.9	0.0236	27.0	0.0212	1903	50.9	1785	45.3	1129	28.6	807	16.7	
35	47.0	0.0232	42.6	0.0250	30.3	0.0234	1993	53.2	1891	47.2	1195	30.8	849	18.8	
36	42.5	0.0207	38.6	0.0223	24.6	0.0190	1773	49.1	1677	43.2	1056	27.0	752	14.9	
37	44.9	0.0220	40.3	0.0240	28.9	0.0219	1896	52.2	1782	45.8	1142	29.8	821	18.1	
38	44.3	0.0218	40.3	0.0234	27.2	0.0212	1855	50.2	1756	44.9	1106	28.6	792	16.6	
39	44.9	0.0219	40.0	0.0240	26.1	0.0211	1880	51.1	1768	45.2	1112	28.5	790	16.2	
40	46.6	0.0225	42.5	0.0242	29.7	0.0225	1964	53.0	1862	47.2	1176	30.6	840	18.7	
41	41.4	0.0200	36.8	0.0220	23.7	0.0186	1756	48.0	1665	42.3	1042	26.0	749	14.3	
42	41.8	0.0193	37.8	0.0210	25.1	0.0181	1796	48.8	1700	42.7	1069	26.7	773	15.2	
43	42.0	0.0197	38.0	0.0214	26.2	0.0191	1821	49.2	1714	43.0	1093	27.2	794	15.9	
44	42.4	0.0207	38.0	0.0225	24.4	0.0192	1800	48.9	1707	42.6	1069	26.4	764	14.6	
45	43.0	0.0204	38.5	0.0223	25.6	0.0195	1839	49.2	1743	43.8	1088	27.1	781	15.4	

ตาราง ผ 2.4.2 ผลการทดลองกับภาระจำลองของระบบที่ 4 (ต่อ)

NO	อากาศเข้าเครื่องอบแห้ง		อากาศออกจากเครื่องอบแห้ง		อากาศออกจากอีแวปโปเรเตอร์		สารทำความเย็นออกจากรคอมเพรสเซอร์		สารทำความเย็นออกจากรคอนเดนเซอร์		สารทำความเย็นเข้าอีแวปโปเรเตอร์		สารทำความเย็นเข้าคอมเพรสเซอร์	
	อุณหภูมิ	ความชื้น	อุณหภูมิ	ความชื้น	อุณหภูมิ	ความชื้น	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ	ความดัน	อุณหภูมิ
46	43.3	0.0205	38.8	0.0224	27.0	0.0201	1873	50.1	1765	44.4	1117	28.0	807	16.4
47	42.9	0.0215	38.5	0.0233	24.7	0.0197	1821	48.7	1725	43.3	1081	26.8	774	14.8
48	43.3	0.0205	39.0	0.0224	26.3	0.0199	1867	50.1	1765	43.6	1107	27.4	797	15.7
49	43.5	0.0203	39.2	0.0222	27.5	0.0202	1889	50.2	1780	44.5	1132	28.1	817	16.6
50	41.8	0.0201	38.0	0.0217	24.0	0.0190	1759	48.1	1664	42.3	1044	26.3	747	14.3
51	41.8	0.0196	37.8	0.0213	25.1	0.0184	1797	48.8	1701	42.6	1069	26.6	774	15.2
52	41.8	0.0197	37.9	0.0213	26.0	0.0188	1811	49.4	1705	42.7	1084	27.0	789	15.7
53	44.6	0.0211	40.0	0.0231	26.9	0.0207	1898	50.9	1785	45.2	1124	28.4	803	16.6
54	42.2	0.0206	37.7	0.0225	24.4	0.0190	1799	48.5	1702	42.7	1066	26.3	764	14.5
55	42.8	0.0201	38.2	0.0220	25.5	0.0192	1827	49.0	1729	43.3	1086	27.0	779	15.3
56	43.3	0.0205	39.0	0.0223	27.0	0.0200	1873	50.0	1764	44.4	1117	28.0	808	16.5
57	43.0	0.0214	38.7	0.0232	24.6	0.0197	1826	49.9	1731	42.9	1084	26.7	776	14.9
58	43.3	0.0202	39.0	0.0221	26.1	0.0196	1864	49.9	1762	43.9	1107	27.4	797	15.8
59	43.7	0.0206	39.4	0.0224	27.7	0.0205	1900	50.6	1789	44.6	1133	28.1	819	16.8

ภาคผนวกที่ 8

ผลการจำลองแบบกับเงื่อนไขจากการทดลองในภาคผนวกที่ 2

ตาราง ผ. 3.1 ผลการจำลองแบบของระบบที่ 1

NO.	DL	Ma (kg/s)	Ta (°C)	Wa	MER (kg/h)	SMER (kg/kWh)	COP	Pcom (kW)	Pfan (kW)	Taci	Tdin (°C)	Wdin
1	high	0.9466	29.2	0.0175	7.1515	1.5988	3.215	3.7232	0.750	21.7	44.88	0.01584
2		0.9086	23.7	0.0168	7.178	1.6157	3.438	3.6876	0.755	18.85	41.3	0.01358
3	Low	0.9370	29.1	0.0177	6.9742	1.5683	3.093	3.7015	0.746	21.96	44.8	0.01608
4		0.9050	24.1	0.0170	6.9489	1.5571	3.339	3.6905	0.772	19.16	41.54	0.01384
5	high	0.8232	29.8	0.0180	6.6101	1.5122	3.959	3.7684	0.603	21.96	45.85	0.01611
6		0.7974	24.0	0.0167	6.228	1.4547	3.481	3.6776	0.604	18.46	41.61	0.01324
7	Low	0.8189	30.6	0.0176	6.5345	1.4732	3.098	3.8304	0.605	19.82	45.67	0.01447

Ta, Wa = อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะบรรยากาศ

Pcom = กำลังไฟฟ้า 3 เฟส, Pfan = กำลังไฟฟ้า 1 เฟส

Taci, Waci = อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าคอนเดนเซอร์

Tadi, Wadi = อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้ง

Tado, Wado = อุณหภูมิและความชื้นจำเพาะของอากาศออกจากเครื่องอบแห้ง

ตาราง ผ. 3.1 ผลการจำลองแบบของระบบที่ 1 (ต่อ)

NO.	Tado ($^{\circ}\text{C}$)	Wado	Pdis (kPa)	Tdis ($^{\circ}\text{C}$)	Pco (kPa)	Trco ($^{\circ}\text{C}$)	Pei (kPa)	Trei ($^{\circ}\text{C}$)	Psuc(kPa)	Tsuc ($^{\circ}\text{C}$)
1	40.0	0.0179	1779	48.0	1659	43.3	887	19.1	648	13.0
2	36.1	0.0158	1672	44.3	1561	40.7	799	15.4	599	9.5
3	39.9	0.0182	1786	48.0	1663	43.4	910	20.0	631	11.9
4	36.5	0.0160	1693	44.6	1580	41.2	809	15.9	618	10.4
5	40.6	0.0183	1807	48.9	1687	44.0	911	20.0	632	12.5
6	36.5	0.0154	1687	44.6	1579	41.2	795	15.2	596	9.4
7	40.5	0.0167	1802	48.5	1696	44.2	851	17.6	627	12.4

Pdis, Tdis = ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์

Pco, Trco = ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์

Pei, Trei = ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เข้าอีแวปโปเรเตอร์

Psuc, Tsuc = ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เข้าคอมเพรสเซอร์

ตาราง ผ. 3.2 ผลการจำลองแบบของระบบที่ 2

No.	DL	Ma (kg/s)	Ta (°C)	Wa	MER (kg/h)	SMER (kg/kWh)	COP	Pcom (kW)	Pfan (kW)	Tadi (°C)	Wadi
2	high	0.904	25.0	0.0186	9.58	2.169	3.445	3.653	0.766	48.83	0.0186
4	low	0.913	24.5	0.0183	9.18	2.086	3.41	3.646	0.752	48.52	0.0183
6	high	0.819	24.8	0.0183	8.61	2.012	3.5788	3.675	0.605	48.74	0.0183
7	low	0.866	30.0	0.0208	10.23	2.187	2.9763	4.052	0.626	55.47	0.0208
8		0.826	24.7	0.0183	8.67	2.031	3.6575	3.662	0.608	48.90	0.0183

ตาราง ผ. 3.2 ผลการจำลองแบบของระบบที่ 2 (ต่อ)

No.	Tado ($^{\circ}$ C)	Wado	Taeo ($^{\circ}$ C)	Waeo	Pdis (kPa)	Tdis ($^{\circ}$ C)	Pco (kPa)	Trco ($^{\circ}$ C)	Pei (kPa)	Trei ($^{\circ}$ C)	Psuc(kPa)	Tsuc ($^{\circ}$ C)
2	41.95	0.0215	29.12	0.0215	1976	52.7	1810	47.0	1154	28.8	805	19.7
4	41.99	0.0211	29.44	0.0211	1961	29.4	1791	46.5	1166	29.2	800	19.4
6	41.92	0.0212	27.60	0.0210	2001	52.4	1847	47.8	1100	27.0	774	18.1
7	47.84	0.0241	36.25	0.0241	2078	59.4	1890	48.8	1379	35.7	919	27.3
8	42.08	0.0212	28.81	0.0212	1991	52.7	1827	47.3	1147	28.5	792	19.1

ตาราง ผ. 3.3 ผลการจำลองแบบของระบบที่ 3

No.	DL	Ma (kg/s)	Ta (°C)	Wa	%RAR	MER (kg/h)	SMER (kg/kWh)	COP	Pcom (kW)	Pfan (kW)	Taci (°C)	Waci
1	high	1.352	30.6	0.0210	58	13.62	2.921	3.813	3.882	0.779	34.73	0.0231
2		1.361	29.3	0.0217	61	16.54	3.580	4.093	3.854	0.765	36.34	0.0256
3		1.187	28.2	0.0194	67	10.82	2.396	4.070	3.749	0.766	34.27	0.0229
4		1.173	25.1	0.0188	64	10.42	2.375	3.480	3.647	0.742	33.16	0.0210
5		1.076	25.0	0.0188	71	8.47	1.923	3.684	3.659	0.744	33.91	0.0216
6	low	1.181	31.3	0.0190	52	14.76	3.142	3.329	3.914	0.782	35.70	0.0212
7		1.365	29.1	0.0208	61	14.24	3.058	4.126	3.897	0.760	35.48	0.0237
8		1.191	28.5	0.0199	66	11.12	2.435	4.041	3.805	0.762	34.45	0.0232
9		1.124	24.5	0.0186	65	9.48	2.139	3.650	3.664	0.767	32.74	0.0203
10		1.071	24.3	0.0186	71	8.12	1.838	3.391	3.657	0.761	33.69	0.0217
11	high	1.163	25.7	0.0190	52	9.53	2.243	2.963	3.635	0.617	32.90	0.0200
12		1.134	24.6	0.0187	53	8.20	1.918	3.768	3.673	0.602	30.44	0.0109
13		1.101	25.1	0.0189	57	9.88	2.319	3.411	3.651	0.608	32.75	0.0201
14		1.012	24.0	0.0180	61	9.31	2.171	3.799	3.685	0.602	30.23	0.0182
15		0.892	24.1	0.0183	67	7.18	1.671	3.623	3.684	0.612	30.18	0.0183
16	low	1.099	24.1	0.0182	53	8.32	1.944	3.698	3.675	0.604	29.72	0.0182
18		1.061	24.3	0.0183	59	9.69	2.263	3.836	3.684	0.600	30.78	0.0184
19		0.893	23.5	0.0180	67	7.77	1.808	3.646	3.690	0.609	29.73	0.0182

ตาราง ผ. 3.3 ผลการจำลองแบบของระบบที่ 3 (ต่อ)

No.	Tadi (°C)	Wadi	Tado (°C)	Wado	Taeo (°C)	Waeo	Pdis (kPa)	Tdis (°C)	Pco (kPa)	Trco (°C)	Pei (kPa)	Trei (°C)	Psuc (kPa)	Tsuc (°C)
1	51.76	0.0229	44.52	0.0256	29.69	0.0246	2026	55.5	1872	48.4	1135	28.1	803	21.3
2	53.62	0.0259	46.48	0.0292	31.84	0.0281	2121	57.3	1958	50.3	1194	30.1	858	23.5
3	51.71	0.0227	45.24	0.0252	30.08	0.0247	2068	55.5	1907	49.2	1172	29.4	824	21.5
4	47.75	0.0208	41.36	0.0232	28.24	0.0222	1920	51.7	1755	45.6	1127	27.9	784	18.8
5	48.55	0.0216	42.89	0.0236	28.54	0.0228	1976	52.4	1813	47.0	1127	27.9	791	19.0
6	51.53	0.0214	43.92	0.0249	28.42	0.0232	2026	55.1	1879	48.6	1110	27.3	790	20.6
7	52.86	0.0236	45.86	0.0265	30.26	0.0255	2121	56.5	1973	50.7	1112	27.4	816	21.6
8	51.81	0.0232	45.68	0.0258	29.92	0.0249	2075	55.5	1922	49.5	1124	27.8	810	21.0
9	47.31	0.0200	41.14	0.0224	27.07	0.0212	1913	51.1	1758	45.7	1067	25.8	761	17.8
10	48.62	0.0217	43.11	0.0236	29.09	0.0230	1985	52.6	1818	47.1	1152	28.7	800	19.2
11	47.20	0.0198	41.34	0.0221	28.05	0.0209	1848	51.1	1684	43.9	1133	28.1	769	18.7
12	45.33	0.0185	39.99	0.0205	24.81	0.0187	1826	49.0	1681	43.8	989	23.0	711	15.4
13	47.38	0.0199	41.02	0.0224	27.35	0.0210	1877	51.2	1715	44.7	1106	27.2	766	18.3
14	45.40	0.0182	39.27	0.0207	24.19	0.0182	1878	48.9	1747	45.4	925	20.6	689	13.9
15	45.09	0.0182	39.63	0.0205	24.26	0.0183	1845	48.6	1709	44.5	943	21.3	693	14.2
16	44.63	0.0180	39.20	0.0201	24.13	0.0181	1794	48.2	1653	43.1	961	22.0	695	14.6
18	45.68	0.0184	39.52	0.0209	24.41	0.0185	1874	49.1	1742	45.3	929	20.8	695	14.4
19	44.86	0.0182	39.36	0.0206	24.16	0.0182	1830	48.2	1694	44.1	936	21.0	691	14.0

ตารางที่ พ. 3.4 (a) ผลการจำลองแบบของระบบที่ 4

No.	DL	Ma (kg/s)	Ta (°C)	Wa	%BAR	%RAR	MER (kg/h)	SMER kg/kWh	COP	Pcom (kW)	Pfan (kW)	Taci (°C)	Waci
1	high	1.592	28.5	0.0204	14	58	10.67	1.898	2.474	4.856	0.767	37.70	0.0216
2		1.532	28.0	0.0197	12	55	11.06	2.421	3.044	3.817	0.750	34.42	0.0191
3		1.573	29.4	0.0197	12	56	5.58	1.203	2.678	3.895	0.741	35.47	0.0217
4		1.313	27.1	0.0196	25	67	10.38	2.161	3.468	4.076	0.726	34.68	0.0192
5		1.528	29.2	0.0184	24	66	14.26	2.769	3.402	4.405	0.744	34.82	0.0207
6		1.621	30.3	0.0204	20	68	12.11	2.416	3.596	4.252	0.758	36.33	0.0221
7	low	1.313	27.3	0.0187	25	67	9.96	2.100	3.516	4.016	0.724	34.06	0.0186
8		1.490	27.3	0.0193	22	65	13.25	2.716	3.561	4.155	0.724	34.65	0.0206
9		1.617	29.7	0.0204	20	68	11.52	2.232	3.454	4.406	0.756	37.41	0.0222
11	high	1.258	25.2	0.0194	6	62	5.88	1.303	3.585	3.726	0.788	32.46	0.0188
12		1.170	25.3	0.0193	6	56	5.89	1.307	3.187	3.733	0.772	31.66	0.0184
13		0.988	25.4	0.0196	18	69	7.17	1.577	3.500	3.778	0.767	32.88	0.0188
14		1.078	25.5	0.0195	12	71	7.02	1.551	3.653	3.764	0.766	33.66	0.0195
15		1.260	26.2	0.0195	11	71	9.60	2.114	4.074	3.783	0.757	32.53	0.0212

ตารางที่ พ. 3.4 (a) ผลการจำลองแบบของระบบที่ 4 (ต่อ)

No.	DL	Ma (kg/s)	Ta (°C)	Wa	%BAR	%RAR	MER (kg/h)	SMER kg/kWh	COP	Pcom (kW)	Pfan (kW)	Taci (°C)	Waci
20	low	1.174	25.3	0.0194	9	51	3.71	0.817	3.534	3.766	0.773	29.71	0.0172
21		1.337	24.9	0.0191	8	59	6.00	1.361	1.804	3.620	0.787	35.90	0.0192
23		1.253	25.0	0.0190	6	61	4.00	0.886	3.363	3.732	0.779	31.73	0.0176
24		0.993	25.4	0.0195	18	69	7.00	1.542	3.376	3.778	0.763	32.88	0.0189
25		1.142	25.5	0.0195	13	69	7.12	1.593	3.758	3.736	0.737	34.05	0.0204
26		1.192	25.6	0.0193	10	73	8.56	1.884	4.032	3.764	0.779	33.00	0.0208
28		1.290	25.0	0.0191	22	69	10.61	2.339	3.933	3.779	0.758	38.30	0.0209
29		1.308	25.0	0.0190	12	73	8.54	1.892	4.203	3.748	0.768	33.91	0.0208
30	high	1.216	27.1	0.0189	15	50	5.73	1.277	2.256	3.875	0.613	33.29	0.0182

ตารางที่ ผ. 3.4 (a) ผลการจำลองแบบของระบบที่ 4 (ต่อ)

No.	DL	Ma (kg/s)	Ta ($^{\circ}$ C)	Wa	%BAR	%RAR	MER (kg/h)	SMER kg/kWh	COP	Pcom (kW)	Pfan (kW)	Taci ($^{\circ}$ C)	Waci
31	high	1.235	27.9	0.0198	9	51	4.53	1.029	2.486	3.807	0.598	34.10	0.0192
32		1.294	29.1	0.0198	9	56	6.29	1.352	3.153	4.034	0.620	33.49	0.0190
33		0.944	27.5	0.0175	21	68	6.95	1.564	3.232	3.842	0.603	31.74	0.0161
34		0.995	26.1	0.0184	17	70	6.17	1.406	3.540	3.779	0.609	31.61	0.0169
35	low	1.133	26.7	0.0194	13	69	5.51	1.225	3.465	3.889	0.613	32.82	0.0186
36		1.218	26.7	0.0187	15	50	5.35	1.213	2.244	3.810	0.597	32.28	0.0179
37		1.300	28.1	0.0201	8	56	8.08	1.820	3.165	3.818	0.619	33.76	0.0204
38		1.208	28.0	0.0193	8	51	6.35	1.436	2.581	3.818	0.605	34.49	0.0193
39		0.914	27.1	0.0179	22	69	7.89	1.786	2.852	3.795	0.619	32.22	0.0182
40		1.146	27.3	0.0198	14	69	5.71	1.277	3.369	3.861	0.607	33.41	0.0199
41	high	1.177	25.5	0.0190	12	48	5.72	1.312	3.054	3.755	0.602	30.35	0.0175
43		1.204	25.2	0.0191	7	54	5.55	1.288	3.194	3.717	0.595	30.72	0.0180
44		1.039	24.5	0.0185	17	54	7.94	1.834	3.496	3.737	0.591	30.66	0.0174
45		1.101	24.6	0.0187	15	57	7.43	1.717	3.403	3.733	0.592	29.72	0.0166

ตารางที่ พ. 3.4 (a) ผลการจำลองแบบของระบบที่ 4 (ต่อ)

No.	DL	Ma (kg/s)	Ta (°C)	Wa	%BAR	%RAR	MER (kg/h)	SMER kg/kWh	COP	Pcom (kW)	Pfan (kW)	Taci (°C)	Waci
46	high	1.111	24.8	0.0189	8	59	7.21	1.662	3.606	3.732	0.608	31.35	0.0179
47		0.836	24.2	0.0183	23	69	6.42	1.486	3.364	3.713	0.606	29.66	0.0166
48		0.882	24.2	0.0183	16	72	4.62	1.070	3.480	3.691	0.624	29.09	0.0153
49		0.952	24.1	0.0182	11	73	6.04	1.397	3.770	3.704	0.622	31.00	0.0176
50	low	1.173	25.9	0.0187	12	48	5.70	1.295	2.885	3.797	0.601	31.11	0.0176
51		1.128	25.1	0.0191	8	51	5.57	1.287	3.076	3.728	0.598	30.26	0.0177
52		1.159	24.9	0.0189	6	54	5.54	1.282	3.150	3.717	0.604	30.51	0.0177
53		1.009	25.7	0.0184	18	70	7.65	1.762	3.488	3.735	0.608	32.41	0.0189
54		1.017	24.3	0.0185	17	55	7.22	1.672	3.217	3.714	0.606	30.02	0.0166
55		1.078	24.7	0.0186	15	57	7.30	1.685	3.489	3.733	0.597	30.31	0.0170
56		1.110	24.9	0.0190	8	58	6.81	1.571	3.650	3.725	0.614	31.25	0.0179
57		0.823	24.1	0.0183	22	70	6.77	1.567	3.450	3.709	0.612	28.88	0.0163
58		0.882	24.1	0.0182	16	72	5.99	1.382	3.252	3.708	0.623	30.51	0.0171
59		0.956	24.1	0.0182	11	73	5.82	1.345	3.385	3.707	0.623	31.24	0.0177

ตารางที่ ผ. 3.4 (b) ผลการจำลองแบบของระบบที่ 4

No.	Tadi	Wadi	Tado	Wado	Taeo	Waeo	Pdis	Tdis	Pco	Trco	Pei	Trei	Psuc	Tsuc
1	54.59	0.0205	46.95	0.0224	31.41	0.0224	2021	58.9	1896	48.3	1230	31.2	844	25.5
2	47.78	0.0189	41.75	0.0188	26.08	0.0186	1892	52.2	1750	45.5	1065	25.7	758	19.0
3	50.02	0.0203	43.37	0.0213	30.00	0.0212	1938	54.7	1778	46.2	1194	30.1	838	23.2
4	50.07	0.0182	41.91	0.0204	24.09	0.0181	2065	53.8	1959	45.1	910	20.0	699	16.3
5	52.64	0.0203	44.72	0.0229	27.02	0.0214	2119	56.6	2002	48.8	992	23.1	749	19.6
6	52.80	0.0213	44.99	0.0234	28.43	0.0227	2129	57.0	2000	51.3	1058	25.5	797	21.5
7	49.54	0.0178	41.98	0.0199	23.78	0.0177	2040	53.2	1934	44.1	901	19.7	691	15.8
8	51.07	0.0201	42.98	0.0226	26.42	0.0207	2082	55.2	1963	49.4	976	22.6	736	18.4
9	53.59	0.0213	45.66	0.0233	28.62	0.0228	2173	58.1	2046	52.3	1072	26.0	806	22.2
11	46.03	0.0180	39.98	0.0193	24.68	0.0183	1885	50.5	1753	45.6	970	22.3	707	15.8
12	45.65	0.0177	39.73	0.0191	23.74	0.0175	1862	49.9	1734	45.1	949	21.5	692	15.1
13	47.13	0.0186	41.07	0.0206	23.68	0.0178	1942	51.0	1823	47.3	918	20.3	689	15.0
14	47.71	0.0191	41.43	0.0209	25.21	0.0192	1981	51.9	1855	48.0	961	22.0	714	16.1
15	49.28	0.0209	42.89	0.0230	27.36	0.0212	2028	53.4	1893	48.5	1007	23.7	753	18.1

ตารางที่ ผ. 3.4 (b) ผลการจำลองแบบของระบบที่ 4 (ต่อ)

No.	Tadi	Wadi	Tado	Wado	Taeo	Waeo	Pdis	Tdis	Pco	Trco	Pei	Trei	Psuc	Tsuc
20	45.12	0.0161	41.08	0.0206	20.72	0.0147	1932	51.0	1810	47.0	936	21.0	695	15.3
21	48.46	0.0180	41.91	0.0192	32.09	0.0192	1835	53.5	1649	43.0	1314	33.8	844	23.1
23	45.61	0.0163	39.28	0.0172	23.48	0.0168	1868	50.0	1740	45.3	958	21.9	719	16.4
24	47.10	0.0187	41.08	0.0206	23.96	0.0181	1932	51.0	1810	47.0	936	21.0	695	15.3
25	48.26	0.0200	42.49	0.0217	26.55	0.0205	1976	52.5	1833	47.5	1043	25.0	750	17.8
26	48.80	0.0204	42.61	0.0224	26.93	0.0212	2015	52.9	1881	48.6	995	23.2	743	17.5
28	53.49	0.0205	46.00	0.0227	26.96	0.0213	2248	55.5	2134	49.6	992	23.1	715	17.4
29	50.70	0.0202	44.26	0.0220	27.38	0.0214	2150	54.3	2024	42.7	1001	23.5	755	17.6
30	46.75	0.0171	40.32	0.0185	24.52	0.0170	1813	51.0	1679	43.8	1033	24.6	712	17.3

ตารางที่ ผ. 3.4 (b) ผลการจำลองแบบของระบบที่ 4 (ต่อ)

No.	Tadi	Wadi	Tado	Wado	Taeo	Waeo	Pdis	Tdis	Pco	Trco	Pei	Trei	Psuc	Tsuc
31	47.53	0.0180	41.48	0.0190	26.60	0.0185	1861	51.9	1716	44.7	1093	26.7	719	17.4
32	48.29	0.0178	41.24	0.0192	24.57	0.0182	1910	52.5	1785	46.4	982	22.8	712	17.4
33	45.87	0.0156	38.97	0.0176	20.31	0.0145	1879	49.5	1779	46.2	830	16.7	632	12.9
34	45.96	0.0160	38.84	0.0177	21.72	0.0157	1903	49.9	1794	46.6	871	18.5	654	13.3
35	48.19	0.0177	41.68	0.0190	24.30	0.0180	1993	52.4	1876	48.5	937	21.1	700	16.0
36	45.50	0.0170	39.30	0.0182	24.02	0.0166	1773	50.0	1638.5	42.7	1019	24.1	702	16.6
37	48.28	0.0198	41.53	0.0215	27.56	0.0206	1896	52.9	1745	45.4	1115	27.5	769	19.7
38	47.37	0.0186	41.29	0.0201	26.66	0.0191	1855	52.0	1709	44.5	1093	26.7	752	19.0
39	46.11	0.0182	39.43	0.0206	23.04	0.0172	1880	50.3	1759	45.7	932	20.9	681	14.9
40	48.42	0.0198	42.57	0.0207	25.95	0.0197	1964	53.0	1830	47.4	1025	24.1	753	18.6
41	44.53	0.0168	38.70	0.0181	21.46	0.0155	1796	48.4	1681	43.8	873	18.5	648	13.1
43	44.68	0.0171	38.71	0.0184	22.92	0.0167	1821	48.9	1695	44.2	928	20.7	767	14.3
44	44.96	0.0170	37.88	0.0183	21.37	0.0155	1800	47.5	1699	44.3	803	15.6	612	11.1
45	44.03	0.0163	38.76	0.0190	19.23	0.0136	1893	48.6	1728	45.0	854	17.8	639	12.4

ตารางที่ ผ. 3.4 (b) ผลการจำลองแบบของระบบที่ 4 (ต่อ)

No.	Tadi	Wadi	Tado	Wado	Taeo	Waeo	Pdis	Tdis	Pco	Trco	Pei	Trei	Psuc	Tsuc
46	45.47	0.0174	39.19	0.0192	22.83	0.0168	1873	49.4	1755	45.6	889	19.2	669	13.8
47	43.99	0.0165	37.70	0.0186	20.18	0.0145	1821	47.9	1713	44.6	842	17.3	630	11.8
48	45.50	0.0142	39.25	0.0157	19.77	0.0138	1867	48.1	1768	42.6	807	15.8	621	11.1
49	45.44	0.0172	39.37	0.0189	23.26	0.0171	1889	49.5	1766	45.9	910	20.0	678	13.9
50	44.53	0.0169	38.86	0.0182	21.66	0.0157	1759	48.6	1639	42.8	909	20.0	655	14.0
51	44.35	0.0169	38.52	0.0183	21.96	0.0160	1797	48.4	1677	43.7	897	19.5	658	13.5
52	44.54	0.0170	38.71	0.0183	22.68	0.0165	1811	48.7	1687	44.0	916	20.2	671	14.0
53	46.81	0.0187	40.72	0.0208	24.56	0.0186	1898	50.7	1765	45.9	978	22.6	709	15.9
54	43.86	0.0163	37.62	0.0182	19.38	0.0138	1799	47.4	1696	44.2	812	16.0	615	11.1
55	44.46	0.0165	38.14	0.0184	20.66	0.0148	1827	48.2	1720	44.8	834	16.9	633	12.1
56	45.41	0.0174	39.44	0.0191	22.79	0.0167	1873	49.3	1755	45.7	886	19.1	667	13.6
57	44.82	0.0163	38.78	0.0186	19.64	0.0140	1862	48.3	1762	43.4	810	15.9	620	11.2
58	45.07	0.0168	39.16	0.0187	22.15	0.0162	1864	48.9	1747	45.4	887	19.1	660	13.1
59	45.60	0.0172	39.50	0.0189	23.41	0.0173	1900	49.7	1777	46.2	920	20.4	682	14.2

ภาคผนวกที่ 4

ผลการจำลองแบบสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนกับสภาวะแวดล้อม

ตาราง ผ. 4.1 ผลของระบบที่ 1 ที่ 75%DE

อุณหภูมิ (^o ซ)	SMER			COP			MER			อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)		
	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH
20.0	2.599	2.846	3.095	4.434	4.515	4.604	4.570	5.290	6.040	0.0251	0.0281	0.0313
22.5	2.783	3.018	3.324	4.483	4.586	4.691	4.980	5.820	6.740	0.0270	0.0306	0.0343
25.0	2.920	3.246	3.515	4.561	4.662	4.776	5.560	6.500	7.380	0.0297	0.0333	0.0376
27.5	3.056	3.490	3.682	4.599	4.734	4.781	5.950	7.220	8.000	0.0311	0.0362	0.0415
30.0	3.247	3.628	3.671	4.665	4.805	4.651	6.510	7.740	8.260	0.0334	0.0395	0.0470
32.5	3.379	3.700	3.673	4.745	4.739	4.393	6.970	8.150	8.470	0.0358	0.0434	0.0527
35.0	3.613	3.746	3.608	4.797	4.510	4.149	7.660	8.500	8.460	0.0386	0.0489	0.0594
37.5	3.751	3.697	3.533	4.693	4.335	3.955	8.180	8.790	8.330	0.0422	0.0539	0.0659
40.0	3.698	3.608	3.429	4.670	4.128	3.798	8.260	8.470	8.200	0.0457	0.0601	0.0728

ตาราง ผ. 4.1 ผลของระบบที่ 1 ที่ 75%DE (ต่อ)

อุณหภูมิ (⁰ ซ)	อุณหภูมิระเหยของสารทำ ความเย็น (⁰ ซ)			กำลังคอมเพรสเซอร์ (kW)			อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องอบ แห้ง (⁰ ซ)			ความชื้นจำเพาะอากาศเข้าเครื่อง อบแห้ง		
	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH
20.0	-5.25	-2.42	0.26	1.757	1.857	1.950	33.31	38.75	44.08	0.0036	0.0045	0.0056
22.5	-3.56	-0.34	2.69	1.820	1.930	2.025	36.49	42.61	48.78	0.0041	0.0053	0.0066
25.0	-1.13	1.77	5.20	1.891	2.001	2.099	40.67	47.13	53.16	0.0049	0.0062	0.0079
27.5	0.08	4.09	7.85	1.944	2.069	2.170	43.32	51.81	57.41	0.0054	0.0072	0.0095
30.0	1.90	6.47	11.52	2.004	2.135	2.249	47.15	55.48	60.22	0.0061	0.0085	0.0119
32.5	3.47	9.26	14.87	2.061	2.201	2.306	50.33	58.59	62.81	0.0070	0.0102	0.0148
35.0	5.92	12.66	18.60	2.119	2.271	2.345	54.71	61.84	64.57	0.0081	0.0127	0.0186
37.5	7.94	15.69	22.13	2.182	2.315	2.357	58.36	65.67	65.82	0.0095	0.0154	0.0228
40.0	10.73	19.03	25.29	2.233	2.347	2.347	59.74	64.74	67.11	0.0111	0.0188	0.0277

ตาราง ผ. 4.2 ผลของระบบที่ 2 ที่ 75%DE

อุณหภูมิ (^o ซ)	SMER			COP			MER			อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)		
	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH
20.0	4.224	4.074	3.899	4.443	4.363	4.388	9.50	9.32	9.03	0.0470	0.0506	0.0542
22.5	4.276	4.055	3.878	4.160	4.191	4.217	9.75	9.40	9.07	0.0495	0.0538	0.0579
25.0	4.283	4.043	3.861	3.982	4.013	4.048	9.86	9.44	9.08	0.0522	0.0570	0.0617
27.5	4.257	4.014	3.835	3.803	3.846	3.916	9.89	9.43	9.04	0.0548	0.0607	0.0658
30.0	4.282	3.988	3.825	3.646	3.694	3.770	10.01	9.40	9.00	0.0579	0.0641	0.0700
32.5	4.256	3.999	3.781	3.457	3.535	3.637	10.00	9.42	8.85	0.0610	0.0681	0.0744
35.0	4.259	3.984	3.763	3.288	3.388	3.500	10.04	9.36	8.74	0.0643	0.0720	0.0790
37.5	4.248	3.975	3.721	3.125	3.233	3.381	10.01	9.28	8.53	0.0678	0.0763	0.0834
40.0	4.212	3.985	3.739	2.962	3.083	3.271	9.91	9.22	8.39	0.0707	0.0802	0.0891

ตาราง ผ. 4.2 ผลของระบบที่ 2 ที่ 75%DE (ต่อ)

อุณหภูมิ (⁰ ซ)	อุณหภูมิระเหยของสารทำ ความเย็น (⁰ ซ)			กำลังคอมเพรสเซอร์ (kW)			อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องอบ แห้ง (⁰ ซ)			ความชื้นจำเพาะอากาศเข้าเครื่อง อบแห้ง		
	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH
20.0	11.49	13.12	15.82	2.249	2.288	2.317	61.46	62.58	62.99	0.0043	0.0073	0.0102
22.5	13.09	15.56	17.88	2.277	2.314	2.338	63.20	63.65	64.12	0.0051	0.0085	0.0119
25.0	14.84	17.46	19.96	2.302	2.334	2.352	64.38	64.75	65.23	0.0059	0.0099	0.0139
27.5	16.21	19.06	21.97	2.321	2.349	2.357	65.10	65.61	66.15	0.0068	0.0115	0.0162
30.0	17.93	21.13	24.22	2.338	2.356	2.354	66.41	66.41	67.17	0.0079	0.0133	0.0188
32.5	19.61	22.81	26.01	2.349	2.357	2.342	67.07	67.56	67.73	0.0092	0.0154	0.0218
35.0	21.87	24.83	28.15	2.356	2.349	2.320	68.01	68.34	68.50	0.0105	0.0178	0.0252
37.5	22.89	26.99	30.50	2.356	2.334	2.291	68.71	69.10	68.98	0.0121	0.0205	0.0290
40.0	24.06	28.71	32.42	2.352	2.312	2.242	69.10	70.02	69.82	0.0139	0.0235	0.0334

ตาราง ผ. 4.3.1 SMERของระบบที่ 3 ที่ 75%DE

อุณหภูมิ (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3
	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR
20.0	3.752	3.900	3.720	3.551	3.489	3.497	3.725	3.865	3.800	3.562	3.410	3.327	3.679	3.790	3.784	3.597	3.369	3.198
22.5	3.747	3.921	3.877	3.714	3.647	3.659	3.707	3.842	3.866	3.742	3.576	3.482	3.649	3.759	3.821	3.775	3.556	3.351
25.0	3.744	3.914	3.957	3.844	3.766	3.785	3.699	3.809	3.890	3.816	3.749	3.637	3.602	3.714	3.799	3.821	3.732	3.526
27.5	3.730	3.888	4.000	4.037	3.968	3.969	3.656	3.777	3.885	3.923	3.886	3.793	3.590	3.713	3.752	3.808	3.803	3.694
30.0	3.724	3.861	4.004	4.089	4.119	4.122	3.618	3.765	3.844	3.923	3.967	3.948		3.696	3.728	3.749	3.784	3.784
32.5	3.676	3.848	3.970	4.094	4.198	4.263		3.749	3.797	3.855	3.949	4.018		3.634	3.690	3.699	3.707	3.772
35.0	3.647	3.835	3.929	4.054	4.193	4.356		3.726	3.782	3.820	3.870	3.986		3.606	3.648	3.671	3.664	3.681
37.5	3.635	3.825	3.903	4.000	4.118	4.314		3.631	3.753	3.793	3.821	3.858			3.574	3.616	3.608	3.606
40.0	3.559	3.803	3.883	3.951	4.029	4.187		3.559	3.697	3.755	3.777	3.806			3.500	3.575	3.534	3.526

ตาราง ผ. 4.3.2 COP ของระบบที่ 3 ที่ 75%DE

อุณหภูมิ (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3
	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR
20.00	4.121	4.651	4.609	4.405	4.235	4.027	4.038	4.529	4.697	4.500	4.306	4.110	3.995	4.426	4.684	4.592	4.385	4.179
22.50	4.045	4.514	4.647	4.445	4.255	4.060	3.965	4.388	4.635	4.549	4.345	4.141	3.948	4.248	4.527	4.615	4.439	4.215
25.00	3.942	4.413	4.588	4.444	4.241	4.038	3.863	4.216	4.477	4.536	4.382	4.170	3.848	4.110	4.318	4.479	4.485	4.256
27.50	3.859	4.218	4.475	4.498	4.312	4.099	3.820	4.056	4.287	4.416	4.388	4.194	3.806	3.947	4.117	4.280	4.374	4.301
30.00	3.824	4.061	4.308	4.403	4.335	4.117	3.745	3.922	4.071	4.239	4.303	4.227		3.865	3.937	4.032	4.172	4.240
32.50	3.746	3.912	4.086	4.222	4.269	4.132		3.796	3.900	3.993	4.095	4.153		3.767	3.808	3.844	3.896	4.002
35.00	3.680	3.805	3.912	3.994	4.072	4.092		3.728	3.761	3.776	3.799	3.908		3.667	3.697	3.696	3.686	3.682
37.50	3.545	3.699	3.746	3.773	3.805	3.880		3.557	3.635	3.616	3.583	3.586			3.561	3.587	3.544	3.483
40.00	3.246	3.619	3.617	3.588	3.554	3.548		3.217	3.540	3.496	3.407	3.348			3.458	3.452	3.377	3.526

ตาราง ผ. 4.3.3 MER ของระบบที่ 3 ที่ 75%DE

อุณหภูมิ (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR	0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR	0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR
20.0	8.84	8.59	7.49	6.61	5.95	5.37	8.48	8.79	7.97	6.93	6.10	5.35	8.68	8.74	8.16	7.27	6.30	5.38
22.5	8.83	8.84	8.03	7.13	6.43	5.80	8.70	8.85	8.30	7.53	6.65	5.84	8.53	8.79	8.55	7.93	6.92	5.91
25.0	8.81	8.90	8.37	7.57	6.86	6.20	8.67	8.88	8.62	8.04	7.22	6.37	8.38	8.74	8.72	8.34	7.56	6.51
27.5	8.75	9.02	8.74	8.25	7.50	6.76	8.54	8.88	8.83	8.42	7.76	6.91	8.28	8.75	8.76	8.59	8.06	7.13
30.0	8.71	9.04	8.94	8.59	8.04	7.30	8.39	8.88	8.94	8.83	8.28	7.51		8.67	8.79	8.71	8.39	7.65
32.5	8.57	9.07	9.11	8.96	8.48	7.83		8.81	8.93	8.88	8.66	8.00		8.47	8.69	8.71	8.56	8.17
35.0	8.45	9.04	9.16	9.13	8.91	8.33		8.72	8.92	8.96	8.87	8.49		8.29	8.53	8.65	8.62	8.46
37.5	8.35	9.00	9.17	9.24	9.14	8.82		8.42	8.82	8.94	8.95	8.74			8.25	8.46	8.50	8.48
40.0	8.06	8.92	9.16	9.27	9.28	9.14		8.13	8.62	8.83	8.91	8.90			7.94	8.10	8.24	8.30

ตาราง ผ. 4.3.4 อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นของระบบที่ 3 ที่ 75%DE

อุณหภูมิ (^o ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3
	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR
20.0	30.81	19.73	12.25	7.58	-1.60	-0.83	23.83	12.76	4.06	0.06	-4.39	-8.10	35.55	24.97	17.25	12.41	7.86	-6.98
22.5	32.51	21.76	14.13	9.32	-0.03	0.32	25.08	14.50	6.92	2.10	-2.42	-7.44	36.39	27.86	20.90	15.12	10.22	-0.09
25.0	34.12	22.78	15.77	10.87	1.47	1.63	26.08	16.88	9.85	4.28	-0.44	-5.58	37.69	30.24	24.29	18.25	12.58	2.15
27.5	35.63	25.83	18.40	12.17	5.40	3.40	26.69	19.50	12.74	6.84	1.71	-3.53	39.00	33.56	27.67	21.80	15.83	9.58
30.0	36.48	28.17	21.06	15.24	9.52	5.14	28.46	22.62	16.41	10.75	4.81	-1.24		35.83	31.06	26.30	20.01	12.58
32.5	37.30	30.79	24.03	18.56	12.47	6.98		24.77	18.89	14.62	8.76	1.49		37.35	34.03	30.12	25.32	17.86
35.0	38.29	32.49	26.80	21.57	16.26	9.11		26.50	22.58	18.83	13.83	6.41		39.61	36.45	33.64	30.01	24.19
37.5	39.78	34.61	29.77	25.20	19.93	13.37		28.38	25.16	22.04	18.17	12.35			38.99	36.49	33.76	29.50
40.0	41.14	35.91	32.23	28.60	24.77	18.35		30.49	27.19	24.69	21.23	18.09			41.44	39.54	37.39	33.80

ตารางที่ ผ. 4.3.5 อัตราการไหลของสารทำความเย็นของระบบที่ 3 ที่ 75%DE

อุณหภูมิ (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR	0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR	0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR
20.0	0.0636	0.0434	0.0338	0.0282	0.0237	0.0196	0.0696	0.0489	0.0375	0.0311	0.0261	0.0213	0.0729	0.0528	0.0406	0.0340	0.0285	0.0232
22.5	0.0671	0.0475	0.0363	0.0302	0.0254	0.0207	0.0724	0.0522	0.0401	0.0336	0.0282	0.0229	0.0752	0.0579	0.0459	0.0376	0.0311	0.0253
25.0	0.0702	0.0492	0.0385	0.0320	0.0270	0.0220	0.0744	0.0561	0.0445	0.0364	0.0304	0.0250	0.0779	0.0625	0.0514	0.0421	0.0343	0.0277
27.5	0.0736	0.0543	0.0423	0.0350	0.0292	0.0237	0.0756	0.0610	0.0490	0.0401	0.0331	0.0269	0.0811	0.0692	0.0573	0.0476	0.0386	0.0306
30.0	0.0754	0.0585	0.0464	0.0376	0.0314	0.0256	0.0797	0.0670	0.0555	0.0455	0.0371	0.0295		0.0735	0.0642	0.0552	0.0445	0.0342
32.5	0.0771	0.0634	0.0512	0.0426	0.0340	0.0275		0.0716	0.0616	0.0522	0.0428	0.0329		0.0771	0.0701	0.0624	0.0530	0.0412
35.0	0.0795	0.0667	0.0562	0.0471	0.0389	0.0300		0.0750	0.0673	0.0594	0.0509	0.0391		0.0823	0.0750	0.0688	0.0620	0.0516
37.5	0.0827	0.0709	0.0613	0.0532	0.0448	0.0350		0.0794	0.0720	0.0656	0.0586	0.0484			0.0812	0.0752	0.0696	0.0612
40.0	0.0865	0.0741	0.0659	0.0593	0.0524	0.0423		0.0845	0.0767	0.0717	0.0663	0.0580			0.0862	0.0824	0.0769	0.0696

ตาราง ผ. 4.3.6 กำลังคอมเพรสเซอร์ของระบบที่ 3 ที่ 75%DE

อุณหภูมิ (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3
	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR
20.0	2.356	2.201	2.015	1.860	1.706	1.536	2.355	2.271	2.097	1.945	1.790	1.608	2.347	2.307	2.156	2.020	1.868	1.683
22.5	2.357	2.255	2.071	1.920	1.765	1.585	2.348	2.302	2.147	2.010	1.860	1.674	2.338	2.339	2.236	2.100	1.946	1.763
25.0	2.354	2.274	2.116	1.969	1.821	1.637	2.342	2.329	2.217	2.075	1.926	1.751	2.326	2.354	2.295	2.181	2.026	1.844
27.5	2.345	2.318	2.184	2.042	1.890	1.704	2.337	2.350	2.272	2.146	1.996	1.819	2.307	2.355	2.336	2.256	2.120	1.929
30.0	2.338	2.341	2.242	2.100	1.953	1.772	2.316	2.357	2.326	2.231	2.089	1.899		2.349	2.356	2.324	2.217	2.023
32.5	2.330	2.355	2.294	2.188	2.018	1.837		2.351	2.352	2.302	2.192	1.992		2.330	2.354	2.353	2.309	2.166
35.0	2.317	2.357	2.328	2.251	2.125	1.912		2.339	2.357	2.345	2.291	2.129		2.299	2.339	2.356	2.353	2.297
37.5	2.296	2.352	2.351	2.310	2.220	2.043		2.317	2.349	2.357	2.341	2.265			2.306	2.339	2.355	2.351
40.0	2.266	2.343	2.357	2.344	2.304	2.183		2.283	2.332	2.350	2.357	2.339			2.267	2.298	2.331	2.355

ตารางที่ ผ. 4.3.7 อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 3 ที่ 75%DE

อุณหภูมิ (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR	0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR	0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR
20.0	65.23	59.33	51.76	45.92	41.70	38.12	66.26	61.68	55.67	49.38	44.56	40.37	66.77	62.72	57.91	52.68	47.40	42.67
22.5	65.97	61.44	55.17	49.39	45.04	41.26	66.81	62.78	58.12	53.27	48.38	43.97	67.27	64.09	60.95	56.98	51.65	46.64
25.0	66.50	62.11	57.43	52.26	47.97	44.16	67.23	63.84	60.69	56.75	52.21	47.82	67.62	65.19	62.82	60.01	55.96	50.81
27.5	67.14	63.65	60.16	56.52	52.09	48.01	67.54	65.02	62.46	59.52	55.84	51.53	68.17	66.43	64.38	62.34	59.47	55.09
30.0	67.60	64.75	62.11	58.91	55.63	51.59	67.98	66.27	64.25	62.19	59.43	55.56		67.28	65.84	64.34	62.25	58.80
32.5	67.82	65.83	63.57	61.70	58.53	55.10		67.08	65.67	64.08	62.27	59.07		67.89	66.96	65.91	64.49	62.29
35.0	68.20	66.56	64.92	63.27	61.57	58.39		67.79	66.81	65.73	64.47	62.32		68.53	67.80	67.12	66.34	64.92
37.5	68.40	67.37	66.08	64.93	63.60	61.70		68.16	67.66	66.98	66.19	64.85			68.52	68.17	67.66	66.81
40.0	68.04	68.00	67.08	66.35	65.64	64.12		68.09	68.47	68.08	67.57	66.84			69.08	68.38	68.58	68.20

ตารางที่ ผ. 4.3.8 ความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 3 ที่ 75%DE

อุณหภูมิ (⁰ ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR	0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR	0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR
20.0	0.0177	0.0083	0.0054	0.0043	0.0038	0.0036	0.0212	0.0109	0.0073	0.0061	0.0057	0.0057	0.0237	0.0131	0.0092	0.0081	0.0078	0.0079
22.5	0.0194	0.0097	0.0062	0.0049	0.0044	0.0042	0.0230	0.0124	0.0084	0.0071	0.0067	0.0067	0.0253	0.0156	0.0113	0.0096	0.0091	0.0093
25.0	0.0211	0.0105	0.0070	0.0056	0.0050	0.0048	0.0252	0.0143	0.0101	0.0084	0.0078	0.0078	0.0271	0.0180	0.0136	0.0115	0.0107	0.0109
27.5	0.0232	0.0126	0.0082	0.0065	0.0058	0.0056	0.0261	0.0167	0.0120	0.0099	0.0091	0.0091	0.0297	0.0217	0.0164	0.0138	0.0127	0.0127
30.0	0.0245	0.0145	0.0097	0.0076	0.0067	0.0065	0.0280	0.0198	0.0146	0.0119	0.0107	0.0106		0.0247	0.0199	0.0170	0.0152	0.0148
32.5	0.0255	0.0169	0.0116	0.0091	0.0078	0.0075		0.0226	0.0175	0.0144	0.0128	0.0123		0.0273	0.0234	0.0205	0.0185	0.0177
35.0	0.0272	0.0187	0.0136	0.0108	0.0093	0.0087		0.0250	0.0206	0.0175	0.0157	0.0147		0.0312	0.0268	0.0242	0.0225	0.0215
37.5	0.0294	0.0212	0.0160	0.0130	0.0112	0.0102		0.0277	0.0235	0.0207	0.0189	0.0176			0.0305	0.0283	0.0267	0.0256
40.0	0.0316	0.0230	0.0184	0.0154	0.0136	0.0123		0.0310	0.0267	0.0242	0.0225	0.0213			0.0357	0.0329	0.0312	0.0301

ตาราง ผ. 4.4.1 SMERของระบบที่ 4 ที่ 0.8RAR 75%DE

อุณหภูมิ (^o ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR
20.0	3.780	3.785	3.783	3.779	3.763	3.752	3.700	3.715	3.726	3.734	3.727	3.725	3.650	3.676	3.696	3.700	3.702	3.679
22.5	3.750	3.762	3.765	3.766	3.765	3.747	3.684	3.708	3.723	3.721	3.723	3.707	3.630	3.673	3.684	3.681	3.672	3.649
25.0	3.739	3.746	3.759	3.765	3.759	3.744	3.669	3.699	3.714	3.723	3.698	3.699	3.609	3.620	3.651	3.629	3.624	3.602
27.5	3.714	3.741	3.758	3.763	3.750	3.730	3.659	3.693	3.698	3.675	3.679	3.656	3.542	3.590	3.604	3.603	3.604	3.590
30.0	3.702	3.735	3.744	3.744	3.742	3.724	3.614	3.628	3.633	3.647	3.642	3.618	3.473	3.541	3.573	3.582		
32.5	3.698	3.720	3.738	3.727	3.719	3.676	3.556	3.577	3.621	3.619	3.624		3.398	3.526	3.546	3.568		
35.0	3.676	3.690	3.700	3.700	3.687	3.647	3.482	3.542	3.588				3.355	3.470	3.507	3.545		
37.5	3.621	3.656			3.648	3.635	3.407	3.470					3.342	3.391	3.451	3.518		
40.0	3.605					3.559												

ตาราง ผ. 4.4.2 MERของระบบที่ 4 ที่ 0.8RAR 75%DE

อุณหภูมิ (^o ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR
20.0	8.41	8.76	8.85	8.88	8.86	8.84	8.57	8.72	8.78	8.80	8.78	8.48	8.55	8.67	8.71	8.71	8.69	8.68
22.5	8.67	8.81	8.87	8.88	8.88	8.83	8.62	8.74	8.77	8.76	8.75	8.70	8.56	8.65	8.65	8.63	8.60	8.53
25.0	8.70	8.81	8.86	8.87	8.85	8.81	8.64	8.71	8.73	8.73	8.65	8.67	8.50	8.49	8.54	8.47	8.42	8.38
27.5	8.72	8.82	8.85	8.85	8.81	8.75	8.62	8.67	8.66	8.61	8.59	8.54	8.34	8.40	8.30	8.36	8.34	8.28
30.0	8.73	8.81	8.78	8.77	8.76	8.71	8.51	8.49	8.47	8.46	8.45	8.39	8.16	8.23	8.24	8.21		
32.5	8.71	8.73	8.76	8.71	8.68	8.57	8.35	8.34	8.37	8.35	8.31		7.94	8.11	8.11	8.05		
35.0	8.65	8.60	8.63	8.61	8.57	8.45	8.11	8.17	8.20				7.78	7.92	7.94	7.96		
37.5	8.50	8.54			8.40	8.35	7.90	7.95					7.56	7.58	7.60	7.59		
40.0	8.45					8.06												

ตาราง ผ. 4.4.3 COP ของระบบที่ 4 ที่ 0.8RAR 75%DE

อุณหภูมิ (^o ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	0.0	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	0.0	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	0.0
	BAR	BAR	BAR	BAR	BAR	BAR	BAR	BAR	BAR	BAR	BAR	BAR	BAR	BAR	BAR	BAR	BAR	BAR
20.0	3.765	3.806	3.879	3.966	4.060	4.121	3.601	3.700	3.777	3.870	3.959	4.038	3.522	3.625	3.721	3.808	3.890	3.995
22.5	3.580	3.680	3.757	3.855	3.928	4.045	3.496	3.583	3.677	3.783	3.874	3.965	3.412	3.517	3.641	3.755	3.850	3.948
25.0	3.495	3.599	3.683	3.765	3.868	3.942	3.398	3.487	3.594	3.723	3.791	3.863	3.327	3.450	3.597	3.663	3.765	3.848
27.5	3.392	3.503	3.597	3.700	3.780	3.859	3.300	3.435	3.570	3.671	3.759	3.820	3.308	3.420	3.510	3.630	3.723	3.806
30.0	3.309	3.409	3.507	3.615	3.731	3.824	3.266	3.358	3.464	3.573	3.695	3.745	3.260	3.383	3.470	3.583		
32.5	3.219	3.334	3.488	3.574	3.679	3.746	3.220	3.310	3.433	3.538	3.630		3.162	3.274	3.382	3.479		
35.0	3.180	3.285	3.432	3.535	3.622	3.680	3.068	3.224	3.328				3.112	3.209	3.314	3.416		
37.5	3.151	3.276			3.508	3.545	3.049	3.172					3.059	3.160	3.271	3.345		
40.0	3.094					3.246												

ตาราง พ. 4.4.4 อุณหภูมิของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 4 ที่ 0.8RAR 75%DE

อุณหภูมิ (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR
20.0	63.12	64.31	65.21	65.26	65.28	65.23	65.51	66.05	66.34	66.33	66.30	66.26	66.36	66.77	66.99	66.92	66.94	66.77
22.5	65.51	65.90	66.28	66.28	66.23	65.97	66.36	66.86	67.13	66.99	66.90	66.81	67.33	67.58	67.69	67.60	67.42	67.27
25.0	66.11	66.61	66.84	66.83	66.31	66.50	67.24	67.67	67.67	67.61	67.47	67.23	68.01	68.15	68.13	67.91	67.80	67.62
27.5	66.98	67.36	67.44	67.40	67.27	67.14	68.10	68.19	68.17	68.00	67.84	67.54	68.40	68.51	68.47	68.38	68.26	68.17
30.0	67.70	68.05	68.00	67.82	67.73	67.60	68.44	68.49	68.42	68.28	68.27	67.98	68.73	68.80	68.93	69.01		
32.5	68.35	68.41	68.35	68.17	68.08	67.82	68.79	68.87	68.82	68.76	68.72		68.96	69.03	69.20	69.33		
35.0	68.77	68.71	68.66	68.55	68.46	68.20	69.35	69.50	69.50				69.41	69.54	69.48	69.67		
37.3	69.03	69.06			68.75	68.40	69.70	69.76					70.21	70.22	70.26	70.19		
40.0	69.26					68.04												

ตาราง ผ. 4.4.5 ความชื้นจำเพาะของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 4 ที่ 0.8RAR 75%DE

อุณหภูมิ (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR
20.0	0.0173	0.0178	0.0177	0.0175	0.0174	0.0177	0.0216	0.0211	0.0212	0.0211	0.0211	0.0212	0.0243	0.0239	0.0240	0.0238	0.0241	0.0237
22.5	0.0207	0.0199	0.0201	0.0199	0.0200	0.0194	0.0235	0.0234	0.0234	0.0231	0.0230	0.0230	0.0271	0.0268	0.0266	0.0261	0.0257	0.0253
25.0	0.0218	0.0214	0.0216	0.0216	0.0216	0.0211	0.0258	0.0260	0.0257	0.0253	0.0251	0.0252	0.0295	0.0288	0.0282	0.0276	0.0274	0.0271
27.5	0.0237	0.0235	0.0235	0.0234	0.0232	0.0232	0.0286	0.0279	0.0273	0.0265	0.0263	0.0261	0.0304	0.0302	0.0299	0.0297	0.0296	0.0297
30.0	0.0256	0.0259	0.0255	0.0250	0.0247	0.0245	0.0295	0.0291	0.0286	0.0281	0.0280	0.0280	0.0316	0.0323	0.0325	0.0328		
32.5	0.0279	0.0273	0.0265	0.0260	0.0259	0.0255	0.0306	0.0306	0.0305	0.0305	0.0307		0.0333	0.0351	0.0350	0.0358		
35.0	0.0292	0.0282	0.0277	0.0274	0.0271	0.0272	0.0342	0.0343	0.0345				0.0360	0.0373	0.0374	0.0388		
37.5	0.0297	0.0292			0.0294	0.0294	0.0356	0.0359					0.0411	0.0412	0.0437	0.0446		
40.0	0.0304					0.0316												

ตาราง ผ. 4.4.6 อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นของระบบที่ 4 ที่ 0.8RAR 75%DE

อุณหภูมิ (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR
20.0	9.02	15.63	18.05	19.38	20.16	30.81	15.75	18.83	21.14	22.43	23.01	23.83	18.40	21.57	23.33	24.38	25.24	35.55
22.5	15.36	18.21	20.67	21.76	22.78	32.51	18.09	21.45	23.40	24.30	24.85	25.08	21.30	24.15	25.20	25.90	26.08	36.39
25.0	16.76	19.85	21.96	23.33	23.92	34.12	20.90	23.87	24.95	25.79	26.20	26.08	22.64	25.63	26.53	27.08	27.44	37.69
27.5	19.19	22.04	23.76	24.81	25.20	35.63	23.33	25.05	25.83	26.49	27.07	26.69	24.50	26.53	27.62	28.25	28.64	39.00
30.0	21.37	24.34	24.59	25.94	26.21	36.48	24.26	26.26	27.19	27.66	28.15	28.46	25.36	27.64	29.15	29.97		
32.5	23.20	25.59	26.37	26.76	27.07	37.30	25.20	27.35	28.44	28.99	29.45		26.53	29.54	30.26	31.84		
35.0	25.12	26.30	27.05	27.62	27.90	38.29	27.15	28.99	30.28				27.94	30.57	31.49	32.50		
37.5	25.36	26.96			29.32	39.78	28.25	30.05					31.38	32.78	34.15	35.32		
40.0	25.98					41.14												

ตาราง ผ. 4.4.7 อัตราการไหลของสารทำความเย็นของระบบที่ 4 ที่ 0.8RAR 75%DE

อุณหภูมิ (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR
20.0	0.0431	0.0536	0.0580	0.0605	0.0623	0.0636	0.0539	0.0599	0.0644	0.0665	0.0682	0.0696	0.0537	0.0646	0.0686	0.0705	0.0726	0.0729
22.5	0.0532	0.0586	0.0633	0.0645	0.0672	0.0671	0.0581	0.0645	0.0688	0.0701	0.0714	0.0724	0.0645	0.0699	0.0728	0.0741	0.0747	0.0752
25.0	0.0558	0.0619	0.0660	0.0683	0.0698	0.0702	0.0630	0.0696	0.0723	0.0734	0.0748	0.0744	0.0692	0.0737	0.0752	0.0765	0.0775	0.0779
27.5	0.0605	0.0662	0.0695	0.0713	0.0725	0.0736	0.0680	0.0726	0.0745	0.0755	0.0762	0.0756	0.0706	0.0752	0.0782	0.0792	0.0801	0.0811
30.0	0.0647	0.0708	0.0733	0.0741	0.0748	0.0754	0.0703	0.0751	0.0770	0.0780	0.0792	0.0797	0.0726	0.0778	0.0812	0.0835		
32.5	0.0693	0.0733	0.0743	0.0755	0.0765	0.0771	0.0723	0.0776	0.0794	0.0809	0.0824		0.0755	0.0821	0.0847	0.0889		
35.0	0.0716	0.0750	0.0763	0.0777	0.0783	0.0795	0.0775	0.0814	0.0841		0.0500		0.0793	0.0846	0.0868	0.0908		
37.5	0.0726	0.0762			0.0818	0.0827	0.0793	0.0833					0.0871	0.0900	0.0933	0.0970		
40.0	0.0740					0.0865												

ตาราง ผ. 4.4.8 กำลังคอมเพรสเซอร์ของระบบที่ 4 ที่ 0.8RAR 75%DE

อุณหภูมิ (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 30%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%						ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%					
	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR	0.5 BAR	0.4 BAR	0.3 BAR	0.2 BAR	0.1 BAR	0.0 BAR
20.0	2.196	2.313	2.339	2.349	2.353	2.356	2.315	2.347	2.356	2.357	2.357	2.355	2.342	2.357	2.356	2.353	2.348	2.347
22.5	2.310	2.341	2.355	2.357	2.357	2.357	2.340	2.357	2.356	2.354	2.351	2.348	2.357	2.354	2.347	2.343	2.340	2.338
25.0	2.327	2.352	2.357	2.356	2.354	2.354	2.355	2.355	2.349	2.345	2.342	2.342	2.355	2.344	2.339	2.333	2.328	2.326
27.5	2.348	2.357	2.355	2.353	2.348	2.345	2.356	2.348	2.341	2.337	2.334	2.337	2.353	2.339	2.324	2.319	2.313	2.307
30.0	2.357	2.352	2.346	2.343	2.340	2.338	2.354	2.339	2.330	2.325	2.319	2.316	2.348	2.323	2.306	2.290		
32.5	2.356	2.346	2.342	2.337	2.333	2.330	2.349	2.328	2.318	2.308	2.297		2.337	2.300	2.285	2.255		
35.0	2.351	2.339	2.334	2.326	2.323	2.317	2.328	2.305	2.285				2.318	2.282	2.263	2.244		
37.5	2.348	2.333			2.303	2.296	2.318	2.292					2.261	2.234	2.197	2.158		
40.0	2.343					2.266												

ตาราง พ. 4.5 ผลของระบบที่ 4 ที่ 0.3RAR 50%RH 75%DE

อุณหภูมิ (°ซ)	SMER (kg/kWh)						MER (kg/h)						COP					
	0.25 BAR	0.20 BAR	0.15 BAR	0.10 BAR	0.05 BAR	0.0 BAR	0.25 BAR	0.20 BAR	0.15 BAR	0.10 BAR	0.05 BAR	0.0 BAR	0.25 BAR	0.20 BAR	0.15 BAR	0.10 BAR	0.05 BAR	0.0 BAR
20.0	4.211	3.638	3.388	3.291	3.302	3.327	2.92	3.45	4.11	4.63	5.03	5.35	3.771	3.808	3.812	3.855	3.988	4.110
22.5	4.398	3.741	3.493	3.442	3.462	3.482	3.05	3.78	4.50	5.06	5.46	5.84	3.743	3.769	3.778	3.876	4.027	4.141
25.0	4.591	3.840	3.598	3.598	3.620	3.637	3.18	4.13	4.92	5.49	5.95	6.37	3.714	3.728	3.748	3.915	4.058	4.170
27.5	4.713	3.924	3.732	3.745	3.764	3.793	3.40	4.51	5.36	5.93	6.46	6.91	3.687	3.707	3.756	3.947	4.077	4.194
30.0	4.786	3.997	3.872	3.884	3.915	3.948	3.71	4.91	5.77	6.43	7.04	7.51	3.657	3.680	3.785	3.966	4.105	4.227
32.5	4.841	4.075	4.016	4.026	4.044	4.018	4.02	5.34	6.23	7.01	7.61	8.00	3.627	3.640	3.826	3.984	4.110	4.153
35.0	4.880	4.206	4.124	4.080	4.028	3.986	4.36	5.78	6.72	7.51	8.11	8.49	3.584	3.640	3.835	3.954	3.934	3.908
37.5	4.917	4.276	4.202	4.033	3.898	3.858	4.72	6.20	7.25	8.11	8.51	8.74	3.537	3.570	3.794	3.698	3.596	3.586
40.0	4.901	4.381	4.043	3.823	3.804	3.806	5.06	6.64	7.74	8.54	8.78	8.90	3.490	3.528	3.530	3.350	3.312	3.302

ตาราง ผ. 4.5 ผลของระบบที่ 4 ที่ 0.3RAR 50%RH 75%DE(ต่อ)

อุณหภูมิ (°ซ)	อุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็น (°ซ)						อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)						กำลังคอมเพรสเซอร์ (kW)					
	0.25 BAR	0.20 BAR	0.15 BAR	0.10 BAR	0.05 BAR	0.0 BAR	0.25 BAR	0.20 BAR	0.15 BAR	0.10 BAR	0.05 BAR	0.0 BAR	0.25 BAR	0.20 BAR	0.15 BAR	0.10 BAR	0.05 BAR	0.0 BAR
20.0	-30.00	-24.37	-18.39	-13.96	-11.50	-8.10	0.0062	0.0094	0.0134	0.0170	0.0193	0.0213	0.693	0.949	1.213	1.407	1.523	1.608
22.5	-30.00	-23.00	-16.69	-12.49	-9.88	-7.44	0.0062	0.0103	0.0147	0.0182	0.0206	0.0229	0.693	1.010	1.287	1.469	1.577	1.674
25.0	-30.00	-21.48	-15.40	-11.17	-8.22	-5.58	0.0062	0.0113	0.0162	0.0194	0.0221	0.0250	0.693	1.076	1.367	1.524	1.643	1.751
27.5	-29.38	-21.00	-14.20	-9.70	-6.28	-3.53	0.0065	0.0124	0.0175	0.0207	0.0240	0.0269	0.720	1.149	1.435	1.582	1.716	1.819
30.0	-28.21	-19.60	-12.30	-7.85	-4.50	-1.24	0.0072	0.0137	0.0186	0.0225	0.0263	0.0295	0.775	1.228	1.489	1.656	1.797	1.899
32.5	-26.93	-17.70	-10.54	-5.74	-1.71	1.49	0.0079	0.0151	0.0200	0.0247	0.0289	0.0329	0.830	1.310	1.551	1.740	1.881	1.992
35.0	-25.73	-16.00	-8.63	-3.27	2.00	6.41	0.0087	0.0166	0.0218	0.0272	0.0337	0.0391	0.894	1.388	1.628	1.829	2.013	2.129
37.5	-24.02	-12.96	-5.60	1.96	8.33	12.35	0.0096	0.0178	0.0242	0.0336	0.0422	0.0484	0.961	1.451	1.724	2.011	2.183	2.265
40.0	-22.45	-11.40	-0.77	10.59	15.28	18.09	0.0106	0.0192	0.0300	0.0457	0.0530	0.0580	1.033	1.516	1.915	2.233	2.309	2.339

ตาราง ผ. 4.5 ผลของระบบที่ 4 ที่ 0.3RAR 50%RH 75%DE(ต่อ)

อุณหภูมิ (⁰ ซ)	อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องอบแห้ง (⁰ ซ)						ความชื้นจำเพาะอากาศเข้าเครื่องอบแห้ง					
	0.25 BAR	0.20 BAR	0.15 BAR	0.10 BAR	0.05 BAR	0.00 BAR	0.25 BAR	0.20 BAR	0.15 BAR	0.10 BAR	0.05 BAR	0.00 BAR
20.0	28.87	31.43	34.69	37.20	38.99	40.37	0.0080	0.0075	0.0070	0.0066	0.0061	0.0057
22.5	30.96	34.57	38.01	40.59	42.34	43.97	0.0092	0.0086	0.0081	0.0076	0.0071	0.0067
25.0	33.07	37.77	41.47	43.95	45.96	47.82	0.0106	0.0100	0.0094	0.0088	0.0083	0.0078
27.5	35.70	41.07	44.89	47.33	49.64	51.53	0.0122	0.0115	0.0109	0.0102	0.0096	0.0091
30.0	38.81	44.44	48.18	51.01	53.60	55.56	0.0140	0.0133	0.0125	0.0117	0.0111	0.0106
32.5	41.88	47.87	51.66	54.94	57.49	59.07	0.0161	0.0152	0.0143	0.0135	0.0129	0.0123
35.0	45.05	51.28	55.26	58.52	60.98	62.32	0.0184	0.0175	0.0165	0.0156	0.0150	0.0147
37.5	48.24	54.63	58.91	62.30	63.92	64.85	0.0211	0.0200	0.0189	0.0183	0.0179	0.0176
40.0	51.39	58.03	62.50	65.55	66.38	66.84	0.0241	0.0228	0.0218	0.0217	0.0214	0.0213

ตาราง ผ. 4.6.1 SMERของระบบที่ 2 และระบบที่ 1 ที่ปรับปรุง

อุณหภูมิ (°ซ)	ระบบที่ 2			ระบบที่ 1			ระบบที่ 1 + ความร้อน			ระบบที่ 1 + ป้อนความร้อน		
	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH
20.0	4.224	4.074	3.899	2.599	2.846	3.095	1.155	1.306	1.511	2.827	2.983	3.152
22.5	4.276	4.055	3.878	2.783	3.018	3.324	1.226	1.431	1.730	2.922	3.101	3.325
25.0	4.283	4.043	3.861	2.920	3.246	3.515	1.344	1.617	1.983	3.041	3.266	3.484
27.5	4.257	4.014	3.835	3.056	3.490	3.682	1.432	1.856	2.311	3.133	3.422	3.640
30.0	4.282	3.988	3.825	3.247	3.628	3.671	1.573	2.115	2.496	3.271	3.581	3.652
32.5	4.256	3.999	3.781	3.379	3.700	3.673	1.714	2.316	2.741	3.372	3.661	3.665
35.0	4.259	3.984	3.763	3.613	3.746	3.608	1.970	2.594	2.840	3.561	3.720	3.615
37.5	4.248	3.975	3.721	3.751	3.697	3.533	2.231	2.757	2.900	3.691	3.875	3.549
40.0	4.212	3.985	3.739	3.698	3.608	3.429	2.299	2.812	2.938	3.666	3.617	3.515

ตาราง ผ. 4.6.2 MERของระบบที่ 2 และระบบที่ 1 ที่ปรับปรุง

อุณหภูมิ (°ซ)	ระบบที่ 2			ระบบที่ 1			ระบบที่ 1 + ความร้อน			ระบบที่ 1 + ป้อนความร้อน		
	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH
20.0	9.50	9.32	9.03	4.57	5.29	6.04	9.72	9.69	9.63	9.72	9.69	9.63
22.5	9.75	9.40	9.07	4.98	5.82	6.74	9.87	9.80	9.72	9.87	9.80	9.72
25.0	9.86	9.44	9.08	5.56	6.50	7.38	10.00	9.88	9.78	10.00	9.88	9.78
27.5	9.89	9.43	9.04	5.95	7.22	8.00	10.10	9.92	9.77	10.10	9.92	9.77
30.0	10.01	9.40	9.00	6.51	7.74	8.26	10.22	9.94	9.71	10.22	9.94	9.71
32.5	10.00	9.42	8.85	6.97	8.15	8.47	10.29	9.97	9.52	10.29	9.97	9.52
35.0	10.04	9.36	8.74	7.66	8.50	8.46	10.33	9.88	9.32	10.33	9.88	9.32
37.5	10.01	9.28	8.53	8.18	8.70	8.33	10.30	9.76	9.04	10.30	9.76	9.04
40.0	9.91	9.22	8.39	8.26	8.47	8.20	10.21	9.63	8.83	10.21	9.63	8.83

ตารางที่ ผ. 4.7 ผลของระบบที่ 2 ที่ 20%DE

อุณหภูมิ (°ซ)	SMER (kg/kWh)			MER (kg/s)			COP			อัตราการไหลสารทำความเย็น (kg/s)		
	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH
20.0	1.152	1.104	1.064	2.717	2.604	2.509	4.407	4.466	4.476	0.0654	0.0659	0.0665
22.5	1.154	1.109	1.070	2.727	2.612	2.515	4.298	4.342	4.366	0.0687	0.0694	0.0700
25.0	1.176	1.115	1.082	2.745	2.604	2.529	4.197	4.256	4.287	0.0761	0.0759	0.0793
27.5	1.220	1.144	1.096	2.795	2.621	2.504	4.122	4.150	4.189	0.0834	0.0834	0.0843
30.0	1.253	1.164	1.103	2.805	2.607	2.458	4.050	4.072	4.131	0.0895	0.0895	0.0907
32.5	1.265	1.205	1.123	2.770	2.616	2.438	3.958	4.021	4.077	0.0944	0.0960	0.0974
35.0	1.284	1.219	1.147	2.725	2.579	2.410	3.817	3.891	3.960	0.0976	0.0994	0.1015
37.5	1.352	1.275	1.243	2.696	2.560	2.388	3.917	3.961	4.126	0.1071	0.1106	0.1155
40.0	1.388	1.286	1.271	2.650	2.395	2.314	3.954	4.087	4.175	0.1145	0.1172	0.1197

ตารางที่ ผ. 4.7 ผลของระบบที่ 2 ที่ 20%DE (ต่อ)

อุณหภูมิ (⁰ ซ)	อุณหภูมิระเหยของสารทำความ เย็น (⁰ ซ)			กำลังคอมเพรสเซอร์ (kW)			อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องอบ แห้ง (⁰ ซ)			ความชื้นอากาศเข้าเครื่องอบแห้ง		
	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH	30%RH	50%RH	70%RH
20.0	21.81	21.95	22.26	2.357	2.357	2.357	64.71	64.77	64.79	0.0043	0.0073	0.0102
22.5	23.28	23.70	24.22	2.356	2.355	2.354	65.21	65.66	65.59	0.0051	0.0085	0.0119
25.0	25.80	26.76	27.60	2.334	2.335	2.318	66.54	66.71	66.98	0.0059	0.0099	0.0139
27.5	27.50	29.10	30.43	2.291	2.291	2.284	67.25	67.50	67.77	0.0068	0.0115	0.0162
30.0	30.70	31.25	32.89	2.239	2.239	2.227	67.92	68.18	68.43	0.0079	0.0133	0.0188
32.5	34.06	34.60	35.70	2.195	2.183	2.170	68.93	69.10	69.20	0.0092	0.0154	0.0218
35.0	35.90	36.87	38.30	2.153	2.129	2.118	69.25	69.75	69.92	0.0105	0.0178	0.0252
37.5	38.90	39.59	41.60	2.025	1.997	1.976	70.12	70.40	70.88	0.0121	0.0205	0.0290
40.0	41.45	42.33	43.43	1.908	1.862	1.819	70.43	70.80	71.14	0.0139	0.0235	0.0334

ตารางที่ พ. 4.8 ผลของระบบที่ 3 ที่ 50%RH 20%DE

อุณหภูมิ (°ซ)	SMER (kg/kWh)								MER (kg/s)							
	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1
	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR
20.0	1.066	1.049	1.010	0.948	0.908	0.886	0.881	1.016	2.51	2.39	2.10	1.83	1.62	1.42	1.22	0.94
22.5	1.072	1.059	1.036	0.993	0.952	0.927	0.918	1.044	2.51	2.43	2.21	1.98	1.76	1.54	1.32	1.03
25.0	1.099	1.063	1.053	1.033	0.996	0.969	0.962	1.071	2.54	2.48	2.33	2.16	1.91	1.68	1.45	1.12
27.5	1.157	1.066	1.076	1.059	1.045	1.011	1.004	1.096	2.59	2.51	2.44	2.27	2.09	1.83	1.57	1.23
30.0	1.244	1.065	1.070	1.082	1.071	1.055	1.040	1.114	2.62	2.54	2.48	2.41	2.23	1.99	1.69	1.33
32.5	1.296	1.077	1.065	1.081	1.091	1.080	1.077	1.127	2.59	2.53	2.47	2.49	2.39	2.14	1.84	1.43
35.0	1.321	1.084	1.070	1.071	1.090	1.100	1.116	1.143	2.44	2.52	2.52	2.50	2.43	2.34	2.01	1.55
37.5	1.354	1.082	1.061	1.050	1.075	1.068	1.110	1.168	2.24	2.48	2.55	2.54	2.53	2.41	2.17	1.67
40.0	1.412	1.062	1.028						2.18	2.28	2.39					

ตารางที่ ผ. 4.8 ผลของระบบที่ 3 ที่ 50%RH 20%DE (ต่อ)

อุณหภูมิ (°ซ)	COP								กำลังคอมเพรสเซอร์ (kW)							
	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1
	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR
20.0	4.086	4.565	4.689	4.488	4.299	4.103	3.843	3.815	2.356	2.260	2.083	1.935	1.783	1.601	1.380	0.920
22.5	3.997	4.432	4.649	4.534	4.334	4.133	3.856	3.775	2.345	2.289	2.130	1.997	1.850	1.665	1.443	0.981
25.0	3.889	4.241	4.505	4.556	4.375	4.158	3.888	3.734	2.313	2.329	2.209	2.072	1.918	1.738	1.503	1.047
27.5	3.780	4.087	4.320	4.439	4.411	4.186	3.929	3.692	2.239	2.351	2.268	2.144	1.995	1.811	1.559	1.119
30.0	3.732	3.940	4.107	4.244	4.312	4.218	3.952	3.652	2.104	2.357	2.319	2.229	2.080	1.890	1.628	1.192
32.5	3.741	3.834	3.943	4.025	4.104	4.157	3.968	3.613	1.982	2.348	2.346	2.298	2.187	1.979	1.709	1.268
35.0	3.760	3.728	3.770	3.784	3.827	3.912	3.965	3.578	1.845	2.325	2.357	2.344	2.279	2.126	1.803	1.354
37.5	3.781	3.642	3.633	3.627	3.599	3.653	3.759	3.587	1.738	2.290	2.345	2.357	2.339	2.254	1.956	1.426
40.0	3.852	3.573	3.556						1.5406	2.2715	2.3266					

ตารางที่ ผ. 4.8 ผลของระบบที่ 3 ที่ 50%RH 20%DE (ต่อ)

อุณหภูมิ (⁰ ซ)	อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องอบแห้ง (⁰ ซ)								ความชื้นอากาศเข้าเครื่องอบแห้ง							
	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1RAR
	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	
20.0	66.01	61.32	55.01	48.98	44.35	40.20	36.21	30.68	0.0191	0.0102	0.0071	0.0061	0.0057	0.0057	0.0061	0.0066
22.5	66.81	62.35	57.53	52.70	48.50	43.72	39.58	33.88	0.0213	0.0114	0.0081	0.0070	0.0067	0.0067	0.0071	0.0077
25.0	67.77	63.83	60.48	56.77	51.37	47.47	43.06	37.13	0.0235	0.0137	0.0097	0.0083	0.0078	0.0078	0.0082	0.0090
27.5	68.90	65.09	62.41	59.54	56.01	51.27	46.49	40.47	0.0255	0.0161	0.0116	0.0097	0.0091	0.0091	0.0096	0.0104
30.0	70.42	66.24	64.04	62.12	59.22	55.29	50.08	43.79	0.0277	0.0189	0.0140	0.0117	0.0106	0.0106	0.0111	0.0121
32.5	71.13	67.13	65.34	63.95	62.19	58.82	53.92	47.08	0.0290	0.0217	0.0165	0.0142	0.0128	0.0123	0.0128	0.0140
35.0	71.63	67.96	66.76	65.65	64.24	62.28	57.89	50.61	0.0296	0.0248	0.0200	0.0172	0.0154	0.0147	0.0149	0.0161
37.5	72.03	68.62	67.71	66.93	66.09	64.65	61.50	54.08	0.0301	0.0280	0.0234	0.0205	0.0186	0.0175	0.0173	0.0186
40.0	72.98	68.97	68.47						0.0323	0.0298	0.0261					

ตารางที่ ผ. 4.8 ผลของระบบที่ 3 ที่ 50%RH 20%DE (ต่อ)

อุณหภูมิ (^o ซ)	อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)								อุณหภูมิระเหยของสารทำงาน (^o ซ)							
	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1
	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR
20.0	0.0689	0.0480	0.0368	0.0308	0.0259	0.0211	0.0164	0.0090	23.44	12.04	3.40	-0.10	-5.10	-9.27	-14.45	-24.99
22.5	0.0734	0.0507	0.0392	0.0331	0.0279	0.0227	0.0177	0.0099	25.55	13.76	6.33	1.73	-2.71	-7.63	-13.08	-23.65
25.0	0.0801	0.0561	0.0439	0.0363	0.0302	0.0246	0.0189	0.0108	28.44	16.76	9.62	4.15	-0.74	-5.74	-11.69	-22.70
27.5	0.0895	0.0614	0.0486	0.0400	0.0330	0.0267	0.0201	0.0119	31.40	19.69	12.51	6.80	1.30	-3.76	-10.27	-20.58
30.0	0.1018	0.0674	0.0545	0.0454	0.0367	0.0292	0.0218	0.0131	35.70	22.74	15.98	10.40	4.38	-1.60	-8.55	-18.86
32.5	0.1108	0.0724	0.0599	0.0518	0.0425	0.0324	0.0238	0.0144	40.79	25.32	18.87	14.34	8.56	1.10	-6.56	-17.22
35.0	0.1182	0.0781	0.0675	0.0591	0.0497	0.0390	0.0265	0.0159	42.82	28.70	22.66	18.48	13.13	6.10	-4.10	-15.11
37.5	0.1254	0.0836	0.0735	0.0655	0.0579	0.0474	0.0315	0.0173	43.29	30.40	25.75	21.88	17.98	12.60	0.36	-13.60
40.0	0.1342	0.0859	0.0777						47.19	31.18	27.66					

ภาคผนวกที่ ๕
เงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสม

ตาราง ผ. 5.1 ผลของประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งและสถานะแวดล้อมต่อสมรรถนะของระบบที่ 2

ประสิทธิภาพ เครื่องอบแห้ง	อุณหภูมิ (^o ซ)	SMER (kg/kWh)			MER (kg/s)			COP			กำลังคอมเพรสเซอร์ (kW)		
		50%RH	70%RH	90%RH	50%RH	70%RH	90%RH	50%RH	70%RH	90%RH	50%RH	70%RH	90%RH
75	20	4.074	3.899	3.772	9.32	9.03	8.83	4.363	4.388	4.418	2.288	2.317	2.342
	30	3.988	3.825	3.682	9.40	9.00	8.58	3.694	3.770	3.896	2.356	2.354	2.331
	40	3.985	3.739	3.654	9.22	8.39	7.79	3.083	3.271	3.525	2.312	2.243	2.133
50	20	2.725	2.618	2.514	6.26	6.09	5.89	4.380	4.352	4.435	2.298	2.327	2.343
	30	2.699	2.564	2.472	6.36	6.02	5.75	3.720	3.804	3.914	2.358	2.349	2.324
	40	2.782	2.598	2.477	6.16	5.64	5.19	3.294	3.416	3.622	2.216	2.170	2.096
20	20	1.104	1.064	1.023	2.60	2.51	2.41	4.466	4.476	4.506	2.357	2.357	2.358
	30	1.164	1.103	1.060	2.61	2.46	2.35	4.072	4.131	4.186	2.239	2.227	2.216
	40	1.286	1.271	1.189	2.40	2.31	2.12	4.087	4.175	4.317	1.862	1.819	1.178

ตาราง ผ. 5.1 ผลของประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งและสภาวะแวดล้อมต่อสมรรถนะของระบบที่ 2 (ต่อ)

ประสิทธิภาพ เครื่องอบแห้ง (%)	อุณหภูมิ (⁰ ซ)	อัตราการไหลสารทำความ เย็น (kg/s)			อุณหภูมิระเหยของสารทำ ความเย็น (⁰ ซ)			อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องอบ แห้ง (⁰ ซ)			ความชื้นจำเพาะอากาศเข้า เครื่องอบแห้ง		
		50%RH	70%RH	90%RH	50%RH	70%RH	90%RH	50%RH	70%RH	90%RH	50%RH	70%RH	90%RH
		75	20	0.0506	0.0542	0.0585	23.12	25.82	18.63	62.58	62.99	63.67	0.0073
	30	0.0641	0.0700	0.0770	31.13	34.22	27.77	66.41	67.17	67.45	0.0133	0.0188	0.0244
	40	0.0802	0.0891	0.0991	38.71	42.42	36.87	70.02	69.82	70.25	0.0235	0.0334	0.0437
50	20	0.0516	0.0556	0.0589	14.65	16.95	18.79	62.61	63.48	63.69	0.0073	0.0102	0.0132
	30	0.0674	0.0725	0.0783	23.18	25.63	28.23	67.09	67.29	67.71	0.0133	0.0188	0.0244
	40	0.0919	0.0960	0.1020	33.90	35.47	37.69	70.16	70.12	70.23	0.0235	0.0334	0.0437
20	20	0.0659	0.0665	0.0667	21.95	22.26	22.80	64.77	64.79	64.69	0.0073	0.0102	0.0132
	30	0.0895	0.0907	0.0919	31.25	32.89	33.84	68.18	68.43	68.54	0.0133	0.0188	0.0244
	40	0.1172	0.1197	0.1217	42.33	43.43	44.23	70.80	71.14	70.90	0.0235	0.0334	0.0437

ตาราง ผ. 5.2.1 ผลของประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งและสภาวะแวดล้อมต่อ SMER ของระบบที่ 3

DE (%)	Tam (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 90%							
		0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	
		RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR
75	20	3.725	3.865	3.800	3.562	3.410	3.327		3.679	3.790	3.784	3.597	3.369	3.198		3.648	3.725	3.745	3.641	3.369	3.106	2.851	
	30	3.618	3.765	3.844	3.923	3.967	3.948			3.696	3.728	3.749	3.784	3.784		3.303	3.580	3.640	3.628	3.606	3.605	3.468	
	40		3.559	3.697	3.755	3.777	3.806				3.500	3.575	3.534	3.526		3.379	3.129	3.236	3.426	3.379	3.329	3.355	
50	20	2.514	2.597	2.524	2.370	2.270	2.215	2.203	2.450	2.553	2.526	2.392	2.243	2.130	2.029	2.475	2.510	2.508	2.423	2.234	2.068	1.897	
	30	2.436	2.540	2.586	2.629	2.653	2.632	2.597	2.513	2.515	2.512	2.518	2.531	2.528			2.399	2.455	2.454	2.423	2.435	2.316	
	40	2.512	2.540	2.500	2.546	2.543	2.571	2.597	2.460	2.412	2.518	2.341				2.578	2.517	2.396	2.336	2.257	2.204		
20	20	1.066	1.049	1.010	0.948	0.908	0.886	0.881	1.035	1.053	1.016	0.955	0.897	0.851	0.814	0.970	1.040	1.008	0.969	0.894	0.824	0.761	
	30	1.244	1.100	1.070	1.082	1.071	1.055	1.040	0.929	0.979	1.044	1.036	1.048	1.019	0.973	0.869	0.867	0.883	0.880	0.886	0.939	0.918	
	40	1.412	1.062	1.028						0.851	0.870	0.995	0.943	1.017	1.017		0.795	1.001	0.920	0.848	0.849	1.004	

Tam = อุณหภูมิบรรยากาศ

ตาราง ผ. 5.2.2 ผลของประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งและสภาวะแวดล้อมต่อ MER ของระบบที่ 3

DE (%)	Tam (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 90%							
		0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	
		RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR
75	20	8.48	8.79	7.97	6.93	6.10	5.35		8.68	8.74	8.16	7.27	6.30	5.38		8.53	8.71	8.35	7.61	6.55	5.47	4.32	
	30	8.39	8.88	8.94	8.83	8.28	7.51			8.67	8.79	8.71	8.39	7.65		7.21	8.32	8.56	8.55	8.34	7.84	6.44	
	40		8.13	8.62	8.83	8.91	8.90				7.94	8.10	8.24	8.30		6.52	6.49	6.80	7.64	7.63	7.68	7.90	
50	20	5.92	5.90	5.27	4.60	4.05	3.55	3.06	5.77	5.87	5.44	4.82	4.18	3.58	2.95	5.79	5.86	5.59	5.05	4.33	3.63	2.87	
	30	5.63	5.99	6.02	5.86	5.54	4.99	4.26	5.78	5.89	5.92	5.84	5.60	5.11			5.57	5.77	5.78	5.60	5.30	4.29	
	40	5.42	5.86	5.82	5.98	6.00	6.01	5.63	5.07	5.34	5.68	5.37				5.05	5.26	5.11	5.20	5.10	5.09		
20	20	2.51	2.39	2.10	1.83	1.62	1.42	1.22	2.43	2.42	2.18	1.92	1.67	1.43	1.18	2.27	2.43	2.23	2.01	1.73	1.44	1.15	
	30	2.62	2.54	2.48	2.41	2.23	1.99	1.69	2.07	2.30	2.46	2.40	2.32	2.05	1.69	1.93	2.03	2.08	2.07	2.03	2.01	1.69	
	40	2.18	2.28	2.39						1.88	1.95	2.29	2.19	2.39	2.37		1.63	2.14	2.04	1.91	1.96	2.37	

Tam = อุณหภูมิบรรยากาศ

ตาราง ผ. 5.2.3 ผลของประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งและสถานะแวดล้อมต่อ COP ของระบบที่ 3

DE (%)	Tam (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 90%						
		0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2
		RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR
75	20	4.038	4.529	4.697	4.500	4.306	4.110		3.995	4.426	4.684	4.592	4.385	4.179		3.980	4.305	4.609	4.666	4.470	4.244	3.962
	30	3.745	3.922	4.071	4.239	4.303	4.227			3.865	3.937	4.032	4.172	4.240		3.111	3.828	3.865	3.931	4.005	4.135	4.129
	40		3.217	3.540	3.496	3.407	3.348				3.458	3.452	3.377	3.526		3.033	2.709	2.886	3.417	3.264	3.208	3.258
50	20	4.066	4.530	4.695	4.493	4.301	4.106	3.842	4.057	4.455	4.689	4.586	4.380	4.175	3.896	3.988	4.315	4.610	4.663	4.460	4.238	3.985
	30	3.758	3.924	4.078	4.246	4.304	4.221	3.961	3.991	3.848	3.937	4.037	4.180	4.240			3.845	3.876	3.931	4.013	4.128	4.126
	40	3.569	3.789	3.544	3.470	3.419	3.358	3.370	3.645	3.298	3.520	3.303				3.811	3.335	3.532	3.516	3.350	3.238	
20	20	4.086	4.565	4.689	4.488	4.299	4.103	3.843	4.056	4.473	4.694	4.577	4.375	4.172	3.894	4.039	4.341	4.627	4.657	4.457	4.236	3.956
	30	3.732	3.940	4.107	4.244	4.312	4.218	3.952	3.743	3.884	3.957	4.061	4.177	4.244	4.034	3.781	3.881	3.921	3.988	4.070	4.178	4.120
	40	3.852	3.573	3.556						3.551	3.353	3.574	3.390	3.317	3.246		3.654	3.601	3.482	3.284	3.229	3.264

Tam = อุณหภูมิบรรยากาศ

ตาราง ผ. 5.2.4 ผลของประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งและสถานะแวดล้อมต่อกำลังคอมเพรสเซอร์ของระบบที่ 3

DE (%)	Tam (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 90%						
		0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2
		RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR
75	20	2.355	2.271	2.097	1.945	1.790	1.608		2.347	2.307	2.156	2.020	1.868	1.683		2.338	2.339	2.230	2.090	1.944	1.761	1.515
	30	2.316	2.357	2.326	2.231	2.089	1.899			2.349	2.356	2.324	2.217	2.023		2.183	2.324	2.351	2.356	2.312	2.175	1.856
	40		2.283	2.332	2.350	2.357	2.339				2.267	2.298	2.331	2.355		1.930	2.015	2.103	2.229	2.257	2.308	2.355
50	20	2.357	2.272	2.090	1.940	1.786	1.604	1.387	2.354	2.299	2.153	2.015	1.865	1.679	1.452	2.338	2.336	2.229	2.086	1.936	1.755	1.513
	30	2.312	2.358	2.326	2.231	2.089	1.894	1.642	2.298	2.342	2.357	2.321	2.214	2.020			2.323	2.351	2.356	2.311	2.175	1.853
	40	2.156	2.305	2.329	2.349	2.358	2.338	2.166	2.059	2.215	2.255	2.296				1.960	2.090	2.133	2.227	2.263	2.308	
20	20	2.356	2.260	2.083	1.935	1.783	1.601	1.380	2.350	2.294	2.142	2.009	1.861	1.675	1.451	2.344	2.333	2.216	2.078	1.934	1.751	1.511
	30	2.104	2.357	2.319	2.229	2.080	1.890	1.628	2.225	2.349	2.356	2.314	2.214	2.013	1.742	2.219	2.337	2.357	2.346	2.286	2.144	1.845
	40	1.541	2.272	2.327						2.211	2.239	2.305	2.329	2.354	2.331		2.057	2.133	2.218	2.251	2.308	2.356

Tam = อุณหภูมิบรรยากาศ

ตาราง ผ. 5.2.5 ผลของประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งและสภาวะแวดล้อมต่ออุณหภูมิระเหยของสารทำความเย็นในอีแวปโปเรเตอร์ (°C) ของระบบที่ 3

DE (%)	Tam (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 90%						
		0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR	0.2 RAR	0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR	0.2 RAR	0.8 RAR	0.7 RAR	0.6 RAR	0.5 RAR	0.4 RAR	0.3 RAR	0.2 RAR
75	20	23.83	12.76	4.06	0.06	-4.39	-8.10		35.55	24.97	17.25	12.41	7.86	-6.98		26.60	17.73	10.46	4.85	-4.95	-7.67	-6.38
	30	28.46	22.62	16.41	10.75	4.81	-1.24			35.83	31.06	26.30	20.01	12.58		34.27	27.76	24.71	20.74	15.45	8.05	-7.53
	40		30.49	27.19	24.69	21.23	18.09				41.44	39.54	37.39	33.80		40.86	39.03	36.68	32.87	31.71	29.62	23.95
50	20	13.21	2.66	-5.03	-10.05	-14.47	-19.17	-29.43	24.07	14.42	7.14	2.25	-2.30	-7.27	-12.86	26.41	17.55	-7.96	4.69	-0.17	-10.33	-8.94
	30	29.15	22.89	16.87	10.84	5.02	-1.21	-8.07	29.45	25.94	21.14	16.06	9.81	2.39			27.73	24.74	20.88	15.36	7.90	-2.65
	40	35.54	29.13	27.56	25.28	22.19	17.70	7.66	38.05	33.55	31.66	29.85				40.56	37.03	31.15	32.92	31.85	28.95	
20	20	23.44	12.04	3.40	-0.10	-5.10	-9.27	-14.45	24.89	14.26	6.76	2.04	-7.40	-7.38	-12.96	25.75	17.12	9.83	4.24	-5.27	-10.42	-11.50
	30	35.70	22.74	15.98	10.40	4.38	-1.60	-8.55	32.94	25.16	16.04	15.71	9.73	2.12	-10.66	33.13	31.69	23.13	18.95	13.68	6.65	-2.88
	40	47.19	31.18	27.66							33.52	32.44	28.87	27.43	24.62	16.84		37.88	36.30	33.17	32.09	29.11

Tam = อุณหภูมิบรรยากาศ

ตาราง ผ. 5.2.6 ผลของประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งและสภาวะแวดล้อมต่ออัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s) ของระบบที่ 3

DE (%)	Tam (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 90%							
		0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	
		RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR
75	20	0.0696	0.0489	0.0375	0.0311	0.0261	0.0213		0.0729	0.0528	0.0406	0.0340	0.0285	0.0232		0.0754	0.0579	0.0454	0.0371	0.0311	0.0252	0.0192	
	30	0.0797	0.0670	0.0555	0.0455	0.0371	0.0295			0.0735	0.0642	0.0552	0.0445	0.0342		0.0949	0.0783	0.0715	0.0634	0.0534	0.0418	0.0281	
	40		0.0845	0.0767	0.0717	0.0663	0.0580				0.0862	0.0824	0.0769	0.0696		0.1131	0.1077	0.1014	0.0906	0.0877	0.0810	0.0696	
50	20	0.0683	0.0490	0.0371	0.0309	0.0260	0.0212	0.0166	0.0702	0.0518	0.0404	0.0338	0.0284	0.0230	0.0179	0.0755	0.0573	0.0453	0.0369	0.0308	0.0251	0.0191	
	30	0.0803	0.0668	0.0554	0.0455	0.0371	0.0293	0.0221	0.0824	0.0744	0.0642	0.0547	0.0443	0.0340			0.0784	0.0716	0.0635	0.0532	0.0417	0.0280	
	40	0.0973	0.0814	0.0773	0.0726	0.0660	0.0577	0.0412	0.1046	0.0920	0.0878	0.0828				0.1113	0.1024	0.0991	0.0908	0.0871	0.0811		
20	20	0.0689	0.0480	0.0368	0.0308	0.0259	0.0211	0.0164	0.0721	0.0512	0.0398	0.0335	0.0282	0.0229	0.0178	0.0738	0.0566	0.0444	0.0366	0.0307	0.0250	0.0191	
	30	0.1018	0.0674	0.0545	0.0454	0.0367	0.0292	0.0218	0.0910	0.0722	0.0639	0.0537	0.0443	0.0337	0.0247	0.0915	0.0757	0.0680	0.0596	0.0504	0.0399	0.0277	
	40	0.1342	0.0859	0.0777						0.0923	0.0896	0.0814	0.0775	0.0705	0.0563		0.1084	0.0991	0.0916	0.0883	0.0811	0.0688	

Tam = อุณหภูมิบรรยากาศ

ตาราง ผ. 5.2.7 ผลของประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งและสถานะแวดล้อมต่ออุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 3

DE (%)	Tam (°ซ)	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 90%							
		0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	
		RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR
75	20	66.26	61.68	55.67	49.38	44.56	40.37		66.77	62.72	57.91	52.68	47.40	42.67		67.18	63.90	60.35	55.80	50.30	45.01	39.62	
	30	67.98	66.27	64.25	62.19	59.43	55.56			67.28	65.84	64.34	62.25	58.80		67.55	67.90	66.88	65.75	64.14	61.88	55.99	
	40		68.09	68.47	68.08	67.57	66.84				69.08	68.38	68.58	68.20		69.83	68.33	68.28	69.33	68.78	68.41	68.22	
50	20	66.02	61.68	55.32	49.16	44.43	40.27	36.35	66.38	62.49	57.80	52.46	47.28	42.57	37.95	67.14	63.75	60.31	55.62	50.00	44.86	39.55	
	30	68.01	66.21	64.23	62.18	59.43	55.41	50.40	9.16	67.30	65.80	64.23	62.20	58.74			67.89	66.86	65.73	64.12	61.85	55.94	
	40	70.05	69.52	68.48	68.05	67.55	66.82	64.56	70.75	69.65	69.33	68.41				71.58	70.96	69.98	69.59	68.97	68.49		
20	20	66.01	61.32	55.01	48.98	44.35	40.20	36.21	66.56	62.30	57.41	52.17	47.13	42.45	37.94	66.81	63.58	59.90	55.28	49.91	44.73	39.53	
	30	70.42	66.24	64.04	62.12	59.22	55.29	50.08	69.12	66.96	65.75	64.03	62.18	58.58	52.98	69.19	67.51	66.41	65.16	63.59	61.31	55.71	
	40	72.98	68.97	68.47						69.46	68.74	69.20	62.65	68.17	66.93		70.42	70.09	69.45	68.76	68.44	68.19	

Tam = อุณหภูมิบรรยากาศ

ตาราง ผ. 5.2.8 ผลของประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งและสถานะแวดล้อมต่อความชื้นจำเพาะอากาศเข้าเครื่องอบแห้งของระบบที่ 3

DE (%)	Tam	ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 50%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 70%							ความชื้นสัมพัทธ์บรรยากาศ 90%							
		0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	
		RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR	RAR
75	20	0.0212	0.0109	0.0073	0.0061	0.0057	0.0057		0.0237	0.0131	0.0092	0.0081	0.0078	0.0079		0.0258	0.0160	0.0116	0.0101	0.0098	0.0102	0.0109	
	30	0.0280	0.0198	0.0146	0.0119	0.0107	0.0106			0.0247	0.0199	0.0170	0.0152	0.0148		0.0389	0.0288	0.0251	0.0222	0.0202	0.0196	0.0202	
	40		0.0310	0.0267	0.0242	0.0225	0.0213				0.0357	0.0329	0.0312	0.0301		0.0600	0.0512	0.0463	0.0420	0.0407	0.0395	0.0396	
50	20	0.0201	0.0108	0.0072	0.0061	0.0057	0.0061	0.0215	0.1267	0.0091	0.0080	0.0078	0.0079	0.0085	0.0252	0.0156	0.0115	0.0101	0.0098	0.0102	0.0109		
	30	0.0277	0.0194	0.0145	0.0118	0.0107	0.0106	0.0111	0.0310	0.0247	0.0197	0.0167	0.0151	0.0148			0.0283	0.0248	0.0220	0.0201	0.0196	0.0202	
	40	0.0412	0.0300	0.0266	0.0243	0.0223	0.0212	0.0204	0.0490	0.0388	0.0360	0.0326				0.0580	0.0495	0.0458	0.0417	0.0404	0.0395		
20	20	0.0191	0.0102	0.0071	0.0061	0.0057	0.0061	0.0213	0.1122	0.0089	0.0080	0.0078	0.0079	0.0085	0.0226	0.0150	0.0112	0.0100	0.0098	0.0101	0.0109		
	30	0.0277	0.0189	0.0140	0.0117	0.0106	0.0106	0.0111	0.0272	0.0226	0.0193	0.0164	0.0151	0.0148	0.0156	0.0319	0.0258	0.0227	0.0204	0.0192	0.0192	0.0202	
	40	0.0323	0.0298	0.0261						0.0366	0.0348	0.0323	0.0337	0.0303	0.0298		0.0465	0.0450	0.0415	0.0404	0.0417	0.0395	

Tam = อุณหภูมิบรรยากาศ

ภาคผนวกที่ 6
สมรรถนะของคอมพิวเตอร์

TECUMSEH PRODUCTS COMPANY

THE WORLD'S LARGEST MANUFACTURER OF COMPRESSORS
FOR THE REFRIGERATION INDUSTRY

All Temperatures Are °F. For Electrical Performance See Reverse Side.

****BASED ON PRELIMINARY DATA****

11/23/82

FORCED AIR OVER COMPRESSOR

20 SUPERHEAT

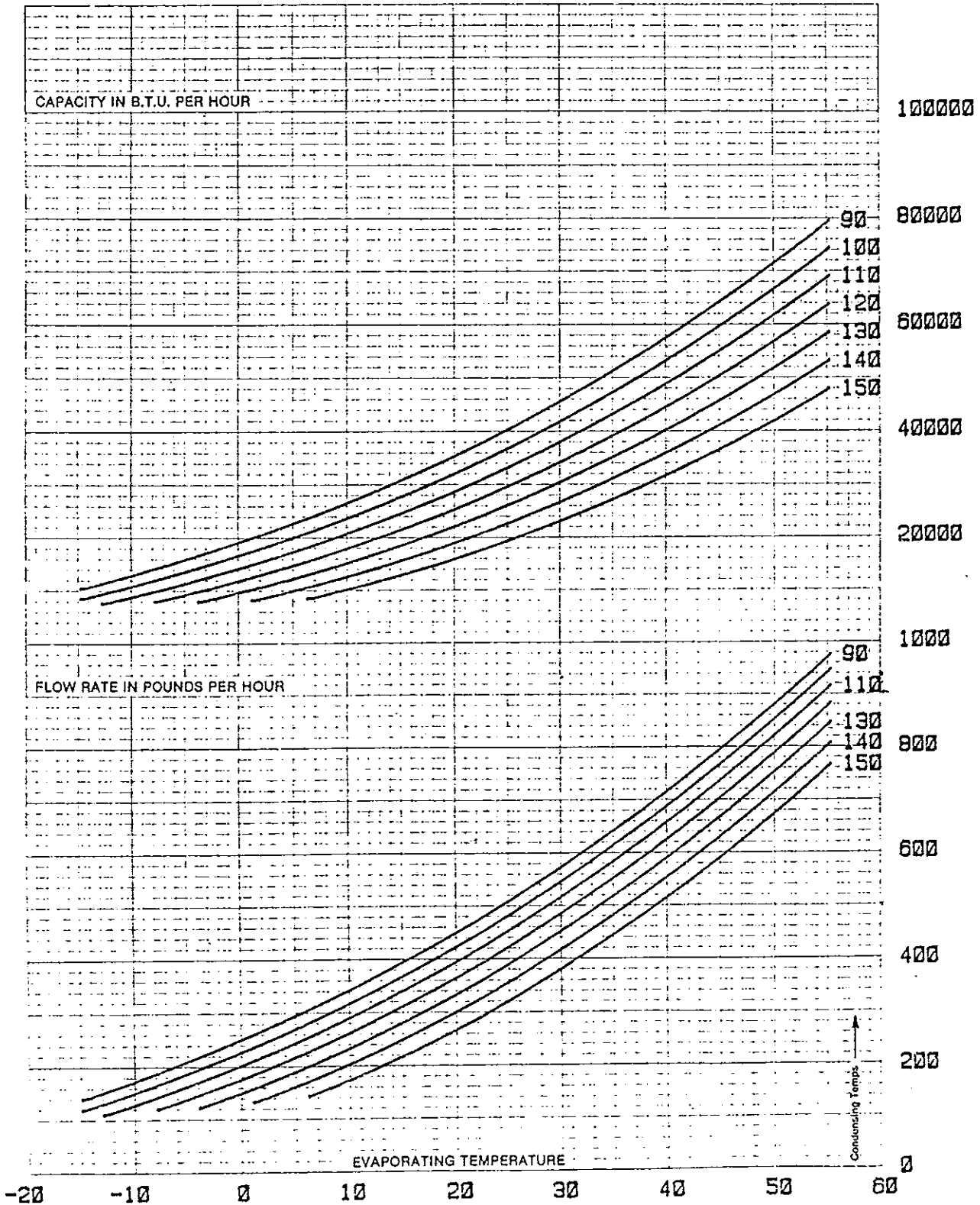
15 SUBCOOLING

95 ROOM AMBIENT

AV5546E

460/60/3

R- 22



TECUMSEH

TECUMSEH PRODUCTS COMPANY
 THE WORLD'S LARGEST MANUFACTURER OF COMPRESSORS
 FOR THE REFRIGERATION INDUSTRY

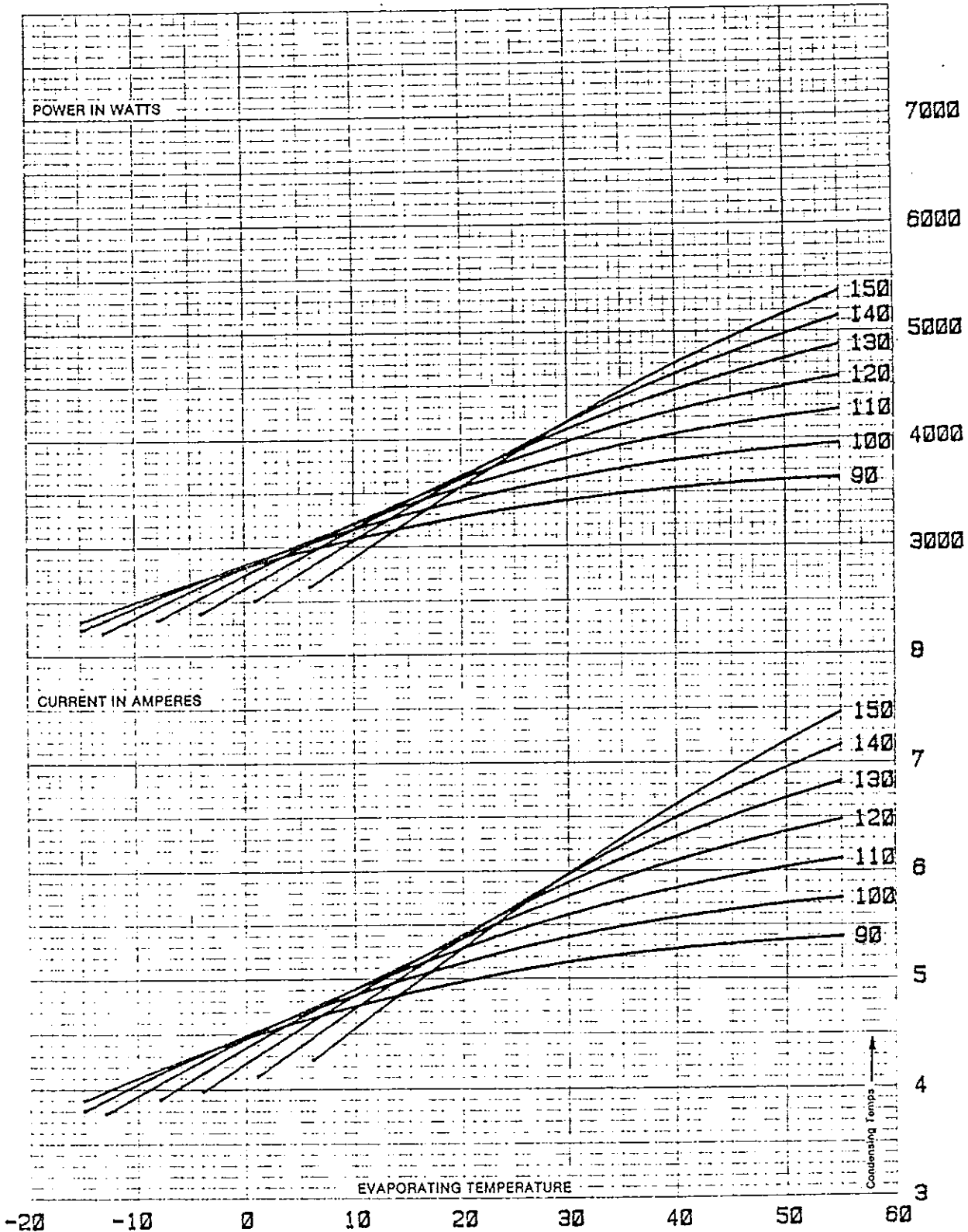
All Temperatures Are °F. For Capacity Performance See Reverse Side.

AV5546E
 460/60/3
 R- 22

3PH
 0 mfd
 TEST VOLTAGE: 460

****BASED ON PRELIMINARY DATA****

11/23/82



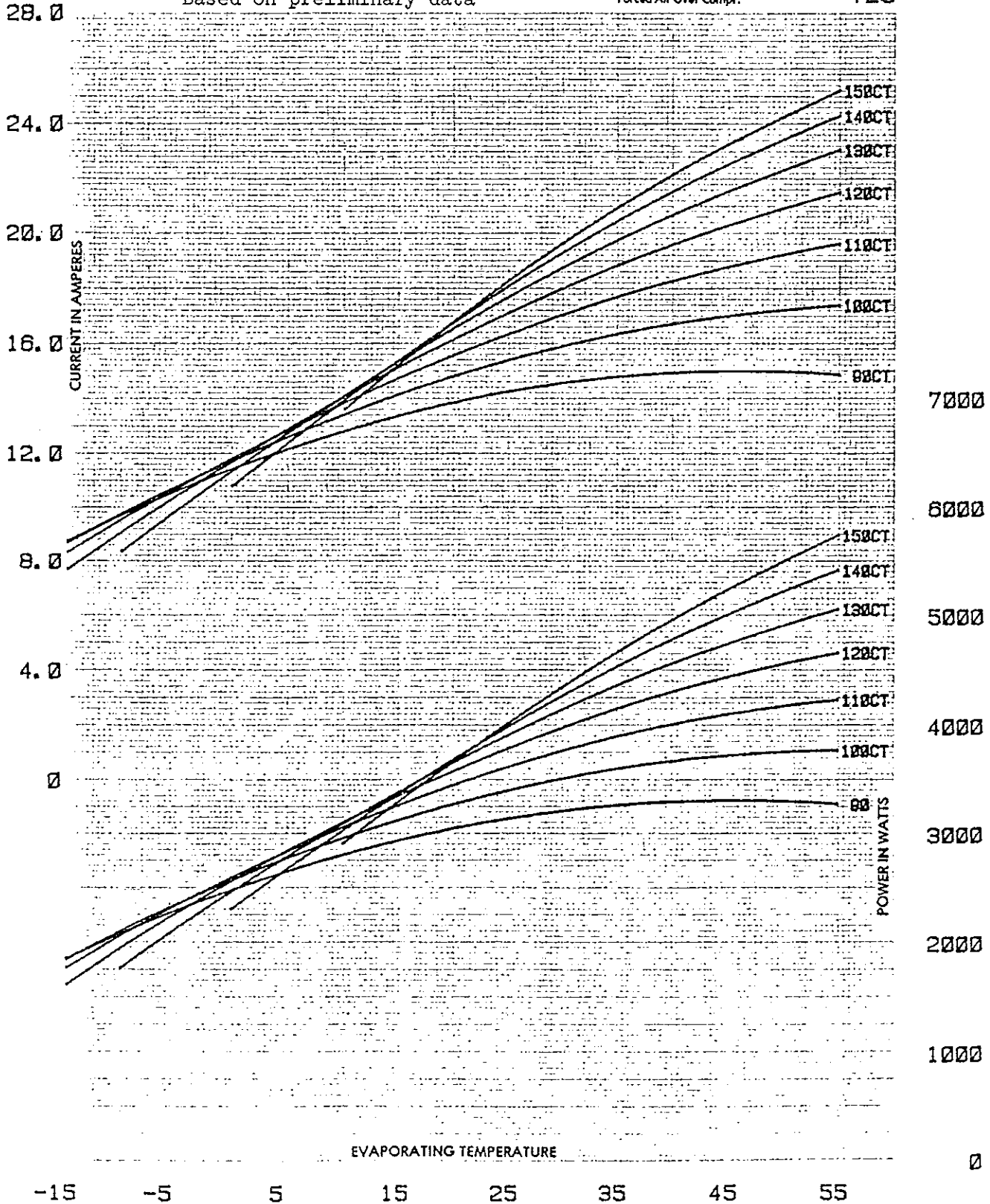
TECUMSER PRODUCTS COMPANY

THE WORLD'S LARGEST MANUFACTURER OF COMPRESSORS
FOR THE REFRIGERATION INDUSTRY

MODEL: AV5546E
Date: 12/11/80

Motor Type: PSC
Volts-Hz-Phase: 230/208/60/1
Volts (Tested At): 230
Run Capacitor (Mfd.): 40
Room Ambient: 95
Forced Air Over Compr. YES

Based on preliminary data



TECUMSEH PRODUCTS COMPANY

THE WORLD'S LARGEST MANUFACTURER OF COMPRESSORS
FOR THE REFRIGERATION INDUSTRY

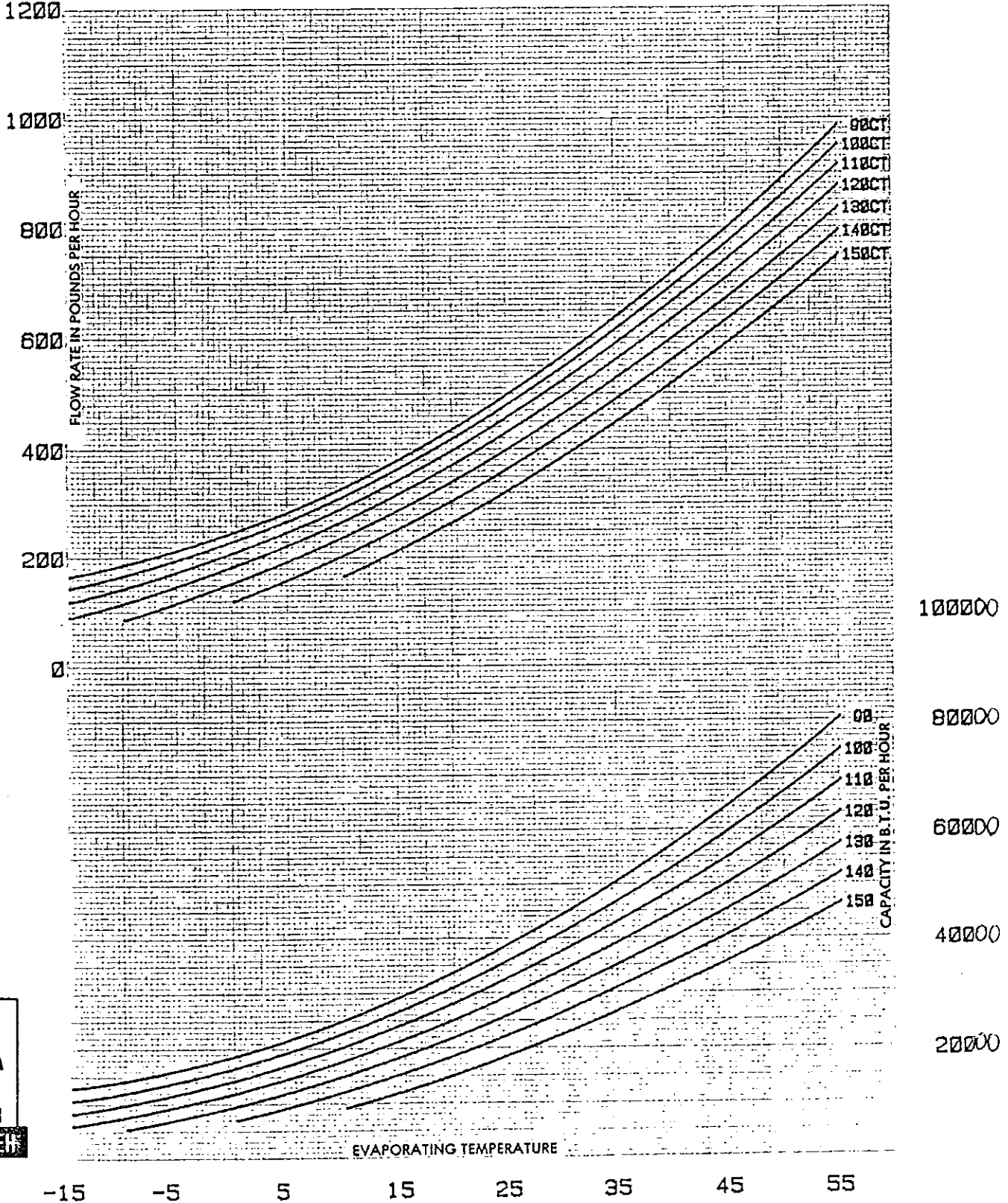
Refrigerant Type: 22
Gas Leaving Evaporator Superheated: 20
Gas Entering Compressor Superheated: 20
Liquid Subcooled: 15

MODEL: AV5546E
Date: 12/11/80

For All Condensing Temps (CT)

All Temperatures Are °F. For Electrical Performance See Reverse Side.

Based on preliminary data



TECUMSEH

TECUMSEH PRODUCTS COMPANY

THE WORLD'S LARGEST MANUFACTURER OF COMPRESSORS
FOR THE REFRIGERATION INDUSTRY

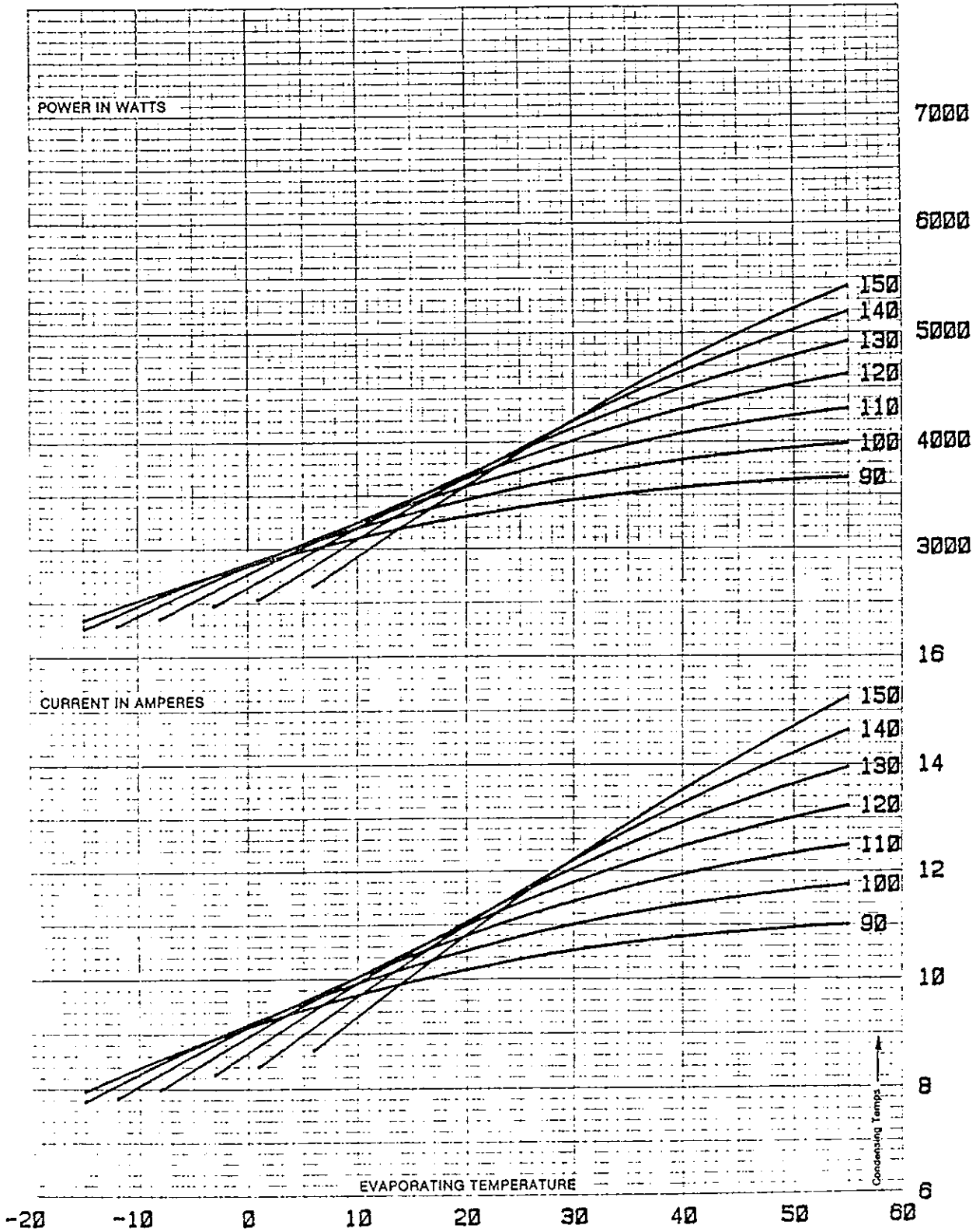
All Temperatures Are °F. For Capacity Performance See Reverse Side.

AV5546E
230/200/60/3
R- 22

3PH
0 mfd
TEST VOLTAGE: 230

****BASED ON PRELIMINARY DATA****

7/21/82



TECUMSEH PRODUCTS COMPANY

THE WORLD'S LARGEST MANUFACTURER OF COMPRESSORS
FOR THE REFRIGERATION INDUSTRY

All Temperatures Are °F. For Electrical Performance See Reverse Side.

****BASED ON PRELIMINARY DATA****

7/21/82

FORCED AIR OVER COMPRESSOR

20 SUPERHEAT

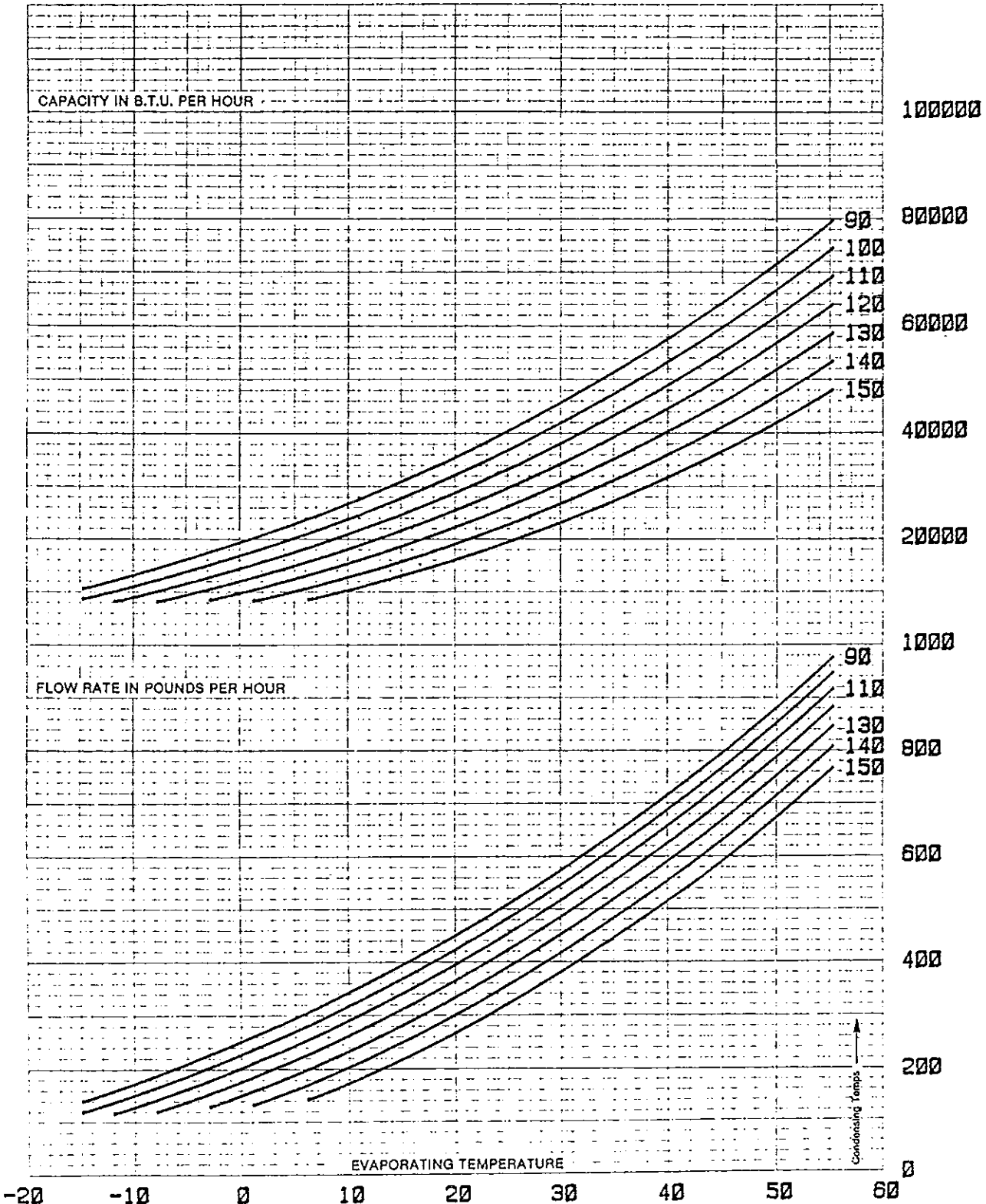
15 SUBCOOLING

95 ROOM AMBIENT

AV5546E

230/200/80/3

R- 22



HERMETIC COMPRESSOR - "AV" DESIGN MODELS
FOR AIR CONDITIONING AND HEAT PUMP APPLICATIONS
(R22 TYPE REFRIGERANT)

MODEL	NOMINAL CAPACITY (*)				DISPLACEMENT		ELECTRICAL CHARACTERISTICS			SHIPPING DATA (ONE CARTON)		AVERAGE GROSS WGT.	
	BTU/HR		KCAL/HR				CODE	LRA	RLA	SIZE CARTON		LBS.	(KG)
	60 HZ.	50 HZ.	60 HZ.	50 HZ.	IN 3/REV.	(CC/REV.)				INCHES	(CM)		
AV5532E	32000	26668	8064	6720	3.516	(57.62)	C D T G	72.2 78.0 59.5 30.7	12.2 14.5 8.9 4.35	14.7 x 12.8 x 16.9	(37.3 x 32.5 x 42.9)	85	(38.6)
AV5535E	35200	29333	8870	7392	3.805	(62.36)	C D T G	80.7 88.0 65.1 32.8	15.4 15.8 9.7 3.75	14.7 x 12.8 x 16.9	(37.3 x 32.5 x 42.9)	85	(38.6)
AV5538E	38400	32000	9677	8064	4.089	(67.01)	C D T G	84.9 95.0 73.4 37.7	14.6 17.2 10.8 5.3	14.7 x 12.8 x 16.9	(37.3 x 32.5 x 42.9)	86	(39.0)
AV5542E	42500	35417	10710	8925	4.471	(73.27)	C D T G	+ N/A 108.0 74.0 37.7	N/A 19.7 12.0 5.3	14.7 x 12.8 x 16.9	(37.3 x 32.5 x 42.9)	86	(39.0)
AV5546E	46500	38750	11718	9765	4.819	(78.97)	C D T G	+ N/A 116.0 92.0 46.0	N/A 21.5 13.3 6.6	14.7 x 12.8 x 16.9	(37.3 x 32.5 x 42.9)	87	(39.5)

- 1.) Oil Charge: 54 ounces (1597 cc) type; Suniso 3GS or equivalent
- 2.) Bulletin ER-3: Provides suggested capillary tube size.
- 3.) Protection Against Liquid Floodback into Compressor; the use of a Tecumseh suction line accumulator, properly sized, assembled close to compressor gas inlet is suggested.
- 4.) Inserted is a solid state crankcase heater, self-regulating wattage (heat), continuously energized (230 volt for Code D).
- 5.) Internal Pressure Relief Valve (IPRV); open at 400-500 PSI (28-35 KG/CM), close at 125-175 PSI (8.75-19.2 KG/CM). When IPRV opens - stop compressor - equalize system pressure - restart. If compressor restarts normally, IPRV has closed. Check system to determine cause for IPRV to open (I.E.: dirty condenser or failed condenser fan).
- 6.) AV models are equipped with internal overload protection.
- 7.) Fuse: Time delay cartridge; type as required by local code. To determine fuse size; use 225% of compressor RLA, add 100% RLA of each additional electrical load in the system (I.E.: fan motors/crankcase heater). Fuse size should not exceed the valve, always use lower rated fuse size (I.E.: 33.3 Amps should use 30 Amp fuse).

- 8.) Electrical Voltage:

Code	Rated Volt	Approved Volt
+ C	240/220V 50Hz 1Ph	264/198V 50Hz 1Ph
D	230/208V 60Hz-220/200V 50Hz 3Ph	253/188V 60Hz-242/180V 50Hz 1Ph
T	230/220V 60Hz-220/200V 50Hz 3Ph	253/180V 60Hz-242/180V 50Hz 3Ph
G	460V 60Hz-420/380V 50Hz 3Ph	528/400V 60Hz-460/350V 50Hz 3Ph

+ Being Developed
- 9.) Approved Evaporating Temperature Range:
(See compressor performance curve for evaporator limitations.)
A/C +32°F to +57°F (0°C to +13°C)
H/P -15°F to +57°F (-26°C to +13°C)
- 10.) Calorimeter Test Conditions (*Capacity) Standard Rating:

Condensing Temperature	130°	(54.4°C)
Evaporating Temperature	45°F	(7.22°C)
Return Gas Temperature	95°F	(35.0°C)
Ambient Temperature	95°F	(35.0°C)
- 11.) AV models designed for use as PSC in self-equalizing air conditioning and heat pump systems; add approved CSR start components (relay and start capacitor) for non-equalized system pressure starting.
- 12.) All compressors have crankcase heater well installed into the lower housing. Optional 240V crankcase heaters are available for 460V compressors.

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ นาย พุทธิพงษ์ แสนสบาย

วัน เดือน ปีเกิด 6 มกราคม 2514

วุฒิการศึกษา

วุฒิ

ชื่อสถาบัน

ปีที่สำเร็จการศึกษา

วศ.บ.

ม.สงขลานครินทร์

2536

ทุนการศึกษา (ที่ได้รับในระหว่างการศึกษ)

ทุนบัณฑิตศึกษาภายในประเทศ สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี
แห่งชาติ