แบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการศึกษาสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับ วัฏจักรแรงคินส์สารอินทรีย์โดยใช้ชุดอุปกรณ์ขยาย-อัดไอแบบลูกสูบ: การศึกษาผลกระทบของ สารทำงานและเงื่อนไขการทำงาน

นายภาณุวัฒน์ ดวงประทีป

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ครุศาสตร์อุตสาหกรรมมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลศึกษา
บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ปีการศึกษา 2568
ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

แบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการศึกษาสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับวัฏจักรแรงคินส์สารอินทรีย์โดยใช้ชุดอุปกรณ์ขยาย-อัดไอแบบลูกสูบ: การศึกษาผลกระทบของสารทำงานและเงื่อนไขการทำงาน

นายภาณุวัฒน์ ดวงประทีป

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาหลักสูตร
ครุศาสตร์อุตสาหกรรมมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลศึกษา
บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ปีการศึกษา 2568
ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ



ใบรับรองโครงร่างวิทยานิพนธ์

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

เรื่อง แบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการศึกษาสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับ วัฏจักรแรงคินส์สารอินทรีย์โดยใช้ชุดอุปกรณ์ขยาย-อัดไอแบบลูกสูบ: การศึกษาผลกระทบของ สารทำงานและเงื่อนไขการทำงาน

โดย นายภาณุวัฒน์ ดวงประทีป

ได้รับอนุมัติให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรครุศาสตร์อุตสาหกรรมมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลศึกษา

..... คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(ศาสตราจารย์ ดร.เสาวณิต สุขภารังษี)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธาน

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ณัฐวุฒิ เรืองตระกูล)

..... อาจารย์ที่ปรึกษา

(รองศาสตราจารย์ ดร.ต้องชนะ ทองทิพย์)

..... กรรมการ

(รองศาสตราจารย์ ดร.กิตติวุฒิ ศุทธิวิโรจน์)

..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธีรภาพ อมรสวัสดิรักษ์)

ชื่อ : นายภาณุวัฒน์ ดวงประทีป

ชื่อวิทยานิพนธ์ : แบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์และการศึกษาสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับ วัฏจักรแรงคินส์สารอินทรีย์โดยใช้ชุดอุปกรณ์ขยาย-อัดไอแบบลูกสูบ: การศึกษาผลกระทบของ สารทำงานและเงื่อนไขการทำงาน

สาขาวิชา : วิศวกรรมเครื่องกลศึกษา
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก : รองศาสตราจารย์ ดร.ต้องชนะ ทองทิพย์

ปีการศึกษา : 2568

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้นำเสนอการวิเคราะห์เชิงอุณหพลศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบอัดไอที่ผสานกับวัฏจักรแรงคินส์อินทรีย์ (ORC) โดยใช้ชุดอุปกรณ์ขยาย-อัดไอแบบลูกสูบเพื่อนำพลังงานความร้อนเหลือทิ้งในระดับต่ำ (60-90 °C) มาขับเคลื่อนระบบ การศึกษาครอบคลุมการประเมินสมรรถนะและประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของสารทำงาน 7 ชนิด ได้แก่ R134a, R1336mzz(E), R22, R32, R410A, R1234yf และ R1233zd(E) ผลการวิเคราะห์พบว่า R22 ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) สูงสุดที่ 0.55 รองลงมาคือ R1233zd(E) ที่ 0.52 ภายใต้สภาวะการทำงานที่กำหนด นอกจากนี้ การศึกษายังพบว่าการให้ความร้อนซ้ำสารทำงานช่วยเพิ่ม COP ของระบบได้อย่างมีนัยสำคัญ ในขณะที่การปรับพารามิเตอร์เชิงกลสามารถเพิ่มอัตราการทำความเย็นได้ แต่ส่งผลให้อัตราการป้อนความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอเพิ่มขึ้นด้วย ผลการศึกษาแสดงให้เห็นถึงศักยภาพของระบบในการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ และสามารถใช้เป็นแนวทางสำหรับ การออกแบบระบบในอนาคต

(มีจำนวนทั้งสิ้น 118 หน้า)

คำสำคัญ : พลังงานความร้อนเหลือทิ้ง, ชุดอุปกรณ์ขยาย-อัดไอแบบลูกสูบ, สัมประสิทธิ์สมรรถนะ

_____ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

Name : Mr. Panuwat Doungpateep

Thesis Title : Thermodynamic model and performance investigation of a Combined Organic Rankine Cycle-Vapour Compression Refrigeration System with Free Piston Expander-Compressor unit: Screening of working fluid and impact of working conditions

Major Field : Mechanical Engineering Education
King Mongkut's University of Technology North Bangkok

Thesis Advisor : Associate Professor Dr. Tongchana Thongtip

Academic Year : 2025

ABSTRACT

This thesis presents a thermodynamic analysis of a vapor compression refrigeration system integrated with an Organic Rankine Cycle (ORC), utilizing a piston-type expander-compressor unit to recover and utilize low-grade waste heat at temperatures ranging from 60 to 90 °C. The study evaluates the performance and exergy efficiency of seven working fluids: R134a, R1336mzz(E), R22, R32, R410A, R1234yf, and R1233zd(E). The results indicate that R22 achieves the highest coefficient of performance (COP) of 0.55, followed by R1233zd(E) with a COP of 0.52, under the specified operating conditions. Furthermore, the analysis demonstrates that preheating the working fluid significantly enhances the system COP, while mechanical parameter adjustments increase the cooling capacity at the expense of a higher heat input rate at the generator. The findings highlight the potential of this system for energy-efficient applications and provide a basis for future system design and optimization.

(Total 118 Pages)

Keywords: Free Piston Expander-Compressor unit, Waste Heat Recovery, COP

_____ Advisor

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยความช่วยเหลืออย่างดียิ่งของ รองศาสตราจารย์ ดร.ต้องชนะ ทองทิพย์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ที่ได้ให้คำแนะนำ ให้ความเมตตา เอาใจใส่ เสียสละเวลา คอยชี้แนะแนวทางและข้อคิดเห็นต่าง ๆ ของการวิจัยมาโดยตลอดทุกขั้นตอน การดำเนินงาน ในการทำวิทยานิพนธ์ให้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี ขอขอบพระคุณ คณาจารย์ และเจ้าหน้าที่ภาควิชาครุศาสตร์วิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือทุกท่าน ซึ่งเป็นบุคคลที่ผู้วิจัยเคารพอย่างยิ่ง คอยประสิทธิประสาทวิชาความรู้ คอยช่วยเหลือและสนับสนุนมาตลอดจนทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี สุดท้ายนี้ ผู้วิจัยขอขอบพระคุณบิดา มารดา ของผู้วิจัยที่ให้กำลังใจ ให้คำแนะนำ สนับสนุนในด้านการเงิน เป็นอย่างดีเสมอมา คุณค่า และประโยชน์ทั้งปวงอันพึงได้จากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้วิจัยขอมอบและอุทิศแด่ผู้มีพระคุณทุก ๆ ท่าน

ภาณุวัฒน์ ดวงประทีป

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย ..... ง

บทคัดย่อภาษาอังกฤษ ..... จ

กิตติกรรมประกาศ ..... ฉ

สารบัญ ..... ช

สารบัญตาราง ..... ญ

สารบัญรูปภาพ ..... ฎ

บทที่ 1 บทนำ 1

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา 2

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย 3

1.3 ขอบเขตของการวิจัย 3

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ 4

1.5 นิยามศัพท์เฉพาะ 5

บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง 6

2.1 การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ 7

2.2 วัฏจักรแรงคินอินทรีย์ 9

2.3 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ 11

2.4 ระบบทำความเย็นแบบผสม 13

2.5 สารทำความเย็น 20

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.6 การวิเคราะห์เอ็กเซอจี 26
2.7 การใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ในการจำลองวัฏจักร 29
2.8 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง 31
บทที่ 3 ขั้นตอนการดำเนินงาน 34
3.1 ศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้อง 34
3.2 กำหนดวัตถุประสงค์ 35
3.3 การเตรียมความพร้อมของซอฟแวร์ MATLAB และฐานข้อมูล CoolProp 37
3.4 การสร้างแบบจำลองโดยใช้โปรแกรม MATLAB 38
3.5 ขั้นตอนจำลองในโปรแกรม MATLAB 42
บทที่ 4 ผลการดำเนินงาน 44
4.1 ผลกระทบของอุณหภูมิของสารทำงานต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ 45
4.2 ผลกระทบของอุณหภูมิของสารทำงานต่อสมรรถนะของระบบ 51
4.3 การวิเคราะห์การสูญเสียเอ็กเซอร์จีในแต่ละอุปกรณ์ของระบบ และประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี 60
4.4 ผลของการอุ่นสารทำงานเบื้องต้นต่อสมรรถนะของระบบ 66
4.5 ผลของการปรับพารามิเตอร์เชิงกลของลูกสูบต่อสมรรถนะของระบบ 68
4.6 การวิเคราะห์สมรรถนะของสารทำความเย็นแยกตามกลุ่มความดัน 73
บทที่ 5 สรุปผลการวิจัย และข้อเสนอแนะ 75
5.1 สรุปผลการวิจัย 75

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

5.2 ข้อเสนอแนะ 78

บรรณานุกรม 79

ภาคผนวก ก 84

ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยกำหนดสภาวะการทำงานที่ อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ 90 °C อุณหภูมิเครื่องควบแน่น 30 °C และอุณหภูมิเครื่องระเหย 10 °C 84

ภาคผนวก ข 92

ตารางผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยกำหนดสภาวะการทำงานที่อุณหภูมิเครื่องควบแน่น 30 °C 92

ประวัติผู้เขียน 104

พระจอมเกล้าพระนครเหนือ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยี

สารบัญตาราง

ตารางที่ หน้า

2-1 ตัวอย่างแหล่งความร้อนทิ้งอุณหภูมิสูง 8

2-2 ตัวอย่างแหล่งความร้อนทิ้งอุณหภูมิปานกลาง 8

2-3 ตัวอย่างแหล่งความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำ 8

2-4 คุณสมบัติของสารทำความเย็นที่เลือกใช้ในการศึกษา 24

5-1 ขีดความสามารถของสารทำความเย็นในสภาวะการทดลองที่กำหนด 79

ข-1 ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R410A 93

ข-2 ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R32 94

ข-3 ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R22 95

ข-4 ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R134a 96

ข-5 ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R1234yf 98

ข-6 ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R1233zd(E) 100

ข-7 ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R1336mzz(E) 102

สารบัญรูปภาพ

ภาพที่ หน้า

2-1 วัฏจักรแรงคินอินทรีย.....9

2-2 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ.....11

2-3 ระบบทความเย็นแบบผสม ORC-VCC.....13

2-4 แรงที่กระทำต่อพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ.....15

2-5 การเปลี่ยนแปลงความดันในคอมเพรสเซอร์.....16

2-6 คุณสมบัติด้านความปลอดภัยของสารทำความเย็น.....21

2-7 โปรแกรม MATLAB.....29

3-1 Flow Chart แสดงขั้นตอนการดำเนินงาน.....36

3-2 โค้ดการวิเคราะห์อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด.....39

3-3 โค้ดการวิเคราะห์สมรรถนะของระบบ.....40

3-4 โค้ดการวิเคราะห์การทำลายเอ็กเซอจี.....42

4-1 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 45 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ -10 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ.....45

4-2 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ.....46

4-3 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 60 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ -10 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ.....47

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

ภาพที่ หน้า

4-4 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของ 48
เครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตราส่วน
พื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

4-5 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของ.....49
เครื่องกำเนิดไอที่ 60 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 45 °C ต่ออัตราส่วน
พื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

4-6 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของ.....50
เครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 30 °C ต่ออัตราส่วน
พื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

4-7 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของ.....51
เครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตรา
การถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ

4-8 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของ.....52
เครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตรา
การถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย

4-9 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของ.....53
เครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C
ต่อสมรรถนะของระบบ

4-10 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของ 54
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตรา
การถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ

4-11 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของ 55
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตรา
การถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

ภาพที่ หน้า

4-12 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของ 56
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C
ต่อสมรรถนะของระบบ

4-13 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของ 57
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 30 °C ต่ออัตรา
การถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ

4-14 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของ 58
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 30 °C ต่ออัตรา
การถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย

4-15 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของ 59
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 30 °C
ต่อสมรรถนะของระบบ

4-16 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของ 60
เครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตรา
การทำลายเอ็กเซอร์จีรวม

4-17 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของ 61
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตรา
การทำลายเอ็กเซอร์จีรวม

4-18 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของ 62
เครื่องกำเนิดไอ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 30 °C ต่ออัตรา
การทำลายเอ็กเซอร์จีรวม

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

ภาพที่ หน้า

ก-1 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของ 85
เครื่องควบแน่น 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตรา
การถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย

ก-2 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของ 85
เครื่องควบแน่น 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตรา
การถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ

ก-3 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของ 86
เครื่องควบแน่น 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่อสมรรถนะของระบบ

ก-4 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของ 86
เครื่องกำเนิดไอ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตรา
การถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย

ก-5 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของ 87
เครื่องกำเนิดไอ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตรา
การถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ

ก-6 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของ 87
เครื่องกำเนิดไอ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่อสมรรถนะของระบบ

ก-7 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของ 88
เครื่องกำเนิดไอ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 30 °C ต่ออัตรา
การถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย

ก-8 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของ 88
เครื่องกำเนิดไอ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 30 °C ต่ออัตรา
การถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ

ก-9 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของ 89
เครื่องกำเนิดไอ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 30 °C ต่อสมรรถนะของระบบ

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

ภาพที่ หน้า

ก-10 ลักษณะการทำงานของระบบ โดยกำหนดอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอที่ 70 °C.....89
อุณหภูมิเครื่องควบแน่น 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตรา
การสูญเสียเอ็กเซอร์จีที่อุปกรณ์ต่าง ๆ ของระบบ
ก-11 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของ 90
เครื่องควบแน่น 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่อประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี
ก-12 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของ 90
เครื่องกำเนิดไอ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่อประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี
ก-13 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของ 90
เครื่องกำเนิดไอ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 30 °C ต่อประสิทธิภาพ
เอ็กเซอร์จี

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

ในปัจจุบันวิกฤตการณ์ด้านพลังงานและการเปลี่ยนแปลงสภาพภูมิอากาศ (Climate Change) ได้ทวีความรุนแรงและส่งผลกระทบอย่างกว้างขวางในระดับโลก ภาคส่วนการทำความเย็นและการปรับอากาศ (Refrigeration and Air-conditioning) จัดเป็นหนึ่งในกลุ่มผู้บริโภคพลังงานไฟฟ้ารายสำคัญทั้งในภาคอาคารและอุตสาหกรรม ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Cycle: VCC) ซึ่งเป็นเทคโนโลยีหลักที่ใช้กันอย่างแพร่หลาย ล้วนพึ่งพาพลังงานไฟฟ้าเป็นแหล่งขับเคลื่อนหลักแต่เพียงอย่างเดียว ส่งผลให้เกิดการปล่อยก๊าซเรือนกระจกจากกระบวนการผลิตไฟฟ้าในปริมาณมหาศาล ด้วยเหตุนี้ การศึกษาและพัฒนาเทคโนโลยีการทำความเย็นด้วยพลังงานทางเลือกจึงถูกผลักดันอย่างต่อเนื่องเพื่อลดการพึ่งพาไฟฟ้ากระแสหลัก และประยุกต์ใช้แหล่งพลังงานหมุนเวียนให้เกิดประโยชน์สูงสุด

หนึ่งในทางเลือกที่ได้รับความสนใจอย่างมาก คือการนำพลังงานความร้อนทิ้ง (Waste Heat Recovery) จากกระบวนการอุตสาหกรรม หรือแหล่งความร้อนเกรดต่ำ (Low-grade heat source) เช่น พลังงานแสงอาทิตย์และพลังงานความร้อนใต้พิภพ มาแปรรูปเป็นพลังงานกลเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็น เทคโนโลยีที่โดดเด่นในด้านนี้คือ ระบบทำความเย็นแบบผสานวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์และวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ (Combined Organic Rankine Cycle and Vapor Compression Cycle: ORC-VCC) [1-5], [7] ระบบนี้มีจุดเด่นในการผสานวัฏจักรผลิตกำลัง (ORC) และวัฏจักรทำความเย็น (VCC) เข้าด้วยกันโดยใช้กลไกเชื่อมต่อโดยตรง ทำให้สามารถผลิตความเย็นและกำลังงานได้พร้อมกัน (Cogeneration/Trigeneration) โดยไม่ต้องเปลี่ยนรูปพลังงานไปเป็นไฟฟ้าก่อน ซึ่งช่วยลดความสูญเสียในกระบวนการแปลงพลังงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ [1], [6]

ในเชิงวิศวกรรมเครื่องกล การพัฒนากลไกขับเคลื่อนสำหรับระบบ ORC-VCC ได้ก้าวหน้าไปสู่เทคโนโลยี เครื่องจักรลูกสูบอิสระ (Free-piston Expander-Compressor Unit) ซึ่งมีข้อได้เปรียบเหนือเครื่องจักรแบบหมุนเหวี่ยงหรือแบบลูกสูบดั้งเดิม คือการตัดชิ้นส่วนกลไกที่ซับซ้อน เช่น เพลาข้อเหวี่ยงและก้านสูบออกจากระบบ การออกแบบนี้ช่วยลดแรงเสียดทานทางกล(Mechanical friction)

ลดน้ำหนักอุปกรณ์ และขจัดปัญหาการรั่วไหลของสารทำความเย็นผ่านซีลเพลา อีกทั้งยังสามารถทำงานได้โดยไม่ต้องใช้น้ำมันหล่อลื่น (Oil-free operation) ซึ่งช่วยยกระดับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบได้อย่างมีนัยสำคัญ [8-11] จากงานวิจัยของ Aphornratana และ Sriveerakul [6] ได้พิสูจน์ให้เห็นความเป็นไปได้ทางอุณหพลศาสตร์ว่า เครื่องจักรลูกสูบอิสระที่ทำงานภายใต้หลักการสมดุลแรง (Force Balance) สามารถขับเคลื่อนระบบทำความเย็นได้อย่างมีเสถียรภาพในช่วงอุณหภูมิแหล่งความร้อนต่ำ (60-90°C) อย่างไรก็ตาม แม้แบบจำลองดังกล่าวจะวางรากฐานสำคัญไว้ แต่การศึกษาที่ผ่านมายังคงมีช่องว่างทางวิชาการที่สามารถพัฒนาและต่อยอดได้ ดังนี้

1. การวิเคราะห์สมรรถนะเชิงลึกและข้อจำกัดของสารทำงานเดิม งานวิจัยในอดีตมุ่งเน้นเพียงการวิเคราะห์ตามกฎข้อที่ 1 ของอุณหพลศาสตร์ และใช้สารทำความเย็นกลุ่ม High-GWP เช่น R134a และ R245fa ซึ่งกำลังถูกจำกัดการใช้งาน งานวิจัยนี้จึงมุ่งประยุกต์ใช้ การวิเคราะห์เอ็กเซอร์จี (Exergy Analysis) เพื่อชี้เป้าตำแหน่งที่มีการทำลายคุณภาพพลังงานสูงสุดในระบบ [18-23] พร้อมทั้งประเมินศักยภาพของสารทำความเย็นทางเลือกยุคใหม่กลุ่ม Low-GWP เช่น R1233zd(E) และ R1336mzz(E) ว่าสามารถนำมาใช้เป็นสารทดแทนแบบดรอปอิน (Drop-in replacement) ได้อย่างมีประสิทธิภาพหรือไม่ [12-17]

2. การเพิ่มเสถียรภาพผ่านการปรับอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ (Area Ratio Optimization): งานวิจัยเชิงทฤษฎีที่ผ่านมามักกำหนดให้อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบเปลี่ยนแปลงแบบพลวัตตามสภาวะการทำงาน เพื่อให้เกิดสมดุลแรงในทุกจุดทำงาน ซึ่งไม่สอดคล้องกับข้อจำกัดในทางปฏิบัติที่เครื่องจักรจริงจำเป็นต้องมีขนาดทางเรขาคณิตคงที่ งานวิจัยนี้จึงเพิ่มการวิเคราะห์เพื่อหาค่าอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดที่คงที่และเหมาะสมที่สุด (Optimal Fixed Area Ratio) สำหรับสารทำความเย็นแต่ละชนิด ภายใต้สภาวะอุณหภูมิที่จำกัด เพื่อให้ระบบสามารถทำงานได้อย่างต่อเนื่องโดยไม่เกิดการหยุดชะงัก (Stalling)

3. การเพิ่มสมรรถนะผ่านการจัดการความร้อน (Preheating Effect): เพื่อยกระดับขีดความสามารถของระบบ ORC-VCC แบบลูกสูบอิสระ งานวิจัยนี้ได้เสนอการวิเคราะห์ผลของการติดตั้งเครื่องอุ่นล่วงหน้า (Recuperator/Preheater) เพื่ออุ่นสารทำความเย็นก่อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ กระบวนการนี้จะช่วยลดความไม่ผันกลับทางอุณหพลศาสตร์ (Irreversibility) ในกระบวนการถ่ายเทความร้อน ซึ่งจะนำไปสู่การประเมินว่าระดับการอุ่นล่วงหน้าที่เหมาะสม จะช่วยยกระดับค่า COP และประสิทธิภาพเชิงเอ็กเซอร์จีได้มากน้อยเพียงใด ซึ่งเป็นประเด็นที่ยังขาดการศึกษาอย่างเป็นระบบ

จากช่องว่างทางวิชาการดังกล่าว งานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นที่จะพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายสมรรถนะของระบบ Free-piston ORC-VCC อย่างรอบด้าน โดยบูรณาการการวิเคราะห์เอ็กเซอร์จีเข้ากับการวิเคราะห์พลังงาน และเปรียบเทียบสมรรถนะของสารทำความเย็นกลุ่ม Low-GWP กับสารดั้งเดิม เพื่อนำเสนอองค์ความรู้ใหม่ที่เป็นแนวทางในการออกแบบระบบทำความเย็นโดยใช้ความร้อนทิ้ง ที่มีประสิทธิภาพสูง ทำงานได้จริง และเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมอย่างยั่งยืน

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1.2.1 เพื่อสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบผสม ORC-VCC ที่เชื่อมต่อกันด้วยชุดประกอบลูกสูบอิสระ (Free-Piston Expander-Compressor Unit) โดยใช้พลังงานความร้อนทิ้ง

1.2.2 เพื่อศึกษาและเปรียบเทียบสมรรถนะ COP และ ประสิทธิภาพความร้อน ของระบบเมื่อใช้สารทำความเย็นกลุ่มต่างๆดังนี้ R134a, R1336mzz(E), R22, R32, R410A, R1234yf, R1233zd(E)

1.2.3 เพื่อวิเคราะห์การทำลายเอ็กเซอร์จี (Exergy Destruction) ในแต่ละอุปกรณ์ของระบบและหาประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี (Exergy Efficiency) ภายใต้สภาวะอุณหภูมิแหล่งกำเนิดความร้อนและภาระการทำความเย็นที่แตกต่างกัน

1.2.4 เพื่อหาอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ (Required Area Ratio) ที่เหมาะสมที่ทำให้ระบบขับเคลื่อนกลไกได้อย่างสมดุล

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 ใช้วิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลขด้วยโปรแกรม MATLAB ร่วมกับฐานข้อมูลคุณสมบัติสารทำความเย็น CoolProp

1.3.2 ใช้สารทำความเย็นกลุ่มต่าง ๆ ดังนี้ R134a, R1336mzz(E), R22, R32, R410A, R1234yf, R1233zd(E)

1.3.3 อุณหภูมิแหล่งความร้อน 60 ถึง 90 °C อุณหภูมิควบแน่น 30 ถึง 45 °C และอุณหภูมิทำความเย็น -10 ถึง 10 °C

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 เกิดองค์ความรู้ใหม่ด้านพฤติกรรมทางอุณหพลศาสตร์ของระบบ ORC-VCC แบบลูกสูบอิสระทำให้ทราบถึงอิทธิพลของตัวแปรการทำงานต่างๆ (เช่น อุณหภูมิแหล่งความร้อนอุณหภูมิห้องทำความเย็น) ที่มีต่อสมรรถนะของระบบ และสามารถระบุตำแหน่งที่เป็นจุดคอขวดของการสูญเสียพลังงาน (Exergy Destruction Bottlenecks) ภายในอุปกรณ์ต่างๆ ได้อย่างชัดเจน

1.4.2 ได้แนวทางเชิงวิศวกรรมในการออกแบบเครื่องจักรลูกสูบอิสระที่ใช้งานได้จริงผลจากการค้นหา "อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบแบบคงที่ (Optimal Fixed Area Ratio)" จะเป็นคู่มือและข้อกำหนดทางเรขาคณิตที่สำคัญสำหรับวิศวกรและนักออกแบบเครื่องจักร เพื่อป้องกันปัญหาการหยุดชะงัก (Stalling) ของระบบ ทำให้สามารถสร้างชุดประกอบลูกสูบอิสระ (Expander-Compressor Unit) ต้นแบบที่มีเสถียรภาพและทำงานได้จริงในสภาวะที่มีข้อจำกัดทางอุณหภูมิ

1.4.3 ผลการวิจัยจะแสดงให้เห็นถึงพฤติกรรมและระดับสมรรถนะของสารทำความเย็นแต่ละชนิด ข้อมูลเชิงเปรียบเทียบที่ได้ จะเป็นประโยชน์อย่างยิ่งต่อภาคอุตสาหกรรมในการประเมินความเหมาะสมทางวิศวกรรมอย่างรอบด้าน เพื่อประกอบการตัดสินใจเปลี่ยนผ่านเทคโนโลยีไปสู่การลดปัญหาภาวะโลกร้อนได้อย่างมีหลักการและมั่นใจ

1.4.4 ส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงานและลดการปล่อยก๊าซเรือนกระจก งานวิจัยนี้เป็นการนำเสนอทางเลือกใหม่ของเทคโนโลยีการทำความเย็นที่ไม่ได้พึ่งพาเพียงพลังงานไฟฟ้ากระแสหลัก แต่สามารถนำแหล่งความร้อนทิ้งหรือความร้อนเกรดต่ำจากกระบวนการผลิตมาเพิ่มมูลค่า ซึ่งหากนำไปประยุกต์ใช้ในภาคอุตสาหกรรมหรืออาคารพาณิชย์ จะช่วยลดต้นทุนค่าไฟฟ้า ลดการพึ่งพาพลังงานฟอสซิล และมีส่วนช่วยบรรเทาปัญหาการเปลี่ยนแปลงสภาพภูมิอากาศ (Climate Change) ได้อย่างยั่งยืน

1.5 นิยามศัพท์เฉพาะ

1.5.1 ระบบทำความเย็นแบบผสม (Combined ORC-VCC): ระบบที่ใช้วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์เปลี่ยนความร้อนเป็นงานกลเพื่อขับเคลื่อนวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอโดยตรง

1.5.2 ชุดอุปกรณ์ขยาย-อัดไอแบบลูกสูบ (Free Piston Expander-Compressor unit): อุปกรณ์ขยายตัวและอัดตัวที่ลูกสูบเคลื่อนที่อย่างอิสระโดยอาศัยความแตกต่างของแรงดันสุทธิปราศจากกลไกเพลาข้อเหวี่ยง

1.5.3 เอ็กเซอจี (Exergy): ค่าพลังงานสูงสุดที่สามารถเปลี่ยนเป็นงานที่เป็นประโยชน์ได้ เมื่อระบบดำเนินไปสู่สภาวะสมดุลกับสิ่งแวดล้อม ใช้เป็นดัชนีชี้วัดคุณภาพของพลังงาน

1.5.4 การทำลายเอ็กเซอจี (Exergy Destruction): ความสูญเสียโอกาสในการทำงานอันเนื่องมาจากความไม่ย้อนกลับ (Irreversibility) ของกระบวนการ เช่น การถ่ายเทความร้อนผ่านความต่างอุณหภูมิ หรือความเสียดทาน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การศึกษาด้านระบบทำความเย็นแบบผสม ORC-VCC ที่ขับเคลื่อนด้วยความร้อนทิ้งและการวิเคราะห์สมรรถนะทางอุณหพลศาสตร์และเอ็กเซอจีของระบบ จำเป็นต้องอาศัยองค์ความรู้พื้นฐานทางวิศวกรรมเครื่องกลหลายด้านประกอบกัน เพื่อสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่มีความแม่นยำและสอดคล้องกับหลักการทางกายภาพ ในบทนี้ผู้วิจัยได้ทำการรวบรวมและเรียบเรียงทฤษฎีพื้นฐานที่สำคัญ เริ่มจากวัฏจักรผลิตกำลังระดับอุณหภูมิต่ำ (Organic Rankine Cycle) และวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Cycle) รวมถึงกลไกการทำงานของเครื่องจักรลูกสูบ (Free Piston) ซึ่งเป็นนวัตกรรมหลักในการเชื่อมต่อทั้งสองวัฏจักรเข้าด้วยกันโดยปราศจากจุดเชื่อมต่อทางกลที่ซับซ้อน นอกจากนี้ ยังครอบคลุมถึงการประยุกต์ใช้การวิเคราะห์ตามกฎข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์ หรือการวิเคราะห์เอ็กเซอจี (Exergy Analysis) เพื่อชี้เฉพาะถึงตำแหน่งและสาเหตุของการสูญเสียคุณภาพพลังงานภายในระบบ ตลอดจนการทบทวนคุณสมบัติของสารทำงานสมัยใหม่ที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม (Low-GWP Refrigerants) และการใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการคำนวณ (MATLAB Simulation) เพื่อนำไปสู่การวิเคราะห์ผลการวิจัยในลำดับถัดไป โดยมีรายละเอียดของหัวข้อต่าง ๆ ดังนี้

2.1 การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้

2.2 วัฏจักรแรงคินอินทรีย์

2.3 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ

2.4 ระบบทำความเย็นแบบผสม

2.5 สารทำความเย็น

2.6 การวิเคราะห์เอ็กเซอจี

2.7 การใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ในการจำลองวัฏจักร

2.8 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้

การใช้พลังงานในภาคอุตสาหกรรมที่มีกระบวนการผลิตที่ใช้อุณหภูมิสูง ความร้อนส่วนหนึ่งจะถูกปล่อยออกมาจากกระบวนการโดยไม่สามารถหลีกเลี่ยงได้ ในอดีตความร้อนส่วนนี้ถูกทิ้งไปสู่สิ่งแวดล้อมโดยเปล่าประโยชน์ โดยที่ความร้อนดังกล่าวมีศักยภาพที่จะนำมาใช้ประโยชน์ได้ หากมีเครื่องมืองมือในการแปลงพลังงานที่จะทิ้งให้กลับมีประโยชน์ขึ้นมา อุปกรณ์ดังกล่าวอาจจะเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดใดชนิดหนึ่ง หรือหม้อไอน้ำความร้อนทิ้ง และหากสามารถนำความร้อนส่วนนี้กลับไปใช้ใช้ในกระบการได้ ก็ย่อมสามารถลดพลังงานป้อนเข้าให้น้อยลงได้ นั่นหมายความว่าระบบจะมีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น และบริษัทหรือโรงงานก็จะลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานลงได้ [24]

2.1.1 แหล่งความร้อนทิ้งในอุตสาหกรรม

ในกระบวนการอุตสาหกรรมส่วนใหญ่มีการใช้พลังงานความร้อน และจะมีความร้อนส่วนหนึ่งถูกทิ้งออกมาขากกระบวนการ หากมีการนำความร้อนส่วนนี้กลับมาใช้ประโยชน์ได้ก็จะเป็นประโยชน์อย่างมาก โดยความร้อนทิ้งจากกระบวนการอุตสาหกรรมมี 2 ลักษณะดังนี้

1. ของเหลวร้อน เช่น น้ำร้อน น้ำมันร้อน และของเหลวร้อนอื่น ๆ
2. ก๊าซร้อน เช่น ก๊าซร้อนจากเตาเผาและเตาอบ อากาศร้อนจากกระบวนการระบายความร้อน และ ก๊าซร้อนจากเหล่งอื่น ๆ

2.1.2 ระดับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนทิ้ง

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนทิ้งนั้นแบ่งได้เป็น 3 ระดับ คือ

1. อุณหภูมิสูง หมายถึง อุณหภูมิมากกว่า 650 °C ดังแสดงในตารางที่ 2-1
2. อุณหภูมิปานกลาง หมายถึง อุณหภูมิระหว่าง 230 ถึง 650 °C ดังแสดงในตารางที่ 2-2
3. อุณหภูมิต่ำ หมายถึง อุณหภูมิน้อยกว่า 230 °C ดังแสดงในตารางที่ 2-3

ตารางที่ 2-1 ตัวอย่างแหล่งความร้อนทิ้งอุณหภูมิสูง

แหล่งความร้อนทิ้ง	**อุณหภูมิ (°C)**
Nickel Refining Furnace	1,371 ถึง 1,649
Aluminum Refining Furnace	649 ถึง 760
Zinc Refining Furnace	760 ถึง 1,093
Copper Refining Furnace	760 ถึง 816
Steel Heating Furnace	927 ถึง 1,038
Glass Melting Furnace	982 ถึง 1,538
Solid Waste Incinerators	649 ถึง 982

ตารางที่ 2-2 ตัวอย่างแหล่งความร้อนทิ้งอุณหภูมิปานกลาง

แหล่งความร้อนทิ้ง	**อุณหภูมิ (°C)**
Steam Boiler Exhausts	232 ถึง 482
Gas Turbine Exhausts	371 ถึง 538
Reciprocating Engine Exhausts	316 ถึง 593
Heat Treating Furnace	427 ถึง 649
Drying and Baking Ovens	232 ถึง 593

ตารางที่ 2-3 ตัวอย่างแหล่งความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำ

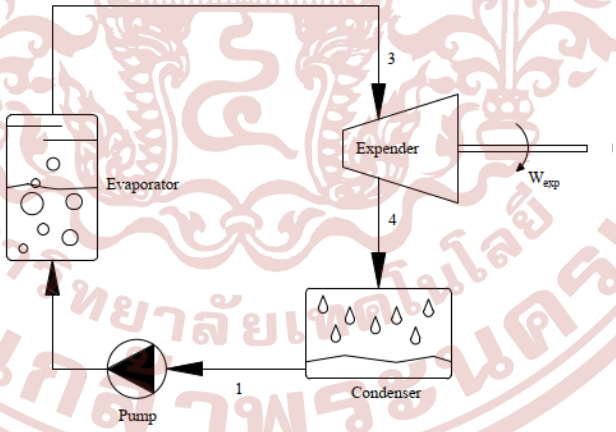
แหล่งความร้อนทิ้ง	**อุณหภูมิ (°C)**
Process Steam Condensate	54 ถึง 88
Cooling Water from:	
Furnace Doors	32 ถึง 54
Bearings	32 ถึง 88
Welding Machines	32 ถึง 88

ตารางที่ 2-3 (ต่อ)

แหล่งความร้อนทิ้ง	อุณหภูมิ (°C)
Injection Molding Machines	32 ถึง 88
Air Compressor	27 ถึง 49
Internal Combustion Engine	66 ถึง 121
Condenser of Air Conditioner and Refrigerator	32 ถึง 43

2.2 วัฏจักรแรงคินอินทรีย์

วัฏจักรแรงคินอินทรีย์ (ORC) มีหลักการทำงานพื้นฐานเช่นเดียวกับวัฏจักรแรงคินมาตรฐาน (Standard Rankine Cycle) แต่มีความแตกต่างที่สำคัญคือการใช้สารประกอบอินทรีย์ (Organic Fluids) ที่มีมวลโมเลกุลสูงและมีจุดเดือดต่ำเป็นสารทำงานแทนการใช้น้ำ ทำให้สามารถดึงพลังงานความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำมาผลิตกระแสไฟฟ้าได้อย่างมีประสิทธิภาพ



ภาพที่ 2-1 วัฏจักรแรงคินอินทรีย์

2.2.1 ส่วนประกอบของระบบและกระบวนการทำงาน

ภาพที่ 2-1 วัฏจักร ORC พื้นฐานประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก 4 ส่วน โดยมีกระบวนการทางอุณหพลศาสตร์เกิดขึ้นดังนี้

1. กระบวนการ 1-2 การอัดแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic Compression)สารทำงานในสถานะของเหลวอิ่มตัว (Saturated Liquid) ถูกอัดโดยปั๊ม (Pump) เพื่อเพิ่มความดันจากความดันควบแน่น (P_{con}) ไปยังความดันระเหย (P_{evap})

2. กระบวนการ 2-3 การรับความร้อนที่ความดันคงที่ (Isobaric Heat Addition) ของเหลวความดันสูงไหลผ่านเครื่องระเหย (Evaporator) เพื่อรับความร้อนจากแหล่งพลังงานภายนอกจนกลายเป็นไออิ่มตัวหรือไอระเหยยิ่งยวด

3. กระบวนการ 3-4 การขยายตัวแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic Expansion)ไอระเหยที่มีความดันและอุณหภูมิสูงขยายตัวผ่านตัวขยายตัว (Expander) หรือเทอร์ไบน์เพื่อผลิตงานเชิงกลออกมา

4. กระบวนการ 4-1 การคายความร้อนที่ความดันคงที่ (Isobaric Heat Rejection) ไอระเหยความดันต่ำไหลผ่านเครื่องควบแน่น (Condenser) เพื่อถ่ายเทความร้อนออกสู่สารหล่อเย็นจนกลับคืนสู่สถานะของเหลวอิ่มตัว

2.2.2 สมการการวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของวัฏจักรจะพิจารณาจากสมการสมดุลพลังงาน (Energy Balance) ในแต่ละอุปกรณ์ภายใต้สภาวะคงตัว (Steady State) โดยกำหนดให้ $\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน (kg/s) และ h คือ เอนทัลปีของสารทำงาน

งานที่ปั๊มใช้ (W_p)

$$W_p = \dot{m}(h_2 - h_1) \tag{2-1}$$

ความร้อนที่ป้อนเข้าสู่ระบบ (Q_{in})

$$Q_{in} = \dot{m}(h_3 - h_2) \tag{2-2}$$

งานที่ได้จากการขยายตัว (W_{exp})

$$W_{exp} = \dot{m}\left(h_3 - h_4\right) \tag{2-3}$$

ความร้อนที่คายออกที่เครื่องควบแน่น (Q_{out})

$$Q_{out} = \dot{m}(h_4 - h_1) \tag{2-4}$$

งานสุทธิของระบบ (W_{net})

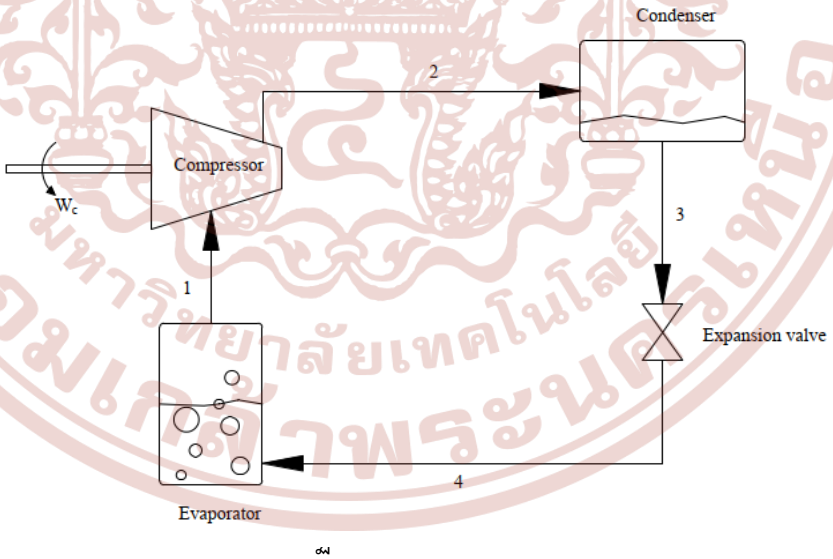
$$W_{net} = W_{exp} - W_p \tag{2-5}$$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักร (η_{th})

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \tag{2-6}$$

2.3 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ

วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอเป็นกระบวนการที่ใช้สารทำความเย็น (Refrigerant) เป็นตัวกลางในการดูดซับความร้อนจากบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำและนำไปคายทิ้งในบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่า โดยต้องอาศัยพลังงานจากภายนอก (งานจากคอมเพรสเซอร์) เข้าช่วย



๛

2.3.1 ส่วนประกอบของระบบและกระบวนการทำงาน

ภาพที่ 2-2 วัฏจักรนี้ประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก 4 ส่วน และกระบวนการทางอุณหพลศาสตร์ 4 ขั้นตอน ดังนี้

1. กระบวนการ 1-2 การอัดแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic Compression)เกิดขึ้นที่คอมเพรสเซอร์ (Compressor) โดยดูดสารทำความเย็นในสถานะไออิ่มตัวความดันต่ำมาอัดจนมีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้น

2. กระบวนการ 2-3 การคายความร้อนที่ความดันคงที่ (Isobaric Heat Rejection) เกิดขึ้นที่ คอนเดนเซอร์ (Condenser) ไอระเหยที่มีความดันสูงจะคายความร้อน (Q_{out}) ให้กับสิ่งแวดล้อม จนกลั่นตัวกลายเป็นของเหลวอิ่มตัว

3. กระบวนการ 3-4 การขยายตัวแบบเอนทัลปีคงที่ (Isenthalpic Expansion)เกิดขึ้นที่อุปกรณ์ลดความดัน (Expansion Valve) เช่น วาล์วลดความดันหรือท่อรูเข็ม สารทำความเย็นของเหลวจะถูกลดความดันอย่างรวดเร็ว ทำให้บางส่วนกลายเป็นไอและอุณหภูมิลดต่ำลงมาก โดยเอนทัลปีคงที่

4. กระบวนการ 4-1 การรับความร้อนที่ความดันคงที่ (Isobaric Heat Addition) เกิดขึ้นที่ เครื่องระเหย (Evaporator) สารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิต่ำจะดูดซับความร้อน (Q_{in}) จากพื้นที่ที่ต้องการทำความเย็นจนระเหยกลายเป็นไออิ่มตัวอีกครั้ง

2.3.2 สมการการวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์

งานที่คอมเพรสเซอร์ใช้ (W_c)

$$W_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \tag{2-7}$$

ความสามารถในการทำความเย็น (Q_{in} หรือ Q_{evap})

$$Q_{in} = \dot{m}(h_1 - h_4) \tag{2-8}$$

ความร้อนที่คายทิ้งที่คอนเดนเซอร์ (Q_{out})

$$Q_{out} = \dot{m}(h_2 - h_3) \tag{2-9}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)

สำหรับระบบทำความเย็น

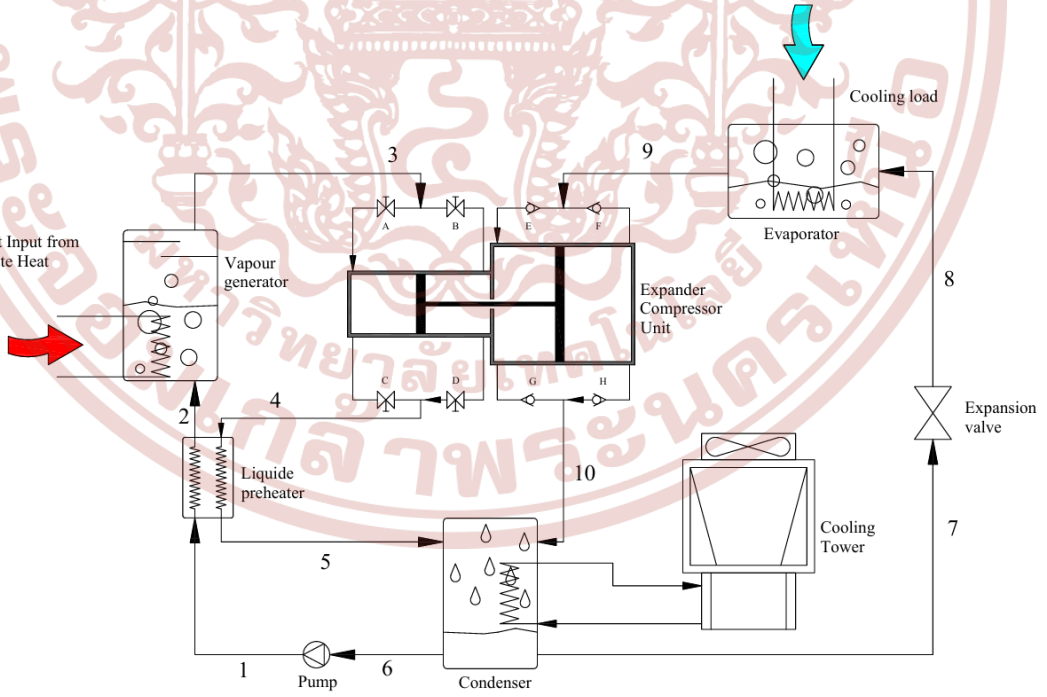
$$COP_R = \frac{Q_{in}}{W_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{2-10}$$

สำหรับระบบปั๊มความร้อน

$$COP_{HP} = \frac{Q_{out}}{W_c} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2\text{-}11)$$

2.4 ระบบทำความเย็นแบบผสม

เป็นระบบทำความเย็นที่ขับเคลื่อนด้วยพลังงานความร้อนเหลือทิ้ง (waste heat) โดยประยุกต์แนวคิดของ Organic Rankine Cycle (ORC) มาใช้ร่วมกับ Vapour Compression Refrigeration Cycle (VCC) เพื่อให้สามารถผลิตความเย็นผ่านการขับคอมเพรสเซอร์ของ VCC ด้วยพลังงานกลที่ได้จาก ORC โดยตรงผ่านกลไกลูกสูบ (piston linkage) ซึ่งลดการสูญเสียพลังงานจากการแปลงพลังงานหลายขั้นตอนและเหมาะกับแหล่งความร้อนระดับต่ำ ORC ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานความร้อนที่ป้อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ (generator) ให้เป็นพลังงานกลโดยการขยายตัวของสารทำงานในสภาพไอ ขณะที่ VCC ใช้พลังงานกลนี้ไปขับคอมเพรสเซอร์เพื่อสร้างความเย็นในอีวาพอเรเตอร์



ภาพที่ 2-3 ระบบทความเย็นแบบผสม ORC-VCC

2.4.1 กระบวนการทำงานของระบบ

ภาพที่ 2-3 การทำงานของระบบเริ่มจากของเหลวสารทำงานที่ออกจากคอนเดนเซอร์ที่ (จุดที่ 6) จะถูกส่งผ่านปั๊มเพื่อเพิ่มความดัน (จุดที่ 1) ก่อนเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบให้ความร้อนซ้ำ (liquid- preheater) ที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสารทำงาน (จุดที่ 2) จะรับความร้อนจากไอสารทำงานอุณหภูมิสูงที่ออกจากตัวขยายกำลัง ส่งผลให้อุณหภูมิของของเหลวเพิ่มขึ้นก่อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ (vapour- generator) ซึ่งช่วยลดพลังงานความร้อนที่ต้องป้อนจากแหล่งภายนอก ภายในเครื่องกำเนิดไอ สารทำงานจะรับพลังงานความร้อนจนกลายเป็นไออิ่มตัว (จุดที่ 3) จากนั้นไอสารทำงานนี้จะถูกส่งไปยังชุดลูกสูบขยาย-อัด

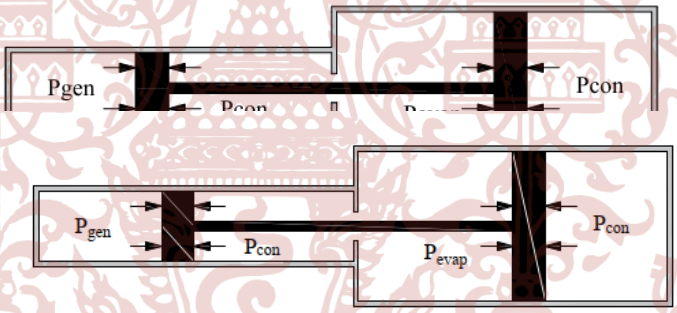
ชุดลูกสูบขยาย–อัดประกอบด้วยกลไกลูกสูบอิสระจำนวนสองชุด โดยชุดลูกสูบด้านซ้ายทำหน้าที่เป็นตัวขยายกำลังสำหรับวัฏจักรแรงคิน (ORC) ในขณะที่ชุดลูกสูบด้านขวาทำหน้าที่เป็นคอมเพรสเซอร์สำหรับวัฏจักรอัดไอ (VCC) ในส่วนของหน่วยขยายกำลัง วาล์ว A และ B จะเชื่อมต่อกับเครื่องกำเนิดไอ ส่วนวาล์ว C และ D จะเชื่อมต่อกับคอนเดนเซอร์ วาล์วเหล่านี้ถูกควบคุมให้เปิด–ปิดสลับกัน กล่าวคือ เมื่อวาล์ว A และ D เปิด วาล์ว B และ C จะปิด และสลับกันเมื่อ วาล์ว A และ D ปิด วาล์ว B และ C จะเปิด

ยกตัวอย่างเช่น เมื่อวาล์ว A เปิด ไอสารทำงานที่มีความดันสูงจากเครื่องกำเนิดไอจะไหลเข้าสู่ห้องด้านซ้ายของตัวขยายกำลัง ส่งผลให้ลูกสูบเคลื่อนที่ไปทางด้านขวา ในขณะเดียวกันสารทำงานในห้องด้านขวาของตัวขยายกำลังจะถูกระบายออกไปยังคอนเดนเซอร์ (จุดที่ 4) ผ่านวาล์ว D ในส่วนของหน่วยคอมเพรสเซอร์ ลูกสูบจะถูกเชื่อมต่อเชิงกลและเคลื่อนที่ไปพร้อมกับลูกสูบของหน่วยขยายกำลัง วาล์ว E ถึง H เป็นวาล์วกันกลับ (check valves) เมื่อ ลูกสูบเคลื่อนที่ไปทางขวา ไอสารทำความเย็นในห้องด้านขวาของคอมเพรสเซอร์จะถูกอัดและถูกส่งออกไปยังคอนเดนเซอร์ (จุดที่ 10) ผ่านวาล์ว H ขณะเดียวกัน ไอสารทำความเย็นในห้องด้านซ้ายของคอมเพรสเซอร์จะถูกดูดเข้ามาจากเครื่องระเหยที่ (จุดที่ 9) ผ่านวาล์ว E ส่งผลให้เกิดผลการทำความเย็นที่เครื่องระเหย ไอสารทำความเย็นที่ออกจากตัวขยายกำลังผ่านวาล์ว D (จุดที่ 4) และไอที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ผ่านวาล์ว H (จุดที่ 10) จะถูกควบแน่นในคอนเดนเซอร์ โดยของเหลวบางส่วนจะถูกปั๊มกลับไปยังเครื่องกำเนิดไอ (จุดที่ 6) ส่วนที่เหลือ (จุดที่ 7) จะถูกขยายความดันผ่านวาล์วขยายตัวและไหลเข้าสู่เครื่องระเหยด้วยการควบคุมการเปิด–ปิดของวาล์ว A ถึง D อย่างเหมาะสม ลูกสูบทั้งสองจะเคลื่อนที่สลับซ้าย–ขวาอย่างต่อเนื่อง ส่งผลให้เกิดกระบวนการทำความเย็นที่เครื่องระเหยอย่างต่อเนื่อง

นอกจากนี้ ไอสารทำงานที่ออกจากตัวขยายกำลัง (จุดที่ 4) ยังคงมีอุณหภูมิสูง จึงสามารถนำไปใช้ในการให้ความร้อนซ้ำ สารทำงานในสถานะของเหลวก่อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ (จุดที่ 2) การให้ความร้อนซ้ำ ดังกล่าวช่วยลดพลังงานความร้อนที่ต้องป้อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอจากแหล่งภายนอก และส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบเพิ่มสูงขึ้น

2.4.2 สมการการวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์

ระบบนี้ทำงานโดยใช้ชุดลูกสูบขยาย-อัดเป็นตัวขับเคลื่อนระบบโดย การถ่ายทอดพลังงานกลจากลูกสูบขยายไปยังลูกสูบอัดโดยตรง ขนาดของลูกสูบทั้งสองฝั่งจึงเป็นพารามิเตอร์ที่มีความสำคัญอย่างยิ่งต่อสมรรถนะโดยรวมของระบบ ในระหว่างการทำงาน ลูกสูบของเครื่องขยายจะเคลื่อนที่ไป–กลับเพื่อผลักและดึงลูกสูบของคอมเพรสเซอร์ ส่งผลให้เกิดกระบวนการอัดสารทำความเย็นในฝั่งการทำความเย็น



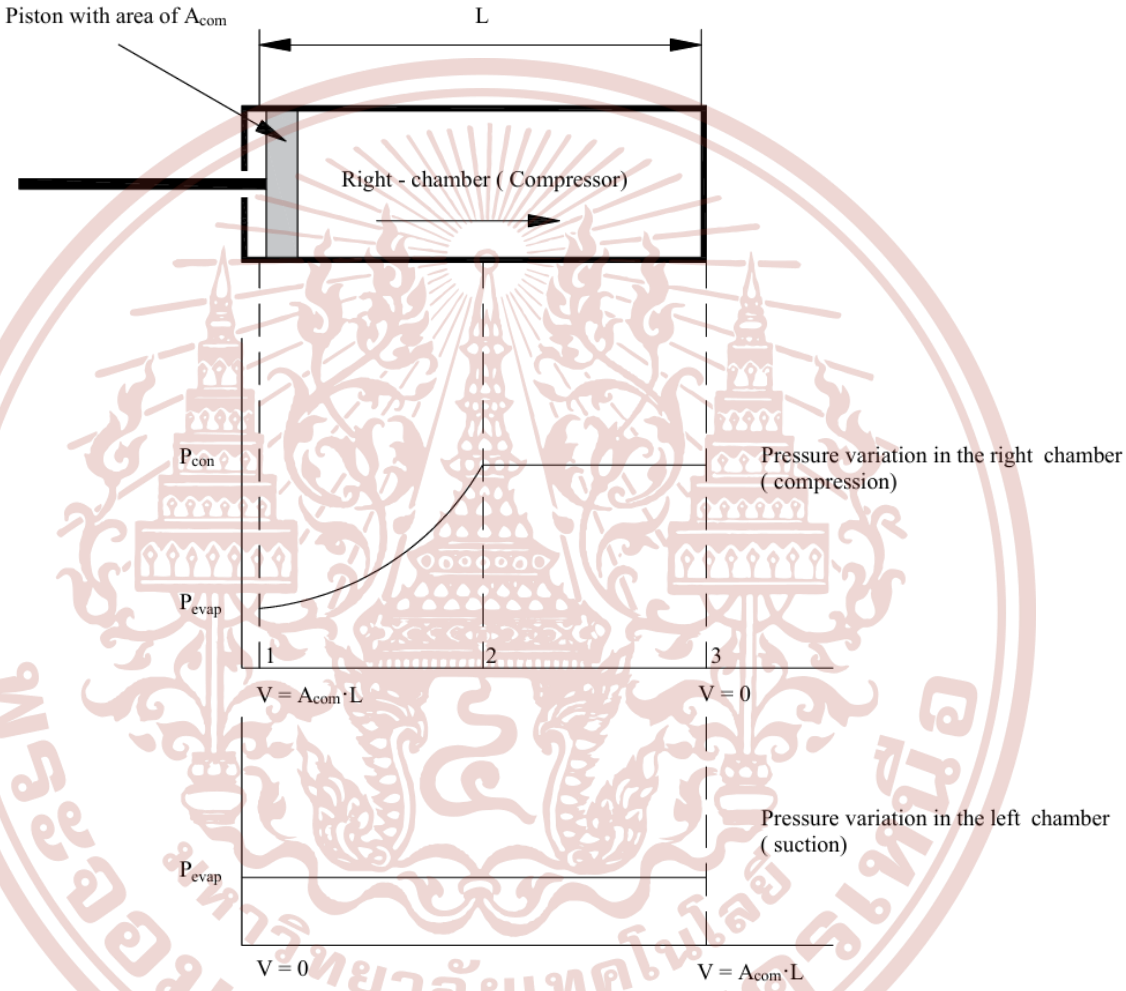
การกำหนดอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดของลูกสูบจึงพิจารณาจากหลักสมดุลแรงที่กระทำต่อชุดลูกสูบซึ่งนิยามได้ดังสมการ

$$AR = \frac{A_{com}}{A_{exp}} = \frac{P_{gen} - P_{con}}{P_{con} - P_{evap}} \qquad (2\text{-}12)$$

สมการนี้ได้มาจากสมดุลแรงที่กระทำต่อชุดลูกสูบ โดยสมมติให้แรงเสียดทานระหว่างลูกสูบกับกระบอกสูบมีค่าน้อยมากจนสามารถละเลยได้

เมื่อพิจารณาการทำงานของคอมเพรสเซอร์ ลูกสูบจะเคลื่อนที่จากซ้ายไปขวา โดยในช่วงการเคลื่อนที่ดังกล่าว สารทำความเย็นในห้องด้านขวาของคอมเพรสเซอร์จะถูกอัดและผลักออกไปยังคอนเดนเซอร์ ขณะที่ในห้องด้านซ้าย สารทำความเย็นไอจากเครื่องระเหยจะถูกดูดเข้าสู่กระบอกสูบ ส่งผลให้เกิดผลการ ทำความเย็นที่เครื่องระเหย สำหรับห้องด้านขวาของคอมเพรสเซอร์

เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่จากซ้ายไปขวา สารทำความเย็นในสถานะไอจะถูกอัดจากความดันการระเหย P_{evap} ไปยังความดันการควบแน่น P_{con} โดยกระบวนการอัดสามารถแบ่งออกเป็นสองช่วงหลัก คือช่วงที่ 1–2 และช่วงที่ 2–3 ดังภาพที่ 2-5



ภาพที่ 2-5 การเปลี่ยนแปลงความดันในคอมเพรสเซอร์

ในช่วงที่ 1–2 สมมติให้กระบวนการอัดเป็นแบบ ไอเซนโทรปิก (isentropic process) กล่าวคือไม่มีการสูญเสียพลังงานและเอนโทรปีคงที่ ในช่วงนี้ สารทำความเย็นเริ่มต้นที่ความดัน $P_1 = P_{evap}$ และถูกอัดจนถึง $P_2 = P_{con}$ โดยในระหว่างกระบวนการนี้ ยังไม่มีการดันมวลสารทำความเย็นออกสู่คอนเดนเซอร์ความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรสำหรับกระบวนการไอเซนโทรปิกสามารถเขียนได้ดังสมการ

$$P_1 \cdot V_1^{\,k} = P_2 \cdot V_2^{\,k} \tag{2-13}$$

งานที่ต้องใช้ในการดันลูกสูบสำหรับกระบวนการอัดแบบไอเซนโทรปิก สามารถหาได้จากสมการงานของแก๊สในกระบวนการไอเซนโทรปิก ซึ่งมีพื้นฐานมาจากกฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์สำหรับระบบปิด และสมการสถานะของแก๊สอุดมคติ

$$W_{1\to 2} = \frac{P_2 \cdot V_2 - P_1 \cdot V_1}{1-k} \tag{2-14}$$

หลังจากสิ้นสุดกระบวนการอัดแบบไอเซนโทรปิก สารทำความเย็นจะเข้าสู่ช่วงที่ 2–3 ซึ่งเป็นกระบวนการที่เกิดขึ้นที่ ความดันคงที่เท่ากับความดันคอนเดนเซอร์ $P_2 = P_3 = P_{con}$ ในช่วงนี้ลูกสูบยังคงเคลื่อนที่ต่อไป และสารทำความเย็นจะถูกผลักออกจากกระบอกสูบไปยังคอนเดนเซอร์โดยตรง การคำนวณงานในกระบวนการความดันคงที่สามารถใช้สมการงานพื้นฐานของอุณหพลศาสตร์ได้ คือ

$$W_{2\to 3} = P_2 \cdot (V_3 - V_2) \tag{2-15}$$

นอกจากนี้ ไอสารทำความเย็นทั้งหมดถูกดันออกจากกระบอกคอมเพรสเซอร์เข้าสู่คอนเดนเซอร์จนหมดกล่าวคือ ปริมาตรของไอสารทำความเย็นที่เหลืออยู่ในกระบอกสูบ ณ จุดที่ 3 มีค่าเป็นศูนย์ ($V_3=0$)

$$W_{2\to 3} = -P_2 \cdot V_2 \tag{2-16}$$

งานกลรวมที่ต้องใช้ในกระบวนการอัดของคอมเพรสเซอร์สามารถเขียนได้เป็นผลรวมของงานในช่วงการอัดแบบไอเซนโทรปิก ช่วงที่ 1–2 และงานในช่วงการดันสารทำความเย็นออกที่ความดันคงที่ ช่วงที่ 2–3 ดังสมการ

$$W_{1\to 3} = W_{1\to 2} + W_{2\to 3} \tag{2-17}$$

เมื่อแทนค่าสมการที่ 2-14 และ 2-16 ลงในสมการที่ 2-17 จะได้สมการ

$$W_{com-compression} = \frac{V_1}{1-k} \cdot \left[k \cdot P_2 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{k}} - P_2\right] \tag{2-18}$$

สำหรับการเคลื่อนที่ของลูกสูบหนึ่งช่วงชัก คอมเพรสเซอร์จะดูดและอัดไอสารทำความเย็นในปริมาณเท่ากัน กล่าวคือ ปริมาตรของไอสารทำความเย็นที่ถูกดูดจากอีวาพอเรเตอร์จะเท่ากับ

ปริมาตรของไอสารทำความเย็นที่ถูกอัดและส่งไปยังคอนเดนเซอร์ งานกลที่ต้องใช้ในกระบวนการดูดสามารถเขียนได้เป็น

$$W_{com-suction} = P_{evap} \cdot A_{com} \cdot L \tag{2-19}$$

เนื่องจากการเคลื่อนที่ของลูกสูบในระบบ free-piston expander–compressor มีลักษณะสมมาตร งานกลที่ต้องใช้จะมีค่าเท่ากันทั้งในจังหวะที่ลูกสูบเคลื่อนที่จากซ้ายไปขวาและจากขวาไปซ้าย ดังนั้น งานรวมของคอมเพรสเซอร์ต่อหนึ่งช่วงชักสามารถเขียนเป็นผลรวมของงานอัด $W_{com\text{-}compression}$ และงานดูด $W_{com\text{-}suction}$ ในกรณีของกระบอกสูบด้านซ้าย เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่จากซ้ายไปขวาไอของสารทำความเย็นจากอีวาพอเรเตอร์ที่ความดัน P_{evap} จะถูกดูดเข้าสู่กระบอกสูบ หากคอมเพรสเซอร์ทำงานด้วยจำนวนช่วงชักต่อวินาที กำลังกลที่ต้องใช้สำหรับคอมเพรสเซอร์สามารถคำนวณได้จากผลคูณของงานต่อหนึ่งช่วงชักและจำนวนช่วงชักต่อหน่วยเวลา สามารถเขียนได้ดังสมการ

$$\dot{W}_{com} = \frac{N \cdot A_{com} \cdot L}{1-k} \cdot [k \cdot P_{con} \left(\frac{P_{evap}}{P_{con}} \right)^{\frac{1}{k}} - P_{evap}] \tag{2-20}$$

พลังงานความร้อนที่ดูดกลืนในอีวาพอเรเตอร์ หรือความสามารถในการทำความเย็นของระบบขึ้นอยู่กับอัตราการไหลมวลของไอสารทำความเย็นความดันต่ำที่ถูกดูดออกจากอีวาพอเรเตอร์ โดยในระบบ ORC–VCC แบบ free-piston อัตราการไหลมวลดังกล่าวถูกกำหนดโดยปริมาตรการดูดของคอมเพรสเซอร์ต่อหนึ่งช่วงชักและจำนวนช่วงชักต่อวินาที ภายใต้สมมติฐานว่าการดูดเป็นไปอย่างสมบูรณ์ สามารถเขียนได้ดังสมการ

$$\dot{m}_{evap} = \frac{N \cdot A_{com} \cdot L}{v_{g@T_{evap}}} \tag{2-21}$$

ผลการทำความเย็นสามารถคำนวณได้จากผลคูณของอัตราการไหลมวลและความแตกต่างของเอนทัลปีของสารทำความเย็นก่อน และหลังอีวาพอเรเตอร์ ซึ่งแสดงถึงพลังงานความร้อนที่ถูกดูดกลืนจากพื้นที่ที่ต้องการทำความเย็น สามารถเขียนได้ดังสมการ

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_{g@T_{evap}} - h_{f@T_{con}}) \tag{2-22}$$

พลังงานความร้อนที่ป้อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอเป็นพลังงานหลักที่ใช้ในการขับเคลื่อนระบบ ORC–VCC โดยเมื่อวาล์ว A และ D เปิดพร้อมกัน ไอสารทำความเย็นความดันสูงจากเครื่องกำเนิดไอ

จะไหลเข้าสู่เอ็กซ์แพนเดอร์ และดันลูกสูบให้เคลื่อนที่ภายใต้ความดันคงที่ที่ระดับ P_{gen}การเคลื่อนที่ของลูกสูบนี้ก่อให้เกิดงานกลซึ่งถูกถ่ายทอดไปยังคอมเพรสเซอร์ของระบบทำความเย็น ในขณะเดียวกัน ไอสารทำความเย็นบางส่วนในเอ็กซ์แพนเดอร์จะควบแน่นเป็นของเหลวและถูกระบายไปยังคอนเดนเซอร์ อัตราการไหลมวลของไอสารทำความเย็นจากเครื่องกำเนิดไอ คือ

$$\dot{m}_{gen} = \frac{N \cdot A_{com} \cdot L}{v_{g@T_{evap}}} + \frac{\left|\dot{W}_{com}\right|}{h_{fg@T_{gen}}} \qquad (2\text{-}23)$$

อัตราการไหลมวลของไอสารทำความเย็นที่ผลิตจากเครื่องกำเนิดไอสามารถแบ่งออกเป็นสองส่วนหลัก ได้แก่ มวลที่ใช้สำหรับการเติมเต็มปริมาตรในห้องของเอ็กซ์แพนเดอร์ ตามการเคลื่อนที่ของลูกสูบ และมวลที่ทำหน้าที่ผลิตงานกลเพื่อขับคอมเพรสเซอร์ของระบบทำความเย็น มวลส่วนหลังนี้จะเกิดการควบแน่นเป็นของเหลวหลังจากถ่ายทอดพลังงานกลแล้ว ทั้งนี้ เนื่องจากงานของคอมเพรสเซอร์เป็นงานที่ป้อนเข้าสู่ระบบ จึงต้องใช้ค่าสัมบูรณ์ของกำลังงานในการคำนวณ พลังงานความร้อนที่ต้องป้อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอจึงสามารถคำนวณได้จากผลคูณของอัตราการไหลมวลรวมของไอสารทำความเย็นและความแตกต่างของเอนทัลปีของสารทำความเย็นก่อนและหลังการระเหย

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{gen} \cdot (h_{fg@T_{gen}} - h_2) \qquad (2\text{-}24)$$

ในการจำลองระบบ ได้สมมติให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นในสถานะของเหลวก่อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ (จุดที่ 2) $T_2 = T_{con} + T_{preheat}$ ที่อุณหภูมิ 5-15 °C เพื่อแสดงถึงกรณีที่มีการติดตั้งอุปกรณ์การให้ความร้อนซ้ำของของเหลว โดยพลังงานความร้อนที่ใช้ในการให้ความร้อนซ้ำมาจากความร้อนเหลือทิ้งภายในระบบ เช่น ไอร้อนจากทางออกของเอ็กซ์แพนเดอร์ ในกรณีที่ไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์การให้ความร้อนซ้ำ อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่จุดดังกล่าวจะมีค่าเท่ากับอุณหภูมิการควบแน่น การสมมติเช่นนี้ช่วยให้สามารถประเมินผลของการให้ความร้อนซ้ำต่อพลังงานความร้อนที่ต้องป้อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอและต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบได้อย่างชัดเจน

กำลังที่ใช้กับปั๊มป้อนสารทำงานเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอคำนวณจากสมมติฐานว่ากระบวนการปั๊มเป็นแบบไอเซนโทรปิก และสารทำงานอยู่ในสถานะของเหลวอัดตัวไม่ได้ โดยกำลังที่ต้องใช้ขึ้นกับอัตราการไหลมวล ปริมาตรจำเพาะของของเหลว และผลต่างความดันระหว่างคอนเดนเซอร์และเครื่องกำเนิดไอ ตามสมการ

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{gen} \cdot v_{f@T_{con}} (P_{gen} - P_{con}) \qquad (2\text{-}25)$$

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ ORC–VCC ถูกนิยามเป็นอัตราส่วนระหว่างอัตราการดูดซับความร้อนจากอีวาพอเรเตอร์ต่อพลังงานที่ต้องป้อนให้กับระบบ ซึ่งประกอบด้วยพลังงานความร้อนที่ป้อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอและกำลังที่ใช้กับปั๊ม ตามสมการ

$$COP_{combined} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{pump}} \quad (2\text{-}26)$$

โดยค่า COP ที่ได้แสดงถึงสมรรถนะสูงสุดของระบบภายใต้เงื่อนไขการทำงานที่กำหนด

2.5 สารทำความเย็น

สารทำความเย็น (Refrigerant) คือ สารที่ทำหน้าที่เป็นตัวกลางในการถ่ายเทความร้อนในระบบทำความเย็นและปรับอากาศ โดยสารจะดูดซับความร้อนจากบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำ (Evaporator) และคายความร้อนออกสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่า (Condenser) ผ่านกระบวนการเปลี่ยนสถานะระหว่างของเหลวและไอ

2.5.1 คุณสมบัติที่สำคัญของสารทำความเย็น

สารทำความเย็นที่ดีควรมีคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ ฟิสิกส์ และสิ่งแวดล้อมที่เหมาะสม ดังนี้

1. คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์

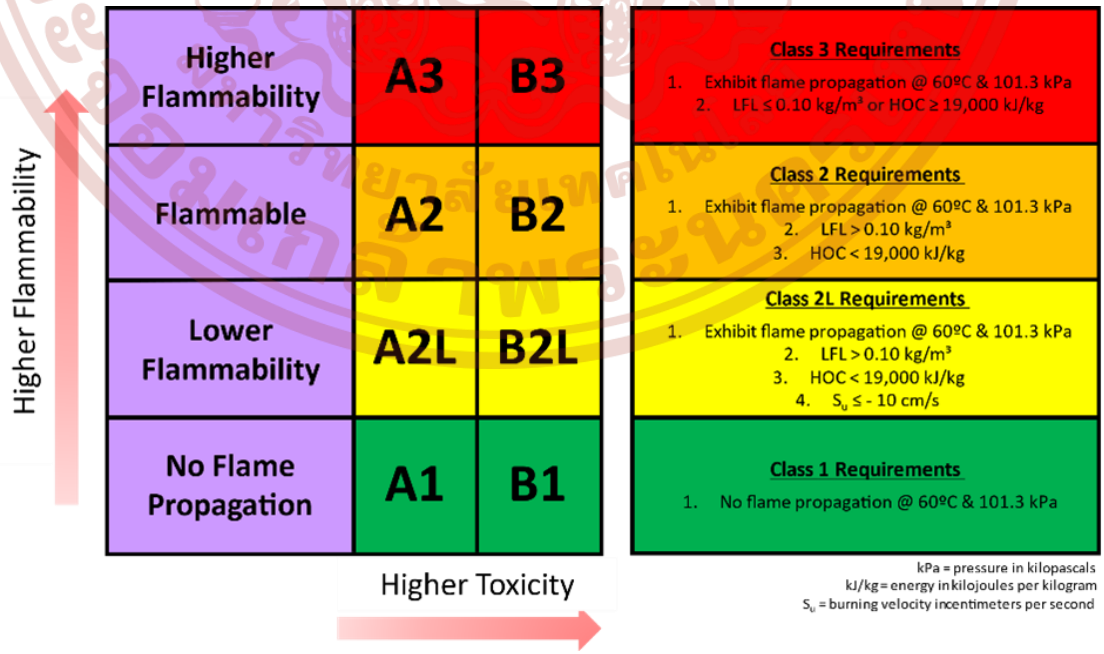
มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอสูง (Latent heat of vaporization) เพื่อเพิ่มความสามารถในการดูดซับความร้อน มีความดันอิ่มตัวเหมาะสมในช่วงอุณหภูมิการทำงาน มีอุณหภูมิวิกฤตสูง (Critical temperature) เพื่อให้สามารถควบแน่นได้ง่าย มีความหนาแน่นของไอสูง เพื่อลดขนาดของคอมเพรสเซอร์ มีความแตกต่างของเอนทัลปีในกระบวนการระเหยสูง เพื่อเพิ่ม Cooling capacity

2. คุณสมบัติทางกายภาพและเคมี

มีความเสถียรทางเคมี ไม่สลายตัวง่ายในช่วงอุณหภูมิใช้งาน ไม่กัดกร่อนวัสดุในระบบ มีความหนืดต่ำ เพื่อช่วยให้การไหลสะดวก สามารถผสมกับน้ำมันหล่อลื่นได้ดี

3. คุณสมบัติด้านความปลอดภัย

สารทำความเย็นสามารถแบ่งตามลักษณะความเป็นพิษและความไวได้ตามข้อกำหนดของ American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE คือองค์กรที่เป็นผู้นำด้านเทคโนโลยีเกี่ยวกับระบบให้ความร้อน ระบบระบายความร้อน ระบบปรับอากาศและระบบทำความเย็น เพื่อให้เกิดความปลอดภัยแก่ผู้ใช้งาน โดยทางองค์กรได้



ภาพที่ 2-6 คุณสมบัติด้านความปลอดภัยของสารทำความเย็น

จัดทำเกี่ยวกับการจำแนกสารทำความเย็น ซึ่งสามารถแบ่งประเภทสารทำความเย็นตามความอันตรายต่อการติดไฟได้ ดังภาพที่ 2-6

กลุ่ม A จะเป็นสารที่มีความเป็นพิษน้อยและไวไฟน้อยกว่าเมื่อเทียบกับกลุ่ม B โดยสามารถแบ่งระดับความรุนแรงในการติดไฟได้ตั้งแต่เป็น Class 1- 3 ดังต่อไปนี้

A1 คือ สารทำความเย็นที่ไม่สามารถเกิดการลุกลามของไฟได้ภายใต้อุณหภูมิ 60 °C แต่ยังสามารถเกิดการติดไฟได้ถ้าหากได้รับอุณหภูมิที่สูงมากพอ ได้แก่ HFC R-407C HFC R-410A และ HFO-1224yd

A2L คือ สารทำความเย็นที่สามารถติดไฟได้น้อย มีการปลดปล่อยพลังงานและการลุกลามของไฟค่อนข้างน้อย ได้แก่ R32 R-454B และ R-1234yf

A2 คือ สารทำความเย็นที่สามารถติดไฟได้ปานกลาง ได้แก่ R141B และ R-406A

A3 คือ สารทำความเย็นที่ไวไฟมากที่สุด ได้แก่ R-290

กลุ่ม B จะเป็นสารที่มีความเป็นพิษมากและไวไฟมากกว่ากลุ่ม A โดยเราสามารถแบ่งระดับความรุนแรงในการติดไฟได้ตั้งแต่เป็น Class 1- 3 ดังต่อไปนี้

B1 คือ สารทำความเย็นที่มีความเป็นพิษมาก แต่ไม่สามารถเกิดการลุกลามของไฟได้ภายใต้อุณหภูมิ 60 °C แต่ยังสามารถเกิดการติดไฟได้ถ้าหากได้รับอุณหภูมิที่สูงมากพอ ได้แก่ R-10 และ R-21

B2L คือ สารทำความเย็นที่มีความเป็นพิษและสามารถติดไฟได้น้อย มีการปลดปล่อยพลังงานและการลุกลามของไฟค่อนข้างน้อย ได้แก่ R-717

B2 คือ สารทำความเย็นที่มีความเป็นพิษและสามารถติดไฟได้มาก ได้แก่ R-30 และ R-40

B3 คือ สารทำความเย็นที่ไวไฟมากที่สุด ซึ่งปัจจุบันยังไม่พบสารทำความเย็นที่จัดอยู่ในหมวดหมู่ประเภทนี้

อย่างไรก็ตามการเลือกใช้งานสารทำความเย็นต้องพิจารณาจากช่วงของความดัน อุณหภูมิที่ต้องการใช้ด้วย เพื่อไม่ให้เกิดความเสียหายและอันตรายต่อระบบและชีวิต

2.5.2 ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม

จากสถานการณ์โลกในปัจจุบันได้เกิดภาวะโลกร้อนเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของปริมาณก๊าซเรือนกระจก และที่สำคัญคือการที่ชั้นบรรยากาศโอโซนถูกทำลาย ดังนั้นในการเลือกใช้สารทำความเย็น จึงต้องคำนึงถึงถึงเรื่องนี้ด้วย เพื่อให้การเลือกสารทำความเย็นทดแทนเป็นไปได้อย่างเหมาะสม จึงได้มีการกำหนดค่าที่จะสามารถบ่งบอกถึงผลกระทบต่อชั้นโอโซนของสารทำความเย็นแต่ละชนิด ซึ่งถูกกำหนดไว้ 2 ค่าหลักๆ ดังนี้

ODP (Ozone depleting Potential) เป็นค่าที่บ่งบอกถึงการทำลายชั้นโอโซนหรือชั้นบรรยากาศ ซึ่งค่า ODP จะถูกเปรียบเทียบกับสารทำความเย็น R11ซึ่งถูกกำหนดให้มีค่าเท่ากับ 1 เสมอ

GWP (Global warming Potential) เป็นค่าที่เทียบกับก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ หรือค่าที่จะแสดงสภาวะเรือนกระจก ซึ่งจะเทียบกับ CO2 หรือ คาร์บอนไดออกไซด์ ซึ่งจะถูกกำหนดให้มีค่าเท่ากับ 1 เสมอ

2.5.3 ประเภทของสารทำความเย็น

1. สาร CFC (คลอโรฟลูออโรคาร์บอน) ตัวอย่าง R-12 (ฟรีออน-12) การใช้งาน ใช้กันอย่างแพร่หลายในระบบเครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศรุ่นเก่า สาร CFC ถูกยกเลิกการใช้เนื่องจากทำลายชั้นโอโซน ส่งผลให้เกิดผลกระทบที่เป็นอันตรายต่อสิ่งแวดล้อม ประเทศไทยได้ยกเลิกการใช้น้ำยาทำความเย็นประเภทนี้แล้ว

2. สาร HCFC (ไฮโดรคลอโรฟลูออโรคาร์บอน) ตัวอย่าง R-22 (ฟรีออน-22) การใช้งานระบบปรับอากาศในที่พักอาศัยและทำความเย็นในอุตสาหกรรม แม้ว่าสาร HCFC จะทำลายชั้นโอโซนได้น้อยกว่าสาร CFC แต่สาร HCFC ก็ยังคงเป็นอันตราย ดังนั้นในประเทศไทยจึงมีการยุติการใช้สาร HCFC ในปี 2030

3. สาร HFC (ไฮโดรฟลูออโรคาร์บอน) ตัวอย่าง R-134a, R-410A ,R404a , R507A การใช้งาน ใช้กันอย่างแพร่หลายในระบบทำความเย็นและปรับอากาศในปัจจุบัน ไม่เป็นอันตรายต่อชั้นโอโซน ในประเทศไทยนิยมใช้น้ำยาทำความเย็นประเภทนี้อยู่เป็นจำนวนมาก เช่น ร้านสะดวกซื้อ โรงแรม ห้างสรรพสินค้า โรงงานผลิตอาหาร

4. น้ำยาทำความเย็นธรรมชาติ (Natural Refrigerant)m R-290 (โพรเพน) ใช้ในระบบทำความเย็นและระบบปรับอากาศบางระบบ โดยเฉพาะในระบบเชิงพาณิชย์ R-744 (คาร์บอนไดออกไซด์) มักใช้ในระบบขนาดใหญ่และสำหรับการใช้งานเช่นปั๊มความร้อน ห้องเย็นขนาดใหญ่ ในเมืองไทยเริ่มมีการใช้งานน้ำยาชนิดนี้มากขึ้น เช่น โรงงานแปรรูปอาหารแถวสมุทรสาคร น้ำยาทำความเย็นชนิดนี้นิยมใช้มากในยุโรป R-717 (แอมโมเนีย) พบได้ทั่วไปในเครื่องทำความเย็นอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ เป็นที่นิยมใช้ในประเทศไทย เช่น โรงผลิตน้ำแข็ง โรงงานแปรรูปอาหารขนาดใหญ่ ศูนย์กระจายสินค้าขนาดใหญ่ น้ำยาทำความเย็นเหล่านี้ทำให้เกิดภาวะโลกร้อน (GWP) ต่ำ และไม่ทำลายโอโซน (ODP) เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมมากกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับน้ำยาทำความเย็นที่ประดิษฐ์ทางเคมีขึ้นมา

6. สารHFO (ไฮโดรฟลูออโรโอเลฟินส์): ตัวอย่าง R-1234yf การใช้งาน น้ำยาทำความเย็นประเภทใหม่ที่ได้รับความนิยมในประเทศยุโรป เนื่องจากมี GWP ต่ำ กระทบต่อสิ่งแวดล้อมน้อย ในเมืองไทยยังมีการใช้งานไม่มากนัก และราคายังแพงและหายาก ความรู้ความเข้าใจการใช้งานยังอยู่ในวงจำกัด

2.5.4 สารทำความเย็นที่เลือกใช้ในการศึกษา

ในการศึกษานี้ได้เลือกสารทำความเย็นจำนวน 7 ชนิด ได้แก่ R134a, R1336mzz(E), R22, R32, R410A, R1234yf และ R1233zd(E) โดยครอบคลุมทั้งสารรุ่นเก่า สารที่ใช้งานปัจจุบัน และสารรุ่นใหม่ที่มีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมต่ำ ดังตารางที่ 2-4

ตารางที่ 2-4 คุณสมบัติของสารทำความเย็นที่เลือกใช้ในการศึกษา

สารทำความเย็น	กลุ่มเคมี	T_{cri} (°C)	P_{cri} (°C)	ODP	GWP	Safety Class	จุดเดือด (°C)
R134a	HFC	101.1	4.06	0	1430	A1	-26.1
R1336mzz(E)	HFO	171.3	2.90	0	~2	A1	33.4
R22	HCFC	96.1	4.99	0.055	1810	A1	-40.8
R32	HFC	78.1	5.78	0	675	A2L	-51.7
R410A	HFC Blend	72.5	4.95	0	2088	A1	-48.5
R1234yf	HFO	94.7	3.38	0	~4	A2L	-29.5
R1233zd(E)	HCFO	165.6	3.62	~0.0003	~1	A1	18.3

1. R134a (1,1,1,2-Tetrafluoroethane)

เป็นสารทำความเย็นที่ถูกนำมาใช้แทน R12 อย่างแพร่หลาย เนื่องจากไม่มีคลอรีนในโครงสร้างโมเลกุล ทำให้ไม่ทำลายชั้นโอโซน อย่างไรก็ตาม ค่า GWP ยังอยู่ในระดับสูง จึงมีแนวโน้มถูกลดการใช้งานในอนาคต

2. R1336mzz(E) (trans-1,1,1,4,4,4-hexafluoro-2-butene)

เป็นสารทำความเย็นรุ่นใหม่ที่มีค่า GWP ต่ำมาก และมีความเสถียรทางเคมีสูง เหมาะสำหรับระบบที่ใช้แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำถึงปานกลาง เช่น ORC เนื่องจากมีอุณหภูมิวิกฤตสูงและความดันทำงานต่ำ

3. R22 (Chlorodifluoromethane)

เป็นสารทำความเย็นที่มีสมรรถนะสูงและเคยใช้แพร่หลายในระบบปรับอากาศ อย่างไรก็ตาม เนื่องจากมีคลอรีนในโครงสร้างโมเลกุล จึงมีผลกระทบต่อชั้นโอโซน และอยู่ในกระบวนการเลิกใช้งานตามพิธีสารมอนทรีออล

4. R32 (Difluoromethane)

เป็นสารทำความเย็นที่มีประสิทธิภาพสูง ให้ค่า Cooling capacity สูง และมีค่า GWP ต่ำกว่า R410A อย่างมีนัยสำคัญ ปัจจุบันนิยมใช้ในระบบปรับอากาศรุ่นใหม่

5. R410A

เป็นสารผสมที่ให้ความดันการทำงานสูงและมีสมรรถนะดี ถูกใช้แทน R22 ในระบบปรับอากาศเชิงพาณิชย์และที่อยู่อาศัย อย่างไรก็ตาม มีค่า GWP สูง

6. R1234yf (2,3,3,3-Tetrafluoropropene)

เป็นสารทำความเย็นรุ่นใหม่ที่มีค่า GWP ต่ำมาก และไม่มีผลกระทบต่อชั้นโอโซน มีการใช้งานอย่างแพร่หลายในระบบปรับอากาศรถยนต์ เพื่อทดแทน R134a

7. R1233zd(E) (trans-1-chloro-3,3,3-trifluoropropene)

เป็นสารทำความเย็นที่มีค่า GWP ต่ำมากและมี ODP ต่ำมาก เหมาะสำหรับระบบ ORC เนื่องจากมีความดันทำงานต่ำและอุณหภูมิวิกฤตสูง อย่างไรก็ตาม สมรรถนะในระบบ VCC มักต่ำกว่าสารกลุ่ม HFC

2.6 การวิเคราะห์เอ็กเซอจี

การวิเคราะห์เอ็กเซอจี หรือการวิเคราะห์ตามกฎข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์ (Second Law Analysis) เป็นวิธีการประเมินประสิทธิภาพของระบบทางอุณหพลศาสตร์ที่มุ่งเน้นไปที่คุณภาพของพลังงาน (Quality of Energy) โดยพิจารณาจากศักยภาพสูงสุดที่พลังงานนั้นจะสามารถเปลี่ยนเป็นงานกลที่เป็นประโยชน์ได้ (Work Potential) เมื่อเข้าสู่สภาวะสมดุลกับสิ่งแวดล้อมอ้างอิง (Dead State) ในวัฏจักรผสม ORC-VCC การวิเคราะห์เอ็กเซอจีจะช่วยระบุตำแหน่งที่มีความไม่ผันกลับได้ (Irreversibility) หรือมีการทำลายเอ็กเซอจีเกิดขึ้น ซึ่งเป็นข้อมูลสำคัญที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal Efficiency) หรือค่า COP เพียงอย่างเดียวไม่สามารถบอกได้

2.6.1 นิยามและสมการพื้นฐานของเอ็กเซอจี

ในระบบที่มีการไหลคงที่ (Steady-flow System) เอ็กเซอจีจำเพาะ (ex) ณ สถานะใดๆ ของสารทำงาน สามารถคำนวณได้จากผลต่างของเอนทัลปีและเอนโทรปีเทียบกับสภาวะแวดล้อมอ้างอิง (T_0,P_0)

$$ex = \left(h - h_0 \right) - T_0 \left(s - s_0 \right) \tag{2-27}$$

โดยที่

h และ s คือ เอนทัลปี และเอนโทรปี ณ สภาวะที่พิจจารณา

h_0 และ s_0 คือ เอนทัลปี และเอนโทรปี ณ สภาวะแวดล้อมอ้างอิง

2.6.2 สมการสมดุลเอ็กเซอจี

หลักการสมดุลเอ็กเซอจีระบุว่า เอ็กเซอจีที่ป้อนเข้าสู่ระบบจะต้องเท่ากับเอ็กเซอจีที่ออกจากระบบบวกกับเอ็กเซอจีที่ถูกทำลายไป ($\dot{I}$) ดังสมการ

$$\sum \dot{E}_{x_{in}} = \sum \dot{E}_{x_{out}} + \dot{I} \tag{2-28}$$

ในวัฏจักรผสม ORC-VCC อัตราการทำลายเอ็กเซอจีในแต่ละอุปกรณ์สามารถวิเคราะห์ได้ดังนี้

เครื่องกำเนิดไอ (Generator) เกิดจากการถ่ายเทความร้อนข้ามความต่างอุณหภูมิระหว่างแหล่งความร้อนกับสารทำงาน

$$\dot{I}_{gen} = \dot{m}_{gen}\left(ex_2 - ex_3 \right) + \dot{Q}_{gen}\left(1 - \frac{T_0}{T_{source}} \right) \tag{2-29}$$

ชุดลูกสูบขยายตัวและอัดตัว (Expander-Compressor Unit) เกิดจากความฝืดทางกลและประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของลูกสูบ

$$\dot{I}_{ECU} = \dot{m}_{gen}\left(ex_3 - ex_4 \right) - \dot{m}_{evap}\left(ex_9 - ex_{10} \right) \tag{2-30}$$

เครื่องอุ่นสารทำงาน (Preheater) เกิดจากความไม่สมบูรณ์ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอจากลูกสูบขยายตัว และของเหลวจากปั๊ม

$$\dot{I}_{pre} = \dot{m}_{gen}\left[\left(ex_4 - ex_5 \right) - \left(ex_1 - ex_2 \right) \right] \tag{2-31}$$

เครื่องระเหย (Evaporator) เกิดจากการดูดซับความร้อนจากพื้นที่ทำความเย็นที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน

$$\dot{I}_{evap} = \dot{m}_{evap}\left(ex_8 - ex_9 \right) + \dot{Q}_{evap}\left(1 - \frac{T_0}{T_{room}} \right) \tag{2-32}$$

เครื่องควบแน่น (Condenser) ในระบบของคุณ คอนเดนเซอร์ทำหน้าที่รับไอเสียจาก 2 ทาง คือจากเครื่องขยายตัว (Expander) และจากเครื่องอัด (Compressor) มาควบแน่นรวมกันเป็นของเหลวอิ่มตัว ความสูญเสียในจุดนี้เกิดจากการถ่ายเทความร้อนข้ามความต่างอุณหภูมิไปยังสารหล่อเย็นภายนอก

$$\dot{I}_{con} = [(\dot{m}_{gen} \cdot ex_5) + (\dot{m}_{evap} \cdot ex_{10})] - [(\dot{m}_{gen} \cdot ex_6) + (\dot{m}_{evap} \cdot ex_7)] \tag{2-33}$$

วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) เป็นอุปกรณ์ที่ทำงานแบบกระบวนการเอนทัลปีคงที่ (Isenthalpic Process) ซึ่งไม่มีการถ่ายเทงานหรือความร้อนออกภายนอก แต่เป็นกระบวนการที่ย้อนกลับ (Irreversible) เนื่องจากความดันที่ลดลงส่งผลให้เอนโทรปีเพิ่มขึ้น

$$\dot{I}_{Expansion\ valve} = \dot{m}_{evap}\left(ex_7 - ex_8 \right) \tag{2-34}$$

เนื่องจาก $h_7 = h_8$(Isenthalpic) สมการจะลดรูปเหลือเพียงผลต่างของเอนโทรปี

$$\dot{I}_{Expansion\ valve} = \dot{m}_{evap} \cdot T_0\left(s_8 - s_7 \right) \tag{2-35}$$

2.6.3 ประสิทธิภาเชิงเอ็กเซอจี

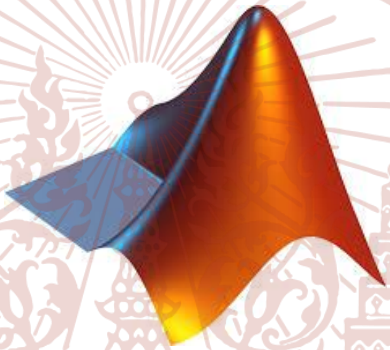
ประสิทธิภาพเชิงเอ็กเซอจีของระบบโดยรวม คือการเปรียบเทียบผลตอบแทนในรูปเอ็กเซอจีที่ได้รับ (การทำความเย็น) ต่อเอ็กเซอจีที่ต้องจ่ายให้แก่ระบบ (ความร้อนและงานกล)

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_{evap}\left| 1 - \frac{T_0}{T_{room}} \right|}{\dot{Q}_{gen}\left(1 - \frac{T_0}{T_{source}} \right) + \dot{W}_{pump}} \times 100\% \tag{2-36}$$

การวิเคราะห์ในหัวข้อนี้จะถูกนำไปใช้ในขั้นตอนการจำลองด้วย MATLAB เพื่อเปรียบเทียบหาจุดที่เหมาะสม (Optimization) ของอุณหภูมิใน Generator, Evaporator และ Condenser สำหรับสารทำความเย็นแต่ละชนิดที่ทำการศึกษา

2.7 การใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ในการจำลองวัฏจักร

ในการศึกษาวิจัยนี้ การวิเคราะห์สมรรถนะของวัฏจักรผสม ORC-VCC มีความซับซ้อนเนื่องจากตัวแปรต้นที่มีจำนวนมากและการเปลี่ยนแปลงสมบัติของสารทำงานที่ไม่เป็นเชิงเส้น ดังนั้นจึงมีการนำโปรแกรม MATLAB (ภาพที่ 2-7) มาใช้ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อคำนวณหา



ภาพที่ 2-7 โปรแกรม MATLAB

2.7.1 บทบาทของ MATLAB ในการจำลองทางอุณหพลศาสตร์

MATLAB เป็นซอฟต์แวร์ที่มีประสิทธิภาพสูงในการคำนวณเชิงตัวเลขและการจัดการข้อมูลเชิงโครงสร้าง ในงานวิจัยนี้ได้ใช้ความสามารถของ MATLAB ในด้านต่าง ๆ ดังนี้

1. การแก้สมการสมดุลพลังงานและเอ็กเซอจี ใช้ในการวนซ้ำ (Iterative calculation) เพื่อหาอัตราการไหลเชิงมวลและอุณหภูมิในจุดที่ต้องการความแม่นยำสูง

2. การวิเคราะห์พารามิเตอร์ (Parametric Study) การสร้าง Loop เพื่อเปลี่ยนค่าอุณหภูมิแหล่งความร้อน (T_{gen}), อุณหภูมิเครื่องระเหย (T_{evap}) และอุณหภูมิควบแน่น (T_{con}) เพื่อดูผลกระทบต่อค่า COP และอัตราการทำลายเอ็กเซอจี

3. การคำนวณขนาดทางเรขาคณิต ใช้ในการคำนวณหาค่า Area Ratio (AR) ที่เหมาะสมสัมพันธ์กับความดันที่เปลี่ยนแปลงไปในแต่ละกรณี

2.7.2 การเชื่อมต่อฐานข้อมูลสมบัติของสารทำงาน (CoolProp Library)

เนื่องจากสมการสภาวะ (Equations of State: EOS) ของสารทำความเย็นมีความซับซ้อน การคำนวณด้วยมือหรือใช้ตารางจึงไม่เพียงพอต่อการจำลองที่มีเคสจำนวนมาก แบบจำลองนี้จึงเลือกใช้ CoolProp ซึ่งเป็นฐานข้อมูลสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์แบบ Open-source ผ่านการเรียกใช้ในรูปแบบ Python-interface ภายใน MATLAB โดยฟังก์ชันหลักที่ใช้ในการจำลองมีดังนี้

PropsSI ใช้ในการดึงค่าเอนทัลปี, เอนโทรปี, ความดัน, และปริมาตรจำเพาะ โดยระบุสถานะจากตัวแปรคู่ใดคู่หนึ่ง เช่น h = PropsSI('H', 'T', T, 'P', P, Refrigerant)

การหาจุดวิกฤต ใช้ในการตรวจสอบขอบเขตการทำงานของสารแต่ละชนิดเพื่อให้มั่นใจว่าระบบทำงานภายใต้สภาวะ Subcritical ตามที่กำหนดในขอบเขตการวิจัย

2.7.3 ขั้นตอนการคำนวณในแบบจำลอง (Computational Procedure)

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ถูกออกแบบให้ทำงานตามลำดับขั้นตอน (Algorithm) ดังนี้

1. Input Module: กำหนดค่าคงที่ของอุปกรณ์ เช่น พื้นที่หน้าตัดคอมเพรสเซอร์, ระยะชัก, ความเร็วรอบ และประสิทธิภาพของอุปกรณ์ต่าง ๆ

2. Property Evaluation คำนวณสมบัติทางกายภาพที่จุดเริ่มต้น (Dead State) และจุดสถานะหลักตามอุณหภูมิที่กำหนด

3. Mechanical Balance คำนวณหาค่า Required Area Ratio (AR) และขนาดของ Expander เพื่อให้เกิดสมดุลของแรงบนลูกสูบ

4. Energy & Exergy Balance คำนวณอัตราการไหลเชิงมวล, ปริมาณความร้อน, งาน, และการทำลายเอ็กเซอจีในแต่ละอุปกรณ์

5. Output & Analysis: บันทึกผลลัพธ์ลงในรูปแบบตาราง (Excel) เพื่อนำไปเปรียบเทียบระหว่างสารทำความเย็นแต่ละชนิดและแต่ละโหมดการอุ่นสารทำงาน (Preheat Modes)

2.7.4 ข้อดีของการใช้แบบจำลองเชิงตัวเลข

การใช้ MATLAB ช่วยให้งานวิจัยสามารถเปรียบเทียบสารทำความเย็นได้หลากหลายชนิดในระยะเวลาอันสั้น และสามารถแสดงผลการวิเคราะห์เอ็กเซอจีในรูปแบบที่ละเอียดถึงระดับอุปกรณ์

ซึ่งช่วยให้เข้าใจถึงความสูญเสียที่เกิดขึ้นในระบบได้อย่างชัดเจนก่อนที่จะนำไปพัฒนาเป็นเครื่องต้นแบบจริง

2.8 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การทบทวนวรรณกรรมในงานวิจัยนี้ มุ่งเน้นไปที่การศึกษาและรวบรวมองค์ความรู้ที่เกี่ยวข้องกับระบบรวมวัฏจักรแรงคินแบบสารอินทรีย์และวัฏจักรทำความเย็น เทคโนโลยีเครื่องจักรแบบลูกสูบอิสระ การใช้สารทำความเย็นที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม (Low GWP) และการวิเคราะห์สมรรถนะของระบบด้วยหลักการทางเอ็กเซอจี (Exergy analysis) โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

2.8.1 ระบบรวมวัฏจักรแรงคินแบบสารอินทรีย์และวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

การบูรณาการวัฏจักรแรงคินแบบสารอินทรีย์ (Organic Rankine Cycle: ORC) เข้ากับวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Cycle: VCC) เป็นแนวทางที่มีประสิทธิภาพในการนำความร้อนทิ้งหรือพลังงานหมุนเวียนระดับอุณหภูมิต่ำมาใช้ประโยชน์ในการผลิตทั้งไฟฟ้าและความเย็นไปพร้อมกัน (Cogeneration/Trigeneration) งานวิจัยหลายฉบับได้นำเสนอและวิเคราะห์สถาปัตยกรรมของระบบนี้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อน [1]–[7]

Karellas และ Braimakis [1] ได้พัฒนาแบบจำลองทางอุณหพลศาสตร์และเศรษฐศาสตร์ของระบบผลิตพลังงานร่วม (Tri/co-generation) ขนาดเล็ก โดยใช้เครื่องกังหันของ ORC เครื่องอัดของ VCC และเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเชื่อมต่อบนเพลาเดียวกัน (Shared shaft) และใช้คอนเดนเซอร์ร่วมกัน โดยพบว่าเมื่อใช้แหล่งความร้อนจากชีวมวลและพลังงานแสงอาทิตย์ ระบบสามารถให้อัตราผลตอบแทนภายใน (IRR) ที่ 12% เช่นเดียวกับ Aryanfar และคณะ [2] ที่ศึกษาการใช้พลังงานแสงอาทิตย์ร่วมกับระบบ ORC-VCC โดยพบว่าการเลือกใช้สารทำความเย็นที่เหมาะสม เช่น R245fa ช่วยลดอัตราการทำลายเอ็กเซอจีลงได้อย่างมีนัยสำคัญ ในขณะที่ Toujani และคณะ [3] ได้นำเสนอสถาปัตยกรรมแบบใหม่ที่สามารถผลิตความเย็นได้ก่อนขั้นตอนการปั๊มของ ORC ซึ่งเปิดโอกาสให้สามารถใช้สารทำความเย็นต่างชนิดกันในแต่ละวัฏจักรได้ (Dual-fluid system) ซึ่งสอดคล้องกับแนวคิดของ Wang และคณะ [5] ที่ชี้ให้เห็นว่าการใช้ตัวระบายความร้อนย่อย (Subcooling) ร่วมกับการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ (Recuperation) สามารถเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบได้สูงสุดถึง 0.66 นอกจากนี้ Aphornratana และ Sriveerakul [6] รวมไปถึง Sadrameli และ Goswami [7] ยังได้ยืนยันความสามารถของ

ระบบรวมที่สามารถขับเคลื่อนด้วยแหล่งความร้อนระดับต่ำเพียง 60 °C แต่สามารถทำความเย็นได้ถึงระดับติดลบ

2.8.2 เทคโนโลยีเครื่องจักรลูกสูบอิสระและเครื่องอัดเชิงเส้น

เครื่องจักรลูกสูบอิสระ (Free Piston) และเครื่องอัดเชิงเส้น (Linear Compressor) ได้รับความสนใจอย่างมากในการนำมาประยุกต์ใช้กับระบบทำความเย็นและระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ เนื่องจากมีข้อได้เปรียบด้านโครงสร้างทางกลที่เรียบง่าย ลดความสูญเสียจากแรงเสียดทาน และมีความยืดหยุ่นในการทำงานสูง [8]–[11]

ในการประยุกต์ใช้สำหรับการกู้คืนพลังงานความร้อนทิ้งจากเครื่องยนต์ Tian และคณะ [8] ได้ศึกษาเครื่องกำเนิดไฟฟ้าแบบลูกสูบอิสระเชิงเส้น (FPLG) ควบคู่กับระบบ ORC ขนาดเล็ก พบว่าแอมพลิจูดของการเคลื่อนที่และกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้มีความสัมพันธ์โดยตรงกับความดันขาเข้า ซึ่งสอดคล้องกับการศึกษาของ Wang และคณะ [9] ที่ทดสอบเครื่องขยายแบบลูกสูบอิสระขับเคลื่อนด้วยอากาศ (Air-driven FPLE) โดยสามารถบรรลุประสิทธิภาพการแปลงพลังงานได้สูงสุดถึง 55% ที่ความดัน 3.75 bar ทางด้านระบบทำความเย็น Kim และคณะ [10] และ Jomde และคณะ [11] ได้วิเคราะห์เครื่องอัดเชิงเส้นแบบไร้น้ำมันหล่อลื่น (Oil-free linear compressor) พบว่าระบบที่ใช้เครื่องอัดเชิงเส้นสามารถหลีกเลี่ยงข้อจำกัดของการใช้น้ำมันหล่อลื่นในสารทำความเย็นชนิดใหม่ได้ อีกทั้งยังมี COP สูงกว่าเครื่องอัดแบบลูกสูบดั้งเดิมถึง 18.6%

2.8.3 สารทำความเย็นที่มีศักยภาพในการทำให้เกิดภาวะโลกร้อนต่ำ

ตามข้อกำหนดด้านสิ่งแวดล้อมสากล การเปลี่ยนผ่านจากสารทำความเย็นกลุ่ม HFCs (เช่น R245fa) ไปสู่สารทางเลือกที่มีค่า GWP ต่ำ (เช่น กลุ่ม HFOs หรือ HCFOs) ถือเป็นความท้าทายสำคัญในงานวิศวกรรมความร้อน [12]–[17]

Longo และคณะ [12] และ Bahrami และคณะ [13] ได้ประเมินสารทำความเย็นกลุ่ม Low-GWP สำหรับระบบ ORC และปั๊มความร้อน พบว่า R1234ze(Z) และ R1233zd(E) มีประสิทธิภาพและพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนที่ใกล้เคียงหรือดีกว่า R245fa โดยเฉพาะอย่างยิ่ง R1233zd(E) ซึ่ง Ye และคณะ [14] ยืนยันผ่านการประเมินทางเศรษฐศาสตร์-อุณหพลศาสตร์ (Thermo-economic) ว่าให้อัตราส่วนกำลังการผลิตสุทธิต่อต้นทุน (NPIT) สูงที่สุด นอกจากนี้งานวิจัยเชิงทดลองจาก Eyerer และคณะ [16], [17] รวมทั้ง Dawo และคณะ [15] ได้พิสูจน์แล้วว่าสามารถใช้ R1233zd(E) และ R1224yd(Z) เป็นสารทดแทนโดยตรง (Drop-in replacements)

ในระบบ ORC เดิมที่ใช้ R245fa ได้ โดย R1233zd(E) สามารถเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนได้สูงสุดถึง 6.92% เมื่อเทียบกับ R245fa แม้ว่ากำลังการผลิตไฟฟ้าสุทธิอาจลดลงเล็กน้อยก็ตาม แต่สามารถลดการปล่อย CO2 เทียบเท่าลงได้ถึง 67%

2.8.4 การวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์และเอ็กเซอจี

การประเมินประสิทธิภาพของระบบความร้อนด้วยกฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์เพียงอย่างเดียวอาจไม่เพียงพอ การวิเคราะห์เอ็กเซอจี (Exergy analysis) ซึ่งอาศัยหลักการของกฎข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์ จึงถูกนำมาใช้เพื่อระบุตำแหน่งและขนาดของการทำลายเอ็กเซอจี (Exergy destruction) ในกระบวนการต่างๆ อย่างแม่นยำ [18]–[23]

Mago และคณะ [23] ได้ใช้วิธีทางโทโพโลยีในการวิเคราะห์เอ็กเซอจีของระบบ ORC และพบว่า "อีแวปปอเรเตอร์" เป็นอุปกรณ์ที่มีการทำลายเอ็กเซอจีมากที่สุด อันเป็นผลมาจากความแตกต่างของอุณหภูมิในกระบวนการถ่ายเทความร้อน ซึ่งสอดคล้องกับผลการศึกษาของ Dai และคณะ [19] ในระบบรวม Rankine และ Ejector refrigeration ที่ระบุว่าความสูญเสียสูงสุดเกิดในกระบวนการรับความร้อน ในขณะที่ Ma และคณะ [22] ได้พัฒนาสมการเชิงวิเคราะห์บนพื้นฐานของกฎข้อที่สองเพื่อคำนวณ COP และอธิบายกลไกการสร้างเอนโทรปี (Entropy generation) จากกระบวนการ Superheat และ Subcooling ด้าน Saleh [21] ได้ประเมินระบบ ORC-VCR พบว่าสารทำความเย็นทางเลือกส่งผลต่อประสิทธิภาพเอ็กเซอจีโดยรวมของระบบอย่างมีนัยสำคัญ และ Vidal และคณะ [20] รวมไปถึง Fontalvo และคณะ [18] ได้ใช้แบบจำลองทางคอมพิวเตอร์เพื่อหาสภาวะที่เหมาะสมที่สุด (Optimization) ในการลดการทำลายเอ็กเซอจีรวมของระบบผลิตพลังงานและความเย็นร่วมได้อย่างมีประสิทธิภาพ

บทที่ 3

ขั้นตอนการดำเนินงาน

การศึกษาวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อวิเคราะห์สมรรถนะทางอุณหพลศาสตร์และเอ็กเซอจีของระบบทำความเย็นแบบผสม ORC-VCC ที่ขับเคลื่อนด้วยความร้อนทิ้ง โดยใช้กลไกลูกสูบ ผู้วิจัยได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Mathematical Model) ด้วยโปรแกรม MATLAB ร่วมกับการเรียกใช้ฐานข้อมูลสมบัติทางความร้อน CoolProp เพื่อจำลองสภาวะการทำงานและเปรียบเทียบผลลัพธ์ของสารทำงานชนิดต่าง ๆ โดยมีขั้นตอนและรายละเอียดการดำเนินงานดังต่อไปนี้

3.1 ศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

3.2 กำหนดวัตถุประสงค์

3.3 การเตรียมความพร้อมของซอฟแวร์ MATLAB และฐานข้อมูล CoolProp

3.4 การสร้างแบบจำลองโดยใช้โปรแกรม MATLAB

3.5 ขั้นตอนการจำลองในโปรแกรม MATLAB

3.1 ศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ศึกษาเอกสารข้อมูลการนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ วัฏจักรแรงคินอินทรีย์ วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ ระบบทำความเย็นแบบผสม ORC-VCC โดยใช้ความร้อนเหลือทิ้ง ชนิดของสารทำความเย็น โดยจะพิจารณาการวิเคราะห์และศึกษาข้อมูลเกี่ยวกับการจำลองของระบบทำความเย็นแบบผสม ORC-VCC โดยใช้โปรแกรม MATLAB ซึ่งเป็นโปรแกรมวิเคราะห์ทางวิศวกรรมขั้นสูง ซึ่งสามารวิเคราะห์ได้หลากหลาย เช่น ด้านการคำนวณทางคณิตศาสตร์ การจำลองความน่าจะเป็น การคำนวณวนลูปซ้ำ ๆ หลายตัวแปร เป็นต้น รวมถึงศึกษาข้อมูลของโปรแกรม MATLAB โดยเริ่มศึกษาคำสั่งต่าง ๆ ของโปรแกรม เพื่อสร้างการจำลองระบบทำความเย็นแบบผสม ORC-VCC และใช้วิเคราะห์เปรียบเทียบสมรรถนะ COP และ ประสิทธิภาพความร้อนของระบบ

3.2 กำหนดวัตถุประสงค์

3.2.1 หาสมรรถนะของระบบระบบทำความเย็นแบบผสม ORC-VCC โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยใช้วิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลขด้วยโปรแกรม MATLAB

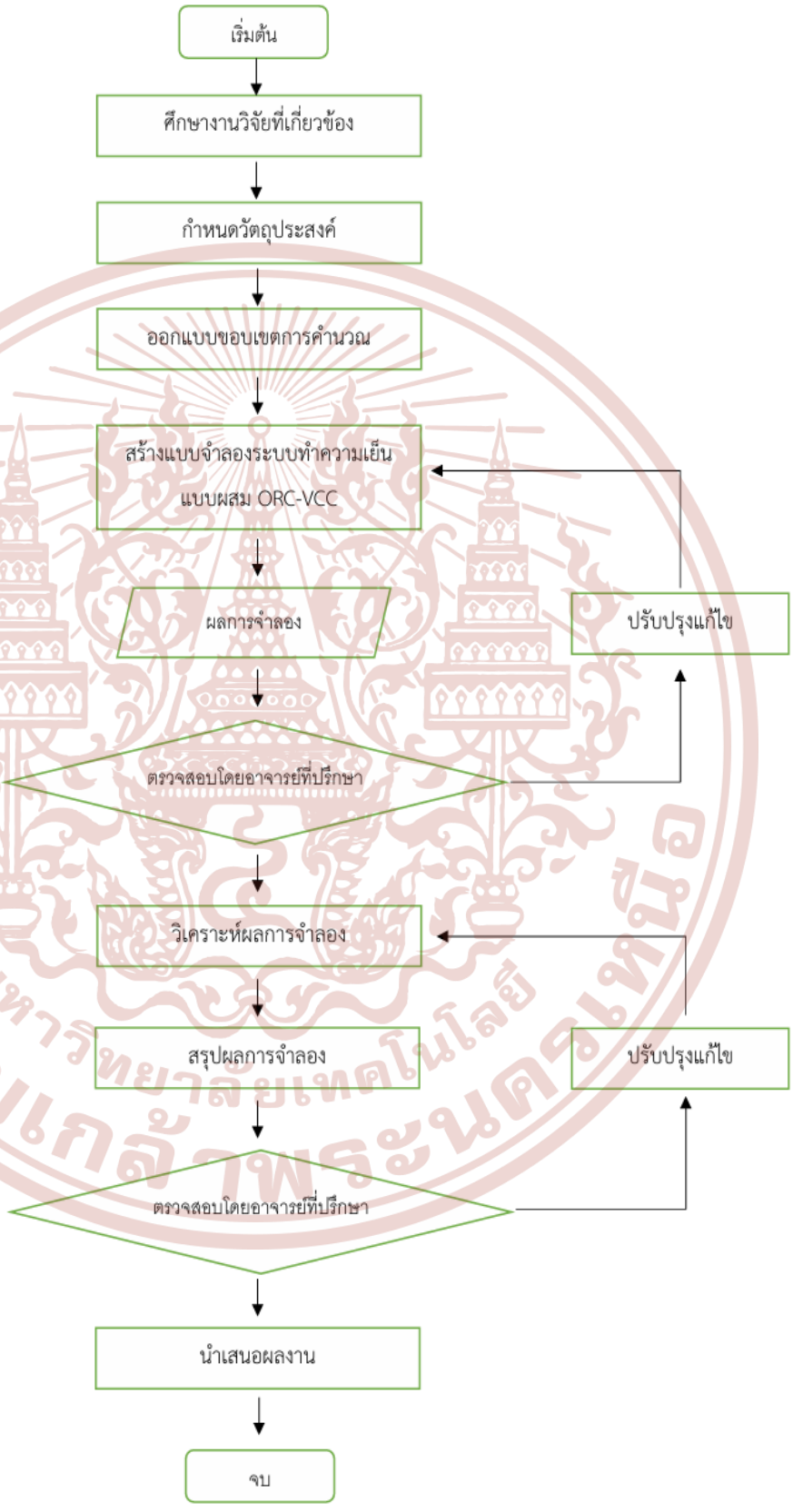
3.2.2 หาอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ (Required Area Ratio) ที่เหมาะสมที่ทำให้ระบบขับเคลื่อนกลไกได้ ของสารทำความเย็นแต่ละชนิด

3.2.3 เปรียบเทียบเปรียบเทียบสมรรถนะ COP และ ประสิทธิภาพความร้อน ของระบบเมื่อใช้สารทำความเย็นกลุ่มต่าง ๆ

3.2.4 วิเคราะห์การทำลายเอ็กเซอร์จี (Exergy Destruction) ในแต่ละอุปกรณ์ของระบบ และหาประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี (Exergy Efficiency)

3.2.5 ใช้สารทำความเย็นในการศึกษาดังนี้ R134a, R1336mzz(E), R22, R32, R410A, R1234yf, R1233zd(E)

3.2.6 อุณหภูมิแหล่งความร้อน 60 ถึง 90 °C อุณหภูมิควบแน่น 30 ถึง 45 °C และอุณหภูมิทำความเย็น -10 ถึง 10 °C



ภาพที่ 3-1 Flow Chart แสดงขั้นตอนการดำเนินงาน

3.3 การเตรียมความพร้อมของซอฟแวร์ MATLAB และฐานข้อมูล CoolProp

ในการคำนวณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของสารทำความเย็น โดยเฉพาะสารกลุ่ม Low-GWP รุ่นใหม่ เช่น R1336mzz(E) และ R1233zd(E) ซึ่งอาจไม่มีในฐานข้อมูลพื้นฐานทั่วไป งานวิจัยนี้จึงเลือกใช้ CoolProp ซึ่งเป็นฐานข้อมูลสมบัติทางกายภาพแบบโอเพนซอร์ส (Open-source) ที่มีความแม่นยำสูง เนื่องจากสถาปัตยกรรมการเรียกใช้ CoolProp ใน MATLAB ทำงานได้เสถียรผ่านส่วนต่อประสานของภาษาไพธอน (Python Interface) ผู้วิจัยจึงได้ดำเนินการเตรียมความพร้อมของซอฟต์แวร์ตามขั้นตอนดังต่อไปนี้

3.3.1 การติดตั้งและกำหนดค่าภาษาไพธอน (Python Installation)

1. การติดตั้งไพธอน: ดำเนินการติดตั้งโปรแกรม Python (แนะนำเวอร์ชันที่เข้ากันได้กับ MATLAB ที่ใช้งาน เช่น Python 3.8 ถึง 3.10) ลงในเครื่องคอมพิวเตอร์ โดยจำเป็นต้องกำหนดให้เพิ่มที่อยู่ของไพธอนลงในระบบ (Add Python to PATH) เพื่อให้ซอฟต์แวร์อื่นสามารถเรียกใช้งานได้

2. การติดตั้งไลบรารี CoolProp: ดำเนินการติดตั้งฐานข้อมูล CoolProp ผ่านระบบจัดการแพ็กเกจของไพธอน (pip) โดยใช้คำสั่งใน Command Prompt ดังนี้

```
pip install CoolProp
```

3.3.2 การเชื่อมต่อไพธอนเข้ากับ MATLAB (MATLAB-Python Integration)

เพื่อให้โปรแกรม MATLAB สามารถเรียกใช้ฟังก์ชันคำนวณอุณหพลศาสตร์จากไลบรารีของไพธอนได้โดยตรง จำเป็นต้องกำหนดค่าสภาพแวดล้อม (Environment variable) ภายใน MATLAB โดยใช้คำสั่ง pyenv เพื่อระบุตำแหน่งของไฟล์เรียกใช้งานไพธอน (Python Executable Path) ดังตัวอย่าง

```
% ตัวอย่างการกำหนดค่าสภาพแวดล้อมไพธอนใน MATLAB
pyenv('Version','C:\Users\Username\AppData\Local\Programs\Python\
Python39\ python.exe');
```

เมื่อเชื่อมต่อสำเร็จ MATLAB จะแจ้งสถานการณ์ทำงานของไพธอนที่โหลดอยู่เบื้องหลัง

3.3.3 การเรียกใช้ฟังก์ชันและทดสอบการประมวลผล

เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของฐานข้อมูลก่อนเริ่มการจำลองวัฏจักร ได้ทำการทดสอบเรียกใช้ฟังก์ชัน PropsSI ซึ่งเป็นคำสั่งหลักที่ใช้ดึงสมบัติของสารทำงาน (Property Evaluation) โดยอ้างอิงสถานะจากคู่ตัวแปรอิสระ (Independent variables) สองค่า เช่น การหาค่าเอนทัลปีจากอุณหภูมิและความดัน

```
% ตัวอย่างการเรียกใช้คำสั่ง CoolProp ผ่าน Python ใน MATLAB
% การหาค่า Enthalpy ของสาร R134a ที่อุณหภูมิ 30 °C และความดัน 1 atm
h0 = double(py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H', 'T', 303.15, 'P', 101325,
'R134a'));
```

จะได้ตัวแปร h0 ที่เก็บค่าตัวเลขซึ่งเป็นค่า Enthalpy จำเพาะ (Specific Enthalpy) ในหน่วย J/kg

3.4 การสร้างแบบจำลองโดยใช้โปรแกรม MATLAB

แบบจำลองใน MATLAB ถูกแบ่งออกเป็นโมดูลการคำนวณหลัก 3 ส่วน เพื่อแก้สมการทางอุณหพลศาสตร์และสมดุลเชิงกล ดังนี้

3.4.1 การวิเคราะห์สมดุลเชิงกลและอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (Area Ratio Calculation)

เงื่อนไขสำคัญที่ทำให้ระบบลูกสูบสามารถทำงานได้ คือแรงที่เกิดจากการขยายตัวของสารทำงานใน ORC ต้องสามารถเอาชนะแรงอัดใน VCC ได้ แบบจำลองจึงเริ่มต้นด้วยการหาค่าอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดที่ต้องการดังสมการ

$$AR = \frac{A_{com}}{A_{exp}} = \frac{P_{gen} - P_{con}}{P_{con} - P_{evap}} \quad (3\text{-}1)$$

ซึ่งนำไปเขียนโค้ดการคำนวณในโปรแกรมได้ดังภาพที่ 3-2

```
82  % ================================================
83  % | คำนวณหา Required Area Ratio (AR)
84  % ================================================
85  Required_AR = (P_gen - P_con) / (P_con - P_evap);
86  if Required_AR <= 0 || isinf(Required_AR) || isnan(Required_AR)
87      continue;
88  end
89  A_expander = A_comp / Required_AR ;
```

ภาพที่ 3-2 โค้ดการวิเคราะห์อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด

3.4.2 การวิเคราะห์สมรรถนะของระบบ

โดยจะทำการคำนวณภาระความร้อนในเครื่องระเหย ($\dot{Q}_{evap}$), ภาระความร้อนในเครื่องกำเนิดไอ ($\dot{Q}_{gen}$)และกำลังงานของปั๊ม ($\dot{W}_{pump}$) เพื่อนำไปสู่การหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) โดยดำเนินการคำนวณดังสมการ

$$\dot{W}_{com} = \frac{N \cdot A_{com} \cdot L}{1-k} \cdot [k \cdot P_{con} \left(\frac{P_{evap}}{P_{con}} \right)^{\frac{1}{k}} - P_{evap}] \tag{3-2}$$

$$\dot{m}_{evap} = \frac{N \cdot A_{com} \cdot L}{v_{g@T_{evap}}} \tag{3-3}$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_{g@T_{evap}} - h_{f@T_{con}}) \tag{3-4}$$

$$\dot{m}_{gen} = \frac{N \cdot A_{com} \cdot L}{v_{g@T_{evap}}} + \frac{|\dot{W}_{com}|}{h_{fg@T_{gen}}} \tag{3-5}$$

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{gen} \cdot (h_{fg@T_{gen}} - h_2) \tag{3-6}$$

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{gen} \cdot v_{f@T_{con}} (P_{gen} - P_{con}) \tag{3-7}$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{pump}} \tag{3-8}$$

ซึ่งนำไปเขียนโค้ดการคำนวณในโปรแกรมได้ดังภาพที่ 3-3

```
% 4) Compressor Work & State 2
m_dot_evap = N * A_comp * L / v1;
Wdot_comp = (N*A_comp*L)/(1-k) * (k*P_con*((P_evap/P_con)^(1/k)) - P_evap);
h2 = h1 + abs(Wdot_comp)/m_dot_evap;
s2 = double(py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P_con,'H',h2,ref));

% 5) State 3 (Con Out) & State 4 (Valve Out)
h3 = double(py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',P_con,'Q',0,ref));
s3 = double(py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P_con,'Q',0,ref));
v3 = 1/double(py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D','P',P_con,'Q',0,ref));
h4 = h3;
s4 = double(py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P_evap,'H',h4,ref));

% 6) State 7 (Gen Out / Expander In)
h7 = double(py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',P_gen,'Q',1,ref));
s7 = double(py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P_gen,'Q',1,ref));
v7 = 1/double(py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('D','P',P_gen,'Q',1,ref));

% 7) Expander Out (State 8)
h8s = double(py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',P_con,'S',s7,ref));
h8  = h7 - eta_exp*(h7 - h8s);
s8  = double(py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('S','P',P_con,'H',h8,ref));
T8_C = double(py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('T','P',P_con,'H',h8,ref)) - 273.15;

% 8) Generator Mass Flow
h_fg_gen = h7 - double(py.CoolProp.CoolProp.PropsSI('H','P',P_gen,'Q',0,ref));
m_dot_gen = (N * A_expander * L / v7) + (abs(Wdot_comp) / h_fg_gen);

% 9) Pump Work (State 5 to 6)
Wdot_pump = m_dot_gen * v3 * (P_gen - P_con) / eta_pump;
h6 = h3 + Wdot_pump/m_dot_gen;

% 10) Heat & COP
Qdot_gen  = m_dot_gen * (h7 - h6a);
Qdot_evap = m_dot_evap * (h1 - h4);
COP = Qdot_evap / (Qdot_gen + Wdot_pump);
```

ภาพที่ 3-3 โค้ดการวิเคราะห์สมรรถนะของระบบ

3.4.3 การวิเคราะห์การทำลายเอ็กเซอจี

เพื่อระบุความสูญเสียในเชิงคุณภาพพลังงาน แบบจำลองได้สร้างฟังก์ชันคำนวณเอ็กเซอจีจำเพาะ ณ จุดสถานะต่าง ๆ ดังสมการ

เครื่องกำเนิดไอ (Generator) เกิดจากการถ่ายเทความร้อนข้ามความต่างอุณหภูมิระหว่างแหล่งความร้อนกับสารทำงาน

$$\dot{I}_{gen} = \dot{m}_{gen}\left(ex_2 - ex_3 \right) + \dot{Q}_{gen}\left(1 - \frac{T_0}{T_{source}} \right) \tag{3-9}$$

ชุดลูกสูบขยายตัวและอัดตัว (Expander-Compressor Unit) เกิดจากความฝืดทางกลและประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของลูกสูบ

$$\dot{I}_{ECU} = \dot{m}_{gen}\left(ex_3 - ex_4 \right) - \dot{m}_{evap}\left(ex_9 - ex_{10} \right) \tag{3-10}$$

เครื่องอุ่นสารทำงาน (Preheater) เกิดจากความไม่สมบูรณ์ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไอจากลูกสูบขยายตัว และของเหลวจากปั๊ม

$$\dot{I}_{pre} = \dot{m}_{gen}\left[\left(ex_4 - ex_5\right) - \left(ex_1 - ex_2\right)\right] \tag{3-11}$$

เครื่องระเหย (Evaporator) เกิดจากการดูดซับความร้อนจากพื้นที่ทำความเย็นที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน

$$\dot{I}_{evap} = \dot{m}_{evap}\left(ex_8 - ex_9\right) + \dot{Q}_{evap}\left(1 - \frac{T_0}{T_{room}}\right) \tag{3-12}$$

เครื่องควบแน่น (Condenser) ในระบบของคุณ คอนเดนเซอร์ทำหน้าที่รับไอเสียจาก 2 ทาง คือจากเครื่องขยายตัว (Expander) และจากเครื่องอัด (Compressor) มาควบแน่นรวมกันเป็นของเหลวอิ่มตัว ความสูญเสียในจุดนี้เกิดจากการถ่ายเทความร้อนข้ามความต่างอุณหภูมิไปยังสารหล่อเย็นภายนอก

$$\dot{I}_{con} = \left[\left(\dot{m}_{gen} \cdot ex_5\right) + \left(\dot{m}_{evap} \cdot ex_{10}\right)\right] - \left[\left(\dot{m}_{gen} \cdot ex_6\right) + \left(\dot{m}_{evap} \cdot ex_7\right)\right] \tag{3-13}$$

วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) เป็นอุปกรณ์ที่ทำงานแบบกระบวนการเอนทัลปีคงที่ (Isenthalpic Process) ซึ่งไม่มีการถ่ายเทงานหรือความร้อนออกภายนอก แต่เป็นกระบวนการที่ย้อนกลับ (Irreversible) เนื่องจากความดันที่ลดลงส่งผลให้เอนโทรปีเพิ่มขึ้น

$$\dot{I}_{Expansion\ valve} = \dot{m}_{evap}\left(ex_7 - ex_8\right) \tag{3-14}$$

เนื่องจาก $h_7 = h_8$ (Isenthalpic) สมการจะลดรูปเหลือเพียงผลต่างของเอนโทรปี

$$\dot{I}_{Expansion\ valve} = \dot{m}_{evap} \cdot T_0\left(s_8 - s_7\right) \tag{3-15}$$

ประสิทธิภาพเชิงเอ็กเซอจีของระบบโดยรวม คือการเปรียบเทียบผลตอบแทนในรูปเอ็กเซอจีที่ได้รับ (การทำความเย็น) ต่อเอ็กเซอจีที่ต้องจ่ายให้แก่ระบบ (ความร้อนและงานกล)

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_{evap}\left|1 - \frac{T_0}{T_{room}}\right|}{\dot{Q}_{gen}\left(1 - \frac{T_0}{T_{source}}\right) + \dot{W}_{pump}} \times 100\% \tag{3-16}$$

ซึ่งนำไปเขียนโค้ดการคำนวณในโปรแกรมได้ดังภาพที่ 3-4

```
168                 ExQ_gen  = Qdot_gen * (1 - (T0_K / T_source));
169                 ExQ_evap = Qdot_evap * abs(1 - (T0_K / T_room));
170
171                 I_gen  = m_dot_gen*(ex6a - ex7) + ExQ_gen;
172                 I_ECU  = m_dot_gen*(ex7 - ex8) + m_dot_evap*(ex1 - ex2);
173                 I_pre  = m_dot_gen * ((ex8 - ex8_out) - (ex6a - ex6));
174                 I_con  = (m_dot_gen*ex8_out + m_dot_evap*ex2) - (m_dot_gen+m_dot_evap)*ex3;
175                 I_evap = m_dot_evap*(ex4 - ex1) + ExQ_evap;
176
177                 Ex_eff = (ExQ_evap) / (ExQ_gen + Wdot_pump) * 100;
```

ภาพที่ 3-4 โค้ดการวิเคราะห์การทำลายเอ็กเซอจี

3.5 ขั้นตอนการจำลองในโปรแกรม MATLAB

กระบวนการทำงานของแบบจำลองคอมพิวเตอร์ถูกออกแบบให้วนลูป (Nested Loops) เพื่อครอบคลุมทุกสภาวะการทำงานที่กำหนด โดยมีลำดับขั้นดังนี้

1. Input & Initialization รับค่าพารามิเตอร์เริ่มต้น และคำนวณสภาวะ Dead State (h_0,s_0) ของสารทำความเย็นที่กำลังพิจารณา

2. Thermodynamic Loops โปรแกรมทำการวนลูปตามชนิดสารทำงาน (Refrigerants), โหมด Preheat, อุณหภูมิ T_{gen}, T_{con}, และ T_{evap}

3. Property Evaluation เรียกใช้ไลบรารี CoolProp เพื่อดึงค่า P, h, s, v ที่จุดสถานะที่ 1 ถึง 10

4. Mechanical & Exergy Balance คำนวณค่า AR, อัตราการไหล, พลังงานความร้อน, งานกล, และค่าเอ็กเซอร์จีที่สูญเสียของอุปกรณ์

5. Exception Handling ใช้คำสั่ง try-catch เพื่อป้องกันโปรแกรมหยุดชะงักในกรณีที่สภาวะของสารทำงานเข้าใกล้หรือเลยจุดวิกฤต (Critical Point)

6. Data Export บันทึกตัวแปรที่คำนวณได้ทั้งหมดลงในโครงสร้างแบบตาราง (Table) และส่งออกเป็นไฟล์ .xlsx

บทที่ 4

ผลการดำเนินงาน

การศึกษาครั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อวิเคราะห์การทำงานของระบบทำความเย็นแบบผสม ผสม ORC-VCC โดยใช้สารทำความเย็นทั้ง 7 ชนิด ดังนี้ R134a, R1336mzz(E), R22, R32, R410A, R1234yf, R1233zd(E) เปรียบเทียบสภาวะการทำงานของสารแต่ละชนิด ภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิและความดันที่กำหนด เพื่อทำความเข้าใจขอบเขตการทำงานของระบบ สมรรถนะของระบบ การวิเคราะห์การสูญเสียเอ็กเซอร์จีในแต่ละอุปกรณ์ของระบบ และหาประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของระบบ โดยสรุปได้ดังนี้

4.1 ผลกระทบของอุณหภูมิของสารทำงานต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

4.2 ผลกระทบของอุณหภูมิของสารทำงานต่อสมรรถนะของระบบ

4.3 การวิเคราะห์การสูญเสียเอ็กเซอร์จีในแต่ละอุปกรณ์ของระบบ และประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี

4.4 ผลของการอุ่นสารทำงานเบื้องต้นต่อสมรรถนะของระบบ

4.5 ผลของการปรับพารามิเตอร์เชิงกลของลูกสูบต่อสมรรถนะของระบบ

4.6 ผลกระทบของสภาวะการทำงานต่อสมรรถนะของระบบทำความเย็น

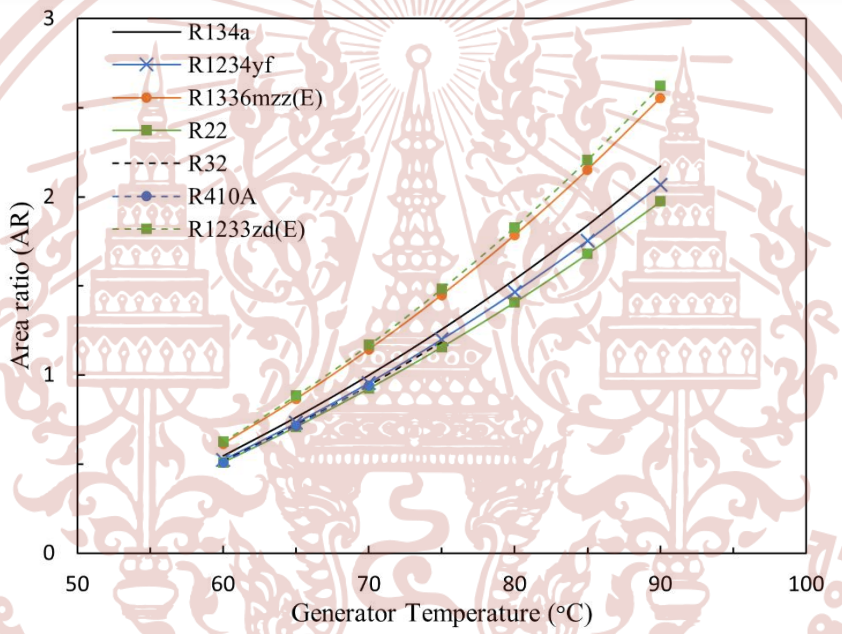
ในการศึกษานี้ ได้กำหนดอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอที่ระดับ 60, 65, 70, 75, 80, 85 และ90 °C อุณหภูมิเครื่องควบแน่นที่ระดับ 30, 35, 40 และ45 °C และอุณหภูมิเครื่องระเหยที่ระดับ -10, -5, 0, 5 และ10 °C เพื่อวิเคราะห์การทำงานของระบบในแต่ระช่วงอุณหภูมิ

โดยบทนี้จะกล่าวถึงผลการวิเคราะห์ที่ถูกนำเสนอผ่านแผนภูมิรูปแบบต่าง ๆ เพื่อแสดงให้เห็นขอบเขตการทำงานของระบบ สมรรถนะของระบบ และประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี รวมไปถึงการอุ่นสารทำงาน และการปรับพารามิเตอร์เชิงกลต่างๆ เพื่อเพิ่มสมรรถนะของระบบ

4.1 ผลกระทบของอุณหภูมิของสารทำงานต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

ในหัวข้อนี้จะนำเสนอผลการวิเคราะห์ที่แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ (60 °C ถึง 90 °C) อุณหภูมิของเครื่องควบแน่น (30 °C ถึง 45 °C) และอุณหภูมิของเครื่องระเหย (-10 °C ถึง 10 °C) กับอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดของชุดบลูกสูบ

4.1.1 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 45 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ -10 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

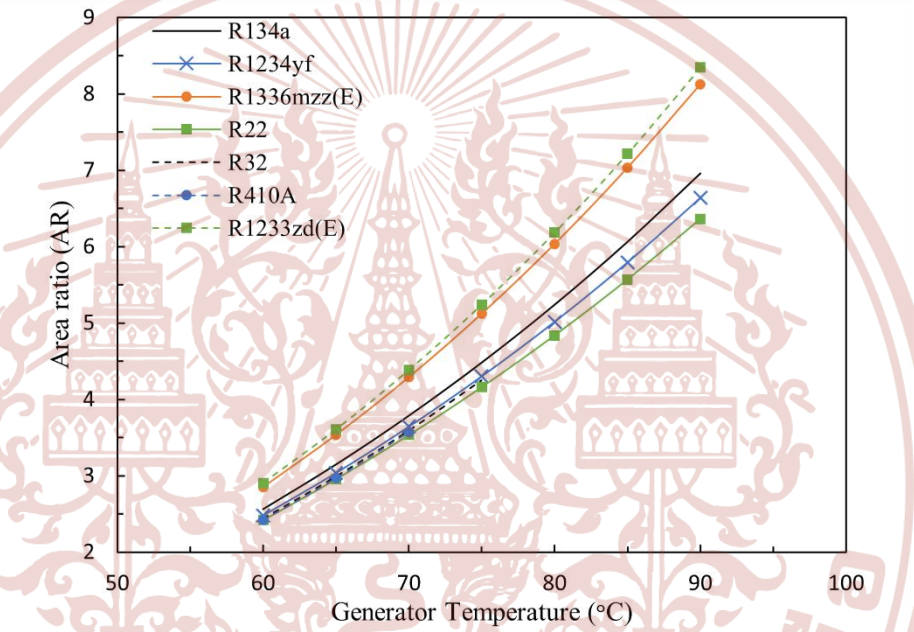


ภาพที่ 4-1 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 45 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ -10 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-1 พบว่าเมื่ออุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) เพิ่มขึ้นจาก 60 °C เป็น 90 °C ค่าอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ (AR) ที่เหมาะสมของสารทำงานทุกชนิดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง โดยสามารถอธิบายได้ดังนี้ เมื่อ T_{gen} เพิ่มสูงขึ้น ความดันในฝั่งเครื่องกำเนิดไอ (P_{gen}) เพิ่มสูงขึ้นตาม ส่งผลให้มีแรงขับเคลื่อนกระทำต่อลูกสูบฝั่งเครื่องขยายมากขึ้น ในขณะที่แรงต้านฝั่งคอมเพรสเซอร์มีค่าคงที่ เนื่องจาก T_{con} และ T_{evap} ถูกคงค่าไว้ เพื่อให้ระบบสามารถรักษาสมดุลแรงและการเคลื่อนที่ของลูกสูบภายใต้สภาวะความดันที่สูงขึ้น จึงจำเป็นต้องเลือกใช้อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด AR ที่สูงขึ้น ซึ่งภายใต้เงื่อนไข A_{comp} คงที่ การเพิ่มขึ้นของค่า AR จึงส่งผลให้ค่า A_{exp} ลดลง เพื่อให้แรงที่เกิดขึ้นสมดุลกัน และเมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็น

พบว่า สารทำความเย็นที่มีความดันต่ำจำเป็นต้องใช้ค่า AR ที่สูงกว่ากลุ่มสารทำความเย็นที่มีความดันสูงบ่งชี้ว่าสารกลุ่มนี้ต้องการการปรับเปลี่ยนสัดส่วนพื้นที่หน้าตัดที่มากกว่าเพื่อดึงสมรรถนะของสารออกมาให้ได้สูงสุดภายใต้สภาวะอุณหภูมิเดียวกัน

4.1.2 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

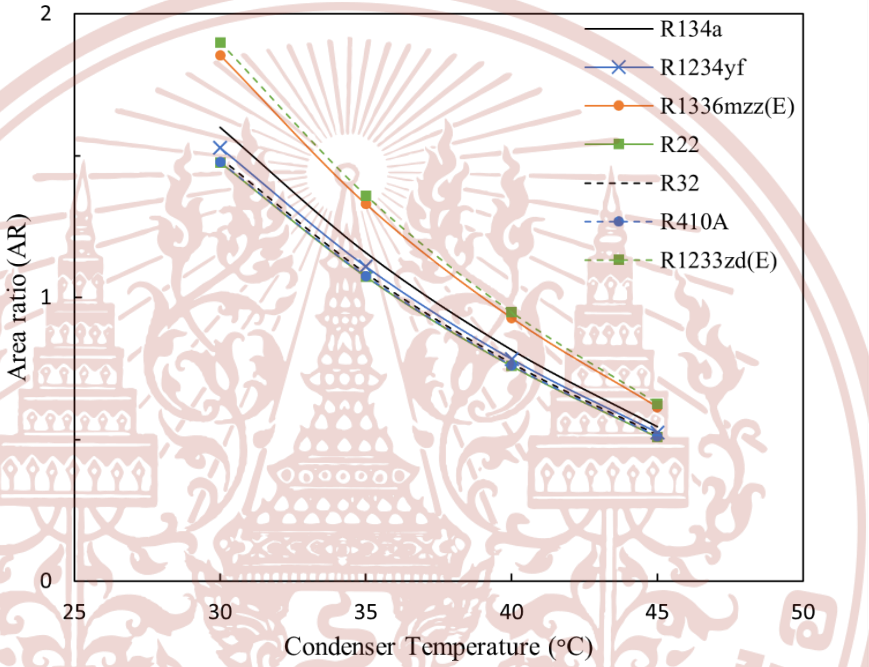


ภาพที่ 4-2 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-2 พบว่าเมื่ออุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen}) เพิ่มขึ้นจาก 60 °C เป็น 90 °C ค่าอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ (AR) ที่เหมาะสมของสารทำงานทุกชนิดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง โดยสามารถอธิบายได้ดังนี้ เมื่อ T_{gen} เพิ่มสูงขึ้น ความดันในฝั่งเครื่องกำเนิดไอ (P_{gen}) เพิ่มสูงขึ้นตาม ส่งผลให้มีแรงขับเคลื่อนกระทำต่อลูกสูบฝั่งเครื่องขยายมากขึ้น ในขณะที่แรงต้านฝั่งคอมเพรสเซอร์มีค่าคงที่ เนื่องจาก T_{con} และ T_{evap} ถูกคงค่าไว้เพื่อให้ระบบสามารถรักษาสมดุลแรงและการเคลื่อนที่ของลูกสูบภายใต้สภาวะความดันที่สูงขึ้น จึงจำเป็นต้องเลือกใช้อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด AR ที่สูงขึ้น ซึ่งภายใต้เงื่อนไข A_{comp} คงที่ การเพิ่มขึ้นของค่า AR จึงส่งผลให้ค่า A_{exp} ลดลง เพื่อให้แรงที่เกิดขึ้นสมดุลกัน และเมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็นพบว่า สารทำความเย็นที่มีความดันต่ำจำเป็นต้องใช้ค่า AR ที่สูงกว่ากลุ่มสารทำความเย็นที่มีความดัน

สูงบ่งชี้ว่าสารกลุ่มนี้ต้องการการปรับเปลี่ยนสัดส่วนพื้นที่หน้าตัดที่มากกว่าเพื่อดึงสมรรถนะของสารออกมาให้ได้สูงสุดภายใต้สภาวะอุณหภูมิเดียวกัน

4.1.3 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 60 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ -10 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

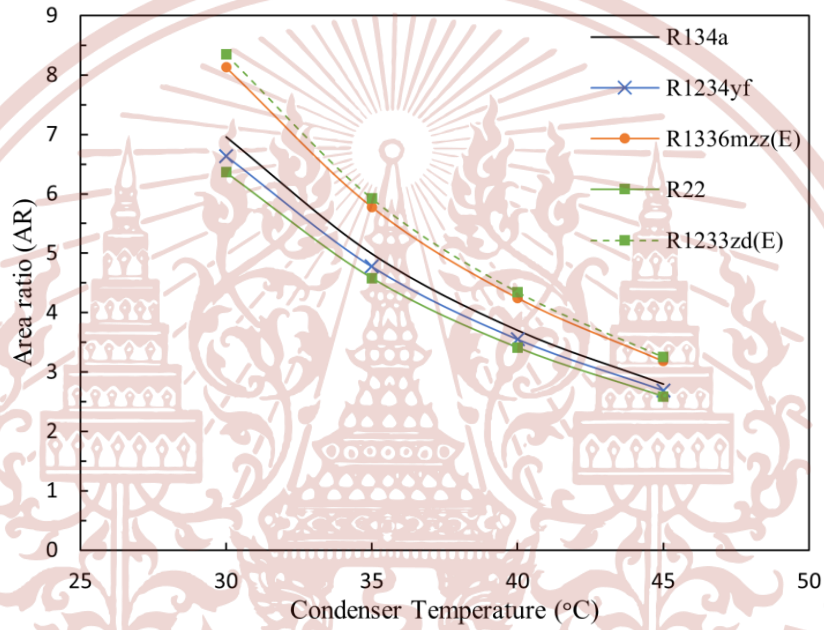


ภาพที่ 4-3 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 60 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ -10 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-3 พบว่าเมื่ออุณหภูมิของเครื่องควบแน่น (T_{con}) เพิ่มขึ้นจาก 30 °C เป็น 45 °C ค่าอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ (AR) ที่เหมาะสมของสารทำงานทุกชนิดมีแนวโน้มลดลงอย่างมีนัยสำคัญ โดยสามารถอธิบายได้ดังนี้ เมื่อ T_{con} เพิ่มสูงขึ้นจะส่งผลให้ความดันในฝั่งขาออกของเครื่องควบแน่น (P_{con}) เพิ่มสูงขึ้นตาม ส่งผลให้ลูกสูบฝั่งคอมเพรสเซอร์ต้องทำงานภายใต้แรงต้านที่สูงขึ้น ในขณะที่ฝั่งเครื่องขยายมีความดันขับคงที่ มีแรงขับเคลื่อนกระทำต่อลูกสูบฝั่งเครื่องขยายมากขึ้น ในขณะที่แรงต้านฝั่งคอมเพรสเซอร์มีค่าคงที่ ซึ่งภายใต้เงื่อนไข A_{comp} คงที่ การที่ค่า AR ลดลง หมายถึงระบบจำเป็นต้องเลือกใช้พื้นที่หน้าตัดฝั่งเครื่องขยาย A_{exp} ที่ใหญ่ขึ้น เพื่อสร้างแรงผลักให้เพียงพอต่อแรงต้านที่เพิ่มขึ้นในฝั่งคอมเพรสเซอร์ และเมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็นพบว่า สารทำความเย็นที่มีความดันต่ำยังคงมีค่า AR ที่สูงกว่ากลุ่ม

สารทำความเย็นที่มีความดันสูง อย่างไรก็ตาม เมื่อ T_{con} เพิ่มสูงขึ้นจะสังเกตว่าความแตกต่างของค่า AR ระหว่างสารแต่ละชนิดมีแนวโน้มแคบลงเนื่องจากข้อจำกัดด้านความดันที่ทำให้ระบบต้องปรับขนาด A_{exp} ให้ใหญ่ขึ้นในสัดส่วนที่ใกล้เคียงกันเพื่อรักษาการทำงานของระบบไว้

4.1.4 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

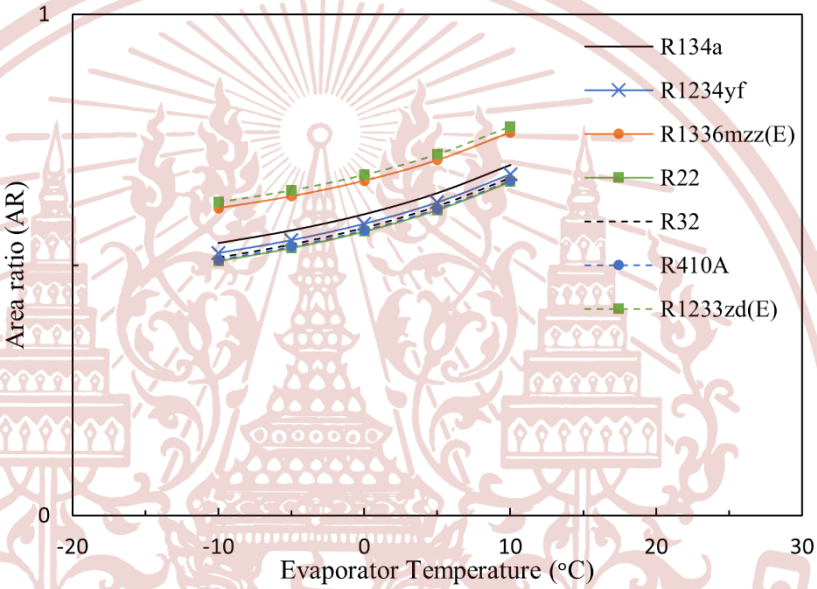


ภาพที่ 4-4 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-4 พบว่าเมื่ออุณหภูมิของเครื่องควบแน่น (T_{con}) เพิ่มขึ้นจาก 30 °C เป็น 45 °C ค่าอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ (AR) ที่เหมาะสมของสารทำงานทุกชนิดมีแนวโน้มลดลงอย่างมีนัยสำคัญ โดยสามารถอธิบายได้ดังนี้ เมื่อ T_{con} เพิ่มสูงขึ้นจะส่งผลให้ความดันในฝั่งขาออกของเครื่องควบแน่น (P_{con}) เพิ่มสูงขึ้นตาม ส่งผลให้ลูกสูบฝั่งคอมเพรสเซอร์ต้องทำงานภายใต้แรงต้านที่สูงขึ้น ในขณะที่ฝั่งเครื่องขยายมีความดันขับคงที่ มีแรงขับเคลื่อนกระทำต่อลูกสูบฝั่งเครื่องขยายมากขึ้น ในขณะที่แรงต้านฝั่งคอมเพรสเซอร์มีค่าคงที่ ซึ่งภายใต้เงื่อนไข A_{comp} คงที่ การที่ค่า AR ลดลง หมายถึงระบบจำเป็นต้องเลือกใช้พื้นที่หน้าตัดฝั่งเครื่องขยาย A_{exp} ที่ใหญ่ขึ้น เพื่อสร้างแรงผลักให้เพียงพอต่อแรงต้านที่เพิ่มขึ้นในฝั่งคอมเพรสเซอร์ และเมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็นพบว่า สารทำความเย็นที่มีความดันต่ำยังคงมีค่า AR ที่สูงกว่ากลุ่ม

สารทำความเย็นที่มีความดันสูง อย่างไรก็ตาม เมื่อ T_{con} เพิ่มสูงขึ้นจะสังเกตว่าความแตกต่างของค่า AR ระหว่างสารแต่ละชนิดมีแนวโน้มแคบลงเนื่องจากข้อจำกัดด้านความดันที่ทำให้ระบบต้องปรับขนาด A_{exp} ให้ใหญ่ขึ้นในสัดส่วนที่ใกล้เคียงกันเพื่อรักษาการทำงานของระบบไว้

4.1.5 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 60 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 45 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

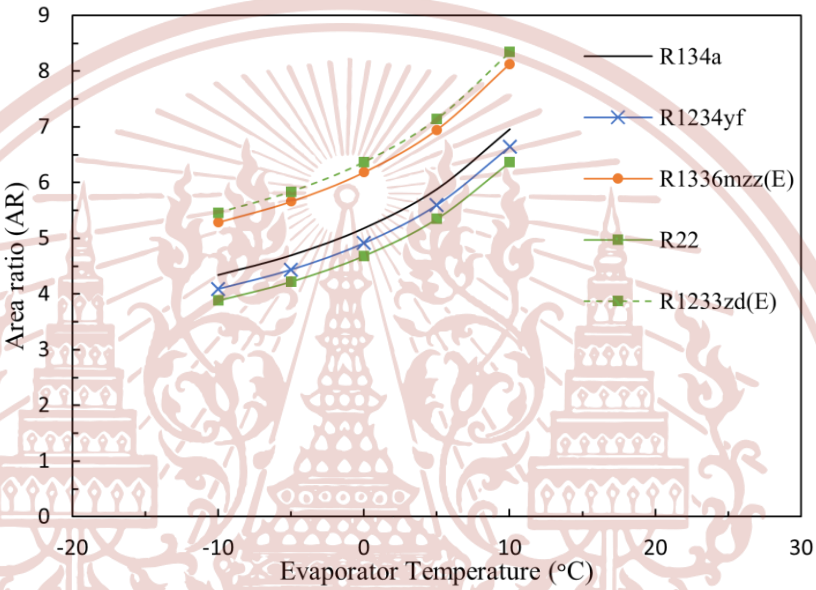


ภาพที่ 4-5 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 60 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 45 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-5 พบว่าเมื่ออุณหภูมิของเครื่องระเหย (T_{evap}) เพิ่มขึ้นจาก -10 °C เป็น 10 °C ค่าอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ (AR) ที่เหมาะสมของสารทำงานทุกชนิดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง โดยสามารถอธิบายได้ดังนี้ เมื่อ T_{evap} เพิ่มสูงขึ้น ความดันทางด้านดูดของเครื่องอัดไอ (P_{evap}) จะเพิ่มสูงขึ้นตาม ส่งผลให้อัตราส่วนความดันระหว่างด้านคาย (P_{con}) และด้านดูด (P_{evap}) ลดลงทำให้ภาระงานหรือแรงต้านที่กระทำต่อลูกสูบฝั่งคอมเพรสเซอร์ลดน้อยลง เนื่องจากแรงต้านฝั่งอัดไอมีค่าลดลงในขณะที่แรงขับเคลื่อนฝั่งเครื่องขยายยังคงที่ระบบจึงไม่จำเป็นต้องใช้แรงผลักจากฝั่งเครื่องขยายมากเท่าเดิม ภายใต้เงื่อนไข A_{comp} คงที่ ระบบจึงเลือกปรับลดขนาดพื้นที่หน้าตัดลูกสูบฝั่งเครื่องขยาย A_{exp} ให้เล็กลงส่งผลให้ค่า AR มีค่าเพิ่มสูงขึ้นตาม และเมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็นพบว่า สารทำความเย็นที่มีความดันต่ำยังคงมีค่า AR ที่

สูงกว่ากลุ่มสารทำความเย็นที่มีความดันสูง ซึ่งแสดงให้เห็นว่าสารกลุ่มนี้สามารถตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงภาระการทำความเย็นได้ดี

4.1.6 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 30 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ



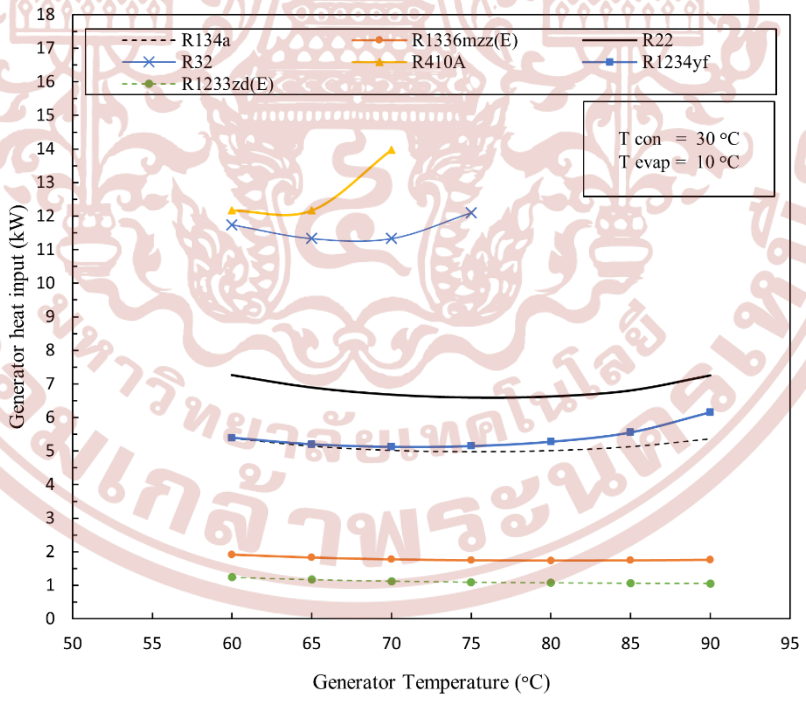
ภาพที่ 4-6 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 30 °C ต่ออัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-6 พบว่าเมื่ออุณหภูมิของเครื่องระเหย (T_{evap}) เพิ่มขึ้นจาก -10 °C เป็น 10 °C ค่าอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดลูกสูบ (AR) ที่เหมาะสมของสารทำงานทุกชนิดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง โดยสามารถอธิบายได้ดังนี้ เมื่อ T_{evap} เพิ่มสูงขึ้น ความดันทางด้านดูดของเครื่องอัดไอ (P_{evap}) จะเพิ่มสูงขึ้นตาม ส่งผลให้อัตราส่วนความดันระหว่างด้านคาย (P_{con}) และด้านดูด (P_{evap}) ลดลงทำให้ภาระงานหรือแรงต้านที่กระทำต่อลูกสูบฝั่งคอมเพรสเซอร์ลดน้อยลง เนื่องจากแรงต้านฝั่งอัดไอมีค่าลดลงในขณะที่แรงขับเคลื่อนฝั่งเครื่องขยายยังคงที่ระบบจึงไม่จำเป็นต้องใช้แรงผลักจากฝั่งเครื่องขยายมากเท่าเดิม ภายใต้เงื่อนไข A_{comp} คงที่ ระบบจึงเลือกปรับลดขนาดพื้นที่หน้าตัดลูกสูบฝั่งเครื่องขยาย A_{exp} ให้เล็กลงส่งผลให้ค่า AR มีค่าเพิ่มสูงขึ้นตาม และเมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็นพบว่า สารทำความเย็นที่มีความดันต่ำยังคงมีค่า AR ที่สูงกว่ากลุ่มสารทำความเย็นที่มีความดันสูง ซึ่งแสดงให้เห็นว่าสารกลุ่มนี้สามารถตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงภาระการทำความเย็นได้ดี

4.2 ผลกระทบของอุณหภูมิของสารทำงานต่อสมรรถนะของระบบ

ในหัวข้อนี้จะนำเสนอผลการวิเคราะห์ที่แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ (60 °C ถึง 90 °C) อุณหภูมิของเครื่องควบแน่น (30 °C ถึง 45 °C) และอุณหภูมิของเครื่องระเหย (-10 °C ถึง 10 °C) กับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย และสมรรถนะของระบบ โดยกำหนดพื้นที่หน้าตัดของลูกสูบฝั่งคอมเพรสเซอร์ที่ 25 cm^2

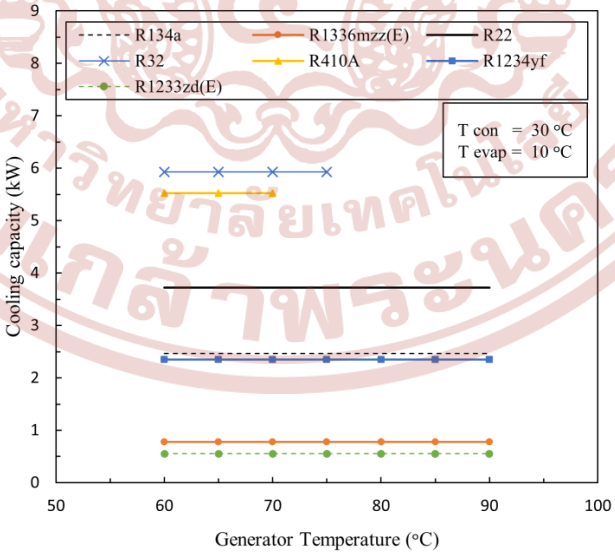
4.2.1 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ



ภาพที่ 4-7 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ

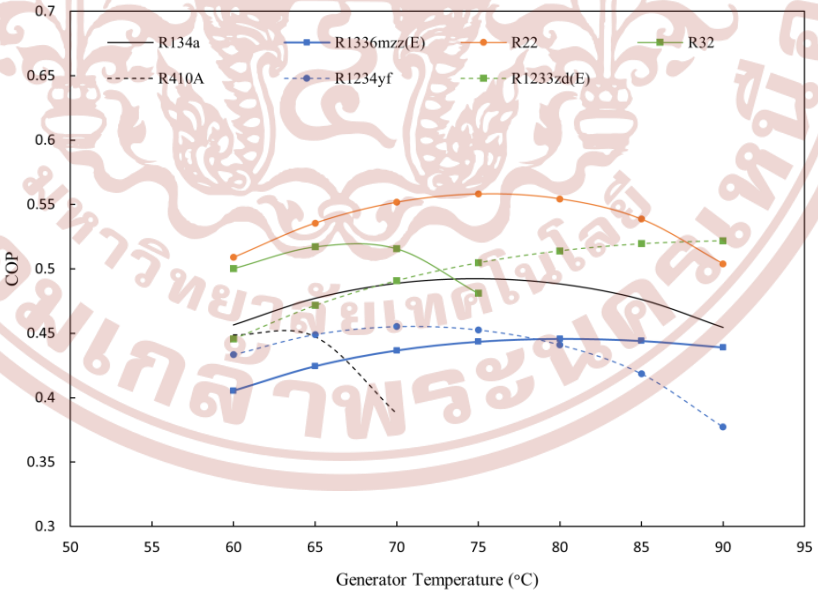
จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-7 พบว่า สารทำความเย็นแต่ละกลุ่มมีความต้องการอัตราการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกันอย่างชัดเจน โดยกลุ่มสารทำความเย็นที่มีความดันทำงานสูง เช่น R410A และ R32 ต้องการพลังงานความร้อนสูงถึงช่วง 11 ถึง 14 kW ในขณะที่กลุ่มสารทำความเย็น R22, R134a และสารทดแทน R1234yf ต้องการพลังงานในระดับปานกลาง ประมาณ 5 ถึง 7 kW ขณะที่สารทำความเย็น R1233zd(E) และ R1336mzz(E) ต้องการอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอต่ำที่สุดประมาณ 1 ถึง 2 kW และมีค่าค่อนข้างคงที่ตลอดช่วงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ T_{gen} สำหรับสารส่วนใหญ่ เส้นกราฟมีลักษณะความโค้งเล็กน้อย โดยค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ จะลดลงเล็กน้อยในช่วงแรกและเริ่มมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อ T_{gen} เข้าใกล้ 90 °C ซึ่งเป็นผลมาจากความสมดุลระหว่างผลต่างเอนทัลปี ที่เครื่องกำเนิดไอที่เพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิ และอัตราการไหลเชิงมวลที่เปลี่ยนแปลงไปตามการขยายตัวของสารทำงาน จากกราฟจะสังเกตเห็นว่าเส้นกราฟของ R410A สิ้นสุดลงที่อุณหภูมิประมาณ 70 °C และ R32 ที่อุณหภูมิประมาณ 75 °C ซึ่งบ่งชี้ถึงข้อจำกัดทางอุณหพลศาสตร์ของสารทำให้ไม่สามารถประเมินผลที่อุณหภูมิสูงกว่านี้ได้ภายใต้สภาวะที่กำหนด

4.2.2 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย



ภาพที่ 4-8 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-8 พบว่า การเปลี่ยนแปลงของ T_{gen} ไม่ส่งผลต่ออัตราการทำความเย็นของสารทำงานทุกชนิด โดยอธิบายได้ดังนี้ ภายใต้เงื่อนไขที่คงค่าพื้นที่หน้าตัดฝั่งคอมเพรสเซอร์คงที่ และคงค่าสภาวะฝั่งทำความเย็น T_{evap} ไว้คงที่ อัตราการทำความเย็นที่ระบบผลิตได้จะมีค่าคงที่เสมอ โดยไม่ขึ้นกับว่าอุณหภูมิขับเคลื่อนที่ป้อนเข้ามา T_{gen} เมื่อ A_{com} และสภาวะอิ่มตัวฝั่งเครื่องระเหยคงที่ ปริมาตรกวาด และอัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานที่ถูกส่งไปทำความเย็นจะมีค่าสม่ำเสมอ การเพิ่ม T_{gen} จึงส่งผลเพียงการเปลี่ยนค่า AR เพื่อรักษาสมดุลแรงเท่านั้น แต่ไม่ส่งผลต่อปริมาณความร้อนที่ดึงออกจากเครื่องระเหย แม้อัตราการทำความเย็นจะคงที่ตามอุณหภูมิ แต่ชนิดของสารทำงานส่งผลต่อระดับความสามารถในการทำความเย็นอย่างชัดเจน โดยสาร R32 และ R410A ให้ค่า $\dot{Q}_{evap}$ สูงที่สุด ประมาณ 5.5 ถึง 6 kW เนื่องจากมีค่าความร้อนแฝงในการกลายเป็นไอ และความหนาแน่นของไอที่สูงกว่าสารชนิดอื่น ในขณะที่สารกลุ่มความดันต่ำอย่าง R1233zd(E) และ R1336mzz(E) ให้ค่า $\dot{Q}_{evap}$ ต่ำที่สุด ต่ำกว่า 1 kW ผลลัพธ์นี้แสดงให้เห็นว่า ในการเพิ่มขีดความสามารถในการทำความเย็นของระบบลูกสูบอิสระ การเพิ่มอุณหภูมิแหล่งความร้อนเพียงอย่างเดียวอาจไม่ใช่วิธีที่ได้ผล แต่จำเป็นต้องพิจารณาการขยายขนาดพื้นที่หน้าตัดฝั่งอัดไอ A_{com} หรือการเลือกสารทำงานที่มีคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ที่เหมาะสมแทน

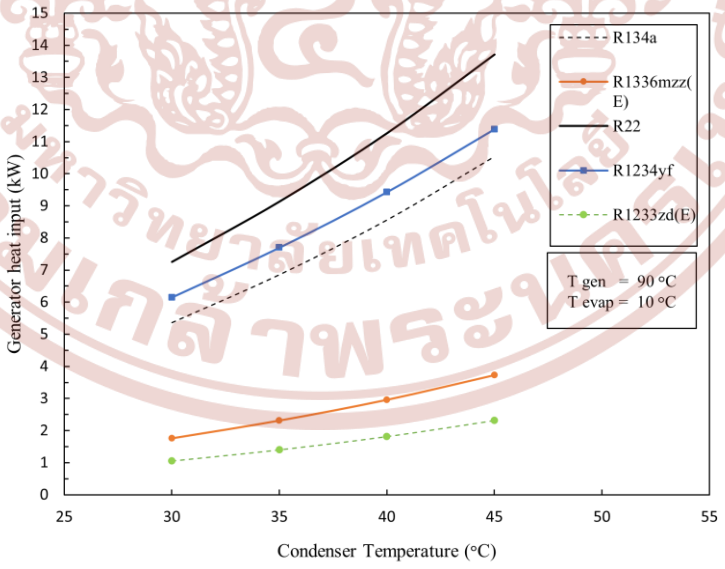


ภาพที่ 4-9 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่อสมรรถนะของระบบ

4.2.3 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่อสมรรถนะของระบบ

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-9 พบว่า อุณหภูมิแหล่งความร้อนมีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพของสารทำงานแต่ละชนิดอย่างมีนัยสำคัญ ดังนี้ สารทำงานส่วนใหญ่มีแนวโน้มของค่า COP เพิ่มขึ้นในช่วงแรกจนถึงจุดสูงสุด และเริ่มลดลงเมื่ออุณหภูมิ T_{gen} สูงเกินไป สามารถอธิบายได้จากในช่วงแรกการเพิ่ม T_{gen} ช่วยให้ระบบทำงานได้เสถียรขึ้นตามกลไกการปรับค่า AR แต่เมื่ออุณหภูมิสูงเกินจุดที่เหมาะสม อัตราการเพิ่มขึ้นของพลังงานความร้อนที่ต้องป้อนให้ระบบจะเริ่มสูงกว่าอัตราส่วนการทำความเย็นที่ได้ ส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงอุณหพลศาสตร์ลดลง ในสภาวะนี้สารทำงานที่มีสมรรถนะสูงคือสาร R22 แสดงค่า COP สูงที่สุดโดยมีค่าประมาณ 0.56 ที่อุณหภูมิ T_{gen} = 75 °C รองลงมาคือสาร R1233zd(E) ซึ่งมีจุดเด่นคือค่า COP มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องตามอุณหภูมิและยังไม่ถึงจุดลดลงในช่วงที่ทำการทดสอบ แสดงให้เห็นว่าสารกลุ่มนี้มีความเหมาะสมอย่างยิ่งกับการใช้งานร่วมกับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิสูง

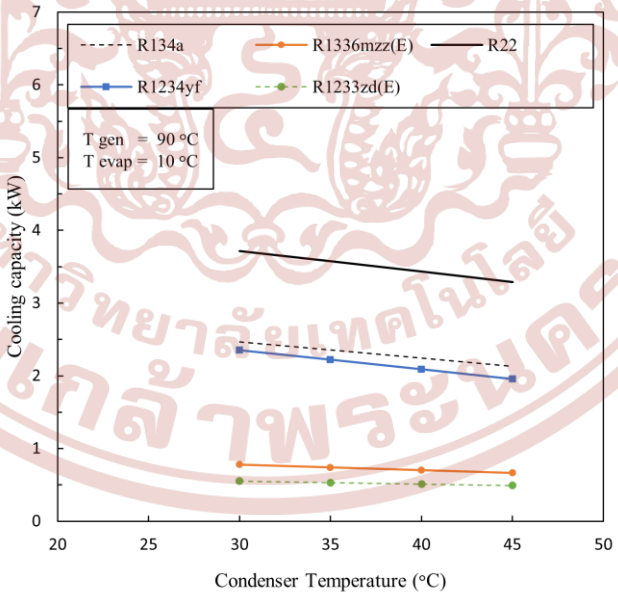
4.2.4 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ



ภาพที่ 4-10 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-10 พบว่า เมื่ออุณหภูมิเครื่องควบแน่น T_{con} เพิ่มสูงขึ้นสารทำงานทุกชนิดมีความต้องการอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ เพิ่มขึ้นอย่างชัดเจน เนื่องจากเมื่อ T_{con} สูงขึ้น ความดันฝั่งเครื่องควบแน่น P_{con} ซึ่งเป็นแรงต้านการเคลื่อนที่ของลูกสูบจะเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย ระบบจึงจำเป็นต้องใช้อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานในฝั่งเครื่องขยายมากขึ้นเพื่อสร้างแรงขับให้ชนะแรงต้านดังกล่าว ส่งผลให้ต้องป้อนพลังงานความร้อนเข้าสู่ระบบมากขึ้น กลุ่มสารทำความเย็นความดันปานกลาง เช่น R22 และ R134a มีความชันของกราฟสูงกว่ากลุ่มอื่น โดยเฉพาะ R22 ที่ค่า $\dot{Q}_{gen}$ พุ่งสูงขึ้นจากประมาณ 7 kW ไปจนถึงเกือบ 14 kW เมื่อ T_{con} เปลี่ยนจาก 30 °C เป็น 45 °C บ่งชี้ว่าสภาวะการระบายความร้อนมีผลกระทบอย่างมากต่อการสิ้นเปลืองพลังงาน สาร R1233zd(E) และ R1336mzz(E) ยังคงแสดงสมรรถนะที่โดดเด่น โดยมีความต้องการพลังงานความร้อนต่ำที่สุดในทุกสภาวะ ช่วง 1.0 ถึง 3.7 kW และมีอัตราการเพิ่มขึ้นของ $\dot{Q}_{gen}$ ที่ค่อนข้างต่ำเมื่อเทียบกับสารชนิดอื่น

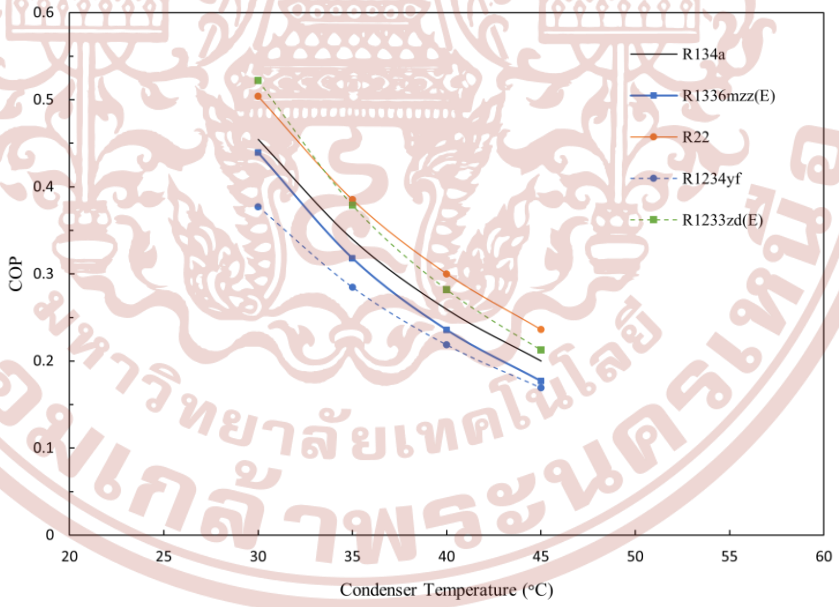
4.2.5 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย



ภาพที่ 4-11 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-11 พบว่า การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิระบายความร้อนส่งผลเชิงลบต่อสมรรถนะของระบบ เมื่ออุณหภูมิเครื่องควบแน่น T_{con} เพิ่มสูงขึ้น อัตราการทำความเย็น $\dot{Q}_{evap}$ ของสารทำงานทุกชนิดมีแนวโน้มลดลงเล็กน้อย เนื่องจากเมื่อ P_{con} สูงขึ้นจะส่งผลให้อัตราส่วนความดันของระบบสูงขึ้น ทำให้ปริมาตรจำเพาะของสารทำงานที่สภาวะทางเข้าเครื่องระเหยเปลี่ยนแปลงไป และอาจส่งผลให้อัตราการไหลเชิงมวลฝั่งทำความเย็นลดลงเล็กน้อย กลุ่มสารทำความเย็นความดันปานกลาง ยังคงให้ค่าอัตราการทำความเย็นสูงสุดในกลุ่ม โดยลดลงจากประมาณ 3.7 kW เหลือ 3.3 kW เมื่อ T_{con} เพิ่มขึ้น ตามมาด้วย R134a และ R1234yf ที่มีค่าใกล้เคียงกันในช่วง 2.0 ถึง 2.5 kW สาร R1233zd(E) และ R1336mzz(E) ให้ค่า $\dot{Q}_{evap}$ ต่ำที่สุด ต่ำกว่า 1 kW และมีความไวต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้อยมาก ซึ่งแสดงถึงความเสถียรของสมรรถนะการผลิตความเย็นแม้ในสภาวะที่การระบายความร้อนทำได้ยาก

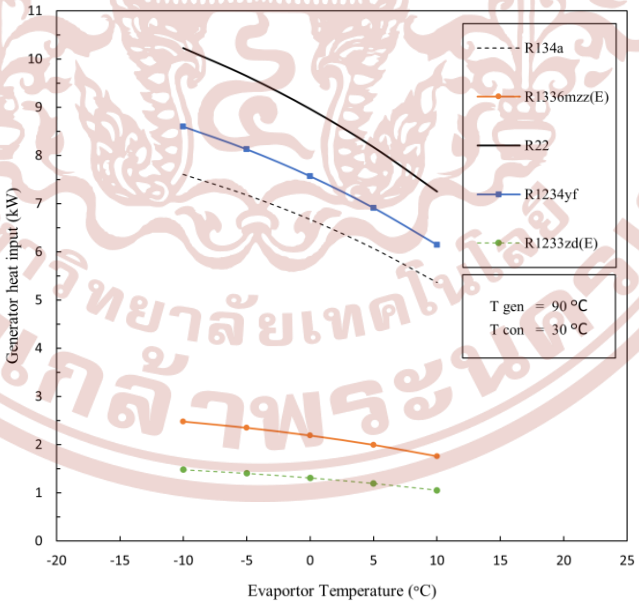
4.2.6 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่อสมรรถนะของระบบ



ภาพที่ 4-12 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่อสมรรถนะของระบบ

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-12 พบว่า อุณหภูมิเครื่องควบแน่นมีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพของสารทำงานแต่ละชนิดอย่างมีนัยสำคัญ ดังนี้ เมื่ออุณหภูมิเครื่องควบแน่น T_{con} เพิ่มสูงขึ้น ค่า COP ของสารทำงานทุกชนิดลดลงอย่างรวดเร็ว เมื่อ T_{con} เพิ่มจาก 30 °C ไปเป็น 45 °C ผลลัพธ์นี้เป็นผลโดยตรงจากการที่ระบบต้องการพลังงานความร้อนป้อนเข้า $\dot{Q}_{gen}$ เพิ่มขึ้นอย่างมากเพื่อสร้างแรงขับ ในขณะที่ความสามารถในการทำความเย็น $\dot{Q}_{evap}$ กลับลดลง สาร R22 ยังคงให้ค่า COP สูงที่สุดตลอดช่วงการทดสอบเนื่องจากพื้นฐานสมรรถนะที่สูงกว่าสารอื่น สาร R1233zd(E) แสดงผลลัพธ์ที่น่าสนใจ โดยที่ T_{con} = 30°C มีค่า COP สูงที่สุดใกล้เคียงกับ R22 ประมาณ 0.52 แต่เมื่ออุณหภูมิ T_{con} สูงขึ้น ประสิทธิภาพจะตกลงด้วยความชันที่ใกล้เคียงกับสารอื่น แม้ว่าสาร R1233zd(E) และ R1336mzz(E) จะใช้พลังงานความร้อนน้อย แต่เมื่อ T_{con} สูงขึ้น สัดส่วนของพลังงานที่ต้องใช้เพิ่มขึ้นนั้นส่งผลกระทบต่อค่า COP อย่างมีนัยสำคัญ อย่างไรก็ตาม สารกลุ่มนี้ยังคงมีค่า COP ที่สูงกว่าสารทดแทนอย่าง R1234yf ในทุกช่วงอุณหภูมิ

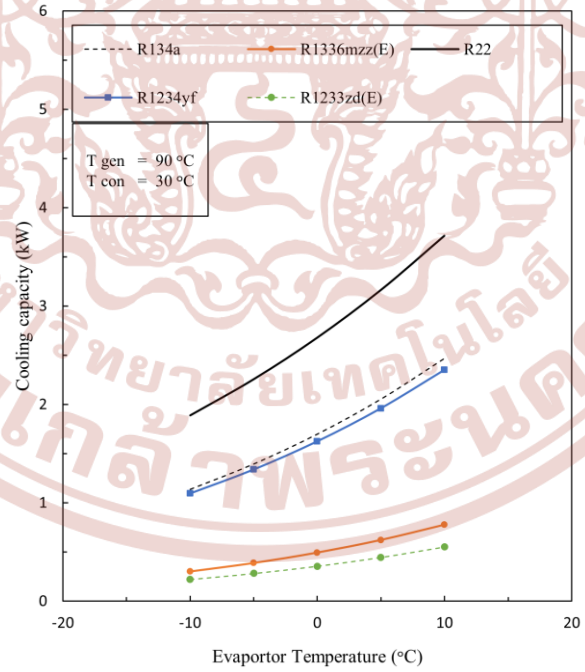
4.2.7 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ



ภาพที่ 4-13 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-13 พบว่า การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิฝั่งทำความเย็นส่งผลให้ความต้องการพลังงานความร้อนป้อนเข้าสู่ระบบลดลง อธิบายได้ดังนี้ เมื่ออุณหภูมิเครื่องระเหย T_{evap} เพิ่มสูงขึ้น สารทำงานทุกชนิดมีความต้องการ $\dot{Q}_{gen}$ ลดลงอย่างต่อเนื่อง เนื่องจากเมื่อ T_{evap} สูงขึ้น ความดันฝั่งด้านต่ำของระบบจะสูงขึ้นตามไปด้วย ส่งผลให้อัตราส่วนความดันที่ลูกสูบฝั่งอัดไอต้องเอาชนะนั้นลดลง ระบบจึงต้องการพลังงานจากฝั่งเครื่องขยายน้อยลงในการขับเคลื่อนลูกสูบให้ทำงาน กลุ่มสาร R22 และ R1234yf ยังคงเป็นลุ่มที่ต้องการพลังงานความร้อนสูงที่สุด โดยเฉพาะ R22 ที่ $\dot{Q}_{gen}$ ลดลงอย่างรวดเร็วจากประมาณ 10.2 kW เหลือ 7.2 kW เมื่ออุณหภูมิเครื่องระเหยเปลี่ยนจาก -10 °C เป็น 10 °C กลุ่มสาร R1233zd(E) และ R1336mzz(E) แสดงความต้องการพลังงานความร้อนต่ำที่สุดและมีอัตราการเปลี่ยนแปลงที่คงที่กว่าสารชนิดอื่น โดย R1233zd(E) ใช้พลังงานความร้อนช่วง 1.0 ถึง 1.5 kW เท่านั้นตลอดช่วงการทดสอบ

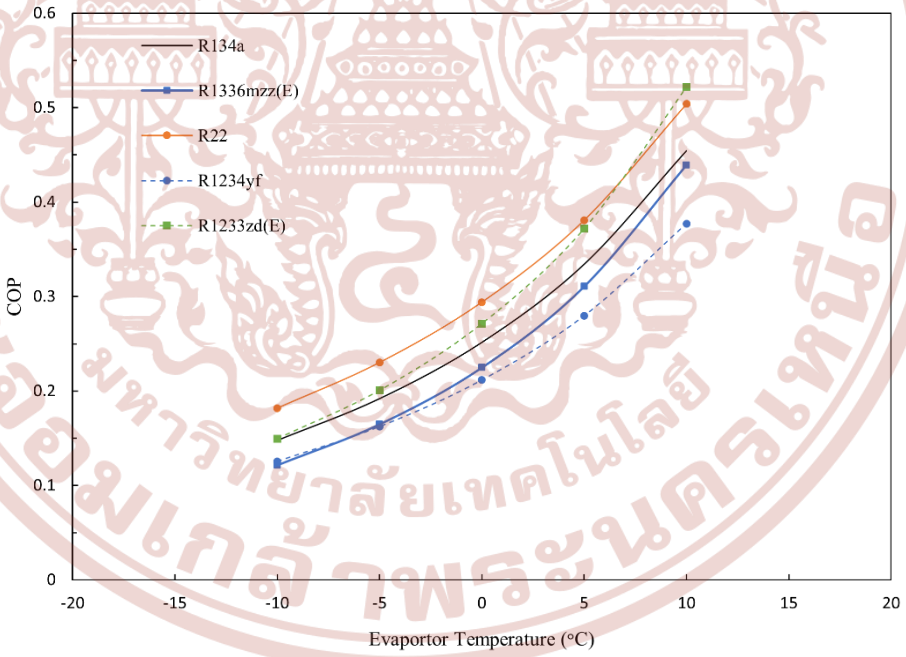
4.2.8 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย



ภาพที่ 4-14 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-14 พบว่า การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิฝั่งทำความเย็นส่งผลบวกต่อสมรรถนะของระบบอย่างมาก อธิบายได้ดังนี้ เมื่ออุณหภูมิเครื่องระเหย T_{evap} เพิ่มสูงขึ้น อัตราการทำความเย็น $\dot{Q}_{evap}$ ของสารทำงานทุกชนิดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เนื่องจากที่อุณหภูมิสูงขึ้น สารทำงานจะมีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ และความหนาแน่นของไอที่เหมาะสม ซึ่งส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เครื่องระเหยมีประสิทธิภาพสูงขึ้น สาร R22 ยังคงเป็นสารที่มีค่า $\dot{Q}_{evap}$ สูงที่สุดและค่า $\dot{Q}_{evap}$ เพิ่มขึ้นจาก 1.9 kW ไปที่ 3.7 kW เมื่ออุณหภูมิเพิ่ม T_{evap} จาก -10 °C เป็น 10 °C กลุ่มสาร R1233zd(E) และ R1336mzz(E) พบว่ามีอัตราการเพิ่มขึ้นของความเย็นที่สม่ำเสมอ บ่งชี้ว่าสารกลุ่มนี้สามารถขยายขีดความสามารถได้ดีเมื่ออุณหภูมิทำความเย็นสูงขึ้น

4.2.9 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C ต่อสมรรถนะของระบบ

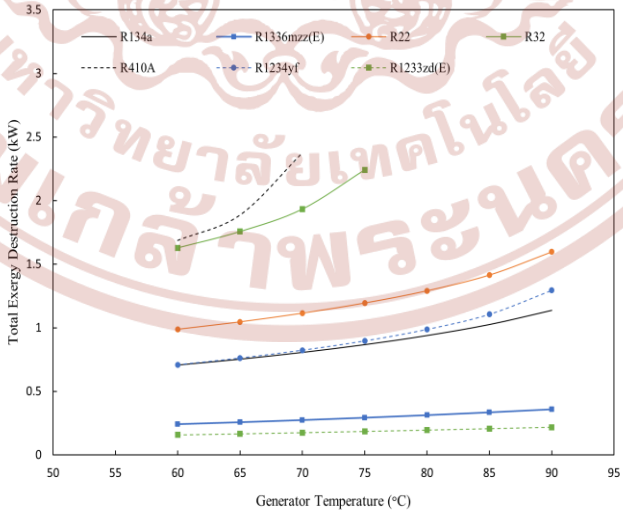


ภาพที่ 4-15 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C ต่อสมรรถนะของระบบ

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-15 พบว่า เมื่ออุณหภูมิเครื่องระเหย T_{evap} เพิ่มสูงขึ้นค่า COP ของสารทำงานทุกชนิดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว โดยเฉพาะในช่วง T_{evap} จาก 0 °C เป็น 10 °C ที่ความชันของกราฟเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัด ปรากฏการณ์นี้เป็นผลจากอัตราการทำความเย็น $\dot{Q}_{evap}$ ที่เพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิ และความต้องการพลังงานความร้อนป้อนเข้า $\dot{Q}_{gen}$ ที่ลดลง สาร R1233zd(E) แสดงค่า COP สูงที่สุดในช่วงปลายของการทดสอบ โดยพุ่งสูงไปที่ระดับ 0.52 ซึ่งสูงกว่า R22 เล็กน้อย สาร R1336mzz(E) แม้จะมีค่า COP ต่ำกว่า R22 ในช่วงอุณหภูมิต่ำ แต่มีอัตราการเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพที่สม่ำเสมอและมีค่า COP สูงถึง 0.44 ที่อุณหภูมิ 10 °C สาร R22 ยังคงให้ประสิทธิภาพที่ดีเยี่ยมในช่วงอุณหภูมิต่ำถึงปานกลาง อย่างไรก็ตาม เมื่อพิจารณาที่สภาวะอุณหภูมิสูง สาร R1233zd(E) กลับมีแนวโน้มที่จะให้ประสิทธิภาพที่เหนือกว่า ซึ่งเป็นข้อมูลสำคัญในการเลือกใช้สารทำงานให้เหมาะสมกับช่วงอุณหภูมิการใช้งาน

4.3 การวิเคราะห์การสูญเสียเอ็กเซอร์จีในแต่ละอุปกรณ์ของระบบ และประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี

ในหัวข้อนี้จะนำเสนอผลการวิเคราะห์ที่แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ (60 °C ถึง 90 °C) อุณหภูมิของเครื่องควบแน่น (30 °C ถึง 45 °C) และอุณหภูมิของเครื่องระเหย (-10 °C ถึง 10 °C) กับ อัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวม การสูญเสียอ็กเซอร์จีที่อุปกรณ์และประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี

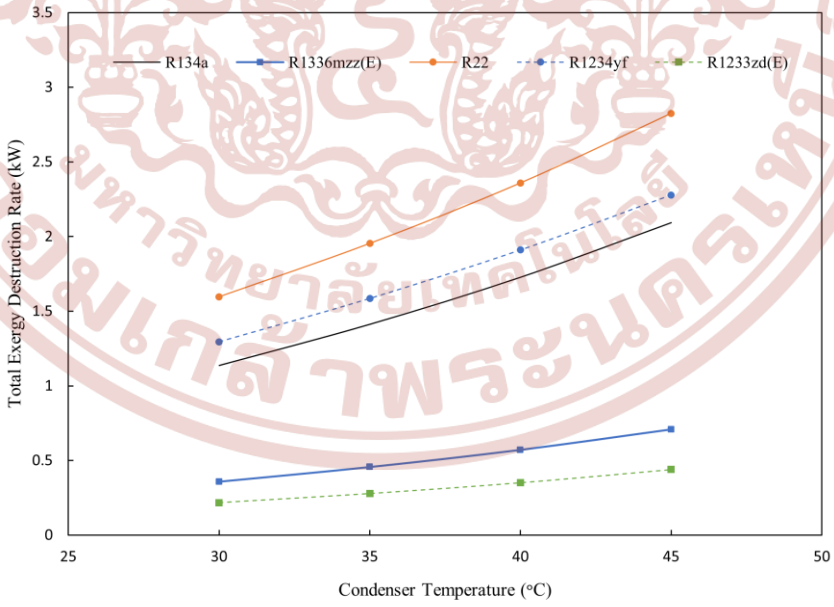


ภาพที่ 4-16 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่ออัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวม

4.3.1 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่ออัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวม

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-16 พบว่า เมื่ออุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอเพิ่มสูงขึ้น อัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวมของสารทำความเย็นส่วนใหญ่มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นตาม ซึ่งเป็นผลมาจากความแตกต่างของอุณหภูมิ ระหว่างแหล่งความร้อนและสารทำงานที่เพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็นกลุ่ม R32 และ R410A แสดงให้เห็นถึงอัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวมที่เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วและมีค่าสูงกว่าสารกลุ่มอื่นอย่างชัดเจน เมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็นกลุ่ม R22, R134a และ R1234yf พบว่า มีอัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวมอยู่ในระดับปานกลางเมื่อเทียบกับสารทำงานชนิดอื่น และเมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็นกลุ่ม R1336mzz(E) และ R1233zd(E) พบว่า มีอัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวมอยู่ในระดับต่ำสุดเมื่อเทียบกับสารทำงานชนิดอื่นที่นำมาศึกษา และค่าการทำลายเอ็กเซอร์จีมีการเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยเมื่ออุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอเพิ่มขึ้น

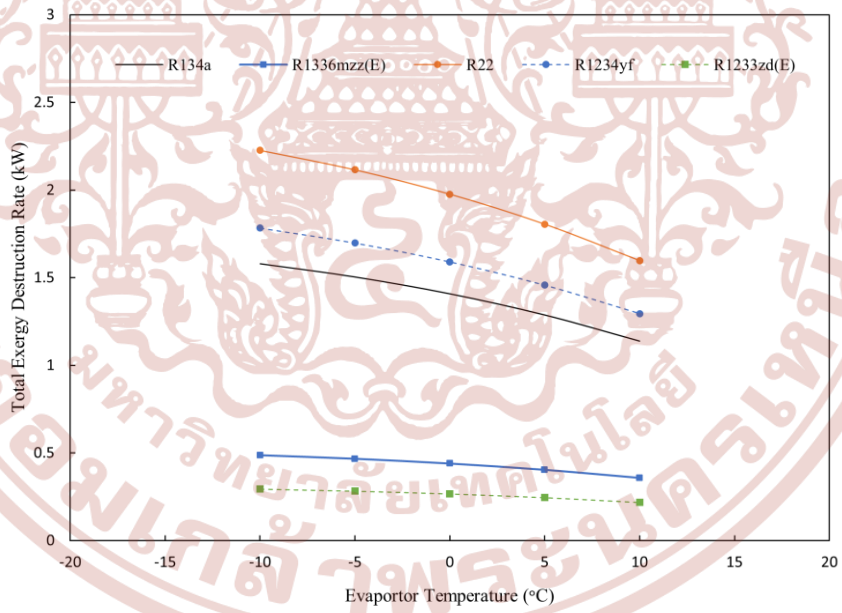
4.3.2 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่ออัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวม



ภาพที่ 4-17 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่ออัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวม

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-17 พบว่า เมื่ออุณหภูมิเครื่องควบแน่นเพิ่มสูงขึ้น อัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวมของสารทำความเย็นทุกชนิดมีแนวโน้มเพิ่มสูงอย่างต่อเนื่อง เนื่องจากเมื่อ T_{con} สูงขึ้น ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างตัวกลางระบายความร้อนและสารทำงานที่เพิ่มขึ้น ส่งผลให้เกิดความไม่ผันกลับในกระบวนการเปลี่ยนสถานะที่เครื่องควบแน่นสูงขึ้น เมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็น R22 แสดงให้เห็นถึงอัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวมสูงสุดในกลุ่ม และเมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็นกลุ่ม R1336mzz(E) และ R1233zd(E) พบว่า มีอัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวมอยู่ในระดับต่ำสุดเมื่อเทียบกับสารทำงานชนิดอื่นที่นำมาศึกษา และมีความชันของกราฟน้อยกว่าสารชนิดอื่น แสดงถึงความเสถียรของสารกลุ่มนี้ต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิระบายความร้อน

4.3.3 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C ต่ออัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวม

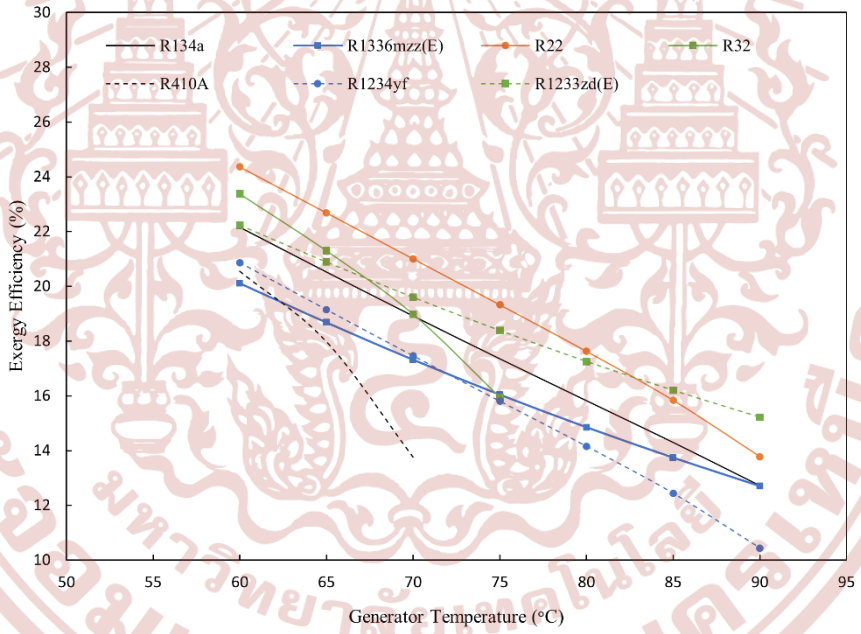


ภาพที่ 4-18 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C ต่ออัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวม

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-18 พบว่า เมื่ออุณหภูมิเครื่องระเหยเพิ่มสูงขึ้น อัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวมของสารทำความเย็นทุกชนิดมีแนวโน้มลดลงอย่างต่อเนื่อง เนื่องจากเมื่อ T_{evap} สูงขึ้น ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างตัวกลางที่ต้องการทำความเย็นและสาร

ทำงานที่แคบลง ส่งผลให้เกิดการทำลายเอ็กเซอร์จีในกระบวนการถ่ายเทความร้อนลดลง และความดันฝั่งต่ำที่สูงขึ้นช่วยลดภาระงานของลูกสูบฝั่งอัดไอ ทำให้ไม่ผันกลับในกระบวนการมีค่าต่ำลง เมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็น R22 แสดงให้เห็นถึงอัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวมสูงสุดในกลุ่มแต่มีการลดลงของความสูญเสียชัดเจนที่สุด และเมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็นกลุ่ม R1336mzz(E) และ R1233zd(E) พบว่า มีอัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีรวมอยู่ในระดับต่ำสุดเมื่อเทียบกับสารทำงานชนิดอื่นที่นำมาศึกษา และมีความชันของกราฟน้อยกว่าสารชนิดอื่น แสดงให้เห็นว่าสารกลุ่มนี้มีการสูญเสียคุณภาพพลังงานในระดับต่ำแม้จะทำงานในสภาวะอุณหภูมิต่ำ

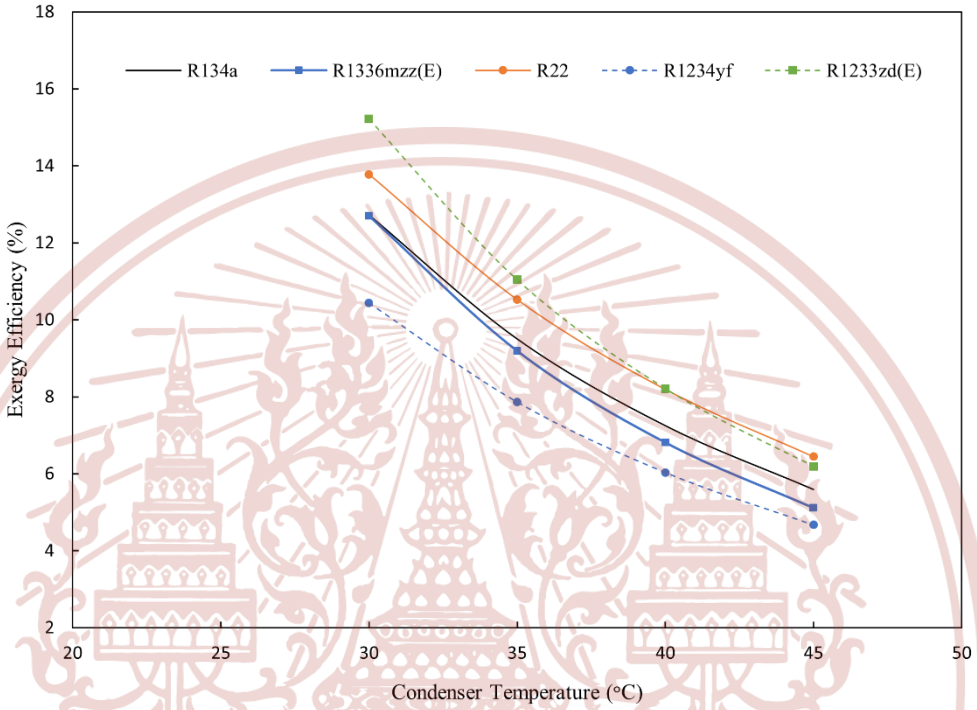
4.3.4 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่อประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี



ภาพที่ 4-19 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C ต่อประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-19 พบว่า เมื่ออุณหภูมิเครื่องอัดไอเพิ่มสูงขึ้นประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของสารทุกชนิดมีแนวโน้มลดลงอย่างต่อเนื่อง เมื่อพิจารณาที่สาร R22 พบว่าให้ประสิทธิภาพสูงสุดในช่วงอุณหภูมิ 60 °C ถึง 80 °C สาร R1233zd(E) เป็นสารที่น่าสนใจเนื่องจากมีอัตราการลดลงของประสิทธิภาพน้อยกว่าสารชนิดอื่น และเมื่ออุณหภูมิอยู่ในช่วง 85 °C ถึง 90 °C จะมีประสิทธิภาพสูงกว่าสารชนิดอื่นอย่างชัดเจน

4.3.5 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่อประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี

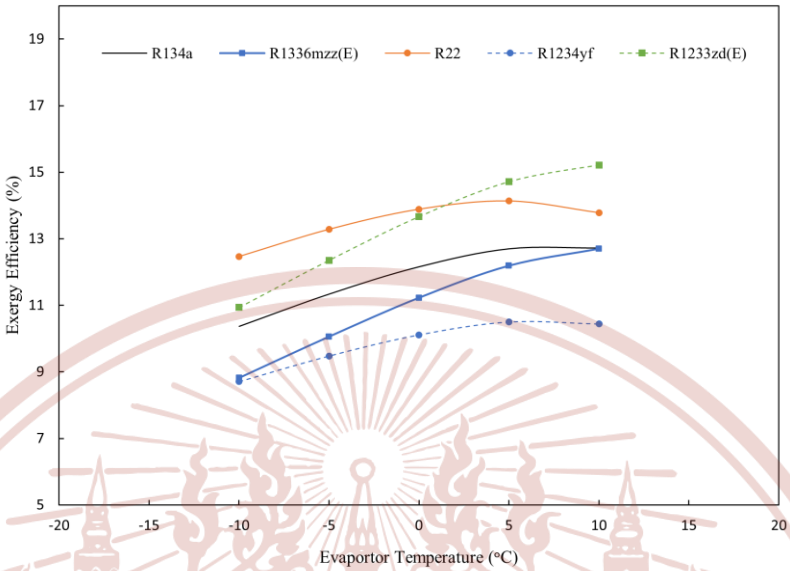


ภาพที่ 4-20 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่อประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-20 พบว่า เมื่ออุณหภูมิเครื่องควบแน่นเพิ่มสูงขึ้น ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของสารทุกชนิดมีแนวโน้มลดลงอย่างต่อเนื่อง เมื่อพิจารณาที่สาร สาร R1233zd(E) มีประสิทธิภาพสูงสุดในช่วงอุณหภูมิ 30 °C ถึง 40 °C ขณะที่สาร R22 ให้ประสิทธิภาพสูงสุดในช่วงอุณหภูมิ 40 °C ขึ้นไปเมื่อเทียบกับสารทำงานทั้งหมดที่ศึกษา

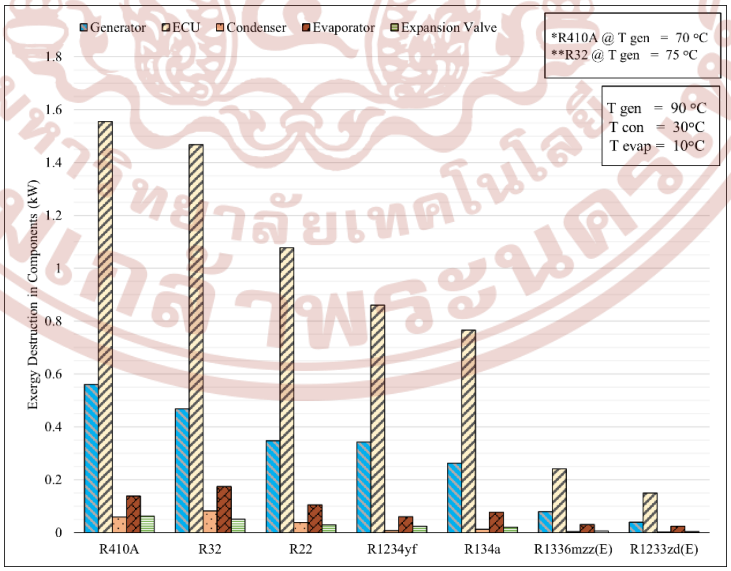
4.3.6 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C ต่อประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-21 พบว่า เมื่ออุณหภูมิเครื่องระเหยเพิ่มสูงขึ้น ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของสารทุกชนิดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาที่สาร สาร R1233zd(E) มีประสิทธิภาพสูงสุดในช่วงอุณหภูมิ 0°C ถึง 10°C ขณะที่สาร R22 ให้ประสิทธิภาพสูงสุดในช่วงอุณหภูมิ -10 °C จนถึง 0 °C เมื่อเทียบกับสารทำงานทั้งหมดที่ศึกษา



ภาพที่ 4-21 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่อประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี

4.3.7 ลักษณะการทำงานของระบบ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C อุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่อการสูญเสียอ็กเซอร์จีที่อุปกรณ์ต่าง ๆ ของระบบ



ภาพที่ 4-22 ลักษณะการทำงานของระบบ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 90 °C อุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่อการสูญเสียอ็กเซอร์จีที่อุปกรณ์ต่าง ๆ ของระบบ

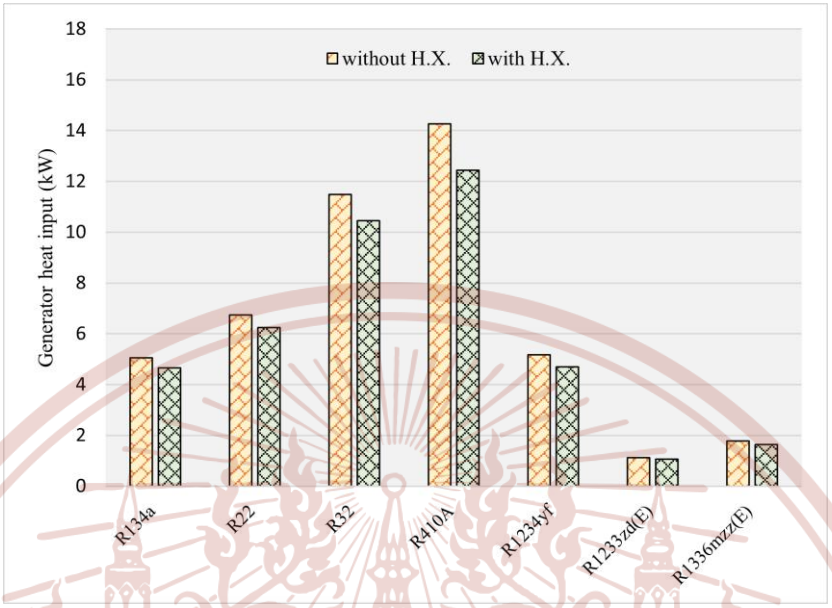
จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-22 พบว่า อุปกรณ์ที่มีการทำลายเอ็กเซอร์จีสูงสุดคือ ECU เนื่องจากมีการสูญเสียในกระบวนขยายตัวและการอัดตัว และเมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็นพบว่า สาร R410A และ R32 มีการทำลายเอ็กเซอร์จีสูงมากเมื่อเทียบกับสารกลุ่มอื่น เนื่องจากสารกลุ่มนี้มีช่วงความดันที่แตกต่างกันมาก ทำให้เกิดการสูญเสียในการอัดและขยายตัวที่มากกว่าสารชนิดอื่น และเมื่อพิจารณาที่สาร R1233zd(E) และ R1336mzz(E) พบว่ามีการสูญเสียต่ำกว่าสารชนิดอื่น ซึ่งเป็นเพราะคุณสมบัติของสารที่มีความดันต่ำ และช่วงความดันที่แตกต่างกันน้อย ทำให้เกิดการสูญเสียในการอัดและขยายตัวที่น้อยกว่าสารชนิดอื่น

4.4 ผลของการอุ่นสารทำงานเบื้องต้นต่อสมรรถนะของระบบ

ในหัวข้อนี้จะพิจารณาผลของกระบวนการอุ่นสารทำงานเบื้องต้นที่มีต่อสมรรถนะของระบบทำความเย็น โดยมีวัตถุประสงค์หลักเพื่อลดภาระการทำความร้อนจากภายนอก และปรับปรุงประสิทธิภาพเชิงอุณหพลศาสตร์กระบวนการนี้จะอาศัยการถ่ายเทความร้อนจาก สารทำงานอุณหภูมิสูงที่ออกมาจากชุดลูกสูบขยายอัด มาแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำงานก่อนเข้าเครื่องกำเนิดไอ การวิเคราะห์จะเปรียบเทียบตัวแปรสำคัญ ได้แก่ อัตราความร้อนป้อนเข้า และสมรรถนะของระบบ ระหว่างระบบที่มีการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กับระบบที่ไม่มีการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใต้สภาวะเดียวกัน

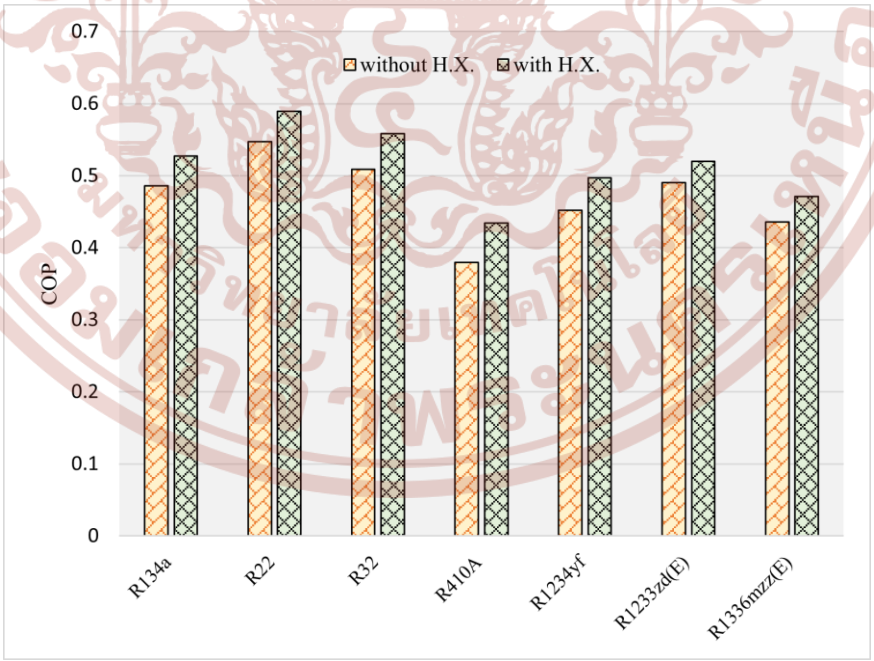
4.4.1 อัตราความร้อนป้อนเข้าเครื่องกำเนิดไอระหว่างกรณี ที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและกรณีที่ไม่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สภาวะเดียวกัน

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-23 พบว่าสารทำงานทุกชนิดมีอัตราความร้อนป้อนเข้า $\dot{Q}_{gen}$ ลดลงอย่างเห็นได้ชัด เมื่อมีการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อพิจารณาแต่ละสารทำความเย็นพบว่า กลุ่มสาร R410A และ R32 เป็นกลุ่มที่เห็นผลการลดลงของ $\dot{Q}_{gen}$ ชัดเจนที่สุด ส่วนกลุ่มสาร R1233zd(E) และ R1336mzz(E) พบว่ามีการลดลงของ $\dot{Q}_{gen}$ ในสัดส่วนที่น้อยเมื่อเทียบกับสารชนิดอื่น



ภาพที่ 4-23 อัตราความร้อนป้อนเข้าเครื่องกำเนิดไอระหว่างกรณี ที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และกรณีที่ไม่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สภาวะเดียวกัน

4.4.2 สมรรถนะของระบบระหว่างกรณี ที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และกรณีที่ไม่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สภาวะเดียวกัน



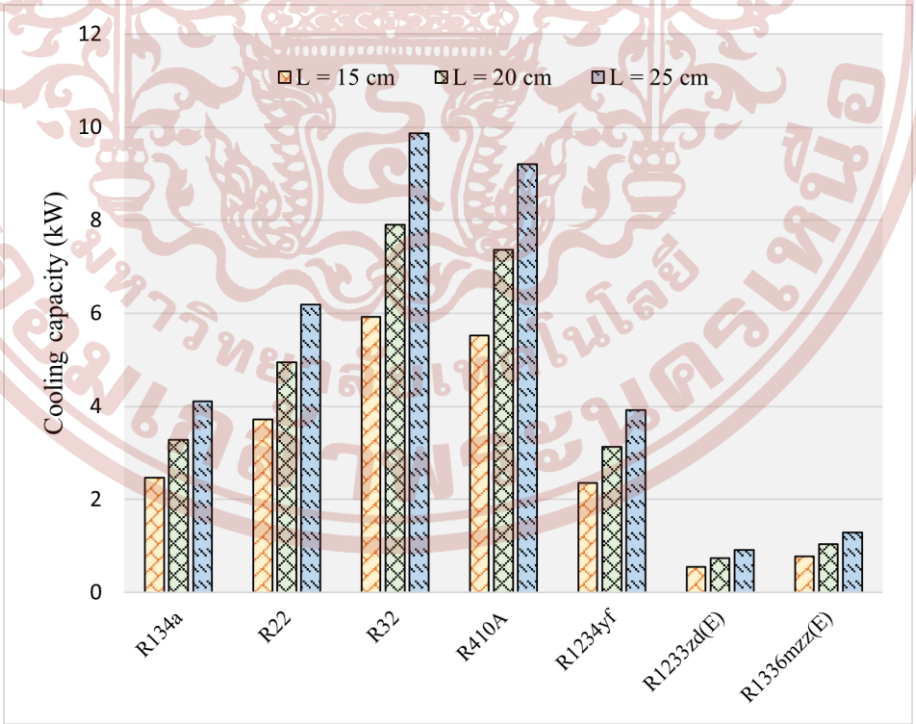
ภาพที่ 4-24 สมรรถนะของระบบระหว่างกรณี ที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และกรณีที่ไม่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สภาวะเดียวกัน

จากการวิเคราะห์ความสัมพันธ์ในภาพที่ 4-24 พบว่าสารทำงานทุกชนิดมีประสิทธิภาพสมรรถนะที่เพิ่มขึ้นอย่างชัดเจน ซึ่งเป็นผลมาจากอัตราความร้อนป้อนเข้า $\dot{Q}_{gen}$ ที่ลดลง เมื่อมีการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ขณะที่ความสามารถในการทำความเย็นเท่าเดิม ส่งผลให้ค่า COP เพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาแต่ละสารทำความเย็นพบว่า สาร R22 ยังคงมีค่า COP สูงที่สุดในกลุ่ม และกลุ่มสาร R32 และ R134a เป็นกลุ่มที่มีสมรรถนะรองลงมา ขณะที่สาร R1233zd(E) สามารถเพิ่มประสิทธิภาพสมรรถนะไปได้ถึงประมาณ 0.52

4.5 ผลของการปรับพารามิเตอร์เชิงกลของลูกสูบต่อสมรรถนะของระบบ

นอกจากปัจจัยด้านอุณหภูมิของและชนิดของสารทำงานแล้ว พารามิเตอร์เชิงกลของชุดลูกสูบในหน่วยขยายตัวและอัดไอ ถือเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลโดยต่ออัตราความร้อนป้อนเข้า และความสามารถในการทำความเย็นของระบบ พารามิเตอร์เชิงกลเหล่านี้ประกอบด้วย พื้นที่หน้าตัดของลูกสูบ ระยะช่วงชัก และจำนวนรอบการทำงาน การวิเคราะห์ในหัวข้อนี้มุ่งเน้นไปที่การศึกษาว่าการเปลี่ยนแปลงลักษณะทางกายภาพของชุดลูกสูบว่ามีผลอย่างไร ต่อสมรรถนะของระบบ

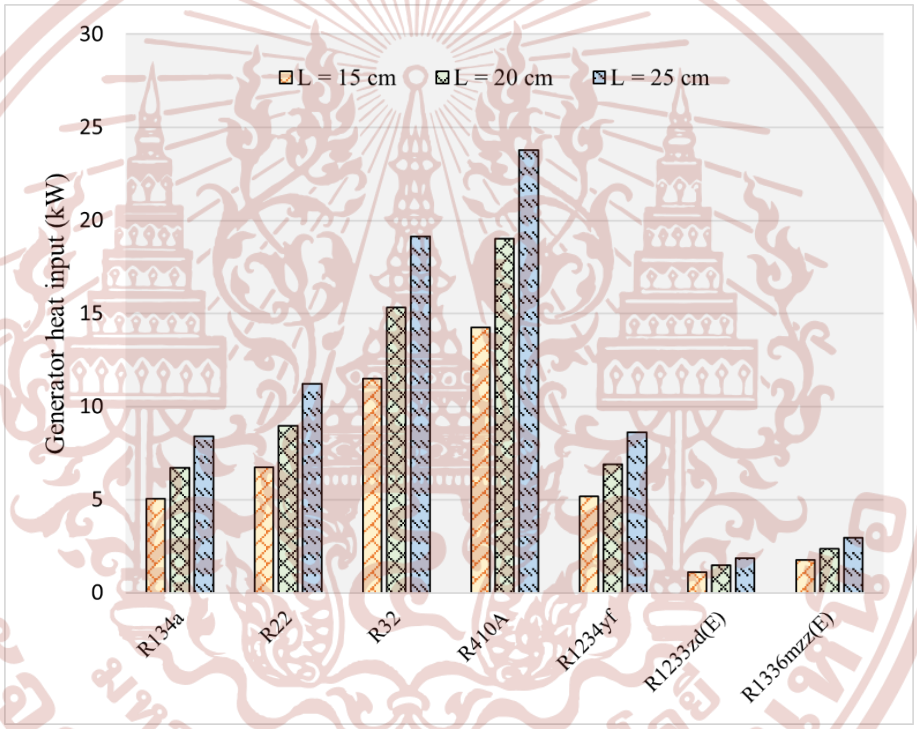
4.5.1 ผลการปรับช่วงชักของชุดลูกสูบ ต่อขีดความสมารถในการทำความเย็นของระบบ



ภาพที่ 4-25 ผลการปรับระยะช่วงชักของชุดลูกสูบ ต่อขีดความสมารถในการทำความเย็นของระบบ

จากการศึกษาผลของพารามิเตอร์เชิงกล โดยการปรับระยะช่วงชักของชุดลูกสูบพบว่าระยะช่วงชักส่งผลโดยตรงต่อขีดความสามารถในการทำความเย็นของระบบ โดยเมื่อระยะช่วงชักเพิ่มขึ้นจาก 15 cm เป็น 25 cm สารทำงานทุกชนิดมี อัตราการทำความเย็น $\dot{Q}_{evap}$ เพิ่มขึ้น เนื่องจากปริมาตรกวาดที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเพิ่มเย็นสูงขึ้น จึงส่งผลต่ออัตราการทำความเย็น ดังภาพที่ 4-25

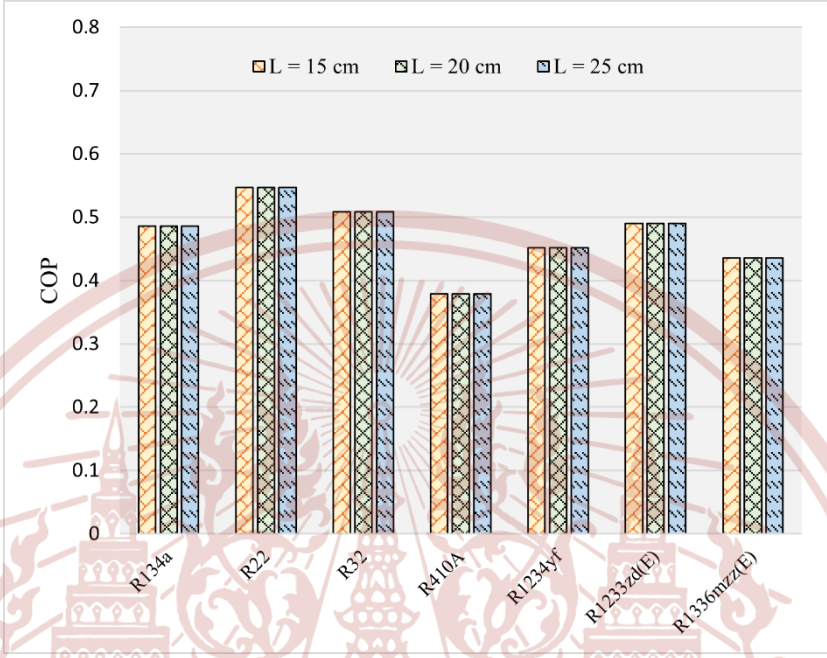
4.5.2 ผลการปรับช่วงชักของชุดลูกสูบ ต่ออัตราความร้อนป้อนเข้าเครื่องกำเนิดไอ



ภาพที่ 4-26 ผลการปรับระยะช่วงชักของชุดลูกสูบ ต่ออัตราความร้อนป้อนเข้าเครื่องกำเนิดไอ

จากการศึกษาผลของพารามิเตอร์เชิงกล โดยการปรับระยะช่วงชักของชุดลูกสูบพบว่าระยะช่วงชักส่งผลโดยตรงต่ออัตราความร้อนป้อนเข้าเครื่องกำเนิดไอ โดยเมื่อระยะช่วงชักเพิ่มขึ้นจาก 15 cm เป็น 25 cm สารทำงานทุกชนิดมี อัตราความร้อน $\dot{Q}_{gen}$ เพิ่มขึ้น เนื่องจากปริมาตรกวาดที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้ระบบต้องการความร้อนป้อนเข้าที่เครื่องกำเนิดไอมากขึ้นเพื่อให้สารทำงานเปลี่ยนสถานะเป็นไอในอัตราที่สมดุลกับอัตราการไหลเพิ่มขึ้น ดังภาพที่ 4-26

4.5.3 ผลการปรับช่วงชักของชุดลูกสูบ ต่อประสิทธิภาพสมรรถนะของระบบ

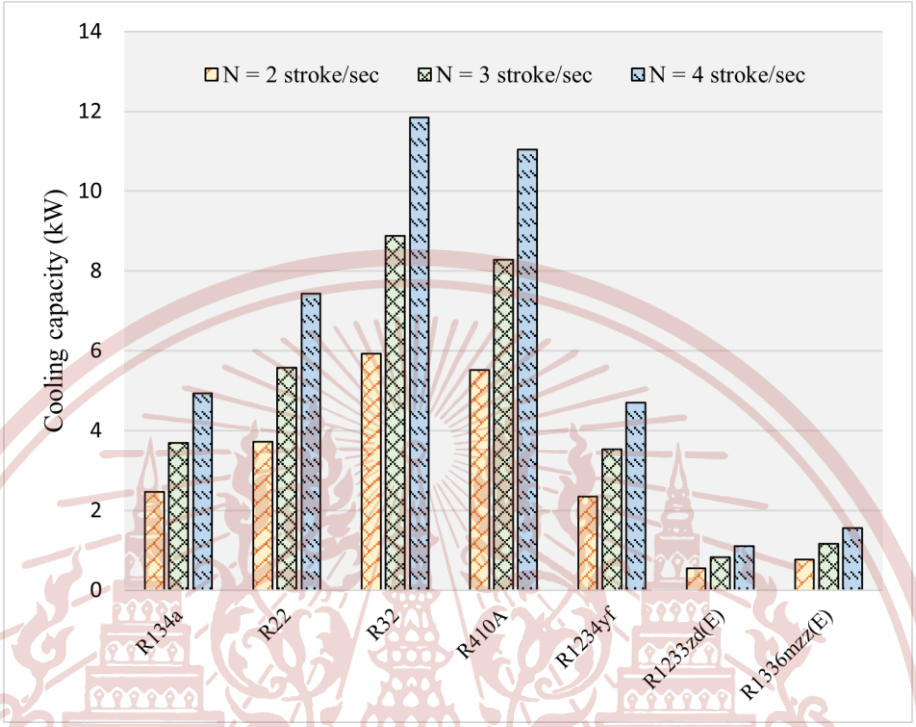


ภาพที่ 4-27 ผลการปรับช่วงชักของชุดลูกสูบ ต่อประสิทธิภาพสมรรถนะของระบบ

จากการศึกษาผลของพารามิเตอร์เชิงกล โดยการปรับระยะช่วงชักของชุดลูกสูบพบว่า ระยะช่วงชักส่งผลโดยตรงต่ออัตราความร้อนป้อนเข้าเครื่องกำเนิดไอ และขีดความสามารถในการทำความเย็นของระบบ โดยเมื่อระยะช่วงชักเพิ่มขึ้นจาก 15 cm เป็น 25 cm สารทำงานทุกชนิดมีอัตราความร้อน $\dot{Q}_{gen}$ เพิ่มขึ้น และอัตราการทำความเย็น $\dot{Q}_{evap}$ เพิ่มขึ้น ในสัดส่วนที่เท่ากันจึงส่งผลให้ประสิทธิภาพสมรรถนะของระบบคงที่ ดังภาพที่ 4-27

4.5.4 ผลการปรับจำนวนรอบการทำงานของชุดลูกสูบ ต่อขีดความสามารถในการทำความเย็นของระบบ

จากการศึกษาผลของพารามิเตอร์เชิงกล โดยการปรับจำนวนรอบการทำงานของชุดลูกสูบพบว่า จำนวนรอบการทำงานส่งผลโดยตรงต่อขีดความสามารถในการทำความเย็นของระบบ โดยเมื่อจำนวนรอบการทำงานเพิ่มขึ้นจาก 2 stroke/sec เป็น 4 stroke/sec สารทำงานทุกชนิดมี อัตราการทำความเย็น $\dot{Q}_{evap}$ เพิ่มขึ้น เนื่องจากปริมาตรกวาดที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเพิ่มเย็นสูงขึ้น จึงส่งผลต่ออัตราการทำความเย็น ดังภาพที่ 4-28

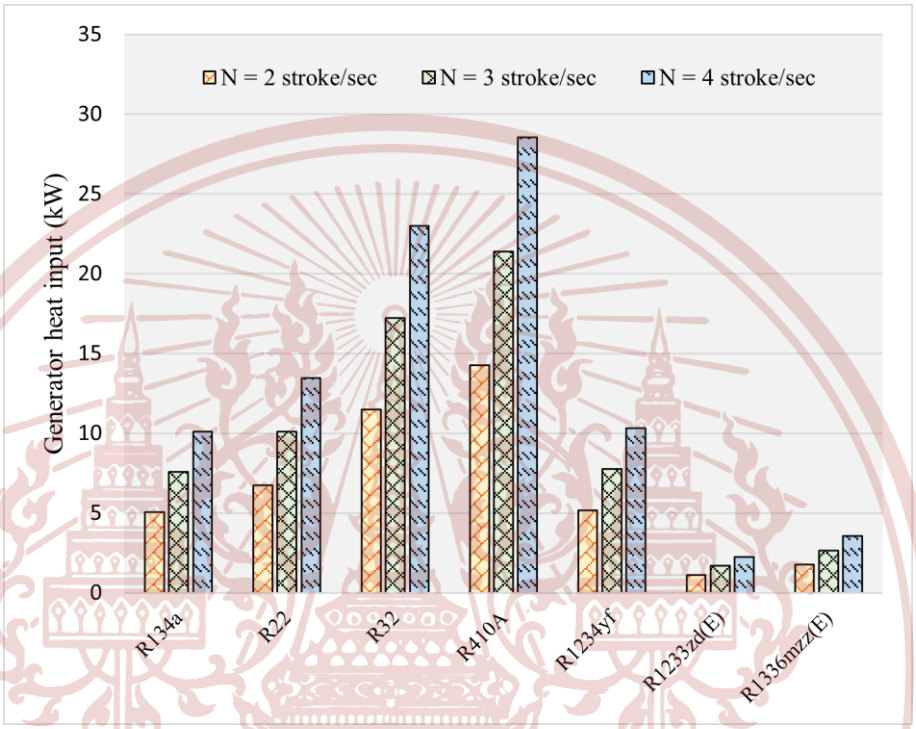


ภาพที่ 4-28 ผลการปรับจำนวนรอบการทำงานของชุดลูกสูบ ต่อขีดความสามารถในการทำความเย็นของระบบ

4.5.5 ผลการปรับจำนวนรอบการทำงานของชุดลูกสูบ ต่ออัตราความร้อนป้อนเข้าที่เครื่องกำเนิดไอ

จากการศึกษาผลของพารามิเตอร์เชิงกล โดยการปรับจำนวนรอบการทำงานของชุดลูกสูบพบว่า จำนวนรอบการทำงานส่งผลโดยตรงต่ออัตราความร้อนป้อนเข้าเครื่องกำเนิดไอ โดยเมื่อจำนวนรอบการทำงานเพิ่มขึ้นจาก 2 stroke/sec เป็น 4 stroke/sec สารทำงานทุกชนิดมีอัตราความร้อน $\dot{Q}_{gen}$ เพิ่มขึ้น เนื่องจากปริมาตรกวาดที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้ระบบ

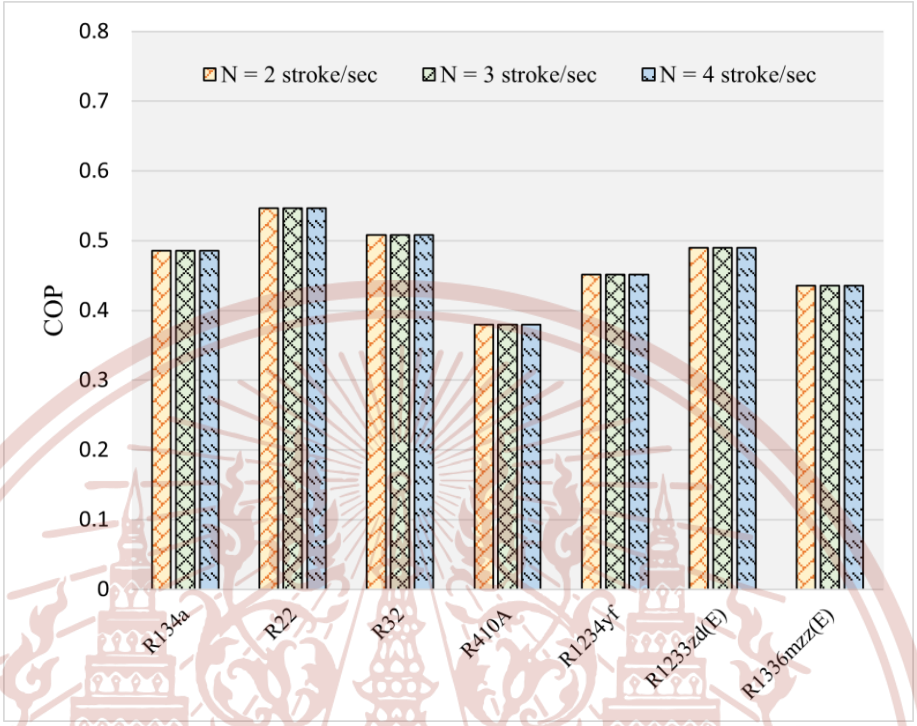
ต้องการความร้อนป้อนเข้าที่เครื่องกำเนิดไอมากขึ้นเพื่อให้สารทำงานเปลี่ยนสถานะเป็นไอในอัตราที่สมดุลกับอัตราการไหลเพิ่มขึ้น ดังภาพที่ 4-29



ภาพที่ 4-29 ผลการปรับจำนวนรอบการทำงานของชุดลูกสูบ ต่ออัตราความร้อนป้อนเข้าเครื่องกำเนิดไอ

4.5.6 ผลการปรับจำนวนรอบการทำงานของชุดลูกสูบ ต่อประสิทธิภาพสมรรถนะของระบบ

โดยการปรับจำนวนรอบการทำงานของชุดลูกสูบพบว่า จำนวนรอบการทำงานส่งผลโดยตรงต่ออัตราความร้อนป้อนเข้าเครื่องกำเนิดไอ และขีดความสามารถในการทำความเย็นของระบบ โดยเมื่อจำนวนรอบการทำงานเพิ่มขึ้นจาก 2 stroke/sec เป็น 4 stroke/sec สารทำงานทุกชนิดมี อัตราความร้อน $\dot{Q}_{gen}$ เพิ่มขึ้น และอัตราการทำความเย็น $\dot{Q}_{evap}$ เพิ่มขึ้น ในสัดส่วนที่เท่ากันจึงส่งผลให้ประสิทธิภาพสมรรถนะของระบบคงที่ ดังภาพที่ 4-30



ภาพที่ 4-30 ผลการปรับจำนวนรอบการทำงานของชุดลูกสูบ ต่อประสิทธิภาพสมรรถนะของระบบ

4.6 การวิเคราะห์สมรรถนะของสารทำความเย็นแยกตามกลุ่มความดัน

4.6.1 กลุ่มสารทำงานแรงดันสูง (R410A และ R32)

R410A ให้ COP ที่ 0.38 และมี Exergy Destruction ที่ ECU สูงที่สุดในบรรดาสารทั้งหมดที่ 1.55 kW เนื่องจาก Pressure Ratio ที่สูงมากทำให้กระบวนการอัดและขยายตัวมีความไม่อุดมคติสูง นอกจากนี้ยังมี Exergy Destruction ที่ Generator สูงถึง 0.56 kW เนื่องจากช่องว่างอุณหภูมิระหว่างแหล่งความร้อนกับสารทำงานกว้างกว่าสารกลุ่มอื่น ส่งผลให้ Exergy Efficiency โดยรวมต่ำที่สุดในสภาวะนี้ แม้ COP ที่ได้จะอยู่ในระดับที่ยอมรับได้แต่ระบบต้องแลกมาด้วยการสูญเสียคุณภาพพลังงานที่สูงมาก

R32 ให้ COP ที่ 0.51 ซึ่งสูงกว่า R410A เล็กน้อย และมี Exergy Destruction ที่ ECU ที่ 1.25 kW ซึ่งต่ำกว่า R410A แต่ยังสูงกว่าสารกลุ่มอื่นอย่างมีนัยสำคัญ

ข้อแลกเปลี่ยนที่สำคัญของสารกลุ่มนี้ในสภาวะนี้คือแม้ COP จะอยู่ในระดับที่ยอมรับได้ แต่ Exergy Destruction ที่สูงมากหมายความว่าระบบสูญเสียคุณภาพพลังงานไปโดยเปล่าประโยชน์มากกว่าสารกลุ่มอื่นถึง 50% ขึ้นไป ทำให้ศักยภาพในการพัฒนาและปรับปรุงระบบในอนาคตมีน้อยกว่าสารกลุ่มอื่น นอกจากนี้ขีดจำกัดการทำงานของ R410A ยังทำงานได้อย่างจำกัดเนื่องจาก อุณหภูมิวิกฤตของสารทำงานต่ำกว่าสารกลุ่มอื่น

4.6.2 กลุ่มสารแรงดันปานกลาง (R22, R134a และ R1234yf)

R22 ให้ COP สูงสุดในกลุ่มที่ 0.551 และมี Exergy Efficiency สูงสุดที่ 21.00% เนื่องจากคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ที่สมดุลระหว่างความดันไอและความร้อนแฝงทำให้ Force Balance ของลูกสูบมีประสิทธิภาพสูงสุดในสภาวะนี้ Exergy Destruction ที่ ECU อยู่ที่ 0.73 kW ซึ่งต่ำกว่าสารแรงดันสูงอย่างมีนัยสำคัญ แสดงให้เห็นว่าคุณสมบัติของ R22 เข้ากันได้ดีกับระบบ Free Piston ที่อุณหภูมินี้ อย่างไรก็ตาม ODP และ GWP ที่สูงทำให้ไม่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมและถูกจำกัดการใช้งาน

R134a ให้ COP ที่ 0.488 ซึ่งต่ำกว่า R22 แต่มีเสถียรภาพสูง Exergy Destruction ที่ ECU อยู่ที่ 0.53 kW และ Exergy Efficiency อยู่ที่ 18.91% แสดงว่าในสภาวะนี้ R134a ใช้คุณภาพพลังงานได้ดีกว่าสารแรงดันสูงแต่ยังด้อยกว่า R22 และ R1233zd(E)

R1234yf ให้ COP ที่ 0.456 ซึ่งต่ำที่สุดในกลุ่มนี้ที่สภาวะนี้ แม้ GWP จะต่ำเพียง 4 แต่สมรรถนะที่ได้ยังไม่เพียงพอเมื่อเทียบกับสารอื่นในกลุ่มเดียวกัน และเมื่ออุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ หรืออุณหภูมิเครื่องควบแน่นสูงขึ้น COP จะตกลงชันกว่าสารอื่นทุกชนิด

4.6.3 กลุ่มสารแรงดันต่ำ (R1233zd(E) และ R1336mzz(E))

R1233zd(E) ให้ COP ที่ 0.490 ซึ่งสูงกว่า R134a และ R1234yf ในสภาวะนี้ และที่โดดเด่นที่สุดคือ Exergy Destruction ที่ ECU ต่ำที่สุดในบรรดาสารทั้งหมดที่เพียง 0.11 kW ต่ำกว่า R410A ถึง 14 เท่า และ Exergy Efficiency อยู่ที่ 19.5% ซึ่งสูงกว่า R22 เล็กน้อยในสภาวะนี้ แสดงให้เห็นว่า R1233zd(E) ใช้คุณภาพพลังงานได้ดีที่สุดในบรรดาสารทั้งหมดที่ศึกษา ข้อแลกเปลี่ยนที่ต้องยอมรับคือ Pressure Ratio ที่ต่ำทำให้ต้องการ AR สูงกว่าสารกลุ่มอื่น หมายความว่าลูกสูบฝั่ง Compressor ต้องมีขนาดใหญ่กว่า ซึ่งอาจส่งผลต่อขนาดและต้นทุนการผลิตเครื่องจักร อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาทั้ง COP Exergy Efficiency GWP ≈ 1 และ ODP ≈ 0 R1233zd(E) คือสารที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการใช้งานจริง

R1336mzz(E) ให้ COP ต่ำที่สุดในบรรดาสารทั้งหมดที่ 0.436 และ Exergy Efficiency ที่ 17.4% ในสภาวะนี้ แม้จะมี GWP ≈ 2 ซึ่งเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมแต่สมรรถนะที่ได้ไม่โดดเด่นเพียงพอเมื่อเทียบกับ R1233zd(E) ในสภาวะเดียวกัน เหมาะกับแอปพลิเคชันที่ให้ความสำคัญกับ GWP ต่ำที่สุดและยอมรับสมรรถนะที่ลดลงได้

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัย และข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

จากการศึกษาและวิเคราะห์สมรรถนะทางอุณหพลศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบผสมที่เชื่อมต่อกันด้วยชุดประกอบลูกสูบอิสระ (Free-Piston Expander-Compressor Unit) โดยใช้พลังงานความร้อนทิ้ง กับสารทำงานชนิดต่าง ๆ สามารถสรุปผลการวิจัยได้ดังนี้

5.1.1 ผลกระทบของพารามิเตอร์สภาวะการทำงาน

5.1.1.1 ผลของอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ (T_{gen})

จากการศึกษาพบว่าอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอเป็นปัจจัยสำคัญที่กำหนดปริมาณความร้อนป้อนเข้า และระดับพลังงานของสารทำความเย็นก่อนเข้าสู่ชุดลูกสูบ โดยเมื่ออุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอเพิ่มเพิ่มขึ้น จะส่งผลให้อัตราการทำลายเอ็กเซอร์จีในระบบเพิ่มสูงขึ้นอย่างชัดเจน อย่างไรก็ตามการทำงานที่อุณหภูมิสูงขึ้นส่งผลดีต่อศักยภาพในการขับเคลื่อนชุดลูกสูบ แต่ต้องแลกมาด้วยอัตราการใช้พลังงานความร้อนที่เพิ่มขึ้นตามลำดับ

5.1.1.2 ผลของอุณหภูมิเครื่องควบแน่น (T_{con})

อุณหภูมิเครื่องควบแน่นเป็นพารามิเตอร์ที่ส่งผลโดยตรงต่อสมรรถนะของระบบ โดยเมื่ออุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของสารทำงานทุกชนิดมีแนวโน้มลดลงเป็นเส้นโค้ง สาเหตุเนื่องจากความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของสารทำงาน และตัวกลางระบายความร้อนที่เพิ่มขึ้น ส่งผลให้เกิดความไม่ผันกลับในเครื่องควบแน่นมากขึ้น และการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิ ส่งผลให้ความดันฝั่งคอมเพรสเซอร์สูงขึ้น ทำให้ชุดลูกสูบต้องทำงานหนักขึ้นเพื่อเอาชนะความดันคอมเพรสเซอร์ ทำให้ประสิทธิภาพรวมของระบบลดลงอย่างมีนัยสำคัญ

5.1.1.3 ผลของอุณหภูมิเครื่องระเหย (T_{evap})

การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิเครื่องระเหยส่งผลเชิงบวกต่อสมรรถนะของระบบ โดยทำให้ค่า COP และประสิทธิภาพเชิงเอ็กเซอร์จีมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เนื่องจากการทำงานที่ T_{evap} สูงขึ้นจะช่วยลดความต่างของความดันระหว่างฝั่งขยายตัวและฝั่งอัดไอ ทำให้ชุดลูกสูบทำงานได้ง่ายขึ้น และมีการทำลายเอ็กเซอร์จีในกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เครื่องระเหยลดลง

5.1.2 การวิเคราะห์สมรรถนะของสารทำความเย็น

จากการเปรียบเทียบสารทำงานทั้งหมด 7 ชนิด R134a, R22, R32, R410A, R1234yf, R1233zd(E) และ R1336mzz(E) สามารถสรุปประเด็นสำคัญได้ดังนี้

5.1.2.1 ด้านสมรรถนะของระบบ

ภายใต้สภาวะที่กำหนดสาร R22 ยังคงเป็นสารที่ให้ค่า COP สูงที่สุดในภาพรวม แต่เมื่อพิจารณาถึงข้อกำหนดด้านสิ่งแวดล้อม สาร R1233zd(E) ถือเป็นทางเลือกที่มีศักยภาพสูง

5.1.2.2 ด้านประสิทธิภาพอ็กเซอร์จี

ภายใต้สภาวะที่กำหนดสาร R1233zd(E) มีความโดดเด่นอยากมาก โดยในสภาวะการทำงานที่ให้ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีสูงสุดอยู่ที่ ประมาณ 22.2 % ขณะที่สาร R22 ให้ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีที่ประมาณ 24.3 % ในสภาวะเดียวกัน เนื่องจากคุณสมบัติทางกายภาพที่ทำให้เกิดความสูญเสียในกระบวนการเปลี่ยนสถานะและการไหลภายในระบบน้อยกว่าสารแรงดันสูง

5.1.2.3 ด้านการทำลายอ็กเซอร์จี

ภายใต้สภาวะที่กำหนดสาร R410 และ R32 มีการทำลายเอ็กเซอร์จีในอุปกรณ์ต่าง ๆ สูงที่สุด โดยเฉพาะในชุดลูกสูบ และเครื่องกำเนิดไอ ในขณะที่สาร R1233zd(E) และ R1336mzz(E) ช่วยลดความไม่ผันกลับของระบบได้มากกว่า 50 % เมื่อเปรียบเทียบกับสารแรงดันสูงที่สภาวะเดียวกัน

5.1.3 การวิเคราะห์การทำลายเอ็กเซอร์จีรายอุปกรณ์

จากการวิเคราะห์พบว่า ความสูญเสียในอุปกรณ์ต่าง ๆ มีความแตกต่างกันอย่างชัดเจน โดยชุดลูกสูบขยายอัดเป็นจุดที่สำคัญสุด ซึ่งมีการทำลายอ็กเซอร์จีสูงสุดในระบบความสูญเสียนี้เกิดจากความไม่อุดมคติในกระบวนการอัดและขยายตัว รวมถึงแรงเสียดทานในลูกสูบ ขณะที่เครื่องกำเนิดไอป็นจุดที่มีความสูญเสียรองลงมา เกิดจากผลต่างระหว่างอุณหภูมิแหล่งความร้อนทิ้ง และสารทำงาน สารที่มีจุดเดือดต่ำและแรงดันสูงจะมีการทำลายเอ็กเซอร์จีในจุดนี้มากกว่าสารกลุ่มอื่น แสดงให้เห็นว่าการปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบควรให้ความสำคัญกับการออกแบบชุดลูกสูบ และกระบวนการรับความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอเป็นหลัก

5.1.4 ผลของการอุ่นสารทำงานเบื้องต้น

จากการวิเคราะห์เปรียบเทียบระบบที่ไม่มีการติดตั้งตัวแลกเปลี่ยนความร้อน และระบบที่มีการติดตั้งตัวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเพื่ออุ่นสารทำงานเบื้องต้น สรุปผลได้ดังนี้

5.1.4.1 การลดภาระความร้อนป้อนเข้า

การให้ความร้อนซ้ำจะช่วยลดอัตราความร้อนที่ต้องป้อนเข้าเครื่องกำเนิดไอได้ เนื่องจากสารทำงานได้รับพลังงานความร้อนก่อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ

5.1.4.2 การเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะ

การที่อัตราความร้อนป้อนเข้าลดลงในขณะความสามารถในการทำความเย็นคงที่ ทำให้ค่า COP เพิ่มขึ้นอย่างชัดเจนในสารทำงานทุกชนิด

5.1.5 ผลของการปรับพารามิเตอร์เชิงกล

ระยะช่วงชัก และ จำนวนรอบ ส่งผลเชิงบวกต่อขีดความสามารถในการทำความเย็นโดย เมื่อเพิ่มระยะช่วงชัก หรือจำนวนรอบ พบว่าความสามารถในการทำความเย็นเพิ่มขึ้น แต่ในขณะเดียวกันก็จำเป็นต้องใช้ความร้อนป้อนเข้าที่เครื่องกำเนิดไอเพิ่มขึ้นในสัดส่วนที่เท่า ๆ กันด้วย ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ COP คงที่

ตารางที่ 5-1 ขีดความสามารถของสารทำความเย็นในสภาวะการทดลองที่กำหนด

สารทำความเย็น	T_{cri} (°C)	P_{cri} (°C)	จุดเดือด (°C)	ช่วง (AR) ที่เหมาะสม	COP สูงสุด	Efficiency exergy	ODP	GWP
R410A	72.5	4.95	-48.5	0.5-3.5	0.44	20.5 %	0	2088
R32	78.1	5.78	-51.7	0.5-4.2	0.51	21.3 %	0	675
R1234yf	94.7	3.38	-29.5	0.5-6.6	0.45	17.4 %	0	~4
R22	96.1	4.99	-40.8	0.5-6.3	0.55	19.3 %	0.055	1810
R134a	101.1	4.06	-26.1	0.5-6.9	0.49	17.4 %	0	1430
R1233zd(E)	165.6	3.62	18.3	0.6-8.3	0.52	15.2 %	~0.0003	~1
R1336mzz(E)	171.3	2.90	33.4	0.6-8.1	0.44	14.8 %	0	~2

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 การปรับแต่งเชิงกลในชุดลูกสูบ ควรมีการศึกษาความเสียดทาน และการรั่วไหลระหว่างชุดลูกสูบขยายอัด เนื่องจากเป็นจุดที่สำคัญและมีการทำลายเอ็กเซอร์จีในระบบสูง

5.2.2 ควรมีการพัฒนาชุดทดลองต้นแบบเพื่อยืนยันผลการจำลองการทำงานของระบบที่สภาวะต่าง ๆ เพื่อเป็นแนวทางในการนำไปสร้างระบบจริง

พระจอมเกล้าพระนครเหนือ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยี

บรรณานุกรม

ภาษาไทย

คู่มือผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (โรงงาน) พ.ศ.2561. (2561). การอนุรักษ์พลังงานโดยการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่. [สืบค้นวันที่ 10 กุมพาพันธ์ 2568]. จากhttps://image.makewebeasy.net/makeweb/0/mqk9PemK3/Document/Part_3_Chapter_4_ปี_2561.pdf

บริษัท ออแกนนิค เวลท์ (ประเทศไทย) จำกัด. (2567). สารทำความเย็น-refrigerant. [สืบค้นวันที่ 10 กุมพาพันธ์ 2568]. จาก https://www.organic-wealth.com/post/สารทำความเย็น-refrigerant

ภาษาอังกฤษ

Amit Jomde, et al. (2018). “Modeling and measurement of a moving coil oil-free linear compressor performance for refrigeration application using R134aModélisation et mesures de la performance d’un compresseur linéaire à serpentin mobile non lubrifié pour des applications frigorifiqu.” International Journal of Refrigeration. doi:https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.01.002

Aphornratana, S., and Sriveerakul, T. (2010). “Analysis of a combined Rankine–vapour–compression refrigeration cycle.” Energy Conversion and Management. 2557-2564. doi:https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.04.016

Armando Fontalvo, et al. (2013). “Exergy analysis of a combined power and cooling cycle.” Applied Thermal Engineering. 164-171. doi:https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.06.034

Aryanfar, Y., et al. (2022). “exergy and economic analysis of combined solar ORC-VCC power plant.” International Journal of Low-Carbon Technologies. 196–205. Energy. doi:https://doi.org/10.1093/ijlct/ctab099

A. Vidal, et al. (2006). “Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method.” Energy. 3401-3414. doi:https://doi.org/10.1016/j.energy.2006.03.001

B. Saleh. (2018). “Energy and exergy analysis of an integrated organic Rankine cycle-vapor compression refrigeration system.” Applied Thermal Engineering. 697-710. doi:https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.06.018

Fabian Dawo, et al. (2021). “R1224yd(Z), R1233zd(E) and R1336mzz(Z) as replacements for R245fa: Experimental performance, interaction with lubricants and environmental impact.” Applied Energy. doi:https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.116661

Giovanni A. Longo, et al. (2020). “Assessment of the low-GWP refrigerants R600a, R1234ze(Z) and R1233zd(E) for heat pump and organic Rankine cycle applications.” Applied Thermal Engineering. doi:https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114804

Hailei Wang, Richard Peterson, and Tom Herron. (2011). “Design study of configurations on system COP for a combined ORC (organic Rankine cycle) and VCC (vapor compression cycle).” Energy. 4809-4820. doi:https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.05.015

Hyun Kim, et al. (2009). “An experimental and numerical study on dynamic characteristic of linear compressor in refrigeration systemEtude expérimentale et numérique sur les caractéristiques dynamiques d’un compresseur linéaire dans un système frigorifique.” International Journal of Refrigeration. 1536-1543. doi:https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.05.002

Karellas, S., & Braimakis, K. (2016). “Energy–exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeneration ORC–VCC hybrid system utilizing biomass fuel and solar power.” Energy Conversion and Management. 103-113. doi:https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.06.080

Mohammad Bahrami, Fathollah Pourfayaz, and Alibakhsh Kasaeian. (2022). “Low global warming potential (GWP) working fluids (WFs) for Organic Rankine Cycle (ORC) applications.” Energy Reports. 2976-2988. doi:https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.01.222

P. J. Mago, et al. (2008). “An examination of exergy destruction in organic Rankine cycles.” International Journal of Energy Research. 926-938. doi:https://doi.org/10.1002/er.1406

Sebastian Eyerer, et al. (2019). “Experimental investigation of modern ORC working fluids R1224yd(Z) and R1233zd(E) as replacements for R245fa.” Applied Energy. 946-963. doi:https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.02.086

Sebastian Eyerer, et al. (2016). “Experimental study of an ORC (Organic Rankine Cycle) and analysis of R1233zd-E as a drop-in replacement for R245fa for low temperature heat utilization.” Energy. 660-671. doi:https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.03.034

S.M. Sadrameli, and D.Y. Goswami. (2007). “Optimum operating conditions for a combined power and cooling thermodynamic cycle.” Applied Energy. 254-265. doi:https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2006.08.003

Suchocki, T. (2025). “Introduction to ORC–VCC Systems: A Review.” Energies. 80-231. doi:https://doi.org/10.3390/en18010171

Tian, Y., et al. (2017). “Experimental study on free piston linear generator (FPLG) used for waste heat recovery of vehicle engine.” Applied Thermal Engineering. 184-193. doi:https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.031

Toujani, N., et al. (2020). “The Impact of Operating Parameters on the Performance of a New ORC–VCC Combination for Cogeneration.” Thermal Engineering. 660–672. doi:https://doi.org/10.1134/S0040601520090086

Weiwu Ma, et al. (2017). “Second-law-based analysis of vapor-compression refrigeration cycles: Analytical equations for COP and new insights into features of refrigerants.” Energy Conversion and Management. 426-434. doi:https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.017

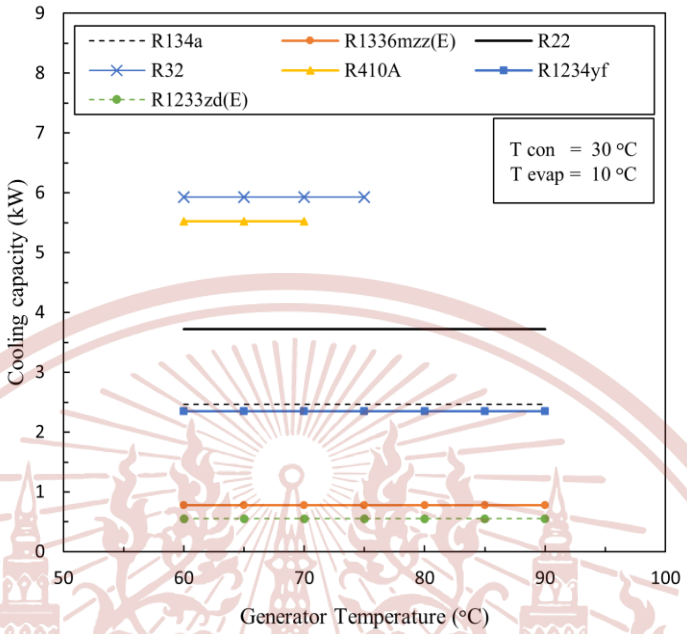
Yaodong Wang, Lin Chen, Boru Jia, and Anthony Paul Roskilly. (2017). “Experimental study of the operation characteristics of an air-driven free-piston linear expander.” Applied Energy. 93-99. doi:https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.03.032

Yiping Dai, Jiangfeng Wang, and Lin Gao. (2009). “Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle.” Applied Thermal Engineering. 1983-1990. doi:https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.09.016

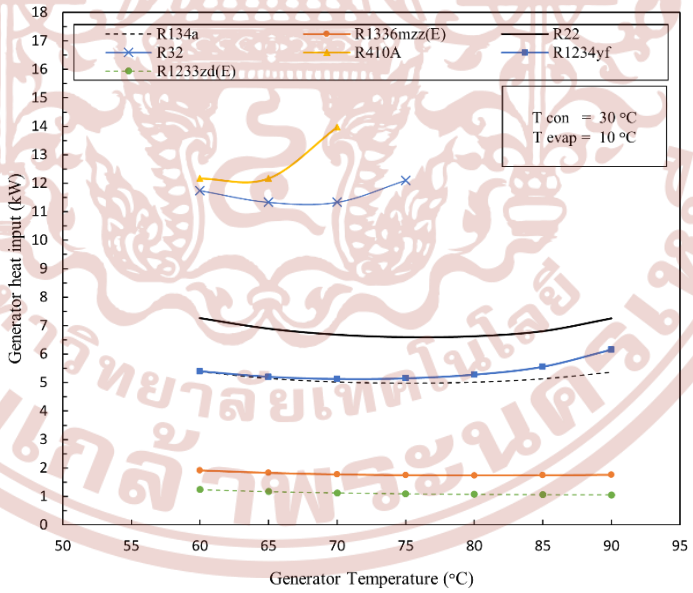
Zhenhong Ye, et al. (2020). “Thermo-economic and environmental analysis of various low-GWP refrigerants in Organic Rankine cycle system.” Energy. doi:https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117344

ภาคผนวก ก

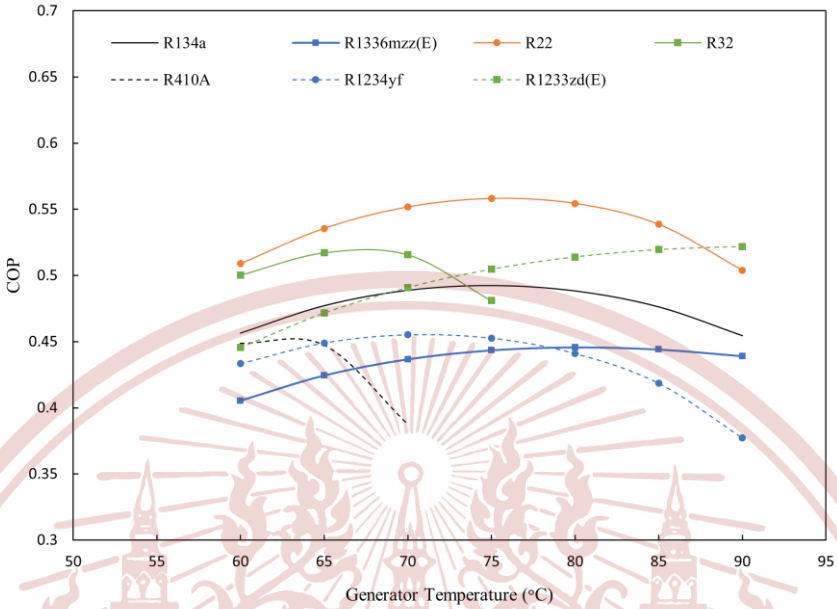
ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยกำหนดสภาวะการทำงานที่ อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ 90 ^{O}C อุณหภูมิเครื่องควบแน่น 30 ^{O}C และอุณหภูมิเครื่องระเหย 10 ^{O}C



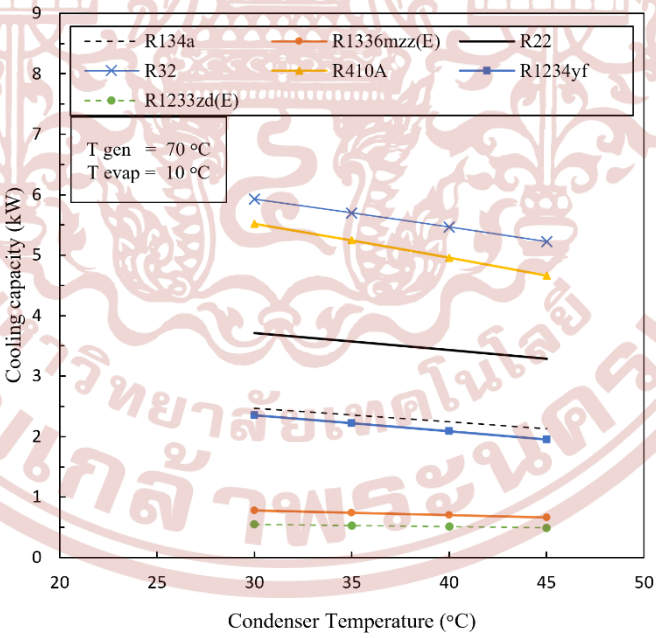
ภาพที่ ก-1 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย



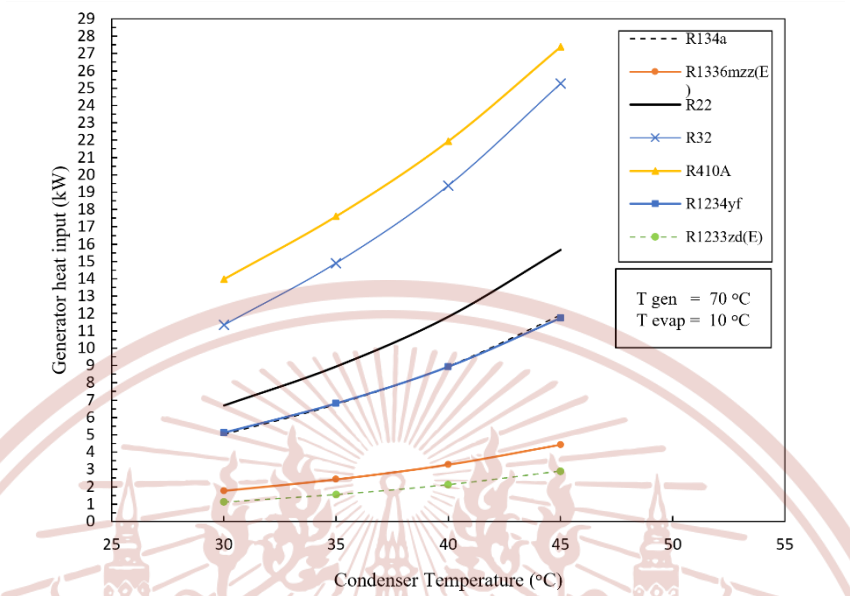
ภาพที่ ก-2 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ



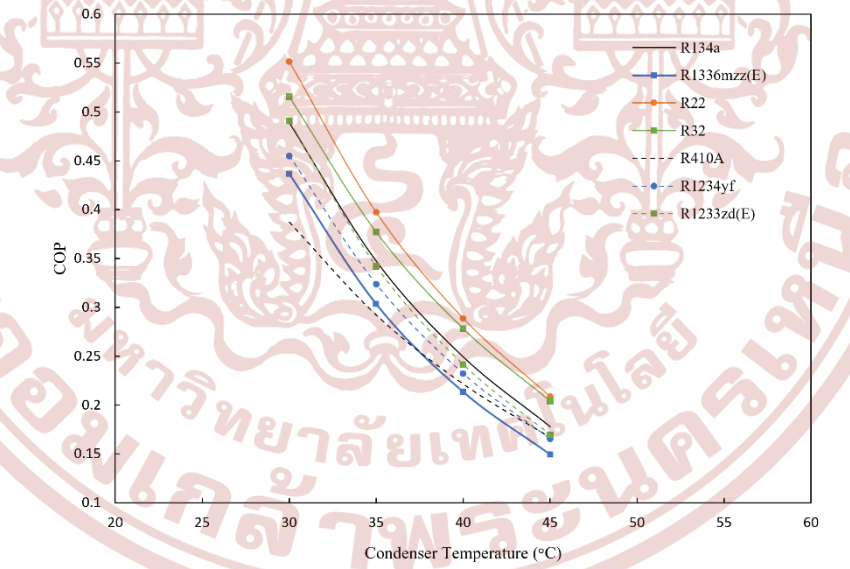
ภาพที่ ก-3 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่อสมรรถนะของระบบ



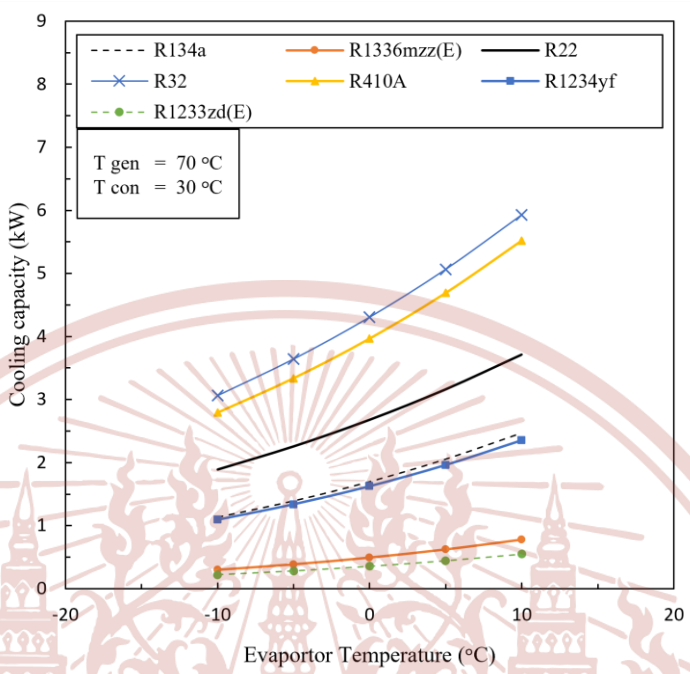
ภาพที่ ก-4 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย



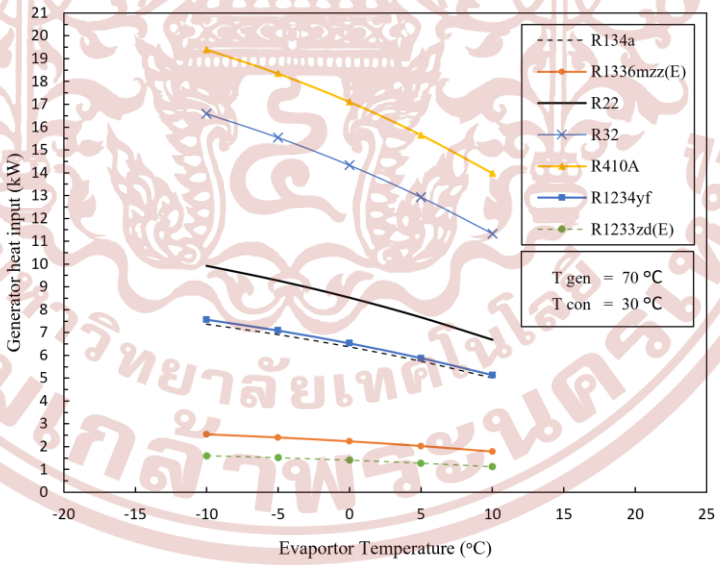
ภาพที่ ก-5 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ



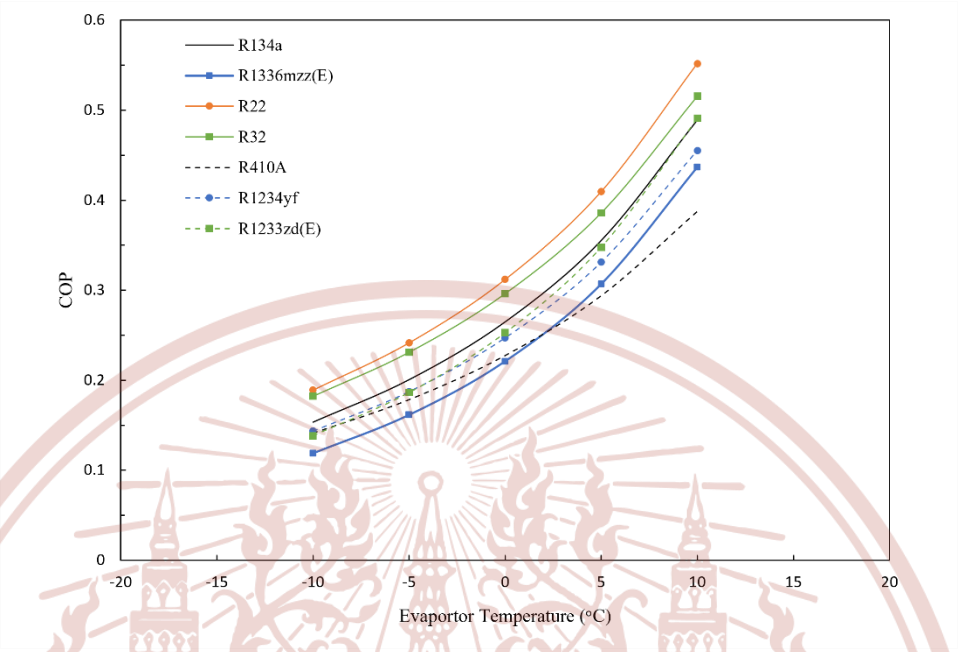
ภาพที่ ก-6 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหย ที่ 10 °C ต่อสมรรถนะของระบบ



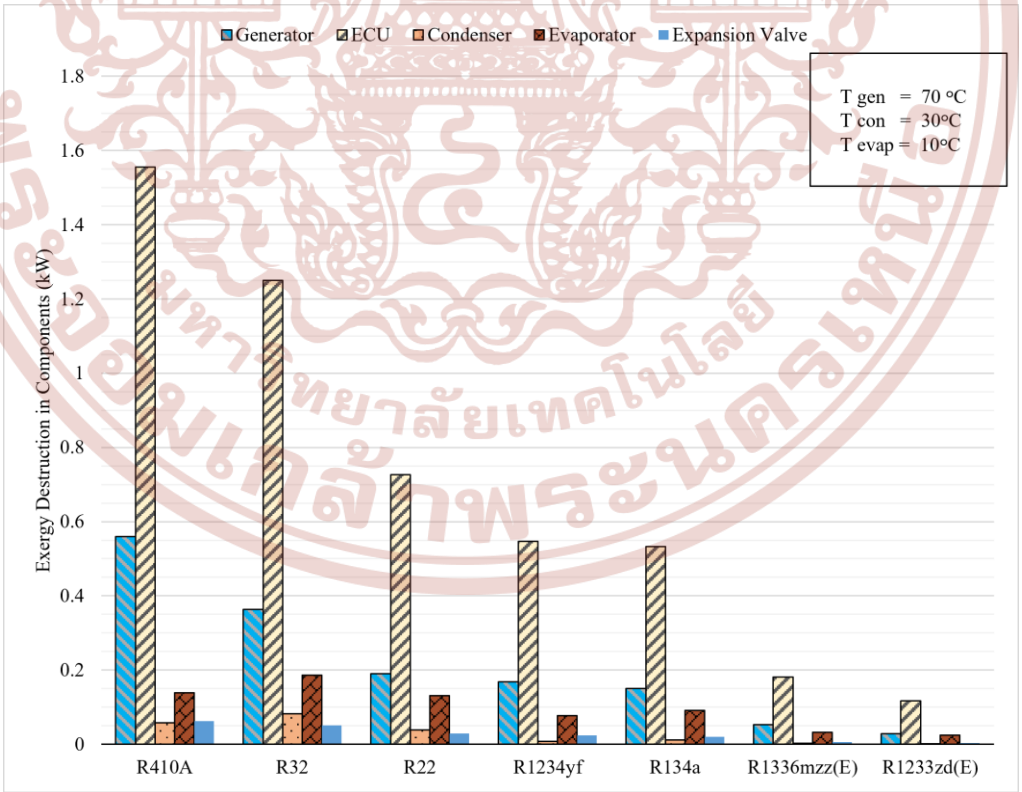
ภาพที่ ก-7 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 30 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย



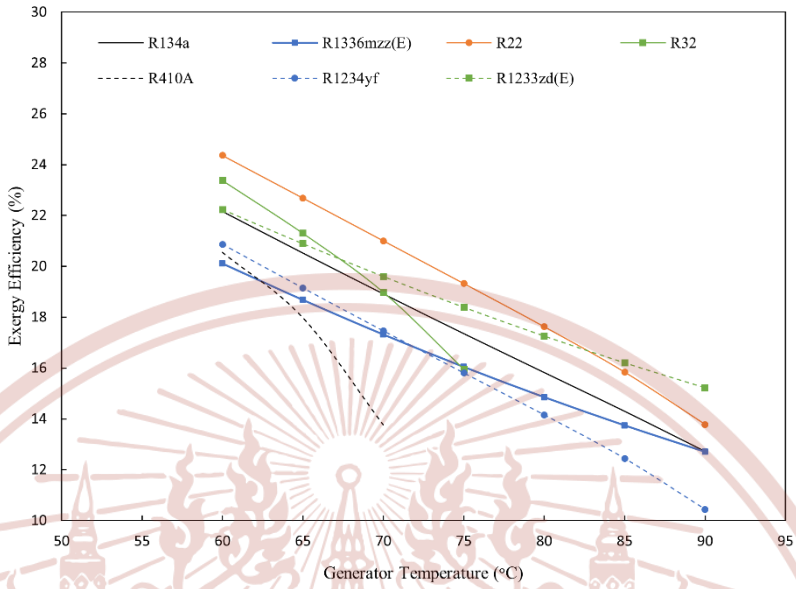
ภาพที่ ก-8 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 30 °C ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอ



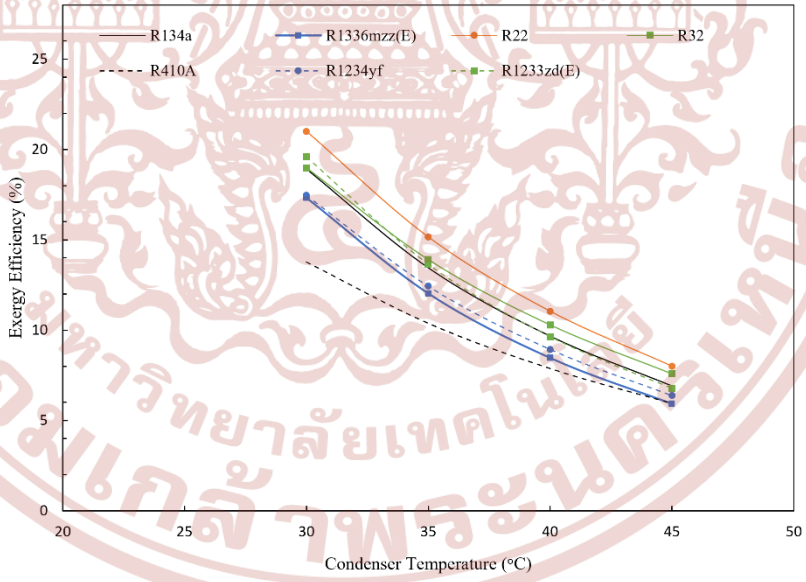
ภาพที่ ก-9 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น ที่ 30 °C ต่อสมรรถนะของระบบ



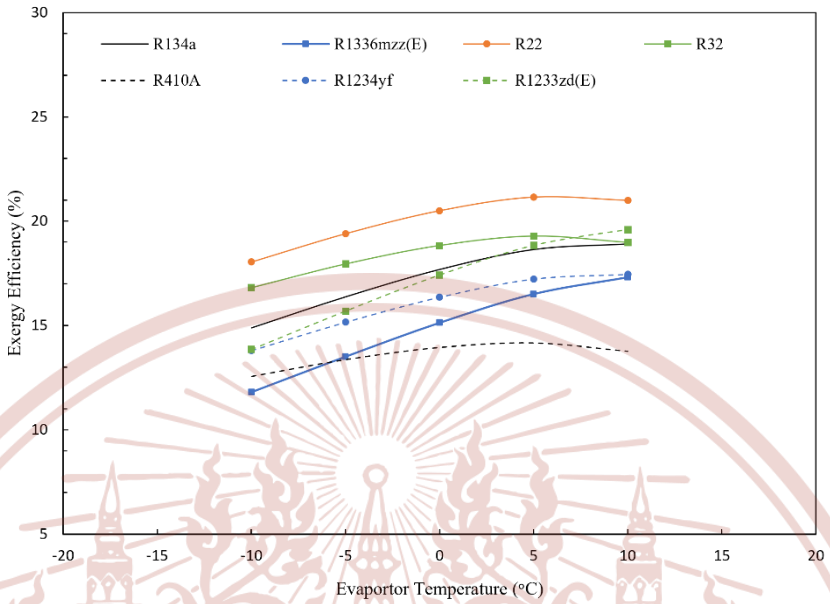
ภาพที่ ก-10 ลักษณะการทำงานของระบบ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 70 °C อุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่อการสูญเสียอ็กเซอร์จีที่อุปกรณ์ต่าง ๆ ของระบบ



ภาพที่ ก-11 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไอ โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่อประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี



ภาพที่ ก-12 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่ 10 °C ต่อประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี



ภาพที่ ก-13 ลักษณะการทำงานที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องระเหย โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอที่ 70 °C และอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นที่ 30 °C ต่อประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี



ภาคผนวก ข

ตารางผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยกำหนดสภาวะการทำงานที่อุณหภูมิ

เครื่องควบแน่น 30 °C

ตารางที่ ข-1 ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R410A

R410A							
T_{gen} (°C)	T_{con} (°C)	T_{evap} (°C)	AR	Qdot_evap (W)	Qdot_gen (W)	COP	Exergy_Eff (%)
60		-10	1.477953686	2792.045285	18179.19219	0.1518349	17.42739637
60		-5	1.606892034	3337.614548	16970.71773	0.1944284	18.77804644
60		0	1.783290537	3967.195758	15577.5058	0.251773166	19.89944861
60		5	2.035296884	4691.29025	13981.58385	0.33171084	20.60363041
60		10	2.419017603	5521.821134	12164.13309	0.448771122	20.5432048
65		-10	1.813334709	2792.045285	17833.98282	0.154257821	15.54243145
65		-5	1.971532075	3337.614548	16702.95879	0.19688646	16.69234775
65	30	0	2.187959376	3967.195758	15392.9913	0.253941503	17.61879307
65		5	2.497151647	4691.29025	13886.09086	0.33287822	18.15015484
65		10	2.967947251	5521.821134	12163.39249	0.447301849	17.97441865
70		-10	2.1820352	2792.045285	19401.61779	0.141049759	12.56267599
70		-5	2.372398414	3337.614548	18345.98801	0.17831296	13.36357105
70		0	2.632831298	3967.195758	17103.01752	0.227351972	13.94373875
70		5	3.004890806	4691.29025	15651.98646	0.293772186	14.15936158
70		10	3.57141202	5521.821134	13971.07737	0.387382745	13.76044487

ตารางที่ ข-2 ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R32

R32							
T_{gen} (°C)	T_{con} (°C)	T_{evap} (°C)	AR	Qdot_evap (W)	Qdot_gen (W)	COP	Exergy_Eff (%)
60	30	-10	1.491383809	3067.239859	17678.83996	0.171968218	20.14754103
60		-5	1.621533279	3645.087188	16485.46016	0.219159885	21.6055202
60		0	1.799815075	4307.44935	15110.03281	0.282558899	22.79573226
60		5	2.054921223	5064.041719	13534.75308	0.370852452	23.51246697
60		10	2.444212018	5925.738058	11740.98784	0.500255681	23.37482014
65		-10	1.826761075	3067.239859	16849.11313	0.180013947	18.58764957
65		-5	1.986178111	3645.087188	15745.00708	0.228928847	19.89063512
65		0	2.204551305	4307.44935	14468.8168	0.294389708	20.93204434
65		5	2.517024848	5064.041719	13003.35295	0.385103428	21.51884185
65		10	2.993858018	5925.738058	11330.60734	0.517159755	21.29734351
70		-10	2.193004906	3067.239859	16590.99613	0.182285516	16.82110094
70		-5	2.384383158	3645.087188	15544.75359	0.231206992	17.95283441
70		0	2.646537575	4307.44935	14330.81013	0.296364597	18.83212283
70		5	3.02165834	5064.041719	12931.96873	0.386108634	19.28123977
70		10	3.594090881	5925.738058	11330.18983	0.515682209	18.97871462
75		-10	2.594533285	3067.239859	17232.52154	0.174789055	14.52881739
75		-5	2.820951951	3645.087188	16223.70992	0.220634323	15.43188262
75		0	3.131105548	4307.44935	15044.03587	0.281171401	16.09377319
75		5	3.574909075	5064.041719	13675.12194	0.363648158	16.35763865
75		10	4.252151189	5925.738058	12097.64665	0.481013073	15.94613009

ตารางที่ ข-3 ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R22

R22							
T_{gen} (°C)	T_{con} (°C)	T_{evap} (°C)	AR	Qdot_evap (W)	Qdot_gen (W)	COP	Exergy_Eff (%)
60		-10	1.476079061	1891.197208	10983.20513	0.171185464	20.54905182
60		-5	1.604534851	2259.006275	10235.55377	0.219414465	22.16256205
60		0	1.780706388	2681.654625	9373.182024	0.284429707	23.51097059
60		5	2.033033059	3165.202085	8385.122346	0.375276354	24.37806835
60		10	2.418367373	3716.288325	7260.024674	0.508897674	24.36339243
65		-10	1.803003462	1891.197208	10325.45417	0.181850145	19.31641993
65		-5	1.959909851	2259.006275	9637.94381	0.232712143	20.7999283
65		0	2.175100148	2681.654625	8843.237258	0.301076989	22.02222784
65		5	2.483312541	3165.202085	7930.914019	0.396245368	22.77720192
65		10	2.953991329	3716.288325	6890.179699	0.535506627	22.68612016
70		-10	2.156901474	1891.197208	9915.367658	0.189094943	18.05027782
70		-5	2.344605839	2259.006275	9269.717389	0.241603301	19.40602764
70		0	2.602034224	2681.654625	8521.747733	0.311979523	20.50693554
70		5	2.970743314	3165.202085	7661.3481	0.409588889	21.15803492
70		10	3.533808107	3716.288325	6678.035305	0.551712228	21.00385336
75		-10	2.539551007	1891.197208	9693.776815	0.193102291	16.7642881
75		-5	2.760555451	2259.006275	9077.225331	0.24632469	17.9943201
75	30	0	3.063653446	2681.654625	8361.265394	0.317449363	18.97766825
75		5	3.497774129	3165.202085	7535.907592	0.415728218	19.53126532
75		10	4.160730587	3716.288325	6590.784591	0.558104993	19.32395376
80		-10	2.953002712	1891.197208	9640.788447	0.193804674	15.44739122
80		-5	3.209987794	2259.006275	9043.681925	0.246781239	16.55132801
80		0	3.56243167	2681.654625	8348.394412	0.317350997	17.41812756
80		5	4.067229389	3165.202085	7544.876289	0.414466374	17.87736007
80		10	4.838118501	3716.288325	6622.687119	0.55438969	17.62334877
85		-10	3.399734826	1891.197208	9778.194991	0.190669234	14.05651272
85		-5	3.695596773	2259.006275	9192.641911	0.242258817	15.02817925
85		0	4.101358581	2681.654625	8508.362334	0.310712957	15.77346237
85		5	4.682522418	3165.202085	7715.020102	0.404451898	16.13567111
85		10	5.57003212	3716.288325	6801.863999	0.538621833	15.83664985
90		-10	3.883022906	1891.197208	10227.30435	0.181809557	12.46390712
90		-5	4.220943001	2259.006275	9646.974071	0.230232907	13.28111995
90		0	4.684385734	2681.654625	8964.749585	0.294107264	13.883979
90		5	5.348164706	3165.202085	8169.590604	0.380927407	14.13197636
90		10	6.361838031	3716.288325	7249.992831	0.503979527	13.77947852

ตารางที่ ข-4 ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R134a

R134a							
T_{gen} (°C)	T_{con} (°C)	T_{evap} (°C)	AR	Qdot_evap (W)	Qdot_gen (W)	COP	Exergy_Eff (%)
60		-10	1.600419812	1136.727772	8027.512758	0.141016086	17.16553881
60		-5	1.730247907	1394.336076	7512.222917	0.184838395	18.93262262
60		0	1.909512047	1697.633662	6906.525757	0.244780903	20.51809413
60		5	2.167672305	2052.746517	6200.156518	0.329705249	21.7189003
60		10	2.563601057	2466.467616	5382.352188	0.456348362	22.15479174
65		-10	1.965658755	1136.727772	7608.83667	0.148638808	16.02811223
65		-5	2.125115498	1394.336076	7130.126092	0.194564794	17.65404489
65		0	2.345290307	1697.633662	6566.205563	0.25723112	19.10048393
65		5	2.662366469	2052.746517	5907.258527	0.345735003	20.17514658
65		10	3.148651887	2466.467616	5142.9814	0.477149495	20.52045669
70		-10	2.364195842	1136.727772	7361.766884	0.153472876	14.88947657
70		-5	2.555982421	1394.336076	6907.634854	0.200629742	16.37845455
70		0	2.820797648	1697.633662	6371.508628	0.264824966	17.69202015
70		5	3.202160965	2052.746517	5743.809271	0.355216014	18.64934236
70		10	3.787040696	2466.467616	5014.472888	0.488885721	18.91635882
75		-10	2.798355492	1136.727772	7244.285663	0.155789231	13.76403164
75	30	-5	3.025361655	1394.336076	6806.242454	0.20339327	15.12079462
75		0	3.338807407	1697.633662	6287.952839	0.268047174	16.30760423
75		5	3.790204078	2052.746517	5679.911337	0.358814759	17.15543416
75		10	4.482490808	2466.467616	4972.121798	0.492504485	17.35404864
80		-10	3.270768847	1136.727772	7239.004962	0.155711382	12.64997195
80		-5	3.536097783	1394.336076	6810.483355	0.203016946	13.87814118
80		0	3.902458884	1697.633662	6302.231061	0.267111397	14.94281171
80		5	4.430059532	2052.746517	5704.666877	0.356818857	15.68701053
80		10	5.239216866	2466.467616	5007.705293	0.488404231	15.82453706
85		-10	3.784520408	1136.727772	7349.100492	0.153166464	11.5315686
85		-5	4.091525526	1394.336076	6924.489332	0.199398146	12.63210197
85		0	4.515432297	1697.633662	6419.452994	0.26187097	13.57634166
85		5	5.125905098	2052.746517	5824.170906	0.349013813	14.21970224
85		10	6.062159718	2466.467616	5128.294653	0.476259717	14.30049077
90		-10	4.343428239	1136.727772	7608.085536	0.147715894	10.37153754
90		-5	4.695772673	1394.336076	7182.020165	0.191940661	11.33999101
90		0	5.182283101	1697.633662	6673.366618	0.251504139	12.15994904

ตารางที่ ข-4 (ต่อ) ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R134a

R134a							
T_{gen} (°C)	T_{con} (°C)	T_{evap} (°C)	AR	Qdot_evap (W)	Qdot_gen (W)	COP	Exergy_Eff (%)
90	30	5	5.882912115	2052.746517	6071.836912	0.334242268	12.699905
90		10	6.957435256	2466.467616	5366.57607	0.454385298	12.72396834

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

ตารางที่ ข-5 ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R1234yf

R1234yf							
T_{gen} (°C)	T_{con} (°C)	T_{evap} (°C)	AR	Qdot_evap (W)	Qdot_gen (W)	COP	Exergy_Eff (%)
60		-10	1.528090338	1094.604962	8117.801525	0.134146209	16.19467766
60		-5	1.657472133	1338.304954	7578.11191	0.175692609	17.84749226
60		0	1.835342712	1624.955512	6951.040576	0.232568596	19.33373125
60		5	2.090597364	1960.44018	6227.590803	0.313179226	20.46020766
60		10	2.480993355	2351.338352	5398.384673	0.433321981	20.86349279
65		-10	1.871536241	1094.604962	7755.32986	0.140261393	14.99620085
65		-5	2.029997237	1338.304954	7250.846778	0.183420286	16.50138035
65		0	2.247845113	1624.955512	6663.387519	0.242341289	17.84190473
65		5	2.560469519	1960.44018	5984.270648	0.325554256	18.83604264
65		10	3.03860895	2351.338352	5204.437985	0.448975144	19.14466591
70		-10	2.244902937	1094.604962	7572.699057	0.143471727	13.79714699
70		-5	2.434976497	1338.304954	7090.8477	0.187333971	15.15895666
70		0	2.696284468	1624.955512	6528.461812	0.247053049	16.36002207
70		5	3.071276643	1960.44018	5876.980736	0.331099816	17.23078609
70		10	3.644803668	2351.338352	5127.46379	0.455168435	17.45731683
75		-10	2.650324304	1094.604962	7536.069541	0.143978605	12.60493826
75	30	-5	2.874724463	1338.304954	7067.686519	0.18769956	13.8272502
75		0	3.18322371	1624.955512	6519.663654	0.247059598	14.89413181
75		5	3.625938118	1960.44018	5883.395036	0.330301869	15.64865368
75		10	4.303042054	2351.338352	5149.883974	0.452588099	15.80259037
80		-10	3.090347483	1094.604962	7643.677466	0.141741651	11.40537178
80		-5	3.35200394	1338.304954	7181.277991	0.184457269	12.48928397
80		0	3.711722133	1624.955512	6638.676205	0.242271549	13.42409685
80		5	4.227938717	1960.44018	6007.044715	0.323024273	14.06598998
80		10	5.017459622	2351.338352	5277.145439	0.44102021	14.15314131
85		-10	3.568253409	1094.604962	7938.041509	0.136252214	10.15325138
85		-5	3.870373655	1338.304954	7474.629333	0.176915117	11.09318672
85		0	4.285720369	1624.955512	6928.687903	0.231734127	11.89110651
85		5	4.881767122	1960.44018	6290.919197	0.307920787	12.41720257
85		10	5.793383268	2351.338352	5551.579698	0.418502512	12.43775599
90		-10	4.088852333	1094.604962	8603.196564	0.125450575	8.705566888
90		-5	4.43505114	1338.304954	8131.729784	0.162273363	9.475484888
90		0	4.910995863	1624.955512	7572.214185	0.211589288	10.11087582

ตารางที่ ข-5 (ต่อ) ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R1234yf

R1234yf							
T_{gen} (°C)	T_{con} (°C)	T_{evap} (°C)	AR	Qdot_evap (W)	Qdot_gen (W)	COP	Exergy_Eff (%)
90	30	5	5.594004292	1960.44018	6914.333162	0.279562158	10.49846898
90		10	6.638622871	2351.338352	6147.252485	0.377145706	10.43796793

พระจอมเกล้าพระนครเหนือ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยี

ตารางที่ ข-6 ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R1233zd(E)

R1233zd(E)							
T_{gen} (°C)	T_{con} (°C)	T_{evap} (°C)	AR	Qdot_evap (W)	Qdot_gen (W)	COP	Exergy_Eff (%)
60		-10	1.899093275	222.0540871	1785.230405	0.124271537	15.54946995
60		-5	2.030647263	282.7292607	1685.319831	0.16760833	17.64693663
60		0	2.215373606	356.4439887	1562.94414	0.227853136	19.63222997
60		5	2.485053745	445.2521375	1414.604079	0.314469318	21.29341834
60		10	2.903118055	551.4167779	1236.515839	0.445540783	22.23380424
65		-10	2.358580278	222.0540871	1676.731389	0.132286307	14.68945265
65		-5	2.521963849	282.7292607	1584.395903	0.17824882	16.65509794
65		0	2.751384865	356.4439887	1471.065228	0.242035451	18.50718659
65		5	3.086314311	445.2521375	1333.43372	0.333544817	20.04324815
65		10	3.605529585	551.4167779	1167.923095	0.471612542	20.88615319
70		-10	2.867081584	222.0540871	1602.332882	0.138398307	13.85221968
70		-5	3.065690056	282.7292607	1515.391177	0.186324839	15.69239221
70		0	3.344573407	356.4439887	1408.476105	0.252735682	17.4191058
70		5	3.75171242	445.2521375	1278.412253	0.347824235	18.83959747
70		10	4.382868613	551.4167779	1121.759021	0.490913704	19.59639306
75		-10	3.427857117	222.0540871	1551.014545	0.142943717	13.05441268
75	30	-5	3.665311633	282.7292607	1468.002619	0.192294161	14.77706457
75		0	3.998742074	356.4439887	1365.736719	0.26058324	16.38737708
75		5	4.48551384	445.2521375	1241.128607	0.358188301	17.70218401
75		10	5.240118543	551.4167779	1090.829251	0.504714023	18.3831542
80		-10	4.044261688	222.0540871	1516.232915	0.146185503	12.30200796
80		-5	4.32441578	282.7292607	1436.114686	0.196513816	13.91536472
80		0	4.717804394	356.4439887	1337.246083	0.266067246	15.41820496
80		5	5.292108496	445.2521375	1216.595031	0.365318301	16.63666663
80		10	6.182407825	551.4167779	1070.870817	0.513989618	17.25076812
85		-10	4.719752314	222.0540871	1493.899321	0.148330205	11.59568857
85		-5	5.046698992	282.7292607	1415.908412	0.199263498	13.10763998
85		0	5.505793127	356.4439887	1319.509231	0.269569664	14.51137833
85		5	6.176020062	445.2521375	1201.702354	0.369744103	15.64196786
85		10	7.215021156	551.4167779	1059.230135	0.519495515	16.19687169
90		-10	5.457898247	222.0540871	1481.372294	0.149540333	10.9335123
90		-5	5.83597777	282.7292607	1404.919324	0.200762762	12.351347
90		0	6.366871958	356.4439887	1310.273959	0.271389459	13.66359658

ตารางที่ ข-6 (ต่อ) ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R1233zd(E)

R1233zd(E)							
T_{gen} (°C)	T_{con} (°C)	T_{evap} (°C)	AR	Qdot_evap (W)	Qdot_gen (W)	COP	Exergy_Eff (%)
90	30	5	7.141919072	445.2521375	1194.450715	0.371878926	14.71384272
90		10	8.343414802	551.4167779	1054.204889	0.521817621	15.21606963

พระจอมเกล้าพระนครเหนือ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยี

ตารางที่ ข-7 ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R1336mzz(E)

R1336mzz(E)							
T_{gen} (°C)	T_{con} (°C)	T_{evap} (°C)	AR	Qdot_evap (W)	Qdot_gen (W)	COP	Exergy_Eff (%)
60		-10	1.853987199	302.5443621	2772.379331	0.108952307	13.5503943
60		-5	1.984950604	388.7567629	2614.791535	0.148436569	15.53410422
60		0	2.168563413	494.3212855	2422.547129	0.203721608	17.44710196
60		5	2.436247923	622.4650365	2190.480138	0.283710665	19.09476643
60		10	2.850728786	776.7886071	1913.043033	0.405394757	20.10833079
65		-10	2.298804685	302.5443621	2631.17107	0.114759291	12.66187036
65		-5	2.461189457	388.7567629	2484.136602	0.15618897	14.50074027
65		0	2.68885553	494.3212855	2304.378052	0.214093488	16.26612729
65		5	3.02076419	622.4650365	2086.960487	0.297679284	17.7738621
65		10	3.534689286	776.7886071	1826.5787	0.424436119	18.67689744
70		-10	2.790137538	302.5443621	2542.136921	0.118733625	11.80407653
70		-5	2.987229466	388.7567629	2402.313299	0.161447719	13.5057905
70		0	3.263555533	494.3212855	2231.020961	0.22104936	15.13276377
70		5	3.666404377	622.4650365	2023.463577	0.306904441	16.51142849
70		10	4.290172769	776.7886071	1774.479864	0.436732361	17.31633799
75		-10	3.331135333	302.5443621	2489.505228	0.121194329	10.98989704
75	30	-5	3.566442688	388.7567629	2354.610177	0.16465132	12.56337575
75		0	3.896347402	494.3212855	2189.032606	0.225197393	14.06194466
75		5	4.377307211	622.4650365	1988.049667	0.312243933	15.32246086
75		10	5.122022087	776.7886071	1746.574552	0.443528974	16.04041917
80		-10	3.925090482	302.5443621	2464.202519	0.122384812	10.22265415
80		-5	4.202354109	388.7567629	2332.578098	0.166133273	11.67676584
80		0	4.591082191	494.3212855	2170.708804	0.226998299	13.05658036
80		5	5.157799116	622.4650365	1973.895672	0.314344326	14.20904714
80		10	6.035299721	776.7886071	1737.073345	0.445758414	14.84971382
85		-10	4.575463231	302.5443621	2460.93948	0.122488767	9.500936564
85		-5	4.898668399	388.7567629	2331.311159	0.166144453	10.84390762
85		0	5.351807264	494.3212855	2171.598661	0.2267973	12.1137536
85		5	6.012427054	622.4650365	1977.08611	0.313687715	13.16712176
85		10	7.035326214	776.7886071	1742.685849	0.444111353	13.73866147
90		-10	5.285917901	302.5443621	2476.819126	0.121640843	8.820910244
90		-5	5.659308724	388.7567629	2348.15101	0.164868081	10.0600554
90		0	6.18280869	494.3212855	2189.323573	0.224845401	11.22764548

ตารางที่ ข-7 (ต่อ) ผลการทดสอบสมรรถนะของระบบโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R1336mzz(E)

R1336mzz(E)							
T_{gen} (°C)	T_{con} (°C)	T_{evap} (°C)	AR	Qdot_evap (W)	Qdot_gen (W)	COP	Exergy_Eff (%)
90	30	5	6.946006162	622.4650365	1995.567699	0.310622669	12.18962414
90		10	8.127735903	776.7886071	1761.734292	0.439083472	12.69882279

พระจอมเกล้าพระนครเหนือ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยี

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ	ภาณุวัฒน์ ดวงประทีป
ชื่อวิทยานิพนธ์	การวิเคราะห์ผลของสารทำงานและขนาดลูกสูบต่อสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบผสาน ORC–VCC ด้วยการจำลองทางคณิตศาสตร์
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกลศึกษา มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ประวัติ	มัธยมศึกษา ปีการศึกษา 2563 : สายการเรียนวิทยาศาสตร์-คณิตศาสตร์ โรงเรียนพระปฐมวิทยาลัย ปริญญาตรี ปีการศึกษา 2567 : ครุศาสตร์อุตสาหกรรมบัณฑิต (ค.อ.บ.) สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

พระจอมเกล้าพระนครเหนือ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยี