

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF AN ORGANIC RANKINE CYCLE
COMBINED WITH AN ABSORPTION REFRIGERATION



BOUNKHAMXIONG NAVONGXAY

MASTER OF ENGINEERING IN RENEWABLE ENERGY ENGINEERING

MAEJO UNIVERSITY

2018

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF AN ORGANIC RANKINE CYCLE
COMBINED WITH AN ABSORPTION REFRIGERATION



BOUNKHAMXIONG NAVONGXAY

A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF MASTER OF ENGINEERING
IN RENEWABLE ENERGY ENGINEERING
GRADUATE SCHOOL MAEJO UNIVERSITY
2018

Copyright of Maejo University

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF AN ORGANIC RANKINE CYCLE
COMBINED WITH AN ABSORPTION REFRIGERATION

BOUNKHAMXIONG NAVONGXAY

THIS THESIS HAS BEEN APPROVED IN PARTIAL FULFLLMENT
OF THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF MASTER OF ENGINEERING
IN RENEWABLE ENERGY ENGINEERING

APPROVED BY

Advisory Committee

Chair

(Associate Professor Dr.Nattaporn Chaiyat)

...../...../.....

Committee

(Assistant Professor Dr. Chakkraphan
Thawongamyingsakul)

...../...../.....

Committee

(Assistant Professor Dr. Chawaroj Jaisin)

...../...../.....

Program Chair, Master of Engineering

(Assistant Professor Dr. Sarawut Polvongsri)

...../...../.....

CERTIFIED BY GRADUATE SCHOOL

.....

(Associate Professor Dr. Kriangsak

Mengamphanapp)

Dean of Graduate School

...../...../.....

ชื่อเรื่อง	ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF AN ORGANIC RANKINE CYCLE COMBINED WITH AN ABSORPTION REFRIGERATION
ชื่อผู้เขียน	Mr.Bounkhamxiong Navongxay
ชื่อปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงานทดแทน
อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก	รองศาสตราจารย์ ดร.นัฐพร ไชยญาติ

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการวิเคราะห์พลังงานและเอ็กเซอร์จี ของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน โดยระบบการทำงานร่วมดังกล่าวประกอบด้วย 3 รูปแบบ คือ รูปแบบที่ 1 ใช้ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมาระบายความร้อนแทนเครื่องควบแน่นในวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ รูปแบบที่ 2 ใช้ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมาลดอุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางออกของเครื่องขยาย และรูปแบบที่ 3 ใช้ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมาลดอุณหภูมิสารทำงานก่อนเข้าเครื่องควบแน่น และใช้น้ำเย็นระบายความร้อนร่วมกับหอระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น ซึ่งสารทำงานที่ใช้ในวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ คือ R-245fa และคู่สารทำงานที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน คือ สารละลายน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์และสารละลายแอมโมเนีย-น้ำ จากผลการศึกษาพบว่า รูปแบบที่ 1 ที่ใช้สารละลายน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ มีประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนเท่ากับ 7.04% และ 11.88% ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของการผลิตไฟฟ้าร่วมความเย็นมีค่าเท่ากับ 18.57% และ 42.20% ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีเท่ากับ 2.08 Baht/kWh และ 8.62 Baht/kWh ตามลำดับ ใช้สารละลายแอมโมเนีย-น้ำ มีประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนเท่ากับ 7.37% และ 12.56% ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าร่วมความเย็นด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีมีค่าเท่ากับ 13.93% และ 31.20% ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีเท่ากับ 3.13 Baht/kWh และ 11.33 Baht/kWh ตามลำดับ

รูปแบบที่ 2 ที่ใช้สารละลายน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์มีประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนเท่ากับ 7.02% และ 10.46% ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของการผลิตไฟฟ้าร่วมความเย็นมีค่าเท่ากับ 14.43% และ 31.91% ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีเท่ากับ 2.87 Baht/kWh และ 10.73 Baht/kWh ตามลำดับ ใช้สารละลายแอมโมเนีย-น้ำ มีประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์

จี ของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนเท่ากับ 7.23% และ 12.24% ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าร่วมความเย็นด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีมีค่าเท่ากับ 13.93% และ 31.20% ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีเท่ากับ 3.63 Baht/kWh และ 12.97 Baht/kWh ตามลำดับ

รูปแบบที่ 3 ที่ใช้สารละลายน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์มีประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนเท่ากับ 7.21% และ 13.10% ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าร่วมความเย็นด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีมีค่าเท่ากับ 7.13% และ 10.61% ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีเท่ากับ 4.18 Baht/kWh และ 17.70 Baht/kWh ตามลำดับ เมื่อใช้สารละลายแอมโมเนีย-น้ำมีประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนเท่ากับ 8.46 และ 14.36% ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าร่วมความเย็นด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีมีค่าเท่ากับ 8.38% และ 12.51% ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีเท่ากับ 4.53 Baht/kWh และ 15.35 Baht/kWh ตามลำดับ รูปแบบการทำงานร่วมที่เหมาะสมที่สุด คือ รูปแบบที่ 1 ที่ใช้สารละลายน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ ซึ่งเป็นรูปแบบที่มีต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี ต่ำที่สุด

คำสำคัญ : วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

Title	ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF AN ORGANIC RANKINE CYCLE COMBINED WITH AN ABSORPTION REFRIGERATION
Author	Mr. Bounkhamxiong Navongxay
Degree	Master of Engineering in Renewable Energy Engineering
Advisory Committee Chairperson	Associate Professor Dr. Nattaporn Chaiyat

ABSTRACT

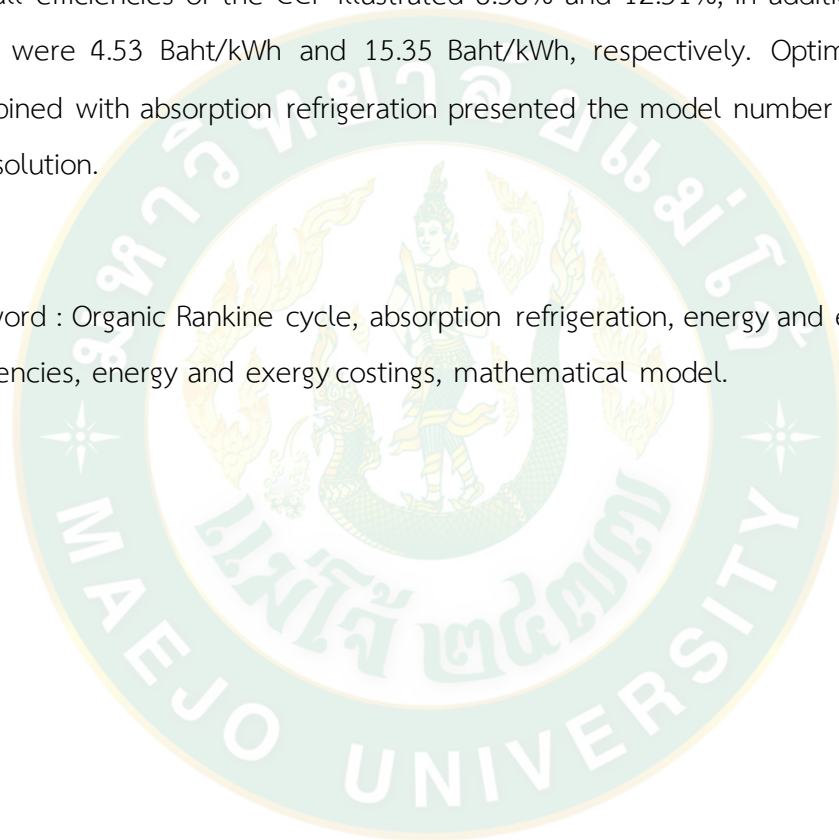
In this study, energy and exergy analysis the organic Rankine cycle (ORC) combined with the absorption refrigeration are presented. The combined units have been presented in 3 models to compare the thermal performance. The first model presents the absorption system as the ORC condenser, the second model represents technique for reducing working fluid temperature leaving the ORC expander and the third model shows the absorption system combined with the cooling tower to reduce temperature working fluid at the ORC condenser. R-245fa is selected as working fluid of the ORC system, while the absorption system uses water-lithium bromide solution (H₂O-LiBr) and ammonia-water solution (NH₃-H₂O), respectively. From the study results of H₂O-LiBr solution, energy and exergy efficiencies of model 1 were 7.04% and 11.88%, overall efficiencies of the combined cooling and power (CCP) were 18.57% and 42.20%, levelized electric cost (LEC) and exergy levelized electric cost (LExC) were 2.08 Baht/kWh and 8.62 Baht/kWh, respectively. NH₃-H₂O solution, energy and exergy efficiencies illustrated 7.37% and 12.56%, overall efficiencies of the CCP were 13.93% and 31.20%, LEC and LExC were 3.13 Baht/kWh and 11.33 Baht/kWh, respectively.

Energy and exergy efficiencies of model 2 by using the working fluid H₂O-LiBr solution were 7.02% and 10.46%, overall efficiencies of the CCP were 14.43% and 31.91%, LEC and LExC illustrated 2.87 Baht/kWh and 10.73 Baht/kWh, respectively. NH₃-H₂O solution, energy and exergy efficiencies illustrated 7.23% and 12.24%, while

the overall efficiencies of the CCP were 11.84% and 24.98 %, in addition LEC and LExC were 3.63 Baht/kWh and 12.97 Baht/kWh, respectively.

Energy and exergy efficiencies of model 3 by using the working fluid H₂O-LiBr solution were 7.21% and 13.10%, while the overall efficiencies of the CCP were 7.13% and 10.61%, LEC and LExC illustrated 4.18 Baht/kWh and 17.70 Baht/kWh, respectively. NH₃-H₂O solution, energy and exergy efficiencies were 8.46% and 14.36%, overall efficiencies of the CCP illustrated 8.38% and 12.51%, in addition the LEC and LExC were 4.53 Baht/kWh and 15.35 Baht/kWh, respectively. Optimal of the ORC combined with absorption refrigeration presented the model number 1 by using H₂O-LiBr solution.

Keyword : Organic Rankine cycle, absorption refrigeration, energy and exergy efficiencies, energy and exergy costings, mathematical model.



ACKNOWLEDGEMENTS

There are numerous organizations and individuals to whom I owe a great deal of gratitude for their helps assistances throughout the work of my research study and in the process of this thesis.

Firstly and foremost, I would like to thank my principle advisor, Associate Professor Dr. Nattaporn Chaiyat for the technique and principle teaching in research technique. Also, direct me the theory in depth and the understanding on my successful research work.

I would like to thanks Assistant Professor Dr. Chakkraphan Thawongmyingsakul, Assistant Professor Dr. Chawaroj Jaisin and Dr. Ronnachart Munsin for their valuable suggestions and kindly served as the thesis examining committee members.

Thanks to the Graduate School and School of renewable energy, Maejo University under the research budgets 2017 and 2018 and Sino-Thai cooperation research project under National research council of Thailand, Thailand under project “Development and Upgrading of Renewable energy” for supporting facilities.

Finally, I would like to thanks my beloved parents, my family and my friends for their support in everything for me.

Bounkhamxiong Navongxay

TABLE OF CONTENTS

	Page
ABSTRACT (THAI).....	C
ABSTRACT (ENGLISH).....	D
ACKNOWLEDGEMENTS	F
TABLE OF CONTENTS	G
LISTS OF TABLES.....	J
LISTS OF FIGURES.....	K
NOMENCLATURE AND ABBREVIATION.....	P
Chapter 1 Introduction	1
Background.....	1
Objective	4
Scope of research.....	4
Expected benefits.....	4
Chapter 2 Theories	5
Carnot cycle.....	5
Organic Rankine cycle	6
Absorption refrigeration	9
Economic analysis.....	14
Literature review.....	14
Chapter 3 Research methodology	19
Study the theory of the ORC system and the absorption refrigeration	20
Mathematical modeling of the ORC system	20

Comparison results of the simulation and experiment of the ORC	23
Mathematical modeling of the absorption refrigeration	24
Comparison results of the simulation and experiment of the absorption refrigeration	28
The integrated models of the ORC system and the absorption refrigeration	28
Energy and exergy efficiency analyzes of the ORC system combined with the absorption refrigeration	32
Comparison results of the energy and exergy efficiencies	32
Economic analysis of the ORC combined with the absorption refrigeration	32
Comparison results of the economic results of the energy and exergy costings	32
Chapter 4 Result and discussion	33
Mathematical modeling of the ORC system	33
Comparison results of the simulation and experiment of the ORC system	39
Mathematical modeling of the absorption refrigeration	39
Comparison results of the simulation and experiment of the absorption refrigeration	54
The integrated models of the ORC system and the absorption refrigeration	55
Energy and exergy efficiency analyzes of the ORC combined with the absorption refrigeration	57
Comparison results of the energy and exergy efficiencies	75
Economic analysis of the ORC system combined with the absorption refrigeration	77
Comparison results of the economic results of the energy and exergy costings	80
Chapter 5 Conclusion and further work	82

Conclusion82

Future work.....83

REFERENCES84

APPENDIX.....87

 Appendix A Mathematical modeling of the ORC system88

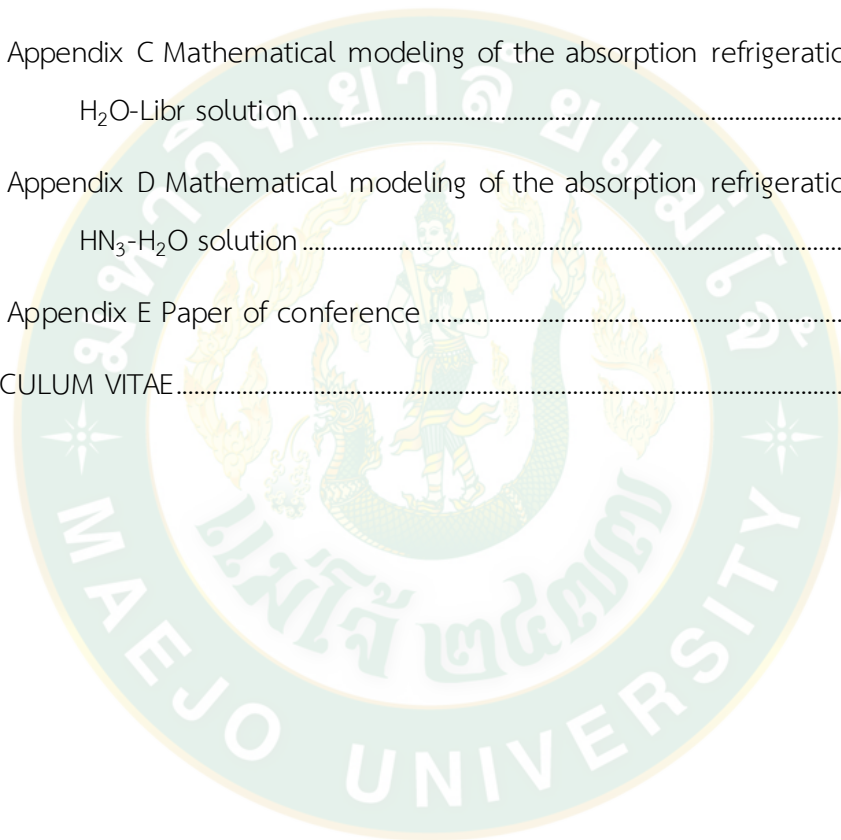
 Appendix B Properties of water-Lithium Bromide solutions92

 Appendix C Mathematical modeling of the absorption refrigeration by using
 H₂O-Libr solution95

 Appendix D Mathematical modeling of the absorption refrigeration by using
 HN₃-H₂O solution 100

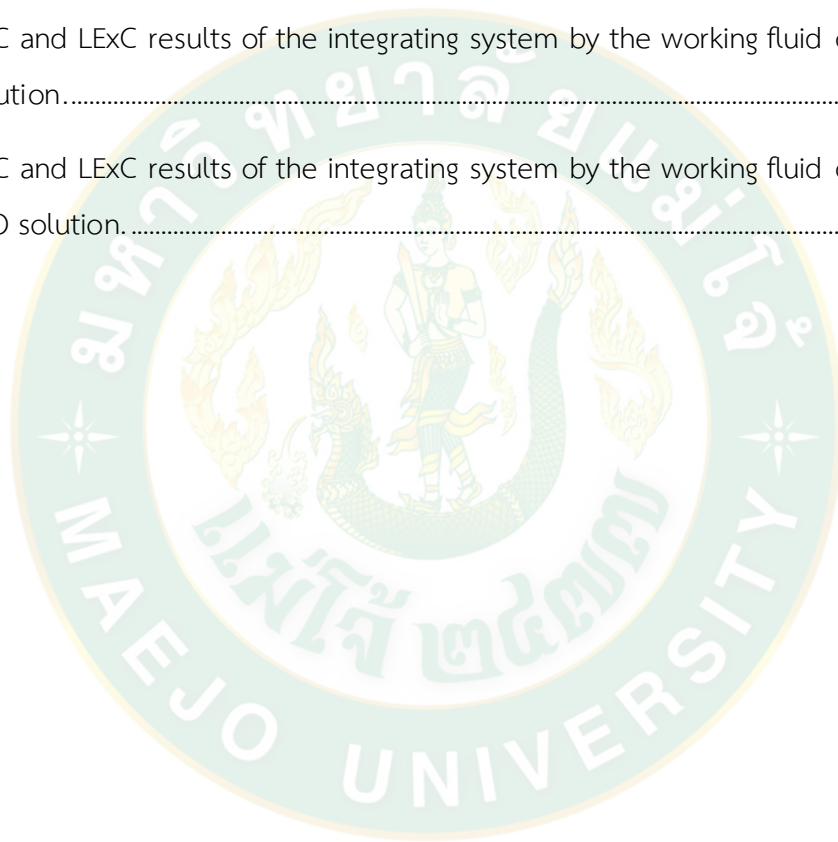
 Appendix E Paper of conference 105

CURRICULUM VITAE.....131



LISTS OF TABLES

Table	page
1 Testing results of the R-245fa ORC system at varying inlet hot water temperature.	23
2 Properties of the thermodynamic H ₂ O-LiBr solution.....	24
3 Present commercial cost of the ORC	77
4 LEC and LEXC results of the integrating system by the working fluid of the H ₂ O-LiBr solution.....	78
5 LEC and LEXC results of the integrating system by the working fluid of the NH ₃ - H ₂ O solution.....	79



LISTS OF FIGURES

Figure	page
1 Concept of the ORC combined with the absorption refrigeration.	3
2 The Carnot cycle.	5
3 Diagrams of the ORC and T-s diagrams.	6
4 Diagram of the absorption refrigeration.	9
5 Schematic diagram of the PTORC and STORC.	15
6 The diagram working flow of the absorption refrigeration.	16
7 Scheme of the absorption power system.	17
8 Diagram of the ORC system combine with absorption refrigerant system.	18
9 Schematic diagram of absorption system combined with ORC.	18
10 Schematics diagram of the research process.	19
11 Energy diagram mathematical modeling of the ORC system.	21
12 Exergy diagram mathematical modeling of the ORC system.	22
13 Energy diagram mathematical modeling of the absorption refrigeration.	26
14 Exergy diagram mathematical modeling of the absorption refrigeration.	27
15 Schematic of the ORC combined with absorption refrigeration 1.	29
16 Schematic of the ORC combined with absorption refrigeration 2.	30
17 Schematic of the ORC combined with absorption refrigeration 3.	31
18 The comparison efficiency of the ORC system and the Carnot cycle components with hot water temperature entering to the system.	34
19 The heat capacity of the ORC components with hot water temperature entering to the system.	35
20 The power of the ORC system components with hot water temperature entering to the system.	35

21	The exergy efficiency of the ORC system with temperature difference of heat source and heat sink.....	36
22	The exergy rate component with hot water temperature entering to the system.	37
23	The exergy power of the ORC system components with hot water temperature entering to the system.....	38
24	The working fluid temperature leaving the ORC expander with hot water temperature entering to the system.	38
25	Comparison results of the simulation and experiment efficiencies.	39
26	The working fluid temperature leaving the ORC expander with the strong solution of the H ₂ O-LiBr at generation.	40
27	The heat capacity component of the working fluid temperature leaving the ORC expander.	41
28	The COP _{AB} with the working fluid temperature leaving the ORC expander.	42
29	The COP _{AB} with different temperature entering-leaving of the generator.....	42
30	The COP _{AB} with the cooling water temperature entering to the system.....	43
31	The COP _{AB} with the effectiveness of the heat exchanger at 60-100%.....	44
32	The exergy rate components with the working fluid temperatures leaving the ORC expander.	45
33	The COP _{EX-AB} with the working fluid temperatures leaving the ORC expander.....	45
34	The COP _{EX-AB} with different temperatures entering-leaving of the generator.	46
35	The COP _{EX-AB} with the cooling water temperature entering to the system.....	47
36	The COP _{EX-AB} with the effectiveness of the heat exchanger at 60-100%.....	47
37	The working fluid temperature leaving the ORC expander with concentration of the NH ₃ -H ₂ O solution.	48

38	The heat capacity of the absorption refrigeration components with the working fluid temperature leaving the ORC expander.	49
39	The COP_{AB} with the working fluid temperature leaving the ORC expander.	50
40	The COP_{AB} with effectiveness of the heat exchanger.	50
41	The COP_{AB} with cooling water temperature entering to the system.	51
42	The exergy rate components with the working fluid temperature leaving the ORC expander at 57-69 °C.	52
43	The COP_{EX-AB} with the working fluid temperature leaving the ORC expander.	52
44	The COP_{EX-AB} with the effectiveness of the heat exchanger at 60-100%.	53
45	The COP_{EX-AB} with the cooling water temperature entering to the system.	53
46	Comparisons results of the COP of simulation and experiment.	54
47	Comparison results of the electric powers of the absorption refrigeration and star air.	55
48	Temperature leaving of the ORC condenser components with hot water temperature entering to the system: H ₂ O-LiBr solution.	56
49	Temperature leaving of the ORC condenser components with hot water temperature entering to the system: NH ₃ -H ₂ O solution.	56
50	Energy and exergy powers output of the model 1 components with hot water temperature entering to the system: H ₂ O-LiBr solution.	58
51	Energy and exergy powers output of the model 1 components with hot water temperature entering to the system: NH ₃ -H ₂ O solution.	58
52	Energy and exergy powers supply to the ORC pump model 1 components with hot water temperature entering to the system: H ₂ O-LiBr solution.	59
53	Energy and exergy powers supply to the ORC pump model 1 components with hot water temperature entering to the system: NH ₃ -H ₂ O solution.	60

54	Energy and exergy efficiencies of the model 1 components with hot water temperature entering to the system: H ₂ O-LiBr solution.....	61
55	Energy and exergy efficiencies of the model 1 components with hot water temperature entering to the system: NH ₃ -H ₂ O solution.....	61
56	Overall energy and exergy efficiencies of the model 1 components with hot water temperature entering to the system: H ₂ O-LiBr solution.....	62
57	Overall energy and exergy efficiencies of the model 1 components with hot water temperature entering to the system: NH ₃ -H ₂ O solution.	63
58	Energy and exergy powers of the model 2 components with hot water temperature entering to the system: H ₂ O-LiBr solution.....	64
59	Energy and exergy powers of the model 2 components with hot water temperature entering to the system: NH ₃ -H ₂ O solution.....	65
60	Energy and exergy powers supply to the ORC pump model 2 components with hot water temperature entering to the system: H ₂ O-LiBr solution.....	65
61	Energy and exergy powers supply to the ORC pump model 2 components with hot water temperature entering to the system: NH ₃ -H ₂ O solution.....	66
62	Energy and exergy efficiencies of model 2 components with hot water temperature entering to the system: H ₂ O-LiBr solution.....	67
63	Energy and exergy efficiencies of the model 2 components with hot water temperature entering to the system: NH ₃ -H ₂ O solution.....	67
64	Overall energy and exergy efficiencies of the model 2 components with hot water temperature entering to the system: NH ₃ -H ₂ O solution.	68
65	Overall energy and exergy efficiencies of the model 2 components with hot water temperature entering to the system: NH ₃ -H ₂ O solution.	69
66	Energy and exergy powers of the model 3 components with hot water temperature entering to the system: H ₂ O-LiBr solution.	70

67	Energy and exergy powers of the model 3 components with hot water temperature entering to the system: NH ₃ -H ₂ O solution.....	71
68	Energy and exergy powers supply to the ORC pump of model 3 components with hot water temperature entering to the system: H ₂ O-LiBr solution.....	71
69	Energy and exergy powers supply to the ORC pump of model 3 components with hot water temperature entering to the system: NH ₃ -H ₂ O solution.....	72
70	Energy and exergy efficiencies of the model 3 components with hot water temperature entering to the system: H ₂ O-LiBr solution.....	73
71	Energy and exergy efficiencies of the model 3 components with hot water temperature entering to the system: NH ₃ -H ₂ O solution.....	73
72	Overall energy and exergy efficiencies of the model 3 components with hot water temperature entering to the system: H ₂ O-LiBr solution.....	74
73	Overall energy and exergy efficiencies of the model 3 components with hot water temperature entering to the system: NH ₃ -H ₂ O solution.....	75
74	Energy and exergy efficiencies of the 3 models.....	76
75	Overall energy and exergy efficiencies of the models 1 and 2.....	76
76	Cost of absorption refrigeration (Chaiyat et al. 2017).....	77
77	Comparison of economic result in the term of LEC and LEXC factors.....	80

NOMENCLATURE AND ABBREVIATION

Nomenclature

COP	coefficient of performance
C_p	isobaric specific heat (kJ/kg·K)
\dot{E}	exergy (kW)
h	specific enthalpy (kJ/kg)
H	equivalent to the height of the fluid (m)
Inv	investment expenses installing the system (Baht)
LEC	leveled electricity cost (Baht/kWh)
LExC	exergy electricity cost (Baht/kWh)
M	annual electricity production per year (Unit/y)
\dot{m}	mass flow rate (kg/s)
n	life time of the ORC system combined with the absorption refrigeration (y)
P	pressure (bar)
p	pump (kW)
PEC	production electricity cost (Baht/y)
Q	heat rate (kW)
r	discount rate (%)
s	entropy (kJ/kg·K)
SC	sub cooling (°C)
SH	superheating (°C)
T	temperature (°C)
t	working time per year (hour/y)
W	net electricity production volume of the ORC system (kW)
X	concentration (%)

Greek symbols

η	thermodynamic efficiency (%)
ψ	exergy efficiency (%)
v	specific volume (m^3/kg)
ρ	density (kg/m^3)

Subscript

A	absorber
AB	absorption
B	boiler
C	condenser
Carnot	carnot
CW	cooling water
c	cooling
E	evaporator
Ex	exergy
Exp	expander
G	generator
HW	hot water
HX	heat exchanger
H	high
i	inlet
o	outlet
P	pump
ref	refrigerant
s	isentropic
sp	solution pump
th	thermodynamic

Abbreviation

AEDP	alternative energy development plan
------	-------------------------------------

CHP	cooling heating and power
HS	heat source
LiBr	lithium bromide
LPEC	maintenance costs
NH ₃	ammonia
ORC	organic Rankine cycle
PEC	production electricity cost
TIEB	Thailand integrated energy blueprint
PTORC	parallel double cascade-evaporator organic Rankine cycle
STORC	series double cascade-evaporator organic Rankine cycle



Chapter 1

Introduction

Background

Ministry of energy develops the Thailand Integrated Energy Blueprint (TIEB) with the focus on energy security, to supply energy in response to the energy demand, which consists with the rate of economic growth, the rate of population growth and the growth of urban areas, and diversified energy to the appropriate resources. Economy, taking into account the energy costs are reasonable and not an obstacle to the economic and social development of the country in the long term. Reforms in fuel prices structure in line with costs and the tax burden reasonable to level up to national energy utilization performance with the promotion of energy efficiency. Ecology is increased domestic renewables energy production and production energy with high-performance technologies to reduce the impact on environment and community (Ministry of energy 2015, Ministry of energy 2015-2036).

In the TIEB, the ministry of energy has reviewed five energy master plans during the year 2015-2036 in consistent with the national economic and social development plan. The five master plans are: the power development plan, the energy efficiency development plan, the alternative energy development plan, the oil development plan and the gas development plan. The alternative energy development plan: AEDP 2015 is developed and focused on promoting energy production within the full potential of domestic renewable energy resources. Development appropriated renewable energy production is considered to the appropriate and benefit in social and environmental dimensions of the community. They promote usage of alternative energy to 25% within 10 years, replacing fossil fuel such as oil and natural gas and at the same time reducing dependency on energy import. Each year, Thailand imports more than 60% of the energy used commercially, including 80% of total domestic oil usage, and the import portion tends to increase as local petroleum failed to catch up with escalating demand. On the other hand, the alternative energy development will

also help to diversifying fuel procurement risk for power generation purpose. The promotion of alternative energy development, aiming for 25% usage within 10 years is a strategic plan that will drive for a variety of appropriate alternative energy that can be categorized as follows: solar power, wind power, hydropower, biomass, geothermal, etc. Thus, a high efficiency of renewable energy technology is focused and developed.

In this study, a new concept for increasing the thermal efficiency of an organic Rankine cycle (ORC) has been considered. An absorption system is used to decrease the ORC refrigerant temperature at the condenser. Energy and exergy analysis the ORC system combined with the absorption refrigeration are presented. The optimal model of the integrated ORC-absorption system is to find out. The concept of the modified system is manifested as shown in Figure 1.



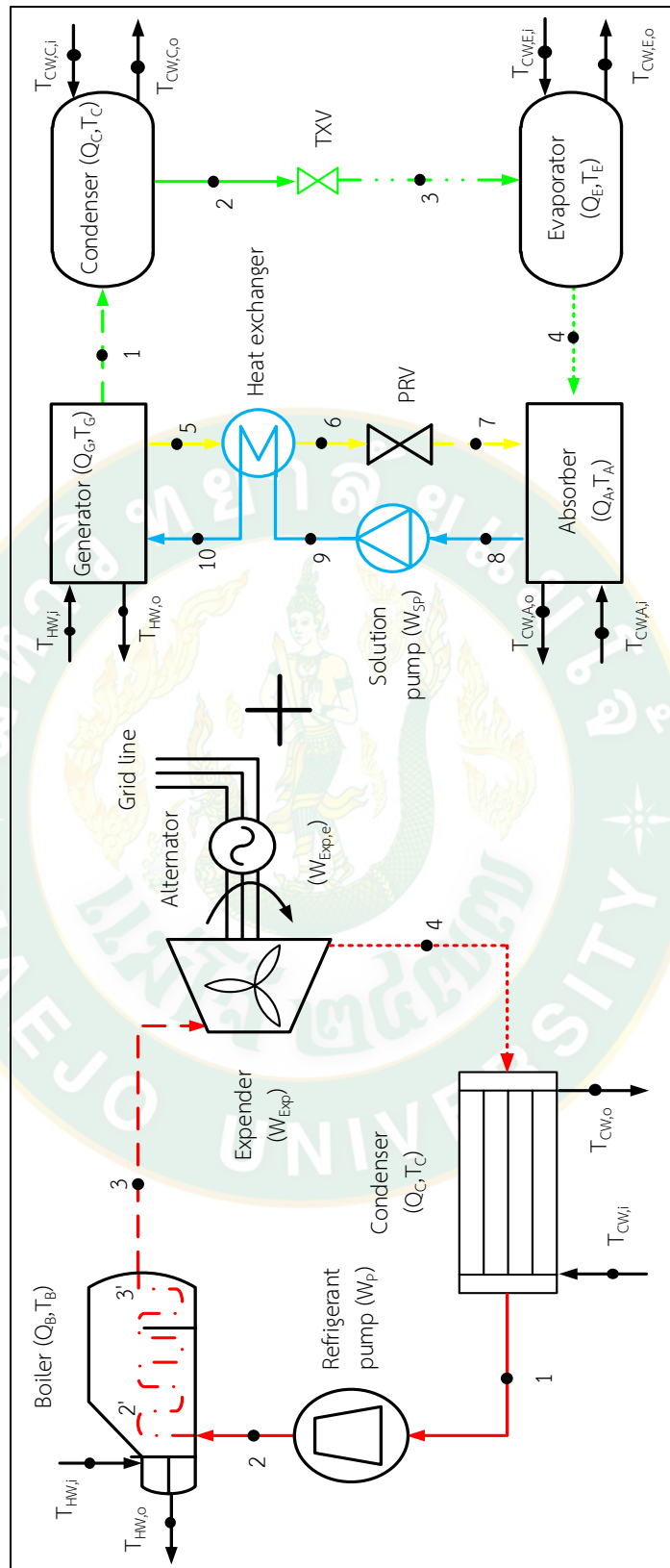


Figure 1 Concept of the ORC combined with the absorption refrigeration.

Objective

1. To study the thermal performance of the ORC combined with the absorption refrigeration.
2. To analysis energy efficiency, exergy efficiency, energy costing and exergy costing of the ORC combined with the absorption refrigeration.
3. To find out the optimal model of the ORC combined with the absorption refrigeration.

Scope of research

1. Power generation system is the ORC system.
2. Working fluid of the ORC system is R-245fa.
3. Refrigeration system is the absorption system.
4. Working fluid pairs of the absorption refrigeration are water-lithium bromide solution ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) and ammonia-water solution ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$).
5. Model of the ORC system combined with the absorption refrigeration are 3 models.
6. Heat source of the ORC system is free cost energy.

Expected benefits

1. The thermal performance model of the ORC system combined with the absorption refrigeration.
2. The mathematical model of the ORC system combined with the absorption refrigeration.
3. The optimal model of the ORC system combined with the absorption refrigeration.

Chapter 2

Theories

Research theories include four theories: the Carnot cycle, the ORC system, the absorption refrigeration and the economic. The details of these topics are as follows:

Carnot cycle

The Carnot efficiency is the best efficiency of the thermal system. It could explain by the Carnot's efficiency, which is an ineffective performance in the Carnot cycle. The concept of the Carnot cycle is shown in Figure 2, which consists of following 4 processes (Chaiyat, 2017).

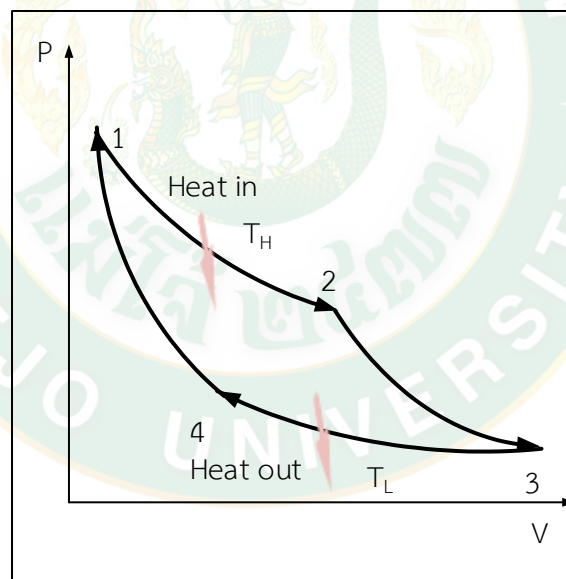


Figure 2 The Carnot cycle.

The first process is isentropic expansion or expansion at the constant high-temperature (T_H) because the heat input to the system. The second process is an adiabatic expansion or expansion without heat loss. Fluid temperature at low temperature (T_L) is reduced by the process. The third process is isentropic compression or compressions at the constant temperature (T_L) and emits thermal energy to the

surrounding environment. The four processes are adiabatic compression or no loss of compression by using external work (Chaiyat 2017). From this process, Carnot cycle could demonstrate by the following equation as:

$$\eta_{\text{carnot}} = [(T_H - T_L) / T_H] \times 100 = [1 - (T_L / T_H)] \times 100 \quad \text{equation 1}$$

Organic Rankine cycle

The ORC system is thermodynamic process as shown in Figure 3. There are four processes in the ORC system. Process 1-2: the working fluid is pumped from low to high pressure. Process 2-3: the high-pressure liquid enters a boiler, where it is heated at constant pressure by an external heat source to become dry saturated vapor. Process 3-4: the dry saturated vapor expands through an expander for generating power at a generator. This process decreases temperature and pressure of the vapor. Process 4-1: the wet vapor then enters a condenser, where is condensed at a constant pressure to become a saturated liquid (Chaiyat, 2017).

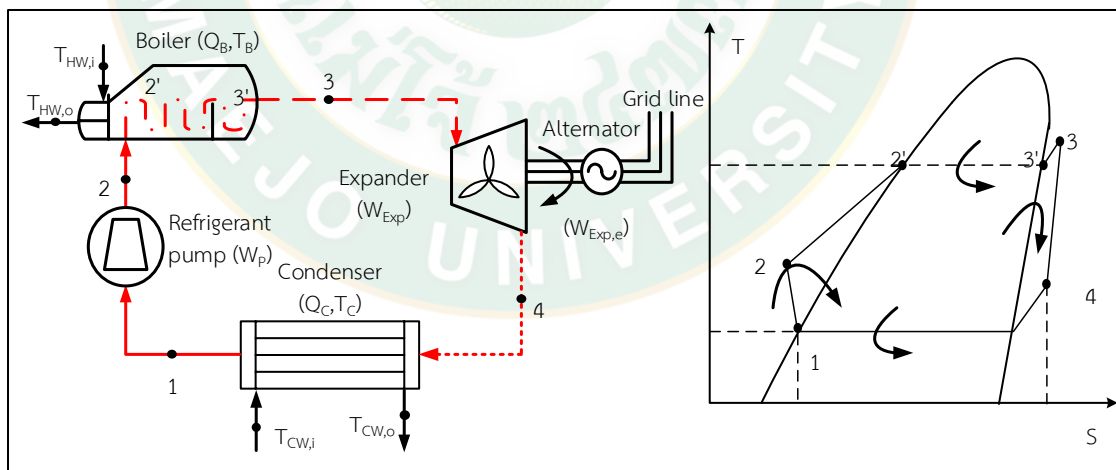


Figure 3 Diagrams of the ORC and T-s diagrams.

The mathematical equation of the ORC system at steady state steady flow could express as follows:

- Energy balance

$$\Sigma Q_i + \Sigma \dot{m}_i h_i = \Sigma Q_o + \Sigma \dot{m}_o h_o \quad \text{equation 2}$$

- Mass balance

$$\Sigma \dot{m}_i = \Sigma \dot{m}_o = 0 \quad \text{equation 3}$$

- Boiler

Energy balance at boiler (energy in = energy out)

$$Q_B + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3$$

$$Q_B = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \quad \text{equation 4}$$

Mass balance at boiler (mass in = mass out)

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{ref} \quad \text{equation 5}$$

$$Q_B = \dot{m}_{ref} (h_3 - h_2) \quad \text{equation 6}$$

- Expander

Energy balance at condenser (energy in = energy out)

$$\dot{m}_3 h_3 = W_{exp} + \dot{m}_4 h_4$$

$$W_{Exp} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 \quad \text{equation 7}$$

Mass balance at boiler (mass in = mass out)

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{ref} \quad \text{equation 8}$$

$$W_{Exp} = \dot{m}_{ref} (h_3 - h_4) \quad \text{equation 9}$$

- Condenser

Energy balance at condenser (energy in = energy out)

$$Q_C + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_1 h_1$$

$$Q_C = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_4 h_4 \quad \text{equation 10}$$

Mass balance at boiler (mass in = mass out)

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{ref} \quad \text{equation 11}$$

$$Q_C = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_1) \quad \text{equation 12}$$

- Pump

$$W_P = (P_H - P_L) \dot{m}_{ref} v_1 / \eta_{sp} \quad \text{equation 13}$$

- Thermal efficiency of the ORC system

$$\eta_{th} = ([W_{Exp} - W_P] / Q_B) \times 100 \quad \text{equation 14}$$

The exergy analysis is employed to evaluate the performance of the system and based on the irreversibility. The basic exergy equations are as follows:

- Exergy of boiler

$$\dot{E}_B = \dot{m}_{ref} (h_3 - h_2 - T_0 [S_3 - S_2]) \quad \text{equation 15}$$

- Exergy of expander

$$\dot{E}_{Exp} = \dot{m}_{ref} (h_3 - h_4 - T_0 [S_3 - S_4]) \quad \text{equation 16}$$

- Exergy of condenser

$$\dot{E}_C = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_1 - T_0 [S_4 - S_1]) \quad \text{equation 17}$$

- Exergy of pump

$$\dot{E}_P = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1 - T_0 [S_2 - S_1]) \quad \text{equation 18}$$

- Exergy efficiency of the ORC system

$$\psi_{ORC} = ([\dot{E}_{Exp} - \dot{E}_P] / \dot{E}_B) \times 100 \quad \text{equation 19}$$

Where:

$$\dot{E}_B = Q_B (1 - [T_0 / T_{HW,i}]) \quad \text{equation 20}$$

Absorption refrigeration

The absorption refrigeration is similar to the vapor compression cycle that circulates refrigerant, the evaporator, the condenser and the expansion valve. The difference is the compressor of the vapor. The compression cycle is replaced by the absorption process to circulate working fluid.

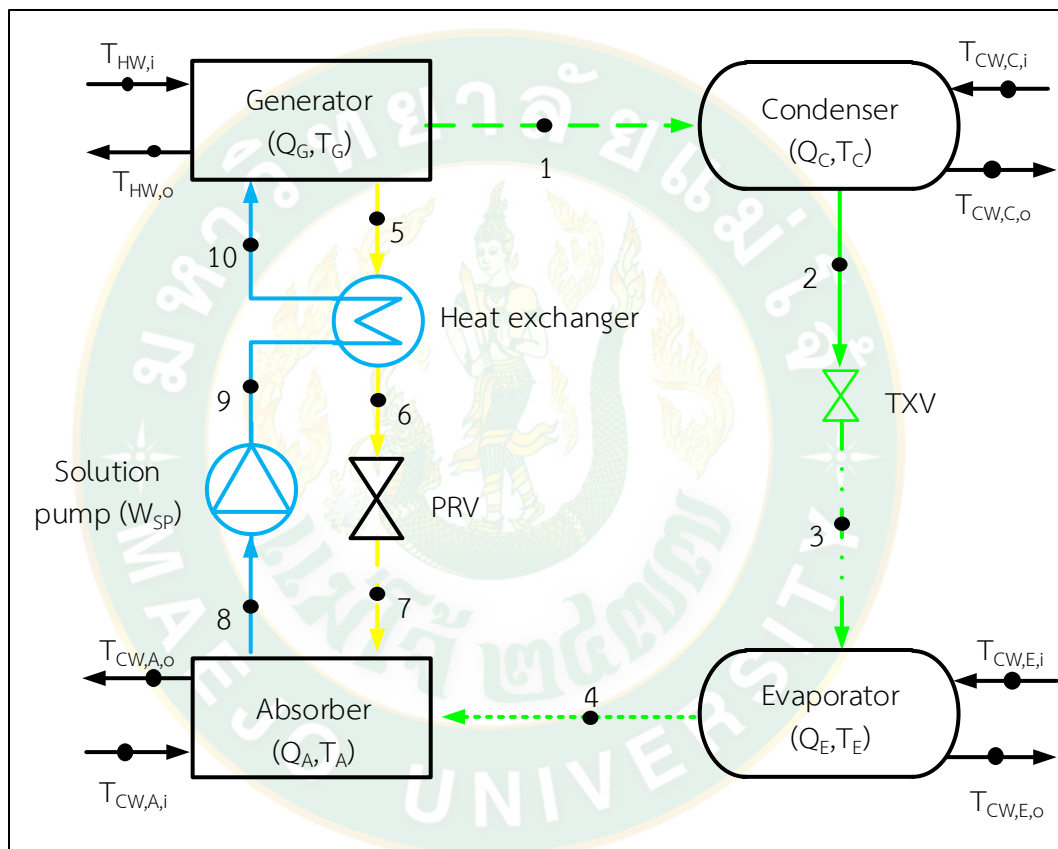


Figure 4 Diagram of the absorption refrigeration.

The absorption cycle is shown in Figure 4. Weak solution in the absorber is pumped to the generator, where external heat is applied to boil the refrigerant from the solution. The vapor leaves from the generator into the condenser for extracting heat from the vapor and condenses to liquid refrigerant. After that the pressure is reduced by the expansion valve and sent to the evaporator for cooling process. Meanwhile, the strong solution in generator is fed back to the absorber, which is

decreased temperature and pressure by the heat exchanger and pressure reducing valve, respectively. The mathematical equation for steady state steady flow could express as follows:

- Energy balance

$$\Sigma Q_i + \Sigma \dot{m}_i h_i = \Sigma Q_o + \Sigma \dot{m}_o h_o \quad \text{equation 21}$$

- Mass balance

$$\Sigma \dot{m}_i = \Sigma \dot{m}_o = 0 \quad \text{equation 22}$$

- Concentration balance

$$\Sigma \dot{m}_i X_i = \Sigma \dot{m}_o X_o = 0 \quad \text{equation 23}$$

- Generator

Energy balance at generator (energy in = energy out) as:

$$Q_G + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8,$$

$$Q_G = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 \quad \text{equation 24}$$

Mass balance at generator (mass in = mass out) as:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 + \dot{m}_8 \quad \text{equation 25}$$

Concentration balance of solution (concentration in = concentration out) as:

Water-Lithium bromide solution ($H_2O-LiBr$)

$$\dot{m}_7 X_7 = \dot{m}_8 X_8, (X_1 = 0) \quad X = \% \text{ Lithium bromide} \quad \text{equation 26}$$

From equation 25 and equation 26 as:

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_8) X_7 = \dot{m}_8 X_8$$

$$\dot{m}_1 X_7 + \dot{m}_8 X_7 = \dot{m}_8 X_8$$

$$\dot{m}_1 X_7 = \dot{m}_8 X_8 - \dot{m}_8 X_7$$

$$\dot{m}_1 X_7 = \dot{m}_8 (X_8 - X_7)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 X_7 / (X_8 - X_7), (X_8 > X_7) \quad \text{equation 27}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 X_8 / (X_8 - X_7), (X_8 > X_7) \quad \text{equation 28}$$

Ammonia-Water solution (NH₃-H₂O)

$$\dot{m}_7 X_7 = \dot{m}_1 X_1 + \dot{m}_8 X_8, X = \% \text{ Ammonia} \quad \text{equation 29}$$

From equation 26 and equation 27 as:

$$(\dot{m}_1 + \dot{m}_8) X_7 = \dot{m}_1 X_1 + \dot{m}_8 X_8$$

$$\dot{m}_1 X_7 + \dot{m}_8 X_7 = \dot{m}_1 X_1 + \dot{m}_8 X_8$$

$$\dot{m}_8 X_7 - \dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_1 X_1 - \dot{m}_1 X_7$$

$$\dot{m}_8 (X_7 - X_8) = \dot{m}_1 (X_1 - X_7)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 (X_1 - X_7) / (X_7 - X_8), (X_1 > X_7 > X_8) \quad \text{equation 30}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 (X_1 - X_8) / (X_7 - X_8), (X_1 > X_7 > X_8) \quad \text{equation 31}$$

- Condenser

Energy balance at condenser (energy in = energy out) as:

$$\dot{m}_1 h_1 = Q_C + \dot{m}_2 h_2$$

$$Q_C = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 \quad \text{equation 32}$$

Mass balance at condenser (mass in = mass out) as:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{\text{ref}} \quad \text{equation 33}$$

$$Q_C = \dot{m}_{\text{ref}} (h_1 - h_2) \quad \text{equation 34}$$

- Pump

$$W_p = (P_{H,AB} - P_{L,AB}) \dot{m}_2 v_2 / \eta_{sp} \quad \text{equation 35}$$

- Evaporator

Energy balance at condenser (energy in = energy out) as:

$$\dot{m}_3 h_3 = Q_E + \dot{m}_4 h_4$$

$$Q_E = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad \text{equation 36}$$

Mass balance at condenser (mass in = mass out) as:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{ref} \quad \text{equation 37}$$

$$Q_E = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_3) \quad \text{equation 38}$$

- Absorber

$$Q_A = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_5 h_5 \quad \text{equation 39}$$

Concentration balance of solution (concentration in = concentration out) as:

Water-Lithium bromide solution (H₂O-LiBr)

$$\dot{m}_5 X_5 = \dot{m}_{10} X_{10} \quad \text{equation 40}$$

Ammonia-Water (NH₃-H₂O)

$$\dot{m}_5 X_5 = \dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_{10} X_{10} \quad \text{equation 41}$$

- Solution pump

$$W_{sp} = (P_{H,AB} - P_{L,AB}) \dot{m}_5 v_5 / \eta_{sp} \quad \text{equation 42}$$

- Heat exchanger

$$Q_{HX} = \dot{m}_6 C_{p8} (T_8 - T_9) = \dot{m}_6 C_{p6} (T_7 - T_6) \quad \text{equation 43}$$

- The coefficient of the performance, (COP)

$$COP_{Ab} = Q_E / (Q_G + W_{sp}) \quad \text{equation 44}$$

From the second law of thermodynamic, exergy of the absorption refrigeration is obtained destruction in the each component as follows:

- Exergy of the generator

$$\dot{E}_G = \dot{m}_7 (h_7 - T_0 S_7) - \dot{m}_8 (h_8 - T_0 S_8) - \dot{m}_1 (h_1 - T_0 S_1) + Q_G (1 - [T_0 / T_G])$$

equation 45

- Exergy of the condenser

$$\dot{E}_C = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_2 - T_0 [S_1 - S_2])$$

equation 46

- Exergy of the expansion valve

$$\dot{E}_V = \dot{m}_{ref} T_0 (S_2 - S_3)$$

equation 47

- Exergy of the evaporator

$$\dot{E}_E = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_3) - T_0 (S_4 - S_3) + Q_E (1 - [T_0 / T_E])$$

equation 48

- Exergy of the absorber

$$\dot{E}_A = \dot{m}_4 (h_4 - T_0 S_4) + \dot{m}_{10} (h_{10} - T_0 S_{10}) - \dot{m}_5 (h_5 - T_0 S_5)$$

equation 49

- Exergy of the solution pump

$$\dot{E}_p = \dot{m}_{ref} (h_6 - h_5 - T_0 [S_6 - S_5])$$

equation 50

- Exergy of the heat exchanger

$$\dot{E}_{HX} = \dot{m}_{ref} (h_6 - h_7) - T_0 (S_6 - S_7) + \dot{m}_{ref} (h_8 - h_9) - T_0 (S_8 - S_9)$$

equation 51

- Exergy of the pressure reducing valve

$$\dot{E}_v = \dot{m}_{ref} T_0 (S_9 - S_{10})$$

equation 52

- Exergy coefficient of the performance

$$COP_{EX-AB} = \dot{E}_E / (\dot{E}_G + \dot{E}_p)$$

equation 53

Economic analysis

In economic assessment, the levelized electric cost (LEC) and the exergy levelized electric cost (LExC) are used to carry out the ORC-absorption power output, which could determine by various factors as: power output of the ORC system ($W_{ORC,system}$), power output of the absorption refrigeration ($Q_{E,CW}$), production electricity costing (PEC_{ORC-AB}), the operating time (t_{OP}), discount rate (r) and the ORC life time (t) (Chaiyat, 2017), which could calculate by using the following equations:

$$LEC = \frac{\sum_{t=1}^n \text{Inv}_{ORC+AB} + \sum_{t=1}^n \frac{PEC_{ORC+AB}}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{(W_{ORC,system} + Q_{E,CW})t_{OP}}{(1+r)^t}} \quad \text{equation 55}$$

$$LExC = \frac{\sum_{t=1}^n \text{Inv}_{ORC+AB} \left[\frac{r(1+r)^t}{(1+r)^t - 1} \right] + \sum_{t=1}^n PEC_{ORC+AB} \left[\frac{r(1+r)^t}{(1+r)^t - 1} \right]}{\sum_{t=1}^n W_{ORC,system} t_{OP} \left[\frac{r(1+r)^t}{(1+r)^t - 1} \right] + \sum_{t=1}^n \dot{E}_{E,CW} t_{OP} \left[\frac{r(1+r)^t}{(1+r)^t - 1} \right]} \quad \text{equation 56}$$

Literature review

The ORC system is named from its organic refrigerant, with a liquid-vapor phase or boiling point, occurring at a lower temperature than the water-steam phase change. The ORC system could be supplied low temperature sources such as biomass combustion, industrial waste heat, geothermal energy, solar energy etc. The low-temperature heat is converted into electricity.

Li et al. (2015) investigated about two-stage evaporation strategy to improve system performance for ORC. The study was divided into two cases: parallel two-stage ORC (PTORC) and a series of two-stage ORC, STORC) and compare it with a single-layer ORC. Test under the same conditions was the hot temperature source of 90 °C, as shown in Figure 5.

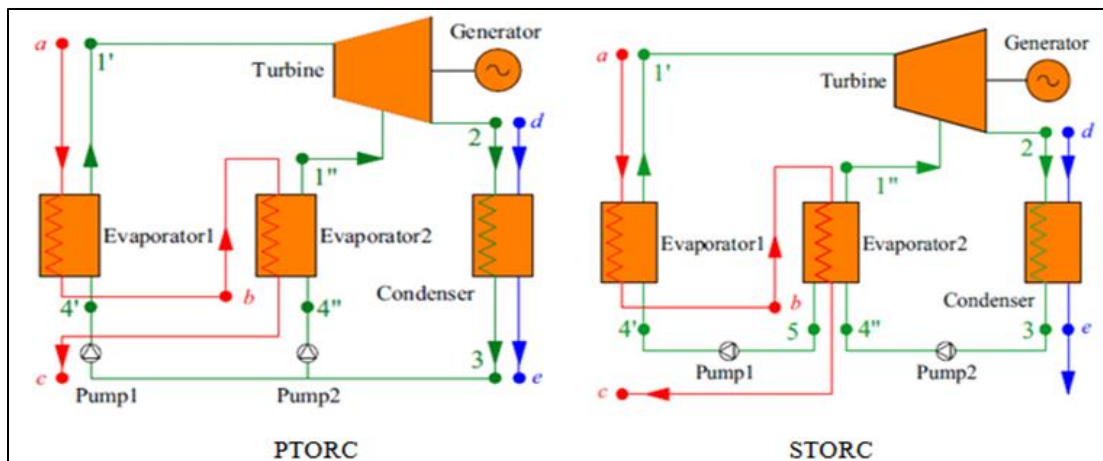


Figure 5 Schematic diagram of the PTORC and STORC.

Source: Li et al. (2015)

The result shown that the R-245fa single stage pre-treatment cycle was work progress, produced 500 W, thermal efficiency was 8.13%. Parallel improvement (PTORC) and serial (STORC) showed that, the thermal efficiency of the system increased to 9.10% and 14.20%, respectively, which led to the reusable heat recovery was 4.50% and 7.20% respectively for PTORC and STORC.

Marin and Gheorghian (2014) investigated the efficiency of the inlet the absorption refrigeration using water-lithium bromide and the heat from the exhaust to the heat source of the cooling system as shown in Figure 6. This studied aimed to analyze of the most appropriate and effective use the results had been found. Cooling systems worked effectively by the waste heat of exhaust gases under optimum operating conditions, the operating temperatures of the condenser and the absorber were less than 40 °C. The evaporator temperature was 10 °C and the operating temperature of the generator exceeded 85 °C, respectively.

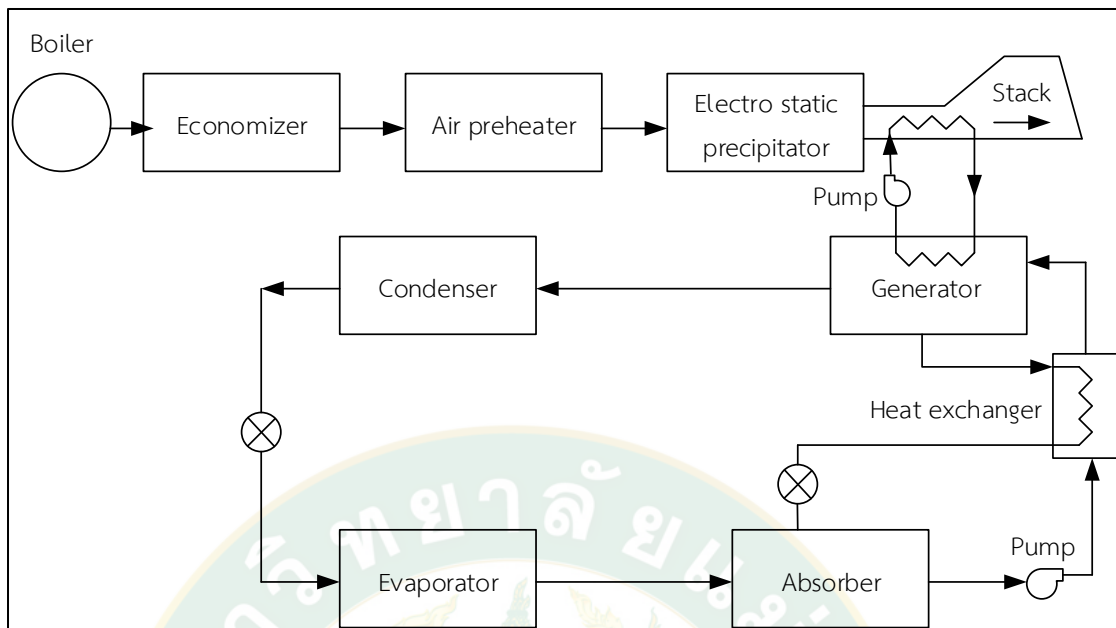


Figure 6 The diagram working flow of the absorption refrigeration.

Source: Marin and Gheorghian. (2014)

Garcia et al. (2013) presented about absorption power cycle worked with low heating temperature sources, using the H_2O -LiBr binary mixture as working pair and the solution pair, using conventional cooling sources allowed lowers the pressure at the turbine exit, during the absorption-condensation process. In this way, this system was benefit from the temperature matching in the heat exchangers, and it the power produced per unit of power cycle working fluid, with low-temperature heat sources as shown in Figure 7. The relative efficiency improvement of the absorption cycle was as high as 40% operating with a similar turbine to that of the conventional Rankine cycle. The absorption cycle permitted a better temperature match, reducing the exergy destruction. Therefore, the exergetic efficiency of the absorption power cycle was around 10% higher than that of the conventional Rankine cycle.

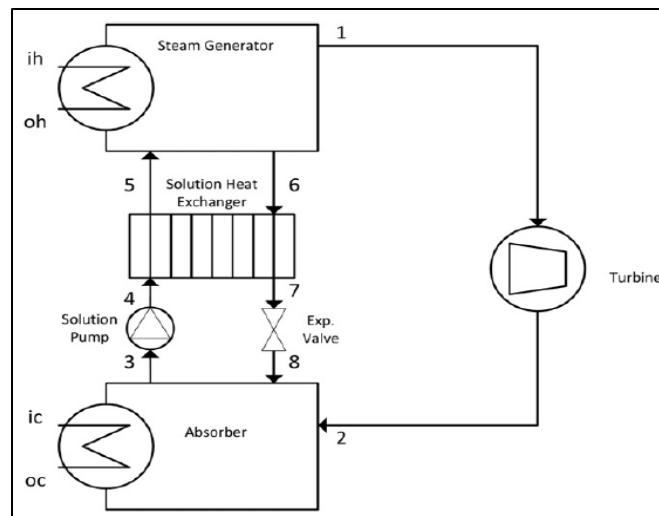


Figure 7 Scheme of the absorption power system.

Source: Garcia et al. (2013)

Li et al. (2014) studied the effect of condensation temperature on the active substance suitable for the ORC-CHP system. The organic cycle was heated at 100-160 °C and working fluid R-123. The efficiency of the ORC system increases, when the operate temperature at the condenser was dropped, this was consistent with the research conducted by (Chaiyat and Kiatsiriroat, 2015), Which proposed the optimization of the ORC system combined with absorption chiller, as shown in Figure 8, the performance derived from the results of both systems. And there was not presentation of the optimal operating conditions of the joint system.

Chaiyat et al. (2017) interested approach, the method to enhance ORC cycle efficiency from the absorption for reducing ORC, when condenser temperature was consider the experimental results of the R-245fa. The working fluid of absorption chiller was a water-lithium bromide as shown in Figure 9. The water-lithium bromide solution was chosen because this fluid mixture was optimal for producing cooled water temperature around 5-15 °C weak solution of binary mixture was heated at the generator and part of the absorbate (water) boiled at a high pressure.

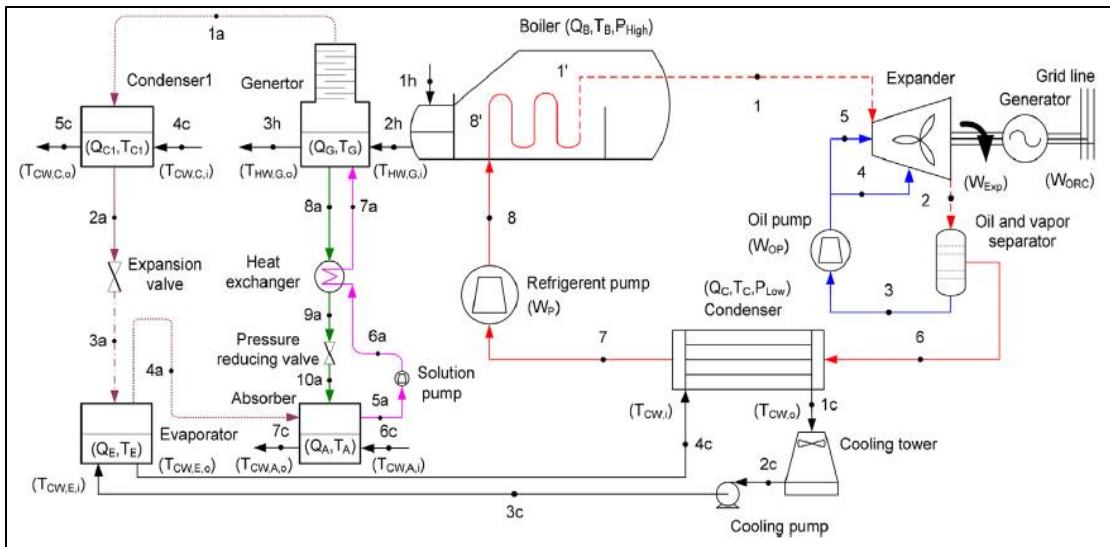


Figure 8 Diagram of the ORC system combine with absorption refrigerant system.
 Source: Chaiyat and Kiatsiriroat. (2015)

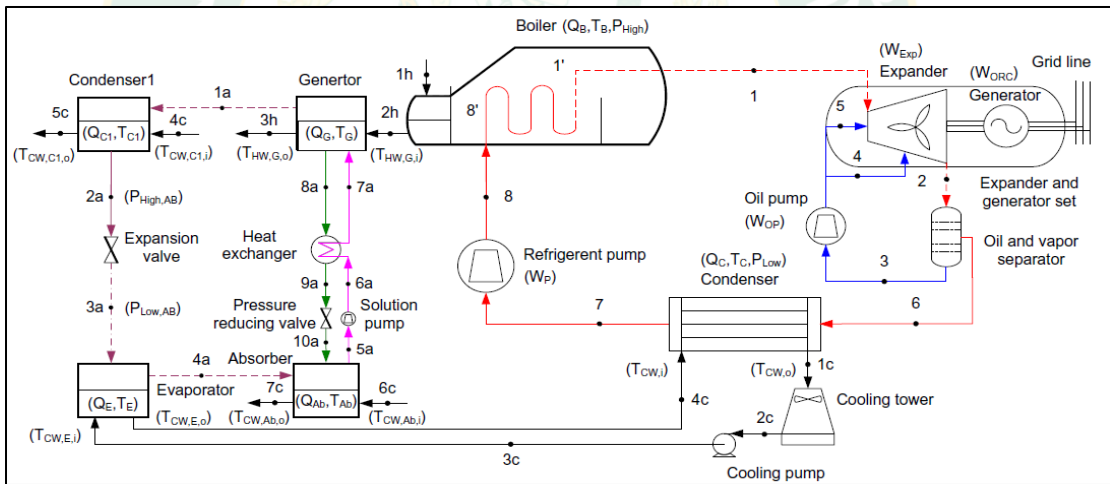


Figure 9 Schematic diagram of absorption system combined with ORC.
 Source: Chaiyat et al. (2017)

Chapter 3

Research methodology

Research methodology to find out the optimal performance of the ORC system combined with the absorption refrigeration is presented the each step relation in Figure 10.

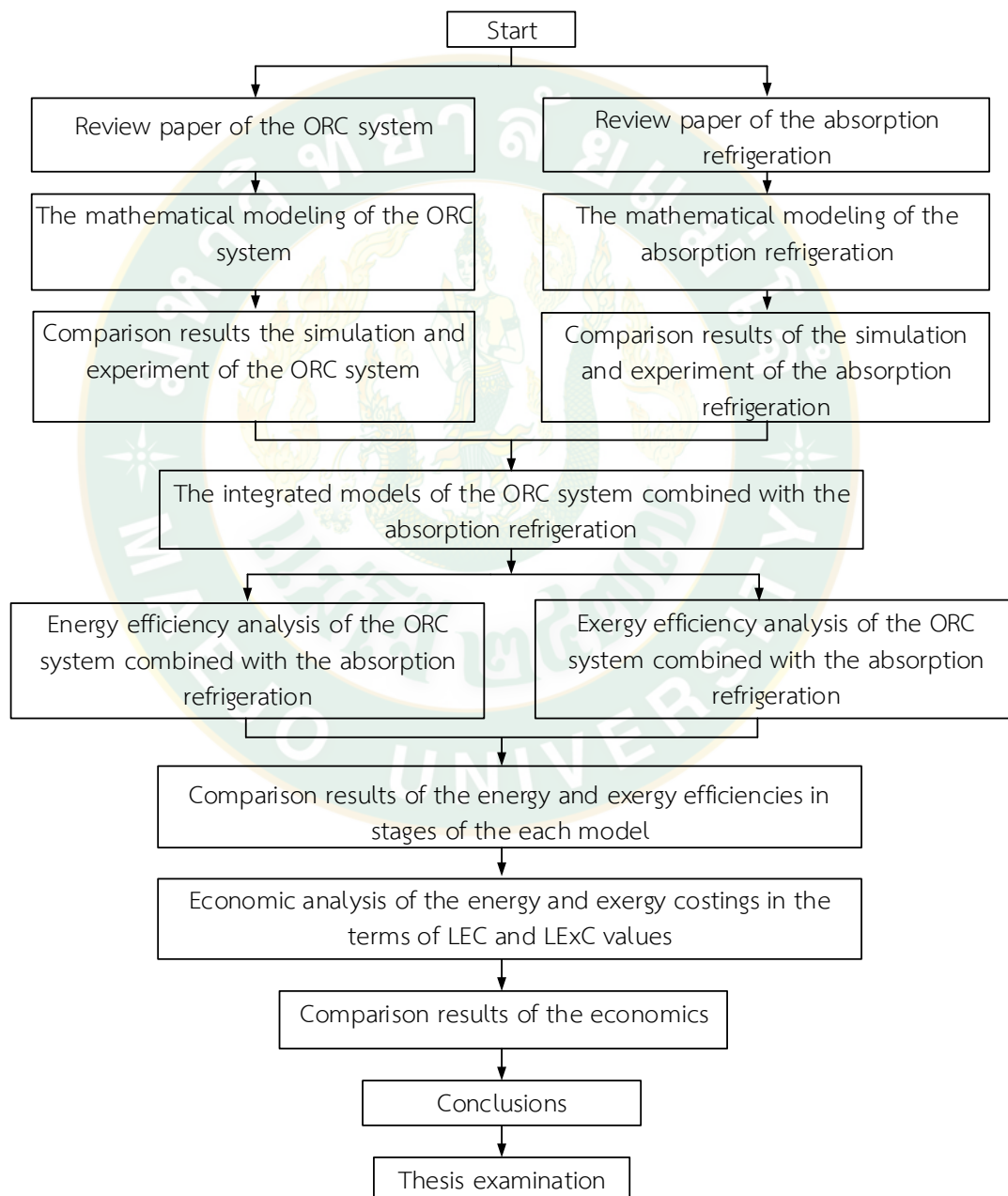


Figure 10 Schematics diagram of the research process.

Study the theory of the ORC system and the absorption refrigeration

Study the theory of the ORC system and the absorption refrigeration are reviewed to the main advantaged points of the various refrigerant types used in the absorption refrigeration system.

Mathematical modeling of the ORC system

Mathematical modeling of the ORC system is used to analyze the ORC performance. In this research, the ORC mathematical model is analyzed and created. The properties of working fluid according from the Refprop program are used. The energy and exergy simulation steps of the ORC system are shown in Figure 11 and Figure 12, respectively. And the initial conditions of the system are:

- The working fluid of the ORC system is R-245fa,
- Hot water temperature entering to the boiler of the ORC system ($T_{HW,i}$) is 80-120 °C,
- Hot water temperature different and working fluid in boiler (ΔT_{HW-ref}) is 3 °C,
- Water temperature different inlet and outlet of boiler (ΔT_{HW}) is 15 °C,
- The cooling water temperature entering to the condenser is constants ($T_{CW,i}$) 32 °C,
- Cooling water difference inlet and outlet in condenser (ΔT_{CW}) is 5 °C,
- Cooling temperature different and working fluid of condenser (ΔT_{CW-ref}) is 3 °C,
- Temperature of ambient is considered to be (T_{Abm}) 28 °C,
- Isentropic efficiency of expander ($\eta_{S,Exp}$) is 85 %,
- Isentropic efficiency of pump ($\eta_{S,p}$) is 85 %,
- Efficiency of generator (η_G) is 85 %,
- Superheating (SH) is 10 °C,
- Sub cooling (SC) is 5 °C.

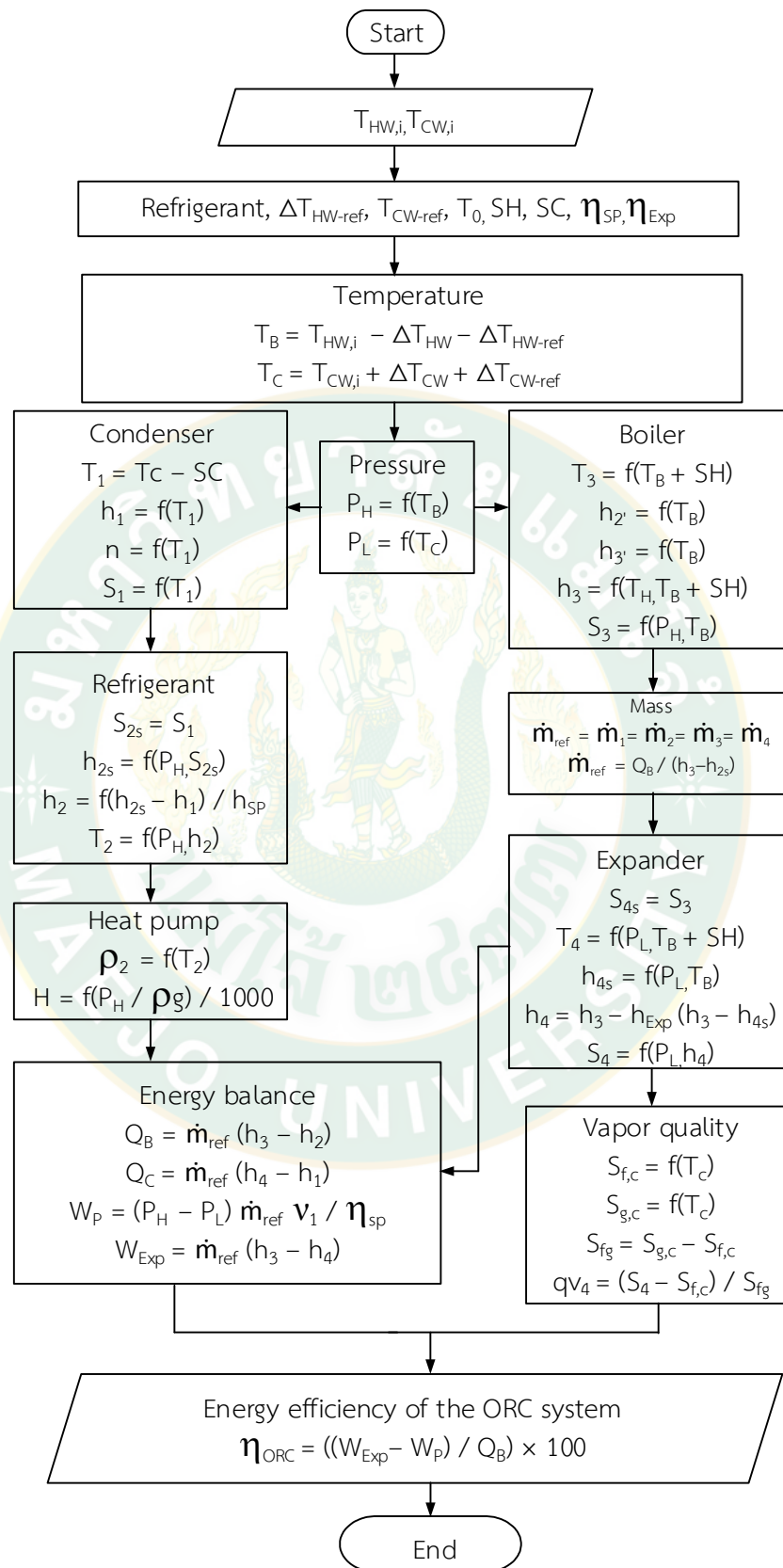


Figure 11 Energy diagram mathematical modeling of the ORC system.

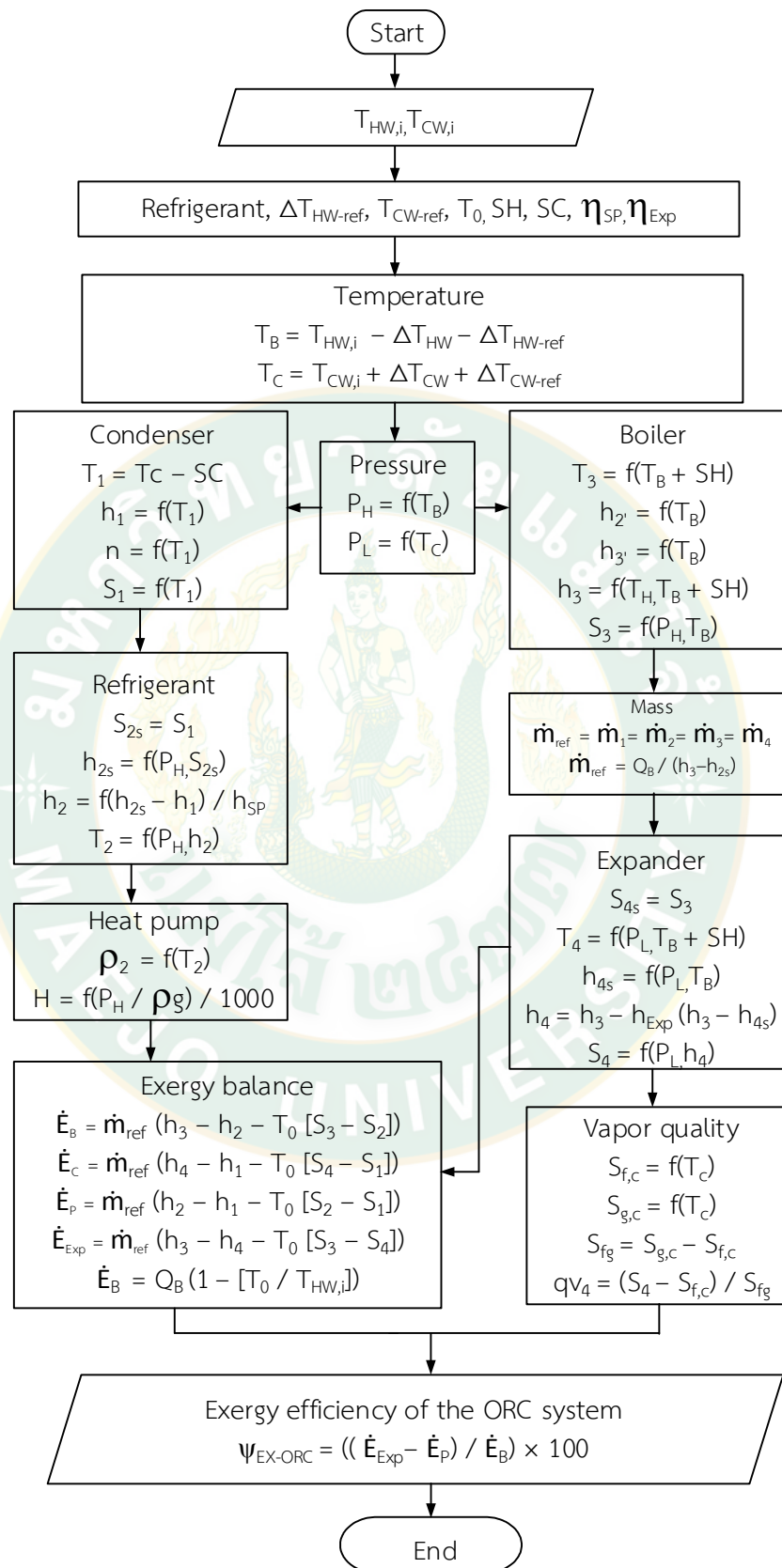


Figure 12 Exergy diagram mathematical modeling of the ORC system.

Comparison results of the simulation and experiment of the ORC

Comparison results of the simulation and experiment are analyzed the suitable enhancement model of the ORC system. Which the research experiment analyzed of the ORC system, size 20 kW_e using the working fluid was R-245fa (Chaiyat and Kiatsiriroat, 2015). Thus, it was similar to the mathematical model of simulations. Which the experiments results of the ORC system was shown in Table 1 below:

Table 1 Testing results of the R-245fa ORC system at varying inlet hot water temperature (Chaiyat and Kiatsiriroat, 2015).

Description	Unit	State 1	State 2	State 3	State 4
Hot water inlet ($T_{HW,i}$)	°C	116.00	107.80	97.00	88.90
Hot water outlet ($T_{HW,o}$)	°C	89.80	81.00	75.00	77.80
Heat source capacity (Q_B)	kW	243.20	248.20	203.40	188.30
Cool water inlet ($T_{CW,i}$)	°C	28.00	28.00	28.00	28.00
Cool water outlet ($T_{CW,o}$)	°C	35.00	35.00	35.00	35.00
Condenser temperature (T_C)	°C	37.00	37.00	37.00	37.00
Heat sink capacity (Q_C)	kW	219.00	215.60	210.90	211.00
Expander inlet pressure (P_{High})	kPa	1097.10	1120.00	1074.00	811.30
Expander inlet temperature (T_1)	°C	93.70	94.60	92.80	85.70
Expander outlet pressure (P_{Low})	kPa	227.41	227.40	227.00	239.30
Expander outlet temperature (T_2)	°C	75.00	70.60	70.60	59.50
Refrigerant pump power (W_p)	kW	1.78	1.90	1.19	1.24
Oil pump power (W_{OP})	kW	1.40	1.40	1.40	1.40
Lift temperature ($T_{HW,i} - T_{CW,i}$)	°C	88.00	79.80	69.00	58.80
Cycle power (W_{ORC})	kW	21.50	21.36	16.70	9.00
Cycle efficiency (η_{ORC})	%	8.73	8.49	8.11	4.71

Mathematical modeling of the absorption refrigeration

Mathematical modeling of the absorption refrigeration is developed. The energy and exergy steps for simulation are shown in Figure 13 and Figure 14, respectively. Moreover, the working pairs of the water-lithium bromide solution (H₂O-LiBr) and the ammonia-water solution (NH₃-H₂O) also programmed and developed.

- The working fluid of absorption refrigeration are H₂O-LiBr solution and NH₃-H₂O solution,
- Maximum flow ratio (FR) for starting is lower than 20 (Chaiyat and Kiatsirirot, 2011),
- Water temperature different of generator of working flow is 3 °C,
- The water temperature different of working fluid at condenser is 3 °C,
- The water temperature different of working fluid at adsorbate is 3 °C,
- The water temperatures outlet of adsorbate are equal to the water temperature inlet of condenser, the water temperature different inlet and outlet of condenser, adsorbate, evaporator and generator is 5 °C,
- Temperature of ambient is considered to be 28 °C,
- Isentropic efficiency of pump is 85% and

The properties of the thermodynamic H₂O-LiBr solution are not the program to calculate, that this research develop the program to use the mathematical modeling of the absorption refrigeration. Which the equation of the mathematical is referent of the experiment of the research various as shown in Table 2 below:

Table 2 Properties of the thermodynamic H₂O-LiBr solution.

Variable	Equation	Source
Enthalpy	$h = \sum_0^4 A_n X^n + T \sum_0^4 B_n X^n + T^2 \sum_0^4 C_n X^n$	ASHRAE (2009)
Solution temperature	$T = \sum_0^3 B_n X^n + T_{ref} \sum_0^3 A_n X^n$	ASHRAE (2009)

Variable	Equation	Source
Refrigerant temperature	$T_{\text{ref}} = \frac{-2E}{D + (D^2 - 4E[C - \log(P)])^{0.5}}$ $\log(P) = C + \left(\frac{D}{T_{\text{ref}}} \right) + \left(\frac{E}{T_{\text{ref}}^2} \right)$	ASHRAE (2009)
Density	$\rho(T, m) = \rho_0(T)[1 + d_0(T)m + d_1(T)m^{1.5} + d_2(T)m^2]$ $m = \frac{(X/100)M_s}{(1 - [X/100])}$ $d_j(T) = \sum_{i=0}^4 C_{ji} T^i$	Khairulin et al., (2006)
Isobaric specific heat	$C_p = A_0 + A_1 X + (B_0 + B_1 X)$	Kaita (2001)
Entropy	$s = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 b_{ij} x^j T^i$	Feuerecker (1993)

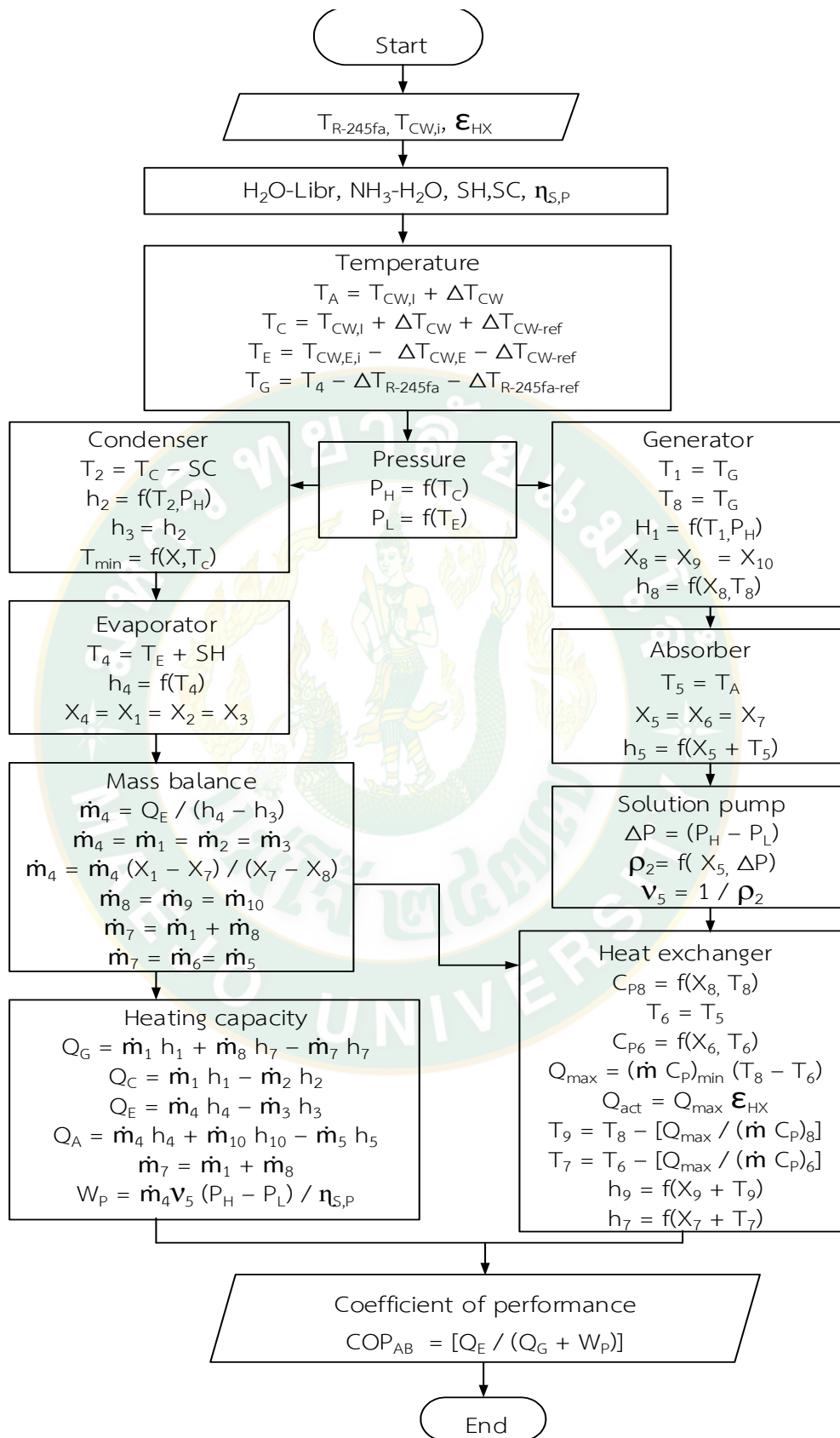


Figure 13 Energy diagram mathematical modeling of the absorption refrigeration.

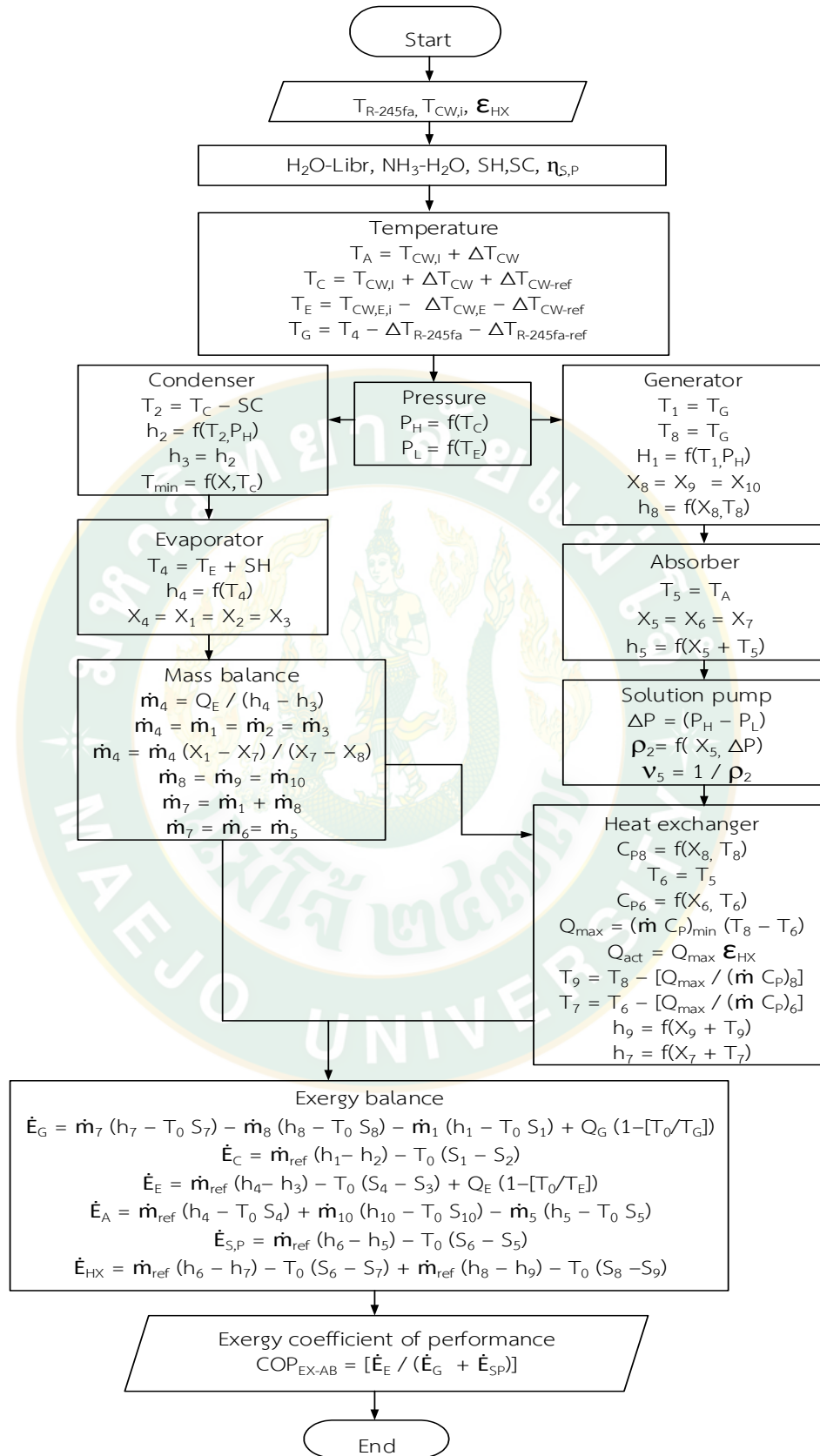


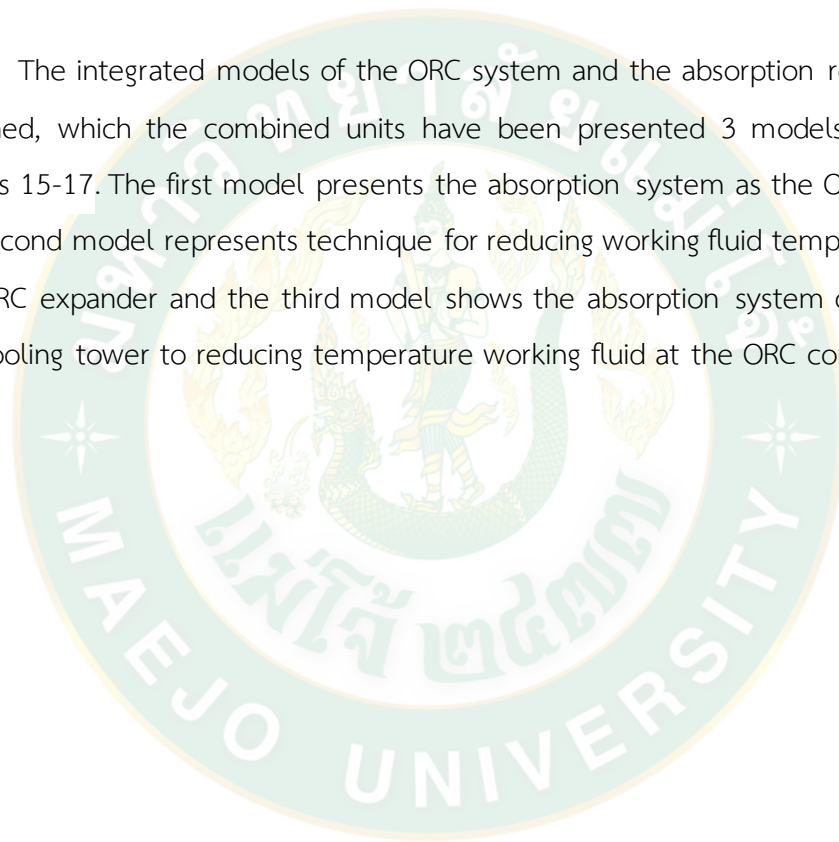
Figure 14 Exergy diagram mathematical modeling of the absorption refrigeration.

Comparison results of the simulation and experiment of the absorption refrigeration

Comparison the simulation and experiment are assessed the suitable enhancement model of the absorption refrigeration system.

The integrated models of the ORC system and the absorption refrigeration

The integrated models of the ORC system and the absorption refrigeration are designed, which the combined units have been presented 3 models, as shown in Figures 15-17. The first model presents the absorption system as the ORC condenser, the second model represents technique for reducing working fluid temperature leaving the ORC expander and the third model shows the absorption system combined with the cooling tower to reducing temperature working fluid at the ORC condenser.



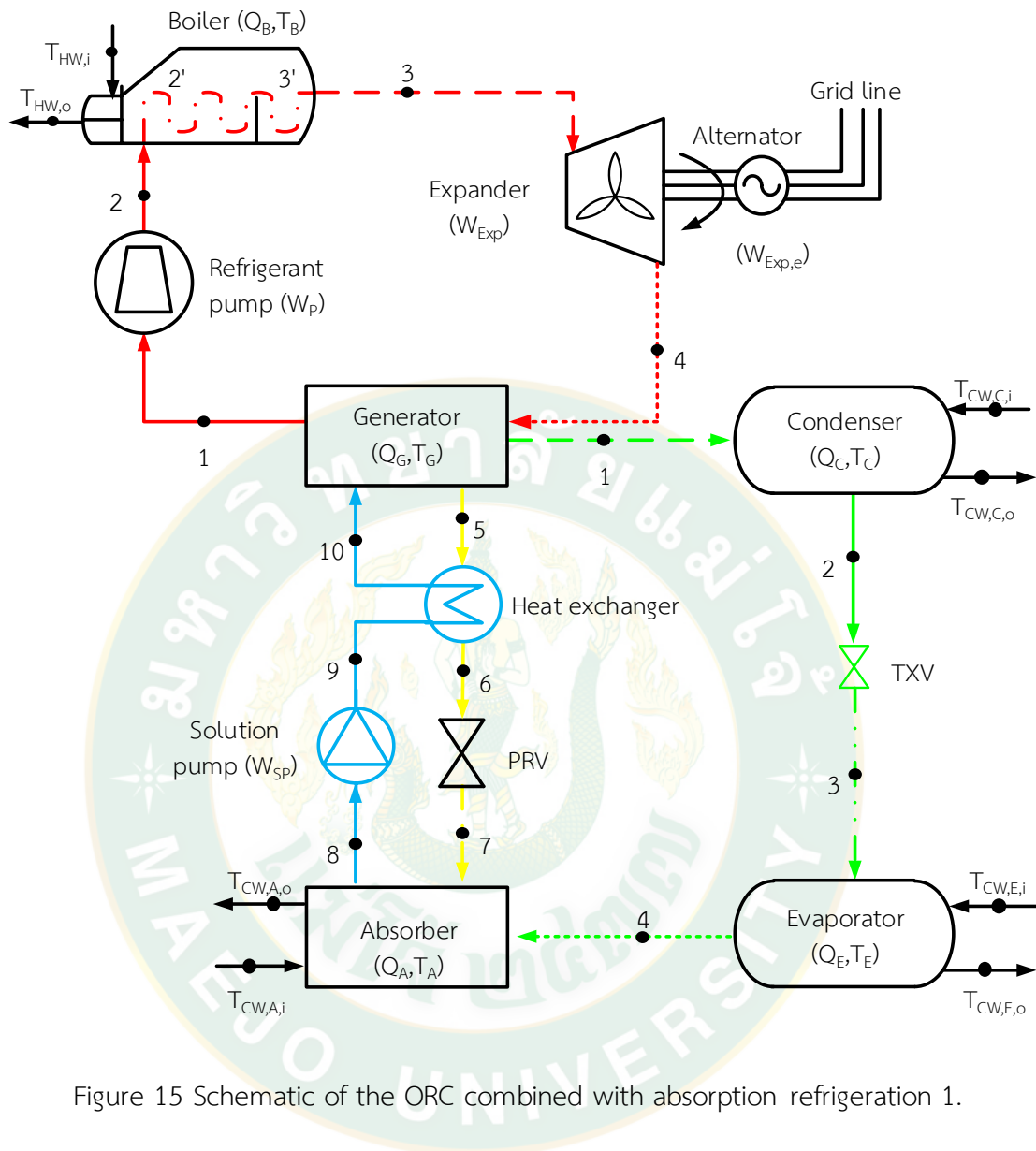


Figure 15 Schematic of the ORC combined with absorption refrigeration 1.

From the above cycle, the combined energy and exergy efficiencies could be defined by equations below:

$$\eta_{\text{Overall}} = (W_{\text{Exp}} + Q_E) / [Q_B + W_p + W_{\text{Sp}}] \quad \text{equation 57}$$

$$\psi_{\text{Overall}} = (\dot{E}_{\text{Exp}} + \dot{E}_E) / [\dot{E}_B + \dot{E}_p + \dot{E}_{\text{Sp}}] \quad \text{equation 58}$$

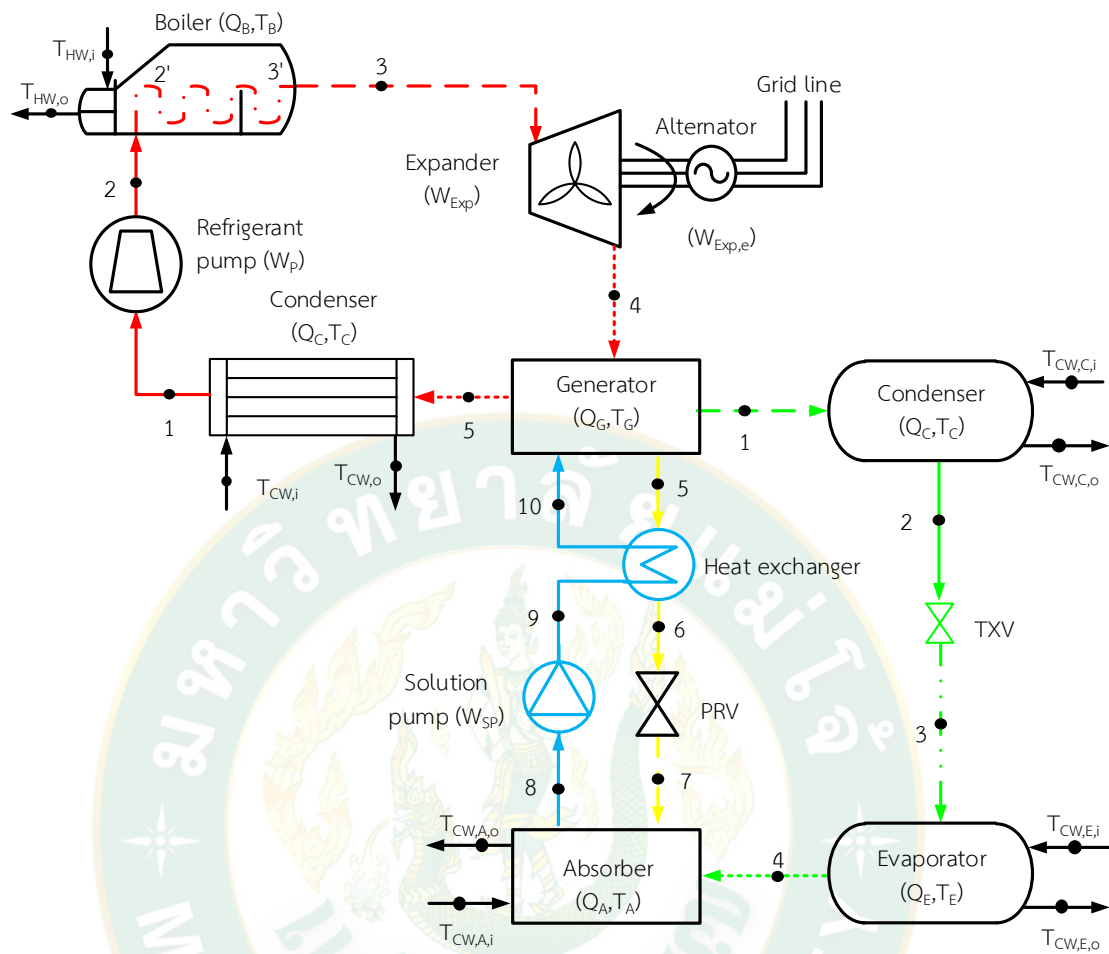


Figure 16 Schematic of the ORC combined with absorption refrigeration 2.

From the above cycle, the combined energy and exergy efficiencies could be defined by equations below:

$$\eta_{\text{Overall}} = (W_{\text{Exp}} + Q_E) / [Q_B + W_P + W_{\text{SP}}] \quad \text{equation 59}$$

$$\psi_{\text{Overall}} = (\dot{E}_{\text{Exp}} + \dot{E}_E) / [\dot{E}_B + \dot{E}_P + \dot{E}_{\text{SP}}] \quad \text{equation 60}$$

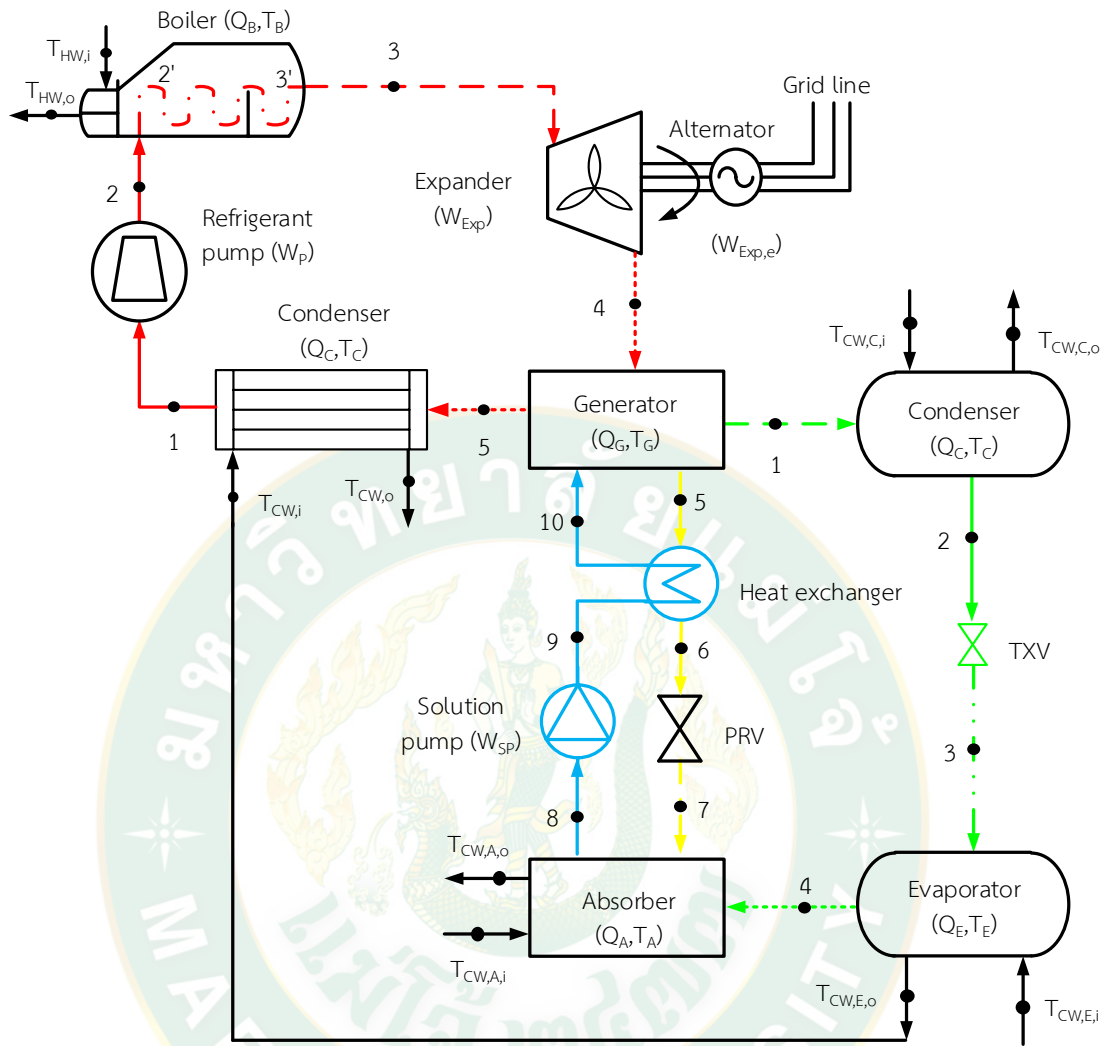


Figure 17 Schematic of the ORC combined with absorption refrigeration 3.

From the above cycle, the combined energy and exergy efficiencies could be defined by equations below:

$$\eta_{\text{Overall}} = (W_{\text{Exp}} / [Q_B + W_P + W_{\text{SP}}]) \quad \text{equation 61}$$

$$\psi_{\text{Overall}} = (\dot{E}_{\text{Exp}} / [\dot{E}_B + \dot{E}_P + \dot{E}_{\text{SP}}]) \quad \text{equation 62}$$

Energy and exergy efficiency analyzes of the ORC system combined with the absorption refrigeration

Energy and exergy efficiencies of the ORC system combined with the absorption refrigeration are determined the energy efficiency and exergy efficiency of the each models.

Comparison results of the energy and exergy efficiencies

Comparison results of the energy and exergy efficiencies are analyzed the suitable enhancement models of the ORC combined with the absorption refrigeration.

Economic analysis of the ORC combined with the absorption refrigeration

Economic analyses, energy electricity cost, exergy electricity cost, energy and exergy costings are to carry out the ORC-absorption power output.

Comparison results of the economic results of the energy and exergy costings

Comparison of the energy and exergy costings are assessed of the electricity per unit price of the ORC system combined with the absorption refrigeration.

Chapter 4

Result and discussion

In this study, a new concept for increasing the thermal efficiency of the ORC had been considered. Energy and exergy analysis of the ORC combined with the absorption refrigeration were presented. The optimal model of the integrated ORC-absorption system was to find out, which R-245fa was selected as working fluid of the ORC system, while the absorption refrigeration used H₂O-LiBr solution and NH₃-H₂O solution. The results were detailed as follows:

Mathematical modeling of the ORC system

The assessment, mathematical modeling of the ORC system was used the working fluid R-245fa, which the results were shown below:

1. Energy analysis the model of the ORC system.

Figure 18 presents the ORC system and the Carnot efficiencies components with temperature difference of heat source and heat sink. In the mathematical model, R-245fa was selected as the ORC working fluid, the hot water temperature ($T_{HW,i}$) entering to the system was about 80-120 °C and the cooling water temperature ($T_{CW,i}$) was around 32 °C. The simulation results, it found that the efficiencies of the ORC system and the Carnot cycle were increased with hot water temperature entering to the system. The average efficiencies of the ORC system and the Carnot cycle were 6.98% and 11.16%, respectively. Thus, consistent with the Carnot theory that the efficiency of the system was increased when the hot temperature difference of heat source and heat sink increased. While comparison results of the efficiencies of the ORC system and the Carnot cycle presented in Figure 18, it could be explained the efficiency of the ORC system lower that efficiency of the Carnot cycle around 59%.

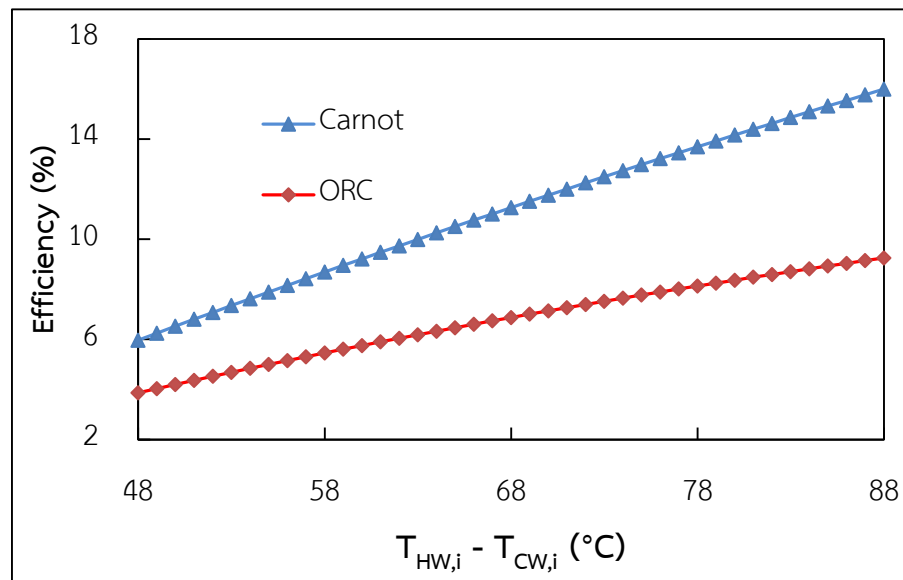


Figure 18 The comparison efficiency of the ORC system and the Carnot cycle components with hot water temperature entering to the system.

Figure 19 shows the heat capacity of the ORC system components with the hot water temperature entering to the system about 80-120 °C. Which heat capacity of the boiler (Q_B) was defined 180 kW. Heat capacity of the condenser (Q_C) was decreased, while the hot water temperature entering to the systems upgraded that. Due to enthalpy entering to condenser was higher that the enthalpy leaving the condenser.

Figure 20 presents the ORC power output ($W_{Exp,e}$) and power supply to the ORC pump (W_p) components with the hot temperature entering to the system about 80-120 °C. From the simulation results, the ORC power output was increased with the hot water temperature entering the system. Because the temperature and enthalpy entering to the ORC expander were higher that the temperature enthalpy leaving the ORC expander. While the ORC power outputs upgraded to heat source entering for the systems. The power supply to the ORC pump was nearly constant.

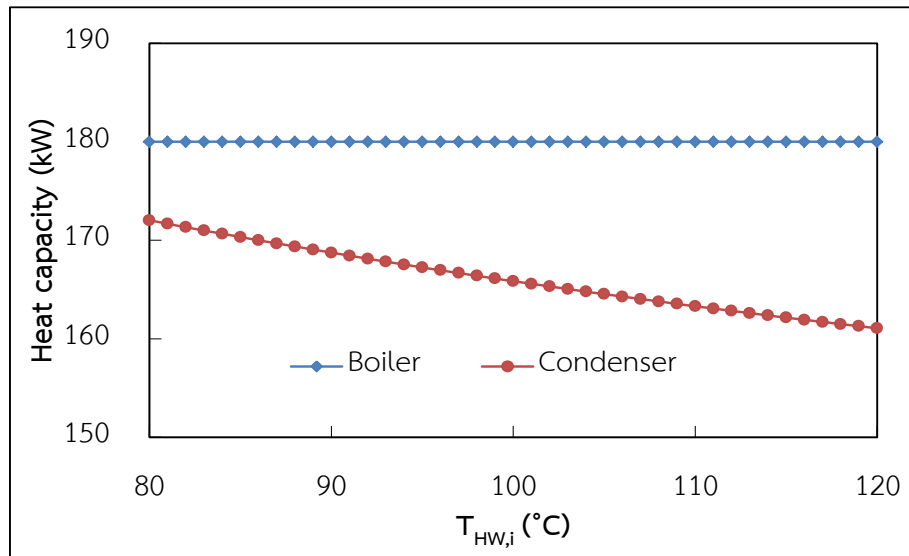


Figure 19 The heat capacity of the ORC components with hot water temperature entering to the system.

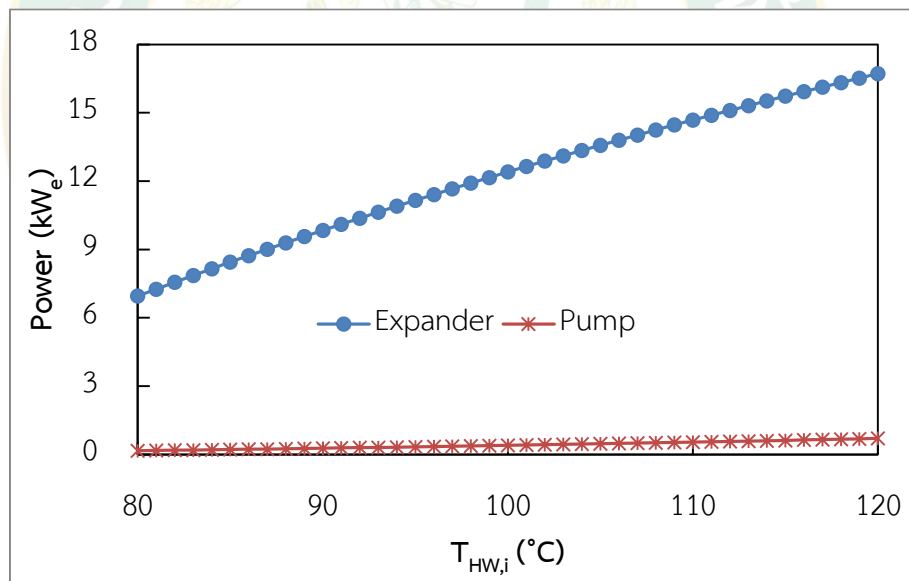


Figure 20 The power of the ORC system components with hot water temperature entering to the system.

2. Exergy analysis of the ORC system.

Figure 21 illustrates the relationship between the exergy efficiency of the ORC system with temperature difference of heat source and heat sink. From the calculate results, it could be seen that the exergy efficiency of the ORC system were increased

with the temperature difference of heat source and heat sink entering to the system. The average of exergy efficiency of the ORC was about 11.51%. Thus, consistent with the Carnot theory that, the efficiency of the system was increased when the hot temperature difference of heat source and heat sink increased.

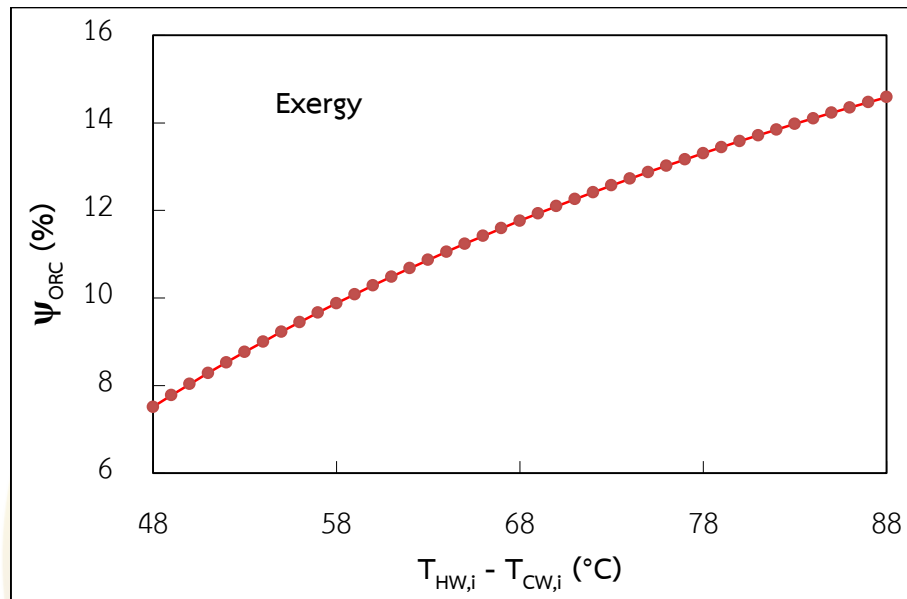


Figure 21 The exergy efficiency of the ORC system with temperature difference of heat source and heat sink.

Figure 22 presents the exergy rate components with the hot water temperature entering to the ORC boiler. From the study results, it could be seen that the exergy heating of the ORC boiler was upgraded but the exergy heating of the ORC condenser was dropped, while the hot water entering to the ORC boiler or heat source was increased at 80-120 °C. Due to the enthalpy entering to the ORC boiler was lower than the enthalpy leaving the ORC boiler and higher than temperature of ambient, entropy entering-leaving the ORC boiler. The average exergy rate of the ORC boiler and the ORC condenser were around 121.57 kW and 149.27 kW, respectively.

Figure 23 presents the ORC power output ($W_{Ex-exp,e}$) and power supply to the ORC pump (W_{Exp}) of the exergy components with the hot water temperature entering to the system about 80-120 °C. From the simulation results, it could be found that when the hot water temperature entering to the system increased, the ORC power

output and the power supply to the ORC pump upgraded. The average of the ORC power output was about 12.20 kW_e and power supply to the ORC pump illustrated around 0.41 kW_e, respectively.

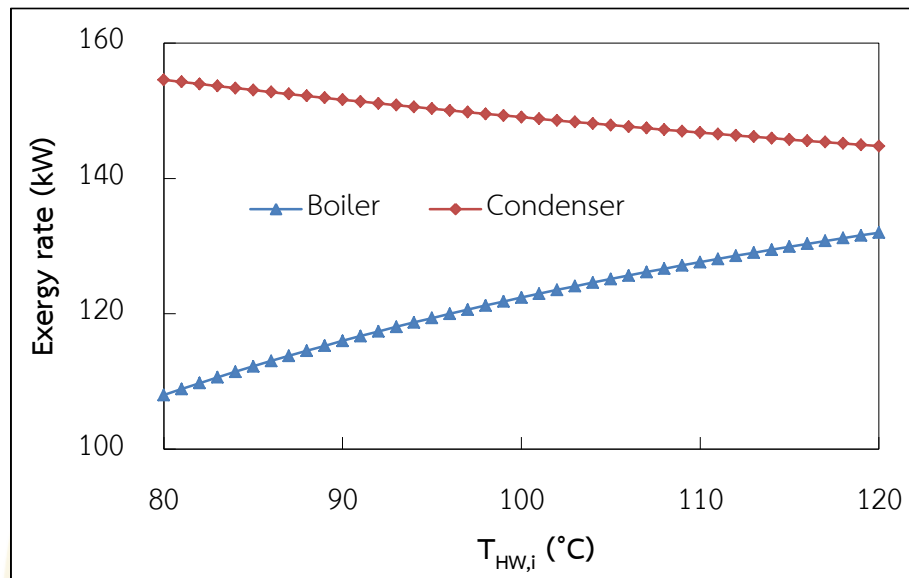


Figure 22 The exergy rate component with hot water temperature entering to the system.

Furthermore, the working fluid temperature leaving the ORC expander before entering the ORC condenser (T_4) was about 57-69 °C, while hot water temperature entering to the ORC boiler was about 80-120 °C, as shown in Figure 24. The temperature of the substance illustrated the relationship between operation the absorption refrigeration. Which the working fluid temperature leaving the ORC expander were heat source energy for the absorption refrigeration.

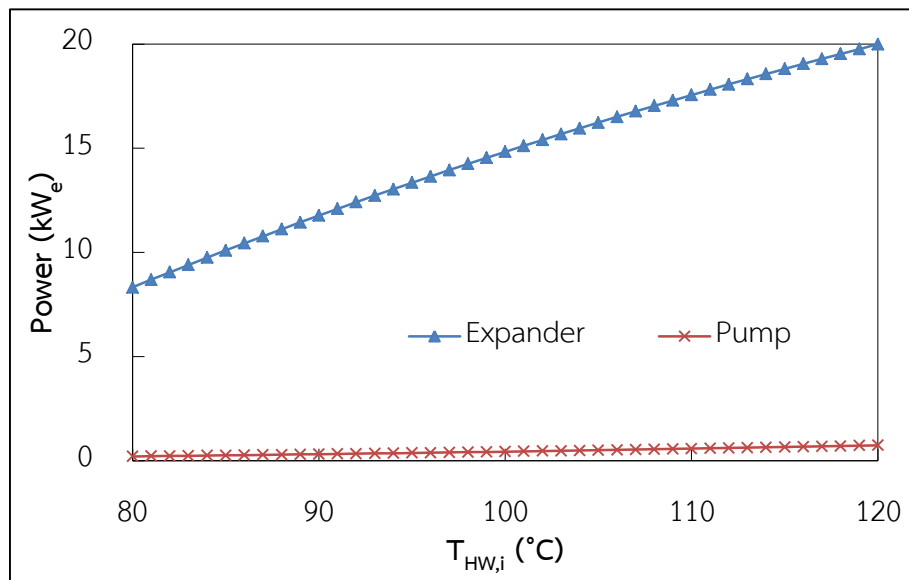


Figure 23 The exergy power of the ORC system components with hot water temperature entering to the system.

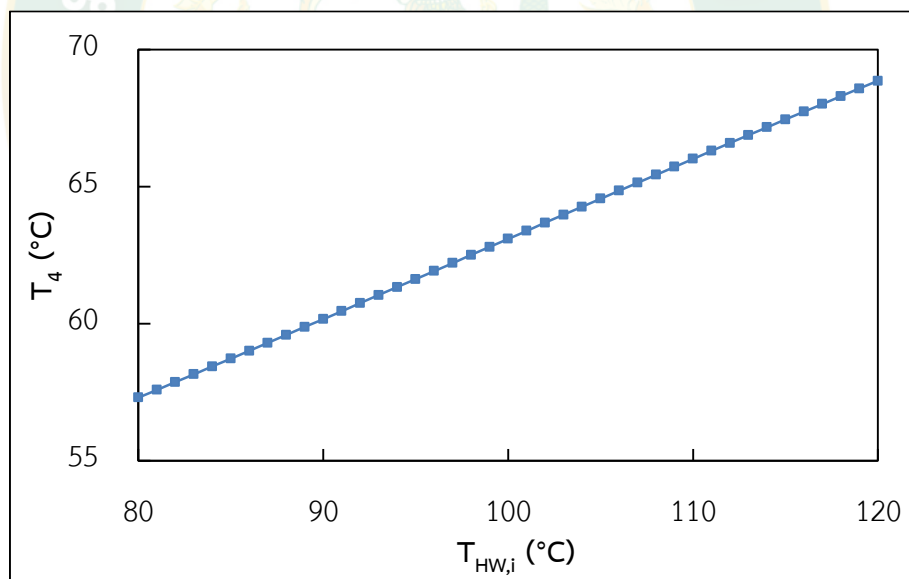


Figure 24 The working fluid temperature leaving the ORC expander with hot water temperature entering to the system.

Comparison results of the simulation and experiment of the ORC system

The simulation and experiment assessments of the ORC system were used the working fluid R-245fa (Chaiyat and Kiatsiriroat, 2015), which the study results were shown below:

Figure 25 shows the simulation and experiment efficiencies of the ORC system with temperature difference of heat source and heat sink. From the calculate results, it could be seen that the efficiencies of the ORC system increased with the temperature difference of heat source and heat sink supply to the system. Which mathematical model was accreted.

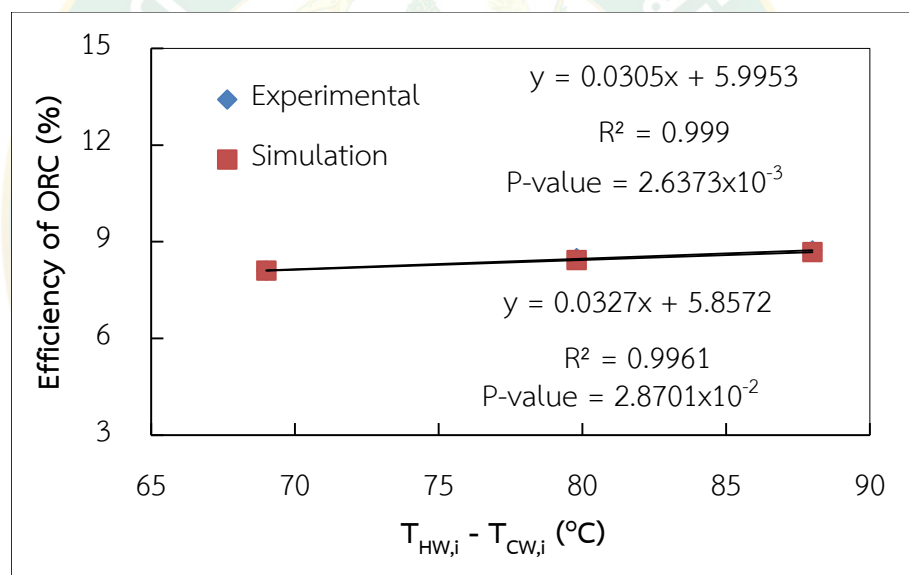


Figure 25 Comparison results of the simulation and experiment efficiencies.

Mathematical modeling of the absorption refrigeration

The mathematical modeling of the absorption system used the working fluid H₂O-LiBr and NH₃-H₂O solutions, which the results were shown below:

1. Mathematical modeling of the absorption refrigeration by using the working fluid H₂O-LiBr solution.

In a H₂O-LiBr vapor absorption refrigeration system, H₂O was used as the refrigerant, while LiBr was used as the absorbent. Which the results were shown following:

- Energy analysis of the absorption refrigeration modeling

From the study above as shown in Figure 24, which the working fluid temperature leaving the ORC expander was the heat source entering to the absorption system. The strong solution of H₂O-LiBr at generator ($X_G=X_5$) was smaller for the absorption refrigeration starting. From the calculate results, the optimal concentration of the H₂O-LiBr solution with the heat source entering to the system was about 34-43 %LiBr and flow ratio was greater than 20, as shown in Figure 26. Which in this studied, manufacturer's concentration was 34 %LiBr for the system starting with the low heat source entering to the absorption generator.

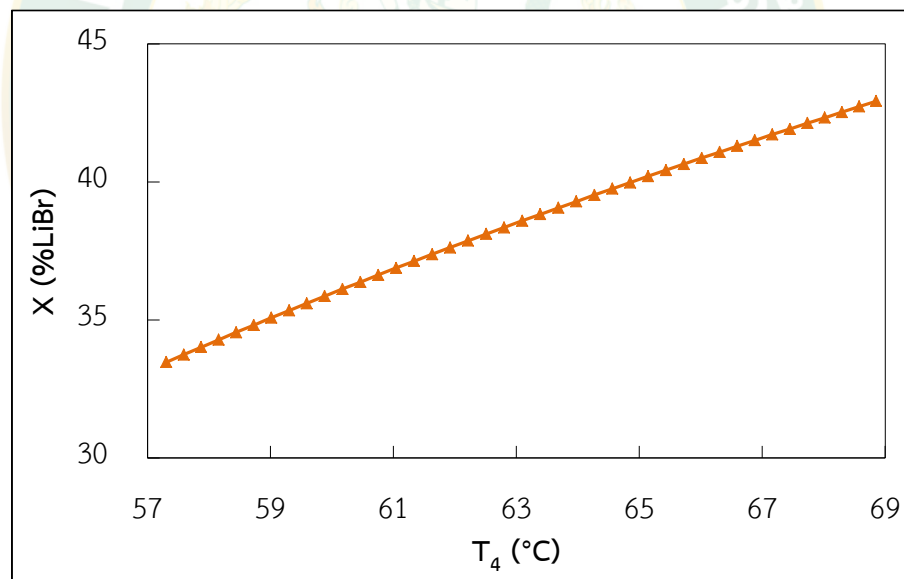


Figure 26 The working fluid temperature leaving the ORC expander with the strong solution of the H₂O-LiBr at generation.

Figure 27 illustrates the heat capacity of the absorption system components with the working fluid temperature leaving the ORC expander (heat source) at 57-69 °C, while the cooling water temperature entering to the ORC condenser was fixed at around 32 °C. The study results, when the heat source entering to the system upgraded

the heat capacity of the generator and the absorber were increased. Because the enthalpy entering to the generator and the absorber were higher than the enthalpy leaving. The heat capacity of the condenser and the evaporator were steady.

Figure 28 presents the coefficient of performance (COP) of the absorption refrigeration with the heat sources entering to the absorption system at 57-69 °C. The concentration of the H₂O-LiBr solution at the generator was about 34 %LiBr. Cooling water temperature entering to the absorption condenser was 32 °C to predict the behavior of the system. The study results, it could be found that when the heat source increased the COP_{AB} of absorption refrigeration was decreased. Which maximum of the COP_{AB} was 0.945 from the working fluid temperature entering to the absorption generator at 57 °C.

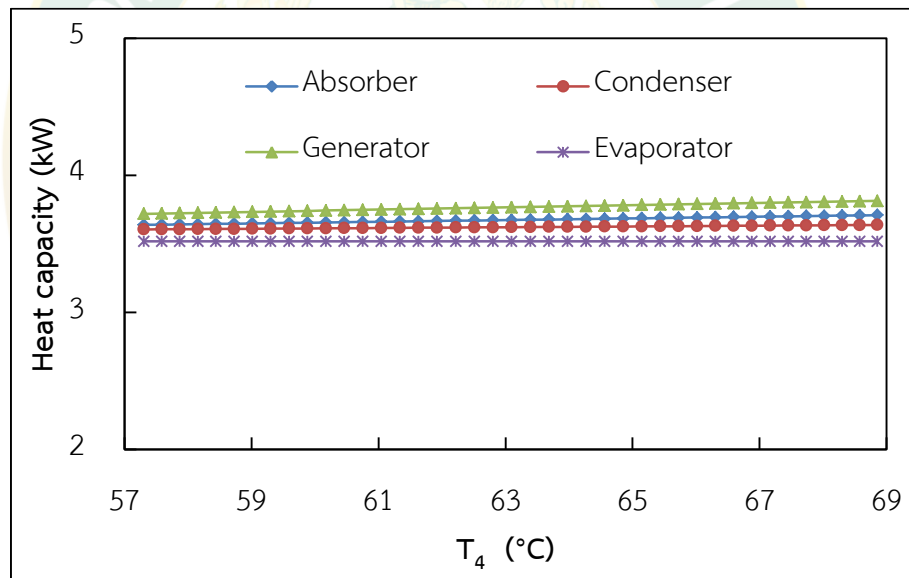


Figure 27 The heat capacity component of the working fluid temperature leaving the ORC expander.

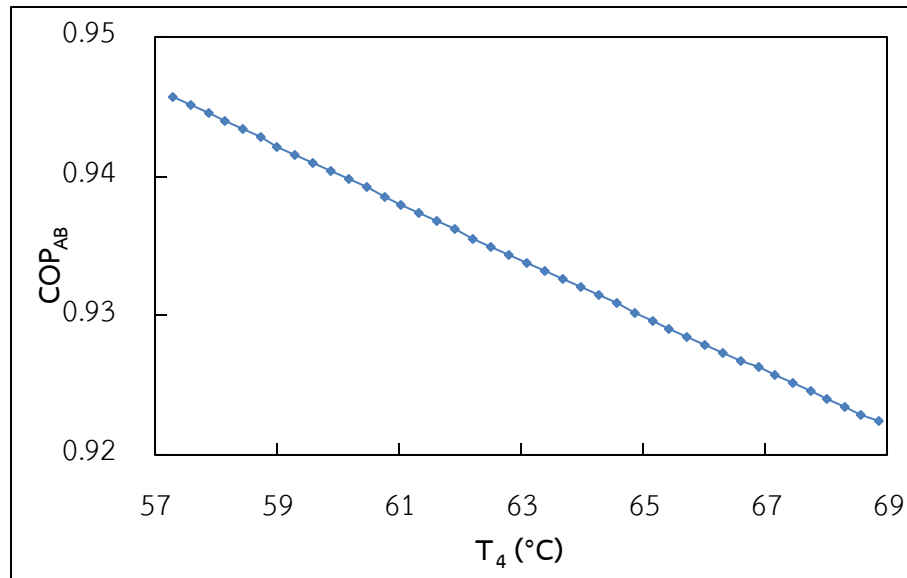


Figure 28 The COP_{AB} with the working fluid temperature leaving the ORC expander.

Figure 29 illustrates the COP_{AB} of the absorption refrigeration with the different temperature entering-leaving of the generator. From the study results, when the working fluid temperature different inlet and outlet of the absorption generator increased, the COP_{AB} of the system was dropped. Due to the heat capacity of the generator was higher according to the heat source entering to the system.

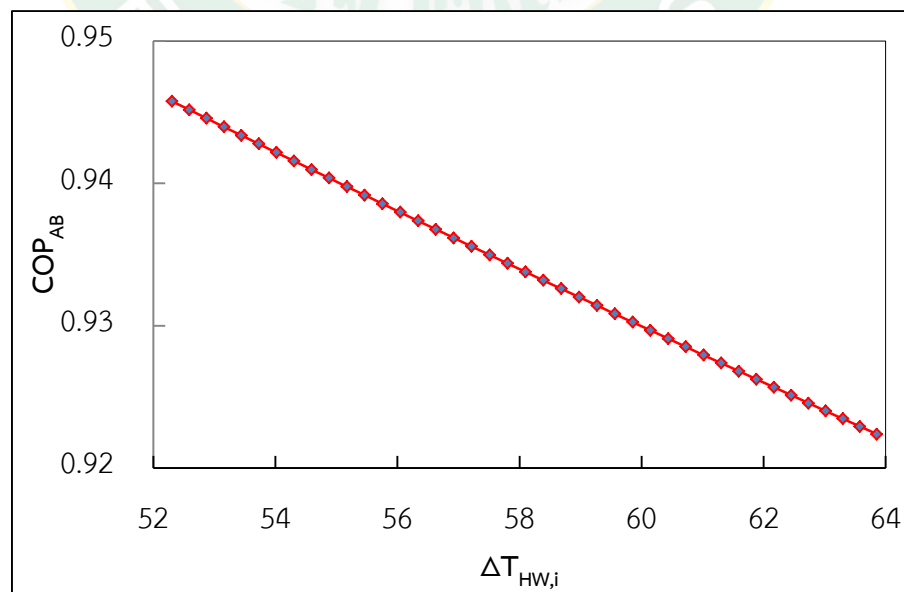


Figure 29 The COP_{AB} with different temperature entering-leaving of the generator.

Figure 30 shows the COP_{AB} of the absorption refrigeration with the cooling water entering to the condenser and the absorber of the absorption refrigeration about 5-45 °C. From the study results, it could be seen that the cooling water temperature entering to the condenser and the absorber were higher than 42 °C, the absorption refrigeration was stop. While refrigerant of the absorption system was crystallization.

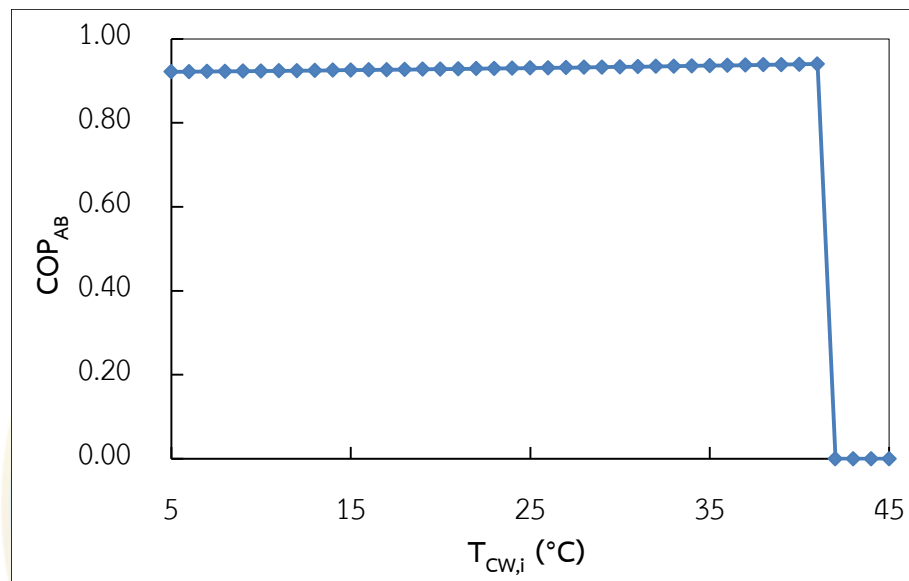


Figure 30 The COP_{AB} with the cooling water temperature entering to the system.

Figure 31 presents the COP_{AB} of the absorption refrigeration with the effectiveness of the heat exchanger at 60-100%. From the simulation results, the effectiveness of the heat exchanger were relationship between of the COP_{AB} , it found that the COP_{AB} of absorption system was increased with the effectiveness of the heat exchanger.

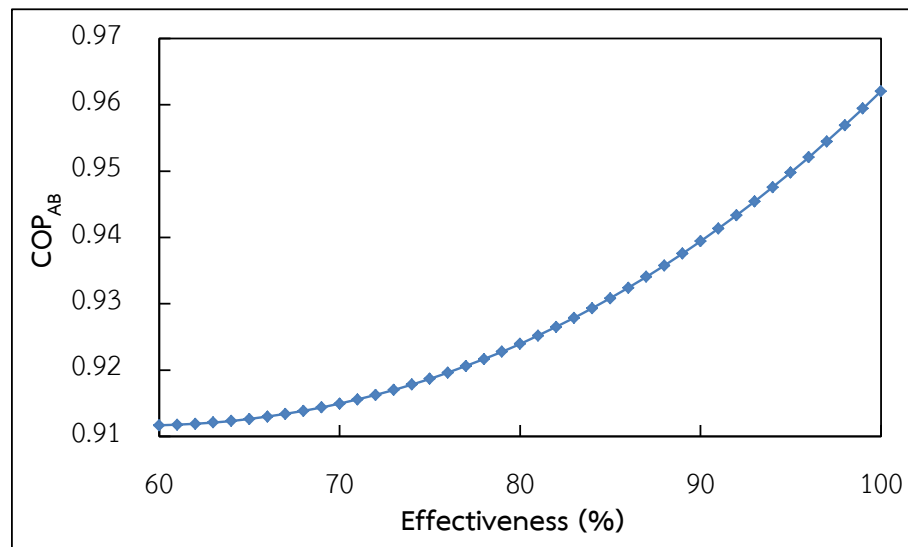


Figure 31 The COP_{AB} with the effectiveness of the heat exchanger at 60-100%.

- Exergy analysis model of the absorption refrigeration

From the second law of thermodynamic, exergy of the absorption refrigeration obtained destruction in the each component as follows:

Figure 32 illustrates the exergy rate components for the working fluid temperature leaving the ORC expander before entering the ORC condenser at 57-69 °C and the cooling water entering the condenser was about 32 °C. The simulation results, it found that the heat capacity of generator decreased, while the heat source entering to the system was upgraded. Which heat capacity of the condenser the evaporator and the absorber were steady.

Figure 33 illustrates the COP_{EX-AB} of the absorption refrigeration with the working fluid temperatures leaving the ORC expander before entering to the ORC condenser at 57-69 °C. The concentration of the H₂O-LiBr solution at generator was about 34 %LiBr. Cooling water temperature entering to the absorption condenser was 32 °C to predict the behavior of the system. From the simulation results, it could be seem that the maximum COP_{EX-AB} of the absorption refrigeration was 1.43 from generator temperature of the working fluid entering to the absorption generator at about 69 °C.

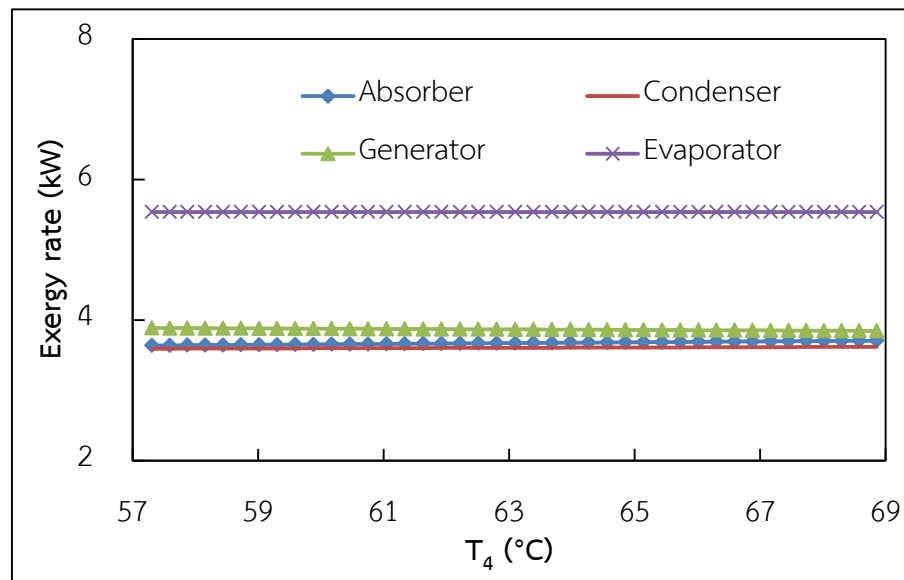


Figure 32 The exergy rate components with the working fluid temperatures leaving the ORC expander.

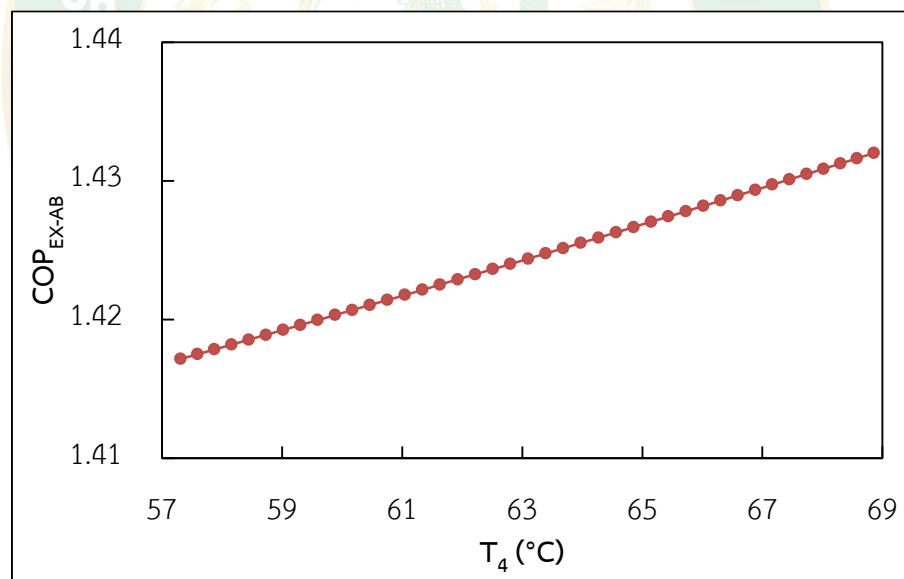


Figure 33 The COP_{EX-AB} with the working fluid temperatures leaving the ORC expander.

Figure 34 shows the COP_{EX-AB} of the absorption refrigeration with different temperatures entering-leaving of the absorption generator at 52-64 °C. It could be seen that the COP_{EX-AB} of the absorption refrigeration were increased with the working fluid

temperature entering to the system. Due to the heat transfer rate of the main equipment in the absorption refrigeration system was quite high.

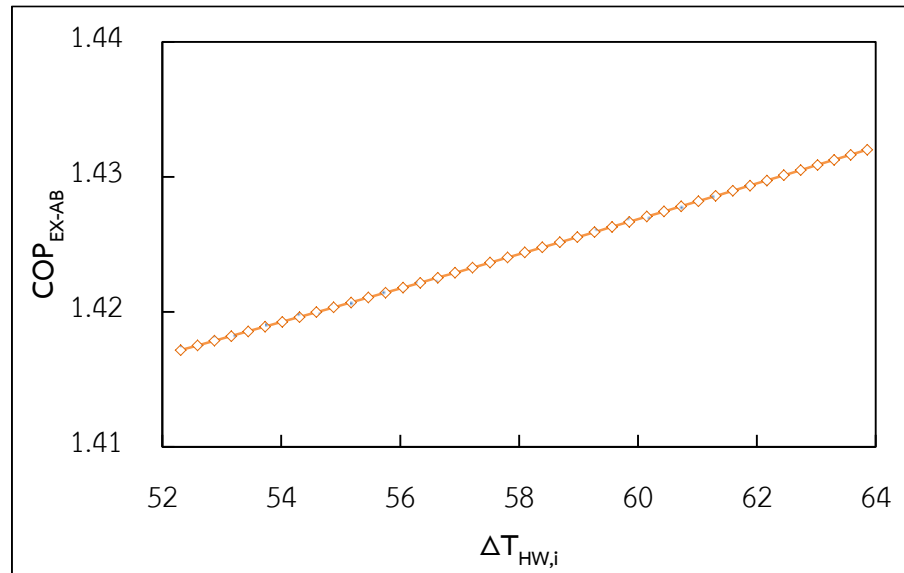


Figure 34 The COP_{EX-AB} with different temperatures entering-leaving of the generator.

Figure 35 illustrates the COP_{EX-AB} of the absorption refrigeration with the cooling water entering to the condenser and the absorber of the absorption refrigeration at 5-45 °C. The study results, when heat sink was higher than 42 °C, it could be seen that the absorption refrigeration stop, while inasmuch the refrigerant was crystallization.

Figure 36 illustrates the COP_{EX-AB} of the absorption refrigeration with the effectiveness of the heat exchanger at 60-100%. From the study results, it found that the effectiveness of the heat exchanger was relationship between of the COP_{EX-AB} . When effectiveness of the heat exchanger increased, the COP_{EX-AB} was drop. The average of the COP_{EX-AB} was about 1.43.

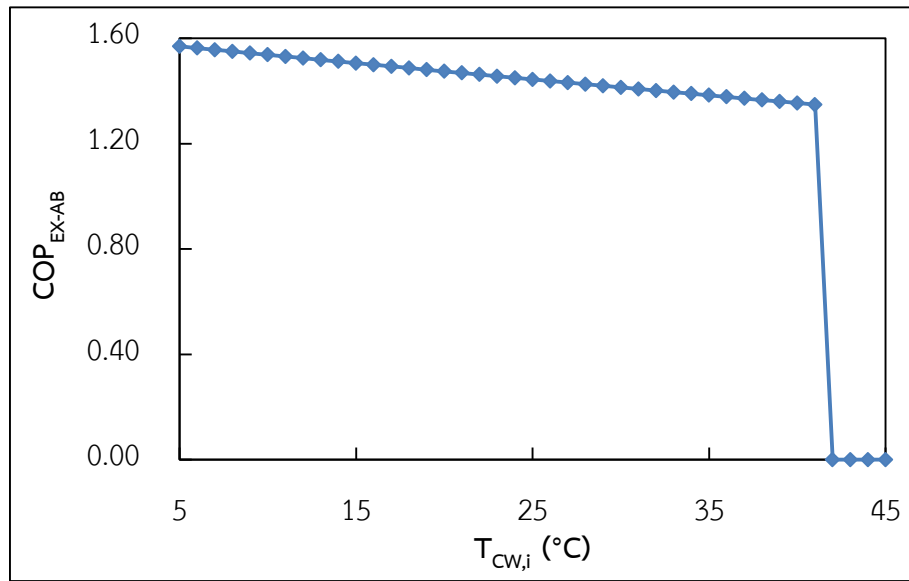


Figure 35 The COP_{EX-AB} with the cooling water temperature entering to the system.

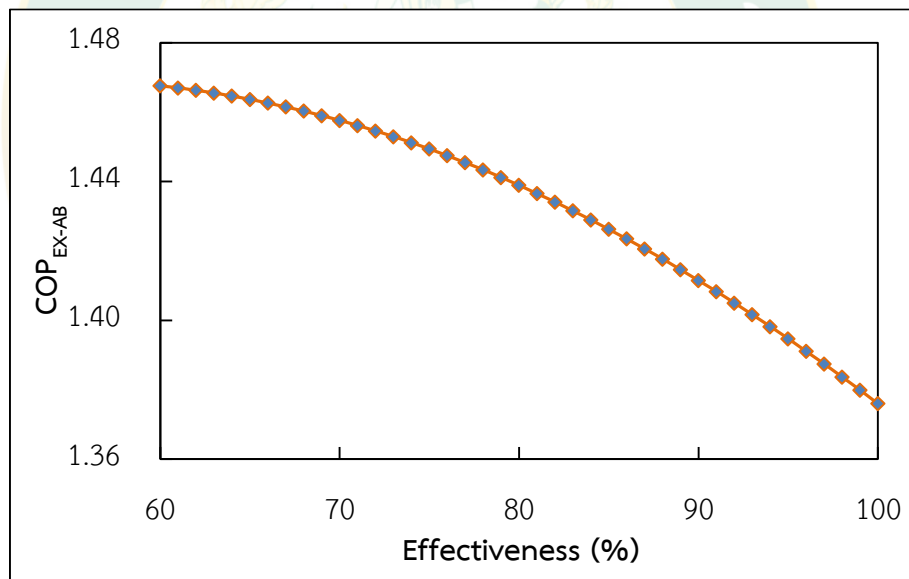


Figure 36 The COP_{EX-AB} with the effectiveness of the heat exchanger at 60-100%.

2. Mathematical modeling of the absorption refrigeration by working fluid NH_3-H_2O solution.

This article described the various parts of NH_3-H_2O absorption system. In this system NH_3 worked as the refrigerant and water worked as the absorbent. The major

advantage of this system was that H_2O had strong affinity for NH_3 and solution highly stable. Which the study results were shown below:

- Energy analysis of the absorption refrigeration modeling

The mathematical modeling of the absorption refrigeration, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution was working fluid of the absorption refrigeration. Which the study results were shown following:

From the study results in Figure 24 used to analyze combined with the absorption refrigeration to find the appropriate concentration of the heat source. Which the weak solution of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ at generator ($X_G=X_5$) was smaller for the absorption refrigeration starting. From the simulation results, the optimal the concentration of weak solution of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ was around 35-55 % NH_3 and flow ratio was greater than 20 as shown in Figure 37. Which in this study, the manufacturer's concentration was about 55 % NH_3 for the absorption refrigeration system could be started in the low heat source fed to the system.

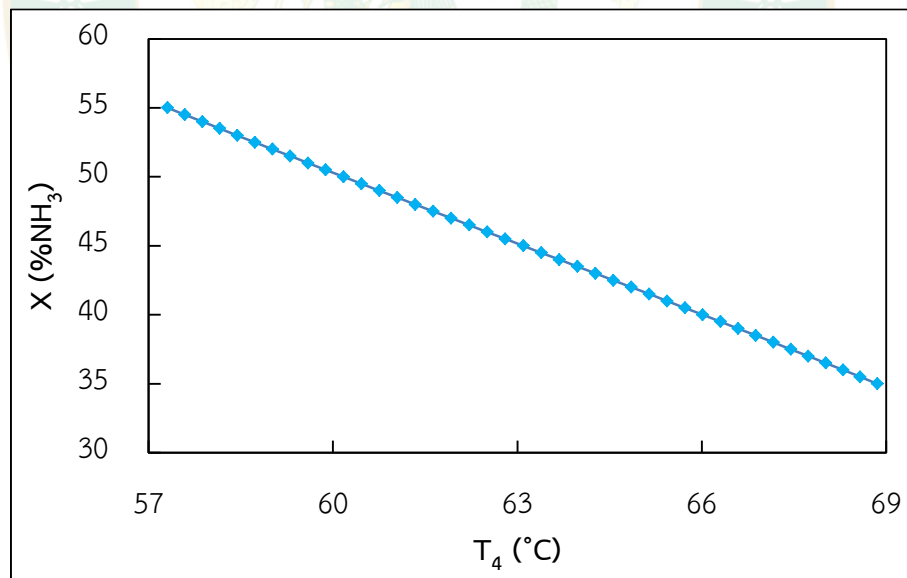


Figure 37 The working fluid temperature leaving the ORC expander with concentration of the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution.

Figure 38 shows the heat capacity of the absorption refrigeration components with the working fluid temperature leaving the ORC expander before entering the ORC condenser at 57-69 °C. From the simulation results, when the refrigerant temperature upgraded the heat capacity of generator was drop. In addition, the condenser, the evaporator and the absorber were steady.

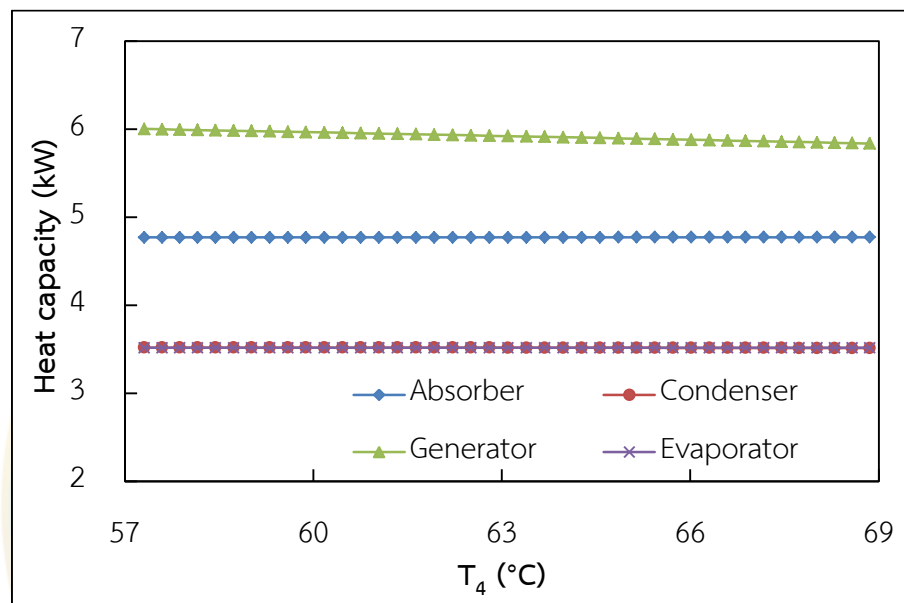


Figure 38 The heat capacity of the absorption refrigeration components with the working fluid temperature leaving the ORC expander.

Figure 39 illustrates the COP_{AB} of the absorption refrigeration with the heat sources entering to the system. Which concentration of the NH_3-H_2O solution at generator was 55 % NH_3 . The cooling water temperature entering the condenser was about 32 °C to predict the behavior of the system. The study results, it could be found that the COP_{AB} of the absorption system was increased with the heat sources entering to the system. While maximum of the COP_{AB} was 0.590 from generator temperature of the working fluid entering generator at around 69 °C.

Figure 40 presents the COP_{AB} of the absorption refrigeration with the effectiveness of the heat exchanger at 60-100%. The study results, the effectiveness of the heat exchanger were relationship between of the COP_{AB} , Which the COP_{AB} of the system increased with the effectiveness of the heat exchanger.

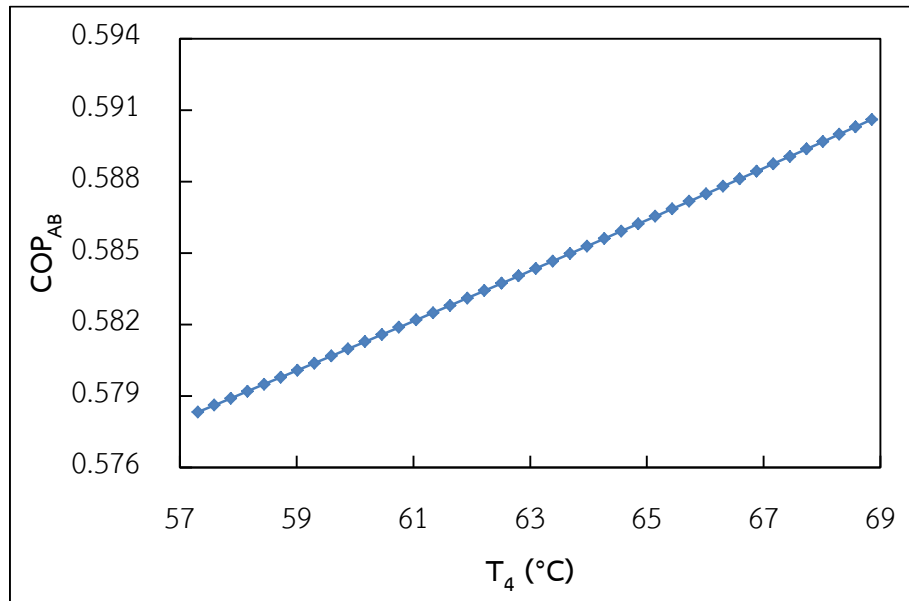


Figure 39 The COP_{AB} with the working fluid temperature leaving the ORC expander.

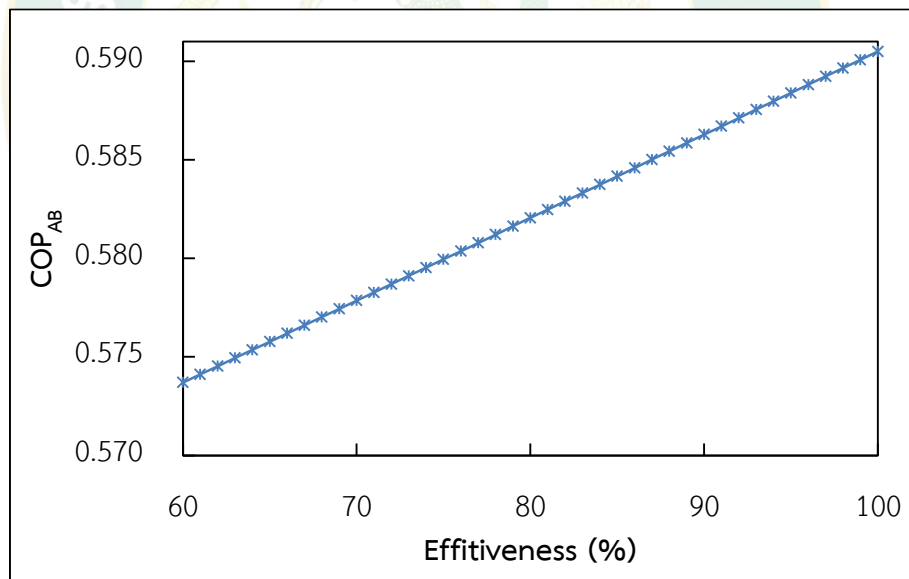


Figure 40 The COP_{AB} with effectiveness of the heat exchanger.

Figure 41 shows the COP_{AB} of the absorption refrigeration with the cooling water temperature entering to the condenser and the absorber of the absorption refrigeration at 5-45 °C. It could be found that the cooling water or heat sink higher than 43 °C, the absorption refrigeration was stop because the refrigerant crystallization.

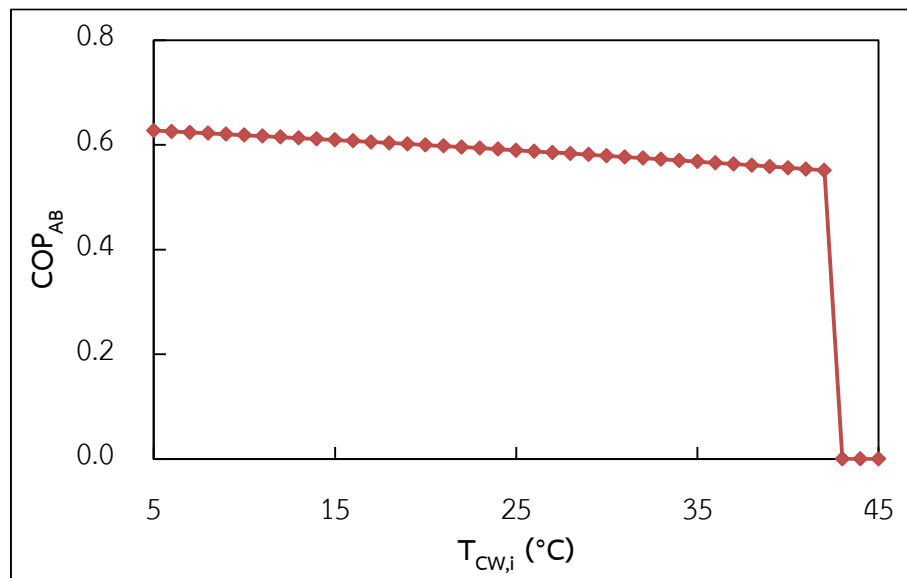


Figure 41 The COP_{AB} with cooling water temperature entering to the system.

- Exergy analysis model of the absorption refrigeration

Figure 42 shows exergy rate of the absorption refrigeration components with heat source entering to the absorption system at around 57-69 °C and the cooling water entering the condenser was about 32 °C. The study results, it could be seen that the capacity of the generator was upgraded with the heat source entering to the absorption system, while heat capacity of the condenser, the evaporator and the absorber were nearly steady.

Figure 43 illustrates the COP_{EX-AB} with heat source entering to the absorption system. When the heat source was upgraded COP_{EX-AB} of the absorption refrigeration dropped because the heat transfer rate of the main equipment in the absorption refrigeration system quite high, which the maximum of the COP_{EX-AB} was around 1.13.

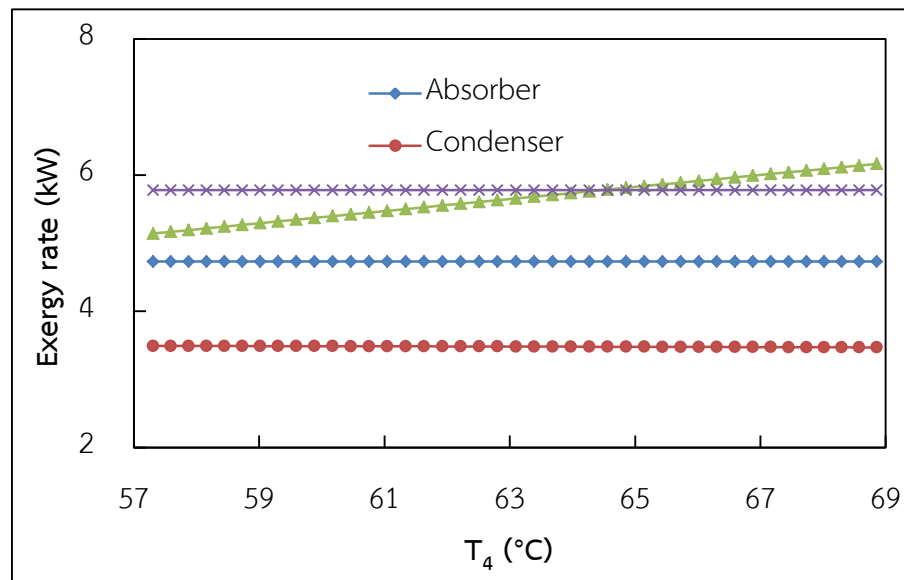


Figure 42 The exergy rate components with the working fluid temperature leaving the ORC expander at 57-69 °C.

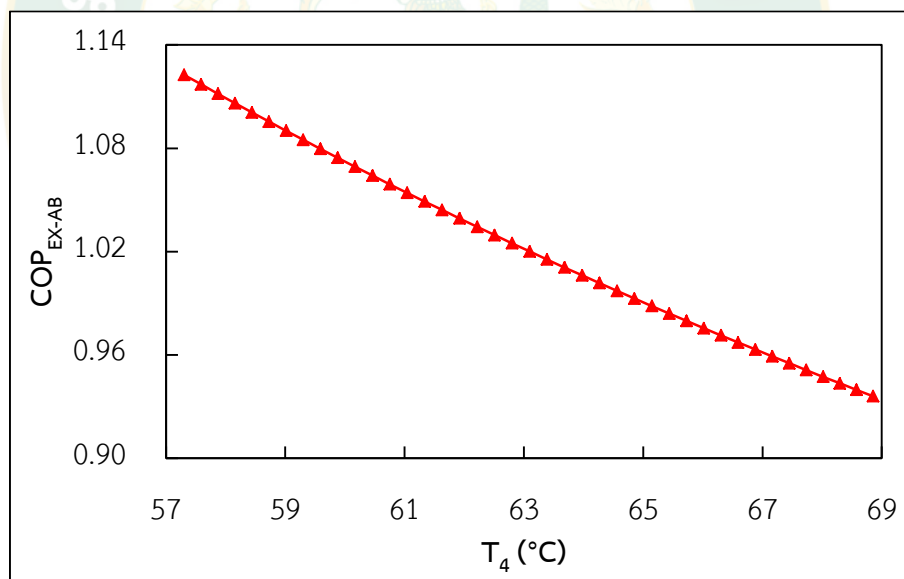


Figure 43 The COP_{EX-AB} with the working fluid temperature leaving the ORC expander.

Figure 44 presents the COP_{EX-AB} with the effectiveness of the heat exchanger at 60-100%. It could be found that the COP_{EX-AB} of absorption refrigeration was decreased, when the effectiveness of the heat exchanger upgraded. Which average of the COP_{EX-AB} was around 0.97.

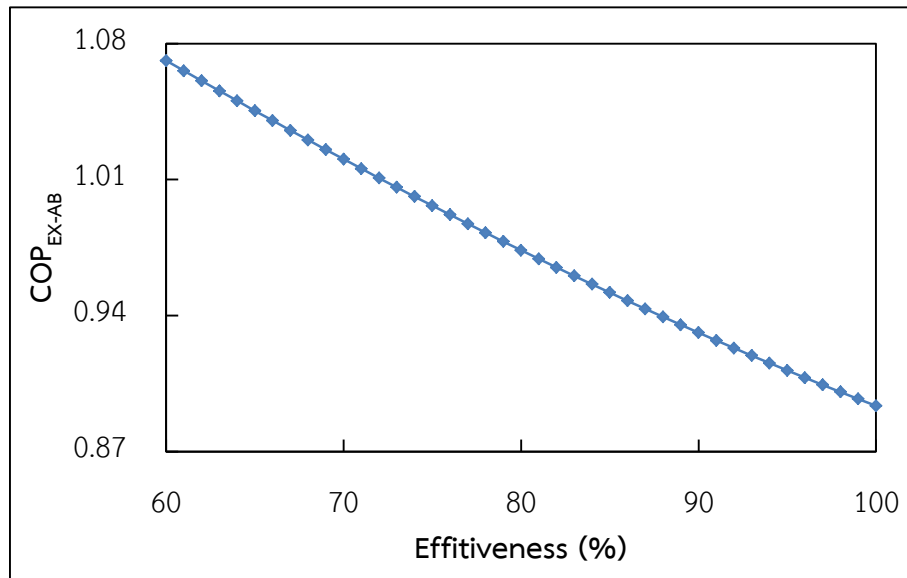


Figure 44 The COP_{EX-AB} with the effectiveness of the heat exchanger at 60-100%.

Figure 45 shows the COP_{EX-AB} with the cooling water temperature entering to condenser and absorber of the absorption refrigeration at 5-45 °C. it could be seen that the cooling water temperature entering to the system was higher than 35 °C, the absorption refrigeration stop because refrigerant crystallization.

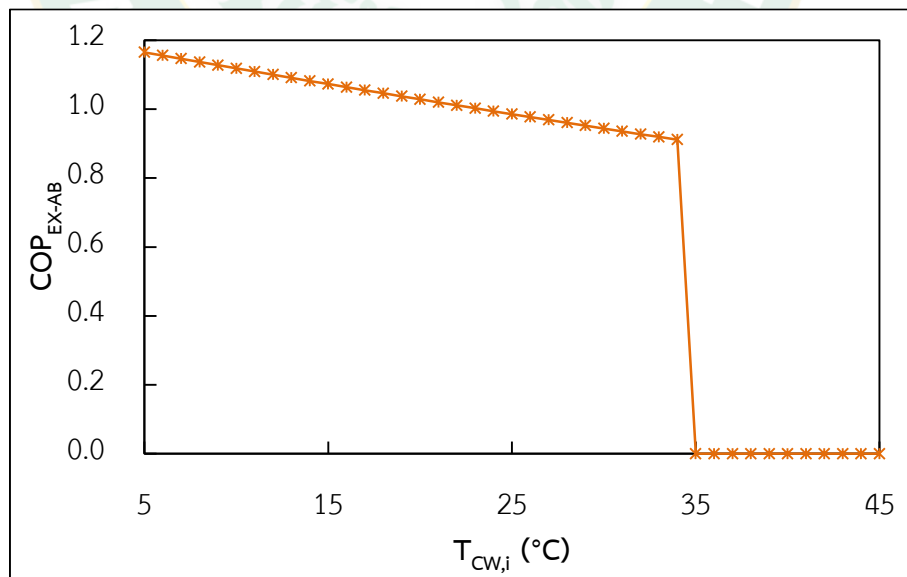


Figure 45 The COP_{EX-AB} with the cooling water temperature entering to the system.

Comparison results of the simulation and experiment of the absorption refrigeration

In this section comparison between the simulation and experiment analyzed of the absorption refrigeration, which the study results were shown below:

From the results, simulation and experiment (Xangpheuak, 2017) analyzed, as shown in Figure 46. It could be seen that the COP_{AB} of the simulation and experiment of the absorption refrigeration were nearly. Which it could be explained the results, of the mathematical model was accreted.

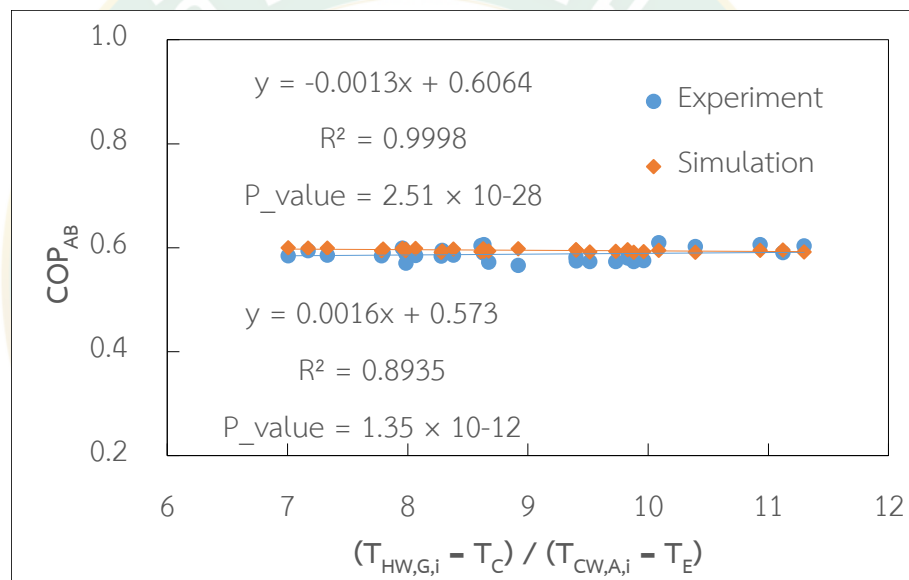


Figure 46 Comparisons results of the COP of simulation and experiment.

When consider the electric powers of the absorption refrigeration to compare with air conditioning were shown in Figure 47. It could be seen that the electric power supply to the absorption refrigeration by using the working fluid of H_2O -LiBr and NH_3 - H_2O solutions were lower that air conditioning.

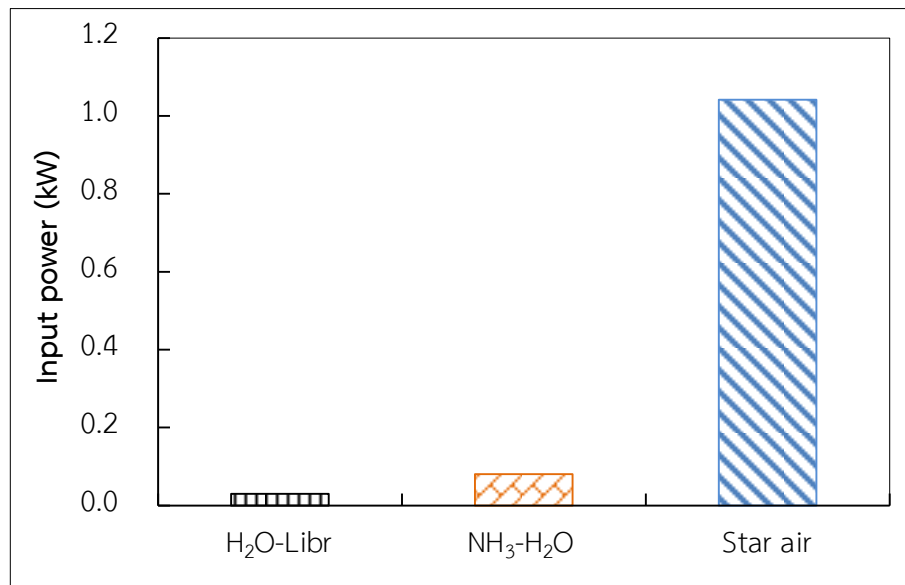


Figure 47 Comparison results of the electric powers of the absorption refrigeration and star air.

The integrated models of the ORC system and the absorption refrigeration

The integrated models of the ORC system and the absorption refrigeration were designed, which the combined systems presented 3 models.

Figure 48 and Figure 49 present the refrigerant temperature leaving the condenser or the temperature point 1 (T_1) of the ORC combined with the absorption refrigeration of all 3 models by using H₂O-LiBr solution and NH₃-H₂O solution components with the hot water temperature entering to the system at 80-120 °C. From the simulation results, it could be seen that all 3 models started temperature of 35 °C, when the heat source entering to the system increased the working fluid temperature of the models 1 and 2 were increased. The maximum values of 43.99 and 44.80 °C of H₂O-LiBr solution, 45.66 and 46.14 °C of NH₃-H₂O solution, but the working fluid temperature of the model 3 decreased. Due to use the cold water produced from an evaporator of the absorption refrigeration to reducing temperature working fluid with cooling tower at the ORC condenser. As a result, the working temperature of the model 3 decreased with the lowest value of about 30.60 °C of H₂O-LiBr and 30.96 °C of NH₃-H₂O solutions.

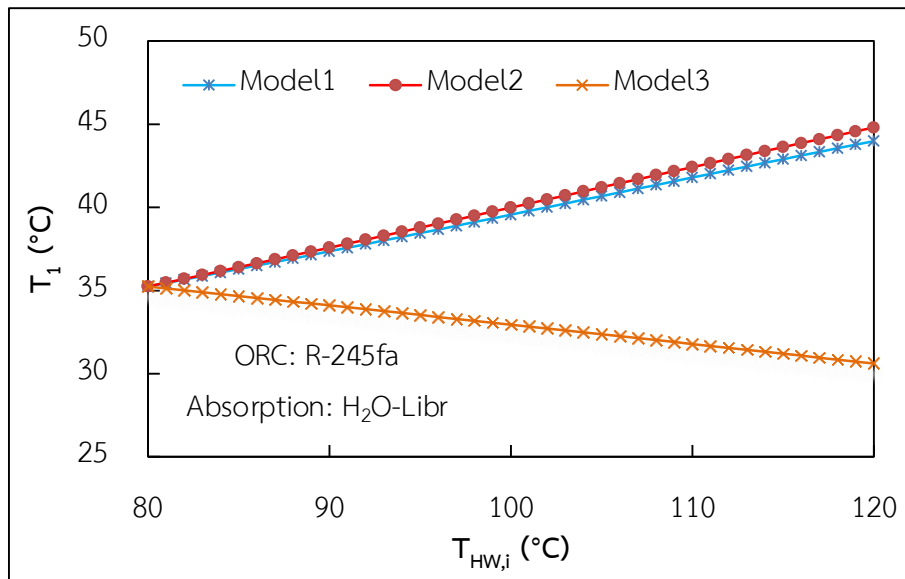


Figure 48 Temperature leaving of the ORC condenser components with hot water temperature entering to the system: $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution.

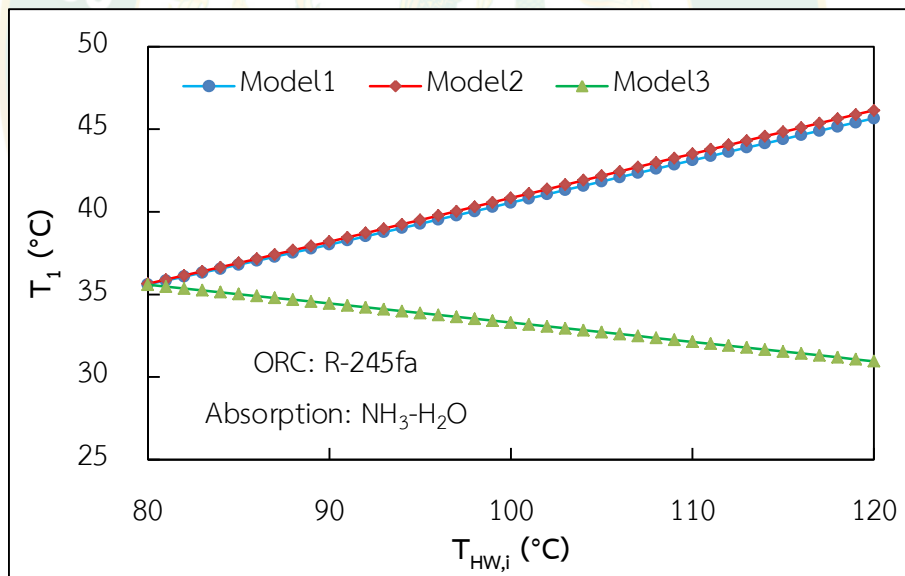


Figure 49 Temperature leaving of the ORC condenser components with hot water temperature entering to the system: $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution.

Energy and exergy efficiency analyzes of the ORC combined with the absorption refrigeration

From the calculate energy and exergy efficiencies of the combined systems were determined. Which the combined units had been presented 3 models as shown following:

1. The ORC combined with the absorption refrigeration of the model 1.

From the information of Figure 49 and Figure 50, the optimal of model 1 (The absorption system as the ORC condenser) of the ORC-absorption system was used. The capacity of the absorption refrigeration were about 24.62 kW (7 TR) of H₂O-LiBr solution and 29.89 kW (8.5 TR) of NH₃-H₂O solution.

Figure 50 and Figure 51 illustrate the energy and exergy powers output of the model 1 by using the H₂O-LiBr solution and NH₃-H₂O solution working fluid at the absorption system components with hot water temperature entering to the system at 80-120 °C. The simulation results, it could be seen that the energy and exergy powers output of the combined cycle were upgraded with hot water temperature entering to the system. H₂O-LiBr solution was selected as working fluid for the absorption refrigeration as shown in Figure 50, which averages of the energy and exergy powers output were about 12.58 kW_e and 12.79 kW_e, respectively. While NH₃-H₂O solution was selected as working fluid for the absorption refrigeration as shown in Figure 51, the energy power output was 13.21 kW_e and exergy power output was 13.43 kW_e. When comparison results of the combined system by using the difference working fluid, it found that the energy and exergy power of NH₃-H₂O solution was higher that the H₂O-LiBr solution about 5.01% and 5.00%, respectively.

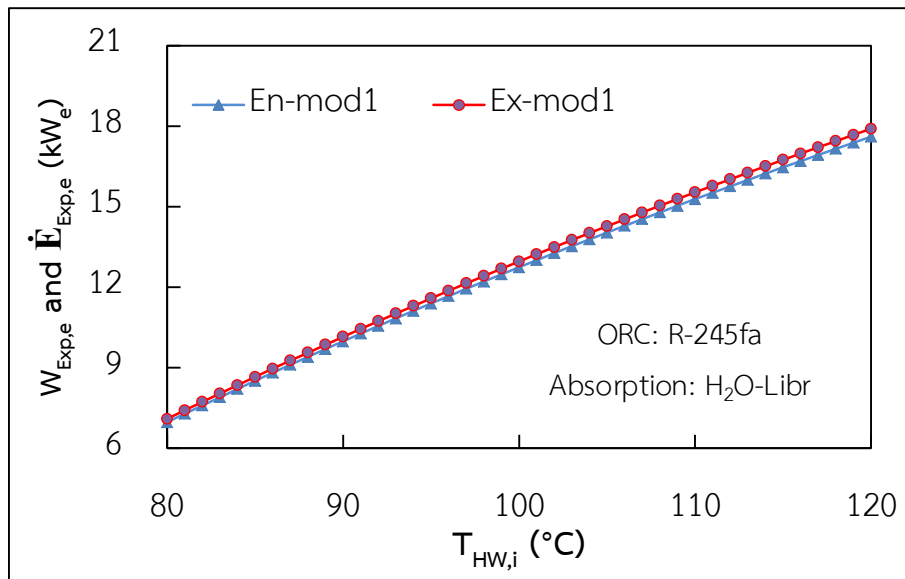


Figure 50 Energy and exergy powers output of the model 1 components with hot water temperature entering to the system: H₂O-LiBr solution.

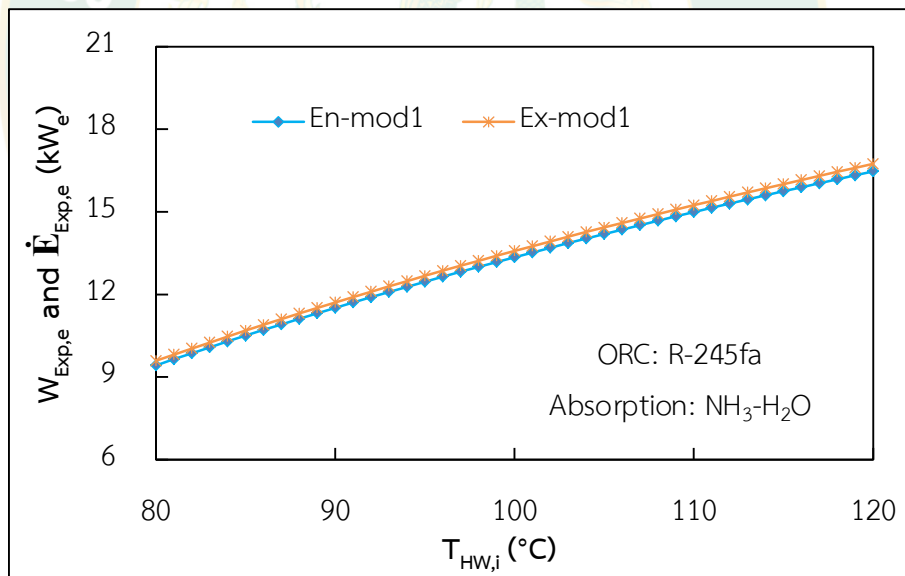


Figure 51 Energy and exergy powers output of the model 1 components with hot water temperature entering to the system: NH₃-H₂O solution.

Figure 52 and Figure 53 present the relationship between the energy and exergy powers supplying to the ORC pump of the ORC combined with absorption refrigeration by using H₂O-LiBr solution and NH₃-H₂O solution working fluid at absorption

components with hot water temperature entering to the systems at 80-120 °C. From the calculate results, the hot water temperature entering to the system increased the energy and exergy powers supply to the ORC pump was increased. Because the temperature and pressure leaving the ORC condenser were drop. As a results, the input power to the ORC pump was higher for accrue the pressure from the low pressure to equal the pressure in the ORC boiler. Thus, the averages of the energy and exergy powers supply to the ORC pump were about 0.42 kW_e and 0.44 kW_e of H₂O-LiBr solution. And NH₃-H₂O solution was 0.44 kW_e and 0.44 kW_e, respectively. When comparison results of the combined system, it found that the energy and exergy powers were nearly.

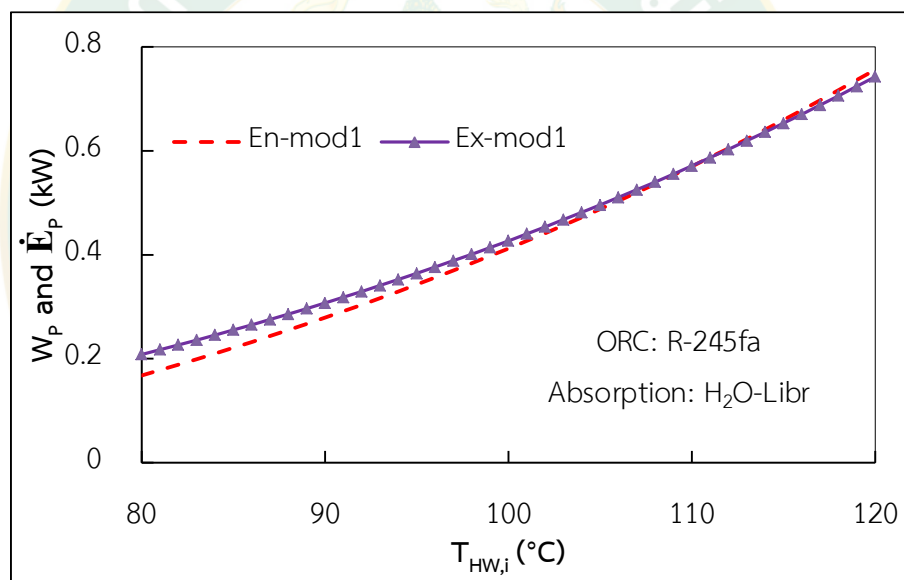


Figure 52 Energy and exergy powers supply to the ORC pump model 1 components with hot water temperature entering to the system: H₂O-LiBr solution.

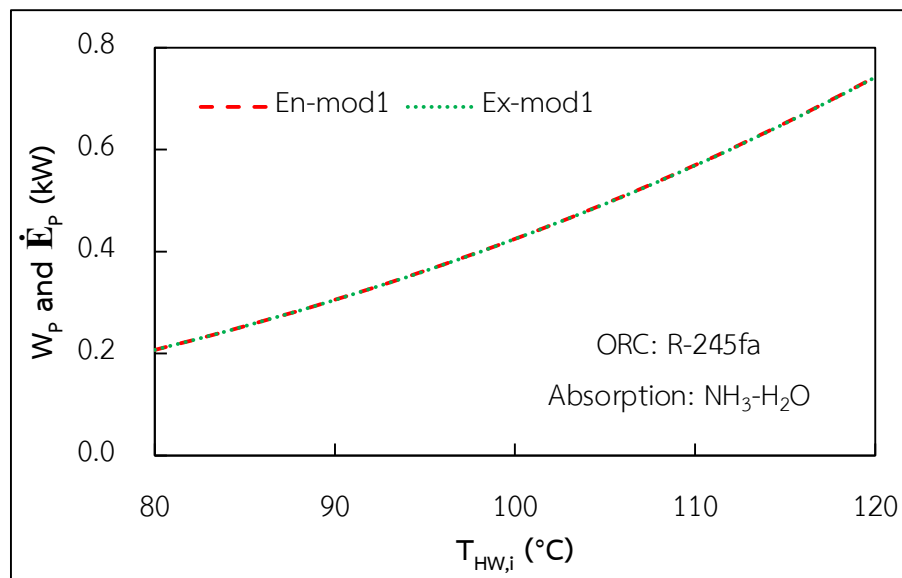


Figure 53 Energy and exergy powers supply to the ORC pump model 1 components with hot water temperature entering to the system: $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution.

Figure 54 and Figure 55 show the energy and exergy efficiencies of the ORC combined with the absorption refrigeration by using difference working fluid at absorption components with the hot water temperature entering to the systems at 80-120 °C. The study results, the efficiencies of the combined cycle were upgraded with the hot water temperature entering to the system. Do to the energy and exergy power output of the combined cycle was increased. Thus, the averages of the energy and exergy efficiencies were about 7.04% and 11.88%, respectively of $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution illustrated 7.37% and 12.56%, respectively. Which in this result was corresponded with the literatures studied of Liu et al. (2014) and Li et al. (2014), when the ORC condenser temperature was reducing the ORC efficiency was enhanced. When comparison results of the combined system by using the difference working fluid, it could be seen that the energy and exergy efficiencies of the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution was higher that the $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution about 4.69% and 5.72%, respectively.

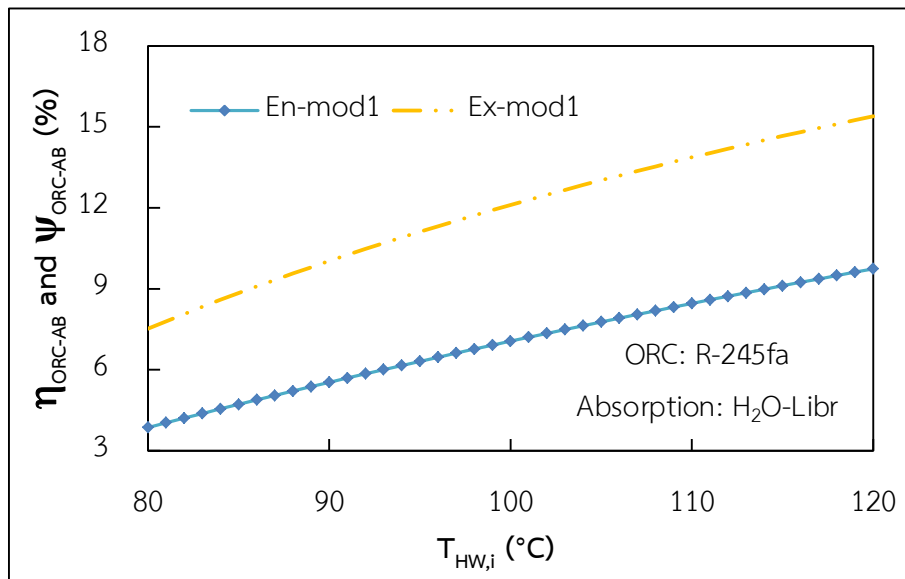


Figure 54 Energy and exergy efficiencies of the model 1 components with hot water temperature entering to the system: H₂O-LiBr solution.

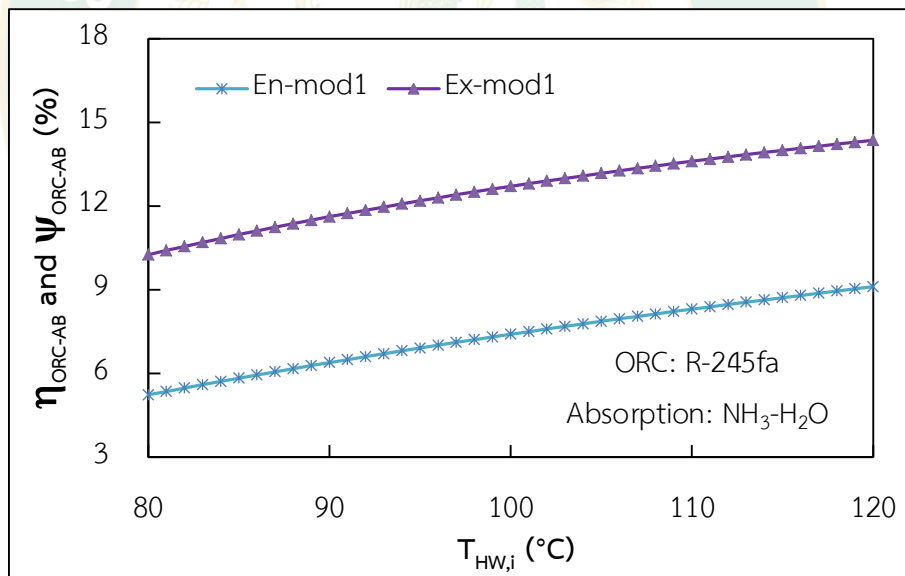


Figure 55 Energy and exergy efficiencies of the model 1 components with hot water temperature entering to the system: NH₃-H₂O solution.

Which the model 1 was a model combined cooling and power (CCP) production of results from the combined system as power and cooling. Therefore, when analyzed the overall energy and exergy efficiencies of the CCP was around 18.57% and 42.20%, respectively of H₂O-LiBr solution. NH₃-H₂O solution was about 13.93% and 31.20% respectively. When comparison results of the combined system by using H₂O-LiBr and NH₃-H₂O solutions of the working fluid in absorption, it found that the overall energy and exergy efficiencies of the H₂O-LiBr solution was higher than the NH₃-H₂O solution about 33.31% and 35.26%, respectively. There were shown Figure 56 and Figure 57 below:

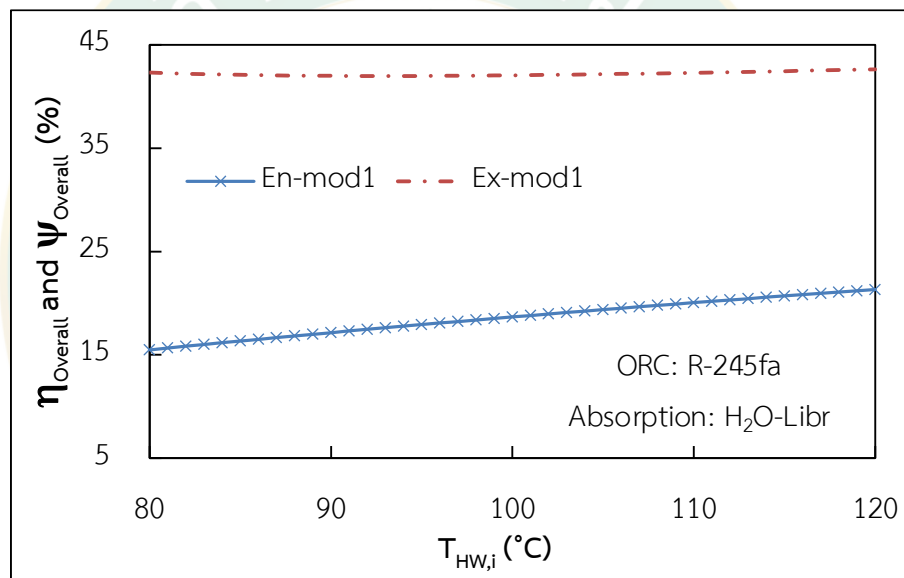


Figure 56 Overall energy and exergy efficiencies of the model 1 components with hot water temperature entering to the system: H₂O-LiBr solution.

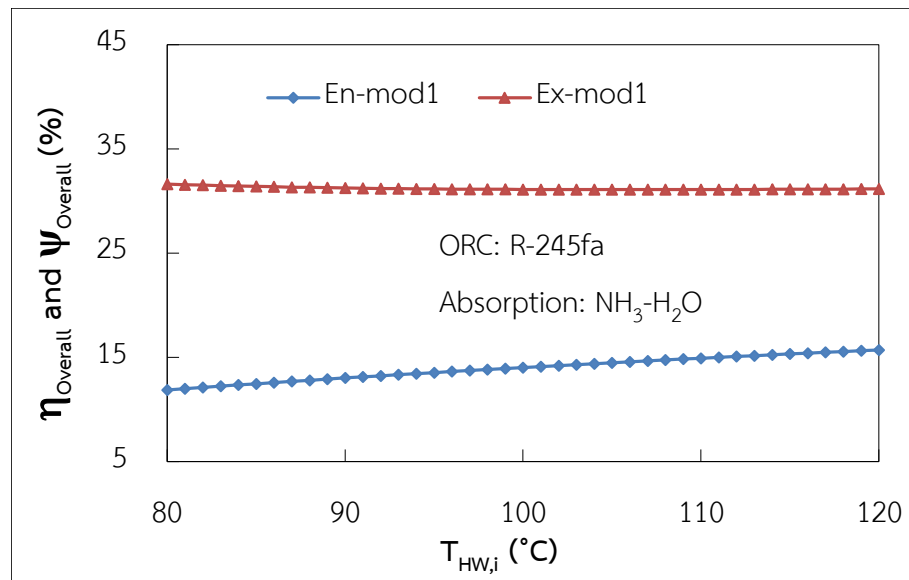


Figure 57 Overall energy and exergy efficiencies of the model 1 components with hot water temperature entering to the system: $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution.

From the above study results, the energy and exergy powers of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution were higher than the $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution about 5.01% and 5.00%, while energy and exergy efficiencies illustrated about 4.69% and 5.72%, respectively. In addition to the overall energy and exergy efficiencies of the $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution was better than the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution about 33.31% and 35.26%, respectively.

2. The ORC combined with the absorption refrigeration of the model 2.

The integrated model 2 of the ORC system and the absorption refrigeration was designed. In this model represented technique for reducing working fluid temperature leaving the ORC expander. The optimal of the absorption refrigeration were 17.59 kW (5 TR) of $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution and 10.55 kW (3 TR) of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution.

Figure 58 presents the energy and exergy powers of the model 2 components with hot water temperature entering to the system at 80-120 °C and cooling water temperature at about 32 °C. From the simulation results, it could be seen that the energy and exergy powers of the combined system were increased with the hot water temperature entering to the system. Which average of the energy and exergy powers were about 11.08 kW_e and 11.27 kW_e of $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution. While $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution was

selected as working fluid in the absorption refrigeration as shown in Figure 59. The energy and exergy powers illustrated 12.98 kW_e and 13.19 kW_e, respectively. When comparison results of the combined system, it found that the energy and exergy powers of NH₃-H₂O solution was higher than the H₂O-LiBr solution about 17.15% and 17.04%, respectively.

Figure 60 shows the energy and exergy powers supplying to the ORC pump combined with absorption refrigeration by using H₂O-LiBr solution working fluid at absorption components with hot water temperature entering to the systems at 80-120 °C. From the simulation results, the energy and exergy powers supply to the ORC pump were about 0.40 kW_e and 0.44 kW_e, respectively. When used the NH₃-H₂O solution for the absorption working fluid as shown in Figure 61, the energy and exergy powers supply to the ORC pump were around 0.53 kW_e and 0.57 kW_e, respectively. When comparison results of the combined system, it could be seen that the energy and exergy powers supply to the ORC pump of H₂O-LiBr solution was less than NH₃-H₂O solution about 32.55% and 29.54%, respectively.

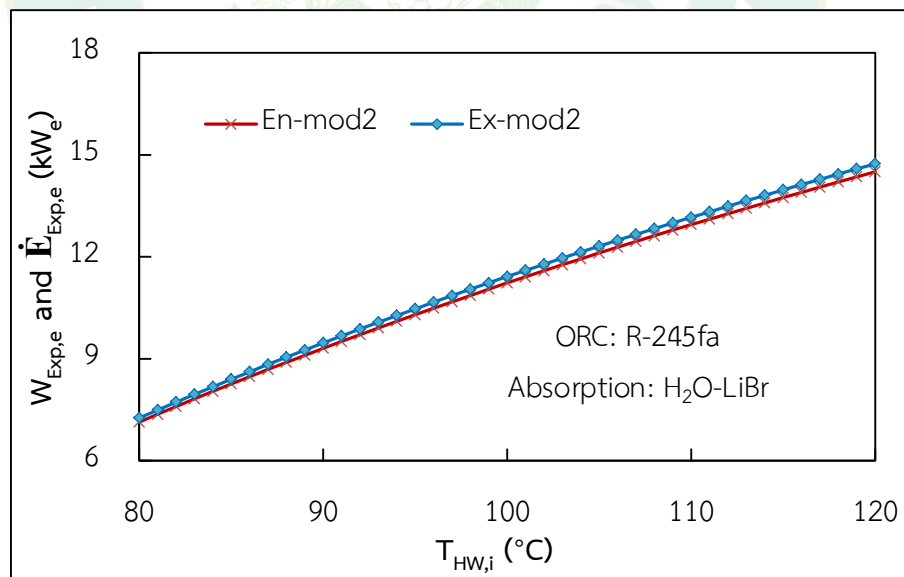


Figure 58 Energy and exergy powers of the model 2 components with hot water temperature entering to the system: H₂O-LiBr solution.

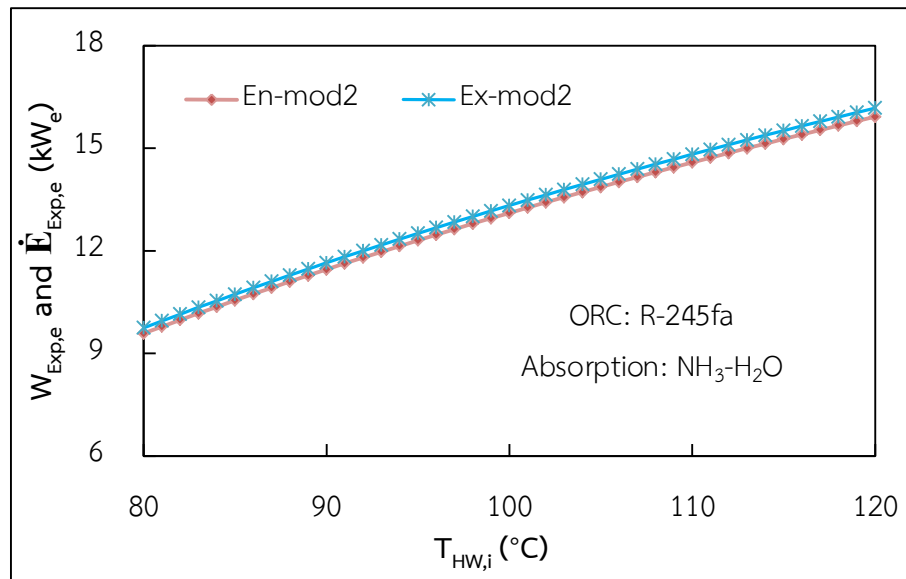


Figure 59 Energy and exergy powers of the model 2 components with hot water temperature entering to the system: NH_3-H_2O solution.

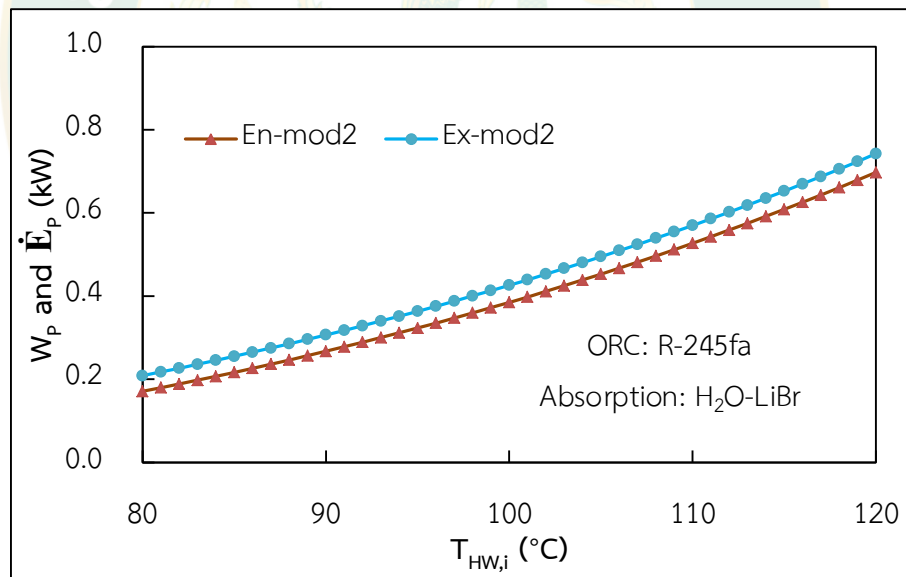


Figure 60 Energy and exergy powers supply to the ORC pump model 2 components with hot water temperature entering to the system: $H_2O-LiBr$ solution.

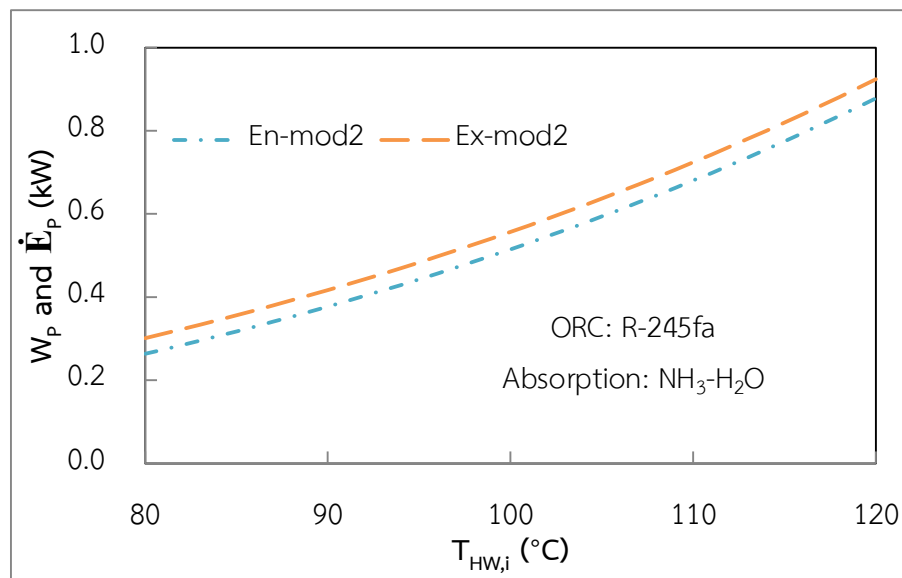


Figure 61 Energy and exergy powers supply to the ORC pump model 2 components with hot water temperature entering to the system: $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution.

Figure 62 and Figure 63 illustrate the energy and exergy efficiencies of the ORC combined with absorption refrigeration by using difference working fluid at absorption components with the hot water temperature entering to the system at 80-120 °C. From the study results, the effect of energy and exergy efficiencies of the combined cycle were upgraded with powers output of the ORC expander and the heat source entering to the system. Thus, the averages of the energy and exergy efficiencies were 7.02% and 10.46%, respectively, of $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution illustrated 7.23% and 12.24%, respectively. When consider the results comparison of the combined system by using the difference working fluid, it could be found that the energy and exergy efficiencies of the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution was higher that the $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution about 3.00% and 17.02%, respectively.

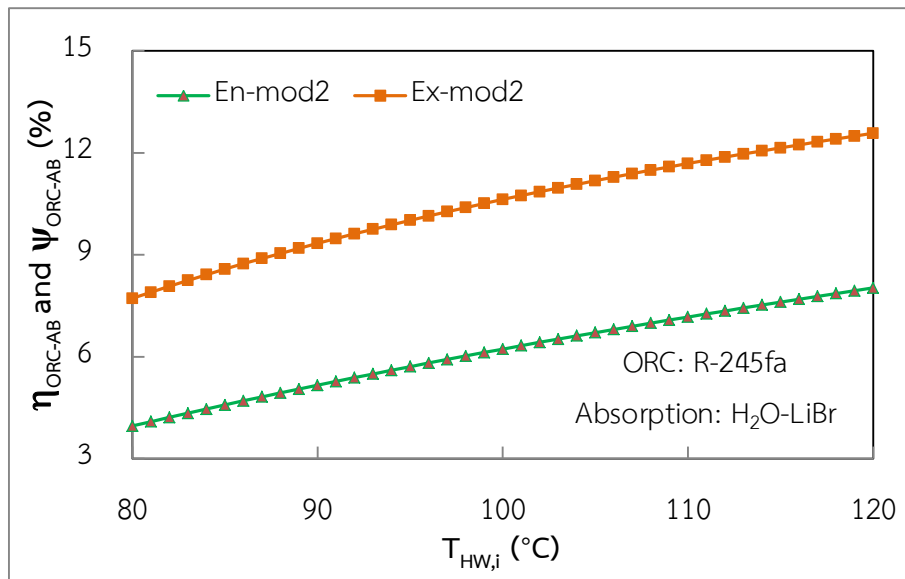


Figure 62 Energy and exergy efficiencies of model 2 components with hot water temperature entering to the system: H₂O-LiBr solution.

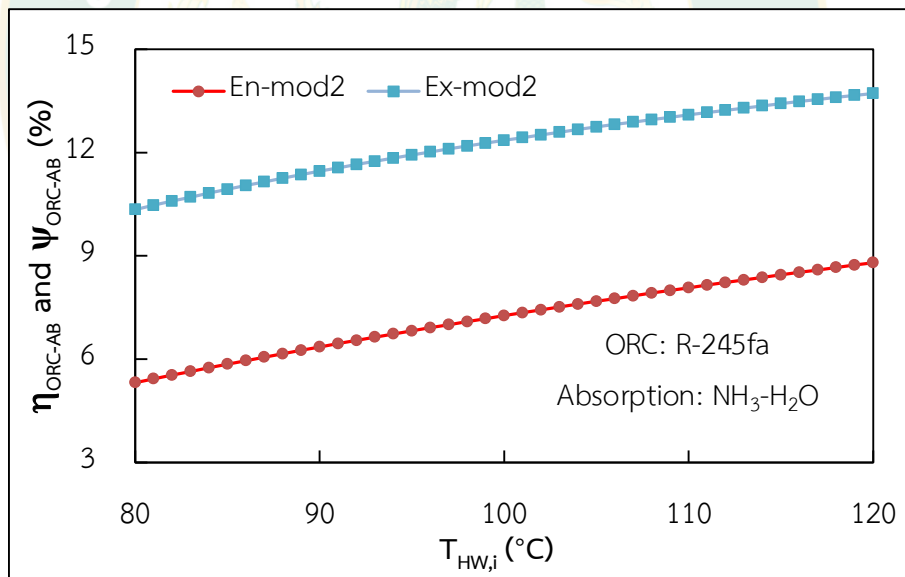


Figure 63 Energy and exergy efficiencies of the model 2 components with hot water temperature entering to the system: NH₃-H₂O solution.

In this model CCP productions of results were power and cooling water. Overalls energy and exergy efficiencies of the CCP were around 14.43% and 31.91%, respectively of H₂O-LiBr solution as shown in Figure 64. When used the NH₃-H₂O solution for the absorption working fluid as shown in Figure 65, the overalls energy and exergy efficiencies of the CCP were around 11.84% and 24.98% respectively. When comparison results of the combined system by using H₂O-LiBr solution and NH₃-H₂O solution of the working fluid at absorption refrigeration, it found that the overalls energy and exergy efficiencies of H₂O-LiBr solution were higher than the NH₃-H₂O solution about 21.87% and 27.74%, respectively.

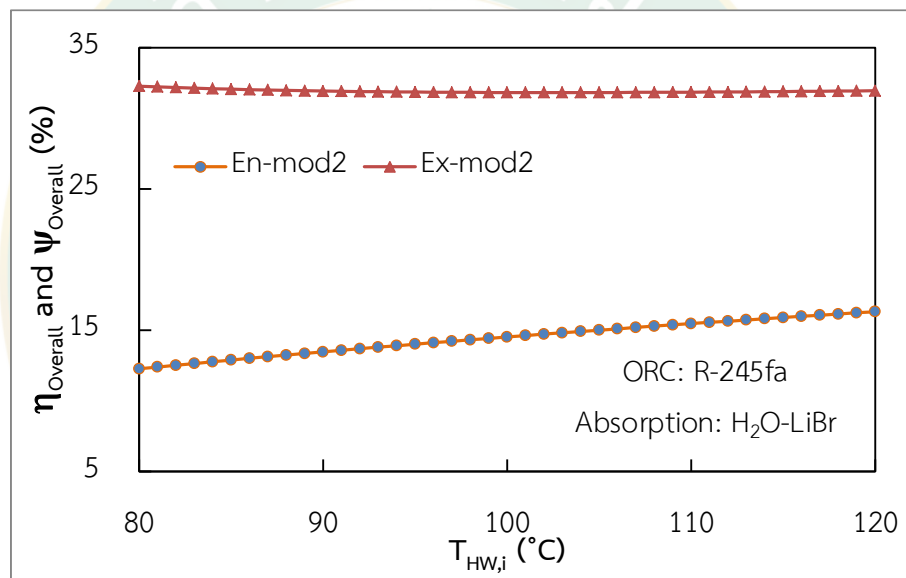


Figure 64 Overall energy and exergy efficiencies of the model 2 components with hot water temperature entering to the system: NH₃-H₂O solution.

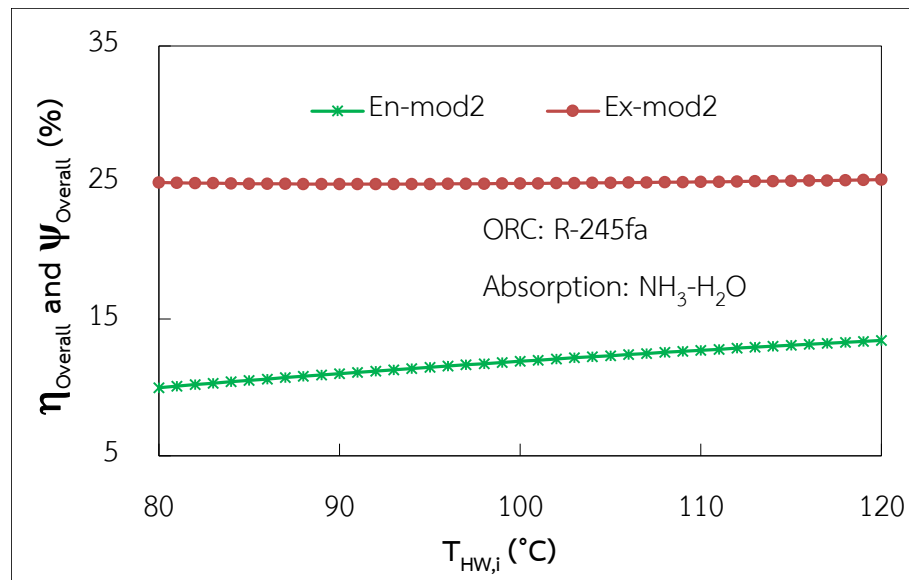


Figure 65 Overall energy and exergy efficiencies of the model 2 components with hot water temperature entering to the system: $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution.

From the above study results, it could be seen that the energy and exergy powers of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution were higher than the $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution about 17.15% and 17.04%, powers supply to the ORC pump about 32.55% and 29.54%, efficiencies at around 3.00% and 17.02%. But the overall energy and exergy efficiencies of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution were less than the $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution about 21.87% and 27.74%, respectively.

3. The ORC combined with the absorption refrigeration of the model 3.

The integrated model 3 of the ORC system and the absorption refrigeration was designed. Which this model presented the absorption system combined with the cooling tower to reducing temperature working fluid at the ORC condenser. The optimal of the absorption refrigeration were about 3.517 kW (1 TR) of $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution and 3.517 kW (1 TR) of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution.

Figure 66 and Figure 67 show the energy and exergy powers of the ORC combined with the absorption refrigeration model 3 by using the $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution and $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution working fluid at the absorption system components with the hot water temperature entering to the system at 80-120 °C. From the simulation results, it could be found that the energy and exergy powers were around 12.88 kW_e and 13.10

kW_e , of the $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution, While $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution illustrated 15.15 kW_e and 15.40 kW_e , respectively. When consider the results comparison of the combined system. It found that the energy and exergy powers of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution was higher that the $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution about 17.62% and 17.55%, respectively.

Figure 68 and Figure 69 present the energy and exergy power supplying to the ORC pump combined with the absorption refrigeration by using $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution and $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution working fluid at absorption components with the hot water temperature entering to the systems at $80\text{-}120 \text{ }^\circ\text{C}$. From the study results, when the hot water temperature entering to the system increased the energy and exergy powers supply to the ORC pump was increased. Because the temperature and pressure leavings the ORC condenser were drop. As a results, the input power to the ORC pump was higher for accrue the pressure from the low pressure to equal the pressure in the ORC boiler. Thus, the averages of the energy and exergy powers supplied to the ORC pump at around 0.41 kW_e and 0.45 kW_e of $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution, in addition to the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution illustrated around 0.50 kW_e and 0.51 kW_e , respectively. When consider the results comparison of the combined system, it could be seen the energy and exergy powers were opinion nearly.

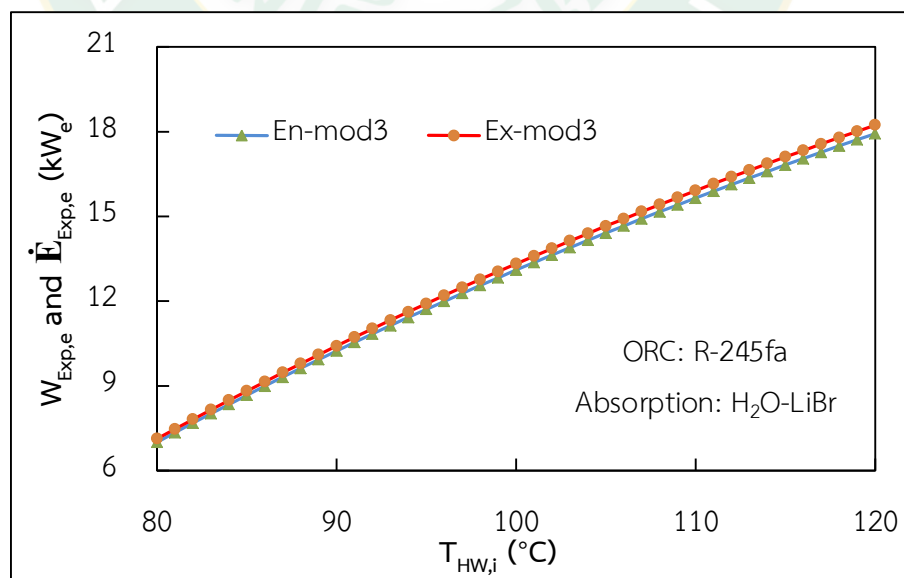


Figure 66 Energy and exergy powers of the model 3 components with hot water temperature entering to the system: $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution.

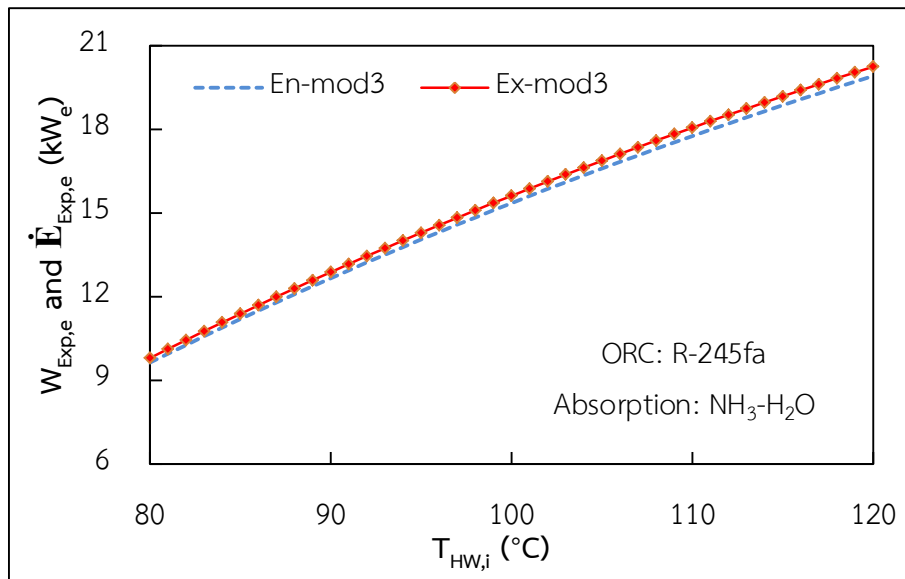


Figure 67 Energy and exergy powers of the model 3 components with hot water temperature entering to the system: NH_3-H_2O solution.

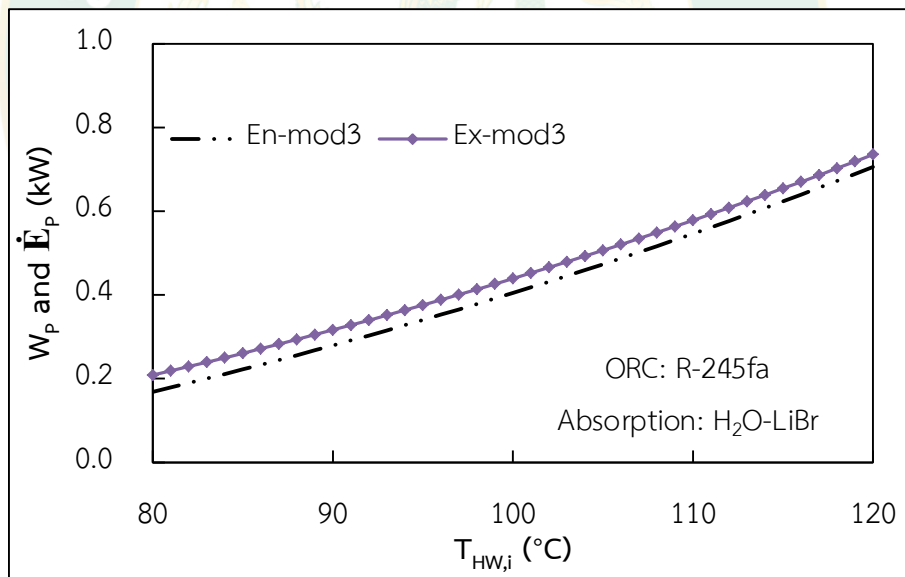


Figure 68 Energy and exergy powers supply to the ORC pump of model 3 components with hot water temperature entering to the system: $H_2O-LiBr$ solution.

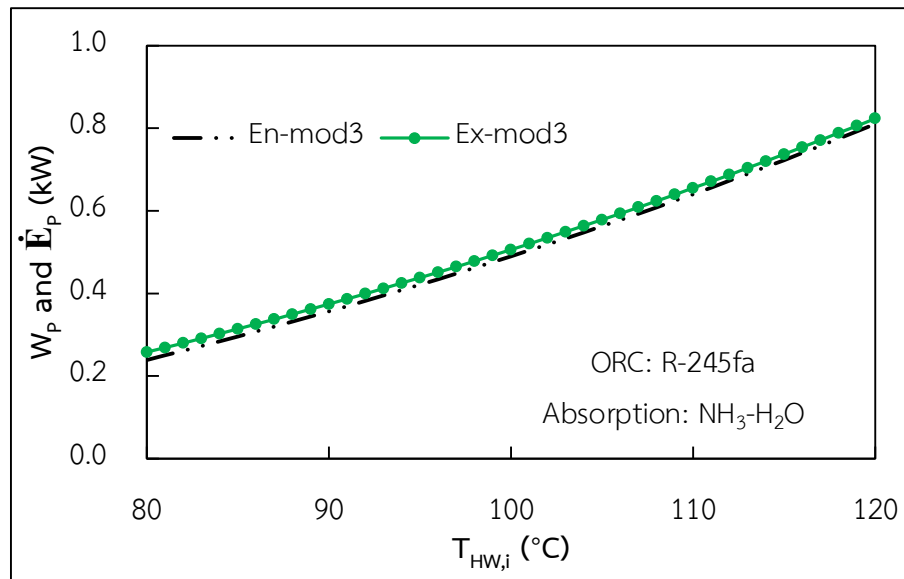


Figure 69 Energy and exergy powers supply to the ORC pump of model 3 components with hot water temperature entering to the system: $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution.

Figure 70 and Figure 71 illustrate the energy and exergy efficiencies of the ORC combined with absorption refrigeration by using difference working fluid at absorption components with hot water supply to the systems at 80-120 °C. From the study results, it could be seen that the effect of energy and exergy efficiencies of the combined cycle were increased with the energy and exergy powers output of the ORC expander. Thus, the averages of the energy and exergy efficiencies were around 7.21% and 12.16%, respectively, of $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution, while the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution illustrated about 8.46% and 14.36%, respectively. When consider the results comparison of the energy and exergy efficiencies of the combined system, it found that the energy and exergy efficiencies of the $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution were less that the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution about 17.34% and 18.09%, respectively.

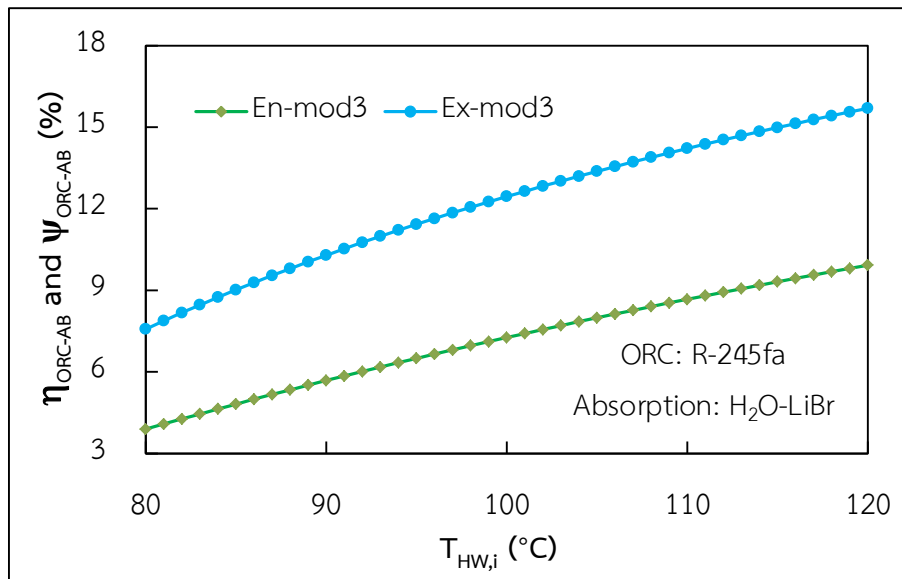


Figure 70 Energy and exergy efficiencies of the model 3 components with hot water temperature entering to the system: H₂O-LiBr solution.

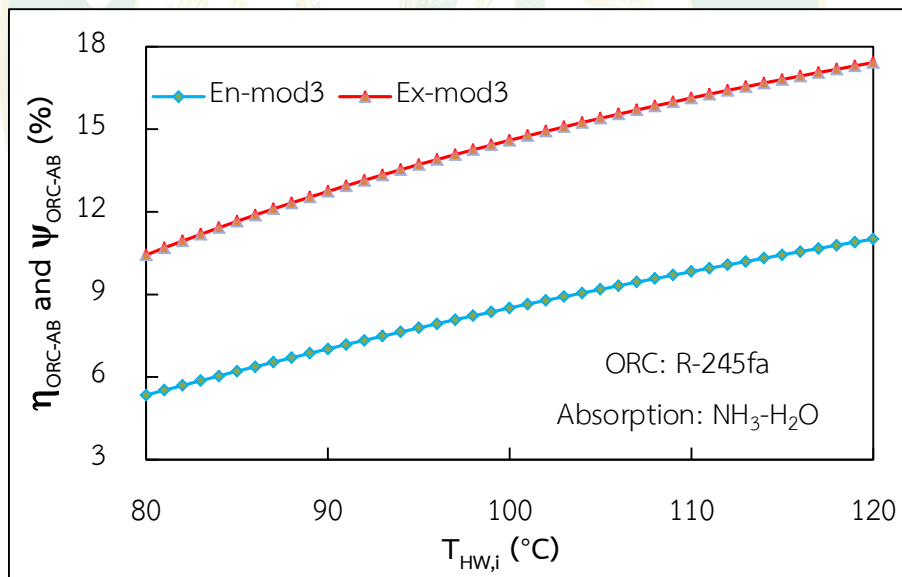


Figure 71 Energy and exergy efficiencies of the model 3 components with hot water temperature entering to the system: NH₃-H₂O solution.

Figure 72 and Figure 73 present the overall energy and exergy efficiencies of the combined system. In this model presented the absorption system combined with the cooling tower to reducing temperature working fluid at the ORC condenser (the

power output of this model was power output of the ORC system). Which average of the overall energy and exergy efficiencies of the combined system by using the H₂O-LiBr solution were about 7.13% and 10.61%, respectively. In addition of the NH₃-H₂O solution were 8.38% and 12.51%, respectively. It found that the NH₃-H₂O solution was the overall energy and exergy efficiencies higher than H₂O-LiBr solution.

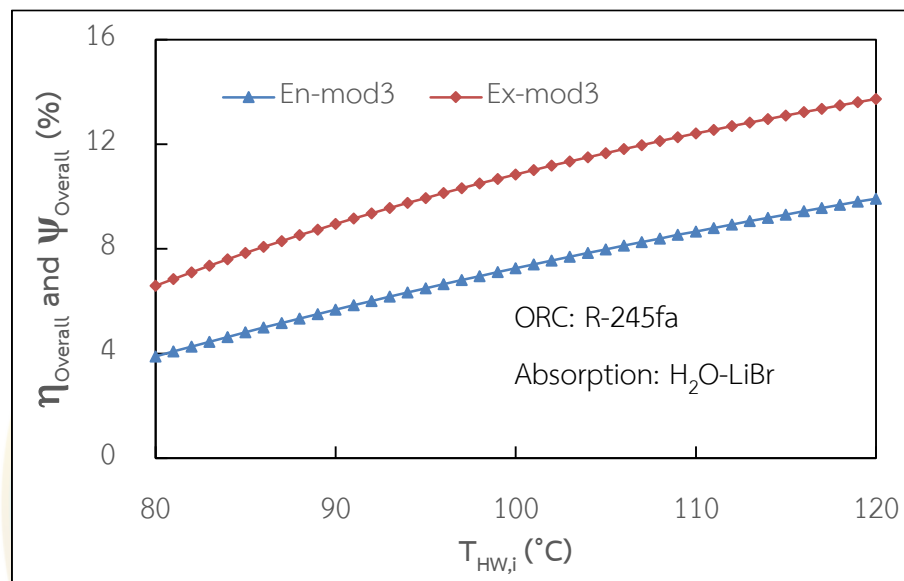


Figure 72 Overall energy and exergy efficiencies of the model 3 components with hot water temperature entering to the system: H₂O-LiBr solution.

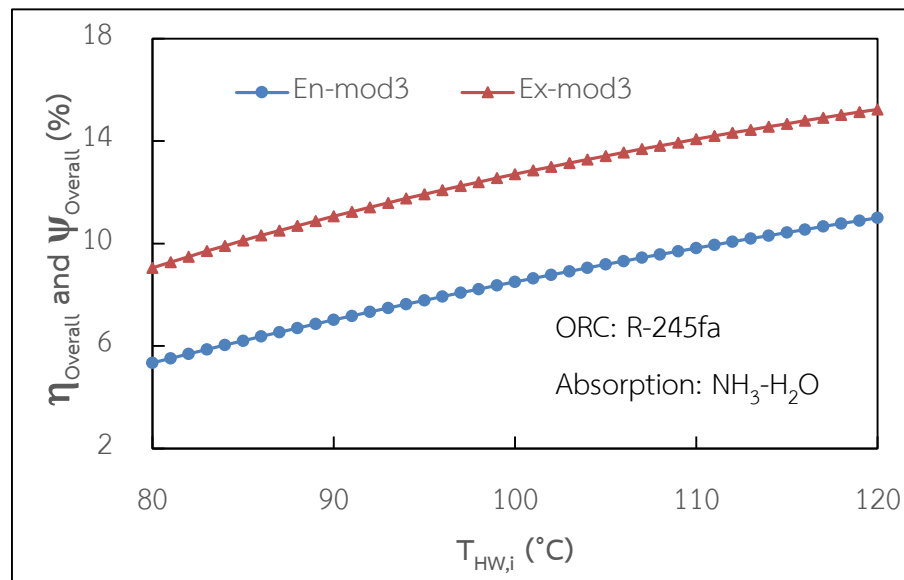


Figure 73 Overall energy and exergy efficiencies of the model 3 components with hot water temperature entering to the system: $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution.

From the information above, it could be found that the model 3 by using $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution in absorption system were better than $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution. Which the energy and exergy powers of the combined system were higher than the $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution about 17.62% and 17.55%, the energy and exergy efficiencies of the combined system were higher than the $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution about 17.34% and 18.09%, in addition of the overall energy and exergy efficiencies were about 48.80% and 49.21%, respectively. While the energy and exergy powers supply to the system were opinion nearly.

Comparison results of the energy and exergy efficiencies

From the mathematical model shows in Figure 74, the energy and exergy efficiencies of the ORC-absorption system all 3 models by using refrigerant of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution was better than $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution. It found that the energy and exergy efficiencies of the model number 3 were about 8.46% and 14.36%. In addition to the overall energy and exergy efficiencies of the combined system as shown in Figure 75 presented the model number 1 by using refrigerant of the $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ solution better than any models.

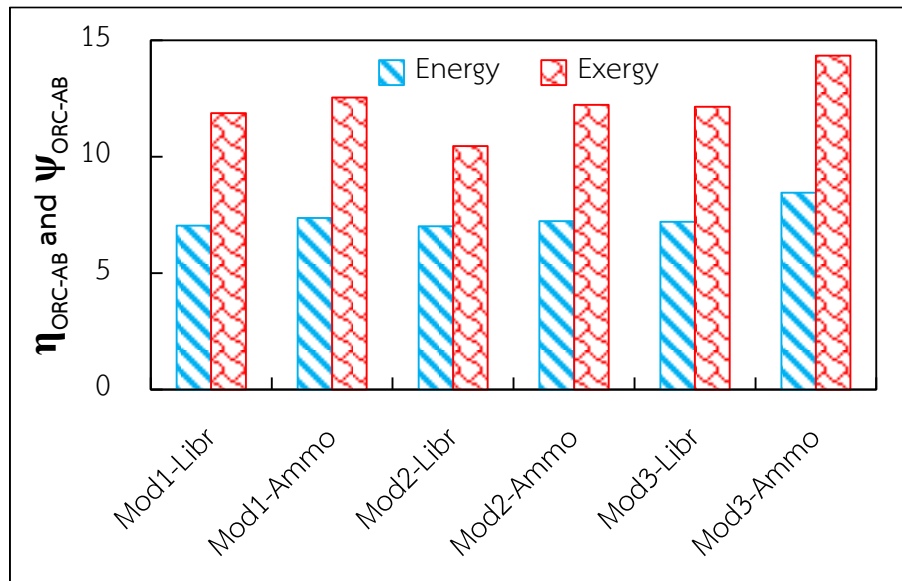


Figure 74 Energy and exergy efficiencies of the 3 models.

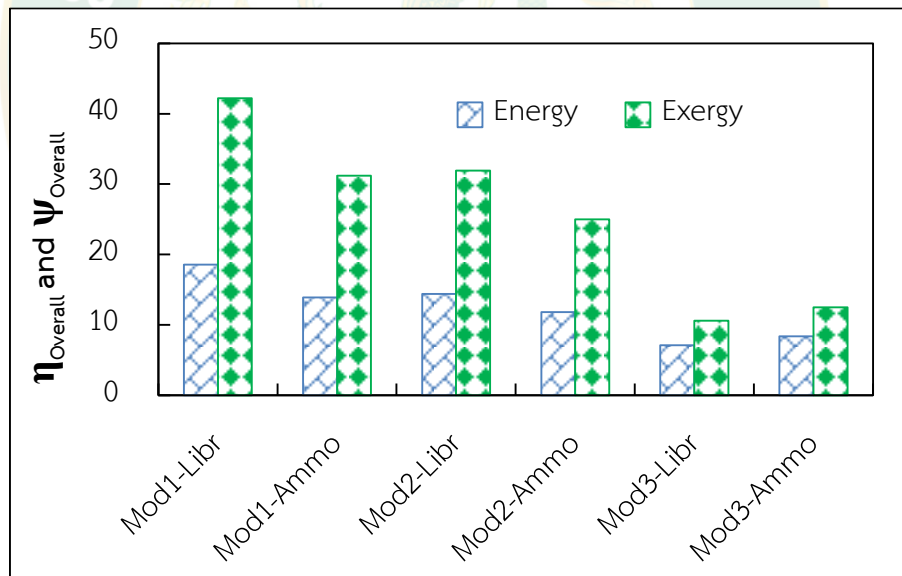


Figure 75 Overall energy and exergy efficiencies of the models 1 and 2.

Economic analysis of the ORC system combined with the absorption refrigeration

In economic analysis, the ORC machine cost was referred the product machine in Thailand (Nattaporn, 2560) as shown in Table 3. For the absorption refrigeration machine cost as shown in Figure 74 was used to evaluate the capital cost of absorption refrigeration below:

Table 3 Present commercial cost of the ORC (Nattaporn, 2560).

Capacity (kW _e)	Cost (Baht)
10	1,500,000
20	1,800,000
30	2,000,000
120	5,000,000

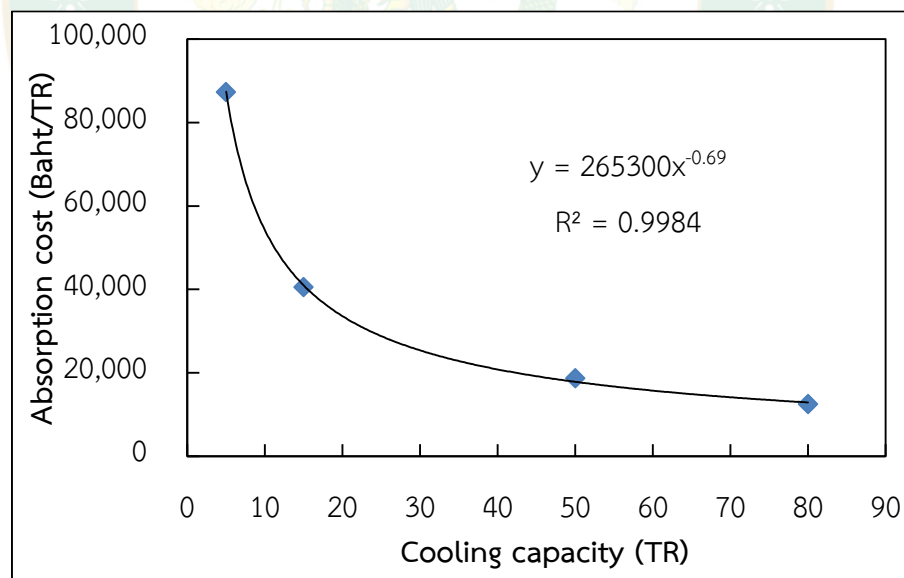


Figure 76 Cost of absorption refrigeration (Chaiyat et al. 2017).

Table 4 shows the economic results of the integrating system by the working fluid of the H₂O-LiBr solution, it could be seen that the power production of the ORC ($W_{\text{ORC,system}}$) were around 12.58 kW_e, 11.09 kW_e and 12.88 kW_e, respectively. From the

ORC capacity, it could be stated that the capital cost of the ORC power production varies between 10-20 kW_e as shown in Table 3. Which ORC costs were around 1,529,016 Baht, 1,473,548 Baht and 1,542,444 Baht, respectively. The suitable of cooling capacity of the absorption refrigeration system ($Q_{E,CW}$) were around 24.62 kW, 17.59 kW and 2.98 kW. Thus, the absorption machine costs were about 470,667 Baht, 436,380 Baht and 200,000 Baht, respectively. While the working fluid of the NH₃-H₂O solution was about 13.21 kW_e, 12.98 kW_e and 15.15 kW_e, the ORC costs were 1,593,249 Baht, 1,587,653 Baht and 1,653,332 Baht. The capacity of absorption refrigeration system illustrated 29.89 kW, 10.55 kW, and 2.98 kW, which absorption machine costs were about 377,285 Baht, 318,190 Baht and 200,000 Baht, respectively, as shown in Table 5. Operating and maintenance cost calculated at 5% of the ORC cost. Therefore this investment cost was used to consider the economical assessment. From the simulation results, it could be seen that the LEC and LEXC of model 1 were evaluated to be 2.08 Baht/kWh and 8.62 Baht/kWh, model 2 were 2.87 Baht/kWh and 10.73 Baht/kWh, while the model 3 illustrated 4.81 Baht/kWh and 17.70 Baht/kWh. If use NH₃-H₂O solution in the absorption system, the LEC and LEXC of model 1 were 3.13 Baht/kWh and 11.33 Baht/kWh, while the model 2 illustrated 3.63 Baht/kWh and 12.97 Baht/kWh, in addition to the model 3 illustrated 4.53 Baht/kWh and 15.35 Baht/kWh, respectively.

Table 4 LEC and LEXC results of the integrating system by the working fluid of the H₂O-LiBr solution.

Descriptions	Model 1	Model 2	Model 3
ORC power ($W_{ORC,system}$) [kW]	12.58	11.09	12.88
The suitable of cooling capacity of the absorption refrigeration system ($Q_{E,CW}$) [kW]	24.62	17.59	2.98
Power production ($W_{ORC,system} + Q_{E,CW}$) [kW]	36.50	26.04	15.87
Operating time (t_{op}) [h/y]	8,400	8,400	8,400
Power production (W_{ORC+AB}) [kWh/y]	306,586	218,724	133,322
Cost of the ORC unit ¹ (Z_{ORC}) [Baht]	1,529,016	1,473,548	1,542,444
Cost of the absorption system ² (Z_{AB}) [Baht]	470,667	436,380	200,000

Descriptions	Model 1	Model 2	Model 3
Operating and maintenance cost ³ (Z_{OM}) [Baht]	76,451	73,678	77,122
Discount rate (r) ⁴ [%]	7.12	7.12	7.12
Life time (n) [y]	20	20	20
LEC [Baht/kWh]	2.08	2.87	4.81
LExC [Baht/kWh]	8.62	10.73	17.70

Remark : ¹Referred cost of the ORC from Nattapom, (2560), ²Referred cost of the absorption refrigeration from Chaiyat et al. (2017), ³Calculated at 5% of the ORC cost, ⁴Referred the discount rate from Krungthai Bank online (accessed 05 March 2018)

Table 5 LEC and LExC results of the integrating system by the working fluid of the NH₃-H₂O solution.

Descriptions	Model 1	Model 2	Model 3
ORC power ($W_{ORC,system}$) [kW]	13.21	12.98	15.15
The suitable of cooling capacity of the absorption refrigeration system ($Q_{E,CW}$) [kW]	29.89	10.55	2.98
Power production ($W_{ORC,system} + Q_{E,CW}$) [kW]	25.21	21.42	17.97
Operating time (t_{op}) [h/y]	8,400	8,400	8,400
Power production (W_{ORC+AB}) [kWh/y]	211,780	179,967	150,907
Cost of the ORC unit (Z_{ORC}) [Baht]	1,593,24	1,587,653	1,653,332
Cost of the absorption system (Z_{AB}) [Baht]	377,285	318,190	200,000
Operating and maintenance cost (Z_{OM}) [Baht/y]	79,663	79,383	82,667
Discount rate (r) [%]	7.12	7.12	7.12
Life time (n) [y]	20	20	20
LEC [Baht/kWh]	3.13	3.63	4.53
LExC [Baht/kWh]	11.33	12.97	15.35

Comparison results of the economic results of the energy and exergy costings

Figure 77 illustrates comparison results of the LEC and LExC between all 3 models by using H₂O-LiBr and NH₃-H₂O solutions. From the simulation results, it could be found that the model 1 were evaluated to be 2.08 Baht/kWh and 8.62 Baht/kWh, model 2 were 2.87 Baht/kWh and 10.73 Baht/kWh, while the model 3 illustrated 4.81 Baht/kWh and 17.70 Baht/kWh. When used NH₃-H₂O solution for the absorption refrigeration, the LEC and LExC of model 1 were 3.13 Baht/kWh and 11.33 Baht/kWh, while the model 2 illustrated 3.63 Baht/kWh and 12.97 Baht/kWh in addition to the model 3 illustrated 4.53 Baht/kWh and 15.35 Baht/kWh, respectively. From the above study results, it could be seen that the model 1 presented the better impact in the term of LEC and LExC.

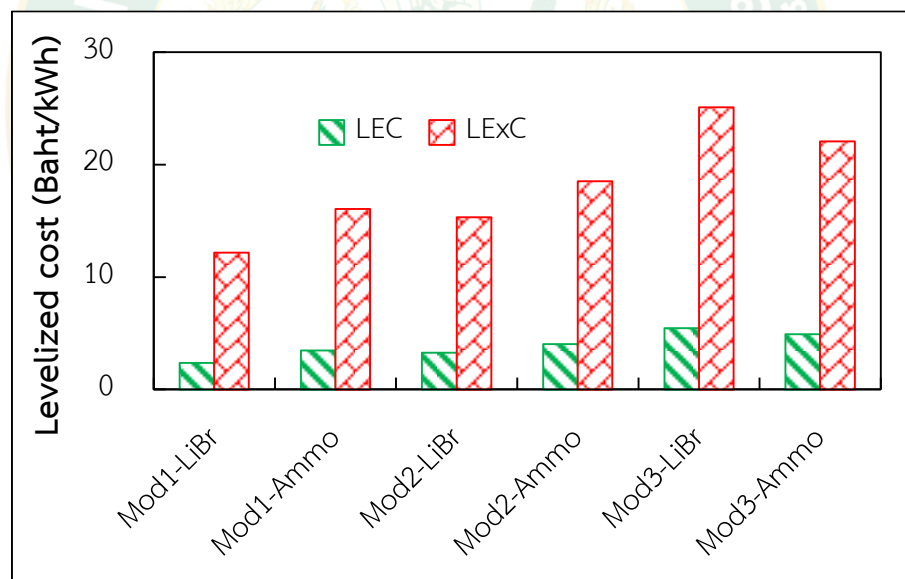


Figure 77 Comparison of economic result in the term of LEC and LExC factors.

When these costs were compared with the Feed-in tariff (Fits) of renewable power plans in Thailand [energy policy and planning office, ministry of energy, Thailand, Feed-in tariff of renewable energy in Thailand]. It found that the LECs of all 3 models by using H₂O-LiBr and NH₃-H₂O solutions at absorption refrigeration was lower

that the Fits of solar rooftop at around 6.40 Baht/kWh, wind at 6.06 Baht/kWh, while the LECs similarly with Fits of biomass and biogas at about 5.34 Baht/kWh.

From the above study results, the optimal of the ORC combined with absorption refrigeration were the model number 1 of H₂O-LiBr solution. Which the energy and exergy efficiency illustrated 7.04% and 11.88%, overall efficiencies of the CCP were 18.57% and 42.20%, LEC and LExC were 2.08 Baht/kWh and 8.62 Baht/kWh, respectively.



Chapter 5

Conclusion and further work

In this research institutions, energy and exergy analysis of the ORC combined with the absorption refrigeration were presented. R-245fa was selected as working fluid of the ORC system, while the absorption system used H₂O-LiBr and NH₃-H₂O solutions, respectively. Which it could be conclusion and future works were shown below:

Conclusion

From the mathematical models of the energy and exergy of the ORC combined with the absorption refrigeration were presented, as shown below:

The energy and exergy efficiencies of the ORC were 6.96% and 11.51%, hot water temperature entering to the ORC boiler at about 80-120 °C and cooling water temperature entering to the ORC condenser at 32 °C. Furthermore, the working fluid temperature leaving the ORC expander before entering the ORC condenser was about 57-69 °C. Optimal concentrations of the H₂O-LiBr solution and NH₃-H₂O solution for the absorption refrigeration were 34-43 %LiBr and 35-55 %NH₃, respectively. Thus, the COP_{AB} and COP_{EX-AB} of the absorption refrigeration were 0.93 and 1.42 at concentrations of H₂O-LiBr solution about 34 %LiBr, and 0.58 and 1.02 at concentration of NH₃-H₂O solution about 55 %NH₃. Which in this studied, energy and exergy analysis the ORC system combined with the absorption refrigeration were presented, as shown following:

Model 1 presented the absorption system as the ORC condenser. Energy and exergy efficiencies were 7.04% and 11.88%, overall efficiencies of the CCP were 18.57% and 42.20%, LEC and LExC were 2.08 Baht/kWh and 8.62 Baht/kWh, respectively of H₂O-LiBr solution. NH₃-H₂O solution, energy and exergy efficiencies illustrated 7.37% and 12.56%, overall efficiencies of the CCP were 13.93% and 31.20%, LEC and LExC were 3.13 Baht/kWh and 11.33 Baht/kWh, respectively.

Model 2 represented technique for reducing working fluid temperature leaving the ORC expander. H₂O-LiBr solution, energy and exergy efficiencies were 7.02% and 10.46%, overall efficiencies of the CCP were 14.43% and 31.91%, LEC and LExC illustrated 2.87 Baht/kWh and 10.73 Baht/kWh, respectively. NH₃-H₂O solution, energy and exergy efficiencies illustrated 7.23% and 12.24%, overall efficiencies of the CCP were 11.84% and 24.98%, while the LEC and LExC were 3.63 Baht/kWh and 12.97 Baht/kWh, respectively.

Model 3 showed the absorption system combined with the cooling tower to reducing temperature working fluid at the ORC condenser. H₂O-LiBr solution, energy and exergy efficiencies were 7.21% and 13.10%, overall efficiencies of the CCP were 7.13% and 10.61%, LEC and LExC illustrated 4.18 Baht/kWh and 17.70 Baht/kWh, respectively. NH₃-H₂O solution, energy and exergy efficiencies were 8.46% and 14.36%, while overall efficiencies of the CCP were 8.38% and 12.51%, in addition to the LEC and LExC were 4.53 Baht/kWh and 15.35 Baht/kWh, respectively.

From the above study results, the optimal of the ORC combined with absorption refrigeration were the model number 1 by using the H₂O-LiBr solution in absorption system.

Future work

For the future study, it should be tested the ORC combined with the absorption refrigeration by using the working fluid such as H₂O-LiBr and NH₃-H₂O solutions of the absorption system to compar. Moreover, different types of refrigeration system such as adsorption system, ejector refrigerator and Kalina cycle should be studied.

REFERENCES

- Al-Sulaiman, F.A, Hamdullahpur, F., Dincer I. 2012. Energy and exergy analyses of a biomass trigeneration system using an organic Rankine cycle. **Energy**. 45: 975-985.
- Al-Sulaiman F.A, Hamdullahpur F, Dincer I. 2012. Performance assessment of a novel system using parabolic trough solar collectors for combined cooling, heating, and power production. **Renew energy**. 48: 161-172.
- America society of heating, refrigerating and air-conditioning engineering, Inc. (ASHRAE), 2009. Refrigerants, Atlanta, American.
- Babu, B., Maruthi, G., Yadav P. 2015. Performance Analysis of Lithium-Bromide Water The absorption refrigeration System Using Waste Heat of Boiler Flue Gases. **International Journal of Engineering Research And Management**. 2349-2058.
- Bicer, Y., Dincer, I. 2016. Analysis and performance evaluation of a renewable energy based multigeneration system. **Energy**. 94: 623-632.
- Chaiyat, N. and Kiatsiriroat, T. 2014. Upgrading of solar heat by an absorption heat transformer assisting with a vapor compression heat pump. **Engng.j.CMC**. 21, 10-20.
- Chaiyat, N. and Kiatsiriroat, T. 2015. Analysis of combined cooling heating and power generation from organic Rankine cycle and absorption system. **Energy**. 91, 363-370.
- Chaiyat, N., Wangkai, Y., Inthavideth, X. 2017. Enhancement efficiency of organic Rankine cycle by using sorption system. **Applied Thermal Engineering**. 122, 368-379.
- Energy Policy and Planning Office, Ministry of Energy, Thailand, Feed-in tariff of renewable energy in Thailand. http://www.eppo.go.th/power/fit-seminar/Fit_2558.pdf (accessed 06.05.2018).

- Feuerecker, G., Scharfe, J., Greiter, I., Frank, C. and Alfeld, G. 1993. Measurement of thermophysical properties of LiBr-solutions at high temperature and concentration, **International absorption heat pump conference. ASME.** 31: 193-199.
- Garcia-Hernando N., de Vega, M., Soria-Verdugo, A., Sanchez-Delgado S. 2013. Energy and exergy analysis of an absorption power cycle. **Applied Thermal Engineering.** 55, 69-77.
- Kaita, Y. 2000. thermal dynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperature, **International J of refrigeration**, 24: 374-390.
- Khairulin, R.A., Gruzdev, V.A. Stankurs, S.V. and Verba, O.I. 2006. Experimental study of the density of aqueous solutions of lithium bromide at temperature up to 250 in the range of concentrations from 30-65%. **Thermo physics and aeromechanics**, 13: 575-583.
- Krungthai Bank public company limited. 2018. **Minimum retail rate (MRR)**, online, http://www.ktb.co.th/Download/rateFee/RateFeeDownload_4161loan_16_05_60.pdf, (assess : 05 May 2018.)
- Li, J., Pei G., Ji J., Bai X., Li P, Xia L. 2014. Design of the ORC (organic Rankine cycle) condensation temperature with respect to the expander characteristics for domestic CHP (combined heat and power) applications. **Energy.** 77, 579-590.
- Li, T., Zhang Z., Lu J., Yang J., Hu Y. 2015. Two-stage evaporation strategy to improve system performance for organic Rankine cycle. **Applied Energy.** 150. 323–334.
- Liu, Q., Duan, Y and Yang, Z. 2014. Effect of condensation temperature glide on the performance of organic Rankine cycles with zeotropic mixture working fluids. **Applied Energy.** 115. 394–404.
- Marin, A., A Dobrovicescu, A., Grosu, L., Gheorghian, A., 2014. Energy and exergy analysis of an organic rankine cycle. **U.P.B. Sci. Bull., Series D.** 76. 1454-2358.

Ministry of energy. (2015). **Alternative Energy Development Plan: AEDP2015.**
[http://www.renewableenergy-asia.com/Portals/0/seminar/Presentation.](http://www.renewableenergy-asia.com/Portals/0/seminar/Presentation)

Ministry of energy (2015-2036). **Alternative Energy Development plan: AEDPA** nnuual
year final report 2015-2036.

Nattaporn, C. 2560. **Renewable Energy System Design.** Three edition, Printed in the
School of renewable engineering, Maejo University.

Nattaporn, C. 2560. **Waste heat recovery.** Four edition, Printed in the School of
renewable engineering, Maejo University.

Nattaporn, C. 2560. **Geothermal energy technology.** Six edition, Printed in the School
of renewable engineering, Maejo University.

http://www.thailand.ahk.de/.../Biogas_Presentation/AEDP (8 May 2017).

NIST (National institute of standards and technology), Inc. (Refprop version 10: Customer
number 40754). **Thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant
mixtures software,** America. 2018.

Xangpheuak, I,. 2017. Performance analysis of an organic Rankine cycle combined with
an absorption chiller. **Thesis of master degree.** Maejo University.



APPENDIX

Appendix A

Mathematical modeling of the ORC system

Analysis the mathematical modeling of the ORC system is used the working fluid R-245fa, which the calculated by program Rafprop version 10 on Microsoft excel, as shown below:

1. The working fluid of the ORC system is	R-245fa
2. Hot water temperature entering to the ORC boiler ($T_{HW,i}$) is	100 °C
3. Water temperature different inlet and outlet of boiler (ΔT_{HW}) is	15 °C
4. Cooling water temperature entering to the ORC condenser ($T_{CW,i}$) is	32 °C
5. Heat source capacity (Q_B) is	180 kW
6. Temperature of ambient (T_{Abm}) is	28 °C
7. Isentropic efficiency of expander ($\eta_{S,Exp}$) is	85 %
8. Isentropic efficiency of pump ($\eta_{S,P}$) is	85 %
9. Efficiency of generator (η_G) is	85 %
10. Superheating (SH) is	10 °C
11. Sub cooling (SC) is	5 °C

The calculation:

Stage 1) Calculation the temperature of the ORC boiler and condenser:

Temperature of the ORC boiler ($T_B = T_{HW,i} - \Delta T_{HW} - \Delta T_{ref}$)	82 °C
---	-------

Temperature of the ORC condenser ($T_C = T_{CW,i} + \Delta T_{CW} + \Delta T_{ref}$)	42 °C
--	-------

Stage 2) Calculation the pressure of the ORC boiler and condenser:

High pressure consider at the ORC boiler ($P_H = f(T_B)$)	830.56 kPa
---	------------

Calculate on Microsoft excel as: =Pressure("R-245fa","T_{vap}","mks", 273.15+82)

Low pressure consider at the ORC condenser ($P_L = f(T_C)$)	267.41 kPa
---	------------

Calculate on Microsoft excel as: =Pressure("R-245fa","T_{vap}","mks", 273.15+42)

Stage 3) Consider the working fluid at ORC pump

Temperature point 1 ($T_1 = T_C - SC$)	37 °C
--	-------

Enthalpy point 1 ($h_1 = f(T_C - SC)$)	248.50 kJ/kg
--	--------------

Calculate on Microsoft excel as: =Enthalpy("R-245fa","T_{liq}","mks", 273.15+42)

Specific volume point 1 ($v_1 = f(T_1)$)	0.00077 m ³ /kg
Calculate on Microsoft excel as: =Volume("R-245fa","Tliq","mks",273.15+37)	
Entropy point 1 ($S_1 = f(T_1)$)	1.17 kJ/kg·K
Calculate on Microsoft excel as: =Entropy("R-245fa","Tliq","mks",273.15+37)	
Entropy point 2 ($S_{2s} = S_1$)	1.17 kJ/kg·K
Enthalpy point 2s ($h_{2s} = f(P_H, S_{2s})$)	248.88 kJ/kg
Calculate on Microsoft excel as: =Enthalpy("R-245fa","PS","mks",830.56, 1.17)	
Enthalpy point 2 ($h_2 = [(h_{2s} + h_1)/\eta_{s,p}] + h_1$)	249.05 kJ/kg
Temperature point 2 ($T_2 = f(P_H, h_2)$)	37.29 °C
Calculate on Microsoft excel as: =Temperature("R-245fa","PH","mks",830.56, 249.05) – 273.15	

Stage 4) Consider the working fluid at ORC boiler

Enthalpy point 2' ($h_{2'} = f(T_B)$)	312.12 kJ/kg
Calculate on Microsoft excel as: = Enthalpy("R-245fa","Tliq","mks",273.15+82)	
Temperature point 2' ($T_{2'} = f(P_H, h_{2'})$)	82 °C
Calculate on Microsoft excel as: = Temperature("R-245fa","HP","mks",82 , 830.56)- 273.15	
Enthalpy point 3' ($h_{3'} = f(T_B)$)	463.86 kJ/kg
Calculate on Microsoft excel as: = Enthalpy("R-245fa","Tvap","mks",273.15+82)	
Temperature point 3' ($T_{3'} = f(P_H, h_{3'})$)	82 °C
Calculate on Microsoft excel as: = Temperature("R-245fa","HP","mks",82 , 463.86)- 273.15	
Temperature point 3 ($T_3 = f(T_B + SH)$)	92 °C
Enthalpy point 3 ($h_3 = f(T_B + SH + P_H)$)	474.99 kJ/kg
Calculate on Microsoft excel as: =Enthalpy("R-245fa","TP","mks",273.15+92,463.86)	
Entropy point 3 ($S_3 = f(T_3, P_H)$)	1.81 kJ/kg·K
Calculate on Microsoft excel as: =Entropy("R-245fa","TP","mks",273.15+93,463.86)	

Stage 5) Consider the working fluid at ORC expander

Entropy point 4s ($S_{4s} = S_3$)	1.81 kJ/kg·K
Enthalpy point 4s ($h_{4s} = f(P_L, S_{4s})$)	453.20 kJ/kg

Calculate on Microsoft excel as:=Enthalpy("R-245fa","PS","mks",267.41,453.20)	
Enthalpy point 4 ($h_4 = h_3 - (\eta_{S,Exp}(h_3 - h_{4s}))$)	456.47 kJ/kg
Temperature point 4 ($T_4 = f(P_L, h_4)$)	63.10 °C
Calculate on Microsoft excel as:=Temperature("R245fa","PH","mks",267.41,456.47)-273.15	
Entropy point 4 ($S_4 = f(P_L, h_4)$)	1.82 kJ/kg·K
Calculate on Microsoft excel as:=Entropy("R-245fa","PH","mks",267.41,456.47)	
Entropy of the saturated liquid at condenser ($S_{f,c} = f(T_C)$)	1.19 kJ/kg·K
Calculate on Microsoft excel as:=Entropy(("R-245fa","Tliq","mks",273.15+42)	
Entropy of the saturated vapor at condenser ($S_{g,c} = f(T_C)$)	1.76 kJ/kg·K
Calculate on Microsoft excel as:= Entropy(("R-245fa","Tvap","mks",273.15+42)	
Entropy at condenser ($S_{f,g,c} = S_{g,c} - S_{f,c}$)	0.57 kJ/kg·K
Stage 6) Consider the working fluid leaving of the ORC expander	
The working fluid leaving of the ORC expander ($qv_4 = (S_4 - S_{f,c}) / S_{f,g,c}$)	111.46 %
Stage 7) Consider mass flow rate of the working fluid	
Mass flow rate ($\dot{m}_{ref} = Q_B / (h_3 - h_2)$)	0.79 kg/s
Stage 8) Consider the high of flow rate	
Density of working fluid leaving the ORC pump ($\rho_2 = f(T_2)$)	1304.44 kg/m ³
Calculate on Microsoft excel as:=Density("R-245fa","Tliq","mks",273.15+37.29)	
High of flow rate ($H_2 = (P_H / \rho_2 g) \times 1000$)	64.82 m
Stage 9) Consider the capacity of the ORC system	
Power output of the ORC expander ($W_{Exp} = \dot{m}_{ref}(h_3 - h_4)$)	14.76 kW
Net power output of the ORC expander ($W_{Exp,e} = W_{Exp} \times \eta_{S,Exp}$)	12.57 kW _e
Heat capacity of ORC condenser ($Q_C = \dot{m}_{ref}(h_4 - h_1)$)	165.67 kW
Power supply to the ORC pump ($W_p = (\dot{m}_{ref} v_1 (P_H - P_L)) / \eta_{S,p}$)	0.32 kW
Stage 10) Consider the thermal efficiency of the ORC system	
Efficiency of the ORC system ($\eta_{ORC} = [(W_{Exp,e} - W_p) / Q_B] \times 100$)	6.95 %
Stage 11) Consider the exergy capacity of the ORC system	

$$\text{Power output of the ORC expander } (\dot{E}_{\text{Exp}} = \dot{m}_{\text{ref}} (h_3 - h_4 - T_0 [S_3 - S_4])) \quad 15.01 \text{ kW}_e$$

$$\text{Exergy rate of ORC condenser } (\dot{E}_C = \dot{m}_{\text{ref}} (h_4 - h_1 - T_0 [S_4 - S_1])) \quad 148.90 \text{ kW}$$

$$\text{Exergy power supply to the ORC pump } (\dot{E}_P = \dot{m}_{\text{ref}} (h_2 - h_1 - T_0 [S_2 - S_1])) \quad 0.43 \text{ kW}$$

Stage 12) Consider the exergy efficiency of the ORC system

$$\text{Exergy efficiency of the ORC system } (\psi_{\text{ORC}} = (\dot{E}_{\text{Exp}} - \dot{E}_P) / \dot{E}_B) \times 100 \quad 11.90 \%$$



Appendix B

Properties of water-Lithium Bromide solutions

Enthalpy, Concentration and Temperature for Water-Lithium Bromide solutions.
(ASHRAE, 2009)

For Concentration $X < 40$ %Libr

Solution temperature range $15 < T < 165$ °C

$$h = 21.4817157 - 2.38366711(X) + 3.90458186(T) + 0.03625001(X^2) + 5.25010607 \\ \times 10^{-4}(t^2) - 0.0369249939(TX), [\text{kJ/kg}]$$

For Concentration $0 \leq X < 70$ %Libr

Solution temperature range $15 < t < 165$ °C

$$h = \sum_0^4 A_n X^n + T \sum_0^4 B_n X^n + T^2 \sum_0^4 C_n X^n, [\text{kJ/kg}]$$

Where

$A_0 = -2024.33$	$B_0 = 18.2829$	$C_0 = -3.7008214 \text{ E-}2$
$A_1 = 163.309$	$B_1 = -1.1691757$	$C_1 = 2.8877666 \text{ E-}3$
$A_2 = -4.88161$	$B_2 = 3.248041 \text{ E-}2$	$C_2 = -8.1313015 \text{ E-}5$
$A_3 = 6.302948 \text{ E-}2$	$B_3 = -4.034184 \text{ E-}4$	$C_3 = 9.9116628 \text{ E-}7$
$A_4 = -2.913705 \text{ E-}4$	$B_4 = 1.8520569 \text{ E-}6$	$C_4 = -4.4441207 \text{ E-}9$

Solution temperature-refrigeration temperature and saturation pressure. (ASHRAE, 2009)

For Refrigerant $-15 < T_{\text{ref}} < 110$ °C

Solution temperature range $5 < T < 175$ °C

Concentration $0 \leq X < 70$ %Libr

$$T = \sum_0^3 B_n X^n + T_{\text{ref}} \sum_0^3 A_n X^n, [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{\text{ref}} = (T - \sum_0^3 B_n X^n) / T_{\text{ref}} \sum_0^3 A_n X^n, [^{\circ}\text{C}]$$

$$\text{Log}(P) = C + D/T_{\text{ref}} + E/T_{\text{ref}}^2 \quad [P = \text{kPa}; T_{\text{ref}} = \text{K}]$$

$$T_{\text{ref}} = \frac{-2E}{D + [D^2 - 4E(C - \text{Log}(P))]^{0.5}}$$

Where

$$\begin{aligned} A_0 &= -2.00755 & B_0 &= 124.937 & C &= 7.05 \\ A_1 &= 0.16976 & B_1 &= -7.71649 & D &= -1596.49 \\ A_2 &= -3.133362 \text{ E-3} & B_2 &= 0.152286 & E &= -104095.5 \\ A_3 &= 1.97668 \text{ E-5} & B_3 &= -7.9509 \text{ E-4} & & \end{aligned}$$

Density of Water-Lithium bromide Solutions, (Khairulin et al., 2006)

For Solution temperature range $T < 250 \text{ }^\circ\text{C}$

Concentration $30 \leq X < 65 \text{ \%Libr}$

$$\rho(T, m) = \rho_0(T) [1 + d_0(T)m + d_1(T)m^{1.5} + d_2(T)m^2], [\text{kg/m}^3]$$

$$m = \frac{(X/100)}{M_s} (1 - [X/100]), [\text{mole/kg}]$$

$$d_j(T) = \sum_{i=0}^4 C_{ji} T^i$$

$\rho_0(T)$ = Density of pure water (kg/m^3)

$$M_s = 0.086845 [\text{kg/mole}]$$

Table B.1 The value of coefficients C_{ji}

j/i	0	1	2	3	4
0	6.9979 E-2	-9.36591E-5	1.1770035 E-6	-2.829722 E-9	7.963374 E-12
1	-7.30855 E-3	1.78947 E-5	-3.458841 E-8	-8.88725 E-10	1.085224 E-12
2	1.811867 E-4	-1.9292 E-6	-1.565022 E-8	2.082693 E-10	-3.761121 E-13

Heat capacity of Water-Lithium bromide solutions, (Kaita, 2000)

For Solution temperature range $40 < T < 210$ °C

Concentration $40 \leq X < 65$ %Libr

$$C_p = (A_0 + A_1X) + (B_0 + B_1X)T, [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}]$$

Where

$$A_0 = 3.462023$$

$$B_0 = 1.3499 \text{ E-}3$$

$$A_1 = -2.679895 \text{ E-}2$$

$$B_1 = -6.55 \text{ E-}6$$

Entropy of Water-Lithium bromide solutions, (Feuerecker, 1993).

For Solution temperature $40 < T < 210$ °C

Concentration $40 \leq X < 65$ %Libr

$$S = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 B_{ij} X^j T^i, [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}]$$

Table B.2 The value of coefficients B_{ij}

i	B_{i0}	B_{i1}	B_{i2}	B_{i3}
0	5.127558 E-01	-1.393954 E-02	2.924145 E-05	9.035697 E-07
1	1.226780 E-02	-9.156820 E-05	1.820453 E-08	-7.991806 E-10
2	-1.364895 E-05	1.068904 E-07	-1.381109 E-09	1.529784 E-11
3	1.021501 E-08	0	0	0

Appendix C

Mathematical modeling of the absorption refrigeration by using H₂O-Libr solution

Analysis the mathematical modeling of the absorption refrigeration system use the working fluid H₂O-Libr solution, which the calculated by program Rafprop version 10 on Microsoft excel and initial condition as shown below:

1. The working fluid of the absorption refrigeration	H ₂ O-Libr
2. Heat source ($T_{R-245fa} = T_4$) is	60 °C
3. Cooling water temperature entering to the ORC condenser and absorpber ($T_{CW,i}$) is	32 °C
4. Water temperature different inlet and outlet of condenser and absorpber (ΔT_{CW}) is	5 °C
5. Water temperature different with working fluid (ΔT_{CW-ref}) is	3 °C
6. Water entering to evaporator ($T_{EW,i}$)	32 °C
7. Water temperature different inlet and outlet of evaporator (ΔT_{CW}) is	15 °C
8. Temperature of ambient (T_{Abm}) is	28 °C
9. Isentropic efficiency of evaporetor ($\eta_{S,E}$) is	85 %
10. Isentropic efficiency of generator (η_G) is	85 %
11. Effectiveness of heat exchanger (ϵ_{HX}) is	85 %
12. Superheating (SH) is	5 °C
13. Sub cooling (SC) is	5 °C
14. Heat capacity of evaporator (Q_E) is	24.62 kW
15. Concentration (X)	40 %
16. Concentration ($X_1 = X_2 = X_3 = X_4$)	0 %Libr
17. Concentration ($X_8 = X_9 = X_{10}$)	34 %Libr
18. Concentration ($X_5 = X_6 = X_7$)	31 %Libr

The calculation:

Stage 1) Calculation the temperature of the system

Temperature at absorber ($T_A = T_{CW,l} + \Delta T_{CW}$)	37	°C
Temperature at condenser ($T_C = T_{CW,l} + \Delta T_{CW} + \Delta T_{CW-ref}$)	40	°C
Temperature at evaporator ($T_E = T_{CW,E,i} - \Delta T_{CW,E} - \Delta T_{CW-ref}$)	12	°C
Temperature at generator ($T_G = T_4 - \Delta T_{R-245fa} - \Delta T_{R-245fa-ref}$)	52.17	°C
Low temperature entering to generator ($T_{min} = f(X, T_C)$)	46.26	°C
Calculate on Microsoft excel as: =li_Tsolution(31,40)		
Temperature point 1 ($T_1 = T_G$)	52.17	°C
Temperature point 2 ($T_2 = T_C - SC$)	36	°C
Temperature point 4 ($T_4 = T_E - SH$)	17	°C
Temperature point 5 ($T_5 = T_A$)	37	°C
Temperature point 6 ($T_6 = T_5$)	37	°C
Temperature point 8 ($T_8 = T_G$)	52.17	°C

Stage 2) Calculation high pressure and low pressure of the system:

High pressure ($P_{H,Ab}=f(T_C)$)	7.78	kPa
Calculate on Microsoft excel as: = Pressure("WATER","Tliq","mks", 273.15+40)		
Low pressure ($P_{L,Ab}=f(T_E)$)	1.40	kPa
Calculate on Microsoft excel as: = Pressure("WATER","Tvap","mks", 273.15+12)		

Stage 3) Consider enthalpy of the system

Enthalpy point 1 ($h_1 = f(T_1, P_{H,Ab})$)	2596.73	kJ/kg
Calculate on Microsoft excel as: = Enthalpy("WATER","TP","mks", 273.15+52.17,7.78)		
Entropy point 1 ($S_1 = f(T_1)$)	0.73	kJ/kg·K
Calculate on Microsoft excel as: =Entropy("WATER","Tliq","mks",52.17+273.15)		
Enthalpy point 2 ($h_2 = f(T_2, P_{H,Ab})$)	150.81	kJ/kg
Calculate on Microsoft excel as: = Enthalpy("WATER","TP","mks", 273.15+36,7.78)		
Entropy point 2 ($S_2 = f(T_2, P_H)$)	0.51	kJ/kg·K
Calculate on Microsoft excel as: =Entropy("WATER","TP","mks",273.15+36,7.78)		
Enthalpy point 3 ($h_3 = h_2$) [throttling process]	150.81	kJ/kg

Temperature point 3 ($T_3 = f(h_3, P_{L,Ab})$) 285.15 K
12 °C

Calculate on Microsoft excel as: =Temperature("WATER","HP","mks",150.81, 1.40)

Entropy point 3 ($S_3 = S_2$) 0.51 kJ/kg·K

Enthalpy point 4 ($h_4 = f(T_4)$) 2531.97 kJ/kg

Calculate on Microsoft excel as: = Enthalpy("WATER","Tvap","mks", 273.15+17)

Entropy point 4 ($S_4 = f(T_4)$) 0.25 kJ/kg·K

Calculate on Microsoft excel as: = Entropy("WATER","Tliq","mks", 273.15+17)

Stage 4) Consider mass flow rate of refrigerant and solution

Specific heat of hot water entering the system ($C_{p_{Bluk}} = f(T_{HW,Bluk})$) 4.18 kJ/kg·K

Calculate on Microsoft excel as: = Cp("WATER","Tliq","mks", 273.15+ $T_{HW,Bluk}$)

Mass flow rate of refrigerant point 4 ($\dot{m}_4 = Q_E / (h_4 - h_3)$) 0.012 kg/s

Mass flow rate of refrigerant point 3,2,1 ($\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_2 = \dot{m}_1$) 0.012 kg/s

Mass flow rate of solution point 8 ($\dot{m}_8 = \dot{m}_1(X_1 - X_7) / (X_7 - X_8)$) 0.129 kg/s

Mass flow rate of solution point 9,10 ($\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$) 0.129 kg/s

Mass flow rate of solution point 7 ($\dot{m}_7 = \dot{m}_1 + \dot{m}_8$) 0.142 kg/s

Mass flow rate of solution point 6,5 ($\dot{m}_7 = \dot{m}_6 = \dot{m}_5$) 0.142 kg/s

Stage 5) Consider enthalpy of solution

Enthalpy point 8 ($h_8 = f(X_8, T_8)$) 121.98 kJ/kg

Calculate on Microsoft excel as: = libr_h(34,52.17)

Entropy point 8 ($S_8 = f(X_8, T_8)$) 0.47 kJ/kg·K

Calculate on Microsoft excel as: = libr_s(34,52.17)

Enthalpy point 5 ($h_5 = f(X_5, T_5)$) 82.46 kJ/kg

Calculate on Microsoft excel as: = libr_h(31,37)

Entropy point 5 ($S_5 = f(X_5, T_5)$) 0.47 kJ/kg·K

Calculate on Microsoft excel as: = libr_s(31,37)

Stage 6) Consider at solution pump

Pressure difference of the system ($\Delta P = P_{H,Ab} - P_{L,Ab}$) 6.38 kPa

Density ($\rho_s = f(X_5, \Delta P)$)	1144.07 kg/m ³
Calculate on Microsoft excel as: = libr_density(31,6.38)	
Specific volume ($v_s = 1/\rho_s$)	0.00087 m ³ /kg
Power supply to the solution pump ($W_{SP} = (\dot{m}_5 v_s \Delta P / \eta_{SP})$)	0.00093 kW

Stage 7) Consider at heat exchanger

Hot flow rate	
Specific heat of solution at point 8 ($C_{p8} = f(X_8, T_8)$)	2.60 kJ/kg·K
Calculate on Microsoft excel as: = libr_Cp(34,52.17)	
Cool flow rate	
Specific heat of solution at point 6 ($C_{p6} = f(X_6, T_6)$)	2.67 kJ/kg·K
Calculate on Microsoft excel as: = libr_Cp(31,37)	
Heat capacity of heat exchanger ($Q_{Max} = (\dot{m}Cp)_{min}(T_8 - T_6)$)	5.47 kW
($Q_{actual} = Q_{Max} \epsilon_{HX}$)	4.65 kW
Temperature point 9 ($T_9 = T_8 - (Q_{actual} / (\dot{m}_8 C_{p8}))$)	38.42 °C
Enthalpy point 9 ($h_9 = f(X_9, T_9)$)	84.91 kJ/kg
Calculate on Microsoft excel as: = libr_h(34,38.42)	
Entropy point 9 ($S_9 = f(X_9, T_9)$)	0.38 kJ/kg·K
Calculate on Microsoft excel as: = libr_s(34,38.42)	
Temperature point 7 ($T_7 = T_6 + (Q_{actual} / (\dot{m}_6 C_{p6}))$)	48.23 °C
Enthalpy point 7 ($h_7 = f(X_7, T_7)$)	116.77 kJ/kg
Calculate on Microsoft excel as: = libr_h(31,48.23)	
Entropy point 7 ($S_7 = f(X_7, T_7)$)	0.38 kJ/kg·K
Calculate on Microsoft excel as: = libr_s(34,48.23)	

Stage 8) Heat capacity of the absorption system

Generator ($Q_G = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7$)	31.80 kW
Condenser ($Q_{C,Ab} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2$)	30.70 kW
Evaporator ($Q_{E,Ab} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3$)	29.89 kW
Absorber ($Q_A = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_5 h_5$)	31.09 kW

Stage 9) Coefficient of performance

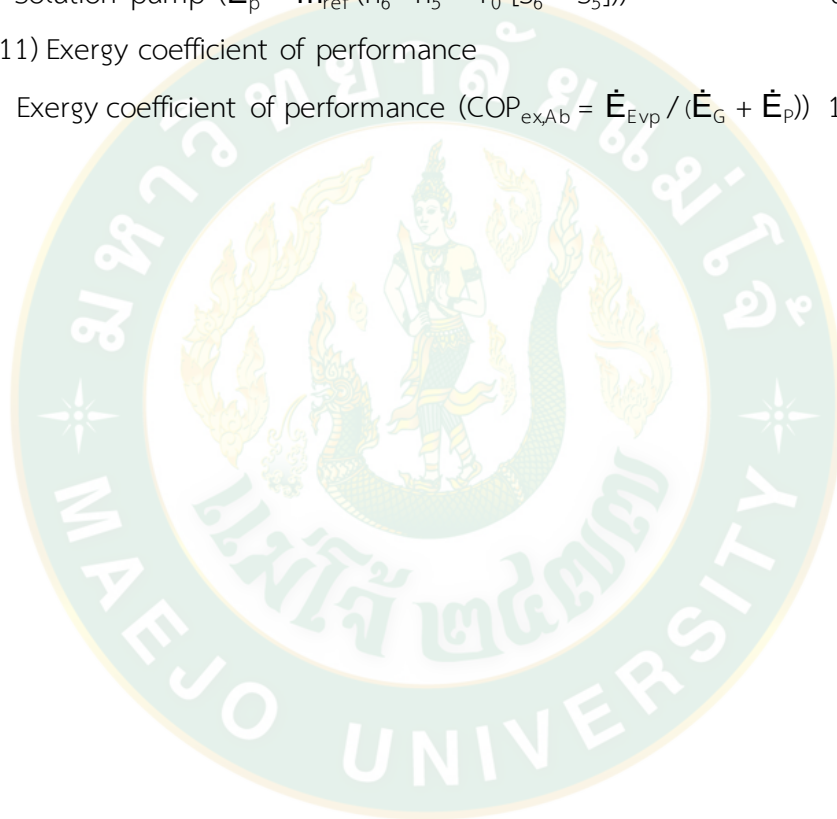
Coefficient of performance ($COP_{AB} = Q_{E,Ab} / Q_G + W_{SP}$)	0.93
---	------

Stage 10) Exergy rate of the absorption system

Generator ($\dot{E}_G = \dot{m}_7 (h_7 - T_0 S_7) - \dot{m}_8 (h_8 - T_0 S_8) - \dot{m}_1 (h_1 - T_0 S_1) + Q_G (1 - [T_0 / T_G])$)	32.99	kW
Condenser ($\dot{E}_C = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_2 - T_0 [S_1 - S_2])$)	30.62	kW
Evaporator ($\dot{E}_E = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_3) - T_0 (S_4 - S_3) + Q_E (1 - [T_0 / T_E])$)	47.06	kW
Absorber ($\dot{E}_A = \dot{m}_4 (h_4 - T_0 S_4) + \dot{m}_{10} (h_{10} - T_0 S_{10}) - \dot{m}_5 (h_5 - T_0 S_5)$)	31.07	kW
Solution pump ($\dot{E}_p = \dot{m}_{ref} (h_6 - h_5 - T_0 [S_6 - S_5])$)	0.17	kW

Stage 11) Exergy coefficient of performance

$$\text{Exergy coefficient of performance (COP}_{exAb} = \dot{E}_{Evp} / (\dot{E}_G + \dot{E}_p)) \quad 1.41$$



Appendix D

Mathematical modeling of the absorption refrigeration by using $\text{HN}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution

Analysis the mathematical modeling of the absorption refrigeration system use the working fluid $\text{HN}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution, which the calculated by program Rafprop version 10 on Microsoft excel and initial condition as shown below:

1. The working fluid of the absorption refrigeration	$\text{HN}_3\text{-H}_2\text{O}$
2. Heat source ($T_{R-245fa} = T_4$) is	60 °C
3. Cooling water temperature entering to the ORC condenser and absorpber ($T_{CW,i}$) is	32 °C
4. Water temperature different inlet and outlet of condenser and absorpber (ΔT_{CW}) is	5 °C
5. Water temperature different with working fluid (ΔT_{CW-ref}) is	3 °C
6. Water entering to evaporator ($T_{EW,i}$)	32 °C
7. Water temperature different inlet and outlet of evaporator (ΔT_{CW}) is	15 °C
8. Temperature of ambient (T_{Abm}) is	28 °C
9. Isentropic efficiency of evaporetor ($\eta_{S,E}$) is	85 %
10. Isentropic efficiency of generator (η_G) is	85 %
11. Effectiveness of heat exchanger (ϵ_{HX}) is	85 %
12. Superheating (SH) is	5 °C
13. Sub cooling (SC) is	5 °C
14. Heat capacity of evaporator (Q_E) is	24.62 kW
15. Concentration (X)	100 %
16. Concentration ($X_1 = X_2 = X_3 = X_4$)	0 %Libr
17. Concentration ($X_8 = X_9 = X_{10}$)	55 %Libr
18. Concentration ($X_5 = X_6 = X_7$)	51 %Libr

The calculation:

Stage 1) Calculation the temperature of the system

Temperature at absorber ($T_A = T_{CW,i} + \Delta T_{CW}$)	37	°C
Temperature at condenser ($T_C = T_{CW,i} + \Delta T_{CW} + \Delta T_{CW-ref}$)	40	°C
Temperature at evaporator ($T_E = T_{CW,E,i} - \Delta T_{CW,E} - \Delta T_{CW-ref}$)	12	°C
Temperature at generator ($T_G = T_4 - \Delta T_{R-245fa} - \Delta T_{R-245fa-ref}$)	52.75	°C
Low temperature entering to generator ($T_{min} = (T_{CW,i} + \Delta T_{CW} + SH)$)	46	°C
Temperature point 1 ($T_1 = T_G$)	52.75	°C
Temperature point 2 ($T_2 = T_C - SC$)	36	°C
Temperature point 4 ($T_4 = T_E + SH$)	17	°C
Temperature point 5 ($T_5 = T_A$)	37	°C
Temperature point 6 ($T_6 = T_5$)	37	°C
Temperature point 8 ($T_8 = T_G$)	52.75	°C

Stage 2) Calculation high pressure and low pressure of the system:

High pressure ($P_{H,Ab}=f(T_G)$)	2183.38	kPa
Calculate on Microsoft excel as: = Pressure("Ammonia","Tvap","mks", 273.15+52.75)		
Low pressure ($P_{L,Ab}=f(T_E)$)	615.04	kPa
Calculate on Microsoft excel as: = Pressure("Ammonia","Tliq","mks", 273.15+12)		

Stage 3) Consider enthalpy of the system

Enthalpy point 1 ($h_1 = f(T_1, P_{H,Ab})$)	1634.05	kJ/kg
Calculate on Microsoft excel as: = Enthalpy("Ammonia","Tvap","mks", 273.15+52.75)		
Entropy point 1 ($S_1 = f(T_1)$)	2.31	kJ/kg·K
Calculate on Microsoft excel as:=Entropy("Ammonia","Tliq","mks",52.75+273.15)		
Enthalpy point 2 ($h_2 = f(T_2, P_{H,Ab})$)	490.07	kJ/kg
Calculate on Microsoft excel as:=Enthalpy("Ammonia","TP","mks", 273.15+36,2183.38)		
Entropy point 2 ($S_2 = f(T_2)$)	1.97	kJ/kg·K
Calculate on Microsoft excel as: =Entropy("Ammonia","Tliq","mks",273.15+36)		

Enthalpy point 3 ($h_3 = h_2$) [throttling process]	490.07 kJ/kg
Temperature point 3 ($T_3 = f(h_3, P_{L,Ab})$)	283.15 K
	10 °C

Calculate on Microsoft excel as: =Temperature("Ammonia","HP","mks",490.07,615.04)

Entropy point 3 ($S_3 = S_2$)	1.97 kJ/kg·K
Enthalpy point 4 ($h_4 = f(T_4)$)	1,633.30 kJ/kg

Calculate on Microsoft excel as: = Enthalpy("Ammonia","Tvap","mks",273.15+17)

Entropy point 4 ($S_4 = f(T_4)$)	1.63 kJ/kg·K
------------------------------------	--------------

Calculate on Microsoft excel as: = Entropy("Ammonia","Tliq","mks", 273.15+17)

Stage 4) Consider mass flow rate of refrigerant and solution

Specific heat of hot water entering the system ($C_{p,Bluk} = f(T_{HW,Bluk})$)

4.18 kJ/kg·K

Calculate on Microsoft excel as: = Cp("WATER","Tliq","mks", 273.15+ $T_{HW,Bluk}$)

Mass flow rate of refrigerant point 4 ($\dot{m}_4 = Q_E / (h_4 - h_3)$)

0.003 kg/s

Mass flow rate of refrigerant point 3,2,1 ($\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_2 = \dot{m}_1$)

0.003 kg/s

Mass flow rate of solution point 8 ($\dot{m}_8 = \dot{m}_1(X_1 - X_7) / (X_7 - X_8)$)

0.034 kg/s

Mass flow rate of solution point 9,10 ($\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$)

0.034 kg/s

Mass flow rate of solution point 7 ($\dot{m}_7 = \dot{m}_1 + \dot{m}_8$)

0.037 kg/s

Mass flow rate of solution point 6,5 ($\dot{m}_7 = \dot{m}_6 = \dot{m}_5$)

0.037 kg/s

Stage 5) Consider enthalpy of solution

Enthalpy point 8 ($h_8 = f(T_8)$)

209.25 kJ/kg

Calculate on Microsoft excel as: = Enthalpy("Ammonia-water","Tliq","mks",273.15+52.75)

Entropy point 8 ($S_8 = f(T_8, P_{H,Ab})$)

0.67 kJ/kg·K

Calculate on Microsoft excel as: = Entropy("Ammonia-water","Tliq","mks",273.15 +52.75,2183.38)

Enthalpy point 5 ($h_5 = f(T_5)$)

115.02 kJ/kg

Calculate on Microsoft excel as: = Enthalpy("Ammonia-water","Tliq","mks",
273.15+37)

Entropy point 5 ($S_5 = f(T_5, P_{H,Ab})$) 1.16 kJ/kg·K

Calculate on Microsoft excel as: =Entropy("Ammonia-water","Tliq","mks",273.15
+52.75,2183.38)

Stage 6) Consider at solution pump

Pressure difference of the system ($\Delta P = P_{H,Ab} - P_{L,Ab}$) 1,568.33 kPa

Density ($\rho_s = f(T_A)$) 799.88 kg/m³

Calculate on Microsoft excel as: =Density("Ammonia-water","Tliq","mks",37
+273.15)

Specific volume ($v_s = 1/\rho_s$) 0.0012 m³/kg

Power supply to the solution pump ($W_{SP} = (\dot{m}_5 v_s \Delta P / \eta_{SP})$) 0.08 kW

Stage 7) Consider at heat exchanger

Hot flow rate

Specific heat of solution at point 8 ($C_{p8} = f(T_8)$) 4.79 kJ/kg·K

Calculate on Microsoft excel as: = Cp("Ammonia-water","Tliq","mks",52.75
+273.15)

Cool flow rate

Specific heat of solution at point 6 ($C_{p6} = f(T_6)$) 4.61 kJ/kg·K

Calculate on Microsoft excel as: = Cp("Ammonia-water","Tliq","mks",37
+273.15)

Heat capacity of heat exchanger ($Q_{Max} = (\dot{m}Cp)_{min}(T_8 - T_6)$) 1.87 kW

($Q_{actual} = Q_{Max} \epsilon_{HX}$) 1.59 kW

Temperature point 9 ($T_9 = T_8 - (Q_{actual} / (\dot{m}_8 C_{p8}))$) 42.48 °C

Enthalpy point 9 ($h_9 = f(T_9)$) 115.02 kJ/kg

Calculate on Microsoft excel as: = Enthalpy("Ammonia-water","Tliq","mks",
273.15+42.48)

Entropy point 9 ($S_9 = f(T_9, P_{H,Ab})$) 0.38 kJ/kg·K

Calculate on Microsoft excel as: = Entropy("Ammonia-water","TP","mks",
273.15+42.48,2183.38)

Temperature point 7 ($T_7 = T_6 + (Q_{\text{actual}} / (\dot{m}_6 C_{p6}))$) 25.49 °C
 Enthalpy point 7 ($h_7 = f(T_7)$) 116.77 kJ/kg

Calculate on Microsoft excel as: = Enthalpy("Ammonia-water","Tliq","mks",
 273.15+25.49)

Entropy point 7 ($S_7 = f(T_7, P_{L,Ab})$) 1.33 kJ/kg·K

Calculate on Microsoft excel as: =Entropy("Ammonia-water","TP","mks",
 273.15+25.49,615.04)

Stage 8) Heat capacity of the absorption system

Generator ($Q_G = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7$) 5.84 kW

Condenser ($Q_{C,Ab} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2$) 3.51 kW

Evaporator ($Q_{E,Ab} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3$) 3.51 kW

Absorber ($Q_A = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_5 h_5$) 4.67 kW

Stage 9) Coefficient of performance

Coefficient of performance ($COP_{AB} = Q_{E,Ab} / Q_G + W_{sp}$) 0.59

Stage 10) Exergy rate of the absorption system

Generator ($\dot{E}_G = \dot{m}_7 (h_7 - T_0 S_7) - \dot{m}_8 (h_8 - T_0 S_8) - \dot{m}_1 (h_1 - T_0 S_1) + Q_G (1 - [T_0 / T_G])$) 5.10 kW

Condenser ($\dot{E}_C = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_2 - T_0 [S_1 - S_2])$) 3.49 kW

Evaporator ($\dot{E}_E = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_3) - T_0 (S_4 - S_3) + Q_E (1 - [T_0 / T_E])$) 5.77 kW

Absorber ($\dot{E}_A = \dot{m}_4 (h_4 - T_0 S_4) + \dot{m}_{10} (h_{10} - T_0 S_{10}) - \dot{m}_5 (h_5 - T_0 S_5)$) 4.62 kW

Solution pump ($\dot{E}_p = \dot{m}_{ref} (h_6 - h_5 - T_0 [S_6 - S_5])$) 0.006 kW

Stage 11) Exergy coefficient of performance

Exergy coefficient of performance ($COP_{ex,Ab} = \dot{E}_{Evap} / (\dot{E}_G + \dot{E}_p)$) 1.13

Appendix E
Paper of conference

Paper 1

Author: Bounkhamxiong Navongxay

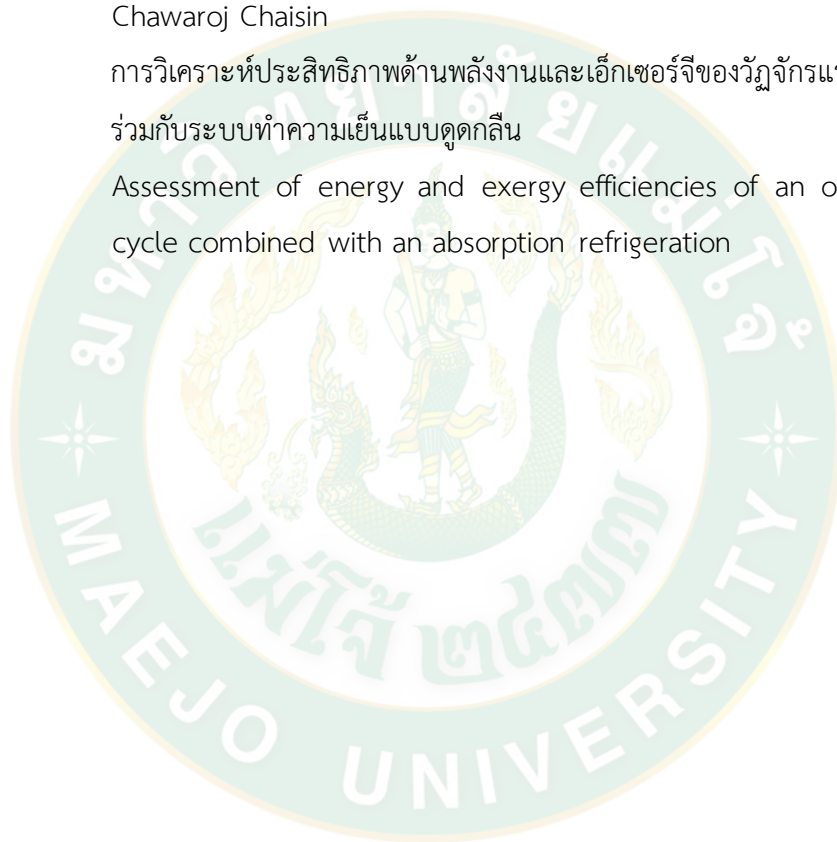
Nattaporn Chaiyat

Chakkraphan Thawonngamyimsakul

Chawaroj Chaisin

Title: การวิเคราะห์ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์
ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

Assessment of energy and exergy efficiencies of an organic Rankine
cycle combined with an absorption refrigeration





ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

ประกาศนียบัตรฉบับมีขอบไว้เพื่อแสดงว่า

Bunkhamxiong Navongxay, นัฐพร ไชยญาติ, จักรพันธ์ ธารรงามยิ่งสกุล, ชวโรจน์ ใจสิน

ได้เสนอบทความ เรื่อง การวิเคราะห์ประสิทธิภาพด้านพลังงานและอิเล็กทรอนิกส์ของวัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน
ในการประชุมวิชาการเรื่อง การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 17)

จัดขึ้นระหว่างวันที่ 15-16 กุมภาพันธ์ 2561

ณ ลำปางริสอร์ท อำเภอเมือง จังหวัดลำปาง

ให้ไว้ ณ วันที่ 16 กุมภาพันธ์ 2561

พณ วัฒน

(ศาสตราจารย์ ดร. ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์)

ประธานการจัดประชุมวิชาการ

เรื่อง การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 17)

การประชุมวิชาการ เรื่อง การถ่ายทอดผลงานความรู้และมวล
 ในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 17)
 ระหว่างวันที่ 15-16 กุมภาพันธ์ 2561
 ณ สำนักวิจัยและพัฒนาเมือง จังหวัดลำปาง

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ASSESSMENT OF ENERGY AND EXERGY EFFICIENCIES OF AN ORGANIC RANKINE CYCLE COMBINED WITH AN ABSORPTION REFRIGERATION

Bounkhamxiong Navongxay¹,
 หนุพร ไชยญาติ²
 จักรพันธ์ อารวมยิ่งสกุล²
 ชวโรจน์ ใจสิน¹

¹ วิทยาลัยพลังงานทดแทน

มหาวิทยาลัยแม่โจ้

² คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย

เทคโนโลยีราชมงคลล้านนา

วิทยาเขตดาก

Email: benz178til@hotmail.com,

+66(0) 882523088

บทคัดย่อ

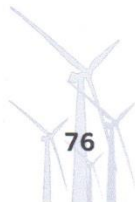
งานวิจัยนี้ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ โดยการลดอุณหภูมิสารทำงานที่เครื่องควบแน่น ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนใน 2 รูปแบบการต่อร่วม คือ รูปแบบที่ 1 นำระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมาลดอุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางออกของเครื่องขยายก่อนเข้าสู่เครื่องควบแน่น และรูปแบบที่ 2 นำระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมาใช้เป็นเครื่องควบแน่นในวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ โดยสารทำงานที่ใช้ในวัฏจักรแรงดันอินทรีย์คือ R-245fa และคู่สารทำงานที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนคือ สารละลายน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ ผลการศึกษาพบว่า ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ก่อนการปรับปรุงมีค่าประมาณ 7.01% และ 11.66% ตามลำดับ ที่อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าหม้อต้มในช่วง 80-120 °C และอุณหภูมิสารทำงานที่ออกจากเครื่องขยายของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์มีค่ามากกว่า 57 °C เมื่อมีการต่อระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนร่วมแบบที่ 1 พบว่า มีประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีประมาณ 10.39% และ 18.25% ตามลำดับ ในขณะที่รูปแบบที่ 2 มีค่าประมาณ 3.03% และ 4.07% ตามลำดับ แต่ในรูปแบบที่ 2 จะมีประสิทธิภาพรวมในการผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็นด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีประมาณ 22.47% และ 48.25% ตามลำดับ

คำสำคัญ: วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ การทำความเย็นแบบดูดกลืน ประสิทธิภาพพลังงาน ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

Abstract

This research studies enhancement of energy and exergy efficiencies of an organic Rankine cycle (ORC) by reducing the working fluid temperature at the ORC condenser combined with an absorption refrigeration. Two ORC-absorption models have been presented for comparing with the normal ORC model. The first model presents the technique for reducing working fluid temperature leaving the ORC expander before entering the ORC condenser, while the second model presents the absorption system as the ORC condenser. Working fluid of the ORC and absorption systems is R-245fa and water-lithium bromide solution (H₂O-LiBr), respectively. From the study results, it could be found that the energy and exergy efficiencies of the normal ORC system are 7.01% and 11.66% at hot water temperatures entering the ORC boiler between 80-90 °C and the refrigerant temperature leaving the ORC expander is higher than 70 °C. When the ORC-absorption model 1 is focused, the energy and exergy efficiencies are 10.39% and 18.25%, while the ORC-absorption model 2 illustrates 3.03% and 4.07%, respectively. But in the last model, it could be presented the overall energy and exergy efficiencies of combined cooling and power are 22.47% and 48.25%.

Keywords: organic Rankine cycle, absorption refrigeration, energy efficiency, exergy efficiency, mathematical model



1. บทนำ

ปัจจุบันมีการส่งเสริมการนำพลังงานทดแทนมาใช้ลดเชื้อเพลิงฟอสซิลให้เกิดความยั่งยืน คู่มาในด้านเศรษฐศาสตร์เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม และมีความหลากหลายมากขึ้น [1] ซึ่งวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ (Organic Rankine cycle, ORC) และระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน (Absorption refrigeration) เป็นหนึ่งในเทคโนโลยีพลังงานทดแทนที่ถูกพัฒนาเพื่อนำมาใช้ผลิตกระแสไฟฟ้าและทำความเย็นที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม สามารถทดแทนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและทำความเย็นจากเชื้อเพลิงฟอสซิลได้ โดยทั้งสองระบบเป็นเทคโนโลยีที่สามารถใช้แหล่งความร้อนคุณภาพต่ำมาขับเคลื่อนการทำงานได้ เช่น แหล่งความร้อนจากพลังงานความร้อนใต้พิภพ [2] พลังงานแสงอาทิตย์ [3,4] ความร้อนเหลือทิ้ง [5,6] เชื้อเพลิงขยะ [7] และพลังงานชีวมวล [8] เป็นต้น

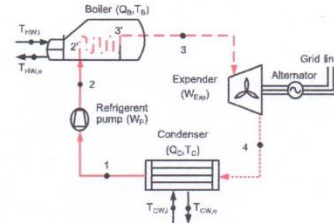
Inthavitheth and Chaiyat [9,10] นำเสนอรูปแบบการเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน สอดคล้องกับงานวิจัยของ Chaiyat and Kiatsirirot [11] ที่นำเสนอการเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ซึ่งทั้ง 3 งานวิจัยดังกล่าว สามารถเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ได้ประมาณ 7% ในขณะที่ Bellos and Tzivanidis [12,13] นำเสนอการเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน (Trigeneration) โดยใช้สารทำงาน 8 ชนิด ในการทดสอบหาจุดการทำงานร่วมที่เหมาะสม Bicer and Dincer [14,15] นำเสนอการประเมินประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี (Exergy) ของระบบการผลิตร่วมแบบหลากหลาย (Multi-generation) โดยใช้ความร้อนจากพลังงานใต้พิภพและพลังงานแสงอาทิตย์

จากการศึกษางานวิจัยข้างต้น พบว่า ยังไม่มีงานวิจัยใดนำเสนอการหารูปแบบการทำงานร่วมที่เหมาะสมที่สุด ด้านประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี ของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์กับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน โดยการลดอุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางออกของเครื่องขยายก่อนเข้าสู่เครื่องควบแน่น เพื่อเพิ่มการระบายความร้อนและลดอุณหภูมิของสารทำงานที่เครื่องควบแน่นในวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ซึ่งเป็นวัตถุประสงค์หลักสำคัญของงานวิจัยนี้

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์

วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์มีอุปกรณ์ต่าง ๆ ภายในระบบ ดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งสมการทางคณิตศาสตร์ทางด้านพลังงานของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ พิจารณาได้ดังสมการต่อไปนี้ [16]



รูปที่ 1 แผนภาพการทำงานของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์

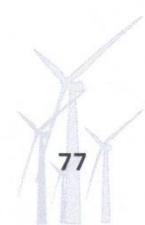
- หม้อต้ม (Boiler)
 $Q_B = \dot{m}_{ref} (h_3 - h_2)$ (1)
- เครื่องขยาย (Expander)
 $W_{Exp} = \dot{m}_{ref} (h_3 - h_4)$ (2)
- เครื่องควบแน่น (Condenser)
 $Q_C = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_1)$ (3)
- ปั๊มสารทำงาน (Solution pump)
 $W_P = \frac{\dot{m}_{ref} V_f (P_H - P_L)}{\eta_{s,p}}$ (4)
- ประสิทธิภาพด้านพลังงาน (Energy efficiency)
 $\eta_{ORC} = \frac{W_{Exp} - W_P}{Q_B}$ (5)

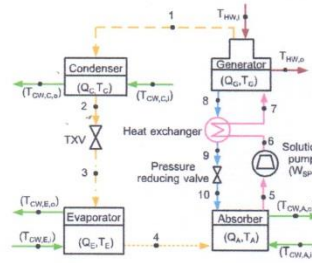
สมการทางคณิตศาสตร์ด้านเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ แสดงดังต่อไปนี้

- หม้อต้ม
 $\dot{E}_B = Q_B \left(1 - \frac{T_0}{T_{HWJ}}\right)$ (6)
- เครื่องขยาย
 $\dot{E}_{Exp} = \dot{m}_{ref} (h_3 - h_4 - T_0 [S_3 - S_4])$ (7)
- เครื่องควบแน่น
 $\dot{E}_C = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_1 - T_0 [S_4 - S_1])$ (8)
- ปั๊มสารละลาย
 $\dot{E}_P = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1 - T_0 [S_2 - S_1])$ (9)
- ประสิทธิภาพด้านเอ็กเซอร์จี (Exergy efficiency)
 $\Psi_{ORC} = \frac{\dot{E}_{Exp} - \dot{E}_P}{\dot{E}_B}$ (10)

2.2 ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมีอุปกรณ์ต่าง ๆ ภายในระบบ ดังแสดงในรูปที่ 2 ซึ่งสมการทางคณิตศาสตร์ด้านพลังงานของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนแสดงได้ดังต่อไปนี้ [16]





รูปที่ 2 แผนภาพการทำงานของระบบทำความเย็นดูดกลืน

- เจนเนอเรเตอร์ (Generator)

$$Q_G = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_3 - \dot{m}_7 h_7 \quad (11)$$

- เครื่องควบแน่น (Condenser)

$$Q_{C,AB} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 \quad (12)$$

- เครื่องระเหย (Evaporator)

$$Q_E = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (13)$$

- แอ็บซอร์บเนอร์ (Absorber)

$$Q_A = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_5 h_5 \quad (14)$$

- ปั๊มสารละลาย (Solution pump)

$$W_{SP} = \frac{\dot{m}_5 V_5 (P_{H,AB} - P_{L,AB})}{\eta_{SP}} \quad (15)$$

- อัตราส่วนการไหล (Flow ratio, FR)

$$FR = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_{ref}} \quad (16)$$

- ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะด้านพลังงาน

$$COP_{AB} = \frac{Q_{Exp}}{Q_G + W_{SP}} \quad (17)$$

สมการทางคณิตศาสตร์ด้านเอ็กเซอร์จียของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน แสดงได้ดังต่อไปนี้

- เจนเนอเรเตอร์

$$\dot{E}_G = \dot{m}_7 (h_7 - T_0 S_7) - \dot{m}_8 (h_8 - T_0 S_8) - \dot{m}_1 (h_1 - T_0 S_1) + Q_G \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right) \quad (18)$$

- เครื่องควบแน่น

$$\dot{E}_{C,AB} = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_2 - T_0 (S_1 - S_2)) \quad (19)$$

- เครื่องระเหย

$$\dot{E}_E = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_3 - T_0 (S_4 - S_3)) + Q_E \left(1 - \frac{T_0}{T_E}\right) \quad (20)$$

- แอ็บซอร์บเนอร์

$$\dot{E}_A = \dot{m}_4 (h_4 - T_0 S_4) + \dot{m}_{10} (h_{10} - T_0 S_{10}) - \dot{m}_5 (h_5 - T_0 S_5) \quad (21)$$

- ปั๊มสารละลาย

$$\dot{E}_p = \dot{m}_{ref} (h_5 - h_5 - T_0 (S_5 - S_5)) \quad (22)$$

- ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะด้านเอ็กเซอร์จีย

$$COP_{EX,AB} = \frac{\dot{E}_{Exp}}{\dot{E}_G + \dot{E}_{SP}} \quad (23)$$

3. วิธีการดำเนินงานวิจัย

วิธีการดำเนินงานวิจัยครั้งนี้ มีขั้นตอนดังต่อไปนี้

3.1 สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของวัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์ โดยมีเงื่อนไขเริ่มต้นดังต่อไปนี้

- สารทำงาน คือ R-245fa
- ปริมาณความร้อนที่หม้อต้ม (Qb) เท่ากับ 180 kW
- อุณหภูมิน้ำร้อนที่ป้อนเข้าวัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์ (T_{HW,i}) เท่ากับ 80-120 °C
- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนเข้าเครื่องควบแน่น (T_{CW,i}) เท่ากับ 32 °C
- อุณหภูมิน้ำร้อนที่เข้าและออกจากหม้อต้ม (T_{HW,i} - T_{HW,o}) เท่ากับ 15 °C
- อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_{Amb}) เท่ากับ 28 °C
- สมบัติของสารทำงานที่สภาวะต่าง ๆ อ้างอิงจากโปรแกรม Refprop [17]

3.2 สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน โดยมีเงื่อนไขเริ่มต้นดังต่อไปนี้

- คู่สารทำงาน คือ สารละลายน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์
- อัตราส่วนการไหล (Flow ratio, FR) ไม่เกิน 20 [18]
- อุณหภูมิ R-245fa ของวัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์ลดลงที่เจนเนอเรเตอร์ของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน (ΔT_{R-245fa,G}) เท่ากับ 5 °C

3.3 วิเคราะห์ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จียของวัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนแบบที่ 1 ดังแสดงในรูปที่ 3 และสมการต่อไปนี้

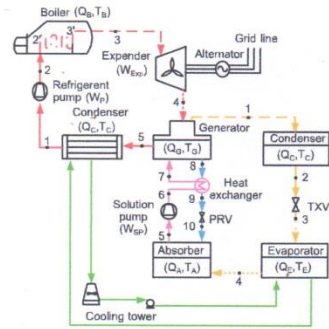
ประสิทธิภาพด้านพลังงานของระบบรวมแบบที่ 1

$$\eta_{ORC-AB} = \frac{W_{Exp}}{Q_b + W_p + W_{SP}} \quad (24)$$

ประสิทธิภาพด้านเอ็กเซอร์จียของระบบรวมแบบที่ 1

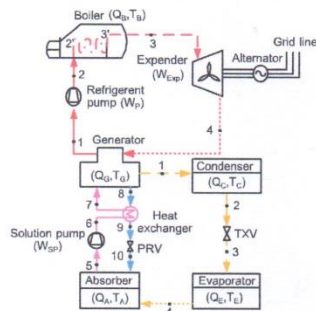
$$\Psi_{ORC-AB} = \frac{\dot{E}_{Exp}}{\dot{E}_b + \dot{E}_p + \dot{E}_{SP}} \quad (25)$$





รูปที่ 3 วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนแบบที่ 1

3.4 วิเคราะห์ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จิชของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนแบบที่ 2 ดังแสดงในรูปที่ 4 และสมการต่อไปนี้



รูปที่ 4 วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนแบบที่ 2

ประสิทธิภาพด้านพลังงานของระบบร่วมแบบที่ 2

$$\eta_{ORC-AB} = \frac{W_{Exp} + Q_E}{Q_B + W_p + W_{SP}} \quad (26)$$

ประสิทธิภาพด้านเอ็กเซอร์จิชของระบบร่วมแบบที่ 2

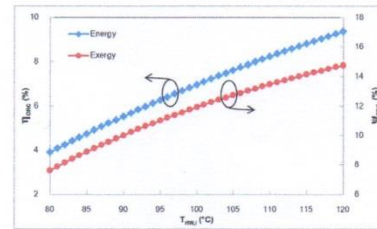
$$\Psi_{ORC-AB} = \frac{\dot{E}_{Exp} + \dot{E}_E}{\dot{E}_B + \dot{E}_p + \dot{E}_{SP}} \quad (27)$$

3.5 เปรียบเทียบประสิทธิภาพวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ก่อนการปรับปรุง และระบบร่วมแบบที่ 1 และ 2

4. ผลและอภิปรายผลการศึกษา

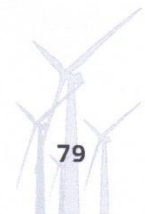
4.1 ผลการจำลองทางคณิตศาสตร์ของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์

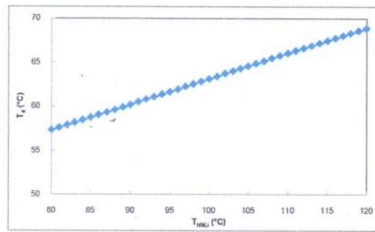
รูปที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จิชของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์กับอุณหภูมิน้ำร้อนที่ป้อนเข้าหม้อต้มในช่วง 80-120 °C โดยมีอุณหภูมิน้ำระเหยความร้อน 32 °C โดยผลการคำนวณพบว่า เมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนที่ป้อนเข้าหม้อต้มมีค่าเพิ่มสูงขึ้น จะทำให้ประสิทธิภาพของระบบทั้งด้านพลังงานและด้านเอ็กเซอร์จิชเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย เนื่องจากสารทำงานบริเวณทางเข้าของเครื่องขยายมีอุณหภูมิสูงขึ้น จึงส่งผลให้งานที่ผลิตได้จากเครื่องขยายเพิ่มขึ้น ดังนั้น ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จิชของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ จึงมีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย มีค่าประมาณ 7.01% และ 11.66% ตามลำดับ และค่าประสิทธิภาพด้านเอ็กเซอร์จิชมีค่าสูงกว่า ประสิทธิภาพด้านพลังงานประมาณ 7% ในทุกเงื่อนไขการคำนวณ



รูปที่ 5 ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จิชของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ต่ออุณหภูมิน้ำร้อนที่ป้อนให้แก่หม้อต้มในช่วง 80-120 °C

นอกจากนี้ยังพบอีกว่า อุณหภูมิ R-245fa บริเวณทางออกของเครื่องขยายตัวก่อนเข้าเครื่องควบแน่น (T4) ของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์มีค่าอยู่ในช่วง 57-68 °C เมื่อป้อนอุณหภูมิน้ำร้อนที่หม้อต้ม 80-120 °C ดังแสดงในรูปที่ 6 ซึ่งอุณหภูมิสารทำงานดังกล่าวมีผลโดยตรงต่อการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน เนื่องจากอุณหภูมิสารทำงานที่ออกจากเครื่องขยายตัว จะเป็นแหล่งพลังงานความร้อนให้แก่ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนต่อไป

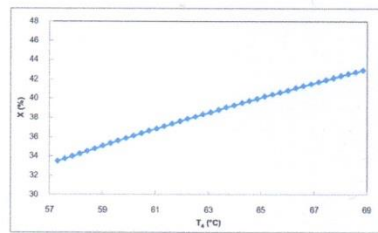




รูปที่ 6 อุณหภูมิสารทำงานที่ออกของเครื่องขยายตัวต่ออุณหภูมิ น้ำร้อนที่ป้อนเข้าหม้อต้มในช่วง 80-120 °C

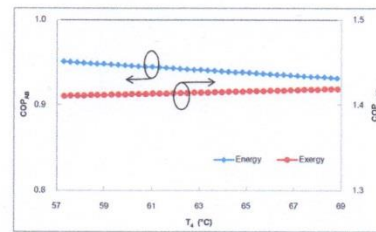
4.2 ผลการจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบการทำความเย็นแบบดูดกลืน

เมื่อนำผลการศึกษาในรูปที่ 6 มาวิเคราะห์ร่วมกับการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน พบว่า ความเข้มข้นสารละลายน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ที่เจเนอเรเตอร์ ($X_G = X_G$) ที่น้อยที่สุด ที่สามารถทำให้ระบบทำความเย็นเริ่มต้นทำงานได้ที่ค่าสัดส่วนการไหล (FR) มากกว่า 20 คือ ค่าความเข้มข้น 34-43 %LiBr ดังแสดงในรูปที่ 7 ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะเลือกใช้ค่าความเข้มข้นที่เจเนอเรเตอร์เท่ากับ 34 %LiBr



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์อุณหภูมิสารทำงานที่ออกจากเครื่องขยายตัวกับความเข้มข้นของสารละลายน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ที่เจเนอเรเตอร์

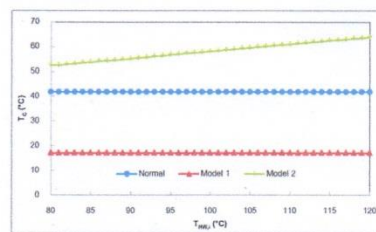
โดยผลการวิเคราะห์ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน พบว่า ที่อุณหภูมิสารทำงาน R-245fa ในช่วง 57-68 °C ที่ค่าความเข้มข้นสารละลายน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ที่เจเนอเรเตอร์ 34 %LiBr สามารถใช้ป้อนแหล่งพลังงานความร้อนให้แก่ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนได้ โดยมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีเกือบคงที่ประมาณ 0.95 และ 1.41 ตามลำดับ ซึ่งการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิแหล่งความร้อนดังกล่าว มีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์หลักในระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนค่อนข้างน้อย จึงทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะด้านพลังงานลดลงและเอ็กเซอร์จີค่อนข้างคงที่



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบการทำความเย็นแบบดูดกลืนต่ออุณหภูมิแหล่งความร้อน

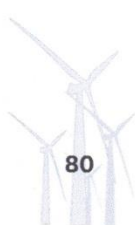
4.3 ผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ก่อนและหลังการปรับปรุง

ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิสารทำงานที่เครื่องควบแน่นของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ก่อนและหลังการปรับปรุง ที่อุณหภูมิน้ำร้อนป้อนให้แก่หม้อต้มในช่วง 80-120 °C พบว่า เมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนที่ป้อนให้วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์มีค่าเพิ่มขึ้น จะส่งผลให้อุณหภูมิสารทำงานที่เครื่องควบแน่น (T_c) ของระบบก่อนการปรับปรุงและระบบหลังการปรับปรุงแบบที่ 1 มีค่าค่อนข้างคงที่ที่ประมาณ 42 °C และ 17 °C ตามลำดับ กรณีการทำงานร่วมของรูปแบบที่ 1 สามารถลดอุณหภูมิสารทำงานที่เครื่องควบแน่นได้ต่ำกว่าแบบปกติ เนื่องจากมีการนำน้ำเย็นที่ผลิตได้จากระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน มาช่วยในการระบายความร้อนของเครื่องควบแน่นวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ในขณะที่ระบบหลังการปรับปรุงแบบที่ 2 อุณหภูมิสารทำงานมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากความสามารถการถ่ายเทความร้อนของเจเนอเรเตอร์มีค่าคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 9



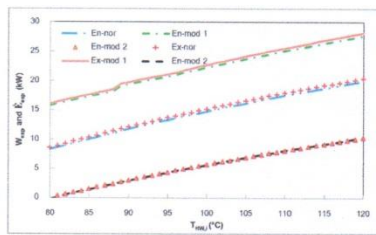
รูปที่ 9 ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิสารทำงานที่เครื่องควบแน่นก่อนและหลังการปรับปรุง

รูปที่ 10 และ 11 แสดงผลการเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าที่ได้จากเครื่องขยายและที่ต่อป้อนให้แก่มีสารทำงานของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ก่อนและหลังการปรับปรุง ผลที่ได้พบว่า เมื่อ

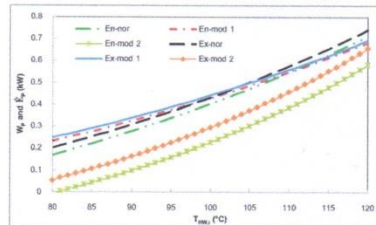


อุณหภูมิน้ำร้อนที่ป้อนให้วัฏจักรแรงดันอินทรีย์มีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้กำลังไฟฟ้าด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของทั้ง 2 อุปกรณ์ มีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งแปรผกผันกับอุณหภูมิสารทำงานที่เครื่องควบแน่น อนึ่งผลดังกล่าวสอดคล้องกับกฎของวัฏจักรคาร์โน (Carnot cycle) ที่นิยามไว้ว่า เมื่อผลต่างของอุณหภูมิแหล่งความร้อน (Heat source) และอุณหภูมิแหล่งระบายความร้อน (Heat sink) มีค่ามาก จะทำให้พลังงานที่ได้รับและพลังงานที่ป้อนเข้ามีค่ามากตามไปด้วย

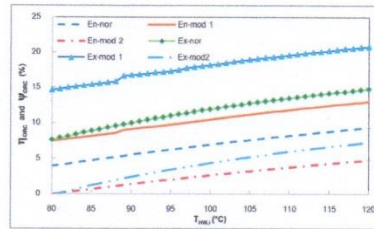
รูปที่ 12 แสดงผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพด้านพลังงานและด้านเอ็กเซอร์จีก่อนและหลังการปรับปรุง โดยผลที่ได้พบว่า ประสิทธิภาพด้านพลังงานของของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ก่อนการปรับปรุง หลังการปรับปรุงแบบที่ 1 และ 2 มีค่าเฉลี่ยประมาณ 7.01% 10.39% และ 3.03% ตามลำดับ ในขณะที่ประสิทธิภาพด้านเอ็กเซอร์จีมีค่าเฉลี่ยประมาณ 11.66% 18.25% และ 4.07% ตามลำดับ จากผลที่ได้ข้างต้น สามารถสรุปได้ว่า ระบบร่วมหลังการปรับปรุงแบบที่ 1 สามารถเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ได้ดีกว่าแบบที่ 2 ทั้งในด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี



รูปที่ 10 ผลการเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าจากเครื่องยนต์ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ก่อนและหลังการปรับปรุง

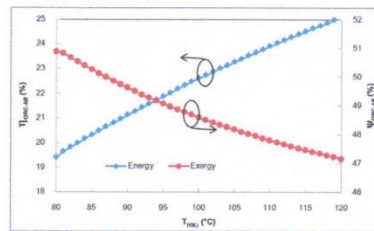


รูปที่ 11 ผลการเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าของปั๊มสารทำงานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ก่อนและหลังการปรับปรุง



รูปที่ 12 ผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพด้านพลังงานก่อนและหลังการปรับปรุง

ทั้งนี้ในระบบร่วมแบบที่ 2 ยังพบอีกว่า การทำงานร่วมระหว่างวัฏจักรแรงดันอินทรีย์และระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน เป็นการทำงานในรูปแบบระบบผลิตไฟฟ้าร่วมความเย็น (Combine cooling and power, CCP) มีการผลิตผลลัพธ์ที่ได้จากระบบร่วม คือ ไฟฟ้าและความเย็น ดังนั้นเมื่อทำการวิเคราะห์ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าร่วมความเย็น พบว่า ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีเพิ่มขึ้นเป็น 22.47% และ 48.25% ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 16



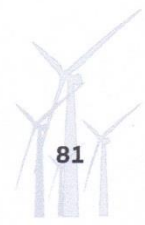
รูปที่ 16 ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าร่วมความเย็นของระบบร่วมแบบที่ 2

จากผลการศึกษางานวิจัยนี้ ที่ต้องการการทำงานร่วมที่เหมาะสมที่สุด ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์และระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน สามารถสรุปได้ว่าการนำระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมาใช้ระบายความร้อนแทนเครื่องควบแน่น มีประสิทธิภาพรวมด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีที่ดีที่สุด

5. สรุปผลการศึกษา

จากผลการศึกษางานวิจัยนี้ สามารถสรุปได้ว่า

1. ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์มีค่าประมาณ 7.01% และ 11.66% ตามลำดับ



2. ค่าความเข้มข้นสารละลายน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนต่ำที่สุดที่สามารถนำมาใช้ร่วมวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ คือ 34 %LiBr
3. ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ที่ใช้ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนลดอุณหภูมิสารทำงานก่อนเข้าเครื่องควบแน่น มีค่าประมาณ 10.39% และ 18.25% ตามลำดับ
4. ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ที่ใช้ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนระบายความร้อนแทนเครื่องควบแน่น มีค่าประมาณ 22.47% และ 48.25% ตามลำดับ ซึ่งเป็นรูปแบบการทำงานร่วมที่เหมาะสมที่สุด

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ ภายใต้ "โครงการผลิตและพัฒนาศึกษานิเทศก์ทางด้านพลังงานทดแทน ในกลุ่มประเทศอาเซียนสำหรับนักศึกษาในระดับบัณฑิตศึกษา" และสำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ ภายใต้ "แผนงานพลังงานทดแทนภายใต้โครงการความร่วมมือระหว่าง ไทย-จีน 2561" ที่ให้ทุนสนับสนุนงบประมาณในการวิจัย

7. อ้างอิง

- [1] Sun W, Yue X , Wang Y. Exergy efficiency analysis of ORC (Organic Rankine Cycle) and ORC based combined cycles driven by low-temperature waste heat. *Energy Conversion and Management*, 2017;135:63-73.
- [2] Astolfi M, Romano MC, Bombarda P, Macchi E, Binary ORC. (organic Rankine cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources e part A: thermodynamic optimization. *Energy*, 2014; 66:423-434.
- [3] Marion M, Voicu I, Tiffonnet AL. Wind effect on the performance of a solar organic Rankine cycle. *Renewable Energy*, 2014;68:651-661.
- [4] Wang JF, Yan ZQ, Zhao P, Dai YP. Off-design performance analysis of a solarpowered organic Rankine cycle. *Energy Conversion Management*, 2014;80:150-157.
- [5] Quoilin S, Declaye S, Tchanche BF, Lemort V. Thermo-economic optimization of waste heat recovery organic Rankine cycles. *Applied Thermal Engineering*, 2011;31(14-15):2885-2893.
- [6] Shu GQ, Liu LN, Tian H, Wei HQ, Yu GP. Parametric and working fluid analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery. *Applied Energy*, 2014;113:1188-1198.
- [7] Maria FD, Micale C, Sordi A. Electrical energy production from the integrated aerobic-anaerobic treatment of organic waste by ORC. *Renewable Energy*, 2014;66:461-467
- [8] Jradi M, Riffat S. Experimental investigation of a biomass-fuelled micro-scale tri-generation system with an organic Rankine cycle and liquid desiccant cooling unit. *Energy*, 2014;71:80-93.
- [9] Xangpheuk Inthavideth and Nattaporn Chaiyat. การวิเคราะห์สมรรถนะการทางานของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน, เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 15), 2016, 88-93.
- [10] Xangpheuk Inthavideth and Nattaporn Chaiyat. การวิเคราะห์สมรรถนะการทางานของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน, เรื่องรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย (ครั้งที่ 9), 2016, 130-138.
- [11] Chaiyat N, Kiatsirirot T. Analysis of combined cooling heating and power generation from organic Rankine cycle and absorption system, *Energy*, 2015, Vol.91, 363-370.
- [12] Bellos E , Tzivanidis C. Parametric analysis and optimization of a solar driven trigeneration system based on ORC and absorption heat pump. *Journal of Cleaner Production*, 2017;161:493-509.
- [13] Fahad A, Sulaiman A, Hamdullahpur F, Dincer I. Greenhouse gas emission and exergy assessments of an integrated organic Rankine cycle with a biomass combustor for combined cooling, heating and power production. *Applied Thermal Engineering*, 2011;31:439-446.
- [14] Bicer Y, Dincer, I. Analysis and performance evaluation of a renewable energy based multigeneration system. *Energy*, 2016;94:623-632.
- [15] Hassoun A, Dincer I. Analysis and performance assessment of a multigenerational system powered by Organic Rankine Cycle for a net zero energy houses. 2015;76:25-36.

- | | | |
|---|-----|--------------|
| [16] นัฐพร ไชยญาติ. การนำความร้อนทิ้งกลับคืน (Waste heat recovery). วิทยาลัยพลังงานทดแทน, มหาวิทยาลัยแม่โจ้, สำนักพิมพ์มหาวิทยาลัยแม่โจ้, พิมพ์ครั้งที่ 4 มกราคม พ.ศ. 2560. | ref | สารทำงาน |
| [17] Chaiyat N and Kiatsirirot T. Upgrading of Solar Heat by an Absorption Heat Transformer Assisting with a Vapor Compression Heat Pump. <i>Research gate</i> , 2014;21:10-20. | SP | ปั๊มสารละลาย |
| [18] National Institute of Standards and Technology, Inc. (NIST, REFPROP Version 9.1). Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Software. America. | | |

รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์

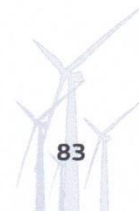
COP	สัมประสิทธิ์สมรรถนะ
\dot{E}	อัตราความร้อนด้านเอ็กเซอร์จี (kW)
Q	อัตราความร้อนด้านพลังงาน (kW)
T	อุณหภูมิ (°C)
W	กำลังงาน (kW)
X	ความเข้มข้น (% Libr)

ตัวกรีก

η	ประสิทธิภาพด้านพลังงาน (%)
ψ	ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี (%)

ตัวห้อย

A	การดูดกลืน
AB	ระบบทาคความเย็นแบบดูดกลืน
Amb	สิ่งแวดล้อม
B	หม้อไอน้ำ
C	คอนเดนเซอร์
CW	น้ำหล่อเย็น
Evap	เครื่องระเหย
Exp	เครื่องขยายตัว
e	เอ็กเซอร์จี
G	เจนเนอเรเตอร์
HW	น้ำร้อน
HX	อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
H	สูง
i	ทางเข้า
L	ต่ำ
o	ทางออก
ORC	วัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์
P	ปั๊มสารทำงาน



Paper 2

Author: Bounkhamxiong Navongxay

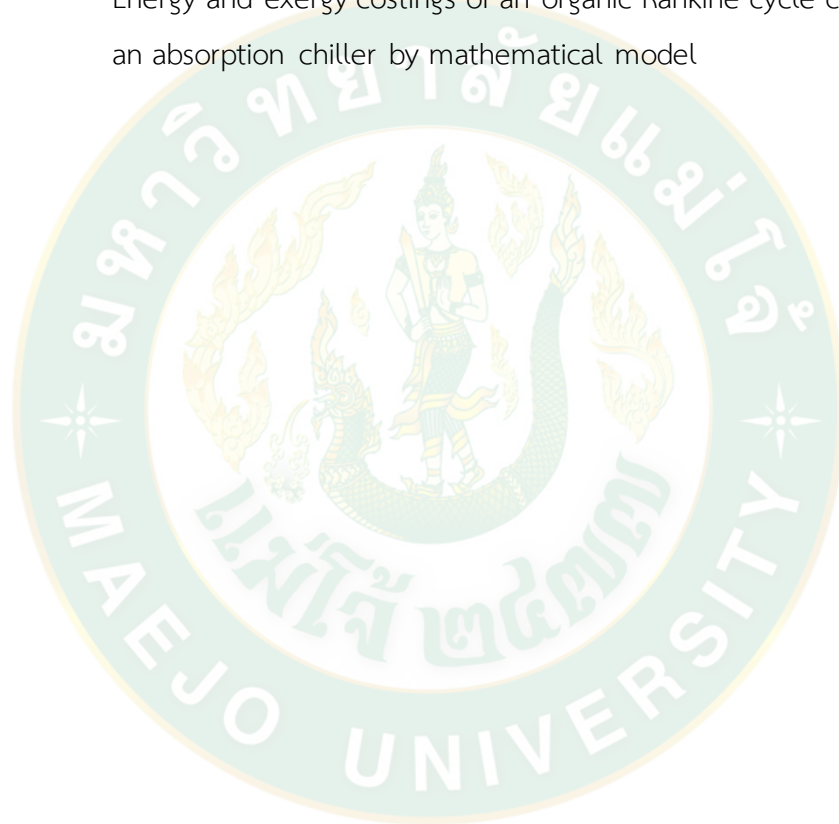
Nattaporn Chaiyat

Chakkraphan Thawonngamyimsakul

Chawaroj Chaisin

Title: การวิเคราะห์เศรษฐศาสตร์พลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์
ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

Energy and exergy costings of an organic Rankine cycle combined with
an absorption chiller by mathematical model





การประชุมวิชาการระดับชาติ ประจำปี ๒๕๖๑ (ครั้งที่ ๓)
ด้านสารสนเทศ การจัดการ บริหารธุรกิจ วิศวกรรมศาสตร์ วิทยาศาสตร์ และเทคโนโลยี
Multi National Conference on Informatics, Agriculture, Management, Business administration,
Engineering, Sciences and Technology (IAMBEST)

เกียรติบัตรฉบับนี้ ให้ไว้เพื่อแสดงว่า

บุญคำชง นววงไช นัฐพร ไชยญาติ ชาวโรจน์ ใจสิน และจักรพันธ์ ถาวรงามยิ่งสกุล

ได้เข้าร่วมนำเสนอบทความวิจัย ภาคบรรยาย
เรื่อง “การวิเคราะห์เศรษฐศาสตร์พลังงานและอิเล็กทรอนิกส์ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์
ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์”

วันที่ ๒๔ - ๒๕ พฤษภาคม ๒๕๖๑
ณ ลพท์ มาเนีย บูทิค โฮเทล อำเภอเมือง จังหวัดชุมพร

(ศาสตราจารย์ ดร.สุชีวีร์ สุวรรณสวัสดิ์)
อธิการบดี สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

การวิเคราะห์เศรษฐศาสตร์พลังงานและเอ็กเซอร์จี้ของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับ
ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์
"Energy and Exergy Costings of an Organic Rankine Cycle Combined with
an Absorption Chiller by Mathematical Model

บุญคำข่ง นวงไช¹ นัฐพร ไชยญาติ^{1*} ขวโรจน์ ใจสิน¹ และ จักรพันธ์ ถาวรงามยิ่งสกุล²
Bounkhamxiong Navongxay¹, Nattaporn chayat^{1*}, Chawaraj Jaisin¹
and Chakkrphan Thawongmyingsakul²

¹ วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้

² คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา ตาก

¹School of Renewable Energy, Maejo University

²Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Lanna Tak

*Corresponding author: benz178tii@hotmail.com

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี้ของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน โดยระบบการทำงานร่วมดังกล่าวประกอบด้วย 3 รูปแบบ คือ รูปแบบที่ 1 ใช้ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมาระบายความร้อนแทนเครื่องควบแน่นในวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ รูปแบบที่ 2 ใช้ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมาลดอุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางออกของกังหัน และรูปแบบที่ 3 ใช้ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมาลดอุณหภูมิสารทำงานก่อนเข้าเครื่องควบแน่น และใช้น้ำเย็นระบายความร้อนร่วมกับหอระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น ซึ่งสารทำงานที่ใช้ในวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์คือ R-245fa และคู่สารทำงานที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนคือ สารละลายแอมโมเนีย-น้ำ จากผลการศึกษาพบว่า รูปแบบการทำงานร่วมที่เหมาะสมที่สุดคือ รูปแบบที่ 1 โดยมีค่าต้นทุนการผลิตพลังงานต่อหน่วยและเอ็กเซอร์จี้เท่ากับ 3.48 16.08 Bath/kWh ตามลำดับ ในขณะที่รูปแบบที่ 2 มีค่าเท่ากับ 4.06 18.55 Bath/kWh ตามลำดับ และรูปแบบที่ 3 มีค่าเท่ากับ 4.93 22.09 Bath/kWh ตามลำดับ

คำสำคัญ: วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ต้นทุนการผลิตพลังงานต่อหน่วยและเอ็กเซอร์จี้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

Abstract

In this study, energy and exergy costings of an organic Rankine cycle (ORC) combined with an absorption chiller are presented. The combined units have been presented 3 models to compare the thermal performance. The first model presents the absorption system as the ORC condenser, the second model represents technique for reducing working fluid temperature leaving the ORC expander and the third model shows the absorption system combined with the cooling tower to reducing temperature working fluid at the ORC condenser. R-245fa is selected as working fluid of the ORC system, while the absorption system uses an ammonia-water (NH₃-H₂O) solution. From the study results, the optimal combined system was model number 1. Levelized energy and

exergy costs of the model 1 were 3.48 and 16.08 Bath/kWh, while the model 2 were 4.06 and 18.55 Bath/kWh in addition to the model 3 illustrated 4.93 and 22.09 Bath/kWh, respectively.

Keywords: Organic Rankine cycle, Absorption chiller, Energy costing, Exergy costing, Mathematical model

บทนำ

พลังงานเป็นปัจจัยที่สำคัญอย่างยิ่งต่อการพัฒนาประเทศทางด้านเศรษฐกิจ และสังคม ดังนั้นจึงได้หาแนวทางการแก้ไขเพื่อให้การใช้พลังงานมีความยั่งยืนมากขึ้น โดยระบบการทำงานร่วมของพลังงานความร้อน ความเย็น และการผลิตไฟฟ้า (Combined cooling heating and power generation, CCHP) เป็นระบบที่มีความน่าสนใจของตลาดพลังงานในปัจจุบัน เนื่องจากมีประสิทธิภาพสูง และการลงทุนเริ่มต้นค่อนข้างถูก ซึ่งวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ (Organic Rankine cycle, ORC) และระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน (Absorption chiller) เป็นหนึ่งในเทคโนโลยีที่ถูกพัฒนาเพื่อใช้พลังงานทดแทนมาผลิตไฟฟ้าและความเย็น โดยแหล่งความร้อนที่มีศักยภาพและเหมาะสมให้แก่ระบบอาทิเช่น ความร้อนเหลือทิ้ง พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานความร้อนใต้พิภพ พลังงานชีวมวล และเชื้อเพลิงขยะ เป็นต้น

โดยงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับระบบผลิตพลังงานร่วมอาทิเช่น Hamdullahpur et al. (2011); F.A.Al-Sulaiman et al. (2012) นำเสนอการเพิ่มประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี (Exergy) ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ โดยลดอุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางออกของกังหันก่อนเข้าสู่เครื่องควบแน่น ด้วยระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ผลที่ได้พบว่า สามารถเพิ่มประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีได้ประมาณ 28% ในขณะที่ Dincer et al. (2012) ประเมินสมรรถนะของระบบการทำความเย็น ความร้อน และไฟฟ้าร่วมกับตัวเก็บพลังงานแสงอาทิตย์แบบพาราโบลิก (Solar parabolic) ผลที่ได้พบว่า ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของระบบรวมเท่ากับ 46% และ 88% ตามลำดับ Chaiyat and Kiatsirirot (2015) นำเสนอการเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนสอดคล้องกับงานวิจัยของ Xangpueak and Nattaporn (2016) เพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ซึ่งทั้ง 2 งานวิจัยดังกล่าว สามารถเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ได้ประมาณ 50% Bicer and Dincer (2016) วิเคราะห์ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของระบบการผลิตร่วมแบบหลากหลาย (Multi-generation) โดยใช้ความร้อนจากพลังงานใต้พิภพและพลังงานแสงอาทิตย์ สอดคล้องกับงานวิจัยของ Bellos and Tzivanidis (2017) นำเสนอการเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ร่วมกับการทำความเย็นและความร้อน (Tri-generation) โดยใช้สารทำงาน 8 ชนิด ในการทดสอบหาจุดการทำงานร่วมที่เหมาะสม Mohammadi et al. (2017) นำเสนอการวิเคราะห์สมรรถนะระบบทำความเย็น ความร้อน และไฟฟ้าร่วมกับกังหันลมและระบบทำความเย็นแบบอัดไอ Bounkhamxiong et al. (2017) วิเคราะห์ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน Chaiyat et al. (2017) นำเสนอรูปแบบการเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ด้วยระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน โดยการลดอุณหภูมิสารทำงานของเครื่องควบแน่น ผลที่ได้พบว่า สามารถเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ได้ประมาณ 7.22% และต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยเท่ากับ 0.1088 USD/kWh

จากการศึกษางานวิจัยข้างต้น พบว่า ยังไม่มีงานวิจัยได้นำเสนอการหารูปแบบการทำงานที่เหมาะสมในด้านเศรษฐศาสตร์พลังงานและเอ็กเซอร์จี ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน โดยสาร

ทำงานที่ใช้ในวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ คือ R-245fa และระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน คือ คู่สารละลายแอมโมเนีย-น้ำ (Ammonia-water solution, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$)

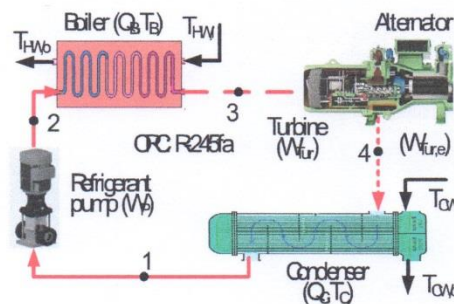
ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

1. วัฏจักรแรงดันอินทรีย์

วัฏจักรแรงดันอินทรีย์ประกอบไปด้วย 5 อุปกรณ์หลัก คือ ปั๊มสารทำงาน (Refrigerant pump) ทำหน้าที่หมุนเวียนสารทำงานและเพิ่มความดันให้แก่ระบบ หม้อต้ม (Boiler) ทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงานในระบบ กังหัน (Turbine) ทำหน้าที่ขับเคลื่อนเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเพื่อผลิตไฟฟ้า เครื่องกำเนิดไฟฟ้าทำหน้าที่ผลิตไฟฟ้า และเครื่องควบแน่น (Condenser) ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกสู่สภาวะภายนอก ดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งสามารถวิเคราะห์หาประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ดังแสดงในสมการที่ 1 และ สมการที่ 2

$$\eta = \frac{W_{Tur} - W_p}{Q_b} \quad (1)$$

$$\psi = \frac{\dot{E}_{Tur} - \dot{E}_p}{\dot{E}_B} \quad (2)$$



รูปที่ 1 แผนภาพการทำงานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

2. ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนประกอบไปด้วย 7 อุปกรณ์หลัก คือ เจนเนอเรเตอร์ (Generator) ทำหน้าที่รับความร้อนจากแหล่งพลังงานความร้อนและถ่ายเทความร้อนที่ได้รับเข้าสู่ระบบ เครื่องควบแน่น (Condenser) ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกสู่สภาวะภายนอก วาล์วลดความดัน (Expansion valve) ทำหน้าที่ลดระดับความดันของสารทำงานให้แก่ระบบ เครื่องระเหย (Evaporator) ทำหน้าที่รับความร้อนจากภายนอกเข้าสู่ระบบ แอ็บซอร์เบอร์ (Absorber) ทำหน้าที่ดูดกลืนสารทำงานในสถานะไอที่ไหลออกมาจากเครื่องระเหยได้ กลายเป็นของเหลวในรูปของสารละลาย ปั๊มสารละลาย (Solution pump) ทำหน้าที่หมุนเวียนสารทำงานและเพิ่มความดันให้แก่ระบบ และ

วิธีการศึกษา

งานวิจัยนี้ได้ทำการวิเคราะห์หาต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี ของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน โดยมีขั้นตอนการดำเนินงานวิจัยดังต่อไปนี้

1. สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ โดยเงื่อนไขเริ่มต้นที่ใช้ในการวิเคราะห์มีดังต่อไปนี้

- 1) สารทำงาน คือ R-245fa
- 2) ปริมาณความร้อนที่หม้อต้ม (Q_p) เท่ากับ 180 kW
- 3) อุณหภูมิไอน้ำร้อนที่ป้อนเข้าวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ ($T_{HW,i}$) เท่ากับ 80-120 °C
- 4) อุณหภูมิไอน้ำระบายความร้อนเข้าเครื่องควบแน่น ($T_{CW,i}$) เท่ากับ 32 °C
- 5) อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_{Amb}) เท่ากับ 28 °C
- 6) ชั่วโมงการทำงานของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ต่อปี (t_{op}) เท่ากับ 8,400 h/y (Chaiyat et al., 2017)
- 7) สมบัติของสารทำงานที่สภาวะต่าง ๆ อ้างอิงจากโปรแกรม Refprop (NIST, 2018)

2. สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน โดยเงื่อนไขเริ่มต้นที่ใช้ในการวิเคราะห์มีดังต่อไปนี้

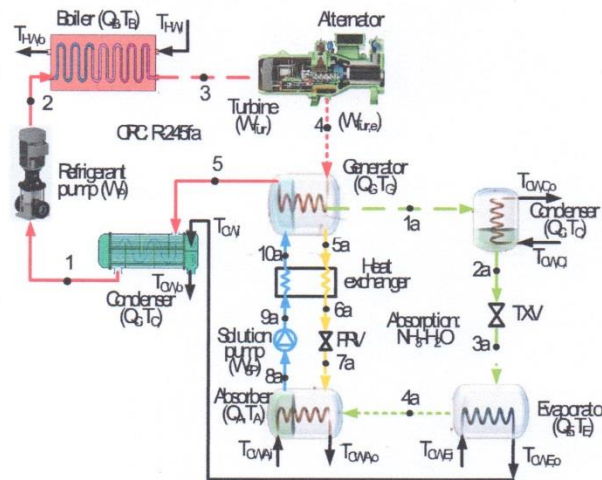
- คู่สารทำงาน คือ สารละลายแอมโมเนีย-น้ำ
- ชั่วโมงการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนต่อปี เท่ากับ 8,400 h/y (Chaiyat et al. 2017)
- อัตราส่วนการไหล (Flow ratio, FR) ไม่เกิน 20 (Chaiyat and Kiatsiriroat. 2011)

3. วิเคราะห์ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี ของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนแบบที่ 1 ดังแสดงในรูปที่ 3

4. วิเคราะห์ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี ของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนแบบที่ 2 ดังแสดงในรูปที่ 4

5. วิเคราะห์ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี ของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนแบบที่ 3 ดังแสดงในรูปที่ 5

6. เปรียบเทียบต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี ของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนของแต่ละรูปแบบ เพื่อนำมาพิจารณาหารูปแบบการทำงานร่วมกันที่เหมาะสมที่สุด



รูปที่ 5 แผนภาพการทำงานของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนแบบที่ 3

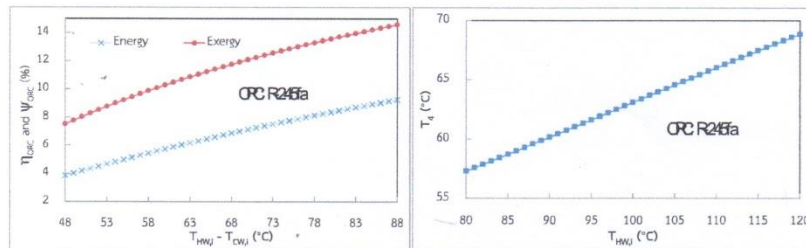
ผลการศึกษาและวิจารณ์

ผลการจำลองทางคณิตศาสตร์ของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์

รูปที่ 6 (a) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนเข้าหม้อต้ม และน้ำระบายความร้อนเข้าเครื่องควบแน่นกับประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ โดยผลการจำลองพบว่าเมื่อผลต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น จะทำให้ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของระบบเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย เนื่องจากอุณหภูมิสารทำงานก่อนเข้ากังหันสูงมีผลทำให้ค่าเอนทัลปีทางเข้ากังหันสูงกว่าเอนทัลปีทางออก ซึ่งทำให้งานที่ผลิตได้จากกังหันเพิ่มขึ้น ดังนั้นประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ จึงมีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย โดยประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีมีค่าสูงสุดเท่ากับ 9.25 และ 14.58% ตามลำดับ เมื่อนำมาเปรียบเทียบกับประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีมีค่าสูงกว่าประสิทธิภาพด้านพลังงานประมาณ 57% ในทุกเงื่อนไขการคำนวณ ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองของงานวิจัย Chaiyat and Kiatsirirot (2015) โดยประสิทธิภาพเท่ากับ 8.73% และอุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางออกของกังหัน (T_a) มีค่าอยู่ในช่วง 57-69 °C เมื่อป้อนอุณหภูมิน้ำร้อนให้แก่ระบบอยู่ในช่วง 80-120 °C ดังแสดงในรูปที่ 6 (b) โดยในงานวิจัยนี้ได้ใช้อุณหภูมิสารทำงานดังกล่าวเป็นแหล่งความร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

การประชุมวิชาการระดับชาติ IAMBEST ครั้งที่ 3

The 3rd National Conference on Informatics, Agriculture, Management, Business Administration, Engineering, Science and Technology



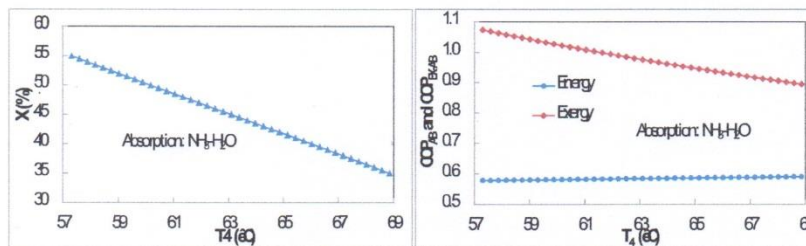
(a) ประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ (b) อุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางออกของกังหัน

รูปที่ 6 ผลการจำลองทางคณิตศาสตร์ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์

ผลการจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

เมื่อนำอุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางออกของกังหันที่ตั้งแสดงในรูปที่ 6 (b) มาทำการวิเคราะห์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ได้ทำการวิเคราะห์หาค่าความเข้มข้นที่เหมาะสมกับแหล่งความร้อนดังกล่าว จากผลการจำลองพบว่า ค่าความเข้มข้นที่เหมาะสมของสารละลายแอมโมเนีย-น้ำที่เจนเนอเรเตอร์ $X_G = X_5$ อยู่ในช่วง 35-55 %NH₃ ดังแสดงในรูปที่ 7 (a) ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้เลือกใช้ค่าความเข้มข้นสูงสุดเท่ากับ 55 %NH₃ เพื่อให้ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนสามารถเริ่มต้นทำงานได้ในแหล่งความร้อนต่ำที่ป้อนให้แก่ระบบ

รูปที่ 7 (b) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางออกของกังหันอยู่ในช่วง 57-69 °C กับสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน โดยมีค่าความเข้มข้นสารละลายแอมโมเนีย-น้ำที่เจนเนอเรเตอร์ $X_G = X_5 = 55$ %NH₃ และอัตราส่วนการไหลน้อยกว่า 20 จากผลการวิเคราะห์พบว่า อุณหภูมิสารทำงานมีผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน เมื่ออุณหภูมิสารทำงานเพิ่มขึ้นมีผลทำให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะด้านพลังงานมีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย แต่ในทางตรงกันข้ามด้านเอ็กเซอร์จิมี่ค่าลดลง เนื่องจากอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์หลักในระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนค่อนข้างสูง จึงทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะด้านพลังงานเพิ่มขึ้นและเอ็กเซอร์จิลดลง



(a) ความเข้มข้นของสารละลายแอมโมเนีย-น้ำ (b) สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

รูปที่ 7 ผลการจำลองทางคณิตศาสตร์ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

การประชุมวิชาการระดับชาติ IAMBEST ครั้งที่ 3

The 3rd National Conference on Informatics, Agriculture, Management,
Business Administration, Engineering, Science and Technology



ผลการเปรียบเทียบระบบการทำงานรวมทั้ง 3 รูปแบบ

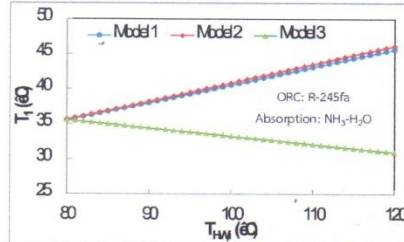
รูปที่ 8 (a) แสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางออกของเครื่องควบแน่น หรือ อุณหภูมิจุดที่ 1 (T₁) ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนทั้ง 3 รูปแบบ โดยอุณหภูมิน้ำร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบอยู่ในช่วง 80-120°C ผลที่ได้พบว่า ทั้ง 3 รูปแบบมีอุณหภูมิสารทำงานเริ่มต้นที่ 35°C เท่ากัน เมื่ออุณหภูมิ น้ำร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบเพิ่มสูงขึ้นส่งผลให้อุณหภูมิสารทำงานของรูปแบบที่ 1 และ 2 มีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วยมีค่าสูงสุดประมาณ 45.66°C และ 46.14°C ตามลำดับ แต่ในทางกลับกันอุณหภูมิสารทำงานของรูปแบบที่ 3 ลดลง เนื่องจากใช้น้ำเย็นที่ผลิตได้จากระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนมาช่วยในการระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ จึงมีผลทำให้อุณหภูมิสารทำงานของรูปแบบที่ 3 ลดลงโดยมีค่าต่ำสุดประมาณ 30.96°C

รูปที่ 8 (b) แสดงผลการเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนทั้ง 3 รูปแบบ ผลที่ได้พบว่า เมื่ออุณหภูมิ น้ำร้อนที่ป้อนให้แก่ระบบเพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่าเอนทัลปีทางเข้ากังหันสูงกว่าเอนทัลปีทางออกและอุณหภูมิ น้ำเย็นที่ป้อนให้แก่เครื่องควบแน่นมีค่าต่ำ จึงทำให้กังหันที่ไดจากระบบมีค่ามากขึ้นตามไปด้วย แต่กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากน้ำระบายความร้อนมีค่าต่ำทำให้อุณหภูมิสารทำงานและความดันที่ออกจากเครื่องควบแน่นลดลง ส่งผลให้กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มมีค่ามากขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 8 (c) เพื่อเพิ่มความดันจากความดันต่ำให้เพิ่มขึ้นเท่ากับความดันในหม้อต้มของระบบ

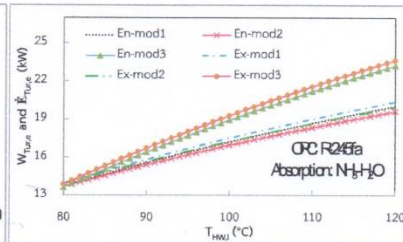
รูปที่ 8 (d) แสดงผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน ผลที่ได้พบว่า รูปแบบที่ 3 สามารถเพิ่มประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์โดยมีค่าเฉลี่ยประมาณ 10.46% และ 18.01% ตามลำดับ ในขณะที่รูปแบบที่ 2 มีค่าเฉลี่ยประมาณ 9.38% และ 16.17% ตามลำดับ และรูปแบบที่ 1 มีค่าเฉลี่ยประมาณ 9.52% และ 16.41% ตามลำดับ และยังพบว่า รูปแบบที่ 1 และ 2 เป็นระบบการทำงานร่วมแบบการผลิตไฟฟ้าและความเย็น (Combined cooling and power, CCP) ดังแสดงในรูปที่ 8 (e) เมื่อทำการวิเคราะห์ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าร่วมความเย็นพบว่า รูปแบบที่ 1 มีประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีเพิ่มขึ้นเป็น 25.84% และ 50.45% ตามลำดับ ในขณะที่รูปแบบที่ 2 มีค่าเท่ากับ 19.76% และ 42.60% ตามลำดับ

ผลการวิเคราะห์ด้านเศรษฐศาสตร์

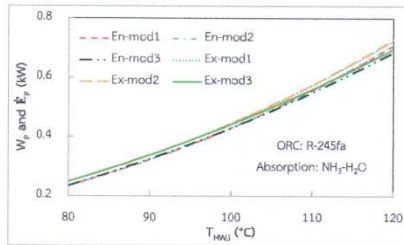
ในการวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ของการผลิตไฟฟ้าจากวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน โดยรายละเอียดของแต่ละรูปแบบดังแสดงในตารางที่ 1 และรูปที่ 10 แสดงผลการเปรียบเทียบต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน พบว่า รูปแบบการทำงานร่วมที่เหมาะสมที่สุด คือ รูปแบบที่ 1 โดยมีค่าต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีเท่ากับ 3.48 และ 16.08 Bath/kWh ตามลำดับ ในขณะที่รูปแบบที่ 2 มีค่าเท่ากับ 4.06 และ 18.55 Bath/kWh ตามลำดับ และรูปแบบที่ 3 มีค่าเท่ากับ 4.93 และ 22.09 Bath/kWh ตามลำดับ



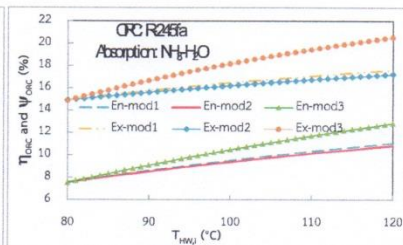
(a) อุณหภูมิสารทำงานบริเวณทางออกของกังหัน



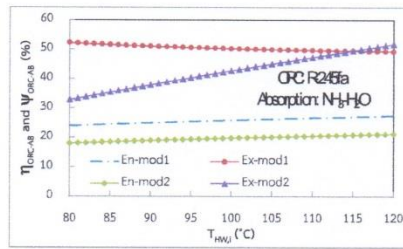
(b) กำลังไฟฟ้าจากกังหันของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์



(c) กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ปั๊มสารทำงาน



(d) ประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์



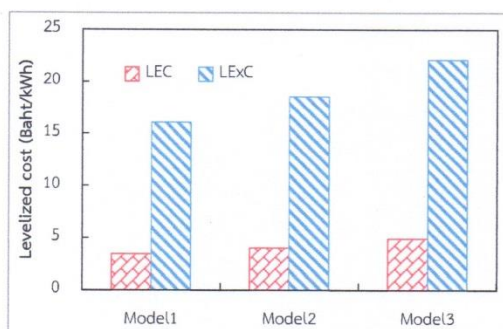
(e) ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าร่วมความเย็น

รูปที่ 8 ผลการเปรียบเทียบการทำงานร่วมของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์กับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน

ตารางที่ 1 แสดงผลรายละเอียดด้านต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยของแต่ละรูปแบบ

Descriptions	Model 1	Model 2	Model 3
Power production ($W_{ORC,system} + Q_{E,CW}$) [kW]	41.01	32.05	18.75
Power production [kWh/y]	344,484	269,220	157,500
Cost of the ORC unit ¹ [Baht]	1,712,686	1,705,609	1,765,109
Cost of the absorption system ² [Baht]	504,954	453,524	200,000
Operating time (t_{op}) ³ [h/y]	8,400	8,400	8,400
Cost of piping and housing [Baht] ⁴	1,000,000	1,000,000	1,000,000
Operating and maintenance cost ⁴ [Baht/y]	85,634	85,280	88,256
Discount rate ⁵ (r) [%]	7.12	7.12	7.12
Life time (n) [y]	20	20	20

Remark : ¹ Referred cost of the ORC from Nattapom, (2560), ² Referred cost of the Absorption chiller from Chaiyot et al. (2017)
³ Referred the operating time from Chaiyot et al. (2017), ⁴ Calculated at 5% of the ORC cost,
⁵ Referred the discount rate from Krungthai Bank online (accessed 05 March 2018)



รูปที่ 10 ผลการเปรียบเทียบต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จีของผลิตพลังงานร่วม

สรุป

จากผลการจำลองทางคณิตศาสตร์ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ที่ใช้สารทำงาน คือ R-245fa ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนที่ใช้คู่สารละลายแอมโมเนีย-น้ำ สามารถสรุปได้ว่า

- 1) ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนรูปแบบที่ 1 มีค่าเท่ากับ 3.48 และ 16.08 Bath/kWh ตามลำดับ
- 2) ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนรูปแบบที่ 2 มีค่าเท่ากับ 4.06 และ 18.55 Bath/kWh ตามลำดับ
- 3) ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี ของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืนรูปแบบที่ 3 มีค่าเท่ากับ 4.93 และ 22.09 Bath/kWh ตามลำดับ

- 4) รูปแบบการทำงานร่วมที่เหมาะสมที่สุด คือ รูปแบบที่ 1 โดยมีค่าต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จิต่ำที่สุด

คำขอบคุณ

ขอขอบคุณ วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ ภายใต้ “โครงการผลิตและพัฒนาศักยภาพบัณฑิตทางด้านพลังงานทดแทน ในกลุ่มประเทศอาเซียนสำหรับนักศึกษาระดับบัณฑิตศึกษา” และสำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ ภายใต้ “แผนงานพลังงานทดแทนภายใต้โครงการความร่วมมือระหว่างไทย-จีน 2561” ที่สนับสนุนงบประมาณงานวิจัยในครั้งนี้

เอกสารอ้างอิง

- นัฐพร ไชยญาติ. การนำความร้อนทิ้งกลับคืน (Waste heat recovery). วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ สำนักพิมพ์มหาวิทยาลัยแม่โจ้ พิมพ์ครั้งที่ 4 มกราคม พ.ศ. 2560.
- นัฐพร ไชยญาติ. เทคโนโลยีพลังงานความร้อนใต้พิภพ (Geothermal energy technology). วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ สำนักพิมพ์มหาวิทยาลัยแม่โจ้, พิมพ์ครั้งที่ 6 มกราคม พ.ศ. 2560.
- ธนาคารกรุงไทย. อัตราดอกเบี้ยเงินให้สินเชื่อ. ออนไลน์ http://www.ktb.co.th/Download/rateFee/RateFeeDownload_4161loan_16_05_60.pdf, เข้าถึงเมื่อ : 05 มีนาคม 2561.
- Bounkhamxiong Navongxay, นัฐพร ไชยญาติ จักรพันธ์ ถาวรงามยิ่งสกุล และ ชวโรจน์ ใจสิน. 2018. การวิเคราะห์ประสิทธิภาพด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จิตของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน, เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 17), 76-83.
- Xangpheuak Inthavideth และนัฐพร ไชยญาติ. 2016. การวิเคราะห์สมรรถนะการทำงานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน, เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 15), 88-93.
- Al-Sulaiman, F.A., Hamdullahpur, F. and Dincer, I. 2011. Greenhouse gas emission and exergy assessments of an integrated organic Rankine cycle with a biomass combustor for combined cooling, heating and power production. *J. Appl Therm Eng.* 31: 439-446.
- Al-Sulaiman, F.A., Hamdullahpur, F. and Dincer, I. 2012. Energy and exergy analyses of a biomass trigeneration system using an organic Rankine cycle. *J. Energy.* 45: 975-985.
- Al-Sulaiman, F.A., Hamdullahpur, F. and Dincer, I. 2012. Performance assessment of a novel system using parabolic trough solar collectors for combined cooling, heating, and power production. *J. Renew energy* 48: 161-172.
- Bicer, Y. and Dincer, I. 2016. Analysis and performance evaluation of a renewable energy based multigeneration system. *J. Energy.* 94: 623-632.
- Chaiyat, N. and Kiatsirirot, T. 2014. Upgrading of solar heat by an absorption heat transformer assisting with a vapor compression heat pump. *J. Research grate.* 21: 10-20.
- Chaiyat, N. and Kiatsirirot, T. 2015. Analysis of combined cooling heating and power generation from organic Rankine cycle and absorption system. *J. Energy.* 91:363-370.

- Chaiyat, N., Wakaiyang, Y. and Inthavideth, X. 2017. Enhancement efficiency of organic Rankine cycle by using sorption system. J. Appl Therm Eng. 122: 368-379.
- Mohammađi, A., Ahmadi, M.H, Bidi, M., Joda, F., Valero, A. and Uson, S. 2017. Exergy analysis of a Combined Cooling, Heating and Power system integrated with wind turbine and compressed air energy storage system. J. Energy convers manage. 131: 69-78.
- NIST (National institute of standards and technology), Inc. (Refprop version 10: Customer number 40754). Thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures software, America. 2018.
- Shukla, A., Mishra, A., Shukla D. and Chauhan, K. 2015. COP derivation and thermodynamic calculation of ammonia-water vapor absorption refrigeration system. IJMET. 6: 72-81.
- Sun, W., Yue, X. and Wang, Y. 2017. Exergy efficiency analysis of ORC (Organic Rankine Cycle) and ORC based combined cycles driven by low-temperature waste heat. J. Energy convers manage. 135: 63-73.
- Taboas, F., Bourouis, M. and Valles, M. 2014. Analysis of ammonia-water and ammonia-salt mixture absorption cycles for refrigeration purposes in fishing ships. J. Appl. Therm. Eng. 66: 603-611.

รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์

\dot{E}	อัตราความร้อนด้านเอ็กเซอร์จี (kW)
Inv	ค่าใช้จ่ายการลงทุนของโครงการ (Baht)
LEC	ราคาต้นทุนการผลิตพลังงานต่อหน่วย (Baht/kWh)
LExC	ราคาต้นทุนการผลิตเอ็กเซอร์จีต่อหน่วย (Baht/kWh)
n	อายุการใช้งานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ (y)
PEC	ค่าใช้จ่ายในการผลิตพลังงานไฟฟ้าต่อปี (Baht/y)
Q	อัตราความร้อนด้านพลังงาน (kW)
r	อัตราส่วนลด (%)
t	เวลาการทำงานต่อปี (h/y)
T	อุณหภูมิ ($^{\circ}$ C)
W	กำลังงาน (kW)
X	ความเข้มข้น (% Ammonia)
y	ปี

ตัวกรีก

η	ประสิทธิภาพด้านพลังงาน (%)
ψ	ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จี (%)



ตัวย่อ

A	Absorber
AB	Absorption
Amb	Ambien
B	Boiler
C	Condenser
CW	Cooling water
EX	Exergy
E	Evaporator
Tur	Turbine
e	Electric
G	Generator
HW	Hot water
HX	Heat exchanger
H	Hight
i	Inlet
L	Low
o	Outlet
OP	Operating time
ORC	Organic Rankine cycle
P	Pump
ref	Refrigerant
SP	Solution pump

CURRICULUM VITAE

NAME MR. BOUNKHAMXIONG NAVONGXAY

DATE OF BIRTH 22 JUNE 1994

EDUCATION 2016-2018 Studying in School of Renewable Energy,
Renewable Energy Engineering, Maejo University.
2012-2016 Graduate Bachelor Degree in Department of
Mechanical engineering, Faculty of Engineering, National
University of Laos.
2005-2012 Graduate high school in Longxane high school,
Longxane District, Xaysomboun Province.

