

การควบคุมเชิงกลยุทธ์ที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเครื่องสูบของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีใน
สภาพการทำงานที่หลากหลาย



นายชนพัทธ์ พฤษชาพันธ์รัตน์

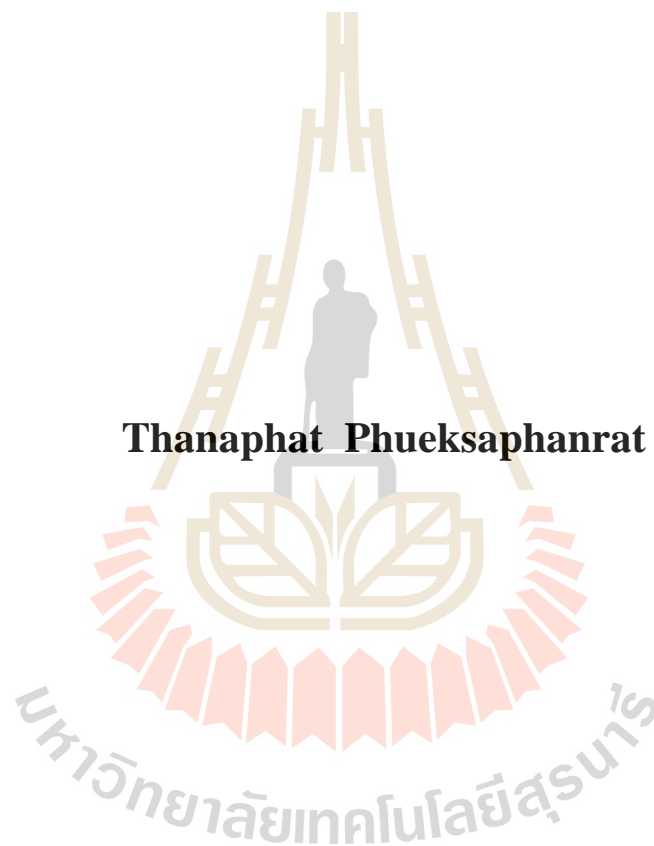
วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ปีการศึกษา 2563

**OPTIMAL CONTROL STRATEGY FOR AN ORC PUMP
UNDER VARIOUS OPERATING CONDITIONS**



Thanaphat Phueksaphanrat

**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Degree of Master of Engineering in Mechanical and
Process System Engineering
Suranaree University of Technology
Academic Year 2020**

การควบคุมเชิงกลยุทธ์ที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเครื่องสูบของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในสภาพการ
ทำงานที่หลากหลาย

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัยฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



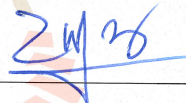
(ผศ. ดร.กระวี ตรีอำรรค)

ประธานกรรมการ



(ผศ. ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



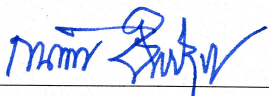
(รศ. ดร.บัณฑิต กฤดาคม)

กรรมการ



(ผศ. ดร.พรรษา ลิปลับ)

กรรมการ



(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชานีประศาสน์)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและพัฒนาความเป็นสากล



(รศ. ดร.พรศิริ จงกล)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

ธนพัทธ์ พดุกษาพันธุรัตน์ : การควบคุมเชิงกลยุทธ์ที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเครื่องสูบของ
โรงไฟฟ้าโออาร์ซีในสภาพการทำงานที่หลากหลาย (OPTIMAL CONTROL STRATEGY
FOR AN ORC PUMP UNDER VARIOUS OPERATING CONDITIONS) อาจารย์ที่ปรึกษา :
ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข, 111 หน้า.

โรงไฟฟ้าโออาร์ซี เป็นโรงไฟฟ้าที่สามารถนำความร้อนทิ้งมาผลิตไฟฟ้าได้ ไอเสียจาก
เครื่องยนต์เป็นความร้อนทิ้งหนึ่งที่สามารถนำมาเป็นแหล่งความร้อนโรงไฟฟ้าโออาร์ซีได้ แต่ปัญหา
ความร้อนทิ้งจากไอเสียคือ มีอุณหภูมิไม่คงที่ ทำให้เมื่อนำมาผลิตไฟฟ้าจะส่งผลให้กำลังไฟฟ้าที่
ผลิตได้ไม่คงที่ ซึ่งแก้ไขได้โดยการปรับการทำงานของเครื่องสูบได้แก่ อัตราการไหลและความดัน
ในวิทยานิพนธ์นี้จะศึกษาหากลยุทธ์การควบคุมเครื่องอัดสารทำงานที่เหมาะสมที่สุดสำหรับโรงไฟฟ้าโออาร์ซี
เพื่อผลิตกำลังไฟฟ้าได้คงที่ โดยใช้ความร้อนทิ้งจากไอเสียของหม้อต้มไอน้ำของโรงพยาบาล
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อุณหภูมิแหล่งความร้อนมีค่าอยู่ในช่วง 140-160°C และใช้สภาพอากาศ
ของจังหวัดนครราชสีมาเป็นอุณหภูมิแหล่งความเย็นมีค่าอยู่ในช่วง 21.95-33.10°C ใช้สารทำงาน 7 สาร
ในการจำลองคือ R245fa Neopentane R114 R124 Perfluoropentane R1234ze และ RC318 เพื่อเลือก
หาสารทำงานที่ได้กำลังงานสุทธิสูงสุดและราคาไฟฟ้า มาเปรียบเทียบและเลือกใช้ โดยจำลองที่
สภาวะออกแบบ (Design condition) และที่สภาวะเปลี่ยนไป (Off-design condition) และประเมิน
ความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ โดยคำนวณจากต้นทุนเฉลี่ยตลอดโครงการ (Levelized cost of electricity, LCOE)
ผลการจำลองพบว่าที่สภาวะออกแบบ (design condition) ของโรงไฟฟ้า (สภาวะที่กำหนดค่า
เริ่มต้น) พบว่าสาร RC318 สามารถผลิตกำลังไฟฟ้าสูงสุด มีค่าเท่ากับ 6.54 kW มีประสิทธิภาพเชิง
ความร้อนเท่ากับ 8.07% และราคาไฟฟ้าที่ผลิตได้เท่ากับ 31.30 Baht/kWh และผลการจำลองที่
สภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition) ของโรงไฟฟ้า (สภาวะที่อุณหภูมิแหล่งความร้อนและ
อุณหภูมิแหล่งความเย็นไม่คงที่) สามารถควบคุมการผลิตไฟฟ้าได้ที่ 6.54 kW ตามค่าที่ออกแบบ
โดยควบคุมการทำงานของเครื่องสูบที่อัตราการไหลในช่วง 0.58-0.9 kg/s และความดันเครื่อง
ควบแน่น (condensation pressure) ในช่วง 482-680 kPa และความดันเครื่องระเหย (evaporation pressure)
ในช่วง 1,198-2,506 kPa

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา 2562

ลายมือชื่อนักศึกษา ธนพัทธ์
ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา อาทิตย์

THANAPHAT PHEUKSAPHANRAT : OPTIMAL CONTROL
STRATEGY FOR AN ORC PUMP UNDER VARIOUS OPERATING
CONDITIONS. THESIS ADVISOR : ASST. PROF. ATIT KOONSRIKUK,
Ph.D., 111 PP.

OPTIMAL CONTROL STRATEGY FOR AN ORC PUMP UNDER VARIOUS OPERATING CONDECTIONS

Organic Rankine Cycles (ORC) can be used for the conversion of heat to generate power. This study proposes a thermodynamics optimization of an ORC and the golden section method was used to search for an optimum operating condition that provides a maximum net work output for the prescribed heat source temperature ($T_{hs,in}$), cooling fluid temperature ($T_{cf,in}$), mass flow rate of heat source, (\dot{m}_{hs}). Generally, the heat source and heat sink temperatures are assumed to be constant in the theoretical analyses of ORC per plants. However, they fluctuate in real practice. Then this study also discuss the off-design simulations. The exhaust gas from a boiler of Suranaree University of Technology Hospital (SUTH) is used as a heat source with the temperatures in the range of 140 – 160 °C. Also, the heat sink temperatures simulated are based on the weather of Nakhon Ratchasima Province, Thailand. At design condition, the maximum net power output and thermal efficiency was 6.54 kW and 8.07%, respectively. Levelized cost of energy (LCOE) of this study was 31.3 Baht/kWh. At off-design condition, the net work output is controlled at 6.54 kW by pump.

The pump operates at a mass flow rate of 0.58-0.8 kg/s and evaporation pressure of 482-680 kPa and condensation pressure of 1,198-2,506 kPa.



School of Mechanical Engineering

Academic Year 2019

Student's Signature ศุภพัชร์

Advisor's Signature อานันท์

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบุคคล และกลุ่มบุคคลต่อไปนี้ที่ได้กรุณาให้คำปรึกษา แนะนำ และช่วยเหลืออย่างดียิ่ง ทั้งในด้านวิชาการและด้านการดำเนินงานวิจัย

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่เมตตาให้การอบรม สั่งสอน ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ ช่วยเหลือ ผลักดันในการทำการศึกษาวิจัย ให้คำแนะนำในการทำวิทยานิพนธ์จนเสร็จสมบูรณ์ ตลอดจนให้คำปรึกษาเกี่ยวกับการนำงานวิจัยไปตีพิมพ์วารสารวิชาการทั้งในระดับนานาชาติ รวมทั้งสอนการใช้ชีวิต และเป็นแบบอย่างให้ข้าพเจ้า

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กระวี ตรีอำนรรค ที่กรุณาเป็นประธานกรรมการสอบในครั้งนี้และช่วยตรวจสอบเล่มวิทยานิพนธ์

รองศาสตราจารย์ ดร.บัณฑิต กลุฑาคม และ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พรรษา ลิปลับ ที่กรุณาเป็นกรรมการสอบในครั้งนี้และช่วยตรวจสอบเล่มวิทยานิพนธ์

ขอกราบขอบพระคุณอาจารย์ทุกท่านที่เคยสั่งสอนข้าพเจ้าตั้งแต่อดีตถึงปัจจุบัน

ขอขอบคุณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ที่ให้ทุนสนับสนุนในการศึกษาระดับมหาบัณฑิต และให้ความอนุเคราะห์ในการใช้สถานที่สำหรับการศึกษาและงานวิจัย รวมถึงบุคลากรสำนักวิทยบริการและเทคโนโลยีสารสนเทศและบุคลากรสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลที่ให้คำแนะนำเรื่องเอกสารต่าง ๆ

ขอบคุณพี่ๆ เพื่อนๆ และน้องๆ ทุกคนที่ให้ความช่วยเหลือให้กำลังใจเสมอมา

ท้ายนี้ ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา และครอบครัวที่อุปการะเลี้ยงดูและให้การสนับสนุนในการศึกษา อดทน ทำงานหนักและให้กำลังใจเป็นอย่างดีเสมอมา อีกทั้งขอขอบคุณนางสาวชวีพร คำอ้อ ที่อดทนและคอยเป็นกำลังใจ จนกระทั่งวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จ

ธนพัทธ์ พงกษาพันธุ์รัตน์

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ง
สารบัญ	จ
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูป.....	ฉ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฎ
บทที่	
1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	2
1.3 ขอบเขตการศึกษา	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
2 ปรัชญ่วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	3
2.1 วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ (Organic Rankine cycle, ORC)	3
2.2 ความแตกต่างระหว่างวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ (Organic Rankine cycle, ORC).....	7
2.3 การนำความร้อนที่กลับมาใช้ร่วมกับ ORC	8
2.4 อุณหภูมิแหล่งความร้อนไม่คงที่	10
3 วิธีการดำเนินการวิจัย	12
3.1 เครื่องมือและอุปกรณ์ในการศึกษาวิจัย	12
3.2 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย.....	12
3.3 การเลือกใช้อุณหภูมิแหล่งความร้อน (heat source temperature).....	15
3.4 การเลือกใช้อุณหภูมิแหล่งความเย็น (cooling fluid temperature).....	15
3.5 การเลือกสารทำงาน	16

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.6	เขียนโปรแกรมคำนวณการทำงานแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ	18
3.6.1	การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม.....	18
3.7	การหาค่าการทำงานของโรงไฟฟ้าที่สภาวะออกแบบ (design condition).....	19
3.7.1	วิธีการคำนวณและจำลอง	21
3.7.1.1	จำลองตามสภาวะออกแบบ (design condition).....	21
3.7.2	การหาจุดที่ดีที่สุดเมื่อสภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition).....	23
3.8	การทำสมการ curve fitting	24
3.9	การประเมินขนาดและราคาอุปกรณ์	25
3.9.1	การเลือกขนาดและคำนวณราคาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (heat exchanger)	25
3.9.2	การเลือกขนาดและประเมินราคาปั๊ม (pump).....	27
3.9.3	การเลือกขนาดและประเมินราคากังหัน (turbine).....	27
3.9.4	การประเมินขนาดและราคาเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (generator).....	29
3.9.5	ราคาสารทำงาน	29
3.10	การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ (Economic analysis).....	30
4	ผลการศึกษา และการวิเคราะห์ข้อมูล.....	33
4.1	การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม	33
4.2	ผลการจำลองการทำงานโรงไฟฟ้าไออาร์ซีที่สภาวะออกแบบ (design condition)	33
4.3	ผลการจำลองการทำงานโรงไฟฟ้าไออาร์ซีที่สภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition)	43
4.3.1	ผลการจำลองควบคุมให้กำลังไฟฟ้าคงที่ เมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนเปลี่ยนไป แต่อุณหภูมิแหล่งความเย็นคงที่.....	43
4.3.2	ผลการจำลองควบคุมให้กำลังไฟฟ้าคงที่ เมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนคงที่ แต่อุณหภูมิแหล่งความเย็นเปลี่ยนไป.....	49
4.3.3	การทำ curve fitting สำหรับการปรับการทำงาน pump	56
4.2	การวิเคราะห์เปรียบเทียบทางเศรษฐศาสตร์	58

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

5	บทสรุปและข้อเสนอแนะ	61
5.1	สรุปผลงานวิจัย	61
5.1.1	ผลการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม	61
5.1.2	ผลการจำลองที่สภาวะออกแบบ (design condition)	61
5.1.3	ผลการจำลองที่สภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition)	62
5.1.4	การคำนวณทางเศรษฐศาสตร์	62
5.2	ข้อเสนอแนะ	63
	รายการอ้างอิง	64
	ภาคผนวก	
	ภาคผนวก ก ผลการจำลองที่สภาวะออกแบบ	68
	ภาคผนวก ข ราคาอุปกรณ์	71
	ภาคผนวก ค บทความที่ตีพิมพ์	77
	ประวัติผู้เขียน	110

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1	ตารางสภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา 15
3.2	ค่าคุณสมบัติของ 7 สารทำงาน 17
3.3	ค่าเริ่มต้นการจำลองการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม 18
3.4	ตารางแสดงค่าสภาวะออกแบบ (design condition) 22
3.5	ค่ากำหนดในการจำลองสภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition) 23
3.6	ตารางแสดงราคาสารทำงาน 30
4.1	การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม 34
4.2	ตารางสรุปผลการจำลองที่สภาวะออกแบบ (design condition) 42
4.3	ผลการจำลองที่สภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition) 55
4.4	ผลการเปรียบเทียบผล m_{wf} จากสมการ curve fitting 56
4.5	ผลการเปรียบเทียบผล P_{cond} จากสมการ curve fitting 57
4.6	ผลการเปรียบเทียบผล P_{evap} จากสมการ curve fitting 57
ก.1	ผลการจำลองที่สภาวะออกแบบ (design condition) 70

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	แผนภาพระบบ ORC 4
2.2	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและเอนโทรปี 4
2.3	อุณหภูมิไอเสีย กับ รอบเครื่องยนต์ 10
3.1	แผนภูมิขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย 14
3.2	อุณหภูมิไอเสียในเวลาที่ boiler ทำงาน 13
3.3	การเลือกสารทำงานที่ขึ้นกับระดับของอุณหภูมิแหล่งความร้อน 16
3.4	T-s diagram 20
3.5	Discretization scheme of condenser model 21
3.6	แผนผังกระบวนการทางคณิตศาสตร์ที่สภาวะออกแบบ (design condition) 22
3.7	แผนผังกระบวนการทางคณิตศาสตร์ที่สภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition) 24
3.8	Shell and tube heat exchanger 25
3.9	Plate heat exchanger 26
3.10	Vertical multistage centrifugal pump 27
3.11	กราฟแสดงช่วงการผลิตงานต่างภายใต้การใช้แหล่งความร้อนแต่ละประเภท 28
3.12	Screw expander 28
4.1	กราฟความสัมพันธ์ Mass flow rate of working fluid, \dot{m}_{wf} กับ Net work output, W_{net} 35
4.2	กำลังงานสุทธิสูงสุดแต่ละสารทำงานที่สภาวะออกแบบ 35
4.3	ความร้อนที่โรงไฟฟ้าได้รับที่สภาวะออกแบบ 36
4.4	ความดันแต่ละสารทำงานที่สภาวะออกแบบ 37
4.5	อัตราส่วนขยายตัวสารทำงานในกังหัน (expansion ratio) ที่สภาวะออกแบบ 37
4.6	ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สภาวะออกแบบ 38
4.7	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สภาวะออกแบบ 39
4.8	Exergy efficiency for power production ที่สภาวะออกแบบ 40

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.9 กราฟเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าสูงสุดกับค่า LCOE.....	41
4.10 ค่าอัตราการไหลเชิงมวลสารทำงานที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C.....	44
4.11 ค่าความดันที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C.....	44
4.12 ค่ากำลังงานของเครื่องสูบที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C.....	45
4.13 ค่ากำลังงานของกังหันที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C.....	46
4.14 ค่าผลต่างกำลังงานของกังหันกับเครื่องสูบที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C.....	46
4.15 ค่าความร้อนที่โรงไฟฟ้าได้รับที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C.....	47
4.16 ค่าความร้อนที่ดึงออกจากโรงไฟฟ้าที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C.....	47
4.17 ค่าผลต่างความร้อนที่ได้รับและดึงออกจากโรงไฟฟ้า ที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C.....	48
4.18 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C.....	48
4.19 ค่าอัตราการไหลของสารทำงานที่อุณหภูมิแหล่งทั้งความร้อน 21.95-33.1°C.....	49
4.20 ค่าความดันที่เครื่องควบแน่นและเครื่องระเหย ที่อุณหภูมิแหล่งทั้งความร้อน 21.95-33.1°C.....	50
4.21 ค่ากำลังงานที่เครื่องสูบที่อุณหภูมิแหล่งความเย็น 21.95-33.1°C.....	51
4.22 ค่ากำลังงานที่กังหันที่แหล่งความเย็น 21.95-33.1°C.....	51
4.23 ค่าผลต่างกำลังงานที่กังหันกับที่เครื่องสูบที่อุณหภูมิแหล่งความเย็น 21.95-33.1°C.....	52
4.24 ค่าความร้อนที่โรงไฟฟ้าได้รับที่อุณหภูมิแหล่งทั้งความร้อน 21.95-33.1°C.....	52
4.25 ค่าความร้อนที่ดึงออกจากโรงไฟฟ้าที่อุณหภูมิแหล่งทั้งความร้อน 21.95-33.1°C.....	53
4.26 ค่าผลต่างความร้อนที่ได้รับและดึงออกจากโรงไฟฟ้า ที่อุณหภูมิแหล่งทั้งความร้อน 21.95-33.1°C.....	53
4.27 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อุณหภูมิแหล่งความเย็น 21.95-33.1°C.....	54
4.28 เปรียบเทียบผลทางเศรษฐศาสตร์.....	58

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.29 ผลการเปรียบเทียบ LCOE ระหว่างทำงาน 7 ชั่วโมงกับ 24 ชั่วโมง.....	59
4.30 ผลการเปรียบเทียบ LCOE ที่การทำงาน 7 ชั่วโมง 24 ชั่วโมง และ กฟผ.	59
ข.1 ความสัมพันธ์ของพลังงานความร้อนเทียบกับขนาดของพื้นที่แลกเปลี่ยน ความร้อน	73
ข.2 ความสัมพันธ์ขนาดของพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเทียบกับราคาอุปกรณ์	73
ข.3 ความสัมพันธ์ของปริมาตรคาร์ไพล์เทียบกับขนาดกำลังงานของบิ๊ม.....	74
ข.4 ความสัมพันธ์ขนาดกำลังงานเทียบกับราคาบิ๊ม	75
ข.5 ความสัมพันธ์ของขนาดกำลังการผลิตไฟฟ้าเทียบกับราคา	76



คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

A	=	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, m^2
C_{eq}	=	Equipment cost, USD
C_{plant}	=	ราคาโรงไฟฟ้า, USD
C_{site}	=	งบประมาณสร้างอาคารสำหรับโรงไฟฟ้าและสำนักงาน, USD
C_{wf}	=	ราคาสารทำงานที่ใช้ในโรงไฟฟ้า, USD
$C_{p,hs}$	=	ความร้อนจำเพาะแหล่งความร้อน, $kJ/(kg.K)$
\dot{E}	=	เอ็กเซอร์จี, W
\dot{E}_5	=	เอ็กเซอร์จีที่ตำแหน่งที่ 5, W
\dot{E}_6	=	เอ็กเซอร์จีที่ตำแหน่งที่ 6, W
\dot{E}_7	=	เอ็กเซอร์จีที่ตำแหน่งที่ 7, W
\dot{E}_8	=	เอ็กเซอร์จีที่ตำแหน่งที่ 8, W
h	=	เอนทัลปี, kJ/kg
h_1	=	เอนทัลปีที่ตำแหน่งที่ 1, kJ/kg
h_2	=	เอนทัลปีที่ตำแหน่งที่ 2, kJ/kg
h_3	=	เอนทัลปีที่ตำแหน่งที่ 3, kJ/kg
h_4	=	เอนทัลปีที่ตำแหน่งที่ 4, kJ/kg
Inv	=	Investment cost, USD
$LCOE$	=	ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยปรับเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ, USD/kWh
\dot{m}_{cf}	=	อัตราการไหลของอากาศเย็นหรือแหล่งทิ้งความร้อน, kg/s
\dot{m}_{hs}	=	อัตราการไหลของแหล่งความร้อน, kg/s
\dot{m}_{wf}	=	อัตราการไหลของสารทำงาน, kg/s
n	=	อายุโครงการ, year
PEC	=	Production electricity cost, USD
\dot{Q}	=	พลังงานความร้อน, W
$\dot{Q}_{cond}, \dot{Q}_{out}$	=	พลังงานความร้อนที่เครื่องควบแน่น, W
$\dot{Q}_{evap}, \dot{Q}_{in}$	=	พลังงานความร้อนที่เครื่องระเหยได้รับจากแหล่งความร้อน, W
r	=	อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ธนาคาร

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

t	=	ปีที่โครงการดำเนินงาน
t_{op}	=	ระยะเวลาผลิตไฟฟ้าใน 1 ปี, hr
T	=	อุณหภูมิ, °C
T_5	=	อุณหภูมิไอเสียที่ตำแหน่งที่ 5, °C
T_6	=	อุณหภูมิไอเสียที่ตำแหน่งที่ 6, °C
T_7	=	อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนที่ตำแหน่งที่ 7, °C
T_8	=	อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนที่ตำแหน่งที่ 8, °C
T_{cf}	=	อุณหภูมิอากาศเย็น (cooling fluid) หรืออุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อน, °C
T_{hs}	=	อุณหภูมิแหล่งความร้อน (heat source), °C
T_{sur}	=	อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม, °C
U	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, $W/(m^2.K)$
\dot{V}	=	ปริมาตรการไหล, expansion ratio, l/s
\dot{V}_3	=	ปริมาตรการไหลที่ตำแหน่งที่ 3, l/s
\dot{V}_4	=	ปริมาตรการไหลที่ตำแหน่งที่ 4, l/s
\dot{W}_{net}	=	งานสุทธิ, W
\dot{W}_{pump}	=	งานของปั๊ม, W
\dot{W}_{tur}	=	งานของกังหัน (turbine), W
Z_{cond}	=	ราคาเครื่องควบแน่น (condenser), USD
$Z_{elect \& contr}$	=	ราคาอุปกรณ์ไฟฟ้าเครื่องวัดและควบคุม, USD
$Z_{engineer}$	=	ค่าจ้างวิศวกร, USD
Z_{evap}	=	ราคาเครื่องระเหย (evaporator), USD
$Z_{expander}$	=	ราคาเครื่องขยาย หรือกังหัน, USD
Z_{gen}	=	ราคาเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (generator), USD
$Z_{O\&M}$	=	Operating and maintenance cost, USD
$Z_{operator}$	=	งบประมาณค่าแรงงานต่อปี, USD
Z_{pipe}	=	ราคาระบบท่อในโรงไฟฟ้า, USD
Z_{pump}	=	ราคาปั๊มสารทำงาน, USD
Z_{tank}	=	ราคาถังเก็บสารทำงาน, USD
$Z_{technician}$	=	ค่าจ้างช่างเทคนิค, USD

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

ΔT_{LM}	=	ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก, °C
ΔT_{pp}	=	Pinch point temperature difference, °C
ρ	=	ความหนาแน่น, kg/m ³
$\eta_{E,overall}$	=	ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีรวมของโรงไฟฟ้า
$\eta_{E,p}$	=	ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของกำลังงาน
$\eta_{i,pump}$	=	ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของปั๊ม
$\eta_{i,tur}$	=	ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหัน
η_{th}	=	ประสิทธิภาพทางความร้อน
t	=	ปีที่โครงการดำเนินงาน
t_{op}	=	ระยะเวลาผลิตไฟฟ้าใน 1 ปี, hr



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ในปัจจุบันประเทศไทยใช้พลังงานไฟฟ้าสูงขึ้น เนื่องจากความต้องการใช้ไฟฟ้าในครัวเรือน ในด้านอุตสาหกรรม รวมถึงจำนวนประชากรที่เพิ่มมากขึ้น จึงทำให้ความต้องการพลังงานมากขึ้น ตามไปด้วย จากสำนักนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน (2559) พบว่า ภาคครัวเรือน และภาคอุตสาหกรรมในประเทศไทย มีการใช้ไฟฟ้าเพิ่มมากขึ้นร้อยละ 7.22 และ 3.30 ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับระหว่างปี พ.ศ.2559 กับปี พ.ศ.2558 จะเห็นได้ว่าในอนาคต ความต้องการ ด้านพลังงานไฟฟ้ามีแนวโน้มที่อาจเพิ่มขึ้น ซึ่งการผลิตไฟฟ้าโดยส่วนใหญ่เป็นพลังงานจาก ก๊าซธรรมชาติ น้ำมันดิบ และถ่านหิน จากรายงานของกระทรวงพลังงาน (2559) ซึ่งพลังงานเหล่านี้ ใช้แล้วหมดไป อีกทั้งกระทรวงพลังงานได้ประกาศยุทธศาสตร์กระทรวงพลังงาน (พ.ศ.2559-2563) ว่าให้พัฒนาวัตถุดิบทางเลือก รวมถึงพัฒนาพื้นที่ที่มีศักยภาพ และพัฒนาเทคโนโลยีให้เหมาะสม ความสามารถการผลิตและการใช้พลังงานทดแทน กระทรวงพลังงานจึงมีความสนใจนำพลังงาน ทดแทนมาใช้เป็นจำนวนมากหลายประเภท เช่น พลังงานจากแสงอาทิตย์ พลังงานลม พลังงานชีวมวล พลังงานน้ำ พลังงานขยะ พลังงานความร้อนใต้พิภพ รวมถึงพลังงานความร้อนทิ้งจากอุตสาหกรรม ซึ่งมีความร้อนทิ้งจากเครื่องยนต์ที่จะมีไอเสียที่ปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศ ความร้อนทิ้งที่กล่าวมานั้นจะ เป็นความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำ ในปัจจุบันมีเทคโนโลยีที่สามารถนำความร้อนทิ้งมาใช้เป็น แหล่งความร้อนเพื่อผลิตไฟฟ้าได้ นั่นคือโรงไฟฟ้าโออาร์ซี (Organic Rankine Cycle, ORC)

โรงไฟฟ้าโออาร์ซีมีกระบวนการทำงานคล้ายกับโรงไฟฟ้าพลังไอน้ำ (steam power plant) แต่โรงไฟฟ้าโออาร์ซีมีขนาดเล็กกว่า และใช้สารทำงานในกลุ่มอินทรีย์ (organic working fluid) ที่มี จุดเดือดต่ำกว่าน้ำ ทำให้สามารถใช้แหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำเป็นแหล่งความร้อนได้

ดังนั้นการนำความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำอย่างไอเสียเป็นแหล่งพลังงานสำหรับโรงไฟฟ้าโออาร์ซี จึงน่าสนใจ เพราะเป็นความร้อนที่ถูกทิ้งอยู่แล้ว นอกจากไอเสียจากเครื่องยนต์แล้ว ยังมีไอเสียที่ ถูกทิ้งจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงเพื่อต้มน้ำในหม้อต้มไอน้ำ (boiler) ด้วย ซึ่งหม้อต้มไอน้ำมีการใช้อยู่ หลากหลายเพื่อนำไอน้ำไปใช้ประโยชน์ต่างๆ ซึ่งในโรงพยาบาลต่างๆมีการใช้หม้อต้มไอน้ำ เพื่อนำ ไอน้ำไปฆ่าเชื้ออุปกรณ์ทางการแพทย์ ฆ่าเชื้อชุดผู้ป่วย ฆ่าเชื้อพาชนะใส่อาหาร ปัญหาของการนำ ไอเสียมาใช้เป็นแหล่งความร้อนเพื่อผลิตไฟฟ้าคือมีอุณหภูมิไอเสียไม่คงที่ เนื่องจากไอเสียแปรผัน

ตามรอบเครื่องยนต์ (Chen, Zhuge, Zhang, & Zhang, 2017) เช่นเดียวกับไอเสียจากหม้อต้มไอน้ำ ที่ทำงานเฉพาะอุณหภูมิไอน้ำไม่ถึงระดับที่ต้องการและเมื่ออุณหภูมิถึงระดับเครื่องก็จะตัดการทำงาน ดังนั้นเพื่อให้โรงไฟฟ้ามีกำลังการผลิตอย่างต่อเนื่อง สามารถทำได้โดยปรับความดัน และอัตราการไหลของเครื่องอัดสารทำงาน เครื่องอัดสารทำงานจึงมีบทบาทสำคัญ

วิทยานิพนธ์นี้จึงสนใจที่จะจำลองการผลิตไฟฟ้าจากไอเสียของหม้อต้มไอน้ำของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีด้วยโรงไฟฟ้าโออาร์ซี โดยหากกลยุทธ์การควบคุมป้อนให้เหมาะสม เพื่อสามารถผลิตไฟฟ้าได้คงที่ตามอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและอุณหภูมิของสภาพแวดล้อมที่เปลี่ยนแปลงไป พร้อมทั้งคำนวณด้านเศรษฐศาสตร์

1.2 วัตถุประสงค์

- 1) เพื่อหากกลยุทธ์การควบคุมเครื่องอัดสารทำงาน ที่เหมาะสมที่สุดสำหรับโรงไฟฟ้าโออาร์ซี ที่ใช้ความร้อนทั้งจากไอเสียของหม้อต้มไอน้ำของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในช่วงอุณหภูมิ 140-160°C และอุณหภูมิอากาศ 21.95-33.10°C
- 2) เพื่อเลือกสารทำงานให้เหมาะกับสภาพการทำงานที่เปลี่ยนแปลงไป
- 3) เพื่อประเมินต้นทุนการผลิตไฟฟ้าของโรงไฟฟ้าโออาร์ซี

1.3 ขอบเขตการศึกษา

- 1) กำหนดให้อุณหภูมิไอเสียจากหม้อต้มไอน้ำเป็นแหล่งความร้อนโรงไฟฟ้าโออาร์ซีมีอุณหภูมิ 140-160°C เข้าระบบ
- 2) ใช้สภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมาในเดือนมกราคม เมษายน กันยายน ซึ่งเป็นตัวแทนอุณหภูมิในฤดูหนาว ฤดูร้อน ฤดูฝนตามลำดับ เป็นอุณหภูมิหล่อเย็นของระบบ มีค่าอุณหภูมิ 21.95-33.10°C
- 3) เลือกสารทำงานที่เหมาะสมที่สามารถหาซื้อได้
- 4) ใช้ variable speed drive pump ในการอัดสารทำงาน
- 5) ใช้โปรแกรม MATLAB เพื่อพัฒนาแบบจำลองคณิตศาสตร์

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1) ได้กลยุทธ์ควบคุมเครื่องอัดสารทำงานที่เหมาะสมที่สุดสำหรับโรงไฟฟ้าโออาร์ซีในสภาพการทำงานที่เปลี่ยนแปลงไป
- 2) เป็นแนวทางในการประเมินต้นทุนการผลิตไฟฟ้าด้วยโรงไฟฟ้าโออาร์ซีที่ใช้ไอเสียจากหม้อต้มไอน้ำเป็นแหล่งพลังงาน

บทที่ 2

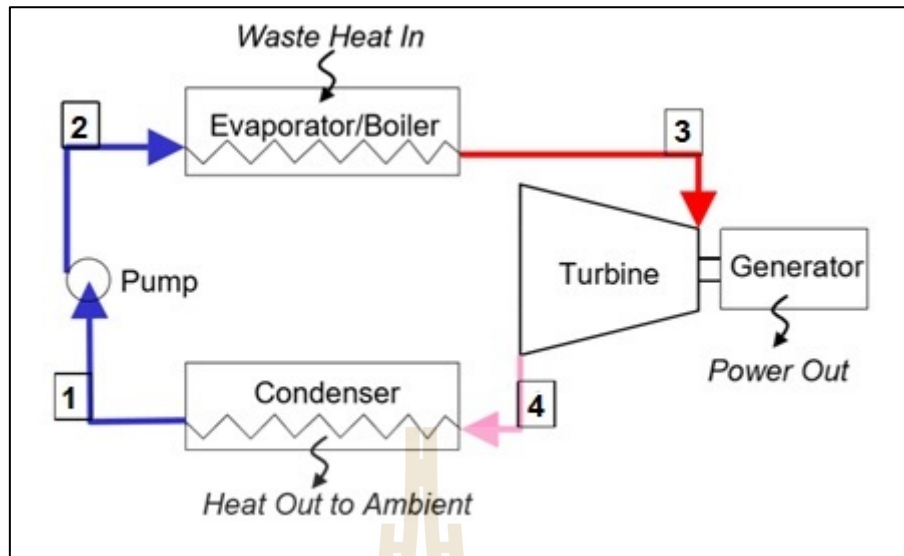
ปรีทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

เทคโนโลยีโรงไฟฟ้าไออาร์ซีมีความสามารถที่นำความร้อนอุณหภูมิต่ำมาเป็นต้นกำลังเพื่อผลิตไฟฟ้าได้ เนื่องจากวิทยานิพนธ์นี้ใช้แหล่งความร้อนเป็นไอเสียจากหม้อต้มไอน้ำ ซึ่งมีการทำงานไม่คงที่ทำให้อุณหภูมิไอเสียที่ออกมาไม่คงที่ส่งผลให้ไฟฟ้าที่ผลิตได้ไม่คงที่ด้วย ดังนั้นการศึกษาหากลยทุทธ์ควบคุมโรงไฟฟ้าให้สามารถผลิตไฟฟ้าได้คงที่จึงจำเป็นจะต้องทราบถึงหลักการการทำงานของโรงไฟฟ้าไออาร์ซี ตัวแปรต่างๆ การออกแบบ และกลยทุทธ์ในการควบคุม ดังนั้นผู้ทำวิจัยได้รวบรวมตัวแปรทางทฤษฏีต่างๆ ที่เกี่ยวกับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีดังนี้

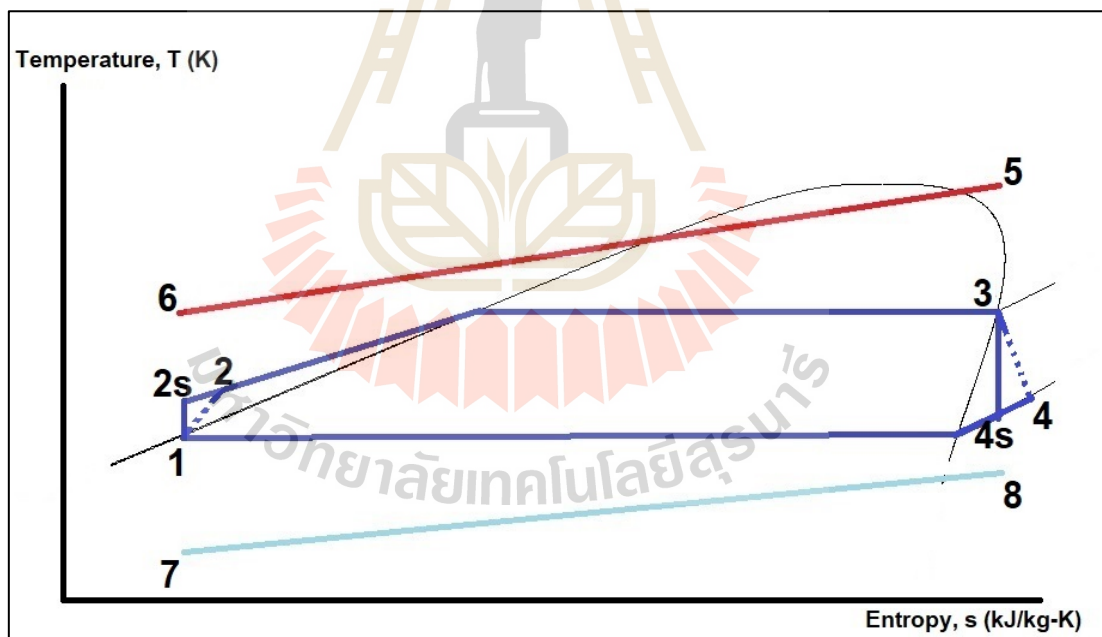
2.1 วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ (Organic Rankine cycle, ORC)

วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์มีหลักการงานเหมือนวัฏจักรแรงคิน (Rankine cycle, RC) ที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน แต่วัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ใช้สารอินทรีย์ที่มีจุดเดือดต่ำเป็นสารทำงาน เช่น น้ำยาแอร์ ซึ่งสามารถเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอได้ง่ายกว่าน้ำในวัฏจักรแรงคิน โดยวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ประกอบไปด้วย 4 อุปกรณ์หลักคือ 1. ปั๊มสารทำงาน (pump) ทำหน้าที่เพิ่มความดันให้กับสารทำงาน 2. เครื่องระเหย (evaporator) ทำหน้าที่เปลี่ยนสถานะของสารทำงานจากของเหลวให้กลายเป็นไอ 3. กังหัน (turbine) ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานที่สะสมอยู่ในสารทำงานให้เป็นพลังงานกล และ 4. เครื่องควบแน่น (condenser) ทำหน้าที่เปลี่ยนสถานะของสารทำงานจากไอให้เป็นของเหลว ดังแสดงกระบวนการทำงานในรูปที่ 2.1 และ 2.2

หลักการงานเริ่มที่ตำแหน่งที่ 1 สถานะของสารทำงานเป็นของเหลว ถูกเพิ่มแรงดันสูงขึ้นไปรับความร้อนที่เครื่องระเหย (evaporator) ที่ตำแหน่งที่ 2 สารทำงานมีสถานะเป็นไอร้อนที่ตำแหน่งที่ 3 เข้าสู่กังหัน (turbine) ซึ่งต่ออยู่กับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (generator) เมื่อออกจากเครื่องขยายสารทำงานมีความดันและอุณหภูมิต่ำลงที่ตำแหน่งที่ 4 ซึ่งเป็นตำแหน่งที่เข้าสู่เครื่องควบแน่น (condenser) เพื่อดึงความร้อนออก สารทำงานจะกลั่นตัวที่สภาวะความดันคงที่ จนกระทั่งสารทำงานมีสถานะเป็นของเหลวที่ตำแหน่งที่ 1 จากนั้นเป็นการทำงานซ้ำในแต่ละอุปกรณ์ นั่นคือการทำงานเป็นวัฏจักร กระบวนการและสมการมีดังนี้



รูปที่ 2.1 แผนภาพระบบ ORC (Brasz และ Bilbow, 2004)



รูปที่ 2.2 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและเอนโทรปี

กระบวนการ 1-2 จากรูป 2.2 เป็นกระบวนการเพิ่มความดันให้สารทำงานที่อุปกรณ์ pump

$$\dot{W}_{\text{pump}} = \dot{m}_{\text{wf}} (h_2 - h_1) = \dot{m}_{\text{wf}} \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_{\text{pump}}} \quad (2.1)$$

เมื่อ	\dot{W}_{pump}	คือ	พลังงานที่ปั๊มใช้งาน, W
	\dot{m}_{wf}	คือ	อัตราการไหลของสารทำงาน, kg/s
	h_1, h_2, h_{2s}	คือ	เอนทัลปีของสารทำงานที่ตำแหน่ง 1, 2 และ 2s, kJ/kg

กระบวนการ 2-3 กระบวนการให้ความร้อนกับสารทำงานที่อุปกรณ์เครื่องระเหย (evaporator)

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{wf}} (h_3 - h_2) \quad (2.2)$$

เมื่อ	$\dot{Q}_{\text{evap}}, \dot{Q}_{\text{in}}$	คือ	ปริมาณความร้อนที่สารทำงานได้ในเครื่องระเหย, W
	h_2, h_3	คือ	เอนทัลปีของสารทำงานที่ตำแหน่ง 2 และ 3, kJ/kg

กระบวนการ 3-4 กระบวนการขยายตัวของสารทำงานที่อุปกรณ์กังหัน (turbine)

$$\dot{W}_{\text{tur}} = \dot{m}_{\text{wf}} (h_3 - h_4) = \dot{m}_{\text{wf}} \frac{(h_3 - h_{4s})}{\eta_{\text{tur}}} \quad (2.3)$$

เมื่อ	\dot{W}_{tur}	คือ	กำลังงานที่ได้จากกังหัน, W
	h_3, h_4, h_{4s}	คือ	เอนทัลปีของสารทำงานที่ตำแหน่ง 3, 4 และ 4s, kJ/kg

กระบวนการ 4-1 กระบวนการดึงความร้อนออกจากสารทำงานที่เครื่องควบแน่น (condenser)

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{Q}_{\text{out}} = \dot{m}_{\text{wf}} (h_4 - h_1) \quad (2.4)$$

เมื่อ	\dot{Q}_{out}	คือ	ปริมาณความร้อนที่เครื่องควบแน่น, W
	h_1, h_4	คือ	เอนทัลปีของสารทำงานที่ตำแหน่ง 1 และ 4, kJ/kg

กำลังงานสุทธิของโรงไฟฟ้า

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{expand}} - \dot{W}_{\text{pump}} \quad (2.5)$$

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{Q}_{\text{in}} - \dot{Q}_{\text{out}} \quad (2.6)$$

เมื่อ \dot{W}_{net} คือ กำลังงานสุทธิ, W

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบ

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\text{Output}}{\text{Input}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{in}}} \quad (2.7)$$

เมื่อ η_{th} คือ ประสิทธิภาพทางความร้อน

นอกจากนี้ในงานวิจัยนี้ยังมีการพิจารณาพลังงานและประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 2 ทางเทอร์โมไดนามิกส์สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.8-2.13 ตามลำดับ โดยอ้างอิงจากรูปที่ 2.2

$$\dot{E}x_5 = \dot{m}_{\text{hs}} C_{p,\text{hs}} \left((T_5 - T_{\text{sur}}) - T_{\text{sur}} \log(T_5 / T_{\text{sur}}) \right) \quad (2.8)$$

$$\dot{E}x_6 = \dot{m}_{\text{hs}} C_{p,\text{hs}} \left((T_6 - T_{\text{sur}}) - T_{\text{sur}} \log(T_6 / T_{\text{sur}}) \right) \quad (2.9)$$

$$\dot{E}x_7 = \dot{m}_{\text{hs}} C_{p,\text{hs}} \left((T_7 - T_{\text{sur}}) - T_{\text{sur}} \log(T_7 / T_{\text{sur}}) \right) \quad (2.10)$$

$$\dot{E}x_8 = \dot{m}_{\text{hs}} C_{p,\text{hs}} \left((T_8 - T_{\text{sur}}) - T_{\text{sur}} \log(T_8 / T_{\text{sur}}) \right) \quad (2.11)$$

$$\eta_{\text{Ex,p}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}x_5} \quad (2.12)$$

$$\eta_{\text{Ex,overall}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{E}x_6 + \dot{E}x_8}{\dot{E}x_5 + \dot{E}x_7} \quad (2.13)$$

เมื่อ	$\eta_{Ex,p}$	คือ	Power exergy efficiency
	$\eta_{Ex,overall}$	คือ	Overall exergy efficiency
	$\dot{E}x_5$	คือ	Exergy ที่ตำแหน่งที่ 5, W
	$\dot{E}x_6$	คือ	Exergy ที่ตำแหน่งที่ 6, W
	$\dot{E}x_7$	คือ	Exergy ที่ตำแหน่งที่ 7, W
	$\dot{E}x_8$	คือ	Exergy ที่ตำแหน่งที่ 8, W
	T_{sur}	คือ	อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม, °C

2.2 ความแตกต่างระหว่างวัฏจักรแรงคินสาร์อินทรีย์ (Organic Rankine cycle, ORC)

โรงไฟฟ้าโออาร์ซีมีความคล้ายกับโรงไฟฟ้าพลังไอน้ำ (steam power plant) ในเรื่องของอุปกรณ์ และวัฏจักรของสารทำงานในระบบ แต่ความแตกต่างในเรื่องของ ขนาดโรงไฟฟ้าและสารทำงานในระบบ โดยโรงไฟฟ้าโออาร์ซีมีขนาดเล็กกว่าโรงไฟฟ้าพลังไอน้ำ และสารทำงานของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีที่ใช้เป็นกลุ่มของสารทำความเย็น ไม่ได้ใช้น้ำเหมือนโรงไฟฟ้าพลังไอน้ำ ดังนั้นโรงไฟฟ้าโออาร์ซีมีข้อดีเรื่องค่าใช้จ่ายในการลงทุนและการบำรุงรักษาที่ต่ำกว่าโรงไฟฟ้าพลังไอน้ำ ส่วนข้อเสียที่น่าสนใจคือกำลังการผลิตไฟฟ้าที่น้อยและเรื่องความปลอดภัยในการใช้งานหากมีการรั่วไหลของสารทำงาน

จากการที่นักวิจัยให้ความสนใจเทคโนโลยีนี้ย่อมมีที่มาและที่ไป นั่นคือ ข้อดีของโรงไฟฟ้าโออาร์ซี จากงานของ Quoilin et al. (2013) พบว่า โรงไฟฟ้าโออาร์ซีมีข้อดีเมื่อเปรียบเทียบกับโรงไฟฟ้าพลังไอน้ำ (steam power plant) ดังนี้

1. No superheating : สารทำงาน (working fluid) ไม่จำเป็นต้องอยู่ในสถานะที่กลายเป็นไอแบบยิ่งยวดก่อนเข้า turbine
2. Low temperature heat recovery : สามารถใช้แหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำได้ ทั้งนี้ทั้งนั้นขึ้นอยู่กับทางเลือกสารทำงาน
3. Compactness (higher fluid density) : ขนาดของระบบมีขนาดเล็ก
4. Lower evaporating pressure: ความดันในการระเหยตัวของสารทำงานมีค่าอยู่ที่ประมาณ 30 บาร์ โดยมีค่าที่ต่ำกว่าระบบในโรงไฟฟ้าพลังไอน้ำ ซึ่งอยู่ที่ 60-70 บาร์ ทำให้ช่วยลดความซับซ้อนและราคาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
5. Higher condensing pressure: เพื่อป้องกันอากาศภายนอกที่อาจจะรั่วเข้ามาในระบบ ดังนั้น ต้องมีความดันบริเวณการกลั่นตัวของสารทำงานที่สูงกว่าอากาศภายนอก ซึ่งสารทำงานของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีตอบสนองในส่วนนี้

6. No water-treatment system and deaerator : เนื่องจากสารทำงานในระบบเป็นสารทำความเย็น ไม่ใช่ น้ำ ดังนั้นโรงไฟฟ้าโออาร์ซี จะลดค่าใช้จ่ายในส่วนของการบำบัดน้ำ
7. Turbine design : จากอัตราส่วนของความดันที่บริเวณ turbine ต่ำ ดังนั้นไม่จำเป็นต้องมี turbine หลาย stage เหมือนโรงไฟฟ้าพลังไอน้ำ ทำให้ลดค่าใช้จ่าย
8. Turbine inlet temperature : เนื่องจากมีอุณหภูมิของสารทำงานก่อนเข้า turbine ต่ำ เพราะฉะนั้น ค่าใช้จ่ายในการดำเนินการหรือซ่อมบำรุง turbine ก็จะต่ำลงไปด้วย

2.3 การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ร่วมกับ ORC

การผลิตไฟฟ้าในประเทศไทยใช้พลังงานจากก๊าซธรรมชาติ น้ำมันดิบ และถ่านหิน (กระทรวงพลังงาน, 2559) ซึ่งพลังงานเหล่านี้ใช้แล้วหมดไป ดังนั้นการหาพลังงานทางเลือกเป็นสิ่งที่ต้องการ โรงไฟฟ้า ORC ถือเป็นโรงไฟฟ้าที่ได้รับความสนใจ เพราะเป็นเทคโนโลยีนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้หรือนำพลังงานทดแทนมาใช้ร่วม มีการศึกษาวิจัยที่ใช้พลังงานทดแทนร่วมกับ ORC ดังนี้

Quoilin and Lemort (2011) พบว่าโรงไฟฟ้า ORC เกิดขึ้นในช่วงก่อนทศวรรษปี ค.ศ. 1980 โดยมีการใช้แหล่งพลังงานคือ ความร้อนใต้พิภพและความร้อนทิ้งที่มีการนำกลับมาใช้ใหม่

Rentizelas et al. (2009) ทำการเปรียบเทียบ ORC กับ Gasification ORC ซึ่งเป็นการนำเชื้อเพลิงชีวมวลมา pretreatment ด้วยกระบวนการ thermo-chemical เพื่อให้ได้ก๊าซกลุ่ม H₂ และ CO ซึ่งมีค่า heating value สูงขึ้น แล้วนำก๊าซดังกล่าวมาสันดาปเป็นแหล่งความร้อนแก่ ORC ซึ่งทำให้ได้อุณหภูมิเผาไหม้ที่สูงกว่าทำให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรเพิ่มขึ้นจากการเผาชีวมวลโดยตรงซึ่งเพิ่มขึ้นจาก 14% เป็น 26% อย่างไรก็ตาม เนื่องด้วยกระบวนการ gasification ที่เพิ่มเข้ามาทำให้ระบบมีราคาต้นทุนสูงขึ้น 29% ใช้เชื้อเพลิงชีวมวลมากกว่า 34% และมีงบบำรุงรักษาสูงกว่า 3 เท่า เพราะความยุ่งยากซับซ้อนของระบบที่มากขึ้น ถึงแม้ประสิทธิภาพของ gasification สูงกว่า ORC แต่ด้วยเหตุผลต่างๆที่กล่าวมา ระบบ ORC ยังเหนือกว่า gasification ในเรื่องความง่าย และค่าใช้จ่ายที่ต่ำกว่า เมื่อเทียบกับโรงไฟฟ้าขนาดเดียวกัน

Qiu et al. (2012) ได้ทดสอบ ORC กับแหล่งความร้อนชนิดเตาเผาชีวมวลโดยใช้เศษไม้อัด เพื่อผลิตทั้งความร้อนและไฟฟ้าสำหรับที่พักอาศัย พบว่าระบบสร้างความร้อนได้ 47.26 kWth ได้ไฟฟ้า 861 W

นอกจากพลังงานชีวมวลแล้ว Jung, Krumdieck, and Vranjes (2014) ทำการจำลองเกี่ยวกับการใช้ความร้อนทิ้งจากเครื่องควบแน่น (condenser) ของโรงงานอุตสาหกรรมที่มีอุณหภูมิและ

อัตราการไหล 105-140 °C และ 63-73.5 kg/s ตามลำดับ โดยนำความร้อนทิ้งมาใช้ในกระบวนการผลิตไฟฟ้าด้วยเครื่องกำเนิดไฟฟ้าแบบ ORC พบว่าสามารถผลิตกำลังไฟฟ้าได้ 250 kW

Le et al. (2014) ทำการจำลองเกี่ยวกับการใช้ความร้อนทิ้งจากโรงงานอุตสาหกรรมที่มีอุณหภูมิและอัตราการไหลของน้ำร้อนเท่ากับ 150 °C และ 50 kg/s ตามลำดับ โดยนำความร้อนทิ้งมาใช้ในกระบวนการผลิตไฟฟ้าโดยเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ORC พบว่าสามารถผลิตกำลังไฟฟ้าได้ 1,671 kW

พลังงานแสงอาทิตย์เป็นพลังงานทดแทนอีกแหล่งที่ได้รับความสนใจ Yagoub, Doherty, and Riffat (2006) ได้ทดสอบระบบ ORC ที่ขับเคลื่อนด้วยแหล่งความร้อนจากแสงแดดและก๊าซธรรมชาติ ในอาคารสำนักงานประเทศอังกฤษ ซึ่งพบว่าสามารถช่วยประหยัดค่าไฟฟ้าได้ 30% และลดความต้องการความร้อนจากอาคารได้ 10%

X. D. Wang et al. (2010) ได้มีการทดสอบระบบ ORC ที่ใช้แหล่งความร้อนจากแสงอาทิตย์ที่ประเทศจีนโดยเปรียบเทียบตัวเก็บความร้อนจากแสงอาทิตย์ 2 ชนิดได้แก่ the evacuated solar collectors และ the flat plate collectors โดยใช้สารทำงานเป็น R245fa ทดลองในวันที่ 24 ตุลาคม 2008 ในช่วงฤดูร้อนและใบไม้ร่วง ช่วงเวลาที่เก็บผลคือ 11.20 น.-15.10 น. ความเข้มแสงที่มากที่สุดคือ 1,000 W/m² ในช่วงเวลา 11.20-13.00 น. และความเข้มแสงต่ำสุดคือ 530 W/m² ที่เวลา 15.10 น. พบว่าประสิทธิภาพในการผลิตไฟฟ้าทั้ง 2 อุปกรณ์อยู่ที่ 4.2% และ 3.2% ตามลำดับ

M. Wang et al. (2013) ได้ทำการจำลองการใช้ตัวเก็บความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์แบบ flat-plate solar collectors ใช้ในกระบวนการผลิตไฟฟ้ากับระบบผลิตไฟฟ้า ORC โดยใช้สารทำงานที่ต่างกัน พบว่าสารทำงาน R245fa และ R123 ให้ประสิทธิภาพสูงสุด และใช้ความดันในระบบต่ำ

ยังมีการนำไอเสียใช้เป็นแหล่งพลังงานให้ ORC ด้วยดังนี้ Y. Zhang et al. (2014) ได้ทำการทดลองนำไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลขนาด 336 hp มาพ่วงใช้เป็นแหล่งความร้อนของ ORC อุณหภูมิเท่ากับ 417-485 °C ใช้สารทำงานเป็น R123 พบว่าประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าของ ORC อยู่ที่ 6.48% ผลิตไฟฟ้าได้ 10.38 kW

Chen et al. (2017) ได้นำก๊าซไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลใช้ร่วมกับระบบผลิตไฟฟ้า ORC เครื่องยนต์ทำงานที่ 1100-1400 rpm อุณหภูมิไอเสีย 250-450 °C ผลที่ได้คือ สามารถปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์จาก 45.3% เป็น 49.5%

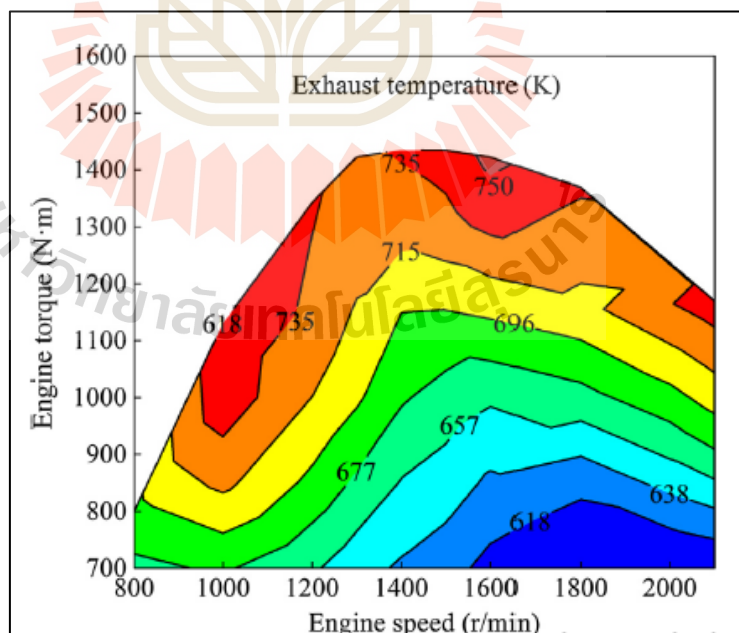
Yu et al. (2016) ทำการเปรียบเทียบโรงไฟฟ้าระหว่าง steam Rankine cycle กับ organic Rankine cycle โดยใช้ความร้อนทิ้งจากเครื่องยนต์ดีเซล 6 สูบ พบว่าอุณหภูมิไอเสียมีค่า 380-530 °C ผลที่ได้คือ สามารถเพิ่มงานที่ได้จากระบบผลิตไฟฟ้าคือ 6.9 kW และ 12.7 kW ตามลำดับ

Zhao et al. (2017) นำก๊าซไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซล 6 สูบ กลับมาใช้กับระบบ ORC อุณหภูมิไอเสียที่ทดสอบอยู่ในช่วง 345-475 °C ผลปรากฏว่าได้ power output 4.13 kW และ thermal efficiency เพิ่มขึ้น 0.66%

Song and Gu (2015) ศึกษาการทำงานของระบบผลิตไฟฟ้า ORC โดยแบ่งเป็น high temperature loop (HT) กับ low temperature loop (LT) โดยใช้แหล่งความร้อนจากไอเสียเครื่องยนต์ดีเซล อุณหภูมิไอเสียที่ทดสอบคือ 101.5–146.5°C สารทำงานของ HT และ LT คือ cyclohexane, benzene, toluene และ R123, R236fa, R245fa ตามลำดับ ผลการศึกษาพบว่าสารทำงานที่เหมาะสมกับ HT คือ cyclohexane และ LT คือ R245fa กำลังสูงสุดที่ได้เพิ่มขึ้นจาก 996 kW เป็น 111.2 kW

2.4 อุณหภูมิแหล่งความร้อนไม่คงที่

งานวิจัยนี้สนใจนำความร้อนทิ้งจากไอเสียมาผลิตไฟฟ้าด้วยโรงไฟฟ้า ORC จากการศึกษาพบว่าอุณหภูมิไอเสียมีค่าไม่คงที่ ขึ้นกับการทำงานของเครื่องยนต์ เช่น จากการศึกษาของ Zhao et al. (2017) พบว่าอุณหภูมิไอเสียแปรผันตามรอบเครื่องยนต์ และแรงบิด ดังรูปที่ 2.3 เช่นเดียวกับงานวิจัยอื่นที่นำไอเสียมาเป็นแหล่งความร้อนให้กับ ORC ซึ่งมีค่าเป็นช่วงอุณหภูมิไม่สามารถระบุได้แน่นอน



รูปที่ 2.3 อุณหภูมิไอเสีย กับ รอบเครื่องยนต์

เช่นเดียวกับ Y. Zhang et al. (2014) ได้ทำการทดลองนำไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลขนาด 336 hp มาใช้เป็นแหล่งความร้อนของ ORC อุณหภูมิเท่ากับ 417-485°C ใช้สารทำงานเป็น R123 พบว่า ผลิตไฟฟ้าได้ 10.35 kW

จะเห็นว่าความร้อนดังกล่าวมีอุณหภูมิไม่คงที่ ทำให้เมื่อผลิตไฟฟ้าจะไม่คงที่ เพื่อเป็นการแก้ปัญหาดังกล่าว แนวทางในการแก้ปัญหาคือ เปลี่ยนจุดทำงานของ pump ซึ่งสามารถเปลี่ยน mass flow rate และเปลี่ยนความดัน ในงานวิทยานิพนธ์นี้จึงได้สนใจเกี่ยวกับการหากลยุทธ์การควบคุม pump ให้เหมาะสม เพื่อสามารถผลิตพลังงานไฟฟ้าได้คงที่ ตามอุณหภูมิของแหล่งความร้อน และอุณหภูมิของสภาพแวดล้อมที่เปลี่ยนแปลงไป



บทที่ 3

วิธีการดำเนินการวิจัย

วิทยานิพนธ์นี้ศึกษาหากลยุทธ์การควบคุมเครื่องสูบ ที่เหมาะสมที่สุดสำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซี ที่ใช้แหล่งความร้อนทิ้งจากไอเสียหม้อไอน้ำของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี โดยพัฒนาสมการคณิตศาสตร์ร่วมกับวิธี Golden section method ใช้โปรแกรม MATLAB ในการจำลอง และใช้ REFPROP หาค่าคุณสมบัติของสารทำงาน ผลที่ได้รับจะเป็นแนวทางในการควบคุมเครื่องสูบ ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีที่ดีที่สุดสำหรับสภาพการทำงานที่เปลี่ยนไปรวมถึงการวิเคราะห์ทาง เศรษฐศาสตร์ขั้นตอนและวิธีการมีรายละเอียดดังนี้

3.1 เครื่องมือและอุปกรณ์ในการศึกษาวิจัย

- 3.1.1 คอมพิวเตอร์ส่วนบุคคลเพื่อใช้ดำเนินงาน
- 3.1.2 โปรแกรม MATLAB เพื่อใช้ในการเขียนโปรแกรมคำนวณระบบ
- 3.1.3 โปรแกรม NIST REFPROP ใช้ในการหาค่าคุณสมบัติของสารทำงาน ซึ่งทำงานร่วมกับโปรแกรม MATLAB

3.2 ขั้นตอนการศึกษาวิจัย

ในส่วนนี้จะกล่าวถึงลำดับในการทำวิจัย โดยมีรายละเอียดย่อย 3.2.1-3.2.11 และแสดงเป็น แผนภูมิดังรูปที่ 3.1

3.2.1 ศึกษาค้นคว้าข้อมูลที่เกี่ยวข้อง ซึ่งเป็นกระบวนการสำหรับรวบรวมข้อมูลที่มีความจำเป็นในการศึกษาวิจัย ได้แก่

- หลักการและทฤษฎีสำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซี
- แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับการศึกษา
- งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

3.2.2 พิจารณาการเลือกใช้อุณหภูมิแหล่งความร้อนและอุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนที่ให้กับระบบ

3.2.3 พิจารณาการเลือกใช้สารทำงาน เพื่อให้เหมาะต่อการใช้งานช่วงอุณหภูมิแหล่งความร้อน

3.2.4 เขียนโปรแกรมคำนวณการทำงานแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบด้วย MATLAB โดยผู้วิจัยได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ร่วมกับวิธี Golden section method ใช้ NIST REPROP

3.2.5 ตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม โดยเปรียบเทียบผลการจำลองกับบทความวิจัยที่เกี่ยวข้อง

3.2.6 ทำการจำลองหาสภาวะการทำงานที่ดีที่สุดของโรงไฟฟ้า เพื่อให้ได้งานสุทธิมากที่สุดของแต่ละสารทำงาน ตามค่าอุณหภูมิแหล่งความร้อนและอุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนที่สภาวะออกแบบ (design) เพื่อเลือกใช้สารทำงานและเลือกอุปกรณ์โรงไฟฟ้าต่อไป

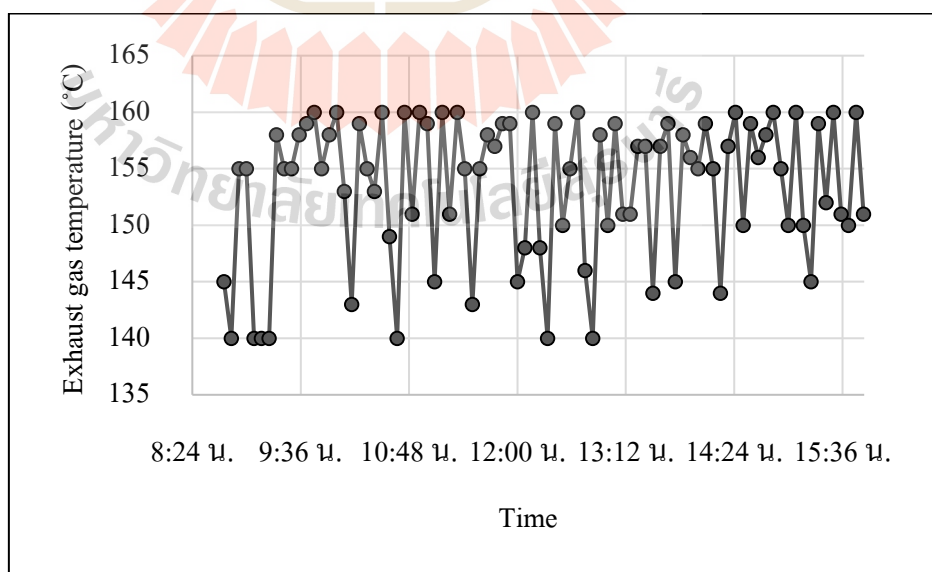
3.2.7 จำลองหาการทำงานของเครื่องสูบลม (pump) เพื่อให้ระบบสามารถผลิตกำลังได้ตามงานสุทธิของค่า design โดยที่อุณหภูมิแหล่งความร้อนและอุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนเปลี่ยนไปหรือที่สภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition)

3.2.8 สร้างสมการทำนายการทำงานของ pump ที่สภาวะเปลี่ยนไป โดยใช้เทคนิค curve fitting เพื่อให้ง่ายต่อการใช้งาน

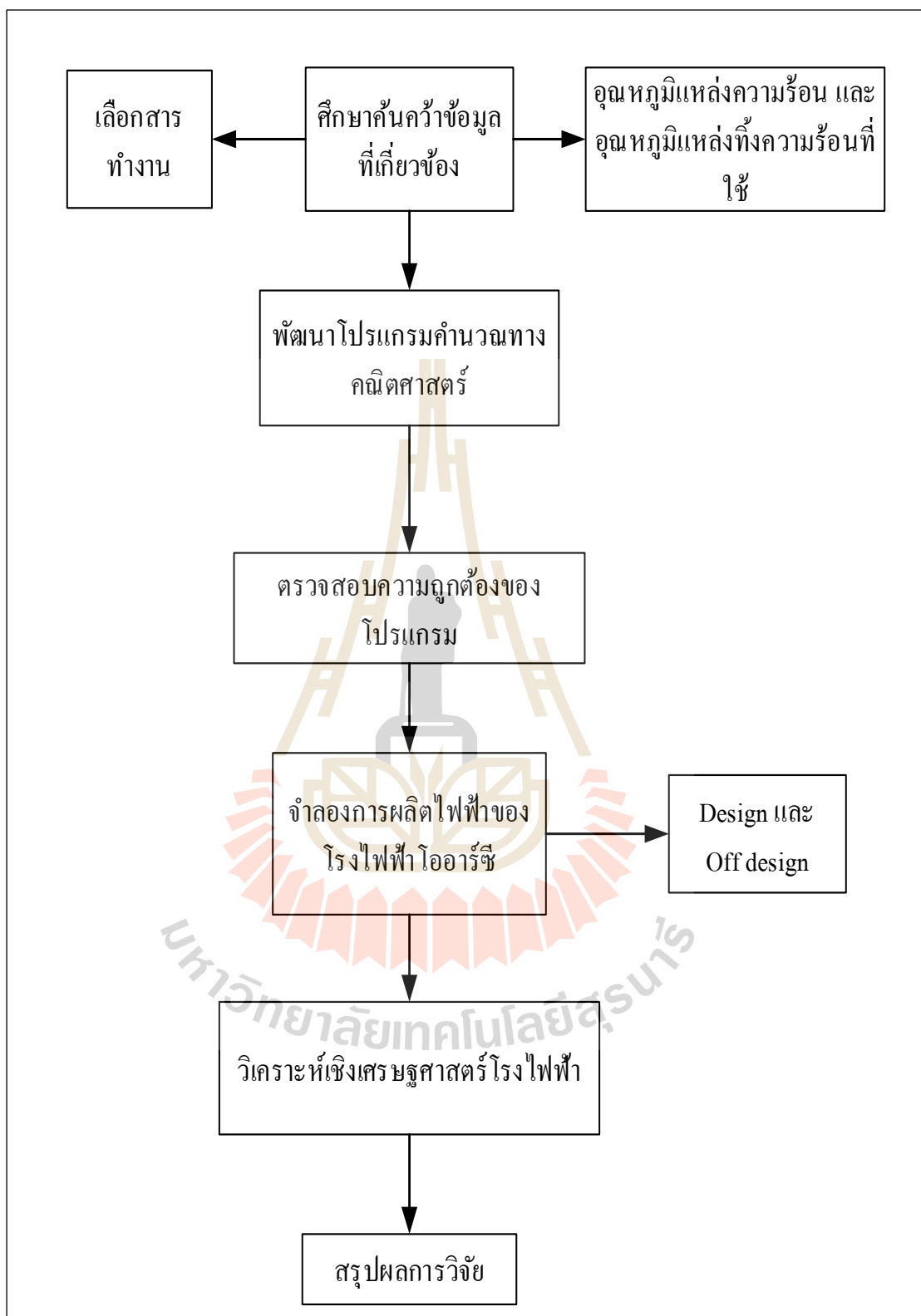
3.2.9 คำนวณและเปรียบเทียบทางเศรษฐศาสตร์ โดยหาข้อมูลราคาแต่ละอุปกรณ์เพื่อประเมินต้นทุนการผลิตไฟฟ้าและหาแนวทางลดราคาไฟฟ้า

3.2.10 วิเคราะห์เปรียบเทียบ และปรับปรุงแก้ไขเพื่อหาเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมที่สุด

3.2.11 สรุปผลการทดลองและเขียนรายงาน



รูปที่ 3.2 อุณหภูมิไอเสียในเวลา that boiler ทำงาน



รูปที่ 3.1 แผนภูมิขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

3.3 การเลือกใช้อุณหภูมิแหล่งความร้อน (heat source temperature, T_{hs})

การจำลองนี้ใช้อุณหภูมิไอเสียจากหม้อต้มไอน้ำของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี โดยหม้อต้มไอน้ำเริ่มทำงานในช่วงเวลาประมาณ 8.45-16.45 น. สามารถวัดอุณหภูมิไอเสียได้ในช่วง 140-160°C แสดงในรูปที่ 3.2 ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงศึกษาที่อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อน 140, 145, 150, 155, 160°C

3.4 การเลือกใช้อุณหภูมิแหล่งความเย็น (cooling fluid temperature, T_c)

การศึกษานี้เลือกใช้สภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา เป็นอุณหภูมิเฉลี่ยในเดือน มกราคม เมษายน กันยายน ซึ่งเป็นตัวแทนของฤดูหนาว ฤดูฝน และฤดูร้อนตามลำดับ โดยจะใช้ช่วงเวลาตั้งแต่ 9.00-15.00 น. ซึ่งเป็นช่วงเวลาเดียวกับเวลาที่หม้อต้มไอน้ำทำงาน ข้อมูลนี้ถูกนำมาจากโปรแกรม Transys ซึ่งเป็นฐานข้อมูลของกรมอุตุนิยมวิทยา แสดงดังตารางที่ 3.1

ในการศึกษานี้จะเลือกใช้อุณหภูมิแหล่งความเย็น 3 ค่า นั่นคือ 21.95, 30.00, 31.10°C ซึ่งเป็นช่วงอุณหภูมิต่ำสุด ค่ากลาง และสูงสุดของสภาพอากาศที่เลือกใช้

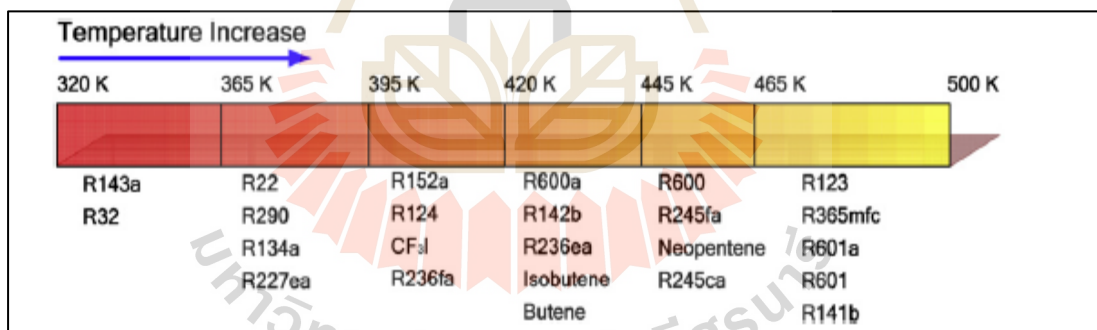
ตารางที่ 3.1 ตารางสภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา

Time	Temperature (°C)		
	January	April	September
9.00	21.95	28.45	24.55
10.00	24.55	28.65	25.90
11.00	26.85	28.95	27.50
12.00	28.85	29.45	29.25
13.00	30.60	29.80	30.85
14.00	31.95	29.90	32.20
15.00	32.80	29.95	33.10

3.5 การเลือกสารทำงาน

ในการเลือกใช้สารทำงานที่เหมาะสมกับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีต้องเลือกที่เหมาะสมกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อน (D. Wang et al., 2013) ดังรูปที่ 3.3 นอกจากนี้ ยังมีเกณฑ์ที่สามารถใช้ในการเลือกใช้งาน ได้แก่ ค่าศักยภาพในการทำให้เกิดภาวะโลกร้อน Global warming potential (GWP) ในช่วงระยะเวลา 100 ปีควรมีค่าต่ำ ค่าแสดงระดับการทำลายโอโซน Ozone Depletion Potential (ODP) ควรมีค่าเท่ากับ 0 ตามข้อตกลง Kyoto (Faergeman, 2011) Montreal (Roberts and Baldwin, 2009) และ F-gases ของ European Union (Schulz and Kourkoulas, 2014), (Kajurek et al., 2019)

จากการสำรวจวรรณกรรมงานวิจัยนี้จึงเลือกใช้งาน R245fa R1234ze R124 และ R114 ซึ่งมีลักษณะเด่น คือ มีค่า ODP เท่ากับศูนย์ และ GWP ต่ำ ยังพบอีกว่า R245fa Neopentane Perfluoropentane และ RC318 เป็นสารทำงานที่สามารถผลิตไฟฟ้าได้ดีในช่วงอุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C และผ่านเกณฑ์ความปลอดภัย จึงเลือกใช้เพื่อนำมาเปรียบเทียบ นอกจากนี้ R1234ze เป็นสารทำงานที่นิยมใช้เช่นกันเนื่องจากเป็นสารที่ให้กำลังไฟฟ้าที่สูงเมื่อเทียบกับสารทำงานตัวอื่น ส่วน R124 และ R114 เป็นสารทำงานที่เหมาะสมกับแหล่งความร้อนที่ใช้ตามที่ Kajurek et al. (2019) ได้นำมาใช้ โดยเลือกสารทำงาน 7 สารมาเปรียบเทียบดังตารางที่ 3.2



รูปที่ 3.3 การเลือกสารทำงานที่ขึ้นกับระดับของอุณหภูมิแหล่งความร้อน (D. Wang et al., 2013)

ตารางที่ 3.2 ค่าคุณสมบัติของ 7 สารทำงาน

No.	working fluid	formula	T _{crit} (°C)	P _{crit} (MPa)	ODP	GWP	Toxicity	Flammability
1	R245fa	C3H3F5	154.01	3.651	0	1030	low	non
2	Neopentane	C5H12	160.59	3.196	0.00	0.00	low	extremely
3	R114	C2Cl2F4	145.68	3.260	1	10040	low	non
4	R124	C2HClF4	122.28	3.620	0.02	609	low	non
5	Perfluoropentane	C5F12	147.41	2.045	0	8900	-	-
6	R1234ze	C3H2F4	109.36	3.635	0	7	non	highly
7	RC318	C4F8	115.23	2.778	0	10000	low	non

Ozone depletion (ODP) คือ ค่าแสดงระดับการทำลายโอโซนในบรรยากาศ
 Global warming potential (GWP) คือ ค่าศักยภาพในการทำให้เกิดภาวะโลกร้อนในช่วงระยะเวลา 100 ปี

3.6 เขียนโปรแกรมคำนวณการทำงานแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ

การจำลองระบบจะใช้โปรแกรม MATLAB โดยผู้วิจัยได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ร่วมกับวิธี Golden section method เพื่อคำนวณหาจุดการทำงานที่ต้องการของระบบดังรูปที่ -1 โดยใช้ NIST REPROP ในการหาคุณสมบัติของสารทำงาน

3.6.1 การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม

การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมเป็นขั้นตอนที่สำคัญ เพื่อให้แน่ใจว่าโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นมานั้นสามารถใช้ได้อย่างถูกต้อง ดังนั้นผู้ศึกษาจึงนำโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นมาเปรียบเทียบกับผลการจำลองกับบทความวิจัย มีขั้นตอนดังนี้

1. กำหนดค่าเริ่มต้น ประสิทธิภาพของ pump, ประสิทธิภาพของ expander, ความดันที่ pump, ความดันที่ expander, กำลังงานสุทธิ ให้เหมือนกับในบทความวิจัยของ Ficher (2011) แสดงค่าดังในตารางที่ 3.3
2. นำผลลัพธ์ที่ได้จากโปรแกรมเปรียบเทียบกับผลลัพธ์จากบทความ แสดงในผลการทดลองดังตารางที่ 4.1 ในบทที่ 4

ตารางที่ 3.3 ค่าเริ่มต้นการจำลองการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม (Ficher, 2011)

Input	
Working fluid	Cyclopentane
η_P	0.65
η_T	0.85
W_{net} (Mw)	1
T_5 (K)	553.15
T_7 (K)	335.15
P_1 (kPa)	288.8
P_3 (kPa)	3342
$M_{cp,hs}$ (kg/s)	40.08
$M_{cp,cr}$ (kg/s)	349.66
\dot{m}_{wf} (kg/s)	12.77

3.7 การหาค่าการทำงานของโรงไฟฟ้าที่สภาวะออกแบบ (design condition)

สภาวะออกแบบ (design condition) คือ การทำงานของโรงไฟฟ้าที่อุณหภูมิแหล่งความร้อนและอุณหภูมิแหล่งความเย็นตามที่กำหนดไว้ตั้งแต่แรก ดังตารางที่ 3.2 ซึ่งเป็นจุดที่ต้องหาค่าความดันเครื่องระเหย (evaporation pressure, P_{evap}) ความดันเครื่องควบแน่น (condensation pressure, P_{cond}) และอัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน (\dot{m}_{wf}) ที่ทำให้โรงไฟฟ้าผลิตไฟฟ้าได้กำลังสูงสุด

ค่าอัตราการไหลเชิงมวลที่ทำให้ผลิตกำลังไฟฟ้าสูงสุดแสดงดังรูปที่ 4.1 ในบทที่ 4 ส่วนค่าความดันเครื่องระเหยและความดันเครื่องควบแน่นที่ทำให้ผลิตกำลังไฟฟ้าสูงสุดแสดงดังรูปที่ 4.4 ในบทที่ 4

ทำการจำลองหาสภาวะที่ดีที่สุดของโรงไฟฟ้า เพื่อให้ได้งานสุทธิมากที่สุด ตามค่าอุณหภูมิแหล่งความร้อนและอุณหภูมิแหล่งความเย็นที่ออกแบบ หรือที่สภาวะออกแบบ (design condition)

ทั้งนี้ได้มีการประเมินขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ค่าตัวแปร UA และขนาดของกังหัน โดยใช้อัตราส่วนการขยายตัวที่กังหัน (expansion ratio, V) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.1-3.8 โดยอ้างอิงจุดการทำงานตามรูปที่ 3.4 ในการประเมินขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (heat exchanger) จะใช้วิธีการที่เรียกว่า discretization ซึ่งจะเป็นการแบ่งพื้นที่ในอุปกรณ์เป็นขนาดเล็กดังแสดงในรูปที่ 3.5 แล้วให้โปรแกรมหาผลรวมของค่า UA ของแต่ละพื้นที่ที่ถูกแบ่ง

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{\text{LM}} \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = (UA)_{\text{evap}} \Delta T_{\text{LM, evap}} \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = (UA)_{\text{cond}} \Delta T_{\text{LM, cond}} \quad (3.3)$$

$$\Delta T_{\text{LM, evap}} = \frac{(T_5 - T_3) - (T_6 - T_2)}{\log \left(\frac{T_5 - T_3}{T_6 - T_2} \right)} \quad (3.4)$$

$$\Delta T_{\text{LM, cond}} = \frac{(T_4 - T_8) - (T_1 - T_7)}{\log \left(\frac{T_4 - T_8}{T_1 - T_7} \right)} \quad (3.5)$$

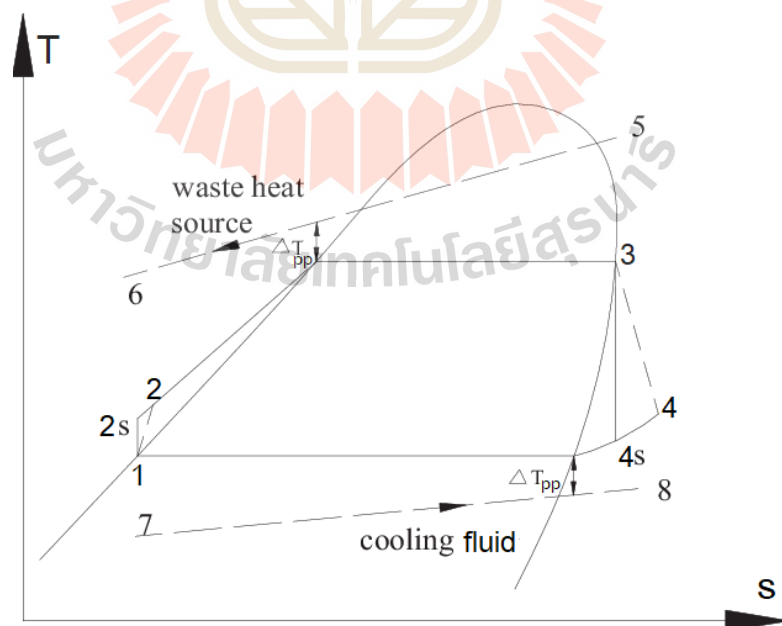
เมื่อ	A	คือ	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, m^2
	U	คือ	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, $W/m^2.K$
	ΔT_{LM}	คือ	ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก, $^{\circ}C$

$$\dot{V}_3 = \frac{\dot{m}_{wf} 10^3}{\rho_3} \quad (3.6)$$

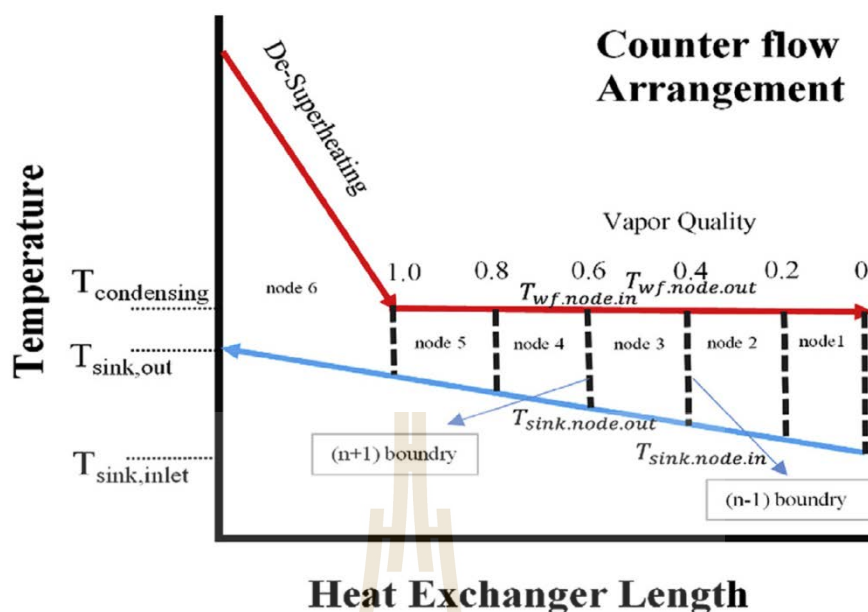
$$\dot{V}_4 = \frac{\dot{m}_{wf} 10^3}{\rho_4} \quad (3.7)$$

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

เมื่อ	\dot{V}_3, \dot{V}_4	คือ	ปริมาตรการไหลของสารทำงานที่ตำแหน่งที่ 3 และ 4, l/s
	ρ_3, ρ_4	คือ	ความหนาแน่นของสารทำงานที่ตำแหน่งที่ 3 และ 4, kg/m^3
	V	คือ	อัตราส่วนปริมาตรการไหล (expansion ratio)



รูปที่ 3.4 T-s diagram (Liu et al., 2012)



รูปที่ 3.5 Discretization scheme of condenser model. (Usman et al., 2017)

3.7.1 วิธีการคำนวณและจำลอง

งานวิจัยนี้ใช้วิธีการทาง thermodynamics ที่สามารถจับคู่ของฝั่ง heat sink และ heat source เข้าด้วยกัน วิธีนี้ของเรามีส่วนช่วยเพิ่มกำลังงานที่ผลิตได้และประสิทธิภาพโดยจะแบ่งการจำลองเป็น 2 ส่วนคือ จำลองตามค่าที่สภาวะออกแบบ (design condition) และจำลองที่สภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition)

3.7.1.1 จำลองตามสภาวะออกแบบ (design condition)

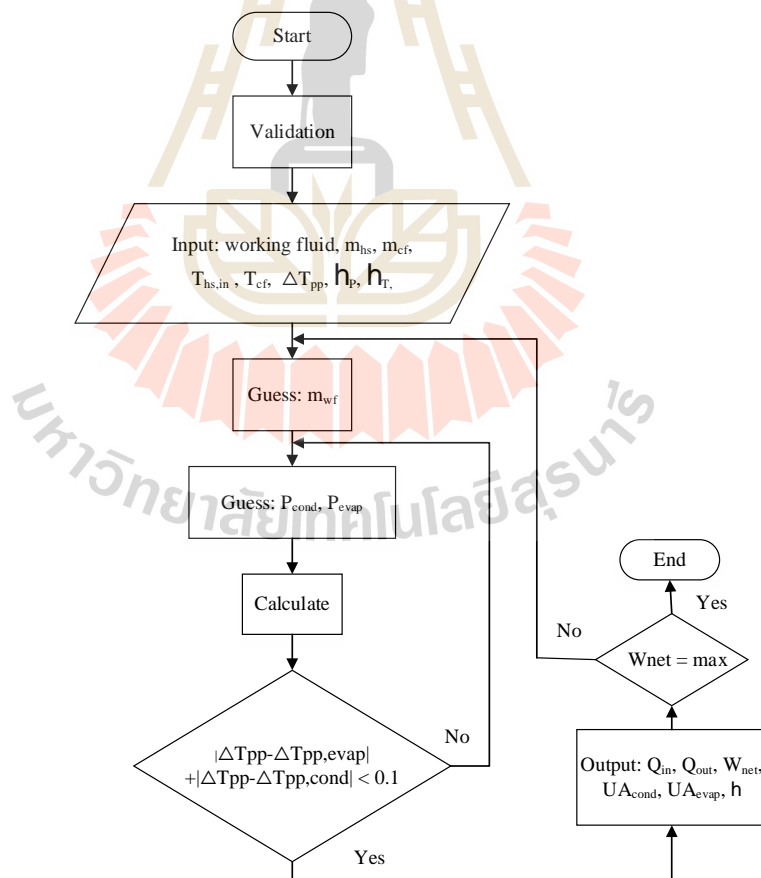
โปรแกรมนี้จะปรับค่าตัวแปร ได้แก่ ความดันของ pump, ความดันของ expander, อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน เพื่อให้ระบบสามารถผลิตไฟฟ้าได้สูงสุด ด้วยวิธี Golden section method โดยมีขั้นตอนการจำลองดังนี้

1. กำหนดค่าเริ่มต้นให้โปรแกรม ได้แก่ อุณหภูมิแหล่งความร้อน, อุณหภูมิแหล่งความเย็น, ผลต่างอุณหภูมิต่ำสุดที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ΔT_{pp}), ประสิทธิภาพของ pump, ประสิทธิภาพของ expander ซึ่งแสดงดังตารางที่ 3.4
2. โปรแกรมจะเดาค่าช่วง ความดันของ pump, ความดันของ expander, อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน
3. เปรียบเทียบ ΔT_{pp} ว่าเท่ากับ 10°C หรือไม่
 - ถ้า ΔT_{pp} เท่ากับ 10°C ให้โปรแกรมหยุดทำงาน พร้อมแสดงค่าที่คำนวณได้

- ถ้า ΔT_{pp} ไม่เท่ากับ 10°C ให้โปรแกรมกลับไปทำข้อ 2. ใหม่

ตารางที่ 3.4 ตารางแสดงค่าสภาวะออกแบบ (design condition)

ตัวแปรที่	ค่าที่ใช้ในสภาวะออกแบบ
กำหนดค่า	(design condition)
$T_{hs,in}$ ($^\circ\text{C}$)	150
$T_{cf,in}$ ($^\circ\text{C}$)	30
\dot{m}_{hs} (kg/s)	0.9198
ΔT_{pp} ($^\circ\text{C}$)	10
η_P	0.75
η_T	0.80



รูปที่ 3.6 แผนผังกระบวนการทางคณิตศาสตร์ที่สภาวะออกแบบ (design condition)

3.7.2 การหาจุดที่ดีที่สุดเมื่ออยู่ที่สภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition)

เป็นการจำลองหาสภาวะที่สภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition) นั่นคืออุณหภูมิแหล่งความร้อนและอุณหภูมิแหล่งความเย็นเปลี่ยนไป โดยระบบต้องควบให้ผลิตกำลังงานสุทธิ (W_{net}) คงที่ ตามค่าที่สภาวะออกแบบ (design condition) ทั้งนี้โปรแกรมจะปรับค่าการทำงานของ pump เพื่อให้ผลิตงานได้คงที่ ด้วยวิธี Golden section method

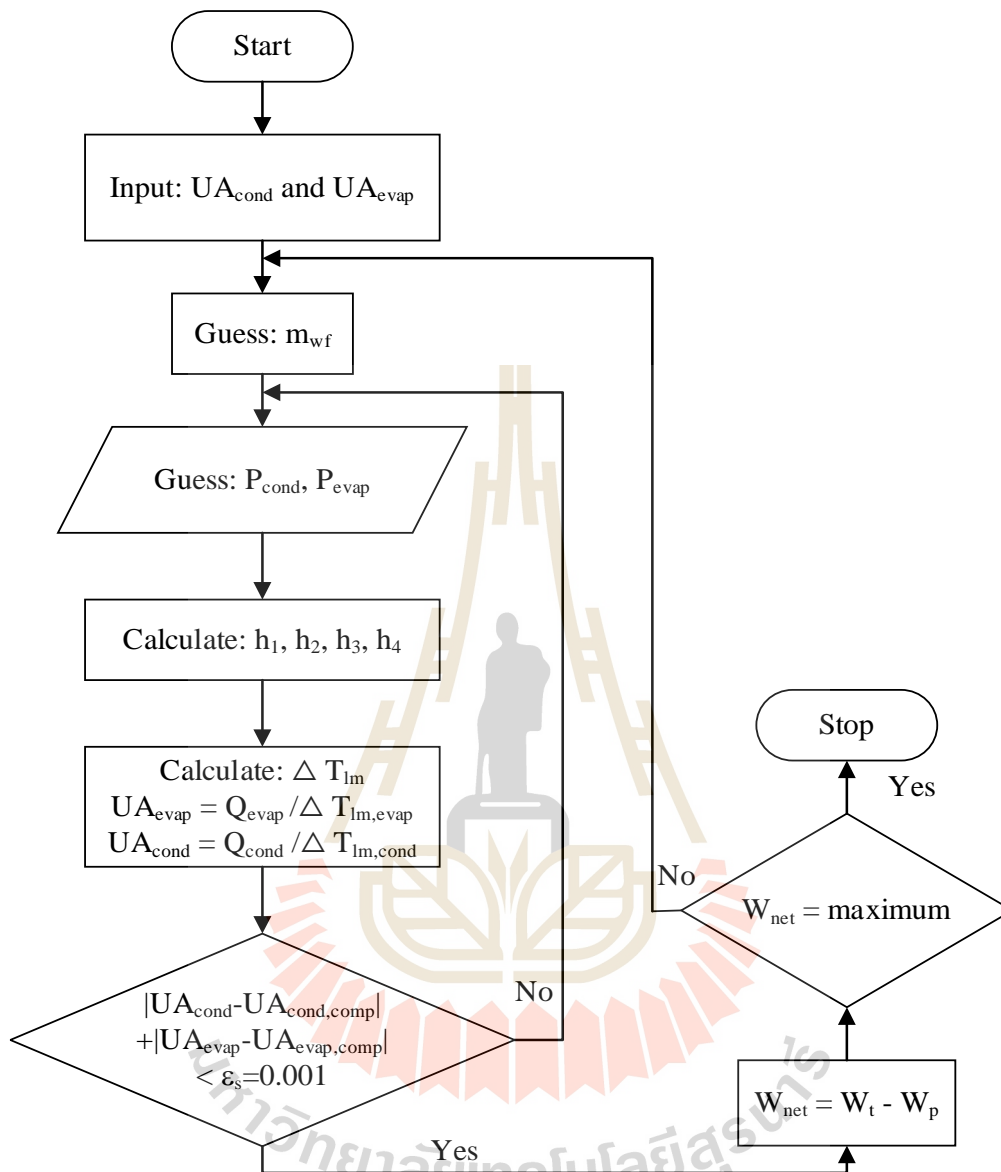
1. กำหนดค่าเริ่มต้นให้โปรแกรมที่ได้จากตอนเลือกสารทำงานในขั้นตอน design condition ได้แก่ อุณหภูมิแหล่งความร้อน ($T_{hs,in}$) ที่เปลี่ยนไป อุณหภูมิแหล่งความเย็น ($T_{cf,in}$) ที่เปลี่ยนไป, ประสิทธิภาพของปั๊ม (η_p), ประสิทธิภาพของกังหัน (η_T), ถูกแสดงในตารางที่ 3.5 ส่วนขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (UA) ถูกแสดงค่าในตารางที่ 4.2 ในบทที่ 4

ตารางที่ 3.5 ค่ากำหนดในการจำลองสภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition)

ตัวแปรที่	ค่ากำหนด	ค่าสภาวะเปลี่ยนไป (off-design)
$T_{hs,in}$ (°C)		140, 145, 150, 155, 160
$T_{cf,in}$ (°C)		21.95, 30.00, 33.10
\dot{m}_{hs} (kg/s)		0.9198
η_p		0.75
η_T		0.80

2. โปรแกรมจะเดาช่วงค่า ความดันที่เครื่องระเหย (P_{cond}), ความดันที่เครื่องระเหย (P_{evap}), อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน (\dot{m}_{wf})
3. เช็คนขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (UA) ว่ามีค่าเท่าเดิมหรือไม่ โดยค่ายอมรับได้ (ϵ_s) เท่ากับ 0.001
4. เช็คค่างานสุทธิที่ได้มีค่าเท่ากับงานสุทธิสูงสุดเริ่มต้นหรือไม่ ถ้าไม่โปรแกรมจะกลับไปทำข้อ 2. อีกครั้ง

ขั้นตอนสภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition) ทั้งหมดถูกแสดงดังรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 แผนผังกระบวนการทางคณิตศาสตร์ที่สภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition)

3.8 การทำสมการ curve fitting

เพื่อให้การใช้งานในการควบคุม pump ในช่วงสภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition) ง่ายขึ้น ผู้วิจัยจึงสร้างสมการสำหรับตัวแปรที่ต้องปรับการทำงานได้แก่ m_{wf} , P_{cond} และ P_{evap} ในรูปสมการ (3.9) โดยใช้เทคนิค curve fitting ซึ่งใช้ฟังก์ชันในโปรแกรม excel ด้วยวิธี least square method

$$Y = c + a_1 x_1 + a_2 x_1^2 + a_3 x_1^3 + b_1 x_2 + b_2 x_2^2 + b_3 x_2^3 \quad (3.9)$$

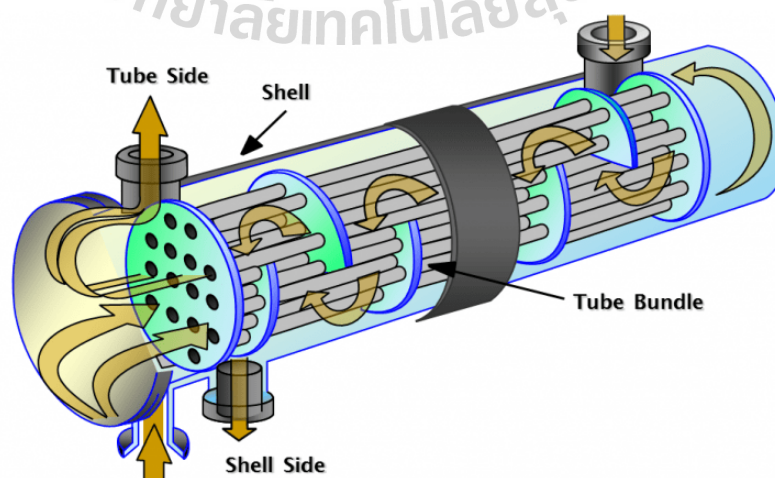
เมื่อ	Y	คือ	\dot{m}_{wf} , kg/s, P_{cond} , kPa และ P_{evap} , kPa
	c	คือ	ค่าคงที่ที่ได้จากการคำนวณโดยโปรแกรม excel
	a	คือ	ค่าคงที่ที่ได้จากการคำนวณโดยโปรแกรม excel
	b	คือ	ค่าคงที่ที่ได้จากการคำนวณโดยโปรแกรม excel
	x_1	คือ	เป็นตัวแปรค่าอุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อน T_{ct} , °C
	x_2	คือ	เป็นตัวแปรค่าอุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อน T_{hs} , °C

3.9 การประเมินขนาดและราคาอุปกรณ์

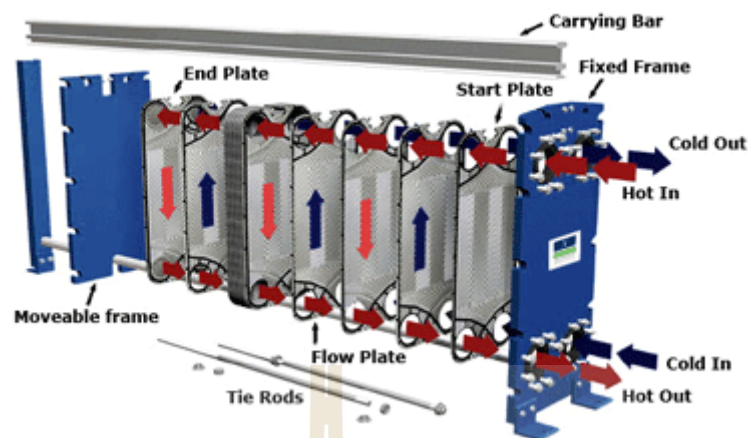
การประเมินขนาดและราคาของอุปกรณ์เป็นกระบวนการพิจารณาเลือกใช้อุปกรณ์ในระบบที่มีขายในประเทศไทย โดยใช้ข้อมูลจาก อนุภูฏ มังปราคาณีต (2562) ซึ่งได้ทำความสัมพันธ์ของขนาดและราคาของอุปกรณ์ไว้แล้ว โดยมีรายละเอียดการเลือกอุปกรณ์มีดังต่อไปนี้

3.9.1 การเลือกขนาดและการคำนวณราคาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (heat exchanger)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (heat exchanger) ในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีมีอยู่ 2 ส่วน คือ เครื่องระเหย (evaporator) และเครื่องควบแน่น โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีจะมีอยู่ 2 ประเภทคือ แบบ shell and tube แสดงดังรูป 3.8 และแบบ plate heat exchanger แสดงดังรูป 3.9 จากการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้อง พบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ plate heat exchanger ถ่ายความร้อนได้ดีกว่า ใช้พื้นที่ในการติดตั้งน้อยกว่า และซ่อมบำรุงง่ายกว่า (Bani and Peschel., 2012) งานวิจัยนี้จึงเลือกใช้ plate heat exchanger เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 3.8 Shell and tube heat exchanger (arvenstraining.com, 2015)



รูปที่ 3.9 Plate heat exchanger (innovek.co.th, 2018)

สมการขนาดและราคาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (plate heat exchanger) ของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น (อนุภูต โม่งปราณีต, 2562)

$$A_{\text{evap}} = 0.0197Q_{\text{evap}} + 1.1935 \quad (3.10)$$

$$A_{\text{cond}} = 0.0795Q_{\text{cond}} + 1.0656 \quad (3.11)$$

$$Z_{\text{evap}} = 1749.1A_{\text{evap}}^{0.8854} \quad (3.12)$$

$$Z_{\text{cond}} = 944.43A_{\text{cond}}^{0.7919} \quad (3.13)$$

เมื่อ	A_{evap}	คือ	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องระเหย (evaporator), m^2
	A_{cond}	คือ	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องควบแน่น (condenser), m^2
	\dot{Q}_{evap}	คือ	พลังงานความร้อนที่เครื่องระเหย, kW
	\dot{Q}_{cond}	คือ	พลังงานความร้อนที่เครื่องควบแน่น, kW
	Z_{evap}	คือ	ราคาเครื่องระเหย, USD
	Z_{cond}	คือ	ราคาเครื่องควบแน่น, USD

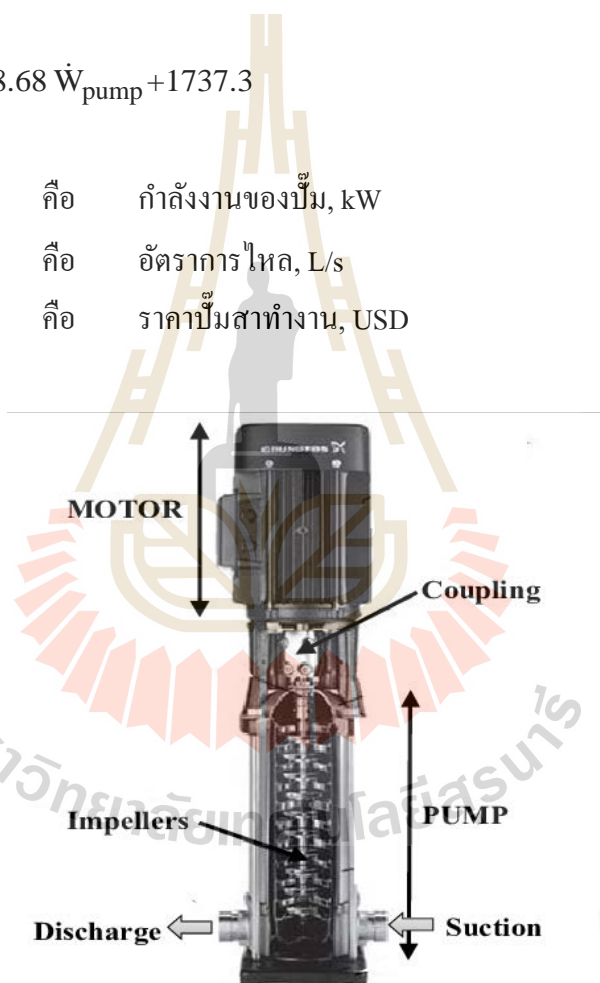
3.9.2 การเลือกขนาดและประเมินราคาปั๊ม (pump)

ในงานวิจัยนี้จะใช้ปั๊มแนวตั้งหลายใบพัด (vertical multistage centrifugal pump) ในการขับสารทำงานมีลักษณะดังรูปที่ 3.10 ซึ่งเป็นปั๊มที่ใช้กับโรงไฟฟ้าไออาร์ซี เช่น นครินทร์ ไซยญาติ (2562) ได้นำมาใช้กับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีขนาด 30 kW ในการคำนวณราคาจะใช้สมการของ อนุกุล โม่งปราณีต (2562) ดังสมการที่ 3.14 และ 3.15

$$\dot{W}_{\text{pump}} = 1.3099 \dot{V}_{\text{wf}} + 0.8239 \quad (3.14)$$

$$Z_{\text{pump}} = 168.68 \dot{W}_{\text{pump}} + 1737.3 \quad (3.15)$$

เมื่อ	\dot{W}_{pump}	คือ	กำลังงานของปั๊ม, kW
	\dot{V}_{wf}	คือ	อัตราการไหล, L/s
	Z_{pump}	คือ	ราคาปั๊มสำนักงาน, USD

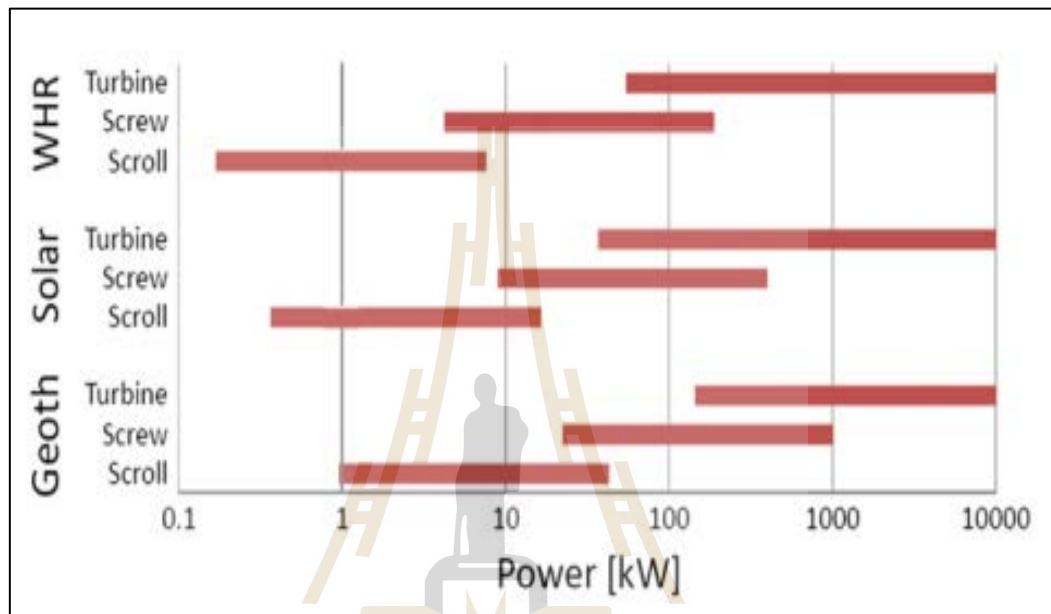


รูปที่ 3.10 Vertical multistage centrifugal pump

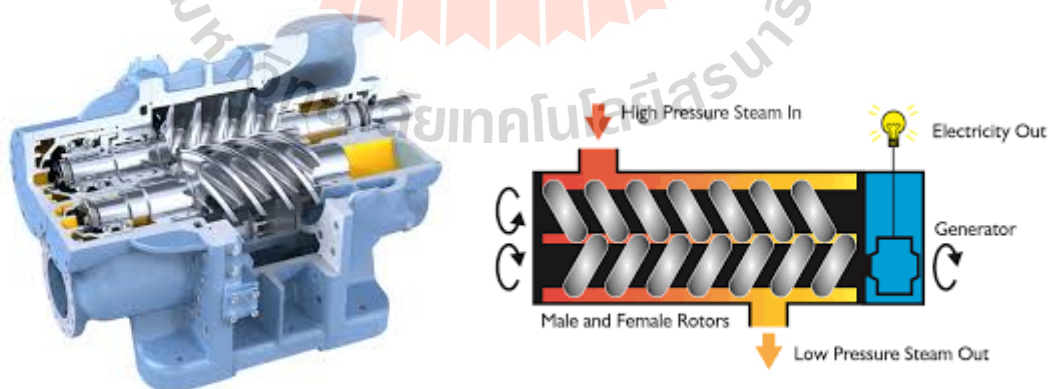
3.9.3 การเลือกขนาดและประเมินราคากังหัน (turbine)

สำหรับการเลือกขนาดของอุปกรณ์กังหัน (turbine) หรือ เครื่องขยาย (expander) ที่ใช้สำหรับผลิตงาน เนื่องจากในวิทยานิพนธ์นี้สามารถผลิตงานได้อยู่ในช่วง 5-7 kW จึงเลือกใช้

screw expander ซึ่งสามารถผลิตงานอยู่ในช่วงที่ต้องการ แสดงข้อมูล screw expander ดังรูปที่ 3.11 ที่แกน Y คือ waste heat recovery (WHR) นอกจากช่วงการผลิตงานแล้ว screw expander ยังมี isentropic efficiency screw expander สูงได้ถึง 90% (Kainhan, 2018) ลักษณะ screw expander แสดงดังรูปที่ 3.12a และ 3.12b



รูปที่ 3.11 กราฟแสดงช่วงการผลิตงานต่างภายใต้การใช้แหล่งความร้อนแต่ละประเภท (Quoilin et al., 2013)



(a) (greensecure.org)

(b) (biomasstrigeneration.com)

รูปที่ 3.12 Screw expander

สมการสำหรับการประเมินราคา จะใช้สมการความสัมพันธ์ราคาของ Astolfi (2015) แสดงดังสมการที่ 3.16

$$Z_{\text{expander}} = 3143.7 + 217423 \dot{V}_{\text{expander, outlet}} \quad (3.16)$$

เมื่อ	$\dot{V}_{\text{expander, outlet}}$	คือ	ปริมาตรการไหลของสารทำงานที่ออกจากกังหัน, m^3/s
	Z_{expander}	คือ	ราคา screw expander, USD

3.9.4 การประเมินขนาดและราคาเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (generator)

การเลือกขนาดเครื่องกำเนิดไฟฟ้า พิจารณาจากกำลังที่กังหัน (Turbine) ผลิตได้ และจะใช้กราฟความสัมพันธ์ของ อนุกุล โม่งปราณีต (2562) ในการใช้คำนวณขนาดและราคา ได้ สมการคำนวณดังสมการที่ 3.17

$$Z_{\text{gen}} = 20.118 \dot{W}_{\text{expander}} + 1276.6 \quad (3.17)$$

เมื่อ	Z_{gen}	คือ	ราคาเครื่องกำเนิดไฟฟ้า, USD
	$\dot{W}_{\text{expander}}$	คือ	พลังงานจากเครื่องขยาย หรือ กังหัน, kW

3.9.5 ราคาสารทำงาน

สำหรับสารทำงานผู้วิจัยได้สำรวจเปรียบเทียบราคาที่มีขายในไทยและจากเว็บ thai.alibaba.com ซึ่งสามารถสั่งซื้อได้ หลังจากเปรียบเทียบราคาพบว่าจากเว็บของ thai.alibaba.com มีราคาที่ถูกกว่า ดังนั้นผู้วิจัยจึงเลือกมาพิจารณาเป็นราคาสารทำงาน ซึ่งแสดงดังตารางที่ 3.6

ตารางที่ 3.6 ตารางแสดงราคาสารทำงาน

Working fluid	Price (Dollar/kg)
R1234ze	19.88
Perfluoropentane	29.80
RC318	44.52
Neopentane	1.19
R114	9.94
R124	9.94
R245fa	55.39

3.10 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ (Economic analysis)

การวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์เป็นเรื่องที่สำคัญในการเลือกลงทุน ในงานวิทยานิพนธ์นี้ได้พิจารณาต้นทุนการผลิตไฟฟ้าตลอดอายุโครงการ (levelized cost of electricity, LCOE) ซึ่งได้คำนวณราคาต้นทุนค่าก่อสร้างโรงไฟฟ้า ต้นทุนการเดินเครื่อง ราคาดำเนินการและซ่อมบำรุง เป็นต้น สามารถคำนวณได้ตามสมการที่ 3.18-3.30 โดยอายุการใช้งานดำเนินโครงการโรงไฟฟ้าไว้ที่ 10 ปี หรือคิดระยะเวลาคืนทุนใน 10 ปี การแลกเปลี่ยนเงินข้อมูลจากธนาคารแห่งประเทศไทย ณ วันที่ 20 มิถุนายน 2563 คือ 31.02 บาท ต่อ 1 ดอลลาร์สหรัฐ

$$LCOE = \frac{Inv + \sum_{t=1}^n \frac{PEC}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{\dot{W}_{net} t_{op}}{(1+r)^t}} \quad (3.18)$$

$$PEC = Z_{o\&m} + Z_{operator} \quad (3.19)$$

$$Z_{operator} = Z_{engineer} + Z_{technician} \quad (3.20)$$

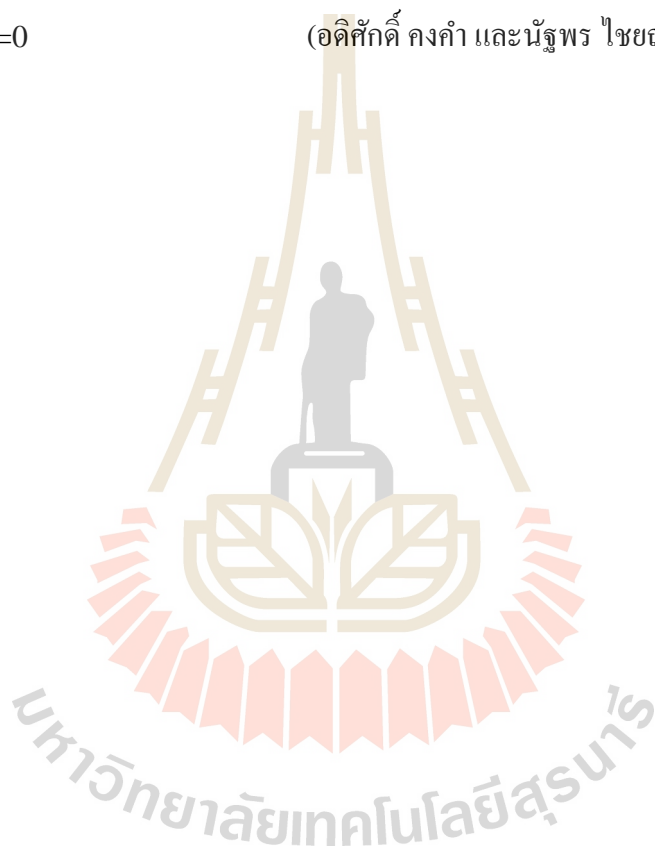
$$Inv = C_{plant} + C_{site} \quad (3.21)$$

$$C_{\text{plant}} = C_{\text{eq}} + C_{\text{wf}} + Z_{\text{pipe}} + Z_{\text{elect\&contr}} \quad (3.22)$$

$$C_{\text{eq}} = Z_{\text{evap}} + Z_{\text{cond}} + Z_{\text{gen}} + Z_{\text{expand}} + Z_{\text{pump}} + Z_{\text{tank}} \quad (3.23)$$

เมื่อ	LCOE	คือ	ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยปรับเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ, USD/kWh
	Inv	คือ	เงินลงทุนระบบโรงไฟฟ้า (investment cost), USD
	PEC	คือ	ค่าใช้จ่ายสำหรับการดำเนินการผลิตไฟฟ้า (Production electricity cost), USD
	$Z_{\text{o\&m}}$	คือ	ค่าดำเนินการและซ่อมบำรุง, USD
	Z_{operator}	คือ	งบประมาณค่าแรงงานต่อปี, USD
	Z_{engineer}	คือ	ค่าจ้างวิศวกร ต่อปี, USD
	$Z_{\text{technician}}$	คือ	ค่าจ้างช่างเทคนิค ต่อปี, USD
	\dot{W}_{net}	คือ	พลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ต่อปี (Net power electricity), kW
	t_{op}	คือ	ระยะเวลาผลิตไฟฟ้าใน 1 ปี (Time operation plant), hr
	n	คือ	อายุโครงการ 10 ปี
	r	คือ	อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ธนาคารร้อยละ 7.12 บาท หรือ 0.22691 USD
	t	คือ	ปีที่โครงการดำเนินงาน
	C_{plant}	คือ	ราคาโรงไฟฟ้า, USD
	C_{site}	คือ	งบประมาณสร้างอาคารสำหรับโรงไฟฟ้าและสำนักงาน, USD
	C_{eq}	คือ	ราคาอุปกรณ์หลักในโรงไฟฟ้า (equipment cost), USD
	C_{wf}	คือ	ราคาสารทำงาน, USD
	Z_{pipe}	คือ	ราคาระบบท่อในโรงไฟฟ้า (pipe power plant), USD
	$Z_{\text{elect\&contr}}$	คือ	ราคาอุปกรณ์ไฟฟ้าเครื่องวัดและควบคุม, USD
	Z_{evap}	คือ	ราคาเครื่องระเหย (evaporator), USD
	Z_{cond}	คือ	ราคาเครื่องควบแน่น (condenser), USD
	Z_{gen}	คือ	ราคาเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (generator), USD
	Z_{turbine}	คือ	ราคาเครื่องกังหัน (turbine), USD
	Z_{pump}	คือ	ราคาปั๊มสารทำงาน (pump working fluid), USD
	Z_{tank}	คือ	ราคาถังเก็บสารทำงาน (storage tank), USD

$t_{op}=8,400 \text{ hr}$	(อดิศักดิ์ คงคำ และนัฐพร ไชยญาติ, 2559)	
$Z_{o\&m}=0.05C_{plant}$	(ศรีศักดิ์ เสงนวนวงศ์ และคณะ, 2561)	(3.24)
$Z_{pipe}=0.1C_{eq}$	(Braumakis and Karellas, 2017)	(3.25)
$Z_{elect\&contr}=0.1C_{eq}$	(Braumakis. and Karellas, 2017)	(3.26)
$C_{site}=0.05C_{eq}$	(Karimi and Mansouri, 2018)	(3.27)
$C_{serv}=0.05C_{eq}$	(Karimi and Mansouri, 2018)	(3.28)
$C_{startup}=0.1C_{eq}$	(Karimi and Mansouri, 2018)	(3.29)
$C_{land}=0$	(อดิศักดิ์ คงคำ และนัฐพร ไชยญาติ, 2559)	(3.30)



บทที่ 4

ผลการศึกษา และการวิเคราะห์ผล

บทนี้จะนำเสนอผลการศึกษาวិทยานิพนธ์เริ่มที่ผลการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมที่พัฒนา ผลการจำลองการทำงานของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีที่สภาวะออกแบบ (design condition) ผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีเมื่อสภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition) รวมถึงการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์

4.1 การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม

จากโปรแกรมที่พัฒนาได้ทำการตรวจสอบความถูกต้องกับบทความของ Ficher (2011) เพื่อให้ผลการจำลองมีความน่าเชื่อถือและนำไปใช้งานได้ผลที่ถูกต้อง ซึ่งในบทความที่นำมาตรวจสอบความถูกต้องได้ทำการทดลองผลออกมา ในการตรวจสอบความถูกต้องได้กำหนดค่าเริ่มต้นจากบทความตามตารางที่ 3.2 ในบทที่ 3

จากการใช้โปรแกรมจำลองค่า ได้ผลตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมหดในตารางที่ 4.1 จะเห็นว่าผลการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมกับบทความวิจัย โดยที่ input เป็นค่าที่กำหนดให้โปรแกรมตอนเริ่มต้นและ output เป็นผลที่ได้จากโปรแกรมเปรียบเทียบกับผลจากบทความ พบว่าผลที่ได้จากโปรแกรมมีความใกล้เคียงกับผลของบทความโดยมีความคลาดเคลื่อนไม่ถึง 2% ดังนั้นโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นมานี้มีความน่าเชื่อถือและจะใช้ในการจำลองระบบในวิทยานิพนธ์ต่อไป

4.2 ผลการจำลองการทำงานของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีที่สภาวะออกแบบ (design condition)

สภาวะออกแบบ (design condition) เป็นการทำงานที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน (T_{hs}) เท่ากับ 150°C อัตราการไหลแหล่งความร้อนเท่ากับ 0.9198 kg/s อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อน (T_{cl}) เท่ากับ 30°C อัตราการไหลแหล่งทิ้งความร้อน เท่ากับ 10 kg/s และค่าอื่นที่จำเป็นที่ใช้สำหรับการจำลองแสดงในตารางที่ 3.1

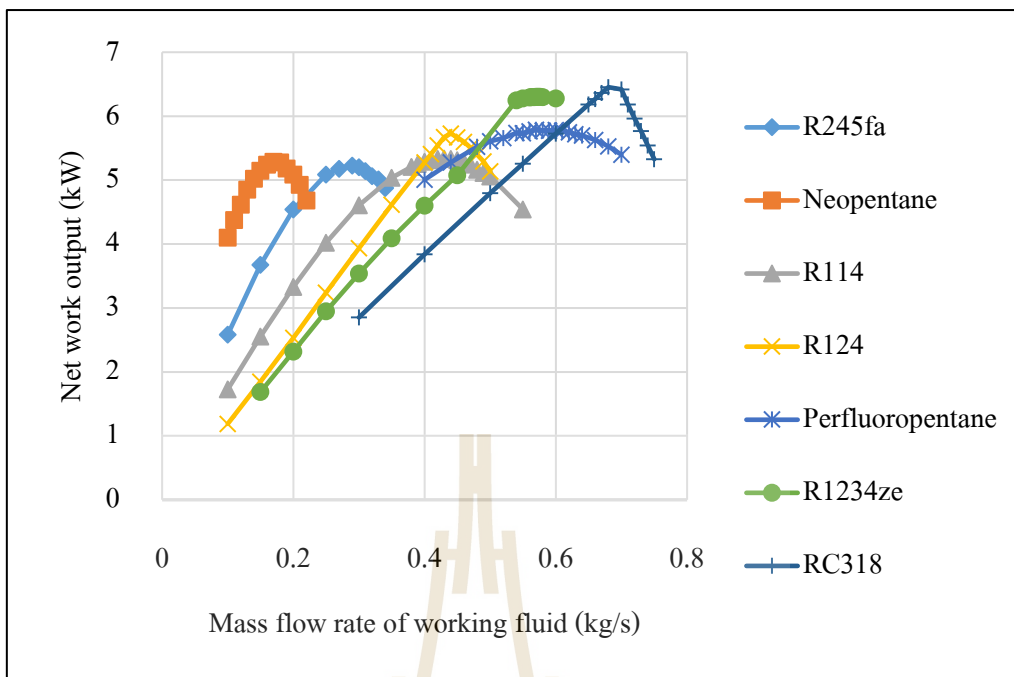
จากการจำลองตามค่าสภาวะออกแบบได้ค่าสมรรถนะต่าง ๆ ของโรงไฟฟ้า ได้แก่ ค่ากำลังงานสุทธิ (W_{net}) ค่าประสิทธิภาพ (η_{th}) นอกจากค่าสมรรถนะยังมีค่าสภาวะที่โรงไฟฟ้าทำงาน ได้แก่ ค่าความดันเครื่องควบแน่น (P_{cond}) ค่าความดันเครื่องระเหย (P_{evap}) อัตราการไหลสารทำงาน (\dot{m}_{wf})

ขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหย (UA_{cond} , UA_{evap}) รวมถึงค่าเชิงเศรษฐศาสตร์ได้นำมาพล็อตกราฟเปรียบเทียบแต่ละสารทำงาน แสดงดังรูปที่ 4.1-4.8

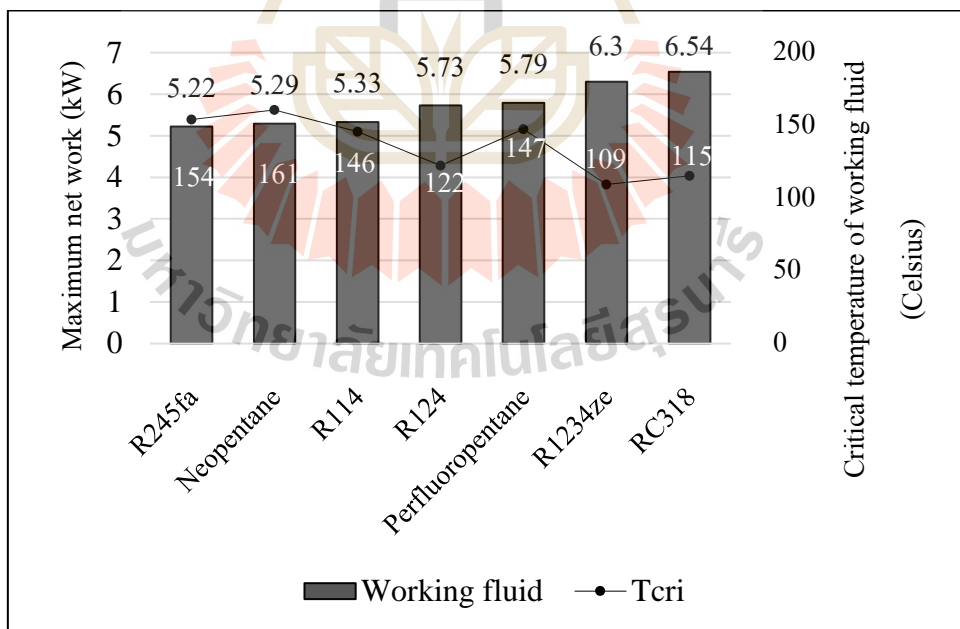
จากการจำลองเพื่อหาค่ากำลังงานสูงสุดของแต่ละสารทำงาน โดยปรับค่าอัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน (\dot{m}_{wf}) จากรูปที่ 4.1 ลักษณะของกราฟมีค่าเพิ่มขึ้นคือเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลเพิ่มขึ้น ค่ากำลังงานสุทธิจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้นจนกระทั่งมีค่ากำลังงานสุทธิสูงสุดแล้วค่อย ๆ ลดลง โดยสารทำงานที่มีค่ากำลังงานสุทธิสูงสุดคือ RC318 และสารที่มีกำลังงานสุทธิใกล้เคียงรองลงมาคือ R1234ze สามารถเห็นค่ากำลังงานสุทธิสูงสุดได้ดังรูปที่ 4.2

ตารางที่ 4.1 ผลการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมที่พัฒนา

Output	Ficher (2011)	Present Program	%error
T_1 (K)	358.15	358.35	0.06
T_3 (K)	489	489.20	0.04
T_4 (K)	396.41	396.03	0.10
T_6 (K)	408.70	407.12	0.39
T_8 (K)	348.85	349.03	0.05
Q_{in} (kW)	5790	5853	1.09
Q_{out} (kW)	4790	4853	1.31
η_{th}	0.1727	0.1709	1.04
E_5	3016	3089.5	2.44
E_6	795	776.63	2.31
E_7	1210	1210.3	0.03
E_8	1964	1975	0.56
ξ_P	0.8895	0.8725	1.91
ξ	0.3316	0.3237	2.38



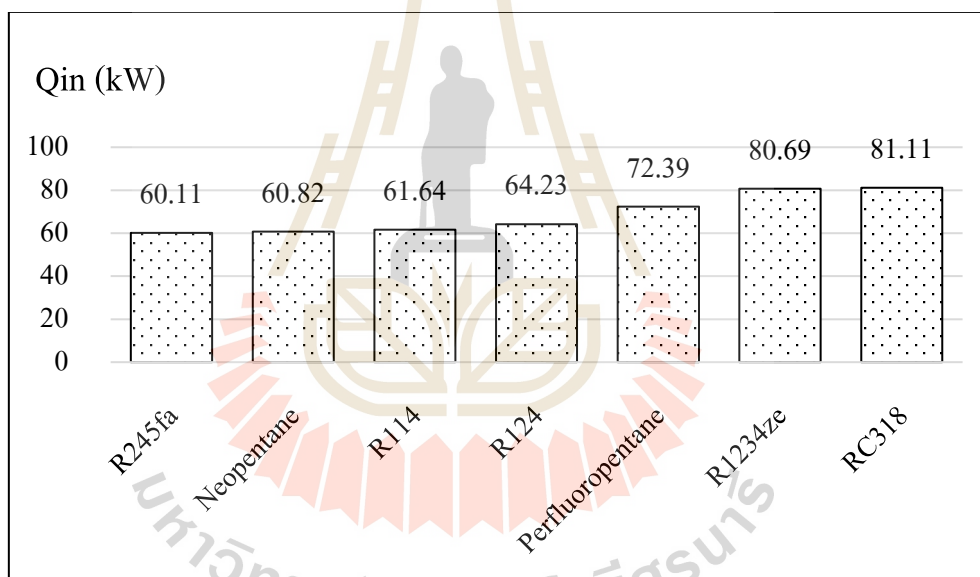
รูปที่ 4.1 กราฟความสัมพันธ์ Mass flow rate of working fluid, \dot{m}_{wf} กับ Net work output, W_{net}



รูปที่ 4.2 กำลังงานสุทธิสูงสุดแต่ละสารทำงานที่สภาวะออกแบบ

รูปที่ 4.2 แสดงค่ากำลังงานสุทธิสูงสุดหรือกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ของแต่ละสารทำงาน โดยได้เรียงลำดับสารทำงานที่มีกำลังไฟฟ้าต่ำสุดไปสูงสุดจากฝั่งซ้ายของกราฟไปฝั่งขวาของกราฟ พบว่าสารทำงานที่มีกำลังไฟฟ้าสูงสุดคือ RC318 มีค่าเท่ากับ 6.54 kW และสารทำงานที่มีกำลังไฟฟ้ารองลงมามีค่าใกล้เคียงกันคือ R1234ze มีค่าเท่ากับ 6.3 kW จะเห็นว่าสารสองตัวนี้มีกำลังไฟฟ้าใกล้เคียงกัน ดังนั้นจะพิจารณาการเลือกใช้เป็นสารทำงานต่อไป โดยจะใช้การวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์ร่วมด้วย จะได้แสดงค่าไว้ในรูปที่ 4.8 ต่อไป

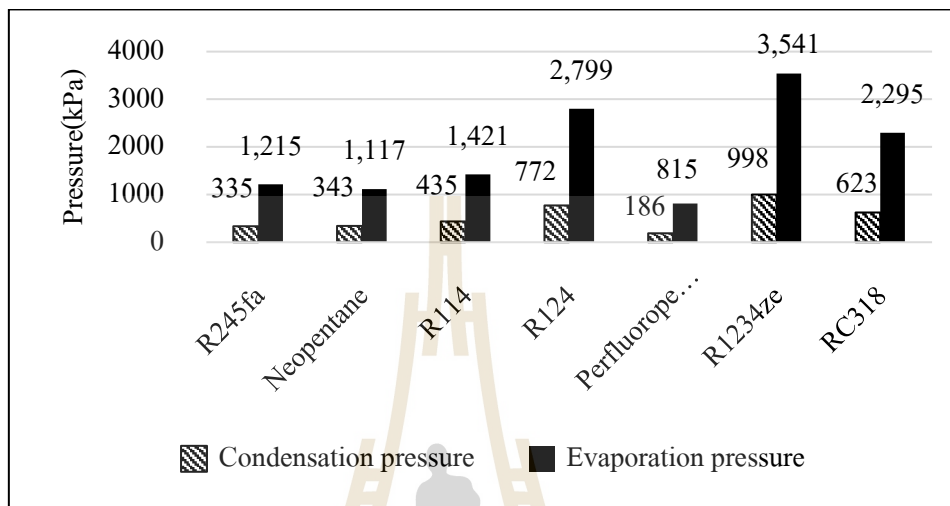
นอกจากนี้รูปที่ 4.2 ได้เปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าสูงสุดที่ผลิตได้กับอุณหภูมิวิกฤติของแต่ละสารทำงาน จากรายงานของ Kajurek et al. (2019) บอกว่าสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤติใกล้เคียงกับอุณหภูมิแหล่งความร้อนจะมีแนวโน้มค่ากำลังไฟฟ้ามากตามไปด้วย แต่จากผลที่ได้จะเห็นว่าอุณหภูมิวิกฤติไม่ส่งผลต่อกำลังไฟฟ้าสูงสุด



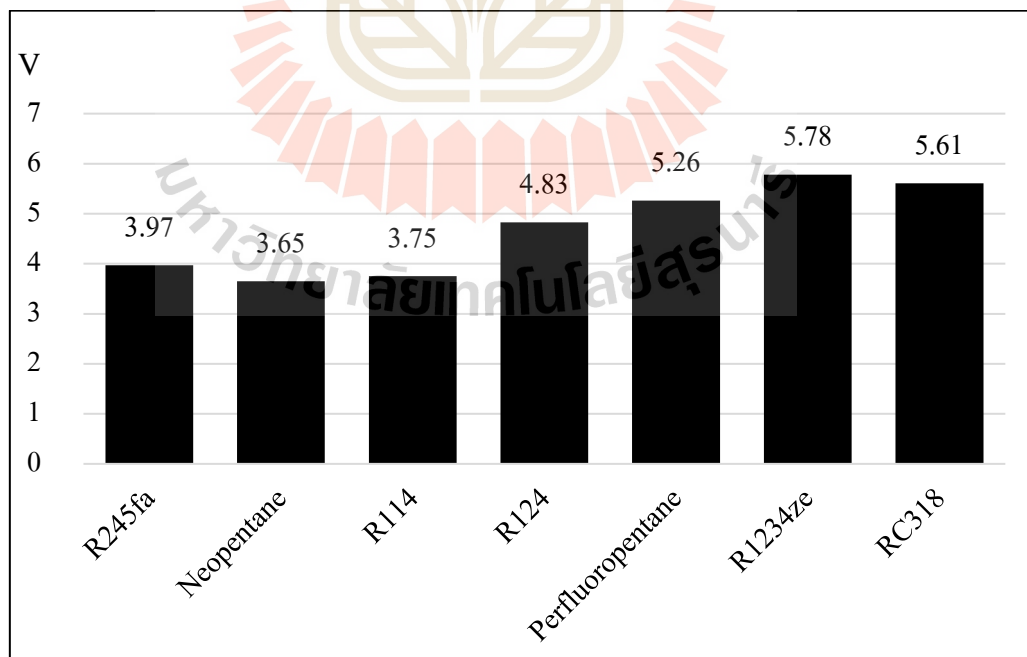
รูปที่ 4.3 ความร้อนที่โรงไฟฟ้าได้รับที่สภาวะออกแบบ

จากรูปที่ 4.3 ถ้านำค่าความร้อนที่โรงไฟฟ้าได้รับหรือความร้อนที่โรงไฟฟ้า (Q_m) ไปเปรียบเทียบกับค่ากำลังไฟฟ้าสูงสุดในรูปที่ 4.2 จะเห็นว่าสารทำงานที่ผลิตไฟฟ้า (W_{net}) ได้มากจะมีค่า Q_m มากตามไปด้วย เนื่องจากโปรแกรมที่พัฒนา พยายามหาจุดที่ได้กำลังไฟฟ้าสูงสุด ซึ่งแต่ละสารทำงานมีอุณหภูมิวิกฤติต่างกัน และ saturated dome ต่างกัน และ โปรแกรมกำหนดให้ค่าจุดที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใกล้กันที่สุด (pinch point temperature, ΔT_{pp}) ระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับอุณหภูมิแหล่งความร้อนไว้เท่ากับ 10 ทำให้โปรแกรมต้องปรับค่าความดันเครื่องระเหย

(P_{evap}) ความดันเครื่องควบแน่น (P_{cond}) และอัตราการไหลสารทำงาน (\dot{m}_{wf}) เพื่อให้ได้กำลังไฟฟ้าสูงสุด จึงทำให้โปรแกรมต้องพยายามดึงความร้อนจากแหล่งความร้อนให้มากที่สุดค่า Q_{in} จึงมากขึ้นด้วย ดังนั้นจะเห็นว่าสารทำงาน RC318 สามารถดึงความร้อนจากแหล่งความร้อนได้มากที่สุด



รูปที่ 4.4 ความดันแต่ละสารทำงานที่สภาวะออกแบบ

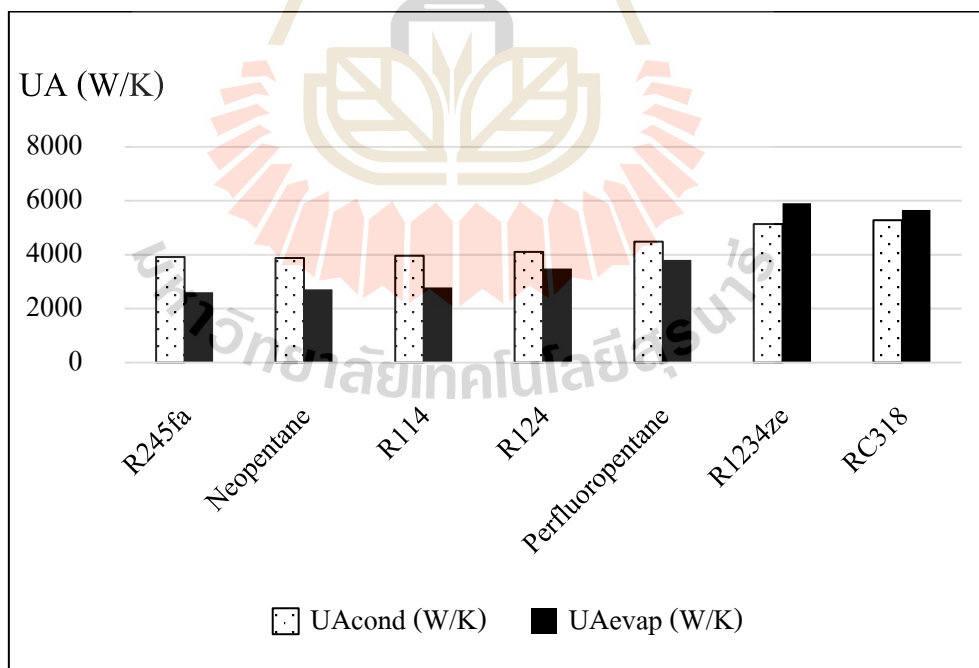


รูปที่ 4.5 อัตราส่วนขยายตัวสารทำงานในกังหัน (expansion ratio) ที่สภาวะออกแบบ

จากรูปที่ 4.4 จากการที่โปรแกรมพยายามปรับค่าการทำงานของปั๊ม (pump) เพื่อให้ได้กำลังไฟฟ้าสูงสุด จะเห็นว่าแต่ละสารทำงานได้ค่าการทำงานของปั๊ม (pump) นั้นคือความดันเครื่องควบแน่น (P_{cond}) และความดันเครื่องระเหย (P_{evap}) ที่ค่าต่างๆ ตามที่แสดงในกราฟ

และจะเห็นว่าสารทำงานทั้ง 7 สารมีค่าความดันที่เครื่องควบแน่น (P_{cond}) ที่สูงกว่าค่าความดันบรรยากาศ (ความดันบรรยากาศมีค่า 101.325 kPa) ซึ่งเป็นผลดีเนื่องจากถ้ามีความดันต่ำกว่าความดันบรรยากาศจะทำให้มีโอกาสที่อากาศรั่วเข้าไปผสมกับสารทำงานได้ ซึ่งสารทำงานที่มีค่า P_{cond} ต่ำสุดคือ Perfluoropentane มีค่าประมาณ 186 kPa ยังคงมีค่าที่สูงกว่าความดันบรรยากาศ

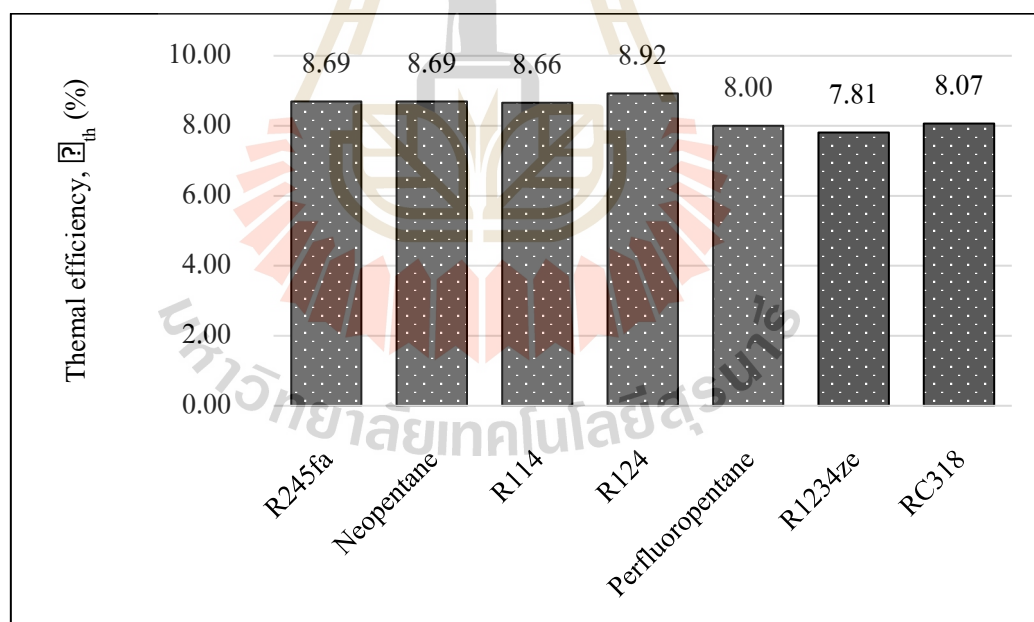
จากรูปที่ 4.5 ค่า expansion ratio เป็นอัตราการส่วนการขยายตัวของสารทำงานหลังออกจากกังหัน (V_4) กับ อัตราการการขยายตัวของสารทำงานก่อนเข้ากังหัน (V_3) ซึ่งเป็นค่าที่บอกถึงขนาดของกังหัน (turbine) ได้ นั่นคือถ้าค่า expansion ratio มาก แสดงว่ามีการขยายตัวของสารทำงานที่ทางออกของกังหันมาก ส่งผลให้ขนาดของ turbine จะใหญ่ตามไปด้วย ยิ่งขนาดของกังหันใหญ่จะส่งผลต่อราคาของอุปกรณ์ของโรงไฟฟ้าที่สูงขึ้นด้วย จากรูปที่ 4.5 จะเห็นว่าสารทำงาน R1234ze มีค่า expansion ratio เท่ากับ 5.78 ซึ่งมีค่ามากที่สุดเมื่อเทียบกับสารทำงานอื่น แสดงว่าสารทำงาน R1234ze จะมีขนาดของ turbine ใหญ่ที่สุดด้วย



รูปที่ 4.6 ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สภาวะออกแบบ

จากรูปที่ 4.2 และ 4.6 เมื่อนำมาพิจารณาร่วมกัน จะเห็นได้ว่าสารทำงานที่สามารถผลิตกำลังไฟฟ้าได้มากกว่านั้นจะมีขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (heat exchanger) ที่ใหญ่กว่า สารทำงานที่ผลิตกำลังไฟฟ้าได้น้อยกว่า สาเหตุอาจเป็นเพราะว่า อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำงานกับแหล่งความร้อน ยิ่งแลกเปลี่ยนกันได้มากแสดงว่าอาจจะมีความเหมาะสมที่มากกว่า ดังนั้นสารทำงานที่ผลิตกำลังไฟฟ้าได้มากจะมีขนาด heat exchanger ที่ใหญ่ตามไปด้วย ทั้งนี้ทั้งนั้นการสร้างโรงไฟฟ้าโออาร์ซีจำเป็นต้องพิจารณาขนาดของอุปกรณ์ เพราะจะมีผลต่อราคาของโรงไฟฟ้า บทความนี้จึงได้คำนวณเชิงเศรษฐศาสตร์ด้วย

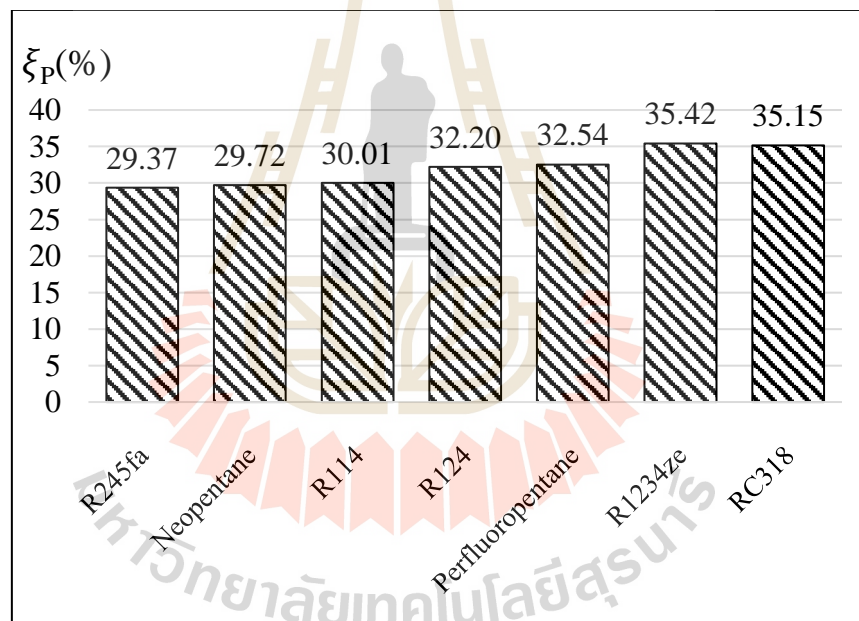
และจากรูปที่ 4.3 และ 4.6 นำมาพิจารณาร่วมกัน จะเห็นว่ายิ่งค่าความร้อนที่โรงไฟฟ้าได้รับ (Q_{in}) มาก ส่งผลให้ขนาดของ heat exchanger ใหญ่ตามไปด้วย ซึ่งเป็นแนวโน้มแบบนี้ทุกสารทำงาน ที่เป็นเช่นนี้เพราะสารทำงานแต่ละตัวมีคุณสมบัติต่างกันมีโดมอิ่มตัว (saturated dome) ต่างกัน เพื่อที่จะให้ pinch point temperature, ΔT_{pp} มีค่าเท่ากับ 10 ทำให้ค่าความดันและอุณหภูมิแต่ละสารทำงานต่างกัน ความร้อนที่รับได้ของโรงไฟฟ้างี้ต่างกันตามแนวโน้มที่ว่า ยิ่งความร้อนที่โรงไฟฟ้าได้รับ (Q_{in}) มาก ขนาดของ heat exchanger จะมีขนาดใหญ่ตามไปด้วย



รูปที่ 4.7 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สภาวะออกแบบ

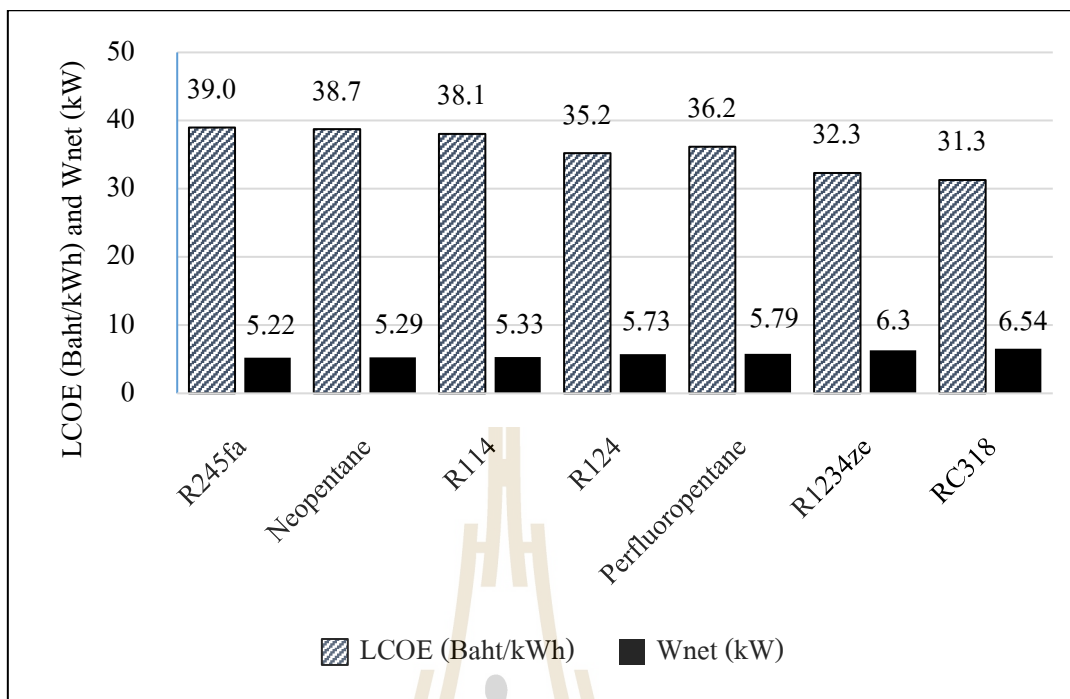
จากรูปที่ 4.7 พบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของแต่ละสารทำงานมีค่าใกล้เคียงกัน โดยสารทำงานที่มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดคือ R124 ต่ำสุดคือ R1234ze มีค่าเท่ากับ 8.92

และ 7.81 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนบ่งบอกถึงความคุ้มค่าในการนำความร้อนทิ้งมาใช้ให้น้อยที่สุดแต่ได้กำลังงานสุทธิออกมาสูงสุด ซึ่งสารทำงานที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดคือ R124 แต่จะเห็นได้ว่าสารทำงานที่มีประสิทธิภาพสูงที่สุดไม่ได้มีกำลังไฟฟ้าสูงสุด เพราะการที่มีประสิทธิภาพสูงนั้นอาจจะใช้ความร้อนเหลือทิ้งได้น้อย ซึ่งในวิทยานิพนธ์นี้ไม่ได้พิจารณาที่ประสิทธิภาพสูงสุด แต่พิจารณาที่กำลังไฟฟ้าสูงสุด เพราะแหล่งความร้อนที่นำมาใช้เป็นความร้อนทิ้งของ boiler ซึ่งสุดท้ายแล้วความร้อนทิ้งส่วนนี้ต้องถูกทิ้งสู่บรรยากาศอยู่แล้ว จึงไม่สนใจถึงประสิทธิภาพ แต่จะสนใจที่จะทำอย่างไรจึงจะสามารถนำความร้อนทิ้งนี้มาใช้ให้ได้มากที่สุดเพื่อผลิตไฟฟ้าได้สูงที่สุด ดังนั้นจึงพิจารณาเลือกสารทำงาน RC318 ที่สามารถผลิตกำลังงานสุทธิได้สูงสุด แต่ทั้งนี้ต้องพิจารณาถึงราคาต่างๆ และงบประมาณร่วมด้วย ซึ่งจะแสดงในลำดับถัดไป



รูปที่ 4.8 Exergy efficiency for power production ที่สภาวะออกแบบ

จากรูปที่ 4.8 Exergy efficiency for power production, ξ_p เป็นประสิทธิภาพ exergy ที่พิจารณาเฉพาะงานสุทธิที่ผลิตได้ จะเห็นว่าสารทำงานตัวที่มีกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้สูงจะมีค่า ξ_p สูงตามไปด้วย สารทำงานที่มีค่าสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 35 เปอร์เซ็นต์ คือ R1234ZE และ RC318



รูปที่ 4.9 กราฟเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าสูงสุดกับค่า LCOE

จากรูปที่ 4.9 เป็นการเปรียบเทียบราคาไฟฟ้าต่อหนึ่งหน่วย โดยคิดเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (LCOE) กับ กำลังไฟฟ้าสูงสุดที่ผลิตได้ จะเห็นว่าแนวโน้มของกราฟจะมีค่า LCOE ลดลงเมื่อ กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้มีค่าเพิ่มขึ้น จากกราฟยังเห็นได้ว่าสารทำงานที่มีกำลังไฟฟ้าสูงสุดและมี ราคาไฟฟ้าต่อหนึ่งหน่วยที่ผลิตได้ถูกที่สุดคือ RC318 มีค่าเท่ากับ 6.54 kW และ 31.30 Baht/kWh ตามลำดับ ดังนั้นในวิทยานิพนธ์นี้จะใช้ RC318 เป็นสารทำงานของโรงไฟฟ้าโออาร์ซี รวมถึงขนาด อุปกรณ์ต่างๆ ที่ได้จากค่า design ของ RC318 เป็นขนาดอุปกรณ์ของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีนี้ด้วย

ผลการจำลองที่สภาวะออกแบบของทั้ง 7 สารทำงานทสามารถสรุปได้ดังตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 ตารางสรุปผลการจำลองที่สภาวะออกแบบ (design condition)

Parameter	R245fa	Neopentane	R114	R124	Perfluoropentane	R1234ze	RC318
W_{net} (kW)	5.22	5.29	5.33	5.73	5.79	6.30	6.54
η_{th} (%)	8.69	8.69	8.66	8.92	8.00	7.81	8.07
ξ_p (%)	29.37	29.72	30.01	32.20	32.54	35.42	35.15
Q_{in} (kW)	60.11	60.82	61.64	64.23	72.39	80.69	81.11
Q_{out} (kW)	54.89	55.53	56.30	58.50	66.60	74.38	74.57
V	3.97	3.65	3.75	4.83	5.26	5.78	5.61
UA_{cond} (W/K)	3911.36	3876.20	3962.94	4103.48	4482.98	5139.06	5283.28
UA_{evap} (W/K)	2606.47	2714.17	2790.62	3487.07	3808.19	5914.96	5661.45
\dot{m}_{wf} (kg/s)	0.29	0.17	0.43	0.44	0.57	0.57	0.69
P_{evap} (kPa)	1215.18	1117.45	1421.04	2798.94	815.19	3541.11	2295.30
P_{cond} (kPa)	334.52	342.69	434.62	771.72	185.91	998.37	622.60
LCOE (Bahr/kWh)	39.00	38.73	38.07	35.22	36.16	32.31	31.30

4.3 ผลการจำลองการทำงานของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีที่สภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition)

สำหรับการจำลองกรณี off-design condition จะเป็นการจำลองภายใต้เงื่อนไขเมื่อ อุณหภูมิแหล่งความร้อน (T_{hs}) กับ อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อน (T_{cr}) มีการเปลี่ยนไปอยู่ในช่วง 140-160°C และ 21.95-33.10°C ตามลำดับ ดังในตารางที่ 3.5 โดยในการจำลอง จะใช้ขนาด heat exchanger ของสาร RC318 จากตารางที่ 4.2 ที่ได้จากการจำลองที่สภาวะออกแบบ (design condition)

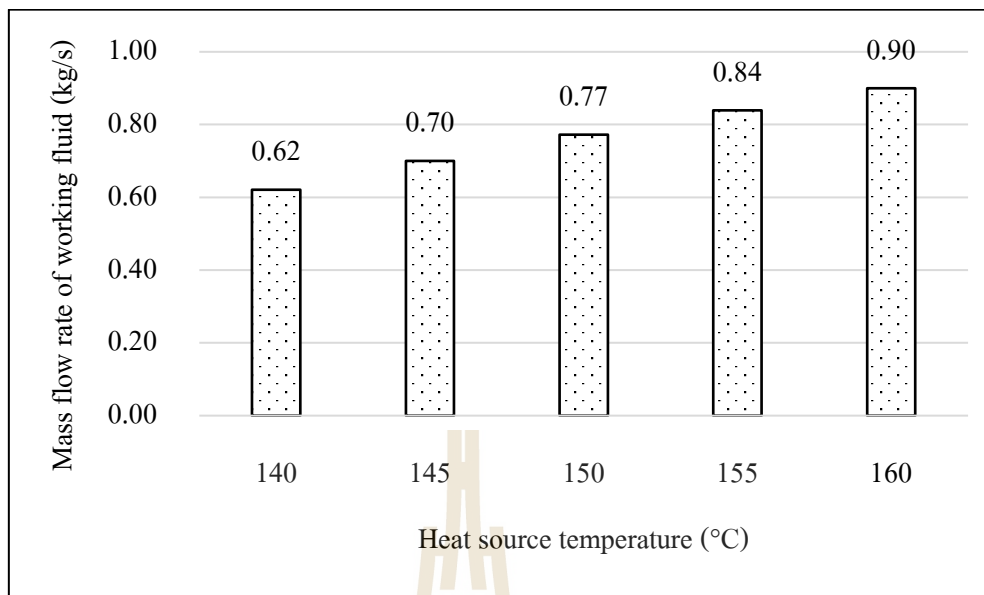
ที่สภาวะ off-design เป็นสภาวะที่เกิดขึ้นจริง เนื่องจากอุณหภูมิแหล่งความร้อนเป็นความร้อนทิ้งจากไอเสียของหม้อต้มไอน้ำ (boiler) ของโรงพยาบาล ซึ่งการทำงานของ boiler มีการทำงานเป็นช่วง ๆ ขึ้นกับสภาพการใช้งาน ทำให้ไอเสียที่ทิ้งออกมาไม่คงที่ รวมถึงอุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อน เป็นอุณหภูมิของสภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา ซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงตลอด การเปลี่ยนแปลงดังกล่าวส่งผลให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ไม่คงที่ เช่น ถ้าแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิลดลง กำลังไฟฟ้าจะผลิตได้ลดลงด้วย หรือถ้าแหล่งความเย็นมีอุณหภูมิสูงขึ้น ส่งผลให้ดึงความร้อนออกจากระบบได้ลดลง กำลังไฟฟ้าจะผลิตได้ลดลงด้วยเช่นกัน ดังนั้นเพื่อให้ผลิตไฟฟ้าได้เพิ่มขึ้น และคงที่ สามารถทำได้โดยปรับการทำงานของ pump ได้แก่ อัตราการไหลของสารทำงาน (\dot{m}_{wf}) ความดันเครื่องควบแน่น (P_{cond}) ความดันเครื่องระเหย (P_{evap}) วิทยานิพนธ์นี้จึงหาแนวทางการควบคุมเครื่องสูบลูก (pump) ให้ทำงานจุดที่ดีที่สุด (optimal)

จุดการทำงานที่ดีที่สุด (optimal) คือ ค่าการทำงานของ pump ได้แก่ \dot{m}_{wf} , P_{cond} และ P_{evap} ที่สามารถทำให้โรงไฟฟ้าผลิตไฟฟ้าได้คงที่ตลอดเวลา มีค่าใกล้เคียงกับค่าออกแบบของโรงไฟฟ้า โดยการจำลอง off-design condition จะแบ่งเป็น 2 กรณีคือ กรณีที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน (T_{hs}) เปลี่ยนไป แต่อุณหภูมิแหล่งความเย็น (T_{cr}) คงที่ และ กรณีเมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อน (T_{hs}) คงที่ แต่อุณหภูมิแหล่งความเย็น (T_{cr}) เปลี่ยนไป

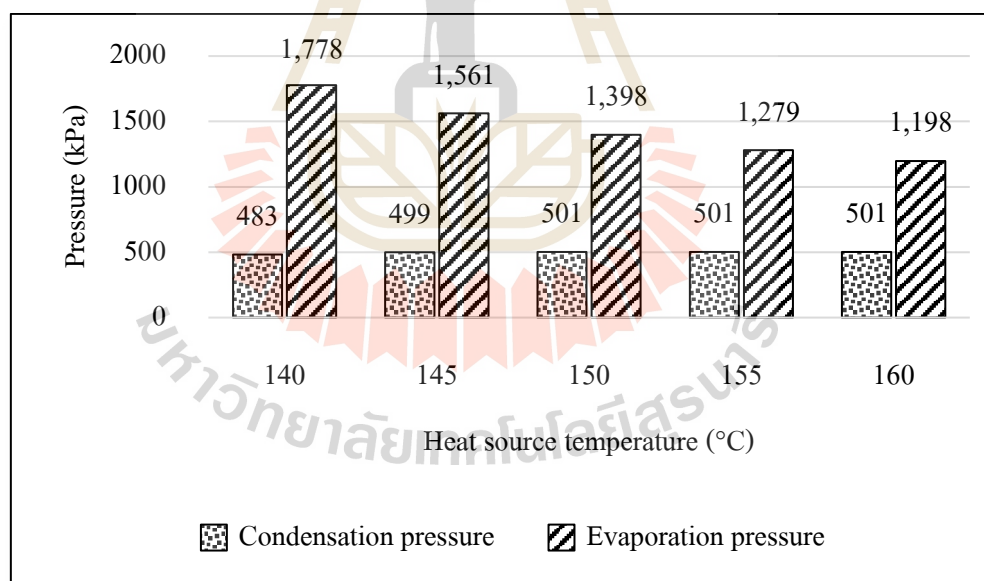
ในส่วนท้ายของหัวข้อ off-design จะนำค่าการทำงานของ pump ไปทำ curve fitting เพื่อให้ง่ายต่อการใช้งาน

4.3.1 ผลการจำลองควบคุมให้กำลังไฟฟ้า (W_{net}) คงที่ เมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อน (T_{hs}) เปลี่ยนไป แต่อุณหภูมิแหล่งความเย็น (T_{cr}) คงที่

ในหัวข้อนี้จะศึกษาผลกระทบการเปลี่ยนแปลงของสภาวะอากาศ ที่ส่งผลต่อค่าสมรรถนะต่างๆ โดยเงื่อนไขคือกำลังไฟฟ้า (W_{net}) ต้องผลิตได้คงที่เท่ากับ 6.54 kW โดยพิจารณาการเปลี่ยนไปของอุณหภูมิแหล่งความร้อน (T_{hs}) แต่อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อน (T_{cr}) คงที่



รูปที่ 4.10 ค่าอัตราการไหลเชิงมวลสารทำงานที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C



รูปที่ 4.11 ค่าความดันที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C

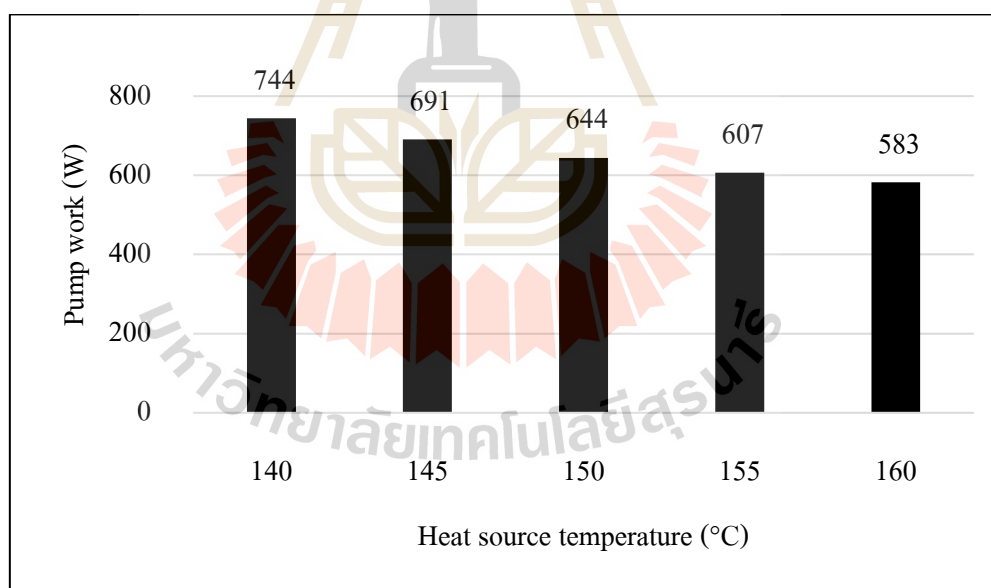
จากรูปที่ 4.10 เป็นค่าการทำงานของเครื่องสูบลม (pump) โดยปรับอัตราการไหลของสารทำงาน (\dot{m}_{wf}) จะเห็นว่าเมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนเพิ่มขึ้น pump ต้องปรับ \dot{m}_{wf} เพิ่มขึ้นด้วย เนื่องจากความร้อนที่ระบบได้รับเพิ่มขึ้นทำให้ต้องปรับ \dot{m}_{wf} มากขึ้นเพื่อให้ทั้งความร้อนได้มากขึ้น

ด้วย การควบคุมเพื่อที่จะทำให้โรงไฟฟ้าผลิตไฟฟ้าได้ 6.54 kW เท่าเดิม ต้องปรับให้เครื่องสูบ (pump) ทำงานที่ \dot{m}_{wf} อยู่ในช่วง 0.62-0.90 kg/s เมื่อ T_{hs} อยู่ในช่วง 140-160°C

จากรูปที่ 4.11 พิจารณาค่าความดันที่เครื่องควบแน่น (condensation pressure, P_{cond}) มีค่าใกล้เคียงกันประมาณ 500 kPa เนื่องจากอุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อน (T_{cr}) คงที่ รวมถึงขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (UA_{cond}) คงที่ด้วย ทำให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่ ทำให้การดึงความร้อนออกจากระบบคงที่ส่งผลให้ P_{cond} คงที่ด้วย

พิจารณาค่าความดันที่เครื่องระเหย (evaporation pressure, P_{evap}) จะมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนเพิ่มขึ้น เช่นเดียวกับค่าผลต่างความดัน ($P_{evap} - P_{cond}$) ที่มีค่าลดลงเช่นกัน เนื่องจากเมื่อโรงไฟฟ้าได้รับความร้อนเพิ่มขึ้นแต่ผลิตไฟฟ้าเท่าเดิมทำให้ต้องปรับ pump ให้ทำงานลดลง

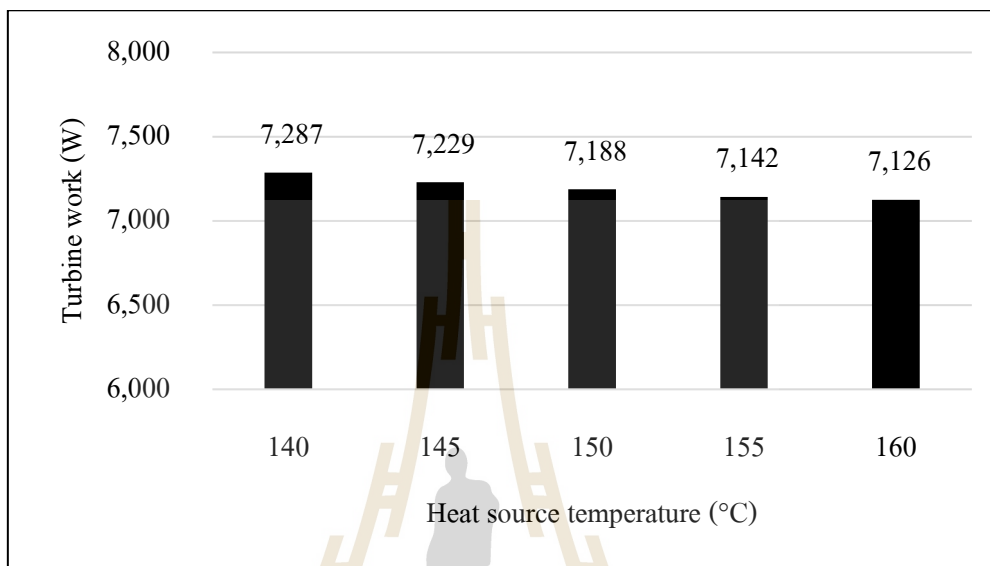
ดังนั้นเพื่อผลิตไฟฟ้าได้เท่าเดิมที่ 6.54 kW เมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนเพิ่มขึ้น ต้องปรับให้เครื่องสูบ (pump) ทำงานลดลง โดย P_{evap} ทำงานอยู่ในช่วง 1,198-1,778 kPa



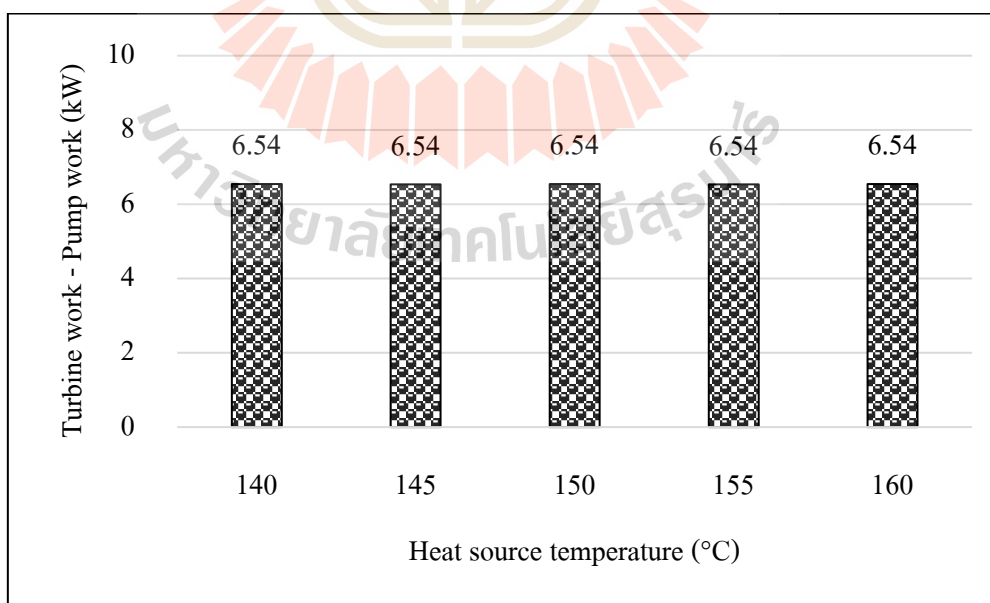
รูปที่ 4.12 ค่ากำลังงานของเครื่องสูบที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C

จากรูปที่ 4.12 ค่า P_{evap} ลดลงตามอุณหภูมิแหล่งความร้อนที่เพิ่มขึ้น แสดงว่า pump ทำงานลดลง ซึ่งจะเห็นว่างานที่ต้องจ่ายให้กับ pump ลดลงแสดงดังในรูปที่ 4.12

จากรูปที่ 4.13 พบว่ากำลังงานที่กังหัน (W_{tur}) ลดลง เมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนสูงขึ้น เนื่องจากกำลังไฟฟ้าผลิตเท่าเดิม แต่ความร้อนที่โรงไฟฟ้าได้รับมากขึ้นส่งผลให้สารทำงานได้รับความร้อนสูงขึ้น จึงต้องควบคุมให้งานที่ออกจากกังหันลดลง

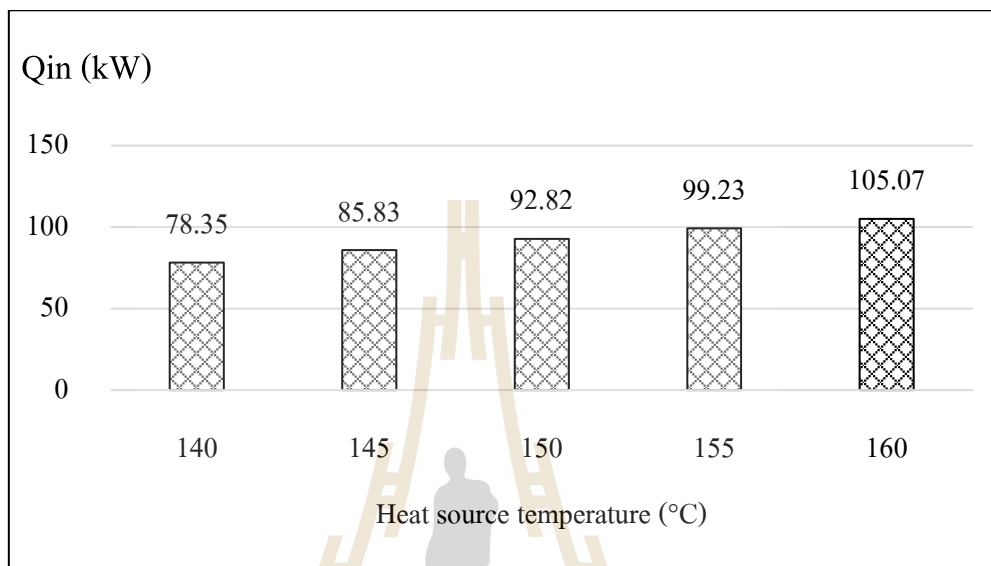


รูปที่ 4.13 ค่ากำลังงานของกังหันที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C

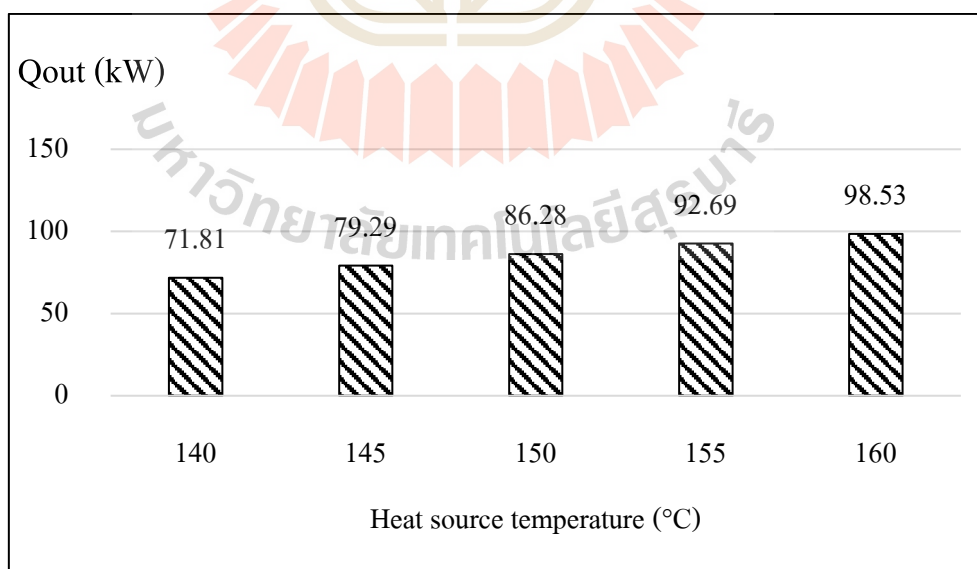


รูปที่ 4.14 ค่าผลต่างกำลังงานของกังหันกับเครื่องสูบที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C

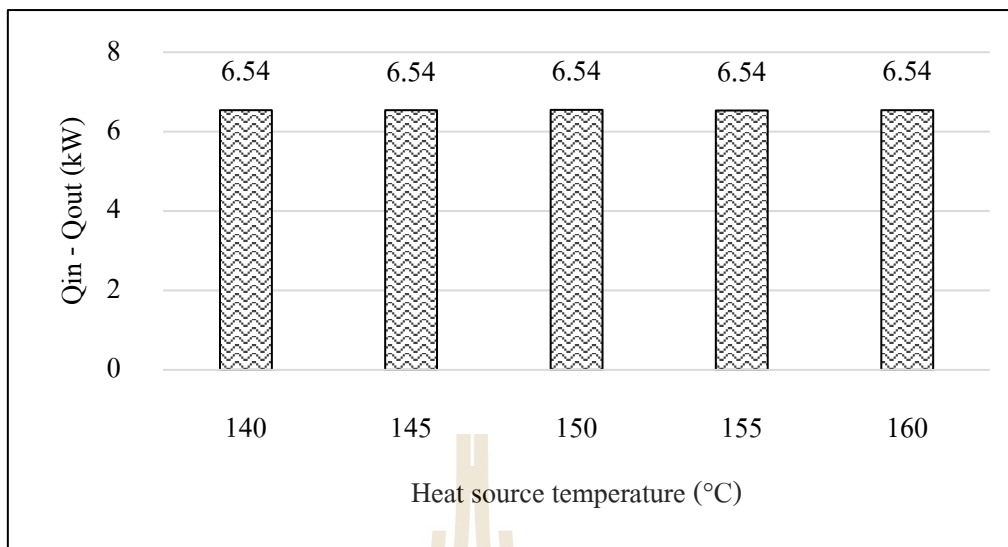
จากรูปที่ 4.14 ผลต่างของกำลังงานที่กักเก็บกับเครื่องสูบ หรือเรียกว่าเป็นกำลังงานสุทธิ จะมีค่าคงที่เท่ากับค่ากำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ ซึ่งเป็นไปตามกฎ energy balance ที่ว่าพลังงานเข้าเท่ากับพลังงานออก



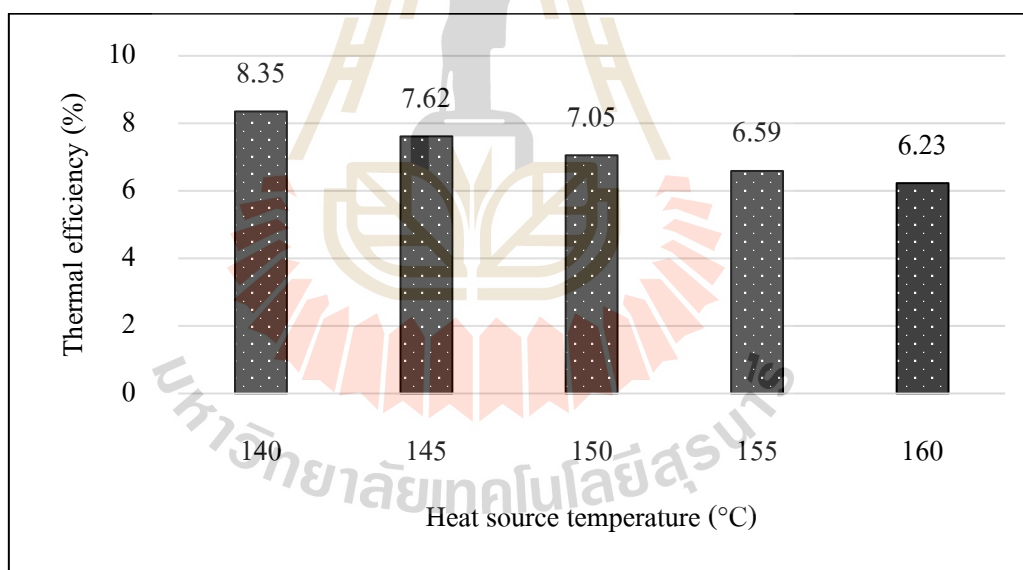
รูปที่ 4.15 ค่าความร้อนที่โรงไฟฟ้าได้รับที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C



รูปที่ 4.16 ค่าความร้อนที่ดึงออกจากโรงไฟฟ้าที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C



รูปที่ 4.17 ค่าผลต่างความร้อนที่ได้รับและดึงออกจากโรงไฟฟ้าที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C



รูปที่ 4.18 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 140-160°C

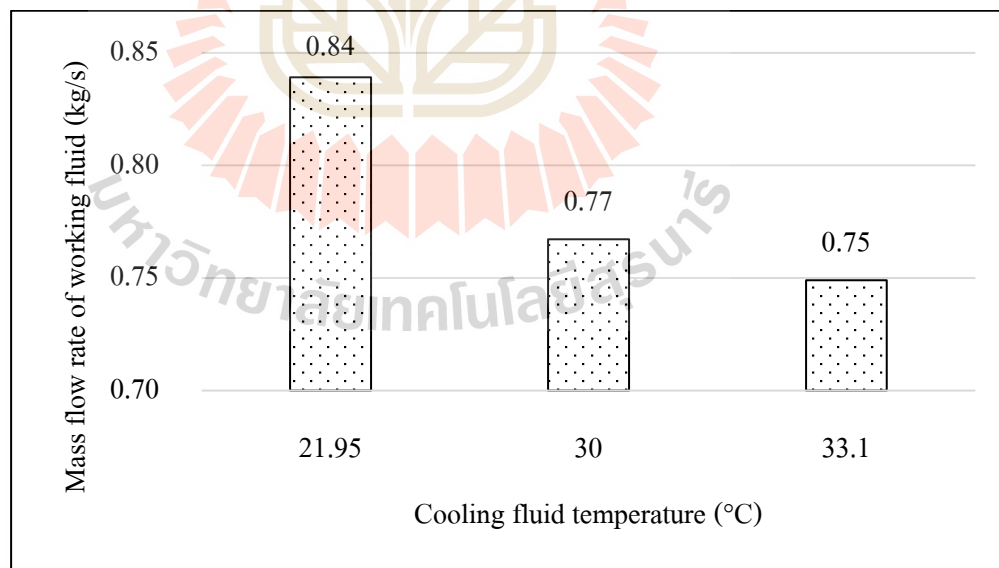
จากรูปที่ 4.15 และ 4.16 จะเห็นว่า มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเหมือนกัน ตามอุณหภูมิแหล่งความร้อนที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากเมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนสูงขึ้นจึงทำให้สามารถถ่ายเทความร้อนสู่สารทำงานได้มากขึ้น ทำให้ต้องดึงความร้อนออก (Q_{out}) จากโรงไฟฟ้ามากขึ้นด้วย เพื่อรักษาการผลิตไฟฟ้าที่เท่าเดิม เพราะถ้ารับความร้อนเข้าโรงไฟฟ้ามากแต่ดึงความร้อนออกจากโรงไฟฟ้าได้น้อย จะส่งผล

ให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ลดลง ทำให้ต้องรักษาสมดุลพลังงาน (energy balance) ดังแสดงในรูปที่ 4.17 ซึ่งเป็นรูปกราฟผลต่างของความร้อนที่รับเข้ามา กับ ความร้อนที่ดึงออกไป ($Q_{in}-Q_{out}$) จะเห็นว่ามีความเท่ากันที่ 6.54 kW

จากรูปที่ 4.18 จะเห็นว่าค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η_{th}) มีค่าลดลง เมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนสูงขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิแหล่งความร้อนสูง ส่งผลให้ค่าความร้อนที่สารทำงานได้รับ (Q_{in}) มาก เห็นได้จากรูปที่ 4.15 และจากสมการที่ 2.7 สมการหาประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η_{th}) ซึ่งตัวเศษของสมการคือ ค่ากำลังไฟฟ้าสุทธิ (W_{net}) ซึ่งเป็นค่าคงที่ เพราะต้องการควบคุมให้ผลิตไฟฟ้าคงที่ตลอด แต่ตัวหารหรือตัวส่วนของสมการคือ Q_{in} มีค่าเพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่า η_{th} ลดลงนั่นเอง

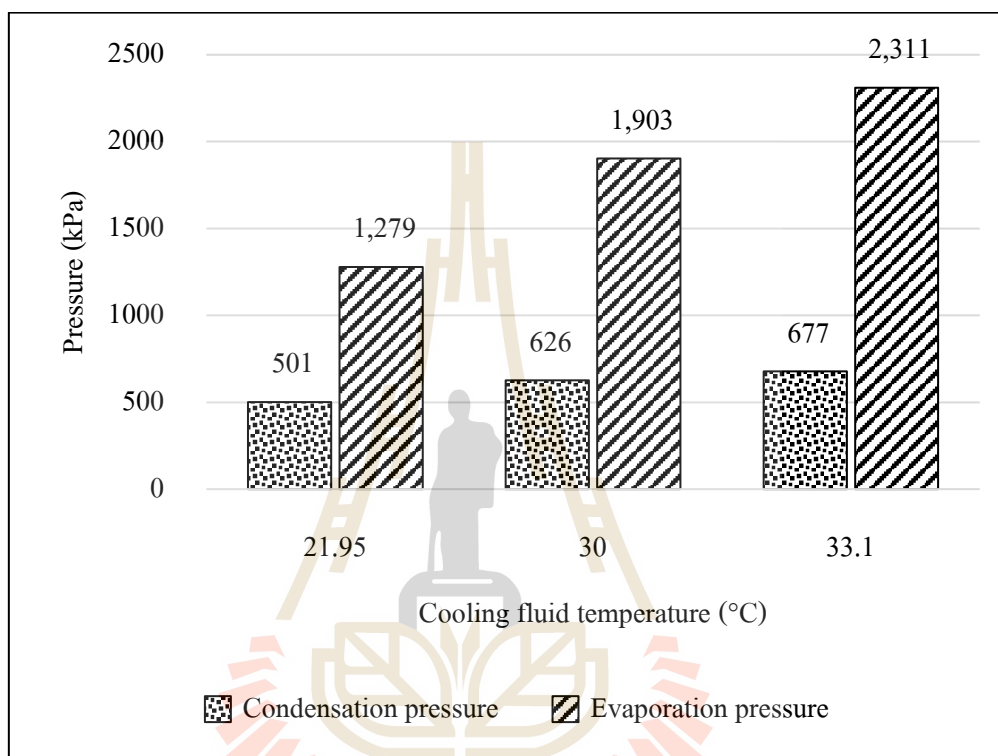
4.3.2 ผลการจำลองควบคุมให้กำลังไฟฟ้า (W_{net}) คงที่ เมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อน (T_{th}) คงที่ แต่อุณหภูมิแหล่งความเย็น (T_{cr}) เปลี่ยนไป

หัวข้อนี้จะดูค่าตัวแปรต่างๆ เช่น อัตราการไหลสารทำงาน (\dot{m}_{wf}) ความดันเครื่องควบแน่น (P_{cond}) ความดันเครื่องระเหย (P_{evap}) และสมรรถนะต่าง ๆ เช่น กำลังที่เครื่องสูบลูกสูบ (W_{pump}) กำลังที่กังหัน (W_{tur}) ความร้อนที่สารทำงานได้รับ (Q_{in}) ความร้อนที่ดึงออกจากโรงไฟฟ้า (Q_{out}) ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η_{th}) เมื่อต้องการควบคุมการผลิตไฟฟ้าคงที่ แต่อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนเปลี่ยนไป ผลที่ได้เป็นดังนี้



รูปที่ 4.19 ค่าอัตราการไหลของสารทำงานที่อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อน 21.95-33.10°C

จากรูปที่ 4.19 จะเห็นว่าค่าอัตราไหลเชิงมวลของสารทำงาน (\dot{m}_{wf}) มีค่าลดลง เมื่ออุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนสูงขึ้น เนื่องจากเมื่ออุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนสูงขึ้นส่งผลให้การดึงความร้อนออกจากระบบลดลง ทำให้ค่าความดันที่เครื่องควบแน่น (P_{cond}) สูงขึ้นเห็นได้จากรูปที่ 4.20 ดังนั้นเพื่อรักษาการผลิตไฟฟ้าให้คงที่ จึงต้องลดค่า \dot{m}_{wf} ลง

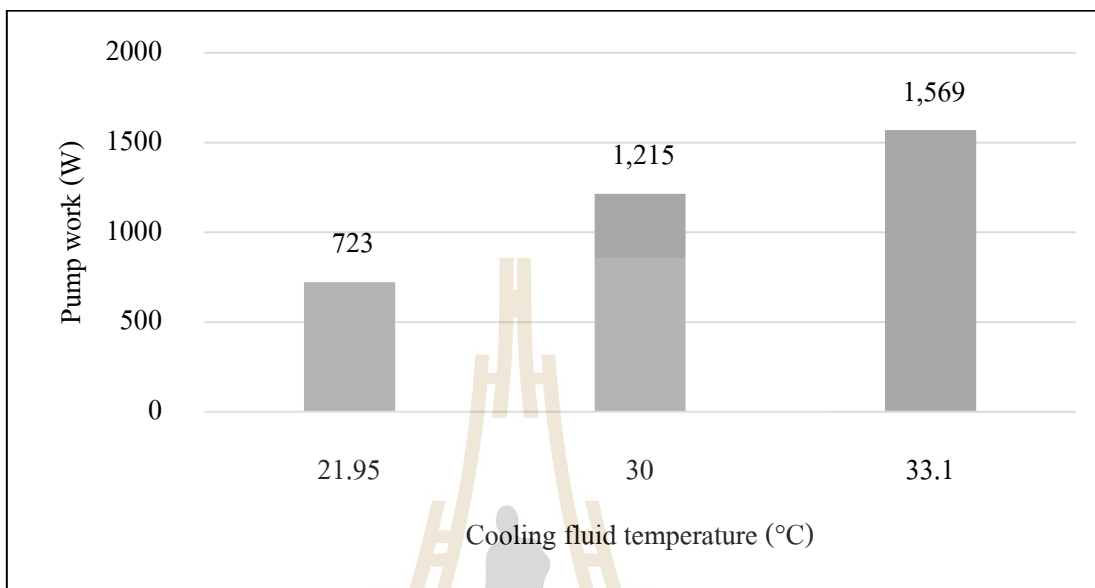


รูปที่ 4.20 ค่าความดันที่เครื่องควบแน่นและเครื่องระเหยที่อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อน 21.95-33.10°C

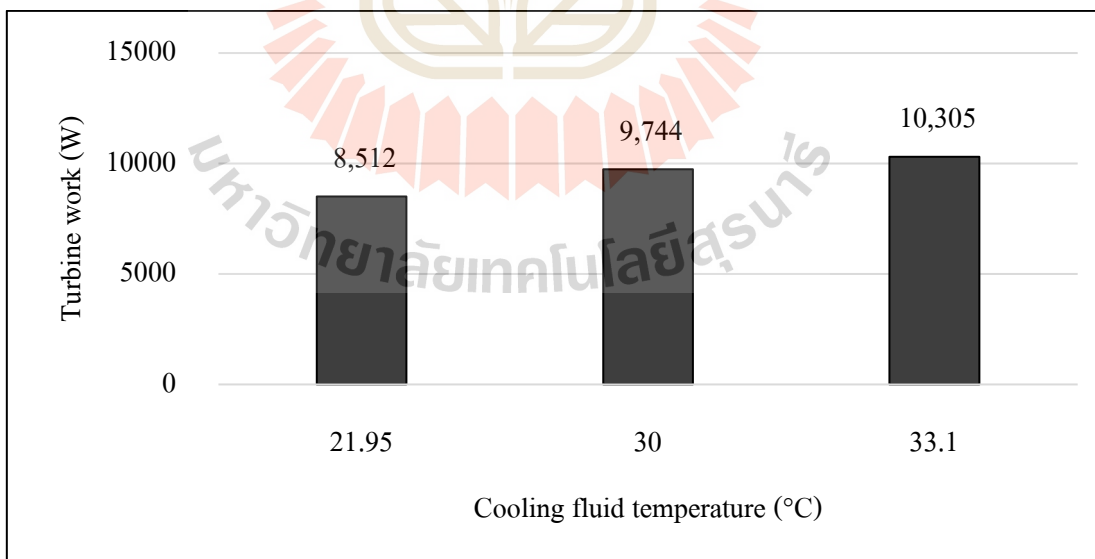
จากรูปที่ 4.20 จะเห็นว่าค่าความดันที่เครื่องควบแน่น (P_{cond}) และค่าความดันที่เครื่องระเหย (P_{evap}) มีเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนสูงขึ้น ที่ P_{cond} สูงขึ้นเพราะอุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนสูงขึ้นทำให้การดึงความร้อนออกจากระบบน้อยลง ส่งผลให้ความร้อนที่ condenser มาก ทำให้ P_{cond} มากขึ้นด้วย และที่ค่า P_{evap} เนื่องจากเมื่ออุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนคงที่ แต่อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนสูงขึ้น ส่งผลให้การดึงความร้อนออกจากระบบลดลง เมื่อดึงความร้อนออกจากระบบได้น้อยลงทำให้ผลิตไฟฟ้าได้ลดลง จะส่งผลให้ pump ต้องปรับค่าความดันที่ evaporator มากขึ้น

จะเห็นได้อีกว่าความดัน P_{cond} จะเพิ่มขึ้นไม่มากเท่า P_{evap} เนื่องจาก P_{evap} เป็นความดันก่อนเข้ากังหันที่ผลิตงานออกมา ซึ่งส่งผลมากต่อการได้กำลังงานออกมา ดังนั้นเพื่อให้การผลิตไฟฟ้าคงที่ pump จึงต้องปรับ P_{evap} ให้เพิ่มขึ้น

จากที่ pump ต้องทำความดันที่ evaporator สูงขึ้น ดังนั้นงานที่ให้ pump ต้องมากขึ้นด้วยจะเห็นได้จากรูปที่ 4.21



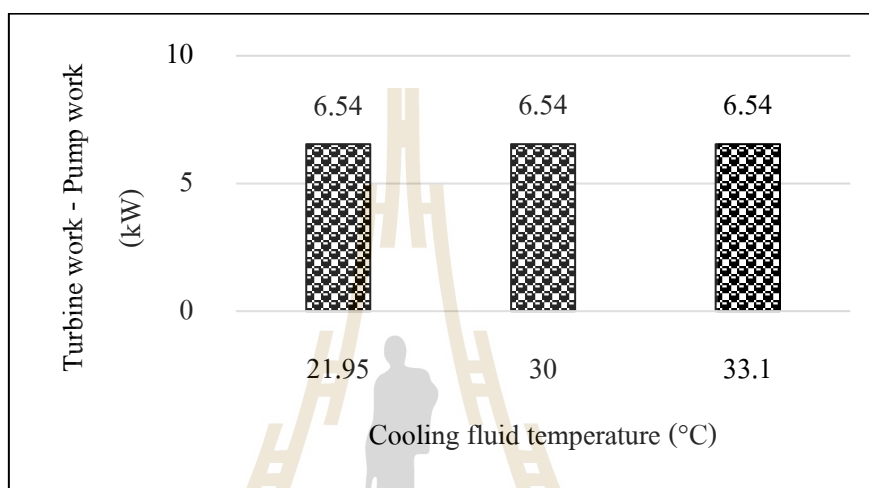
รูปที่ 4.21 ค่ากำลังงานที่เครื่องสูบลมที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 21.95-33.10°C



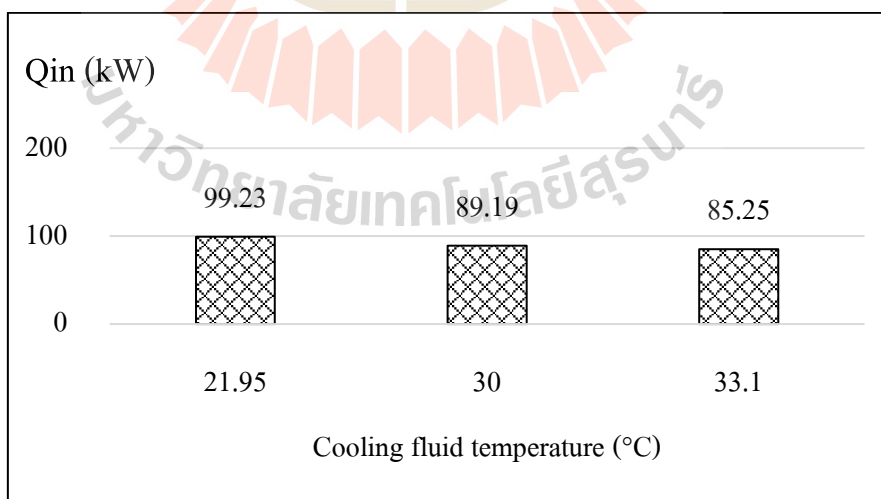
รูปที่ 4.22 ค่ากำลังงานที่กังหันที่แหล่งความร้อน 21.95-33.10°C

จากรูปที่ 4.22 จะเห็นว่างานที่กังหันผลิตได้มีค่าสูงขึ้นตามอุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนที่สูงขึ้น เนื่องจาก P_{evap} สูงขึ้น

จากรูปที่ 4.23 จะเห็นว่าผลต่างระหว่าง กำลังงานที่กังหัน กับ กำลังงานที่เครื่องสูบ ($W_{\text{tur}} - W_{\text{pump}}$) เท่ากัน เท่ากับค่ากำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ ซึ่งเป็นไปตามกฎ energy balance ที่ว่าพลังงานเข้าเท่ากับพลังงานออก

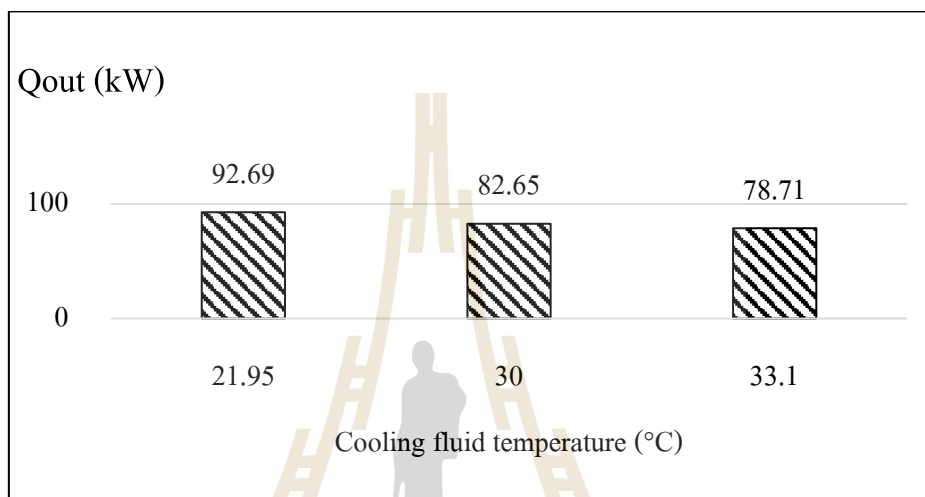


รูปที่ 4.23 ค่าผลต่างกำลังงานที่กังหันกับที่เครื่องสูบที่อุณหภูมิแหล่งความเย็น 21.95-33.10°C

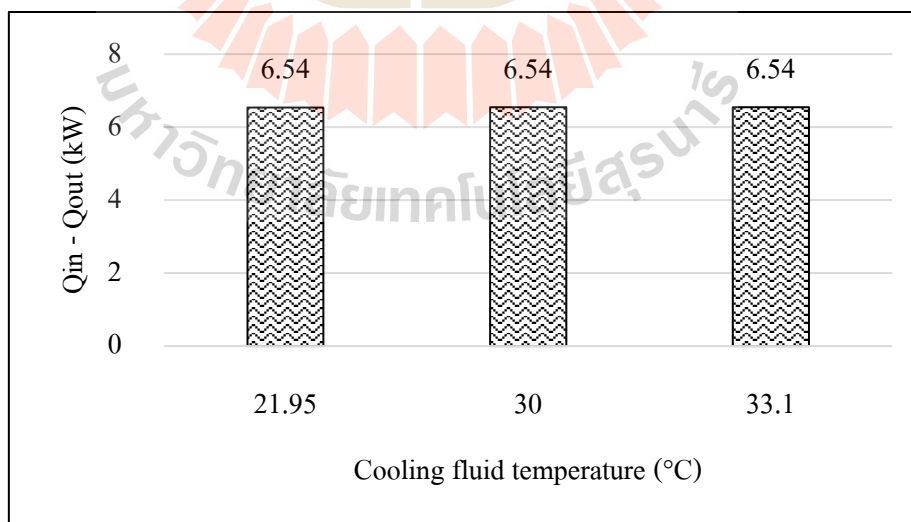


รูปที่ 4.24 ค่าความร้อนที่โรงไฟฟ้าได้รับที่อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อน 21.95-33.10°C

จากรูปที่ 4.24 จะเห็นว่าค่าความร้อนที่โรงไฟฟ้าได้รับ (Q_{in}) ลดลง เมื่ออุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนสูงขึ้น เนื่องจากเมื่ออุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนสูงขึ้นส่งผลให้การดึงความร้อนออกจากระบบลดลง ทำให้ระบบต้องรับความร้อนเข้ามาน้อย เพราะถ้าระบบได้รับความร้อนเข้ามามากจะส่งผลให้การผลิตไฟฟ้าไม่คงที่ ระบบจึงพยายามควบคุมความร้อนที่รับเข้ามา เพื่อให้สามารถผลิตไฟฟ้าได้คงที่



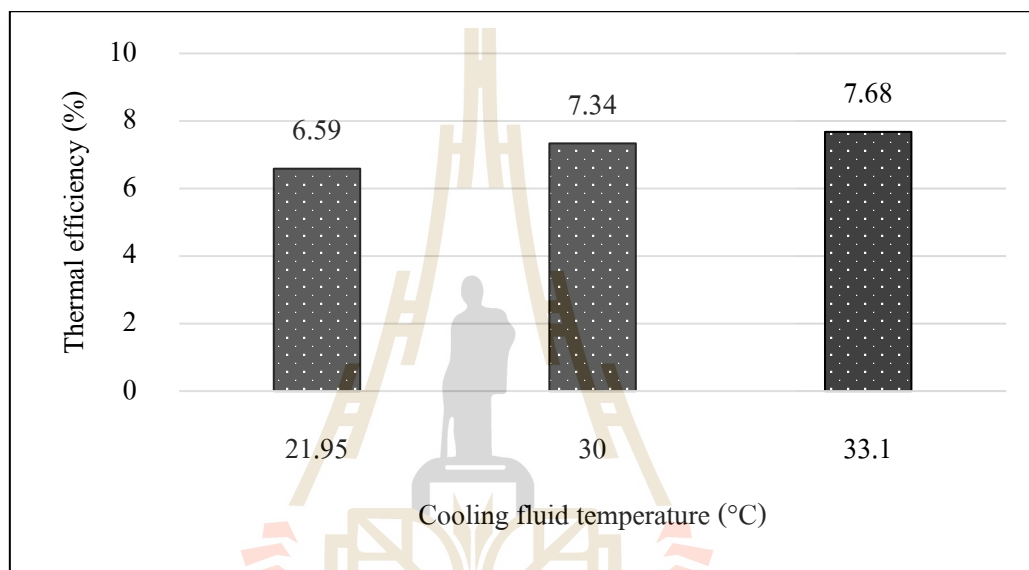
รูปที่ 4.25 ค่าความร้อนที่ดึงออกจากโรงไฟฟ้าที่อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อน 21.95-33.10C



รูปที่ 4.26 ค่าผลต่างความร้อนที่ได้รับและดึงออกจากโรงไฟฟ้าที่อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อน 21.95-33.10°C

จากรูปที่ 4.25 จะเห็นว่าค่าความร้อนที่ดึงออกจากโรงไฟฟ้า (Q_{out}) มีค่าลดลง เมื่ออุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนสูงขึ้น เพราะว่าขนาด heat exchanger เท่าเดิม ดังนั้นความสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง เมื่ออุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนสูงขึ้นจึงทำให้ดึงความร้อนออกจากระบบได้ลดลง

จากรูปที่ 4.26 จะเห็นว่าเมื่ออุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนสูงขึ้น ทำให้ดึงความร้อนออกจากระบบ (Q_{out}) ลดลง แต่ว่าสุดท้ายแล้วระบบสามารถควบคุมให้ผลิตไฟฟ้าได้คงที่ เห็นได้จากค่าผลต่างของความร้อน ($Q_{in}-Q_{out}$) ที่เท่ากัน



รูปที่ 4.27 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 21.95-33.10°C

จากรูปที่ 4.27 จะเห็นว่าค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η_{th}) มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนสูงขึ้น จากสมการ (2.7) การผลิตไฟฟ้าคงที่ แต่ความร้อนที่ให้แก่โรงไฟฟ้าลดลง จึงทำให้ประสิทธิภาพสูงขึ้น

จากการจำลองที่สภาวะนอกออกแบบ (off-design) ที่อุณหภูมิแหล่งความร้อนเท่ากับ 140, 145, 150, 155, 160°C และอุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนเท่ากับ 21.95, 30.00, 33.10°C โดยควบคุมให้โรงไฟฟ้าผลิตกำลังงานสุทธิ (W_{net}) ได้คงที่ 6.54 kW เมื่อแหล่งความร้อนและแหล่งทิ้งความร้อนเปลี่ยนไป สามารถหาแนวทางการควบคุมเครื่องสูบลม (pump) โดยปรับอัตราการไหลของสารทำงาน (\dot{m}_{wf}) ความดันที่เครื่องระเหย (P_{evap}) ความดันที่เครื่องควบแน่น (P_{cond}) ได้ผลดังตารางที่ 4.3

จากตารางที่ 4.3 จะมีบางสถานะที่โรงไฟฟ้าไม่สามารถควบคุมการผลิตได้คงที่ ในงานวิจัยนี้ จึงเสนอแนวทางการแก้ไขโดยติดตั้ง heater เพิ่ม เพื่อเพิ่ม degree of superheat ทำให้ความดันก่อนเข้ากังหันสูงขึ้น ซึ่งจะส่งผลให้งานที่ผลิตได้เพิ่มขึ้น หรือเพิ่มการดึงความร้อนออกจากระบบ โดยการปรับให้อัตราการไหลแหล่งที่ความร้อนสูงขึ้น ซึ่งจะส่งผลให้ Q_{out} สูงขึ้น

ตามตารางที่ 4.3 ผลการจำลองที่สภาวะเปลี่ยนไป (off-design condition)

T_{cf} (°C)	T_{hs} (°C)	W_{net} (kw)	\dot{m}_{wf} (kg/s)	P_{cond} (kPa)	P_{evap} (kPa)
	140	6.54	0.62	482.84	1,778.46
	145	6.54	0.70	498.54	1,561.35
	150	6.54	0.77	501.36	1,398.28
	155	6.54	0.84	501.36	1,279.40
21.95	160	6.54	0.90	501.36	1,198.26
	140	5.92	0.58	582.90	2,493.28
	145	6.35	0.64	602.63	2,359.33
	150	6.54	0.69	622.60	2,295.30
	155	6.54	0.77	626.28	1,902.91
30.00	160	6.59	0.83	626.28	1,720.90
	140	5.46	0.58	631.79	2,345.76
	145	5.92	0.64	652.23	2,505.02
	150	6.29	0.70	668.30	2,505.72
	155	6.54	0.75	677.15	2,310.82
33.10	160	6.54	0.81	680.12	1,991.38

4.3.3 การทำ curve fitting สำหรับการปรับการทำงาน pump

ในหัวข้อนี้ได้้นำค่าการทำงานของ pump ได้แก่ \dot{m}_{wf} , P_{cond} และ P_{evap} ในตารางที่ 4.3 ไปทำ curve fitting เพื่อให้ได้สมการความสัมพันธ์กับ T_{hs} และ T_{cf} ที่เปลี่ยนไป ดังต่อไปนี้

$$\dot{m}_{wf,curvefit} = -1.330679 - 0.000976 * T_{cf}^2 + 1.97729E-05 * T_{cf}^3 + 0.000222 * T_{hs}^2 - 7.79388E-07 * T_{hs}^3 \quad (4.1)$$

$$P_{cond,curvefit} = -861.594 + 0.289158 * T_{cf}^2 - 0.00034 * T_{cf}^3 + 0.157776 * T_{hs}^2 - 0.00069 * T_{hs}^3 \quad (4.2)$$

$$P_{evap,curvefit} = 9175.262 + 9.258139 * T_{cf}^2 - 0.180602852 * T_{cf}^3 - 1.18152 * T_{hs}^2 + 0.004814 * T_{hs}^3 \quad (4.3)$$

จากสมการ (4.1), (4.2) และ (4.3) สามารถนำไปทำงานค่าการทำงานได้ผลดังตารางต่อไปนี้ โดยที่ $\dot{m}_{wf,sim}$, $P_{cond,sim}$ และ $P_{evap,sim}$ เป็นผลจากการจำลองในตารางที่ 4.3 ส่วน $\dot{m}_{wf,curvefit}$, $P_{cond,curve,fit}$ และ $P_{evap,curvefit}$ เป็นผลการทำนายจากสมการ

ตารางที่ 4.4 ผลการเปรียบเทียบผล \dot{m}_{wf} จากสมการ curve fitting

T_{cf} (°C)	T_{hs} (°C)	$\dot{m}_{wf,sim}$ (kg/s)	$\dot{m}_{wf,curvefit}$ (kg/s)	%error
21.95	140	0.62	0.62	0.00
21.95	145	0.70	0.70	0.00
30.00	150	0.69	0.69	0.00
33.10	155	0.75	0.75	0.00
21.95	160	0.90	0.90	0.00
21.95	150	0.77	0.77	0.10
21.95	155	0.84	0.84	0.10
30.00	155	0.77	0.76	1.37
33.10	160	0.81	0.81	0.68

จากตารางที่ 4.4, 4.5 และ 4.6 จะเห็นว่าผลที่ใช้สมการทำนาย เมื่อเทียบกับผลจากการจำลอง มีค่าความคลาดเคลื่อนเล็กน้อย ตารางที่ 4.4 และ 4.5 มีค่าความคลาดเคลื่อนไม่ถึง 2% ส่วนในตารางที่ 4.6 ค่าความคลาดเคลื่อนสูงสุดไม่เกิน 15% ซึ่งค่าความคลาดเคลื่อนน่าจะเกิดจาก numerical error ดังนั้นในการควบคุม pump สามารถนำสมการไปใช้เพื่อทำนายได้

ตารางที่ 4.5 ผลการเปรียบเทียบผล P_{cond} จากสมการ curve fitting

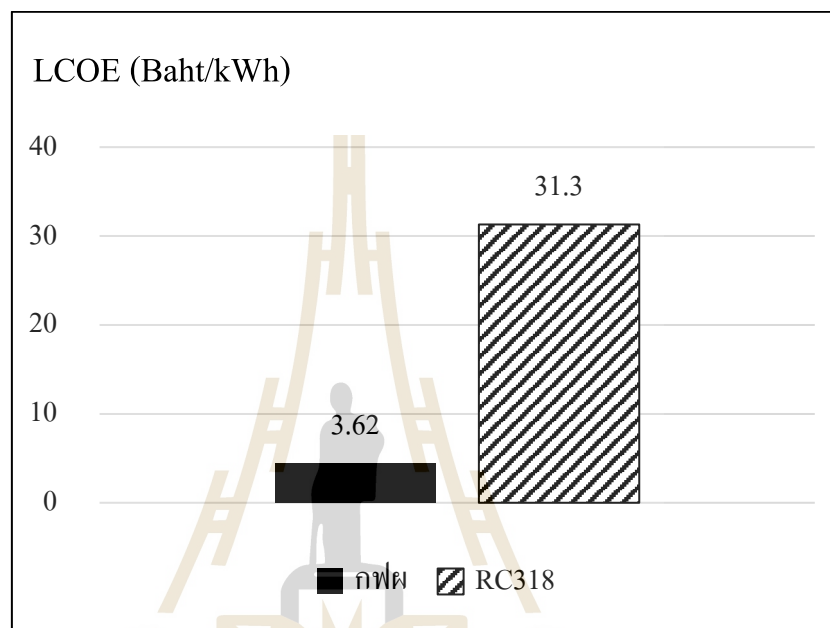
T_{cf} (°C)	T_{hs} (°C)	$P_{cond,sim}$ (kPa)	$P_{cond,curve,fit}$ (kPa)	%error
21.95	140	482.84	482.84	0.00
21.95	145	498.54	498.54	0.00
30.00	150	622.60	622.60	0.00
33.10	155	677.15	677.15	0.00
21.95	160	501.36	501.36	0.00
21.95	150	501.36	507.21	1.17
21.95	155	501.36	508.32	1.39
30.00	155	626.28	623.71	0.41
33.10	160	680.12	670.19	1.46

ตารางที่ 4.6 ผลการเปรียบเทียบผล P_{evap} จากสมการ curve fitting

T_{cf} (°C)	T_{hs} (°C)	$P_{evap,sim}$ (kPa)	$P_{evap,curve,fit}$ (kPa)	%error
21.95	140	1,778.46	1,778.46	0.00
21.95	145	1,561.35	1,561.35	0.00
30.00	150	2,295.30	2,295.30	0.00
33.10	155	2,310.82	2,310.82	0.00
21.95	160	1,198.26	1,198.26	0.00
21.95	150	1,398.28	1,389.87	0.60
21.95	155	1,279.40	1,267.63	0.92
30.00	155	1,902.91	2,173.07	14.20
33.10	160	1,991.38	2,241.44	12.56

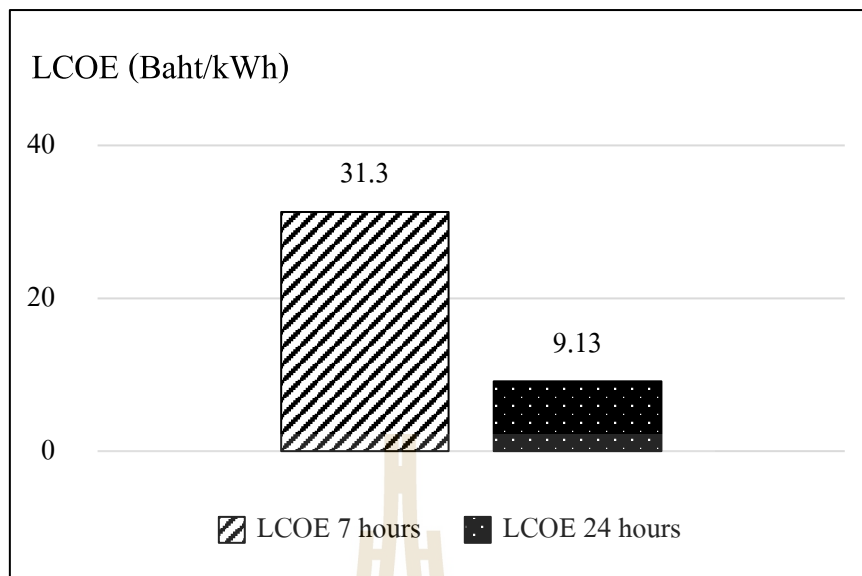
4.2 การวิเคราะห์เปรียบเทียบทางเศรษฐศาสตร์

ในหัวข้อนี้จะคำนวณ เปรียบเทียบ และวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ โดยคำนวณต้นทุนเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (Levelized cost of electricity, LCOE) ของสารทำงาน RC318 โดยเปรียบเทียบกับราคาไฟฟ้าของการไฟฟ้าผลิตแห่งประเทศไทย (กฟผ.) ได้ผลดังรูปที่ 4.28

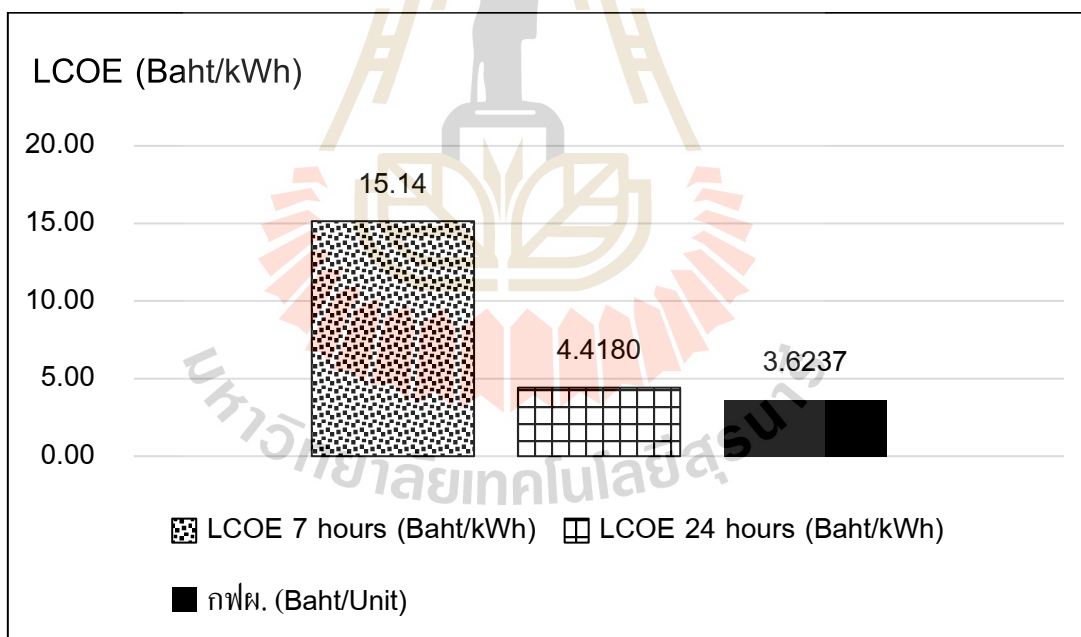


รูปที่ 4.28 เปรียบเทียบผลทางเศรษฐศาสตร์

จากรูปที่ 4.28 จะเห็นว่าค่าไฟฟ้าที่ผลิตได้หน่วยละประมาณ 31.30 Baht/kWh ซึ่งมีราคาที่สูงกว่าของ กฟผ. ที่มีราคาไฟฟ้าเฉลี่ยหน่วยละประมาณ 3.6237 บาท เป็นเพราะว่าโรงไฟฟ้าผลิตไฟฟ้าได้แค่ช่วงเวลาที่โรงพยาบาลใช้ boiler ตั้งเวลาประมาณ 8.45-16.45 น. รวมเป็นเวลา 7 ชั่วโมงเท่านั้น ดังนั้นผู้วิจัยจึงได้หาทางลดราคาไฟฟ้าที่ผลิตได้ โดยพิจารณาว่าถ้าสามารถผลิตไฟฟ้าได้ตลอดทั้งวันค่าไฟฟ้าที่ผลิตได้จะลดลงไปเท่าไร โดยผลการคำนวณจะแสดงได้ดังรูปที่ 4.29



รูปที่ 4.29 ผลการเปรียบเทียบ LCOE ระหว่างทำงาน 7 ชั่วโมงกับ 24 ชั่วโมง



รูปที่ 4.30 ผลการเปรียบเทียบ LCOE ที่การทำงาน 7 ชั่วโมง 24 ชั่วโมง และ กฟผ.

จากรูปที่ 4.29 จะเห็นว่าเมื่อโรงไฟฟ้าทำงาน 24 ชั่วโมงสามารถลดค่าผลิตไฟฟ้าจาก 31.30 Baht/kWh เหลือ 9.13 Baht/kWh แต่จะเห็นว่ายังมีราคาที่สูงกว่าราคาของการไฟฟ้าอยู่ ผู้วิจัยจึงพิจารณาว่ามีความต้องการใช้ boiler จำนวน 2 ตัวพร้อมกัน เพื่อคู่ความสามารถลดราคาไฟฟ้าได้อย่างไร

รูปที่ 4.30 แสดงผลการเปรียบเทียบราคาการผลิตไฟฟ้า โดยเปิด boiler จำนวน 2 ตัวพร้อมกัน โดยที่พิจารณาการทำงาน 7 ชั่วโมง และ 24 ชั่วโมง เปรียบเทียบกับราคาไฟฟ้าของ กฟผ.

จะเห็นว่าเมื่อพิจารณาให้มีความต้องการใช้ boiler จำนวน 2 ตัว ที่การทำงาน 7 ชั่วโมง ราคาไฟฟ้าประมาณ 15.14 Baht/kWh แต่เมื่อทำงาน 24 ชั่วโมง สามารถลดราคาไฟฟ้าเหลือประมาณ 4.42 Baht/kWh ซึ่งมีราคาใกล้เคียงกับราคาไฟฟ้าของ กฟผ. ที่มีราคาไฟฟ้าประมาณ 3.63 Baht/Unit

ดังนั้นในการนำความร้อนทิ้งจาก boiler ของโรงพยาบาลจะคุ้มทันทีเมื่อมีการใช้ boiler จำนวน 2 ตัวพร้อมกันและทำงานที่ 24 ชั่วโมง



บทที่ 5

บทสรุปและข้อเสนอแนะ

วิทยานิพนธ์นี้ศึกษาการนำความร้อนทิ้งจากหม้อต้มไอน้ำของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีมาผลิตไฟฟ้าด้วยโรงไฟฟ้าไออาร์ซี โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อประเมินศักยภาพการใช้งานของความร้อนทิ้งจากหม้อต้มไอน้ำของโรงพยาบาลเพื่อใช้ผลิตไฟฟ้า และศึกษาหากลยุทธ์การควบคุมเครื่องสูบลมที่เหมาะสมที่สุด เพื่อสามารถผลิตไฟฟ้าได้คงที่ตามอุณหภูมิแหล่งความร้อนและสภาวะอากาศที่เปลี่ยนแปลงไป พร้อมทั้งคำนวณด้านเศรษฐศาสตร์

5.1 สรุปผลงานวิจัย

จากการจำลองการผลิตไฟฟ้าของโรงไฟฟ้าไออาร์ซี ที่ใช้ความร้อนทิ้งจากหม้อต้มไอน้ำของโรงพยาบาลที่อุณหภูมิ 140-160°C และสภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมาที่อุณหภูมิ 21.95-33.10°C โดยพัฒนาสมการคณิตศาสตร์ร่วมกับวิธี Golden section method ใช้โปรแกรม MATLAB ในการจำลอง และใช้ REFPROP หาค่าคุณสมบัติของสารทำงาน ระบบสามารถทำงานที่สภาวะออกแบบและนอกสภาวะออกแบบ สามารถสรุปผลได้ดังนี้

5.1.1 ผลการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม

ผลการตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมที่ใช้ในการจำลอง กับบทความวิจัยพบว่าผลที่ได้จากโปรแกรมมีความใกล้เคียงกับผลของบทความ โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนไม่ถึง 2% ดังนั้น โปรแกรมที่พัฒนาขึ้นมานี้มีความน่าเชื่อถือ

5.1.2 ผลการจำลองที่สภาวะออกแบบ (design condition)

ที่สภาวะออกแบบนี้ได้กำหนดให้โรงไฟฟ้าไออาร์ซีทำงานที่อุณหภูมิแหล่งความร้อนเท่ากับ 150°C และอุณหภูมิแหล่งความเย็นเท่ากับ 30°C โดยทดสอบสารทำงาน 7 สาร พบว่าสารทำงานที่ได้กำลังไฟฟ้าสูงสุดคือ RC318 มีค่าเท่ากับ 6.54 kW และสารที่ได้กำลังไฟฟ้ารองลงมาคือ R1234ze มีค่าเท่ากับ 6.3 kW และเปรียบเทียบค่าต้นทุนเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (LCOE) แล้วพบว่าสารทำงาน RC318 มีราคาไฟฟ้าหน่วยละ 31.30 Baht/kWh ถูกกว่าสารทำงาน R1234ze ที่มีราคาไฟฟ้าหน่วยละ 32.30 Baht/kWh เมื่อเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้และราคาไฟฟ้าที่ผลิตจึงเลือก RC318 เป็นสารทำงานของโรงไฟฟ้านี้

ค่าอื่นๆ ที่สภาวะออกแบบของ RC318 มีดังนี้ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน (\dot{m}_{wf}) เท่ากับ 0.69 kg/s ความดันที่เครื่องควบแน่น (P_{cond}) เท่ากับ 622.6 kPa ความดันที่เครื่องระเหย (P_{evap}) เท่ากับ 2,295.3 kPa ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เครื่องควบแน่น (UA_{cond}) เท่ากับ 5.28 kW/K ขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เครื่องระเหย (UA_{evap}) เท่ากับ 5.66 kW/K ค่า Thermal efficiency (η_{th}) เท่ากับ 8.07%

5.1.3 ผลการจำลองที่สภาวะนอกออกแบบ (off-design condition)

สำหรับการจำลองกรณี off-design จะเป็นการจำลองภายใต้เงื่อนไขเมื่อ อุณหภูมิแหล่งความร้อน (T_{hs}) กับ อุณหภูมิแหล่งความเย็น (T_{cf}) มีการเปลี่ยนแปลงอยู่ในช่วง 140-160°C และ 21.95-33.10°C ตามลำดับ โดยในการจำลอง จะใช้ขนาด heat exchanger ของสาร RC318 ที่ได้จากการจำลองที่สภาวะออกแบบ (design condition) โดยต้องผลิตไฟฟ้าได้คงที่เท่ากับ 6.54 kW

พบว่าเมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อน (T_{hs}) เพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิแหล่งความเย็น (T_{cf}) คงที่

- ค่าอัตราการไหลของสารทำงาน (\dot{m}_{wf}) ต้องเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิแหล่งความร้อนที่เพิ่มขึ้น โดย pump ต้องปรับ \dot{m}_{wf} ทำงานในช่วง 0.62-0.90 kg/s
- ค่าความดันเครื่องระเหย (P_{evap}) มีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนเพิ่มขึ้น โดย pump ต้องปรับให้ P_{evap} ทำงานในช่วง 1,198-1,778 kPa
- ค่าความดันเครื่องควบแน่น (P_{cond}) เปลี่ยนแปลงน้อย โดย pump ต้องปรับให้ P_{cond} ทำงานในช่วง 483-501 kPa

และพบว่าเมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อน (T_{hs}) คงที่ แต่อุณหภูมิแหล่งความเย็น (T_{cf}) เพิ่มขึ้น

- ค่าอัตราการไหลของสารทำงาน (\dot{m}_{wf}) ลดลงเมื่ออุณหภูมิแหล่งความเย็นเพิ่มขึ้น โดย pump ต้องปรับ \dot{m}_{wf} ทำงานในช่วง 0.75-0.84 kg/s
- ค่าความดันเครื่องระเหย (P_{evap}) มีค่าเพิ่มขึ้นตามค่าอุณหภูมิแหล่งความเย็นที่เพิ่มขึ้น โดย pump ต้องปรับให้ P_{evap} ทำงานในช่วง 1,279-2,311 kPa
- ค่าความดันเครื่องควบแน่น (P_{cond}) มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิแหล่งความเย็นเพิ่มขึ้น โดย pump ต้องปรับให้ P_{cond} ทำงานในช่วง 501-677 kPa

- ได้สมการที่ใช้ในการทำนายการทำงาน of pump

5.1.4 การคำนวณทางเศรษฐศาสตร์

จากการคำนวณต้นทุนเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (Levelized cost of electricity, LCOE) พบว่า สารทำงาน RC318 มีราคาไฟฟ้างดังนี้

- ผลิตไฟฟ้าโดยใช้ boiler จำนวน 1 ตัว ทำงาน 7 ชั่วโมงมีราคาไฟฟ้าประมาณ 31.30 Baht/kWh

- เมื่อพิจารณาให้ผลิตไฟฟ้าโดยใช้ boiler จำนวน 1 ตัว ทำงาน 24 ชั่วโมงมีราคาไฟฟ้าลดลงเหลือประมาณ 9.13 Baht/kWh
- เมื่อพิจารณาให้มีการใช้ boiler จำนวน 2 ตัว เมื่อเทียบกับการใช้ boiler จำนวน 1 ตัว ที่เวลาทำงานเท่ากัน 7 ชั่วโมง สามารถลดราคาไฟฟ้าจาก 31.30 Baht/kWh เหลือประมาณ 15.14 Baht/kWh
- เมื่อพิจารณาให้มีการใช้ boiler จำนวน 2 ตัว เมื่อเทียบกับการใช้ boiler จำนวน 1 ตัว ที่เวลาทำงานเท่ากัน 24 ชั่วโมง สามารถลดราคาไฟฟ้าจาก 9.13 Baht/kWh เหลือประมาณ 4.42 Baht/kWh ซึ่งมีราคาใกล้เคียงกับของ กฟผ.

5.2 ข้อเสนอแนะ

- 1) ในการเขียนโปรแกรมจำลอง ควรลดตัวแปรในการคำนวณเพื่อให้ง่ายขึ้นต่อการจำลอง
- 2) ควรเลือกใช้แหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิสูงเพื่อผลิตไฟฟ้าได้มากขึ้น



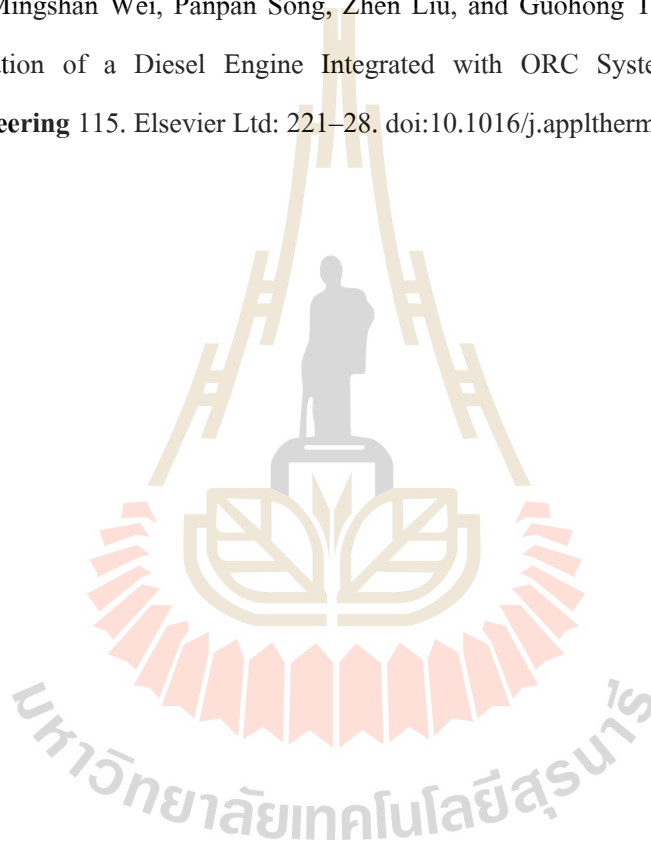
รายการอ้างอิง

- กระทรวงพลังงาน (2559). ยุทธศาสตร์กระทรวงพลังงาน (พ.ศ. 2559-2563) [ออนไลน์]. ได้จาก:
<http://energy.go.th/2015/wp-content/uploads/2016/02/docpl2559-2563.pdf>
- สำนักนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน. (2559). สถานการณ์การใช้น้ำมันและไฟฟ้าของ
ไทยช่วง 11 เดือนแรกของปี 2559. 16 มิถุนายน 2560.
http://www.eppo.go.th/index.php/en/component/k2/item/download/16368_3dc51f2d5947cfa1542566b9b6ed9eb2
- สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน. (2559). สถิติพลังงานของประเทศไทย 2559:
สถานการณ์พลังงานไทย [ออนไลน์]. ได้จาก:
<http://www.eppo.go.th/index.php/th/information/services/ct-menu-item-56>
- ศรศักดิ์ เสงนาวงศ์, นัฐพร ไชยญาติ, ชวโรจน์ ใจสิน และ จักรพันธ์ ถาวรงามยิ่งสกุล. การวิเคราะห์
ต้นทุนด้านพลังงานของวัฏจักรแรงคินสารอินทรีย์ด้วยเชื้อเพลิงขยะติดเชื้อ กรณีศึกษา:
โรงพยาบาลลำปาง บทความวิจัยใน, การประชุมวิชาการระดับชาติ IAMBEST ครั้งที่ 3,
24-25 พฤษภาคม 2561, จังหวัดชุมพร, หน้า 370-383.
- อดิศักดิ์ คงคำ และนัฐพร ไชยญาติ, (2559) การศึกษาศักยภาพการผลิตไฟฟ้าโดยวัฏจักรแรงคิน
สารอินทรีย์กรณีศึกษา กิจการของน้ำพุร้อนสันกำแพง จังหวัดเชียงใหม่, การประชุม
วิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 12, 8-10 มิถุนายน 2559, จังหวัด
พิษณุโลก, หน้า 1194-1201.
- Astolfi, M. (2015). Techno-economic Optimization of Low Temperature CSP Systems Based on
ORC with Screw Expanders. **Energy Procedia**, Vol. 69, pp. 1100-1112.
- Bani, A. and Peschel, J. (2012). Fouling in Plate Heat Exchangers: Some Practical Experience. Heat
Exchangers - Basics Design Applications.
- Braimakis, K. and Karellas, S. (2017). Integrated thermoeconomic optimization of standard and
regenerative ORC for different heat source types and capacities. **Energy**, Vol. 121, pp
570–598.
- Brasz, L. J., & Bilbow, W. M. (2004). Ranking of working fluids for organic Rankine cycle
applications.

- Chen, T., Zhuge, W., Zhang, Y., & Zhang, L. (2017). A novel cascade organic Rankine cycle (ORC) system for waste heat recovery of truck diesel engines. **Energy Conversion and Management**, 138, 210–223. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.056>
- Faergeman, O. (2011). Global warming and cardiovascular health: Mind the gap. In **World Review of Nutrition and Dietetics** (Vol. 102). <https://doi.org/10.1159/000327806>
- J. Fischer, “Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles,” **Energy**, vol. 36, no. 10, pp. 6208–6219, 2011.
- Jung, H C, Susan Krumdieck, and Tony Vranjes. 2014. “Feasibility Assessment of Refinery Waste Heat-to-Power Conversion Using an Organic Rankine Cycle.” **ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT** 77. Elsevier Ltd: 396–407. doi:10.1016/j.enconman.2013.09.057.
- KAISHAN. **Steam screw expander**. Retrieved 17 May 2019 <https://kaishanusa.com>
- Kajurek, J., Rusowicz, A., Grzebielec, A., Bujalski, W., Futyma, K., & Rudowicz, Z. (2019). Selection of refrigerants for a modified organic Rankine cycle. **Energy**, 168, 1–8. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.11.024>
- Karimi, S. and Mansouri, S. (2018). A comparative profitability study of geothermal electricity production in developed and developing countries: Exergoeconomic analysis and optimization of different ORC configurations. **Renewable Energy**, Vol. 115, pp. 600-619.
- Le, Van Long, Abdelhamid Kheiri, Michel Feidt, and Sandrine Pelloux-prayer. 2014. “Thermodynamic and Economic Optimizations of a Waste Heat to Power Plant Driven by a Subcritical ORC (Organic Rankine Cycle) Using Pure or Zeotropic Working Fluid.” **Energy**. Elsevier Ltd. doi:10.1016/j.energy.2014.10.051.
- Liu, Chao et al. 2012. “The Optimal Evaporation Temperature of Subcritical ORC Based on Second Law Efficiency for Waste Heat Recovery.” **Entropy** 14(3): 491–504.
- Quoilin, S., & Lemort, V. (2011). The organic rankine cycle: thermodynamics, applications and optimization. **Exergy**, Energy system analysis, and Optimization.
- Quoilin, S., Van Den Broek, M., Declaye, S., Dewallef, P., & Lemort, V. (2013). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Vol. 22, pp. 168-186.
- Qiu, Guoquan, Yingjuan Shao, Jinxing Li, Hao Liu, and Saffa B Riffat. 2012. “Experimental

- Investigation of a Biomass-Fired ORC-Based Micro-CHP for Domestic Applications.” **Fuel** 96. Elsevier Ltd: 374–82. doi:10.1016/j.fuel.2012.01.028.
- Rentizelas, A, S Karellas, E Kakaras, and I Tatsiopoulos. 2009. “Comparative Techno-Economic Analysis of ORC and Gasification for Bioenergy Applications.” **Energy Conversion and Management** 50 (3). Elsevier Ltd: 674–81. doi:10.1016/j.enconman.2008.10.008.
- Roberts, M. W., & Baldwin, J. (2009). Climate Change While Restoring the Ozone Layer. 9(3), 33–40.
- Schulz, M., & Kourkoulas, D. (2014). Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. Official Journal of the European Union, 2014(517), L150/195-230. Retrieved from <http://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2014/517/oj>
- Song, Jian, and Chun-wei Gu. 2015. “Parametric Analysis of a Dual Loop Organic Rankine Cycle (ORC) System for Engine Waste Heat Recovery.” **Energy Conversion and Management** 105. Elsevier Ltd: 995–1005. doi:10.1016/j.enconman.2015.08.074.
- Usman, M., Imran, M., Yang, Y., Lee, D. H. and Park, B. (2017). Thermo-economic comparison of air-cooled and cooling tower based Organic Rankine Cycle (ORC) with R245fa and R1233zde as candidate working fluids for different geographical climate conditions. **Energy**, Vol. 123, pp. 353-366.
- Wang, Dongxiang, Xiang Ling, Hao Peng, Lin Liu, and Lanlan Tao. 2013. “Ef Fi Ciency and Optimal Performance Evaluation of Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Power Generation.” **Energy** 50. Elsevier Ltd: 343–52. doi:10.1016/j.energy.2012.11.010.
- Wang, Man, Jiangfeng Wang, Yuzhu Zhao, Pan Zhao, and Yiping Dai. 2013. “Thermodynamic Analysis and Optimization of a Solar-Driven Regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) Based on Fl at-Plate Solar Collectors.” **Applied Thermal Engineering** 50 (1). Elsevier Ltd: 816–25. doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.08.013.
- Wang, X D, L Zhao, J L Wang, W Z Zhang, X Z Zhao, and W Wu. 2010. “Performance Evaluation of a Low-Temperature Solar Rankine Cycle System Utilizing R245fa.” **Solar Energy** 84 (3). Elsevier Ltd: 353–64. doi:10.1016/j.solener.2009.11.004.
- Yagoub, W, P Doherty, and S B Riffat. 2006. “Solar Energy-Gas Driven Micro-CHP System for an Office Building” 26: 1604–10. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.11.021.
- Yu, Guopeng, Gequn Shu, Hua Tian, Yongzhan Huo, and Weijie Zhu. 2016. “Experimental

- Investigations on a Cascaded Steam- / Organic-Rankine- Cycle (RC / ORC) System for Waste Heat Recovery (WHR) from Diesel Engine.” **Energy Conversion and Management** 129. Elsevier Ltd: 43–51. doi:10.1016/j.enconman.2016.10.010.
- Zhang, Ye-qiang, Yu-ting Wu, Guo-dong Xia, Chong-fang Ma, and Wei-ning Ji. 2014. “Development and Experimental Study on Organic Rankine Cycle System with Single-Screw Expander for Waste Heat Recovery from Exhaust of Diesel Engine.” **Energy** 77. Elsevier Ltd: 499–508. doi:10.1016/j.energy.2014.09.034.
- Zhao, Meng, Mingshan Wei, Panpan Song, Zhen Liu, and Guohong Tian. 2017. “Performance Evaluation of a Diesel Engine Integrated with ORC System.” **Applied Thermal Engineering** 115. Elsevier Ltd: 221–28. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.12.065.

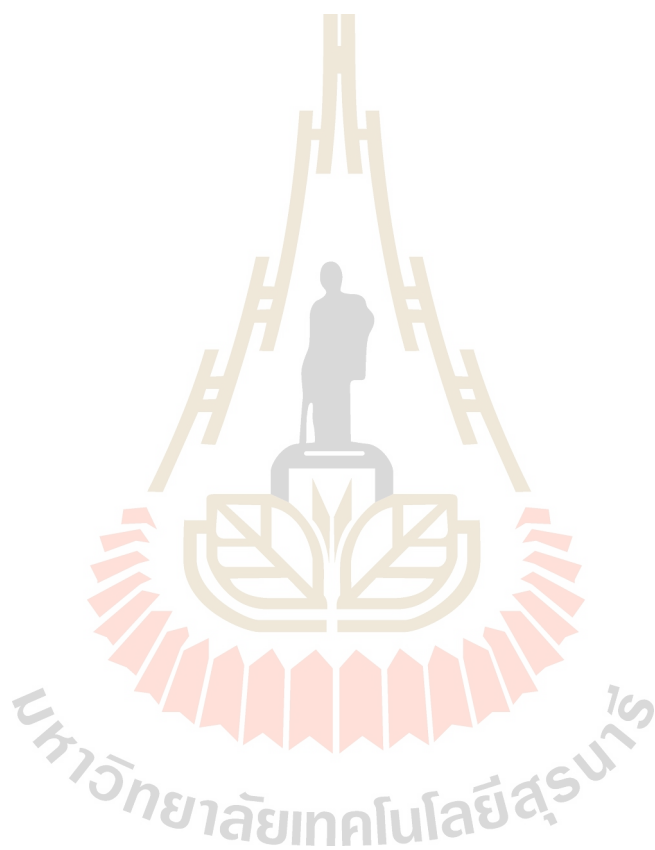


ภาคผนวก ก

ผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีทีสภาวะออกแบบ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

การจำลองที่สภาวะออกโดยอุณหภูมิแหล่งความร้อนเท่ากับ 150°C อัตราการไหลอุณหภูมิแหล่งความร้อนเท่ากับ 0.9198 kg/s อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนเท่ากับ 30°C อัตราการไหลแหล่งทิ้งความร้อนเท่ากับ 1 kg/s



ตารางผนวกที่ ก.1 ผลการจำลองที่สภาวะออกแบบ (design condition)

Parameter	R245fa	Neopentane	R114	R124	Perfluoropentane	R1234ze	RC318
η_{th} (%)	8.69	8.69	8.66	8.92	8.00	7.81	8.07
ξ (%)	58.87	58.66	58.31	58.53	53.40	51.72	50.80
ξ_p (%)	29.37	29.72	30.01	32.20	32.54	35.42	35.15
W_{net} (kW)	5.22	5.29	5.33	5.73	5.79	6.30	6.54
Q_{in} (kW)	60.11	60.82	61.64	64.23	72.39	80.69	81.11
Q_{out} (kW)	54.89	55.53	56.30	58.50	66.60	74.38	74.57
\dot{m}_{wf} (kg/s)	0.29	0.17	0.43	0.44	0.57	0.57	0.69
P_{evap} (kPa)	1215.18	1117.45	1421.04	2798.94	815.19	3541.11	2295.30
P_{cond} (kPa)	334.52	342.69	434.62	771.72	185.91	998.37	622.60
V	3.97	3.65	3.75	4.83	5.26	5.78	5.61
UA_{cond} (W/K)	3911.36	3876.20	3962.94	4103.48	4482.98	5139.06	5283.28
UA_{evap} (W/K)	2606.47	2714.17	2790.62	3487.07	3808.19	5914.96	5661.45
LCOE (Baht/kWh)	39.00	38.73	38.07	35.22	36.16	32.31	31.30

การจำลองที่สภาวะออกโดยอุณหภูมิแหล่งความร้อนเท่ากับ 150°C อัตราการไหลอุณหภูมิแหล่งความร้อนเท่ากับ 0.9198 kg/s อุณหภูมิแหล่งทิ้งความร้อนเท่ากับ 30°C อัตราการไหลแหล่งทิ้งความร้อนเท่ากับ 1 kg/s

ตารางผนวกที่ ก 1 ผลการจำลองที่สภาวะออกแบบ (design condition)

Parameter	R245fa	Neopentane	R114	R124	Perfluoropentane	R1234ze	RC318
η_{th} (%)	8.69	8.69	8.66	8.92	8.00	7.81	8.07
ξ (%)	58.87	58.66	58.31	58.53	53.40	51.72	50.80
ξ_P (%)	29.37	29.72	30.01	32.20	32.54	35.42	35.15
W_{net} (kW)	5.22	5.29	5.33	5.73	5.79	6.30	6.54
Q_{in} (kW)	60.11	60.82	61.64	64.23	72.39	80.69	81.11
Q_{out} (kW)	54.89	55.53	56.30	58.50	66.60	74.38	74.57
\dot{m}_{wf} (kg/s)	0.29	0.17	0.43	0.44	0.57	0.57	0.69
P_{evap} (kPa)	1215.18	1117.45	1421.04	2798.94	815.19	3541.11	2295.30
P_{cond} (kPa)	334.52	342.69	434.62	771.72	185.91	998.37	622.60
V	3.97	3.65	3.75	4.83	5.26	5.78	5.61
UA_{cond} (W/K)	3911.36	3876.20	3962.94	4103.48	4482.98	5139.06	5283.28
UA_{evap} (W/K)	2606.47	2714.17	2790.62	3487.07	3808.19	5914.96	5661.45
LCOE (Baht/kWh)	39.00	38.73	38.07	35.22	36.16	32.31	31.30



ภาคผนวก ข

ราคาอุปกรณ์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ข.1 ขนาดและราคาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (heat exchanger)

สำหรับการประเมินขนาดและราคาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยชนิดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เลือกใช้เป็นแบบแผ่น (plate heat exchanger) ผู้วิจัยได้ใช้ข้อมูลจากอนุกรม โม่งประณีต (2562) เป็นความสัมพันธ์ของขนาดและราคาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งเครื่องระเหย (evaporator) และ เครื่องควบแน่น (condenser) ดังแสดงในรูปที่ ข.1 และ ข.2 ตามลำดับ

จากรูปที่ ข.1 และ ข.2 จะได้สมการสำหรับการหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น ดังสมการที่ ข.1 และ ข.2 และสมการราคาของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น ดังสมการที่ ข.3 และ ข.4 ตามลำดับ

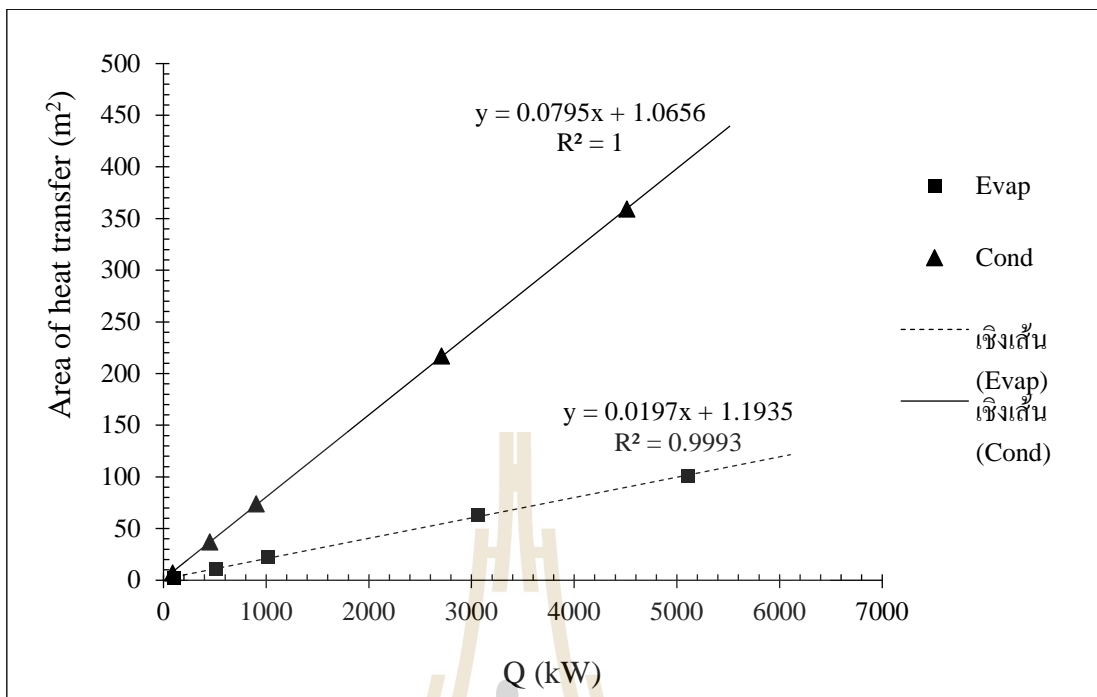
$$A_{\text{evap}} = 0.0197\dot{Q}_{\text{evap}} + 1.1935 \quad (\text{ข.1})$$

$$A_{\text{cond}} = 0.0795\dot{Q}_{\text{cond}} + 1.0656 \quad (\text{ข.2})$$

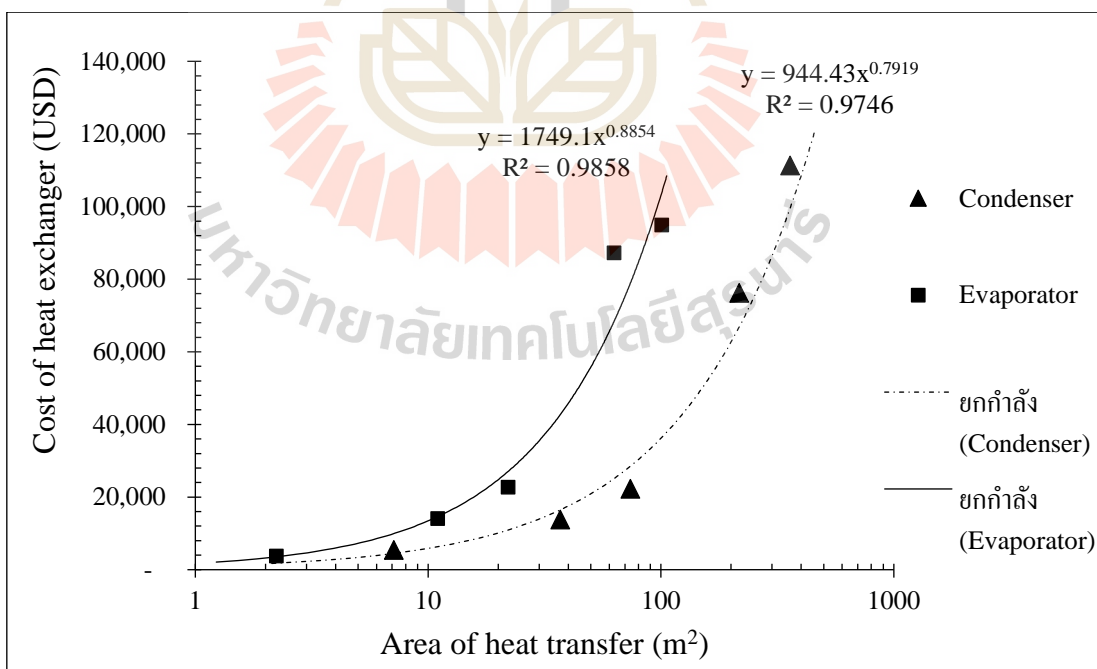
$$Z_{\text{evap}} = 1749.1A_{\text{evap}}^{0.8854} \quad (\text{ข.3})$$

$$Z_{\text{cond}} = 944.43A_{\text{cond}}^{0.7919} \quad (\text{ข.4})$$

เมื่อ	A_{evap}	คือ	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องระเหย (evaporator), m^2
	A_{cond}	คือ	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องควบแน่น (condenser), m^2
	\dot{Q}_{evap}	คือ	พลังงานความร้อนที่เครื่องระเหย, kW
	\dot{Q}_{cond}	คือ	พลังงานความร้อนที่เครื่องควบแน่น, kW
	Z_{evap}	คือ	ราคาเครื่องระเหย, USD
	Z_{cond}	คือ	ราคาเครื่องควบแน่น, USD



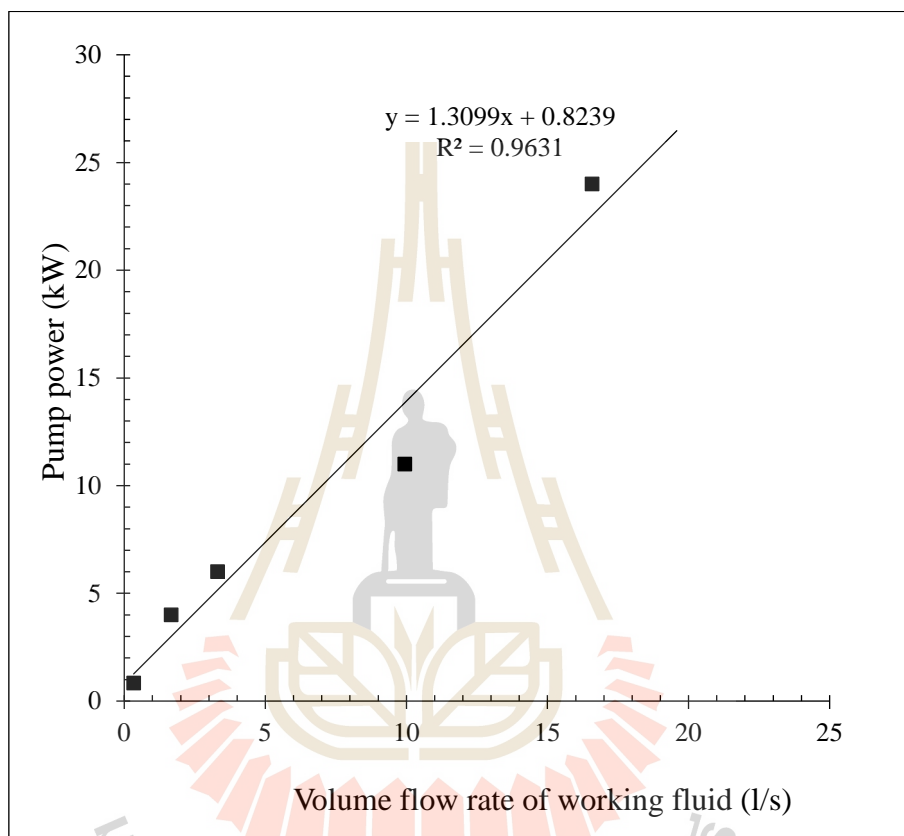
รูปที่ ข.1 ความสัมพันธ์ของพลังงานความร้อนเทียบกับขนาดของพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน



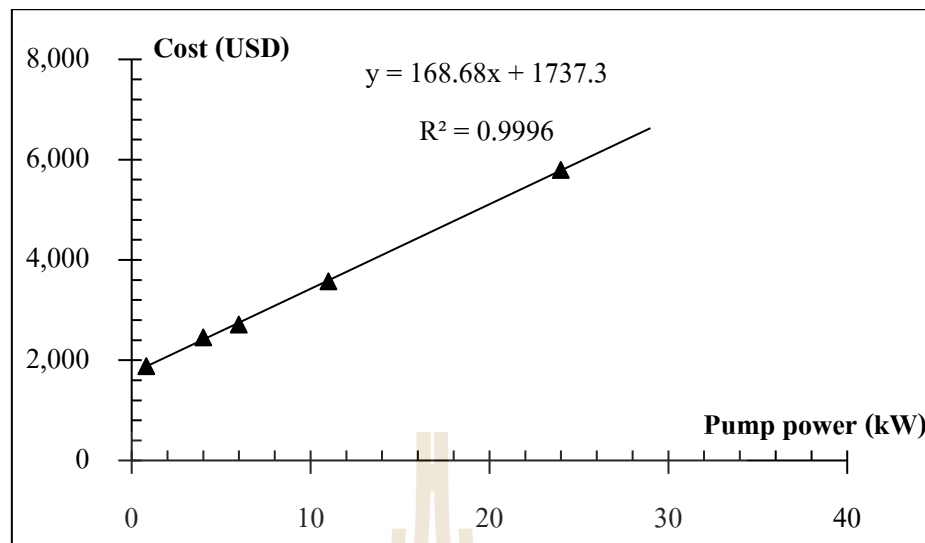
รูปที่ ข.2 ความสัมพันธ์ขนาดของพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเทียบกับราคาอุปกรณ์

ข.2 ขนาดและราคาปั๊ม (pump)

ปั๊มแนวตั้งหลายใบพัด (vertical multistage centrifugal pump) โดยใช้ข้อมูลกราฟความสัมพันธ์ของ อนุภูต โมง ปราณีต (2562) ในการประเมินขนาดและราคา กราฟความสัมพันธ์แสดงในรูปที่ ข.3 และ ข.4



รูปที่ ข.3 ความสัมพันธ์ของปริมาตรการไหลเทียบกับขนาดกำลังงานของปั๊ม



รูปที่ ข.4 ความสัมพันธ์ขนาดกำลังงานเทียบกับราคาปั๊ม

จากกราฟความสัมพันธ์จะได้สมการคำนวณขนาดปั๊มและราคาปั๊มดังสมการ

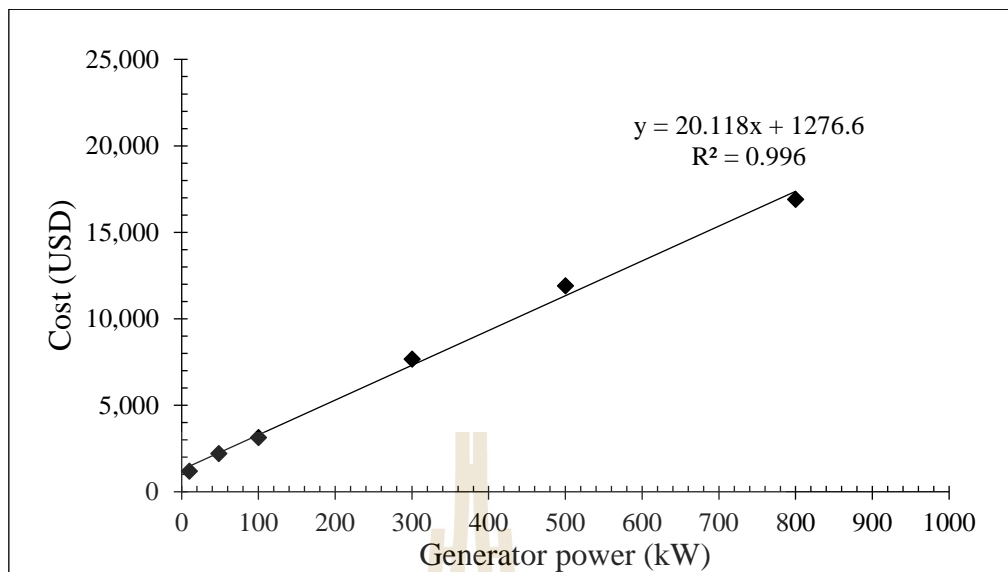
$$W_{\text{pump}} = 1.3099 \dot{V}_{\text{wf}} + 0.8239 \quad (\text{ข.5})$$

$$Z_{\text{pump}} = 168.68 \dot{W}_{\text{pump}} + 1737.3 \quad (\text{ข.6})$$

เมื่อ \dot{W}_{pump} คือ กำลังงานของปั๊ม, kW
 \dot{V}_{wf} คือ อัตราการไหล, l/s
 Z_{pump} คือ ราคาปั๊มสารทำงาน, USD

ข.3 ขนาดและราคาของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

การประเมินขนาดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า จะใช้สมการความสัมพันธ์ของ อนุกุล โม่ง ปราณีต (2562) ซึ่งได้สำรวจราคา และนำข้อมูลที่ไปทำกราฟความสัมพันธ์ ดังรูปที่ ข.5 จากกราฟความสัมพันธ์ขนาดและราคา จะได้สมการความสัมพันธ์ของขนาดและราคาเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ดังสมการที่ ข.7



รูปที่ ข.5 ความสัมพันธ์ของขนาดกำลังการผลิตไฟฟ้าเทียบกับราคา

$$Z_{\text{gen}} = 20.118 W_{\text{expander}} + 1276.6 \quad (\text{ข.7})$$

เมื่อ

Z_{gen}

คือ

ราคาเครื่องกำเนิดไฟฟ้า, USD

W_{expander}

คือ

พลังงานจากเครื่องขยาย หรือ กังหัน, kW

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



ภาคผนวก ค

บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์และนำเสนองานประชุมวิชาการใน
ระหว่างศึกษา

บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์ในระหว่างศึกษา

T. Phueksaphanrat E.Schulz and A. Koonsrisuk (2020). Energy cost analysis of an organic Rankine cycle with exhaust gas on off design conditions. Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering. Vol.8, No.1, 11 PP/PP.48-58.





Research Article

ENERGY COST ANALYSIS OF AN ORGANIC RANKINE CYCLE WITH EXHAUST GAS IN OFF DESIGN CONDITIONS

T. Phueksaphanrat¹

E. Schulz²

A. Koonsrisuk^{1,*}

¹ School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Muang District, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand

² School of Mathematics, Institute of Science, Suranaree University of Technology, Muang District, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand

Received 9 October 2019

Revised 24 December 2019

Accepted 6 January 2020

ABSTRACT:

Organic Rankine cycles (ORC) can be used for the conversion of heat to generate power. This study proposes a thermodynamics optimization of a subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and the golden section method was used to search for an optimum operating condition that provides a maximum net work output for the prescribed heat source temperature ($T_{hs,in}$), cooling fluid temperature ($T_{cf,in}$), mass flow rate of heat source, (m_{hs}). Generally, the heat source and heat sink temperatures are assumed to be constant in the theoretical analyses of ORC power plants. However, they fluctuate in real practice. Then this study also discuss the off-design simulations. The exhaust gas from a boiler of Suranaree University of Technology Hospital (SUTH) is used as a heat source with the temperatures in the range of 140 - 160°C. Also, the heat sink temperatures simulated are based on the weather of Nakhon Ratchasima Province, Thailand. The maximum net power output, thermal efficiency, exergy efficiency was 5.23 kW, 9.21% and 29.37%, respectively. Levelized cost of energy (LCOE) of this study was 8.2 Baht/kWh.

Keywords: Organic rankine cycle, R245fa, Off design, Waste heat recovery, LCOE

1. INTRODUCTION

Suranaree University of Technology Hospital (SUTH) is located in Nakhon Ratchasima Province of Thailand. In each department of SUTH have to keep clean by hot such as Disinfection of patient kits, Disinfection of various surgical equipment and Sterilization of food containers for patients. The heat that is used comes from the boiler that burns the fuel of the engine. Which the combustion will produce more exhaust and leave to the atmosphere which is waste heat.

Each exhaust or heat can recover, such as using hot air to bake the product to warm or expel moisture before entering the oven. Exhaust from the engine or exhaust from the boiler to produce hot air or produce low pressure steam. At present, there are technologies that can be used to low temperature heat to generate electricity. One technology that has received widely attention is the Organic Rankine Cycle (ORC) technology.

Organic Rankine cycle (ORC) can convert proficiently low temperature thermal energy into electricity and has been respected as a technology to recover the waste heat, resulting in obvious improvement of the energy utilization

* Corresponding author: A. Koonsrisuk
 E-mail address: atit@sut.ac.th



efficiency. Moreover, ORC has a compact structure and needs less of maintenance work, while the difference thing between ORC and the traditional Rankine cycle is that the working fluid of water is replaced with organic fluids. These features make the ORC technology very outstanding in current and many researchers are already performed to consider the feasibility, performance and optimization of the ORC plant [1].

The ORC power plant operates in the same way as a steam power plant, which generates electricity from the expander. The expander will drive the generator. The steam that leaves the expander enters the condenser. The steam is rejected and condensed to liquid. And then the liquid is sent back to the evaporator by pump to receive heat until it becomes a vapor to continue expander. The difference between the ORC power plant and the steam power plant. The ORC power plant uses organic substances instead of water, which has a lower boiling point than water, allowing the use of heat sources with low temperatures.

Extensive varieties of studies have been conducted, including in solar energy utilization Delgado-torres and Garcia-rodriguez [2] analysis of the low-temperature solar ORC is carried out. The highest temperatures of the solar cycle raise to 150 °C are considered using four different solar collector designs. Kosmadakis et al. [3] use solar with ORC, it is called two-stage RO solar Rankine system. It was found the Rankine cycle with the RO system is connected to a steady heat source, the specific cost is severely reduced to 1.06 V/m³ from 6.85 V/m³. Wang et al.[4] propose a low-temperature solar Rankine system utilizing R245fa refrigerant is proposed and an experimental model is designed, built and tested. An average power output of shaft is 1.64 kW. The efficiency of the overall power generation estimated is 4.2%.

Application in geothermal system Kanoglu [5] used an exergy analysis to analyze performance on a 12.4 MW the Stillwater binary geothermal power plant constitutive in Northern Nevada, USA. The plant exergetic efficiency is determined to be 29.1% depend on the exergy of the geothermal fluid at the vaporizer inlet. Liu et al. [6] optimize the heat sink temperature rise as well as the evaporation and condensation pressures of different mole fractions of R600a/R601a mixtures to generate the maximum net power output for geothermal temperatures of 110 °C, 130 °C and 150 °C and heat sink temperatures not lower than 70 °C. The results show that the geothermal ORC maximizes the net power using R600a/R601a with R600a mole fractions from 0.7 to 0.9. The systems using R600a/R601 mixtures generate 11%, 7% and 4% more power than that using pure R600a for each inlet temperatures.

And application in waste heat recovery, Zhao et al. [7] investigated the steady and transient performance of a diesel engine with and without an ORC system. R245fa is the working fluid. The mass flow rate of exhaust gas is 0.1999 kg/s and temperature at the evaporator inlet is 626 K at the system design point. The mass flow rate of ORC working fluid and the evaporation pressure are defined to be 0.265 kg/s and 0.9 MPa. The temperature and mass flow rate of the heat sink at the condenser inlet are 333.15 K and 3.2 kg/s. The simulation results show that the maximum net output power of the diesel engine integrated with the ORC system increase to 4.13 kW. Dual with ORC has raised the thermal efficiency of engine by 0.66% and decreased the engine brake specific fuel consumption (BSFC) by 3.61 g/(kWh). Parimal et al. [8] studied an ORC system operating on the exhaust gases of a truck diesel engine. The results confirm that a system with optimal components should be able to obtain a 15% fuel economy improvement over the duty cycle. Zhang et al. [9] investigated the influence of torque of single-screw expander on the ORC performance used in waste heat recovery is gained for various conditions of diesel engine and the effects on performance indexes of single-screw expander and thermal conversion efficiency. The highest power output are 10.38 kW and efficiency of shaft is 57.88% are gotten at 1538 rpm. The highest volume efficiency, efficiency of adiabatic and expansion ratio of expander are 90.73%, 73.25% and 4.6, respectively. The greatest ORC efficiency is 6.48%, which is obtained at 250 kW diesel power output and the torque of single-screw expander is 64.43 Nm. Larjola [10] use basic properties of high-speed ORC (HS-ORC) for three various heat source: hot water, exhaust gas of a gas turbine and combustion gases of solid fuel. Total efficiency means, percent of the heat source can be converted to electric power. The temperature each heat source is 425°C for HS-ORC 500 kW and 1500 kW have total efficiency 17%.

Moreover, Sung et al. [11] have designed and constructed a 200-kW ORC system. Manente et al. [12] have designed and compared the pressure layout couple with the single pressure in the utilization of a geothermal heat source in the temperature range 100-200 °C. Chagnon-Lessard et al. [13] simulated numerically and then optimized ORC with consider to brine inlet temperature and condenser temperature. Vivian et al. [14] designed optimizations of four ORC configurations, operating with 27 working fluids and recovering heat sources in range 120–180 °C. Pan and Wang [15], Wei et al. [16], Astolfi et al. [17] and Wang et al. [18] analyzed and optimized on ORC net power output. All

of the authors that designed and optimized the net work output. They input parameter, but do not show the method that optimized.

From the previous research, the waste heat was recovered from several sources of but never used waste heat from the boiler. And the above mentioned references about designing and optimization provide few guidelines to design an ORC plant providing maximal net work output, they have already fixed or assumed some parameter, but do not search to match with a heat source and heat sink, was shown in [11-18].

Then, this study propose a thermodynamics optimization of a subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and the golden section method was used to search for an optimum operating condition that provides a maximum net work output for the prescribed heat source temperature ($T_{H,im}$), cooling fluid temperature ($T_{C,im}$), mass flow rate of heat source, ($\dot{m}_{h,s}$) and pinch point temperature differences will be shown in Section 4.2. And studying the operation of the system when the system is not operating at parameters designed (off-design). Such as the heat source temperature and the heat sink temperature is fluctuated, as shown in Section 4.4. A MATLAB code was developed and used in this simulation. The exhaust gas from the boiler in Suranaree University of Technology Hospital (SUTH) as a heat source to study the simulation of electricity production by the ORC power plant. R245fa is used as the working fluid. And Levelized Cost of Energy (LCOE) is analyzed.

2. THEORY

The ORC cycle consists of 4 main components, namely a refrigerant pump, evaporator, expander and condenser, as shown in Fig. 1. The T-s diagram of the organic Rankine cycle is shown in Fig. 2.

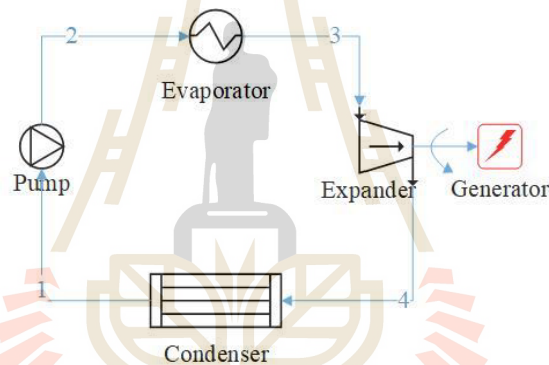


Fig. 1. Schematic diagram of the ORC system.

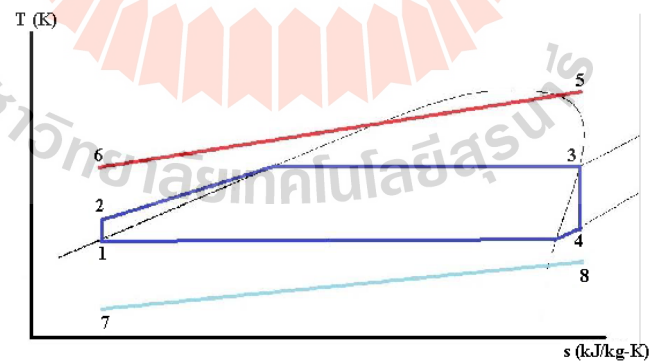


Fig. 2. T-s diagram.

In Fig. 2, the saturated-liquid working fluid (point 1) is pumped to evaporator (point 2). It is heated in the evaporator at constant pressure until it becomes a saturated vapor (point 3) and then it is expanded in the expander. After the expansion (point 4), the working fluid is cooled in the condenser at constant pressure until becomes a saturated liquid [19].

The performance of the ORC system can be computed as follows:

The power of the ORC pump is given as follow:

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_2 - h_1) = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\eta_p} \quad (1)$$

The energy governing equation of the evaporator is given as follow:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2)$$

The power output of the expander is given as follow:

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_3 - h_4) = \dot{m}(h_3 - h_4)\eta_s \quad (3)$$

The energy governing equation of the condenser is given as follow:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (4)$$

The net work output of the ORC system is given as follow:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p \quad (5)$$

The thermal efficiency of ORC is given follow:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{evap}} \quad (6)$$

Levelized Cost of Energy (LCOE) [20] is given as follow:

$$LCOE = \frac{Inv + \sum_{t=1}^n \frac{PEC}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{W_{net} t_{OP}}{(1+r)^t}} \quad (7)$$

3. METHODOLOGY

This study thermodynamically designed the operating parameters of an ORC power plant. A MATLAB code was developed to model the processes that described in Section 2. The golden search method was used to optimally match the evaporation and condensation pressure to the heat source and heat sink inlet temperature. The working fluid mass flow rate, evaporation pressure, and condensation pressure were varied to search for the maximum net power output. The exhaust gas of the boilers of SUTH was used as the heat source of the cycle. R245fa was selected as the working fluid. The working fluid properties were determined using NIST REFPROP.

Several studies designed the ORC power plant with the objective of maximizing the cycle efficiency. Maximum efficiency can be interpreted as that maximum output is obtain while minimum input is provided. On the other hand, this study aimed to maximize the net power output, instead of the cycle efficiency. As the heat source of this study is waste heat, the extraction of heat from the heat source to produce power output as much as possible is the objective of this study.

3.1 Parameters of system

The actual operation of a boiler, it was found that the exhaust gas temperature fluctuating in the real operation of the boiler of SUTH in the range of 140-160 °C, and in addition, the ambience temperature changes throughout the year. The ambience temperature is a mean temperature of Nakhon Ratchasima Province winter (January), summer (April), and rainy (September) season. Other variables are defined as follows.

- Temperature of heat source, $T_{hs,in} = 140, 150, 160^\circ\text{C}$
- Mass flow rate of heat source, $\dot{m}_{wf} = 0.9198 \text{ kg/s}$
- Temperature of heat sink, $T_{cf,in} = 21.91, 30, 33.1^\circ\text{C}$
- Mass flow rate of heat sink, $\dot{m}_{cf} = 1 \text{ kg/s}$
- Isentropic efficiency of pump, $\eta_{sp} = 0.75$ and turbine, $\eta_{st} = 0.8$ [21]

3.2 Levelized Cost of Energy, LCOE

Energy cost analysis of electricity production is calculated as follows.

- Maintenance cost, $Z_{OM} = 5\%$ of ORC price
- Life time, $n = 20$ years
- Operation time, $t_{OP} = 19\text{h/day}$ and work 365 day/year
- The discount rate, $r = 7.12\%$
- Operating cost, $Z_{OP} = 15,000$ Baht/month for 1 person
- Investment cost, $Inv =$ equipment (pump, condenser, evaporator, generator, storage tank)

Flow chart of mathematical simulation of ORC is illustrated in Fig. 3.

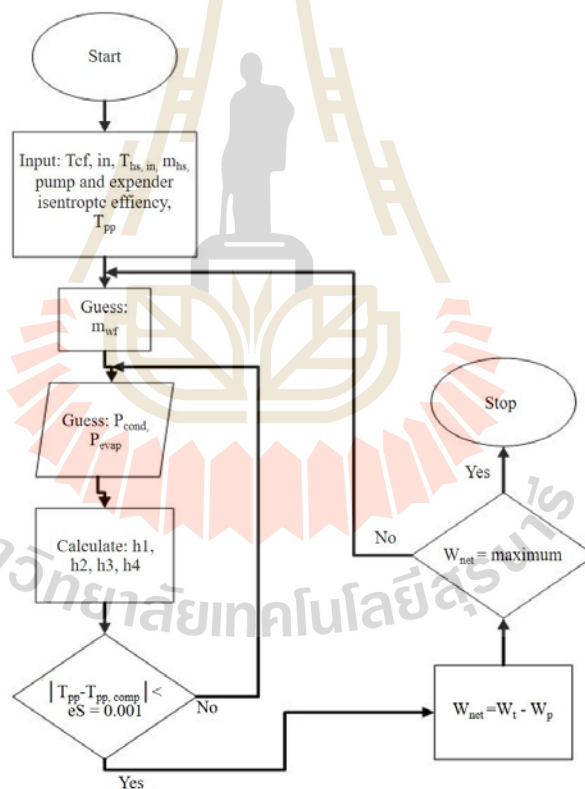


Fig. 3. Schematic of organic Rankine cycle process.

4. RESULTS AND DISCUSSION

This section is divided into 3 sections. In section 4.1 is validation, section 4.2 indicates that the code ability to search the net work output that more than reference. And section 4.3 simulation of SUTH in design condition and off-design operation.

4.1 Validation of program

The developed program for the parametric simulation of ORC was validated with article [22] are presented in Table 1.

Table 1: Results of validation.

Input				
Working fluid	Cyclopentane			
η_{sp}	0.65			
η_{st}	0.85			
\dot{W}_{net} (MW)	1			
P_1 (kPa)	288.8			
P_3 (kPa)	3342			
T_5 (K)	553.15			
T_7 (K)	335.15			
C_{hc} (kW/K)	40.08			
C_{ca} (kW/K)	349.66			
Output	[22]	Present work	%error	
T_1 (K)	358.15	358.35	0.056	
T_{2a} (K)	380.27	379.99	0.074	
T_3 (K)	489	489.19	0.039	
T_4 (K)	396.41	396.03	0.096	
T_{4a} (K)	370.63	370.75	0.032	
T_6 (K)	408.7	407.12	0.387	
T_8 (K)	348.85	349.03	0.052	
Q_{56} (kW)	5790	5853	1.088	
Q_{78} (kW)	4790	4853	1.315	
η_{th}	0.1727	0.1709	1.042	

According Table 1 shows the results of the comparison of the accuracy of the program with the research article, where available data is inputted to the program at the beginning and output is the result of the program compared to the article. It was found that the results from the program were close to the article, with less than 2% error. Therefore, this developed program is reliable and will be used in various simulations.

4.2 Ability of algorithm for performance enhancement

It was found that several studies examined the ORC performance by specifying some certain values of operating parameters, especially the evaporation and condensation pressure. Some studies optimized the ORC performance by searching for the working fluid mass flow rate that provides the maximum net power or maximum efficiency. On the other hand, as specified in Section 3, the present algorithm searches for the mass flow rate, evaporation, and condensation pressure that provides the maximum net power output with a certain pinch point temperature (highest temperature difference) at the evaporator and condenser. It was believed that this can thermally match the operating parameters with the heat source and heat sink.

To prove that the algorithm can increase the plant performance, a comparison was made. The heat source temperature ($T_{H, in}$) and heat sink temperature ($T_{C, in}$) from a study of Sung et al. [11] were used as the input of the present algorithm to allow it to design the operating parameters of an ORC plant (e.g. mass flow rate, evaporation and condensation pressure, UA of heat exchangers). The net work output and efficiency from the algorithm were compared with those of Sung et al. as indicated in Table 2.

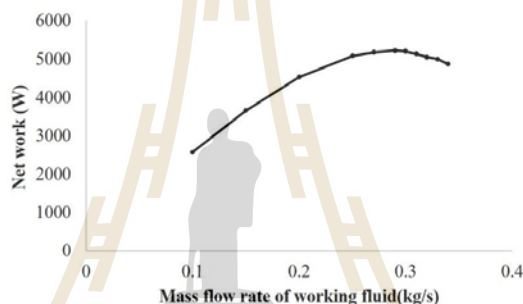
Table 2: Searching results between the present work and reference.

Input		Sung et al. [11]	
$T_{hs,in}$ (°C)		122.6	
$T_{cf,in}$ (°C)		25.3	
m_{hs} (kg/s)		17.2	
Output		[11]	Present
W_{net} (kW)		105.8	317.42
efficiency		8.6	8.42

According to Table 2, the net power output of the present study is about 3 times of Sung et al. while the efficiencies are at the same order of magnitude. This could be ensure that the present algorithm can design the operating conditions that increase the plant power output.

4.3 Thermodynamic design at normal operation condition

In the simulation to find the maximum net work. The design values is required that temperature of heat source, $T_{hs,in} = 150^\circ\text{C}$ and temperature of heat sink, $T_{cf,in} = 30^\circ\text{C}$. The results show in Fig. 4. Figure 4 shows the net work output increased with increasing mass flow rate and there is the maximum net work output is about 5,225 W with mass flow rate is 0.29 kg/s.

**Fig. 4.** Mass flow rate of working fluid versus net work.

4.4 The influence of the heat source and heat sink

The exhaust gas from a boiler of SUTH is used as a heat source with the temperatures in the range of 140 - 160°C. Also, the heat sink temperatures simulated are in the range of 21.95 - 33.1°C. The size of condenser and evaporator are fixed as the same value in Table 3. The simulation system will change the value of condensation pressure and evaporation pressure to generate the net work output constant as shown in Figs. 5, 6 respectively.

Table 3: Mass flow rate that net work is maximum.

Description	Value
\dot{m}_{wf} (kg/s)	0.29
W_{net} (W)	5,225
η (%)	8.69
ξ (%)	58.87
ξ_p (%)	29.37
UA_{cond} (W/°C)	3911.36
UA_{evap} (W/°C)	2606.47
V_3/V_4	3.97
P_{cond} (kPa)	334.52
P_{evap} (kPa)	1215.18

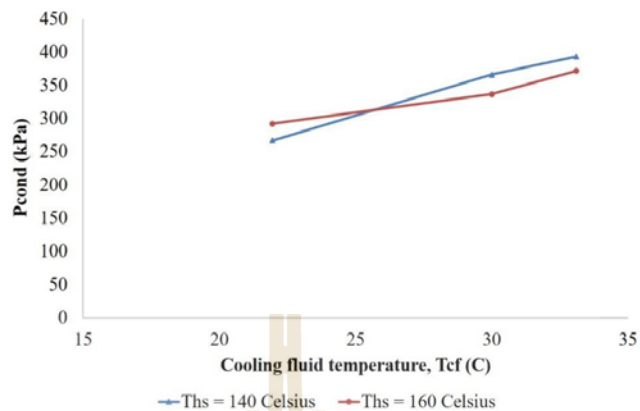


Fig. 5. Condenser pressure of heat source and heat sink is fluctuated.

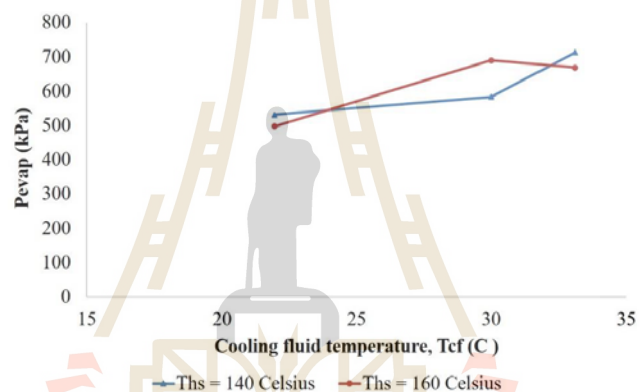


Fig. 6. Evaporator pressure of heat source and heat sink is fluctuated.

Figure 5. shows the condensation pressure increased with increasing heat sink temperature because UA of heat source is fixed. Then, to generate the net work output constant, condensation pressure has to increase.

Figure 6. shows the evaporation pressure increased with increasing heat sink temperature same the condensation pressure. Because UA of heat source is fixed and condensation pressure increase. The enthalpy at evaporator has to increase before enter to expander to generate the net work output constant.

4.5 Levelized Cost of Energy, LCOE

The result of evaluating energy potential by developing mathematical models of the ORC is show in Table 4.

The results of the unit cost analysis of electricity generation using the organic Rankine cycle show in Table 4. The analysis shows that the project cost is 268,000 Baht, which is calculated as the cost of per unit of electricity is equal to 8.2 Baht / kWh. Since the current electricity in Thailand is about 4 baht per unit, it shows that it is not worth the cost. Therefore should be looking for other methods of optimization.

Table 4: Results of unit cost analysis of electricity generation.

Description	Value	Unit
Capacity of ORC	5.22	kW
Maintenance cost 5% of ORC price (ZOM)	13217.22	Baht/year
Operation time (TOP)	6,935	h/year
Cost of operation (ZOP)	180,000	Baht/year
Discount rate (r)	7.12	%
Life time of ORC (n)	20	year
Investment cost (Inv)	268,000	Baht
Electricity production cost (PEC = ZOP + ZOM)	193,217	Baht
Levelized of electricity cost (LCOE)	8.2	Baht/kWh

5. CONCLUSION

In this study, interested in recovery exhaust gas from the boiler in Suranaree University of Technology Hospital (SUTH) as a heat source to study the simulation of electricity production by the ORC power plant of R245fa working fluid to obtain maximum power. And this study propose a thermodynamics optimization of a subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and the golden section method was used to search for an optimum operating condition that provides a maximum net work output for the prescribed heat source temperature ($T_{hf,in}$), cooling fluid temperature ($T_{cf,in}$), mass flow rate of heat source, (\dot{m}_{hs}) and pinch point temperature differences. The net work output, thermal efficiency, exergy and LCOE have been investigated. Based on the present analysis, the results are concluded:

- The cooling fluid temperature (T_{cf}) is equal to 30°C and heat source temperature ($T_{hf,in}$) is equal to 150 °C, which are the design condition. The maximum net work output is equal to 5.23 kW.
- The thermal efficiency and exergy are 9.21% and 29.37%, respectively.
- The condensation pressure and the evaporation pressure increase with increasing heat sink temperature.
- The project cost is 268,000 Baht.
- Levelized cost of energy (LCOE) is 8.2 Baht/kWh.

ACKNOWLEDGMENTS

Authors wishing to acknowledge assistance or encouragement from colleagues, that provides Kitti Bundit scholarships to support.

ABBREVIATIONS AND SYMBOLS

Symbols	Meaning
Inv	Investment cost (Baht)
LCOE	Levelized cost of electricity (Baht/kWh)
n	Life time of ORC
ORC	Organic Rankine cycle (kW)
top	Operating time (day/year)
r	Discount rate (%)
PEC	Production electricity cost (Baht/year)
Zop	Operating cost (Baht)
Zom	Maintenance cost (Baht)
Z _{pipping}	Pipping cost (Baht)
T	Temperature (°C)
P	Pressure (kPa)
W	Work (kW)
h	Enthalpy (kJ/kg)
s	Entropy (kJ/kg)
m	Mass flow rate (kg/s)
U	Overall heat transfer coefficient (W/m ² K)
A	Area (m ²)
Q	Heat rate (kJ/kg)

η	Efficiency (%)
ξ	total exergy efficiency
ξ_{sp}	exergy efficiency for power production

<i>Subscript</i>	<i>Meaning</i>
s	Isentropic
P	Pump
C	Condenser
t	Turbine
E	Expander
Th	Thermal
PP	Pinch point
In	Inlet
n	Net
max	Maximum
wf	Working fluid
evap	Evaporator

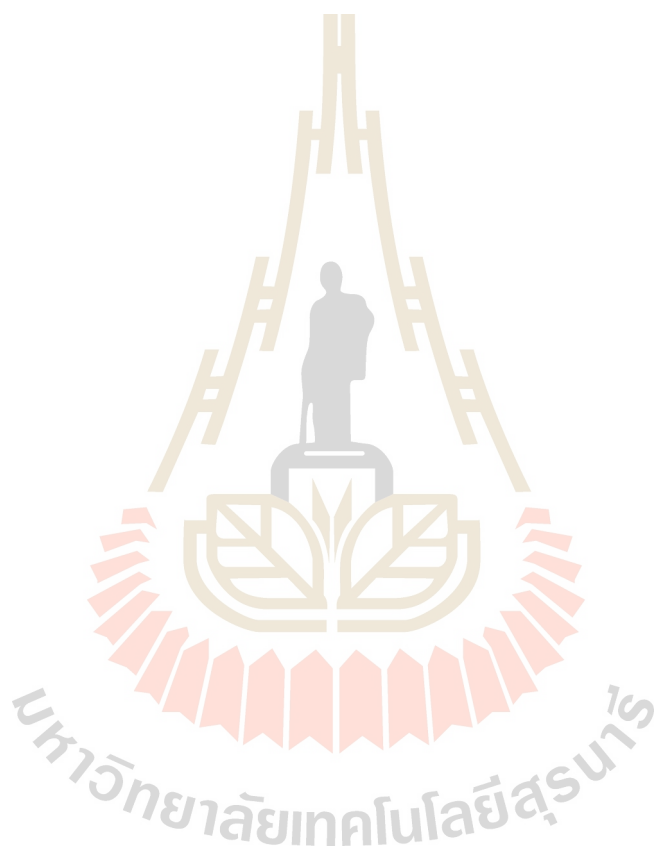
REFERENCES

- [1] Xu, W., Zhang, J., Zhao, L., Deng, S. and Zhang, Y. Novel experimental research on the compression process in organic rankine cycle (ORC), *Energy Conversion and Management*, Vol. 137, 2017, pp. 1-11.
- [2] Delgado-torres, A.M. and García-rodríguez, L. Analysis and optimization of the low-temperature solar organic rankine cycle (ORC), *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, 2010, pp. 2846-2856.
- [3] Kosmadakis, G., Manolakos, D., Kyritsis, S. and Papadakis, G. Economic assessment of a two-stage solar organic rankine cycle for reverse osmosis desalination, *Renewable Energy*, Vol. 34(6), 2009, pp. 1579-1586.
- [4] Wang, X.D., Zhao, L., Wang, J.L., Zhang, W.Z., Zhao, X.Z. and Wu, W. Performance evaluation of a low-temperature solar rankine cycle system utilizing R245fa, *Solar Energy*, Vol. 84(3), 2010, pp. 353-364.
- [5] Kanoglu, M. Exergy analysis of a dual-level binary geothermal power plant, *Geothermics*, Vol. 31(6), 2002, pp. 709-724.
- [6] Liu, Q., Shen, A. and Duan, Y. Parametric optimization and performance analyses of geothermal organic rankine cycles using R600a/R601a mixtures as working fluids, *Applied Energy*, Vol. 148, 2015, pp. 410-420.
- [7] Zhao, M., Wei, M., Song, P., Liu, Z. and Tian, G. Performance evaluation of a diesel engine integrated with ORC system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 115, 2017, pp. 221-228.
- [8] Patel, P.S. and Doyle, E.F. Compounding the truck diesel engine with an organic rankine-cycle system, *SAE Technical Paper*, Vol. 1, 2010, pp. 1-16.
- [9] Zhang, Y.Q. Wu, Y.T., Xia, G.D., Ma, C.F., Ji, W.N. Liu, S.W., et al. Development and experimental study on organic rankine cycle system with single-screw expander for waste heat recovery from exhaust of diesel engine, *Energy*, Vol. 77, 2014, pp. 499-508.
- [10] Larjola, J. Electricity from industrial waste heat using high-speed organic rankine cycle (ORC), *International Journal of Production Economics*, Vol. 41(1-3), 1995, pp. 227-235.
- [11] Sung, T., Yun, E., Kim, H.D., Yoon, S.Y., Choi, B.S., Kim, K., et al. Performance characteristics of a 200-kW organic rankine cycle system in a steel processing plant, *Applied Energy*, Vol. 183, 2016, pp. 623-635.
- [12] Manente, G., Lazzaretto, A. and Bonamico, E. Design guidelines for the choice between single and dual pressure layouts in organic rankine cycle (ORC) systems, *Energy*, Vol. 123, 2017, pp. 413-431.
- [13] Chagnon-lessard, N., Mathieu-Potvin, F. and Gosselin, L. Geothermal power plants with maximized specific power output : Optimal working fluid and operating conditions of subcritical and transcritical Organic Rankine Cycles, *Geothermics*, Vol. 64, 2016, pp. 111-124.
- [14] Vivian, J., Manente, G. and Lazzaretto, A. A general framework to select working fluid and configuration of ORCs for low-to-medium temperature heat sources, *Applied Energy*, Vol. 156, 2015, pp. 727-746.
- [15] Pan, L. and Wang, H. Improved analysis of organic rankine cycle based on radial flow turbine, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 61(2), 2013, pp. 606-615.
- [16] Wei, D., Lu, X., Lu, Z. and Gu, J. Performance analysis and optimization of organic rankine cycle (ORC) for waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, 2007, pp. 1113-1119.
- [17] Astol, M., Romano, M.C., Bombarda, P. and Macchi, E. Binary ORC (organic Rankine cycles) power plants for the exploitation of medium e low temperature geothermal sources Part A : Thermodynamic optimization,

- Energy, Vol. 66, 2014, pp. 423-434.
- [18] Wang, X., Liu, X. and Zhang, C. Parametric optimization and range analysis of organic rankine cycle for binary-cycle geothermal plant, *Energy Conversion and Management*, Vol. 80, 2014, pp. 256-265.
- [19] Lai, N.A., Wendland, M. and Fischer, J. Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles, *Energy*, Vol. 36(1), 2011, pp. 199-211.
- [20] Sengnavong, S., Chaiyat, N., Jaisin, C. and Thawonngamyigsakul, C. Energy costing of organic rankine cycle using medical waste from mathematical model a case study: Lampang hospital, paper presented in 3rd IAMBEST 2018, 2018, Chumphon, Thailand.
- [21] Radulovic, J. and Beleno Castaneda, N.I. On the potential of zeotropic mixtures in supercritical ORC powered by geothermal energy source, *Energy Conversion and Management*, Vol. 88, 2014, pp. 365-371.
- [22] Fischer, J. Comparison of trilateral cycles and organic rankine cycles, *Energy*, Vol. 36(10), 2011, pp. 6208-6219.



ชนพัต พุกษาพันธุ์รัตน์ และ อาทิตย์ คุณศรีสุข (2661). การจำลองเชิงตัวเลขการผลิตไฟฟ้าจากความร้อนทิ้งด้วยโรงไฟฟ้าไออาร์ซี. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 32 The 32nd Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand. จำนวน 10 หน้า.



AEC – 013

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 32
3 – 6 กรกฎาคม 2561 จังหวัดมุกดาหาร



การจำลองเชิงตัวเลขการผลิตไฟฟ้าจากความร้อนทิ้งด้วยโรงไฟฟ้าโออาร์ซี Simulation of the heat dissipation from the boiler of the ORC

ธนพัฒน์ พงกษาพันธ์รัตน์^{1*} และ อาทิตย์ คุณศรีสุข²

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี 11 ม.พ.วิทยลัย ต.สุรนารี อ.เมือง จ.นครราชสีมา 30000

*Thanaphat.ph@hotmail.com, 0887246957

บทคัดย่อ

โรงไฟฟ้าโออาร์ซีเป็นเทคโนโลยีที่สามารถนำความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำมาเป็นแหล่งความร้อนเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า ในการศึกษานี้จะประเมินความเป็นไปได้ของการผลิตกระแสไฟฟ้าจากความร้อนทิ้งของหม้อไอน้ำโรงพยาบาล ช่วงอุณหภูมิของความร้อนทิ้งที่ศึกษาอยู่ระหว่าง 90 – 163 องศาเซลเซียส สารทำงานที่ใช้ในการทดสอบของโรงไฟฟ้านี้คือ R245fa, R32, Butane, Cyclopentane, Propane, R1234ze, และ R1234yf โปรแกรมสำหรับคำนวณได้ถูกพัฒนาและตรวจสอบความถูกต้องกับผลลัพธ์จากการทดลองจริง ในการศึกษาได้เปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้จากวิธี effectiveness-NTU กับ Pinch point temperature difference (PPTD) ซึ่งเป็นวิธีที่ใช้แพร่หลาย พบว่าผลลัพธ์จากวิธี PPTD กับวิธี NTU มีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญ นอกจากนี้ ยังพบว่า เมื่อใช้ R32 เป็นสารทำงานพลังงานไฟฟ้าที่สามารถผลิตได้มีค่า 60 – 140 วัตต์ ขึ้นกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อน โดยค่าประสิทธิภาพของวัฏจักรเท่ากับ 10.51 เปอร์เซ็นต์

คำหลัก: โออาร์ซี; ความร้อนทิ้ง; สารทำงาน; หม้อต้มความร้อน; การจำลอง

Abstract

The organic Rankine cycle (ORC) power plant is a promising technology that can generate electricity from waste heat. In this study, the feasibility of generating electricity from waste heat of a hospital boiler was conducted. The temperature range of waste heat between 90 – 163°C was examined. R245fa, R32, Butane, Cyclopentane, Propane, R1234ze, and R1234yf were examined as a working fluid of the power plant. A computational code was developed and validated with a result taken from the literature. A comparison between using the effectiveness-NTU method and the specified pinch point temperature difference (PPTD), which is widely used, was conducted. It was found that the predictions of specifying PPTD provide a significant %error compared with those of the effectiveness-NTU method. It was also found that the electricity of 60-140 W can be generated by using R32 as the working fluid, depending on the temperature of the heat source. The corresponding efficiency of the cycle is 10.51%.

Keywords: ORC; waste heat; working fluid; boiler; simulation.

1. บทนำ

ในปัจจุบันประเทศไทยใช้พลังงานไฟฟ้าและพลังงานเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น โดยส่วนใหญ่เป็นพลังงานจาก

ก๊าซธรรมชาติ น้ำมันดิบ และถ่านหิน [1] ซึ่งพลังงานเหล่านี้ใช้แล้วหมดไป อีกทั้งกระทรวงพลังงานได้ประกาศยุทธศาสตร์กระทรวงพลังงาน (พ.ศ. 2559 – 2563) [2]



เพื่อสนับสนุนการใช้เชื้อเพลิงทางเลือก รวมถึงพัฒนาพื้นที่ที่มีศักยภาพ และพัฒนาเทคโนโลยีให้เหมาะสมกับความสามารถในการผลิตและการใช้พลังงานทดแทน จึงมีความสนใจนำพลังงานทดแทนมาใช้หลากหลายรูปแบบ เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานลม พลังงานชีวมวล พลังงานน้ำ พลังงานขยะ พลังงานความร้อนใต้พิภพ และความร้อนทิ้ง

จากการศึกษาพบว่า โรงงานอุตสาหกรรมจำนวนมากมีความต้องการใช้พลังงานความร้อนในกระบวนการผลิต เช่น การต้ม การอบ การนึ่ง โดยใช้เชื้อเพลิงแข็ง เชื้อเพลิงเหลว และ เชื้อเพลิงก๊าซ เพื่อผลิตความร้อนในรูปของลมร้อน น้ำร้อน และไอน้ำ หลังกระบวนการผลิตจะมีความร้อนเหลือทิ้ง ซึ่งมีอุณหภูมิต่ำ และอาจมีสิ่งปนเปื้อนจากกระบวนการผลิต

โดยความร้อนทิ้งนี้จำนวนหนึ่งมีศักยภาพที่จะนำกลับมาใช้ได้ เช่น การนำลมร้อนไปอบ (Pre heat) ผลิตภัณฑ์เพื่ออุ่นหรือไล่ความชื้นก่อนเข้าเตาอบ การนำน้ำร้อน (Condensate) ไปอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ การนำไอเสียจากเครื่องยนต์หรือไอเสียจากหม้อน้ำไปผลิตลมร้อน (Recuperator) หรือผลิตไอน้ำความดันต่ำ (Waste heat boiler) หรือการนำความร้อนทิ้งจากปล่องไอเสียของเตาเผาของหม้อไอน้ำในโรงงาน โรงแรมหรือในโรงพยาบาลนำกลับมาใช้ประโยชน์ ซึ่งปัจจุบันมีเทคโนโลยีที่สามารถนำความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำไปใช้ในการผลิตไฟฟ้าได้ ซึ่งเทคโนโลยีหนึ่งที่น่าสนใจคือ เทคโนโลยีผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ (organic Rankine cycle, ORC)

งานวิจัยนี้สนใจนำความร้อนทิ้งจากหม้อไอน้ำในโรงพยาบาลเป็นแหล่งความร้อนเพื่อศึกษาจำลองการผลิตไฟฟ้าด้วยโรงไฟฟ้าไออาร์ซี โดยได้ศึกษาการเลือกใช้ R245fa, R32, Butane, Cyclopentane, Propane, R1234ze, และ R1234yf เป็นสารทำงาน เพื่อเปรียบเทียบค่ากำลังการผลิตของแต่ละสารทำงาน โดยใช้วิธี effectiveness-NTU method

2. วิธีการดำเนินการวิจัย

งานวิจัยนี้จะศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อเปรียบเทียบสารทำงานที่เหมาะสมสำหรับโรงไฟฟ้า ORC ที่ใช้แหล่งความร้อนจากหม้อไอน้ำของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี โดยใช้โปรแกรม MATLAB ในการจำลองระบบ

2.1 วิธีการศึกษา

2.1.1 ศึกษาค้นคว้าข้อมูลที่เกี่ยวข้อง ซึ่งเป็นกระบวนการสำหรับรวบรวมข้อมูลที่มีความจำเป็นในการศึกษาวิจัยได้แก่

- หลักการและทฤษฎีสำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซี
- การจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซี

2.1.2 พัฒนาโปรแกรม MATLAB เพื่อจำลองระบบ

2.1.3 เลือกสารทำงานที่ใช้ในระบบ

2.1.4 ตรวจสอบความถูกต้องโปรแกรมที่พัฒนา

2.1.5 จำลองการทดลองทางคณิตศาสตร์

2.1.6 วิเคราะห์เปรียบเทียบ เพื่อหาสารทำงานที่เหมาะสมสำหรับแหล่งความร้อนจากหม้อไอน้ำโรงพยาบาล

2.1.7 สรุปผลการทดลอง

2.2 การเลือกสารทำงาน

ในการเลือกใช้สารทำงานที่เหมาะสมกับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีต้องเลือกที่เหมาะสมกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อน [3] นอกจากนี้ ยังมีเกณฑ์อื่นๆ ที่สามารถใช้ในการเลือกใช้งานได้แก่ ค่า Global warming potential (GWP) ครวมมีค่าต่ำ ค่า Ozone depletion potential (ODP) เท่ากับ 0 ตามข้อตกลง Kyoto [4] Montreal [5] และ F-gases ของ European Union [6], [7] จากการสำรวจวรรณกรรมงานวิจัยนี้จึงเลือกใช้ R245fa, R32, Butane, Cyclopentane, Propane, R1234ze, และ R1234yf ซึ่งมีลักษณะเด่นคือ มีค่า ODP เท่ากับศูนย์ และ GWP ต่ำ อย่างไรก็ตามจากการสำรวจวรรณกรรมยังพบว่า R245fa เป็นสารทำงานที่สามารถผลิตไฟฟ้าได้ดีในช่วงอุณหภูมิแหล่งความร้อนที่กว้างที่สามารถใช้กับแหล่งความร้อนและผ่าน



เกณฑ์ความปลอดภัย จึงเลือกใช้เพื่อนำมาเปรียบเทียบ นอกจากนี้ ในเครื่องปรับอากาศรุ่นใหม่มีการเลือกใช้ R32 ซึ่งเป็นแก๊สใหม่ในระบบปรับอากาศจึงนำมาเปรียบเทียบ โดยสารทำงานที่เลือกมาศึกษาทั้งหมด 7 สารทำงานโดยมีคุณสมบัติดังแสดงในตารางที่ 1

- อุณหภูมิแหล่งความร้อนที่ป้อนเข้าระบบที่เครื่องระเหย ($T_{hs,in}$) = 163°C
- อัตราการไหลเชิงมวลของไอเสีย = 1.83 kg/s
- อุณหภูมิอากาศแวดล้อม (T_{amb}) มีค่าคงที่ = 27.6°C
- ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของปั๊มสารทำงานและกังหัน ($\eta_{s,p}$) = 0.4322 และ ($\eta_{s,tur}$) = 0.677 [8]
- ประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ($\eta_{Generator}$) = 0.913 [8]

3. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

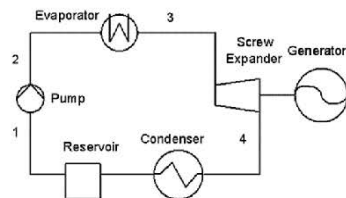
วัฏจักรแรงคินสาร์อินทรีย์ที่ศึกษาประกอบไปด้วย 4 อุปกรณ์หลักคือ ปั๊มสารทำงาน (refrigerant pump) เครื่องระเหย (evaporator) กังหันแบบไอขยายตัว (expander) และเครื่องควบแน่น (condenser) ดังแสดงในรูปที่ 3

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของสารทำงานที่ศึกษา

Working fluid	T_c (°C)	P_c (bar)	Category	GWP	ODP	ASHRAE safety group
R245fa	154.01	36.51	HFC	1050	0	B1
Butane (R600)	151.98	7.96	HC	4	0	A3
Cyclopentane	238.5	45.2	-	-	-	-
Propane (R290)	96.74	42.51	HC	~20	0	A3
R1234ze	109.37	36.36	HFO	6	0	A2
R1234yf	94.7	33.82	HFO	<4.4	0	A2Lr
R32	78.11	57.82	HFC	716	0	A2Lr

2.3 แหล่งความร้อนที่ใช้และเงื่อนไขการคำนวณ

ในการงานวิจัยนี้จะใช้น้ำร้อนจาก boiler ของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีเป็นแหล่งความร้อนและใช้สภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมาโดยเงื่อนไขดังนี้



รูปที่ 3 แผนภาพวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ [9]

หลักการทำงานของวัฏจักรแรงดันอินทรีย์มีดังนี้ คือ สารทำงานในสถานะของเหลว (จุดที่ 1) ถูกส่งมารับความร้อนที่เครื่องระเหย (จุดที่ 2) โดยป้อนสารทำงาน จากนั้นสารทำงานจะรับความร้อนจากน้ำร้อนภายใต้ความดันคงที่ จนกระทั่งเข้าสู่สภาวะของเหลวอิ่มตัว และเป็นไอร้อนยวดยิ่ง (จุดที่ 3) เข้าสู่กังหันขยายตัว และขับเคลื่อนเครื่องกำเนิดไฟฟ้า จากนั้นความดัน และอุณหภูมิของไอของสารทำงานที่ทางออกของกังหันจะลดลง (จุดที่ 4) สารทำงานไหลเข้าสู่เครื่องควบแน่นภายใต้ความดันคงที่ ($P_4 = P_1$) กลายเป็นของเหลวอิ่มตัว (จุดที่ 1) [10]

จากรูปที่ 3 สมการทางคณิตศาสตร์ของระบบ ORC มีดังต่อไปนี้

งานที่ป้อนทำงาน แสดงดังสมการที่ 1

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_2 - h_1) = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\eta_p} \quad (1)$$

ความร้อนที่ให้เครื่องระเหยที่ได้จากก๊าซไอเสีย แสดงดังสมการที่ 2

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2)$$

งานที่ได้จากกังหันแบบไอขยายตัว แสดงดังสมการที่ 3

$$\dot{W}_s = \dot{m}(h_3 - h_4) = \dot{m}(h_3 - h_{4s})\eta_s \quad (3)$$

ความร้อนทิ้งจากเครื่องควบแน่น แสดงดังสมการที่ 4

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (4)$$

งานสุทธิที่ได้จากระบบ แสดงดังสมการที่ 5

$$\dot{W}_n = \dot{W}_s - \dot{W}_p \quad (5)$$

ประสิทธิภาพความร้อน ORC แสดงดังสมการที่ 6

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_s - \dot{W}_p}{\dot{Q}_e} \quad (6)$$

4. การตรวจสอบความถูกต้องโปรแกรม

จากโปรแกรมที่พัฒนาได้ทำการตรวจสอบความถูกต้องจากบทความวิจัยของ [8] ที่ได้ทำการออกแบบและสร้างโรงไฟฟ้า ORC ขนาด 200 kW ซึ่งได้กำหนดค่าตัวแปรต่าง ๆ ดังตารางที่ 2

ตารางที่ 2 คุณสมบัติทางเทคนิคของโรงไฟฟ้า ORC ที่ใช้ตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม

Parameter	Test
Turbine, generator and system	
Inlet pressure (kPa)	1,500
Turbine efficiency	0.677
Generator efficiency	0.913
Δ Pinch point temperature (°C)	5
Evaporator (working fluid side)	
Inlet temperature (°C)	36.2
Outlet temperature (°C)	120
Inlet pressure (kPa)	1,560
Outlet pressure (kPa)	1,520
Condenser (working fluid side)	
Inlet temperature (°C)	75.3
Outlet temperature (°C)	34.7
Inlet pressure (kPa)	230
Outlet pressure (kPa)	220
Source and sink	
Heat transfer fluid inlet temperature (°C)	122.6
Heat transfer fluid outlet temperature (°C)	105.6
Heat transfer fluid mass flow rate (kg/s)	17.2
Cooling water inlet pressure (kPa)	25.3
Cooling water outlet pressure (°C)	33.0
Cooling water mass flow rate mass flow rate (kg/s)	35.5

ผลเปรียบเทียบระหว่างค่าจาก [8] และผลการทำนายของโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นเป็นดังแสดงในตารางที่ 3

ตารางที่ 3 ผลการตรวจสอบความถูกต้องโปรแกรม

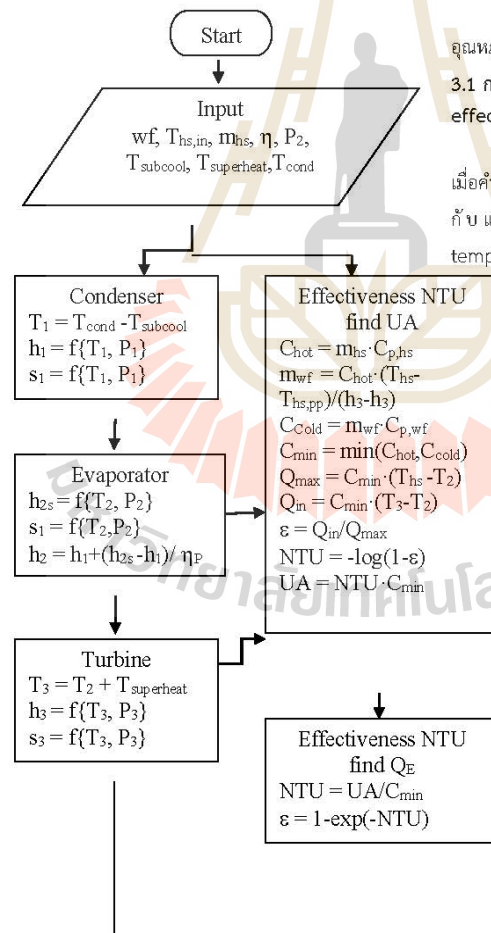
Fluid	R245fa	%error
-------	--------	--------



	[6]	Present study	
P_{max} (kPa)	1500	1500	0.00
m_{wf} (kg/s)	5	5.05	1.00
W_{net} (kW)	105.8	103.86	1.83
η_{th} (%)	8.6	8.330	3.14

จากตารางที่ 3 เมื่อเปรียบเทียบค่าอัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานและกำลังงานสุทธิ จะเห็นว่ามีความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 1.6% และ 1.18% ตามลำดับ ทำให้เห็นว่าโปรแกรมที่พัฒนามีความคลาดเคลื่อนค่อนข้างต่ำ ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงจะนำโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นไปใช้ต่อไป

แผนภาพการจำลอง



Heat and Work

$$Q_E = \epsilon \cdot Q_{max}$$

$$m_{wf} = Q_E / (h_3 - h_2)$$

$$W_P = m_{wf} (h_2 - h_1)$$

$$W_{Tur} = (h_3 - h_4)$$

$$W_{net} = (W_{Tur} \cdot \eta_{gen}) - W_P$$

$$\eta_{th} = W_{net} / Q_E$$

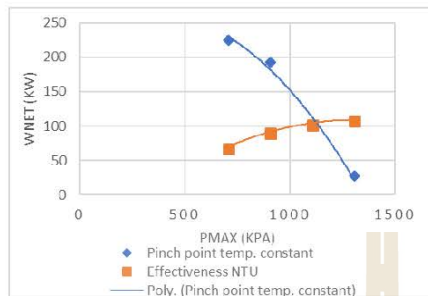
3. ผลลัพธ์

จากโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นทำการปรับค่าอุณหภูมิ สารทำงาน และเปรียบเทียบค่าต่างๆ ได้ผลดังนี้

3.1 การเปรียบเทียบวิธีกำหนด ΔT_{pp} เป็นครั้งที่ 3 กับวิธี effectiveness-NTU method

จากการสำรวจวรรณกรรมนั้น หลายงานวิจัยเมื่อคำนวณหาอุณหภูมิสารทำงานที่แลกเปลี่ยนความร้อนกับแหล่งความร้อน จะกำหนด pinch point temperature difference (ΔT_{pp}) ซึ่งเป็นค่าความต่างของอุณหภูมิที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแหล่งร้อนกับสารทำงานมีค่าใกล้เคียงกันที่สุด ซึ่งเป็นค่าที่ขึ้นมาเพื่อที่จะนำมาคำนวณค่าต่างๆ ในระบบนี้ เห็นว่าการกำหนดค่า ΔT_{pp} นั้นน่าจะไม่ใช่คำตอบจริง เพราะเนื่องจากอุณหภูมิแหล่งความร้อนคงที่ ดังนั้นในบทความวิจัยนี้จะใช้วิธี effectiveness-NTU แทนซึ่งจะทำให้ผลที่ได้มีค่าเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิแหล่งความร้อน ซึ่งผลจะมากขึ้น

จากการรันผลจะได้ดังรูปที่ 4

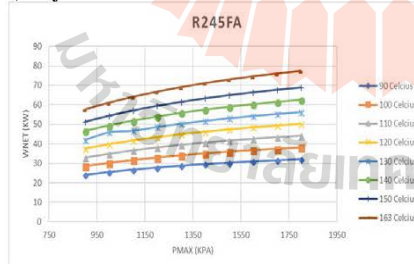


รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่เครื่องระเหยกับกำลังสุทธิ

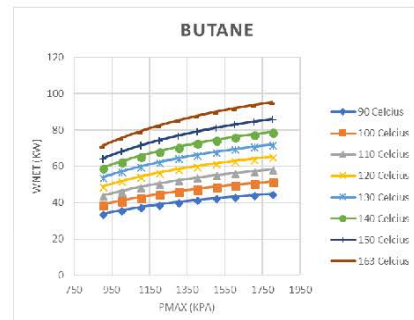
จากรูปที่ 4 จะเห็นว่าในกรณีที่กำหนดให้ ΔT_{pp} เมื่อความดันที่เครื่องระเหยเพิ่มขึ้น ค่ากำลังสุทธิจะลดลง แต่เมื่อใช้วิธี Effectiveness NTU ค่ากำลังสุทธิจะเพิ่มขึ้น เมื่อความดันที่เครื่องระเหยเพิ่มขึ้น

จากหัวข้อ 3.1 ซึ่งใช้ effectiveness-NTU method คำตอบที่ได้มีความแม่นยำ และเมื่อเปรียบเทียบผลทำนายของวิธี effectiveness-NTU กับวิธีกำหนด ΔT_{pp} เป็นค่าคงที่ จะเห็นว่าค่าแตกต่างกันระหว่าง 57 – 200% จึงเห็นได้ว่า วิธีกำหนด ΔT_{pp} เป็นค่าคงที่ซึ่งนิยมใช้งานกันนั้นทำนายผลมีความคลาดเคลื่อนอย่างมีนัยสำคัญ

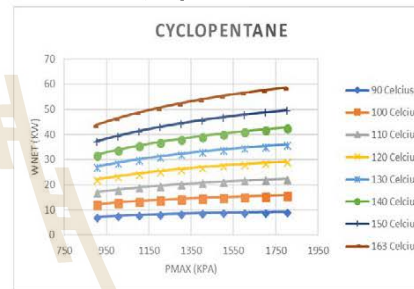
3.2 อิทธิพลของการเลือกใช้สารทำงานและของอุณหภูมิแหล่งความร้อน



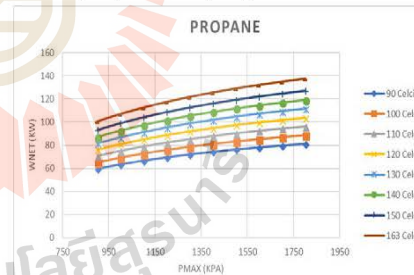
รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ความดันและกำลังของ R245fa ที่อุณหภูมิ 90 – 163 °C



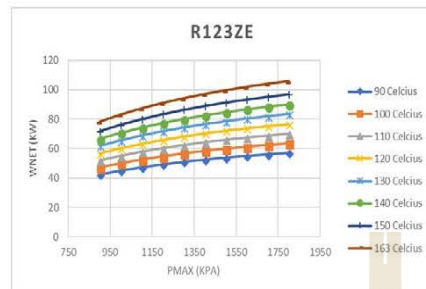
รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ความดันและกำลังของ Butane ที่อุณหภูมิ 90 – 163 °C



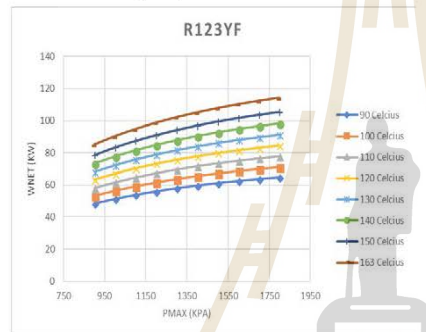
รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ความดันและกำลังของ Cyclopentane ที่อุณหภูมิ 90 – 163 °C



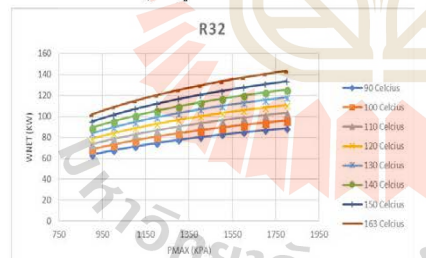
รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ความดันและกำลังของ Propane ที่อุณหภูมิ 90 – 163 °C



รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ความดันและกำลังของ R123ze ที่อุณหภูมิ 90 - 163 °C



รูปที่ 10 ความสัมพันธ์ความดันและกำลังของ R1234yf ที่อุณหภูมิ 90 - 163 °C



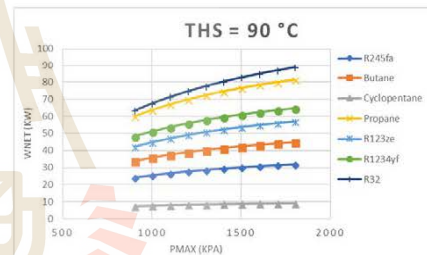
รูปที่ 11 ความสัมพันธ์ความดันและกำลังของ R32 ที่อุณหภูมิ 90 - 163 °C

จากรูปที่ 5 - 11 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่เครื่องระเหยกับกำลังงานสุทธิของสาร 7 สารโดยที่อุณหภูมิแหล่งความร้อนต่างๆ จะเห็นว่าทั้ง 7 สารเมื่อความดันที่เครื่องระเหยและอุณหภูมิแหล่งความ

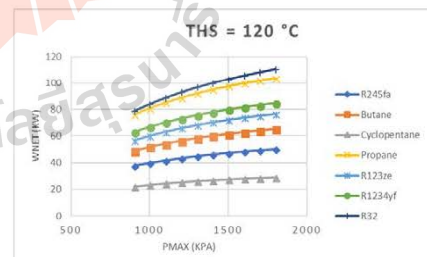
ร้อนเพิ่มขึ้นกำลังงานสุทธิที่ได้จะมากขึ้น โดยสารทำงานที่สามารถผลิตกำลังสุทธิได้มากกว่า 100 kW คือ Propane R123ze R1234yf และ R32 ซึ่งเมื่อดูค่าอุณหภูมิวิกฤติจากตารางที่ 1 ของสารทำงาน 4 สารนี้แล้วมีค่าอุณหภูมิวิกฤติต่ำกว่าสารทำงาน R245fa Butane Cyclopentane แสดงว่า เวลาเลือกใช้สารทำงานนั้นควรจะดูค่าอุณหภูมิวิกฤติของสารทำงานให้มีความเหมาะสมกับอุณหภูมิแหล่งความร้อนด้วย

3.3 เปรียบเทียบสารทำงานเมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนคงที่

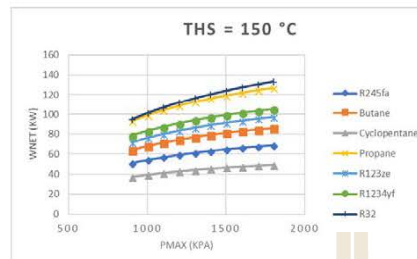
ในการจำลองนั้นได้จำลองระบบกรณีที่แหล่งความร้อนมีอุณหภูมิให้เครื่องระเหยคงที่ในช่วง (90 - 163 °C) เพื่อดูอิทธิพลของการเลือกสารทำงานและความดันที่เปลี่ยนแปลง ได้ผลดังรูปที่ 12 - 15



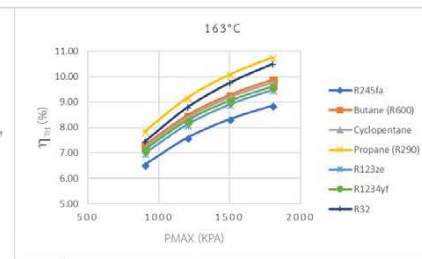
รูปที่ 12 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่เครื่องระเหยกับกำลังสุทธิของสารทำงานต่างๆ ที่ 90 °C



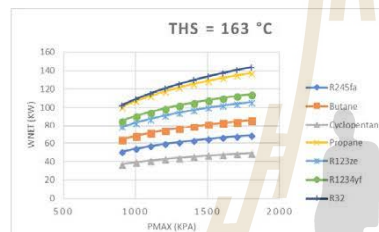
รูปที่ 13 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่เครื่องระเหยกับกำลังสุทธิของสารทำงานต่างๆ ที่ 120 °C



รูปที่ 14 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่เครื่อง
ระเหยกับกำลังสุทธิของสารทำงานต่างๆ ที่ 150 °C



รูปที่ 16 ความดันและค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน



รูปที่ 15 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่เครื่องระเหยกับ
กำลังสุทธิของสารทำงานต่างๆ ที่ 163 °C

จากรูปที่ 12 - 15 เมื่อความดันที่เครื่องระเหยเพิ่มขึ้นกำลังสุทธิของสารทำงานทั้ง 7 สารมีค่าเพิ่มขึ้นโดยสารทำงานที่มีค่ากำลังสุทธิมากที่สุดคือ R32 ประมาณ 140 kW รองลงมาคือ Propane R1234yf R123ze Butane R245fa ตามลำดับ ส่วนสารทำงานที่มีกำลังงานสุทธิน้อยที่สุดคือ Cyclopentane โดยที่ความดันเท่ากัน R32 มีมากกว่าถึง 3 เท่า อุณหภูมิแหล่งความร้อนมีผลต่อกำลังงานสุทธิ เมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิลดลงส่งผลให้กำลังงานสุทธิลดลงด้วย ที่แหล่งความร้อนมีอุณหภูมิต่ำกว่า 90 องศาเซลเซียสสารทำงาน Cyclopentane ผลิตกำลังงานสุทธิได้ต่ำกว่า 10 kW

3.4 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน

จากการรันโปรแกรมที่แหล่งความร้อนอุณหภูมิ 163 °C และความดัน 900 - 1800 kPa ของ 7 สารทำงาน ได้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency, η_{th}) รูปที่ 16

จากรูปที่ 16 จะเห็นได้ว่าเมื่อความดันที่เครื่องระเหยมีค่าสูงขึ้นค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของสารทำงานเพิ่มขึ้นด้วย เพราะว่าจากสมการที่ 6 เมื่อความดันเพิ่มขึ้นทำให้งานสุทธิเพิ่มขึ้นส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้น โดยมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 3 เปอร์เซ็นต์ สารทำงานที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนมากที่สุดคือ Propane R32 Butane Cyclopentane R1234yf R123ze และ R245fa ตามลำดับ จากผลก่อนหน้าแม้ว่าสารทำงาน R32 จะผลิตงานสุทธิได้มากที่สุดแต่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนกลับไม่ได้มากที่สุดแสดงว่าความร้อนที่ให้แก่วัสดุนั้นผลิตงานออกมาได้ต่ำกว่าสาร Propane

4. สรุปผลการวิจัย

จากการศึกษาวิเคราะห์การใช้น้ำร้อนที่เหลือทิ้งจากหม้อไอน้ำจากโรงพยาบาลเพื่อเปรียบเทียบสารทำงาน 7 สารโดยใช้วิธี Effectiveness NTU ผลที่ได้คือ สารทำงานที่สามารถได้กำลังงานสุทธิมากที่สุดคือ R32 รองลงมาคือ Propane R1234yf R123ze Butane R245fa และ Cyclopentane ตามลำดับ เพราะฉะนั้นในการเลือกใช้สารทำงานสำหรับแหล่งความร้อนจากน้ำร้อนเหลือทิ้งจากหม้อไอน้ำจากโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีคือ R32 สามารถผลิตไฟฟ้าได้ 60 - 140kW และมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนประมาณ 10.51 เปอร์เซ็นต์ แต่ก็ควรพิจารณาปัจจัยอย่างอื่นร่วมด้วย เช่นราคาของสารทำงาน ขนาดและราคาของตัวอัดสารทำงาน ระยะเวลาการคืนทุน เป็นต้น มาประกอบกับการตัดสินใจ



5. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ที่ให้ทุนอุดหนุน

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน. (2559). สถิติพลังงานของประเทศไทย 2559: สถานการณ์พลังงานไทย [ออนไลน์].
- [2] กระทรวงพลังงาน (2559). ยุทธศาสตร์กระทรวงพลังงาน (พ.ศ. 2559-2563) [ออนไลน์]. ได้จาก: <http://energy.go.th/2016/02/docpl2559-2563.pdf> Energy for Organic Rankine Cycle Power Plant in Thailand,” no. March.
- [3] S. Jumel and M. Feidt, “Working fluid selection and performance comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for low- temperature waste heat recovery,” vol. 2011, no. lea 2011, pp. 559–569, 2012.
- [4] O. Faergeman, *Global warming and cardiovascular health: Mind the gap*, vol. 102. 2011.
- [5] M. W. Roberts and J. Baldwin, “Climate Change While Restoring the Ozone Layer,” vol. 9, no. 3, pp. 33–40, 2009.
- [6] European Parliament and Council of the European Union, “Regulation (EC) No 842/2006 of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 on certain fluorinated greenhouse gases,” no. 161, p. 11, 2006.
- [7] M. Schulz and D. Kourkoulas, “Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006,” *Off. J. Eur. Union*,

vol. 2014, no. 517, p. L150/195-230, 2014.

- [8] T. Sung, E. Yun, H. D. Kim, S. Y. Yoon, B. S. Choi, K. Kim, J. Kim, Y. B. Jung, and K. C. Kim, “Performance characteristics of a 200-kW organic Rankine cycle system in a steel processing plant,” *Appl. Energy*, vol. 183, pp. 623–635, 2016.
- [9] Wang, E H, H G Zhang, B Y Fan, M G Ouyang, Y Zhao, and Q H Mu. 2011. “Study of Working Fluid Selection of Organic Rankine Cycle (ORC) for Engine Waste Heat Recovery” 36: 3406–18. doi:10.1016/j.energy.2011.03.041.
- [10] Chaibat, Nattaporn. 2015. “Assessment Alternative Energy for Organic Rankine Cycle Power Plant in Thailand Assessment Alternative

7. อักษรย่อและสัญลักษณ์

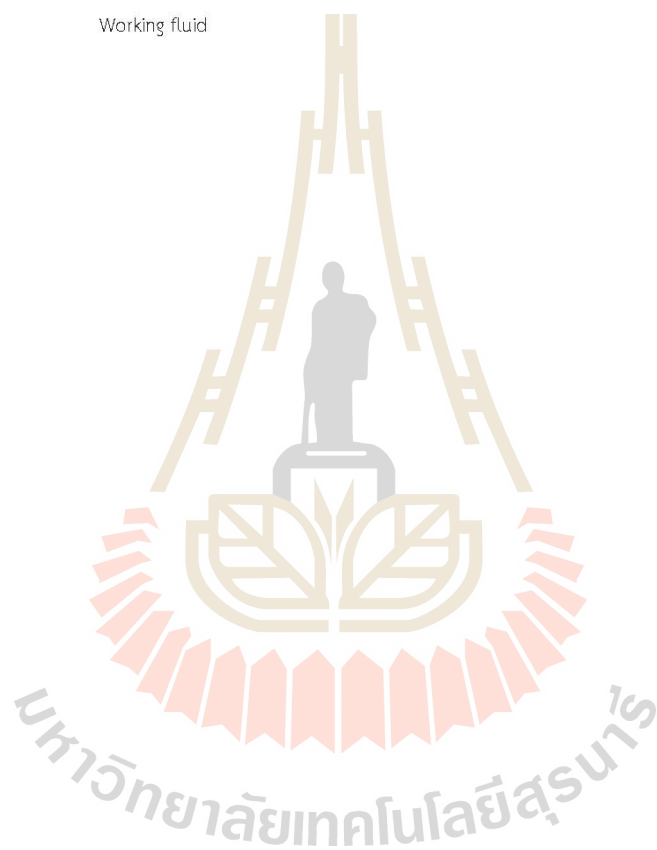
อักษรย่อ	ความหมาย
η	ประสิทธิภาพ (%)
T	อุณหภูมิ ($^{\circ}\text{C}$)
p	ความดัน (kPa)
W	งาน (kW)
h	Enthalpy (kJ/kg)
s	Enthalpy (kJ/kg-K)
m	Mass flow rate (kg/s)
Q	Heat rate (kJ/kg)
U	Overall heat transfer coefficient ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
A	Area (m^2)
ตัวห้อย	ความหมาย
s	Isentropic
P	Pump
C	Condenser
Tur	Turbine
Gen	Generator
E	Expander

AEC – 013

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 32
3 - 6 กรกฎาคม 2561 จังหวัดมุกดาหาร



Th	Thermal
PP	Pinch point
In	Inlet
hs	Heat source
n	Net
max	Maximum
wf	Working fluid



ชนพัต พุกษาพันธุ์รัตน์ และ อาทิตย์ คุณศรีสุข (2662). การนไอเสียจากหม้อต้มไอน้ำจาก
โรงพยาบาลผลิตไฟฟ้าด้วยโรงไฟฟ้าโออาร์ซี. การประชุมวิชาการการถ่ายเทพลังงานความร้อน
และมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 18. จำนวน 8 หน้า.



การนำไอเสียจากหม้อต้มไอน้ำจากโรงพยาบาลมาผลิตไฟฟ้าด้วยโรงไฟฟ้าโออาร์ซี WASTE HEAT RECOVERY FROM HOSPITAL WITH ORC POWER PLANT

ธนพัฒน์ พุกษาพันธุ์รัตน์
อาทิตย์ คุณศรีสุข

สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
111 ถนนมหาวิทยาลัย
ตำบลสุรนารี อำเภอเมือง
จังหวัดนครราชสีมา 30000

E-mail: thanaphat.ph@hotmail.com
Tel: 088-724-6957

บทคัดย่อ

ไอเสียจากเครื่องยนต์เป็นความร้อนทิ้งที่สามารถนำกลับมาใช้ได้ เพื่อผลิตไฟฟ้าสำรอง ปัจจุบันมีเทคโนโลยีที่สามารถนำความร้อนทิ้งมาผลิตไฟฟ้าได้นั้นคือ โรงไฟฟ้าโออาร์ซี ใน การศึกษานี้จะประเมินความเป็นไปได้ของการผลิตกระแสไฟฟ้าจากไอเสียของหม้อไอน้ำ โรงพยาบาลเทคโนโลยีสุรนารี โดยใช้คุณสมบัติไอเสียเฉลี่ยเท่ากับ 126.5 องศาเซลเซียส เป็นแหล่ง ความร้อน ใช้สารทำงานในการจำลองคือ R245fa, R1234ze, R124 และ R114 โปรแกรมสำหรับ คำนวณได้ถูกพัฒนาและตรวจสอบความถูกต้องกับผลลัพธ์จากการทดลองจริง ในการศึกษาพบว่า สารทำงาน R1234ze สามารถผลิตพลังงานไฟฟ้าสูงสุดและมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด คือ 2,940.66 กิโลวัตต์ และ 7.149 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ

คำสำคัญ: โออาร์ซี, การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้, ศักยภาพจุดที่ดีที่สุด, ระดับความร้อนยิ่งยวด

Abstract

This study evaluates the feasibility of using an ORC power plant to generate electricity from waste heat from a boiler of Suranaree University of Technology Hospital (SUTH). The exhaust gas at 126.5°C from the boiler are used as the heat source of the power plant. The studied working fluids are R245fa, R1234ze, R124, and R114. A MATLAB code was developed to search for the optimal conditions to obtain a maximum net work for each working fluid. The working fluid properties were taken from NIST REFPROP. It was found that the power plant with R1234ze as its working fluid generated the highest net work output. The corresponding output was 2,940.7 kW and the cycle efficiency was 7.1%.

Keywords: subcritical ORC, waste heat recovery, performance optimization, degree of superheat

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

1. บทนำ

โรงพยาบาลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีเป็นโรงพยาบาลที่สามารถรองรับการให้บริการทางสุขภาพแก่ประชาชนในพื้นที่จังหวัดนครราชสีมาครอบคลุมถึงเขตภาคตะวันออกเฉียงเหนือตอนล่าง ในแต่ละแผนกของโรงพยาบาลนั้นจำเป็นต้องรักษาความสะอาดโดยความร้อน เช่น การฆ่าเชื้อชุดผู้ป่วย การฆ่าเชื้ออุปกรณ์ผ่าตัดต่างๆ การฆ่าเชื้อภาชนะอาหารผู้ป่วย ความร้อนที่นำมาใช้ได้จากหม้อต้มไอน้ำ (boiler) ที่เผาไหม้เชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ ซึ่งการเผาไหม้จะเกิดไอเสียขึ้นและปล่อยทิ้งสู่อากาศซึ่งเป็นความร้อนทิ้ง

ไอเสียหรือความร้อนทิ้งดังกล่าวสามารถนำกลับมาใช้ประโยชน์ได้ เช่น การนำความร้อนไปอบผลิตภัณฑ์เพื่ออุ่นหรือไล่ความชื้นก่อนเข้าเตาอบ การนำไอเสียจากเครื่องยนต์หรือไอเสียจากหม้อน้ำไปผลิตความร้อน หรือผลิตไอน้ำความดันต่ำ ปัจจุบันมีเทคโนโลยีที่สามารถนำความร้อนทิ้งอุณหภูมิค่าไปใช้ในการผลิตไฟฟ้าได้ ซึ่งเทคโนโลยีหนึ่งที่มีความสนใจ คือ เทคโนโลยีผลิตไฟฟ้าไออาร์ซี (Organic Rankine Cycle, ORC)

บทความวิจัยที่นำไอเสียจากเครื่องยนต์มาใช้กับ ORC เพื่อผลิตไฟฟ้ามีรายละเอียดดังต่อไปนี้ [1] ได้จำลอง ORC โดยนำไอเสียจากเครื่องยนต์ diesel ที่ภาวะการทำงานต่ำเป็นแหล่งความร้อน ใช้ R245fa เป็นสารทำงาน ได้กำลังงานสูงสุด 14.5 กิโลวัตต์ เช่นเดียวกับ [2] ที่นำไอเสียจากเครื่องยนต์ diesel เป็นแหล่งความร้อนให้กับ ORC พบว่าได้กำลังงาน 4.13 กิโลวัตต์ และประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากับ 0.66 เปอร์เซ็นต์

นอกจากนี้การศึกษาอิทธิพลอุณหภูมิที่เครื่องระเหย (evaporator) หรือการทำ supercritical ใน ORC [3] ศึกษาอิทธิพลอุณหภูมิความร้อน (superheat) และ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบ (internal heat exchanger, IHE) ที่มีผลต่อประสิทธิภาพของ ORC ที่สารทำงานและแหล่งความร้อนต่างๆ พบว่าเมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนสูงขึ้นทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้นและเมื่อทำให้อุณหภูมิสารทำงานก่อนเข้า turbine สูงขึ้น (superheat) และมี IHE ในระบบจะทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้น 10-17 เปอร์เซ็นต์

งานวิจัยนี้สนใจนำไอเสียจากหม้อไอน้ำในโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีเป็นแหล่งความร้อนเพื่อศึกษาจำลองการผลิตไฟฟ้าด้วยโรงไฟฟ้า ORC ของสารทำงาน R245fa, R1234ze, R124 และ R114 ให้ได้กำลังไฟสูงสุดและศึกษาการทำงานของ cooling fluid เมื่อสภาพอากาศไม่คงที่ เพื่อให้ระบบยังสามารถผลิตไฟฟ้าได้ตามที่ต้องการ โดยใช้วิธี effectiveness-NTU method

2. วิธีการดำเนินการวิจัย

งานวิจัยนี้จะศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำการหาของมีสารทำงานเพื่อโรงไฟฟ้า ORC ผลิตไฟฟ้าได้กำลังคงที่ ใช้แหล่งความร้อนจากหม้อไอน้ำของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี โดยใช้โปรแกรม MATLAB ในการจำลองระบบ

2.1 วิธีการศึกษา

- 2.1.1 ศึกษาค้นหาข้อมูลที่เกี่ยวข้อง ซึ่งเป็นกระบวนการสำหรับรวบรวมข้อมูลที่มีความจำเป็นในการศึกษาวิจัย ได้แก่
 - หลักการและทฤษฎีสำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซี
 - การจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซี
- 2.1.2 พัฒนาโปรแกรม MATLAB เพื่อจำลองระบบ
- 2.1.3 เลือกสารทำงานที่ใช้ในระบบ
- 2.1.4 ตรวจสอบความถูกต้องโปรแกรมที่พัฒนา
- 2.1.5 จำลองการทดลองทางคณิตศาสตร์
 - กรณีที่ออกแบบ (design)
 - กรณีที่สภาพไม่เป็นตามที่ออกแบบ (off-design)
- 2.1.6 วิเคราะห์เปรียบเทียบ เพื่อหาการทำงานของมีสารทำงานที่เหมาะสมสำหรับสภาพอากาศต่างๆ
- 2.1.7 สรุปผลการทดลอง

2.2 การเลือกสารทำงาน

ในการเลือกใช้สารทำงานที่เหมาะสมกับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีต้องเลือกที่เหมาะสมกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อน [3] นอกจากนี้ ยังมีเกณฑ์ที่สามารถใช้ในการเลือกใช้งานได้แก่ ค่า Global warming potential (GWP) ความมีค่าต่ำ ค่า Ozone depletion potential (ODP) เท่ากับ 0 ตามข้อตกลง Kyoto [4] Montreal [5] และ F-gases ของ European Union [7], [8] จากการศึกษาจรรยาบรรณงานวิจัยจึงเลือกใช้งาน R245fa, R1234ze, R124 และ R717 ซึ่งมีลักษณะเด่น คือ มีค่า ODP เท่ากับศูนย์ และ GWP ต่ำ อย่างไรก็ตาม จากการศึกษาจรรยาบรรณยังพบว่า R245fa เป็นสารทำงานที่นิยมใช้เพราะสามารถผลิตไฟฟ้าได้ดีในช่วงอุณหภูมิแหล่งความร้อนต่างๆ และผ่านเกณฑ์ความปลอดภัย จึงเลือกใช้เพื่อนำมาเปรียบเทียบ นอกจากนี้ R1234ze เป็นสารทำงานที่นิยมใช้เช่นกันเนื่องจากเป็นสารที่ไร้กำลังไฟที่สูงเมื่อเทียบกับสารทำงานตัวอื่น ส่วน R124 และ R114 เป็นสารทำงานที่เหมาะสมกับแหล่งความร้อนที่ใช้ตามที่ [8] ได้นำมาใช้

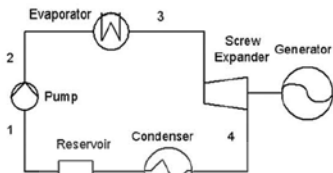
2.3 แหล่งความร้อนที่ใช้และเงื่อนไขการคำนวณ

ในการงานวิจัยนี้จะใช้ไอเสียจาก boiler ของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีเป็นแหล่งความร้อนและใช้สภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมาของเดือนมกราคม เมษายน และกันยายน โดยมีเงื่อนไขดังนี้

- อุณหภูมิแหล่งความร้อนที่ป้อนเข้าระบบที่เครื่องระเหย ($T_{in,h}$) = 126.5°C
- อัตราการไหลเชิงมวลของไอเสีย (\dot{m}_{hs}) = 0.9198 kg/s
- อุณหภูมิแหล่งความร้อนที่ป้อนเข้าระบบที่เครื่องควบแน่น ($T_{in,c}$) = 30°C
- ประสิทธิภาพไอเซนหรือปีของมีสารทำงานและกังหัน (η_{sp}) = 0.75 และ η_{st} = 0.8 [9]

3. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

วัฏจักรโออาร์ซีที่ศึกษาประกอบไปด้วย 4 อุปกรณ์หลักคือ มอเตอร์สารทำงาน (refrigerant pump) เครื่องระเหย (evaporator) กังหันแบบไฮดรอลิก (expander) และเครื่องควบแน่น (condenser) ดังแสดงในรูปแบบที่ 1



รูปที่ 1 แผนภาพวัฏจักรโออาร์ซี

หลักการทำงานของวัฏจักรโออาร์ซีมีดังนี้ คือ สารทำงานในสถานะของเหลว (จุดที่ 1) ถูกส่งมารับความร้อนที่เครื่องระเหย (จุดที่ 2) โดยรับสารทำงาน จากนั้นสารทำงานจะรับความร้อนจากน้ำร้อนภายใต้ความดันคงที่ จนกระทั่งเข้าสู่สภาวะของเหลวอิ่มตัว และเป็นไอร้อนยวดยิ่ง (จุดที่ 3) เข้าสู่กังหันขยายตัว และขับเคลื่อนเครื่องกำเนิดไฟฟ้า จากนั้นความดัน และอุณหภูมิของไอของสารทำงานที่ทางออกของกังหันจะลดลง (จุดที่ 4) สารทำงานไหลเข้าสู่เครื่องควบแน่นภายใต้ความดันคงที่ ($P_4 = P_1$) กลายเป็นของเหลวอิ่มตัว (จุดที่ 1) [10]

จากรูปที่ 3 สมการทางคณิตศาสตร์ของระบบ ORC มีดังต่อไปนี้ งานที่ปั๊มทำงาน แสดงดังสมการที่ 1

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_2 - h_1) = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\eta_p} \quad (1)$$

ความร้อนที่เครื่องระเหยที่ได้ออกมาเสีย แสดงดังสมการที่ 2

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2)$$

งานที่ได้จากกังหันแบบไฮดรอลิก แสดงดังสมการที่ 3

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_3 - h_4) = \dot{m}(h_3 - h_{4s})\eta_s \quad (3)$$

ความร้อนที่เครื่องควบแน่น แสดงดังสมการที่ 4

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (4)$$

งานสุทธิ (Net work) ได้จากระบบ แสดงดังสมการที่ 5

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p \quad (5)$$

ประสิทธิภาพความร้อน ORC แสดงดังสมการที่ 6

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{evap}} \quad (6)$$

วิธี effectiveness-NTU ในการหาค่า heat transfer effectiveness, (\mathcal{E}) แสดงดังสมการที่ 7

$$\mathcal{E} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{Actual heat transfer rate}}{\text{Maximum possible heat transfer rate}} \quad (7)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นจริง (\dot{Q}) แสดงดังสมการที่ 8

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) \\ &= C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \end{aligned} \quad (8)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เกิดขึ้นได้ แสดงดังสมการที่ 9

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (9)$$

Number of transfer units, (NTU) แสดงดังสมการที่ 10

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (10)$$

โดยที่ C_c และ C_h แสดงดังสมการที่ 11 และ 12

$$C_c = \dot{m}_c C_{pc} \quad (11)$$

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph} \quad (12)$$

ค่า capacity ratio แสดงดังสมการที่ 13

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (13)$$

Heat exchanger กรณีที่ c เท่ากับ 0 แสดงดังสมการที่ 14

$$\mathcal{E} = 1 - \exp(-NTU) \quad (14)$$

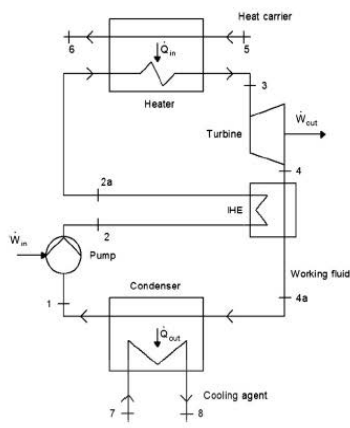
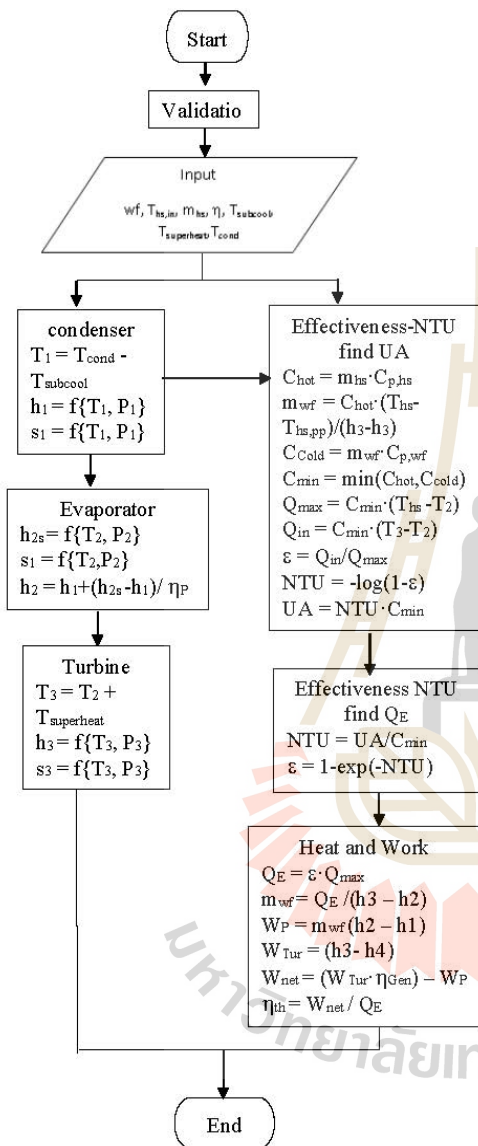
4. ผลการทดลองและการอภิปรายผล

จากโปรแกรมที่พัฒนาได้ทำการตรวจสอบความถูกต้อง จำลองตามค่าที่ออกแบบ (design) และสภาพอากาศที่เปลี่ยนไปจากที่ออกแบบ (off-design)

4.1 การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม

จากโปรแกรมที่พัฒนาได้ตรวจสอบความถูกต้องกับ [11] แสดงโครงสร้างระบบดังรูปที่ 2 โดยป้อนค่า input ตามบทความได้ผล output เพื่อเปรียบเทียบความถูกต้องดังตารางที่ 1

Flow chart การทำงาน



รูปที่ 2 โครงสร้างระบบ ORC ที่มี internal heat exchanger ขั้นตอนการจำลอง

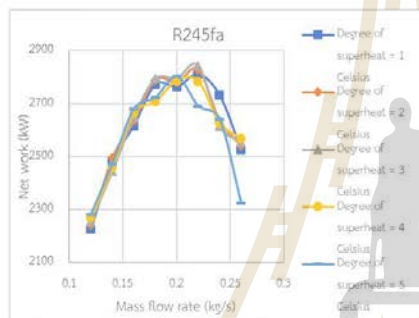
ตารางที่ 1 ผลการเปรียบเทียบความถูกต้องของโปรแกรม

Input		Present			
Working fluid	Cyclopentane	Output	[11]	program	%error
η_{SP}	0.65	T1 (K)	358.15	358.35	0.056
η_{ST}	0.85	T2a (K)	380.27	379.99	0.074
W _{net} (MW)	1	T3 (K)	489	489.19	0.039
P1 (kPa)	288.8	T4 (K)	396.41	396.03	0.096
P3 (kPa)	3342	T4a (K)	370.63	370.75	0.032
T5 (K)	553.15	T6 (K)	408.7	407.12	0.387
T7 (K)	335.15	T8 (K)	348.85	349.03	0.052
C _{hc} (kW/K)	40.08	Q ₅₆ (kW)	6790	6853	1.088
C _{ca} (kW/K)	349.66	Q ₇₈ (kW)	4790	4853	1.316
		η_{th}	0.1727	0.1709	1.042

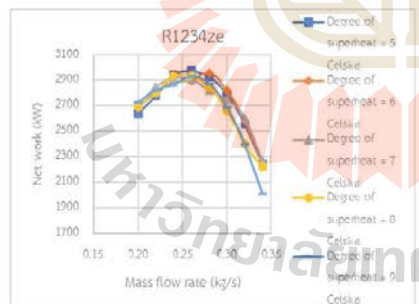
จากตารางที่ 1 แสดงให้เห็นผลการเปรียบเทียบความถูกต้องของโปรแกรมกับบทความวิจัย โดยที่ input เป็นค่าที่กำหนดให้โปรแกรมตอนเริ่มต้นและ output เป็นผลที่ได้จากโปรแกรมเปรียบเทียบกับบทความ พบว่าผลที่ได้จากโปรแกรมมีความใกล้เคียงกับบทความโดยมีค่าความคลาดเคลื่อนไม่ถึง 2% ดังนั้นโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นมาที่มีความน่าเชื่อถือและจะใช้ในการคำนวณต่าง ๆ ต่อไป

4.2 อิทธิพลของอัตราการไหลเชิงมวลและอุณหภูมิของสารทำงานก่อนเข้า turbine (degree of superheat) ที่มีผลต่องานสุทธิ (net work)

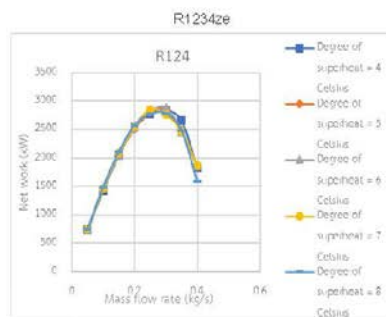
ในการจำลองเพื่อหา net work สูงสุดของแต่ละสารทำงาน โดยปรับค่าอัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน (\dot{m}_{wf}) และอุณหภูมิของสารทำงานก่อนเข้า turbine (degree of superheat) ได้ผลดังรูปที่ 3-6



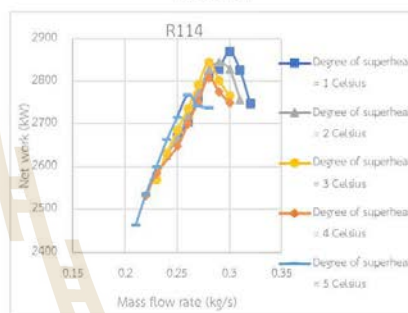
รูปที่ 3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง \dot{m}_{wf} กับ W_{net} สารทำงาน R245fa



รูปที่ 4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง \dot{m}_{wf} กับ W_{net} สารทำงาน R1234ze



รูปที่ 5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง \dot{m}_{wf} กับ W_{net} สารทำงาน R124



รูปที่ 6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง \dot{m}_{wf} กับ W_{net} สารทำงาน R114

จากการจำลองการปรับค่า mass flow rate และ degree of superheat เพื่อหาจุดที่ได้ W_{net} สูงสุดจากรูปที่ 3-6 ลักษณะของกราฟจะมีจุดที่มี W_{net} สูงสุด ที่รูปที่ 3 สารทำงาน R245fa ค่า degree of superheat ที่ได้ W_{net} สูงสุดคือ 3°C ตามมาด้วย 2, 1, 4 และ 5°C แต่การจำลองพบว่าขนาดของ heat exchanger ของ degree of super heat เท่ากับ 3°C จะมีขนาดใหญ่กว่า degree of superheat เท่ากับ 2°C ส่วน degree of superheat เท่ากับ 1°C จากผลจะมีค่าขนาด internal heat exchanger (UA_{HE}) ตีกลับ เป็นเพราะว่าอุณหภูมิของสารทำงานก่อนเข้า turbine ต่ำเกินไป ดังนั้นจึงเลือกใช้ที่ degree of superheat เท่ากับ 2°C เป็นค่า design

จากรูปที่ 4 จะเห็นว่า degree of superheat เท่ากับ 5°C มีค่า W_{net} สูงสุด รองลงมาคือ degree of superheat เท่ากับ 5, 6, 8, 7 และ 9°C ตามลำดับ แต่เมื่อจำลองที่ degree of superheat เท่ากับ 1-7°C ค่า UA_{HE} จะตีกลับเพราะอุณหภูมิก่อนเข้า turbine ต่ำเกินไปจึงเป็นค่าที่ไม่เหมาะสมในการ design เพราะฉะนั้นจึงเลือก degree of superheat

เท่ากับ 8°C เป็นค่า design ส่วนที่ degree of superheat มากกว่านี้ จะทำให้ขนาดของ heat exchanger มีขนาดใหญ่

จากรูปที่ 5 ที่ degree of superheat เท่ากับ 6°C มีค่า W_{net} สูงสุด ส่วนที่ degree of superheat เท่ากับ 1-5°C ค่า UA_{HE} จะลดลง เพราะอุณหภูมิที่ก่อนเข้า turbine ต่ำเกินไปจึงเป็นค่าที่ไม่เหมาะสมในการ design เพราะฉะนั้นจึงเลือก degree of superheat เท่ากับ 6°C เป็นค่า design ส่วนที่ degree of superheat มากกว่านี้จะทำให้ขนาดของ heat exchanger มีขนาดใหญ่

จากรูปที่ 6 ที่ degree of superheat เท่ากับ 1°C มีค่า W_{net} สูงสุด ตามมาด้วย degree of superheat เท่ากับ 2-5°C ตามลำดับ พร้อมทั้งมีขนาดที่ heat exchanger ที่ใหญ่ขึ้นด้วย เพราะฉะนั้นจึงเลือก degree of superheat เท่ากับ 1°C เป็นค่า design

จากที่ได้กล่าวมาข้างต้นได้เลือกค่า degree of superheat ที่ได้ W_{net} สูงสุด จะมีค่า \dot{m}_{ref} ต่างกัน รวมถึงค่าความดันที่ condenser pump ขนาดของ heat exchanger สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 2

ตารางที่ 2 ตารางบันทึกผลของสารทำงาน R245fa, R1234ze, R124, R114 ที่มีค่า W_{net} มากที่สุด

Working fluid	R245fa	R1234ze	R124	R114
Degree of superheat	2	8	6	1
\dot{m}_{ref} (kg/s)	0.22	0.24	0.30	0.30
W_{net} (kW)	2828.83	2940.66	2880.02	2869.10
efficiency	6.465	7.149	6.373	7.052
UA_{cond} (W/K)	2969.72	2723.34	3041.73	2727.87
UA_{evap} (W/K)	2093.02	2214.57	2260.74	2047.49
UA_{HE} (W/K)	22.20	19.39	28.47	76.38
X	2.045	1.055	1.041	1.025
P_{cond} (kPa)	333.44	972.64	755.57	434.81
P_{evap} (kPa)	823.86	2481.75	1669.98	1064.39

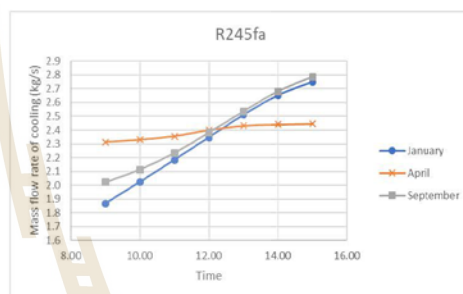
4.3 อิทธิพลของสภาพอากาศที่เปลี่ยนแปลง

จากการวิจัย ได้ศึกษาการทำ off-design เมื่อสภาพอากาศเปลี่ยนแปลงไปของจังหวัดนครราชสีมาในเดือนมกราคม เมษายน และกันยายน ที่ช่วงเวลา 9.00 – 15.00 น. เพราะเป็นเวลาที่หม้อต้มไอน้ำของโรงพยาบาลเริ่มทำงาน โดยดึงข้อมูลจากโปรแกรม TRANSYS แสดงดังตารางที่ 3

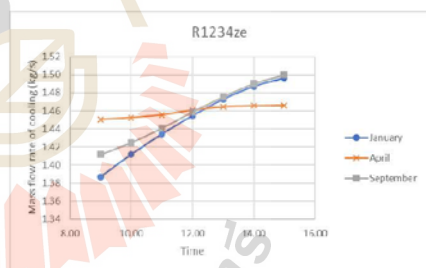
ตารางที่ 3 ตารางสภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา

Time	Temperature (°C)		
	January	April	September
9.00	21.95	28.45	24.55
10.00	24.55	28.65	25.90
11.00	26.85	28.95	27.50
12.00	28.85	29.45	29.25
13.00	30.60	29.80	30.85
14.00	31.95	29.90	32.20
15.00	32.80	29.95	33.10

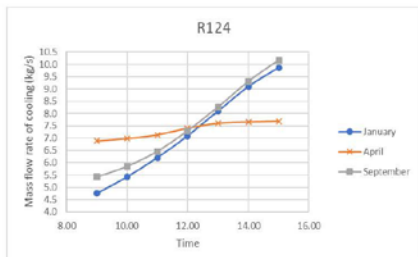
จากข้อมูลตารางที่ 3 ได้ทำการจำลองในกรณี off-design เพื่อให้ระบบสามารถผลิตกำลังไฟฟ้าได้เท่าเดิมแสดงดังรูปที่ 7-10



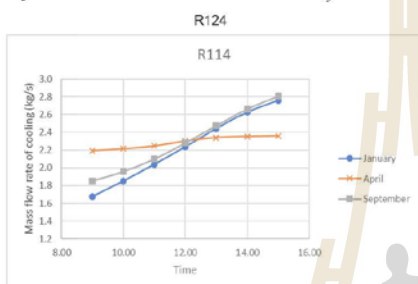
รูปที่ 7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับ \dot{m}_{ref} สารทำงาน R245fa



รูปที่ 8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับ \dot{m}_{ref} สารทำงาน R1234ze



รูปที่ 9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับ \dot{m}_{cf} สารทำงาน R124



รูปที่ 10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลากับ \dot{m}_{cf} สารทำงาน R114

จากการจำลองดังรูปที่ 7-10 แสดงให้เห็นว่าเมื่อสภาพอากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้น ระบบจะปรับ \dot{m}_{cf} ให้มากขึ้นด้วย จากสมการถ่ายเทความร้อน ถ้าต้องการให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มจะต้องเพิ่มค่า \dot{m}_{cf} ให้มากขึ้นด้วย

จากรูปที่ 7 ที่สารทำงาน R245fa เพื่อที่จะผลิตกำลังไฟฟ้าได้เท่ากับ 2828.83 kW ระบบต้องปรับ \dot{m}_{cf} ให้อยู่ในช่วง 1.8 – 2.8 kg/s

จากรูปที่ 8 ที่สารทำงาน R1234ze เพื่อที่จะผลิตกำลังไฟฟ้าได้เท่ากับ 2940.66 kW ระบบต้องปรับ \dot{m}_{cf} ให้อยู่ในช่วง 1.38 – 1.5 kg/s

จากรูปที่ 9 ที่สารทำงาน R124 เพื่อที่จะผลิตกำลังไฟฟ้าได้เท่ากับ 2880.02 kW ระบบต้องปรับ \dot{m}_{cf} ให้อยู่ในช่วง 4.5 – 10.5 kg/s

จากรูปที่ 10 ที่สารทำงาน R114 เพื่อที่จะผลิตกำลังไฟฟ้าได้เท่ากับ 2869.10 kW ระบบต้องปรับ \dot{m}_{cf} ให้อยู่ในช่วง 1.6 – 2.8 kg/s

จะเห็นว่าสารทำงาน R124 ต้องปรับ \dot{m}_{cf} มากที่สุดเมื่อสภาพอากาศเปลี่ยนแปลงไป

5. สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้สนใจนำไอเสียจากหม้อไอน้ำในโรงพยาบาลเป็นแหล่งความร้อนเพื่อศึกษาจำลองการผลิตไฟฟ้าด้วยโรงไฟฟ้า ORC ของสารทำงาน R245fa, R1234ze, R124 และ R114 ให้ได้กำลังไฟฟ้าสูงสุด และศึกษาการทำงานของ cooling fluid เมื่อสภาพอากาศไม่คงที่ เพื่อให้ระบบยังสามารถผลิตไฟฟ้าได้ตามที่ต้องการ โดยใช้วิธี effectiveness-NTU method พบว่าสารทำงาน R245fa, R1234ze, R124 และ R114 สามารถผลิตไฟฟ้าได้กำลังสูงสุดคือ 2,828.83 2,940.66 2,880.02 และ 2,869.10 kW ตามลำดับ และประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากับ 6.46, 7.1495, 6.373 และ 7.052 เปอร์เซ็นต์

เพื่อผลิตไฟฟ้าได้กำลังตามค่าที่ design เมื่อสภาพอากาศไม่คงที่ สารทำงาน R245fa ต้องปรับ \dot{m}_{cf} เท่ากับ 1.8 – 2.8 kg/s สารทำงาน R1234ze ต้องปรับ \dot{m}_{cf} เท่ากับ 1.38 – 1.5 kg/s สารทำงาน R124 ต้องปรับ \dot{m}_{cf} เท่ากับ 4.5 – 10.5 kg/s สารทำงาน R114 ต้องปรับ \dot{m}_{cf} เท่ากับ 1.6 – 2.8 kg/s

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ที่ให้ทุนกิตติมศักดิ์สนับสนุน

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] G. Yu, G. Shu, H. Tian, H. Wei, and L. Liu, "Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE)," *Energy*, vol. 51, pp. 281–290, 2013.
- [2] M. Zhao, M. Wei, P. Song, Z. Liu, and G. Tian, "Performance evaluation of a diesel engine integrated with ORC system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 115, pp. 221–228, 2017.
- [3] S. Jumel and M. Feidt, "Working fluid selection and performance comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for low- temperature waste heat recovery," vol. 2011, no. 1ea 2011, pp. 559–569, 2012.
- [4] O. Faergeman, *Global warming and cardiovascular health: Mind the gap*, vol. 102, 2011.
- [5] M. W. Roberts and J. Baldwin, "Climate Change While Restoring the Ozone Layer," vol. 9, no. 3, pp. 33–40, 2009.
- [6] European Parliament and Council of the European Union, "Regulation (EC) No 842/2006 of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 on certain fluorinated greenhouse gases," no. 161, p. 11, 2006.
- [7] M. Schulz and D. Kourkoulas, "Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of

- 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006," *Off. J. Eur. Union*, vol. 2014, no. 517, p. L150/195-230, 2014.
- [8] J. Kajurek, A. Rusowicz, A. Grzebielec, W. Bujaleki, K. Futyma, and Z. Rudowicz, "Selection of refrigerants for a modified organic Rankine cycle," *Energy*, vol. 168, pp. 1–8, 2019.
- [9] J. Radulovic and N. I. Beleno Castaneda, "On the potential of zeotropic mixtures in supercritical ORC powered by geothermal energy source," *Energy Convers. Manag.*, vol. 88, pp. 365–371, 2014.
- [10] N. Chaiyat, "Assessment Alternative Energy for Organic Rankine Cycle Power Plant in Thailand Assessment. Alternative Energy for Organic Rankine Cycle Power Plant in Thailand," no. March, 2015.
- [11] J. Fischer, "Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles," *Energy*, vol. 36, no. 10, pp. 6208–6219, 2011.

net	Net
max	Maximum
wf	Working fluid
h	Hot
c	Cold

8. อักษรย่อและสัญลักษณ์

อักษรย่อ	ความหมาย
η	ประสิทธิภาพ (%)
T	อุณหภูมิ ($^{\circ}\text{C}$)
P	ความดัน (kPa)
W	งาน (kW)
h	Enthalpy (kJ/kg)
s	Enthalpy (kJ/kg·K)
m	Mass flow rate (kg/s)
Q	Heat rate (kJ/kg)
U	Overall heat transfer coefficient ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)
A	Area (m^2)
คำห้อย	ความหมาย
s	Isentropic
cond	Condenser
p	Pump
t	Turbine
Gen	Generator
Th	Thermal
PP	Pinch point
in	Inlet
out	Outlet
hs	Heat source
cf	Cooling fluid

ประวัติผู้เขียน

นายชนพัทธ์ พุกษาพันธุ์รัตน์ เกิดเมื่อวันที่ 21 กันยายน พุทธศักราช 2536 ณ จังหวัดสุพรรณบุรี สำเร็จการศึกษาในระดับประถมศึกษาที่โรงเรียนอนุบาลด่านช้าง และชั้นมัธยมศึกษาปีที่ 1-6 ที่โรงเรียนบรรหารแจ่มใสวิทยา 3 จังหวัดสุพรรณบุรี และสำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี เกียรตินิยมอันดับ 2 สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา เมื่อปีพุทธศักราช 2558

ปีพุทธศักราช 2558 ได้รับทุนกิตติบัตรเข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาโท สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ในระหว่างที่ศึกษาปริญญาตรีได้เป็นนักกีฬาเรือพายตัวแทนมหาวิทยาลัย เข้าแข่งขันกีฬามหาวิทยาลัย ได้สร้างชื่อเสียงได้รับเหรียญรางวัลให้มหาวิทยาลัย อีกทั้งยังเป็นรองประธานชมรมเรือพาย

ในระหว่างที่ศึกษาปริญญาโทได้มีโอกาสนเป็นผู้สอนปฏิบัติการวิศวกรรมเครื่องกล ปฏิบัติการด้านความร้อนและของไหล สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล วิชาเขียนแบบวิศวกรรมพื้นฐาน วิชาเขียนแบบวิศวกรรมเครื่องกล อีกทั้งได้ช่วยสอนให้ที่ศูนย์การเรียนรู้นักศึกษาแก่น้องนักศึกษาปริญญาตรี

ผลงานวิจัย :

ได้ตีพิมพ์ในวารสารวิชาการระดับนานาชาติ

T. Phueksaphanrat E.Schulz and A. Koonsrisuk (2020). Energy cost analysis of an organic Rankine cycle with exhaust gas on off design conditions. Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering. Vol.8, No.1, 11 PP/PP.48-58.

ได้นำเสนอบทความในการประชุมวิชาการระดับชาติ

ชนพัทธ์ พุกษาพันธุ์รัตน์ และ อาทิตย์ คุณศรีสุข (2661). การจำลองเชิงตัวเลขการผลิตไฟฟ้าจากความร้อนทิ้งด้วยโรงไฟฟ้าไออาร์ซี. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 32 The 32nd Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand. จำนวน 10 หน้า.

ได้นำเสนอบทความในการประชุมวิชาการระดับชาติ

ธนพัฒน์ พุกษาพันธุ์รัตน์ และ อาทิตย์ คุณศรีสุข (2662). การนไอลีจากหม้อต้มไอน้ำจากโรงพยาบาลผลิตไฟฟ้าด้วยโรงไฟฟ้าโออาร์ซี. การประชุมวิชาการการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 18. จำนวน 8 หน้า.

