

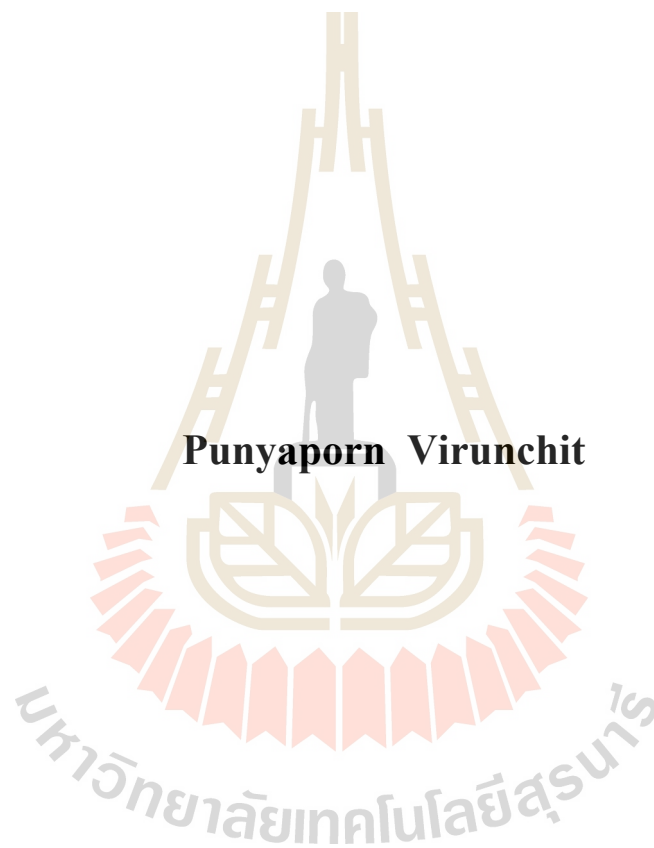
การศึกษาความเป็นไปได้ของการใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูล
เพื่อผลิตกระแสไฟฟ้าด้วยเทคโนโลยีโออาร์ซี



นางสาวปณยาพร วิรุณจิตร

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2562

**FEASIBILITY STUDY OF AN ORC POWER
GENERATION UTILIZING DATA
CENTER WASTE HEAT**



Punyaporn Virunchit

**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirement for the
Degree of Master of Engineering in Mechanical
and Process System Engineering
Suranaree University of Technology
Academic Year 2019**

การศึกษาความเป็นไปได้ของการใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูล
เพื่อผลิตกระแสไฟฟ้าด้วยเทคโนโลยีโออาร์ซี

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

(รศ. ดร.บัณฑิต กฤตาคม)

ประธานกรรมการ

(ผศ. ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)

(ผศ. ดร.กระวี ตรีอำนรรค)

กรรมการ

(ผศ. ดร.พรรษา ลิบลับ)

กรรมการ

(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและพัฒนาความเป็นสากล

(รศ. ดร.พรศิริ จงกล)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

ปณยาพร วิรุณจิตร์ : การศึกษาความเป็นไปได้ของการใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลเพื่อ
ผลิตกระแสไฟฟ้าด้วยเทคโนโลยีโออาร์ซี (FEASIBILITY STUDY OF AN ORC POWER
GENERATION UTILIZING DATA CENTER WASTE HEAT)

อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข, 159 หน้า.

การเพิ่มขึ้นของศูนย์ข้อมูล (Data center) ส่งผลต่อการใช้พลังงานเป็นอย่างมากโดยเฉพาะพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้กับระบบระบายความร้อนของศูนย์ข้อมูล เนื่องจากพลังงานส่วนใหญ่ที่จ่ายให้กับ Server จะถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อน ในวิทยานิพนธ์นี้จึงจะนำเสนอการนำความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลมาเป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้าโออาร์ซี โดยมีจุดประสงค์เพื่อออกแบบระบบโออาร์ซีประเภท Subcritical, Supercritical และ Trilateral (TLC) สำหรับผลิตกระแสไฟฟ้าจากความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูลด้วยวิธีจำลองเชิงตัวเลขทั้งในสถานะที่ออกแบบ (Design condition) และสถานะนอกเหนือจากสถานะที่ออกแบบ (Off-design condition) และประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของระบบจากต้นทุนเฉลี่ยตลอดโครงการ (Levelized cost of electricity, LCOE) เพื่อเป็นทางเลือกสำหรับการใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลเมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิ 35-75 °C โดยใช้สารทำงานทั้งสิ้น 11 ชนิด ในการจำลองจะใช้ Golden section method ในการหาเงื่อนไขในการทำงานของระบบที่เหมาะสมกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อน อุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนค่า Pinch point temperature difference ในเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น ซึ่งจะพบว่าในสถานะที่ออกแบบโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical ที่ใช้แหล่งความร้อนอุณหภูมิ 35 °C และ 45 °C ไม่สามารถทำงานได้ ส่วนที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C, 65 °C และ 75 °C พบว่าค่างานสุทธิสูงสุดจะอยู่ในช่วง 386.95-438.21 W, 1.34-1.44 kW และ 2.81-3.07 kW และมีค่า LCOE 134.39-151.05 Baht/kW·hr, 41.63-44.72 Baht/kW·hr และ 20.19-22.08 Baht/kW·hr โดยสารที่ให้ค่างานสุทธิสูงสุดและค่า LCOE ต่ำที่สุดในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อนคือสารทำงานชนิด R236fa, R1234ze และ R1234yf ตามลำดับ สำหรับโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Supercritical ไม่เหมาะที่จะนำมาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าโดยใช้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่ต่ำกว่าหรือเท่ากับ 75 °C และสำหรับโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ TLC เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 35 °C, 45 °C และเมื่อใช้สารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตต่ำเป็น 2 ลำดับแรกของแหล่งความร้อนที่มีค่า 55 °C พบว่าระบบไม่สามารถทำงานได้ นอกจากนี้ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C, 65 °C และ 75 °C ค่างานสุทธิสูงสุดของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ TLC จะสูงกว่าโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical โดยจะมีค่างานสุทธิสูงสุดอยู่ในช่วง 182.88-817.54 W, 0.85-2.67 kW และ 2.77-5.51 kW ซึ่งสารทำงานที่ให้ค่าดังกล่าวสูงสุดในทุกอุณหภูมิของแหล่งความร้อนคือ Water แต่เมื่อพิจารณาที่ค่า LCOE พบว่าสารทำงานชนิด R245fa จะให้ค่า LCOE ต่ำที่สุดในทุกอุณหภูมิของแหล่ง

ความร้อน โดยที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55°C , 65°C และ 75°C จะมีค่า LCOE เป็น 100.29 Baht/kW·hr, 29.99 Baht/kW·hr และ 15.06 Baht/kW·hr ตามลำดับ ส่วนในสถานะ นอกเหนือจากสถานะที่ออกแบบ เมื่อใช้สารทำงานเป็นชนิด R245fa โดยที่อุณหภูมิของแหล่ง ความร้อนเป็น 55°C , 65°C และ 75°C โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical จะให้ค่างานสุทธิสูงสุด 831.11 W, 2.39 kW และ 3.66 kW ตามลำดับ ส่วนโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC จะให้ค่างานสุทธิ สูงสุด 1.07 kW, 3.30 kW และ 5.65 kW ตามลำดับ ซึ่งจะเห็นว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ยังคง สามารถผลิตงานสุทธิได้มากกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical นอกจากนี้เมื่อนำระบบที่ให้งาน สุทธิสูงสุดมาทำการจำลองเป็น Combine cycle พบว่ายังไม่สามารถลดค่า LCOE ของระบบลงได้



สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา 2562

ลายมือชื่อนักศึกษา ปณณพ

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา อาทิตย์ คุณศรี

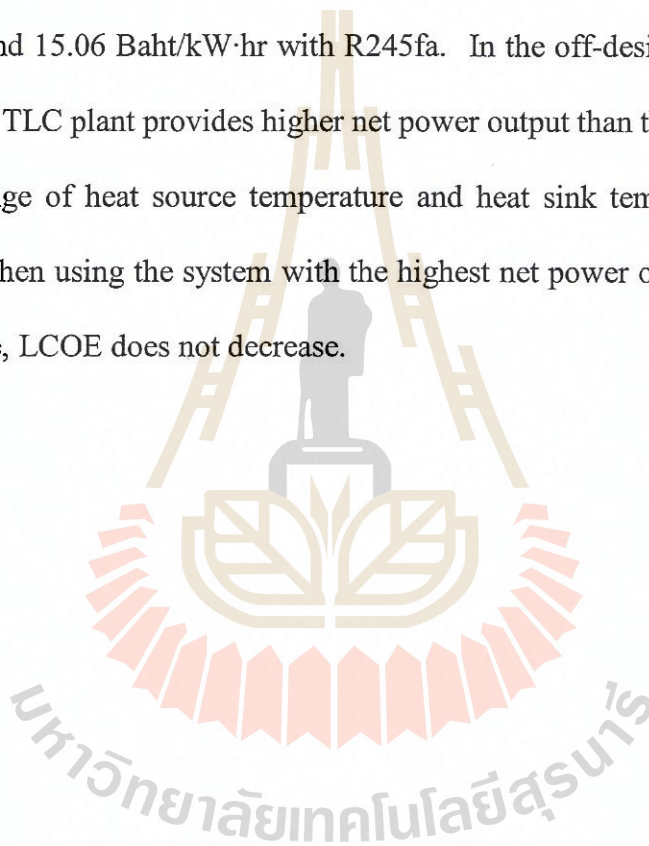
PUNYAPORN VIRUNCHIT : FEASIBILITY STUDY OF AN ORC POWER
GENERATION UTILIZING DATA CENTER WASTE HEAT.

THESIS ADVISOR : ASST. PROF. ATIT KOONSRIK, Ph.D., 159 PP.

ORGANIC RANKINE CYCLE/LOW TEMPERATURE WASTE HEAT/DATA/
CENTER WASTE HEAT

The increase of number and size of data centers worldwide has been obvious. In this study, the thermodynamic, economic analysis and optimization of a subcritical Organic Rankine Cycle (ORC), Supercritical ORC, and Trilateral Rankine cycle (TLC) power plant from data center waste heat was conducted. The waste heat temperature in a range of 35-75 °C was examined. Various working fluids were tested as the working fluid for the power plants studied. A computational code was developed and validated with a result taken from the literature. The golden section method was used to search for an optimum operating condition that provides a highest net power output for the prescribed heat source temperature, heat sink temperature, and pinch point temperature differences in the design and off-design conditions. It was found that the supercritical ORC plant is not suitable for generating electricity from the heat source investigated in this study. In addition, the subcritical ORC cannot generate electricity when heat source temperature are at 35 °C and 45 °C. For the subcritical ORC plant when heat source temperature are at 55 °C, 65 °C, and 75 °C, the corresponding net power outputs of 386.95-438.21 W, 1.34-1.44 kW and 2.81-3.07 kW are obtained respectively. For economic analysis results, it found that the Levelized cost of electricity (LCOE) are 134.39-151.05 Baht/kW·hr, 41.63-44.72 Baht/kW·hr and 20.19-22.08 Baht/kW·hr with R236fa, R1234ze and R1234yf respectively. Furthermore, the TLC cannot generate

electricity when heat source temperature are at 35 °C, 45 °C and when using working substances with the first two low critical temperature as of heat source temperature is 55 °C. the net power outputs of 182.88-817.54 W, 0.85-2.67 kW and 2.77-5.51 kW are produced from the TLC plant when heat source temperature are at 55 °C, 65 °C, and 75 °C, respectively. The working fluid which gives the highest value at all temperatures of the heat source is water. For the minimum LCOE are 100.29 Baht/kW·hr, 29.99 Baht/kW·hr and 15.06 Baht/kW·hr with R245fa. In the off-design simulations, it was found that the TLC plant provides higher net power output than the subcritical ORC for the whole range of heat source temperature and heat sink temperature investigated. In addition, when using the system with the highest net power output to simulate with combine cycle, LCOE does not decrease.



School of Mechanical Engineering

Academic year 2019

Student's Signature นฤมล งาม

Advisor's Signature อานันท์ นาคศรีวิบูลย์

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบุคคลและกลุ่มบุคคลดังต่อไปนี้ ที่เป็นส่วนหนึ่งที่ทำให้วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี เนื่องจากได้รับความกรุณาให้คำปรึกษา แนะนำ และช่วยเหลืออย่างดียิ่ง ทั้งในด้านวิชาการและด้านการดำเนินงานวิจัย

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ ภูณศรีสุข อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่เมตตาให้การอบรม สั่งสอน ให้คำปรึกษา ชี้แนะแนวทางในการทำการวิจัย ตลอดจนให้คำแนะนำในการเขียน และตรวจแก้ไขวิทยานิพนธ์จนเสร็จสมบูรณ์

รองศาสตราจารย์ ดร.บัณฑิต กฤตาคม (ประธานกรรมการ) ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กระวี ตรีอำรรค และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พรรษา ลิบลับ (กรรมการ) ที่กรุณาให้คำปรึกษา แนะนำ ชี้แนะแนวทางการเขียน และช่วยตรวจทานเนื้อหาวิทยานิพนธ์จนเสร็จสมบูรณ์

พี่น้องบัณฑิตศึกษาทุกท่าน โดยเฉพาะอย่างยิ่ง คุณอนุกุล โม่งปรางค์ ที่ให้คำปรึกษาด้านวิชาการและการดำเนินงานวิจัย

สุดท้ายนี้ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา และครอบครัวของผู้วิจัย ที่ให้การอุปการะเลี้ยงดู ให้การส่งเสริมการศึกษา และเป็นกำลังใจในการดำเนินงาน อีกทั้งคุณวสุ พิริยะกุลวัฒน์ และครอบครัว ที่คอยให้คำปรึกษาและเป็นกำลังใจที่ดีเสมอมา จนทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ปณยาพร วิรุณจิตร์

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ค
กิตติกรรมประกาศ.....	จ
สารบัญ	ฉ
สารบัญตาราง	ฅ
สารบัญรูป.....	ฉ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฒ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	2
2 ปรัชณววรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
2.1 บทนำ.....	4
2.2 ข้อการระบายความร้อนจากศูนย์ข้อมูลด้วยวิธีดั้งเดิม.....	5
2.3 การระบายความร้อนจากศูนย์ข้อมูลด้วยวิธี Liquid cooling data center with on-chip cooling server.....	6
2.4 วัฏจักรแรงคิน (Rankine cycle)	8
2.5 การโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical.....	12
2.6 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical.....	16
2.7 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Trilateral (TLC).....	17
2.8 โรงการนำความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลมาใช้เป็นแหล่งความร้อนให้ กับโรงไฟฟ้าไออาร์ซี.....	19

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3	วิธีดำเนินการวิจัย.....	24
3.1	บทนำ.....	24
3.2	แหล่งความร้อน.....	24
3.3	สารทำงาน.....	24
3.3.1	ชนิดของสารทำงาน.....	24
3.3.2	การเลือกสารทำงาน.....	26
3.4	แหล่งรับความร้อน.....	28
3.5	แบบจำลอง.....	29
3.5.1	เครื่องมือในการจำลอง.....	29
3.5.2	ขั้นตอนการจำลองเชิงตัวเลข.....	30
3.6	การการเลือกประเภทและการคำนวณราคาของอุปกรณ์หลักภายใน โรงไฟฟ้าไออาร์ซี.....	41
3.6.1	การเลือกประเภทของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น.....	41
3.6.2	การเลือกประเภทของกังหันแบบไอขยายตัว.....	45
3.6.3	การเลือกประเภทของเครื่องสูบลำทำงาน.....	47
3.7	Combined cycle.....	53
4	ผลการดำเนินการวิจัย.....	55
4.1	บทนำ.....	55
4.2	ผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในสภาวะที่ออกแบบ.....	55
4.2.1	โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical.....	55
4.2.2	โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical.....	67
4.2.3	การโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC.....	68
4.3	ผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ.....	79
4.4	ผลการประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์.....	83
4.4.1	โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical.....	83
4.4.2	โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC.....	84

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.6 ผลการจำลอง Combined cycle.....	86
5 บทสรุปและข้อเสนอแนะ.....	87
5.1 สรุปผลการออกแบบโรงไฟฟ้าไออาร์ซี.....	87
5.1.1 สภาพที่ออกแบบ.....	87
5.1.2 สภาพนอกเหนือจากสภาพที่ออกแบบ.....	89
5.2 สรุปผลการประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซี.....	90
5.2.1 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical.....	90
5.2.2 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC.....	90
5.3 สรุปผลการศึกษา Combined cycle.....	90
5.4 ข้อเสนอแนะ.....	90
รายการอ้างอิง.....	92
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก. ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในสภาพที่ออกแบบ.....	96
ภาคผนวก ข. ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในสภาพนอกเหนือจากสภาพที่ออกแบบ.....	107
ภาคผนวก ค. ข้อมูลผลการศึกษาความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical และ โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC.....	111
ภาคผนวก ง. บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา.....	119
ประวัติผู้เขียน.....	159

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 รายละเอียดของการจำลองในแต่ละกรณีของ Fischer.....	19
3.1 สารทำงานที่ใช้ในการจำลอง.....	28
3.2 ผลของการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง.....	38
3.3 เงื่อนไขในการจำลองระบบในสภาวะที่ออกแบบ	39
3.4 เงื่อนไขในการจำลองระบบในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ	40
3.5 การเปรียบเทียบ Plate heat exchanger กับ Shell and Tube heat exchanger.....	43
3.6 ประโยชน์ของ Plate heat exchanger	43
3.7 ช่วงการทำงานของกังหันแบบไอขยายตัว	46
3.8 ราคาของสารทำงานแต่ละชนิดต่อ 1 กิโลกรัม	52
4.1 งานสุทธิสูงสุดที่ได้จากสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบที่อุณหภูมิของ แหล่งความร้อนเท่ากับ 55 °C	81
4.2 งานสุทธิสูงสุดที่ได้จากสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบที่อุณหภูมิของ แหล่งความร้อนเท่ากับ 65 °C	82
4.3 งานสุทธิสูงสุดที่ได้จากสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบที่อุณหภูมิของ แหล่งความร้อนเท่ากับ 75 °C	82
ก.1 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่ออุณหภูมิของ แหล่งความร้อนเป็น 55 °C	98
ก.2 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่ออุณหภูมิของ แหล่งความร้อนเป็น 65 °C	99
ก.3 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่ออุณหภูมิของ แหล่งความร้อนเป็น 75 °C	101
ก.4 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่ออุณหภูมิของ แหล่งความร้อนเป็น 55 °C	102
ก.5 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่ออุณหภูมิของ แหล่งความร้อนเป็น 65 °C	104

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
ก.6 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 75 °C	105
ค.1 ข้อมูลผลการคำนวณค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ที่มีระยะเวลาการใช้งานโรงไฟฟ้า 10 ปี	113
ค.2 ข้อมูลผลการคำนวณค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ที่มีระยะเวลาการใช้งานโรงไฟฟ้า 20 ปี	114
ค.3 ข้อมูลผลการคำนวณค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ที่มีระยะเวลาการใช้งานโรงไฟฟ้า 30 ปี	115
ค.4 ข้อมูลผลการคำนวณค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ที่มีระยะเวลาการใช้งานโรงไฟฟ้า 10 ปี	116
ค.5 ข้อมูลผลการคำนวณค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ที่มีระยะเวลาการใช้งานโรงไฟฟ้า 20 ปี	117
ค.6 ข้อมูลผลการคำนวณค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ที่มีระยะเวลาการใช้งานโรงไฟฟ้า 30 ปี	118

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	ระบบระบายความร้อนแบบดั้งเดิมของศูนย์ข้อมูล 5
2.2	การใช้พลังงานภายในศูนย์ข้อมูล..... 6
2.3	การการระบายความร้อนจากศูนย์ข้อมูลด้วยวิธี Liquid cooling data center with on-chip cooling server 7
2.4	หลักการการทำงานของวัฏจักรแรงคินในอุดมคติอย่างง่าย..... 8
2.5	T-s diagram ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical 13
2.6	Single-system..... 14
2.7	Dual-system 14
2.8	Tripartite-system..... 15
2.9	T-s diagram ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical 16
2.10	T-s diagram ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC 17
2.11	Concept of capturing of waste heat using an on-chip two-phase hybrid cooling system and ORC 20
2.12	Data center ORC system schematic with state points..... 21
2.13	Combined cycle configuration..... 22
3.1	ประเภทของสารทำงาน 25
3.2	T-s diagram ของสารทำงานชนิด R245fa..... 26
3.3	แก๊สเรือนกระจกถูกควบคุมภายใต้พิธีสารเกียวโตทั้ง 7 ชนิด และค่า GWP 27
3.4	หน้าต่างโปรแกรม MATLAB 29
3.5	ความหนาแน่นฐานข้อมูล NIST REFPROP version 9.1 30
3.6	วัฏจักรไออาร์ซี 31
3.7	Pinch point temperature difference 31
3.8	ขั้นตอนการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในสภาวะที่ออกแบบ..... 39
3.9	ขั้นตอนการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ 41
3.10	Shell and Tube heat exchanger 42

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.11 Plate heat exchanger	42
3.12 โครงสร้างและการทำงานของ Scroll expander.....	45
3.13 โครงสร้างของ Screw expander	45
3.14 โครงสร้างของ Axial turbine.....	46
3.15 ลักษณะของเครื่องสูบลอยโข่ง แนวตั้งหลายใบพัด.....	47
3.16 Combined cycle	54
4.1 ค่างานสุทธิสูงสุดที่ได้จากโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อใช้ สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	56
4.2 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	58
4.3 ค่า Exergy efficiency for power production ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซี แบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ	59
4.4 ค่า Overall exergy efficiency ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	61
4.5 ขนาดของเครื่องระเหยที่ใช้ในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	62
4.6 ขนาดของเครื่องควบแน่นที่ใช้ในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	63
4.7 อัตราส่วนการขยายตัวภายในกังหันแบบไอขยายตัวของโรงไฟฟ้าไออาร์ซี แบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	65
4.8 ความดันภายในเครื่องระเหยของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	66
4.9 ความดันภายในเครื่องควบแน่นของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	66
4.10 งานสุทธิสูงสุดที่ได้จากโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	68

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.11 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	70
4.12 ค่า Exergy efficiency for power production ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	71
4.13 ค่า Overall exergy efficiency ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	72
4.14 ขนาดของเครื่องระเหยที่ใช้ในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	73
4.15 ขนาดของเครื่องควบแน่นที่ใช้ในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	74
4.16 อัตราส่วนการขยายตัวภายในกังหันแบบไอขยายตัวของโรงไฟฟ้าไออาร์ซี แบบ TLCเมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	76
4.17 ค่า ความดันภายในเครื่องระเหยของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	77
4.18 ขนาดความดันภายในเครื่องควบแน่นของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ.....	77
4.19 ค่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ในสถานะนอกเหนือจากสถานะที่ออกแบบ ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C	80
4.20 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ในสถานะนอกเหนือจากสถานะที่ออกแบบ ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C	80
4.21 ค่า ค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ที่ใช้มีอายุการใช้งาน 10 ปี เทียบกับงานสุทธิสูงสุด.....	83
4.22 ขนาดค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ที่ใช้มีอายุการใช้งาน 10 ปี เทียบกับงานสุทธิสูงสุด.....	84
ข.1 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ในสถานะนอกเหนือจากสถานะที่ออกแบบ ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 65 °C	108

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
ข.2 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 75 °C	109
ข.3 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 65 °C	110
ข.4 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบที่ อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 75 °C	110



คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

A	=	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, m^2
A_{cond}	=	พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องควบแน่น, m^2
A_{evap}	=	พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหย, m^2
c_p	=	Heat capacity, $J/kg \cdot K$
$C_{component}$	=	ราคาอุปกรณ์ต่าง ๆ ภายในโรงไฟฟ้า, USD
C_{cond}	=	ราคาของเครื่องควบแน่น, USD
C_{elec}	=	ราคาอุปกรณ์ทางไฟฟ้า, USD
C_{eng}	=	อัตราเงินเดือนของวิศวกร, USD
C_{evap}	=	ราคาของเครื่องระเหย, USD
C_{ex}	=	ราคาของกังหันแบบไอขยายตัว, USD
C_{gen}	=	ราคาของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator), USD
$C_{O\&M}$	=	ค่าดำเนินการและซ่อมบำรุง, USD
C_{pipe}	=	ราคาท่อ, USD
C_{plant}	=	ราคาของโรงไฟฟ้า, USD
$C_{pump, hf}$	=	ราคาของเครื่องสูบน้ำจากแหล่งความร้อน, USD
$C_{pump, wf}$	=	ราคาของเครื่องสูบน้ำทำงาน, USD
$C_{salary \text{ per year}}$	=	เงินเดือนพนักงาน, USD
$C_{set \text{ up}}$	=	งบประมาณในการติดตั้งอุปกรณ์ภายในโรงไฟฟ้า, USD
$C_{service}$	=	งบประมาณของสิ่งอำนวยความสะดวก, USD
C_{site}	=	งบประมาณในการสร้างอาคารสำหรับโรงไฟฟ้าและสำนักงาน, USD
C_{tank}	=	ราคาของถังเก็บสารทำงาน, USD
C_{tech}	=	อัตราเงินเดือนของช่างเทคนิค, USD
C_{wf}	=	ราคาของสารทำงานแต่ละชนิด, USD
$C_{wf \text{ per kg}}$	=	ราคาของสารทำงานแต่ละชนิดต่อ 1 kg, USD/kg
$\dot{C}$	=	Heat capacity flow rate, W/K

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

$\dot{C}_{CA}$	=	Heat capacity flow rate ของแหล่งรับความร้อน, kW/K
$\dot{C}_{HC}$	=	Heat capacity flow rate ของแหล่งความร้อน, kW/K
Expansion ratio	=	อัตราส่วนการขยายตัวสารทำงานในกังหันแบบไอขยายตัว
$\dot{E}$	=	Exergy flow rate, W
$\dot{E}_5$	=	Exergy flow rate ในตำแหน่งทางเข้าของแหล่งความร้อน, W
$\dot{E}_6$	=	Exergy flow rate ในตำแหน่งทางออกของแหล่งความร้อน, W
$\dot{E}_7$	=	Exergy flow rate ในตำแหน่งทางเข้าของแหล่งรับความร้อน, W
$\dot{E}_8$	=	Exergy flow rate ในตำแหน่งทางออกของแหล่งรับความร้อน, W
h	=	เอนทาลปี, J/kg
h_1	=	เอนทาลปีของสารทำงานในตำแหน่งที่ 1, J/kg
h_2	=	เอนทาลปีของสารทำงานในตำแหน่งที่ 2, J/kg
h_3	=	เอนทาลปีของสารทำงานในตำแหน่งที่ 3, J/kg
h_4	=	เอนทาลปีของสารทำงานในตำแหน่งที่ 4, J/kg
h_{2s}	=	เอนทาลปีของสารทำงานในตำแหน่งที่ 2 ในกรณี Isentropic efficiency ของเครื่องสูบลำกับ 100%, J/kg
h_{4s}	=	เอนทาลปีของสารทำงานในตำแหน่งที่ 4 ในกรณี Isentropic efficiency ของกังหันแบบไอขยายตัวเท่ากับ 100%, J/kg
i	=	ตำแหน่งต่าง ๆ ในวัฏจักร
Inv	=	เงินลงทุนเริ่มต้น (Investment cost), USD
LCOE	=	ต้นทุนเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (Levelized cost of electricity), USD/kW·hr
$m_{wf, support}$	=	มวลของสารทำงานทั้งหมด (พิจารณาในกรณีที่สารทำงานเกิดการรั่วซึม), kg
$\dot{m}$	=	อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s
$\dot{m}_{cf}$	=	อัตราการไหลของแหล่งรับความร้อน, kg/s
$\dot{m}_{hf}$	=	อัตราการไหลของแหล่งความร้อน, kg/s
$\dot{m}_{wf}$	=	อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน, kg/s
n	=	ระยะเวลาในการใช้งานโรงไฟฟ้า, ปี

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

PEC	=	ค่าใช้จ่ายในการดำเนินการผลิตไฟฟ้า (Production electricity cost), USD
P_{cri}	=	ความดันวิกฤต (Critical pressure), kPa
P_{evap} หรือ P_3	=	ความดันในเครื่องระเหย, kPa
P_{cond} หรือ P_1	=	ความดันในเครื่องควบแน่น, kPa
$\dot{Q}_{\text{in}}$ หรือ $\dot{Q}_{\text{evap}}$	=	ความร้อนที่สารทำงานได้รับภายในเครื่องระเหย, W
$\dot{Q}_{\text{out}}$ หรือ $\dot{Q}_{\text{cond}}$	=	ความร้อนที่สารทำงานระบายออกภายในเครื่องควบแน่น, W
r	=	อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ของธนาคาร, USD
s	=	Entropy, J/kg·K
t	=	ปีที่ดำเนินงาน
t_{op}	=	ระยะเวลาในการผลิตไฟฟ้าใน 1 ปี (Time operation plant per year), hr
T	=	อุณหภูมิ, °C หรือ K
TLC	=	Trilateral cycle
T_6	=	อุณหภูมิที่ทางออกของแหล่งความร้อน, °C หรือ K
T_{cri}	=	อุณหภูมิวิกฤต (Critical temperature), °C หรือ K
$T_{\text{cf, in, design}}$	=	อุณหภูมิของแหล่งรับความร้อน (Heat source temperature) ในสถานะที่ออกแบบ, °C หรือ K
$T_{\text{cf, in}}$ หรือ T_7	=	อุณหภูมิของแหล่งรับความร้อน (Heat sink temperature), °C หรือ K
$T_{\text{cf, out}}$ หรือ T_8	=	อุณหภูมิที่ทางออกของแหล่งรับความร้อน, °C หรือ K
$T_{\text{hf, in, design}}$	=	อุณหภูมิของแหล่งความร้อน (Heat source temperature) ในสถานะที่ออกแบบ, °C หรือ K
$T_{\text{hf, in}}$ หรือ T_5	=	อุณหภูมิของแหล่งความร้อน (Heat source temperature), °C หรือ K
T_{sur}	=	อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม, °C หรือ K
U	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient), W/m ² K
UA_{cond}	=	ขนาดของเครื่องควบแน่น, W/K
$UA_{\text{cond, design}}$	=	ขนาดของเครื่องควบแน่นในสถานะที่ออกแบบ, W/K
UA_{evap}	=	ขนาดเครื่องระเหย, W/K
$UA_{\text{evap, design}}$	=	ขนาดเครื่องระเหยในสถานะที่ออกแบบ, W/K

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

VCC	=	Vapor compression cycle
V_{tank}	=	ปริมาตรของถังเก็บสารทำงาน, l
$V_{\text{wf, support}}$	=	ปริมาตรของสารทำงานทั้งหมด (พิจารณาในกรณีที่สารทำงานเกิดการรั่วซึม), l
$\dot{V}_1$	=	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานที่ตำแหน่งที่ 1, m ³ /s หรือ l/s
$\dot{V}_2$	=	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานที่ตำแหน่งที่ 2, m ³ /s หรือ l/s
$\dot{V}_3$	=	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานที่ตำแหน่งที่ 3, m ³ /s หรือ l/s
$\dot{V}_4$	=	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานที่ตำแหน่งที่ 4, m ³ /s หรือ l/s
$\dot{V}_{\text{hf}}$	=	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำจากแหล่งความร้อน, l/min
$\dot{W}_{\text{in}}$ หรือ $\dot{W}_p$	=	งานที่จ่ายให้กับเครื่องสูบ, W
$\dot{W}_{\text{net}}$	=	งานสุทธิของโรงไฟฟ้า, W
$\dot{W}_{\text{net per year}}$	=	ปริมาณไฟฟ้าที่ผลิตได้ต่อปี (Net power electricity), kW
$\dot{W}_{\text{out}}$ หรือ $\dot{W}_{\text{ex}}$	=	งานที่ได้รับจากกังหัน, W
ΔT_{LM}	=	ค่าเฉลี่ยความแตกต่างของอุณหภูมิ (Log mean temperature difference), °C
$\Delta T_{\text{pp, evap}}$	=	Pinch point temperature difference ในเครื่องระเหย, °C หรือ K
$\Delta T_{\text{pp, cond}}$	=	Pinch point temperature difference ในเครื่องควบแน่น, °C หรือ K
ΔT_{pp}	=	Pinch point temperature difference, °C หรือ K
ρ_1	=	ความหนาแน่นของสารทำงานในตำแหน่งที่ 1, kg/l
ρ_3	=	ความหนาแน่นของสารทำงานที่ตำแหน่งที่ 3, kg/m ³
ρ_4	=	ความหนาแน่นของสารทำงานที่ตำแหน่งที่ 4, kg/m ³
$\eta_{\text{isen, p}}$	=	Isentropic efficiency ของเครื่องสูบ
$\eta_{\text{isen, ex}}$	=	Isentropic efficiency ของกังหันแบบไอขยายตัว
η_{th}	=	Thermal efficiency
ξ_p	=	Exergy efficiency for power production
ξ	=	Overall exergy efficiency

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย

ในช่วง 2 ทศวรรษที่ผ่านมามีความต้องการในด้านการประมวลผลข้อมูล การจัดเก็บข้อมูล และการสื่อสารโทรคมนาคมแบบดิจิทัลที่เพิ่มขึ้นควบคู่ไปกับความก้าวหน้าทางเทคโนโลยีคอมพิวเตอร์และเทคโนโลยีอิเล็กทรอนิกส์ ทำให้ศูนย์ข้อมูล (Data center) จะต้องเพิ่มจำนวน และขยายขนาดให้ใหญ่ขึ้นเพื่อให้เพียงพอต่อความต้องการ โดย Glanz (2012) กล่าวว่าในช่วงปี ค.ศ. 1998-2010 ประเทศสหรัฐอเมริกามีการเพิ่มขึ้นของศูนย์ข้อมูลจาก 432 เป็น 2,094 แห่ง และมีการใช้พลังงานโดยรวมเพิ่มขึ้นเป็น 2 เท่า ในปี ค.ศ. 2000-2006 จากสถิติพลังงานล่าสุดพบว่าศูนย์ข้อมูลใช้พลังงานไป 1.3% ของโลก ซึ่งถูกใช้โดยประเทศสหรัฐอเมริกาถึง 2% และคิดเป็น 25-30% ของพลังงานที่ศูนย์ข้อมูลทั่วโลกใช้ไป

Gandhi et al. (2009) และ Weirman et al. (2012) ได้กล่าวว่าการขยายตัวของงานในด้านนี้ ทำให้ในแต่ละองค์กรที่ให้บริการศูนย์ข้อมูลมีความต้องการทางด้านพลังงานเพิ่มมากขึ้น เนื่องจากพลังงานเกือบทั้งหมดที่จ่ายให้กับ Server จะสูญเสียไปในรูปของความร้อน ซึ่งจำเป็นอย่างยิ่งที่ต้องใช้ระบบระบายความร้อนที่มีขนาดใหญ่ขึ้นเพื่อให้อุณหภูมิของ Server อยู่ในช่วงการทำงานที่ปลอดภัย โดยที่ Ding et al. (2016) ได้ระบุว่าพลังงานที่ใช้ในการระบายความร้อนแบบดั้งเดิม (Computer room air conditioning, CRAC) ถูกคิดเป็น 45% ของพลังงานทั้งหมดที่ถูกใช้ในศูนย์ข้อมูล ซึ่งถ้าหากมีการนำเอาความร้อนที่เกิดจากศูนย์ข้อมูลมาใช้ประโยชน์ เช่น ใช้ในกระบวนการผลิตกระแสไฟฟ้า การปรับอากาศให้แก่อาคาร เป็นต้น จะทำให้เกิดการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่ามากขึ้นและยังเป็นการลดภาระการทำความเย็นของระบบระบายความร้อนทำให้เป็นการลดการใช้พลังงานในศูนย์ข้อมูลได้อีกด้วย

แต่ด้วยความร้อนที่ได้จากศูนย์ข้อมูลนั้นเป็นความร้อนคุณภาพต่ำ โดยที่ Hassan et al. (2013), Ding et al. (2016), Araya et al. (2016), Ebrahimi et al. (2017) และ Oró et al. (2018) ระบุว่าความร้อนนี้มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 31-100 °C จึงทำให้เกิดข้อจำกัดในการนำกลับมาใช้ประโยชน์ในหลาย ๆ ด้าน แต่ในด้านของการผลิตกระแสไฟฟ้านั้นยังมีเทคโนโลยีที่รองรับการใช้ความร้อนคุณภาพต่ำเป็นแหล่งความร้อนในการผลิตไฟฟ้าซึ่งได้แก่เทคโนโลยีโออาร์ซี (Organic rankine cycle, ORC)

โดย Taghaddosi (2005) และ Saitoh et al. (2007) กล่าวว่าการใช้สารทำงานของวัฏจักรเป็นสารอินทรีย์ที่มีอุณหภูมิอิ่มตัวต่ำ ทำให้ระบบสามารถทำงานที่อุณหภูมิระเหยต่ำได้ และยังสามารถใช้ผลิตรกระแสไฟฟ้าในระบบการผลิตขนาดเล็กรวมถึงการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ได้อีกด้วย

ดังนั้นการนำความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลมาเป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้าโออาร์ซีจึงมีความน่าสนใจ ในวิทยานิพนธ์นี้จึงทำการศึกษาความเป็นไปได้ที่จะนำเอาความร้อนจากศูนย์ข้อมูลมาใช้ในการผลิตรกระแสไฟฟ้าด้วยโรงไฟฟ้าโออาร์ซีพร้อมทั้งออกแบบระบบโออาร์ซีเพื่อผลิตรกระแสไฟฟ้าจากความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูลด้วยวิธีจำลองเชิงตัวเลข นอกจากนี้ยังมีการประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของระบบผลิตรกระแสไฟฟ้าดังกล่าวเพื่อเป็นทางเลือกสำหรับการใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลอีกด้วย

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1.2.1 เพื่อออกแบบระบบโออาร์ซีสำหรับผลิตรกระแสไฟฟ้าจากความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูลด้วยวิธีจำลองเชิงตัวเลข

1.2.2 เพื่อประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของระบบผลิตรกระแสไฟฟ้าโออาร์ซี เพื่อเป็นทางเลือกสำหรับการใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูล

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 เพื่อพัฒนาโปรแกรมในการจำลองระบบโออาร์ซี

1.3.2 ใช้โปรแกรม MATLAB ในการสร้างแบบจำลองของระบบ

1.3.3 ใช้โปรแกรม NIST REFPROP เพื่อคำนวณค่าคุณสมบัติต่าง ๆ ของสารทำงาน

1.3.4 ใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 35-75 °C และมีอัตราการไหล 1 kg/s

1.3.5 ความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของระบบจะประเมินจากต้นทุนเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (Levelized cost of electricity, LCOE)

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 ได้ทางเลือกสำหรับการใช้ประโยชน์จากความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูล ซึ่งจะช่วยลดภาระการทำความเย็นของระบบระบายความร้อนของศูนย์ข้อมูลลงได้

1.4.2 เป็นข้อมูลทางเลือกของการนำพลังงานทดแทนมาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้า และการรักษาสภาพแวดล้อมของประเทศ

1.4.3 เป็นแนวทางในการประเมินต้นทุนการผลิตกระแสไฟฟ้าด้วยเทคโนโลยีโออาร์ซีที่ใช้ความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูลเป็นแหล่งพลังงาน



บทที่ 2

ปรัทัศนัวรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 บทนำ

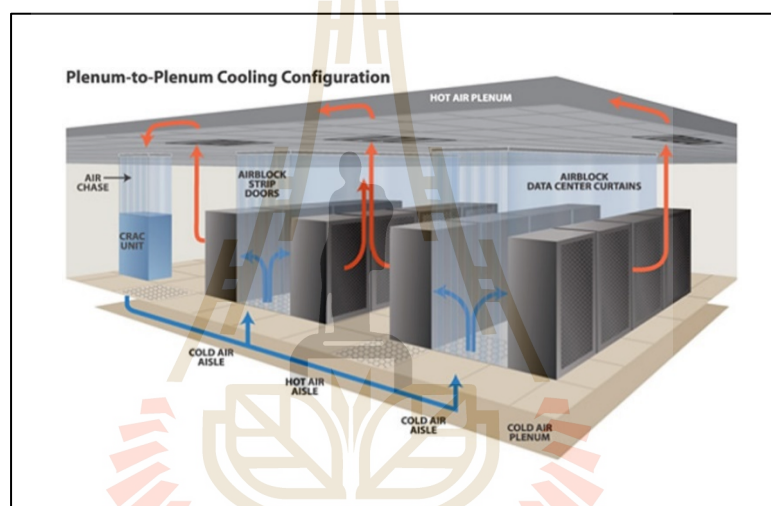
ศูนย์ข้อมูล (Data center) เป็นพื้นที่ที่ใช้ในการจัดวางอุปกรณ์ทางด้านเทคโนโลยีสารสนเทศและการสื่อสาร (Information and Communication Technology, ICT) เช่น Server อุปกรณ์จัดเก็บข้อมูล เป็นต้น นอกจากนี้ยังต้องมีอุปกรณ์ที่ช่วยในการควบคุมสภาพอากาศ (อุณหภูมิ ความชื้น และฝุ่น เป็นต้น) ภายในศูนย์ข้อมูล เพื่อให้อุปกรณ์ทางด้าน ICT สามารถทำงานได้อย่างปลอดภัยและมีประสิทธิภาพ (Ebrahimi et al., 2014)

ในช่วง 2 ทศวรรษที่ผ่านมาได้มีการเพิ่มขึ้นของความต้องการในการประมวลผลข้อมูล การจัดเก็บข้อมูลและการสื่อสารโทรคมนาคมแบบดิจิทัลควบคู่ไปกับความก้าวหน้าทางเทคโนโลยีคอมพิวเตอร์และเทคโนโลยีอิเล็กทรอนิกส์ ทำให้ส่งผลต่ออุตสาหกรรมศูนย์ข้อมูลที่ต้องเพิ่มจำนวนและขยายขนาดให้ใหญ่ขึ้นเพื่อให้เพียงพอต่อความต้องการ โดย Glanz (2012) กล่าวว่า ในช่วงปี ค.ศ.1998-2010 ประเทศสหรัฐอเมริกาได้มีการเพิ่มขึ้นของศูนย์ข้อมูลจาก 432 เป็น 2,094 แห่ง และมีการใช้พลังงานโดยรวมเพิ่มขึ้นเป็น 2 เท่า ในปี ค.ศ. 2000-2006 สถิติพลังงานล่าสุดพบว่า ศูนย์ข้อมูลใช้พลังงานไป 1.3% ของโลก ซึ่งถูกใช้โดยประเทศสหรัฐอเมริกถึง 2% และคิดเป็น 25-30% ของพลังงานที่ศูนย์ข้อมูลทั่วโลกใช้ไป

Gandhi et al. (2009) และ Weirman et al. (2012) กล่าวว่า การขยายตัวของงานในด้านนี้ ทำให้ในแต่ละองค์กรที่ให้บริการศูนย์ข้อมูลมีความต้องการทางด้านพลังงานเพิ่มมากขึ้น เนื่องจากพลังงานเกือบทั้งหมดที่จ่ายให้กับ Server จะสูญเสียไปในรูปของความร้อน จึงจำเป็นที่จะต้องใช้ระบบระบายความร้อนที่มีขนาดใหญ่ขึ้นเพื่อรักษาอุณหภูมิของ Server ให้อยู่ในช่วงการทำงานที่ปลอดภัย ซึ่ง Ebrahimi et al. (2014) ได้กล่าวว่า อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์จะยังสามารถทำงานอยู่ในช่วงที่ปลอดภัยคือต้องมีอุณหภูมิสูงสุดไม่เกิน 85 °C

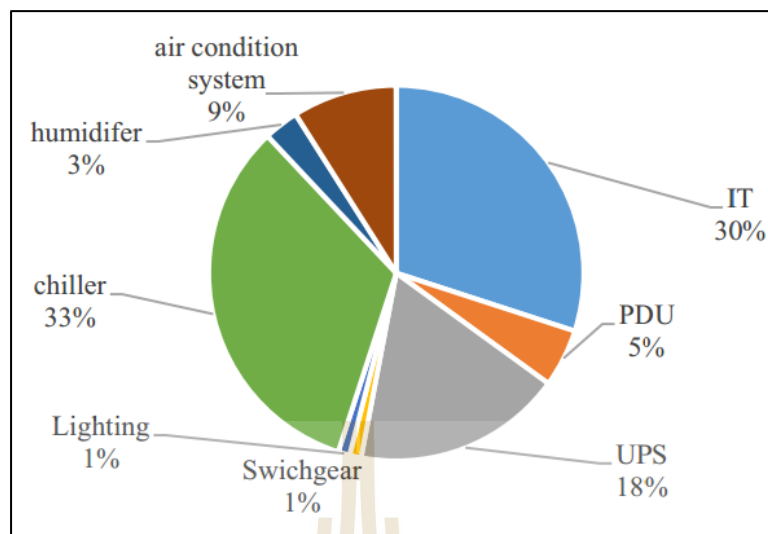
2.2 การระบายความร้อนจากศูนย์ข้อมูลด้วยวิธีดั้งเดิม

ระบบระบายความร้อนแบบดั้งเดิมของศูนย์ข้อมูลจะเป็นการระบายความร้อนด้วยอากาศหรือที่เรียกว่า “ระบบ Computer Room Air Conditioning unit (CRAC)” การระบายความร้อนวิธีนี้ จะมีการจัดวางชั้นวางของ Server (Server rack) เป็นแถว และให้ Server rack แต่ละแถวหันด้านหน้าเข้าหากัน ช่องระหว่าง Server ทั้ง 2 แถว จะเป็นช่องที่จะปล่อยอากาศเย็นออกมาเพื่อระบายความร้อนของ Server ส่วนช่องด้านหลังของ Server rack จะเป็นช่องของอากาศร้อนที่รับความร้อนออกมาจาก Server หลังจากนั้นอากาศร้อนจะลอยตัวขึ้นสู่ช่องด้านบนเพดานและถูกนำกลับไปทำความเย็นต่อไป กระบวนการทำงานของการระบายความร้อนวิธีนี้แสดงดังรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 ระบบระบายความร้อนแบบดั้งเดิมของศูนย์ข้อมูล (Computer room air conditioning unit, CRAC) (Business and digital technology center, มปป.)

ซึ่ง Ding et al. (2016) พบว่า พลังงานที่ใช้ในระบบระบายความร้อนแบบดังกล่าวจะใช้พลังงานถึง 45% ของพลังงานทั้งหมดที่ถูกใช้ในศูนย์ข้อมูล โดยจะถูกใช้จาก Air condition system 9% Humidifier 3% และ Chiller 33% ดังรูปที่ 2.2 และด้วยวิธีการระบายความร้อนวิธีดังกล่าวเป็นการใช้อากาศในการรับความร้อนจาก Server เมื่อมีความต้องการในการประมวลผลข้อมูลและจัดเก็บข้อมูลที่เพิ่มมากขึ้น จึงส่งผลให้ศูนย์ข้อมูลมีความหนาแน่นของอุปกรณ์ทางด้าน ICT ที่เพิ่มขึ้นด้วย ดังนั้นการระบายความร้อนด้วยอากาศจึงไม่เพียงพอ



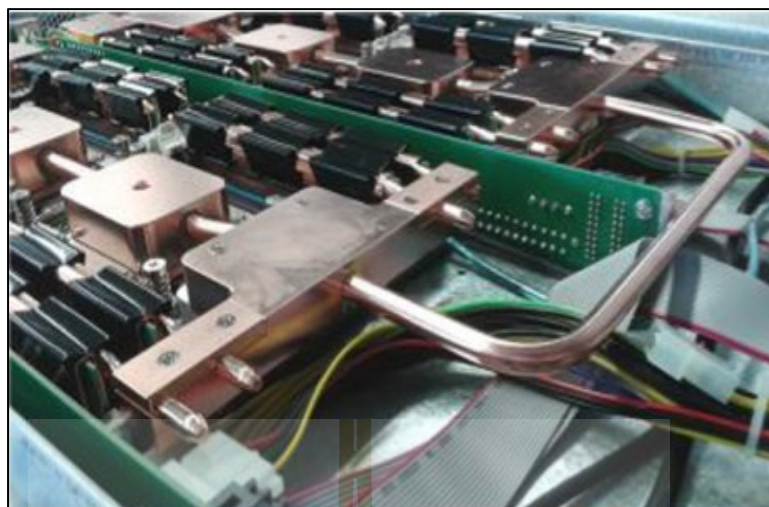
รูปที่ 2.2 การใช้พลังงานภายในศูนย์ข้อมูล (Ding et al., 2016)

กลยุทธ์ส่วนใหญ่ของการทำความเย็นจึงได้มีการนำของเหลวมาใช้ในการระบายความร้อนออกจากศูนย์ข้อมูล ซึ่งวิธีนี้จะช่วยลดการใช้พลังงานในการระบายความร้อนแบบ CRAC ลงได้ และยังสามารถนำของเหลวนั้นไปใช้เป็นแหล่งความร้อนให้กับสิ่งที่ต้องการได้ เช่น อาคาร สระว่ายน้ำ ในร่ม โรงเรือน โรงไฟฟ้าโออาร์ซี เป็นต้น (Oró et al., 2018) นอกจากนี้ยังจะทำให้เกิดการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่ามากขึ้นและยังเป็นการลดภาระการทำความเย็นของระบบระบายความร้อนทำให้เป็นการลดการใช้พลังงานในศูนย์ข้อมูลได้อีกด้วย

2.3 การระบายความร้อนจากศูนย์ข้อมูลด้วยวิธี Liquid cooling data center with on-chip cooling server

วิธีนี้เป็นการถ่ายเทความร้อนจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์โดยการวางท่อน้ำแนบไปกับอุปกรณ์ดังรูปที่ 2.3

การระบายความร้อนวิธีนี้จะทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนจากผิวท่อด้านนอกสู่ผิวท่อด้านในด้วยการนำความร้อน (Heat conduction) จากนั้นผิวท่อด้านในจะถ่ายเทความร้อนสู่ของเหลวภายในท่อด้วยการพาความร้อน (Heat convection) เมื่อของเหลวภายในท่อได้รับความร้อนแล้วจึงสามารถนำเอาไปใช้ประโยชน์ได้ต่อไป



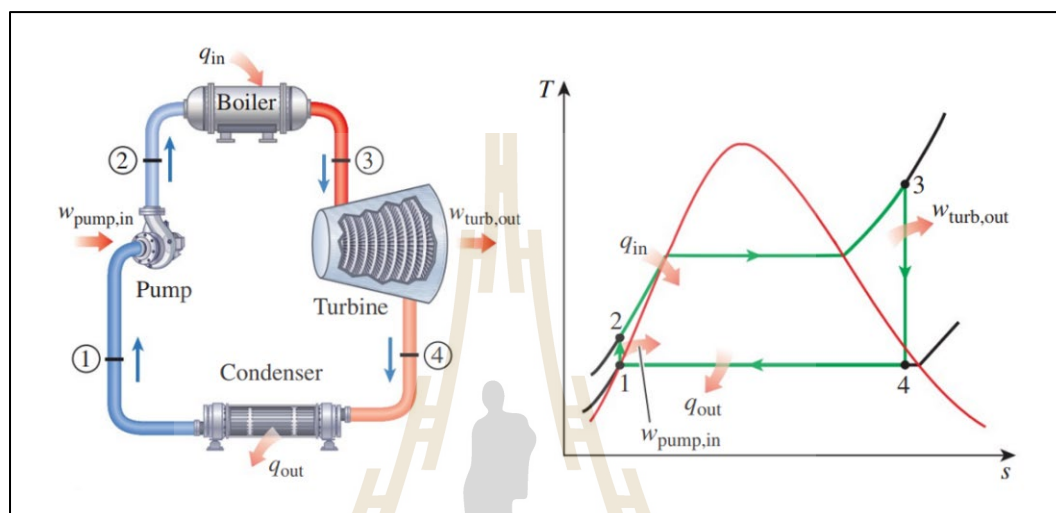
รูปที่ 2.3 การระบายความร้อนจากศูนย์ข้อมูลด้วยวิธี Liquid cooling data center with on-chip cooling server (Carbó et al., 2016)

จากการศึกษาของ Carbó et al. (2016) ที่ได้ศึกษาศักยภาพของการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ด้วยวิธี liquid cooling data center with on-chip cooling server กับชุดทดสอบขนาดเล็กที่มี IT power capacity เท่ากับ 1.2 kW โดยใช้ น้ำที่มีอุณหภูมิ 20 °C อัตราการไหล 1 l/min ในการเข้าไปรับความร้อนจากศูนย์ข้อมูล พบว่าอุณหภูมิของน้ำที่ทางออกมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นเป็น 50 °C

นอกจากนี้ Oró et al. (2018) ยังได้ศึกษาการระบายความร้อนออกจากศูนย์ข้อมูลด้วยน้ำด้วยวิธี liquid cooling data center with on-chip cooling server และศึกษาความเป็นไปได้ของการนำความร้อนจากศูนย์ข้อมูลมาใช้ในการทำความร้อนให้กับน้ำในสระว่ายน้ำในร่มของเมือง Barcelona ประเทศสเปน ซึ่งเป็นสระ Semi-Olympic ที่มีขนาด 25×12.5×2 เมตร จึงต้องมีการควบคุมอุณหภูมิของน้ำในสระให้อยู่ที่ 25 °C ($\pm 1^{\circ}\text{C}$) โดยใช้หม้อไอน้ำ ในงานวิจัยนี้ได้ใช้โปรแกรม TRANSYS ในการจำลอง ซึ่งพบว่าการระบายความร้อนของศูนย์ข้อมูลด้วยน้ำสามารถลดการใช้พลังงานจากเครื่องปรับอากาศและความร้อนภายในศูนย์ข้อมูลลงได้ 30% และ 70% ตามลำดับ นอกจากนี้เมื่อนำความร้อนที่ได้จากศูนย์ข้อมูลปริมาณ 80% มาใช้ในการทำความร้อนให้กับสระว่ายน้ำ พบว่าสามารถลดการใช้แก๊สธรรมชาติของหม้อไอน้ำลงไปได้ 54%

2.4 วัฏจักรแรงคิน (Rankine cycle)

วัฏจักรแรงคินในอุดมคติอย่างง่ายจะใช้น้ำเป็นสารทำงาน และมีอุปกรณ์ทั้งสิ้น 4 ชนิด ได้แก่ เครื่องสูบลว (Pump) หม้อไอน้ำ (Boiler) กังหัน (Turbine) และเครื่องควบแน่น (Condenser) ซึ่งหลักการทำงานเป็นดังรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 หลักการทำงานของวัฏจักรแรงคินในอุดมคติอย่างง่าย (Cengel and Boles, 2015)

กระบวนการที่ 1-2 เป็นกระบวนการเพิ่มความดันแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic compression) โดยสารทำงานจะมีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัว (Saturated liquid) เคลื่อนที่เข้าสู่เครื่องสูบลว และถูกอัดเพิ่มความดันแบบไอเซนโทรปิกจนมีความดันเท่ากับความดันในหม้อไอน้ำ และพลังงานที่เครื่องสูบลวต้องใช้ในการเพิ่มความดันให้กับสารทำงานสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.1

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}_{wf} (h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

เมื่อ	$\dot{W}_{in}$	คือ งานที่จ่ายให้กับเครื่องสูบลว, W
	$\dot{m}_{wf}$	คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน, kg/s
	h_1, h_2	คือ เอนทาลปีของสารทำงานในตำแหน่งที่ 1 และ 2 ตามลำดับ, J/kg

กระบวนการที่ 2-3 เป็นกระบวนการที่สารทำงานได้รับความร้อนโดยที่ความดันคงที่ (Isobaric heat addition) สารทำงานจะเข้าสู่หม้อไอน้ำในสถานะของเหลวอัดตัว (Compressed liquid) เมื่อสารทำงานได้รับความร้อนจะมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น เริ่มมีการเปลี่ยนสถานะเป็นของผสม อิ่มตัวระหว่างของเหลวและก๊าซ (Saturated liquid vapor mixture) จนกระทั่งมีสถานะเป็นไออิ่มตัว (Saturated vapor) จากนั้นสารทำงานจะมีอุณหภูมิที่สูงขึ้นและมีสถานะเป็นไอร้อนยิ่งยวด (Superheated vapor) ปริมาณความร้อนที่สารทำงานได้รับในกระบวนการนี้สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.2

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

เมื่อ	$\dot{Q}_{in}$	คือ ความร้อนที่สารทำงานได้รับภายในเครื่องระเหย, W
	$\dot{m}_{wf}$	คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน, kg/s
	h_2, h_3	คือ เอนทาลปีของสารทำงานในตำแหน่งที่ 2 และ 3 ตามลำดับ, J/kg

กระบวนการที่ 3-4 เป็นกระบวนการขยายตัวแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic expansion) โดยสารทำงานที่มีสถานะเป็นไอร้อนยิ่งยวดจะเคลื่อนที่เข้าสู่กังหันและขยายตัวแบบไอเซนโทรปิก ทำให้กังหันเกิดการหมุนและได้พลังงานออกมา ไอร้อนยิ่งยวดที่ขยายตัวผ่านกังหันแล้วจะมีค่าความดันและอุณหภูมิลดลงจนมีค่าเท่ากับอุณหภูมิและความดันภายในเครื่องควบแน่น พลังงานที่ได้จากกังหันสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.3

$$\dot{W}_{out} = \dot{m}_{wf}(h_3 - h_4) \quad (2.3)$$

เมื่อ	$\dot{W}_{out}$	คือ งานที่ได้รับจากกังหัน, W
	$\dot{m}_{wf}$	คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน, kg/s
	h_3, h_4	คือ เอนทาลปีของสารทำงานในตำแหน่งที่ 3 และ 4 ตามลำดับ, J/kg

กระบวนการที่ 4-1 เป็นกระบวนการระบายความร้อนโดยความดันคงที่ (Isobaric heat rejection) เมื่อสารทำงานออกจากกังหันแล้วจะเข้าสู่เครื่องควบแน่นและถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำหล่อเย็น ทำให้เกิดการเปลี่ยนสถานะเป็นของผสมอิ่มตัวและเปลี่ยนเป็นของเหลวอิ่มตัวเมื่อออกจาก

เครื่องควบแน่น ซึ่งปริมาณความร้อนของสารทำงานที่ถ่ายเทให้กับน้ำหล่อเย็นสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.4

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

เมื่อ $\dot{Q}_{\text{out}}$ คือ ความร้อนที่สารทำงานระบายออกภายในเครื่องควบแน่น, W
 $\dot{m}_{\text{wf}}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน, kg/s
 h_1, h_4 คือ เอนทาลปีของสารทำงานในตำแหน่งที่ 1 และ 4 ตามลำดับ, J/kg
 งานสุทธิที่จะได้จากโรงไฟฟ้าสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.5

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{out}} - \dot{W}_{\text{in}} \quad (2.5)$$

เมื่อ $\dot{W}_{\text{net}}$ คือ งานสุทธิของโรงไฟฟ้า, W
 $\dot{W}_{\text{out}}$ คือ งานที่ได้รับจากกังหัน, W
 $\dot{W}_{\text{in}}$ คือ งานที่จ่ายให้กับเครื่องสูบ, W

ส่วนค่าประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าตามกฎข้อที่ 1 ของ Thermodynamics (Thermal efficiency, η_{th}) จะสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.6

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{evap}}} \quad (2.6)$$

เมื่อ η_{th} คือ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน
 $\dot{W}_{\text{net}}$ คือ งานสุทธิของโรงไฟฟ้า, W
 $\dot{Q}_{\text{in}}$ คือ ความร้อนที่สารทำงานได้รับภายในเครื่องระเหย, W

ค่าประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าตามกฎข้อที่ 2 ของ Thermodynamics (Exergy efficiency) สามารถแบ่งออกเป็น 2 ประเภท ได้แก่ Exergy efficiency for power production และ Overall exergy efficiency

Exergy efficiency for power production (ξ_p) จะเป็นการพิจารณาจากงานสุทธิที่ผลิตได้จาก Exergy rate ของแหล่งความร้อน ซึ่ง Exergy rate ในตำแหน่งต่าง ๆ ของวัฏจักรสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.7 และ Exergy efficiency for power production จะสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.9

$$\dot{E}_i = \dot{C} \left[(T_i - T_{sur}) - T_{sur} \ln \left(\frac{T_i}{T_{sur}} \right) \right] \quad (2.7)$$

เมื่อ $\dot{C} = \dot{m} c_p$ (2.8)

$\dot{C}$ คือ Heat capacity floe rate, W/K

$\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s

c_p คือ Heat capacity, J/kg-K

$\dot{E}$ คือ Exergy flow rate, W

T คือ อุณหภูมิ, K

i คือ ตำแหน่งต่าง ๆ ในวัฏจักร

T_{sur} คือ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม, K

$$\xi_p = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_5} \quad (2.9)$$

เมื่อ ξ_p คือ Exergy efficiency for power production

$\dot{W}_{net}$ คือ งานสุทธิของโรงไฟฟ้า, W

$\dot{E}_5$ คือ Exergy flow rate ในตำแหน่งทางเข้าของแหล่งความร้อน, W

ส่วน Overall exergy efficiency (ξ) จะพิจารณาจากงานสุทธิที่ผลิตได้ร่วมกับ Exergy ที่เหลือจากการใช้ในโรงไฟฟ้า ได้แก่ Exergy เหลืออยู่ในแหล่งความร้อนหลังจากถ่ายเทความร้อนให้กับโรงไฟฟ้า และ Exergy ในแหล่งรับความร้อนหลังจากรับความร้อนจากโรงไฟฟ้า สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.10

$$\xi = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{E}_6 + \dot{E}_8}{\dot{E}_5 + \dot{E}_7} \quad (2.10)$$

เมื่อ ξ คือ Overall exergy efficiency
 $\dot{W}_{\text{net}}$ คือ งานสุทธิของโรงไฟฟ้า, W
 $\dot{E}_5, \dot{E}_6, \dot{E}_7, \dot{E}_8$ คือ Exergy flow rate ในตำแหน่งทางเข้า-ออก ของแหล่งความร้อน และทางเข้า-ออก ของแหล่งรับความร้อน, W

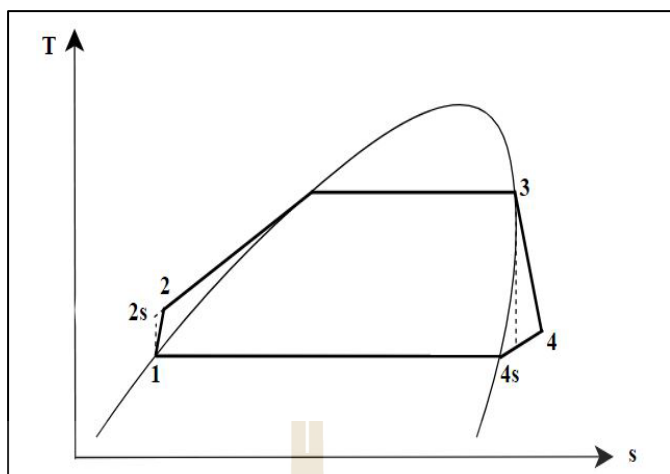
วัฏจักรแรงคินเป็นวัฏจักรที่ถูกนำมาใช้สำหรับโรงไฟฟ้าพลังงานไอน้ำ (Steam power plant) แต่จากที่กล่าวมาในข้างต้น สารทำงานจะต้องมีการระเหยกลายเป็นไอภายในหม้อไอน้ำเพื่อที่จะไปขับเคลื่อน แต่การที่จะต้องทำให้น้ำระเหยกลายเป็นไอน้ำจำเป็นต้องใช้ความร้อนในปริมาณมากทำให้ไม่สามารถนำความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำมาเป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้าได้ ดังนั้นจึงได้มีการคิดค้นโรงไฟฟ้าที่มีการใช้สารที่มีอุณหภูมิในการอัดตัวต่ำ จำพวกสารทำความเย็นมาเป็นสารทำงานให้กับโรงไฟฟ้า ซึ่งโรงไฟฟ้าประเภทนี้มีชื่อว่า “โรงไฟฟ้า Organic Rankine cycle (ORC)”

โรงไฟฟ้าโออาร์ซีจะทำงานบนวัฏจักรแรงคินเช่นเดียวกับโรงไฟฟ้าพลังงานไอน้ำ แต่จะมีการใช้สารอินทรีย์ที่มีอุณหภูมิในการอัดตัวต่ำเป็นสารทำงาน และมีการเรียกชื่ออุปกรณ์ภายในโรงไฟฟ้าที่ต่างออกไป ได้แก่ เครื่องระเหย (Evaporator) ใช้แทนหม้อไอน้ำ กังหันแบบไอขยายตัว (Expander) ใช้แทนกังหัน

ในปัจจุบันมีนักวิจัยที่ได้ศึกษาเกี่ยวกับโรงไฟฟ้าโออาร์ซีในหลายด้าน ไม่ว่าจะเป็นในด้านของการเลือกประเภทของโรงไฟฟ้าโออาร์ซี การศึกษาอิทธิพลต่าง ๆ ที่มีผลต่อโรงไฟฟ้า และการคัดเลือกเลือกสารทำงานเพื่อเพิ่มสมรรถนะของโรงไฟฟ้า การศึกษาทางด้านเศรษฐศาสตร์ เป็นต้น

2.5 การโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical

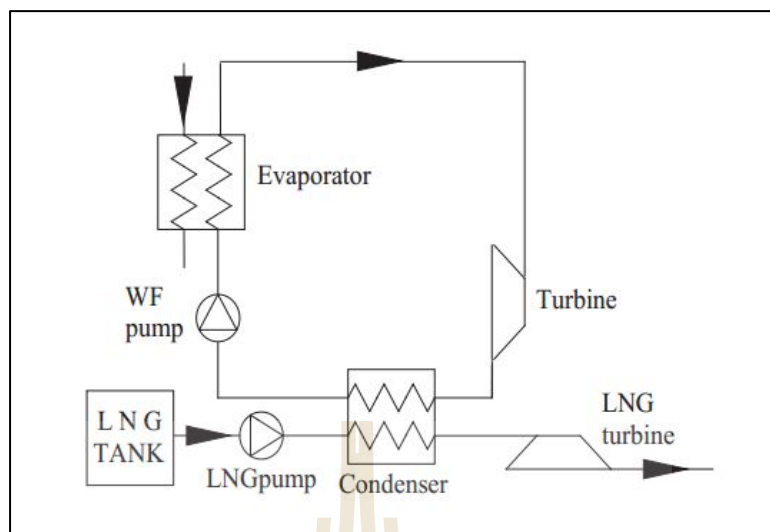
โรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical จะมีหลักการทำงานเช่นเดียวกับวัฏจักรแรงคินในอุดมคติอย่างง่าย กล่าวคือจะมีการเปลี่ยนสถานะของสารทำงานจากของเหลวอัดตัวเป็นไออัดตัวภายในเครื่องระเหย และมีการเปลี่ยนสถานะจากไอร้อนยิ่งยวดเป็นของเหลวอัดตัวในเครื่องควบแน่น ซึ่งลักษณะของกราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิ (T) และเอนโทรปี (s) หรือ T-s diagram ของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical จะเป็นดังรูปที่ 2.5



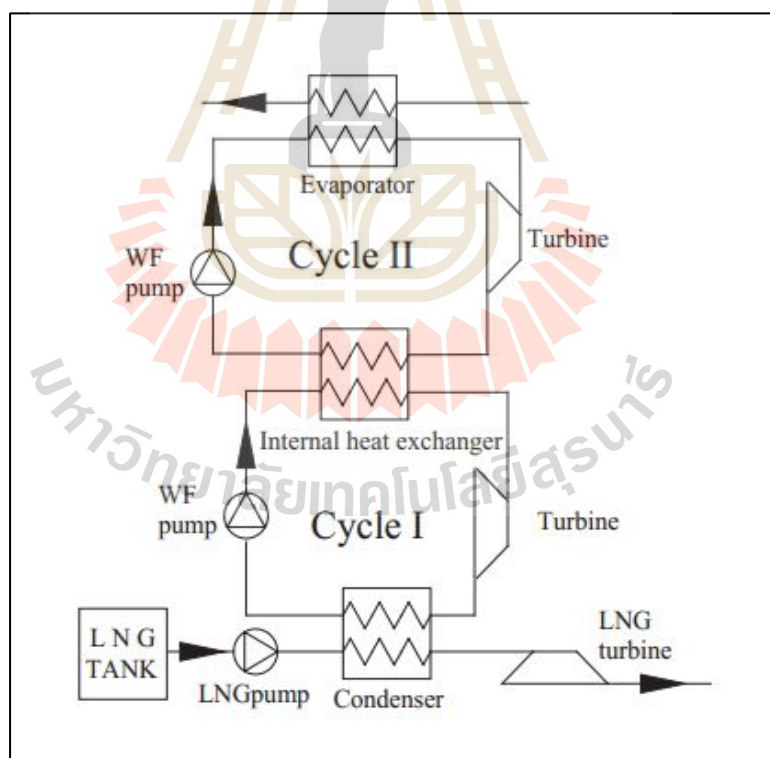
รูปที่ 2.5 T-s diagram ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical

จากงานวิจัยที่ได้ศึกษาเกี่ยวกับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ subcritical ของ Zhang et al. (2017) ที่ได้ใช้แก๊สธรรมชาติเหลว (Liquefied nature gas, LNG) เป็นแหล่งรับความร้อนของโรงไฟฟ้า โดยจะพิจารณาโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical 3 แบบ ได้แก่ Single-system, Dual-system และ Tripartite-system ดังรูปที่ 2.6-2.8 ตามลำดับ เพื่อวิเคราะห์ทาง Thermodynamics และ Thermo-economic เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 20-150 °C และใช้สารทำงานทั้งสิ้น 16 ชนิด

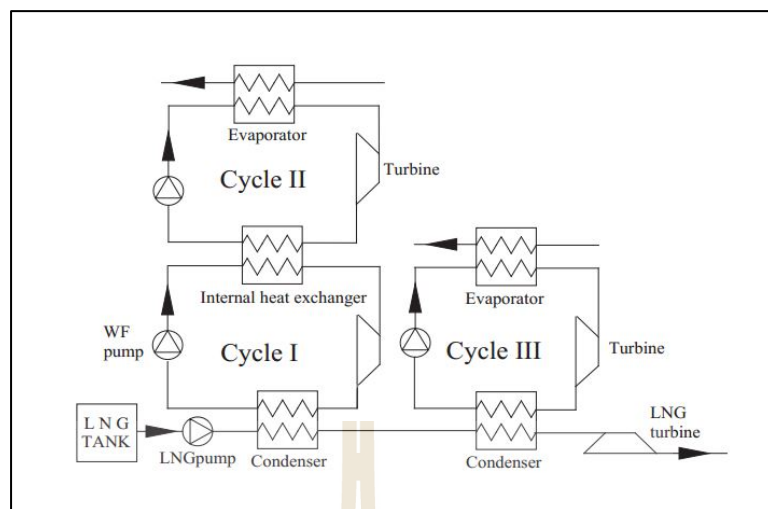
จากการศึกษาพบว่า สำหรับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า 370 K ระบบแบบ Single-system จะมีต้นทุนต่ำและมีระยะเวลาในการคืนทุนที่สั้น และประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูง แม้ว่าจะได้งานสุทธิของระบบที่น้อย สำหรับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 370 K ระบบแบบ Tripartite-system สามารถผลิตงานสุทธิได้ดีกว่าและทำให้มีสมรรถนะและกำไรที่ดีขึ้น ในระบบแบบ Single-system สำหรับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่ต่ำกว่าและสูงกว่า 370 K ช่วงอุณหภูมิในการระเหยของสารทำงานที่ดีที่สุดคือ 280-320 K และ 340-380 K ตามลำดับ และสารทำงานที่ดีที่สุดสำหรับระบบแบบ Single-system คือ Propane, R125 และ R32 ซึ่งจะมีสมรรถนะที่ดีเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนต่ำกว่าอุณหภูมิวิกฤต (Critical temperature) ในขณะเดียวกัน สารทำงานใน cycle 1 ของ Tripartite-system สามารถใช้เป็น Propane ได้เช่นเดียวกับ Single-system ส่วนใน cycle 3 สารทำงานที่ดีที่สุดจะเป็นสารชนิด R245fa และยังพบว่าต้นทุนของกังหันจะมากที่สุดเนื่องจากอัตราส่วนของความดัน แต่ค่าดังกล่าวสามารถลดลงได้หากมีการเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องควบแน่น



รูปที่ 2.6 Single-system (Zhang et al., 2017)



รูปที่ 2.7 Dual-system (Zhang et al., 2017)



รูปที่ 2.8 Tripartite-system (Zhang et al., 2017)

Zhou et al. (2017) ที่ใช้น้ำร้อนเหลือทิ้งจากโรงงานถลุงเหล็ก ซึ่งมีอุณหภูมิ 70-90 °C อัตราการไหลเชิงปริมาตร (Volume flow rate) 380 m³/hr เป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้า โดยขั้นตอนแรกจะมีการเลือกใช้สารทำงาน คือ R245fa และ R123 ในการเปรียบเทียบสมรรถนะของโรงไฟฟ้าเมื่ออุณหภูมิของน้ำร้อนเป็น 80 °C ซึ่งเป็นค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิน้ำร้อนเหลือทิ้งจากโรงงานเพื่อหาว่าสารทำงานชนิดใดที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงกว่ากัน ซึ่งพบว่าเป็นสารทำงานชนิด R245fa จากนั้นจึงนำสารทำงานชนิดดังกล่าวไปหาความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของความร้อนกับกำลังไฟฟ้าที่ได้และประสิทธิภาพเชิงความร้อน ซึ่งพบว่เมื่ออุณหภูมิของความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 70 °C เป็น 90 °C กำลังไฟฟ้าจะเพิ่มขึ้นจาก 212 kW เป็น 805 kW และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะเพิ่มขึ้น จาก 2.14% เป็น 7.76% ซึ่งแสดงให้เห็นว่ากำลังไฟฟ้าที่ได้และ thermal efficiency ของโรงไฟฟ้าจะแปรผันตามอุณหภูมิของแหล่งความร้อน

He et al. (2012) ที่ใช้ความร้อนทิ้งที่มีอุณหภูมิ 150 °C เป็นแหล่งความร้อน ในการศึกษา ค่าอุณหภูมิในการระเหยตัวที่เหมาะสมที่สุด (Optimal evaporation temperature, OET) ของสารทำงาน 22 ชนิด ทั้งที่เป็น Wet fluids, Isentropic fluid และ Dry fluids โดยใช้ซอฟต์แวร์ที่ชื่อว่า “Engineering Equation Solver (EES)” ในการหาค่า OET และงานสุทธิที่เหมาะสมที่สุด พบว่าเมื่อใช้สารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤต (Critical temperature, T_{cr}) ใกล้เคียงกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อน (Heat source temperature, $T_{h,fin}$) จะทำให้ระบบสามารถผลิตงานสุทธิได้สูงที่สุด

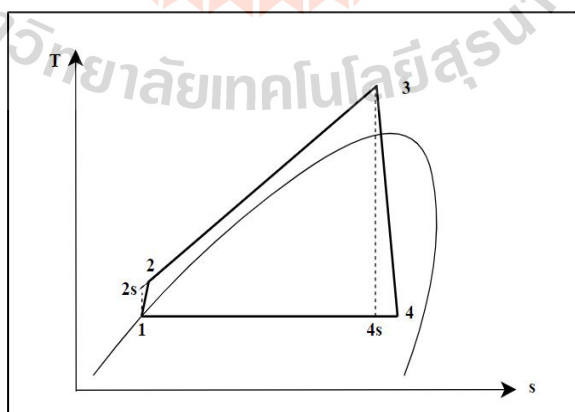
Saleh et al. (2007) ได้ศึกษาการเลือกใช้สารทำงานสำหรับโรงไฟฟ้าโออาร์ซีที่ใช้ความร้อนทิ้งจากความร้อนได้พิภพที่มีอุณหภูมิ 100 °C เป็นแหล่งความร้อน โดยใช้ BACKONE equation of

state และใช้สารทำงานในการจำลองทั้งสิ้น 31 ชนิด พบว่า สารทำงานที่สามารถให้ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงจะเป็นสารที่มีจุดเดือด (Boiling point) สูงเช่นกัน

2.6 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical

โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical จะมีหลักการทำงานที่คล้ายกับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical แต่จะมีความแตกต่างกันที่เครื่องสูบลในระบบแบบ Supercritical จะต้องทำความดันของสารทำงานให้สูงกว่าความดันวิกฤต (Critical pressure) ซึ่งส่งผลให้เครื่องสูบลต้องใช้พลังงานในการเพิ่มความดันที่มากกว่าแบบ Subcritical นอกจากนี้เครื่องสูบลและเครื่องระเหยยังต้องมีความแข็งแรงที่มากขึ้นอีกด้วย เนื่องจากจะต้องทนกับความดันที่สูงขึ้น แต่การที่ระบบทำงานแบบ Supercritical จะสามารถทำให้ได้งานจากกังหันแบบไอขยายตัวที่มากกว่าแบบ Subcritical เนื่องจากไม่ต้องใช้พลังงานในการเปลี่ยนสถานะของสารทำงาน โดยลักษณะ T-s diagram ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical จะเป็นดังรูปที่ 2.9

Yagli et al. (2016) ได้ศึกษาโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical และ Supercritical โดยใช้แก๊สไอเสียจาก Combined heat and power (CHP) engine ที่มีอุณหภูมิ 180 °C เป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้า โดยใช้สารชนิด R245fa ซึ่งพบว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical จะสามารถให้งานสุทธิ Thermal efficiency และ Exergy efficiency ที่มากกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical โดยจะขึ้นกับอุณหภูมิที่ทางเข้ากังหันแบบไอขยายตัวเมื่อความดันคงที่ งานสุทธิสูงสุด Thermal efficiency และ Exergy efficiency ที่ได้คือ 81.52 kW, 15.93% และ 27.76% ตามลำดับ ที่ความดันเท่ากับ 38 bar และอุณหภูมิ 163 °C

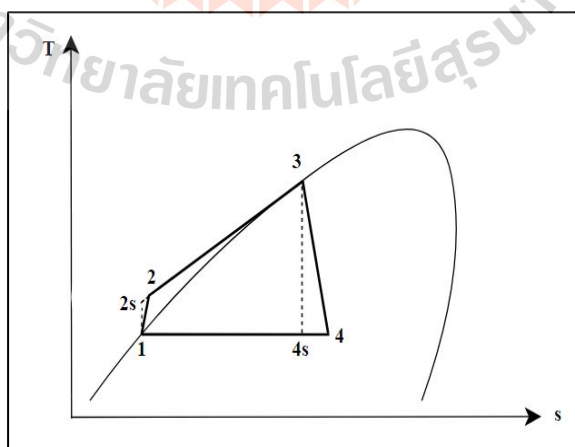


รูปที่ 2.9 T-s diagram ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical

ในขณะเดียวกัน Li et al. (2017) ได้ศึกษาสารทำงานชนิด R1234ze ซึ่งเป็นสารทำงานชนิดใหม่ที่มีค่า Global Warming Potential (GWP) ต่ำ โดยนำมาใช้เป็นสารทำงานในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical และ Supercritical โดยใช้น้ำร้อนที่ได้จากพลังงานแสงอาทิตย์ที่มีอุณหภูมิ 100-200 °C เป็นแหล่งความร้อน เพื่อหาประเภทของระบบ ตัวแปรต่าง ๆ และสมรรถนะของระบบที่เหมาะสมที่สุดในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อนในด้านของกำลังงานสูงสุดต่ออัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน ซึ่งพบว่าสำหรับการใช้งานสารทำงานชนิด R1234ze ในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical จะสามารถให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบที่มากกว่าแบบ Subcritical แม้ว่าจะมีความสามารถในการดูดซับความร้อนได้น้อยกว่าแบบ Subcritical เหมาะสำหรับระบบที่มีอุณหภูมิของแหล่งความร้อน 160-200 °C และสามารถให้กำลังไฟฟ้าสูงสุดที่มากกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical อยู่ 0.1-18.2% ส่วนโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical จะเหมาะสำหรับระบบที่มีอุณหภูมิของแหล่งความร้อน 100-160 °C และสามารถให้กำลังไฟฟ้าสูงสุดที่มากกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical ถึง 6.5-22%

2.7 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Trilateral (TLC)

โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC จะมีหลักการทำงานที่คล้ายกับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical แต่จะมีความแตกต่างกันที่เครื่องสูบลในระบบแบบ TLC ไม่ต้องเพิ่มความดันให้สูงกว่าความดันวิกฤต ซึ่งทำให้เครื่องสูบลไม่ต้องใช้พลังงานในการเพิ่มความดันเท่ากับแบบ Supercritical แต่สถานะของสารทำงานที่ออกจากเครื่องระเหยจะต้องเป็นของเหลวอิ่มตัว ซึ่งลักษณะของ T-s diagram ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC จะเป็นดังรูปที่ 2.10



รูปที่ 2.10 T-s diagram ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC

Li et al. (2017) ได้ทำการการจำลองเพื่อเปรียบเทียบโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC กับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical รวมถึงวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์เมื่ออุณหภูมิในการระเหยตัวของสารทำงานในเครื่องระเหยเปลี่ยนไป โดยการใช้โปรแกรม MATLAB และฐานข้อมูล NIST REFPROP ในการหาค่าคุณสมบัติต่าง ๆ ของสารทำงาน ซึ่งใช้สารทำงานเป็นสารชนิด R245fa และใช้ไอเสียเป็นแหล่งความร้อนโดยมีอุณหภูมิ 200 °C พบว่าค่ากำลังไฟฟ้าสุทธิจะเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิในการระเหยตัวของสารทำงานในเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิในการระเหยตัวของสารทำงานเพิ่มขึ้นมากกว่า 125 °C โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC จะให้กำลังไฟฟ้าสุทธิสูงสุด 13.6 kW ซึ่งสูงกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ที่มีกำลังไฟฟ้าสุทธิสูงสุด 9.9 kW โดยคิดเป็น 37%

ส่วนค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะมีแนวโน้มที่เหมือนกับกำลังไฟฟ้าสุทธิ โดยโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC จะมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากับ 14.8% ซึ่งมากกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อน 10.6% ซึ่งคิดเป็น 40%

เช่นเดียวกับค่า Exergy efficiency for power production ก็จะมีแนวโน้มเช่นเดียวกับค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนและกำลังไฟฟ้าสุทธิ โดย Exergy efficiency for power production ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC จะมากกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่ออุณหภูมิในการระเหยตัวของสารทำงานมากกว่า 128 °C ซึ่งค่า Exergy efficiency for power production ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC มีค่า 40.8% ซึ่งมากกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ที่มีค่าอยู่ 29.7% ซึ่งคิดเป็น 37%

เมื่อพิจารณาถึงขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่ออุณหภูมิในการระเหยตัวของสารทำงานมากกว่า 128 °C พบว่า จะมีค่า UA อยู่ในช่วง 7.9 kW/°C ถึง 8.8 kW/°C ซึ่งมากกว่า โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่ออุณหภูมิในการระเหยตัวของสารทำงานเป็น 138°C ที่มีค่า UA เท่ากับ 5.7 kW/°C

สุดท้ายแล้ว เมื่อพิจารณากำลังไฟฟ้าสุทธิ, Thermal efficiency, Exergy efficiency for power production และขนาดของ UA โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC จะดีกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical แต่จะมีข้อเสียในด้านของเศรษฐศาสตร์เมื่ออุณหภูมิในการระเหยตัวของสารทำงานมากกว่า 135 °C

นอกจากนี้ Fischer (2017) ได้ใช้แหล่งความร้อนที่มี 150-350 °C และแหล่งรับความร้อนที่มีอุณหภูมิ 15 °C และ 62 °C ในการเปรียบเทียบโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC กับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีทั้งสิ้น 5 กรณี ดังตารางที่ 2.1 โดย ในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC จะใช้สารทำงานที่เป็นน้ำ ส่วนโรงไฟฟ้าไออาร์ซีทั้งแบบ Subcritical และ Supercritical จะใช้สารทำงานที่เป็นสารชนิด Cyclopentane สำหรับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ 350 °C และ 280 °C สารทำงานชนิด n-butane

สำหรับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ 220 °C และสารทำงานชนิด Propane สำหรับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ 150 °C

ตารางที่ 2.1 รายละเอียดของการจำลองในแต่ละกรณีของ Fischer (2017)

ระบบที่ใช้ในการเปรียบเทียบ	อุณหภูมิของแหล่งความร้อน (°C)	อุณหภูมิของแหล่งรับความร้อน (°C)
1. TLC-Supercritical	350	62
2. TLC-Subcritical	280	62
3. TLC-Subcritical	280	15
4. TLC-Supercritical	220	15
5. TLC-Supercritical	150	15

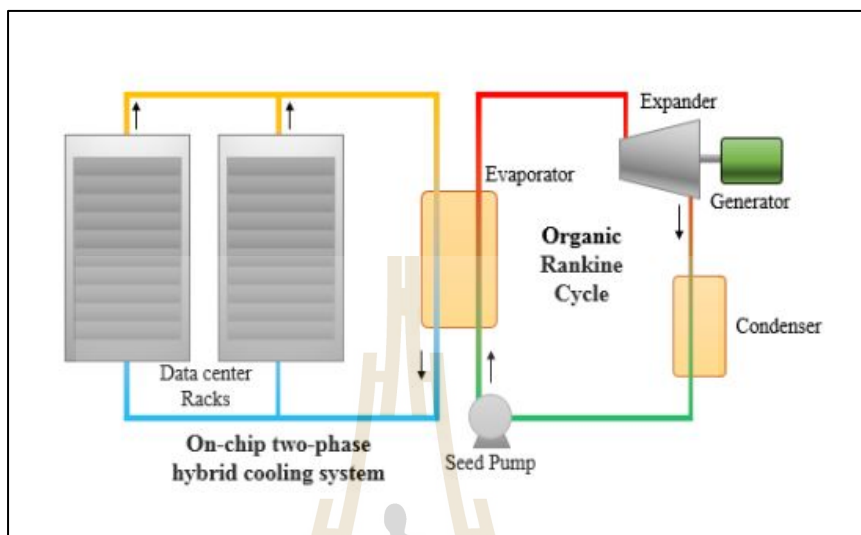
จากการจำลองพบว่าค่า Exergy efficiency for power production ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC จะสูงกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซี โดยที่แหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ 150 °C และ 220-350 °C ค่า Exergy efficiency for power production ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC จะสูงกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซี 29% และ 14-20% ตามลำดับ นอกจากนี้ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตร (Volume flow rate) ที่ทางออกของกังหันแบบไอขยายตัวในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC จะสูงกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซี 2.8-70 เท่า

2.8 การนำความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลมาใช้เป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้าไออาร์ซี

Araya et al. (2016) ได้ทำการสร้างแบบจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical โดยใช้ความร้อนขนาด 20 kW จากศูนย์ข้อมูล ซึ่งแนวคิดนี้เป็นดังรูปที่ 2.11

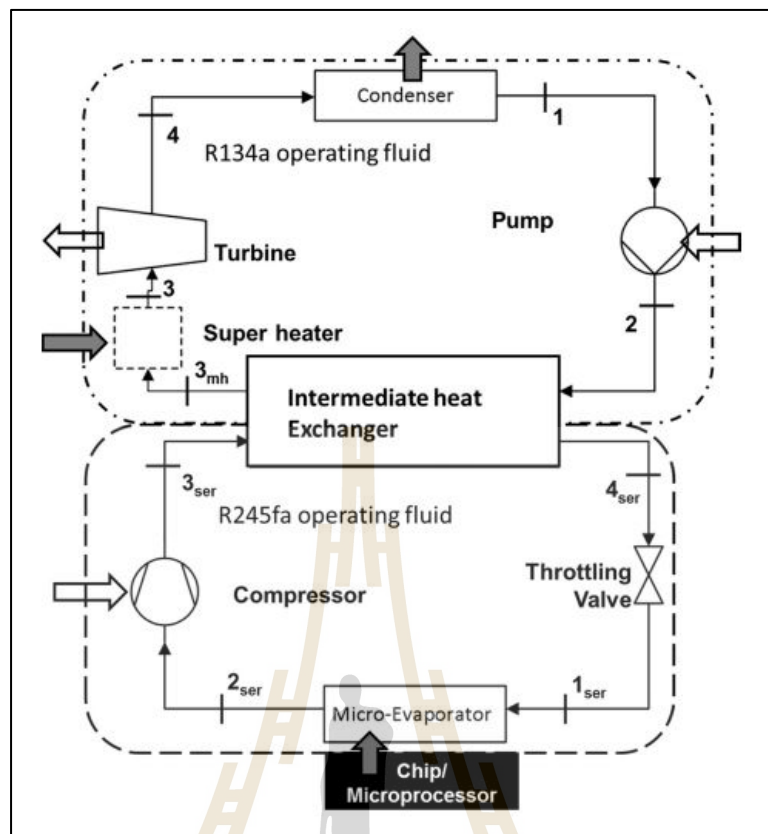
ในการสร้างแบบจำลอง จะใช้สารทำงานชนิด R245fa และคุณสมบัติของสารทำงานจากฐานข้อมูล NIST REFPROP แบบจำลองนี้จะถูกนำไปใช้ในการออกแบบชุดทดสอบขนาดเล็กสำหรับใช้ในการทดลองปรับเปลี่ยนค่าความร้อนที่ได้จากศูนย์ข้อมูลจาก 5 kW ถึง 20 kW พบว่าเมื่อความร้อนที่ได้จากศูนย์ข้อมูลมีค่าที่เพิ่มขึ้นอัตราการไหลของสารทำงานก็จะมีค่าที่เพิ่มขึ้นด้วย นอกจากนี้อัตราการไหลของสารทำงานในแต่ละค่าความร้อนจะเปลี่ยนแปลงน้อยมากเมื่อเทียบกับอุณหภูมิในการระเหยตัวของสาร ส่วนกำลังที่จะได้จากกังหันแบบไอขยายตัวจะมีค่าที่เพิ่มขึ้นเมื่อ

อุณหภูมิในการระเหยตัวของสารเพิ่มขึ้น และยังพบว่า เมื่อพิจารณา Isentropic efficiency ของเครื่องสูบและกังหันแบบไอขยายตัวเป็น 80% ระบบนี้จะสามารถให้ Thermal efficiency ได้เท่ากับ 12%



รูปที่ 2.11 Concept of capturing of waste heat using an on-chip two-phase hybrid cooling system and ORC (Araya et al., 2016)

Ebrahimi et al. (2017) ยังได้ศึกษาโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ที่มีการนำความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลไปเป็นแหล่งความร้อนให้กับ Heat pump และให้ Heat pump เป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้า ดังรูปที่ 2.12 เพื่อประเมินประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าทั้งทางด้าน Thermodynamics และด้านเศรษฐศาสตร์ โดยในด้าน Thermodynamics จะวิเคราะห์ถึงกฎข้อที่ 1 และ 2 ผลของอุณหภูมิในการระเหยตัวของสารทำงาน และชนิดของสารทำงานที่จะส่งผลต่อสมรรถนะของโรงไฟฟ้า ส่วนในด้านเศรษฐศาสตร์จะวิเคราะห์ถึงระยะเวลาในการคืนทุน ในการจำลองจะใช้โปรแกรม MATLAB ร่วมกับฐานข้อมูล NIST REFPROP ในการหาคุณสมบัติของสารทำงาน เพื่อจะตรวจสอบว่าควรติดตั้ง Superheater เข้าไปในโรงไฟฟ้าหรือไม่ โดยดูจากสถานะของสารทำงานเมื่อออกจากเครื่องระเหย ซึ่งสารทำงานที่นำมาใช้ในการจำลองมีทั้งสิ้น 7 ชนิด ได้แก่ R134a, R12, R11, R113, R123, R245fa และ Benzene



รูปที่ 2.12 Data center ORC system schematic with state points (Ebrahimi et al., 2017)

จากการจำลองพบว่า การใช้สารทำงานชนิด R134a ในส่วนของการดึงความร้อนออกมาจากศูนย์ข้อมูลและใช้สารทำงานชนิด R245fa ในส่วนของโรงไฟฟ้าจะเหมาะสมที่สุด แต่ถ้าหากพิจารณาในด้านของสิ่งแวดล้อมพบว่า หากเปลี่ยนสารทำงานจากชนิด R134a เป็น R1234ze จะทำให้เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมมากขึ้น แต่ค่า Thermal efficiency จะลดลงจาก 4.7% เป็น 4.1%

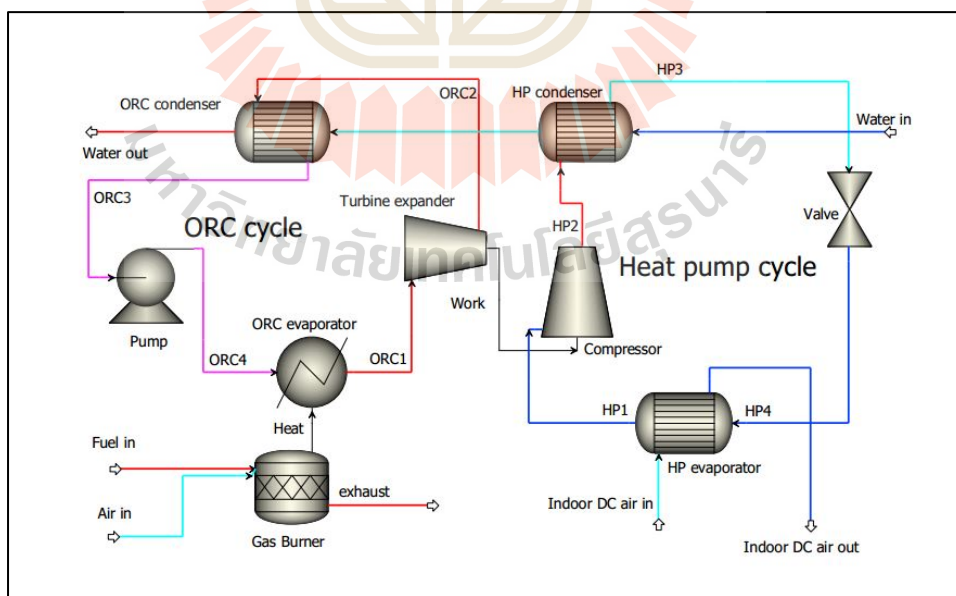
เพื่อที่จะให้สารทำงานมีสถานะเป็นไออิ่มตัวก่อนที่เข้าสู่กังหันแบบไอขยายตัว การใช้ Superheater ในโรงไฟฟ้าจะเป็นการส่งผลเสียให้กับระบบ เนื่องจากโรงไฟฟ้าจะต้องใช้พลังงานมากขึ้นในการให้ความร้อนแก่ Superheater ดังนั้นควรดึงความร้อนออกมาจาก chip ในศูนย์ข้อมูลมาให้ได้มากที่สุดและปรับอัตราการใช้ของสารทำงาน เพื่อที่จะไม่ต้องติดตั้ง Superheater

การเพิ่มอุณหภูมิทำงานของ Chip จาก 42 °C เป็น 80 °C และลดความแตกต่างของอุณหภูมิภายในเครื่องระเหยของโรงไฟฟ้าลง จะทำให้ Thermal efficiency และ Overall exergy efficiency จะเพิ่มขึ้น 56 เท่า และ COP ของระบบที่ใช้ดึงความร้อนออกมาจากศูนย์ข้อมูลจะเพิ่มขึ้น 2.8 เท่า นอกจากนี้ระบบนี้ยังสามารถคืนทุนใน 4-8 ปี

Araya et al. (2018) ได้ทำการจำลองและทดลองสร้างชุดทดสอบต้นแบบโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical ขนาด 20 kW ซึ่งเป็นความร้อนที่ Server จำนวน 2 Server rack ทำงานอย่างเต็มประสิทธิภาพ โดยมีอุณหภูมิของความร้อนทิ้งระหว่าง 60-85 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิต่ำสำหรับการนำมาใช้งานในโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical โดยทั่วไป ในการสร้างแบบจำลองเพื่อวิเคราะห์ทาง Thermodynamics มีการใช้ฐานข้อมูล NIST REFPROP version 8.0 ในการหาค่าคุณสมบัติต่าง ๆ ของสาร ร่วมกับโปรแกรม MATLAB ในการจำลองเพื่อหาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน, กำลังไฟฟ้าสุทธิ และขนาดของอุปกรณ์ต่าง ๆ เพื่อใช้ในการสร้างชุดทดสอบ จากการจำลอง พบว่าค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะมีค่าอยู่ระหว่าง 2-8% ซึ่งหลังจากการสร้างชุดทดสอบแล้วปรากฏว่าค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้จะมีค่าสูงสุดคือ 3.33%

อีกทั้งยังพบอีกว่าการเพิ่มอุณหภูมิของแหล่งความร้อนจาก 60 °C เป็น 85 °C จะทำให้กำลังไฟฟ้าที่ได้จากกังหันแบบไอขยายตัวเพิ่มขึ้น 56.9%

นอกจากนี้ Al-Tameemi et al. (2019) ยังได้เสนอการรวมวัฏจักรทาง Thermodynamic 3 วัฏจักร ได้แก่ โรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical, Heat pump และ Gas burner เข้าด้วยกันเพื่อเพิ่มความเย็นให้กับศูนย์ข้อมูล โดยการนำความร้อนทิ้งจาก Gas burner ไปเป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อโรงไฟฟ้าผลิตกำลังไฟฟ้าออกมาได้ก็จะนำไปป้อนให้กับเครื่องอัดไอ (Compressor) ของ Heat pump ของศูนย์ข้อมูลดังรูปที่ 2.13



รูปที่ 2.13 Combined cycle configuration (Al-Tameemi et al., 2019)

ความร้อนทิ้งจาก Gas burner ที่จะนำไปเป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical มีอุณหภูมิ 50-80 °C ส่วนเครื่องระเหยของ Heat pump จะดูดซับความร้อนได้ 12 kW เนื่องจากความร้อนที่ได้จากศูนย์ข้อมูลมีอุณหภูมิ 18-25 °C ในการจำลองจะใช้โปรแกรม MATLAB ร่วมกับฐานข้อมูล NIST REFPROP ในการหาคุณสมบัติต่าง ๆ ของสาร พบว่า โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical มีค่า Thermal efficiency เป็น 8.12% ส่วน Heat pump มีค่า Coefficient of performance (COP) ในการ Cooling และ Heating คือ 3 และ 4 ตามลำดับ นอกจากนี้ระบบโดยรวมทั้งหมดยังมี Heat efficiency ประมาณ 141.8%

จากงานวิจัยในข้างต้น ในส่วนที่เป็นการศึกษาการนำเอาความร้อนจากศูนย์ข้อมูลมาใช้เป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้าไออาร์ซี มีเพียงแบบ Subcritical เท่านั้น ยังไม่มีงานวิจัยใดที่นำเอาความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูลมาผลิตกระแสไฟฟ้าโดยใช้โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical กับ TLC



บทที่ 3

วิธีการดำเนินการวิจัย

3.1 บทนำ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นการศึกษาการนำเอาความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลมาใช้เป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีทั้ง 3 รูปแบบ ได้แก่ โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical, โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical และ โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ด้วยวิธีการจำลองเชิงตัวเลข เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าและประเมินความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ ในบทนี้จึงได้นำเสนอขั้นตอนการดำเนินงานโดยรายละเอียดเกี่ยวกับการเลือกวิธีการที่ได้มาซึ่งความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูล การเลือกสารทำงานในโรงไฟฟ้าไออาร์ซี แบบจำลองเชิงตัวเลข การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง และวิธีการคำนวณทางด้านเศรษฐศาสตร์ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

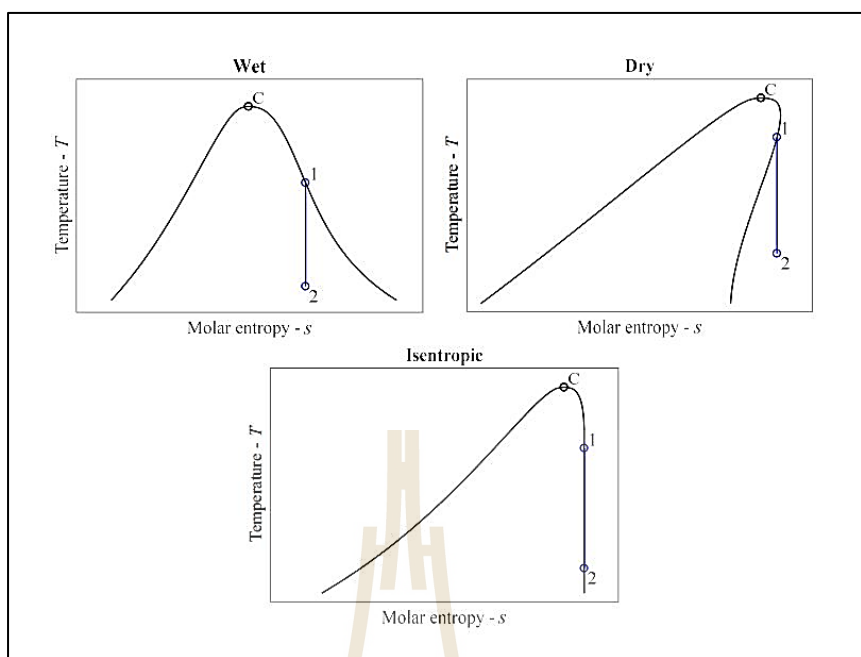
3.2 แหล่งความร้อน

ในวิทยานิพนธ์นี้ใช้น้ำเป็นตัวกลางในการรับความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูล ซึ่งเป็นวิธีเดียวกันกับวิธี Liquid cooling data center with on-chip cooling server ที่ได้กล่าวมาแล้วในบทที่ 2 มาใช้เป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้าไออาร์ซี โดยความร้อนที่ใช้ในการจำลองมีอุณหภูมิ 35-75 °C ซึ่งเป็นช่วงอุณหภูมิที่ Server มีภาระการทำงานเป็นปกติ

3.3 สารทำงาน

3.3.1 ชนิดของสารทำงาน

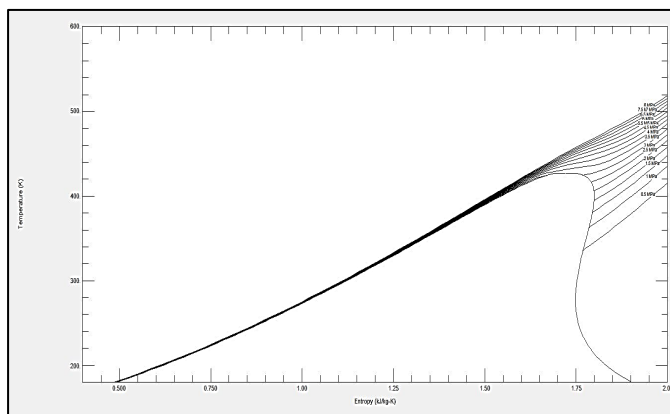
สารทำงานที่ใช้ในโรงไฟฟ้าสามารถจำแนกตามคุณสมบัติทาง Thermodynamics ได้ 3 ประเภท ได้แก่ Wet fluid, Isentropic fluid และ Dry fluid ซึ่งการจำแนกประเภทนี้จะพิจารณาจากเส้นอิ่มตัว (Saturation line) ในกราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิ (T) กับเอนโทรปี (s) หรือ T-s diagram ดังรูปที่ 3.1 ซึ่งจะสังเกตได้จากเส้นสารทำงานมีสถานะเป็นไออิ่มตัว (Saturated vapor)



รูปที่ 3.1 ประเภทของสารทำงาน (Györke et al., 2019)

หากพบว่าความชันของเส้นไออิมตัวมีค่าเป็นลบ สารทำงานชนิดนั้นจะจัดอยู่ในประเภท Wet fluid เช่น Methanol, Ethanol และ R717 เป็นต้น (He et al., 2012) แต่หากความชันของเส้นไออิมตัวมีค่าเป็นบวก สารทำงานชนิดนั้นจะจัดอยู่ในประเภท Dry fluid เช่น สารทำงานชนิด n-Hexane, n-Octane และ R600a เป็นต้น (He et al., 2012) และหากความชันของเส้นไออิมตัวมีค่าศูนย์สารทำงานชนิดนั้นจะจัดอยู่ในประเภท Isentropic fluid เช่น สารทำงานชนิด R123, R11 และ Cyclohexane เป็นต้น (He et al., 2012)

อย่างไรก็ตาม การจำแนกประเภทของสารทำงานยังต้องพิจารณาถึงช่วงความดันที่ใช้สารนั้น ๆ ด้วย เช่น สารทำงานชนิด R245fa โดยปกติจะถูกจัดอยู่ในประเภท Dry fluid แต่เมื่อพิจารณาถึงช่วงความดันที่ใช้สาร เช่น ที่ความดันเท่ากับ 1.5-2 MPa สารชนิดนี้ก็จะจัดอยู่ในประเภท Isentropic fluid ดังรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 T-s diagram ของสารทำงานชนิด R245fa

โดยส่วนใหญ่สารทำงานที่ถูกนำมาใช้ในโรงไฟฟ้าโออาร์ซีมักจะเป็นสารทำงานชนิด Dry fluid และ Isentropic fluid เนื่องจากเมื่อสารทำงานรับความร้อนจะเครื่องระเหยจนมีสถานะเป็นไออิ่มตัวแล้ว หลังจากนั้นจะเคลื่อนที่เข้าสู่กังหันแบบไอขยายตัวทำให้มีการลดความดันและอุณหภูมิของสารทำงานลง เมื่อใช้สารทำงานที่เป็นประเภท Dry fluid และ Isentropic fluid สารทำงานจะไม่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลวภายในกังหันแบบไอขยายตัว ซึ่งต่างจากการใช้สารทำงานประเภท Wet fluid ที่จะเริ่มมีการควบแน่นเป็นของเหลวขึ้น ซึ่งทำให้ส่งผลให้กังหันแบบไอขยายตัวเกิดความเสียหายได้

3.3.2 การเลือกสารทำงาน

การเลือกสารทำงานให้เหมาะสมกับรูปแบบของโรงไฟฟ้าถือว่ามีความสำคัญอย่างยิ่ง นอกจากคุณสมบัติเฉพาะตัวของสารแต่ละชนิดจะส่งผลโดยตรงต่อศักยภาพของระบบแล้ว การเลือกใช้สารทำงานยังต้องคำนึงถึงผลกระทบอื่น ๆ ที่เกิดขึ้นด้วย เช่น

1) ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม

ค่าที่แสดงถึงผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมของสารทำงาน ได้แก่ ค่าศักยภาพในการทำลายโอโซน (Ozone depleting potential, ODP) ค่าศักยภาพในการทำให้เกิดสภาวะโลกร้อน (Global warming potential, GWP) และค่าการคงสภาพของสารทำความเย็นในบรรยากาศ (Atmospheric lifetime, ALT) เป็นต้น

ค่าศักยภาพในการทำลายโอโซน (Ozone depleting potential, ODP) เป็นค่าที่แสดงถึงระดับการทำลายโอโซนในชั้นบรรยากาศสตราโตสเฟียร์ของสารทำงานชนิดต่าง ๆ โดยใช้ค่าของสารทำงานชนิด R11 เป็นมาตรฐาน คือ กำหนดให้ค่า ODP ของสารทำงานชนิด R11 มีค่า

เท่ากับ 1 ส่วนค่า ODP ของสารอื่น ๆ เช่น สารทำงานชนิด R12 มีค่า ODP เท่ากับ 1 สารทำงานชนิด R134a มีค่า ODP เท่ากับ 0 เป็นต้น (หจก.เชียงใหม่แอร์แอนด์เอ็นจิเนียริง, 2562)

ค่าศักยภาพในการทำให้เกิดสภาวะโลกร้อน (Global warming potential, GWP) แก๊สเรือนกระจกที่ถูกปล่อยจากการดำเนินกิจกรรมของมนุษย์ตามที่ถูกควบคุมภายใต้พิธีสารเกียวโต (Kyoto protocol) มีทั้งหมด 7 ชนิด ซึ่งแก๊สแต่ละชนิดมีความสามารถในการทำให้เกิดภาวะโลกร้อนที่แตกต่างกัน ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพในการแผ่รังสีความร้อนของโมเลกุลแต่ละประเภท โดย GWP ในช่วงระยะเวลา 100 ปี แสดงดังรูปที่ 3.3 (องค์การบริหารจัดการก๊าซเรือนกระจก (องค์การมหาชน), 2562)

Common Name	Chemical Formula	GWP ₁₀₀
Carbon Dioxide	CO ₂	1
Methane	CH ₄	25
Nitrous Oxide	N ₂ O	298
Hydrofluorocarbons		
HFC-23	CHF ₃	14,800
HFC-32	CH ₂ F ₂	675
HFC-125	CHF ₃ CF ₃	3,500
HFC-134a	CH ₂ FCF ₃	1,430
HFC-143a	CH ₃ CF ₃	4,470
HFC-152a	CH ₃ CHF ₂	124
HFC-227ea	CF ₃ CHFCF ₃	3,220
HFC-236fa	CF ₃ CH ₂ CF ₃	9,810
HFC-245fa	CHF ₂ CH ₂ CF ₃	1,030
HFC-365mfc	CH ₃ CF ₂ CH ₂ CF ₃	974
HFC-43-10mee	CF ₃ CHFCF ₂ CF ₃	1,640
Perfluorinated Compounds		
PFC-14		7,390
PFC-116	CF ₄	12,200
PFC-218	C ₂ F ₆	8,830
PFC-318		10,300
PFC-3-1-10		8,860
PFC-4-1-12		9,160
PFC-4-1-14		9,300
PFC-4-1-18		>7,500
Sulfur hexafluoride	SF ₆	22,800
Nitrogen Trifluoride	NF ₃	17,200

รูปที่ 3.3 แก๊สเรือนกระจกถูกควบคุมภายใต้พิธีสารเกียวโตทั้ง 7 ชนิด และค่า GWP (องค์การบริหารจัดการก๊าซเรือนกระจก (องค์การมหาชน), 2562)

ค่าการคงสภาพของสารทำความเย็นในบรรยากาศ (Atmospheric lifetime, ALT) สารทำความเย็นที่ปล่อยออกจากระบบสามารถที่จะคงอยู่ในบรรยากาศได้เป็นเวลานานแตกต่างกันตามชนิดของสารทำความเย็น เช่น สารกลุ่ม CFC เป็นสารที่สามารถอยู่ในบรรยากาศได้นาน จึงมีโอกาที่จะหมุนเวียนทำลายโอโซนหรือสะสมทำให้เกิดภาวะเรือนกระจก จึงเป็นสารทำ

ความเย็นกลุ่มแรกที่จะถูกยกเลิกการใช้งาน เช่น CFC-11 สามารถอยู่ในบรรยากาศได้ 60 ปี หรือ CFC-12 จะอยู่ในบรรยากาศได้ 120 ปี เป็นต้น (หจก.เชียงใหม่แอร์เคร์เอ็นจิเนียริง, 2562)

2) ความปลอดภัย

สารทำงานที่เลือกใช้จะต้องมีความปลอดภัย โดยพิจารณาจากความไวไฟ ความเป็นพิษ ความกัดกร่อน เป็นต้น

3) ราคาไม่แพงและหาซื้อง่าย

จากที่กล่าวมาแล้วในบทที่ 2 ในวิทยานิพนธ์นี้จึงทำการเลือกสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤต (T_{cri}) ที่ใกล้เคียงกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ($T_{\text{hf, in}}$) สารทำงานชนิด R1234ze เนื่องจากเป็นสารชนิดใหม่ที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม และสารทำงานชนิด R245fa ซึ่งเป็นสารที่นิยมใช้เป็นสารทำงานของโรงไฟฟ้าไออาร์ซี รวมทั้งสิ้นจำนวน 10 ชนิด เพื่อนำมาหาความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงานและศักยภาพของระบบในแต่ละรูปแบบ แต่เนื่องจากใน Reference fluid thermodynamic and transport properties (NIST REFPROP) version 9.1 ที่วิทยานิพนธ์นี้ใช้เป็นฐานข้อมูลคุณสมบัติทาง Thermodynamics ของสารทำงาน ไม่มีสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตอยู่ในช่วง $35\text{--}65\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยที่ยังต้องเป็นสารที่มีความปลอดภัยในการใช้งานและสามารถหาซื้อได้ จึงทำให้สารทำงานที่ใช้ในการจำลองเป็นดังตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 สารทำงานที่ใช้ในการจำลอง

Working fluid	Physical properties		
	Type of working fluid	$T_{\text{cri}}\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$P_{\text{cri}}\text{ (kPa)}$
R125	wet	66.02	3,617.7
R143a	wet	72.71	3,761.0
R1216	dry	85.75	3,149.5
R1234yf	dry	94.70	3,382.2
R1234ze	dry	109.36	3,634.9
R152a	wet	113.26	4,516.8
R236fa	dry	124.92	3,200.0
R142b	dry	137.11	4,055.0
R114	dry	145.68	3,257.0
R245fa	dry	154.01	3,651.0
Water*	wet	373.95	22,064.0

*ใช้สำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เท่านั้น

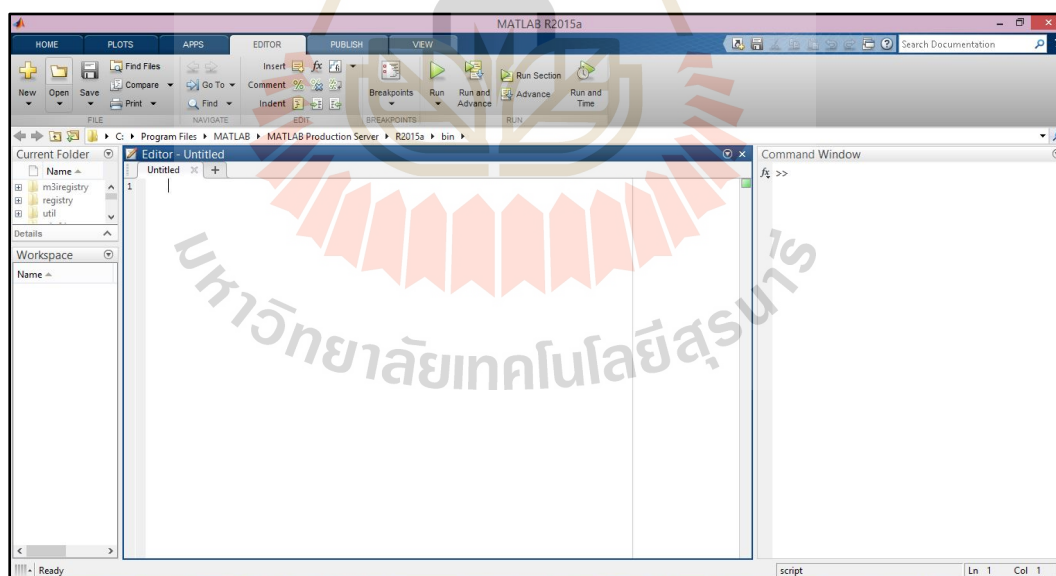
3.4 แหล่งรับความร้อน

ในวิทยานิพนธ์นี้จะใช้น้ำประปาเป็นแหล่งรับความร้อนของโรงไฟฟ้าโออาร์ซี เนื่องจากเป็นแหล่งรับความร้อนที่หาง่าย และยังสามารถนำน้ำที่ได้จากการรับความร้อนไปใช้ประโยชน์ได้ต่อไป ซึ่งอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อน ($T_{cf,in}$) ของวิทยานิพนธ์นี้ใช้ค่าอุณหภูมิของน้ำประปาที่ผลิตได้จากสถานีผลิตน้ำมหาสารคาม จังหวัดมหาสารคาม ที่มีอุณหภูมิของน้ำเฉลี่ยโดยประมาณคือ 30°C เนื่องจากในจังหวัดนครราชสีมาไม่มีสถานีผลิตน้ำของการประปาส่วนภูมิภาคทำให้ไม่มีข้อมูลอุณหภูมิของน้ำ โดยข้อมูลอุณหภูมิของน้ำประปานี้เป็นข้อมูลตั้งแต่วันที่ 1 ธันวาคม พ.ศ. 2561 ถึง 1 พฤศจิกายน พ.ศ. 2562 (การประปาส่วนภูมิภาค, 2562)

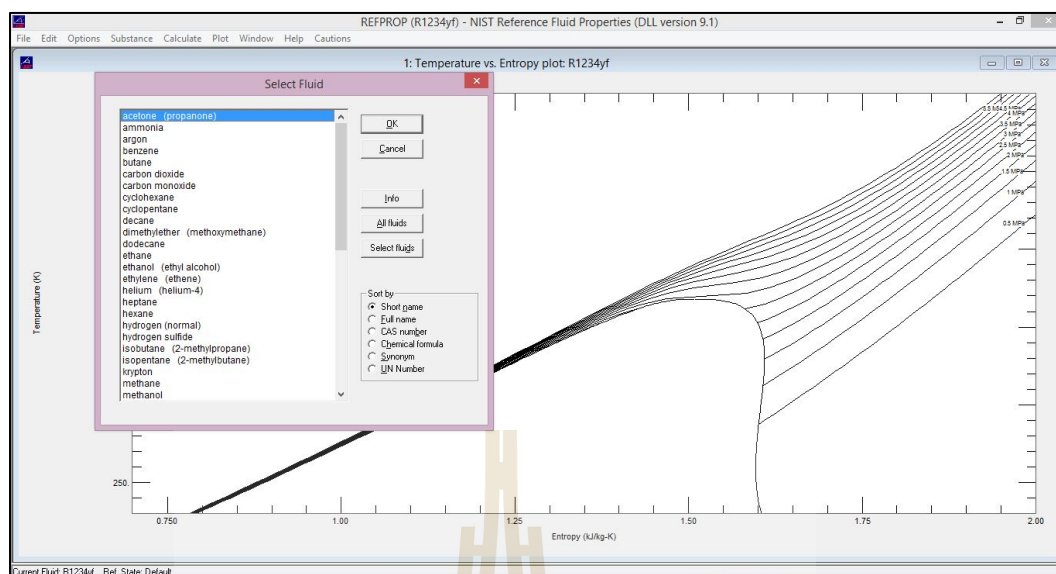
3.5 แบบจำลอง

3.5.1 เครื่องมือในการจำลอง

วิทยานิพนธ์นี้จะใช้โปรแกรม Matrix laboratory (MATLAB) R2015a ร่วมกับฐานข้อมูล NIST REFPROP version 9.1 ในการจำลองการทำงานของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีทั้ง 3 รูปแบบ ซึ่งหน้าตาการทำงานของทั้ง 2 โปรแกรมแสดงดังรูปที่ 3.4 และ 3.5 ตามลำดับ



รูปที่ 3.4 หน้าต่างโปรแกรม MATLAB

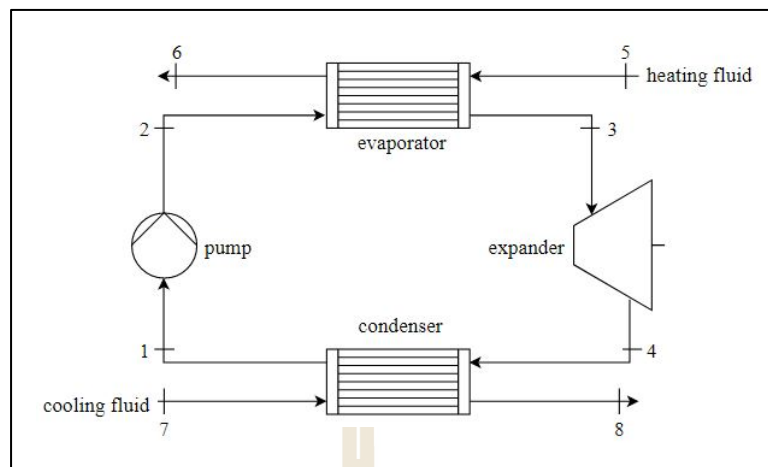


รูปที่ 3.5 หน้าต่างฐานข้อมูล NIST REFPROP version 9.1

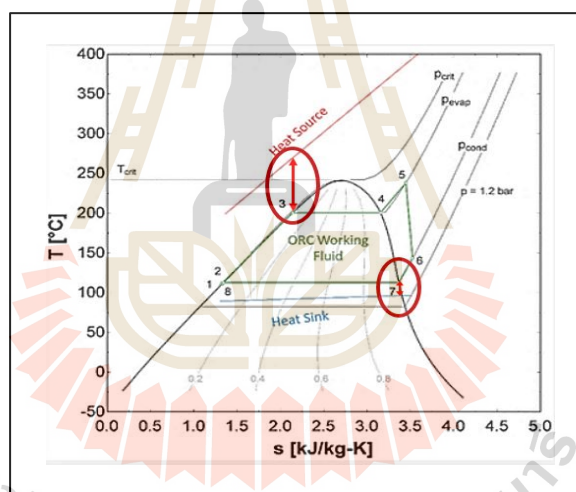
3.5.1 ขั้นตอนการจำลองเชิงตัวเลข

การจำลองในวิทยานิพนธ์นี้จะมีการจำลองการทำงานของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีทั้ง 3 รูปแบบ ได้แก่ โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical, โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical และ โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ซึ่งมีหลักการทำงานดังรูปที่ 3.6

ในการจำลองระบบจะเป็นการหาค่าความดันในเครื่องระเหย (P_{evap}) และ เครื่องควบแน่น (P_{cond}) ที่เหมาะสมกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ($T_{\text{hf, in}}$) และแหล่งรับความร้อน ($T_{\text{cf, in}}$) ค่า Pinch point temperature difference ในเครื่องระเหย ($\Delta T_{\text{pp, evap}}$) และเครื่องควบแน่น ($\Delta T_{\text{pp, cond}}$) โดยใช้ Golden section search method ในการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด และทำให้ได้งานสุทธิ สูงที่สุด โดยจะมีการแบ่งเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นออกเป็น ส่วน ๆ และไม่มีการบังคับ ตำแหน่งการเกิด Pinch point temperature difference ซึ่งค่า Pinch point temperature difference คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่าง 2 แหล่ง ที่มีค่าน้อยที่สุด โดยในวัฏจักร ไออาร์ซีจะเกิด Pinch point temperature difference อยู่ 2 ที่ด้วยกันคือ ระหว่างสารทำงานในระบบกับแหล่งความร้อนจะ เกิดขึ้นภายในเครื่องระเหยและระหว่างสารทำงานในระบบกับแหล่งรับความร้อนซึ่งจะเกิดขึ้นใน เครื่องควบแน่นดังรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.6 วงจร ออร์แกนิก



รูปที่ 3.7 Pinch point temperature difference (Lion et al., 2017)

จากการทำงานของโรงไฟฟ้าในรูปที่ 3.6 กระบวนการแรกจะเป็นการหาพลังงานที่ต้องจ่ายให้เครื่องสูบลูกสูบจากสมการที่ 3.1 โดยการหาคุณสมบัติของสารทำงานในตำแหน่งทางเข้า (ตำแหน่งที่ 1) เครื่องสูบลูกสูบ ได้แก่ ค่าเอนทาลปี (h) และเอนโทรปี (s) จะใช้ NIST REFPROP ในการคำนวณเมื่อกำหนดให้สถานะของสารทำงานเป็นของเหลวอิ่มตัว (Saturated liquid)

ส่วนที่ตำแหน่งทางออก (ตำแหน่งที่ 2) ของเครื่องสูบลูกสูบ จะมีการกำหนดค่าเอนโทรปี ที่ตำแหน่งที่ 2 ในกรณี Isentropic efficiency เท่ากับ 100% ให้เท่ากับเอนโทรปีในตำแหน่งที่ 1

หลังจากนั้นจะใช้ NIST REFPROP ในการคำนวณหาค่าเอนทาลปีตำแหน่งที่ 2 กรณี Isentropic efficiency เท่ากับ 100% เพื่อนำมาใช้ในการหาค่าเอนทาลปีตำแหน่งที่ 2 จากสมการที่ 3.2

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

$$\eta_{isen,p} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.2)$$

เมื่อ	$\dot{W}_p$	คือ งานที่จ่ายให้กับเครื่องสูบ, W
	$\dot{m}_{wf}$	คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน, kg/s
	h_1, h_2, h_{2s}	คือ เอนทาลปีของสารทำงานในตำแหน่งที่ 1, 2 และตำแหน่งที่ 2 ในกรณี Isentropic efficiency ของเครื่องสูบเท่ากับ 100% ตามลำดับ, J/kg
	$\eta_{isen,p}$	คือ Isentropic efficiency ของเครื่องสูบ

การคำนวณหาค่าความร้อนที่สารทำงานได้รับภายในเครื่องระเหยสามารถหาได้จากสมการที่ 3.3 โดยคุณสมบัติของสารทำงานในตำแหน่งทางเข้าของเครื่องระเหย (ตำแหน่งที่ 2) เป็นเช่นเดียวกับคุณสมบัติของสารทำงานในตำแหน่งทางออกของเครื่องสูบ

ส่วนที่ตำแหน่งทางออก (ตำแหน่งที่ 3) ของเครื่องระเหย จะมีการกำหนดสถานะของสารทำงานให้เป็นไออิ่มตัว (Saturated vapor) เมื่อเป็นโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical หรือเป็นของเหลวอิ่มตัว (Saturated liquid) เมื่อเป็นโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{wf}(h_3 - h_2) \quad (3.3)$$

เมื่อ	$\dot{Q}_{evap}$	คือ ความร้อนที่สารทำงานได้รับภายในเครื่องระเหย, W
	$\dot{m}_{wf}$	คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน, kg/s
	h_2, h_3	คือ เอนทาลปีของสารทำงานในตำแหน่งที่ 2 และ 3 ตามลำดับ, J/kg

การคำนวณค่างานที่ผลิตได้จากกังหันแบบไอขยายตัวสามารถหาได้จากสมการที่ 3.4 โดยคุณสมบัติของสารทำงานในตำแหน่งทางเข้าของกังหันแบบไอขยายตัว (ตำแหน่งที่ 3) เป็นเช่นเดียวกับคุณสมบัติของสารทำงานในตำแหน่งทางออกของเครื่องระเหย

ส่วนที่ตำแหน่งทางออก (ตำแหน่งที่ 4) ของกังหันแบบไอขยายตัวจะมีการกำหนดค่าเอนโทรปีที่ตำแหน่งที่ 4 ในกรณี Isentropic efficiency เท่ากับ 100% ให้เท่ากับเอนโทรปีในตำแหน่งที่ 3 หลังจากนั้นจะใช้ NIST REFPROP ในการคำนวณหาเอนโทรปีที่ตำแหน่งที่ 4 กรณี Isentropic efficiency เท่ากับ 100% เพื่อนำมาใช้ในการหาเอนโทรปีที่ตำแหน่งที่ 4 จากสมการที่ 3.5

$$\dot{W}_{ex} = \dot{m}_{wf} (h_3 - h_4) \quad (3.4)$$

$$\eta_{isen,ex} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_{4s})} \quad (3.5)$$

เมื่อ	$\dot{W}_{ex}$	คือ งานที่สามารถผลิตได้จากกังหันแบบไอขยายตัว, W
	$\dot{m}_{wf}$	คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน, kg/s
	h_3, h_4, h_{4s}	คือ เอนโทรปีของสารทำงานในตำแหน่งที่ 3, 4 และตำแหน่งที่ 4 ในกรณี Isentropic efficiency ของกังหันแบบไอขยายตัวเท่ากับ 100% ตามลำดับ, J/kg
	$\eta_{isen,ex}$	คือ Isentropic efficiency ของกังหันแบบไอขยายตัว

การคำนวณหาความร้อนที่สารทำงานระบายออกภายในเครื่องควบแน่นสามารถหาได้จากสมการที่ 3.6 โดยคุณสมบัติของสารทำงานในตำแหน่งทางเข้าของเครื่องควบแน่น (ตำแหน่งที่ 4) เป็นเช่นเดียวกับคุณสมบัติของสารทำงานในตำแหน่งทางออกของกังหันแบบไอขยายตัว

ส่วนที่ตำแหน่งทางออก (ตำแหน่งที่ 1) ของเครื่องควบแน่น จะเป็นเช่นเดียวกับคุณสมบัติของสารทำงานในตำแหน่งทางเข้าของเครื่องสูบเช่นกัน

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{wf} (h_4 - h_1) \quad (3.6)$$

เมื่อ	$\dot{Q}_{cond}$	คือ ความร้อนที่สารทำงานระบายออกภายในเครื่องควบแน่น, W
	$\dot{m}_{wf}$	คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน, kg/s
	h_1, h_4	คือ เอนโทรปีของสารทำงานในตำแหน่งที่ 1 และ 4 ตามลำดับ, J/kg

เมื่อได้ค่าคุณสมบัติของสารทำงาน งานที่ต้องจ่ายให้เครื่องสูบ ความร้อนที่สารทำงานได้รับภายในเครื่องระเหย งานที่ผลิตได้จากกังหันแบบไอขยายตัว และความร้อนที่สารทำงานระบายออกภายในเครื่องควบแน่นแล้ว หลังจากนั้นจะทำการคำนวณหาค่างานสุทธิของโรงไฟฟ้าโดยใช้สมการที่ 3.7

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{ex}} - \dot{W}_{\text{p}} \quad (3.7)$$

เมื่อ	$\dot{W}_{\text{net}}$	คือ งานสุทธิของโรงไฟฟ้า, W
	$\dot{W}_{\text{ex}}$	คือ งานที่ได้รับจากกังหันแบบไอขยายตัว, W
	$\dot{W}_{\text{p}}$	คือ งานที่จ่ายให้กับเครื่องสูบ, W

นอกจากนี้ยังหาค่าประสิทธิภาพต่าง ๆ ของโรงไฟฟ้า ได้แก่ ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าตามกฎข้อที่ 1 ของ Thermodynamics (Thermal efficiency, η_{th}) ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าตามกฎข้อที่ 2 ของ Thermodynamics (Exergy efficiency) ทั้งที่เป็น Exergy efficiency for power production (ξ_p) และ Overall exergy efficiency (ξ) จากสมการที่ 3.8-3.12

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{evap}}} \quad (3.8)$$

เมื่อ	η_{th}	คือ Thermal efficiency
	$\dot{W}_{\text{net}}$	คือ งานสุทธิของโรงไฟฟ้า, W
	$\dot{Q}_{\text{evap}}$	คือ ความร้อนที่สารทำงานได้รับภายในเครื่องระเหย, W

$$\dot{E}_i = \dot{C} \left[(T_i - T_{\text{sur}}) - T_{\text{sur}} \ln \left(\frac{T_i}{T_{\text{sur}}} \right) \right] \quad (3.9)$$

$$\xi_p = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}_5} \quad (3.10)$$

$$\xi = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{E}_6 + \dot{E}_8}{\dot{E}_5 + \dot{E}_7} \quad (3.11)$$

เมื่อ $\dot{C} = \dot{m}c_p$ (3.12)

$\dot{C}$	คือ Heat capacity flow rate, W/K
$\dot{m}$	คือ อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s
c_p	คือ Heat capacity, J/kg-K
$\dot{E}$	คือ Exergy flow rate, W
T	คือ อุณหภูมิ, K
i	คือ ตำแหน่งต่าง ๆ ในวัฏจักร ดังรูปที่ 3.6
T_{sur}	คือ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม, K
ξ_p	คือ Exergy efficiency for power production
ξ	คือ Overall exergy efficiency

ถัดไปจะเป็นการคำนวณหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งที่เครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น โดยจะแสดงค่าในรูปของตัวแปร UA การคำนวณนี้จะใช้วิธีการ Discretization ซึ่งเป็นการแบ่งพื้นที่ในอุปกรณ์ออกเป็น ส่วน ๆ และนำพื้นที่ในแต่ละส่วนมารวมกัน ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.13-3.16 ตามลำดับ

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = (UA)_{\text{evap}} \Delta T_{\text{LM, evap}} \quad (3.13)$$

$$\Delta T_{\text{LM, evap}} = \frac{(T_5 - T_3) - (T_6 - T_2)}{\log\left(\frac{T_5 - T_3}{T_6 - T_2}\right)} \quad (3.14)$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = (UA)_{\text{cond}} \Delta T_{\text{pp, cond}} \quad (3.15)$$

$$\Delta T_{\text{LM, cond}} = \frac{(T_4 - T_8) - (T_1 - T_7)}{\log\left(\frac{T_4 - T_8}{T_1 - T_7}\right)} \quad (3.16)$$

- เมื่อ U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม
(Overall heat transfer coefficient), W/m^2K
- A คือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, m^2
- ΔT_{LM} คือ ค่าเฉลี่ยความแตกต่างของอุณหภูมิ (Log mean temperature difference), $^{\circ}C$

นอกจากนี้ยังมีการคำนวณหาขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวจากอัตราส่วนการขยายตัวของสารทำงานที่ทางออกต่อทางเข้า (Expansion ratio) ของกังหันแบบไอขยายตัวซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.17-3.19

$$\dot{V}_3 = \frac{\dot{m}_{wf}}{\rho_3} \quad (3.17)$$

$$\dot{V}_4 = \frac{\dot{m}_{wf}}{\rho_4} \quad (3.18)$$

$$\text{Expansion ratio} = \frac{\dot{V}_4}{\dot{V}_3} \quad (3.19)$$

- เมื่อ $\dot{V}_3, \dot{V}_4$ คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานที่ตำแหน่งที่ 3 และ 4 ตามลำดับ, m^3/s
- ρ_3, ρ_4 คือ ความหนาแน่นของสารทำงานที่ตำแหน่งที่ 3 และ 4 ตามลำดับ, kg/m^3
- Expansion ratio คือ อัตราส่วนการขยายตัวสารทำงานในกังหันแบบไอขยายตัว

จากวิธีการคำนวณค่าต่าง ๆ ของระบบในข้างต้น จะใช้ชนิดของสารทำงานงานสุทธิของโรงไฟฟ้า ($\dot{W}_{net}$) ค่าของ Heat capacity flow rate ของแหล่งความร้อน ($\dot{C}_{HC}$) และแหล่งรับความร้อน ($\dot{C}_{CA}$) ค่าความดันในเครื่องระเหย (P_3) และเครื่องควบแน่น (P_1) ค่าอุณหภูมิของแหล่งความร้อน (T_5) และแหล่งรับความร้อน (T_7) ค่า Isentropic efficiency ของเครื่องสูบลม ($\eta_{isen,p}$) และกังหันแบบไอขยายตัว ($\eta_{isen,ex}$) ค่า Pinch point temperature difference ในเครื่องระเหย ($\Delta T_{pp, evap}$) และเครื่องควบแน่น ($\Delta T_{pp, cond}$) ของ Fischer (2011) มาทำนายผลของอุณหภูมิของสารทำงานในตำแหน่งที่ 1, 2, 3 และ 4 อุณหภูมิที่ทางออกของแหล่งความร้อน (T_5) อุณหภูมิที่ทางออกของแหล่งรับความร้อน (T_8) ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานที่ตำแหน่งที่ 3 ($\dot{V}_3$) และ 4

($\dot{V}_4$) ค่า Thermal efficiency (η_{th}) และค่า Exergy efficiency for power production (ξ_p) โดยใช้แบบจำลองที่วิทยานิพนธ์นี้ได้พัฒนาขึ้นมา ซึ่งผลการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองสามารถแสดงได้ดังตารางที่ 3.2

หลังจากที่ตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองเรียบร้อยแล้วพบว่าแบบจำลองที่วิทยานิพนธ์นี้ได้พัฒนาขึ้นมีความแม่นยำ จึงนำมาสู่การจำลองของวิทยานิพนธ์นี้ซึ่งจะแบ่งเป็นการจำลองการทำงานของระบบในสภาวะที่ออกแบบ (Design condition) และสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ (Off-design condition) โดยวิธีการจำลองมีรายละเอียดในการจำลองดังนี้

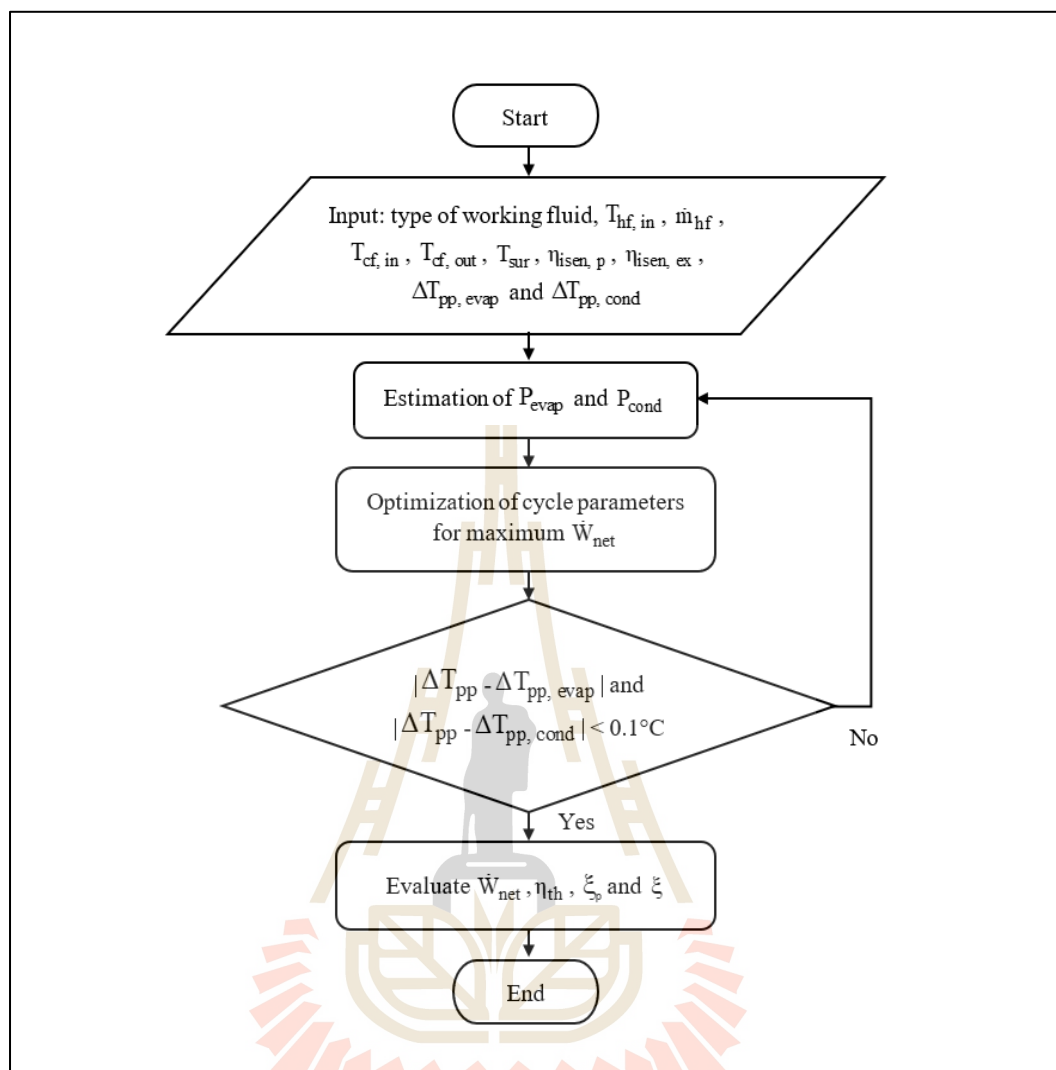
1) สภาวะที่ออกแบบ (Design condition)

การจำลองในสภาวะนี้จะใช้เงื่อนไขดังตารางที่ 3.3 และมีขั้นตอนการจำลองดังรูปที่ 3.8 กระบวนการทำงานของแบบจำลองจะเป็นการเดาค่าอัตราการไหลของสารทำงานและช่วงของความดันสูงสุดและต่ำสุดในเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น โดยใช้ Golden section search method และให้ NIST REFPROP ทำการคำนวณหาค่าคุณสมบัติต่าง ๆ ของสารทำงานเพื่อนำไปใช้คำนวณหาสมรรถนะของโรงไฟฟ้าในแต่ละสารทำงานและอุณหภูมิของแหล่งความร้อน

เมื่อได้คำนวณค่าต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องโดยใช้ค่าอัตราการไหลของสารทำงานและค่าความดันภายในระบบจากการเดาค่าครั้งที่ 1 เรียบร้อย ต่อไปจะเป็นการตรวจสอบเงื่อนไขว่าความดันที่เดาเข้ามาทำให้เกิดค่า Pinch point temperature difference ทั้งในเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นแตกต่างกับค่า Pinch point temperature difference ที่ได้กำหนดไว้ในตารางที่ 3.2 ไม่เกิน 0.1°C หรือไม่ หากมีความแตกต่างกันเกิน 0.1°C จะต้องมีการเดาค่าความดันภายในระบบเข้ามาใหม่ โดยใช้วิธี Golden section search method โดยทำซ้ำจนกระทั่งผ่านเงื่อนไข และให้ค่าความดันทั้งที่เครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นที่เหมาะสมที่สุดสำหรับอัตราการไหลของสารทำงานค่าแรกแล้วจึงให้แสดงค่าสมรรถนะของระบบ เช่น งานสุทธิ, Thermal efficiency, Exergy efficiency for power production, Overall exergy efficiency, Expansion ratio, ขนาดของเครื่องระเหย และเครื่องควบแน่น เป็นต้น

ตารางที่ 3.2 ผลของการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

Parameter	Subcritical			Supercritical			TLC		
	Fischer (2011)	Present study	Error (%)	Fischer (2011)	Present study	Error (%)	Fischer (2011)	Present study	Error (%)
Working fluid	C ₅ H ₁₀	C ₅ H ₁₀	-	C ₅ H ₁₀	C ₅ H ₁₀	-	water	water	-
$\dot{C}_{HC}$ (kW/K)	40.08	40.08	-	23.45	23.45	-	20.00	20.00	-
$\dot{C}_{CA}$ (kW/K)	349.66	349.66	-	316.63	316.63	-	311.81	311.81	-
P ₁ (kPa)	288.80	288.80	-	288.80	288.80	-	57.87	57.87	-
P ₃ (kPa)	3342.00	3342.00	-	5412.00	5412.00	-	10821.00	10821.00	-
T ₅ (K)	553.15	553.15	-	623.15	623.15	-	623.15	623.15	-
T ₇ (K)	335.15	335.15	-	335.15	335.15	-	335.15	335.15	-
T ₃ (K)	489.00	489.20	0.04	529.00	529.00	-	590.00	590.00	0.00
T ₁ (K)	358.15	358.35	0.06	358.15	358.35	0.06	358.15	358.15	0.00
T ₄ (K)	396.41	396.03	0.10	401.00	407.35	1.58	358.15	358.15	0.00
T ₆ (K)	408.70	407.12	0.39	394.29	385.36	2.26	370.53	370.47	0.02
T ₈ (K)	348.85	349.03	0.05	348.94	349.60	0.19	348.15	348.15	0.00
$\dot{V}_3$ (m ³ /s)	121.00	115.90	4.21	51.00	54.00	5.88	7.00	7.00	0.00
$\dot{V}_4$ (m ³ /s)	1937.00	1967.10	1.55	1778.00	1910.40	7.45	4993.00	4993.40	0.01
η_{th} (%)	17.27	17.09	1.07	18.63	17.93	3.76	19.79	19.79	0.01
ξ_p (%)	33.16	32.37	2.39	37.82	37.82	0.01	44.35	44.35	0.00



รูปที่ 3.8 ขั้นตอนการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในสถานะที่ออกแบบ

ตารางที่ 3.3 เงื่อนไขในการจำลองระบบในสถานะที่ออกแบบ

Parameter	Value
$T_{hf,in}$	35 °C, 45 °C, 55 °C, 65 °C and 75 °C
$\dot{m}_{hf}$ (He et al., 2012)	1 kg/s
$T_{cf,in}$ และ $T_{cf,out}$	30 °C and 33 °C
T_{sur}	30 °C
$\Delta T_{pp,evap}$ และ $\Delta T_{pp,cond}$ (He et al., 2012)	5 °C
$\eta_{isen,ex}$ และ $\eta_{isen,p}$	80% and 75%

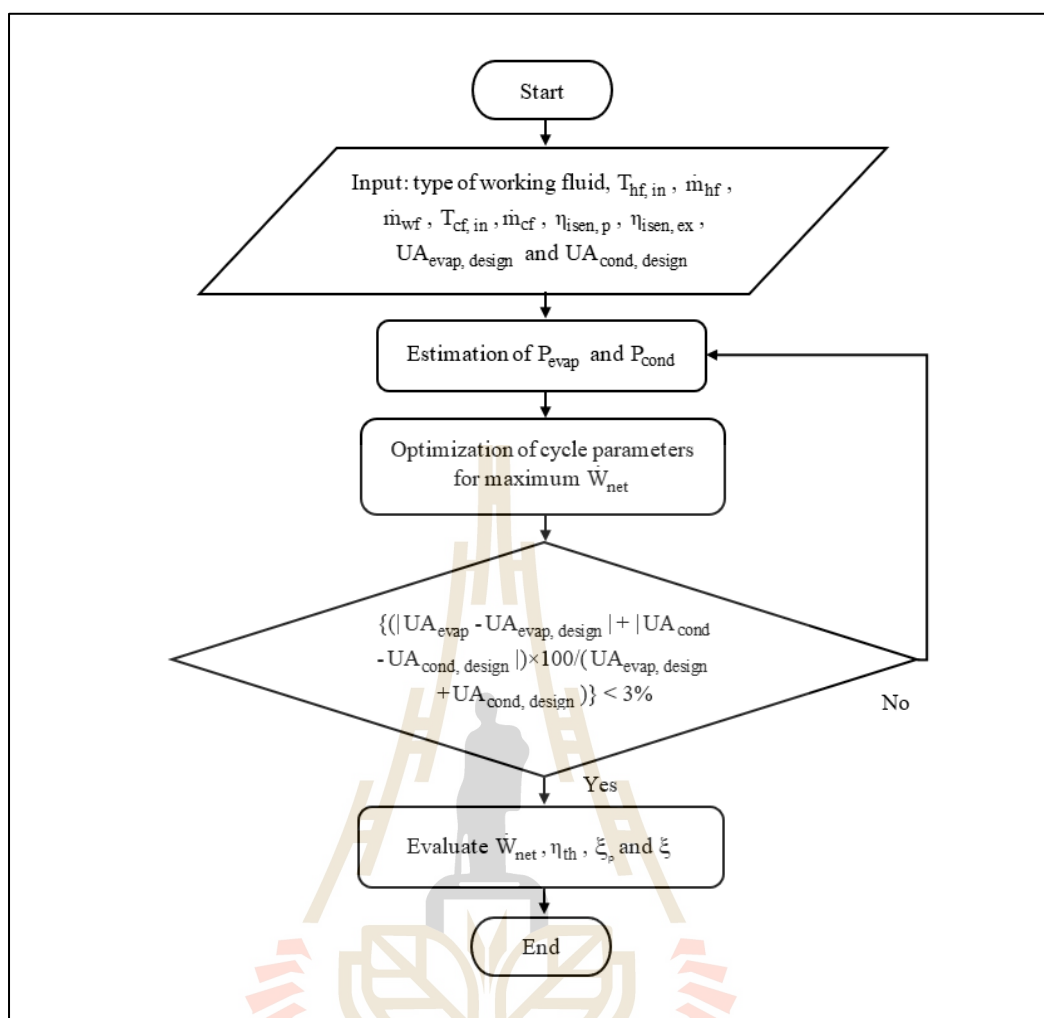
หลังจากนั้นจะเป็นการเดาค่าอัตราการไหลของสารทำงานค่าถัดไปและเดาค่าความดันทั้งที่เครื่องระเหยและเครื่องความแน่นจนได้ค่าที่เหมาะสมที่สุดสำหรับอัตราการไหลของสารทำงาน ทำเช่นนี้จนกว่าจะพบอัตราการไหลของสารทำงานที่ทำให้ได้งานสุทธิสูงสุด และทำการเปลี่ยนชนิดของสารทำงานและทำซ้ำจนกระทั่งครบทุกสารทำงานในตารางที่ 3.1 จึงเปลี่ยนอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและทำซ้ำจนครบ

2) สภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ (Off-design condition)

การจำลองระบบในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบจะมีการคงค่าขนาดเครื่องระเหย ($UA_{\text{evap, design}}$) ขนาดของเครื่องควบแน่น ($UA_{\text{cond, design}}$) และอัตราการไหลของสารทำงานภายในระบบให้เท่ากับค่าที่ทำให้ได้งานสุทธิสูงสุดและเงื่อนไขในการจำลองเช่นเดียวกับสภาวะที่ออกแบบ แต่จะมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนดังตารางที่ 3.4 เพื่อหาค่าความดันทั้งที่เครื่องระเหยและเครื่องความแน่นที่ทำให้ได้งานสุทธิสูงสุด ซึ่งขั้นตอนการจำลองสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 3.9

ตารางที่ 3.4 เงื่อนไขในการจำลองระบบในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ

Parameter	Value
$T_{\text{hf, in}}$	$T_{\text{hf, in, design}} \pm 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{cf, in}}$	$T_{\text{cf, in, design}} \pm 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$



รูปที่ 3.9 ขั้นตอนการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ

3.6 การเลือกประเภทและการคำนวณราคาของอุปกรณ์หลักภายในโรงไฟฟ้าไออาร์ซี

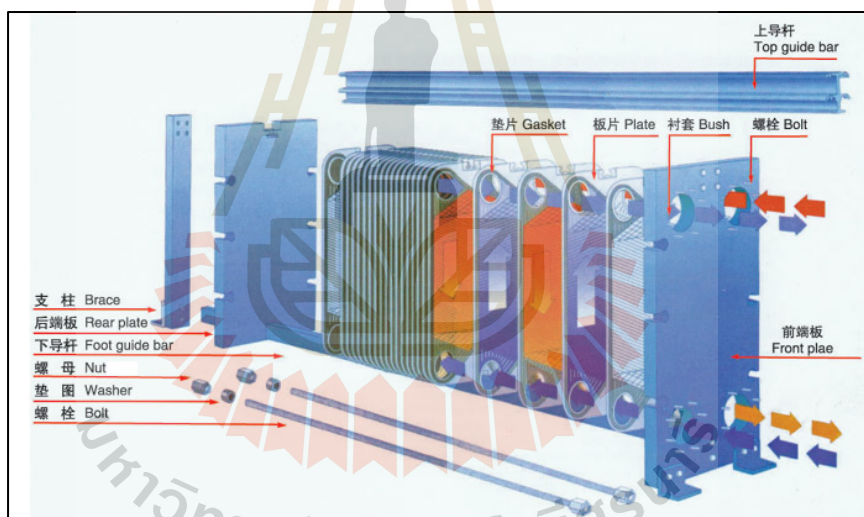
หลังจากการจำลองได้เสร็จสิ้น จะทำการเลือกประเภทของอุปกรณ์หลักในโรงไฟฟ้าไออาร์ซี ได้แก่ เครื่องระเหย เครื่องควบแน่น กังหันแบบไอขยายตัว และเครื่องสูบ ให้เหมาะสมกับโรงไฟฟ้าดังนี้

3.6.1 การเลือกประเภทของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น

เครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ของโรงไฟฟ้า ซึ่งประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่นิยมใช้ในโรงไฟฟ้ามีอยู่ด้วยกัน 2 ประเภท ได้แก่ Shell, Tube heat exchanger and Plate heat exchanger โดยมีลักษณะดังรูปที่ 3.10 และรูปที่ 3.11 ตามลำดับ



รูปที่ 3.10 Shell and Tube heat exchanger (Michaela Schwandt, 2019)



รูปที่ 3.11 Plate heat exchanger (Smartclima Co., Ltd., 2019)

การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย (2562) ได้ทำการเปรียบเทียบ Shell and Tube heat exchanger กับ Plate heat exchanger และได้อธิบายประโยชน์ของ Plate heat exchanger ไว้ ดังตารางที่ 3.5 และตารางที่ 3.6 ตามลำดับ

ตารางที่ 3.5 การเปรียบเทียบ Plate heat exchanger กับ Shell and Tube heat exchanger
(การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย, 2562)

	Plate Heat Exchanger	Shell-and-Tube Heat Exchanger
อุณหภูมิข้ามกัน	ทำได้	
ทำอุณหภูมิใกล้เคียงที่สุด	10 °C (20 °F)	50 °C (100 °F)
ใช้งานได้หลายหน้าที่	ทำได้	ทำไม่ได้
การต่อท่อเข้า-ออก	ทิศทางเดียว (บนเฟรมหน้า)	หลายทิศทาง
อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน	3-5	1
อัตราส่วนน้ำหนักขณะใช้งาน	1	3-10

ตารางที่ 3.6 ประโยชน์ของ Plate heat exchanger (การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย, 2562)

รูปแบบ	ประโยชน์	ผลที่ได้
ลักษณะของ PHE	ให้ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงและน้ำหนักเบา	ลดต้นทุน
โครงสร้างถอดเปลี่ยนได้	ปรับปรุงได้	ใช้ฐานรองรับขนาดเล็ก (ลดค่าก่อสร้าง)
มี Frame หน้าตั้งอยู่กับส่วนที่ Frame อัดเลื่อนได้	ง่ายต่อการตรวจสอบแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน	ง่ายต่อการปรับให้ใช้งานได้หน่วยหน้าที่
มีจุดสัมผัสระหว่างแผ่นโลหะ	เกิดการสั่นน้อยที่สุด	ลดเวลาหยุดเครื่องจักร (ค่าใช้จ่ายในการซ่อมแซมและการใช้งานต่ำลง)

นอกจากนี้ Michaela Schwandt (2019) ยังได้เปรียบเทียบข้อดีและข้อเสียของ Heat exchanger ทั้ง 2 ประเภทไว้ดังนี้

- Plate heat exchanger มีราคาที่สูงกว่า Shell and Tube heat exchanger เนื่องจากมีประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนและพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มากกว่า Shell and Tube heat exchanger

- Shell and Tube heat exchanger ใช้พื้นที่ในการจัดวางที่มากกว่า Plate heat exchanger ที่มีขนาดกะทัดรัด และสามารถเปลี่ยนแผ่น Plate ที่เสียหายออกได้
- Shell and Tube heat exchanger สามารถทนความดันและอุณหภูมิที่สูงได้ และยังมีความดันสูญเสีย (Pressure drop) น้อย
- การถ่ายเทความร้อนใน Plate heat exchanger สามารถเพิ่มหรือลดลงได้จากการเพิ่มหรือลดจำนวนแผ่น Plate

ในวิทยานิพนธ์นี้จึงเลือกประเภทของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นเป็นแบบ Plate heat exchanger โดยใช้สมการในการคำนวณราคาของ Plate heat exchanger จาก Garg et al. (2016) ซึ่งแสดงได้ดังสมการที่ 3.20 และ 3.21 ตามลำดับ

$$C_{\text{evap}} = 609.6A_{\text{evap}} + 492.76 \quad (3.20)$$

$$C_{\text{cond}} = 609.6A_{\text{cond}} + 492.76 \quad (3.21)$$

เมื่อ	C_{evap}	คือ ราคาของเครื่องระเหย, USD
	C_{cond}	คือ ราคาของเครื่องควบแน่น, USD
	A_{evap}	คือ พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหย, m^2
	A_{cond}	คือ พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องควบแน่น, m^2

โดยที่พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.22 และ 3.23 ตามลำดับ (อนุกุล โมงปราณีต, 2562)

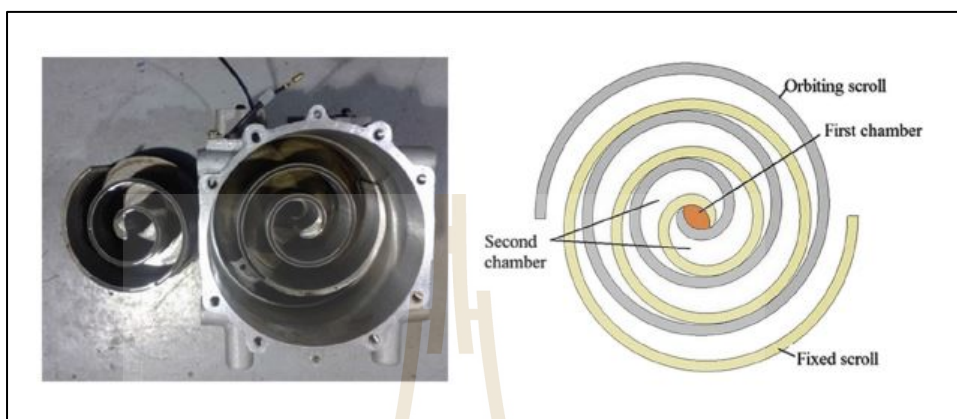
$$A_{\text{evap}} = 0.0249 \dot{Q}_{\text{evap}}^{0.9758} \quad (3.22)$$

$$A_{\text{cond}} = 0.0788 \dot{Q}_{\text{cond}}^{1.0029} \quad (3.23)$$

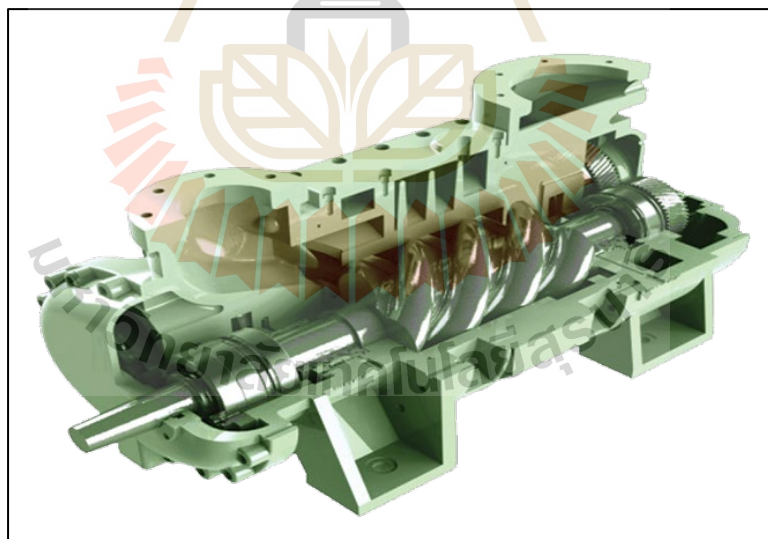
เมื่อ	A_{evap}	คือ พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหย, m^2
	A_{cond}	คือ พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องควบแน่น, m^2
	$\dot{Q}_{\text{evap}}$	คือ ความร้อนที่สารทำงานได้รับภายในเครื่องระเหย, kW
	$\dot{Q}_{\text{cond}}$	คือ ความร้อนที่สารทำงานระบายออกภายในเครื่องควบแน่น, kW

3.6.2 การเลือกประเภทของกังหันแบบไอขยายตัว

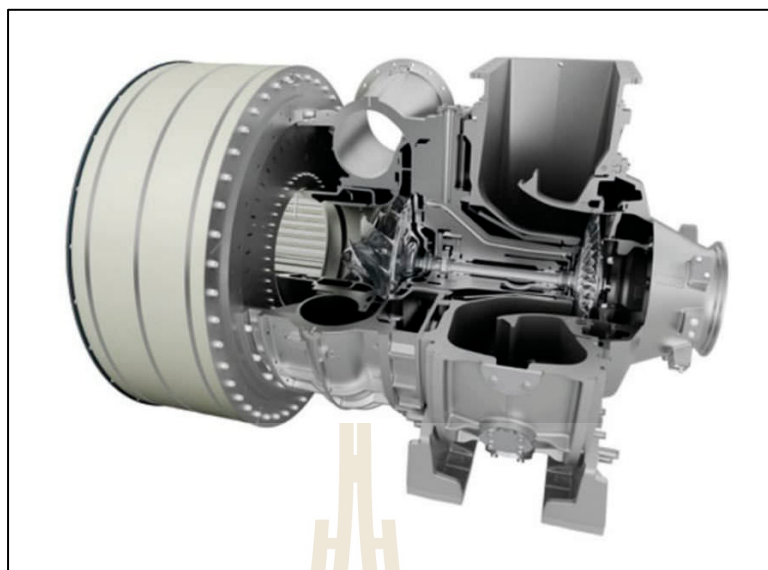
กังหันแบบไอขยายตัวที่นิยมใช้ในโรงไฟฟ้ามีอยู่ด้วยกัน 3 ประเภท ได้แก่ Scroll expander, Screw expander และ Axial turbine ซึ่งมีลักษณะดังรูปที่ 3.12-3.14 ตามลำดับ



รูปที่ 3.12 โครงสร้างและการทำงานของ Scroll expander (Wu et al., 2015)



รูปที่ 3.13 โครงสร้างของ Screw expander (Green Secure Power Systems Pvt., Ltd., 2019)



รูปที่ 3.14 โครงสร้างของ Axial turbine (Virtual expo group, 2019)

Braimakis et al. (2017) ได้นำเสนอช่วงการทำงานที่เหมาะสมสำหรับกังหันแบบไอขยายตัวแต่ละรูปแบบไว้ดังตารางที่ 3.7

ตารางที่ 3.7 ช่วงการทำงานของกังหันแบบไอขยายตัว

Expansion machine	Power range (kW)	Volume flow rate (m ³ /s)	Volume flow rate ratio
Scroll	1-5	0.001-0.049	< 5 (per machine)
Screw	10-200	0.025-0.15	< 6 (per machine)
Axial turbine	> 400	> 0.15	4 (per stage)

จากผลการจำลองพบว่ากำลังไฟฟ้าสูงสุดที่สามารถผลิตได้คือ 4.9272 kW ในวิทยานิพนธ์นี้จึงเลือกใช้กังหันแบบไอขยายตัวเป็นชนิด Scroll expander ซึ่งการคำนวณราคาของ Scroll expander จะใช้สมการของ Garg et al. (2016) ดังแสดงในสมการที่ 3.24

$$C_{ex} = (170976\dot{V}_4 + 266.2) \left(0.6858 + 0.2732 \ln \left(\frac{\dot{V}_4}{\dot{V}_3} \right) \right) \quad (3.24)$$

เมื่อ	C_{ex}	คือ ราคาของกังหันแบบไอชยายตัว, USD
	$\dot{V}_3, \dot{V}_4$	คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานที่ตำแหน่งที่ 3 และ 4 ตามลำดับ, m^3/s

3.6.3 การเลือกประเภทของเครื่องสูบน้ำสารทำงาน

จากการศึกษาบทความที่ได้มีการทำการทดลองสร้างโรงไฟฟ้าไออาร์ซีพบว่า มีบทความหลายบทความที่ได้มีการนำเครื่องสูบน้ำประเภทเครื่องสูบน้ำหอยโข่ง แนวตั้งหลายใบพัด (Vertical multistage centrifugal pump) มาใช้ในการขับสารทำงานของโรงไฟฟ้า เช่น นัฐพร ไชยญาติ (2562) ซึ่งเครื่องสูบน้ำประเภทนี้สามารถนำมาใช้ในการสูบน้ำสารเคมีได้และมีข้อดีคือ มีขนาดกะทัดรัด ประหยัดพื้นที่ เหมาะสำหรับของเหลวที่มีฤทธิ์ค่อนข้างร้ายแรง ทนต่อการกัดกร่อนสูง ในแรงดันสูง เป็นต้น (บริษัท สยามอีสต์ โซลูชั่น จำกัด (มหาชน), 2019) ทำให้ในวิทยานิพนธ์นี้ จึงเลือกใช้เครื่องสูบน้ำประเภทดังกล่าว โดยลักษณะของเครื่องสูบน้ำชนิดนี้เป็นไปดังรูปที่ 3.15 ซึ่งการคำนวณราคาของเครื่องสูบน้ำประเภทเครื่องสูบน้ำหอยโข่ง แนวตั้งหลายใบพัด จะใช้สมการของ อนุกุล โมงปราณีต (2562) ดังแสดงในสมการที่ 3.25



รูปที่ 3.15 ลักษณะของเครื่องสูบน้ำหอยโข่ง แนวตั้งหลายใบพัด
(บริษัท สยามอีสต์ โซลูชั่น จำกัด (มหาชน), 2019)

$$C_{\text{pump, wf}} = 168.68(1309.9 \dot{V}_1 + 0.8239) + 1737.3 \quad (3.25)$$

เมื่อ	$C_{\text{pump, wf}}$	คือ ราคาของเครื่องสูบน้ำสารทำงาน, USD
	$\dot{V}_1$	คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานที่ตำแหน่งที่ 1, l/s

3.7 การประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์

การประเมินความเป็นไปได้ทางด้านเศรษฐศาสตร์เป็นปัจจัยหนึ่งที่มีความสำคัญในการพิจารณาความคุ้มค่าในการลงทุน ในวิทยานิพนธ์นี้จะใช้การคำนวณต้นทุนเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (Levelized cost of electricity, LCOE) ของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีในสถานะที่ออกแบบ โดยจะคำนวณในเงื่อนไขที่ทำให้ได้งานสุทธิสูงที่สุดในแต่ละสัปดาห์และในทุกอุณหภูมิของแหล่งความร้อนเมื่อโรงไฟฟ้าใช้เวลาทำงานใน 1 ปี คือ 350 วัน และทำงานวันละ 24 ชั่วโมงในการคำนวณจะใช้ข้อมูลอัตราแลกเปลี่ยนระหว่างค่าเงินบาทกับดอลลาร์สหรัฐ (USD) และอัตราดอกเบี้ยเงินกู้ (r) จากธนาคารแห่งประเทศไทย โดยที่อัตราแลกเปลี่ยน คือ 30.354 บาท ต่อ 1 USD และอัตราดอกเบี้ยเงินกู้ คือ 6.275% สำหรับธนาคารกรุงไทยเรียกเก็บจากลูกค้ารายใหญ่ชั้นดี ประเภทเงินกู้แบบมีระยะเวลา (MLR) ข้อมูล ณ วันที่ 18 ตุลาคม 2562 (ธนาคารแห่งประเทศไทย, 2562) นอกจากนี้ยังพิจารณาการจ้างวิศวกรและช่างเทคนิคอย่างละ 1 ตำแหน่ง ในการดำเนินการและซ่อมบำรุงโรงไฟฟ้า โดยให้อัตราเงินเดือนของวิศวกร (C_{eng}) คือ 22,000 บาท และอัตราเงินเดือนของช่างเทคนิค (C_{tech}) คือ 15,000 บาท ซึ่งการคำนวณต้นทุนเฉลี่ยตลอดอายุโครงการจะแสดงดังสมการที่ 3.26

$$LCOE = \frac{Inv + \sum_{t=1}^n \frac{PEC}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{\dot{W}_{net} \cdot t_{op}}{(1+r)^t}} \quad (3.26)$$

เมื่อ	LCOE	คือ ต้นทุนเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ, Baht/kW·hr
	Inv	คือ เงินลงทุนเริ่มต้น, USD
	n	คือ ระยะเวลาในการใช้งาน โรงไฟฟ้า, ปี
	t	คือ ปีที่ดำเนินงาน
	r	คือ อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ของธนาคาร, USD
	PEC	คือ ค่าใช้จ่ายในการดำเนินการผลิตไฟฟ้า, USD
	t_{op}	คือ ระยะเวลาในการผลิตไฟฟ้าใน 1 ปี, hr
	$\dot{W}_{net \text{ per year}}$	คือ ปริมาณไฟฟ้าที่ผลิตได้ต่อปี, kW

ค่าเงินลงทุนเริ่มต้น (Investment cost, Inv) จะพิจารณาจากสมการที่ 3.27

$$Inv = C_{\text{plant}} + C_{\text{site}} + C_{\text{service}} + C_{\text{set up}} \quad (3.27)$$

เมื่อ	Inv	คือ เงินลงทุนเริ่มต้น (Investment cost), USD
	C_{plant}	คือ ราคาของโรงไฟฟ้า, USD
	C_{site}	คือ งบประมาณในการสร้างอาคารสำหรับโรงไฟฟ้าและสำนักงาน, USD
	C_{service}	คือ งบประมาณของสิ่งอำนวยความสะดวก, USD
	$C_{\text{set up}}$	คือ งบประมาณในการติดตั้งอุปกรณ์ภายในโรงไฟฟ้า, USD

ราคาของโรงไฟฟ้า (C_{plant}) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.28

$$C_{\text{plant}} = C_{\text{pomponent}} + C_{\text{pipe}} + C_{\text{elec}} + C_{\text{wf}} \quad (3.28)$$

เมื่อ	C_{plant}	คือ ราคาของโรงไฟฟ้า, USD
	$C_{\text{pomponent}}$	คือ ราคาอุปกรณ์ต่าง ๆ ภายในโรงไฟฟ้า, USD
	C_{pipe}	คือ ราคาท่อ, USD
	C_{elec}	คือ ราคาอุปกรณ์ทางไฟฟ้า, USD
	C_{wf}	คือ ราคาของสารทำงานแต่ละชนิด, USD

ราคาของอุปกรณ์ต่าง ๆ ภายในโรงไฟฟ้าสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.29

$$C_{\text{pomponent}} = C_{\text{evap}} + C_{\text{pump, wf}} + C_{\text{cond}} + C_{\text{ex}} + C_{\text{gen}} + C_{\text{tan k}} + C_{\text{pump, hf}} \quad (3.29)$$

เมื่อ	$C_{\text{pomponent}}$	คือ ราคาอุปกรณ์ต่าง ๆ ภายในโรงไฟฟ้า, USD
	C_{evap}	คือ ราคาของเครื่องระเหย, USD
	$C_{\text{pump, wf}}$	คือ ราคาของเครื่องสูบน้ำสารทำงาน, USD
	C_{cond}	คือ ราคาของเครื่องควบแน่น, USD
	C_{ex}	คือ ราคาของกังหันแบบไอขยายตัว, USD
	C_{gen}	คือ ราคาของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (generator), USD
	$C_{\text{tan k}}$	คือ ราคาของถังเก็บสารทำงาน, USD
	$C_{\text{pump, hf}}$	คือ ราคาของเครื่องสูบน้ำจากแหล่งความร้อน, USD

โดยสมการที่ใช้ในการคำนวณราคาของเครื่องระเหย เครื่องควบแน่น เครื่องสูบลำทำงาน และกังหันแบบไอขยายตัว ได้อธิบายไว้แล้วในหัวข้อ 3.6 การเลือกประเภทและจำนวนของอุปกรณ์หลักภายในโรงไฟฟ้าโออาร์ซี นอกจากนี้สมการที่ใช้ในการคำนวณราคาของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) จะเป็นไปดังสมการที่ 3.30 (อนุกุล โมงปราณีต, 2562)

$$C_{\text{gen}} = 20.118 \dot{W}_{\text{ex}} + 127.6 \quad (3.29)$$

เมื่อ C_{gen} คือ ราคาของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า, USD
 $\dot{W}_{\text{ex}}$ คือ งานที่สามารถผลิตได้จากกังหันแบบไอขยายตัว, kW

ราคาของถังเก็บสารทำงานสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.31 (อนุกุล โมงปราณีต, 2562) โดยที่การคำนวณปริมาตรของถังเก็บสารทำงานเป็นไปดังสมการที่ 3.32-3.34

$$C_{\text{tan k}} = 7.8342 V_{\text{tan k}}^{0.7501} \quad (3.31)$$

$$V_{\text{tan k}} = V_{\text{wf, support}} + 100 \quad (3.32)$$

$$V_{\text{wf, support}} = \frac{m_{\text{wf, support}}}{\rho_1} \quad (3.33)$$

$$m_{\text{wf, support}} = 10 \dot{m}_{\text{wf}} \quad (3.34)$$

เมื่อ $C_{\text{tan k}}$ คือ ราคาของถังเก็บสารทำงาน, USD
 $V_{\text{tan k}}$ คือ ปริมาตรของถังเก็บสารทำงาน, l
 $V_{\text{wf, support}}$ คือ ปริมาตรของสารทำงานทั้งหมด
 (พิจารณาในกรณีที่สารทำงานเกิดการรั่วซึม), l
 $m_{\text{wf, support}}$ คือ มวลของสารทำงานทั้งหมด
 (พิจารณาในกรณีที่สารทำงานเกิดการรั่วซึม), kg
 ρ_1 คือ ความหนาแน่นของสารทำงานในตำแหน่งที่ 1, kg/l
 $\dot{m}_{\text{wf}}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน, kg/s

ราคาของเครื่องสูบน้ำจากแหล่งความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.35 (อนุกุล โม่งปราณีต, 2562)

$$C_{\text{pump,hf}} = 1.1588 \dot{V}_{\text{hf}} + 817.71 \quad (3.35)$$

เมื่อ $C_{\text{pump,hf}}$ คือ ราคาของเครื่องสูบน้ำจากแหล่งความร้อน, USD
และ $\dot{V}_{\text{hf}}$ คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำจากแหล่งความร้อน, l/min

ราคาต่อทั้งหมดที่ใช้ ได้แก่ ท่อสารทำงานของโรงไฟฟ้า ท่อน้ำของแหล่งความร้อน และท่อน้ำของแหล่งรับความร้อน และราคาอุปกรณ์ทางไฟฟ้าทั้งหมดสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.36 และสมการที่ 3.37 ตามลำดับ (Braumakis et al., 2017)

$$C_{\text{pipe}} = 0.1 C_{\text{component}} \quad (3.36)$$

$$C_{\text{elec}} = 0.1 C_{\text{component}} \quad (3.37)$$

เมื่อ C_{pipe} คือ ราคาท่อ, USD
 C_{elec} คือ ราคาอุปกรณ์ทางไฟฟ้า, USD
 $C_{\text{component}}$ คือ ราคาอุปกรณ์ต่าง ๆ ภายในโรงไฟฟ้า, USD

ราคาของสารทำงานของโรงไฟฟ้าสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.38 (อนุกุล โม่งปราณีต, 2562) และราคาของสารทำงานแต่ละชนิดต่อ 1 kg แสดงดังตารางที่ 3.8

$$C_{\text{wf}} = C_{\text{wf per kg}} m_{\text{wf,support}} \quad (3.38)$$

เมื่อ C_{wf} คือ ราคาของสารทำงานแต่ละชนิด, USD
 $C_{\text{wf per kg}}$ คือ ราคาของสารทำงานแต่ละชนิดต่อ 1 kg, USD/kg
 $m_{\text{wf,support}}$ คือ มวลของสารทำงานทั้งหมด
(พิจารณาในกรณีที่สารทำงานเกิดการรั่วซึม), kg

ตารางที่ 3.8 ราคาของสารทำงานแต่ละชนิดต่อ 1 กิโลกรัม

Working fluid	Cost per kg (USD)
R125	3.00
R143a	4.00
1234yf	4.50
R1234ze	26.00
R152a	3.51
R236fa	7.50
R245fa	12.40

งบประมาณในการสร้างอาคารสำหรับโรงไฟฟ้าและสำนักงาน งบประมาณของสิ่งอำนวยความสะดวก และงบประมาณในการติดตั้งอุปกรณ์ภายในโรงไฟฟ้าจะสามารถคำนวณได้ ดังสมการที่ 3.39-3.41 ตามลำดับ (Karimi and Mansouri, 2018)

$$C_{\text{site}} = 0.05C_{\text{component}} \quad (3.39)$$

$$C_{\text{service}} = 0.05C_{\text{component}} \quad (3.40)$$

$$C_{\text{set up}} = 0.1C_{\text{plant}} \quad (3.41)$$

เมื่อ	C_{site}	คือ งบประมาณในการสร้างอาคารสำหรับโรงไฟฟ้าและสำนักงาน, USD
	C_{service}	คือ งบประมาณของสิ่งอำนวยความสะดวก, USD
	$C_{\text{set up}}$	คือ งบประมาณในการติดตั้งอุปกรณ์ภายในโรงไฟฟ้า, USD
	$C_{\text{component}}$	คือ ราคาอุปกรณ์ต่าง ๆ ภายในโรงไฟฟ้า, USD
	C_{plant}	คือ ราคาของโรงไฟฟ้า, USD

การคำนวณค่าใช้จ่ายในการดำเนินการผลิตไฟฟ้าและปริมาณไฟฟ้าที่ผลิตได้ต่อปีจะเป็นไป ดังสมการที่ 3.42-3.45

$$PEC = C_{O\&M} + C_{\text{salary per year}} \quad (3.42)$$

$$C_{O\&M} = 0.05C_{\text{plant}} \quad (3.43)$$

$$C_{\text{salary per year}} = C_{\text{eng}} + C_{\text{tech}} \quad (3.44)$$

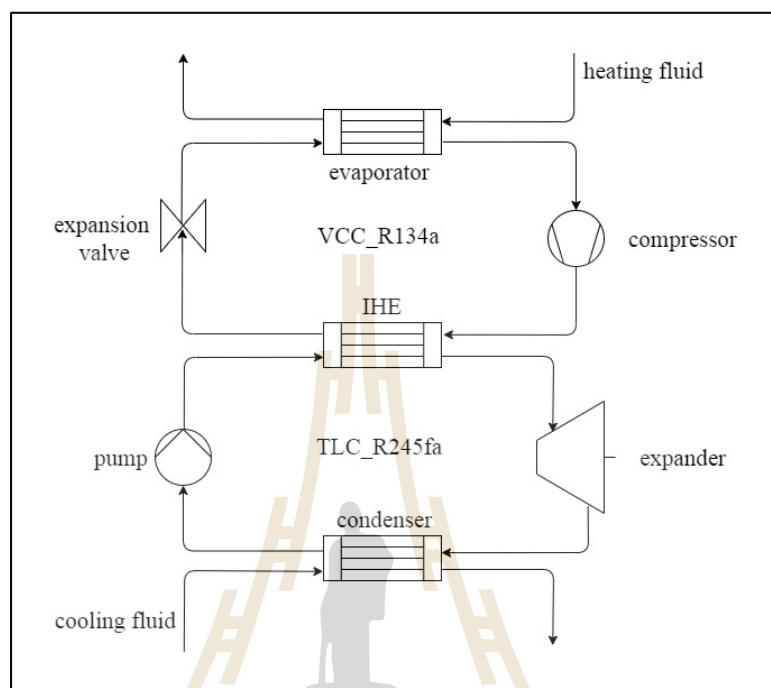
$$\dot{W}_{\text{net per year}} = 24 \times 350 \times \dot{W}_{\text{net}} \quad (3.45)$$

เมื่อ	PEC	คือ ค่าใช้จ่ายในการดำเนินการผลิตไฟฟ้า, USD
	$C_{O\&M}$	คือ ค่าดำเนินการและซ่อมบำรุง, USD
	$C_{\text{salary per year}}$	คือ เงินเดือนพนักงาน, USD
	$\dot{W}_{\text{net per year}}$	คือ ปริมาณไฟฟ้าที่ผลิตได้ต่อปี, kW
	C_{plant}	คือ ราคาของโรงไฟฟ้า, USD
	C_{eng}	คือ อัตราเงินเดือนของวิศวกร, USD
	C_{tech}	คือ อัตราเงินเดือนของช่างเทคนิค, USD
	$\dot{W}_{\text{net}}$	คือ งานสุทธิของโรงไฟฟ้า, kW

3.7 Combined cycle

หลังจากคำนวณค่า LCOE เสร็จสิ้น หากพบว่าค่า LCOE นั้นมีค่าสูงกว่าค่าไฟฟ้าที่ซื้อจากการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค (3 บาท) จะทำการศึกษาโรงไฟฟ้าไออาร์ซีที่รับความร้อนจากระบบ Vapor compression cycle (VCC) เมื่อ VCC ดังกล่าวจะรับความร้อนมาจากศูนย์ข้อมูลเช่นเดียวกับการศึกษาของ Ebrahimi et al. (2017) เพื่อที่จะทำให้อุณหภูมิของความร้อนที่จะถ่ายเทให้กับโรงไฟฟ้านั้นมีค่าที่สูงขึ้น โดยจะเลือกใช้โรงไฟฟ้าไออาร์ซีที่สามารถให้งานสุทธิสูงสุด สารทำงานเป็นชนิด R245fa ความร้อนจากศูนย์ข้อมูลมีอุณหภูมิ 75 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่สูงที่สุดสำหรับวิทยานิพนธ์นี้ และใช้เงื่อนไขต่าง ๆ ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีเช่นเดียวกับแบบจำลองในสถานะที่ออกแบบ ส่วนเงื่อนไขของ VCC ได้แก่ ค่า Isentropic efficiency ของเครื่องอัดไอ (Compressor) มีค่า 85% (Ebrahimi et al., 2017) และใช้สารทำงานของ VCC เป็นสารชนิด R134a ซึ่งจากการศึกษาของ Ebrahimi et al. (2017) พบว่า เมื่อนำมาใช้กับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีที่มีสารทำงานเป็นชนิด R245fa จะทำให้ระบบมีประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 1 ของ Thermodynamics ที่สูงที่สุด ซึ่งการทำงานของ

ระบบ Combined cycle นี้จะเป็นไปดังรูปที่ 3.16 เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการผลิตไฟฟ้าให้มี LCOE ที่ต่ำกว่าราคาค่าไฟฟ้าของการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค



รูปที่ 3.16 Combined cycle

บทที่ 4

ผลการดำเนินการวิจัย

4.1 บทนำ

ในบทนี้จะเป็นการนำเสนอผลการจำลองของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีทั้ง 3 รูปแบบ ได้แก่ โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical และโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ทั้งในสถานะที่ออกแบบ (Design condition) และในสถานะนอกเหนือจากสถานะที่ออกแบบ (Off-design condition) รวมถึงผลจากการประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของโรงไฟฟ้า

4.2 ผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในสถานะที่ออกแบบ

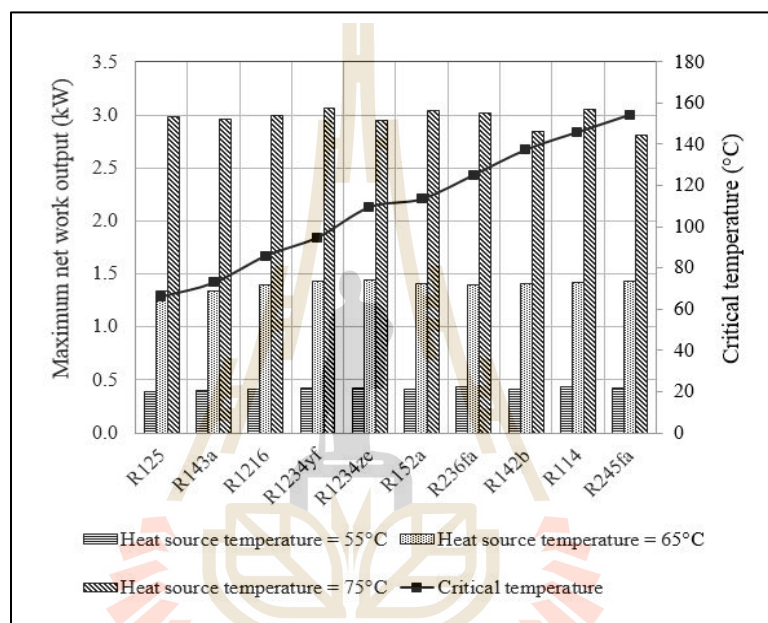
จากการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีที่ใช้ความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิ 35 °C, 45 °C, 55 °C, 65 °C และ 75 °C เป็นแหล่งความร้อน และใช้เงื่อนไขต่าง ๆ จากตารางที่ 3.3 ในการจำลอง โรงไฟฟ้าทั้งในระบบแบบ Subcritical, Supercritical และ TLC ซึ่งจะแสดงสมรรถนะต่าง ๆ ของโรงไฟฟ้า ได้แก่ ค่างานสุทธิสูงสุด ค่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ค่า Exergy efficiency for power production และ Overall exergy efficiency นอกจากนี้ยังแสดงขนาดของอุปกรณ์ต่าง ๆ ภายในโรงไฟฟ้า ได้แก่ เครื่องระเหย กังหันแบบไอขยายตัว เครื่องควบแน่น และเครื่องสูบ ในการพิจารณาความสัมพันธ์ของตัวแปรต่าง ๆ เทียบกับค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน ซึ่งจะแสดงผลได้ดังต่อไปนี้

4.2.1 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical

เมื่อพิจารณางานสุทธิสูงสุดที่ได้จากโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เทียบกับค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน สามารถแสดงผลการจำลองได้ดังรูปที่ 4.1

จากรูปที่ 4.1 จะเห็นว่าไม่มีผลการจำลองงานสุทธิสูงสุดในอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่เป็น 35 °C และ 45 °C เนื่องจากระบบไม่สามารถทำงานได้ในสถานะที่ออกแบบ กล่าวคือ งานที่ต้องจ่ายให้กับเครื่องสูบมีปริมาณที่มากกว่างานที่จะได้รับจากกังหันแบบไอขยายตัว ดังนั้นวิทยานิพนธ์นี้จึงทำการลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงเพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าเมื่อใช้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 35 °C และ 45 °C ซึ่งพบว่าอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนจะต้องถูกปรับลดลงให้เป็น 17 °C และ 27 °C ตามลำดับ เพื่อให้อัตราการไหลของสารทำงานภายในโรงไฟฟ้ามีค่าอยู่ระหว่าง 0.1-1 kg/s เช่นเดียวกับอัตราการไหลของ

สารทำงานที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55°C , 65°C และ 75°C และทำให้ได้งานจากกังหันแบบไอขยายตัวที่มากกว่างานที่ต้องจ่ายให้กับเครื่องสูบล โดยหลังจากการปรับลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนแล้ว ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 35°C และ 45°C จะทำให้ได้งานสุทธิสูงสุดมีค่าประมาณ 75 W ทั้ง 2 อุณหภูมิของแหล่งความร้อน ซึ่งการปรับลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงจะทำให้มีค่าใช้จ่ายในการดำเนินการที่เพิ่มขึ้นด้วย ทำให้ต้องพิจารณาว่าการลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงนี้มีความคุ้มค่าแก่งานสุทธิสูงสุดที่สามารถผลิตได้หรือไม่



รูปที่ 4.1 ค่างานสุทธิสูงสุดที่ได้จากโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

เมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55°C , 65°C และ 75°C พบว่า อุณหภูมิวิกฤติของสารทำงานไม่ส่งผลต่องานสุทธิสูงสุดของโรงไฟฟ้า ซึ่งเป็นผลที่ต่างไปจากการศึกษาของ He et al. (2012) ได้ศึกษาการเลือกใช้สารทำงานเพื่อให้ได้งานสุทธิสูงสุดสำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิ 150°C และพบว่าสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤติใกล้เคียงกับอุณหภูมิแหล่งความร้อนจะทำให้ได้งานสุทธิสูงสุด

ส่วนผลของการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อน งานสุทธิสูงสุดที่ผลิตได้จะมีค่าที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากในการจำลองได้มีการกำหนดค่า Pinch point temperature difference ระหว่างแหล่งความร้อนกับสารทำงานให้มีค่าคงที่ ในเมื่อความร้อนของแหล่งความร้อนมีปริมาณที่มากขึ้นจึงทำให้สามารถถ่ายเทความร้อนสู่สารทำงานได้มากขึ้น และส่งผลต่อค่าความดันของ

สารทำงานในตำแหน่งทางเข้าของกังหันแบบไอขยายตัวเพิ่มขึ้น จึงเป็นเหตุให้กังหันแบบไอขยายตัวสามารถผลิตงานออกมาได้มากขึ้น

นอกจากนี้งานสุทธิสูงสุดยังมีค่าที่ใกล้เคียงกันในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน โดยช่วงของงานสุทธิสูงสุดและสารทำงานที่ทำให้งานสุทธิสูงสุดมีค่าต่ำและสูงที่สุดในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

- ค่างานสุทธิสูงสุดจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 386.95-438.21 W
- สารทำงานที่ทำให้งานสุทธิสูงสุดมีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R125 และ R236fa ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ค่างานสุทธิสูงสุดจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 1.34-1.44 kW
- สารทำงานที่ทำให้งานสุทธิสูงสุดมีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R143a และ R1234ze ตามลำดับ

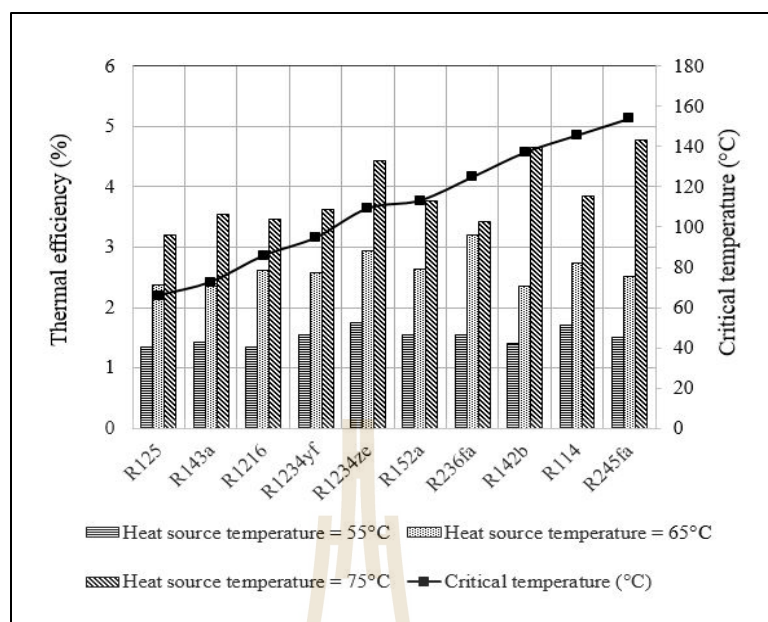
อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

- ค่างานสุทธิสูงสุดจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 2.81-3.07 kW
- สารทำงานที่ทำให้งานสุทธิสูงสุดมีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R245fa และ R1234yf ตามลำดับ

ดังนั้นการพิจารณาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนค่า Exergy efficiency for power production ค่า Overall exergy efficiency และขนาดของแต่ละอุปกรณ์ ได้แก่ เครื่องระเหย เครื่องควบแน่น กังหันแบบไอขยายตัว และเครื่องสูบ จึงจะพิจารณาในส่วนของการที่สามารถทำงานภายใต้เงื่อนไขในการออกแบบได้เท่านั้น ซึ่งจะแสดงดังรูปที่ 4.2-4.9

ในการพิจารณาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical เทียบกับค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน จะแสดงผลการจำลองดังรูปที่ 4.2

จากรูปที่ 4.2 ซึ่งเป็นการพิจารณาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของโรงไฟฟ้า จะพบว่าเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C, 65 °C และ 75 °C อุณหภูมิวิกฤตของสารทำงานไม่ส่งผลต่อค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน และผลของการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนจะทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนทำให้ระบบสามารถผลิตงานสุทธิสูงสุดออกมาได้มากขึ้น โดยการเพิ่มขึ้นของงานสุทธินี้เป็นการเพิ่มขึ้นในสัดส่วนที่มากกว่าการเพิ่มขึ้นของความร้อนที่สารทำงานได้รับภายในเครื่องระเหย



รูปที่ 4.2 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

นอกจากนี้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนยังมีค่าที่ใกล้เคียงกันในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน โดยช่วงของค่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน และสารทำงานที่ทำให้ค่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน มีค่าต่ำและสูงที่สุดในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

- ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 1.33-1.75%
- สารทำงานที่ทำให้ค่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R1216 และ R1234ze ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

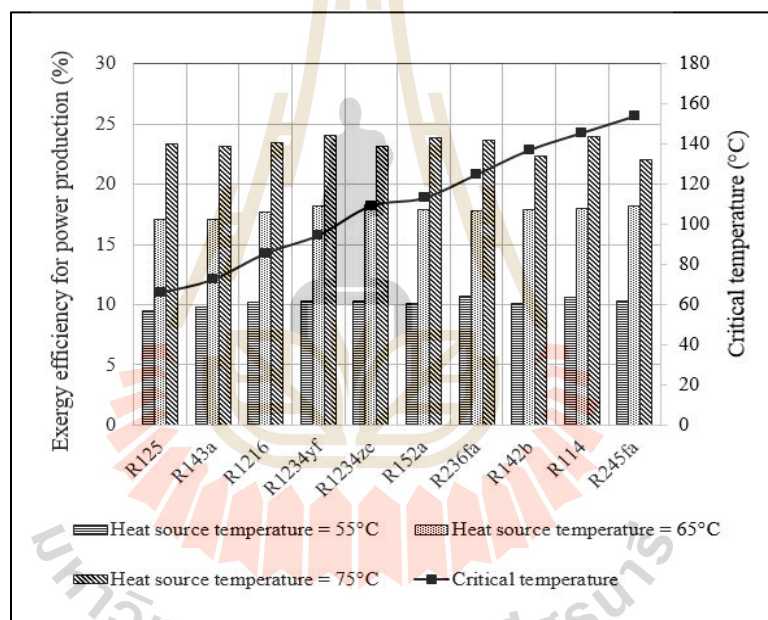
- ค่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 2.35-3.20%
- สารทำงานที่ทำให้ค่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R142b และ R236fa ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

- ค่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 3.20-4.77%
- สารทำงานที่ทำให้ค่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R125 และ R245fa ตามลำดับ

ในการพิจารณาค่า Exergy efficiency for power production ของโรงไฟฟ้าโออาร์ซี แบบ Subcritical เทียบกับค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน จะแสดงผลการจำลองดังรูปที่ 4.3

จากรูปที่ 4.3 ซึ่งเป็นการพิจารณาค่า exergy efficiency for power production ของโรงไฟฟ้า จะพบว่าเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C, 65 °C และ 75 °C อุณหภูมิวิกฤตของสารทำงานไม่ส่งผลต่อค่า Exergy efficiency for power production และผลของการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนจะทำให้ค่า Exergy efficiency for power production มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนทำให้ระบบสามารถผลิตงานสุทธิสูงสุดออกมาได้มากขึ้น โดยการเพิ่มขึ้นของงานสุทธินี้เป็นการเพิ่มขึ้นในสัดส่วนที่มากกว่าการเพิ่มขึ้นของ Exergy ของแหล่งความร้อน



รูปที่ 4.3 ค่า Exergy efficiency for power production ของโรงไฟฟ้าโออาร์ซี แบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

นอกจากนี้ค่า Exergy efficiency for power production ยังมีค่าที่ใกล้เคียงกันในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน โดยช่วงของค่า Exergy efficiency for power production และสารทำงานที่ทำให้ค่า Exergy efficiency for power production มีค่าต่ำและสูงที่สุดในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

- ค่า Exergy efficiency for power production จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 9.47-10.72%
- สารทำงานที่ทำให้ค่า Exergy efficiency for power production มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R125 และ R236fa ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ค่า Exergy efficiency for power production จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 17.07-18.34%
- สารทำงานที่ทำให้ค่า Exergy efficiency for power production มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R143a และ R1234ze ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

- ค่า Exergy efficiency for power production จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 22.07-24.07%
- สารทำงานที่ทำให้ค่า Exergy efficiency for power production มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R245fa และ R1234yf ตามลำดับ

และยังพบว่าสารทำงานที่ทำให้ได้ค่า Exergy efficiency for power production ต่ำและสูงที่สุดจะเป็นชนิดเดียวกันกับสารทำงานที่ทำให้ได้งานสุทธิสูงสุดมีค่าต่ำและสูงที่สุดตามลำดับ ในทุกอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ซึ่งเป็นไปตามสมการที่ 3.10

ในการพิจารณาค่า Overall exergy efficiency ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เทียบกับค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน จะแสดงผลการจำลองดังรูปที่ 4.4

จากรูปที่ 4.4 ซึ่งเป็นการพิจารณาค่า Overall exergy efficiency ของโรงไฟฟ้าพบว่าเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C, 65 °C และ 75 °C อุณหภูมิวิกฤตของสารทำงานไม่ส่งผลต่อค่า Overall exergy efficiency และการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนไม่มีผลต่อค่า Overall exergy efficiency และยังให้ค่าที่ใกล้เคียงกันในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อนทำให้ช่วงของค่า Overall exergy efficiency และสารทำงานที่ทำให้ค่า Overall exergy efficiency มีค่าต่ำและสูงที่สุดในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55°C

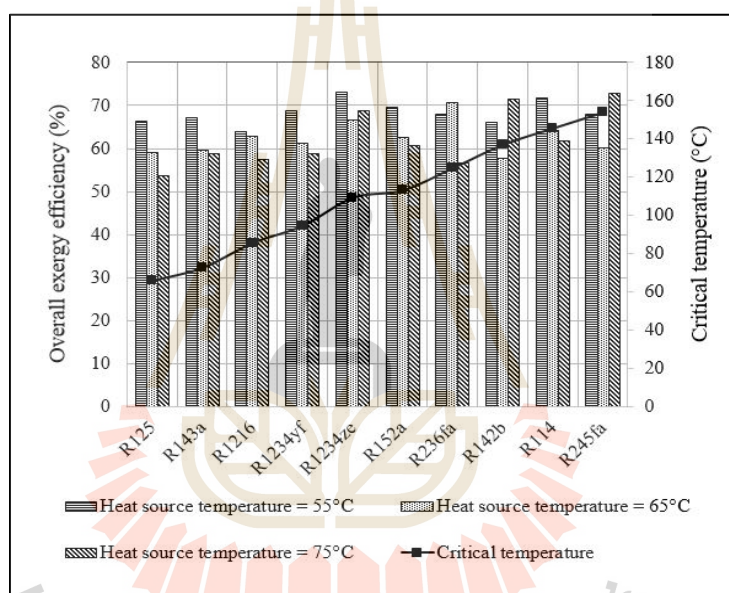
- ค่า Overall exergy efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 63.98-73.10%
- สารทำงานที่ทำให้ค่า Overall exergy efficiency มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R1216 และ R1234ze ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65°C

- ค่า Overall exergy efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 57.74-70.71%
- สารทำงานที่ทำให้ Overall exergy efficiency มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R142b และ R236fa ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75°C

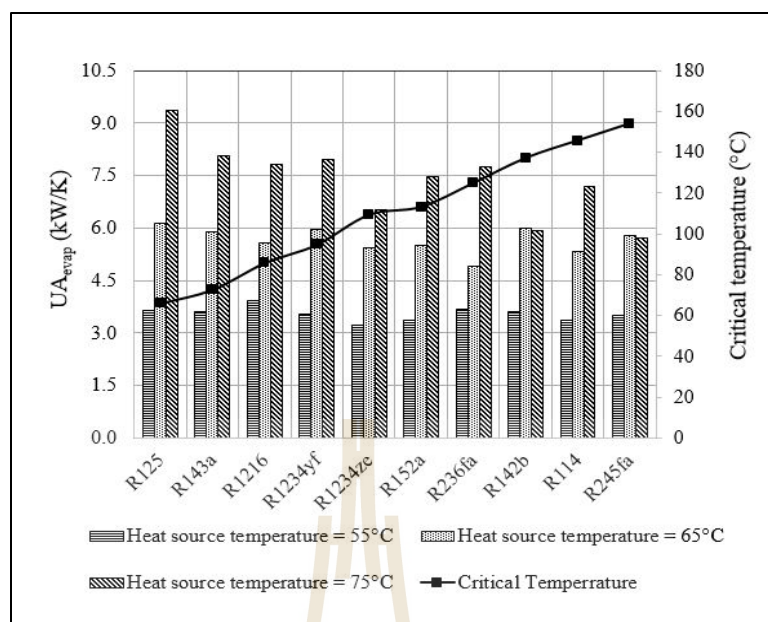
- ค่า Overall exergy efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 53.73-72.78%
- สารทำงานที่ทำให้ค่า Overall exergy efficiency มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R125 และ R245fa ตามลำดับ



รูปที่ 4.4 ค่า Overall exergy efficiency ของ โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

ในการพิจารณาขนาดของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เทียบกับค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน จะแสดงผลการจำลองดังรูปที่ 4.5 และรูปที่ 4.6 ตามลำดับ

จากรูปที่ 4.5 ซึ่งเป็นการพิจารณาขนาดของเครื่องระเหยจากค่า UA พบว่าเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55°C , 65°C และ 75°C อุณหภูมิวิกฤตของสารทำงานไม่ส่งผลต่อขนาดของเครื่องระเหย นอกจากนี้ขนาดของเครื่องระเหยยังมีค่าที่เพิ่มขึ้นเมื่อมีการเพิ่มอุณหภูมิของแหล่งความร้อน



รูปที่ 4.5 ขนาดของเครื่องระเหยที่ใช้ในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical
เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

โดยขนาดของเครื่องระเหยและสารทำงานที่ทำให้ขนาดของเครื่องระเหยมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุดในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

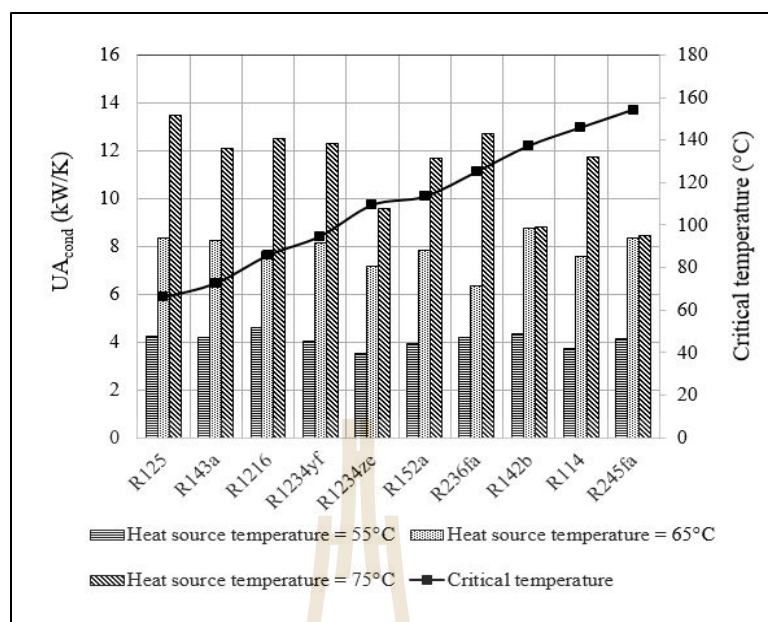
- ขนาดของเครื่องระเหยจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 3.2-3.9 kW·K
- สารทำงานที่ทำให้เครื่องระเหยมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงานชนิด R1234ze และ R1216 ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ขนาดของเครื่องระเหยจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 4.9-6.1 kW·K
- สารทำงานที่ทำให้เครื่องระเหยมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงานชนิด R236fa และ R125 ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

- ขนาดของเครื่องระเหยจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 5.7-9.4 kW·K
- สารทำงานที่ทำให้เครื่องระเหยมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงานชนิด R245fa และ R125 ตามลำดับ



รูปที่ 4.6 ขนาดของเครื่องควบแน่นที่ใช้ในโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

จากรูปที่ 4.6 เป็นการพิจารณาขนาดของเครื่องควบแน่นจากค่า UA พบว่าเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C, 65 °C และ 75 °C อุณหภูมิวิกฤติของสารทำงานไม่ส่งผลต่อขนาดของเครื่องควบแน่น นอกจากนี้ขนาดของเครื่องควบแน่นยังมีค่าที่เพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของแหล่งความร้อน โดยขนาดของเครื่องควบแน่นและสารทำงานที่ทำให้ขนาดของเครื่องควบแน่นมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุดในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

- ขนาดของเครื่องควบแน่นจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 3.5-4.6 kW·K
- สารทำงานที่ทำให้เครื่องควบแน่นมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงานชนิด R1234ze และ R1216 ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ขนาดของเครื่องควบแน่นจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 6.3-8.7 kW·K
- สารทำงานที่ทำให้เครื่องควบแน่นมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงานชนิด R236fa และ R142b ตามลำดับ

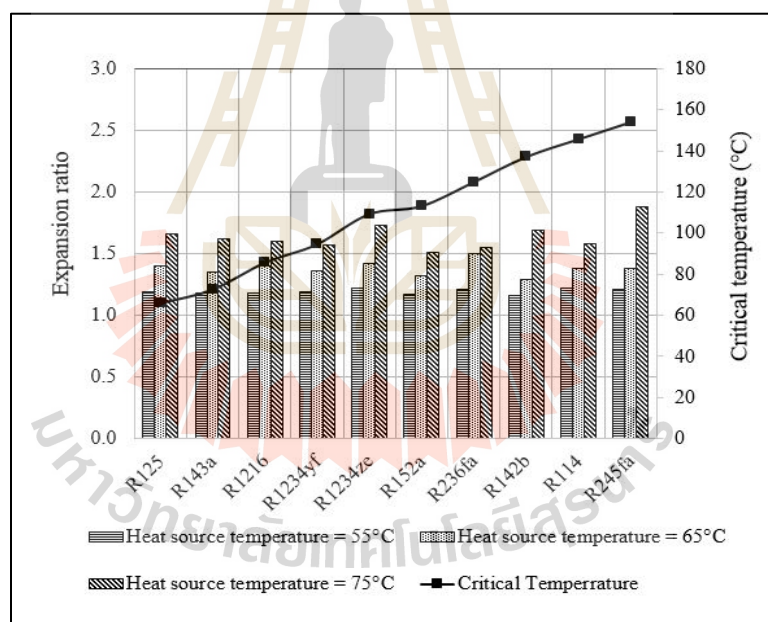
อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

- ขนาดของเครื่องควบแน่นจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 8.5-13.5 kW·K

- สารทำงานที่ทำให้เครื่องควบแน่นมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงานชนิด R245fa และ R125 ตามลำดับ

ส่วนผลของการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนจะทำให้ขนาดของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการจำลองได้มีการกำหนดค่า Pinch point temperature difference ระหว่างแหล่งความร้อนกับสารทำงานและระหว่างแหล่งรับความร้อนกับสารทำงานให้มีค่าคงที่ ในเมื่อความร้อนของแหล่งความร้อนมีปริมาณที่มากขึ้นจึงทำให้เครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นจะต้องมีขนาดที่ใหญ่ขึ้นเพื่อให้สามารถถ่ายเทความร้อนจากแหล่งความร้อนสู่สารทำงานและจากสารทำงานสู่แหล่งรับความร้อนจนทำให้ได้ค่า Pinch point temperature difference ตามที่กำหนด

ในการพิจารณาขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เทียบกับค่าอุณหภูมิกวิกฤตของสารทำงาน จะแสดงผลการจำลองดังรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 อัตราส่วนการขยายตัวภายในกังหันแบบไอขยายตัวของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

จากรูปที่ 4.7 เป็นการพิจารณาขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวจากค่าอัตราส่วนการขยายตัว (Expansion ratio) จะพบว่าเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C, 65 °C และ 75 °C อุณหภูมิกวิกฤตของสารทำงานไม่ส่งผลต่อขนาดของกังหันแบบไอขยายตัว และผลของ

การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนจะทำให้ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิและความดันของสารทำงานภายในเครื่องระเหยสูงขึ้น ทำให้ความหนาแน่นของสารทำงานที่ทางเข้าของกังหันแบบไอขยายตัวต่ำลงและผลต่างของความดันที่ทางเข้าและทางออกของกังหันแบบไอขยายตัวที่สูงขึ้น ซึ่งเป็นไปตามสมการที่ 3.17-3.19

นอกจากนี้ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวยังมีค่าที่ใกล้เคียงกันในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน โดยขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวและสารทำงานที่ทำให้ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุดในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

- ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 1.16-1.22
- สารทำงานที่ทำให้กังหันแบบไอขยายตัวมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงานชนิด R142b และ R1234ze ตามลำดับ

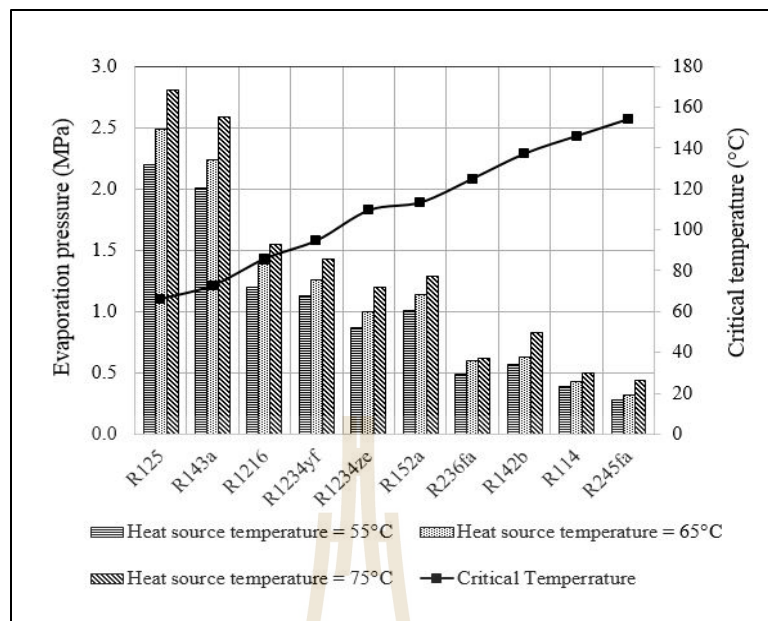
อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 1.29-1.50
- สารทำงานที่ทำให้กังหันแบบไอขยายตัวมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงานชนิด R142b และ R236fa ตามลำดับ

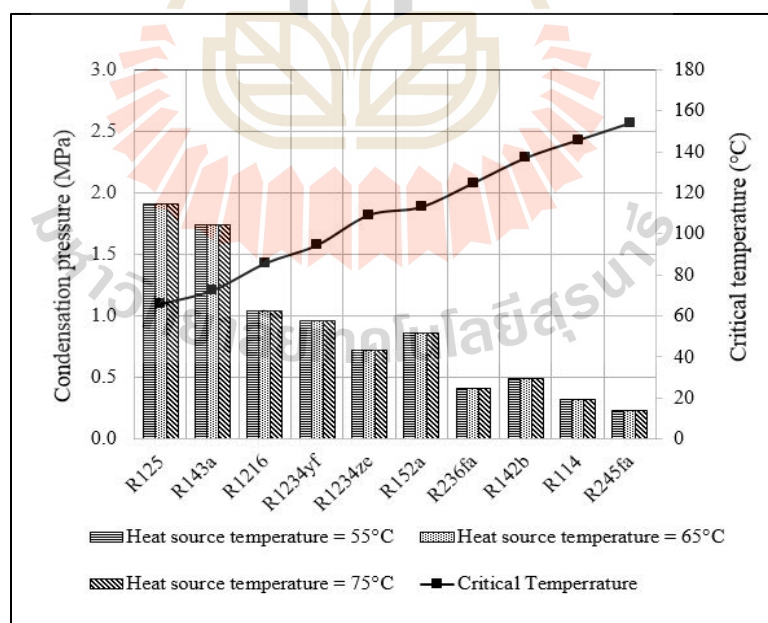
อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

- ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 1.51-1.88
- สารทำงานที่ทำให้กังหันแบบไอขยายตัวมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงานชนิด R152a และ R245fa ตามลำดับ

ในการพิจารณาขนาดของเครื่องสูบล้างในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เทียบกับค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน จะแสดงผลการจำลองดังรูปที่ 4.8



รูปที่ 4.8 ความดันภายในเครื่องระเหยของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ



รูปที่ 4.9 ความดันภายในเครื่องควบแน่นของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

จากรูปที่ 4.8 เป็นการพิจารณาขนาดของเครื่องสูบลูกสูบจากค่าความดันที่เครื่องระเหย (Evaporation pressure) ซึ่งเป็นความดันที่เครื่องสูบลูกสูบต้องเพิ่มให้กับสารทำงานเมื่อออกมาจากเครื่องควบแน่น โดยความดันที่เครื่องควบแน่นของสารทำงานแต่ละชนิดจะมีค่าคงที่ในทุกอุณหภูมิของแหล่งความร้อนซึ่งเป็นไปตามรูปที่ 4.9 และจะเห็นว่าเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนสูงขึ้นเครื่องสูบลูกสูบจะต้องเพิ่มความดันให้กับสารทำงานมากขึ้น เนื่องจากในแบบจำลองได้มีการกำหนดให้หาค่าความดันภายในเครื่องระเหยที่จะทำให้ค่า Pinch point temperature difference ระหว่างแหล่งความร้อนและสารทำงานมีค่าตามที่กำหนด

นอกจากนี้ในรูปที่ 4.8 จะพบว่าอุณหภูมิวิกฤติของสารทำงานจะส่งผลต่อขนาดของเครื่องสูบลูกสูบ โดยจะเห็นว่าสารทำงานที่มีค่าอุณหภูมิวิกฤติสูงสุด คือ R245fa จะสามารถใช้เครื่องสูบลูกสูบที่มีขนาดเล็กที่สุด ซึ่งการเลือกใช้อุปกรณ์ที่มีขนาดเล็กจะเป็นการลดค่าใช้จ่ายในการลงทุนสร้างโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ลงด้วย โดยช่วงความดันที่เครื่องสูบลูกสูบจะต้องทำในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

- ความดันที่เครื่องสูบลูกสูบจะต้องทำมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 0.28-2.20 MPa

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ความดันที่เครื่องสูบลูกสูบจะต้องทำมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 0.32-2.50 MPa

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

- ความดันที่เครื่องสูบลูกสูบจะต้องทำมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 0.43-2.80 MPa

4.2.2 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical

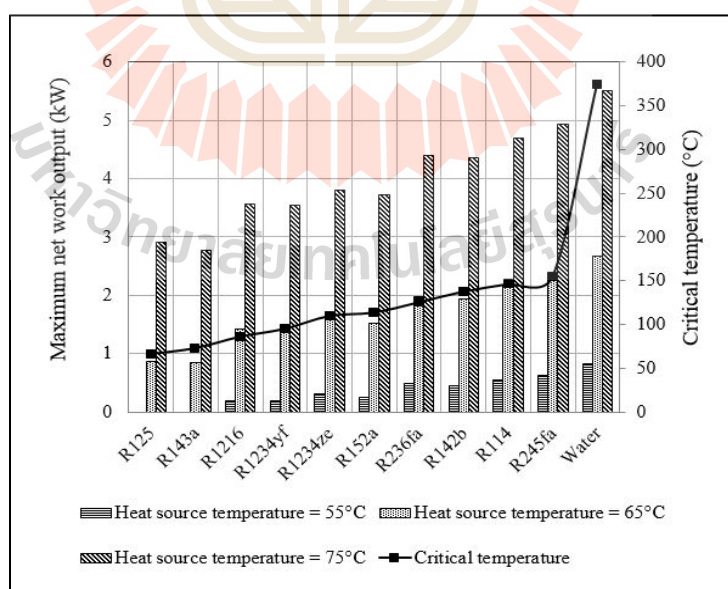
จากผลการจำลองพบว่าระบบไม่สามารถทำงานได้ในสภาวะที่ออกแบบในทุกอุณหภูมิของแหล่งความร้อน กล่าวคือ งานที่ต้องจ่ายให้กับเครื่องสูบลูกสูบมีปริมาณที่มากกว่างานที่จะได้รับจากกังหันแบบไอขยายตัว ดังนั้นวิทยานิพนธ์นี้จึงทำการลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงเพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าโดยใช้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 75 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่สูงที่สุดสำหรับขอบเขตของวิทยานิพนธ์นี้ และพบว่าเมื่อทำการปรับลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงจะกระทั่งเป็น 3 °C ระบบก็ยังคงไม่สามารถผลิตงานที่จะได้รับจากกังหันแบบไอขยายตัวให้มากกว่างานที่ต้องจ่ายให้กับเครื่องสูบลูกสูบได้ ซึ่งแสดงว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical ไม่เหมาะที่จะนำมาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าโดยใช้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่ต่ำกว่าหรือเท่ากับ 75 °C

4.2.3 โรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ TLC

เมื่อพิจารณางานสุทธิสูงสุดที่ได้จากโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ TLC เทียบกับค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน สามารถแสดงผลการจำลองได้ดังรูปที่ 4.10

จากรูปที่ 4.10 จะเห็นว่าเมื่อการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อน งานสุทธิสูงสุดที่ผลิตได้จะมีค่าที่เพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นเช่นเดียวกับโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical

เมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน พบว่ามีผลต่องานสุทธิสูงสุด โดยสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตสูงสุดจะให้งานสุทธิสูงสุดเช่นกัน ซึ่งก็คือสารทำงานชนิด Water นอกจากนี้จะเห็นว่าไม่มีผลการจำลองงานสุทธิสูงสุดในอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่เป็น 35 °C และ 45 °C เนื่องจากระบบไม่สามารถทำงานได้ในสภาวะที่ออกแบบ กล่าวคือ งานที่ต้องจ่ายให้กับเครื่องสูบน้ำมีปริมาณที่มากกว่างานที่จะได้รับจากกังหันแบบไอขยายตัว ดังนั้นวิทยานิพนธ์นี้จึงทำการลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงเพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าเมื่อใช้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 35 °C และ 45 °C ซึ่งพบว่าอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนจะต้องถูกปรับลดลงให้เป็น 12 °C และ 20 °C ตามลำดับ เพื่อให้อัตราการไหลของสารทำงานภายในโรงไฟฟ้ามีค่าอยู่ระหว่าง 1.5-4.0 kg/s เช่นเดียวกับอัตราการไหลของสารทำงานที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C, 65 °C และ 75 °C และทำให้ได้งานจากกังหันแบบไอขยายตัวที่มากกว่างานที่ต้องจ่ายให้กับเครื่องสูบน้ำ



รูปที่ 4.10 งานสุทธิสูงสุดที่ได้จากโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ TLC
เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

โดยหลังจากการปรับลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนแล้ว พบว่าสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตต่ำจะต้องทำการปรับลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนให้ต่ำกว่าสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตสูง เช่น สารทำงานชนิด R125 ที่มีอุณหภูมิวิกฤตเป็น 66.023°C จะต้องลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงให้เหลือ 12°C จึงจะสามารถผลิตงานที่ได้จากกังหันแบบไอขยายตัวให้ได้มากกว่างานที่จะต้องจ่ายให้เครื่องสูบ โดยสุทธิสูงสุดจะมีค่าเท่ากับ 5 W ส่วนสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตที่สูงขึ้น เช่น สารทำงานชนิด R114 ที่มีอุณหภูมิวิกฤตคือ 145.68°C จะต้องลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงเป็น 19°C จึงจะสามารถผลิตงานที่ได้จากกังหันแบบไอขยายตัวให้ได้มากกว่างานที่จะต้องจ่ายให้เครื่องสูบ โดยสุทธิสูงสุดจะมีค่าเท่ากับ 10.88 W ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 35°C ส่วนที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 45°C ก็จะมีลักษณะเดียวกัน ซึ่งการปรับลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงจะทำให้มีค่าใช้จ่ายในการดำเนินการที่เพิ่มขึ้นด้วย ทำให้ต้องพิจารณาว่าการลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงนี้มีความคุ้มค่าแก่งานสุทธิสูงสุดที่สามารถผลิตได้หรือไม่

นอกจากยังพบว่าที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55°C สารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตต่ำเป็น 2 ลำดับแรกคือสารทำงานชนิด R125 และ R143a ยังคงไม่สามารถทำงานในสภาวะที่ออกแบบได้เช่นกัน ซึ่งต้องปรับลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงเป็น 28°C และ 27°C ตามลำดับ จึงจะสามารถผลิตงานที่ได้จากกังหันแบบไอขยายตัวให้ได้มากกว่างานที่จะต้องจ่ายให้เครื่องสูบ โดยค่างานสุทธิสูงสุดคือ 25.3 W และ 103.4 W ตามลำดับ และช่วงของงานสุทธิสูงสุดในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55°C

- ค่างานสุทธิสูงสุดจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ $182.88\text{--}817.54\text{ W}$

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65°C

- ค่างานสุทธิสูงสุดจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ $0.85\text{--}2.67\text{ kW}$

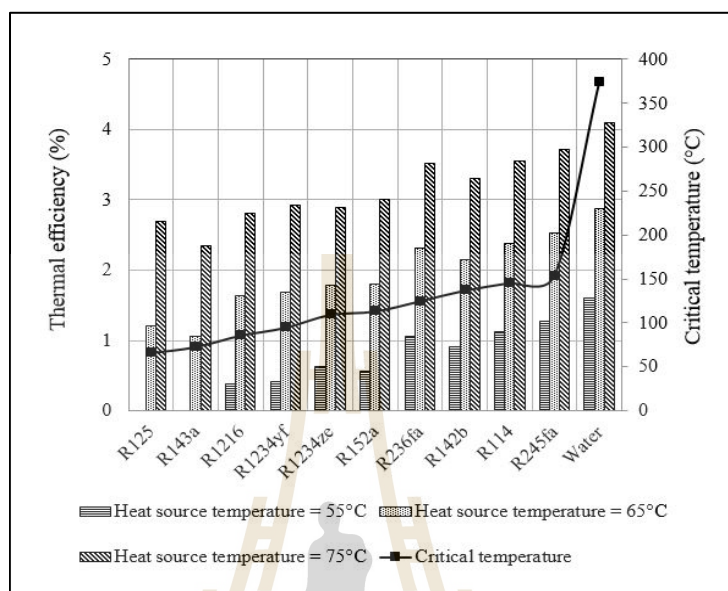
อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75°C

- ค่างานสุทธิสูงสุดจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ $2.77\text{--}5.51\text{ kW}$

ซึ่งจะเห็นว่างานสุทธิสูงสุดของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC จะมีค่าที่มากกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical

ส่วนการพิจารณาค่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ค่า Exergy efficiency for power production ค่า Overall exergy efficiency และขนาดของแต่ละอุปกรณ์ ได้แก่ เครื่องระเหย เครื่องควบแน่น กังหันแบบไอขยายตัว และเครื่องสูบ จึงจะพิจารณาในส่วนของระบบที่สามารถทำงานภายใต้เงื่อนไขในการออกแบบได้เท่านั้น ซึ่งจะแสดงดังรูปที่ 4.11-4.18

ในการพิจารณาค่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เทียบกับค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน จะแสดงผลการจำลองดังรูปที่ 4.11



รูปที่ 4.11 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

จากรูปที่ 4.11 ซึ่งเป็นการพิจารณาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของโรงไฟฟ้า จะพบว่าการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนจะทำให้ค่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน มีค่า เพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นเช่นเดียวกับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical และเมื่อพิจารณาผลของค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C, 65 °C และ 75 °C พบว่าค่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีแนวโน้มแปรผันตามค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน โดยสาร ที่มีอุณหภูมิวิกฤตสูงสุด คือ Water จะให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด ซึ่งเป็นผลมาจาก สมการที่ 3.8 และรูปที่ 4.10 ก็ได้แสดงให้เห็นว่าค่างานสุทธิสูงสุดของโรงไฟฟ้าจะแปรผันตาม ค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงานเช่นกัน โดยช่วงของค่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ในแต่ละ อุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

- ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 0.39-1.61%

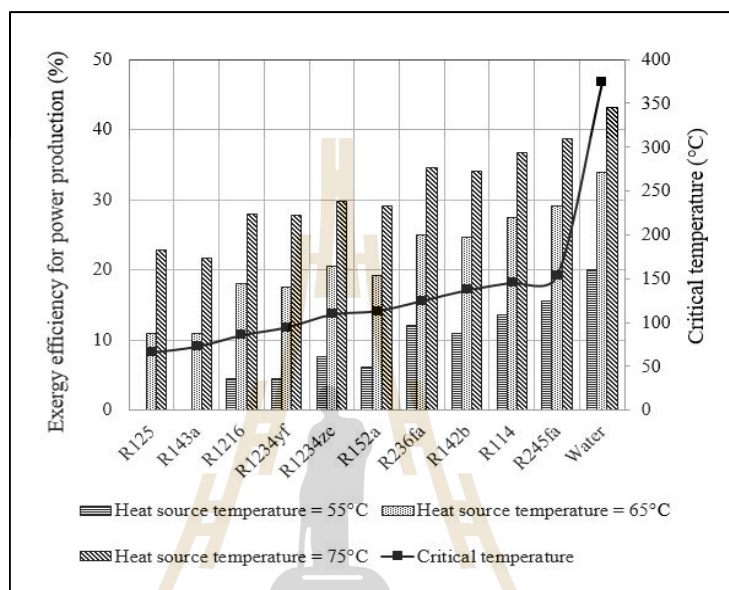
อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 1.06-2.88%

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75°C

- ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 2.34-4.10%

ในการพิจารณาค่า Exergy efficiency for power production ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เทียบกับค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน จะแสดงผลการจำลองดังรูปที่ 4.12



รูปที่ 4.12 ค่า Exergy efficiency for power production ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

จากรูปที่ 4.12 ซึ่งเป็นการพิจารณาค่า Exergy efficiency for power production ของโรงไฟฟ้า จะพบว่าการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนจะทำให้ค่า Exergy efficiency for power production มีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นเช่นเดียวกับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical และเมื่อพิจารณาผลของค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55°C , 65°C และ 75°C พบว่าค่า Exergy efficiency for power production มีแนวโน้มแปรผันตามค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน โดยสารที่มีอุณหภูมิวิกฤตสูงสุด คือ Water จะให้ค่า Exergy efficiency for power production สูงสุด ซึ่งเป็นผลมาจากสมการที่ 3.10 และรูปที่ 4.10 ก็ได้แสดงให้เห็นว่าค่างานสุทธิสูงสุดของโรงไฟฟ้าจะแปรผันตามค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงานเช่นกัน โดยช่วงของค่า Exergy efficiency for power production ในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

- ค่า Exergy efficiency for power production จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 4.48-20.00%

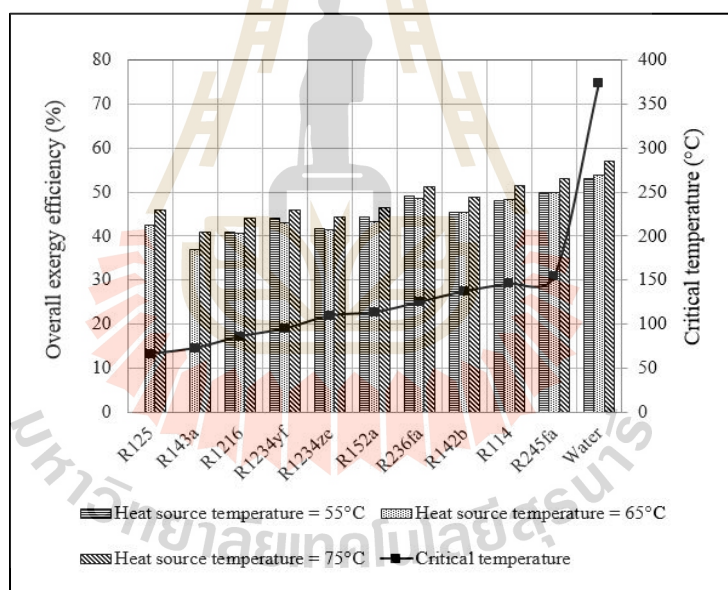
อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ค่า Exergy efficiency for power production จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 10.86-33.96%

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

- ค่า Exergy efficiency for power production จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 21.73-43.24%

ในการพิจารณาค่า Overall exergy efficiency ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เทียบกับค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน จะแสดงผลการจำลองดังรูปที่ 4.13



รูปที่ 4.13 ค่า Overall exergy efficiency ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

จากรูปที่ 4.13 ซึ่งเป็นการพิจารณาค่า Overall exergy efficiency ของโรงไฟฟ้า พบว่าการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนไม่มีผลต่อค่า Overall exergy efficiency ซึ่งเป็นเช่นเดียวกับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical และเมื่อพิจารณาผลของค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงานที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C, 65 °C และ 75 °C พบว่าค่า Overall exergy

มีแนวโน้มแปรผันตามค่าอุณหภูมิวิกฤติของสารทำงาน โดยสารที่มีอุณหภูมิวิกฤตสูงสุด คือ Water จะให้ค่า Overall exergy สูงสุด โดยช่วงของค่า Overall exergy ในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

- ค่า Overall exergy efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 41.03-53.14%

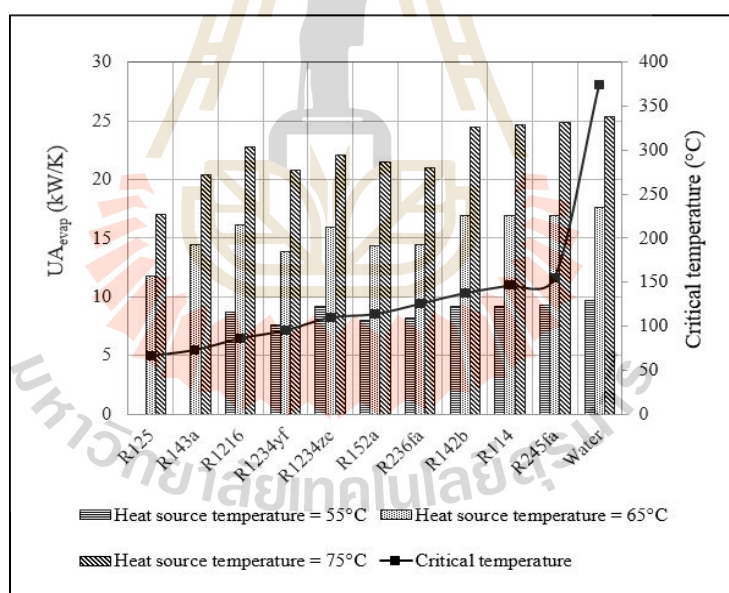
อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ค่า Overall exergy efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 36.84-53.75%

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

- ค่า Overall exergy efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 40.86-57.01%

ในการพิจารณาขนาดของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นในโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ TLC เทียบกับค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน จะแสดงผลการจำลองดังรูปที่ 4.14 และ 4.15 ตามลำดับ



รูปที่ 4.14 ขนาดของเครื่องระเหยที่ใช้ในโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ TLC
เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

จากรูปที่ 4.14 ซึ่งเป็นการพิจารณาขนาดของเครื่องระเหยจากค่า UA จะพบว่า การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนจะทำให้ขนาดของเครื่องระเหยมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นเช่นเดียวกับโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C, 65 °C

และ 75 °C อุณหภูมิวิกฤติของสารทำงานจะไม่ส่งผลต่อขนาดของเครื่องระเหย โดยช่วงขนาดของเครื่องระเหยและในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

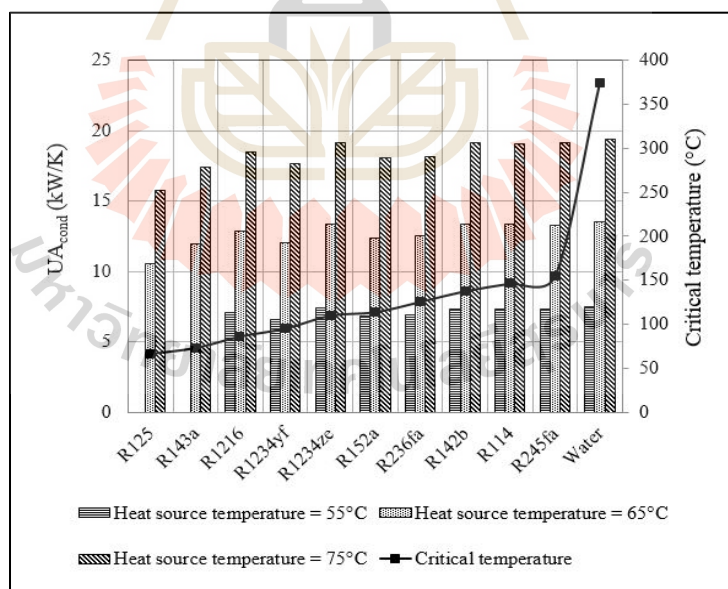
- ขนาดของเครื่องระเหยจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 7.6-9.6 kW·K
- สารทำงานที่ทำให้เครื่องระเหยมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงานชนิด R1234yf และ Water ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ขนาดของเครื่องระเหยจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 11.8-17.6 kW·K
- สารทำงานที่ทำให้เครื่องระเหยมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงานชนิด R125 และ Water ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

- ขนาดของเครื่องระเหยจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 17.0-25.4 kW·K
- สารทำงานที่ทำให้เครื่องระเหยมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงานชนิด R125 และ Water ตามลำดับ



รูปที่ 4.15 ขนาดของเครื่องควบแน่นที่ใช้ในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC
เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

จากรูปที่ 4.15 เป็นการพิจารณาขนาดของเครื่องควบแน่นจากค่า UA จะพบว่า การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนจะทำให้ขนาดของเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นเช่นเดียวกับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical และเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C, 65 °C และ 75 °C อุณหภูมิวิกฤติของสารทำงานจะไม่ส่งผลต่อขนาดของเครื่องควบแน่น โดยช่วงขนาดของเครื่องควบแน่นในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

- ขนาดของเครื่องควบแน่นจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 6.6-7.5 kW·K
- สารทำงานที่ทำให้เครื่องควบแน่นมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงาน ชนิด R1234yf และ Water ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ขนาดของเครื่องควบแน่นจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 10.6-13.5 kW·K
- สารทำงานที่ทำให้เครื่องควบแน่นมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงาน ชนิด R125 และ Water ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

- ขนาดของเครื่องควบแน่นจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 15.8-19.4 kW·K
- สารทำงานที่ทำให้เครื่องควบแน่นมีขนาดเล็กและใหญ่ที่สุด คือ สารทำงาน ชนิด R125 และ Water ตามลำดับ

ส่วนผลของการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนจะทำให้ขนาดของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นเช่นเดียวกับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical

ในการพิจารณาขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เทียบกับค่าอุณหภูมิวิกฤติของสารทำงาน จะแสดงผลการจำลองดังรูปที่ 4.16

จากรูปที่ 4.16 เป็นการพิจารณาขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวจากค่าอัตราส่วนการขยายตัว (Expansion ratio) จะพบว่าเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C, 65 °C และ 75 °C ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวจะแปรผันตามอุณหภูมิวิกฤติของสารทำงาน โดยสารที่มีอุณหภูมิวิกฤติสูงสุด คือ Water จะให้ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวสูงสุด และผลของการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนจะทำให้ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นเช่นเดียวกับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical โดยขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

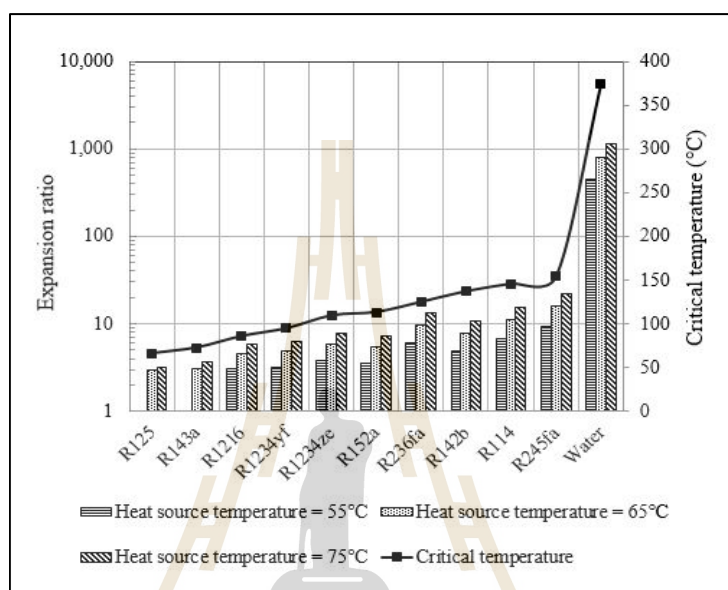
- ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 3.11-446.34

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 2.96-798.89

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

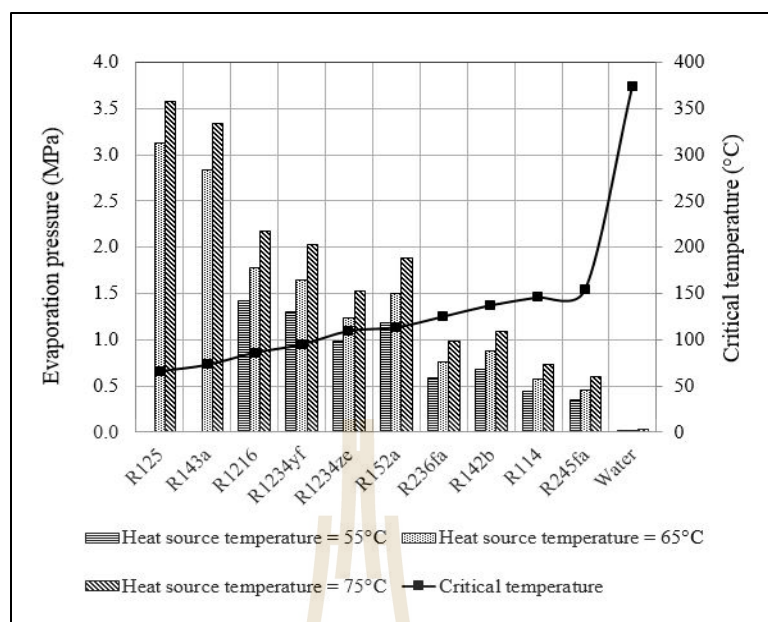
- ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 3.19-1138.39



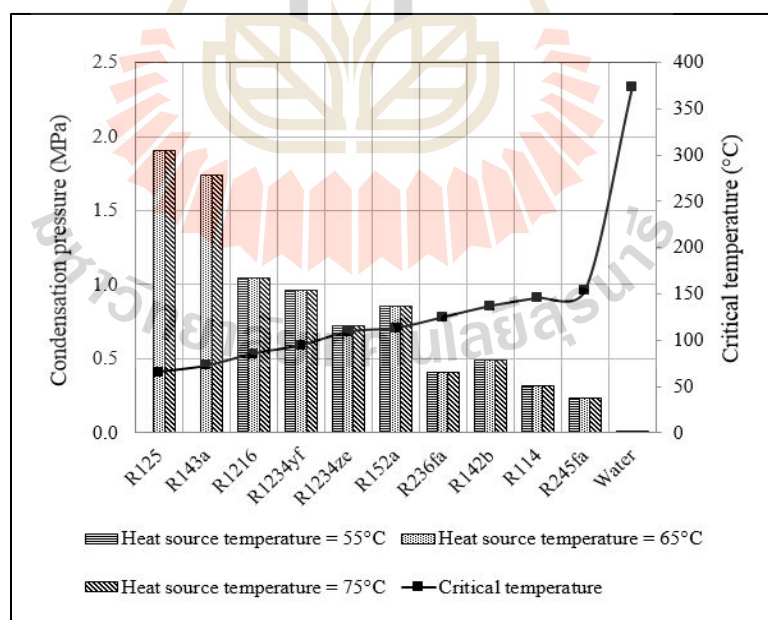
รูปที่ 4.16 อัตราส่วนการขยายตัวภายในกังหันแบบไอขยายตัวของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

นอกจากนี้ยังพบว่าขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวเมื่อใช้ water เป็นสารทำงานจะมีค่าที่สูงกว่าสารทำงานชนิดอื่นอยู่หลายเท่า เนื่องจากความดันของสารทำงานชนิดอื่นที่เครื่องควบแน่นจะมีค่าอยู่ระหว่าง 233 kPa-1.90 MPa ซึ่งต่างจาก water ที่มีค่าความดันที่เครื่องควบแน่นประมาณ 6.6 kPa ซึ่งต่ำกว่าบรรยากาศอยู่มาก (ความดันบรรยากาศคือ 101.325 kPa) ทำให้ความหนาแน่นของสารทำงานที่ทางออกของกังหันแบบไอขยายตัวมีค่าที่ต่ำ อีกทั้งสารทำงานที่ทางเข้าของกังหันแบบไอขยายตัวมีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัว จึงทำให้มีความหนาแน่นที่สูงกว่าทางออกอยู่มาก ซึ่งการเลือกใช้อุปกรณ์ที่มีขนาดเล็ก จะเป็นการลดค่าใช้จ่ายในการลงทุนสร้างโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ลงได้

ในการพิจารณาขนาดของเครื่องสูบลมในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เทียบกับค่าอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน จะแสดงผลการจำลองดังรูปที่ 4.17



รูปที่ 4.17 ความดันภายในเครื่องระเหยของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC
เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ



รูปที่ 4.18 ความดันภายในเครื่องควบแน่นของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC
เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

จากรูปที่ 4.17 เป็นการพิจารณาขนาดของเครื่องสูบลูกสูบจากค่าความดันที่เครื่องระเหย (Evaporation pressure) ซึ่งเป็นความดันที่เครื่องสูบลูกสูบต้องเพิ่มให้กับสารทำงานเมื่อออกมาจากเครื่องควบแน่น โดยความดันที่เครื่องควบแน่นของสารทำงานแต่ละชนิดจะมีค่าคงที่ในทุกอุณหภูมิของแหล่งความร้อนซึ่งเป็นไปดังรูปที่ 4.18 และจะเห็นว่าเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนสูงขึ้นเครื่องสูบลูกสูบจะต้องเพิ่มความดันให้กับสารทำงานมากขึ้น เนื่องจากในแบบจำลองได้มีการกำหนดให้หาค่าความดันภายในเครื่องระเหยที่จะทำให้ค่า Pinch point temperature difference ระหว่างแหล่งความร้อนและสารทำงานมีค่าตามที่กำหนด

นอกจากนี้ในรูปที่ 4.17 จะพบว่าอุณหภูมิวิกฤติของสารทำงานจะส่งผลต่อขนาดของเครื่องสูบลูกสูบ โดยจะเห็นว่าสารทำงานที่มีค่าอุณหภูมิวิกฤติสูงสุด คือ Water จะสามารถใช้เครื่องสูบลูกสูบที่มีขนาดเล็กที่สุด ซึ่งเป็นเช่นเดียวกับโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical การเลือกใช้อุปกรณ์ที่มีขนาดเล็ก จะเป็นการลดค่าใช้จ่ายในการลงทุนสร้างโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ TLC ลงด้วย โดยช่วงความดันที่เครื่องสูบลูกสูบจะต้องทำในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

- ความดันที่เครื่องสูบลูกสูบจะต้องทำมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 12.13 kPa-14.17 MPa

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ความดันที่เครื่องสูบลูกสูบจะต้องทำมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 19.95 kPa-3.13 MPa

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

- ความดันที่เครื่องสูบลูกสูบจะต้องทำมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 31.19 kPa-3.58 MPa

นอกจากนี้ยังพบว่าขนาดของเครื่องสูบลูกสูบเมื่อใช้ Water เป็นสารทำงาน จะมีค่าที่ต่ำกว่าสารทำงานชนิดอื่นอยู่หลายเท่า ซึ่งมีสาเหตุเช่นเดียวกับการวิเคราะห์ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัว

จากการจำลองโรงไฟฟ้าโออาร์ซีที่ใช้ความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิ 35 °C, 45 °C, 55 °C, 65 °C และ 75 °C เป็นแหล่งความร้อน และใช้เงื่อนไขต่าง ๆ จากตารางที่ 3.3 ในการจำลองโรงไฟฟ้าทั้งในระบบแบบ Subcritical, Supercritical และ TLC ซึ่งพบว่าระบบที่สามารถทำงานในสถานะที่ออกแบบได้ ได้แก่

โรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical

- อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C, 65 °C และ 75 °C
- สารทำงานทุกชนิด

โรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ TLC

- อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C
 - สารทำงานทุกชนิด ยกเว้น R125 และ R143a
- อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 65 °C และ 75 °C
 - สารทำงานทุกชนิด

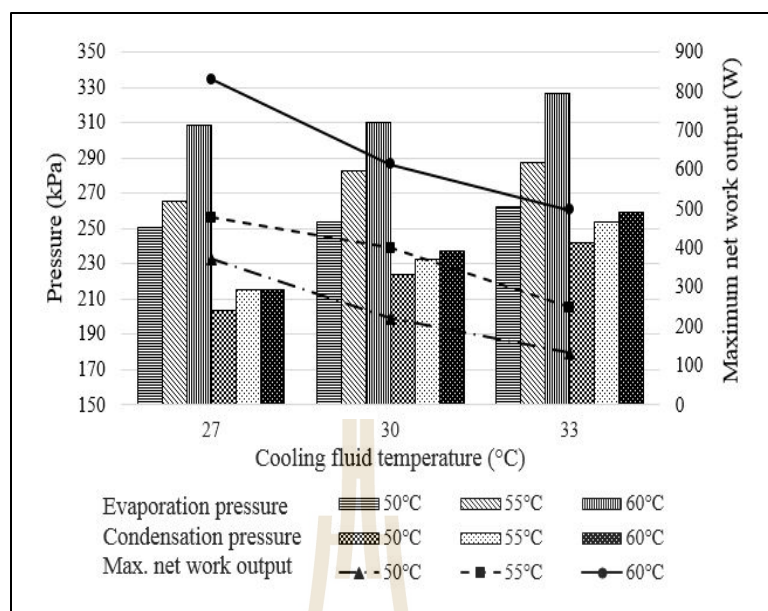
ในวิทยานิพนธ์นี้จึงนำระบบที่สามารถทำงานได้ในสภาวะที่ออกแบบในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน สารทำงานที่สามารถใช้อุปกรณ์ที่มีขนาดเล็กและให้งานสุทธิสูงสุดสูงเป็นลำดับต้นของสารทำงานทั้งหมดในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical และ TLC ไปทำการจำลองในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ ซึ่งเมื่อพิจารณาจากผลการจำลองในสภาวะที่ออกแบบจะพบว่า ทั้งระบบ Subcritical และระบบ TLC สารทำงานที่อยู่ในเงื่อนไขดังกล่าว คือ สารทำงานชนิด R245fa

4.3 ผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ

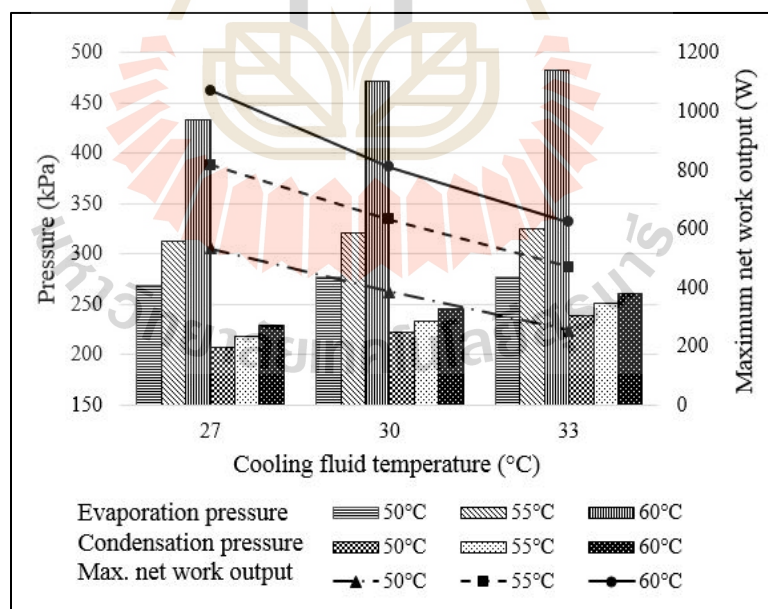
จากการจำลองโดยใช้โรงไฟฟ้าไออาร์ซีที่ใช้ความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิ 55 °C, 65 °C และ 75 °C เป็นแหล่งความร้อน โดยใช้เงื่อนไขต่าง ๆ จากตารางที่ 3.4 และใช้สารทำงานเป็นสารชนิด R245fa ทั้งระบบ Subcritical ORC และระบบ TLC เมื่อพิจารณางานสุทธิสูงสุด ค่าความดันของสารทำงานภายในเครื่องระเหย และค่าความดันของสารทำงานภายในเครื่องควบแน่นของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical และ TLC ในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C สามารถแสดงผลการจำลองได้ดังรูปที่ 4.19 และรูปที่ 4.20 ตามลำดับ

จากรูปที่ 4.19 และรูปที่ 4.20 พบว่าในสภาวะที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่าที่ลดลงเหลือ 50 °C ระบบจะผลิตงานสุทธิสูงสุดได้ลดลง และเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่าที่เพิ่มขึ้นเป็น 60 °C ระบบจะสามารถผลิตงานสุทธิได้เพิ่มขึ้นเนื่องจากสารทำงานได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อนเพิ่มขึ้น แต่ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดคงที่เท่ากับในสภาวะที่ออกแบบ

เมื่อพิจารณาอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อน (Cooling fluid temperature) ที่มีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ความดันภายในเครื่องควบแน่นมีค่าที่เพิ่มขึ้นไปด้วย เนื่องจากระบบสามารถระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นได้น้อยลง จึงทำให้ระบบมีการปรับเปลี่ยนค่าความดันภายในเครื่องระเหยซึ่งส่งผลให้เครื่องสูบน้ำมาใช้งานในระบบจะต้องสามารถปรับเปลี่ยนความดันได้



รูปที่ 4.19 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ
ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C



รูปที่ 4.20 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ
ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C

ในขณะที่เดียวกันที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C และ 75 °C ผลการจำลองที่ได้จะมีแนวโน้มเช่นเดียวกับที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C แต่ระบบจะสามารถผลิตงานสุทธิสูงสุดและใช้ความดันภายในเครื่องระเหยและความดันภายในเครื่องระเหยสูงกว่าที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเท่ากับ 55 °C

อีกทั้งยังพบว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ยังคงสามารถผลิตงานสุทธิสูงสุดได้มากกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ในทุกอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและทุกอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อน เนื่องจากโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC มีการใช้ความดันภายในเครื่องระเหยที่สูงกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical โดยที่ความดันภายในเครื่องควบแน่นมีค่าที่ใกล้เคียงกัน ซึ่งสามารถแสดงค่างานสุทธิสูงสุดที่ผลิตได้ในแต่ละเงื่อนไขของการจำลองในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบดังตารางที่ 4.1-4.3

ตารางที่ 4.1 งานสุทธิสูงสุดที่ได้จากสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเท่ากับ 55 °C

Off-design at $T_{hf,in}$ 55 °C			
$T_{hf,in}$ (°C)	$T_{cf,in}$ (°C)	$\dot{W}_{net}$ (W)	
		Subcritical	TLC
50	27	372.91	532.37
	30	220.06	385.42
	33	132.19	253.41
55	27	477.46	817.89
	30	401.50	631.74
	33	249.59	468.28
60	27	831.11	1070.13
	30	614.06	810.21
	33	498.11	623.21

ตารางที่ 4.2 งานสุทธิสูงสุดที่ได้จากสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเท่ากับ 65 °C

Off-design at $T_{hf,in}$ 65 °C			
$T_{hf,in}$ (°C)	$T_{cf,in}$ (°C)	$\dot{W}_{net}$ (W)	
		Subcritical	TLC
60	27	1.39	1.89
	30	1.14	1.51
	33	0.89	1.11
65	27	1.76	2.66
	30	1.48	2.12
	33	1.24	1.14
70	27	2.39	3.30
	30	2.04	2.24
	33	1.74	1.22

ตารางที่ 4.3 งานสุทธิสูงสุดที่ได้จากสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเท่ากับ 75 °C

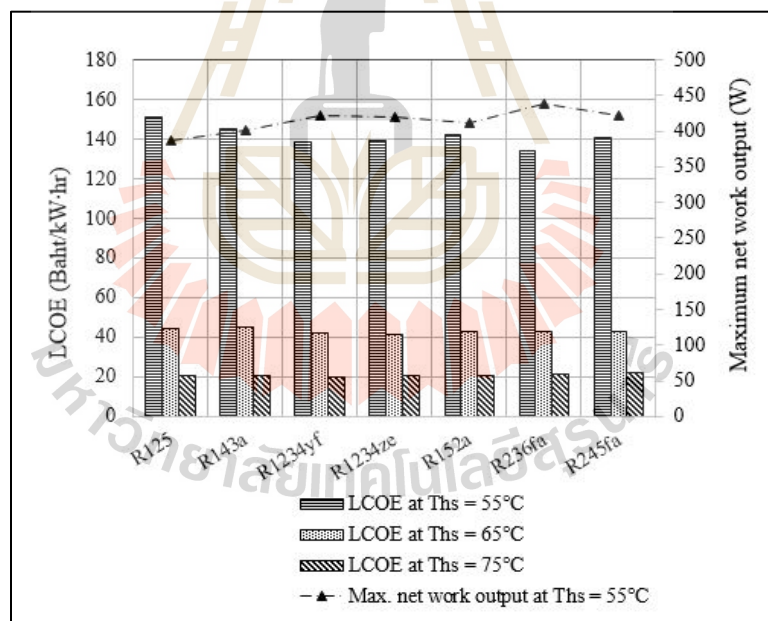
Off-design at 75°C			
$T_{hf,in}$ (°C)	$T_{cf,in}$ (°C)	$\dot{W}_{net}$ (W)	
		Subcritical	TLC
70	27	2.29	4.03
	30	1.98	3.38
	33	1.68	2.80
75	27	2.71	5.05
	30	2.29	3.83
	33	2.02	2.65
80	27	3.66	5.65
	30	3.25	4.38
	33	2.85	3.10

4.4 ผลการประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์

ในวิทยานิพนธ์นี้จะใช้การคำนวณต้นทุนเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (Levelized cost of electricity, LCOE) ในการประเมินความเป็นไปได้ทางด้านเศรษฐศาสตร์ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีที่สามารถทำงานได้ในสภาวะที่ออกแบบ คือ โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical และ โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ที่ใช้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C, 65 °C และ 75 °C โดยผลการคำนวณค่า LCOE จะสามารถแสดงได้ดังนี้

4.4.1 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical

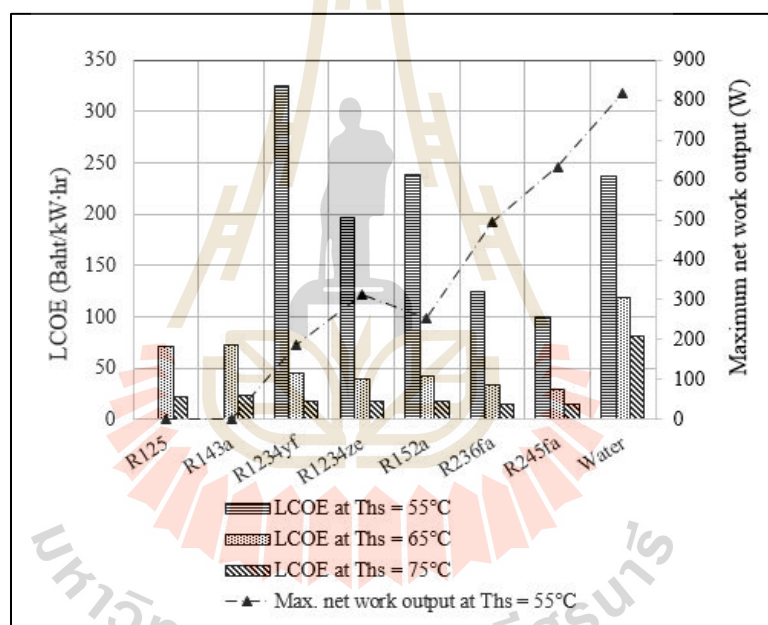
สำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ที่มีอายุการใช้งาน 10 ปี สารทำงานที่ถูกนำมาใช้ในการพิจารณา ได้แก่ สารทำงานชนิด R125, R143a, R1234yf, R1234ze, R152a, R236fa และ R245fa เท่านั้น เนื่องจากสารทำงานชนิด R1216, R142b และ R114 เป็นสารทำงานที่ไม่สามารถหาซื้อได้ และเนื่องจากเป็นสารทำงานที่ไม่ได้ให้งานสุทธิสูงสุด จึงไม่ได้ถูกนำมาพิจารณาสามารถแสดงผลการคำนวณค่า LCOE ได้ดังรูปที่ 4.21



รูปที่ 4.21 ค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ที่ใช้มีอายุการใช้งาน 10 ปี เทียบกับงานสุทธิสูงสุด

4.4.2 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC

สำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ที่ใช้มีอายุการใช้งาน 10 ปี สารทำงานที่ถูกนำมาใช้ในการพิจารณา ได้แก่ สารทำงานชนิด R125, R143a, R1234yf, R1234ze, R152a, R236fa, R245fa และ Water เท่านั้น เนื่องจากสารทำงานชนิด R1216, R142b และ R114 เป็นสารทำงานที่ไม่สามารถหาซื้อได้ และเป็นสารทำงานที่ไม่ได้ให้งานสุทธิสูงสุด จึงไม่ได้ถูกนำมาพิจารณา นอกจากนี้ สารทำงานชนิด R125 และ R143a จะถูกนำมาพิจารณาเฉพาะกรณีที่แหล่งความร้อนมีอุณหภูมิ 65 °C และ 75 °C เท่านั้น เนื่องจากที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C ระบบไม่สามารถทำงานได้ในสภาวะที่ออกแบบ ทำให้สามารถแสดงผลการคำนวณค่า LCOE ได้ ดังรูปที่ 4.22



รูปที่ 4.22 ค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ที่ใช้มีอายุการใช้งาน 10 ปี
เทียบกับงานสุทธิสูงสุด

จากรูปที่ 4.21 และ 4.22 จะพบว่าค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าจะมีค่าที่แปรผกผันกับปริมาณไฟฟ้าที่สามารถผลิตได้ ซึ่งเป็นผลมาจากการคำนวณโดยใช้สมการที่ 3.26 เมื่อพิจารณาจากค่างานสุทธิสูงสุดของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ที่ได้แสดงไว้ดังรูปที่ 4.1 ก็จะพบว่าค่างานสุทธิสูงสุดมีค่าที่ใกล้เคียงกันในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อน จึงเป็นสาเหตุให้ค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical มีค่าที่ใกล้เคียงกัน ส่วนของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC

เมื่อพิจารณาจากค่างานสุทธิสูงสุดของโรงไฟฟ้าในรูปที่ 4.10 จะพบว่าค่างานสุทธิสูงสุดมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน จึงทำให้ค่า LCOE มีแนวโน้มที่ลดลง ยกเว้นสารทำงานชนิด Water ที่มีค่า LCOE ที่สูงขึ้นเนื่องจากการใช้ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวที่ใหญ่กว่าสารทำงานชนิดอื่นหลายเท่าดังรูปที่ 4.16

โดยในรูปที่ 4.21 และ 4.22 จะมีการแสดงค่าของงานสุทธิสูงสุดของแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ 55 °C เพียงอุณหภูมิเดียว เนื่องจากแนวโน้มของงานสุทธิในอุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C และ 65 °C เป็นไปในทิศทางเดียวกัน ซึ่งได้นำเสนอไปแล้วในรูปที่ 4.1 และรูปที่ 4.10 ตามลำดับ

ส่วนช่วงของค่า LCOE และสารทำงานที่ทำให้ค่า LCOE มีค่าต่ำและสูงที่สุดในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อนสำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

- ค่า LCOE จะอยู่ในช่วงประมาณ 134.39-151.05 Baht/kW·hr
- สารทำงานที่ทำให้ค่า LCOE มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R236fa และ R125 ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ค่า LCOE จะอยู่ในช่วงประมาณ 41.63-44.72 Baht/kW·hr
- สารทำงานที่ทำให้ค่า LCOE มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R1234ze และ R143a ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

- ค่า LCOE จะอยู่ในช่วงประมาณ 20.19-22.08 Baht/kW·hr
- สารทำงานที่ทำให้ค่า LCOE มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R1234yf และ R245fa ตามลำดับ

และช่วงของค่า LCOE และสารทำงานที่ทำให้ค่า LCOE มีค่าต่ำและสูงที่สุดในแต่ละอุณหภูมิของแหล่งความร้อนสำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ได้แก่

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C

- ค่า LCOE จะอยู่ในช่วงประมาณ 100.29-325.56 Baht/kW·hr
- สารทำงานที่ทำให้ค่า LCOE มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R245fa และ R1234yf ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C

- ค่า LCOE จะอยู่ในช่วงประมาณ 29.99-119.30 Baht/kW·hr

- สารทำงานที่ทำให้ค่า LCOE มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R245fa และ Water ตามลำดับ

อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C

- ค่า LCOE จะอยู่ในช่วงประมาณ 15.06-80.81 Baht/kW·hr
- สารทำงานที่ทำให้ค่า LCOE มีค่าต่ำและสูงที่สุด คือ สารทำงานชนิด R245fa และ Water ตามลำดับ

ซึ่งจะเห็นว่าทั้ง 3 อุณหภูมิของแหล่งความร้อนของโรงไฟฟ้าไออาร์ซี TLC สารที่สามารถให้ค่า LCOE ที่ต่ำที่สุดคือสารทำงานชนิด R245fa โดยที่ค่า LCOE ที่ต่ำที่สุดของโรงไฟฟ้าไออาร์ซี TLC จะมีค่าที่ต่ำกว่าค่า LCOE ที่ต่ำที่สุดของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical

นอกจากนี้ ค่า LCOE ของทั้งโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical และ TLC จะมีค่าที่ลดลงเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่าที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากระบบสามารถผลิตไฟฟ้าได้มากขึ้น

และในขณะเดียวกัน เมื่อโรงไฟฟ้ามีอายุการใช้งานเป็น 20 ปี และ 30 ปี ผลการคำนวณที่ได้ จะมีแนวโน้มและสารทำงานที่ให้ค่า LCOE ต่ำและสูงที่สุดเช่นเดียวกับที่โรงไฟฟ้ามีอายุการใช้งาน 10 ปี แต่ระบบจะมีค่า LCOE ที่ลดลง โดยโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical และ TLC จะมีค่า LCOE ลดลงสูงสุดเพียง 6.84% และ 13.38% ตามลำดับ เมื่อใช้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 75 °C และโรงไฟฟ้ามีอายุการใช้งาน 30 ปี

อย่างไรก็ตาม ค่า LCOE ที่ต่ำที่สุดยังมีค่าที่สูงกว่าค่าไฟฟ้าที่ซื้อจากการไฟฟ้าส่วนภูมิภาคทำให้มีการจำลองระบบแบบ Combined cycle เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการผลิตไฟฟ้าให้มี LCOE ที่ต่ำกว่าราคาค่าไฟฟ้าของการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค

4.3 ผลการจำลอง Combined cycle

จากการจำลองระบบ Combined cycle พบว่างานที่ต้องจ่ายให้กับเครื่องอัดไอของ VCC และเครื่องสูบของ TLC มีปริมาณที่มากกว่างานที่จะได้รับจากกังหันแบบไอขยายตัวของ TLC จึงไม่สามารถลดค่า LCOE ของระบบลงได้

บทที่ 5

บทสรุปและข้อเสนอแนะ

ในวิทยานิพนธ์นี้เป็นการศึกษาความเป็นไปได้ที่จะนำเอาความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลมาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าด้วยโรงไฟฟ้าไออาร์ซี โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อออกแบบโรงไฟฟ้าไออาร์ซีสำหรับผลิตกระแสไฟฟ้าจากความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูลด้วยวิธีจำลองเชิงตัวเลขและประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของระบบผลิตกระแสไฟฟ้าไออาร์ซี เพื่อเป็นทางเลือกสำหรับการใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูล

5.1 สรุปผลการออกแบบโรงไฟฟ้าไออาร์ซี

จากการออกแบบโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical และโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่อใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิ 35-75 °C เป็นแหล่งความร้อน โดยใช้สารทำงานชนิด R1234ze, R245fa และสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตใกล้เคียงกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนด้วยวิธีการจำลองเชิงตัวเลข โดยใช้โปรแกรม NIST REFPROP ร่วมกับ Golden section method ในรูปแบบที่ระบบสามารถทำงานได้ในสภาวะที่ออกแบบและสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ สามารถสรุปผลการจำลองได้ดังนี้

5.1.1 สภาวะที่ออกแบบ

โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ไม่สามารถทำงานได้ในสภาวะที่ออกแบบเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 35 °C และ 45 °C และเพื่อเป็นการศึกษาความเป็นไปได้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าเมื่อใช้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 35 °C และ 45 °C จึงได้ทำการลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงให้เป็น 17 °C และ 27 °C ตามลำดับ จะทำให้ได้งานสุทธิสูงสุดมีค่าประมาณ 75 W ทั้ง 2 อุณหภูมิของแหล่งความร้อน

ส่วนที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C, 65 °C และ 75 °C พบว่าอุณหภูมิวิกฤติของสารทำงานไม่ส่งผลต่องานสุทธิสูงสุด ค่า Thermal efficiency ค่า Exergy efficiency for power production และค่า Overall exergy efficiency โดยที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55 °C ค่างานสุทธิสูงสุดจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 386.95-438.21 W และสารที่ให้ค่าดังกล่าวสูงที่สุด คือ R236fa ค่า Thermal efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 1.33-1.75% สารที่ให้ค่าดังกล่าวสูงที่สุด คือ R1234ze ค่า Exergy efficiency for power production จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 9.47-10.72%

สารที่ให้ค่าดังกล่าวสูงที่สุด คือ R236fa และค่า Overall exergy efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 63.98-73.10% สารที่ให้ค่าดังกล่าวสูงที่สุด คือ R1234ze

เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65 °C ค่างานสุทธิสูงสุดจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 1.34-1.44 kW สารที่ให้ค่าดังกล่าวสูงที่สุด คือ R1234ze ค่า Thermal efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 2.35-3.20% สารที่ให้ค่าดังกล่าวสูงที่สุด คือ R236fa ค่า Exergy efficiency for power production จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 17.07-18.34% สารที่ให้ค่าดังกล่าวสูงที่สุด คือ R1234ze และค่า Overall exergy efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 57.74-70.71% สารที่ให้ค่าดังกล่าวสูงที่สุด คือ R236fa

และเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75 °C ค่างานสุทธิสูงสุดจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 2.81-3.07 kW สารที่ให้ค่าดังกล่าวสูงที่สุด คือ R1234yf ค่า Thermal efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 3.20-4.77% สารที่ให้ค่าดังกล่าวสูงที่สุด คือ R245fa ค่า Exergy efficiency for power production จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 22.07-24.07% สารที่ให้ค่าดังกล่าวสูงที่สุด คือ R1234yf และค่า Overall exergy efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 53.73-72.78% สารที่ให้ค่าดังกล่าวสูงที่สุด คือ R245fa

โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical ไม่สามารถทำงานได้ในสถานะที่ออกแบบในทุกอุณหภูมิของแหล่งความร้อน โดยเมื่อใช้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 75 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่สูงที่สุดสำหรับขอบเขตของวิทยานิพนธ์นี้ และทำการปรับลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงจะกระทั่งเป็น 3 °C ระบบก็ยังคงไม่สามารถผลิตงานที่จะได้รับจากกังหันแบบไอขยายตัวให้มากกว่างานที่ต้องจ่ายให้กับเครื่องสูบได้ ซึ่งแสดงว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Supercritical ไม่เหมาะที่จะนำมาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าโดยใช้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่ต่ำกว่าหรือเท่ากับ 75 °C

โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ไม่สามารถทำงานได้ในสถานะที่ออกแบบเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 35 °C และ 45 °C และเพื่อเป็นการศึกษาความเป็นไปได้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าเมื่อใช้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 35 °C และ 45 °C จึงได้ทำการลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงให้เป็น 12 °C และ 20 °C ตามลำดับ โดยสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตต่ำจะต้องทำการปรับลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนให้ต่ำกว่าสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตสูงจึงจะสามารถผลิตงานที่ได้จากกังหันแบบไอขยายตัวให้ได้มากกว่างานที่ต้องจ่ายให้เครื่องสูบ

ส่วนที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C สารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตต่ำเป็น 2 ลำดับแรก คือ สารทำงานชนิด R125 และ R143a ยังคงไม่สามารถทำงานในสถานะที่ออกแบบ

ได้เช่นกัน ซึ่งต้องปรับลดอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนลงเป็น 28°C และ 27°C ตามลำดับ จึงจะสามารถผลิตงานที่ได้จากกังหันแบบไอขยายตัวให้ได้มากกว่างานที่จะต้องจ่ายให้เครื่องสูบล โดยค่างานสุทธิสูงสุดคือ 25.3 W และ 103.4 W ตามลำดับ

และยังพบว่าที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55°C , 65°C และ 75°C ค่างานสุทธิสูงสุด ค่า Thermal efficiency ค่า Exergy efficiency for power production และค่า Overall exergy efficiency จะมีแนวโน้มที่แปรผันตามค่าอุณหภูมิกฎของสารทำงานโดยที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 55°C ค่างานสุทธิสูงสุดจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 182.88-817.54 W ค่า Thermal efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 0.39-1.61% ค่า Exergy efficiency for power production จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 4.48-20.00% และค่า Overall exergy efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 41.03-53.14%

เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 65°C ค่างานสุทธิสูงสุดจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 0.85-2.67 kW ค่า Thermal efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 1.06-2.88% ค่า Exergy efficiency for power production จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 10.86-33.96% และค่า Overall exergy efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 36.84-53.75%

และเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า 75°C ค่างานสุทธิสูงสุดจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 2.77-5.51 kW ค่า Thermal efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 2.34-4.10% ค่า Exergy efficiency for power production จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 21.73-43.24% และค่า Overall exergy efficiency จะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 40.86-57.01%

โดยสารทำงานที่ทำให้ได้งานสุทธิสูงสุด ค่า Thermal efficiency ค่า Exergy efficiency for power production และค่า Overall exergy efficiency ที่สูงกว่าสารทำงานชนิดอื่น ๆ ในทุกอุณหภูมิของแหล่งความร้อน คือ Water

นอกจากนี้ยังพบว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC สามารถผลิตงานสุทธิสูงสุดได้สูงกว่าโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical

5.1.2 สถานะนอกเหนือจากสถานะที่ออกแบบ

สำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่าเท่ากับ 55°C , 65°C และ 75°C สารทำงานชนิด R245fa สามารถให้ค่างานสุทธิสูงสุด 831.11 W, 2.39 kW และ 3.66 kW ตามลำดับ ส่วนโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC สารทำงานชนิด R245fa สามารถให้ค่างานสุทธิสูงสุด 1.07 kW, 3.30 kW และ 5.65 kW ตามลำดับ ซึ่งระบบ TLC ยังคงสามารถผลิตงานสุทธิได้มากกว่าระบบ Subcritical ในทุกอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อน และการทำงานในสถานะนี้จะทำให้ระบบต้องมีการปรับค่าความดันใน

เครื่องระเหยและความดันในเครื่องควบแน่นเพิ่มขึ้นด้วย ซึ่งจะส่งผลให้เครื่องสูบน้ำมาใช้งานในระบบจะต้องสามารถปรับเปลี่ยนความดันได้

5.2 สรุปผลการประเมินความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซี

จากการศึกษาความเป็นไปได้ทางด้านเศรษฐศาสตร์โดยใช้ค่าต้นทุนเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (Levelized cost of electricity, LCOE) ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical และโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ที่มีอายุการใช้งาน 10 ปี สามารถสรุปได้ดังนี้

5.2.1 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical

สำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical จะมีค่า LCOE ที่ใกล้เคียงกันในทุกชนิดของสารทำงาน โดยที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55°C ค่า LCOE จะอยู่ในช่วงประมาณ 134.39-151.05 Baht/kW-hr สารที่ให้ค่าดังกล่าวต่ำที่สุด คือ R236fa ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 65°C ค่า LCOE จะอยู่ในช่วงประมาณ 41.63-44.72 Baht/kW-hr สารที่ให้ค่าดังกล่าวต่ำที่สุด คือ R1234ze และที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 75°C ค่า LCOE จะอยู่ในช่วงประมาณ 20.19-22.08 Baht/kW-hr สารที่ให้ค่าดังกล่าวต่ำที่สุด คือ R1234yf

5.2.2 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC

สำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC จะมีค่า LCOE ที่ต่ำลงเมื่อใช้สารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตสูงขึ้น โดยสารทำงานที่ให้ค่า LCOE ต่ำที่สุดในทุกอุณหภูมิของแหล่งความร้อน คือ R245fa ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55°C , 65°C และ 75°C มีค่า 100.29 Baht/kW-hr, 29.99 Baht/kW-hr และ 15.06 Baht/kW-hr ตามลำดับ

5.3 สรุปผลการศึกษา Combined cycle

ระบบ Combined cycle ไม่สามารถลดค่า LCOE ของระบบลงได้

5.4 ข้อเสนอแนะ

1) ในวิทยานิพนธ์นี้เลือกใช้อัตราการไหลของแหล่งความร้อนเป็น 1 kg/s จึงทำให้สามารถนำผลการจำลองนี้ไปใช้ในการทำนายค่าศักยภาพต่าง ๆ ของโรงไฟฟ้าที่มีอัตราการไหลของแหล่งความร้อนที่สูงขึ้นได้

2) ในวิทยานิพนธ์นี้เลือกใช้อุณหภูมิของแหล่งความร้อน $35-75^{\circ}\text{C}$ ซึ่งเป็นความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำ จึงทำให้งานสุทธิสูงสุดที่สามารถผลิตได้มีค่าที่ต่ำไปด้วยซึ่งไม่คุ้มค่าแก่การลงทุน เนื่องจากมีค่า LCOE ที่สูงกว่าราคาไฟฟ้าขายให้กับผู้ใช้ไฟ หากมีการปรับปรุงวิธีการรับ

ความร้อนจากศูนย์ข้อมูล ทำให้ความร้อนที่ได้ออกมามีอุณหภูมิที่สูงขึ้น ก็จะสามารถทำให้ได้งาน
สุทธิสูงสุดที่สูงขึ้นและมีค่า LCOE ที่ลดลง

3) อาจศึกษาความเป็นไปได้ที่จะนำน้ำร้อนที่ได้จากศูนย์ข้อมูลไปเพิ่มความร้อนก่อนที่จะ
นำมาเป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้าไออาร์ซี ซึ่งจะทำให้ประสิทธิภาพของระบบสูงขึ้นได้

4) ถึงแม้ว่าค่า LCOE ที่ได้จะมีค่าที่สูงกว่าค่าไฟฟ้าที่ซื้อจากการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค
แต่การนำความร้อนออกมาจากศูนย์ข้อมูลจะเป็นการลดค่าไฟฟ้าของระบบปรับอากาศของศูนย์
ข้อมูลลงได้ ซึ่งอาจนำส่วนนี้เข้ามาพิจารณาาร่วมด้วยและจะทำให้มีจุดคุ้มทุนที่เร็วขึ้น



รายการอ้างอิง

- การประปาส่วนภูมิภาค. (2562). รายงานข้อมูลคุณภาพน้ำและระดับน้ำ. Retrieved 6 พ.ย. 2562, <http://tele-wrd.pwa.co.th>
- การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย. (2562). เอกสารเผยแพร่ความรู้เทคโนโลยีประหยัดพลังงาน. Retrieved 14 พ.ย. 2562, <http://www.dede.go.th>
- ธนาคารแห่งประเทศไทย (2562). อัตราดอกเบี้ยเงินให้สินเชื่อของธนาคารกรุงไทย. Retrieved 18 ต.ค. 2562, <https://www.bot.or.th>
- ธนาคารแห่งประเทศไทย (2562). อัตราแลกเปลี่ยนเงินบาทกับเงินดอลลาร์สหรัฐระหว่างธนาคาร. Retrieved 18 ต.ค. 2562, <https://www.bot.or.th>
- นัฐพร ไชยญาติ. (2562). เอกสารประกอบการบรรยาย “ต้นแบบโรงไฟฟ้าระบบ Organic Rankine Cycle”. Retrieved 14 พ.ย. 2562, <http://www.tdetlab.com>
- บริษัท สยามอีสต์ โซลูชั่น จำกัด (มหาชน). (2019). CR ปั๊มน้ำหอยโข่งหลายใบพัฒนาตั้งชนิด inline. Retrieved 15 November 2019, <http://www.siameastsolutions.com>
- ห้างหุ้นส่วนจำกัด เชียงใหม่แอร์แคร์เอ็นจิเนียริง. (2562). ค่าการคงสภาพของสารทำความเย็นในบรรยากาศ (Atmospheric Lifetime). Retrieved 6 พ.ย. 2562, chaingmaiaircare.com
- ห้างหุ้นส่วนจำกัด เชียงใหม่แอร์แคร์เอ็นจิเนียริง. (2562). ค่าแสดงระดับการทำลายโอโซน (Ozone Depletion Potential-ODP). Retrieved 6 พ.ย. 2562, chaingmaiaircare.com
- องค์การบริหารจัดการก๊าซเรือนกระจก (องค์การมหาชน). (2562). ค่าศักยภาพในการทำให้เกิดภาวะโลกร้อน (Global Warming Potential: GWP). Retrieved 6 พ.ย. 2562, <http://www.tgo.or.th>
- อนุภูม โหม่งปรานิต. (2562). การออกแบบโรงไฟฟ้า ORC โดยใช้แหล่งความร้อนใต้พิภพเป็นแหล่งพลังงานสำหรับประเทศไทย. วิทยานิพนธ์ปริญญาโท สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี.
- Al-Tameemi, M. R. J., Liang, Y., & Yu, Z. (2019). Combined ORC-HP thermodynamic cycles for DC cooling and waste heat recovery for central heating. *Energy Procedia*, 158, 2046-2051.

- Araya, S., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2016, May). **The design and construction of a bench-top Organic Rankine Cycle for data center applications.** In *Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)*, 2016 15th IEEE Intersociety Conference on (pp. 404-408). IEEE.
- Araya, S., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2018, May). **Organic Rankine Cycle as a Waste Heat Recovery System for Data Centers: Design and Construction of a Prototype.** In *2018 17th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)* (pp. 850-858). IEEE.
- Braimakis, K., & Karellas, S. (2017). **Integrated thermoeconomic optimization of standard and regenerative ORC for different heat source types and capacities.** *Energy*, 121, 570-598.
- Business and Digital Technology Center. (n.d.). **Data Center Design.** Retrieved 1 พ.ย. 2562, <https://bdtc.io/expertise/data-center-design-certifications/>.
- Carbó, A., Oró, E., Salom, J., Canuto, M., Macías, M., & Guitart, J. (2016). **Experimental and numerical analysis for potential heat reuse in liquid cooled data centres.** *Energy conversion and management*, 112, 135-145.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). **Thermodynamics: An Engineering approach (8th ed.).** McGraw-Hill Education.
- Ding, T., Guang He, Z., Hao, T., & Li, Z. (2016). **Application of separated heat pipe system in data center cooling.** *Applied Thermal Engineering*, 109, 207-216.
- Ebrahimi, K., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2014). **A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 31, 622-638.
- Ebrahimi, K., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2017). **The viability of ultra-low temperature waste heat recovery using organic Rankine cycle in dual loop data center applications.** *Applied Thermal Engineering*, 126, 393-406.
- Fischer, J. (2011). **Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles.** *Energy*, 36(10), 6208-6219.
- Gandhi, A., Harchol-Balter, M., Das, R., & Lefurgy, C. (2009, June). **Optimal power allocation in server farms.** In *ACM SIGMETRICS Performance Evaluation Review* (Vol. 37, No. 1, pp. 157-168). ACM.

- Garg, P., Orosz, M. S., & Kumar, P. (2016). **Thermo-economic evaluation of ORCs for various working fluids.** *Applied Thermal Engineering*, 109, 841-853.
- Glanz, J. (2012). **Power, pollution and the internet.** *The New York Times*, 22.
- Green Secure Power Systems Pvt., Ltd. (2019). **Screw expander.** Retrieved 14 November 2019, <https://greensecure.org/screw-expander/#>
- Györke, G., Groniewsky, A., & Imre, A. R. (2019). **A Simple Method of Finding New Dry and Isentropic Working Fluids for Organic Rankine Cycle.** *Energies*, 12(3), 480.
- Hassan, N. M. S., Khan, M. M. K., & Rasul, M. G. (2013). **Temperature monitoring and CFD analysis of data centre.** *Procedia Engineering*, 56, 551-559.
- He, C., Liu, C., Gao, H., Xie, H., Li, Y., Wu, S., & Xu, J. (2012). **The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle.** *Energy*, 38 (1), 136-143.
- Karimi, S., & 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*, 115, 600-619.
- Li, Z., Lu, Y., Huang, Y., Qian, G., Chen, F., Yu, X., & Roskilly, A. (2017). **Comparison study of Trilateral Rankine Cycle, Organic Flash Cycle and basic Organic Rankine Cycle for low grade heat recovery.** *Energy Procedia*, 142, 1441-1447.
- Li, J., Liu, Q., Ge, Z., Duan, Y., & Yang, Z. (2017). **Thermodynamic performance analyses and optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles using R1234ze (E) for 100-200 C heat sources.** *Energy Conversion and Management*, 149, 140-154.
- Lion, S., Michos, C. N., Vlaskos, I., & Taccani, R. (2017). **A thermodynamic feasibility study of an Organic Rankine Cycle (ORC) for heavy-duty diesel engine waste heat recovery in off-highway applications.** *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 8(2), 81-98.
- Michaela Schwandt. (2019). **Shell and Tube Heat Exchanger Vs Flat Plate Heat Exchanger.** Retrieved 14 November 2019, <https://www.turneringram.com/shell-tube-heat-exchanger-vs-flat-plate-heat-exchanger/>

- Oró, E., Allepuz, R., Martorell, I., & Salom, J. (2018). **Design and economic analysis of liquid cooled data centres for waste heat recovery: A case study for an indoor swimming pool.** *Sustainable Cities and Society*, 36, 185-203.
- Saitoh, T., Yamada, N., & Wakashima, S. I. (2007). **Solar Rankine cycle system using scroll expander.** *Journal of Environment and Engineering*, 2(4), 708-719.
- Smartclima Co.,Ltd. (2019). **M6M Gasketed Plate Heat Exchanger.** Retrieved 14 November 2019, <http://www.smartclima.com/m6m-gasketed-plate-heat-exchanger.htm>
- Taghaddosi, M. (2005). **Thermodynamic modeling for combined ORC (Organic Rankine Cycle) and single-flash geothermal power plants.** In *Proceedings World Geothermal Congress [C]*.
- Virtual expo group. (2019). **Axial flow turbine turbocharger.** Retrieved 14 November 2019, <https://www.nauticexpo.com/prod/man-diesel-se/product-21500-234768.html>
- Wierman, A., Andrew, L. L., & Tang, A. (2012). **Power-aware speed scaling in processor sharing systems: Optimality and robustness.** *Performance Evaluation*, 69 (12), 601-622.
- Wu, Z., Pan, D., Gao, N., Zhu, T., & Xie, F. (2015). **Experimental testing and numerical simulation of scroll expander in a small-scale organic Rankine cycle system.** *Applied Thermal Engineering*, 87, 529-537.
- Yağlı, H., Koç, Y., Koç, A., Görgülü, A., & Tandiroğlu, A. (2016). **Parametric optimization and exergetic analysis comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for biogas fuelled combined heat and power (CHP) engine exhaust gas waste heat.** *Energy*, 111, 923-932.
- Zhang, M. G., Zhao, L. J., & Xiong, Z. (2017). **Performance evaluation of organic Rankine cycle systems utilizing low grade energy at different temperature.** *Energy*, 127, 397-407.
- Zhou, X., Cui, P., Wang, X., & He, L. (2017). **Thermal Investigations into an Organic Rankine Cycle (ORC) System Utilizing Low Grade Waste Heat Sources.** *Procedia Engineering*, 205, 4142-4148.

The logo of Sakon Nakhon Rajabhat University is a large, faint watermark in the background. It features a central figure of a person sitting on a throne, surrounded by a circular emblem with a crown on top. The entire logo is rendered in a light beige color.

ภาคผนวก ก

ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าโออาร์ซีในสถานะที่ออกแบบ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ก.1 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในสถานะที่ออกแบบ

จากการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีที่ใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิ 35 °C, 45 °C, 55 °C, 65 °C และ 75 °C เป็นแหล่งความร้อน โดยใช้เงื่อนไขต่าง ๆ จากตารางที่ 3.3 ทั้งระบบ Subcritical, Supercritical และ TLC เมื่อพิจารณาระบบที่สามารถทำงานได้ในสถานะที่ออกแบบสามารถแสดงผลการจำลองได้ดังตารางที่ ก.1-ก.6



ตารางที่ ก.1 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C

$T_{hf, in} = 55\text{ °C}$	R125	R143a	R1216	R1234yf	R1234ze	R152a	R236fa	R142b	R114	R245fa
$T_{cri}\text{ (°C)}$	66.02	72.71	85.75	72.71	109.36	13.26	124.92	137.11	145.68	154.01
$\dot{m}_{wf}\text{ (kg/s)}$	0.30	0.20	0.30	0.20	0.15	0.10	0.20	0.15	0.20	0.15
$P_{cond}\text{ (MPa)}$	1.91	1.74	1.04	0.96	0.72	0.86	0.41	0.49	0.32	0.23
$P_{evap}\text{ (MPa)}$	2.20	2.01	1.20	1.13	0.87	1.01	0.49	0.57	0.38	0.28
$\dot{Q}_{in}\text{ (kW)}$	28.57	28.18	31.11	27.44	24.06	26.56	2.30	29.44	25.35	28.00
$\dot{Q}_{out}\text{ (kW)}$	28.18	27.78	30.69	27.02	23.64	26.15	24.91	29.02	24.91	27.57
$\dot{W}_p\text{ (W)}$	122.96	95.03	58.18	48.33	30.74	26.71	14.54	16.98	14.54	8.63
$\dot{W}_{ex}\text{ (W)}$	509.92	497.04	474.36	470.09	451.13	438.64	452.75	431.00	448.63	430.49
$\dot{W}_{net}\text{ (W)}$	386.95	402.01	416.18	421.76	420.38	411.94	438.21	414.02	434.09	421.86
η_{th}	1.35	1.43	1.34	1.54	1.75	1.55	1.55	1.41	1.71	1.51
ξ	66.42	67.28	63.98	68.70	73.10	69.60	68.01	65.99	71.72	68.00
ξ_p	9.47	9.84	10.18	10.32	10.29	10.08	10.72	10.13	10.62	10.32
$UA_{evap}\text{ (kW/K)}$	3.63	3.62	3.91	3.55	3.21	3.36	3.67	3.62	3.37	3.49
$UA_{cond}\text{ (kW/K)}$	4.25	4.17	4.62	4.06	3.55	3.92	4.19	4.35	3.74	4.15
$\dot{V}_1\text{ (l/s)}$	0.2716	0.2296	0.2404	0.1918	0.1340	0.1155	0.14143	0.1392	0.14143	0.11513
$\dot{V}_2\text{ (l/s)}$	0.2703	0.2288	0.2400	0.1916	0.1339	0.1154	0.14138	0.1391	0.14138	0.11511

ตารางที่ ก.1 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C (ต่อ)

$T_{hf, in} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$	R125	R143a	R1216	R1234yf	R1234ze	R152a	R236fa	R142b	R114	R245fa
$\dot{V}_3$ (l/s)	1.8641	1.9991	3.2707	3.0972	3.2288	3.1747	7.1817	5.9488	7.1817	9.4760
$\dot{V}_4$ (l/s)	2.2278	2.3647	3.8534	3.6938	3.9424	3.7311	8.7286	6.9040	8.7286	11.4493
Expansion ratio	1.20	1.18	1.18	1.19	1.22	1.18	1.21	1.16	1.22	1.21
$\dot{m}_{cf}$ (kg/s)	2.25	2.22	2.45	2.16	1.89	2.09	2.22	2.32	1.99	2.20
T_6 (°C)	48.17	48.26	47.56	48.44	49.25	48.65	48.23	47.96	48.94	48.30

ตารางที่ ก.2 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 65 °C

$T_{hf, in} = 65\text{ }^{\circ}\text{C}$	R125	R143a	R1216	R1234yf	R1234ze	R152a	R236fa	R142b	R114	R245fa
T_{cri} (°C)	66.02	72.71	85.75	72.71	109.36	13.26	124.92	137.11	145.68	154.01
$\dot{m}_{wf}$ (kg/s)	0.6	0.4	0.5	0.4	0.3	0.2	0.3	0.3	0.4	0.3
P_{cond} (MPa)	1.91	1.74	1.04	0.96	0.72	0.86	0.41	0.49	0.32	0.23
P_{evap} (MPa)	2.49	2.24	1.39	1.26	1.00	1.13	0.60	0.63	0.43	0.32
$\dot{Q}_{in}$ (kW)	56.80	56.19	53.03	55.66	48.93	53.49	43.77	59.56	51.69	56.88
$\dot{Q}_{out}$ (kW)	55.46	54.85	51.64	54.24	47.48	52.09	42.37	58.16	50.27	55.45
$\dot{W}_p$ (W)	0.48	0.35	0.21	0.18	0.11	0.10	0.07	0.06	0.05	0.03
$\dot{W}_{ex}$ (W)	1.83	1.69	1.60	1.61	1.55	1.51	1.47	1.46	1.47	1.46

ตารางที่ ก.2 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 65 °C (ต่อ)

$T_{hf, in} = 65\text{ }^{\circ}\text{C}$	R125	R143a	R1216	R1234yf	R1234ze	R152a	R236fa	R142b	R114	R245fa
$\dot{W}_{net}$ (W)	1.34	1.34	1.39	1.43	1.44	1.41	1.40	1.40	1.42	1.43
η_{th}	2.37	2.39	2.62	2.57	2.94	2.63	3.20	2.35	2.74	2.52
ξ	59.11	59.55	62.70	61.09	66.73	62.53	70.71	57.74	64.11	60.16
ξ_p	17.10	17.07	17.70	18.20	18.34	17.91	17.83	17.84	18.01	18.21
UA_{evap} (kW/K)	6.14	5.87	5.59	5.95	5.42	5.51	4.91	5.99	5.34	5.77
UA_{cond} (kW/K)	8.35	8.24	7.77	8.12	7.16	7.82	6.36	8.76	7.55	8.35
$\dot{V}_1$ (l/s)	0.5432	0.4591	0.4006	0.3837	0.2680	0.2311	0.2282	0.2783	0.2829	0.2303
$\dot{V}_2$ (l/s)	0.5383	0.4562	0.3992	0.3827	0.2676	0.2307	0.2280	0.2782	0.2827	0.2302
$\dot{V}_3$ (l/s)	3.1320	3.4734	4.6055	5.4589	5.5948	5.6178	7.4262	10.7432	12.7769	16.6884
$\dot{V}_4$ (l/s)	4.3929	4.6755	6.4690	7.4080	7.9201	7.4359	11.1358	13.8432	17.5699	23.0065
Expansion ratio	1.40	1.35	1.40	1.36	1.42	1.32	1.50	1.29	1.38	1.38
$\dot{m}_{cf}$ (kg/s)	4.43	4.38	4.12	4.33	3.79	4.16	3.38	4.64	4.01	4.42
T_6 (°C)	51.43	51.57	52.33	51.70	53.31	52.22	54.54	50.77	52.65	51.41

ตารางที่ ก.3 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 75 °C

$T_{hf, in} = 75\text{ }^{\circ}\text{C}$	R125	R143a	R1216	R1234yf	R1234ze	R152a	R236fa	R142b	R114	R245fa
$T_{cri}\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	66.02	72.71	85.75	72.71	109.36	13.26	124.92	137.11	145.68	154.01
$\dot{m}_{wf}\text{ (kg/s)}$	1	0.6	0.8	0.6	0.4	0.3	0.6	0.3	0.6	0.3
$P_{cond}\text{ (MPa)}$	1.91	1.74	1.04	0.96	0.72	0.86	0.41	0.49	0.32	0.23
$P_{evap}\text{ (MPa)}$	2.81	2.58	1.55	1.43	1.20	1.29	0.62	0.83	0.50	0.44
$\dot{Q}_{in}\text{ (kW)}$	92.96	83.25	86.08	84.72	66.57	80.80	87.91	61.29	79.24	59.03
$\dot{Q}_{out}\text{ (kW)}$	89.98	80.29	83.10	81.65	63.62	77.76	84.89	58.44	76.19	93.69
$\dot{W}_p\text{ (W)}$	1.25	0.89	0.49	0.41	0.26	0.23	0.15	0.14	0.12	0.07
$\dot{W}_{ex}\text{ (W)}$	4.23	3.85	3.48	3.48	3.20	3.27	3.16	2.99	3.17	2.89
$\dot{W}_{net}\text{ (W)}$	2.98	2.96	2.99	3.07	2.94	3.04	3.02	2.85	3.05	2.81
η_{th}	3.21	3.55	3.47	3.62	4.42	3.76	3.43	4.65	3.85	4.77
ξ	53.73	58.75	57.44	58.81	68.76	60.80	56.65	71.51	61.78	72.78
ξ_p	23.37	23.18	23.45	24.07	23.09	23.84	23.65	22.34	23.92	22.07
$UA_{evap}\text{ (kW/K)}$	9.37	8.06	7.82	7.96	6.52	7.48	7.76	5.92	7.18	5.73
$UA_{cond}\text{ (kW/K)}$	13.48	12.08	12.50	12.32	9.57	11.70	12.72	8.81	11.71	8.46
$\dot{V}_1\text{ (l/s)}$	0.9055	0.6887	0.6410	0.5755	0.3574	0.3466	0.4565	0.2783	0.4243	0.2303
$\dot{V}_2\text{ (l/s)}$	0.8931	0.6813	0.6378	0.5732	0.3564	0.3458	0.4560	0.2779	0.4239	0.2301

ตารางที่ ก.3 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 75 °C (ต่อ)

$T_{hf, in} = 75\text{ }^{\circ}\text{C}$	R125	R143a	R1216	R1234yf	R1234ze	R152a	R236fa	R142b	R114	R245fa
$\dot{V}_3$ (l/s)	4.3034	4.2318	6.5016	7.1231	6.1413	7.3553	14.4058	8.2390	16.7836	12.3567
$\dot{V}_4$ (l/s)	7.1473	6.8618	10.3979	11.1580	10.6032	11.1055	22.2953	13.9124	26.5556	23.2727
Expansion ratio	1.66	1.62	1.60	1.57	1.73	1.51	1.55	1.69	1.58	1.88
$\dot{m}_{cf}$ (kg/s)	7.18	6.41	6.63	6.52	5.08	6.21	6.77	4.66	6.08	4.49
T_6 (°C)	52.82	55.14	54.46	54.79	59.12	55.72	54.03	60.38	56.09	60.92

ตารางที่ ก.4 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C

$T_{hf, in} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$	R1216	R1234yf	R1234ze	R152a	R236fa	R142b	R114	R245fa	Water
T_{cri} (°C)	85.75	72.71	109.36	13.26	124.92	137.11	145.68	154.01	373.95
$\dot{m}_{wf}$ (kg/s)	3.0	2.5	3.0	2.0	3.0	3.0	4.0	3.0	1.0
P_{cond} (MPa)	1.04	0.96	0.72	0.86	0.41	0.49	0.32	0.23	0.007
P_{evap} (MPa)	1.42	1.30	0.98	1.18	0.58	0.68	0.45	0.34	0.012
$\dot{Q}_{in}$ (kW)	47.09	44.04	49.86	45.46	46.46	49.20	49.31	49.52	50.77
$\dot{Q}_{out}$ (kW)	46.91	43.86	49.55	45.21	45.97	48.76	48.75	48.89	49.95
$\dot{W}_p$ (W)	1.37	1.25	1.08	1.14	0.61	0.81	0.56	0.39	0.01
$\dot{W}_{ex}$ (W)	1.56	1.44	1.39	1.39	1.11	1.26	1.12	1.03	0.83

ตารางที่ ก.4 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 55 °C (ต่อ)

$T_{hf, in} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$	R1216	R1234yf	R1234ze	R152a	R236fa	R142b	R114	R245fa	Water
$\dot{W}_{net}$ (W)	182.88	185.77	313.34	253.51	494.27	446.94	557.32	633.60	817.54
η_{th}	0.39	0.42	0.63	0.56	1.06	0.91	1.13	1.28	1.61
ξ	41.03	44.05	41.67	44.30	49.21	45.51	48.10	49.77	53.14
ξ_p	4.48	4.55	7.67	6.20	12.09	10.94	13.64	15.50	20.00
UA_{evap} (kW/K)	8.68	7.56	9.14	7.98	8.17	9.21	9.19	9.25	9.64
UA_{cond} (kW/K)	7.04	6.58	7.45	6.79	6.92	7.32	7.33	7.34	7.51
$\dot{V}_1$ (l/s)	2.4037	2.3980	2.6804	2.3105	2.2824	2.7836	2.8285	2.3027	1.00707
$\dot{V}_2$ (l/s)	2.3949	2.3910	2.6763	2.3067	2.2802	2.7813	2.8268	2.3018	1.00706
$\dot{V}_3$ (l/s)	2.5499	2.5246	2.7886	2.4079	2.3653	2.8729	2.9116	2.3671	1.0121
$\dot{V}_4$ (l/s)	7.9320	8.0833	10.6668	8.5642	14.1863	14.1493	19.6922	22.4056	451.7620
Expansion ratio	3.11	3.20	3.83	3.56	6.00	4.93	6.76	9.47	446.34
$\dot{m}_{cf}$ (kg/s)	3.74	3.50	3.95	3.61	3.67	3.89	3.89	3.90	3.99
T_6 (°C)	43.74	44.47	43.08	44.13	43.89	43.23	43.21	43.16	42.86

ตารางที่ ก.5 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 65 °C

$T_{hf, in} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$	R125	R143a	R1216	R1234yf	R1234ze	R152a	R236fa	R142b	R114	R245fa	Water
$T_{cri}\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	66.02	72.71	85.75	72.71	109.36	13.26	124.92	137.11	145.68	154.01	373.95
$\dot{m}_{wf}\text{ (kg/s)}$	2.0	2.0	3.0	2.5	3.0	2.0	3.0	3.0	4.0	3.0	1.0
$P_{cond}\text{ (MPa)}$	1.91	1.74	1.04	0.96	0.72	0.86	0.41	0.49	0.32	0.23	0.01
$P_{evap}\text{ (MPa)}$	3.13	2.83	1.78	1.64	1.24	1.50	0.76	0.87	0.58	0.46	0.02
$\dot{Q}_{in}\text{ (kW)}$	71.52	80.70	86.88	81.90	90.69	83.99	85.32	90.38	90.62	90.83	92.61
$\dot{Q}_{out}\text{ (kW)}$	70.66	79.85	85.46	80.52	89.07	82.48	83.36	88.44	88.46	88.54	89.95
$\dot{W}_p\text{ (W)}$	3.39	3.83	2.71	2.50	2.13	0.00	1.24	1.63	1.14	0.81	0.02
$\dot{W}_{ex}\text{ (W)}$	4.25	4.69	4.14	3.88	3.75	1.52	3.21	3.57	3.29	3.10	2.69
$\dot{W}_{net}\text{ (W)}$	0.86	0.85	1.42	1.39	1.62	1.51	1.97	1.94	2.16	2.29	2.67
η_{th}	1.20	1.06	1.64	1.69	1.79	1.80	2.31	2.14	2.38	2.53	2.88
ξ	42.50	36.84	40.75	42.91	41.35	43.40	48.46	45.52	48.17	49.83	53.75
ξ_p	10.95	10.86	18.12	17.63	20.61	19.27	25.07	24.64	27.43	29.20	33.96
$UA_{evap}\text{ (kW/K)}$	11.78	14.48	16.09	13.82	15.91	14.40	14.45	16.97	16.97	16.98	17.58
$UA_{cond}\text{ (kW/K)}$	10.59	11.99	12.83	12.07	13.37	12.41	12.53	13.32	13.33	13.29	13.52
$\dot{V}_1\text{ (l/s)}$	1.811	2.296	2.404	2.398	2.681	2.311	2.282	2.784	2.828	2.303	1.0071
$\dot{V}_2\text{ (l/s)}$	1.778	2.265	2.387	2.384	2.672	2.303	2.278	2.779	2.825	2.301	1.0070

ตารางที่ ก.5 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 65 °C (ต่อ)

$T_{hf, in} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$	R125	R143a	R1216	R1234yf	R1234ze	R152a	R236fa	R142b	R114	R245fa	Water
$\dot{V}_3$ (l/s)	2.269	2.721	2.706	2.656	2.890	2.502	2.443	2.955	2.988	2.425	1.017
$\dot{V}_4$ (l/s)	6.713	8.433	12.476	12.834	17.036	13.722	23.865	23.412	33.440	38.715	812.573
Expansion ratio	2.96	3.10	4.61	4.83	5.89	5.48	9.77	7.92	11.19	15.96	798.89
$\dot{m}_{cf}$ (kg/s)	5.64	6.37	6.82	6.42	7.11	6.58	6.65	7.06	7.06	7.07	7.18
T_6 (°C)	47.91	45.72	44.24	45.43	43.33	44.93	44.61	43.41	43.35	43.30	42.87

ตารางที่ ก.6 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 75 °C

$T_{hf, in} = 75\text{ }^{\circ}\text{C}$	R125	R143a	R1216	R1234yf	R1234ze	R152a	R236fa	R142b	R114	R245fa	Water
T_{cri} (°C)	66.02	72.71	85.75	72.71	109.36	13.26	124.92	137.11	145.68	154.01	373.95
$\dot{m}_{wf}$ (kg/s)	2.0	2.0	3.0	2.5	3.0	2.0	3.0	3.0	4.0	3.0	1.0
P_{cond} (MPa)	1.91	1.74	1.04	0.96	0.72	0.86	0.41	0.49	0.32	0.23	0.01
P_{evap} (MPa)	3.58	3.34	2.18	2.03	1.53	1.88	0.98	1.10	0.74	0.61	0.03
$\dot{Q}_{in}$ (kW)	108.05	118.40	126.45	121.09	131.62	123.64	125.14	131.50	131.84	132.53	134.44
$\dot{Q}_{out}$ (kW)	105.15	115.63	122.89	117.54	127.82	119.91	120.74	127.15	127.14	127.60	128.93
$\dot{W}_p$ (W)	4.60	5.60	4.17	3.93	3.32	3.63	2.01	2.58	1.82	1.32	0.04
$\dot{W}_{ex}$ (W)	7.51	8.37	7.73	7.48	7.12	7.36	6.41	6.93	6.51	6.25	5.55

ตารางที่ ก.6 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 75 °C

$T_{hf, in} = 75\text{ }^{\circ}\text{C}$	R125	R143a	R1216	R1234yf	R1234ze	R152a	R236fa	R142b	R114	R245fa	Water
$\dot{W}_{net}$ (W)	2.90	2.77	3.56	3.55	3.80	3.72	4.40	4.35	4.69	4.93	5.51
η_{th}	2.69	2.34	2.81	2.93	2.89	3.01	3.52	3.31	3.56	3.72	4.10
ξ	46.05	40.86	44.19	45.97	44.45	46.42	51.19	48.80	51.36	52.99	57.01
ξ_p	22.78	21.73	27.90	27.85	29.79	29.20	34.50	34.12	36.80	38.64	43.24
UA_{evap} (kW/K)	17.03	20.40	22.81	20.81	22.08	21.46	21.04	24.52	24.65	24.88	25.38
UA_{cond} (kW/K)	15.75	17.40	18.48	17.70	19.17	18.05	18.16	19.14	19.08	19.19	19.38
$\dot{V}_1$ (l/s)	1.811	2.296	2.404	2.398	2.681	2.310	2.282	2.784	2.829	2.303	1.0071
$\dot{V}_2$ (l/s)	1.767	2.251	2.378	2.376	2.668	2.298	2.275	2.776	2.823	2.300	1.0070
$\dot{V}_3$ (l/s)	2.850	3.066	2.909	2.825	3.008	2.614	2.533	3.045	3.071	2.489	1.023
$\dot{V}_4$ (l/s)	9.105	11.185	16.891	17.641	23.277	18.903	33.551	32.437	46.799	54.796	1164.306
Expansion ratio	3.19	3647.59	5.81	6.24	7.74	7.23	13.24	10.65	15.24	22.01	1138.39
$\dot{m}_{cf}$ (kg/s)	8.39	9.23	9.81	9.38	10.20	9.57	9.63	10.15	10.15	10.16	10.29
T_6 (°C)	49.22	46.75	44.83	46.11	43.60	45.50	45.14	43.63	43.54	43.38	42.92

The logo of Sakon Nakhon Rajabhat University is a large, faint watermark in the background. It features a central figure of a person sitting on a throne, surrounded by a circular emblem with Thai script. Above the figure is a large, stylized Thai character 'ห' (ho) which forms a triangular shape.

ภาคผนวก ข

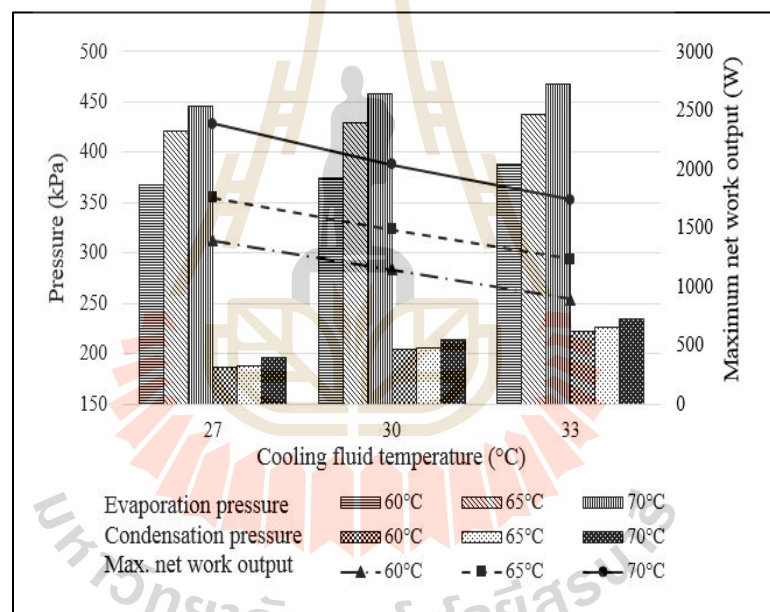
ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในสถานะนอกเหนือจากสถานะที่ออกแบบ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

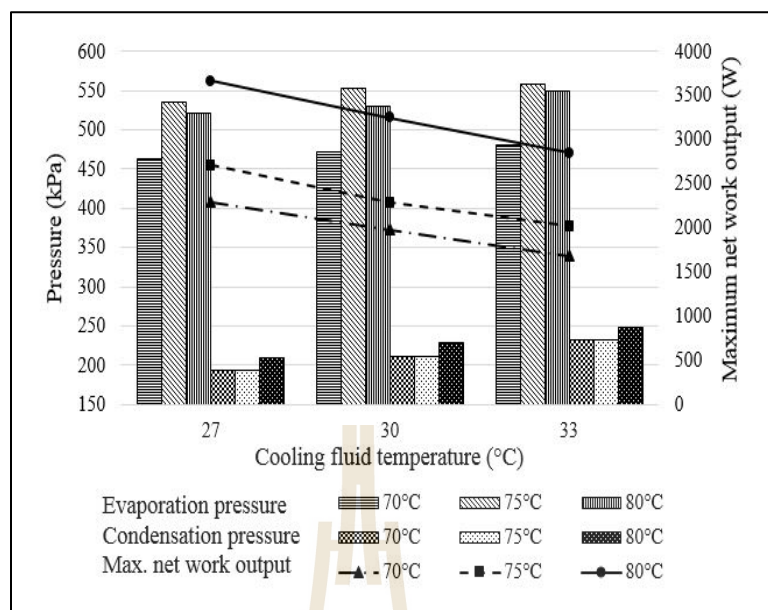
ข.1 ข้อมูลผลการจำลองโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ

จากการจำลองโดยใช้โรงไฟฟ้าไออาร์ซีที่ใช้ความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิ 55 °C, 65 °C และ 75 °C เป็นแหล่งความร้อน โดยใช้เงื่อนไขต่าง ๆ จากตารางที่ 3.4 และใช้สารทำงานเป็นสารชนิด R245fa ทั้งระบบ Subcritical และระบบ TLC

เมื่อพิจารณางานสุทธิสูงสุด ค่าความดันของสารทำงานภายในเครื่องระเหย และค่าความดันของสารทำงานภายในเครื่องควบแน่นของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 65 °C และ 75 °C สามารถแสดงผลการจำลองได้ดังรูปที่ ข.1 และ ข.2 ตามลำดับ



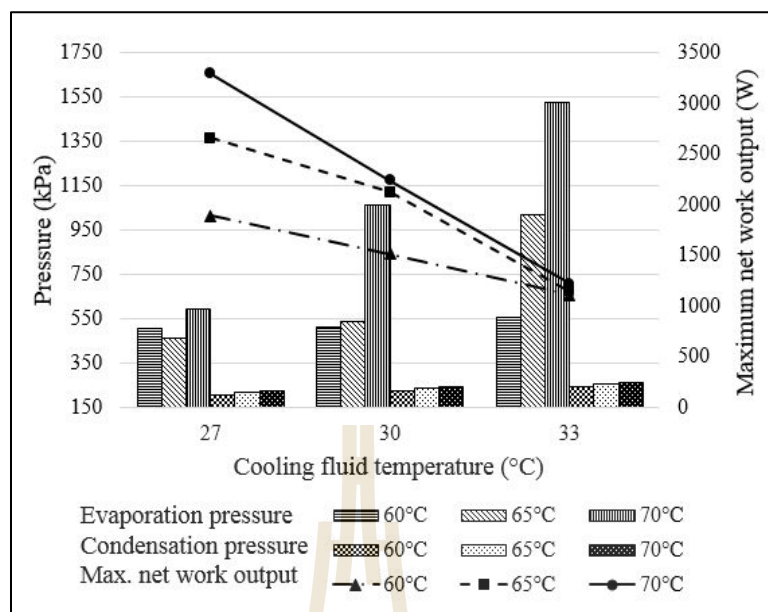
รูปที่ ข.1 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ
ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 65 °C



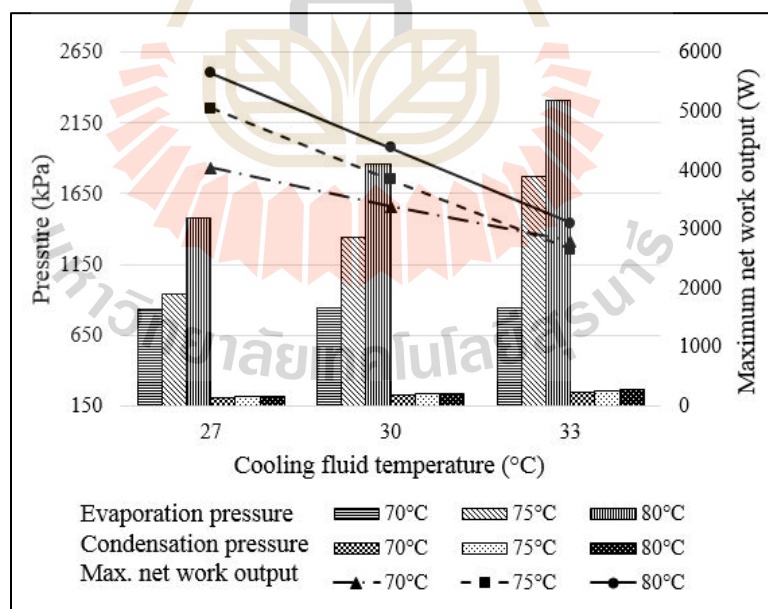
รูปที่ ข.2 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical ในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ
ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 75 °C

เมื่อพิจารณางานสุทธิสูงสุด ค่าความดันของสารทำงานภายในเครื่องระเหย และค่าความดันของสารทำงานภายในเครื่องควบแน่นของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 65 °C และ 75 °C สามารถแสดงผลการจำลองได้ดังรูปที่ ข.3 และ ข.4 ตามลำดับ

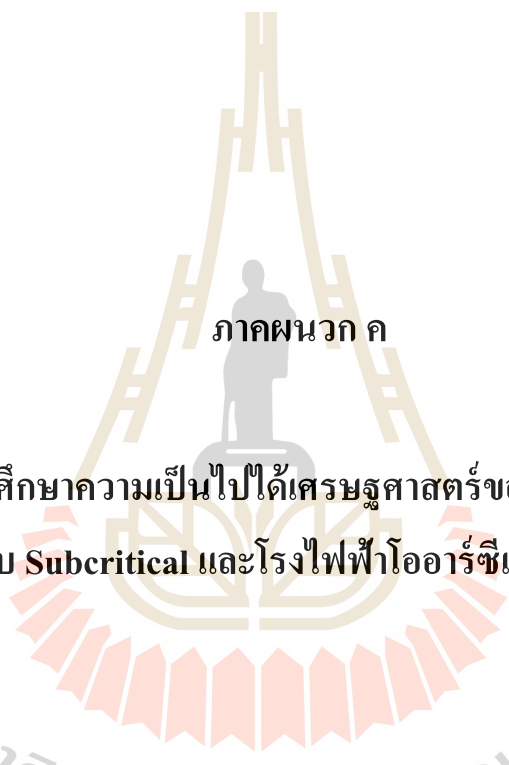
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ ข.3 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ
ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 65°C



รูปที่ ข.4 โรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ในสภาวะนอกเหนือจากสภาวะที่ออกแบบ
ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 75 °C

The logo of Sakon Nakhon Rajabhat University is a circular emblem. It features a central figure of a person standing on a pedestal, surrounded by a gear-like border. The text 'มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี' is written in a circular path around the bottom of the emblem.

ภาคผนวก ค

ข้อมูลผลการศึกษาความเป็นไปได้เศรษฐศาสตร์ของโรงไฟฟ้าโออาร์ซี
แบบ Subcritical และโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ TLC

ค.1 ข้อมูลผลคำนวณค่าต้นทุนเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (Levelized cost of electricity, LCOE)

ในภาคผนวก ค. เป็นผลคำนวณค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ Subcritical และโรงไฟฟ้าไออาร์ซีแบบ TLC ที่สามารถทำงานได้ในสภาวะที่ออกแบบและมีระยะเวลาการใช้งานโรงไฟฟ้า 10 ปี, 20 ปี และ 30 ปี โดยใช้อัตราการแลกเปลี่ยนค่าเงิน คือ 30.354 Baht/USD และอัตราดอกเบี้ยเงินกู้ คือ 6.275% สำหรับธนาคารกรุงไทยเรียกเก็บจากลูกค้ารายใหญ่ชั้นดี ประเภทเงินกู้แบบมีระยะเวลา (MLR) ข้อมูล ณ วันที่ 18 ตุลาคม 2562 (ธนาคารแห่งประเทศไทย, 2562) ซึ่งจะแสดงดังตารางที่ ค.1-ค.6



ตารางที่ ก.1 ข้อมูลผลการคำนวณค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical ที่มีระยะเวลาการใช้งานโรงไฟฟ้า 10 ปี

Working fluid	Heat source temperature 55 °C		Heat source temperature 65 °C		Heat source temperature 75 °C	
	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)
R125	386.9530	151.0476	1343.5281	44.6678	2979.6678	20.8189
R143a	402.0128	145.3513	1341.2694	44.7230	2955.5399	20.8107
R1234yf	421.7646	138.7407	1429.9877	42.1060	3068.9006	20.1939
R1234ze	420.3826	138.9100	1440.7693	41.6302	2944.3881	20.7631
R152a	411.9374	141.9135	1407.2438	42.6882	3040.4394	20.3000
R236fa	438.2103	134.3929	1400.8412	42.8636	3015.2490	20.9696
R245fa	421.8610	140.4603	1431.1082	43.1632	2813.7254	22.0823



ตารางที่ ก.2 ข้อมูลผลการคำนวณค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical ที่มีระยะเวลาการใช้งานโรงไฟฟ้า 20 ปี

Working fluid	Heat source temperature 55 °C		Heat source temperature 65 °C		Heat source temperature 75 °C	
	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)
R125	386.9530	146.0045	1343.5281	42.8090	2979.6678	19.7441
R143a	402.0128	140.5104	1341.2694	42.8681	2955.5399	19.7893
R1234yf	421.7646	134.0580	1429.9877	40.3112	3068.9006	19.1572
R1234ze	420.3826	134.3123	1440.7693	39.9050	2944.3881	19.7821
R152a	411.9374	137.1668	1407.2438	40.8986	3040.4394	19.2825
R236fa	438.2103	129.5861	1400.8412	41.0728	3015.2490	19.7691
R245fa	421.8610	135.1675	1431.1082	40.9893	2813.7254	20.9317



ตารางที่ ก.3 ข้อมูลผลการคำนวณค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ Subcritical ที่มีระยะเวลาการใช้งานโรงไฟฟ้า 30 ปี

Working fluid	Heat source temperature 55 °C		Heat source temperature 65 °C		Heat source temperature 75 °C	
	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)
R125	386.9530	144.3238	1343.5281	42.1895	2979.6678	19.3858
R143a	402.0128	138.8970	1341.2694	42.2499	2955.5399	19.4488
R1234yf	421.7646	132.4973	1429.9877	39.7130	3068.9006	18.8117
R1234ze	420.3826	132.7799	1440.7693	39.3301	2944.3881	19.4551
R152a	411.9374	135.5848	1407.2438	40.3022	3040.4394	18.9434
R236fa	438.2103	127.9841	1400.8412	40.4759	3015.2490	19.3690
R245fa	421.8610	133.4035	1431.1082	40.2648	2813.7254	20.5482



ตารางที่ ก.4 ข้อมูลผลการคำนวณค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีแบบ TLC ที่มีระยะเวลาการใช้งานโรงไฟฟ้า 10 ปี

Working fluid	Heat source temperature 55 °C		Heat source temperature 65 °C		Heat source temperature 75 °C	
	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)
R125	-	-	860.0844	71.4177	2904.4749	21.8261
R143a	-	-	853.6225	72.8391	2770.6879	23.2075
R1234yf	185.7736	325.5572	1385.4928	45.4773	3551.1845	18.4778
R1234ze	313.3362	196.5313	1619.2567	39.8670	3798.9250	17.7806
R152a	253.5107	239.0400	1513.9590	41.7772	3722.9219	17.7220
R236fa	494.2713	124.8914	1969.5763	33.1762	4399.7335	15.7017
R245fa	633.6006	100.2906	2294.1186	29.9875	4927.1864	15.0577
Water	817.5408	236.5583	2668.5294	119.2968	5513.0132	80.8136

ตารางที่ ก.5 ข้อมูลผลการคำนวณค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าโออาร์จีแบบ TLC ที่มีระยะเวลาการใช้งานโรงไฟฟ้า 20 ปี

Working fluid	Heat source temperature 55 °C		Heat source temperature 65 °C		Heat source temperature 75 °C	
	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)
R125	-	-	860.0844	67.9410	2904.4749	20.5601
R143a	-	-	853.6225	69.0289	2770.6879	21.7660
R1234yf	185.7736	311.2384	1385.4928	42.9204	3551.1845	17.2237
R1234ze	313.3362	186.8256	1619.2567	37.3477	3798.9250	16.4318
R152a	253.5107	228.3822	1513.9590	39.3817	3722.9219	16.4920
R236fa	494.2713	118.6278	1969.5763	30.9641	4399.7335	14.4147
R245fa	633.6006	94.4062	2294.1186	27.5635	4927.1864	13.5467
Water	817.5408	176.5594	2668.5294	84.5726	5513.0132	55.9540

ตารางที่ ก.6 ข้อมูลผลการคำนวณค่า LCOE ของโรงไฟฟ้าโออาร์จีแบบ TLC ที่มีระยะเวลาการใช้งานโรงไฟฟ้า 30 ปี

Working fluid	Heat source temperature 55 °C		Heat source temperature 65 °C		Heat source temperature 75 °C	
	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)	Max. net work output (W)	LCOE (Baht/kW·hr)
R125	-	-	860.0844	66.7823	2904.4749	20.1381
R143a	-	-	853.6225	67.7589	2770.6879	21.2856
R1234yf	185.7736	306.4662	1385.4928	42.0682	3551.1845	16.8058
R1234ze	313.3362	183.5908	1619.2567	36.5081	3798.9250	15.9823
R152a	253.5107	224.8301	1513.9590	38.5833	3722.9219	16.0821
R236fa	494.2713	116.5402	1969.5763	30.2268	4399.7335	13.9858
R245fa	633.6006	92.4449	2294.1186	26.7556	4927.1864	13.0431
Water	817.5408	156.5625	2668.5294	72.9995	5513.0132	47.6686

ภาคผนวก ง

บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

รายชื่อบทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

- ปุ่นยาพร วิรุณจิตร์ และอาทิตย์ คุณศรีสุข. (2561). การจำลองเชิงตัวเลขสำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีที่ใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูล. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 32 (The 32nd Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand), TSF-020, โรงแรมมุกดาหาร แกรนด์ จังหวัดมุกดาหาร, 3-6 กรกฎาคม 2561
- ปุ่นยาพร วิรุณจิตร์ และอาทิตย์ คุณศรีสุข. (2562). การหาค่าที่เหมาะสมที่สุดทางอุณหพลศาสตร์ของการผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรไออาร์ซีแบบขับเคลื่อนเมื่อใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูล. การประชุมวิชาการการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 18, โรงแรมกระบี่ฟร้อน เบย์ริสอร์ท จังหวัดกระบี่, 20-21 มีนาคม 2562
- ปุ่นยาพร วิรุณจิตร์ และอาทิตย์ คุณศรีสุข. (2562). การจำลองเชิงตัวเลขของการผลิตไฟฟ้าจากความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูล. การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15 (15th Conference on Energy Network of Thailand), ECE-0039, เดอะ กรีน เนอริ รี สอร์ท เขาใหญ่ จังหวัดนครราชสีมา, 21-24 พฤษภาคม 2562
- Punyaporn Virunchit and Atit Koonsrisuk. (2019). **Comparative study of power generation systems powered by data center waste heat.** The 10th TSME International Conference on Mechanical Engineering, CST-0010, A-One The Royal Cruise Hotel, Pattaya, Thailand, 10-13 December 2019

TSF - 020

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 32

3 - 6 กรกฎาคม 2561 จังหวัดมุกดาหาร



การจำลองเชิงตัวเลขสำหรับโรงไฟฟ้าโออาร์ซีที่ใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูล Simulation of an ORC power plant utilizing data center waste heat

ปณยาพร วิรุณจิตร์* และ อาทิตย์ คุณศรีสุข

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
111 ถนนมหาวิทยาลัย ตำบลสุรนารี อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000
*ติดต่อ: pvirunchit@gmail.com, โทร: 0-4422-4410, โทรสาร: 0-4422-4411

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันมีการเพิ่มขึ้นและขยายขนาดของศูนย์ข้อมูล (data center) อย่างรวดเร็วเพื่อให้เพียงพอต่อความต้องการในด้านของการจัดเก็บข้อมูล ประมวลผลข้อมูล และการสื่อสารโทรคมนาคมแบบดิจิทัล ซึ่งการขยายตัวนี้ทำให้ศูนย์ข้อมูลมีการปลดปล่อยความร้อนออกมาในปริมาณที่มากขึ้น งานวิจัยนี้จึงศึกษาศักยภาพของการนำความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลมาเป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้าโออาร์ซี โดยมีจุดประสงค์เพื่อออกแบบระบบโออาร์ซีสำหรับผลิตกระแสไฟฟ้าจากความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูลด้วยวิธีจำลองเชิงตัวเลขและเลือกใช้สารทำงานในการจำลองทั้งสิ้น 6 ชนิด โดยช่วงอุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่า $50^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$ และได้เปรียบเทียบผลลัพธ์จากการใช้วิธี effectiveness - NTU กับวิธีกำหนดค่า pinch point temperature difference (PPTD) พบว่า วิธี PPTD ให้ผลลัพธ์ที่มีความผิดพลาดสูงเมื่อเทียบกับวิธี effectiveness - NTU และพบว่าสารทำงาน R32 ให้งานสุทธิสูงที่สุดโดยมีค่าอยู่ในช่วง 400 kW - 800 kW ขึ้นกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนประมาณ 5.3% - 7.7%

คำหลัก: โออาร์ซี; ความร้อนอุณหภูมิต่ำ; ศูนย์ข้อมูล; วิธีการของค่าประสิทธิภาพ - เอ็นทียู; การจำลองเชิงตัวเลข

Abstract

The increase of number and size of data centers worldwide has been obvious. In this work, the feasibility of generating electricity from waste heat of data centers using an organic Rankine cycle (ORC) power plant was conducted. The temperature range of waste heat between $50^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$ was examined. Six promising organic working fluids were studied. 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 provides a significant %error compared with those of the effectiveness - NUT method. It was also found that the electricity of 400 kW - 800 kW can be generated with using R32 as the working fluid, depending on the temperature of the heat source. The corresponding efficiency of the cycle is 5.3% - 7.7%.

Keywords: ORC; Low-temperature heat; Data centers; Effectiveness - NTU method; Numerical model



1. บทนำ

ในช่วง 2 ทศวรรษที่ผ่านมา มีการเพิ่มขึ้นของความต้องการในการประมวลผลข้อมูล การจัดเก็บข้อมูล และการสื่อสารโทรคมนาคมแบบดิจิทัลควบคู่ไปกับความก้าวหน้าทางเทคโนโลยีคอมพิวเตอร์และเทคโนโลยีอิเล็กทรอนิกส์ ส่งผลให้ศูนย์ข้อมูล (data center) ซึ่งเป็นพื้นที่ที่ใช้ในการจัดวางเครื่อง computer ที่ทำหน้าที่เป็น web server [1] ที่จะต้องเพิ่มจำนวนและขยายขนาดให้ใหญ่ขึ้นเพื่อให้เพียงพอต่อความต้องการ โดย [2] กล่าวว่าในช่วงปี ค.ศ. 1998 - 2010 ประเทศสหรัฐอเมริกา มีการเพิ่มขึ้นของศูนย์ข้อมูลจาก 432 เป็น 2,094 แห่ง และมีการใช้พลังงานโดยรวมเพิ่มขึ้นเป็น 2 เท่า ในปี ค.ศ. 2000 - 2006 จากสถิติพลังงานล่าสุดพบว่าศูนย์ข้อมูลใช้พลังงานไป 1.3% ของโลก ซึ่งถูกใช้โดยประเทศสหรัฐอเมริกาถึง 2% และคิดเป็น 25% - 30% ของพลังงานที่ศูนย์ข้อมูลทั่วโลกใช้ไป ซึ่งทาง [3] ได้คาดการณ์ว่าพื้นที่ศูนย์ข้อมูลในปี พ.ศ. 2561 จะเพิ่มขึ้นถึง 1.94 พันล้านตารางฟุต ซึ่งเพิ่มมากขึ้นจากปี พ.ศ. 2556 ที่มีพื้นที่เพียง 1.58 พันล้านตารางฟุต โดยตัวเลขการคาดการณ์ดังกล่าวได้ประเมินเฉพาะพื้นที่ของศูนย์ข้อมูลไม่ได้ในห้อง server และตู้ชุมสายที่ติดตั้งไว้ภายในองค์กรมารวมด้วย

การขยายตัวของงานในด้านนี้ทำให้องค์กรที่ให้บริการศูนย์ข้อมูลมีความต้องการทางด้านพลังงานเพิ่มมากขึ้น [4, 5] เนื่องจากพลังงานเกือบทั้งหมดที่จ่ายให้กับ servers จะสูญเสียไปในรูปของความร้อน ซึ่งจำเป็นที่จะต้องใช้ระบบระบายความร้อนที่มีขนาดใหญ่ขึ้นเพื่อให้อุณหภูมิของ server อยู่ในช่วงการทำงานที่ปลอดภัย โดยที่ [6] ได้ระบุว่าพลังงานที่ใช้ในการระบายความร้อนแบบดั้งเดิม (computer room air conditioning, CRAC) ถูกคิดเป็น 45% ของพลังงานทั้งหมดที่ถูกใช้ในศูนย์ข้อมูล ซึ่งถ้าหากมีการนำเอาความร้อนที่เกิดจากศูนย์ข้อมูลมาใช้ประโยชน์ เช่น ใช้ในกระบวนการผลิตกระแสไฟฟ้า การปรับอากาศให้แก่อาคาร เป็นต้น จะทำ

ให้เกิดการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่ามากขึ้นและยังเป็นการลดภาระการทำความเย็นของระบบระบายความร้อนทำให้เป็นการลดการใช้พลังงานในศูนย์ข้อมูลได้อีกด้วย

แต่ด้วยความร้อนที่ได้จากศูนย์ข้อมูลนั้นเป็นความร้อนคุณภาพต่ำ โดยที่ [6 - 10] ระบุว่าความร้อนนี้มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 31°C - 100°C จึงทำให้เกิดข้อจำกัดในการนำกลับมาใช้ประโยชน์ในหลาย ๆ ด้าน แต่ในด้านของการผลิตกระแสไฟฟ้านั้นยังมีเทคโนโลยีที่รองรับการใช้ความร้อนคุณภาพต่ำเป็นแหล่งความร้อนในการผลิตไฟฟ้าซึ่งได้แก่เทคโนโลยีโออาร์ซี (organic Rankine cycle, ORC) โดย [11, 12] กล่าวว่าการใช้สารทำงานของวัฏจักรเป็นสารอินทรีย์ที่มีอุณหภูมิอิ่มตัวต่ำ ทำให้ระบบสามารถทำงานที่อุณหภูมิระเหยต่ำได้ และยังสามารถใช้ผลิตกระแสไฟฟ้าในระบบการผลิตขนาดเล็ก รวมถึงการนำความร้อนทั้งกลับมาใช้ประโยชน์ได้อีกด้วย

ดังนั้นการนำความร้อนทั้งจากศูนย์ข้อมูลมาเป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้าโออาร์ซีจึงมีความน่าสนใจในงานวิจัยนี้จึงทำการออกแบบระบบโออาร์ซีสำหรับผลิตกระแสไฟฟ้าจากความร้อนทั้งของศูนย์ข้อมูลด้วยวิธีจำลองเชิงตัวเลขโดยใช้โปรแกรม MATLAB ซึ่งจะเลือกใช้สารทำงานในการจำลองทั้งสิ้น 6 ชนิด ที่มีความเหมาะสมกับช่วงอุณหภูมิของแหล่งความร้อนระหว่าง 50°C - 80°C

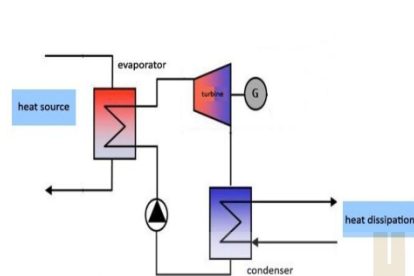
2. วิธีการดำเนินงาน

โรงไฟฟ้าโออาร์ซีทำงานด้วยวัฏจักร Rankine ที่มีอุปกรณ์พื้นฐาน 4 ชนิด ได้แก่ เครื่องระเหย (evaporator) กังหันแบบไอขยายตัว (expander) เครื่องควบแน่น (condenser) และเครื่องสูบลูกสูบ (pump) ซึ่งการทำงานและสถานะของสารทำงานในระบบจะเป็นดังรูปที่ 1 และ 2 ตามลำดับ

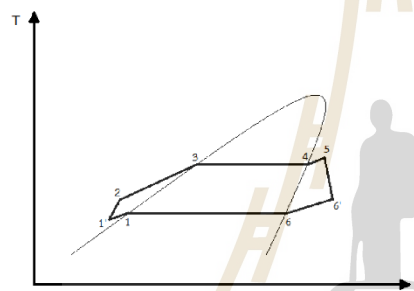
TSF - 020

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 32

3 - 6 กรกฎาคม 2561 จังหวัดมุกดาหาร



รูปที่ 1 วัฏจักร Rankine [13]



รูปที่ 2 T-s diagram

2.1 แบบจำลองเชิงตัวเลข

การจำลองเชิงตัวเลขของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีในงานวิจัยนี้จะเลือกใช้วิธี effectiveness - NTU ในการหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและความร้อนที่สามารถแลกเปลี่ยนได้ ส่วนสมการที่ใช้ในการหาขนาดที่ได้จากกังหันแบบไอขยายตัว งานที่จ่ายให้เครื่องสูบน้ำ งานสุทธิ และประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะแสดงดังสมการที่ 1 - 4 ตามลำดับ

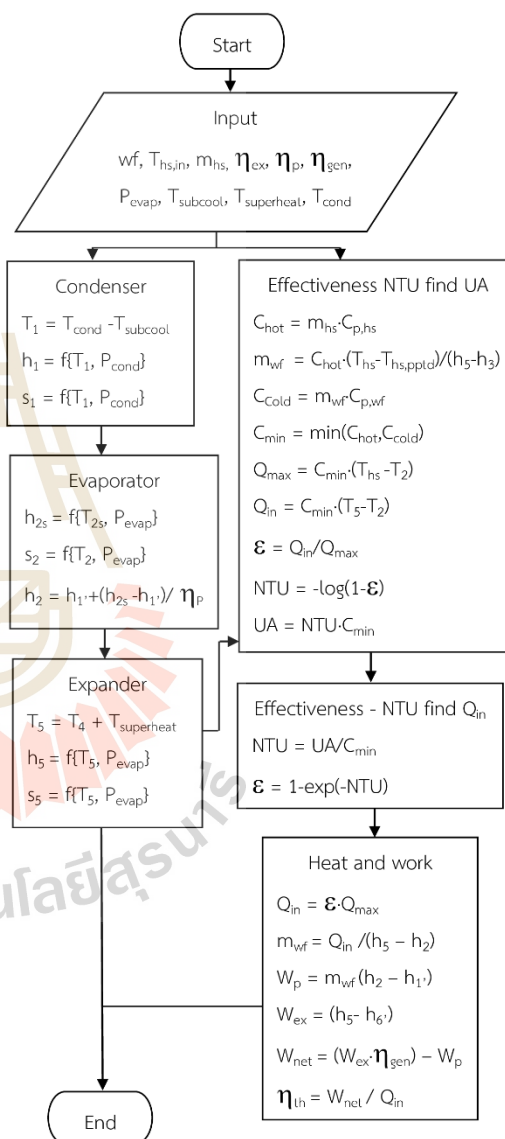
$$W_{ex} = \dot{m}_{wf}(h_5 - h_6') \quad (1)$$

$$W_p = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_1') \quad (2)$$

$$W_{net} = (W_{ex} \times \eta_{gen}) - W_p \quad (3)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{\dot{m}_{wf}(h_5 - h_2)} \quad (4)$$

โดยมีขั้นตอนของการจำลองเชิงตัวเลขดังนี้





โดยที่ η_{gen} , η_p และ η_{ex} มีค่าเท่ากับ 91.30% 43.22% และ 67.70% ตามลำดับ [21]

2.2 การเลือกสารทำงาน

การเลือกสารทำงานที่เหมาะสมสำหรับโรงไฟฟ้า โออาร์ซีถือว่ามีความสำคัญอย่างยิ่ง เนื่องจากจะส่งผลต่อ ปริมาณไฟฟ้าที่จะผลิตได้ ซึ่งการเลือกชนิดของสารทำงาน นั้นนอกจากจะต้องคำนึงถึงคุณสมบัติต่าง ๆ ที่ส่งผลต่อ ปริมาณไฟฟ้าที่ผลิตได้แล้วยังต้องคำนึงถึงความเป็นมิตร ต่อสิ่งแวดล้อมและความปลอดภัยในการใช้งานอีกด้วย ตารางที่ 1 คุณสมบัติของสารทำงานชนิดต่าง ๆ ที่ใช้ในการจำลอง

สารทำงาน	คุณสมบัติทางกายภาพ			คุณสมบัติทางด้านสิ่งแวดล้อม			คุณสมบัติทางด้านความปลอดภัย	
	$T_{boiling}$ (°C)	$T_{critical}$ (°C)	$P_{critical}$ (MPa)	ALT (ปี)	ODP	GWP (100 ปี)	ASHRAE safety group	
R245fa	15 [14]	154.05 [14]	3.64 [14]	7.6 [15]	0 [16]	1030 [15]	B1 [17]	
R600	0 [14]	152 [14]	3.796 [14]	12 [15]	0 [18]	4 [15]	A3 [17]	
R1234ze	-19 [17]	-	-	-	0 [16]	6 [16]	A2L [19]	
R1234yf	-29.4 [17]	-	-	-	1 [16]	4 [16]	A2L [19]	
R290	-42.09 [20]	96.7 [14]	4.248 [14]	12 [15]	< 0 [15]	3.3 [15]	A3 [17]	
R32	-52 [17]	78.11 [14]	5.782 [14]	4.9 [15]	0 [16]	675 [15]	A2L [19]	

3. การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

งานวิจัยนี้ใช้สมการพื้นฐานทาง thermodynamics ร่วมกับการใช้คุณสมบัติของสารทำงานจาก REFPROP Software [22] ซึ่งจะมีการใช้ค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ เช่นเดียวกับผลการทดลอง (ORC - 3) ของเอกสารอ้างอิงที่ [21] ในการตรวจสอบความ - ตารางที่ 2 ผลการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองเทียบกับผลการทดลอง ORC - 3 ของเอกสารอ้างอิงที่ [21]

ในงานวิจัยนี้จึงเลือกศึกษาสารทำงานที่มีลักษณะดังกล่าว จำนวน 6 สาร โดยแต่ละสารมีคุณสมบัติดังแสดงใน ตารางที่ 1

2.3 แหล่งความร้อนที่ใช้

ในงานวิจัยนี้ใช้น้ำเป็นตัวกลางในการรับความร้อนทั้งจากศูนย์ข้อมูลมาเป็นแหล่งความร้อนให้กับโรงไฟฟ้าโออาร์ซี โดยจะใช้ความร้อนที่มีอุณหภูมิ 50°C - 80°C ซึ่งเป็นช่วงอุณหภูมิที่ servers มีการการทำงานอยู่ในช่วงปกติ

ถูกต้องของแบบจำลองโรงไฟฟ้าโออาร์ซี โดยผลของการตรวจสอบสามารถแสดงได้ดังตารางที่ 2 ซึ่งจะเห็นว่าการตรวจสอบด้วยวิธี effectiveness - NTU มีความคลาดเคลื่อนสูงที่สุดเท่ากับ 4.32% จึงเป็นการยืนยันว่าแบบจำลองที่งานวิจัยนี้พัฒนาขึ้นจะสามารถใช้ทำนายพฤติกรรมของโรงไฟฟ้าโออาร์ซีได้

สารทำงาน	T_{hs} (°C)	m_{hs} (kg/s)	P_{evap} (kPa)	P_{cond} (kPa)	m_{wf} (kg/s)	W_p (kW)	W_{ex} (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} (%)	แหล่งที่มา
R245fa	122.60	17.20	1500.00	230.00	5.00	11.80	124.95	103.04	8.60	[21]
R245fa	122.60	17.20	1500.00	230.00	5.05	11.29	126.13	103.86	8.33	present
error (%)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.95	4.32	0.95	0.79	3.17	



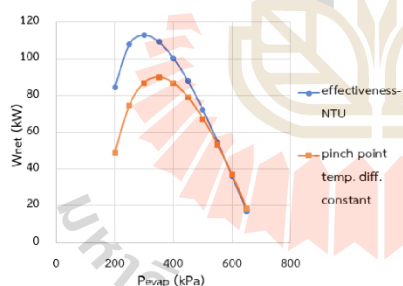
4. ผลการจำลอง

ในงานวิจัยนี้สามารถแบ่งผลการจำลองออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่

4.1 การเปรียบเทียบวิธี effectiveness - NTU กับวิธีกำหนดค่า pinch point temperature difference (PPTD) เป็นค่าคงที่

งานวิจัยนี้จะเปรียบเทียบผลการทำนายระหว่าง การจำลองโดยใช้วิธี effectiveness - NTU กับวิธีกำหนดค่า PPTD ซึ่งเป็นค่าความแตกต่างของอุณหภูมิที่น้อยที่สุดระหว่างแหล่งความร้อนกับสารทำงานใน โรงไฟฟ้าไออาร์ซีให้มีค่าคงที่เท่ากับ 4.91°C เนื่องจากการ จำลองโดยใช้ effectiveness - NTU method เป็นวิธีที่ ซับซ้อนกว่าเมื่อเทียบกับวิธีกำหนดค่า PPTD เป็นค่าคงที่ ซึ่งนิยมใช้เนื่องจากช่วยลดความซับซ้อนของการคำนวณ

ในการเปรียบเทียบผลการจำลองจะใช้สาร ทำงานในโรงไฟฟ้าไออาร์ซีเป็นชนิด R245fa และใช้ อุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่ 80°C ซึ่งผลการ เปรียบเทียบสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 3



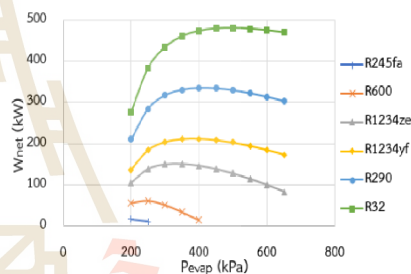
รูปที่ 3 ผลการเปรียบเทียบงานสุทธิที่ได้จากการจำลอง ด้วยวิธี effectiveness - NTU กับการกำหนดค่า PPTD

จากรูปที่ 3 จะเห็นว่างานสุทธิที่ได้จาก 2 วิธี ให้ ค่าที่ไม่เท่ากัน โดยในช่วงความดันสูงสุดของระบบ (P_{evap}) มีค่า 200 kPa - 550 kPa งานสุทธิที่ได้จากการ

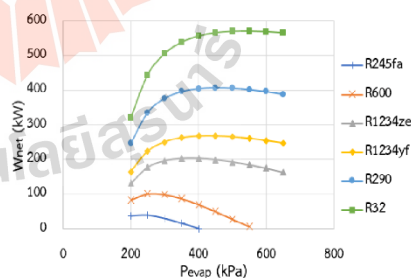
จำลองด้วยวิธี effectiveness - NTU จะให้ค่าที่มากกว่า การกำหนดค่า PPTD เท่ากับ 4.91°C จากนั้นค่างานสุทธิ จะมีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการกำหนดค่า PPTD เป็นค่าคงที่ที่ทำนายผลคลาดเคลื่อนไปจากวิธี effectiveness - NTU อย่างมีนัยสำคัญ

4.2 อิทธิพลจากชนิดของสารทำงานและอุณหภูมิของ แหล่งความร้อน

ในการจำลองเพื่อศึกษางานสุทธิของโรงไฟฟ้าโอ อาร์ซีที่ใช้ความร้อนทั้งจากศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิ 50°C - 80°C เป็นแหล่งความร้อนและเปรียบเทียบงานสุทธิที่ได้ จากสารทำงานแต่ละชนิดเมื่อค่าอุณหภูมิแหล่งความร้อน และ P_{evap} มีค่าที่เปลี่ยนไปโดยใช้วิธี effectiveness - NTU ซึ่งผลการจำลองจะเป็นไปดังรูปที่ 4 - 7 ตามลำดับ



รูปที่ 4 งานสุทธิที่ได้จากสารทำงานชนิดต่าง ๆ ณ อุณหภูมิของแหล่งความร้อน 50°C

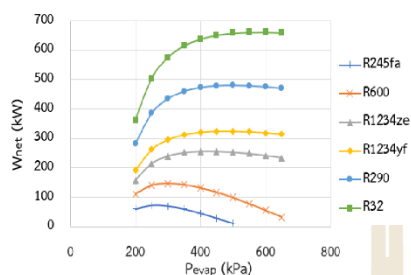


รูปที่ 5 งานสุทธิที่ได้จากสารทำงานชนิดต่าง ๆ ณ อุณหภูมิของแหล่งความร้อน 60°C

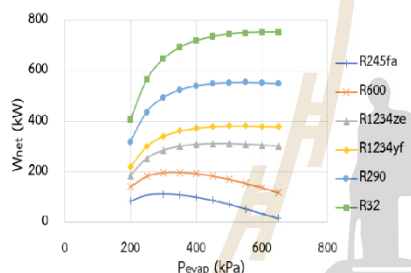
TSF - 020

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 32

3 - 6 กรกฎาคม 2561 จังหวัดมุกดาหาร



รูปที่ 6 งานสุทธิที่ได้จากสารทำงานชนิดต่าง ๆ ณ อุณหภูมิของแหล่งความร้อน 70°C



รูปที่ 7 งานสุทธิที่ได้จากสารทำงานชนิดต่าง ๆ ณ อุณหภูมิของแหล่งความร้อน 80°C

จากผลการจำลองงานสุทธิที่ได้จากสารทำงานชนิดต่าง ๆ ในช่วงอุณหภูมิของแหล่งความร้อน 50°C - 80°C จะเห็นว่าที่ค่า P_{evap} เดียวกันสารทำงานแต่ละชนิดจะให้งานสุทธิที่ไม่เท่ากันและยังให้งานสุทธิสูงสุดที่ P_{evap} ต่างกันอีกด้วย โดยงานสุทธิสูงสุดของแต่ละสารทำงานที่แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่าง ๆ เป็นดังนี้

- สารทำงาน R245fa สามารถผลิตงานสุทธิได้สูงสุด 16.365 kW 39.376 kW 70.762 kW และ 113.010 kW ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 50°C - 80°C ตามลำดับ โดยจะได้อ่านงานสุทธิที่มีค่าค่อนข้างคงที่ในช่วง P_{evap} ที่ 200 kPa - 350 kPa

- สารทำงาน R600 สามารถผลิตงานสุทธิได้สูงสุด 59.798 kW 100.030 kW 147.510 kW และ 198.440 kW ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 50°C - 80°C ตามลำดับ โดยจะได้อ่านงานสุทธิที่มีค่าค่อนข้างคงที่ในช่วง P_{evap} ที่ 200 kPa - 400 kPa
- สารทำงาน R1234ze สามารถผลิตงานสุทธิได้สูงสุด 151.290 kW 202.360 kW 256.170 kW และ 311.760 kW ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 50°C - 80°C ตามลำดับ โดยจะได้อ่านงานสุทธิที่มีค่าค่อนข้างคงที่ในช่วง P_{evap} ที่ 250 kPa - 600 kPa
- สารทำงาน R1234yf สามารถผลิตงานสุทธิได้สูงสุด 212.170 kW 267.600 kW 324.670 kW และ 382.690 kW ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 50°C - 80°C ตามลำดับ โดยจะได้อ่านงานสุทธิที่มีค่าค่อนข้างคงที่ในช่วง P_{evap} ที่ 250 kPa - 650 kPa
- สารทำงาน R290 สามารถผลิตงานสุทธิได้สูงสุด 335.550 kW 407.300 kW 480.530 kW และ 554.670 kW ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 50°C - 80°C ตามลำดับ โดยจะได้อ่านงานสุทธิที่มีค่าค่อนข้างคงที่ในช่วง P_{evap} ที่ 300 kPa - 650 kPa
- สารทำงาน R32 สามารถผลิตงานสุทธิได้สูงสุด 481.190 kW 570.240 kW 660.760 kW และ 752.330 kW ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 50°C - 80°C ตามลำดับ โดยจะได้อ่านงานสุทธิที่มีค่าค่อนข้างคงที่ในช่วง P_{evap} ที่ 400 kPa - 650 kPa

นอกจากนี้ยังพบว่าสารทำงานที่ทำให้ได้อ่านงานสุทธิสูงสุดในทุกอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่ศึกษาคือ R32 มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนในช่วงที่งานสุทธิมีค่าค่อนข้างคงที่ประมาณ 5.3% - 7.7% ส่วน R290



R1234yf R1234ze R600 และ R245fa จะให้งานสุทธิที่ลดลงและมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนในช่วงที่งานสุทธิมีค่าค่อนข้างคงที่ประมาณ 4.1% - 8.2% 2.9% - 7.5% 2.8% - 7.0% 1.7% - 5.4% และ 1.5% - 4.2% ตามลำดับ เนื่องจากสารทำงานแต่ละชนิดมีจุดเดือด (T_{boiling}) ที่ไม่เท่ากัน ทำให้สารทำงานที่มี T_{boiling} ต่ำสามารถรับความร้อนจากแหล่งความร้อนและสามารถทำให้ได้งานสุทธิตกกว่าสารทำงานชนิดอื่น แต่อย่างไรก็ตามการเลือกใช้สารทำงานที่มี T_{boiling} ต่ำ ควรพิจารณาถึงราคา คุณสมบัติทางด้านสิ่งแวดล้อมและคุณสมบัติทางด้านความปลอดภัยของสารก่อนตัดสินใจเลือกใช้

5. สรุปผล

ในงานวิจัยนี้เป็นการจำลองเพื่อเปรียบเทียบงานสุทธิที่ได้จากการจำลองด้วยวิธี effectiveness - NTU กับการกำหนดค่า PPTD ให้มีค่าคงที่ พบว่างานสุทธิที่ได้จากทั้ง 2 วิธีให้ค่าที่แตกต่างกัน ซึ่งทำให้เห็นว่าการกำหนดค่า PPTD ในแบบจำลองทำให้เกิดผลที่คลาดเคลื่อนไปจากการจำลองที่ใช้หลักการการถ่ายเทความร้อนอย่างวิธี effectiveness - NTU ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงทำการจำลองเพื่อศึกษางานสุทธิจากสารทำงาน 6 ชนิด โดยใช้วิธี effectiveness - NTU ทำให้พบว่าสำหรับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ 50°C - 80°C สารทำงาน R32 สามารถให้งานสุทธิสูงที่สุดเมื่อเทียบกับสารทำงาน R245fa R600 R234ze R1234yf และ R290 นอกจากนี้งานสุทธิจะมีค่าค่อนข้างคงที่ในช่วง P_{evap} ที่ 400 kPa - 650 kPa และมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนประมาณ 5.3% - 7.7%

6. เอกสารอ้างอิง

[1] ThaiCreate. (2017). Data Center และ ISP คืออะไร . URL: <http://www.thaicreate.com/web-host/web-host-data-center-isp.html>, access on 22/2/2018

[2] Glanz, J. (2012). Power, pollution and the internet. *The New York Times*, 22.

[3] True corporation public company limited. (2017). จัปตาแนวน้อมดาต้าเซ็นเตอร์ปี 2560. URL: <https://www.trueidc.com/2017/03/08>, access on 20/12/2017

[4] Gandhi, A., Harchol-Balter, M., Das, R., & Lefurgy, C. (2009, June). Optimal power allocation in server farms. In *ACM SIGMETRICS Performance Evaluation Review* (Vol. 37, No. 1, pp. 157-168). ACM.

[5] Wierman, A., Andrew, L. L., & Tang, A. (2012). Power-aware speed scaling in processor sharing systems: Optimality and robustness. *Performance Evaluation*, 69 (12), 601-622.

[6] Ding, T., Guang He, Z., Hao, T., & Li, Z. (2016). Application of separated heat pipe system in data center cooling. *Applied Thermal Engineering*, 109, 207-216.

[7] Hassan, N. M. S., Khan, M. M. K., & Rasul, M. G. (2013). Temperature monitoring and CFD analysis of data centre. *Procedia Engineering*, 56, 551-559.

[8] Araya, S., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2016, May). The design and construction of a bench-top Organic Rankine Cycle for data center applications. In *Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)*, 2016 15th IEEE Intersociety Conference on (pp. 404-408). IEEE.

[9] Ebrahimi, K., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2017). The viability of ultra low temperature waste heat recovery using organic Rankine cycle



in dual loop data center applications. *Applied Thermal Engineering*, 126, 393-406.

[10] Oró, E., Allepuz, R., Martorell, I., & Salom, J. (2018). Design and economic analysis of liquid cooled data centres for waste heat recovery: A case study for an indoor swimming pool. *Sustainable Cities and Society*, 36, 185-203.

[11] Taghaddosi, M. (2005). Thermodynamic modeling for combined ORC (Organic Rankine Cycle) and single-flash geothermal power plants. In *Proceedings World Geothermal Congress [C]*.

[12] Saitoh, T., Yamada, N., & Wakashima, S. I. (2007). Solar Rankine cycle system using scroll expander. *Journal of Environment and Engineering*, 2(4), 708-719.

[13] house of clean energy. (n.d.). *ORC plants*. URL: <http://house-of-clean-energy.de/en/technologieangebote/orc-anlage.html>, access on 15/04/2018.

[14] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). (2004). Designation and Safety Classification of Refrigerants, URL: https://www.ashrae.org/File%20Library/docLib/Public/20070613_342004_d_j_l_m_t_only.pdf, access on 16/04/2018.

[15] Change, I. P. O. C. (2007). Climate change 2007: The physical science basis. *Agenda*, 6(07), 333.

[16] United States Environmental Protection Agency. (2018). Global Warming Potentials of ODS Substitutes, URL:

<https://web.archive.org/web/20101016052146/https://www.epa.gov/ozone/geninfo/gwps.html>, access on 16/04/2018.

[17] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). (2007). Designation and Safety Classification of Refrigerants, URL: https://www.ashrae.org/File%20Library/docLib/Public/20080807_34m_thru_34v_final.pdf, access on 16/04/2018.

[18] Protocol, M., & DEplete, O. S. T. (2009). UNEP.

[19] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). (2010). Designation and Safety Classification of Refrigerants, URL: https://www.ashrae.org/File%20Library/docLib/Public/20080807_34m_thru_34v_final.pdf, access on 16/04/2018.

[20] Miyamoto, H., & Watanabe, K. (2000). A thermodynamic property model for fluid-phase propane. *International journal of thermophysics*, 21(5), 1045-1072.

[21] Sung, T., Yun, E., Kim, H. D., Yoon, S. Y., Choi, B. S., Kim, K., ... & Kim, K. C. (2016). Performance characteristics of a 200-kW organic Rankine cycle system in a steel processing plant. *Applied energy*, 183, 623-635.

[22] Lemmon, E. W., Huber, M. L., & McLinden, M. O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1., (2013). *National Institute of Standards and*

TSF - 020

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 32

3 - 6 กรกฎาคม 2561 จังหวัดมุกดาหาร



Technology, Standard Reference Data min minimum
 Programm, Gaithersburg. max maximum

net สุทธิ

th thermal

อักษรย่อและสัญลักษณ์

อักษรย่อ

m	อัตราการไหล (mass flow rate, kg/s)
h	เอนทัลปี (enthalpy, kJ/kg)
η	ประสิทธิภาพ (efficiency, %)
T	อุณหภูมิ (temperature, °C)
P	ความดัน (pressure, kPa)
S	เอนโทรปี (entropy, kJ/kg·K)
C_p	ความร้อนจำเพาะ (specific heat, kJ/kg·K)
ϵ	effectiveness
NTU	the number of transfer units
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient, W/m ² ·K)
A	Area (m ²)
ALT	การคงสภาพของสารทำความเย็นใน บรรยากาศ (atmospheric lifetime, ปี)
ODP	ค่าศักยภาพในการทำลายโอโซน (ozone depletion potential)
GWP	ค่าศักยภาพในการทำให้เกิดสภาวะโลกร้อน (global warming potential, 100 ปี)

หัวท้าย

wf	สารทำงาน (working fluid)
hs	แหล่งความร้อน (heat source)
in	ทางเข้า (inlet)
ex	กังหันแบบไอขยายตัว (expander)
p	เครื่องสูบ (pump)
gen	เครื่องกำเนิดไฟฟ้า (generator)
evap	เครื่องระเหย (evaporator)
cond	เครื่องควบแน่น (condenser)
pptd	pinch point temperature difference

**การหาค่าที่เหมาะสมที่สุดทางอุณหพลศาสตร์ของการผลิตไฟฟ้า
ด้วยวัฏจักรโออาร์ซีแบบซับคริติคัลเมื่อใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูล
THERMODYNAMIC OPTIMIZATION OF A SUBCRITICAL ORC POWER GENERATION
FROM DATA CENTER WASTE HEAT**

ปณยาพร วิรุญจิตร

อาทิพย์ คุณศรีสุข

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

111 ถนนมหาวิทยาลัย ตำบลสุรนารี

อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000

E-mail: pvirunchit@gmail.com

Tel: 0-4422-4410

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันมีการเพิ่มขึ้นและขยายขนาดของศูนย์ข้อมูล (data center) อย่างรวดเร็ว เพื่อให้เพียงพอต่อความต้องการในด้านของการจัดเก็บข้อมูล ประมวลผลข้อมูล และการสื่อสาร โทรคมนาคมแบบดิจิทัล ซึ่งการขยายตัวนี้ทำให้ศูนย์ข้อมูลมีการปลดปล่อยความร้อนออกมาในปริมาณที่มากขึ้น งานวิจัยนี้จึงศึกษาศักยภาพของการนำความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลมาเป็นแหล่งความร้อนให้กับระบบ ORC โดยมีจุดประสงค์เพื่อออกแบบระบบ ORC ให้มีการทำงานแบบ subcritical โดยใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิต่ำ ได้แก่ 318.15K และ 328.15K เมื่อใช้สารทำงานชนิด R1234ze R245fa และสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตใกล้เคียงกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนอีก 2 ชนิด ซึ่งได้แก่ R41 และ R125 ด้วยวิธีการจำลองเชิงตัวเลขโดยใช้โปรแกรม MATLAB ร่วมกับ NIST REFPROP และ Golden section method ในการหาค่า P_{evap} และ P_{cond} ที่เหมาะสมเพื่อให้ได้งานสุทธิสูงสุด พบว่าสารทำงานชนิด R245fa เป็นสารทำงานที่เหมาะสมที่สุดสำหรับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนดังกล่าว โดยให้งานสุทธิสูงสุด 140.36 W และ 836.56 W และมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนเป็น 0.99% และ 2.18% ตามลำดับ

คำสำคัญ: ORC, ความร้อนอุณหภูมิต่ำ, ศูนย์ข้อมูล, การหาค่าที่เหมาะสมที่สุดทางอุณหพลศาสตร์

Abstract

The number and size of data centers worldwide has been significantly increased. In this work, a feasibility of electricity generation from waste heat of data centers using a subcritical Organic Rankine cycle (ORC) power plant was conducted. The temperatures of the waste heat of 318.15K and 328.15K were examined. Four promising organic working fluids were studied. A computational code was developed and validated with a result taken from the literature. The Golden section method was used to search for the optimum working conditions at each heat source temperature. It was found that, when using R245fa as the working fluid, the generated powers of 140.36 W and 836.56 W could be generated at the temperatures of 318.15K and 328.15K, respectively. Also, the corresponding cycle efficiencies were 0.99% and 2.18%, respectively.

Keywords: ORC, low temperature heat, data center, thermodynamic optimization

1. บทนำ

ในช่วง 2 ทศวรรษที่ผ่านมาการเพิ่มขึ้นของความต้องการในด้าน การประมวลผลข้อมูล การจัดเก็บข้อมูล และการสื่อสารโทรคมนาคมแบบ ดิจิตอลควบคู่ไปกับความก้าวหน้าทางเทคโนโลยีคอมพิวเตอร์และ เทคโนโลยีอิเล็กทรอนิกส์ ส่งผลให้ศูนย์ข้อมูล (data center) ซึ่งเป็นพื้นที่ ที่ใช้ในการจัดวางเครื่อง computer ที่ทำหน้าที่เป็น web server จะต้อง เพิ่มจำนวนและขยายขนาดให้ใหญ่ขึ้นเพื่อให้เพียงพอต่อความต้องการ ThaiCreate [1]

โดย Glanz [2] กล่าวว่าในช่วงปี ค.ศ.1998 - 2010 ประเทศ สหรัฐอเมริกามีการเพิ่มขึ้นของศูนย์ข้อมูลจาก 432 เป็น 2,094 แห่ง และ มีการใช้พลังงานโดยรวมเพิ่มขึ้นเป็น 2 เท่า ในปี ค.ศ.2000 - 2006 ซึ่ง ทาง True corporation public company limited [3] ได้คาดการณ์ว่า พื้นที่ศูนย์ข้อมูลในปี พ.ศ.2561 จะเพิ่มขึ้นถึง 1.94 พันล้านตารางฟุต ซึ่ง เพิ่มขึ้นจากปี พ.ศ.2556 ที่มีพื้นที่เพียง 1.58 พันล้านตารางฟุต โดย ตัวเลขการคาดการณ์ดังกล่าวได้ประเมินเฉพาะพื้นที่ของศูนย์ข้อมูลไม่ได้ นำห้อง server และตู้ชุมสายที่ติดตั้งไว้ภายในองค์กรมารวมด้วย

Gandhi et al. [4] และ Wierman et al. [5] กล่าวว่าการศึกษาของ งานในด้านนี้ทำให้องค์กรที่ให้บริการศูนย์ข้อมูลมีความต้องการ ทางด้านพลังงานเพิ่มมากขึ้น เนื่องจากพลังงานเกือบทั้งหมดที่จ่ายให้กับ servers จะสูญเสียไปในรูปของความร้อน ซึ่งจำเป็นที่จะต้องใช้ระบบ ระบบระบายความร้อนที่มีขนาดใหญ่ขึ้นเพื่อให้อุณหภูมิของ server อยู่ในช่วง การทำงานที่ปลอดภัย ซึ่งถ้าหากมีการนำเอาความร้อนที่เกิดจากศูนย์ ข้อมูลมาใช้ประโยชน์ เช่น ใช้ในกระบวนการผลิตกระแสไฟฟ้า การปรับ อากาศให้เอื้อต่อการ เป็นต้น จะทำให้เกิดการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่ามาก ขึ้นและยังเป็นการลดภาระการทำความเย็นของระบบระบายความร้อนทำ ให้เป็นการลดการใช้พลังงานในศูนย์ข้อมูลได้อีกด้วย

แต่ด้วยความร้อนที่ได้จากศูนย์ข้อมูลนั้นเป็นความร้อนคุณภาพต่ำ โดยที่ Ding et al. [6] Hassan et al. [7] Araya et al. [8] Ebrahimi et al. [9] และ Ord et al. [10] ระบุว่าความร้อนนี้มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง $31^{\circ}\text{C} - 100^{\circ}\text{C}$ จึงทำให้เกิดข้อจำกัดในการนำกลับมาใช้ประโยชน์ในหลาย ๆ ด้าน

ซึ่งจากการศึกษาของ Taghaddosi [11] และ Saitoh et al. [12] พบว่าการใช้สารทำงานของระบบเป็นสารอินทรีย์ที่มีอุณหภูมิอิ่มตัวต่ำ ทำให้ระบบสามารถทำงานที่อุณหภูมิระเหยต่ำได้ และยังสามารถใช้ผลิต กระแสไฟฟ้าในระบบการผลิตขนาดเล็กรวมถึงการนำความร้อนทิ้ง กลับมาใช้ประโยชน์ ซึ่งเทคโนโลยีดังกล่าวถูกเรียกว่าเทคโนโลยี Organic Rankine Cycle (ORC)

จากการศึกษาของ He et al. [13] ที่ได้ศึกษาเกี่ยวกับระบบ ORC แบบ subcritical ที่ใช้ความร้อนทิ้งที่มีอุณหภูมิ 150°C เป็นแหล่งความ ร้อน พบว่าเมื่อใช้สารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตใกล้เคียงกับอุณหภูมิของ แหล่งความร้อนจะทำให้ระบบสามารถผลิตงานได้สูงที่สุด และ Li et al. [14] ยังได้ศึกษาสารทำงานชนิด R1234ze ซึ่งเป็นสารทำงานชนิดใหม่ที่มี ค่า Global Warming Potential (GWP) ต่ำ โดยนำมาใช้เป็นสารทำงาน ในระบบ ORC แบบ subcritical และ transcritical โดยใช้ความร้อนที่ได้จาก

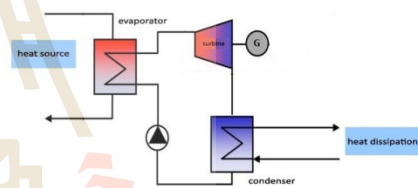
พลังงานแสงอาทิตย์ที่มีอุณหภูมิ $100^{\circ}\text{C} - 200^{\circ}\text{C}$ เป็นแหล่งความร้อน ซึ่งพบว่าระบบแบบ subcritical จะเหมาะกับระบบที่มีอุณหภูมิของแหล่ง ความร้อนต่ำกว่า 160°C ส่วนระบบ transcritical จะให้ประสิทธิภาพของ ระบบที่มากกว่าแบบ subcritical

ในขณะเดียวกันยังมีงานวิจัยที่ศึกษาเกี่ยวกับสารทำงานภายใน ระบบ ORC ชนิด R245fa โดย Saleh et al. [15] ได้ศึกษาการใช้ความ ร้อนทิ้งจากความร้อนใต้พิภพที่มีอุณหภูมิ 100°C เป็นแหล่งความร้อน พบว่าสารทำงานชนิด R245fa เป็นสารทำงานที่มีประสิทธิภาพสำหรับ ระบบ ORC ที่มีอุณหภูมิต่ำซึ่งแสดงให้เห็นถึงความสามารถในการผลิต งานที่สูง

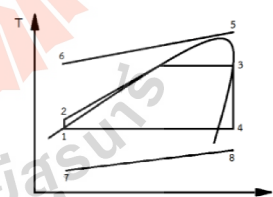
ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงทำการออกแบบระบบ ORC ให้มีการทำงาน แบบ subcritical โดยใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิต่ำ ได้แก่ 318.15K และ 328.15K (45°C และ 55°C) ที่ใช้สารทำงานชนิด R1234ze R245fa และสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตใกล้เคียงกับอุณหภูมิของแหล่ง ความร้อนอีก 2 ชนิด ด้วยวิธีการจำลองเชิงตัวเลข

2. วิธีการดำเนินงาน

ระบบ ORC ทำงานด้วยวัฏจักร Rankine ที่มีอุปกรณ์พื้นฐาน 4 ชนิด ได้แก่ เครื่องระเหย (evaporator) กังหันแบบไอขยายตัว (expander) เครื่องควบแน่น (condenser) และเครื่องสูบ (pump) ซึ่งการ ทำงานและสถานะของสารทำงานในระบบจะเป็นดังรูปที่ 1 และ 2 ตามลำดับ



รูปที่ 1 วัฏจักร Rankine [16]



รูปที่ 2 T-s diagram ของระบบ ORC ที่มีการทำงานแบบ subcritical

2.1 แหล่งความร้อนที่ใช้

ในงานวิจัยนี้ใช้น้ำเป็นตัวกลางในการรับความร้อนทั้งจากศูนย์ข้อมูลมาใช้เป็นแหล่งความร้อนให้กับระบบ ORC โดยจะใช้ความร้อนที่มีอุณหภูมิ 318.15K และ 328.15K ซึ่งเป็นช่วงอุณหภูมิที่ servers มีการทำงานอยู่ในช่วงปกติ

2.2 การเลือกสารทำงาน

จากการศึกษาของ He et al. [13] ที่พบว่าเมื่อใช้สารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตใกล้เคียงกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนจะทำให้ระบบสามารถผลิตงานได้สูงที่สุด และ Li et al. [14] ได้ศึกษาสารทำงานชนิด R1234ze ซึ่งพบว่าระบบแบบ subcritical จะเหมาะกับระบบที่มีอุณหภูมิของแหล่งความร้อนต่ำกว่า 160°C ในขณะเดียวกัน Saleh et al. [15] พบว่าสารทำงานชนิด R245fa เป็นสารทำงานที่มีประสิทธิภาพสำหรับระบบ ORC ที่มีอุณหภูมิต่ำ ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงเลือกใช้สารทำงานตามคำแนะนำของทั้ง 3 บทความ โดยมีรายละเอียดดังตารางที่ 1 ตารางที่ 1 รายละเอียดสารทำงานที่เลือกใช้ในงานวิจัยนี้

ชนิดของสารทำงาน	อุณหภูมิวิกฤต (K)	แหล่งที่มา
R41	317.46	He et al. [13]
R125	339.17	He et al. [13]
R1234ze	382.51	Li et al. [14]
R245fa	427.16	Saleh et al. [15]

2.3 แบบจำลองเชิงตัวเลข

การจำลองเชิงตัวเลขของระบบ ORC ในงานวิจัยนี้มีเงื่อนไขในการจำลองดังตารางที่ 2

ตารางที่ 2 เงื่อนไขในการจำลอง

Parameter	Value	แหล่งที่มา
$T_{H,in}$	318.15K และ 328.15K	-
$\dot{m}_{Hf}$	1 kg/s	He et al. [13]
$T_{cf,in}$ และ $T_{cf,out}$	298.15K และ 301.15K	He et al. [13]
$\Delta T_{pp,evap}$ และ $\Delta T_{pp,cond}$	5K	He et al. [13]
$\eta_{isen,ex}$ และ $\eta_{isen,p}$	80% และ 75%	He et al. [13]

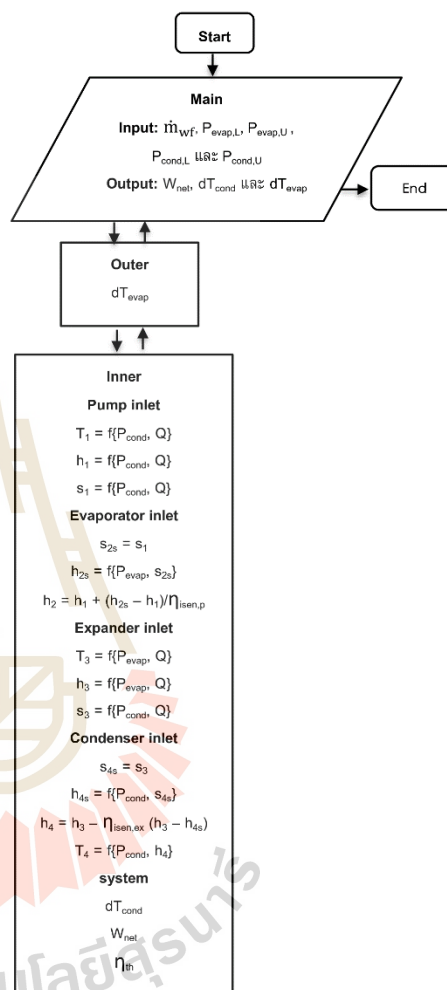
โดยในการจำลองจะใช้โปรแกรม NIST REFPROP ร่วมกับ Golden section method ในการหาค่า evaporation pressure (P_{evap}) และ condensation pressure (P_{cond}) ที่เหมาะสมที่ทำให้ได้งานสุทธิสูงที่สุด ซึ่งสามารถแสดงขั้นตอนการจำลองได้ดังรูปที่ 3 และใช้สมการในการหาพื้นที่จากกังหันแบบไอขยายตัว งานที่จ่ายให้เครื่องสูบน้ำ งานสุทธิ และประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะแสดงดังสมการที่ 1 - 4 ตามลำดับ

$$W_{ex} = \dot{m}_{wf}(h_3 - h_4) \quad (1)$$

$$W_p = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$W_{net} = \dot{m}_{wf}(W_{ex} - W_p) \quad (3)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{\dot{m}_{wf}(h_3 - h_2)} \times 100\% \quad (4)$$



รูปที่ 3 ขั้นตอนการจำลอง

3. การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

งานวิจัยนี้ใช้สมการพื้นฐานทาง thermodynamics ร่วมกับคุณสมบัติของสารทำงานจาก NIST REFPROP ซึ่งจะใช้ค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ เช่นเดียวกับ Fischer [17] ในการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง ORC โดยผลของการตรวจสอบสามารถแสดงได้ดังตารางที่ 3

ตารางที่ 3 ผลของการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองเทียบกับผลการจำลองจาก Fischer [17]

Parameter	Fischer [17]	Present	Error (%)
working fluid	cyclopentane	cyclopentane	-
$\dot{C}_{hc}$ (kW/K)	40.08	40.08	-
$\dot{C}_{cA}$ (kW/K)	349.66	349.66	-
P_1 (kPa)	288.80	288.80	-
P_2 (kPa)	3342.00	3342.00	-
T_5 (K)	553.15	553.15	-
T_7 (K)	335.15	335.15	-
T_1 (K)	358.15	358.35	0.06
T_3 (K)	489.00	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
η_{th} (%)	17.27	17.09	1.04

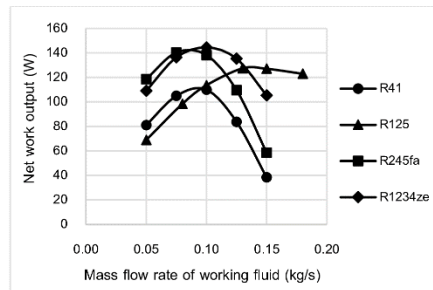
จะเห็นว่าผลของการตรวจสอบความถูกต้องมีความคลาดเคลื่อนสูงที่สุดเท่ากับ 1.04% จึงเป็นการยืนยันว่าแบบจำลองที่งานวิจัยนี้พัฒนาขึ้นจะสามารถใช้ทำนายพฤติกรรมของระบบ ORC ได้

4. ผลการจำลอง

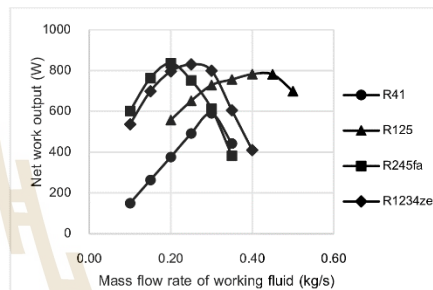
ในการจำลองเพื่อศึกษาประสิทธิภาพของระบบ ORC ที่ใช้ความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิ 318.15K และ 328.15K เป็นแหล่งความร้อนและเปรียบเทียบงานสุทธิที่ได้จากสารทำงานแต่ละชนิดเมื่อค่าอุณหภูมิแหล่งความร้อนและอัตราการไหลของสารทำงานมีค่าที่เปลี่ยนไป ซึ่งผลการจำลองจะเป็นไปดังรูปที่ 4 และ 5 ตามลำดับ

จากผลการจำลองงานสุทธิที่ได้จากสารทำงานชนิดต่าง ๆ ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 318.15K และ 328.15K จะเห็นว่าที่อัตราการไหลของสารทำงานเดียวกันสารทำงานแต่ละชนิดจะให้งานสุทธิที่ไม่เท่ากันและยังให้งานสุทธิสูงสุดที่อัตราการไหลของสารทำงานต่างกันอีกด้วย โดยงานสุทธิสูงสุดของแต่ละสารทำงานเป็นดังนี้

- สารทำงาน R41 สำหรับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 318.15K จะสามารถผลิตงานสุทธิได้สูงสุด 110.03 W ที่อัตราการไหลของสารทำงาน 0.1 kg/s ส่วนอุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 328.15K จะสามารถผลิตงานสุทธิได้สูงสุด 590.61 W ที่อัตราการไหลของสารทำงาน 0.3 kg/s



รูปที่ 4 งานสุทธิที่ได้จากสารทำงานชนิดต่าง ๆ ณ อุณหภูมิของแหล่งความร้อน 318.15K



รูปที่ 5 งานสุทธิที่ได้จากสารทำงานชนิดต่าง ๆ ณ อุณหภูมิของแหล่งความร้อน 328.15K

- สารทำงาน R125 สำหรับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 318.15K จะสามารถผลิตงานสุทธิได้สูงสุด 127.48 W ที่อัตราการไหลของสารทำงาน 0.13 kg/s ส่วนอุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 328.15K จะสามารถผลิตงานสุทธิได้สูงสุด 782.68 W ที่อัตราการไหลของสารทำงาน 0.4 kg/s
- สารทำงาน R245fa สำหรับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 318.15K จะสามารถผลิตงานสุทธิได้สูงสุด 140.36 W ที่อัตราการไหลของสารทำงาน 0.08 kg/s ส่วนอุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 328.15K จะสามารถผลิตงานสุทธิได้สูงสุด 836.56 W ที่อัตราการไหลของสารทำงาน 0.2 kg/s
- สารทำงาน R1234ze สำหรับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 318.15K จะสามารถผลิตงานสุทธิได้สูงสุด 144.50 W ที่อัตราการไหลของสารทำงาน 0.1 kg/s ส่วนอุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 328.15K จะสามารถผลิตงานสุทธิได้สูงสุด 830.49 W ที่อัตราการไหลของสารทำงาน 0.25 kg/s

โดยสารทำงานที่ทำให้ได้งานสุทธิสูงสุดในอุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 318.15K และ 328.15K คือสารทำงานชนิด R1234ze และ R245fa ตามลำดับ

นอกจากนี้จะเห็นว่างานสุทธิสูงสุดของสารทำงานชนิด R245fa ใช้ อัตราการไหลของสารทำงานน้อยที่สุด เมื่อเทียบกับ R1234ze R41 และ R125 ที่จะต้องใช้อัตราการไหลของสารทำงานสูงขึ้นตามลำดับ ซึ่งส่งผลต่อขนาดของเครื่องสูบลมที่ต้องมีขนาดที่ใหญ่ขึ้น

เมื่อพิจารณาขนาดของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นที่ทำให้ได้งานสุทธิสูงสุดเมื่อใช้สารทำงานชนิด R245fa และ R1234ze ที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนค่าดังกล่าวสามารถแสดงได้ดังตารางที่ 4 ตารางที่ 4 ขนาดของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นของสารทำงานชนิด R245fa และ R1234ze ที่ทำให้ได้งานสุทธิสูงสุด

ชนิดของสารทำงาน	อุณหภูมิของแหล่งความร้อน 318.15K		328.15K	
	UA_{evap} (kW/K)	UA_{cond} (kW/K)	UA_{evap} (kW/K)	UA_{cond} (kW/K)
R245fa	1.67	2.06	2.93	5.04
R1234ze	1.92	2.50	3.17	5.88

จากตารางที่ 4 จะเห็นว่าที่อุณหภูมิของแหล่งความร้อนทั้ง 2 สารทำงานชนิด R245fa สามารถใช้เครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นขนาดเล็กกว่าสารทำงานชนิด R1234ze ได้

และเนื่องจากสารทำงานชนิด R245fa ให้งานสุทธิในทั้งอุณหภูมิของแหล่งความร้อน 318.15K และ 328.15K ที่ใกล้เคียงกับสารทำงานชนิด R1234ze ดังนั้นสารทำงานชนิด R245fa จึงเป็นสารทำงานที่เหมาะสมที่สุด โดยมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสำหรับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่ 318.15K และ 328.15K เป็น 1.25% - 0.21% และ 3.09% - 0.58% ตามลำดับ

5. สรุปผล

จากการออกแบบระบบ ORC ให้มีการทำงานแบบ subcritical โดยใช้ความร้อนทั้งจากศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิต่ำ ได้แก่ 318.15K และ 328.15K ที่ใช้สารทำงานชนิด R1234ze R245fa และสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตใกล้เคียงกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนอีก 2 ชนิด ซึ่งได้แก่ R41 และ R125 ด้วยวิธีการจำลองเชิงตัวเลขโดยใช้โปรแกรม MATLAB ร่วมกับ NIST REFPROP และ Golden section method ในการหาค่า P_{evap} และ P_{cond} ที่เหมาะสมที่ทำให้ได้งานสุทธิสูงสุด พบว่าสารทำงานชนิด R245fa เป็นสารทำงานที่เหมาะสมที่สุดสำหรับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่ 318.15K และ 328.15K เนื่องจากให้งานสุทธิสูงสุด 140.36 W และ 836.56 W และมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนอยู่ที่ 0.99% และ 2.18% ตามลำดับ อีกทั้งยังสามารถใช้เครื่องสูบลม เครื่องระเหย และเครื่องควบแน่นที่มีขนาดเล็กกว่าสารทำงานชนิดอื่นที่ได้ทำการศึกษา

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] ThaiCreate. (2017). Data Center และ ISP คืออะไร. URL: <http://www.thaicreate.com/web-host/web-host-data-center-isp.html>, access on 22/2/2018
- [2] Glanz, J. (2012). Power, pollution and the internet. *The New York Times*, 22.
- [3] True corporation public company limited. (2017). จัปดาเนวโน้มดาต้าเซ็นเตอร์ปี 2560. URL: <https://www.trueidc.com/2017/03/08>, access on 20/12/2017
- [4] Gandhi, A., Harchol-Balter, M., Das, R., & Lefurgy, C. (2009, June). Optimal power allocation in server farms. In *ACM SIGMETRICS Performance Evaluation Review* (Vol. 37, No. 1, pp. 157-168). ACM.
- [5] Wierman, A., Andrew, L. L., & Tang, A. (2012). Power-aware speed scaling in processor sharing systems: Optimality and robustness. *Performance Evaluation*, 69(12), 601-622.
- [6] Ding, T., Guang He, Z., Hao, T., & Li, Z. (2016). Application of separated heat pipe system in data center cooling. *Applied Thermal Engineering*, 109, 207-216.
- [7] Hassan, N. M. S., Khan, M. M. K., & Rasul, M. G. (2013). Temperature monitoring and CFD analysis of data centre. *Procedia Engineering*, 56, 551-559.
- [8] Araya, S., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2016, May). The design and construction of a bench-top Organic Rankine Cycle for data center applications. In *Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)*, 2016 15th IEEE Intersociety Conference on (pp. 404-408). IEEE.
- [9] Ebrahimi, K., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2017). The viability of ultra low temperature waste heat recovery using organic Rankine cycle in dual loop data center applications. *Applied Thermal Engineering*, 126, 393-406.
- [10] Oro, E., Allepuz, R., Martorell, I., & Salom, J. (2018). Design and economic analysis of liquid cooled data centres for waste heat recovery: A case study for an indoor swimming pool. *Sustainable Cities and Society*, 36, 185-203.
- [11] Taghaddosi, M. (2005). Thermodynamic modeling for combined ORC (Organic Rankine Cycle) and single-flash geothermal power plants. In *Proceedings World Geothermal Congress [C]*.
- [12] Saitoh, T., Yamada, N., & Wakashima, S. I. (2007). Solar Rankine cycle system using scroll expander. *Journal of Environment and Engineering*, 2(4), 708-719.
- [13] He, C., Liu, C., Gao, H., Xie, H., Li, Y., Wu, S., & Xu, J. (2012). The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle. *Energy*, 38(1), 136-143.

- [14] Li, J., Liu, Q., Ge, Z., Duan, Y., & Yang, Z. (2017). Thermodynamic performance analyses and optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles using R1234ze (E) for 100–200 °C heat sources. *Energy Conversion and Management*, 149, 140–154.
- [15] Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., & Fischer, J. (2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 32(7), 1210–1221.
- [16] house of clean energy. (n.d.). *ORC plants*. URL: <http://house-of-clean-energy.de/en/technologieangebote/orc-anlage.html>_access on 15/04/2018.
- [17] Fischer, J. (2011). Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles. *Energy*, 36(10), 6208–6219.

isen isentropic
th ความร้อน (thermal)
L ขอบล่าง (lower bound)
U ขอบบน (upper bound)

อักษรย่อและสัญลักษณ์

อักษรย่อ

P	ความดัน (pressure, kPa)
T	อุณหภูมิ (temperature, °C หรือ K)
$\dot{m}$	อัตราการไหล (mass flow rate, kg/s)
ΔT	ความแตกต่างของอุณหภูมิ (temperature difference, K)
h	เอนทัลปี (enthalpy, kJ/kg)
s	เอนโทรปี (entropy, J/kg·K)
Q	คุณภาพไอของสารทำงาน (quality)
$\dot{C}$	heat capacity rates (W/K)
W	งาน (work, W)
η	ประสิทธิภาพ (efficiency, %)
dT	ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างค่า pinch point temperature difference ที่กำหนดและ pinch point temperature difference ที่คำนวณได้ (K)
UA	ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (W/K)

ตัวห้อย

evap	เครื่องระเหย (evaporator)
cond	เครื่องควบแน่น (condenser)
CH และ hf	แหล่งความร้อน (heating fluid)
CA และ cf	แหล่งรับความร้อน (cooling fluid)
wf	สารทำงาน (working fluid)
ex	กังหันแบบไอขยายตัว (expander)
p	เครื่องสูบ (pump)
net	สุทธิ (net)
in	ทางเข้า (inlet)
out	ทางออก (outlet)
pp	จุดหยิก (pinch point)

ECE-0039

การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15
21-24 พฤษภาคม 2562 จังหวัดนครราชสีมา



การจำลองเชิงตัวเลขของการผลิตไฟฟ้าจากความร้อนทิ้งของศูนย์ข้อมูล Simulations of power generation from data center waste heat

ปณยาพร วิรุณจิตร์* และ อาทิตย์ คุณศรีสุข

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
111 ถนนมหาวิทยาลัย ตำบลสุรนารี อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000
*ติดต่อ: pvirunchit@gmail.com, 09-0961-5583, เบอร์โทรสาร 0-4422-4411

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันมีการเพิ่มขึ้นและขยายขนาดของศูนย์ข้อมูล (data center) อย่างรวดเร็วเพื่อให้เพียงพอต่อความต้องการงานวิจัยนี้จึงศึกษาความเป็นไปได้ของการนำความร้อนทิ้งจากศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิ 35°C - 75°C มาเป็นแหล่งความร้อนให้กับระบบผลิตไฟฟ้าแบบ subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) supercritical ORC และ trilateral Rankine cycle (TLC) ด้วยวิธีการจำลองเชิงตัวเลขโดยใช้ golden section method ในการหาเงื่อนไขในการทำงานของระบบที่เหมาะสมกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อน ($T_{H,in}$) อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น ($T_{C,in}$) ค่า pinch point temperature difference ในเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น ซึ่งพบว่า ในสภาวะที่ออกแบบ ระบบ supercritical ORC ไม่เหมาะสำหรับนำมาใช้ผลิตกระแสไฟฟ้าที่ใช้ อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 35°C - 75°C และระบบ subcritical ORC และ TLC ที่ $T_{H,in}$ มีค่า 35°C และ 45°C ก็ไม่สามารถทำงานในสภาวะที่ออกแบบได้เช่นกัน แต่เมื่อ $T_{H,in}$ เป็น 55°C 65°C และ 75°C ระบบ subcritical ORC จะให้งานสุทธิสูงสุดประมาณ 416 W 1.40 kW และ 2.97 kW ตามลำดับ ส่วนระบบ TLC เมื่อ $T_{H,in}$ เป็น 55°C 65°C และ 75°C งานสุทธิสูงสุดที่ได้จะมีค่าอยู่ที่ 633.60 W 2.29 kW และ 4.93 kW ตามลำดับ ส่วนในสภาวะที่นอกเหนือจากการออกแบบ ระบบ TLC ยังสามารถผลิตงานสุทธิได้มากกว่าระบบ subcritical ORC ในทุก $T_{H,in}$ และทุก $T_{C,in}$

คำหลัก: ศูนย์ข้อมูล; ความร้อนอุณหภูมิต่ำ; การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์; ORC; วัฏจักรแรงดันแบบ trilateral

Abstract

The number and size of data centers worldwide has been significantly increased. In this work, a feasibility of electricity generation from waste heat of data centers using subcritical Organic Rankine Cycle (ORC), supercritical ORC, and trilateral Rankine cycle (TLC) power plant was conducted. The temperatures of the waste heat of 35°C - 75°C were examined. A computational code was developed and validated with a result taken from the literature. The golden section method was used to search for an optimum working conditions for the prescribed heat source temperature ($T_{H,in}$), cooling fluid temperature ($T_{C,in}$) and pinch point temperature differences. The simulations reveal that the supercritical ORC is not suitable for generating electricity from the heat source investigated in this study. In addition, the subcritical ORC and TLC cannot generate electricity when $T_{H,in}$ are at 35°C and 45°C. It was found that the maximum net power outputs of 416 W, 1.40 kW, and 2.97 kW are obtained from the subcritical plant when $T_{H,in}$ are at 55°C, 65°C, and 75°C, respectively. While the maximum net power outputs of 633.60 W, 2.29 kW, and 4.93 kW are obtained from the TLC plant when $T_{H,in}$ are at 55°C, 65°C, and 75°C, respectively. In the off - design simulations, the net work outputs of the TLC plants are also higher than those of the subcritical ORC for the whole range of $T_{H,in}$ and $T_{C,in}$ investigated.

Keywords: data center; low temperature heat; waste heat recovery; ORC; trilateral Rankine cycle

ECE-0039

1. บทนำ

ในช่วง 2 ทศวรรษที่ผ่านมาได้มีการเพิ่มขึ้นของความ ต้องการในการประมวลผลข้อมูล การจัดเก็บข้อมูล และการสื่อสารโทรคมนาคม แบบดิจิทัลควบคู่ไปกับ ความก้าวหน้าทางเทคโนโลยีคอมพิวเตอร์และเทคโนโลยี อิเล็กทรอนิกส์ ส่งผลให้ศูนย์ข้อมูล (data center) ซึ่งเป็น พื้นที่ที่ใช้ในการจัดวางเครื่อง computer ที่ทำหน้าที่เป็น web server จะต้องเพิ่มจำนวนและขยายขนาดให้ใหญ่ขึ้นเพื่อให้ เพียงพอต่อความต้องการ [1]

โดย [2] กล่าวว่าในช่วงปี ค.ศ.1998 - 2010 ประเทศ สหรัฐอเมริกามีการเพิ่มขึ้นของศูนย์ข้อมูลจาก 432 เป็น 2,094 แห่ง และมีการใช้พลังงานโดยรวมเพิ่มขึ้นเป็น 2 เท่า ในปี ค.ศ.2000 - 2006

[3, 4] กล่าวว่าการขยายตัวของงานในด้านนี้ทำให้อองคกรที่ให้บริการศูนย์ข้อมูลมีความต้องการทางด้าน พลังงานเพิ่มมากขึ้น เนื่องจากพลังงานเกือบทั้งหมดที่จ่ายให้กับ servers จะสูญเสียไปในรูปของความร้อน ซึ่งจำเป็นที่ จะต้องใช้ระบบระบายความร้อนที่มีขนาดใหญ่ขึ้นเพื่อให้ อุณหภูมิของ server อยู่ในช่วงการทำงานที่ปลอดภัย ซึ่งถ้า หากมีการนำเอาความร้อนที่เกิดจากศูนย์ข้อมูลมาใช้ ประโยชน์ เช่น ใช้ในกระบวนการผลิตกระแสไฟฟ้า การปรับ อากาศให้แก่อาคาร เป็นต้น จะทำให้เกิดการใช้พลังงานอย่าง คุ่มค้ำมากขึ้นและยังเป็นการลดภาระการทำความเย็นของ ระบบระบายความร้อนทำให้เป็นการลดการใช้พลังงานใน ศูนย์ข้อมูลได้อีกด้วย

แต่ด้วยความร้อนที่ได้จากศูนย์ข้อมูลนั้นเป็นความร้อน คุณภาพต่ำ โดยที่ [5 - 9] ระบุว่าความร้อนนี้มีอุณหภูมิอยู่ใน ช่วง 31°C - 100°C จึงทำให้เกิดข้อจำกัดในการนำกลับมา ใช้ประโยชน์ในหลาย ๆ ด้าน

ซึ่งจากการศึกษาของ [10, 11] พบว่าการใช้สารทำงาน ของระบบเป็นสารอินทรีย์ที่มีอุณหภูมิอิ่มตัวต่ำ ทำให้ระบบ สามารถทำงานที่อุณหภูมิระเหยต่ำได้ และยังสามารถใช้ผลิต กระแสไฟฟ้าในระบบการผลิตขนาดเล็กรวมถึงการนำความ ร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ ซึ่งเทคโนโลยีดังกล่าวถูกเรียกว่า เทคโนโลยี Organic Rankine Cycle (ORC)

จากการศึกษาของ [12, 13] ที่ได้ศึกษาเกี่ยวกับระบบ ORC แบบ subcritical โดยที่ [12] ใช้ความร้อนทั้งที่มี อุณหภูมิ 150°C เป็นแหล่งความร้อน พบว่าเมื่อใช้สาร ทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤต (critical temperature, T_{cr}) ใกล้เคียงกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อน (heat source temperature, $T_{H,in}$) จะทำให้ระบบสามารถผลิตงานได้สูง

ที่สุด ซึ่งต่างจากการศึกษาของ [13] ที่ศึกษาการเลือกสาร ทำงานสำหรับ $T_{H,in}$ ที่มีค่า 125°C, 175°C, 225°C และ 275°C และพบว่าในทุก $T_{H,in}$ สารทำงานที่จะทำให้ได้งาน สุทธิสูงสุดคือสารที่มี T_{cr} ต่ำกว่า $T_{H,in}$ อยู่ 20°C

และมีงานวิจัยที่ศึกษาเกี่ยวกับสารทำงานภายในระบบ ORC ชนิด R245fa โดย [14] ได้ศึกษาการใช้ความร้อนทั้ง จากความร้อนได้พิภพที่มีอุณหภูมิ 100°C เป็นแหล่งความ ร้อน พบว่าสารทำงานชนิด R245fa เป็นสารทำงานที่มี ประสิทธิภาพสำหรับระบบ ORC ที่มีอุณหภูมิต่ำซึ่งแสดงให้เห็นถึงความสามารถในการผลิตงานที่สูง

นอกจากนี้ [15] ก็ได้ศึกษาระบบ ORC อีกแบบหนึ่ง ที่ เรียกว่า supercritical ORC ซึ่งพบว่าระบบ ORC แบบ supercritical จะให้งานสุทธิ thermal efficiency และ exergy efficiency ที่มากกว่าระบบ ORC แบบ subcritical เมื่อใช้ไอน้ำ ที่มีอุณหภูมิ 450°C เป็นแหล่งความร้อนให้กับระบบ

ในขณะเดียวกัน [16] ได้ศึกษาสารทำงานชนิด R1234ze ซึ่งเป็นสารทำงานชนิดใหม่ที่มีค่า Global Warming Potential (GWP) ต่ำ โดยนำมาใช้เป็นสารทำงาน ในระบบ ORC แบบ subcritical และ supercritical โดยใช้ไอน้ำ ร้อนที่ได้จากพลังงานแสงอาทิตย์ที่มีอุณหภูมิ 100°C - 200°C เป็นแหล่งความร้อน ซึ่งพบว่าระบบแบบ subcritical จะเหมาะกับระบบที่มี $T_{H,in}$ ต่ำกว่า 160°C ส่วนระบบ supercritical จะให้ประสิทธิภาพของระบบที่มากกว่าแบบ subcritical

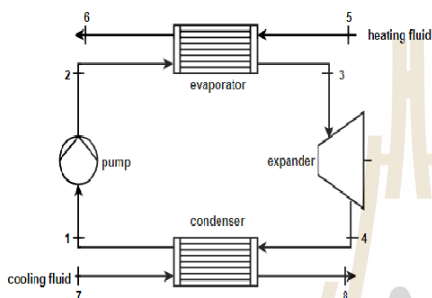
นอกจากนี้ [17] ยังได้ศึกษาระบบผลิตไฟฟ้าอีกรูปแบบ หนึ่งที่เรียกว่า trilateral Rankine cycle (TLC) ระบบนี้ สามารถใช้ความร้อนทั้งคุณภาพต่ำเป็นแหล่งความร้อนให้กับ ระบบได้เช่นเดียวกับ ORC แต่สารทำงานของระบบ TLC ที่ เข้าไปรับความร้อนภายในเครื่องระเหย (evaporator) จะไม่มีการระเหยกลายเป็นไอ ซึ่ง [18, 19] ได้ทำการเปรียบเทียบ ระบบ TLC กับระบบ ORC โดย [18] ให้แหล่งความร้อนมีค่า 200°C พบว่าระบบ TLC ให้งานสุทธิที่สูงกว่า ORC ถึง 37% และ [19] ให้แหล่งความร้อนมีค่า 150°C - 350°C พบว่า TLC จะให้ exergy efficiency ที่มากกว่า ORC 14% - 29%

ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงทำการออกแบบระบบ ORC ทั้ง แบบ subcritical และ supercritical รวมถึงออกแบบระบบ TLC เมื่อใช้ความร้อนทั้งจากศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิ 35°C - 75°C เป็นแหล่งความร้อน โดยจะใช้สารทำงานชนิด R1234ze R245fa สารทำงานที่มี T_{cr} ใกล้เคียงกับ $T_{H,in}$ และ สารทำงานที่มี T_{cr} น้อยกว่า $T_{H,in}$ อยู่ 20°C ด้วยวิธีการ จำลองเชิงตัวเลข

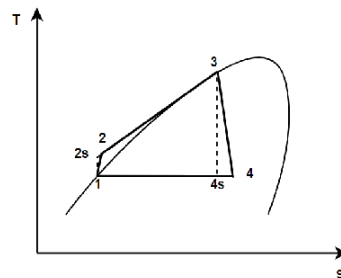
ECE-0039

2. วิธีการดำเนินงาน

ระบบ ORC (ทั้งแบบ subcritical supercritical) และ TLC ทำงานด้วยวัฏจักร Rankine ที่มีอุปกรณ์พื้นฐาน 4 ชนิด ได้แก่ เครื่องระเหย (evaporator) กังหันแบบไอขยายตัว (expander) เครื่องควบแน่น (condenser) และเครื่องสูบลว (pump) ซึ่งการทำงานและสถานะของสารทำงานในระบบจะเป็นดังรูปที่ 1 และ 2 ตามลำดับ



รูปที่ 1 วัฏจักร Rankine



(ก)

รูปที่ 2 T-s diagram ของระบบ

(ก) subcritical ORC

(ข) supercritical ORC

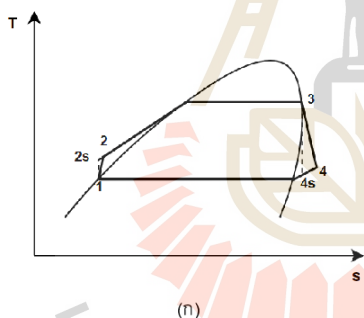
(ค) TLC

2.1 แหล่งความร้อน

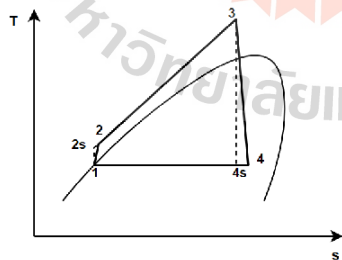
ในงานวิจัยนี้ใช้น้ำเป็นตัวกลางในการรับความร้อนทั้งจากศูนย์ข้อมูลมาใช้เป็นแหล่งความร้อนให้กับระบบ โดยความร้อนที่ใช้ในการจำลองมีอุณหภูมิ 35°C - 75°C ซึ่งเป็นช่วงอุณหภูมิที่ server มีภาระการทำงานเป็นปกติ

2.2 การเลือกสารทำงาน

การเลือกสารทำงานให้เหมาะสมกับรูปแบบของระบบ ถือว่ามีความสำคัญอย่างยิ่ง เนื่องจากจะส่งผลต่อศักยภาพของระบบ ในงานวิจัยนี้จึงทำการเลือกสารทำงานชนิด R1234ze R245fa สารทำงานที่มี T_{cr} ใกล้เคียงกับ $T_{Hf,in}$ และสารทำงานที่มี T_{cr} น้อยกว่า $T_{Hf,in}$ 20°C รวมทั้งสิ้นจำนวน 10 ชนิด เพื่อนำมาหาความสัมพันธ์ระหว่าง T_{cr} และศักยภาพของระบบในแต่ละรูปแบบ แต่เนื่องจากในโปรแกรม NIST REFPROP ไม่มีสารทำงานที่มี T_{cr} ต่ำกว่า $T_{Hf,in}$ 20°C โดยที่ T_{cr} ของสารนั้นยังมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น ($T_{cf,in}$) ซึ่งมีค่า 30°C และเป็นสารที่มีความปลอดภัยในการใช้งานและสามารถหาซื้อได้ จึงทำให้สารทำงานที่นำมาใช้ในการจำลองไม่มีสารทำงานที่มี T_{cr} น้อยกว่า $T_{Hf,in}$ 20°C ซึ่งสามารถแสดงสารทำงานที่ใช้ในการจำลองได้ดังตารางที่ 1



(ก)



(ข)

ECE-0039

ตารางที่ 1 สารทำงานที่ใช้ในการจำลอง

Working fluid	Physical properties		
	Type of working fluid	T_{cri} (°C)	P_{cri} (kPa)
R125	wet	66.02	3617.7
R143a	wet	72.71	3761.0
R1216	dry	85.75	3149.5
R1234yf	dry	94.70	3382.2
R1234ze	dry	109.36	3634.9
R152a	wet	113.26	4516.8
R236fa	dry	124.92	3200.0
R142b	dry	137.11	4055.0
R114	dry	145.68	3257.0
R245fa	dry	154.01	3651.0

2.3 แบบจำลองเชิงตัวเลข

การจำลองเชิงตัวเลขของระบบ ORC ทั้ง subcritical และ supercritical รวมถึงระบบ TLC ในงานวิจัยนี้จะมีการจำลองระบบในรูปแบบที่ระบบสามารถทำงานได้ในสภาวะที่ออกแบบ (design condition) และสภาวะที่นอกเหนือจากการออกแบบ (off - design condition) โดยใช้โปรแกรม NIST REFPROP ร่วมกับ Golden section method

การจำลองระบบในสภาวะที่ออกแบบจะใช้เงื่อนไขในการจำลองดังตารางที่ 2 เพื่อหาค่า evaporation pressure (P_{evap}) และ condensation pressure (P_{cond}) ที่เหมาะสมกับ $T_{\text{hf,in}}$, $T_{\text{cf,in}}$, $\Delta T_{\text{pp, evap}}$ และ $\Delta T_{\text{pp, cond}}$ และทำให้ได้งานสุทธิสูงสุด โดยจะมีการแบ่งเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นออกเป็น ส่วน ๆ และไม่มีการบังคับตำแหน่งการเกิด ΔT_{pp}

ตารางที่ 2 เงื่อนไขในการจำลองระบบในสภาวะที่ออกแบบ

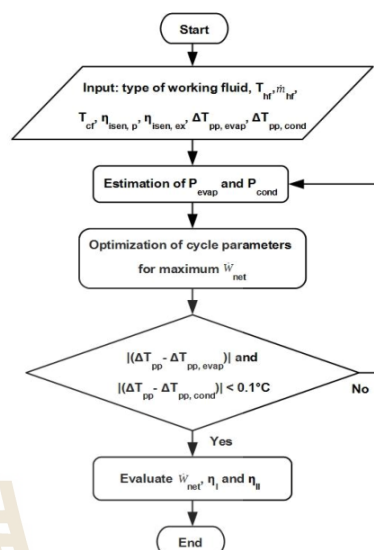
Parameter	Value
$T_{\text{hf,in}}$	35°C, 45°C, 55°C, 65°C และ 75°C
$\dot{m}_{\text{hf}}$ [12]	1 kg/s
$T_{\text{cf,in}}$ และ $T_{\text{cf,out}}$	30°C และ 33°C
$\Delta T_{\text{pp, evap}}$ และ $\Delta T_{\text{pp, cond}}$ [12]	5°C
$\eta_{\text{isen, ex}}$ และ $\eta_{\text{isen, p}}$ [12]	80% และ 75%

การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15

21-24 พฤษภาคม 2562 จังหวัดนครราชสีมา



โดยขั้นตอนการจำลองสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 3



รูปที่ 3 ขั้นตอนการจำลองระบบในสภาวะที่ออกแบบ

ส่วนการจำลองระบบในสภาวะที่นอกเหนือจากการออกแบบจะใช้เงื่อนไขในการจำลองเช่นเดียวกับสภาวะที่ออกแบบ โดยมีค่าอัตราการไหลของสารทำงานภายในระบบ ($\dot{m}_{\text{wf}}$) ขนาดเครื่องระเหย (UA_{evap}) และเครื่องควบแน่น (UA_{cond}) แต่จะมีการเปลี่ยนแปลง $T_{\text{hf,in}}$ และ $T_{\text{cf,in}}$ ดังตารางที่ 3 เพื่อหา P_{evap} และ P_{cond} ที่ทำให้ได้งานสุทธิสูงสุด ซึ่งขั้นตอนการจำลองสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 4

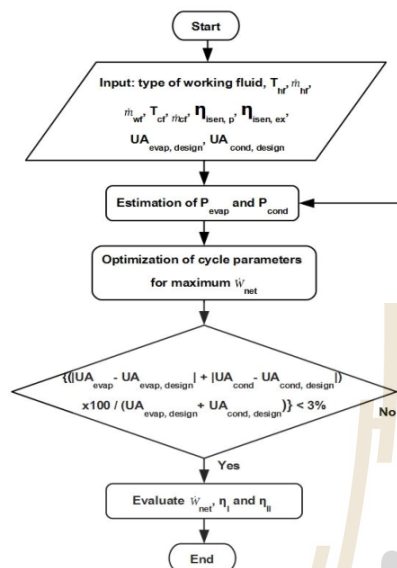
ตารางที่ 3 เงื่อนไขในการจำลองระบบในสภาวะที่นอกเหนือจากการออกแบบ

Parameter	Value
$T_{\text{hf,in}}$	$T_{\text{hf,in, design}} \pm 5^\circ\text{C}$
$T_{\text{cf,in}}$	$T_{\text{cf,in, design}} \pm 3^\circ\text{C}$

สมการที่ใช้ในการหาพื้นที่ได้จากทั้งแบบไอเซนแบร์ก งานที่จ่ายให้เครื่องสูบลม งานสุทธิ ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 1 และกฎข้อที่ 2 ของ thermodynamics จะแสดงดังสมการที่ 1 - 5 ตามลำดับ

ECE-0039

การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15
21-24 พฤษภาคม 2562 จังหวัดนครราชสีมา



รูปที่ 4 ขั้นตอนการจำลองระบบ
ในสภาวะที่นอกเหนือจากการออกแบบ

$$\dot{W}_{ex} = \dot{m}_w(h_3 - h_4) \quad (1)$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_w(h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{ex} - \dot{W}_p \quad (3)$$

$$\eta_i = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_w(h_3 - h_2)} \quad (4)$$

$$\eta_{ii} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{hf} \left[(T_5 - T_{sur}) - T_{sur} \ln \left(\frac{T_5}{T_{sur}} \right) \right]} \quad (5)$$

3. การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

งานวิจัยนี้จะใช้ค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ เช่นเดียวกับ [19] ในการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองระบบ ORC ทั้ง subcritical และ supercritical รวมถึงระบบ TLC โดยผลของการตรวจสอบสามารถแสดงได้ดังตารางที่ 4

ตารางที่ 4 ผลของการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองเทียบกับผลการจำลองจาก [19]

Parameter	subcritical ORC			supercritical ORC			TLC		
	[19]	Present study	Error (%)	[19]	Present study	Error (%)	[19]	Present study	Error (%)
working fluid	C ₅ H ₁₀	C ₅ H ₁₀	-	C ₅ H ₁₀	C ₅ H ₁₀	-	water	water	-
$\dot{Q}_{HC}$ (kW/K)	40.08	40.08	-	23.45	23.45	-	20.00	20.00	-
$\dot{Q}_{CA}$ (kW/K)	349.66	349.66	-	316.63	316.63	-	311.81	311.81	-
P ₁ (kPa)	288.80	288.80	-	288.80	288.80	-	57.87	57.87	-
P ₃ (kPa)	3342.00	3342.00	-	5412.00	5412.00	-	10821.00	10821.00	-
T ₅ (K)	553.15	553.15	-	623.15	623.15	-	623.15	623.15	-
T ₇ (K)	335.15	335.15	-	335.15	335.15	-	335.15	335.15	-
T ₃ (K)	489.00	489.20	0.04	529.00	529.00	-	590.00	590.00	0.00
T ₁ (K)	358.15	358.35	0.06	358.15	358.35	0.06	358.15	358.15	0.00
T ₄ (K)	396.41	396.03	0.10	401.00	407.35	1.58	358.15	358.15	0.00
T ₆ (K)	408.70	407.12	0.39	394.29	385.36	2.26	370.53	370.47	0.02
T ₈ (K)	348.85	349.03	0.05	348.94	349.60	0.19	348.15	348.15	0.00
$\dot{V}_3$ (m ³ /s)	121.00	115.90	4.21	51.00	54.00	5.88	7.00	7.00	0.00
$\dot{V}_4$ (m ³ /s)	1937.00	1967.10	1.55	1778.00	1910.40	7.45	4993.00	4993.40	0.01
η_i (%)	17.27	17.09	1.07	18.63	17.93	3.76	19.79	19.79	0.01
η_{ii} (%)	33.16	32.37	2.39	37.82	37.82	0.01	44.35	44.35	0.00

ECE-0039

การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15
21-24 พฤษภาคม 2562 จังหวัดนครราชสีมา



4. ผลการจำลอง

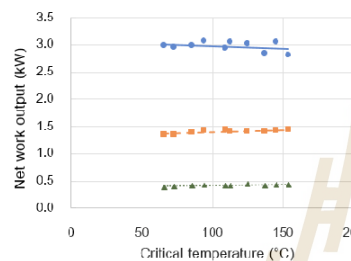
ในงานวิจัยนี้แบ่งผลการจำลองออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่

4.1 สภาวะที่ออกแบบ

จากการจำลองโดยใช้เงื่อนไขจากตารางที่ 2 ในระบบ ORC ทั้ง subcritical และ supercritical รวมถึงระบบ TLC สามารถแสดงผลการจำลองได้ดังนี้

4.1.1 subcritical ORC

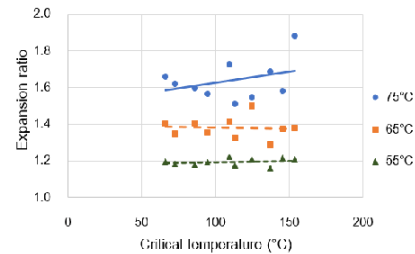
เมื่อพิจารณางานสุทธิของระบบ subcritical ORC สามารถแสดงผลการจำลองได้ดังรูปที่ 5



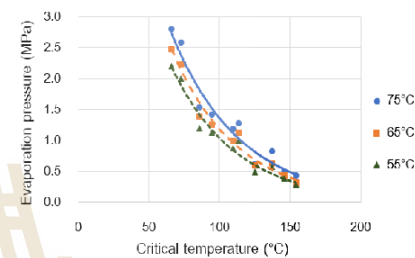
รูปที่ 5 งานสุทธิที่ได้จากระบบ subcritical ORC
เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

จากรูปที่ 5 จะเห็นว่าในทุก $T_{H,in}$ สารทำงานแต่ละชนิด จะให้งานสุทธิสูงสุดที่ใกล้เคียงกัน โดยที่ $T_{H,in}$ มีค่า 55°C 65°C และ 75°C งานสุทธิจะมีค่าประมาณ 416 W 1.40 kW และ 2.97 kW ตามลำดับ โดยไม่ขึ้นกับ T_{cr} ของสาร ทำให้ผลที่ได้ไม่เป็นไปตาม [12, 13]

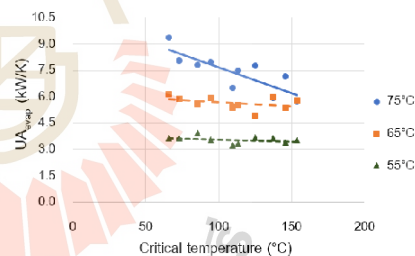
แต่ถ้าหากพิจารณาถึงขนาดของแต่ละอุปกรณ์ ได้แก่ กังหันแบบไอขยายตัว เครื่องสูบลม เครื่องระเหย และเครื่องควบแน่น ที่แสดงได้ดังรูปที่ 6 7 8 และ 9 ตามลำดับ จะพบว่า T_{cr} ของสารทำงาน ไม่ส่งผลต่อขนาดของกังหันแบบไอขยายตัว เครื่องระเหย และเครื่องควบแน่น เมื่อ $T_{H,in}$ มีค่า 55°C และ 65°C ส่วนขนาดของเครื่องสูบลม $T_{H,in}$ ของสารทำงานจะส่งผลในทุก $T_{H,in}$ โดยจะเห็นว่าสารทำงานที่มีค่า T_{cr} สูง จะสามารถใช้เครื่องสูบลมที่มีขนาดเล็ก ซึ่งการเลือกใช้อุปกรณ์ในระบบที่มีขนาดเล็กก็จะส่งผลต่อค่าใช้จ่ายในการลงทุนสร้างโรงไฟฟ้า ORC แบบ subcritical ที่ต่ำด้วย



รูปที่ 6 ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวที่ได้จากระบบ subcritical ORC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

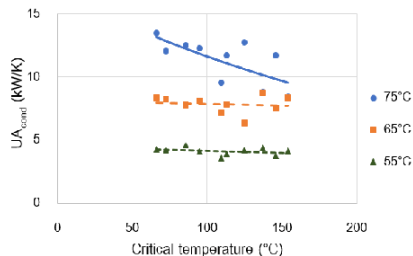


รูปที่ 7 ขนาดของเครื่องสูบลมที่ได้จากระบบ subcritical ORC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ



รูปที่ 8 ขนาดของเครื่องระเหยที่ได้จากระบบ subcritical ORC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

ECE-0039



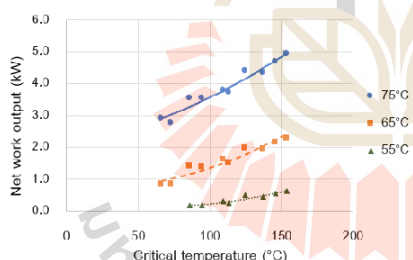
รูปที่ 9 ขนาดของเครื่องควบแน่นที่ได้จากระบบ subcritical ORC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

4.1.2 supercritical ORC

จากการจำลองพบว่าระบบไม่สามารถทำงานได้ในทุก $T_{H,in}$ เนื่องจาก $\dot{W}_p$ มีปริมาณที่มากกว่า $\dot{W}_{ex}$ งานวิจัยนี้จึงทำการลด $T_{cH,in}$ ลง เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าเมื่อใช้ $T_{H,in}$ ที่มีค่าสูงสุดในงานวิจัยนี้ ซึ่งก็คือ 75°C และพบว่าเมื่อทำการปรับลด $T_{cH,in}$ ลงจนกระทั่งเป็น 3°C ระบบก็ยังคงไม่สามารถทำงานได้

4.1.3 TLC

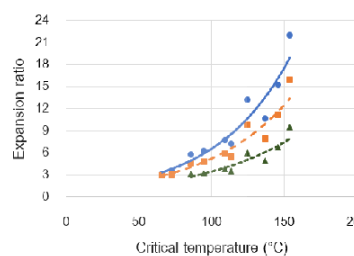
เมื่อพิจารณางานสุทธิของระบบ TLC สามารถแสดงผลการจำลองได้ดังรูปที่ 10



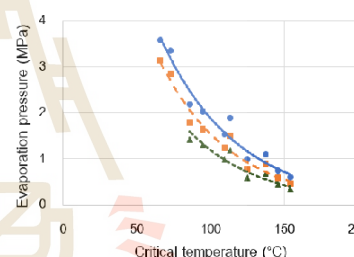
รูปที่ 10 งานสุทธิที่ได้จากระบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

จะเห็นว่าทุก $T_{H,in}$ สารทำงานที่ให้งานสุทธิสูงสุดคือสารทำงานที่มี T_{cH} สูงที่สุด ในที่นี้คือสารทำงาน R245fa โดยที่ $T_{H,in}$ มีค่า 55°C 65°C และ 75°C งานสุทธิสูงสุดที่ได้จะมีค่าอยู่ที่ 633.60 W 2.29 kW และ 4.93 kW ตามลำดับ และยังพบว่าระบบ TLC จะสามารถผลิตงานสุทธิได้มากกว่าระบบ

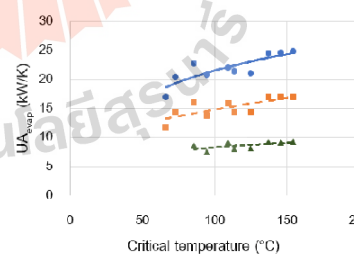
subcritical ORC ในทุก $T_{H,in}$ แต่หากพิจารณาถึงขนาดของแต่ละอุปกรณ์ที่สามารถที่แสดงดังรูปที่ 11 12 13 และ 14 จะพบว่าสารทำงานที่มี T_{cH} สูงจะต้องใช้ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัว เครื่องระเหย และเครื่องควบแน่นที่ใหญ่ขึ้น ซึ่งต้องพิจารณาถึงค่าใช้จ่ายในการลงทุนสร้างโรงไฟฟ้า TLC ด้วยว่ามีความคุ้มค่ากับงานที่จะผลิตได้หรือไม่



รูปที่ 11 ขนาดของกังหันแบบไอขยายตัวที่ได้จากระบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

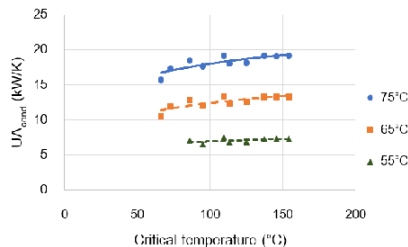


รูปที่ 12 ขนาดของเครื่องสูบล้างที่ได้จากระบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ



รูปที่ 13 ขนาดของเครื่องระเหยที่ได้จากระบบ TLC เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

ECE-0039



รูปที่ 14 ขนาดของเครื่องควบแน่นที่ได้จากระบบ TLC
เมื่อใช้สารทำงานชนิดต่าง ๆ

นอกจากนี้จะเห็นว่าในระบบ subcritical ORC และ TLC ไม่มีผลการจำลองงานสุทธิสูงสุดของ $T_{hf,in}$ เป็น 35°C และ 45°C เนื่องจากระบบไม่สามารถทำงานได้ในสภาวะที่ออกแบบ กล่าวคือ $\dot{W}_p$ มีปริมาณที่มากกว่า $\dot{W}_{ex}$ งานวิจัยนี้จึงทำการลด $T_{cf,in}$ ลง เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าเมื่อใช้ $T_{hf,in}$ เป็น 35°C และ 45°C

ในระบบ subcritical ORC $T_{cf,in}$ จะต้องถูกปรับลดลงเป็น 17°C และ 27°C ตามลำดับ เพื่อให้ $\dot{m}_w$ ภายในระบบมีค่าอยู่ระหว่าง $0.1 - 1 \text{ kg/s}$ เช่นเดียวกับ $\dot{m}_w$ ของ $T_{hf,in}$ ที่ $55^{\circ}\text{C} - 75^{\circ}\text{C}$

ส่วนระบบ TLC $T_{cf,in}$ จะต้องถูกปรับลดลงเป็น 12°C และ 20°C ตามลำดับ เพื่อให้ $\dot{m}_w$ ภายในระบบมีค่าอยู่ระหว่าง $1.5 - 4 \text{ kg/s}$ เช่นเดียวกับ $\dot{m}_w$ ของ $T_{hf,in}$ ที่ $55^{\circ}\text{C} - 75^{\circ}\text{C}$ นอกจากนี้จะเห็นว่าที่ $T_{hf,in}$ 55°C สารทำงานที่มี T_{cr} ต่ำเป็น 2 ลำดับแรกคือ R125 และ R143a ก็ไม่สามารถทำงานในสภาวะที่ออกแบบได้เช่นกัน ซึ่งต้องปรับลด $T_{cf,in}$ ลงเป็น 28°C และ 27°C ตามลำดับ

จากนั้นงานวิจัยนี้จะนำสารทำงานที่ให้งานสุทธิสูงโดยสามารถใช้อุปกรณ์ในระบบที่มีขนาดเล็กของแต่ละ $T_{hf,in}$ ในระบบ subcritical ORC และสารทำงานที่ให้งานสุทธิสูงสุดในระบบ TLC ของแต่ละ $T_{hf,in}$ ไปทำการจำลองในสภาวะที่นอกเหนือจากการออกแบบ ซึ่งเมื่อพิจารณาผลการจำลองจะพบว่า ทั้งระบบ subcritical ORC และระบบ TLC สารทำงานที่อยู่ในเงื่อนไขดังกล่าว คือ สารทำงานชนิด R245fa

4.2 สภาวะที่นอกเหนือจากการออกแบบ

การจำลองโดยใช้เงื่อนไขจากตารางที่ 3 และใช้สารทำงานเป็น R245fa ทั้งระบบ subcritical ORC และระบบ TLC ในสภาวะที่นอกเหนือจากการออกแบบ สามารถแสดง

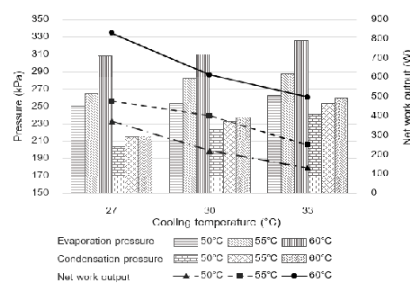
การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15
21-24 พฤษภาคม 2562 จังหวัดนครราชสีมา



ผลการจำลองได้ดังนี้

4.2.1 subcritical ORC

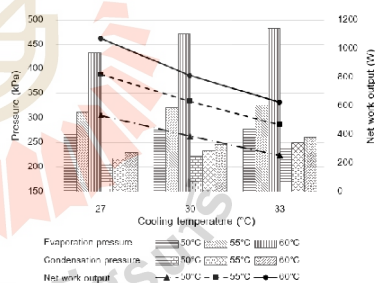
เมื่อพิจารณางานสุทธิ P_{evap} และ P_{cond} ของระบบ subcritical ORC ในสภาวะที่นอกเหนือจากการออกแบบที่ $T_{hf,in}$ มีค่า 55°C สามารถแสดงผลการจำลองได้ดังรูปที่ 15



รูปที่ 15 evaporation pressure และงานสุทธิที่ได้จากระบบ subcritical ORC ในสภาวะที่นอกเหนือจากการออกแบบ

4.2.2 TLC

เมื่อพิจารณางานสุทธิและ P_{evap} และ P_{cond} ของระบบ TLC ในสภาวะที่นอกเหนือจากการออกแบบที่ $T_{hf,in}$ มีค่า 55°C สามารถแสดงผลการจำลองได้ดังรูปที่ 16



รูปที่ 16 งานสุทธิที่ได้จากระบบ TLC ในสภาวะที่นอกเหนือจากการออกแบบ

จากรูปที่ 15 และ 16 พบว่าในสภาวะที่ $T_{hf,in}$ มีค่าที่ลดลงเหลือ 50°C ระบบจะผลิตงานสุทธิได้ลดลง และเมื่อ $T_{hf,in}$ มีค่าที่เพิ่มขึ้นเป็น 60°C ระบบจะสามารถผลิตงานสุทธิได้เพิ่มขึ้น เนื่องจากพลังงานที่สารทำงานได้รับจากแหล่งความร้อนมีค่าที่ต่างกันแต่ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความ

ECE-0039

ร้อนมีขนาดคงที่เท่ากับในสภาวะที่ออกแบบ และเมื่อ $T_{cf,in}$ มีค่าที่เพิ่มขึ้น จะทำให้ P_{cond} มีค่าที่เพิ่มขึ้นไปด้วย เนื่องจากระบบสามารถระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นได้น้อยลง จึงทำให้ระบบมีการปรับเปลี่ยนค่า P_{evap} ซึ่งส่งผลให้เครื่องสูบน้ำมาใช้งานในระบบจะต้องสามารถปรับเปลี่ยนความดันได้

ในขณะเดียวกัน ที่ $T_{hf,in}$ มีค่า 65°C และ 75°C ผลการจำลองที่ได้ จะมีแนวโน้มเช่นเดียวกับที่ $T_{hf,in}$ มีค่า 55°C แต่ระบบจะสามารถผลิตงานสุทธิและใช้ P_{evap} และ P_{cond} สูงกว่าที่ $T_{hf,in}$ เท่ากับ 55°C

อีกทั้งยังพบว่าระบบ TLC ยังคงสามารถผลิตงานสุทธิได้มากกว่าระบบ subcritical ORC ในทุก $T_{hf,in}$ และทุก $T_{cf,in}$ โดยสามารถแสดงค่างานสุทธิที่ผลิตได้ดังตารางที่ 5 6 และ 7 ตามลำดับ

ตารางที่ 5 งานสุทธิที่ได้จากสภาวะนอกเหนือจากการออกแบบที่ $T_{hf,in}$ 55°C

Off - design at $T_{hf,in}$ 55°C			
$UA_{evap} = 3.49 \text{ kW/K}$ and $UA_{cond} = 4.15 \text{ kW/K}$			
$T_{hf,in}$ (°C)	$T_{cf,in}$ (°C)	$\dot{W}_{net}$ (W)	
		subcritical ORC	TLC
50	27	372.91	532.37
	30	220.06	385.42
	33	132.19	253.41
55	27	477.46	817.89
	30	401.50	631.74
	33	249.59	468.28
60	27	831.11	1070.13
	30	614.06	810.21
	33	498.11	623.21

ตารางที่ 6 งานสุทธิที่ได้จากสภาวะนอกเหนือจากการออกแบบที่ $T_{hf,in}$ 65°C

Off - design at $T_{hf,in}$ 65°C			
$UA_{evap} = 5.77 \text{ kW/K}$ and $UA_{cond} = 8.35 \text{ kW/K}$			
$T_{hf,in}$ (°C)	$T_{cf,in}$ (°C)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	
		subcritical ORC	TLC
60	27	1.39	1.89
	30	1.14	1.51
	33	0.89	1.11
65	27	1.76	2.66
	30	1.48	2.12
	33	1.24	1.14
70	27	2.39	3.30
	30	2.04	2.24
	33	1.74	1.22

ตารางที่ 7 งานสุทธิที่ได้จากสภาวะนอกเหนือจากการออกแบบที่ $T_{hf,in}$ 75°C

Off - design at $T_{hf,in}$ 75°C			
$UA_{evap} = 5.73 \text{ kW/K}$ and $UA_{cond} = 8.46 \text{ kW/K}$			
$T_{hf,in}$ (°C)	$T_{cf,in}$ (°C)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	
		subcritical ORC	TLC
70	27	2.29	4.03
	30	1.98	3.38
	33	1.68	2.80
75	27	2.71	5.05
	30	2.29	3.83
	33	2.02	2.65
80	27	3.66	5.65
	30	3.25	4.38
	33	2.85	3.10

ECE-0039

5. สรุปผล

จากการออกแบบระบบ ORC ทั้งแบบ subcritical และ supercritical รวมถึงระบบ TLC เมื่อใช้ความร้อนทั้งจากศูนย์ข้อมูลที่มีอุณหภูมิ 35°C - 75°C เป็นแหล่งความร้อน โดยใช้สารทำงานชนิด R1234ze R245fa และสารทำงานที่มีอุณหภูมิวิกฤตใกล้เคียงกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนด้วยวิธีการจำลองเชิงตัวเลข โดยใช้โปรแกรม NIST REFPROP ร่วมกับ Golden section method จำลองระบบในรูปแบบที่ระบบสามารถทำงานได้ในสภาวะที่ออกแบบและสภาวะที่นอกเหนือจากการออกแบบ ซึ่งจะพบว่า

5.1 สภาวะที่ออกแบบ

ระบบ supercritical ORC ไม่เหมาะสำหรับนำมาใช้ผลิตกระแสไฟฟ้าที่ใช้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนเป็น 35°C - 75°C เนื่องจาก $\dot{W}_p$ มีปริมาณที่มากกว่า $\dot{W}_{ex}$

ระบบ subcritical ORC และ TLC เมื่อ $T_{h,in}$ มีค่า 35°C และ 45°C ระบบ subcritical ORC ไม่สามารถทำงานได้ในสภาวะที่ออกแบบ จึงต้องปรับลด $T_{d,in}$ ลงเป็น 17°C และ 27°C ตามลำดับ ส่วนระบบ TLC จะต้องปรับลด $T_{d,in}$ ลงเป็น 12°C และ 20°C ตามลำดับ จึงทำให้ $\dot{W}_{ex}$ มีปริมาณที่มากกว่า $\dot{W}_p$ แต่การลด $T_{d,in}$ ลงนั้น ก็จะทำให้มีค่าใช้จ่ายเพิ่มขึ้นอีกด้วย

ในขณะเดียวกัน ที่ $T_{h,in}$ 55°C - 75°C ระบบ subcritical ORC จะผลิตงานสุทธิสูงสุดที่มีค่าใกล้เคียงกันโดยไม่ขึ้นกับ T_{cr} ของสารทำงาน ซึ่งงานสุทธิที่ได้จะมีค่าประมาณ 416 W 1.40 kW และ 2.97 kW ตามลำดับ ส่วนระบบ TLC เมื่อ $T_{h,in}$ เป็น 55°C สารทำงาน R125 และ R143a ก็ไม่สามารถทำงานในสภาวะที่ออกแบบได้เช่นกัน โดยจะสามารถผลิตงานได้เมื่อมีการปรับลด $T_{d,in}$ ลงเป็น 28°C และ 27°C ตามลำดับ และในทุก $T_{h,in}$ สารทำงานที่ให้งานสุทธิสูงสุดคือสารทำงานที่มี T_{cr} สูงที่สุด โดยที่ $T_{h,in}$ 55°C 65°C และ 75°C งานสุทธิสูงสุดที่ได้จะมีค่าอยู่ที่ 633.60 W 2.29 kW และ 4.93 kW ตามลำดับ ซึ่งระบบ TLC สามารถผลิตงานสุทธิได้สูงกว่าระบบ subcritical ORC

5.2 สภาวะที่นอกเหนือจากการออกแบบ

ในระบบ subcritical ORC เมื่อ $T_{h,in}$ เท่ากับ 55°C 65°C และ 75°C งานสุทธิสูงสุดที่ได้จะมีค่า 831.11 W 2.39 kW และ 3.66 kW ส่วนระบบ TLC งานสุทธิสูงสุดที่ได้จะมีค่า 1.07 kW 3.30 kW และ 5.65 kW ตามลำดับ ซึ่งระบบ

TLC ยังคงสามารถผลิตงานสุทธิได้มากกว่าระบบ subcritical ORC ในทุก $T_{h,in}$ และทุก $T_{d,in}$

และการทำงานในสภาวะนี้จะทำให้ระบบมีการปรับค่า P_{evap} และ P_{cond} เพิ่มขึ้นด้วย ซึ่งจะส่งผลให้เครื่องสูบลำบากในการทำงานในระบบจะต้องสามารถปรับเปลี่ยนความดันได้

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] ThaiCreate. (2017). Data Center และ ISP คืออะไร. URL: <http://www.thaicreate.com/web-host/web-host-data-center-isp.html>, access on 22/2/2018
- [2] Glanz, J. (2012). Power, pollution and the internet. *The New York Times*, 22.
- [3] Gandhi, A., Harchol-Balter, M., Das, R., & Lefurgy, C. (2009, June). Optimal power allocation in server farms. In *ACM SIGMETRICS Performance Evaluation Review* (Vol. 37, No. 1, pp. 157-168). ACM.
- [4] Wierman, A., Andrew, L. L., & Tang, A. (2012). Power-aware speed scaling in processor sharing systems: Optimality and robustness. *Performance Evaluation*, 69 (12), 601-622.
- [5] Ding, T., Guang He, Z., Hao, T., & Li, Z. (2016). Application of separated heat pipe system in data center cooling. *Applied Thermal Engineering*, 109, 207-216.
- [6] Hassan, N. M. S., Khan, M. M. K., & Rasul, M. G. (2013). Temperature monitoring and CFD analysis of data centre. *Procedia Engineering*, 56, 551-559.
- [7] Araya, S., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2016, May). The design and construction of a bench-top Organic Rankine Cycle for data center applications. In *Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)*, 2016 15th IEEE Intersociety Conference on (pp. 404-408). IEEE.
- [8] Ebrahimi, K., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2017). The viability of ultra low temperature waste heat recovery using organic Rankine cycle in dual loop data center applications. *Applied Thermal Engineering*, 126, 393-406.
- [9] Oró, E., Allepuz, R., Martorell, I., & Salom, J. (2018). Design and economic analysis of liquid cooled data centres for waste heat recovery: A case study for an

ECE-0039

indoor swimming pool. *Sustainable Cities and Society*, 36, 185-203.

[10] Taghaddosi, M. (2005). Thermodynamic modeling for combined ORC (Organic Rankine Cycle) and single-flash geothermal power plants. In *Proceedings World Geothermal Congress [C]*.

[11] Saitoh, T., Yamada, N., & Wakashima, S. I. (2007). Solar Rankine cycle system using scroll expander. *Journal of Environment and Engineering*, 2(4), 708-719.

[12] He, C., Liu, C., Gao, H., Xie, H., Li, Y., Wu, S., & Xu, J. (2012). The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle. *Energy*, 38(1), 136-143.

[13] Xu, J., & Yu, C. (2014). Critical temperature criterion for selection of working fluids for subcritical pressure Organic Rankine cycles. *Energy*, 74, 719-733.

[14] Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., & Fischer, J. (2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 32(7), 1210-1221.

[15] Yağlı, H., Koç, Y., Koç, A., Görgülü, A., & Tandiroğlu, A. (2016). Parametric optimization and exergetic analysis comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for biogas fuelled combined heat and power (CHP) engine exhaust gas waste heat. *Energy*, 111, 923-932.

[16] Li, J., Liu, Q., Ge, Z., Duan, Y., & Yang, Z. (2017). Thermodynamic performance analyses and optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles using R1234ze (E) for 100–200 °C heat sources. *Energy Conversion and Management*, 149, 140-154.

[17] Zamfirescu, C., & Dincer, I. (2008). Thermodynamic analysis of a novel ammonia–water trilateral Rankine cycle. *Thermochimica Acta*, 477(1-2), 7-15.

[18] Li, Z., Lu, Y., Huang, Y., Qian, G., Chen, F., Yu, X., & Roskilly, A. (2017). Comparison study of Trilateral Rankine Cycle, Organic Flash Cycle and basic Organic Rankine Cycle for low grade heat recovery. *Energy Procedia*, 142, 1441-1447.

[19] Fischer, J. (2011). Comparison of trilateral cycles

and organic Rankine cycles. *Energy*, 36(10), 6208-6219.

อักษรย่อและสัญลักษณ์

อักษรย่อ

P	ความดัน (pressure, kPa)
T	อุณหภูมิ (temperature, °C หรือ K)
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวล (mass flow rate, kg/s)
ΔT	ความแตกต่างของอุณหภูมิ (temperature difference, K)
UA	ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (overall heat transfer coefficient x area of heat transfer, kW/K)
h	เอนทัลปี (enthalpy, kJ/kg)
s	เอนโทรปี (entropy, J/kg·K)
C	heat capacity rates (W/K)
$\dot{V}$	อัตราการไหลเชิงปริมาตร (volume flow rate, m³/s)
W	งาน (work, W)
η	ประสิทธิภาพ (efficiency, %)

ตัวห้อย

cri	วิกฤต (critical)
hf	แหล่งความร้อน (heating fluid)
cf	น้ำหล่อเย็น (cooling fluid)
in	ทางเข้า (inlet)
evap	เครื่องระเหย (evaporator)
cond	เครื่องควบแน่น (condenser)
ex	กังหันแบบไอขยายตัว (expander)
p	เครื่องสูบ (pump)
design	ในสภาวะที่ออกแบบ (design condition)
CH	แหล่งความร้อน (heating fluid)
CA	แหล่งรับความร้อน (cooling fluid)
wf	สารทำงาน (working fluid)
net	สุทธิ (net)
pp	จุดหยิก (pinch point)
isen	isentropic
I	กฎข้อที่ 1 ของ thermodynamics (1 st law of thermodynamics)
II	กฎข้อที่ 2 ของ thermodynamics (2 nd law of thermodynamics)



CST0010

Comparative study of power generation systems powered by data center waste heat

Punyaporn Virunchit, and Atit Koonsrisuk*

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

* Corresponding Author: atit@sut.ac.th

Abstract. In this study, a thermodynamic optimization of a subcritical Organic Rankine Cycle (ORC), supercritical ORC, and trilateral Rankine cycle (TLC) power plant from data center waste heat was conducted. The waste heat temperature in a range of 35°C - 75°C was examined. Various working fluids were tested as the working fluid for the power plants studied. A computational code was developed and validated with a result taken from the literature. The golden section method was used to search for an optimum operating condition that provides a highest net power output for the prescribed heat source temperature ($T_{hf,in}$), cooling fluid temperature ($T_{cf,in}$), and pinch point temperature differences. It was found that the supercritical ORC plant is not suitable for generating electricity from the heat source investigated in this study. In addition, the subcritical ORC and TLC cannot generate electricity when $T_{hf,in}$ are at 35°C and 45°C. For the subcritical ORC plant when $T_{hf,in}$ are at 55°C, 65°C, and 75°C, the corresponding highest net power outputs of 416 W, 1.40 kW, and 2.97 kW are obtained respectively. Furthermore, the highest net power outputs of 633.60 W, 2.29 kW, and 4.93 kW are produced from the TLC plant when $T_{hf,in}$ are at 55°C, 65°C, and 75°C, respectively. In the off - design simulations, it was found that the TLC plant provides higher net power output than the subcritical ORC for the whole range of $T_{hf,in}$ and $T_{cf,in}$ investigated.

Keywords: Data center waste heat, subcritical ORC, trilateral Rankine cycle, golden section search, low - temperature heat source

1. Introduction

The increase of number and size of data centers worldwide has been observed [1]. It has direct repercussions in the cooling demands to keep the server's temperature in a safe working range [2, 3].

If the heat generated from the data center is used (such as used in the electricity generation process, air conditioning for buildings, etc.), it was going to reduce the cooling load of the cooling system. But the heat obtained from the data center has a low temperature in the range of 31°C - 100°C [4 - 8].

According to the study of [9, 10], they were found to use the working system is an organic fluid with low saturation temperature. Allowing the system to work at low volatile temperatures and can be used to generate electricity in small production systems, including the use of waste heat to be utilized which the technology is called Organic Rankine Cycle (ORC).

Which [11, 12] studied the subcritical ORC, where [11] used the waste heat with a temperature of 150°C as a heat source. They were found, when using critical temperature of working fluid (T_{cri}) close to the heat source temperature ($T_{\text{hf, in}}$), the system can produce the highest work output. [12] studied about the selection of working fluids for $T_{\text{hf, in}}$ are at 125°C , 175°C , 225°C , and 275°C . They were found that the working fluids will highest net power output when T_{cri} less than $T_{\text{hf, in}}$ 20°C .

In addition, [13] studied geothermal waste heat at 100°C as a heat source. They were found that R245fa is an effective working fluid for low - temperature ORC, which demonstrates high productivity.

Furthermore, [14] studied another ORC called supercritical ORC, which found that the supercritical ORC will provide net power output, thermal efficiency and exergy efficiency more than subcritical ORC when using exhaust temperatures of 450°C as a heat source for the system.

At the same time, [15] studied R1234ze, which is a new type of work fluid that has a low Global Warming Potential (GWP). They are used as a subcritical and supercritical ORC by using hot water obtained from solar energy with 100°C - 200°C as a heat source. Which found that the subcritical ORC is suitable for $T_{\text{hf, in}}$ below 160°C , supercritical ORC will provide the efficiency of the system more than a subcritical.

In addition, [16] have studied another power generation system called the trilateral Rankine cycle (TLC). This system can use low - temperature heat as a source for the system, that similar to the ORC, but the working fluids for the TLC inside the evaporator will not evaporate. [17, 18] have compared the TLC with the ORC. [17] found that the TLC system provides net power output that is 37% higher than the ORC when providing heat sources 200°C and [18] allowing the heat source to be 150°C - 350°C , TLC provides exergy efficiency greater than ORC is 14% - 29%.

In this study, a thermodynamic optimization of a subcritical Organic Rankine Cycle (ORC), supercritical ORC, and trilateral Rankine cycle (TLC) power plant from data center waste heat was conducted. The waste heat temperature in a range of 35°C - 75°C was examined. Using the type of working fluids that has T_{cri} close to $T_{\text{hf, in}}$, the T_{cri} of working fluids is less than $T_{\text{hf, in}}$ 20°C , R1234ze and R245fa with numerical simulation.

2. Methodology

The ORC and TLC have their working principle similar to the Rankine cycle. The working processes of the ORC and TLC are described in Figure 1, and their T - s diagrams are given in Figure 2.

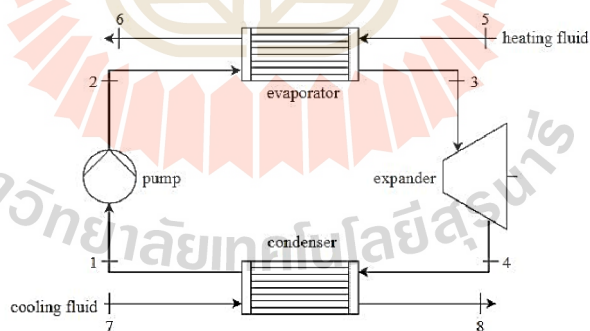


Figure 1. The working processes of the ORC and TLC.

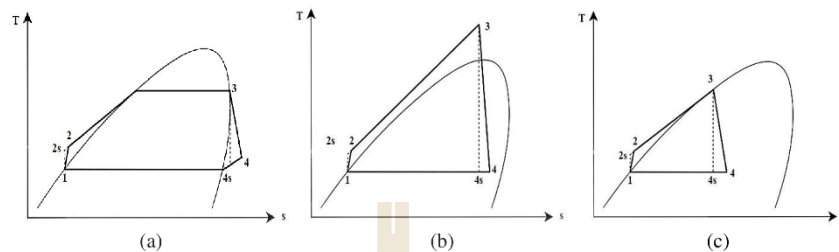


Figure 2. T - s diagram of (a) subcritical ORC, (b) supercritical ORC and (c) TLC

2.1 Heat source

In this study, water is used as a media to receive heat from the data center as a heat source for the ORC and the TLC. The waste heat temperature in a range of 35°C - 75°C was examined, which is the temperature range that the server has a normal load.

2.2 Working fluid selection

Selection of work substances is extremely important, because it will affect the potential of the system. In this study, we selected R1234ze, R245fa, and type of working fluids that has T_{cri} close to $T_{\text{hf, in}}$ and the T_{cri} of working fluids is less than $T_{\text{hf, in}}$ 20°C, 10 promising organic working fluids were studied. In order to find the relationship between T_{cri} and the potential of the system in each cycle, but because of the NIST REFPROP software, there are no active substances that are less than $T_{\text{hf, in}}$ 20°C, while T_{cri} is still higher than the cooling fluid temperature ($T_{\text{cf, in}}$) which is 30°C. Therefore, the working fluid used in the simulation does not contain the working fluids that have less T_{cri} than $T_{\text{hf, in}}$ 20°C which can show the working fluids used in the simulation as shown in Table 1.

Table 1. Working fluids

Working fluids	Physical properties		
	Type of working fluid	T_{cri} (°C)	P_{cri} (kPa)
R125	wet	66.02	3617.7
R143a	wet	72.71	3761.0
R1216	dry	85.75	3149.5
R1234yf	dry	94.70	3382.2
R1234ze	dry	109.36	3634.9
R152a	wet	113.26	4516.8
R236fa	dry	124.92	3200.0
R142b	dry	137.11	4055.0
R114	dry	145.68	3257.0
R245fa	dry	154.01	3651.0

2.3 Numerical models

A thermodynamic optimization of a subcritical ORC, supercritical ORC, and TLC will be modelled in a way that the system can operate in the design condition and off - design condition using NIST REFPROP software with the Golden section method.

Simulation of the design condition will show in Table 2 and flowchart of the procedure followed for design condition simulation will show in Figure 3 to find the evaporation pressure (P_{evap}) and condensation pressure (P_{cond}) that are suitable for $T_{\text{hf, in}}$, $T_{\text{cf, in}}$, $\Delta T_{\text{pp, evap}}$, and $\Delta T_{\text{pp, cond}}$ and allow net power output is the highest, with the evaporator and condenser being divided into sections.

Table 2. Design conditions

Parameter	Value
$T_{\text{hf, in}}$	35°C, 45°C, 55°C, 65°C, and 75°C
$\dot{m}_{\text{hf}}$ [11]	1 kg/s
$T_{\text{cf, in}}$ and $T_{\text{cf, out}}$	30°C and 33°C respectively
$\Delta T_{\text{pp, evap}}$ and $\Delta T_{\text{pp, cond}}$ [11]	5°C
$\eta_{\text{isen, ex}}$ and $\eta_{\text{isen, p}}$ [11]	80% and 75% respectively

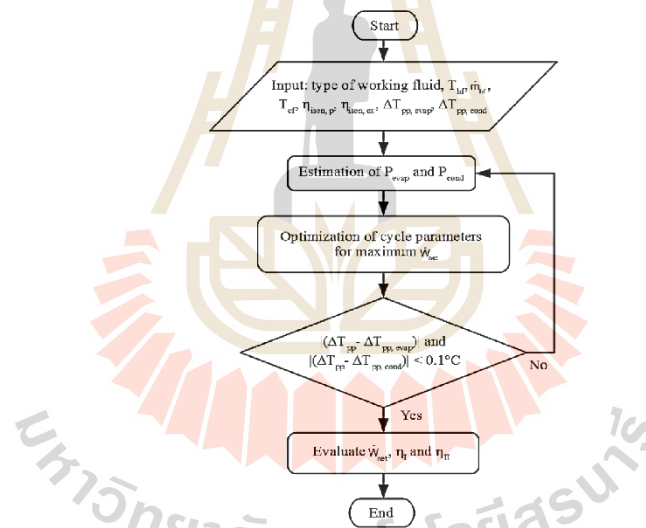
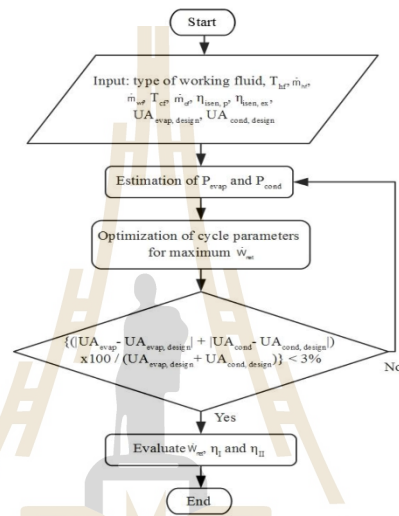


Figure 3. Flowchart of the procedure followed for design condition simulation.

The simulation in off - conditions will use the same simulated conditions as the design conditions. By maintaining the mass flow rate of the working fluid ($\dot{m}_{\text{wf}}$) within the system, the size of evaporator (UA_{evap}) and condenser (UA_{cond}), but there will be a change in $T_{\text{hf, in}}$ and $T_{\text{cf, in}}$ as Table 3 to find P_{evap} and P_{cond} that can be made highest net power output. Which the simulation procedure can be shown as Figure 4.

Table 3. Off - design condition

Parameter	Value
$T_{hf,in}$	$T_{hf,in,design} \pm 5^{\circ}\text{C}$
$T_{cf,in}$	$T_{cf,in,design} \pm 3^{\circ}\text{C}$

**Figure 4.** Flowchart of the procedure followed for off - design condition simulation.

The equation used to find work of expander, work of pump, net power output, 1st law efficiency, and 2nd law efficiency of thermodynamics can be determined as expressed in Equations (1) - (5) respectively.

$$\dot{W}_{ex} = \dot{m}_{wf}(h_3 - h_4) \quad (1)$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{ex} - \dot{W}_p \quad (3)$$

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{wf}(h_3 - h_2)} \quad (4)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{C}_{hf} \left[(T_s - T_{sur}) - T_{sur} \ln \left(\frac{T_s}{T_{sur}} \right) \right]} \quad (5)$$

3. Validation

To validate the developed codes, the predictions for the subcritical ORC, supercritical ORC, and TLC power plants in [18] were conducted. The predicted data of the present study and those of [18] were shown in Table 4.

Table 4. Validation results

Parameter	subcritical ORC			supercritical ORC			TLC		
	[18]	Present study	Error (%)	[18]	Present study	Error (%)	[18]	Present study	Error (%)
working fluid	C ₅ H ₁₀	C ₅ H ₁₀	-	C ₅ H ₁₀	C ₅ H ₁₀	-	water	water	-
$\dot{C}_{HC}$ (kW/K)	40.08	40.08	-	23.45	23.45	-	20.00	20.00	-
$\dot{C}_{CA}$ (kW/K)	349.66	349.66	-	316.63	316.63	-	311.81	311.81	-
P ₁ (kPa)	288.80	288.80	-	288.80	288.80	-	57.87	57.87	-
P ₃ (kPa)	3342.00	3342.00	-	5412.00	5412.00	-	10821.00	10821.00	-
T ₅ (K)	553.15	553.15	-	623.15	623.15	-	623.15	623.15	-
T ₇ (K)	335.15	335.15	-	335.15	335.15	-	335.15	335.15	-
T ₃ (K)	489.00	489.20	0.04	529.00	529.00	-	590.00	590.00	0.00
T ₁ (K)	358.15	358.35	0.06	358.15	358.35	0.06	358.15	358.15	0.00
T ₄ (K)	396.41	396.03	0.10	401.00	407.35	1.58	358.15	358.15	0.00
T ₆ (K)	408.70	407.12	0.39	394.29	385.36	2.26	370.53	370.47	0.02
T ₈ (K)	348.85	349.03	0.05	348.94	349.60	0.19	348.15	348.15	0.00
$\dot{V}_3$ (m ³ /s)	121.00	115.90	4.21	51.00	54.00	5.88	7.00	7.00	0.00
$\dot{V}_4$ (m ³ /s)	1937.00	1967.10	1.55	1778.00	1910.40	7.45	4993.00	4993.40	0.01
η_I (%)	17.27	17.09	1.07	18.63	17.93	3.76	19.79	19.79	0.01
η_{II} (%)	33.16	32.37	2.39	37.82	37.82	0.01	44.35	44.35	0.00

4. Results and discussion

In this research, the results are divided into 2 parts:

4.1 Design condition

Based on the simulation using conditions from table 2 in subcritical ORC, supercritical ORC, and TLC can show the simulation results as follows.

4.1.1 Subcritical ORC

Consider the net power output of the subcritical ORC. The simulation results can be shown as in Figure 5.

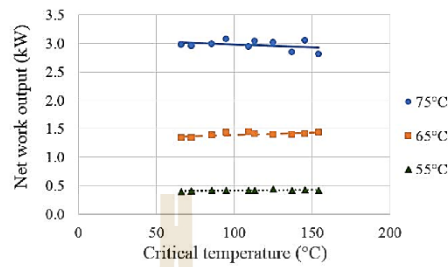


Figure 5. Effect of T_{crit} of the working fluid on the net power output for the subcritical ORC.

It can be seen that at $T_{hf, in}$ is 55°C, 65°C, and 75°C, the net power output is not dependent on T_{crit} of working fluid as [11, 12] has been proposed and the net power output will be the highest that is similar, where The net power output will be about 416 W, 1.40 kW, and 2.97 kW, respectively.

If considering the size of each component including expander, pump, evaporator, and condenser can be shown as in figure 6.

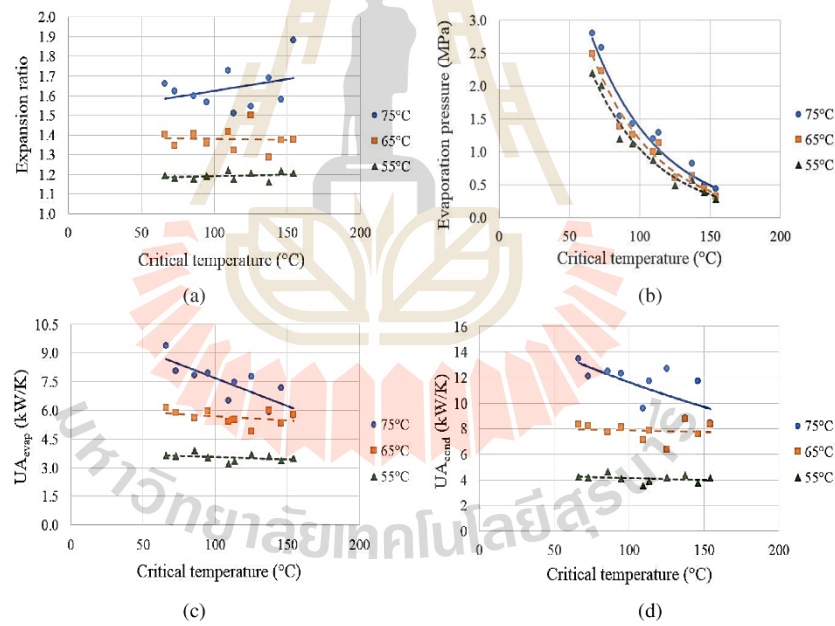


Figure 6. Effect of T_{crit} of the working fluid on the size of each component for the subcritical ORC (a) expander, (b) pump, (c) evaporator, and (d) condenser

T_{cri} of working fluid does not affect the size of the expander, evaporator, and condenser when $T_{\text{hf, in}}$ are 55°C and 65°C. The size of the pump, T_{cri} of working fluid will affect every $T_{\text{hf, in}}$ in which working fluid with high T_{cri} can use a smaller pump. And also affect to the low investment cost of subcritical ORC as well.

4.1.2 Supercritical ORC

It was found that in all $T_{\text{hf, in}}$, work of pump is greater than the work of expander, therefore reducing $T_{\text{cf, in}}$ to study the feasibility of generating electricity when using $T_{\text{hf, in}}$ which has the highest value in this study (75°C) and when reducing $T_{\text{cf, in}}$ to 3 °C, the work of pump is still more than work of expander.

4.1.3 TLC

Consider the net power output of the TLC. The simulation results can be shown as in figure 7.

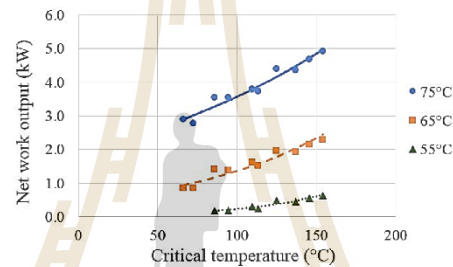
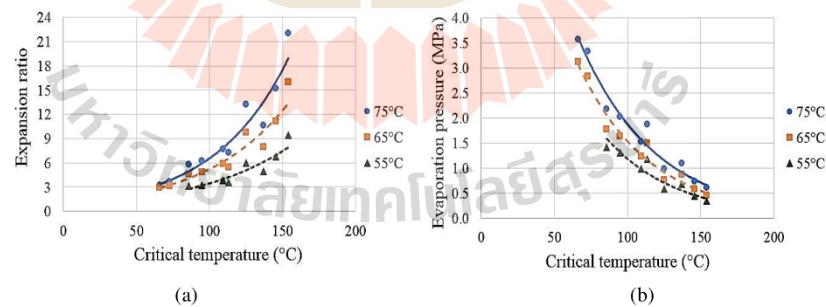


Figure 7. Effect of T_{cri} of the working fluid on the net power output for the TLC.

TLC can produce net power more than subcritical ORC. In addition, the working fluid with the highest T_{cri} (R245fa) will give the maximum net power output when $T_{\text{hf, in}}$ is 55°C, 65°C, and 75°C. The maximum net power output will be at 633.60 W, 2.29 kW, and 4.93 kW respectively. Considering the size of each device, as shown in figure 8. It is found that the high T_{cri} working fluid must use the larger size of the expander, the evaporator, and the condenser.



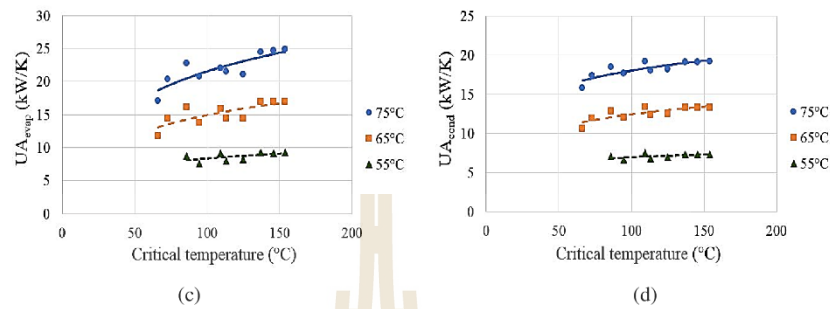


Figure 8. Effect of T_{cri} of the working fluid on the size
(a) expander, (b) pump, (c) evaporator, and (d) condenser in the TLC power plant

In addition, it can be seen that in subcritical ORC and TLC, there no simulation results are presented of $T_{hf, in}$ 35°C and 45°C, because the work of pump is greater than the work of the expander. In this study therefore reduced $T_{cf, in}$ to study the feasibility of generating electricity when using $T_{hf, in}$ as 35°C and 45°C.

In the subcritical ORC, the $T_{cf, in}$ must be reduced to 17°C and 27°C for $T_{hf, in}$ as 35°C and 45°C, respectively, to allow $\dot{m}_{wf}$ to be between 0.1 - 1 kg/s, as with $T_{hf, in}$ at 55°C - 75°C. While TLC, the $T_{cf, in}$ to 12°C and 20°C must be reduced, respectively, to allow $\dot{m}_{wf}$ to be between 1.5 - 4 kg/s, as with $T_{hf, in}$ at 55°C - 75°C.

In addition, it can be seen that at $T_{hf, in}$ 55°C, the working fluid that are low in the first two type of working fluids (R125 and R143a) cannot work in the design conditions as well. Which have to reduce $T_{cf, in}$ to 28°C and 27°C respectively

After that, in this study will bring a working fluid that allows the net power output to be high, using small components for each $T_{hf, in}$ in the subcritical ORC and working fluid that allows the highest net power output in the TLC in each $T_{hf, in}$ to simulate the off - design condition. When considering the simulation results, it is found that both subcritical ORC and TLC, the working fluid in such conditions is R245fa.

4.2 Off - design condition

The simulation using conditions from Table 3 and R245fa using for subcritical ORC and TLC, can show the simulation results as follows.

4.2.1 Subcritical ORC

Consider net power output, P_{evap} , and P_{cond} of subcritical ORC at $T_{hf, in}$ is 55°C, can show the simulation results as shown in figure 9a.

4.2.2 TLC

Consider net power output, P_{evap} , and P_{cond} of TLC at $T_{hf, in}$ is 55°C, can show the simulation results as shown in Figure 9b.

According to Figure 9, it was found that when $T_{hf, in}$ reduced to 50°C, the cycle would produce a lower net power output and when $T_{hf, in}$ increased to 60°C, the cycle could produce more net power output due to the size of the heat exchanger is constant as in the design condition and working fluid receives less and more energy from heat sources respectively. And also found that the TLC system can still produce net power output more than the subcritical ORC.

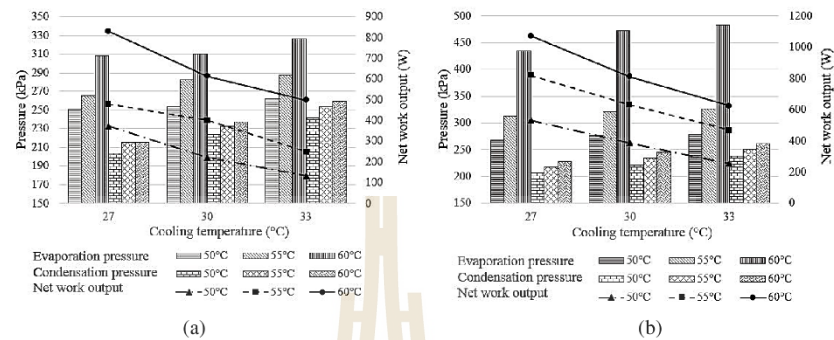


Figure 9. P_{evap} , P_{cond} , and net power output for off – design simulations (a) subcritical ORC (b) TLC

At the same time, when increasing the $T_{\text{cf, in}}$, the P_{cond} also increases. Since the condenser will transfer less heat, the cycle will have to adjust the P_{evap} value, which must use a pump that can adjust the pressure.

In addition, at 65°C and 75°C of the $T_{\text{hf, in}}$, the simulation results are likely to be the same as $T_{\text{hf, in}}$ at 55°C, but the cycle can produce net power output and use P_{evap} and P_{cond} higher than that.

5. Conclusions

In this study, a thermodynamic optimization of a subcritical ORC, supercritical ORC, and TLC power plant from data center waste heat was conducted. The waste heat temperature in a range of 35°C - 75°C was examined. Various working fluids were tested as the working fluid for the power plants studied. The golden section method was used to search for an optimum operating conditions.

5.1 Design condition

According to the simulations, the supercritical plant cannot provide the positive net power output in the range of the heat source temperature studied.

Also, it was shown that the subcritical ORC and TLC cannot produce a positive net power output at $T_{\text{hf, in}}$ of 35°C and 45°C. Consequently, the simulations with lower $T_{\text{cf, in}}$ were simulated. It was found that, the subcritical ORC with $T_{\text{hf, in}}$ of 35°C and 45°C can provide the net power output when $T_{\text{cf, in}}$ is at 17°C and 27°C, respectively. It was also found that, TLC with $T_{\text{hf, in}}$ of 35°C and 45°C can provide the net power output when $T_{\text{cf, in}}$ is at 12°C and 20°C, respectively. However, it should be noted that the reduction of $T_{\text{cf, in}}$ increases the investment cost and the operating cost of the cooling tower.

The highest net power outputs of the subcritical ORC plant are 416 W, 1.40 kW, and 2.97 kW when $T_{\text{hf, in}}$ is at 55°C, 65°C, and 75°C, respectively. Meanwhile, the highest net power outputs of TLC are 633.60 W, 2.29 kW, and 4.93 kW when $T_{\text{hf, in}}$ is at 55°C, 65°C, and 75°C, respectively.

5.2 Off - design condition

In the subcritical ORC, when $T_{\text{hf, in}}$ is 55°C, 65°C, and 75°C, the maximum net power output are 831.11 W, 2.39 kW, and 3.66 kW, respectively. For TLC, the corresponding maximum net power output are 1.07 kW, 3.30 kW, and 5.65 kW, respectively. It is obvious that TLC still produces larger net power output than the subcritical plant does.

6. References

- [1] Glanz, J. (2012). Power, pollution and the internet. *The New York Times*, 22.

- [2] Gandhi, A., Harchol - Balter, M., Das, R., & Lefurgy, C. (2009, June). Optimal power allocation in server farms. In *ACM SIGMETRICS Performance Evaluation Review* (Vol. 37, No. 1, pp. 157 – 168). ACM.
- [3] Wierman, A., Andrew, L. L., & Tang, A. (2012). Power-aware speed scaling in processor sharing systems: Optimality and robustness. *Performance Evaluation*, 69 (12), 601 - 622.
- [4] Ding, T., Guang He, Z., Hao, T., & Li, Z. (2016). Application of separated heat pipe system in data center cooling. *Applied Thermal Engineering*, 109, 207 - 216.
- [5] Hassan, N. M. S., Khan, M. M. K., & Rasul, M. G. (2013). Temperature monitoring and CFD analysis of data centre. *Procedia Engineering*, 56, 551 - 559.
- [6] Araya, S., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2016, May). The design and construction of a bench-top Organic Rankine Cycle for data center applications. In *Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)*, 2016 15th IEEE Intersociety Conference on (pp. 404 – 408). IEEE.
- [7] Ebrahimi, K., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2017). The viability of ultra low temperature waste heat recovery using organic Rankine cycle in dual loop data center applications. *Applied Thermal Engineering*, 126, 393 - 406.
- [8] Oró, E., Allepuz, R., Martorell, I., & Salom, J. (2018). Design and economic analysis of liquid cooled data centres for waste heat recovery: A case study for an indoor swimming pool. *Sustainable Cities and Society*, 36, 185 - 203.
- [9] Taghaddosi, M. (2005). Thermodynamic modeling for combined ORC (Organic Rankine Cycle) and single-flash geothermal power plants. In *Proceedings World Geothermal Congress JC*.
- [10] Saitoh, T., Yamada, N., & Wakashima, S. I. (2007). Solar Rankine cycle system using scroll expander. *Journal of Environment and Engineering*, 2(4), 708 - 719.
- [11] He, C., Liu, C., Gao, H., Xie, H., Li, Y., Wu, S., & Xu, J. (2012). The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle. *Energy*, 38(1), 136 - 143.
- [12] Xu, J., & Yu, C. (2014). Critical temperature criterion for selection of working fluids for subcritical pressure Organic Rankine cycles. *Energy*, 74, 719 - 733.
- [13] Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., & Fischer, J. (2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 32(7), 1210 - 1221.
- [14] Yağlı, H., Koç, Y., Koç, A., Görgülü, A., & Tandiroğlu, A. (2016). Parametric optimization and exergetic analysis comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for biogas fuelled combined heat and power (CHP) engine exhaust gas waste heat. *Energy*, 111, 923 - 932.
- [15] Li, J., Liu, Q., Ge, Z., Duan, Y., & Yang, Z. (2017). Thermodynamic performance analyses and optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles using R1234ze(E) for 100 – 200°C heat sources. *Energy Conversion and Management*, 149, 140 - 154.
- [16] Zamfirescu, C., & Dincer, I. (2008). Thermodynamic analysis of a novel ammonia – water trilateral Rankine cycle. *Thermochimica Acta*, 477(1 – 2), 7 - 15.
- [17] Li, Z., Lu, Y., Huang, Y., Qian, G., Chen, F., Yu, X., & Roskilly, A. (2017). Comparison study of Trilateral Rankine Cycle, Organic Flash Cycle and basic Organic Rankine Cycle for low grade heat recovery. *Energy Procedia*, 142, 1441 - 1447.
- [18] Fischer, J. (2011). Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles. *Energy*, 36(10), 6208 - 6219.

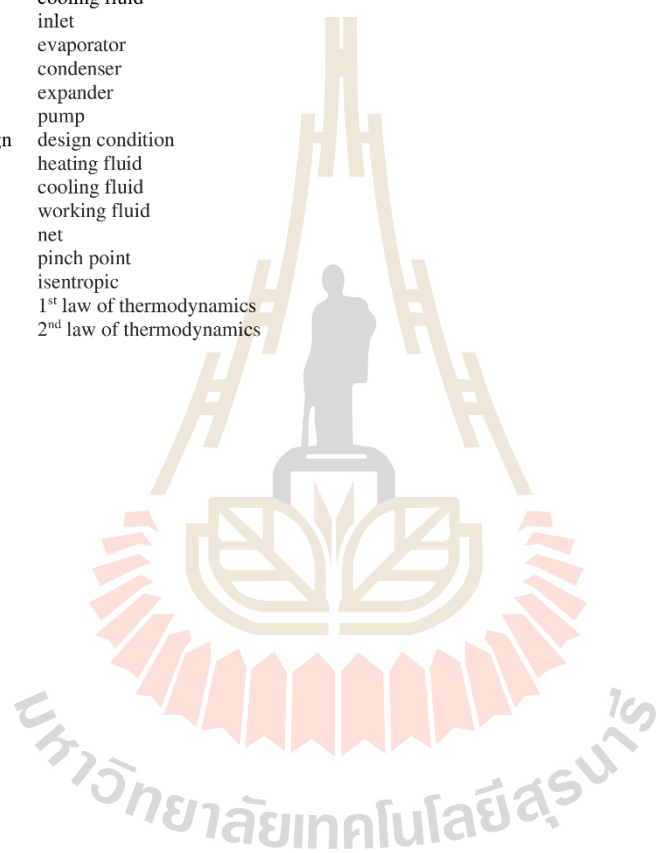
Nomenclature

P	pressure (kPa)
T	temperature (K)
$\dot{m}$	mass flow rate (kg/s)
ΔT	temperature difference (K)
UA	overall heat transfer coefficient x area of heat transfer (kW/K)
h	enthalpy (kJ/kg)
s	entropy (J/kg·K)
$\dot{C}$	heat capacity rates (W/K)

$\dot{V}$	volume flow rate (m ³ /s)
W	work (W)
η	efficiency (%)

Subscripts

cri	critical
hf	heating fluid
cf	cooling fluid
in	inlet
evap	evaporator
cond	condenser
ex	expander
p	pump
design	design condition
CH	heating fluid
CA	cooling fluid
wf	working fluid
net	net
pp	pinch point
isen	isentropic
I	1 st law of thermodynamics
II	2 nd law of thermodynamics



ประวัติผู้เขียน

นางสาวปณยาพร วิรุณจิตร เกิดเมื่อวันที่ 7 กุมภาพันธ์ พ.ศ. 2538 ณ จังหวัดจันทบุรี สำเร็จการศึกษาในระดับประถมศึกษาที่โรงเรียนประดิษฐ์ศึกษา ระดับมัธยมศึกษาที่โรงเรียนศรียานุสรณ์ จังหวัดจันทบุรี และระดับปริญญาตรีจากสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา เมื่อปี พ.ศ. 2560 โดยหลังจากสำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีได้เข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาโท ในหลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ (วิศวกรรมเครื่องกล) มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี โดยขณะที่กำลังศึกษาได้มีโอกาเป็นผู้สอนปฏิบัติการ ผู้ช่วยสอนและผู้ช่วยวิจัยในสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จำนวน 3 รายวิชา ได้แก่ วิชาปฏิบัติการวิศวกรรมเครื่องกล วิชาปฏิบัติการด้านความร้อนและของไหล และวิชากลศาสตร์ของไหล ซึ่งช่วยให้ผู้วิจัยได้รับประสบการณ์และนำความรู้ที่ได้มาประยุกต์ใช้ร่วมกับวิทยานิพนธ์ได้เป็นอย่างดี นอกจากนี้ยังทำให้ผู้วิจัยได้รับใบอนุญาตเป็นผู้ประกอบวิชาชีพวิศวกรรมควบคุมระดับภาคีวิศวกร สาขาวิศวกรรมเครื่องกล และการทำวิจัยนี้ทำให้ผู้วิจัยได้รับความรู้ ความเข้าใจในด้านการผลิตกระแสไฟฟ้าด้วยเทคโนโลยีไออาร์ซีได้ดียิ่งขึ้น

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี