

ฉบับแก้ไข

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์



สำนักหอสมุด

โครงการ ระบบสาธิตการผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงดัน

โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อนเพิ่มคุณภาพความร้อน

(Demonstrations of the power generation system using

Organic Rankine Cycle power generation combined with heat pump)

คณะผู้วิจัย สังกัดศูนย์วิจัยและส่งเสริมพลังงาน ภาควิชาฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

ผศ.ดร. สมชาย

เจียรจิตต์สวัสดิ์

ดร. สรวิต

สอนสารี

นายเอกภูมิ

บุญธรรม

นายณัฐวงศ์

โพธิ์ศุภานันท์

นายธนาวิทย์

พงษ์สุระ

นางสาวศุภนิดา

กันทะวงศ์

สำนักหอสมุด มหาวิทยาลัยนเรศวร

วันลงทะเบียน 30/05/2564

เลขทะเบียน

เลขเรียกหนังสือ 9 T5

762

๙๒๓๑๕

๒๕๖๑

สนับสนุนโดยกองทุนวิจัยมหาวิทยาลัยนเรศวร

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจากกองทุนวิจัยมหาวิทยาลัยนเรศวร คณะผู้ดำเนินงานวิจัยใคร่ขอขอบคุณอย่างยิ่ง ขอขอบคุณมหาวิทยาลัยนเรศวรที่สนับสนุนงานวิจัยอย่างจริงจัง และต่อเนื่องมาโดยตลอด และขอขอบคุณคณาจารย์ทุกท่าน เจ้าหน้าที่ฝ่ายสนับสนุนของศูนย์วิจัยและส่งเสริมพลังงาน ภาควิชาฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์ทุกท่านที่มีส่วนช่วยให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดี

คณะผู้วิจัย

กรกฎาคม 2561



บทคัดย่อ

โครงการวิจัยนี้เป็นการศึกษาการผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงดัน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อน โดยในการศึกษาแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ (1) การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงดัน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อนจากความร้อนเหลือทิ้งจากกระบวนการทางอุตสาหกรรม และ (2) การทดสอบการทำงานของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump)

ผลการศึกษาที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ พบว่า ระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงดัน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อนเหมาะกับการประยุกต์ใช้ผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า 70 °C ผลการศึกษาที่ได้จากการทดสอบปั๊มความร้อน (Heat Pump) พบว่า เมื่ออุณหภูมิด้านร้อน (Condenser) มีอุณหภูมิสูงขึ้นจะส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อน (COPHP) ของระบบมีแนวโน้มลดลง กล่าวคือ เมื่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อน (Heat Pump) มีค่าลดลง ความต้องการการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) จะเพิ่มสูงขึ้น

คำสำคัญ: ปั๊มความร้อน; ความร้อนอุณหภูมิต่ำ; วัฏจักรแรงดัน; การผลิตไฟฟ้า

Abstract

This research is a study of the power generation system using Organic Rankine Cycle (ORC) power generation combined with the vapor compression heat pump (VCHP) system. The study is divided into 2 parts: (1) Mathematical modeling of the VCHP-ORC power generation from low-grade industrial waste heat with temperature lower than 70 °C, and (2) experiment of the VCHP system.

The results from the mathematical modeling were found that the VCHP-ORC power generation from low-temperature heat source is appropriate with the heat source having temperature lower than 70 °C. The result from the experiment of the VCHP system was found that when the outlet-temperature of hot water from the condenser of the VCHP system was increased, the Coefficient Of Performance of the VCHP system (COP_{HP}) was decreased. It can be said that, when the COP_{HP} decreases, the power requirements of the VCHP increases.

Keywords: Heat pump; Low-temperature heat; Organic Rankine Cycle (ORC); Power generation

สารบัญ

1	บทนำ.....	1
1.1	ความสำคัญและที่มาของปัญหาที่ทำการวิจัย.....	1
1.2	วรรณกรรม / สารสนเทศ (Information) ที่เกี่ยวข้อง	2
1.3	วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย.....	17
1.4	ประโยชน์ที่ได้รับจากงานวิจัย.....	17
1.5	ขอบเขตของโครงการวิจัย.....	17
2	หลักการและทฤษฎี	19
2.1	ความร้อนเหลือทิ้งในอุตสาหกรรม (Industrial Waste Heat (IWH)).....	19
2.2	ปั๊มความร้อน (Heat pump (HP)).....	20
2.3	วัฏจักรแรงคิน (Organic Rankine Cycle (ORC)).....	23
2.4	การวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์.....	28
3	อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย.....	31
3.1	วิธีดำเนินการวิจัย และสถานที่ทำการทดลอง / เก็บข้อมูล	31
3.2	อุปกรณ์และเครื่องมือทดสอบ	33
4	แบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	39
4.1	การทำงานของระบบผลิตไฟฟ้า.....	39
4.2	สภาวะการทำงานของระบบผลิตไฟฟ้า.....	39
4.3	การวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์.....	41
4.4	ผลและวิจารณ์.....	43
4.5	สรุปผลการศึกษาที่ได้จากการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	46
5	การทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน.....	49
5.1	ผลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน (Heat Pump).....	49

5.2	สรุปผลการศึกษาที่ได้จากการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน (Heat Pump) ...	52
6	สรุปผลการศึกษา.....	53
6.1	สรุปผลการศึกษา	53
7	บรรณานุกรม.....	55
8	บทความที่ได้รับการตีพิมพ์	60
8.1	วารสาร	60



สารบัญตาราง

ตาราง2 - 1Temperature classification of industrial waste heat (IWH) sources with typical recovery method (<i>Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry, , 2008</i>).....	20
ตาราง3 - 1ตารางแสดงข้อมูลทั่วไป (Specification) ของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump)	35
ตาราง4 - 1สภาวะการทำงานของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) ขนาดกำลังการผลิตไฟฟ้า 20 kW _e ที่ใช้ R-245fa เป็นสารทำงานในระบบ	40
ตาราง4 - 2สภาวะการทำงานของระบบปั๊มความร้อน) Heat Pump) ที่มีขนาดการทำความร้อน 250 kW _{th} ที่ใช้ R-365mfc เป็นสารทำงานในระบบ.....	41
ตาราง4 - 3ข้อมูลสำหรับวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์ของระบบปั๊มความร้อน) Heat Pump) ที่มีขนาดการทำความร้อน 250 kW _{th} ที่ใช้ R-365mfc เป็นสารทำงานในระบบ.....	41
ตาราง4 - 4ข้อมูลสำหรับวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์ของวัฏจักรแรงคิน (ORC) ขนาดกำลังการผลิตไฟฟ้า 20 kW _e ที่ใช้ R-245fa เป็นสารทำงานในระบบ	42
ตาราง5 - 1ผลการทดลองกรณีถึงน้ำร้อนถึงที่ 1 มีอุณหภูมิน้ำร้อนประมาณ 50 °C.....	49
ตาราง5 - 2ผลการทดลองกรณีถึงน้ำร้อนถึงที่ 1 มีอุณหภูมิน้ำร้อนประมาณ 50 °C.....	50
ตาราง5 - 3ผลการทดลองกรณีถึงน้ำร้อนถึงที่ 1 มีอุณหภูมิน้ำร้อนประมาณ 50 °C.....	51

สารบัญรูปภาพ

รูป2 - 1ระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump (HP) system).....	21
รูป2 - 2ไดอะแกรมอย่างง่ายของของวัฏจักรแรงคิน (ORC).....	24
รูป2 - 3ไดอะแกรมอุณหภูมิและเอนโทรปี (T-s diagram) ของของไหลทำงานรูปแบบต่างๆ ของวัฏจักรแรงคิน (ORC).....	24
รูป2 - 4ไดอะแกรมอุณหภูมิและเอนโทรปี (T-s diagram) ที่สภาวะต่างๆ ในกระบวนการจริง (B. Saleh และคณะ, 2007).....	25
รูป2 - 5ไดอะแกรมอย่างง่ายของวัฏจักรแรงคิน (ORC) ที่มีการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใน (Internal Heat Exchanger, IHE).....	26
รูป2 - 6ไดอะแกรมอุณหภูมิและเอนโทรปี (T-s diagram) ของวัฏจักรแรงคิน (ORC) ที่มีการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใน (Internal Heat Exchanger, IHE).....	26
รูป3 - 1ผังแสดงตำแหน่งการเก็บข้อมูลในการทดสอบสมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump).....	32
รูป3 - 2อุปกรณ์ที่สำคัญในระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump).....	33
รูป3 - 3รูปร่างและขนาดของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump Dimension, mm).....	34
รูป3 - 4ถังน้ำร้อนถังที่ 1 ที่มีขนาด 200 ลิตร.....	36
รูป3 - 5ถังน้ำร้อนถังที่ 2 ที่มีขนาด 200 ลิตร.....	36
รูป3 - 6ปั๊มน้ำหมุนเวียน (Circulation Pump) ด้านเครื่องทำระเหย (Evaporator).....	37
รูป3 - 7ปั๊มน้ำหมุนเวียน (Circulation Pump) ด้านเครื่องควบแน่น (Condenser).....	37
รูป3 - 8เครื่องผลิตไอน้ำขนาดเล็ก.....	38
รูป4 - 1ไดอะแกรมแสดงการทำงานของระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อน.....	39
รูป4 - 2ขั้นตอนการคำนวณพลังงานไฟฟ้าที่ระบบผลิตได้ของระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อน.....	42
รูป4 - 3พลังงานไฟฟ้าที่ระบบผลิตได้ (MWh/Year) และพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนคืนสู่อุปกรณ์ปั๊มความร้อน (MWh/Year) ของระบบผลิตไฟฟ้า เมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น.....	43

รูป4 - 4 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบผลิตไฟฟ้า (%) เมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น.....	44
รูป4 - 5 สัดส่วนค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งาน (25 ปี) (ของระบบผลิตไฟฟ้า.....)	45
รูป4 - 6 ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยไฟฟ้าปรับเฉลี่ย (LCOE) ของระบบผลิตไฟฟ้าเมื่ออุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น.....	45
รูป4 - 7 การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อน (°C) ที่มีผลต่อการลดการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO ₂)	46
รูป5 - 1 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้ (ด้าน Condenser) กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อน (COP _{HP}) เมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิประมาณ 50 °C.....	50
รูป5 - 2 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้ (ด้าน Condenser) กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อน (COP _{HP}) เมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิประมาณ 60 °C.....	51
รูป5 - 3 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้ (ด้าน Condenser) กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อน (COP _{HP}) เมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิประมาณ 70 °C.....	52



1 บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหาที่ทำการวิจัย

พลังงานนับเป็นปัจจัยขั้นพื้นฐานในการดำรงชีวิต และการพัฒนาเศรษฐกิจ โดยมีการคาดการณ์ว่าโลกจะมีปริมาณการใช้พลังงานขั้นสุดท้ายสูงถึง 17,454.70 MTOE ในปี พ.ศ. 2578 หรือเพิ่มขึ้นร้อยละ 27.07 จากปัจจุบัน (BP Energy Outlook 2016 edition, , 2016) สำหรับประเทศไทยในปี พ.ศ. 2557 มีปริมาณการใช้พลังงานขั้นสุดท้าย 121.50 MTOE หรือเพิ่มขึ้นร้อยละ 2.88 เมื่อเทียบกับปี พ.ศ. 2556 (BP Statistical Review of World Energy: June 2017, , 2017) และจากข้อมูลล่าสุดในปี พ.ศ. 2558 ประเทศไทยมีการใช้พลังงานไฟฟ้าในช่วงไตรมาสแรกของปีเพิ่มขึ้นจากช่วงเวลาเดียวกันของปีก่อนถึงร้อยละ 7.70 โดยคิดเป็นสัดส่วนของการใช้ก๊าซธรรมชาติในการผลิตไฟฟ้าสูงถึงร้อยละ 68.60 (สถานการณ์พลังงานของประเทศไทย มกราคม - เมษายน 2558, 2558) จากข้อมูลข้างต้นแสดงให้เห็นว่าประเทศไทยมีแนวโน้มการใช้พลังงานเพิ่มสูงขึ้น ประกอบกับการพึ่งพาเชื้อเพลิงจากก๊าซธรรมชาติในการผลิตไฟฟ้าที่สูง ดังนั้นภาครัฐจึงมีความจำเป็นที่จะต้องจัดหาแหล่งพลังงานที่มีความเหมาะสม รวมถึงศึกษาแหล่งพลังงานที่มีความเป็นไปได้ในการผลิตไฟฟ้า ทั้งนี้เพื่อก่อให้เกิดความมั่นคงทางด้านพลังงาน การผลิตไฟฟ้าจากพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์นับเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจ เนื่องจากเป็นพลังงานที่ไม่มีวันหมดสิ้น และเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม จากแผนที่แสดงศักยภาพพลังงานแสงอาทิตย์ของประเทศไทย พบว่า ประเทศไทยมีศักยภาพรังสีอาทิตย์ค่อนข้างสูง โดยปริมาณรังสีอาทิตย์รวมรายวันเฉลี่ยต่อปีมีค่าเท่ากับ 18.0 MJ/m²-day (Guide to renewable energy development and investment, Series 2: Solar Energy) แต่เมื่อพิจารณาศักยภาพพลังงานแสงอาทิตย์ชนิดรังสีตรง พบว่า ประเทศไทยมีศักยภาพรังสีตรงรายวันเฉลี่ยต่อปีเท่ากับ 1350 - 1400 kWh/m²-day ซึ่งมีประมาณต่ำกว่า 1700 kWh/m²-day (IEA, 2003) ซึ่งเป็นปริมาณรังสีตรงรายวันเฉลี่ยต่อปีที่มีความเหมาะสมกับการนำมาประยุกต์ใช้ในการผลิตพลังงานไฟฟ้าจากแสงอาทิตย์ในรูปของความร้อนอุณหภูมิสูงโดยใช้เทคโนโลยีแบบรวมแสง (Concentration solar thermal power plant) ดังนั้นจึงทำให้การผลิตไฟฟ้าโดยใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ในรูปของความร้อนอุณหภูมิสูงไม่เป็นที่ได้รับความนิยมสำหรับประเทศไทย จากปัญหาดังกล่าวหากสามารถประยุกต์ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ในรูปของอุณหภูมิต่ำผลิตไฟฟ้าได้ก็จะช่วยให้การประยุกต์ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ในการผลิตไฟฟ้าเป็นที่น่าสนใจมากยิ่งขึ้น

สำหรับงานวิจัยนี้มีแนวคิดที่จะประยุกต์ใช้ปั๊มความร้อนเพิ่มคุณภาพความร้อนที่ได้จากเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ เพื่อผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิประมาณ 70 – 95 °C ซึ่งเป็นช่วงอุณหภูมิที่สามารถป้อนให้กับวัฏจักรแรงคิน (Organic Rankine Cycle, ORC) สำหรับผลิตไฟฟ้าได้ ทั้งนี้จะก่อให้เกิดการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่า ช่วยลดการนำเข้าเชื้อเพลิงสำหรับผลิตไฟฟ้า เพิ่มรายได้ให้กับผู้ประกอบการจากการจำหน่ายไฟฟ้าให้กับภาครัฐ และที่สำคัญสามารถนำระบบดังกล่าวมาพัฒนาเป็นแนวทางส่งเสริมการผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กร่วมกับโครงการส่งเสริมการผลิตน้ำร้อนโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์แบบผสมผสาน ของกรมพัฒนาพลังงานทดแทน และอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน ซึ่งเป็นโครงการที่ได้รับการสนับสนุนอยู่ในปัจจุบัน จึงเป็นที่มาของโครงการวิจัยนี้

1.2 วรรณกรรม / สารสนเทศ (Information) ที่เกี่ยวข้อง

การศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องจะศึกษางานวิจัยทั้งในประเทศ และต่างประเทศ ไม่ว่าจะเป็นบทความวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์ และวิทยานิพนธ์ที่เกี่ยวข้อง โดยการศึกษาแบ่งออกเป็น (1) การใช้ปั๊มความร้อน (Heat Pump) ในการผลิตน้ำร้อน เช่น การใช้ปั๊มความร้อน (Heat Pump) ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนที่ได้รับจากรังสีดวงอาทิตย์ จากความร้อนใต้พิภพ และความร้อนเหลือทิ้งจากกระบวนการอุตสาหกรรม เป็นต้น (2) การผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำปานกลางโดยวัฏจักรแรงคิน (ORC) และ (3) สารทำงานในระบบของปั๊มความร้อน (Heat Pump) และวัฏจักรแรงคิน (ORC) ที่มีความเหมาะสมในการนำมาใช้งาน

1.2.1 ปั๊มความร้อน (Heat Pump (HP))

กิตติชัย ณ กลาง (2537) (กิตติชัย ณ กลาง, 2537) ศึกษาสมรรถนะของปั๊มความร้อน (Heat Pump) เมื่อใช้สารทำงานผสม R-22/R-124/R-152a โดยการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดสอบระบบจริงเมื่อใช้สารทำงานผสมที่สัดส่วนต่างๆ กัน ผลการศึกษาพบว่า เมื่อสัดส่วนของ R-22 น้อยกว่า 50% อยู่ระหว่าง 50 – 65% และมากกว่าตั้งแต่ 65% ค่าดัชนีโพลีโทรปิกมีค่าประมาณ 1.127 – 1.16, 1.15 – 1.19 และ 1.16 – 1.20 ตามลำดับ โดยอัตราส่วนของสารผสมจะทำให้ค่าอัตราส่วนความดันความดันในเครื่องควบแน่น (Condenser) และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of performance (COP)) ของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) เปลี่ยนแปลงไป ซึ่งผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่า สัดส่วนผสมที่เหมาะสมอยู่ในช่วงที่สัดส่วนของ R-22 อยู่ระหว่าง 30 – 40% โดยมวล ซึ่งจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบมีค่าสูงสุด

ชลดา ยอดยิ่ง (2555) (ชลดา ยอดยิ่ง, 2555) ศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน (Heat Pump) เสริมพลังงานแสงอาทิตย์ภายใต้สภาพอากาศของจังหวัดขอนแก่น ระบบได้

ออกแบบถังน้ำร้อนขนาดความจุ 100 L โดยเพิ่มสัดส่วนของแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ที่มีขนาดพื้นที่รับแสง 2.16 m² จำนวน 1 แผง ผลการศึกษาพบว่า การทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน (Heat Pump) เสริมพลังงานแสงอาทิตย์สามารถผลิตน้ำร้อนได้ที่อุณหภูมิสูงกว่าระบบผลิตน้ำร้อนจากเครื่องทำน้ำร้อนโดยอาศัยความร้อนทิ้งจากเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาดเล็ก ซึ่งโปรแกรมนี้สามารถนำไปพัฒนาและไปประยุกต์เพื่อช่วยในการออกแบบของรูปแบบระบบทำน้ำร้อนให้กับอาคารที่พักอาศัยต่างๆ ให้เหมาะสมต่อไป

ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ และคณะ (2555) (ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ และคณะ, 2555) ศึกษาการนำความร้อนอุณหภูมิต่ำจากพลังงานแสงอาทิตย์ มาเพิ่มคุณภาพให้สูงขึ้นโดยระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ ที่ทำงานร่วมกับระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคด ระบบที่ทำการศึกษประกอบด้วย ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar hot water heating system) ที่ใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ (Flat-plate solar collector) ขนาดพื้นที่รับแสง 2 m² จำนวน 10 แผงต่อร่วมกันแบบขนาน เพื่อผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิ 40 – 60 °C (ระบบสามารถเพิ่มอุณหภูมิได้ประมาณ 20 – 30 °C) และเก็บสะสมไว้ในถังเก็บน้ำร้อนขนาด 1500 L ก่อนที่จะจ่ายต่อไปยังปั๊มความร้อนแบบอัดไอขนาด 10 kW จำนวนสองชุด ที่ใช้สารทำงานในระบบ คือ R-123 ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนเป็นน้ำร้อนอุณหภูมิ 60 – 80 °C (ระบบสามารถเพิ่มอุณหภูมิได้ประมาณ 20 °C) และเก็บสะสมไว้ในถังเก็บน้ำร้อนขนาด 200 L โดยน้ำร้อนดังกล่าวจะถูกจ่ายให้กับระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนขนาด 10 kW จำนวน 1 ชุด เพื่อเพิ่มคุณภาพความร้อนให้แก่สารละลาย Glycol – water ความเข้มข้น 40% โดยปริมาตรของ Glycol (ระบบสามารถเพิ่มอุณหภูมิได้ประมาณ 20 - 30 °C) และเก็บสะสมความร้อนไว้ในถังเก็บขนาด 200 L ปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนใช้สารทำงานในระบบ คือ สารละลาย Water – Libr ผลที่ได้จากการศึกษา พบว่า ระบบสามารถผลิตน้ำร้อนได้สูงสุด 115 °C แต่ระบบไม่เหมาะกับการผลิตน้ำร้อนทดแทนหม้อไอน้ำทั้งหมด โดยระบบเมื่อใช้ผลิตน้ำร้อนปริมาณ 5 Ton/Day ร่วมกับหม้อไอน้ำ 30 Ton/Day สามารถประหยัดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานได้ 2,675,434 Bath/Year มีระยะเวลาการคืนทุนประมาณ 1 ปี 2 เดือน ซึ่งเมื่อทดแทนหม้อไอน้ำ โดยเพิ่มอัตราการผลิตน้ำร้อนให้สูงขึ้นเป็น 10 – 35 Ton/Day พบว่าแนวโน้มระยะเวลาการคืนทุนมีค่าสูงขึ้นเรื่อยๆ

ธีรพจน์ เวศพันธุ์ และคณะ (2551) (ธีรพจน์ เวศพันธุ์ และคณะ, 2551) ออกแบบและสร้างเครื่องปรับอากาศเคลื่อนที่ซึ่งสามารถผลิตน้ำร้อนจากความร้อนที่ระบายทิ้งจากเครื่องควบแน่น (Condenser) ของระบบปรับอากาศ ซึ่งเครื่องปรับอากาศจากการออกแบบเหมาะสมสำหรับอาคารบ้านเรือนหรือสถานประกอบการที่มีความจำเป็นในการใช้ระบบปรับอากาศและในขณะเดียวกันก็ต้องการใช้น้ำร้อนในการทำงานด้วย เครื่องปรับอากาศดังกล่าวมีขนาด 43×43×75 cm และมีล้อเลื่อนจึงสามารถเคลื่อนย้ายไปใช้งานใน

บริเวณที่ต้องการได้โดยสะดวกหรือสามารถนำไปใช้เสริมระบบทำความเย็นหลักของอาคารในบริเวณที่ขาดได้อีกด้วย ผลที่ได้จากการทดสอบพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) ของเครื่องปรับอากาศมีค่าระหว่าง 3.1 – 4.8 ซึ่งค่า COP จะมีค่าสูงขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของน้ำ น้ำร้อนที่ได้มีอุณหภูมิระหว่าง 35 – 43 °C เครื่องปรับอากาศนี้สามารถทำน้ำร้อนใช้งานหรือใช้อุ่นน้ำก่อนการต้มน้ำด้วยไฟฟ้าได้ โดยสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในการทำน้ำร้อนได้ถึงปีละ 3,996.70 kWh หรือคิดเป็นเงิน 13,998.45 บาท นอกจากนี้การระบายความร้อนด้วยน้ำยังช่วยเพิ่มสมรรถนะในการทำความเย็นอีก 17 – 47% จากการวิเคราะห์ระยะเวลาคืนทุนพบว่า ในการลงทุนดัดแปลงเครื่องปรับอากาศให้สามารถเคลื่อนที่และทำน้ำร้อนได้นี้มีความคุ้มค่าในการลงทุนโดยมีระยะเวลาในการคืนทุนประมาณ 1 ปี

ธีรภัทร์ อนุชาติ (2549) (ธีรภัทร์ อนุชาติ, 2549) พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อเลือกขนาดของระบบทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์ร่วมกับปั๊มความร้อน (Heat Pump) ที่เหมาะสมกับโรงแรม ผลการศึกษาจากการนำระบบไปประยุกต์ใช้กับโรงแรมตัวอย่างพบว่า เมื่อต้องการผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิ 50 °C อัตราการใช้ น้ำร้อน 14,500 L/day จำนวนเครื่องทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์ร่วมกับปั๊มความร้อน (Heat Pump) ที่สามารถผลิตน้ำร้อนและให้อัตราความร้อนที่เพียงพอต่อความต้องการของโรงแรมเท่ากับ 4 ชุด การวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์ร่วมกับปั๊มความร้อน (Heat Pump) ทำงานตามความต้องการของโหลด และเครื่องทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์ร่วมกับปั๊มความร้อน (Heat Pump) ทั้ง 4 ชุดทำงานตลอดเวลาจะส่งผลให้อัตราผลตอบแทนภายใน (Internal Rate Ratio (IRR)) สูงที่สุดในการผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิใช้งาน 50 °C คือ 45 และ 38% ตามลำดับ และระยะเวลาคืนทุน (Payback period) ที่ต่ำที่สุดในการผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิใช้งาน 50 °C คือ 2.20 และ 2.59 ปี ตามลำดับ ที่ขนาดตัวเก็บรังสีอาทิตย์เท่ากับ 26.40 m²

บุญฤทธิ์ ไร่สูงเนิน (2553) (บุญฤทธิ์ ไร่สูงเนิน, 2553) ศึกษาแบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) ที่มีความเหมาะสมสำหรับโรงแรมกรณีศึกษาขนาด 325 ห้อง อุณหภูมิ น้ำร้อนที่ต้องการไม่เกิน 60 °C ระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) ที่มีความเหมาะสมกับโรงแรมกรณีศึกษา คือ ระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) ประเภท Air source heat pump จำนวน 10 เครื่อง ขนาดของปั๊มความร้อน (Heat Pump) รวมทั้งสิ้น 460 kWh และถังเก็บน้ำร้อนขนาด 25,500 L โดยติดตั้งระบบแบบศูนย์รวม โดยสมรรถนะการทำงานจากระบบผลิตน้ำร้อนมีค่าสูงกว่าค่าที่มาตรฐานกำหนด ผลการวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์ พบว่า มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) อัตราส่วนผลประโยชน์ต่อต้นทุน (BCR) อัตราผลตอบแทนภายในโครงการ (IRR) และระยะเวลาคืนทุนเป็นเกณฑ์การตัดสินใจ พบว่า มีความคุ้มค่าในการลงทุน เนื่องจากระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) เป็นระบบที่มีความสามารถปรับรูปแบบการติดตั้งระบบได้หลายรูปแบบให้มีความเหมาะสมกับโรงแรมที่ต้องการใช้

ระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) และระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) เป็นระบบที่มีค่าใช้จ่ายด้านพลังงานต่ำที่สุด

ปราโมทย์ ลายประดิษฐ์ (2542) (ปราโมทย์ ลายประดิษฐ์, 2542) ศึกษากระบวนการทำน้ำร้อนจากปั๊มความร้อนแบบอัดไอ โดยใช้สารทำความเย็น R-134a ที่ประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลักดังนี้ เครื่องอัดไอ (Compressor) เครื่องควบแน่น (Condenser) อุปกรณ์ลดความดัน (Throttling valve) และเครื่องทำระเหย (Evaporator) ผลการศึกษาที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ พบว่า หากต้องการพลังงานความร้อนของระบบ 3.5 kW_{th} เทียบเท่าเครื่องทำน้ำร้อนไฟฟ้าจะต้องใช้เครื่องอัดขนาด 1100 W และเครื่องทำระเหยขนาด 2.6 kW_{th} โดยระบบจะให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) สูงสุด 4.0 – 4.2 และสามารถทำน้ำร้อนได้อุณหภูมิสูงสุด $41.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ที่อัตราการไหลของน้ำ 3 L/min และน้ำเข้าระบบที่อุณหภูมิ $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยผลการวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์ พบว่า ระบบทำน้ำร้อนจากปั๊มความร้อนจะมีความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ก็ต่อเมื่อมีการใช้งาน 2 hr/day เป็นอย่างน้อย โดยระบบจะมีระยะเวลาคืนทุนเท่ากับ 5 – 8 ปี

พัชรี จันทนบุบผา (2536) (พัชรี จันทนบุบผา, 2536) ศึกษาการใช้ปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพื่อเพิ่มคุณภาพพลังงานความร้อน โดยการประเมินสมรรถนะของระบบเปรียบเทียบระหว่างการใช้สารทำงาน 2 ชนิด R-22 และ KCD-9430 อัตราส่วนผสม R-22/R-152a/R-114 เท่ากับ 30:23:47 และศึกษาผลของความเข้มข้นของ R-22 ที่มีผลต่อสมรรถนะของระบบ ผลการศึกษาพบว่า การประเมินสมรรถนะของระบบที่สภาวะการทำงานต่างๆ เมื่อใช้ R-22 เป็นสารทำงานค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบจะมีค่าอยู่ระหว่าง 1.91 – 3.85 และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบเมื่อใช้ KCD-9430 เป็นสารทำงานจะมีค่าอยู่ระหว่าง 1.54 – 2.69 โดยปั๊มความร้อน (Heat Pump) สามารถเพิ่มคุณภาพความร้อนของอุณหภูมิน้ำที่ออกจากคอนเดนเซอร์ $8 - 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$

วงศ์สวรรค์ จันทะบูลย์ (2550) (วงศ์สวรรค์ จันทะบูลย์, 2550) ศึกษาสมรรถนะของระบบทำน้ำร้อนที่ใช้ปั๊มความร้อน (Heat Pump) เสริมพลังงานแสงอาทิตย์แบบไดเรกต์เอ็กซ์แพนชัน และนำข้อมูลที่ได้จากการทดสอบมาพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุปกรณ์แต่ละตัวเพื่อจำลองการทำงานของระบบ ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แผ่นเรียบ (Flat-plate solar collectors) แบบไม่มีกระจกปิดขนาด 2.09 m^2 ทำหน้าที่เป็นเครื่องทำระเหย (Evaporator) ของปั๊มความร้อน (Heat Pump) เครื่องอัดไอ (Compressor) แบบ Hermetic Reciprocating ขับด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า 0.25 hp ดังเก็บสะสมน้ำร้อนขนาด 200 Liter ใช้สารทำความเย็น R-22 เป็นสารทำงาน อัตราการไหลของน้ำ 10 Liter/min อุณหภูมิน้ำร้อนใช้งานประมาณ $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ผลการศึกษาพบว่า อุณหภูมิน้ำร้อนจะเพิ่มขึ้นจาก $28 - 55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ตัวเก็บรังสีอาทิตย์หรือเครื่องทำระเหย (Evaporator)

สามารถดึงความร้อนได้จากรังสีอาทิตย์ และอากาศแวดล้อม เนื่องจากอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ไหลเข้า ตัวเก็บรังสีอาทิตย์มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิแวดล้อม โดยในช่วงแรกที่ระบบเริ่มทำงาน (อุณหภูมิในถังน้ำร้อน มีค่าต่ำ) ประสิทธิภาพของระบบจะมีค่าสูง จากนั้นประสิทธิภาพของระบบจะค่อยๆ ลดลงตามอุณหภูมิน้ำร้อน ที่เพิ่มสูงขึ้น โดยค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของปั๊มความร้อน (COP_{HP}) มีค่าอยู่ในช่วงระหว่าง 4 – 6 และผลที่ได้จากการวิเคราะห์เศรษฐศาสตร์พบว่า มีระยะเวลาคืนทุนประมาณ 4.91 Year อัตราผลตอบแทนการลงทุน ภายใน (IRR) 18.85% ที่อุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำประมาณ 28 °C อุณหภูมิน้ำร้อนใช้งานประมาณ 50 °C

สรพพรธ วิทยาศัย (2543) (สรพพรธ วิทยาศัย, 2543) พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อเลือกใช้ปั๊มความร้อน (Heat Pump) เสริมสำหรับระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ในจังหวัดเชียงใหม่ โดยการศึกษาจะเป็นการจำลองการทำงานของระบบเพื่อศึกษาระยะเวลาคืนทุน เมื่อปรับเปลี่ยนขนาดของปั๊มความร้อน (Heat Pump) ชนิดสารทำงานในปั๊มความร้อน (Heat Pump) ชนิดของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ ขนาดตัวเก็บรังสีอาทิตย์ และขนาดถังเก็บสะสมพลังงานปั๊มความร้อน (Heat Pump) จะถูกนำมาใช้เสริมระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์กรณีการะของระบบคงที่ และไม่คงที่ เปรียบเทียบกับระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ทั่วไป ผลการศึกษาพบว่า (1) ระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ที่ใช้ปั๊มความร้อน (Heat Pump) เสริมจะให้ระยะเวลาคืนทุนที่สั้นกว่าระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ทั่วไปเมื่อระบบมีอัตราความต้องการความร้อนมากกว่า 10 MJ/hr ที่การทำงานแบบต่อเนื่อง 12 hr (กลางวัน) และ 24 hr/Day และ (2) การทำงานแบบภาระไม่คงที่ เข้า/บ่าย ที่มีระยะเวลาทำงานรวม 3 และ 5 hr/Day ระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ทั่วไปจะเหมาะสมสำหรับการใช้งานมากกว่าระบบที่ใช้ปั๊มความร้อน (Heat Pump) เสริม โดยมีระยะเวลาคืนทุนนานกว่า 5 ปี

สรวิศ สอนสารี (2554) (สรวิศ สอนสารี, 2554) ศึกษาสมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) เสริมพลังงานแสงอาทิตย์เพื่อผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิสูง โดยการศึกษาได้พัฒนาโมเดลอย่างง่ายเพื่อใช้ทำนายสมรรถนะการทำงานของระบบที่ประกอบไปด้วย ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ 10 ตัว ต่อขนานกัน ผลิตน้ำร้อนเก็บไว้ในถังขนาด 1500 ลิตร เพื่อนำมาใช้หมุนเวียนในการถ่ายเทความร้อนให้กับปั๊มความร้อน (Heat Pump) ที่ใช้ R-123 เป็นสารทำงานในระบบ ขนาดความสามารถในการดึงความร้อน 5 kW โดยเครื่องทำระเหย (Evaporator) ของระบบปั๊มความร้อนจะรับพลังงานความร้อนที่ได้จากแสงอาทิตย์ และจะถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำในถังขนาด 200 ลิตร ผ่านเครื่องควบแน่น (Condenser) ผลการศึกษาเมื่อไม่มีภาระการใช้น้ำ และมีภาระการใช้น้ำที่อัตราการไหลต่างๆ พบว่า ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio (EER)) ของทั้งสองกรณีจะลดลงเมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนในถังน้ำร้อนถึงที่ 2 เพิ่มขึ้น ที่ภาระการใช้น้ำที่มีอัตราการไหล 0.024 kg/s อุณหภูมิน้ำร้อนในถังจะมีอุณหภูมิก่อนข้างคงที่ประมาณ 80 °C และภาระการใช้น้ำที่อัตรา

การไหลที่ทำให้อุณหภูมิน้ำในถังลดลงจะส่งผลให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) เพิ่มขึ้น ทั้งนี้ การศึกษายังได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายการผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิใช้งานประมาณ 80 °C ในโรงงานอุตสาหกรรมขนาดเล็ก โดยมีปริมาณการใช้ความร้อนประมาณ 1035 L/Day พบว่า พื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่มีความเหมาะสมที่สุด คือ 14.10 m² (ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบต่อขนาน 6 ตัว) และขนาดถังน้ำร้อนที่ถังที่ 1 และ 2 มีขนาด 800 และ 600 L ตามลำดับ ซึ่งจะมีผลตอบแทนในการลงทุนประมาณ 4.48% ของระยะเวลาคืนทุน 7.52 Year เมื่อเทียบกับการผลิตน้ำร้อนด้วยขดลวดไฟฟ้า

สรารุช พลวงษ์ศรี และทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ (2556) (สรารุช พลวงษ์ศรี และคณะ, 2556) ศึกษาการใช้สารละลายเงินนาโน ความเข้มข้น 10,000 ppm เป็นของไหลในตัวรับรังสีอาทิตย์ ของระบบทำน้ำร้อน แสงอาทิตย์ที่มีปั๊มความร้อน (Heat Pump) ให้ความร้อนเสริม ในกรณีที่ระดับความเข้มข้นรังสีอาทิตย์ไม่เพียงพอ การศึกษาจะใช้ข้อมูลสมรรถนะของตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ (Flat-plate solar collectors) เมื่อใช้สารละลายเงินนาโน ขนาดพื้นที่รับรังสีประมาณ 2.16 m² จำนวน 2 แผง ต่อขนานกันโดยมีคุณลักษณะของตัวรับรังสีอาทิตย์ ได้แก่ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ($F_R(\tau\alpha)_e$) และค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อน ($F_R U_L$) มีค่า 0.816 และ 7.123 W/m²-K เทียบกับค่า 0.723 และ 8.314 W/m²-K ในกรณีที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน ตัวรับรังสีนี้จะให้ความร้อนแก่ถังน้ำร้อนหุ้มฉนวนอย่างดี ขนาด 500 L ซึ่งมีปั๊มความร้อน (Heat Pump) ที่ใช้สารทำงาน R-134a ที่มีความต้องการกำลังไฟฟ้า 380 W ในการให้ความร้อนเสริมในกรณีที่อุณหภูมิในถังต่ำกว่า 45 °C การเปรียบเทียบจะใช้การจำลองทางคณิตศาสตร์ภายใต้สภาพการใช้น้ำของอาคารแห่งหนึ่งในจังหวัดเชียงใหม่ การศึกษาคำนวณความร้อนที่ได้จากตัวรับรังสีอาทิตย์ และปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ในระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) ผลการศึกษาพบว่า ระบบที่ใช้สารละลายเงินนาโน ตัวรับรังสีอาทิตย์จะสามารถทำงานโดยมีประสิทธิภาพสูงขึ้นกว่ากรณีที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน เนื่องจากสารละลายเงินนาโนสามารถดึงความร้อนจากตัวรับรังสีอาทิตย์ได้ดีกว่า ส่งผลให้ความต้องการความร้อนเสริมจากปั๊มความร้อน (Heat Pump) ลดลง ซึ่งมีผลกระทบโดยตรงในการลดแก๊สเรือนกระจกที่เกิดจากผลิตไฟฟ้าได้ปีละ 2,727.81 kg CO₂

สาธิต ทูลไธสง (2551) (สาธิต ทูลไธสง, 2551) พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน (Heat Pump) แบบมีแสงอาทิตย์ร่วมกับความร้อนที่จากเครื่องทำน้ำเย็น ระบบประกอบไปด้วยอุปกรณ์ดังนี้ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (เครื่องทำน้ำเย็น) ระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ ระบบนำความร้อนที่กลับมาใช้จากการควบแน่น และแผงรับความร้อนจากแสงอาทิตย์ ผลการศึกษาที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จะถูกนำไปเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดสอบจากโรงแรมขนาดกลางใน

จังหวัดอุดรธานี ซึ่งในปัจจุบันมีการใช้เครื่องผลิตน้ำร้อนที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง โปรแกรมคอมพิวเตอร์ ถูกสร้างขึ้นโดยใช้โปรแกรม Engineering Equation Solver (EES) เพื่อทำการคำนวณผลจากแบบจำลอง ผล การศึกษาเปรียบเทียบระหว่าง (1) การผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน (Heat Pump) ร่วมกับความร้อนทิ้ง และ (2) การผลิตน้ำร้อนด้วยความร้อนทิ้งและพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ พบว่า ระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊ม (HP) ความร้อนสามารถประหยัดพลังงานได้ดีเมื่อเปรียบเทียบกับ การผลิตน้ำร้อนด้วยเครื่องทำน้ำร้อนที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง และผลวิเคราะห์ด้านเศรษฐศาสตร์แสดงให้เห็นว่าระบบที่มีปั๊มความร้อน (Heat Pump) ให้ผลตอบแทนการลงทุนที่สูงกว่าระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) ที่มีการติดตั้งแผงรับแสงอาทิตย์ เพิ่มเข้าไป

สุพจน์ สุดกรยุทธ์ (2551) (สุพจน์ สุดกรยุทธ์, 2551) ศึกษาการจำลองวัฏจักรร่วมปั๊มความร้อน (Heat Pump) และการทำความเย็นแบบดูดซึม โดยการทำงานของระบบเริ่มจากการใส่พลังงานไฟฟ้าไปที่เครื่องอัด (Compressor) ของวัฏจักรปั๊มความร้อน ที่ใช้ R-123 เป็นสารทำงาน โดยจะนำความร้อนส่วนหนึ่งที่ระบาย ออกจากคอยล์ร้อนของปั๊มความร้อน (Heat Pump) ป้อนเข้าสู่เครื่องผลิตของการทำความเย็นแบบดูดซึม ที่ใช้ ลิเทียมโบรไมด์-น้ำเป็นคู่สารทำความเย็น โดยมีขนาดการทำความเย็นที่เครื่องระเหยเท่ากับ 12,000 BTU/hr หรือขนาด 1 ตันทำความเย็นและความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องดูดซึม และเครื่องควบแน่น (Condenser) ใน การทำความเย็นแบบดูดซึมจะถูกระบายความร้อนให้กับคอยล์เย็น (Evaporator) ของปั๊มความร้อนเพื่อให้เกิด การใช้พลังงานได้อย่างคุ้มค่า ผลการศึกษาโดยใช้โปรแกรม Engineering Equation Solver (EES) ในการ วิเคราะห์หาค่าสูงสุดของสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะ (COP) ของวัฏจักรร่วม พบว่า อุณหภูมิที่คอยล์ร้อน (Condenser) และคอยล์เย็น (Evaporator) ของปั๊มความร้อน (Heat Pump) ควรมีค่าเท่ากับ 194 °F และ 86 °F ตามลำดับ และอุณหภูมิที่เครื่องผลิต, เครื่องควบแน่น (Condenser), เครื่องระเหย (Evaporator), และ เครื่องดูดซึมควรมีค่าเท่ากับ 176, 95, 55 และ 95 °F ตามลำดับ ซึ่งจะมีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะ (COP) ของเครื่องทำความเย็นแบบดูดซึมมีค่าเท่ากับ 0.834 ค่าสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะ (COP) ของปั๊มความ ร้อนมีค่าเท่ากับ 4.76 ค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็นและการทำความร้อนมีค่าเท่ากับ 1.71 และ 2.71 ตามลำดับ และค่าสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะ (COP) ของวัฏจักรร่วมนั้นมีค่าเท่ากับ 4.42 ซึ่งจะเห็นได้ว่าระบบ นี้จะได้ประโยชน์จากการทำความเย็นและการทำน้ำร้อนได้โดยเสียพลังงานไฟฟ้าที่เครื่องอัด (Compressor) ของปั๊มความร้อนเพียงอย่างเดียว ซึ่งจะเป็นการใช้พลังงานได้อย่างคุ้มค่า

อาทิตย์ ไชยอรนนท์ (2543) (อาทิตย์ ไชยอรนนท์, 2543) ออกแบบ สร้างและประเมินสมรรถนะของ เครื่องต้นแบบสำหรับทำน้ำร้อนโดยปั๊มความร้อน (Heat Pump) โดยมีสมมติฐานที่ว่าเครื่องทำน้ำร้อนต้องมี

ขนาดกระทัดรัด ติดตั้งและเคลื่อนย้ายง่าย สะดวกต่อการใช้งานและบำรุงรักษา สามารถใช้ได้กับบ้านพักอาศัย ขนาด 3 – 4 คน รายละเอียดของระบบแสดงดังนี้ ถังน้ำร้อนที่ใช้มีขนาด 100 ลิตร ระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) ใช้ R-22 เป็นสารทำงาน เครื่องอัดไอ (Compressor) ขนาด 1.39 kW เครื่องทำระเหย (Evaporator) ขนาด 3.51 kW เครื่องควบแน่น (Condenser) ขนาด 4.46 kW ผลการศึกษาพบว่า เมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อน 2.50 L/min อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำร้อนที่ปล่อยออกมาเท่ากับ 50.50 °C พลังงานไฟฟ้ารวมเฉลี่ย ($Power_{avg}$) เท่ากับ 3.89 kWh สัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยของปั๊มความร้อน (COP) เท่ากับ 3.25 อัตราส่วนประสิทธิภาพทางพลังงานเฉลี่ยใน 1 วันของเครื่องทำน้ำร้อน (EER) เท่ากับ 2.02 kW_{th}/kW_e ซึ่งแสดงให้เห็นว่าเครื่องทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนจะสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้ามากกว่าเครื่องทำน้ำร้อนด้วยไฟฟ้า ประมาณ 2 เท่า ทั้งนี้การศึกษายังได้ทำการวิเคราะห์ผลทางด้านเศรษฐศาสตร์ พบว่า ต้นทุนรวมของน้ำร้อนต่อหน่วยความร้อนที่ผลิตได้ 4.46 Bath/ kW_{th} โดยแบ่งออกเป็นค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่อง 55% ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้า 33% ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษา 12%

1.2.2 วัฏจักรแรงคิน (organic Rankine cycle, ORC)

Anwar Hassoun and Ibrahim Dincer (2015) (Anwar Hassoun และคณะ, 2015) ศึกษาการพัฒนา ระบบผลิตไฟฟ้าจากวัฏจักรแรงคิน (ORC) เพื่อผลิตไฟฟ้าใช้ในอาคาร หรือในบ้านพักอาศัย 100% ทดแทน การซื้อไฟฟ้าจากภาครัฐในประเทศเลบานอน โดยการศึกษาได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนาย การผลิตพลังงานไฟฟ้าเพื่อป้อนให้กับระบบต่างๆ ที่ใช้พลังงานไฟฟ้าภายในอาคาร ผลการศึกษาพบว่า วัฏจักร แรงคิน (ORC) จะต้องผลิตไฟฟ้า 90 kWh/day เพื่อให้เพียงพอกับความต้องการใช้พลังงาน โดยคิดเป็นเงิน ลงทุนทั้งหมด 52,505 USD และประสิทธิภาพสูงสุดตามกฎข้อที่สองมีค่าเท่ากับ 44.67%

Bernardo Peris et al. (2015) (Bernardo Peris และคณะ, 2015) ศึกษาคุณลักษณะประสิทธิภาพของ ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) โดยทดสอบที่อุณหภูมิด้านเครื่องทำระเหย (Evaporator) และ อุณหภูมิแวดล้อมต่างๆ กัน ผลการศึกษาพบว่า พลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้จากระบบจะมีค่าสูงเมื่ออุณหภูมิที่ป้อน ให้กับเครื่องทำระเหย (Evaporator) มีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น และประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าของระบบจะมีค่า สูงขึ้นเมื่อสัดส่วนของความดันที่ Expander มีค่าที่เหมาะสม โดยผลที่ได้จากการทดสอบ พบว่า เมื่อพลังงาน ความร้อนที่ป้อนให้กับระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) มีค่าเท่ากับ 95.14 – 146.41 kW_{th} จะ สามารถเปลี่ยนรูปเป็นพลังงานไฟฟ้าได้เท่ากับ 18.03 – 15.93 kW_e โดยประสิทธิภาพสูงสุดของระบบ และ ประสิทธิภาพในการผลิตไฟฟ้า มีค่าเท่ากับ 12.32% และ 10.88% ตามลำดับ ทั้งนี้เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพ ไอเซนโทรปิกของ Expander พบว่า จะมีค่าสูงสุดเท่ากับ 65.33% เมื่ออัตราส่วนความดันของระบบเท่ากับ 7

Bertrand Fankam Tchanche et al. (2009) (Bertrand Fankam Tchanche และคณะ, 2009) ศึกษาสารทำงานที่มีความเหมาะสมสำหรับวัฏจักรแรงคิน (ORC) ที่ใช้แหล่งพลังงานความร้อนจากตัวเก็บรังสีอาทิตย์อุณหภูมิต่ำป้อนให้กับระบบ การศึกษาได้เปรียบเทียบการทำงานของระบบกับสารทำงาน 20 ชนิด ไม่ว่าจะเป็นประสิทธิภาพของระบบ (Efficiencies), อัตราการไหลเชิงปริมาตร (Volume flow rate), อัตราการไหลเชิงมวล (Mass flow rate), อัตราส่วนความดัน (Pressure ratio), ความเป็นพิษ (Toxicity), การติดไฟ (Flammability), การตกค้างในบรรยากาศโลก (ODP) และการส่งผลต่อภาวะโลกร้อน (GWP) ผลการศึกษาพบว่า (1) R-C318 มีผลต่อภาวะโลกร้อนสูง, Cyclohexane มีอัตราการไหลเชิงปริมาตร และอัตราส่วนความดันสูง, (2) R-407C มีความดันด้านเครื่องทำระเหย (Evaporator) สูง ประสิทธิภาพต่ำ, (3) R-32 มีความดันด้านเครื่องทำระเหย (Evaporator) สูง, ประสิทธิภาพต่ำ และความชื้นสูงหลังจากผ่านวาล์วลดความดัน (Throttling valve), (4) Ethanol, water และ methanol ความดันใช้งานไม่เหมาะสม และอัตราการไหลเชิงปริมาตรออกจากเทอร์ไบน์มีค่าสูง, (5) R-12, R-113, R-114 และ R-500 มีผลต่อภาวะโลกร้อน และการตกค้างในบรรยากาศโลกสูง, และ (6) R-141b อัตราการไหลเชิงปริมาตรออกจากเทอร์ไบน์ และการตกค้างในบรรยากาศโลกมีค่าสูง หรืออาจสรุปได้ว่า สารทำงานที่มีความเหมาะสมสำหรับวัฏจักรแรงคิน (ORC) ที่ใช้แหล่งพลังงานความร้อนจากตัวเก็บรังสีอาทิตย์อุณหภูมิต่ำกว่า 90 °C คือ R-134a รองลงมา คือ R-152a, R-290, R-600 และ R-600a ตามลำดับ

Bo-Tau Liu et al. (2004) (Liu Bo-Tau และคณะ, 2004) ศึกษาผลกระทบของสารทำงานที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพในการผลิตไฟฟ้าของวัฏจักรแรงคิน (ORC) ผลการศึกษาพบว่า น้ำ (Water), แอมโมเนีย (Ammonia), และเอทานอล (Ethanol) ซึ่งเป็นสารทำงานแบบเปียก (Wet fluid) ไม่เหมาะสมที่จะนำมาเป็นสารทำงานสำหรับวัฏจักรแรงคิน (ORC) โดยประสิทธิภาพของระบบจะมีค่าสูงสุดเมื่ออุณหภูมิเข้าด้านเครื่องทำระเหย (Evaporator) และอุณหภูมิที่ระบายออกด้านเครื่องควบแน่น (Condenser) มีอุณหภูมิที่เหมาะสม ประสิทธิภาพของระบบจะมีค่าสูงเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิเข้าด้านเครื่องทำระเหย (Evaporator) มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น และประสิทธิภาพจะลดลงเมื่อใช้สารทำงานในระบบที่มีอุณหภูมิวิกฤติ (Critical temperature) ที่มีอุณหภูมิต่ำ

Francesco Calise et al. (2015) (Francesco Calise และคณะ, 2015) สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้เทคนิคของ Engineering Equation Solver (EES) และ TRNSYS model เพื่อศึกษาการทำงานของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) ที่มีขนาดกำลังการผลิตไฟฟ้า 6 kW_e จากพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ในรูปแบบอุณหภูมิต่ำที่ได้จากตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบท่อสุญญากาศแบบแผ่นเรียบ

(Evacuated flat-plate solar collector) โดยตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่มีพื้นที่ติดตั้ง 73.5 m² รับพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำมัน ซึ่งใช้เป็นของเหลวในการแลกเปลี่ยนความร้อน จากนั้นจะถูกส่งไปเก็บยังถังเก็บสะสมความร้อน ในกรณีที่ปริมาณรังสีอาทิตย์มีค่าต่ำ น้ำมันจะถูกเพิ่มคุณภาพความร้อนจากพลังงานความร้อนเสริมที่ได้จาก Gas-fire ก่อนที่จะป้อนไปยังวัฏจักรแรงดัน (ORC) ผลที่ได้จากการศึกษาพบว่า ประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดัน (ORC) ในแต่ละช่วงเวลาตลอดปีจะมีค่าไม่เท่ากันเนื่องจากสภาวะแวดล้อมของพื้นที่ที่ติดตั้งระบบ โดยประสิทธิภาพจะมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 10% เมื่อพิจารณาในส่วนของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ ตัวเก็บรังสีอาทิตย์จะมีประสิทธิภาพสูงสุดในช่วงฤดูร้อน เท่ากับ 50% และจะมีค่าต่ำในช่วงฤดูหนาว เท่ากับ 20% ผลที่ได้จากการวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์พบว่า ระยะเวลาคืนทุนของระบบเมื่อมีการขายไฟฟ้าให้กับภาครัฐ และคิดการขายไฟฟ้าแบบ Feed-in tariffs พบว่า ระบบจะมีระยะเวลาคืนทุนประมาณ 5 ปี ซึ่งแสดงให้เห็นว่าระยะเวลาคืนทุนของระบบจะขึ้นกับนโยบายของภาครัฐที่ให้การสนับสนุนการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานทางเลือกนั่นเอง

James Freeman et al. (2015) (James Freeman และคณะ, 2015) ศึกษาความเป็นไปได้ของการผลิตไฟฟ้าและความร้อนจากวัฏจักรแรงดัน (ORC) เพื่อใช้งานในบ้านพักอาศัยใน UK โดยมีหลักการทำงานของระบบคือ ความร้อนที่ถ่ายเทออกจากเครื่องควบแน่น (Condenser) จะถูกนำไปเก็บไว้ที่ถังสะสมความร้อนก่อนที่จะถูกนำไปเพิ่มคุณภาพความร้อนโดยตัวเก็บรังสีอาทิตย์ก่อนที่จะถูกนำไปผลิตไฟฟ้า โดยจะมีน้ำร้อนบางส่วนถูกดึงไปใช้งานในบ้านพักอาศัย ระบบประกอบด้วย การศึกษาการใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ 2 ชนิดเปรียบเทียบกันระหว่างตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบท่อความร้อนชนิดท่อสุญญากาศ (Non-Concentrating evacuated-tube, ETC) และตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบรางพาราโบลา (Concentrating parabolic-trough, PTC) ที่มีขนาดพื้นที่ในการติดตั้งเท่ากัน (โดยพื้นที่ที่ใช้ติดตั้งตัวเก็บรังสีอาทิตย์จะขึ้นอยู่กับพื้นที่ของหลังคาบ้านพักอาศัย), วัฏจักรแรงดัน (ORC) แบบ Positive-displacement expander, ระบบการระบายความร้อนออกจากเครื่องควบแน่น (Condenser) และถังเก็บสะสมความร้อน ผลการศึกษาพบว่า พลังงานไฟฟ้าที่ผลิตเมื่อใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบรางพาราโบลา จะทำให้ผลิตไฟฟ้าได้สูงสุด มีค่าเท่ากับ 89 W (776 kWh/Year) และพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้เมื่อใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบท่อความร้อนชนิดท่อสุญญากาศ มีค่าเท่ากับ 80 W (701 kWh/Year) ซึ่งทั้งสองระบบสามารถผลิตน้ำร้อนใช้งานได้ 80% ของประมาณความต้องการใช้น้ำร้อนทั้งหมด โดยมีค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งานเท่ากับ 2700 – 3900 ปอนด์

Kyoung Hoon Kim and Chul Ho Han (2015) (Kyoung Hoon Kim และคณะ, 2015) การผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงดัน (ORC) เป็นระบบผลิตไฟฟ้าที่กำลังได้รับความนิยมเป็นอย่างมาก เนื่องจากต้นทุนต่อ

หน่วยจากการผลิตไฟฟ้าด้วยเชื้อเพลิงฟอสซิลที่เพิ่มสูงขึ้น โดยระบบสามารถประยุกต์ใช้กับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำ เช่น พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ ดังนั้นเมื่อพิจารณาในแง่ของสิ่งแวดล้อมระบบจะส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมต่ำกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับการผลิตไฟฟ้าจากเชื้อเพลิงฟอสซิล สำหรับงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษางานวิจัยต่างๆ ที่ผ่านมาของระบบผลิตไฟฟ้าจากวัฏจักรแรงคิน (ORC) ด้วยพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ ผลการศึกษาพบว่า ปัจจัยสำคัญที่ต้องพิจารณาเมื่อต้องการผลิตไฟฟ้าจากวัฏจักรแรงคิน (ORC) ด้วยพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์มีอยู่สองส่วน คือ (1) ตัวเก็บรังสีดวงอาทิตย์ (Solar collector) ซึ่งทำหน้าที่เปลี่ยนรูปพลังงานความร้อนที่ได้รับจากแสงอาทิตย์ถ่ายเทให้กับของเหลวที่มาแลกเปลี่ยนความร้อน โดยอุณหภูมิความร้อนของของเหลวที่ผลิตได้จะขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ และค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อน (ยิ่งประสิทธิภาพสูง การสูญเสียความร้อนยิ่งต่ำยิ่งดี) และ (2) ถังเก็บสะสมพลังงานความร้อน (Thermal energy storage tank) ต้องสามารถเก็บรักษาความร้อนได้ดี เมื่อมีการดึงน้ำร้อนไปใช้งานจะต้องถ่ายเทความร้อนได้ดี และที่สำคัญจะต้องมีราคาไม่แพง

Li Jing et al. (2010) (Li Jing และคณะ, 2010) ศึกษาการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ที่ใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบรูปประกอบพาราโบลา (Compound parabolic concentrator (CPC)) ผลิตพลังงานความร้อนป้อนให้กับวัฏจักรแรงคิน (ORC) ที่ใช้ R-123 เป็นสารทำงานในระบบ การศึกษาได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อน และการเปลี่ยนรูปของพลังงานของระบบที่ได้ติดตั้งในแต่ละพื้นที่ต่างๆ ดังนี้ Canberra, Singapore, Bombay, Lhasa, Sacramento และ Berlin ผลที่ได้จากการศึกษาพบว่า (1) ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบรูปประกอบพาราโบลา (CPC) ที่มีอัตราส่วนรวมแสง (Concentration Ratio, CR) น้อยกว่า 3 จะมีความเหมาะสมในการนำมาใช้มากที่สุด, (2) เมื่อระบบใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Two-stage เชื่อมต่อกับตัวเก็บรังสีอาทิตย์สามารถเพิ่มประสิทธิภาพของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ได้สูงขึ้น 8.1 – 20.9% เมื่อเปรียบเทียบกับระบบที่ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Single-stage, และ (3) สำหรับการใช้งานจริงนั้นจะต้องพิจารณาตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่สามารถผลิตพลังงานความร้อนอุณหภูมิ 120 °C เพื่อให้เหมาะสมกับวัฏจักรแรงคิน (ORC) ที่มีขายตามท้องตลาด โดยอุณหภูมิความร้อนที่ป้อนให้กับเครื่องทำระเหย (Evaporator) และพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ในแต่ละพื้นที่นั้น เท่ากับ Canberra 118 °C, 117.45 kWh/m², Singapore 114 °C, 77.29 kWh/m², Bombay 122 °C, 106.41 kWh/m², Lhasa 116 °C, 163.42 kWh/m², Sacramento 124 °C, 119.10 kWh/m², Berlin 99 °C, 48.15 kWh/m².

Man Wang et al. (2015) (Man Wang และคณะ, 2015) ศึกษาการผลิตความเย็น ความร้อน และ ไฟฟ้าร่วมด้วยพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ (Flat-plate solar collectors) ถูกใช้เป็นอุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนเพื่อไปเก็บไว้ยังถังเก็บสะสมความร้อน ระบบเป็นการทำงานร่วมกัน ระหว่างวัฏจักรแรงคิน (ORC) และระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ (Ejector) สำหรับผลิตไฟฟ้าและความ เย็นป้อนให้กับผู้ใช้งาน ในการศึกษาจะเป็นการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อหาสภาพการทำงานที่ เหมาะสมที่สุด ได้แก่ อุณหภูมิของสารทำงานที่ด้านเข้าเทอร์โบ, ความดันของสารทำงานที่ด้านเข้าเทอร์โบ, อุณหภูมิของเครื่องควบแน่น (Condenser) และความแตกต่างของอุณหภูมิใน Vapor generator ซึ่งจะทำให้ ทราบถึงพลังงานที่ระบบสามารถผลิตได้ และพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนรวม โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ ได้ถูกสร้างนั้นได้ใช้เทคนิคของ Non-dominated Sort Genetic Algorithm-II (NSGA-II) เพื่อทำนายการ ทำงานของระบบในรูปแบบต่างๆ เช่น ไฟฟ้าที่ผลิตได้, การผลิตพลังงานไฟฟ้าและความร้อนร่วม, และการผลิต พลังงานไฟฟ้าและความเย็นร่วม ผลที่ได้จากการศึกษาพบว่า ไฟฟ้าที่ผลิตได้เมื่อระบบอยู่ในสภาวะการทำงาน ที่ดีที่สุด เท่ากับ 6.40 kW เมื่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ เท่ากับ 46.16 m², การผลิตพลังงานไฟฟ้าและความ เย็น ไฟฟ้าที่ผลิตได้เมื่อระบบอยู่ในสภาวะการทำงานที่ดีที่สุด เท่ากับ 5.84 kW เมื่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ เท่ากับ 58.74 m², และการผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วม ไฟฟ้าที่ผลิตได้เมื่อระบบอยู่ในสภาวะการทำงานที่ดี ที่สุด เท่ากับ 8.89 kW เมื่อพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ เท่ากับ 38.78 m²

Monu Malik et al. (2015) (Monu Malik และคณะ, 2015) ศึกษาและพัฒนารูปแบบผลิตไฟฟ้า และ ความร้อนจากแหล่งพลังงานทดแทนสองแหล่ง คือ พลังงานเชื้อเพลิงชีวมวล และพลังงานความร้อนจากพื้น พิภพ เพื่อเป็นแหล่งพลังงานป้อนให้กับระบบต่างๆ ดังนี้ พลังงานความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงชีวมวลจะถูก นำมาใช้เป็นแหล่งพลังงานป้อนให้กับ วัฏจักรแรงคิน (ORC) เพื่อผลิตไฟฟ้า, ระบบทำความเย็นแบบดูดกลืน (Absorption chiller) และกระบวนการอบแห้งในอุตสาหกรรม พลังงานความร้อนที่ได้จากพื้นพิภพจะถูก นำมาใช้เป็นแหล่งพลังงานป้อนให้กับ กังหันไอน้ำ (Steam turbine) เพื่อผลิตไฟฟ้า และความร้อนสำหรับใช้ ในบ้านพักอาศัย ผลการศึกษาพบว่า (1) ประสิทธิภาพพลังงาน และประสิทธิภาพกฎข้อที่สองโดยรวมของ ระบบ เท่ากับ 56.5% และ 20.3% ตามลำดับ, (2) ประสิทธิภาพพลังงาน และประสิทธิภาพกฎข้อที่สอง ของวัฏจักรแรงคิน (ORC) เท่ากับ 52.2% และ 42.3% ตามลำดับ, (3) ประสิทธิภาพพลังงาน และ ประสิทธิภาพกฎข้อที่สองของกังหันไอน้ำเมื่อใช้พลังงานจากแหล่งความร้อนใต้พื้นพิภพเป็นแหล่งพลังงาน เท่ากับ 64.2% และ 50.9% ตามลำดับ, (4) ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) การทำความเย็นตามกฎข้อที่ หนึ่ง และกฎข้อที่สอง เท่ากับ 0.69 และ 0.13 ตามลำดับ, และ (5) ระบบสามารถผลิตไฟฟ้าได้จากเชื้อเพลิง ชีวมวล และพลังงานความร้อนจากพื้นพิภพ เท่ากับ 72.3 และ 33.8 MW

Pei Gang et al. (2010) (Gang Pei และคณะ, 2010) ออกแบบการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานแสงอาทิตย์ในรูปแบบอุณหภูมิต่ำ โดยวัฏจักรแรงคิน (ORC) จากการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ การศึกษาได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อน ไฟฟ้าที่ผลิตได้ ผลกระทบของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่นำมาใช้ วัฏจักรแรงคิน (ORC) และประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ ผลที่ได้จากการศึกษาพบว่า (1) เมื่อกำหนดให้ปริมาณรังสีอาทิตย์ที่ตกกระทบและอุณหภูมิด้านเครื่องทำระเหย (Evaporator) มีค่าคงที่ ประสิทธิภาพของตัวเก็บรังสีอาทิตย์จะมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิที่ป้อนให้กับวัฏจักรแรงคิน (ORC) เพิ่มขึ้น (2) ประสิทธิภาพของระบบจะมีค่าสูงที่สุดเมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องทำระเหย (Evaporator) และเครื่องควบแน่น (Condenser) มีอุณหภูมิที่เหมาะสม และ (3) ประสิทธิภาพโดยรวมสูงสุดของระบบมีค่าเท่ากับ 8.6% เมื่อปริมาณรังสีอาทิตย์ 750 W/m^2 ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ในรูปแบบอุณหภูมิต่ำป้อนให้กับวัฏจักรแรงคิน (ORC) เป็นระบบที่มีความน่าสนใจ

Stefan Schimpf and Roland Span (2015) (Stefan Schimpf และคณะ, 2015) สร้างแบบจำลองเพื่อศึกษาสถานะการทำงานที่มีความเหมาะสมของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) ณ Ankara, Denver และ Bochum เมื่อใช้แหล่งความร้อนจากสองแหล่งป้อนให้กับระบบ ได้แก่ พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ และพลังงานความร้อนจากปั๊มความร้อน (Heat Pump) ที่ใช้แหล่งพลังงานจากพื้น ผลที่ได้จากการศึกษาจะถูกนำไปเปรียบเทียบกับระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) เมื่อใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ป้อนให้กับระบบ โดยการทำงานของวัฏจักรแรงคิน (ORC) เครื่องควบแน่น (Condenser) ของปั๊มความร้อน (Heat Pump) ทำหน้าที่เป็นเครื่องทำระเหย (Evaporator) ของระบบวัฏจักรแรงคิน (ORC) และ Scroll compressor ทำหน้าที่เป็น Scroll expander ของระบบวัฏจักรแรงคิน (ORC) การศึกษาได้ใช้ Evolutionary algorithm ในการทำนายสถานะที่มีความเหมาะสมของระบบ ผลที่ได้จากการศึกษาพบว่า ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบพื้นที่ติดตั้ง 12 m^2 ผลิตพลังงานความร้อนป้อนให้กับวัฏจักรแรงคิน (ORC) ผลิตไฟฟ้าได้ $20 - 140 \text{ kWh/Year}$ ซึ่งช่วยลดความต้องการพลังงานของบ้านพักอาศัยลงได้ $1 - 9\%$ และประหยัดค่าใช้จ่ายทางด้านพลังงานไฟฟ้าตลอดระยะเวลา 20 ปี เท่ากับ $180 - 520 \text{ Euro}$.

Sylvain Quoilin and Vincent Lemort (2009) (Quoilin Sylvain และคณะ, 2009) ศึกษาความเหมาะสมของเทคโนโลยีในการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานความร้อนในรูปแบบอุณหภูมิต่ำโดยใช้วัฏจักรแรงคิน (ORC) กล่าวคือ การผลิตไฟฟ้าแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) การทำงานของวัฏจักรนั้นจะมีลักษณะคล้ายกับการผลิตไฟฟ้าจากวัฏจักรกังหันก๊าซ (Gas turbine) เพียงแต่วัฏจักรแรงคิน (ORC) จะใช้สารทำงานแบบอแกนิคที่มีอุณหภูมิจุดเดือดต่ำกว่าน้ำ ผลที่ได้จากการศึกษา พบว่า วัฏจักรแรงคิน (ORC)

สามารถประยุกต์ใช้กับแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำได้หลายแหล่ง ประสิทธิภาพของระบบจะขึ้นอยู่กับ การเลือกใช้สารทำงานในระบบให้มีความเหมาะสมกับแหล่งความร้อนที่ป้อนให้กับระบบ และในปัจจุบันวัฏจักรแรงคิน (ORC) มีหลายขนาดให้เลือกใช้ได้ตามความเหมาะสมกับปริมาณความร้อนที่ป้อนให้กับระบบ

Tailu Li et al. (2015) (Tailu Li และคณะ, 2015) ทดสอบสารทำงานที่มีผลต่อประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงคิน (ORC) ระหว่าง R-245fa และ R-245fa/R-601a โดยเป็นการศึกษาเพื่อหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด และอัตราส่วนเชิงปริมาตรที่มีความเหมาะสมที่สุด ระบบที่ศึกษาประกอบด้วย Electrically heated boiler, Vapor generator, Scroll expander, Condenser, และ Working fluid pump ผลที่ได้จากการศึกษาพบว่า R-245fa/R-601a ช่วยให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนใน Vapor generator เพิ่มขึ้นเนื่องจากระบบไม่มีการเปลี่ยนเฟส โดยประสิทธิภาพเชิงความร้อนสำหรับ R-245fa และ R-245fa/R-601a เท่ากับ 4.38% และ 4.45% และอัตราส่วนเชิงปริมาตรที่เหมาะสมสำหรับ R-245fa และ R-245fa/R-601a เท่ากับ 0.38 และ 0.41 ตามลำดับ

Takahisa Yamamoto et al. (2001) (Takahisa Yamamoto และคณะ, 2001) ศึกษาการผลิตไฟฟ้าโดยใช้แหล่งพลังงานความร้อนอุณหภูมิต่ำป้อนให้กับวัฏจักรแรงคิน (ORC) ที่ใช้สารทำงานอแกนิค (Organic substance) ที่มีจุดเดือด และความร้อนแฝงของสารทำงานต่ำ การศึกษาได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อวิเคราะห์การทำงานของระบบเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดสอบจริง ผลที่ได้จากการศึกษาพบว่า เมื่อใช้ R-123 เป็นสารทำงานในระบบจะทำให้ระบบผลิตไฟฟ้าได้มากกว่าเมื่อใช้น้ำ (Water) เป็นสารทำงานในระบบ และเมื่อสถานะของสารทำความเย็นก่อนเข้าเทอร์ไบน์เป็นไออิ่มตัว (Saturated vapor) จะส่งผลให้ระบบมีประสิทธิภาพสูงสุด

Yongqiang Feng et al. (2015) (Yongqiang Feng และคณะ, 2015) ศึกษาความอ่อนไหวของระบบผลิตไฟฟ้าในรูปแบบอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) การศึกษาจะทำการเปรียบเทียบระบบระหว่างวัฏจักรแรงคิน (ORC) ที่มีการติดตั้ง และไม่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนภายใน โดยใช้เทคนิคของ Non-dominated sorting genetic algorithm-II (NSGA-II) ผลที่ได้จากการศึกษาพบว่า (1) การปรับปรุงพลังงานไฟฟ้าที่ระบบผลิตได้ให้สูงขึ้นนั้นจะต้องเพิ่ม Degree of superheat ของระบบ ซึ่งการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อน และประสิทธิภาพตามกฎข้อที่สองของระบบจะต้องเพิ่มอุณหภูมิด้านขาออกจากเครื่องทำระเหย (Evaporator), (2) ประสิทธิภาพของระบบตามกฎข้อที่สองเมื่อติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนภายในจะมีค่าเท่ากับ 59.93% เมื่อพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนต่อพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ เท่ากับ $3.07 \text{ m}^2/\text{kW}$ ซึ่งค่าประสิทธิภาพดังกล่าวจะมีค่าสูงกว่าระบบที่ไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 8.10% และเมื่อ

พิจารณาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนต่อพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ระบบที่มีการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนภายในจะมีค่าต่ำกว่า 15.89%, และ (3) สภาวะการทำงานของระบบจะดีที่สุดเมื่ออุณหภูมิขาออกจากเครื่องทำระเหย (Evaporator) มีค่าสูงที่สุด หรืออุณหภูมิของเครื่องควบแน่น (Condenser) มีค่าต่ำที่สุด โดยอุณหภูมิขาออกจากเครื่องทำระเหย (Evaporator) ของระบบจะมีค่าเหมาะสมเมื่อมีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 377.81 – 400.96 K ที่ความดันขาออกเท่ากับ 0.88 – 1.37 MPa

Zheng Miao et al. (2015) (Zheng Miao และคณะ, 2015) ทดสอบและวิเคราะห์การผลิตไฟฟ้าของระหว่างวัฏจักรแรงคิน (ORC) ที่ใช้ R-123 เป็นสารทำงานในระบบ การทดสอบมีรายละเอียดดังนี้ ความร้อนที่ป้อนให้กับวัฏจักรแรงคิน (ORC) มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 140 – 160 °C ระบบที่ใช้ในการทดสอบสามารถปรับอัตราการไหลของสารทำงาน และแรงบิดของ Expander ได้ ผลที่ได้จากการศึกษาพบว่า พลังงานไฟฟ้า และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบ เท่ากับ 2.35 kW และ 6.39% เมื่ออุณหภูมิความร้อนที่ป้อนให้กับระบบเท่ากับ 140 °C, และเมื่ออุณหภูมิความร้อนที่ป้อนให้กับระบบเท่ากับ 160 °C พลังงานไฟฟ้า และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบ เท่ากับ 3.25 kW และ 5.12%

ผลที่ได้จากการศึกษางานวิจัย พบว่า สามารถประยุกต์ใช้ปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำให้มีอุณหภูมิปานกลางถึงสูงได้ ในส่วนของการผลิตไฟฟ้าแบบวัฏจักรแรงคิน (ORC) นั้น ผลการศึกษาข้างต้นแสดงให้เห็นว่ากำลังได้รับความนิยมเนื่องจากระบบสามารถทำงานร่วมกับแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำเพื่อผลิตไฟฟ้าได้ อย่างไรก็ตามปัจจัยที่มีส่วนสำคัญในแง่ของสมรรถนะของระบบ และประสิทธิภาพของระบบจะขึ้นอยู่กับทางเลือกใช้สารทำงาน (Working Fluid) ในระบบที่มีความเหมาะสม การศึกษาข้างต้นยังพบว่ายังไม่มีการศึกษาการผลิตไฟฟ้าจากการประยุกต์ปั๊มความร้อนในการเพิ่มคุณภาพความร้อน (HP) จากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำป้อนให้กับวัฏจักรแรงคิน (ORC) ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีความเหมาะสม และจำเป็นอย่างยิ่งที่จะก่อให้เกิดความรู้ ความเข้าใจ เพื่อให้เกิดกลไกการพัฒนาในการนำไปใช้งานจริงทั้งในแง่ของการศึกษา และในเชิงธุรกิจ

1.3 วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย

- 1.3.1 เพื่อสร้างระบบสาธิตการเพิ่มคุณภาพความร้อนโดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump)
- 1.3.2 เพื่อทดสอบระบบสาธิตการเพิ่มคุณภาพความร้อนโดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump)
- 1.3.3 เพื่อศึกษาความเหมาะสม และความเป็นไปได้ของระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อน

1.4 ประโยชน์ที่ได้รับจากงานวิจัย

- 1.4.1 ได้ระบบสาธิตการเพิ่มคุณภาพความร้อนโดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump)
- 1.4.2 ได้ผลทดสอบการประเมินสมรรถนะระบบสาธิตการเพิ่มคุณภาพความร้อนโดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump)
- 1.4.3 ได้ทราบถึงการประยุกต์ใช้ปั๊มความร้อน (Heat Pump) ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนที่ได้จากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำถึงปานกลาง สำหรับวัฏจักรแรงคิน (ORC) ในการผลิตไฟฟ้า
- 1.4.4 กรมพัฒนาพลังงานทดแทน และอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน ได้ทราบถึงแนวทางในการสนับสนุนเทคโนโลยีการผลิตไฟฟ้าจากการประยุกต์ใช้ปั๊มความร้อน (Heat Pump) ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำถึงปานกลาง เพื่อเป็นแหล่งพลังงานสำหรับวัฏจักรแรงคิน (ORC) ในการผลิตไฟฟ้า
- 1.4.5 ได้ต้นแบบระบบเพื่อนำไปใช้ในการเรียนการสอนในรายวิชาเทอร์โมไดนามิกส์ (Thermodynamics) ของคณะวิทยาศาสตร์

1.5 ขอบเขตของโครงการวิจัย

- 1.5.1 ปั๊มความร้อน (Heat Pump) มีขนาดการทำความร้อนไม่เกิน 5 kW_{th}
- 1.5.2 สารทำความเย็นหรือสารทำงานในระบบปั๊มความร้อน คือ R-123
- 1.5.3 พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ของระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อน



2 หลักการและทฤษฎี

บทนี้จะเป็นการกล่าวถึงทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการนำความร้อนเหลือทิ้งที่มีอุณหภูมิต่ำมาเพิ่มคุณภาพความร้อนให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น เพื่อนำมาผลิตไฟฟ้า โดยในการศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวข้องจะประกอบไปด้วย ความร้อนเหลือทิ้งในอุตสาหกรรม (Industrial Waste Heat (IWH)) ระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump (HP)) และวัฏจักรแรงคิน (Organic Rankine Cycle (ORC))

2.1 ความร้อนเหลือทิ้งในอุตสาหกรรม (Industrial Waste Heat (IWH))

ความร้อนเหลือทิ้งในอุตสาหกรรม (Industrial Waste Heat, IWH) คือ ความร้อนที่ถูกปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศ (สู่สิ่งแวดล้อม) จากกระบวนการเผาไหม้ กระบวนการทางความร้อนอุตสาหกรรม และ/หรือ ความร้อนจากอุปกรณ์ เครื่องจักร ที่ถูกใช้ในอุตสาหกรรม (Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry, , 2008) จากการศึกษาของงานวิจัยของ BSC Incorporated (Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry, , 2008) พบว่า ในกระบวนการอุตสาหกรรมมีปริมาณความร้อนที่สูญเสียสู่สิ่งแวดล้อมสูงถึง 20 ถึง 50% ของปริมาณพลังงานทั้งหมดที่ถูกป้อนเข้าไปในกระบวนการอุตสาหกรรม (100%) โดยพบว่า ความร้อนเหลือทิ้งจากการเผาไหม้จะมีอุณหภูมิสูงที่สุด ในขณะที่ความร้อนเหลือทิ้งจากกระบวนการไอน้ำ จะมีปริมาณความร้อนที่สูญเสียสู่สิ่งแวดล้อมมากที่สุด แต่อุณหภูมิที่สูญเสียสู่สิ่งแวดล้อมนั้นจะมีอุณหภูมิต่ำที่สุด (JJ Bonilla และคณะ, 1997)

โดยทั่วไปสามารถจำแนกความร้อนเหลือทิ้งจากกระบวนการอุตสาหกรรมออกเป็น 3 ประเภท (ตามช่วงอุณหภูมิ) ดังนี้ ช่วงอุณหภูมิต่ำ (low-temperature, < 230 °C) ช่วงอุณหภูมิปานกลาง (medium-temperature, 230 – 650 °C) และช่วงอุณหภูมิสูง (high-temperature, > 650 °C) ซึ่งสามารถแสดงช่วงของอุณหภูมิที่เหมาะสมกับการประยุกต์ใช้เทคโนโลยีแต่ละชนิดดังตาราง 2-1 จากตารางดังกล่าวจะเห็นได้ว่ายังไม่มีเทคโนโลยีที่สามารถนำมาประยุกต์ใช้ผลิตไฟฟ้าเมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิต่ำกว่า 70 °C

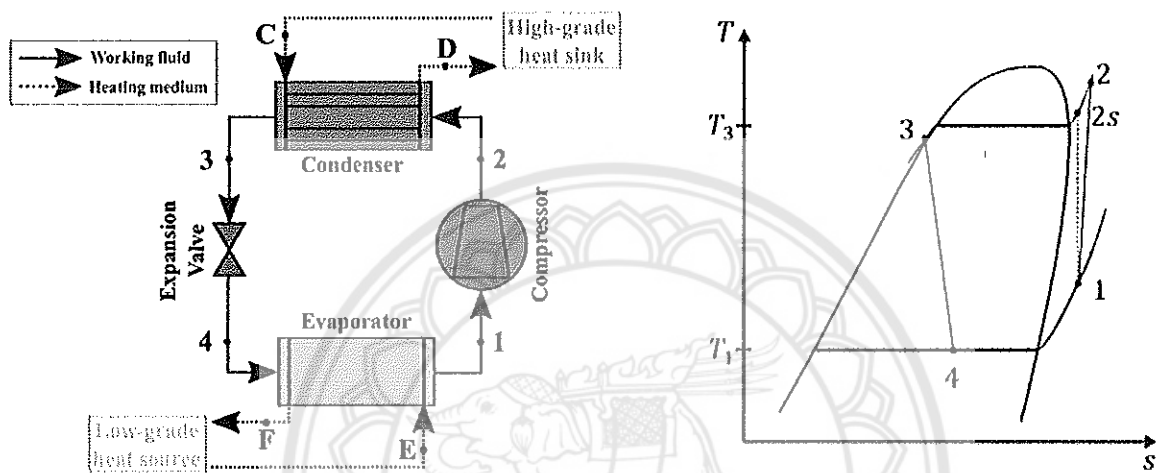
ตาราง 2 -1 Temperature classification of industrial waste heat (IWH) sources with typical recovery method (*Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry, , 2008*)

Categories	Example sources	Temperature (°C)	Typical Recovery Methods / Technologies
High (> 650 °C)	Nickel refining furnace	1370 – 1650	Combustion air preheater
	Steel electric arc furnace	1370 – 1650	
	Basic oxygen furnace	1200	Steam generation for process
	Aluminum reverberatory furnace	1100 – 1200	heating or for mechanical /
	Copper refining furnace	760 – 820	electrical work
	Steel heating furnace	930 – 1040	
	Copper reverberatory furnace	900 – 1090	Transfer to medium-low
	Hydrogen plants	650 – 1430	temperature processes
	Fume incinerators	1300 – 1540	
	Coke oven	650 – 1000	
Iron cupola	820 – 980		
Medium (230 - 650 °C)	Steam boiler exhaust	230 – 480	Combustion air preheat
	Gas turbine exhaust	370 – 540	Steam / power generation
	Reciprocating engine exhaust	320 – 590	Organic Rankine Cycle for
	Heat treating furnace	430 – 650	power generation
	Drying & baking ovens	230 – 590	Furnace load preheating,
	Cement kiln	450 – 620	Feed water preheating,
		Transfer to low-temperature processes	
Low (< 230 °C)	Exhaust gases exiting recovery	70 – 230	Space heating
	Devices in gas-fired boilers, Ethylene furnaces, etc.		Domestic water heating
	Process steam condensate	50 – 90	
	Cooling water from:		Upgrading via a heat pump to
	Furnace doors	30 – 50	increase temperature for end use
	Annealing furnaces	70 – 230	Organic Rankine Cycle
	Air compressors	30 – 50	
	Internal combustion engines	70 – 120	
	Air conditioning and	30 – 40	
	Refrigeration condensers		
	Drying, baking, and curing ovens Hot processed liquids/solids		

2.2 ปั๊มความร้อน (Heat pump (HP))

ปั๊มความร้อน (Heat Pump) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในเพิ่มคุณภาพความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำไปเป็นแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิสูง อุปกรณ์หลักประกอบด้วย เครื่องอัดไอ (Compressor) เครื่องควบแน่น (Condenser) วาล์วลดความดัน (Expansion valve) และเครื่องระเหย (Evaporator) แสดงดังรูป 2-1 (ก)

ในวงจรการทำงานจะมีสารที่ระเหยง่ายรับความร้อนที่คอยล์เย็น (Evaporator) แล้วเดือดกลายเป็นไอที่อุณหภูมิต่ำ ไอที่ได้จะถูกอัดตัวโดยอุปกรณ์อัดไอ (Compressor) และไปควบแน่นที่คอยล์ร้อน (Condenser) จนกลายเป็นของเหลว จากนั้นจะลดความดันอย่างรวดเร็วผ่านวาล์วลดความดัน (Expansion valve) จนมีอุณหภูมิต่ำมารับความร้อนที่คอยล์เย็น (Evaporator) ทำงานเป็นวัฏจักรต่อไป วัฏจักรการทำงานของปั๊มความร้อน (Heat Pump) สามารถเขียนแผนภาพอุณหภูมิ - เอนโทรปี (T-s diagram) ได้ดังรูป 2-1 (ข) ข้อดีของการใช้ปั๊มความร้อน คือ สามารถเพิ่มอุณหภูมิน้ำร้อนได้แม้แหล่งความร้อนมีอุณหภูมิต่ำ



(ก) ไดอะแกรมอย่างง่ายของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) (ข) อุณหภูมิและเอนโทรปี (T-s diagram)

รูป 2-1 ระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump (HP) system)

2.2.1 วัฏจักรการทำงานของระบบปั๊มความร้อนประกอบด้วย 4 กระบวนการ (รูป 2-1) ดังนี้

กระบวนการอัดไอ 1 - 2 (Compressor Process) สารทำความเย็นที่ไหลออกจากเครื่องทำระเหย (Evaporator) ในสถานะอิ่มตัวที่ความดันและอุณหภูมิต่ำที่สภาวะที่ 1 ถูกเพิ่มความดันโดยการอัดตัวแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic process) ในเครื่องควบแน่น (Compressor) ไปสู่สภาวะที่ 2 ซึ่งเป็นไอร้อนยวดยิ่ง ที่สภาวะนี้จะถูกทำให้เย็นลงในเครื่องควบแน่น (Condenser) ดังนั้น กำลังงานที่ป้อนเข้าเครื่องอัดไอ (Compressor) สมมติว่าไม่มีการสูญเสียความร้อนจากตำแหน่งที่ 1 ถึงตำแหน่งที่ 2 สามารถหาได้จาก

$$\dot{W}_{Comp} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (2-1)$$

กระบวนการควบแน่น 2 - 3 (Condensation Process) ความร้อนจากสารทำความเย็นจะถ่ายเทไปสู่ตัวกลางเพื่อระบายความร้อนออกจากเครื่องควบแน่น (Condenser) ซึ่งจะกระทำในสภาวะความดันคงที่ (P Constant) เมื่อสารทำความเย็นผ่านเครื่องควบแน่น (Condenser) จะอยู่ในสภาพของเหลวอิ่มตัว (สภาวะ

ที่ 3) และจะถูกลดความดันขณะผ่านกระบวนการลดความดันในวาล์วขยายตัว (Expansion valve) ดังนั้น อัตราความร้อนที่ถ่ายเทออกจากเครื่องควบแน่น (Condenser) คือ ตำแหน่งที่ 2 ถึงตำแหน่งที่ 3 สามารถหาได้จาก

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

กระบวนการลดความดันในวาล์วขยายตัว 3 - 4 (Throttling Process) เป็นการลดความดันของสารทำความเย็นจากสภาวะที่ 3 ไปสู่สภาวะที่ 4 โดยการกระทำในสภาวะเอนทัลปีคงที่ (h Constant) ซึ่งในกระบวนการนี้จะเป็นของผสมระหว่างสารทำความเย็นและไอของสารทำความเย็น สารทำความเย็นในกระบวนการนี้จะมีสภาวะความดันและอุณหภูมิต่ำไหลสู่เครื่องทำระเหย (Evaporator) เพื่อรับความร้อนจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็น

กระบวนการทำระเหย 4 - 1 (Evaporation Process) ความร้อนจากแหล่งความร้อนจะถูกนำมาเพื่อใช้ในการระเหยของของเหลวให้เป็นก๊าซพลังงานหรือความร้อน ซึ่งกระทำในสภาวะความดันคงที่ (P Constant) ดังนั้นอัตราความร้อนที่ถ่ายเทเข้าเครื่องทำระเหย (Evaporator) สามารถหาได้จาก

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (2-3)$$

ตั้งที่ได้กล่าวมาแล้วข้างต้น ดังนั้นงานของเครื่องอัดไอ (Compressor) สามารถหาได้จากผลต่างของการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น (Condenser) และเครื่องทำระเหย (Evaporator) ดังนี้

$$\dot{W}_{Comp} = \dot{Q}_{Cond} - \dot{Q}_{Evap} \quad (2-4)$$

การคำนวณประสิทธิภาพเพื่อหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) จะใช้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อน (Coefficient of Performance, COP_{HP}) ที่ซึ่งเป็นอัตราส่วนของความร้อนที่ถ่ายเทออกจากเครื่องควบแน่น (Condenser) ต่องานที่ให้แก่อุปกรณ์ปั๊มความร้อน (Work input to compressor) โดยสามารถหาได้ดังนี้

$$COP_{HP} = \frac{\dot{Q}_{Cond}}{\dot{W}_{Comp}} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (2-5)$$

สำหรับระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) ที่ใช้น้ำเป็นตัวถ่ายเทความร้อนที่เครื่องทำระเหย (Evaporator) และเครื่องควบแน่น (Condenser) ดังรูป 2-1 เมื่อมีน้ำหมุนเวียนในระบบเพื่อการระบายความร้อน ซึ่งอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น (Condenser) ไปยังน้ำ คำนวณจาก

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_w c_p (T_6 - T_5) \quad (2-6)$$

ในทำนองเดียวกันอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องทำระเหย (Evaporator) คำนวณจาก

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_w c_p (T_7 - T_8) \quad (2-7)$$

โดยค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อน (Coefficient of Performance, COP_{HP}) ของปั๊มความร้อนจะหาได้จากอัตราความร้อนที่ถ่ายเทออกจากเครื่องควบแน่น (Condenser) ต่อกำลังงานที่ป้อนเข้าเครื่องอัดไอ (Work input to compressor) ดังสมการ

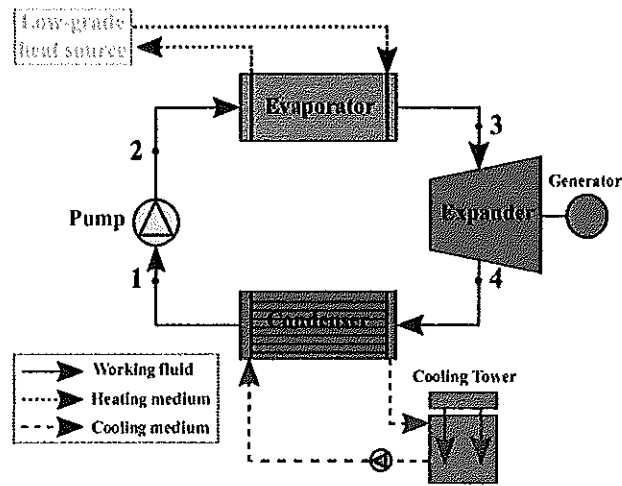
$$COP_{HP} = \frac{\dot{Q}_{Cond}}{\dot{W}_{Comp}} = \frac{\dot{m}_w c_p (T_6 - T_5)}{\dot{W}_{Comp}} \quad (2-8)$$

อัตราส่วนประสิทธิภาพทางพลังงานของปั๊มความร้อน (Energy Efficiency Ratio, EER) หาได้จากอัตราส่วนของพลังงานความร้อนที่ใช้ประโยชน์ต่อพลังงานไฟฟ้ารวมทั้งหมดที่ใช้ในระบบ ดังนี้

$$EER = \frac{\dot{m}_w c_p (T_6 - T_5)}{P_{Elect}} \quad (2-9)$$

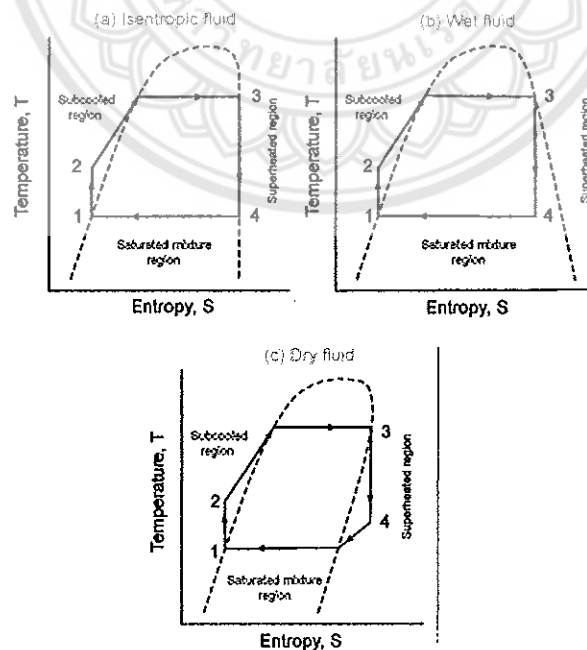
2.3 วัฏจักรแรงคิน (Organic Rankine Cycle (ORC))

วัฏจักรพื้นฐานแบบแรงคิน (ORC) ประกอบไปด้วยอุปกรณ์ 4 ตัว คือ ปั๊ม (Pump) เครื่องระเหย (Evaporator) กังหัน (Turbine) และเครื่องควบแน่น (Condenser) แสดงดังรูป 2-2 โดยการทำงานเริ่มจากของไหลทำงานไหลเข้าปั๊ม (Pump) ในสถานะของเหลวอิ่มตัว ที่สภาวะที่ 1 แล้วถูกอัดจนกระทั่งมีความดันเท่ากับความดันของเครื่องระเหย (Evaporator) ซึ่งเป็นความดันสูงสุดของวัฏจักร โดยของไหลทำงานที่ออกจากปั๊ม (Pump) มีสถานะของเหลวอัดตัวที่สภาวะที่ 2 จากนั้นไปรับความร้อนที่เครื่องระเหย (Evaporator) ที่ความดันคงที่ (P Constant) และไหลออกมาในสถานะไออิ่มตัวที่สภาวะที่ 3 ต่อจากนั้นไหลขยายตัวในกังหัน (Turbine) ให้งานออกมาโดยการหมุนของเพลลา ซึ่งกระบวนการนี้ความดัน และอุณหภูมิของของไหลทำงานจะลดลง หลังจากนั้นของไหลทำงานไหลเข้าเครื่องควบแน่น (Condenser) เพื่อเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวโดยคายความร้อนออกมาที่ความดันคงที่ (P Constant) ซึ่งเป็นความดันต่ำสุดของวัฏจักร จากนั้นของไหลทำงานไหลเข้าปั๊ม (Pump) ทำงานเป็นวัฏจักรต่อไป ซึ่งสภาวะและสถานะต่างๆ แสดงดังแผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปี ได้ดังรูป 2-3



รูป 2-2 ไดอะแกรมอย่างง่ายของของวัฏจักรแรงคิน (ORC)

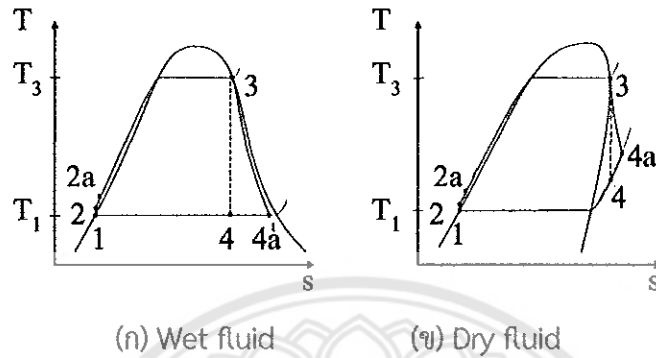
ของไหลทำงานของวัฏจักรแรงคิน (ORC) สามารถแบ่งตามความชันของเส้นไออิมตัว (Saturated vapor line) ในแผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปีออกได้เป็น 3 รูปแบบ คือ ของไหลไอเซนโทรปิก (Isentropic fluid) ของไหลเปียก (Wet fluid) และของไหลแห้ง (Dry fluid) ดังรูป 2-4 ของไหลไอเซนโทรปิกมีความความชันของเส้นไออิมตัวเข้าสู่อนันต์ (Infinite) ตัวอย่างเช่น R-11, R-12, R-123, R-134a และ R-141b ของไหลเปียกมีความชันเป็นลบ ตัวอย่างเช่น R-32, R-152a, R-500, R-717 และ ethanol ส่วนของไหลแห้งมีความชันเป็นบวก ตัวอย่างเช่น R-113, R-114, R-245fa, R-290 และ R-C318



รูป 2-3 ไดอะแกรมอุณหภูมิและเอนโทรปี (T-s diagram) ของของไหลทำงานรูปแบบต่างๆ ของวัฏจักรแรงคิน (ORC)

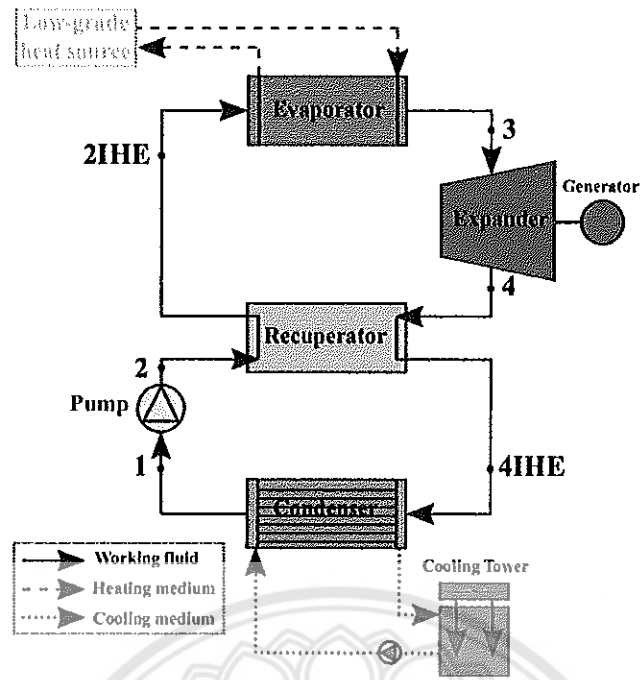


รูป 2-3 แสดงสถานะของของไหลทำงานรูป แบบต่างๆ ในกระบวนการที่มีการอัดตัวและขยายตัวตามอุดมคติ กล่าวคือ จากสถานะที่ 1 ไป 2 ถูกอัดตัวแบบไอเซนโทรปิก และจากสถานะที่ 3 ไป 4 เกิดการขยายตัวแบบไอเซนโทรปิก แต่ในกระบวนการจริงจะมีผลของแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นเนื่องจากการไหล และการสูญเสียความร้อนไปยังสิ่งแวดล้อม ส่งผลให้สถานะที่ 2 และ 4 เปลี่ยนไปเป็น 2a และ 4a ตามลำดับ แสดงดังรูป 2-4

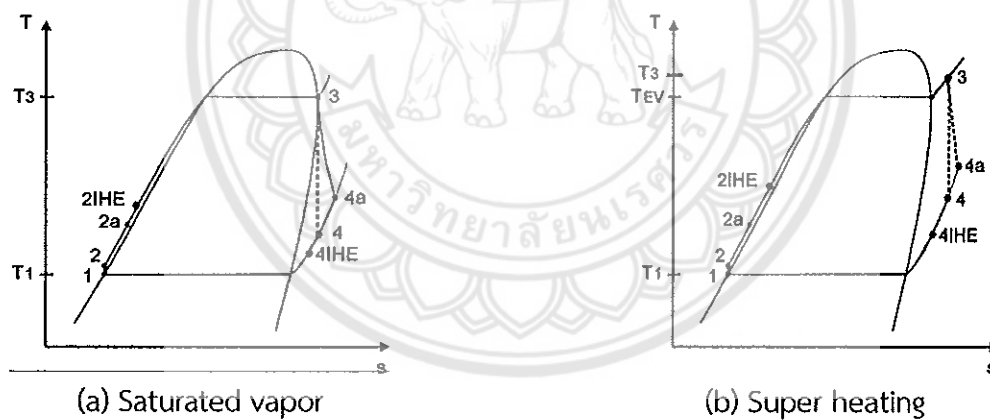


รูป 2-4 ไดอะแกรมอุณหภูมิและเอนโทรปี (T-s diagram) ที่สถานะต่างๆ ในกระบวนการจริง (B. Saleh และคณะ, 2007)

จากรูป 2-4 (ข) ที่จุด 4a ซึ่งเป็นตำแหน่งที่ของไหลทำงานไหลออกจากเทอร์โบไบนในสถานะไอร้อนยวดยิ่ง (Superheating state) ซึ่งสังเกตได้ว่าอุณหภูมิยังสูงกว่าอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น (Condenser) ถ้ามีการเพิ่มเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับของไหลทำงานก่อนเข้าเครื่องระเหย (Evaporator) ซึ่งสามารถแสดงวัฏจักรและแผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปี (T-s diagram) ดังรูป 2-5 และรูป 2-6 ตามลำดับ โดยตำแหน่ง 2IHE และ 4IHE เป็นตำแหน่งที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนเข้าเครื่องระเหย (Evaporator) และเครื่องควบแน่น (Condenser) ตามลำดับ จะทำให้อัตราความร้อนที่ให้แก่เครื่องระเหย (Evaporator) ลดน้อยลง ทำให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรมีค่าสูงขึ้น



รูป 2-5 ไดอะแกรมอย่างง่ายของวัฏจักรแรงคิน (ORC) ที่มีการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใน (Internal Heat Exchanger, IHE)



รูป 2-6 ไดอะแกรมอุณหภูมิและเอนโทรปี (T-s diagram) ของวัฏจักรแรงคิน (ORC) ที่มีการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใน (Internal Heat Exchanger, IHE)

2.3.1 สมดุลพลังงานของวัฏจักรแรงคิน (Organic Rankine Cycle (ORC))

สำหรับแบบจำลอง จะพิจารณาตามสมการเทอร์โมไดนามิกส์ สำหรับวัฏจักรแบบไม่มีและมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใน ตามรูป 2-2 และรูป 2-5 และพิจารณาสถานะต่างๆ จากแผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปี (T-s diagram) ตามรูป 2-4 และรูป 2-6 โดยจะแยกอุปกรณ์ต่างๆ ดังนี้

วัฏจักรแบบไม่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใน (ORC without Internal Heat Exchanger)

- ปั๊ม (Pump):

$$\dot{W}_{Pump} = \frac{\dot{m}v_1(P_2 - P_1)}{\eta_{pump}} \quad (2-10)$$

$$\dot{W}_{Pump} = \dot{m}(h_{2a} - h_1) \quad (2-11)$$

จากสมการ (2-10) และ (2-11) จะได้

$$(h_{2a} - h_1) = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_{pump}} \quad (2-12)$$

จัดรูปใหม่ได้ดังสมการ (2-13)

$$h_{2a} = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_{pump}} + h_1 \quad (2-13)$$

- เครื่องระเหย (Evaporator)

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}(h_3 - h_{2a}) \quad (2-14)$$

- กังหัน (Turbine)

$$\dot{W}_{Tur} = \dot{m}(h_3 - h_4)\eta_{Tur} \quad (2-15)$$

- เครื่องควบแน่น (Condenser)

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}(h_{4a} - h_1) \quad (2-16)$$

- ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency)

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{Tur} - \dot{W}_{Pump}}{\dot{Q}_{Evap}} \quad (2-17)$$

วัฏจักรแบบมีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใน (ORC with Internal Heat Exchanger)

สำหรับวัฏจักรแบบมีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ของไหลทำงานที่ออกจากเทอร์ไบน์จะแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลทำงานที่ออกจากปั๊ม ซึ่งจะมีบางอุปกรณ์ที่สมการเปลี่ยนแปลงดังนี้

- เครื่องระเหย (Evaporator)

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}(h_3 - h_{2IHE}) \quad (2-18)$$

- เครื่องควบแน่น (Condenser)

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}(h_{4IHE} - h_1) \quad (2-19)$$

- เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Internal Heat Exchanger; IHE)

$$\dot{Q}_{IHE} = \dot{m}c_{p,4a}(T_{4a} - T_{4IHE}) = \dot{m}c_{p,2a}(T_{2IHE} - T_{2a}) \quad (2-20)$$

$$\dot{Q}_{IHE} = \varepsilon_{IHE}(\dot{m}c_p)_{\min}(T_{4a} - T_{2a}) \quad (2-21)$$

2.4 การวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์

การเลือกระบบทางวิศวกรรม หรือโครงการต่างๆ รวมถึงโครงการวิจัย ในการตัดสินใจที่จะสร้าง ออกแบบ หรือดำเนินโครงการ จะใช้วิธีทางเศรษฐศาสตร์ช่วยในการตัดสินใจ โดยพิจารณาจากผลความคุ้มค่าที่ทำให้เกิดการเสียค่าใช้จ่ายน้อยที่สุด หรือให้ผลตอบแทนมากที่สุด การประเมินค่าทางเศรษฐศาสตร์วิธีที่ง่ายและนิยมใช้คือ

2.4.1 ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยของระบบ

ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าของระบบการผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงดัน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อน ประกอบด้วย เงินลงทุนรวมค่าติดตั้งระบบเริ่มแรก เงินลงทุนเพิ่มเติมระหว่างโครงการ และค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาระบบในแต่ละปีตลอดอายุโครงการที่ระบบผลิตไฟฟ้าออกมา การวิเคราะห์ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยในงานวิจัยนี้ใช้การคำนวณต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยไฟฟ้าปรับเฉลี่ย (Levelized cost of electricity, LCOE) โดยการคิดลดกระแสเงินสดจ่ายจากเงินลงทุนและค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาในแต่ละปีมาเป็นมูลค่าปัจจุบันหารด้วยผลรวมของปริมาณไฟฟ้าที่ผลิตได้ในแต่ละปีคูณกับแฟคเตอร์ปรับลด (Chakkraphan Thawonngamyingsakul และคณะ, 2012; ธนาพล ตันติสัตยกุล, 2558) แสดงดังสมการ

$$LCOE = \frac{(c)(C_{Invest}) + \dot{C}_{O\&M}}{E_{Annual Net Power}} \quad (2-22)$$

$$c = \frac{i_d(1 + i_d)^Y}{(1 + i_d)^Y - 1} \quad (2-23)$$

- เมื่อ $LCOE$ คือ ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยไฟฟ้าปรับเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (USD/kWh)
- C_{Invest} คือ เงินทุนในโครงการ (USD)
- $C_{O\&M}$ คือ ค่าใช้จ่ายสำหรับดำเนินการและบำรุงรักษา (USD/Year)
- $E_{Annual\ Net\ Power}$ คือ ปริมาณไฟฟ้าที่ผลิตได้ต่อปี (kWh/Year)
- i_d คือ อัตราคิดลด (Discount rate, %) เท่ากับ อัตราผลตอบแทนที่ต้องการหรือ ต้นทุนเงินทุนของผู้ผลิตไฟฟ้า
- Y คือ ระยะเวลาการทำงาน การดำเนินงานของระบบ (Year)





3 อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย

ในงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำไปเป็นแหล่งความร้อนอุณหภูมิตั้งสูงโดยปั๊มความร้อน (Heat pump (HP)) โดยในการศึกษาจะเป็นการทดสอบปั๊มความร้อน (Heat Pump) ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำที่มีอุณหภูมิต่างกัน จากนั้นจะนำข้อมูลที่ได้มาทำการวิเคราะห์สมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) โดยจะแสดงให้อยู่ในรูปของอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio, EER) ที่ซึ่งเป็นดัชนีบอกประสิทธิภาพในการทำงานที่สำคัญของปั๊มความร้อน (Heat Pump) โดยมีรายละเอียดดังนี้

3.1 วิธีดำเนินการวิจัย และสถานที่ทำการทดลอง / เก็บข้อมูล

โครงการวิจัยนี้เป็นการสร้างระบบการผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ (Organic Rankine Cycle (ORC)) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อน แต่เนื่องด้วยปัจจัยทางด้านงบประมาณในงานวิจัยนี้จึงได้ดำเนินการศึกษาในส่วนของการเพิ่มคุณภาพความร้อนด้วยปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพียงอย่างเดียว แต่อย่างไรก็ตามในส่วนของการผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อนนั้นทางผู้ดำเนินงานวิจัยได้จัดทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อประเมินผลทางด้านพลังงานไฟฟ้าที่ระบบผลิตได้ รวมถึงข้อดี ข้อเสีย โดยจะกล่าวในบทที่ 4 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยในส่วนของวิธีดำเนินการวิจัย และสถานที่ทำการทดลอง / เก็บข้อมูล มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

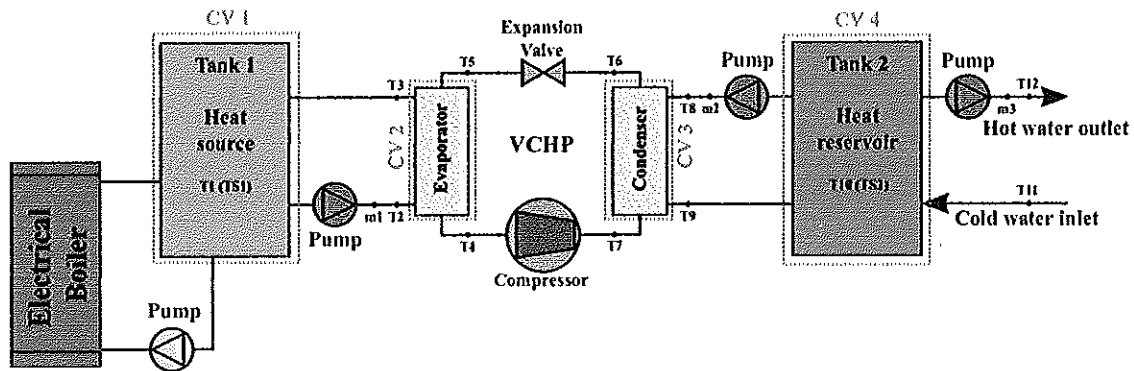
3.1.1 ศึกษาการเพิ่มคุณภาพความร้อนด้วยปั๊มความร้อน (Heat Pump)

ศึกษาถึงผลงานวิจัยรวมถึงวรรณกรรมต่างๆ ที่ผ่านมา จากนั้นรวบรวมข้อมูลไม่ว่าจะเป็นทฤษฎี ข้อดี/ข้อเสีย รวมถึงปัญหาในเชิงวิศวกรรมเพื่อที่จะนำมาปรับปรุงระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) ต่อไป

3.1.2 ทดสอบการทำงาน / เก็บข้อมูล ระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump)

การทดสอบการเพิ่มคุณภาพความร้อนด้วยปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพื่อหาค่าตัวแปรต่างๆ ได้แก่ อุณหภูมิน้ำร้อน, อุณหภูมิสารทำงาน, อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนในระบบ และกำลังไฟฟ้าที่ใช้ เพื่อนำมาใช้ในการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน (Heat Pump)

โดยในการทดสอบการทำงานได้ดำเนินการติดตั้งอุปกรณ์ทดสอบ และเครื่องตรวจวัดที่จุดต่างๆ ดังรูป 3-1 และมีขั้นตอนการทดลองดังนี้



รูป 3-1 ผังแสดงตำแหน่งการเก็บข้อมูลในการทดสอบสมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump)

(1) เติมน้ำในถังเก็บน้ำร้อนถึงที่ 1 และ 2 โดยน้ำในถังที่ 1 จะถูกให้ความร้อนโดยใช้ Electrical Boiler เพื่อปรับอุณหภูมิของน้ำในถังที่ 1 ให้ได้อุณหภูมิตามที่กำหนด (40, 50, 60 และ 70 °C) ส่วนน้ำในถังที่ 2 จะถูกนำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับเครื่องควบแน่น (Condenser) ของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump)

(2) ทำการทดสอบสมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) โดยควบคุมอุณหภูมิของน้ำในถังที่ 1 ที่ 40 °C จากนั้นทำการบันทึกค่าที่จุดต่างๆ ทุกๆ 1 นาที ได้แก่ อุณหภูมิน้ำร้อนในวัฏจักรของถังที่ 1 (T1, T2 และ T3) อุณหภูมิน้ำยาในวัฏจักรปั๊มความร้อน (T4, T5, T6 และ T7) อุณหภูมิน้ำร้อนในวัฏจักรของถังที่ 2 (T8, T9, T10, T11 และ T12) อุณหภูมิแวลวล้อม บันทึกการใช้ไฟฟ้าของปั๊มความร้อน (Heat Pump) (ได้แก่ โวลต์ แอมป์ หรือกำลังไฟฟ้า) และอัตราการไหลของน้ำ (m1, m2 และ m3)

(3) เมื่ออุณหภูมิน้ำในถังที่ 2 มีค่าประมาณ 70 °C ทำการทดสอบที่อัตราการใช้น้ำร้อนที่ทำให้ระบบอยู่ในสภาวะคงตัว (Steady state) จากนั้นจะทำการทดสอบอัตราการใช้น้ำร้อนที่มีอัตราการไหลสูง และต่ำกว่าอัตราการใช้น้ำร้อนที่ทำให้ระบบอยู่ในสภาวะคงตัว (Steady state)

(4) ทำการทดลองเช่นเดียวกับข้อที่ (1) ถึงข้อที่ (3) แต่เปลี่ยนอุณหภูมิในถังที่ 1 เป็น 50, 60 และ 70 °C และอุณหภูมิน้ำร้อนในถังที่ 2 คือ 80, 90 และ 90 °C ตามลำดับ

3.1.3 การวิเคราะห์ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio, EER)

โดยจะเป็นการเปรียบเทียบระหว่างอัตราการทำความร้อนที่เครื่องผลิตได้ (\dot{Q}_{Cond}) ต่อกำลังไฟฟ้าที่ใช้ทั้งหมดในระบบ (P_{Elec})

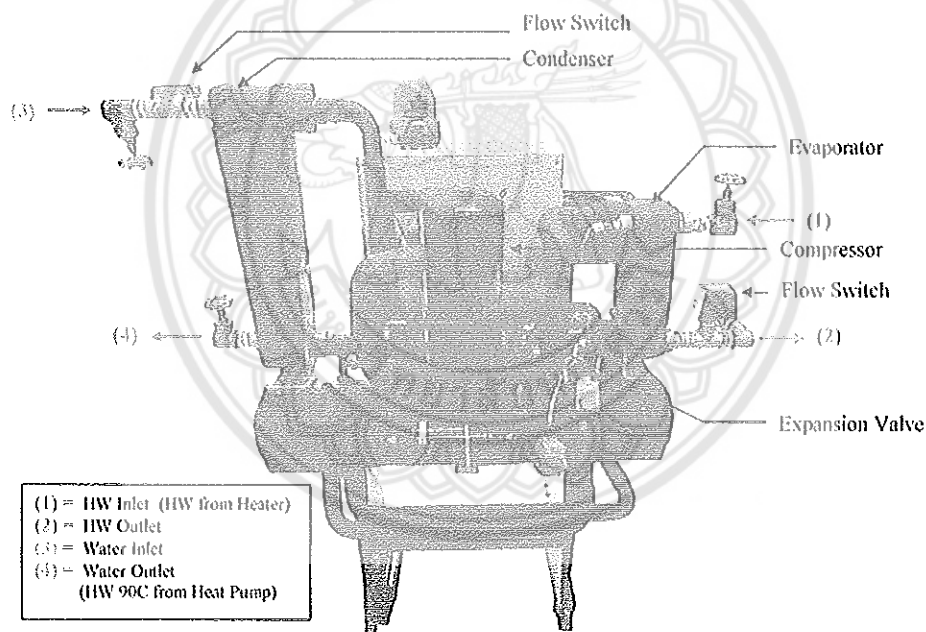
3.1.4 วิเคราะห์ผลด้านเศรษฐศาสตร์ของระบบฯ

โดยพิจารณาถึงค่าใช้จ่าย (เงินลงทุน ค่าดำเนินการ และค่าบำรุงการศึกษา) ระยะเวลาคืนทุน อัตราผลตอบแทนภายในของระบบ และพลังงานที่ประหยัดได้ในแต่ละปีเทียบกับระบบทำความร้อนแบบทั่วไป

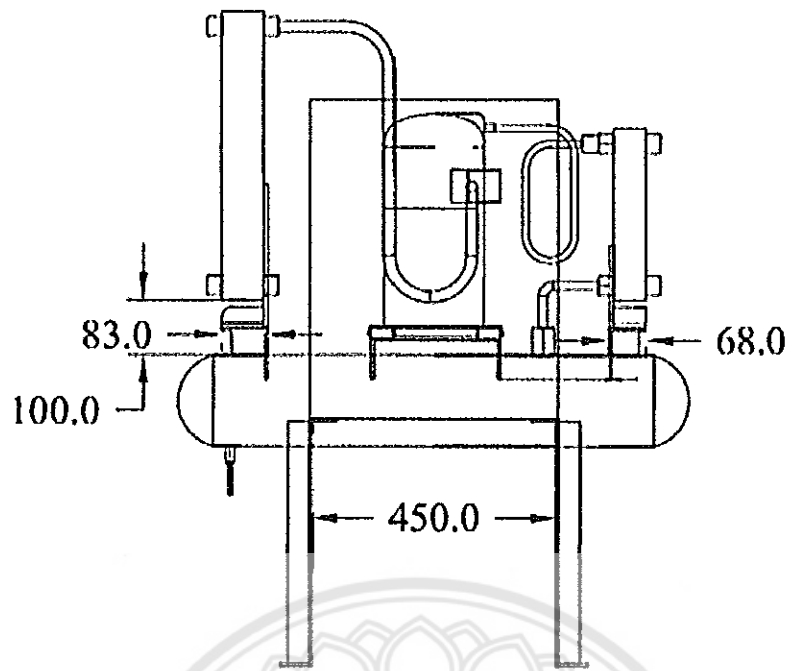
3.1.5 สรุปผลการวิจัยและจัดทำรายงาน

3.2 อุปกรณ์และเครื่องมือทดสอบ

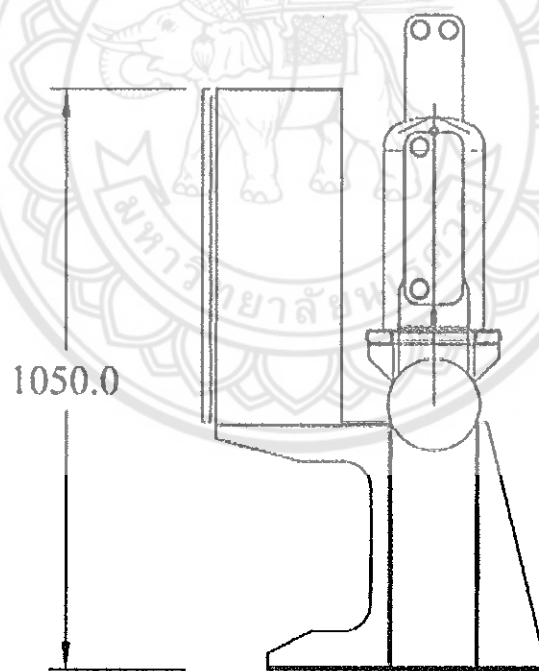
3.2.1 ชุดทดสอบปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพื่อผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิสูง ที่มีขนาดการทำความร้อนประมาณ 5 kW_{th} โดยใช้ R-245fa เป็นสารทำงานในระบบ โดยอุปกรณ์ที่สำคัญในระบบ, รูปร่างและขนาด (Heat Pump Dimension) และข้อมูลทั่วไป (Specification) ของระบบปั๊มความร้อน แสดงดังรูป 3-2, รูป 3-3 และตาราง 3-1 ตามลำดับ



รูป 3-2 อุปกรณ์ที่สำคัญในระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump)



(ก) ด้านหน้า



(ข) ด้านข้าง

รูป 3-3 รูปร่างและขนาดของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump Dimension, mm)

ตาราง 3-1 ตารางแสดงข้อมูลทั่วไป (Specification) ของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump)

Description	Model: HPWW123-5
Heating Capacity (kW _{th})	5
Compressor Type	Scrolls
Refrigerant	R-245fa
Condenser	Compact brazed
Flow rate (m ³ /hr)	0.86
Water temperature in (°C)	85
Water temperature out (°C)	90
Pressure drop (kPa)	50
Evaporator	Shell and Tube
Electricity (kW)	1.28
Volt/Phase/Hz	380/3/50
Dimension	
Width (mm)	900
Height (mm)	1200
Length (mm)	600
Connection pipe size	
Inlet (inch)	1
Outlet (inch)	1
Shipping weight (kg)	180

3.2.2 ถังเก็บน้ำร้อน (ถังที่ 1) ขนาด 200 ลิตร ทำหน้าที่เก็บน้ำร้อนอุณหภูมิต่ำที่ซึ่งจะถูกนำมาแลกเปลี่ยนหรือถ่ายเทความร้อนให้กับเครื่องทำระเหย (Evaporator) ของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) แสดงดังรูป 3-3

3.2.3 ถังเก็บน้ำร้อน (ถังที่ 2) ขนาด 200 ลิตร ทำหน้าที่เก็บน้ำร้อนอุณหภูมิสูงที่ผลิตได้จากระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) ซึ่งน้ำร้อนในถังน้ำร้อนถังที่ 2 จะถูกปั๊มโดยปั๊มน้ำเพื่อมาแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านเครื่องควบแน่น (Condenser) เพื่อให้มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น แสดงดังรูป 3-5



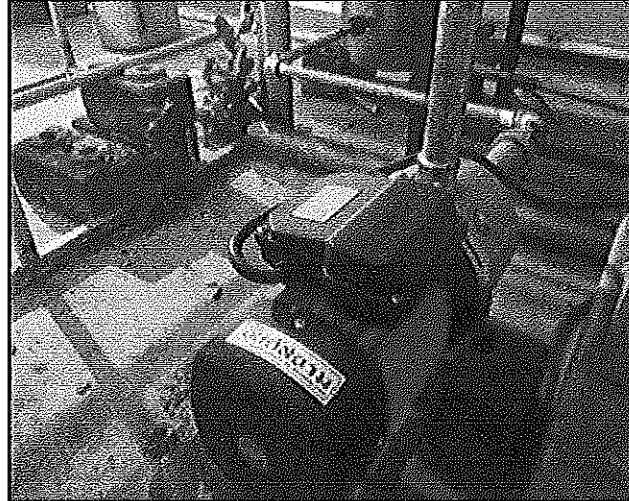
รูป 3-4 ถังน้ำร้อนถังที่ 1 ที่มีขนาด 200 ลิตร



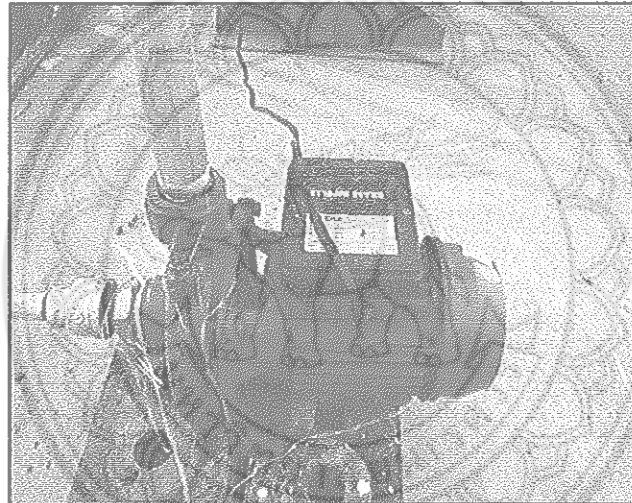
รูป 3-5 ถังน้ำร้อนถังที่ 2 ที่มีขนาด 200 ลิตร

3.2.4 ปั๊มน้ำหมุนเวียน (Circulation Pump) ยี่ห้อ ESPN TECNO รุ่น SS40-40M 230V ทำหน้าที่หมุนเวียนน้ำร้อนจากถังน้ำร้อนถังที่ 1 ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้านเครื่องทำระเหย (Evaporator) แสดงดังรูป 3-6

3.2.5 ปั๊มน้ำหมุนเวียน (Circulation Pump) ยี่ห้อ OVENZ รุ่น VM50 ทำหน้าที่หมุนเวียนน้ำร้อนจากถังน้ำร้อนถังที่ 2 ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้านเครื่องควบแน่น (Condenser) แสดงดังรูป 3-7

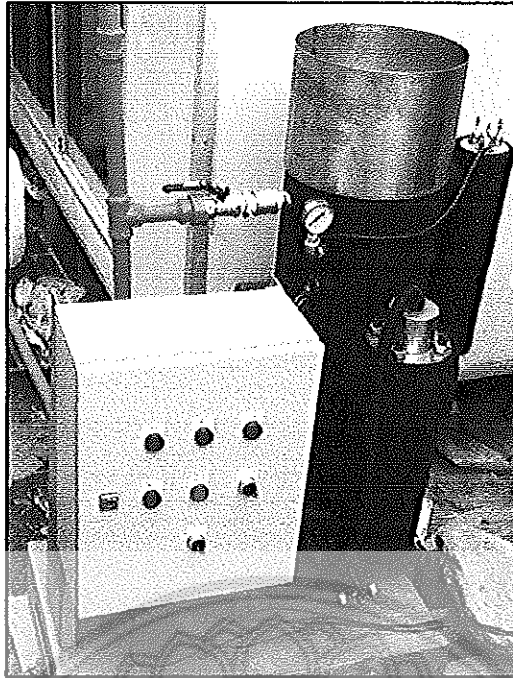


รูป 3-6 ปั๊มน้ำหมุนเวียน (Circulation Pump) ด้านเครื่องทำระเหย (Evaporator)



รูป 3-7 ปั๊มน้ำหมุนเวียน (Circulation Pump) ด้านเครื่องควบแน่น (Condenser)

3.2.6 เครื่องผลิตไอน้ำขนาดเล็กที่ใช้ฮีตเตอร์และไฟจากแก๊ส LPG ทำหน้าที่ผลิตความร้อนอุณหภูมิต่ำ ป้อนให้กับถังน้ำร้อนถังที่ 1 ที่ซึ่งน้ำร้อนดังกล่าวจะถูกนำไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับเครื่องทำระเหย (Evaporator) ของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) แสดงดังรูป 3-8



รูป 3-8 เครื่องผลิตไอน้ำขนาดเล็ก

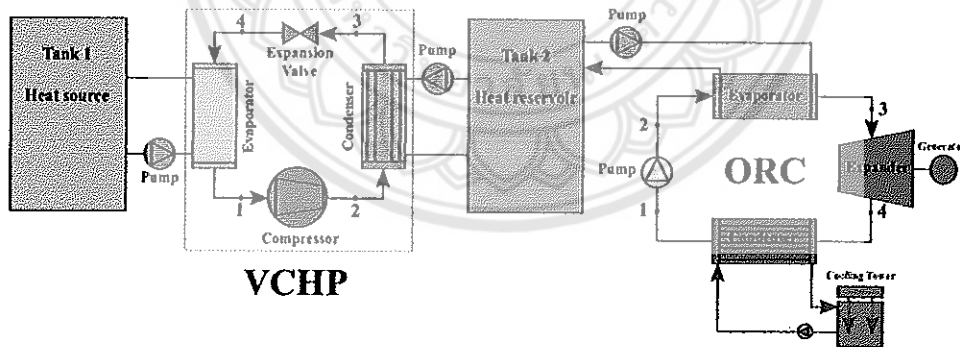


4 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ในบทนี้ผู้ดำเนินงานวิจัยได้ดำเนินการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน (Organic Rankine Cycle (ORC)) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat pump (HP)) เพิ่มคุณภาพความร้อน โดยความร้อนเหลือทิ้งจากกระบวนการอุตสาหกรรมที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า 70 °C ได้ถูกนำมาใช้เป็นแหล่งความร้อนป้อนให้กับระบบ

4.1 การทำงานของระบบผลิตไฟฟ้า

การทำงานของระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (ORC) เพิ่มคุณภาพความร้อนแสดงดังรูป 4-1 ระบบประกอบด้วย ปั๊มความร้อน (Heat Pump), วัฏจักรแรงคิน (ORC) และถังน้ำร้อนถึงที่ 1 และ 2 โดยความร้อนเหลือทิ้งอุณหภูมิต่ำจากกระบวนการทางอุตสาหกรรมที่มีปริมาณและอุณหภูมิกิ่งที่ถูกนำมาเก็บสะสมไว้ในถังน้ำร้อนถึงที่ 1 ความร้อนดังกล่าวจะถูกเพิ่มคุณภาพความร้อนจากความร้อนอุณหภูมิต่ำไปเป็นความร้อนอุณหภูมิสูงโดยปั๊มความร้อน (Heat Pump) จากนั้นความร้อนอุณหภูมิสูงจะถูกเก็บสะสมไว้ในถังน้ำร้อนถึงที่ 2 ก่อนที่จะถูกป้อนให้กับวัฏจักรแรงคิน (ORC) เพื่อผลิตไฟฟ้าต่อไป



รูป 4-1 ไดอะแกรมแสดงการทำงานของระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อน

4.2 สภาวะการทำงานของระบบผลิตไฟฟ้า

ในงานวิจัยนี้การคำนวณของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้สมมุติให้การทำงานของระบบอยู่ในสภาวะคงตัว (Steady state) ไม่คิดผลของความผันแปรที่เกิดขึ้นในระบบ ยกเว้นในส่วนของกังหัน (Turbine) และปั๊ม (Pump) ของวัฏจักรแรงคิน (ORC) นอกจากนี้ไม่คิดการสูญเสียความร้อนสู่สิ่งแวดล้อมของอุปกรณ์ใน

ระบบ เช่น เครื่องระเหย (Evaporator), เครื่องควบแน่น (Condenser), และระบบท่อ (Piping system) เป็นต้น อุณหภูมิความร้อนของน้ำร้อนในถังน้ำร้อนถังที่ 1 และ 2 ไม่มีการแยกชั้นของอุณหภูมิ โดยสภาวะการทำงานของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) และระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) แสดงดังตาราง 4-1 และตาราง 4-2 ตามลำดับ นอกจากนี้ได้กำหนด Degree of superheating (SH), sub-cooling (SC) และความแตกต่างของอุณหภูมิ Pinch-point (PT) เท่ากับ 5 °C ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger effectiveness, ϵ_{HX}) เท่ากับ 90% คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ (Thermodynamic properties) ของสารทำงานที่ใช้ในวัฏจักรแรงคิน (ORC) และปั๊มความร้อน (Heat Pump) คำนวณโดยใช้ฐานข้อมูลของ REFPROP NIST7.0 ("REFPROP Version 7, Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Software,") โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้ถูกพัฒนาโดยใช้โปรแกรม MATLAB R2015

ตาราง 4-1 สภาวะการทำงานของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) ขนาดกำลังการผลิตไฟฟ้า 20 kW_e ที่ใช้ R-245fa เป็นสารทำงานในระบบ

Descriptions	Data
Cycle power (W_{ORC}), kW _e	20
Isentropic turbine efficiency ($\eta_{Tur,isen}$), %	85
Mechanical turbine efficiency ($\eta_{Tur,ME}$), %	90
Isentropic pump efficiency ($\eta_{ORC,P,isen}$), %	85
Mechanical pump efficiency ($\eta_{ORC,P,ME}$), %	95
Motor pump efficiency ($\eta_{ORC,P,MO}$), %	95
ORC condenser temperature ($T_{ORC,Cond}$), °C	30
Working fluid	R-245fa

ขั้นตอนในการคำนวณเพื่อหาพลังงานไฟฟ้าที่ระบบผลิตได้แสดงดังรูป 4-2 โดยข้อมูลเบื้องต้นที่จะต้องใส่ในโปรแกรมประกอบไปด้วย อุณหภูมิน้ำร้อนในถังน้ำร้อนถังที่ 1 ($T_{w1,i}$) (ความร้อนเหลือทิ้งจากกระบวนการทางอุตสาหกรรม) มีอุณหภูมิระหว่าง 60 – 68 °C อุณหภูมิน้ำร้อนในถังน้ำร้อนถังที่ 2 ($T_{w2,i}$) มีอุณหภูมิคงที่เท่ากับ 70 °C อัตราการไหลน้ำร้อน (\dot{m}_{HS}) (ความร้อนเหลือทิ้งจากกระบวนการทางอุตสาหกรรม) นอกจากนั้นตัวแปรที่มีค่าคงที่แสดงดังตาราง 4-1 และตาราง 4-2 ได้ถูกนำมาใช้ในการคำนวณ สำหรับขั้นตอนการคำนวณนั้นคุณสมบัติของสารทำงานในระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อนจะถูกนำมาใช้เพื่อคำนวณหาพลังงานไฟฟ้าที่ระบบผลิตได้ต่อไป

ตาราง 4-2 สภาวะการทำงานของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) ที่มีขนาดการทำความร้อน 250 kW_{th} ที่ใช้ R-365mfc เป็นสารทำงานในระบบ

Descriptions	Data
Vapor compression heat pump (VCHP) system:	
Isentropic compressor efficiency ($\eta_{VCHP,isen}$), %	90
Mechanical compressor efficiency ($\eta_{comp,ME}$), %	95
Motor compressor efficiency ($\eta_{comp,MO}$), %	95
Capacity, kW _{th}	250
Working fluid (Chieko Kondou และคณะ, 2015)	R-365mfc

4.3 การวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์

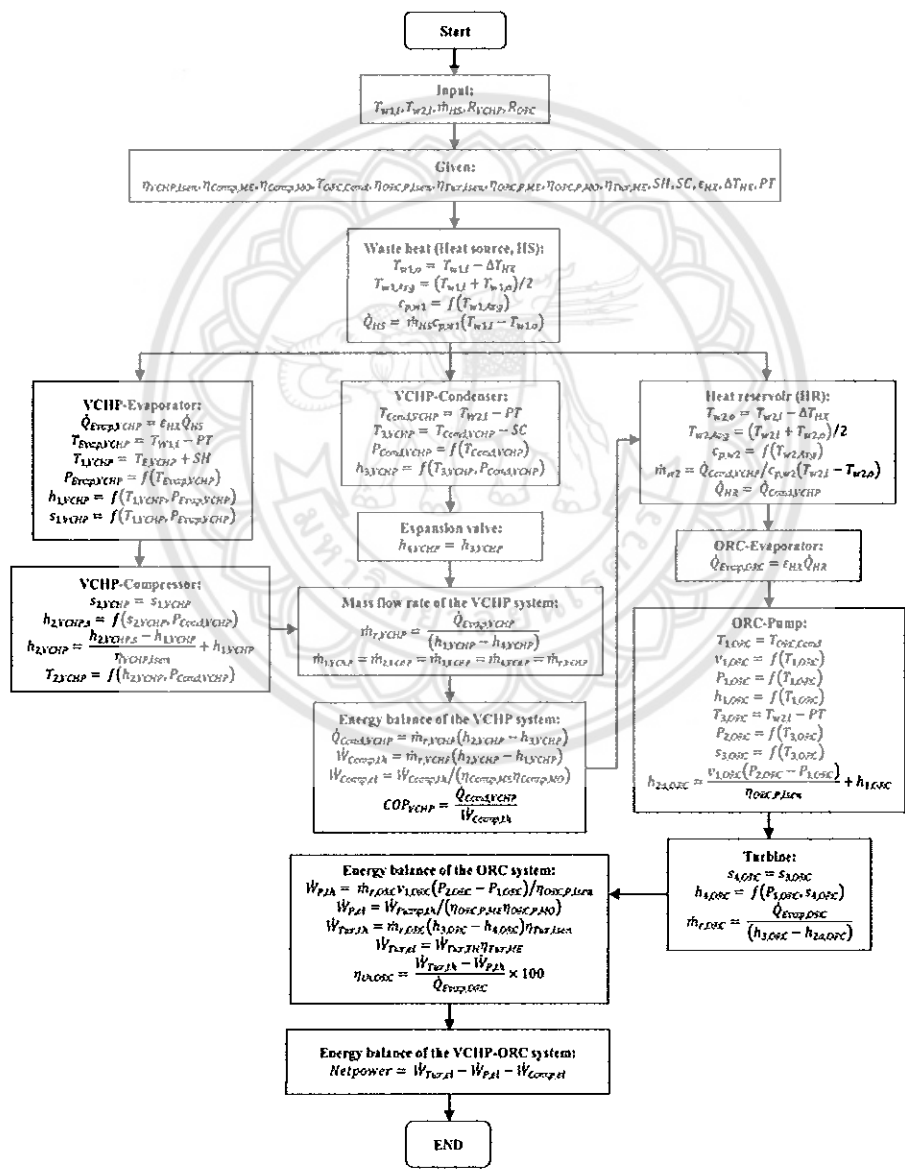
ในบทนี้ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยไฟฟ้าปรับเฉลี่ย (Levelized cost of electricity, LCOE) ได้ถูกนำมาใช้วิเคราะห์หาต้นทุนของระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อน โดยข้อมูลสำหรับวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์ของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) แสดงดังตาราง 4-3 ในส่วนของเงินลงทุนเบื้องต้นของวัฏจักรแรงคิน (ORC) มีค่าอยู่ระหว่าง 2000 ถึง 3400 USD/kW_e แสดงดังตาราง 4-4 จากตารางดังกล่าวงานวิจัยนี้กำหนดให้เงินลงทุนเบื้องต้นของวัฏจักรแรงคิน (ORC) มีค่าเท่ากับ 2500 USD/kW_e

ตาราง 4-3 ข้อมูลสำหรับวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์ของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) ที่มีขนาดการทำความร้อน 250 kW_{th} ที่ใช้ R-365mfc เป็นสารทำงานในระบบ

Descriptions	Data
Condition	
Operation time, hour/day	24
Operation day, day/year	350
Investment cost	
Vapor Compression Heat Pump (VCHP) system (Bohdan Soroka, 2015; Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry, , 2008), USD/kW _{th}	261
Surcharge for construction and engineering, %	10
Operating & maintenance (O&M) cost	
Operating & maintenance cost (% of investment cost per year)	5
Life time of plant, year	25

ตาราง 4-4 ข้อมูลสำหรับวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์ของวัฏจักรแรงคิน (ORC) ขนาดกำลังการผลิตไฟฟ้า 20 kW_e ที่ใช้ R-245fa เป็นสารทำงานในระบบ

Company	ORC capacity (kW _e)	Cost (USD/kW _e)
Ormat (Peter Arvay และคณะ, 2011)	250 – 20000	2000
Infinity turbine (Reza Rowshanzadeh, 2010)	2 – 3000	2500
Electratherm (Peter Arvay และคณะ, 2011)	50	2530
Turboden (Stéphane Sénéchal, 2014)	200 – 15000	3400



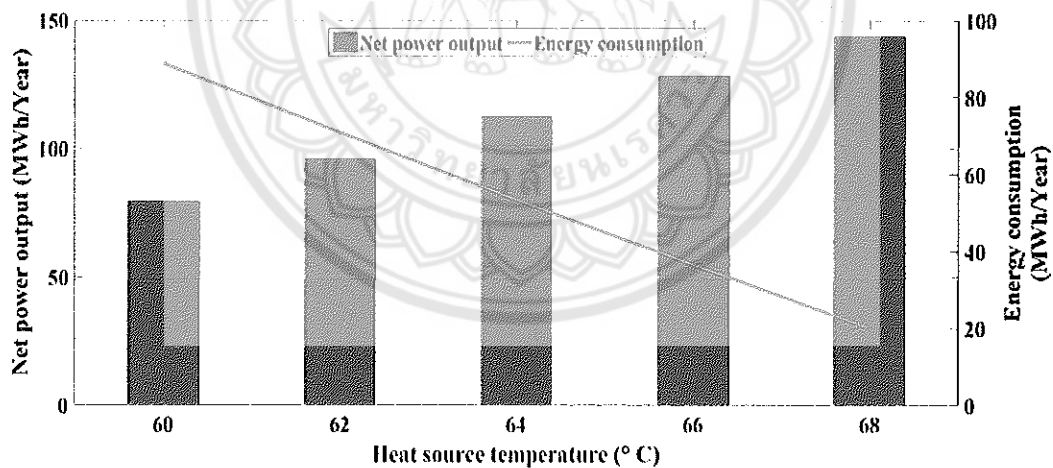
รูป 4-2 ขั้นตอนการคำนวณพลังงานไฟฟ้าที่ระบบผลิตได้ของระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อน

4.4 ผลและวิจารณ์

ในบทนี้ได้ดำเนินการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้จากระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อน โดยในการศึกษาแหล่งความร้อนเหลือทิ้งอุณหภูมิต่ำจากกระบวนการทางอุตสาหกรรมที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า 70 °C ได้ถูกนำมาใช้เป็นแหล่งความร้อนป้อนให้กับปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพื่อเพิ่มคุณภาพความร้อนให้มีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้นก่อนที่จะป้อนให้กับวัฏจักรแรงคิน (ORC) เพื่อผลิตไฟฟ้าต่อไป โดยผลที่ได้จากการศึกษาแสดงดังต่อไปนี้

4.4.1 พลังงานไฟฟ้าที่ระบบผลิตได้

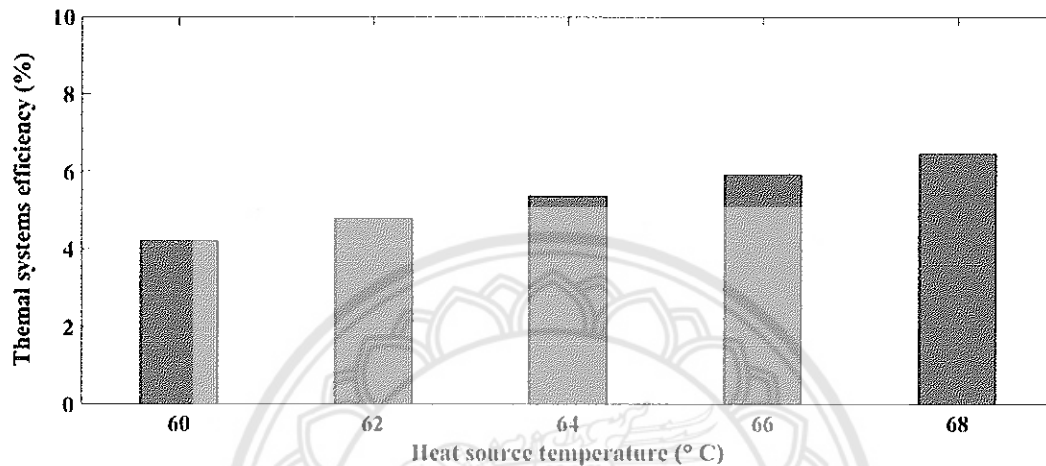
พลังงานไฟฟ้าที่ระบบผลิตได้ (MWh/Year) และพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนคืนสู่อุปกรณ์ปั๊มความร้อน (MWh/Year) แสดงดังรูป 4-3 ผลการศึกษาพบว่า พลังงานไฟฟ้าที่ระบบผลิตได้มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิสูงขึ้น เนื่องจากเมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น ความต้องการพลังงานไฟฟ้าของระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) ที่ใช้ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำไปเป็นแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูง มีความต้องการพลังงานไฟฟ้าลดลง เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิเท่ากับ 60, 62, 64, 66, และ 68 °C ระบบสามารถผลิตพลังงานไฟฟ้าได้เท่ากับ 79.2, 96.0, 112.3, 128.2 และ 143.6 MWh/Year ตามลำดับ และความต้องการพลังงานไฟฟ้าของระบบเท่ากับ 88.7, 70.7, 53.3, 36.4, และ 20.0 MWh/Year ตามลำดับ



รูป 4-3 พลังงานไฟฟ้าที่ระบบผลิตได้ (MWh/Year) และพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนคืนสู่อุปกรณ์ปั๊มความร้อน (MWh/Year) ของระบบผลิตไฟฟ้า เมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น

4.4.2 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบผลิตไฟฟ้า

เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น (60 ถึง 68 °C) ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบผลิตไฟฟ้ามีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นแสดงดังรูป 4-4 เนื่องจากความต้องการพลังงานของปั๊มความร้อน (Heat Pump) ลดลง ระบบผลิตไฟฟ้าได้เพิ่มขึ้น โดยเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิเท่ากับ 60, 62, 64, 66 และ 68 °C ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบมีค่าเท่ากับ 4.2, 4.8, 5.4, 5.9 และ 6.5% ตามลำดับ



รูป 4-4 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบผลิตไฟฟ้า (%) เมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น

4.4.3 ผลวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์

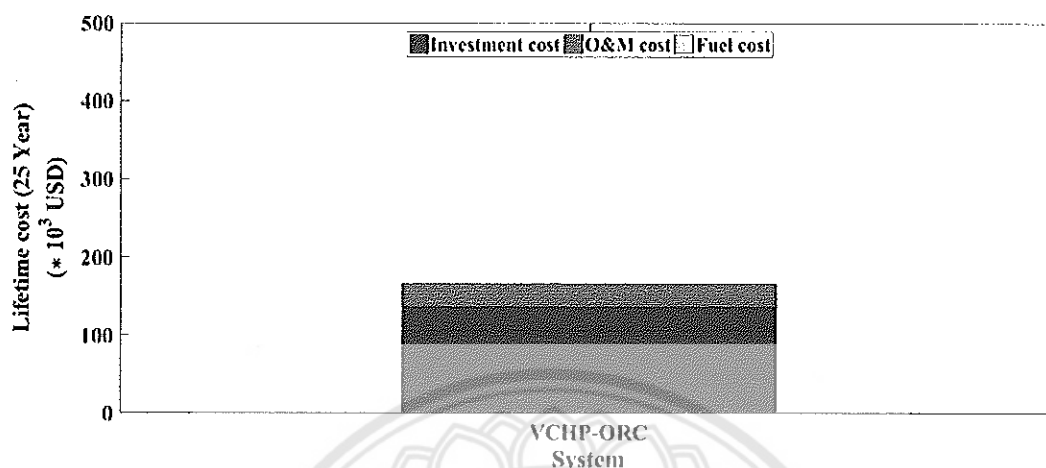
● ค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งาน

ค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งานของระบบผลิตไฟฟ้าที่เกิดขึ้นนั้นสามารถคำนวณได้จากผลรวมของ (1) เงินลงทุน (Investment cost), (2) ค่าดำเนินการและบำรุงรักษา (Operation and Maintenance cost) และ (3) กรณีที่ระบบมีการใช้เชื้อเพลิง คือ ค่าเชื้อเพลิง (Fuel cost) ผลการศึกษาค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งานของระบบผลิตไฟฟ้าโดยใช้ข้อมูลจากตาราง 4-3 และตาราง 4-4 พบว่า ระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อนมีค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งานเท่ากับ 166,000 USD โดยสามารถแสดงสัดส่วนค่าใช้จ่ายดังรูป 4-5

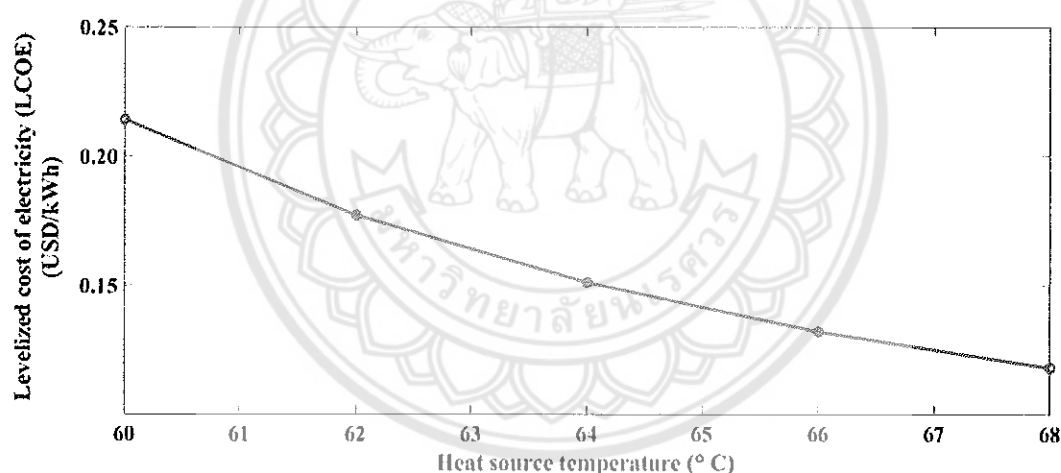
● ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยไฟฟ้าปรับเฉลี่ย (LCOE)

ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยไฟฟ้าปรับเฉลี่ย (LCOE) ของระบบผลิตไฟฟ้าเมื่ออุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น (60 – 68 °C) แสดงดังรูป 4-6 ผลการศึกษาพบว่า ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยไฟฟ้าปรับเฉลี่ย (LCOE) ของระบบผลิตไฟฟ้ามีแนวโน้มลดลง เนื่องจากระบบสามารถผลิตไฟฟ้าได้เพิ่มสูงขึ้นเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น หรืออาจกล่าวได้ว่าความต้องการพลังงานไฟฟ้าของปั๊มความร้อน (Heat Pump) ลดลงจึง

ส่งผลให้ระบบผลิตไฟฟ้าได้เพิ่มสูงขึ้นนั่นเอง โดยเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิเท่ากับ 60, 62, 64, 66 และ 68 °C ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยไฟฟ้าปรับเฉลี่ย (LCOE) ของระบบผลิตไฟฟ้ามีค่าเท่ากับ 0.214, 0.177, 0.151, 0.133 และ 0.118 USD/kWh ตามลำดับ



รูป 4-5 สัดส่วนค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งาน (25 ปี) ของระบบผลิตไฟฟ้า

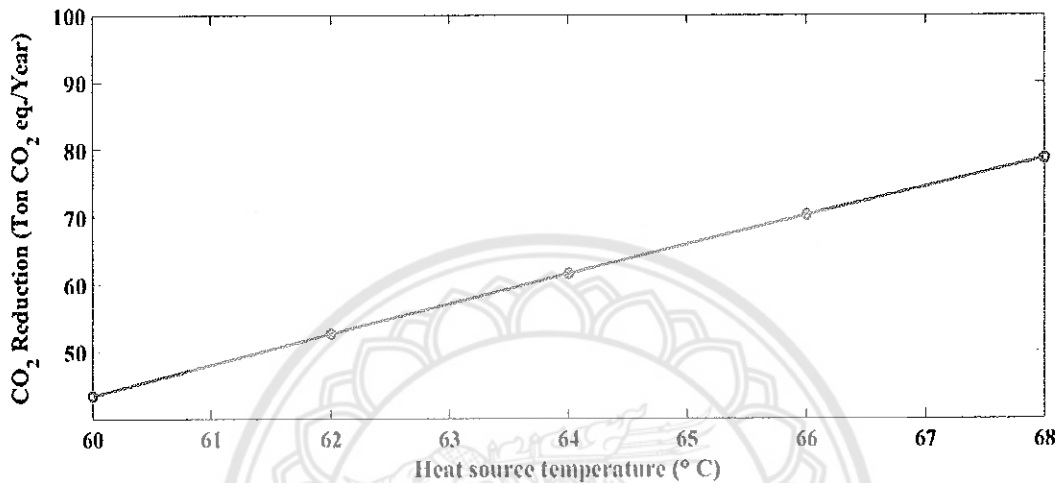


รูป 4-6 ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยไฟฟ้าปรับเฉลี่ย (LCOE) ของระบบผลิตไฟฟ้าเมื่ออุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น

4.4.4 การลดการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂)

ในการศึกษานี้การประมาณการการลดการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) ของระบบผลิตไฟฟ้าสามารถคำนวณได้จากการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ต่อหนึ่งหน่วยไฟฟ้าที่ผลิตได้ ซึ่งมีค่าเท่ากับ 0.548 kg CO₂ eq./kWh (EPPO, 2015) ค่าดังกล่าวคำนวณจากการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) ต่อหนึ่งหน่วยไฟฟ้าที่ผลิตจากเชื้อเพลิง ก๊าซธรรมชาติ (Natural Gas (NG)), น้ำมัน (Oil) และถ่านหิน/ลิกไนต์ (Coal/Lignite) ของประเทศไทย

ผลการศึกษาพบว่า ระบบผลิตไฟฟ้าสามารถช่วยลดการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) ได้เพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเพิ่มขึ้นแสดงดังรูป 4-7 หรืออาจกล่าวได้ว่าก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) แปรผันตรงกับปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ระบบผลิตได้นั่นเอง โดยเมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิเท่ากับ 60, 62, 64, 66 และ 68 °C ระบบผลิตไฟฟ้าสามารถลดการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) ได้เท่ากับ 43.4, 52.6, 61.5, 70.2 และ 78.7 Ton CO₂ eq./Year ตามลำดับ



รูป 4-7 การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของแหล่งความร้อน (°C) ที่มีผลต่อการลดการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂)

4.5 สรุปผลการศึกษาที่ได้จากการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ในบทนี้ได้ดำเนินการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงดัน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อนจากความร้อนเหลือทิ้งจากระบบการทางอุตสาหกรรมที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า 70 °C โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้จัดทำขึ้นเพื่อหาปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ระบบผลิตได้ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งาน ต้นทุนการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยไฟฟ้าปรับเฉลี่ย (LCOE) และการลดการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) ของระบบผลิตไฟฟ้า โดยผลการศึกษาที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สามารถสรุปได้ดังนี้

(1) ระบบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงดัน (ORC) โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อนเหมาะกับการประยุกต์ใช้ผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า 70 °C โดยเฉพาะอย่างยิ่งโรงงานอุตสาหกรรมที่มีปริมาณและคุณภาพของพลังงานความร้อนเหลือทิ้งที่สูงจะยิ่งมีความเหมาะสม

(2) เทคนิคดังกล่าวสามารถช่วยลดการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) ที่เกิดขึ้นในกระบวนการทางอุตสาหกรรมได้ โดยนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้งาน นอกจากนี้ยังช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานโดยรวมของโรงงานอุตสาหกรรมได้





5 การทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน

5.1 ผลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน (Heat Pump)

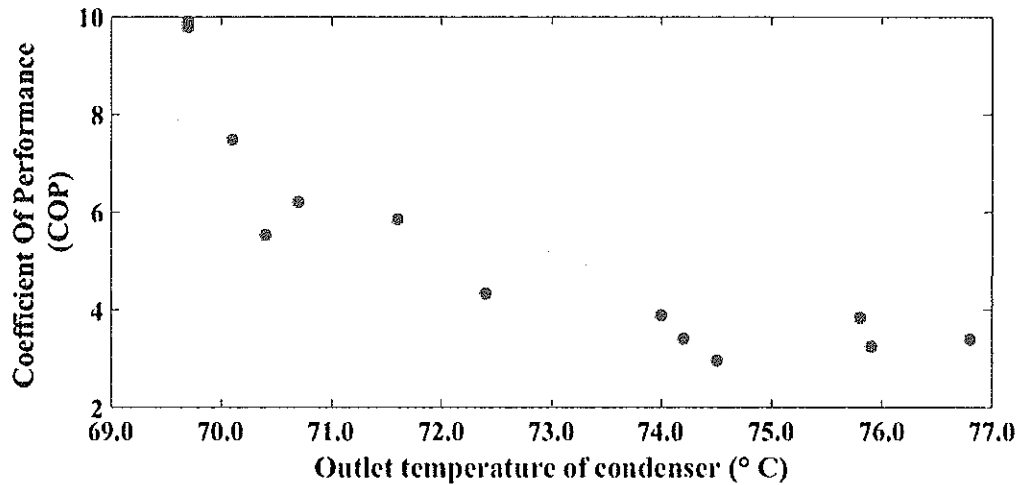
จากการทดสอบ ระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน (Heat Pump) โดยใช้ Electrical Heater เป็นแหล่งความร้อนผลิตน้ำร้อนป้อนให้กับน้ำร้อนในถังที่ 1 มีอุณหภูมิประมาณ 50, 60, และ 70 °C สามารถแสดงผลการทดสอบได้ดังนี้

5.1.1 กรณีถังน้ำร้อนถังที่ 1 มีอุณหภูมิประมาณ 50 °C

การทดสอบจะพิจารณาความสามารถในการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำในถังและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อน (COP_{HP}) ในกรณีที่อุณหภูมิถังที่ 1 เริ่มต้นอุณหภูมิประมาณ 50 °C ผลการทดสอบเมื่อไม่มีการระเหยน้ำ แสดงดังตาราง 5-1 และรูป 5-1 พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อน (COP_{HP}) ในช่วงแรกจะมีค่าสูงประมาณ 9.79 kW_{th}/kW_{th} เมื่ออุณหภูมิถังที่ผลิตได้มีอุณหภูมิต่ำ ($T_{Cond,out} = 69.70$ °C) และลดลงตามอุณหภูมิถังที่ผลิตได้มาที่ประมาณ 3.41 kW_{th}/kW_{th} เมื่ออุณหภูมิถังที่ผลิตได้มีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น ($T_{Cond,out} = 74.20$ °C)

ตาราง 5-1 ผลการทดลองกรณีถังน้ำร้อนถังที่ 1 มีอุณหภูมิถังที่ 1 มีอุณหภูมิประมาณ 50 °C

Item	$T_{Evap,in}$ [°C]	$T_{Evap,out}$ [°C]	$T_{Cond,in}$ [°C]	$T_{Cond,out}$ [°C]	COP_{HP} [-]
1	53.50	50.20	54.20	69.70	9.79
2	53.80	51.00	56.40	69.70	9.90
3	54.50	50.60	56.10	70.10	7.48
4	55.00	50.60	57.60	70.70	6.20
5	55.60	50.40	56.60	70.40	5.53
6	55.90	51.20	58.40	71.60	5.85
7	57.70	51.70	62.80	74.00	3.89
8	57.90	51.60	59.30	72.40	4.33
9	58.31	53.60	67.80	74.50	2.96
10	58.40	52.90	65.20	74.20	3.41



รูป 5-1 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้ (ด้าน Condenser) กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อน (COP_{HP}) เมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิประมาณ 50 °C

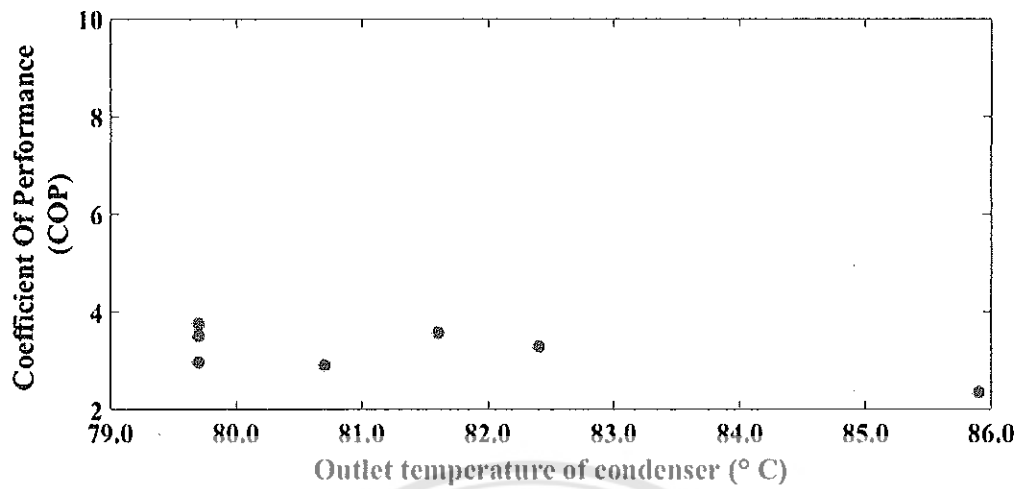
ตาราง 5-2 ผลการทดลองกรณีถึงน้ำร้อนถึงที่ 1 มีอุณหภูมิประมาณ 50 °C

Item	$T_{Evap,in}$ [°C]	$T_{Evap,out}$ [°C]	$T_{Cond,in}$ [°C]	$T_{Cond,out}$ [°C]	COP_{HP} [-]
1	67.50	58.90	64.20	79.70	3.75
2	67.90	60.20	68.40	81.60	3.57
3	67.70	59.80	66.40	79.70	3.51
4	67.90	59.60	66.50	82.40	3.29
5	67.60	58.40	66.60	79.70	2.97
6	68.00	58.60	67.60	80.70	2.90
7	68.10	58.90	75.50	85.90	2.36
8	68.30	59.60	77.00	84.80	1.87

5.1.2 กรณีถึงน้ำร้อนถึงที่ 1 มีอุณหภูมิประมาณ 60 °C

การทดสอบจะพิจารณาความสามารถในการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำในถังและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อน (COP_{HP}) ในกรณีที่อุณหภูมิน้ำถึงที่ 1 เริ่มต้นอุณหภูมิประมาณ 60 °C ผลการทดสอบเมื่อไม่มีภาระการใช้น้ำ แสดงดังตาราง 5-2 และรูป 5-2 พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อน (COP_{HP}) ในช่วงแรกจะมีค่าสูงประมาณ 3.75 kW_{th}/kW_{th} เมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้มีอุณหภูมิต่ำ

($T_{Cond,out} = 79.70\text{ }^{\circ}\text{C}$) และลดลงตามอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้มาที่ประมาณ $1.87\text{ kW}_{th}/\text{kW}_{th}$ เมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้มีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น ($T_{Cond,out} = 84.80\text{ }^{\circ}\text{C}$)



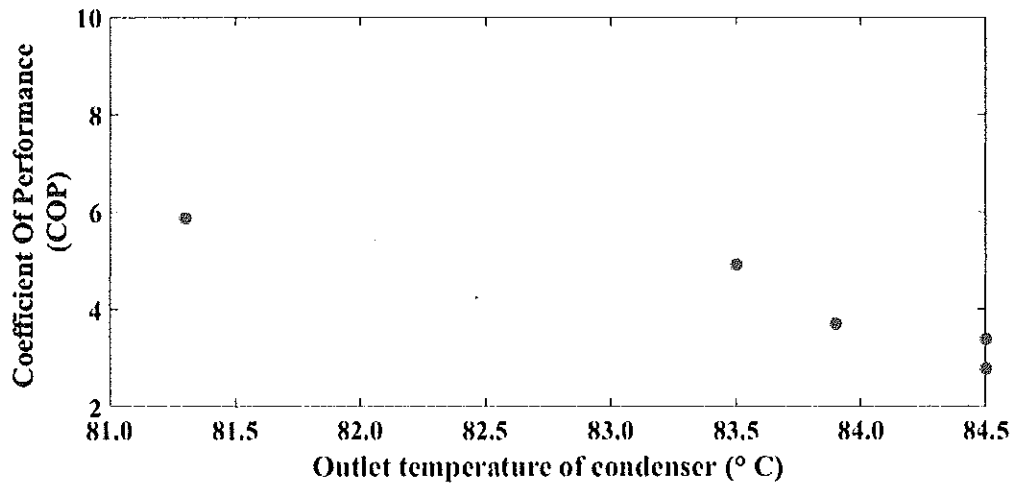
รูป 5-2 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้ (ด้าน Condenser) กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อน (COP_{HP}) เมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิประมาณ $60\text{ }^{\circ}\text{C}$

ตาราง 5-3 ผลการทดลองกรณีถึงน้ำร้อนถึงที่ 1 มีอุณหภูมิน้ำร้อนประมาณ $50\text{ }^{\circ}\text{C}$

Item	$T_{Evap,in}$ [$^{\circ}\text{C}$]	$T_{Evap,out}$ [$^{\circ}\text{C}$]	$T_{Cond,in}$ [$^{\circ}\text{C}$]	$T_{Cond,out}$ [$^{\circ}\text{C}$]	COP_{HP} [-]
1	71.10	68.90	75.10	81.30	5.87
2	73.10	70.60	77.60	83.50	4.92
3	73.30	70.20	78.40	83.90	3.70
4	74.47	71.70	80.00	84.50	3.38
5	74.50	70.60	79.30	84.50	2.78

5.1.3 กรณีถึงน้ำร้อนถึงที่ 1 มีอุณหภูมิประมาณ $70\text{ }^{\circ}\text{C}$

การทดสอบจะพิจารณาความสามารถในการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำในถังและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (COP_{HP}) ในกรณีที่อุณหภูมิน้ำถึงที่ 1 เริ่มต้นอุณหภูมิประมาณ $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ผลการทดสอบ เมื่อไม่มีภาระการใช้ น้ำ แสดงดังตาราง 5-3 และรูป 5-3 พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (COP_{HP}) ในช่วงแรกจะมีค่าสูงประมาณ $5.87\text{ kW}_{th}/\text{kW}_{th}$ เมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้มีอุณหภูมิต่ำ ($T_{Cond,out} = 81.30\text{ }^{\circ}\text{C}$) และลดลงตามอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้มาที่ประมาณ $2.78\text{ kW}_{th}/\text{kW}_{th}$ เมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้มีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น ($T_{Cond,out} = 84.50\text{ }^{\circ}\text{C}$)



รูป 5-3 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้ (ด้าน Condenser) กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อน (COP_{HP}) เมื่อแหล่งความร้อนมีอุณหภูมิประมาณ $70\text{ }^{\circ}\text{C}$

5.2 สรุปผลการศึกษาที่ได้จากการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน (Heat Pump)

ผลที่ได้จากการศึกษาข้างต้นจะเห็นได้ว่าเมื่ออุณหภูมิด้านร้อน (Condenser) มีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้นจะส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อน (COP_{HP}) มีแนวโน้มลดต่ำลง ดังนั้นการประยุกต์เพื่อนำเอาปั๊มความร้อน (Heat Pump) ไปใช้งานในด้านต่างๆ ไม่ว่าจะเป็นการผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิต่ำ การผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิต่ำ เป็นต้น จะต้องพิจารณาให้เหมาะสม กล่าวคือ เมื่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อนมีค่าลดต่ำลงนั้นแสดงให้เห็นว่าความต้องการการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบจะเพิ่มสูงขึ้นอย่างไรก็ตามปั๊มความร้อนจึงเป็นอีกหนึ่งเทคโนโลยีที่เหมาะสมในการนำมาประยุกต์ใช้งานเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน

6 สรุปผลการศึกษา

6.1 สรุปผลการศึกษา

ผลการศึกษา ระบบสาธิตการผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำด้วยวัฏจักรแรงคิน โดยใช้เทคนิคปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อน สามารถสรุปผลการศึกษาได้ดังนี้

6.1.1 ผลจากการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

(1) สามารถใช้เทคนิคของปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อนจากแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า 70 °C ก่อนป้อนให้กับวัฏจักรแรงคิน (ORC) เพื่อผลิตไฟฟ้าได้

(2) สามารถใช้เทคนิคของปั๊มความร้อน (Heat Pump) เพิ่มคุณภาพความร้อนจากแหล่งความร้อนเหลือทิ้งในโรงงานอุตสาหกรรมที่มีอุณหภูมิต่ำให้มีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้นได้

(3) เทคนิคดังกล่าวสามารถช่วยลดการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) ที่เกิดขึ้นในกระบวนการทางอุตสาหกรรมได้ โดยนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้งาน นอกจากนี้ยังช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานโดยรวมของโรงงานอุตสาหกรรมได้

6.1.2 ผลจากการทดสอบการทำงานของปั๊มความร้อน (Heat Pump)

(1) อุณหภูมิน้ำร้อนด้านร้อน (Condenser) ที่เพิ่มสูงขึ้นแปรผันตรงกับพลังงานไฟฟ้าที่ระบบต้องการ ดังนั้นในการประยุกต์เพื่อนำเอาระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump) ไปผลิตน้ำร้อนที่มีอุณหภูมิสูงจึงต้องมีการพิจารณาอย่างเหมาะสม

(2) ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปั๊มความร้อน (COP_{HP}) จะมีค่าลดต่ำลงเมื่ออุณหภูมิของน้ำร้อนด้านร้อน (Condenser) ที่ผลิตได้เพิ่มสูงขึ้น



7 บรรณานุกรม

- Peter Arvay Michael R Muller Vishana Ramdeen และ Glenn Cunningham. (2011). *Economic implementation of the organic Rankine cycle in industry*. Paper presented at the ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry.
- Liu Bo-Tau Chien Kuo-Hsiang และ Wang Chi-Chuan. (2004). Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*, 29(8), 1207-1217. doi:10.1016/j.energy.2004.01.004
- JJ Bonilla JM Blanco L Lopez และ JM Sala. (1997). Technological recovery potential of waste heat in the industry of the Basque Country. *Applied thermal engineering*, 17(3), 283-288.
- BP *Energy Outlook 2016 edition*. (, 2016). Retrieved from <https://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/energy-economics/energy-outlook-2016/bp-energy-outlook-2016.pdf>
- BP *Statistical Review of World Energy: June 2017*. (, 2017). Retrieved from <https://www.bp.com/content/dam/bp/en/corporate/pdf/energy-economics/statistical-review-2017/bp-statistical-review-of-world-energy-2017-full-report.pdf>
- Francesco Calise Massimo Dentice d'Accadia Maria Vicidomini และ Marco Scarpellino. (2015). Design and simulation of a prototype of a small-scale solar CHP system based on evacuated flat-plate solar collectors and Organic Rankine Cycle. *Energy Conversion and Management*, 90, 347-363. doi:10.1016/j.enconman.2014.11.014
- EPPO. (2015). *ENERGY STATISTICS OF THAILAND 2015*. Retrieved from <http://www.eppo.go.th/info/cd-2015/Energy%20Statistics%20of%20Thailand%202015.pdf>
- Yongqiang Feng Yaning Zhang Bingxi Li Jinfu Yang และ Yang Shi. (2015). Sensitivity analysis and thermo-economic comparison of ORCs (organic Rankine cycles) for low temperature waste heat recovery. *Energy*, 82, 664-677. doi:10.1016/j.energy.2015.01.075
- James Freeman Klaus Hellgardt และ Christos N. Markides. (2015). An assessment of solar-powered organic Rankine cycle systems for combined heating and power in UK

- domestic applications. *Applied Energy*, 138, 605-620.
doi:10.1016/j.apenergy.2014.10.035
- Guide to renewable energy development and investment, Series 2: Solar Energy*. Retrieved from http://www.dede.go.th/article_attach/h_solar.pdf
- Anwar Hassoun และ Ibrahim Dincer. (2015). Analysis and performance assessment of a multigenerational system powered by Organic Rankine Cycle for a net zero energy house. *Applied thermal engineering*, 76, 25-36.
- IEA. (2003). *RENEWABLES FOR POWER GENERATION Status & Prospects: 2003 Edition*. Retrieved from http://www.antoniolima.web.br.com/arquivos/renewpower_2003.pdf
- Li Jing Pei Gang และ Ji Jie. (2010). Optimization of low temperature solar thermal electric generation with Organic Rankine Cycle in different areas. *Applied Energy*, 87(11), 3355-3365. doi:10.1016/j.apenergy.2010.05.013
- Kyoung Hoon Kim และ Chul Ho Han. (2015). A Review on Solar Collector and Solar Organic Rankine Cycle (ORC) Systems. *Journal of Automation and Control Engineering*, 66-73. doi:10.12720/joace.3.1.66-73
- Chieko Kondou และ Shigeru Koyama. (2015). Thermodynamic assessment of high-temperature heat pumps using Low-GWP HFO refrigerants for heat recovery. *International Journal of Refrigeration*, 53, 126-141. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.09.018
- Tailu Li Jialing Zhu Wencheng Fu และ Kaiyong Hu. (2015). Experimental comparison of R245fa and R245fa/R601a for organic Rankine cycle using scroll expander. *International Journal of Energy Research*, 39(2), 202-214.
- Monu Malik Ibrahim Dincer และ Marc A. Rosen. (2015). Development and analysis of a new renewable energy-based multi-generation system. *Energy*, 79, 90-99. doi:10.1016/j.energy.2014.10.057
- Zheng Miao Jinliang Xu Xufei Yang และ Jinghuang Zou. (2015). Operation and performance of a low temperature organic Rankine cycle. *Applied thermal engineering*, 75, 1065-1075.
- Gang Pei Jing Li และ Jie Ji. (2010). Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle. *Applied thermal engineering*, 30(8-9), 998-1004. doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.01.011
- Bernardo Peris Joaquín Navarro-Esbrí Francisco Molés Roberto Collado และ Adrián Mota-Babiloni. (2015). Performance evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) for power

- applications from low grade heat sources. *Applied thermal engineering*, 75, 763-769. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.10.034
- . REFPROP Version 7, Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Software. National Institute of Standards and Technology (NIST), U.S. Department of Commerce.
- Reza Rowshanzadeh. (2010). *Performance and cost evaluation of Organic Rankine Cycle at different technologies*. (Master), KTH Royal Institute of Technology. Retrieved from <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:410363/fulltext01>
- B. Saleh G. Koglbauer M. Wendland และ J. Fischer. (2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 32(7), 1210-1221. doi:10.1016/j.energy.2006.07.001
- Stefan Schimpf และ Roland Span. (2015). Simulation of a solar assisted combined heat pump – Organic rankine cycle system. *Energy Conversion and Management*, 102, 151-160. doi:10.1016/j.enconman.2015.01.083
- Stéphane Sénéchal. (2014). *Turboden ORC: Recent developments and new applications in organic rankine cycle technology*. Retrieved from http://www.all-energy.co.uk/_novadocuments/54368?v=635376693736400000
- Bohdan Soroka. (2015). Application note: industrial heat pumps. *ECI Publication No. Cu0118, European Copper Institute (ECI), Brussels, Belgium*.
- Quolin Sylvain และ Lemort Vincent. (2009). *Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems*. Paper presented at the 5th EUROPEAN CONFERENCE ECONOMICS AND MANAGEMENT OF ENERGY IN INDUSTRY, Hotel D. Pedro Golf Resort, Vilamoura, Algarve, Portugal. http://orbi.ulg.ac.be/bitstream/2268/14609/1/ECEMEI_PaperULg_SQLV090916.pdf
- Bertrand Fankam Tchanche George Papadakis Gregory Lambrinos และ Antonios Frangoudakis. (2009). Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied thermal engineering*, 29(11-12), 2468-2476. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.12.025
- Chakkrphan Thawongmyingsakul และ Tanongkiat Kiatsiriroat. (2012). Potential of a Solar Organic Rankine Cycle with Evacuated-Tube Solar Collectors as Heat Source for Power Generation in Thailand. *Energy Science and Technology*, 4(2), 25-35. doi:10.3968/j.est.1923847920120402.558

- Man Wang Jiangfeng Wang Pan Zhao และ Yiping Dai. (2015). Multi-objective optimization of a combined cooling, heating and power system driven by solar energy. *Energy Conversion and Management*, 89, 289-297. doi:10.1016/j.enconman.2014.10.009
- Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry.* (, 2008). Retrieved from https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste_heat_recovery.pdf
- Takahisa Yamamoto Tomohiko Furuhashi Norio Arai และ Koichi Mori. (2001). Design and testing of the organic Rankine cycle. *Energy*, 26(3), 239-251.
- ทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ นัฐพร ไชยญาติ และวาสนา คำโสภาส) .2555). การเพิ่มคุณภาพความร้อน แสงอาทิตย์อุณหภูมิต่ำ โดยใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอและแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคด . Retrieved from
- ธีรพจน์ เวศพันธ์ ธีรพงศ์ บริรักษ์ สุภัตญา ชานาญหมต ปรัชญา โคมเมือง สมควร โพธิ์ศรี และสมบัติ ทีฆทรัพย์) .2551). การผลิตน้ำร้อนจากความร้อนทิ้งของเครื่องปรับอากาศเคลื่อนที่ .Paper presented at the การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22, มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต .
- อาทิตย์ ไชยอรนนท์) .2543). การทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน) .วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต(, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี .
- บุญฤทธิ์ ไร่สูงเนิน) .2553). การประหยัดพลังงานในระบบการทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนในอาคารโรงแรม . วิทยาศาสตร์มหาบัณฑิต(, มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต, บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิต .
- พัชรี จันทนบุบผา) .2536). การใช้ปั๊มความร้อนเพื่อเพิ่มคุณภาพพลังงานความร้อน .สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี .
- วงศ์สวรรค์ จันทะบูลย์) .2550). การวิเคราะห์สมรรถนะระบบทำน้ำร้อนที่ใช้ปั๊มความร้อนเสริมพลังงาน แสงอาทิตย์แบบไดเรกต์เอ็กซ์แพนชัน .มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต .
- ธนาพล ดันดีสัตยกุล) .2558). การประเมินมาตรการสนับสนุนทางการเงินสำหรับระบบผลิตไฟฟ้าพลังงาน แสงอาทิตย์บนหลังคาที่พักอาศัยในประเทศไทย .วารสารวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี, 605-621.
- กิตติชัย ณ ถลาง) .2537). การทำความเย็นและความร้อนโดยฮีทปั๊มที่ใช้สารทำงานผสม) .วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต(, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี .
- สาธิต ทูลไธสง) .2551). แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนโดยการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ร่วมกับพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์) .กรณีศึกษา :วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต(, มหาวิทยาลัยขอนแก่น, บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยขอนแก่น .

- สราวุธ พลวงษ์ศรี และทองเกียรติ เกียรติศิริโรจน์) .2556). การเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนของระบบทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์ที่มีปั๊มความร้อนเสริมโดยการใช้สารละลายเงินนาโนในตัวรับรังสีอาทิตย์ .วารสารวิชาการคณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏลำปาง, 106 – 120.
- ชลดา ยอดยิ่ง) .2555). การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับการทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนเสริมด้วยพลังงานแสงอาทิตย์) .วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต(, มหาวิทยาลัยขอนแก่น, บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยขอนแก่น .
- ปราโมทย์ ลายประดิษฐ์) .2542). การวิเคราะห์สมรรถนะของระบบทำน้ำร้อนแบบฮีทปั๊มในบ้านพักอาศัย .มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี .
- สรรพวรรณ วิทยาศัย) .2543). การเลือกปั๊มความร้อนเสริมระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ .มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี .
- สถานการณ์พลังงานของประเทศไทย มกราคม - เมษายน 2558. (2558). Retrieved from สรวิศ สอนสารี) .2554). การวิเคราะห์สมรรถนะปั๊มความร้อนแบบอัดไอในการเพิ่มความร้อนที่ได้จากตัวเก็บรังสีอาทิตย์เพื่อผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิสูง) .วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต(, มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ .
- สุพจน์ สุตกรยุทธ์) .2551). การวิเคราะห์การทำงานของวัฏจักรร่วมของปั๊มความร้อนที่ใช้สารทำความเย็นอาร์ - 123 และการทำความเย็นแบบดูดซึมที่ใช้สารทำความเย็นลิเทียมโบรไมด์ - น้ำ) .วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต(, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ .
- ธีรภัทร์ อนุชาติ) .2549). การเลือกขนาดระบบทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์ร่วมกับปั๊มความร้อนสำหรับการใช้งานในโรงแรมในประเทศไทย) .วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต(, มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ .

8 บทความที่ได้รับการตีพิมพ์

8.1 วารสาร

[1] S. Sonsaree, T. Asaoka, S. Jajitsawat, H. Aguirre, and K. Tanaka, "Analysis of Low-Heat Upgrading Technologies for Organic Rankine Cycle Power Generation," NU. International Journal of Science, vol. 14, pp. 43-57, 2017.

[2] S. Sonsaree, T. Asaoka, S. Jajitsawat, H. Aguirre, and K. Tanaka, "VCHP-ORC power generation from low-grade industrial waste heat combined with solar water heating system: Power generation and CO₂ emission in industrial estate of Thailand," Cogent Engineering, vol. 4, 2017.

