



การประเมินทางคุณภาพเชิงเศรษฐศาสตร์และรูปแบบการถ่ายทอดองค์ความรู้ของระบบร่วม วิทยาลัย
กำลังไอสารอินทรีย์กับวิทยาลัยทำความเย็นอีเจ็คเตอร์เพื่อเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า

นายวิเชียร สิงห์ใหม่

ดุขฎีนิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

ปรัชญาดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลศึกษา

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

ปีการศึกษา 2568

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

การประเมินทางอุณหภาพเชิงเศรษฐศาสตร์และรูปแบบการถ่ายทอดองค์ความรู้ของระบบร่วม วัฏจักร
กำลังไอสารอินทรีย์กับวัฏจักรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์เพื่อเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า



ดุขฉนัพนันัเป็นส่วนหนึ่ของการศึษาหลัศูตร

ปรัษณาดุขฉนับัณตติ

สาขาวศาวศวกรรมครึ่องกลศึษา

บัณตติวศยาลัย มหาวศยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

ปีการศึษา 2568

ลศสศัธัของมหาวศยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ



ใบรับรองคุณวุฒิพนธ์

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

เรื่อง การประเมินทางคุณภาพเชิงเศรษฐศาสตร์และรูปแบบการถ่ายทอดองค์ความรู้ของระบบ
ร่วม วัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์กับวัฏจักรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์เพื่อเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า

โดย นายวิเชียร สิงห์ใหม่

ได้รับอนุมัติให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปรัชญาดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชา
วิศวกรรมเครื่องกลศึกษา

..... คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สุพจน์ จันทวิวัฒน์)

คณะกรรมการสอบคุณวุฒิพนธ์

..... ประธานกรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ณัฐฉัตร เรืองตระกูล)

..... อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ต้องชนะ ทองทิพย์)

..... อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม

(รองศาสตราจารย์ ดร.กิตติวุฒิ ศุภธิโรจน์)

..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สุรวุฒิ ยะนิล)

..... กรรมการ

(รองศาสตราจารย์ ดร.พรจิต ประทุมสุวรรณ)

ชื่อ	: นายวิเชียร สิงห์ใหม่
ชื่อคุณิพนธ์	: การประเมินทางอุณหภาพเชิงเศรษฐศาสตร์และรูปแบบการ ถ่ายเทองค์ความรู้ของระบบร่วม วัฏจักรกำลังไ สารอินทรีย์กับวัฏจักรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์เพื่อเพิ่มกำลัง การผลิตไฟฟ้า
สาขาวิชา	: วิศวกรรมเครื่องกลศึกษา มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
อาจารย์ที่ปรึกษาคุณิพนธ์หลัก	: ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ต้องชนะ ทองทิพย์
อาจารย์ที่ปรึกษาคุณิพนธ์ร่วม	: รองศาสตราจารย์ ดร.กิตติวุฒิ ศุทธิวิโรจน์
ปีการศึกษา	: 2568

บทคัดย่อ

ความดันควบแน่นเป็นปัจจัยสำคัญที่กำหนดอัตราส่วนการขยายตัวของเอกซ์แพนเดอร์ และส่งผลโดยตรงต่อประสิทธิภาพความร้อนของระบบ Organic Rankine Cycle (ORC) อย่างไรก็ตาม ความดันควบแน่นถูกจำกัดด้วยสภาพแวดล้อม ทำให้ ORC ที่ทำงานภายใต้สภาพอากาศร้อนขึ้นมีสมรรถนะด้อยลงอย่างชัดเจน เพื่อแก้ไขข้อจำกัดนี้ แนวทางหนึ่งคือการลดความดันควบแน่นด้วยเครื่องทำความเย็นขับเคลื่อนด้วยความร้อน ซึ่งช่วยเพิ่มงานกลที่ผลิตได้จากเอกซ์แพนเดอร์ของ ORC

งานวิจัยนี้นำเสนอการผสมผสานวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์กับระบบทำความเย็นอีเจ็คเตอร์ (ORC-ECC) โดยเชื่อมต่อผ่านอินเตอร์คูลเลอร์ เพื่อถ่ายเทความร้อนส่วนเกินจากวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ไปสู่วงจรความเย็น โดยมีวัตถุประสงค์หลักในการลดแรงดันปลายทางของเอกซ์แพนเดอร์เพื่อให้ได้กำลังไฟฟ้าสูงขึ้น การประเมินผ่านกรอบวิเคราะห์ 4E (Energy, Exergy, Economic and Exergoeconomic) จะช่วยสะท้อนความเป็นไปได้เชิงเทคโนโลยีและเศรษฐศาสตร์ได้อย่างรอบด้าน

งานวิจัยได้มีการพัฒนาแบบจำลองเชิงทฤษฎีเพื่อประเมินตัวชี้วัดพลังงานและเอกเซอร์จีควบคู่ไปกับดัชนีทางเศรษฐศาสตร์ พร้อมทำการศึกษาค่าปัจจัยเชิงพารามิเตอร์ โดยพิจารณาผลของอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ (16–22 °C) และอุณหภูมิเจเนอเรเตอร์ (70–85 °C) ต่อสมรรถนะโดยรวมของระบบ

ผลการศึกษาระบุว่า การผสมผสานวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์กับระบบทำความเย็นอีเจ็คเตอร์ (ORC-ECC) สามารถยกระดับศักยภาพทางเทอร์โม-เศรษฐศาสตร์ของระบบผลิตไฟฟ้าจากความร้อนเหลือทิ้งได้อย่างมีนัยสำคัญ เมื่อเทียบกับระบบ ORC มาตรฐาน ทั้งจากมุมมองเอกเซอร์โกอีโค

โนมิคและต้นทุนไฟฟ้าระดับชั้น (LCOE) โดยการวิเคราะห์เอกเซอร์โกอีโคโนมิคพบว่า แม้อุปกรณ์ ต้นทุนหลักของ ORC มาตรฐานคือเอกซ์แพนเดอร์ แต่เมื่อผนวกรวม ECC แล้ว คอนเดนเซอร์และคู ลิ่งทาวเวอร์กลายเป็นองค์ประกอบที่มีต้นทุนความสูญเสียเอกเซอร์จีสูงที่สุด สำหรับระดับระบบ ผลลัพธ์ LCOE ยืนยันว่า ORC-ECC สามารถลดต้นทุนการผลิตไฟฟ้าได้ถึงประมาณ 37–38% เมื่อ เทียบกับ ORC มาตรฐาน

กล่าวโดยสรุป การบูรณาการ ORC-ECC ช่วยลดข้อจำกัดเชิงสภาพแวดล้อมของการ ควบแน่น และส่งเสริมความคุ้มค่าทั้งด้านพลังงาน เอกเซอร์จี และเศรษฐศาสตร์ ทำให้เป็นแนวทาง ที่มีศักยภาพสำหรับการนำพลังงานความร้อนเหลือทิ้งมาผลิตไฟฟ้าในสภาพภูมิอากาศร้อนชื้นได้ อย่างมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น

(มีจำนวนทั้งสิ้น 257 หน้า)

คำสำคัญ : วัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์, วัฏจักรทำความเย็นอเจ็คเตอร์, อุณหภาพเชิงเศรษฐศาสตร์

อาจารย์ที่ปรึกษาฯ ฐานิพนธ์หลัก

Name : Mr. Wichean Singmai
Dissertation Title : Thermo-Economic Assessment and Knowledge
Transfer Model of a novel cascade Organic Rankine
Cycle - Ejector Cooling System for Electricity
Generation
Major Field : Mechanical Engineering Education
King Mongkut's University of Technology North
Bangkok
Dissertation Advisor : Assistant Professor Tongchana Thongtip, Ph.D.
Co-Advisor : Associate Professor Kittiwoot Sutthivirode, Ph.D.
Academic Year : 2025

write contents

ABSTRACT

The condensation pressure of the Organic Rankine Cycle plays a key role in the thermal efficiency of the system because it is a key to the expansion ratio of the expander. However, the condensation pressure is limited to the ambient condition, and, hence, the operation of the ORC under hot and humid ambient will produce a poorer performance. To overcome this, lowering condensation pressure via a heat-driven refrigeration machine is a solution to yield more mechanical work of the ORC's expander. This paper proposes an energy, exergy, economic and exergoeconomic (4E) analysis of Organic Rankine Cycle (ORC) enhanced by the ejector refrigeration system. Two systems are combined via the intercooler where the unwanted heat is transferred to the ejector cooling loop. The major reason is to reduce the discharge pressure of the expander so that a higher power is achieved. However, the combined system requires more equipment and energy input, and, hence, 4E analysis is an efficient tool for assessing the feasibility of it in practical use based on the comprehensive analysis. A theoretical model is formulated to examine both energy and exergy performance indicators together with key economic metrics. Parametric investigations are conducted to investigate the effects of the intercooler temperature (16–22 °C) and generator temperature (70–85 °C) on overall system performance. It is found that the integration of an

ejector cooling cycle (ORC-ECC) can significantly enhance the thermo-economic potential of waste-heat power generation systems compared to a standard ORC, both from an exergoeconomic and LCOE perspective. The exergoeconomic analysis identified that, while the expander dominates the cost of standard ORC, the condenser and cooling tower become the critical component of the ORC-ECC due to their high exergy-destruction costs. At the system level, the LCOE results confirm that ORC-ECC can achieve 37–38% lower electricity generation costs compared to standard ORC.

(Total 257 Pages)



Keywords: Organic Rankine Cycle, Ejector Cooling System, Exergoeconomic

Advisor

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดีต้องขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ต้องชนะ ทองทิพย์ รองศาสตราจารย์ ดร.กิตติวุฒิ ศุทธิวิโรจน์ ที่ให้คำแนะนำพร้อมทั้งคอยตรวจสอบข้อบกพร่องในงานวิจัยนี้ เพื่อเป็นแนวทางในการปรับปรุงงานวิจัยและสามารถพัฒนาให้เกิดประโยชน์ต่างๆ อย่างดีตลอดเวลา

คณาจารย์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล อาจารย์ผู้สอนสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลศึกษามหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือทุกท่านที่ให้ความรู้จากการเข้าเรียนในรายวิชาต่างๆ ถ่ายทอดประสบการณ์อันเป็นประโยชน์แก่ผู้วิจัย และบูรพคณาจารย์ทุกท่านที่เคยให้การอบรมความรู้มากมายจนประสบผลความสำเร็จในวันนี้

วิเชียร สิงห์ใหม่



สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	๗
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	๘
กิตติกรรมประกาศ	๙
สารบัญ	
สารบัญตาราง (ถ้ามี).....	๑๐
สารบัญรูปภาพ.....	๑๑
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	5
1.4 วิธีการวิจัย.....	5
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	6
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	8
2.1 ความร้อนเหลือทิ้ง(Waste Heat) จากกระบวนการทางอุตสาหกรรม.....	8
2.2 กฎของเทอร์โมไดนามิกส์.....	10
2.3 การเลือกวัฏจักรเพื่อนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่	15
2.4 การพิจารณาเลือกวัฏจักร.....	16
2.5 วัฏจักรการโน (Carnot Vapour Cycle).....	17
2.6 วัฏจักรกำลังไอน้ำ (Rankine Cycle).....	18
2.7 วัฏจักรกำลังไอน้ำสารอินทรีย์ (Organic Rankine Cycle: ORC)	21
2.8 ระบบทำความเย็นแบบเอกเจกเตอร์ (Ejector refrigeration system).....	27
2.9 สารทำงาน (Working fluid)	31
2.10 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์	39
2.11 อุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic)	43
2.12 วิธี SPECO (Specific Exergy Costing Method).....	44
2.13 Exergoeconomic Evaluation	60
บทที่ 3 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	62
3.1 Waste-Heat Recovery (WHR)	62

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.2 หลักการพื้นฐานและรูปแบบของวงจร ORC	68
3.3 การเลือกสารทำงานและเกณฑ์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ (Working Fluid Selection and Thermodynamic Criteria)	85
3.4 ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้า กำลังไฟฟ้าสุทธิ และแบบแผนประสิทธิภาพ (Net Power Output and Efficiency Map).....	88
3.5 การใช้งานในระดับไมโครสเกล (1–10 kW) และอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ (> 50 kW)	91
3.6 งานเปรียบเทียบจากวรรณกรรมล่าสุด (Recent Comparative Literature on ORC Performance).....	93
3.7 การเพิ่มประสิทธิภาพของระบบโดยการใช้วงจรทำความเย็นแบบอจีคเตอร์.....	99
3.8 กรอบการวิเคราะห์ระบบ ORC–ECC ภายใต้วิธีการ 4E (พลังงาน เอกเซอร์ยี เศรษฐศาสตร์ และอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์)	113
3.9 ความสัมพันธ์ทางเศรษฐศาสตร์และเทอร์โม–เศรษฐศาสตร์ในระบบ ORC–Ejector Cooling.....	116
3.10 การประเมินต้นทุนจำเพาะต่อหน่วยของผลิตภัณฑ์ (SUCP) และต้นทุนเฉลี่ยต่อหน่วยไฟฟ้า (LCOE) (Specific Unit Cost of Product and Levelized Cost of Electricity).....	124
3.11 สรุปผลการทบทวนวรรณกรรม	128
บทที่ 4 ระเบียบวิธีวิจัย (Research Methodology)	133
4.1 การวิเคราะห์วัฏจักรกำลังไออินทรีย์ที่ใช้สำหรับการผลิตไฟฟ้า	133
4.2 ข้อมูลวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์สำหรับผลิตไฟฟ้า 100 kWe.....	134
4.3 Mathematical modeling of the ORC.....	135
4.4 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์	147
4.5 มูลค่าปัจจุบันสุทธิ(Net Present Value).....	147
4.6 การประเมินต้นทุนพลังงานกระบวนการผลิตไฟฟ้า.....	149
4.7 ผลจากสมมูลต้นทุน.....	149
4.8 Mathematical modeling of the ORC-ECC.....	155
4.9 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ ORC-ECC	171

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.10 มูลค่าปัจจุบันสุทธิ(NPV).....	171
4.11 การวิเคราะห์ทางอุณหภาพเชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic)	172
4.12 การประเมินต้นทุนพลังงานกระบวนการผลิตไฟฟ้า.....	183
บทที่ 5 อภิปรายผลการวิจัย.....	184
5.1 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพการทำงานที่อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ต่างๆ	184
5.2 เอกเซอร์ยีและพลังงาน.....	187
5.3 การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของระบบ	208
5.4 การประเมินทางอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ของระบบ.....	211
5.5 การวิเคราะห์ความไวของค่า LCOE (LCOE Sensitivity Analysis).....	223
5.6 การประเมินต้นทุนพลังงานไฟฟ้าแบบถ่วงน้ำหนัก (Levelized Cost of Electricity: LCOE).....	226
5.7 สรุปผลเบื้องต้น	227
บทที่ 6 สรุปผล อภิปรายผล และข้อเสนอแนะ.....	229
6.1 สรุปผลการวิจัย	229
6.2 อภิปรายผล	229
6.3 ข้อเสนอเชิงวิชาการ	230
6.4 ข้อเสนอแนะ	231
6.5 บทสรุปโดยรวมของการวิจัย.....	231
บทที่ 7 ผลการดำเนินงานวิจัยทางทัศนคติ.....	233
7.1 ผลการวิจัยทางทัศนคติรูปแบบการถ่ายทอดองค์ความรู้ของระบบร่วม วัฏจักรกำลังไอน้ำแบบสารอินทรีย์ (ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า	233
บรรณานุกรม.....	236
ประวัติผู้เขียน.....	257

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 2-1	สมการอธิบายวัฏจักรอุดมคติแรนคิน (Rankine Cycle)..... 20
ตารางที่ 2-2	สมการการคำนวณประสิทธิภาพของเอ็กเซอร์ยี แยกชิ้นส่วนของวัฏจักรกำลังไอน์ทรี..... 33
ตารางที่ 2-3	แสดงสมการคำนวณเอ็กเซอร์ยีของวัฏจักรกำลังไอน์ทรีควมรวมกับวัฏจักรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์ (cORCECC)..... 35
ตารางที่ 2-4	ตารางแสดงสมการการหาต้นทุนของอุปกรณ์ 41
ตารางที่ 2-5	แสดงการนิยาม เชื้อเพลิง (fuel) , ผลผลิต (Product) และ อัตราต้นทุนภายใน ($\dot{Z}$) สำหรับแต่ละอุปกรณ์ของวัฏจักรกำลังไอน์ทรี (ORC) 47
ตารางที่ 2-6	สมการสมดุลต้นทุน(Cost Balance Equation) ที่เกี่ยวข้องกับวัฏจักรกำลังไอน์ทรี (ORC) 50
ตารางที่ 2-7	ตารางอธิบายการไหลของวัฏจักรกำลังไอน์ทรีควมรวม(cORCECS) 51
ตารางที่ 2-8	สมการสมดุลต้นทุน(Cost Balance Equation) ด้วยวิธี SPECO ที่เกี่ยวข้องกับวัฏจักรกำลังไอน์ทรีควมรวม(cORCECS) 52
ตารางที่ 3-1	ศักยภาพและช่วงอุณหภูมิของแหล่ง WHR ตามภาคอุตสาหกรรม..... 67
ตารางที่ 3-2	สรุปเปรียบเทียบโครงสร้างของระบบ ORC..... 81
ตารางที่ 3-3	สารทำงานสำหรับโครงสร้างระบบ ORC ประเภทต่าง ๆ (ช่วงอุณหภูมิ 100–350 °C)..... 86
ตารางที่ 3-4	การเปรียบเทียบระหว่างระบบ ORC ขนาดไมโครและขนาดอุตสาหกรรม..... 93
ตารางที่ 3-5	สรุปวรรณกรรมเปรียบเทียบเกี่ยวกับโครงสร้างวงจร ORC และสารทำงาน..... 95
ตารางที่ 3-6	สรุปผลการเปรียบเทียบระหว่างงานวิจัยสำคัญที่เกี่ยวข้อง (ORC-Ejector Integration Studies 2016–2025)..... 106
ตารางที่ 3-7	การเปรียบเทียบระหว่างระบบ ORC มาตรฐานและระบบ ORC-Ejector สำหรับการใช้อยู่ประโยชน์พลังงานความร้อนเกรดต่ำ 109
ตารางที่ 3-8	สรุปผลการศึกษา (2016 – 2025) ของระบบ ORC-Ejector ที่ใช้อยู่ประโยชน์จากพลังงานความร้อนเกรดต่ำ 110
ตารางที่ 3-9	สรุปแนวโน้มการสูญเสียเอ็กเซอร์ยีและประสิทธิภาพของระบบ ORC-Ejector Cooling จากงานวิจัยที่ผ่านมา (การสังเคราะห์วรรณกรรม)..... 116

สารบัญตาราง (ต่อ)

หน้า

ตารางที่ 3-10	ค่าพารามิเตอร์ทางเศรษฐศาสตร์ที่ใช้ทั่วไปในงานวิเคราะห์ระบบ ORC และ ORC-Ejector (literature synthesis and present study)	118
ตารางที่ 3-11	แสดงสมการนิยามและความหมายเชิงกายภาพของพารามิเตอร์หลักในวิธี SPECO	122
ตารางที่ 3-12	สรุปความแตกต่างระหว่างตัวชี้วัด LCOE และ SUCP	125
ตารางที่ 3-13	การเปรียบเทียบเชิงวรรณกรรมของตัวชี้วัด LCOE และ SUCP สำหรับระบบ ORC ที่ใช้ความร้อนเกรดต่ำ (พ.ศ. 2015–2025).....	126
ตารางที่ 3-14	งานวิจัยที่ใช้การวิเคราะห์ พลังงาน เอกเซอร์ยี เศรษฐศาสตร์ และ อุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ ORC-Ejector ช่วง ปี 2020–2025.....	130
ตารางที่ 4-1	คุณสมบัติเฉพาะของสารทำความเย็น R-245fa	136
ตารางที่ 4-2	ข้อมูลกระบวนการผลิตไฟฟ้าแบบวัฏจักรมาตรฐาน	136
ตารางที่ 4-3	ข้อมูลต้นทุนพลังงาน	137
ตารางที่ 4-4	การคำนวณสมดุลพลังงานของเครื่องกำเนิดไอ (ORC Vapor Generator).....	138
ตารางที่ 4-5	การคำนวณเอนทัลปีของเครื่องกำเนิดไอ (ORC Vapor Generator)	138
ตารางที่ 4-6	สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนหม้อต้ม (Evaporator)	140
ตารางที่ 4-7	การคำนวณสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องกังหัน (Expander)	141
ตารางที่ 4-8	การคำนวณเอนทัลปีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องกังหัน (Expander) .	141
ตารางที่ 4-9	สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องกังหัน (Expander)	142
ตารางที่ 4-10	การคำนวณสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Condenser).....	143
ตารางที่ 4-11	การคำนวณเอนทัลปีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Condenser).....	143
ตารางที่ 4-12	สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Condenser)	144
ตารางที่ 4-13	การคำนวณสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊ม (Pump).....	145
ตารางที่ 4-14	การคำนวณเอนทัลปีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊ม (Pump)	145
ตารางที่ 4-15	สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊ม (Pump)	146

สารบัญตาราง (ต่อ)

	หน้า
ตารางที่ 4-16 สมการแสดงการคำนวณต้นทุนรวมของวัฏจักร	147
ตารางที่ 4-17 แสดงผลการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์วิศวกรรม.....	148
ตารางที่ 4-18 สมการแสดงการคำนวณต้นทุนของอุปกรณ์วัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ (ORC).....	149
ตารางที่ 4-19 แสดงผลตัวเลขการวิเคราะห์อุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic Analysis)	150
ตารางที่ 4-20 ตารางแสดงค่าการคำนวณต้นทุนเฉพาะต่อหน่วยเอ็กเซอร์ยีของอุปกรณ์ ในวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์	151
ตารางที่ 4-21 แสดงอัตราต้นทุนต่อหน่วยผลิตภัณฑ์ (Cost Rate per Exergy Product) ของ แต่ละอุปกรณ์).....	151
ตารางที่ 4-22 ตารางแสดงค่าการคำนวณอัตราต้นทุนรวมของอุปกรณ์ในวัฏจักรกำลังไอ สารอินทรีย์.....	152
ตารางที่ 4-23 ปัจจัยอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic Factor, f_k).....	152
ตารางที่ 4-24 แสดงส่วนต่างต้นทุนสัมพัทธ์ (Relative Cost Difference; r_k).....	153
ตารางที่ 4-25 ข้อมูลอัตราต้นทุนการผลิตไฟฟ้าแบบวัฏจักรกำลังไomalมาตรฐาน	154
ตารางที่ 4-26 ข้อมูลกระบวนการผลิตไฟฟ้าแบบระบบร่วมวัฏจักรกำลังไอรันคินกับวัฏจักรทำ ความเย็นอิมัลชัน.....	155
ตารางที่ 4-27 การคำนวณสมมูลพลังงานของเครื่องกำเนิดไอ (ORC Vapor Generator).....	156
ตารางที่ 4-28 การคำนวณเอ็กเซอร์ยีของเครื่องกำเนิดไอ (ORC Vapor Generator).....	157
ตารางที่ 4-29 สมมูลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนหม้อไอน้ำ (ORC Vapor Generator)	158
ตารางที่ 4-30 การคำนวณสมมูลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องกังหัน (Expander)	159
ตารางที่ 4-31 การคำนวณเอ็กเซอร์ยีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องกังหัน (Expander) .	159
ตารางที่ 4-32 สมมูลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องกังหัน (Expander).....	160
ตารางที่ 4-33 การคำนวณสมมูลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Intercooler)	161

สารบัญตาราง (ต่อ)

หน้า

ตารางที่ 4-34	การคำนวณเอนทัลปีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Condenser).....	161
ตารางที่ 4-35	สมมูลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (intercooler).....	162
ตารางที่ 4-36	การคำนวณสมมูลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊มแรงดันต่ำ (Low Pressure Pump).....	163
ตารางที่ 4-37	การคำนวณเอนทัลปีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊มแรงดันต่ำ (Low Pressure Pump).....	163
ตารางที่ 4-38	สมมูลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊มแรงดันต่ำ (Low Pressure Pump).....	164
ตารางที่ 4-39	การคำนวณสมมูลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊ม (ORC Pump).....	165
ตารางที่ 4-40	การคำนวณเอนทัลปีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊ม (ORC Pump)	165
ตารางที่ 4-41	สมมูลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊ม (ORC Pump)	166
ตารางที่ 4-42	การคำนวณสมมูลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วน หัวฉีด (Ejector)	167
ตารางที่ 4-43	การคำนวณเอนทัลปีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วน หัวฉีด (Ejector)	167
ตารางที่ 4-44	สมมูลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วน หัวฉีด (Ejector).....	168
ตารางที่ 4-45	การคำนวณสมมูลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Condenser).....	169
ตารางที่ 4-46	การคำนวณเอนทัลปีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Condenser).....	169
ตารางที่ 4-47	สมมูลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Condenser)	170
ตารางที่ 4-48	สมการแสดงการคำนวณต้นทุนรวมของวัฏจักร	171
ตารางที่ 4-49	แสดงการผลการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์วิศวกรรม	171
ตารางที่ 4-50	สมการแสดงต้นทุนของอุปกรณ์ระบบร่วมวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบหัวฉีด (Ejector-cooling system) เพื่อการผลิตไฟฟ้า.....	172
ตารางที่ 4-51	แสดงข้อมูลพื้นฐานด้านการลงทุน	173
ตารางที่ 4-52	แสดงการต้นทุนเชิงเอกเซอร์จี (Exergy Cost).....	173
ตารางที่ 4-53	แสดงคำอธิบายเชิงเทคนิคของต้นทุนเอกซ์เซอร์จีเฉพาะ	174

สารบัญตาราง (ต่อ)

หน้า

ตารางที่ 4-54 แสดงผลตัวเลขการวิเคราะห์อุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic Analysis).....	175
ตารางที่ 4-55 ตารางแสดงค่าการคำนวณต้นทุนเฉพาะต่อหน่วยเอ็กเซอร์ยีของอุปกรณ์ในวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์	176
ตารางที่ 4-56 ตารางแสดงค่าการคำนวณต้นทุนเฉพาะต่อหน่วยเอ็กเซอร์ยีของอุปกรณ์ในวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์	177
ตารางที่ 4-57 แสดงการวิเคราะห์ต้นทุนเฉพาะของการทำลายเอ็กเซอร์ยี.....	178
ตารางที่ 4-58 ตารางแสดงค่าอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic)	180
ตารางที่ 4-59 แสดงต้นทุนเฉพาะทางอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์	182
ตารางที่ 4-60 ข้อมูลอัตราต้นทุนระบบร่วมวัฏจักรกำลังไอแบบสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อการผลิตไฟฟ้า.....	183
ตารางที่ 5-1 เอกเซอร์ยีอินพุตและงานกังหันที่อินเตอร์คูเลเตอร์อุณหภูมิต่างกัน	187
ตารางที่ 5-2 เอ็กเซอร์ยีอินพุตและงานกังหันที่เครื่องกำเนิดไฟฟ้าอุณหภูมิต่างกัน.....	188
ตารางที่ 5-3 ข้อมูลการทำลายเอกเซอร์ยีและประสิทธิภาพเอกเซอร์ยีเมื่ออุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าคงที่	202
ตารางที่ 5-4 ข้อมูลการทำลายเอกเซอร์ยีและประสิทธิภาพเอกเซอร์ยีเมื่ออุณหภูมิของคอนเดนเซอร์คงที่.....	205
ตารางที่ 5-5 อัตราการไหลของเอกเซอร์ยี อัตราการไหลของต้นทุน และต้นทุนเอกเซอร์ยีต่อหน่วยของแต่ละสถานะในระบบ ORC	211
ตารางที่ 5-6 อัตราต้นทุนการลงทุน อัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี อัตราต้นทุนรวมตัวประกอบเอกเซอร์โกอีโคโนมิก และค่าความแตกต่างสัมพัทธ์ของอุปกรณ์ในระบบ ORC	214
ตารางที่ 5-7 อัตราการไหลของเอกเซอร์ยี อัตราการไหลของต้นทุน และต้นทุนเอกเซอร์ยีต่อหน่วยของแต่ละสถานะในระบบร่วมวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์กับวงจรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Cascade ORC–Ejector Cooling Cycle)	214

สารบัญตาราง (ต่อ)

หน้า

ตารางที่ 5-8	อัตราต้นทุนการลงทุน อัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี อัตราต้นทุนรวม ตัวประกอบเอกเซอร์โกอีโคโนมิและค่าความแตกต่างสัมพัทธ์ของอุปกรณ์ในระบบ รวมวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์กับวงจรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Cascade ORC–Ejector Cooling Cycle).....	217
ตารางที่ 5-9	การเปรียบเทียบโครงสร้างต้นทุนรายอุปกรณ์ แหล่งกำเนิดต้นทุน และแนวทาง การปรับปรุง.....	220
ตารางที่ 5-10	ผลการคำนวณต้นทุนพลังงานไฟฟ้าแบบถ่วงน้ำหนัก (LCOE).....	223
ตารางที่ 7-1	ผลการวิเคราะห์ทัศนคติโดยใช้สถิติ การแจกแจงปกติ.....	233



สารบัญรูปภาพ

หน้า

ภาพที่ 1-1	แสดงรูปแบบของโรงงานผลิตไฟฟ้าต้นแบบด้วยวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์.....	2
ภาพที่ 2-1	Carnot Vapour Cycle (a) Schematic diagram (b) T-s Diagram	17
ภาพที่ 2-2	(a) p-V Diagram (b) Between a hot reservoir at T_H and a cold reservoir at T_L	17
ภาพที่ 2-3	(a) แสดงไดอะแกรมของอุปกรณ์ และ (b) T-s Diagram	18
ภาพที่ 2-4	(a) วัฏจักรกำลังไออินทรีย์ และ (b) T-s Diagram	22
ภาพที่ 2-5	การให้ความร้อนแก่อิยวดยิ่งให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น.....	27
ภาพที่ 2-6	แสดงมุมมองแผนผังของระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (ejector) จะอธิบายสถานการณ์ไหลของสาร.....	29
ภาพที่ 2-7	แสดงการกำเนิดไอเพื่อให้เกิดผลการบีบอัดของสารทำความเย็นแบบไอความดันต่ำ	29
ภาพที่ 2-8	เมื่อของเหลวเปียกขยายตัวผ่านหัวฉีดหลัก	32
ภาพที่ 2-9	เมื่อของเหลวเปียกขยายตัวผ่านหัวฉีดหลัก	32
ภาพที่ 2-10	ของวัฏจักรกำลังไออินทรีย์ควบรวมกับวัฏจักรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์ (cORCECC). 34	
ภาพที่ 2-11	ภาพแสดงอุปกรณ์ของวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ (ORC)	44
ภาพที่ 2-12	ภาพแสดงอัตราต้นทุนชนิดต่างๆ ของแต่ละอุปกรณ์ของวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์	45
ภาพที่ 3-1	แผนภาพวงจรพื้นฐานของ Organic Rankine Cycle (ORC)	70
ภาพที่ 3-2	แผนภาพวงจร ORC แบบซับคริติคอล (Supercritical ORC) ที่มีการอุ่นสารทำงานก่อนเข้าสู่เครื่องระเหย (Evaporator).....	72
ภาพที่ 3-3	แสดงแผนภาพโครงสร้างของวงจร Recuperative ORC	74
ภาพที่ 3-4	แสดงแผนภาพของวงจร Regenerative-ORC	76
ภาพที่ 3-5	แสดงโครงสร้างของวงจร Double-loop ORC	79
ภาพที่ 3-6	แผนผังระบบ Organic Rankine Cycle (ORC) ร่วมกับวงจร Ejector เพื่อผลิตไฟฟ้า	80
ภาพที่ 3-7	การเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงพลังงานและเอกเซอร์ยีของวงจร ORC.....	84

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

หน้า

ภาพที่ 3-8	แผนที่การเลือกสารทำงานสำหรับระบบ ORC ภายใต้อุณหภูมิแหล่งร้อนต่างช่วง (80–350 °C) โดยแต่ละกลุ่มแสดงศักยภาพประสิทธิภาพเอกเซอร์ยีที่สัมพันธ์กับความเสถียรทางเทอร์โมไดนามิกและระดับอุณหภูมิของแหล่งร้อน.....	87
ภาพที่ 3-9	กราฟคอนทัวร์แสดงประสิทธิภาพของระบบ ORC	91
ภาพที่ 3-10	แสดงหลักการทำงานของอีเจ็คเตอร์ (Ejector).....	100
ภาพที่ 3-11	แผนภาพแสดงโครงสร้างระบบ ORC ที่ผนวกวงจร Ejector เพื่อใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้งในการสร้างความเย็น	102
ภาพที่ 3-12	แผนที่ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพเอกเซอร์ยีและสัมประสิทธิ์สมรรถนะของวงจรทำความเย็น (η_{ex} vs COP_{ECC}).....	103
ภาพที่ 3-13	การเปรียบเทียบประสิทธิภาพการใช้เอกเซอร์ยีโดยรวมระหว่างระบบ ORC มาตรฐาน และระบบ ORC–Ejector จากแนวโน้มงานวิจัย (ค.ศ. 2019–2025) (ที่มา: Zhang et al., 2019; Tashtoush et al., 2019, 2020; Goudarzi et al., 2023; Braimakis & Karellas, 2024; Liu et al., 2025).....	112
ภาพที่ 3-14	กรอบแนวคิดของวิธีการวิเคราะห์แบบ 4E สำหรับระบบ ORC–Ejector Cooling Cycle (ความสัมพันธ์ระหว่างพลังงาน เอกเซอร์ยี เศรษฐศาสตร์ และอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ เพื่อการใช้ประโยชน์ความร้อนเหลือทิ้งเกรดต่ำ).....	114
ภาพที่ 3-15	แสดงความไวของต้นทุนพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (LCOE) ต่ออัตราคิดลด (r) และอายุโครงการ (n)	119
ภาพที่ 3-16	แสดงการเปรียบเทียบช่วงค่าที่รายงานของ ต้นทุนพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (LCOE) และต้นทุนเอกเซอร์ยีเฉพาะหน่วยของผลิตภัณฑ์รวม (SUCP)...	127
ภาพที่ 4-1	ไดอะแกรมแสดงขั้นตอนการทํารวบรวมข้อมูล.....	133
ภาพที่ 4-2	แสดงวัฏจักรกำลังไออินทรีย์แบบมาตรฐาน	134
ภาพที่ 4-3	ไดอะแกรมแสดงวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์แบบมาตรฐานใช้แหล่งความร้อนเหลือทิ้ง.....	137
ภาพที่ 4-4	ระบบรวมวัฏจักรกำลังไอแรงดันกับวัฏจักรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์เพื่อผลิตไฟฟ้า	155

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

หน้า

ภาพที่ 5-1	ผลของอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ต่ออัตราการไหลปฐมภูมิและทุติยภูมิในวัฏจักรทำความเย็นแบบอัสโตรเตอร์	184
ภาพที่ 5-2	พลังงานของเพลตต่ออุณหภูมิของอินเตอร์คูลเลอร์	185
ภาพที่ 5-3	อัตราความร้อนต่ออัตราส่วนการดึงมวล	186
ภาพที่ 5-4	การนำเข้าเอกเซอร์ยี่ของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์.....	189
ภาพที่ 5-5	การนำเข้าเอกเซอร์ยี่ของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ 16°C.....	190
ภาพที่ 5-6	การนำเข้าเอกเซอร์ยี่ของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ 18°C.....	191
ภาพที่ 5-7	การนำเข้าเอกเซอร์ยี่ของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ 20 °C.....	192
ภาพที่ 5-8	การนำเข้าเอกเซอร์ยี่ของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ 22°C.....	193
ภาพที่ 5-9	เปรียบเทียบสัดส่วนของการทำลายเอกเซอร์ยี่ในแต่ละอุปกรณ์	194
ภาพที่ 5-10	สัดส่วนของการทำลายเอกเซอร์ยี่เมื่ออุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์เปลี่ยน	195
ภาพที่ 5-11	การนำเข้าเอกเซอร์ยี่ของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิ ORC Generator 70°C.....	196
ภาพที่ 5-12	การนำเข้าเอกเซอร์ยี่ของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิ ORC Generator 75°C.....	197
ภาพที่ 5-13	การนำเข้าเอกเซอร์ยี่ของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิ ORC Generator 80°C.....	198
ภาพที่ 5-14	การนำเข้าเอกเซอร์ยี่ของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิ ORC Generator 85°C.....	199
ภาพที่ 5-15	สัดส่วนของการทำลายเอกเซอร์ยี่เมื่ออุณหภูมิเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเปลี่ยน	200
ภาพที่ 5-16	สัดส่วนของการทำลายเอกเซอร์ยี่เมื่ออุณหภูมิเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเปลี่ยน	201
ภาพที่ 5-17	เปรียบเทียบมูลค่าปัจจุบันสุทธิของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ เมื่ออุณหภูมิคอนเดนเซอร์เปลี่ยน	209
ภาพที่ 5-18	เปรียบเทียบมูลค่าปัจจุบันสุทธิของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ เมื่ออุณหภูมิเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเปลี่ยน	210
ภาพที่ 5-19	อัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี่ของอุปกรณ์ในระบบ ORC.....	212
ภาพที่ 5-20	การกระจายต้นทุนระหว่างต้นทุนการลงทุนและอัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี่ของอุปกรณ์ในระบบ ORC	213
ภาพที่ 5-21	อัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี่ของอุปกรณ์ในระบบ ORC.....	216

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

หน้า

ภาพที่ 5-22	การกระจายต้นทุนระหว่างต้นทุนการลงทุนและอัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยีของอุปกรณ์ในระบบรวมวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์กับวงจรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Cascade ORC–Ejector Cooling Cycle).....	218
ภาพที่ 5-23	การวิเคราะห์ความไวของต้นทุนพลังงานไฟฟ้าแบบถ่วงน้ำหนัก (LCOE) (a) ผลของอัตราคิดลด และ (b) ผลของอายุโครงการ.....	223
ภาพที่ 5-24	แผนภาพคอนทัวร์ของต้นทุนพลังงานไฟฟ้าแบบถ่วงน้ำหนัก (LCOE) สำหรับ (a) ระบบ ORC มาตรฐาน และ (b) ระบบ ORC–Ejector Cooling (ORC–ECC) โดยแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราคิดลดและอายุโครงการ	225
ภาพที่ 5-25	การวิเคราะห์ความไวของต้นทุนพลังงานไฟฟ้าแบบถ่วงน้ำหนัก (LCOE): (a) ผลของกำลังไฟฟ้าสุทธิภายใต้อัตราคิดลดต่าง ๆ ของระบบ ORC+ECC และ (b) ผลของอายุโครงการที่อัตราคิดลด 15% ในการเปรียบเทียบระหว่างระบบ ORC มาตรฐานและ ORC–Ejector Cooling (ORC–ECC).....	226

บทที่ 1

บทนำ

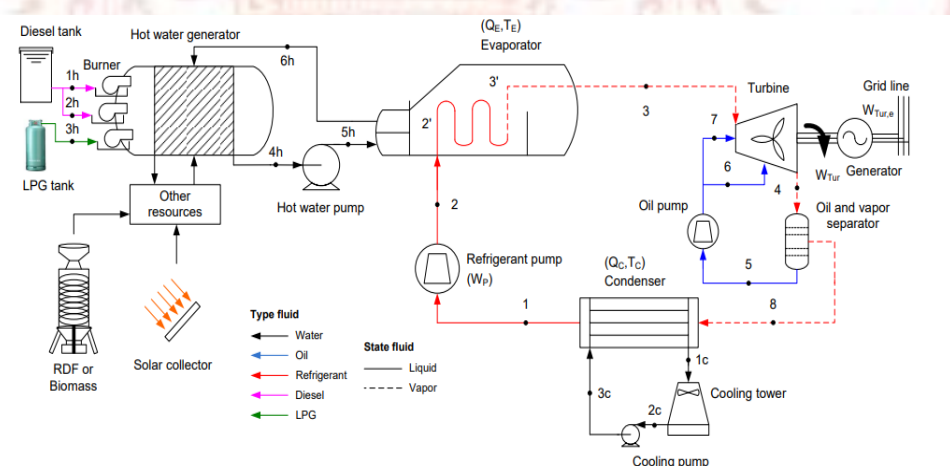
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

พลังงานเป็นปัจจัยพื้นฐานที่มีความสำคัญต่อการดำรงชีวิตของมนุษย์ พลังงานเป็นตัวขับเคลื่อนการพัฒนาระบบเศรษฐกิจ และส่งเสริมการอัตราการเติบโตของอุตสาหกรรมด้านต่างๆ ส่งผลให้ความต้องการด้านพลังงานในประเทศมีเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง ต้นทุนการผลิตและต้นทุนความเป็นอยู่ของประเทศไทยขึ้นอยู่กับราคาพลังงาน ซึ่งเกิดจากทั้งปัจจัยภายในประเทศเองและปัจจัยภายนอกประเทศ เมื่อต้นทุนพลังงานสูงก็ทำให้ ต้นทุนการผลิตสูง ราคาสินค้าและบริการก็สูงไปด้วย ค่าขนส่ง ค่าเดินทาง ค่าน้ำ ค่าไฟฟ้าก็สูง หรือเรียกว่า ต้นทุนความเป็นอยู่สูงขึ้น ราคาพลังงานจึงสะท้อนต่อต้นทุนผลิตภัณฑ์สินค้าอุตสาหกรรมโดยตรง ต้นทุนด้านพลังงานมีราคาสูงขึ้นตามความผันผวนของราคาเชื้อเพลิงฟอสซิลในตลาดโลกและนโยบายด้านพลังงานของประเทศ จากข้อมูลของกระทรวงพลังงานราคาไฟฟ้าในปี 2566 มีราคาอยู่ที่ 5.33 บาทต่อหน่วย ถ้าเทียบกับราคาไฟฟ้าในปี 2558 มีราคาอยู่ที่ 3.43 บาทต่อหน่วย จะเห็นว่าราคาพลังงานจะมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเฉลี่ยปีละ 6% ทั้งนี้ประเทศไทยใช้พลังงานจากแหล่งเชื้อเพลิงฟอสซิลถึง 85.5% ในการผลิตไฟฟ้า พลังงานที่ผลิตจากแหล่งทรัพยากรหมุนเวียน เช่น ลม แสงอาทิตย์ ความร้อนใต้พิภพ ชีวมวล ความร้อนทิ้งจากอุตสาหกรรม น้ำจากเขื่อน มีเพียง 14.5% เท่านั้น

ความร้อนเหลือทิ้งจากอุตสาหกรรม (Waste Heat) ถือเป็นแหล่งความร้อน(heat source) ที่มีปริมาณมาก เกิดขึ้นจากกระบวนการเผาไหม้ทางเทอร์โมไดนามิกในโรงงานอุตสาหกรรม เป็นความร้อนทิ้งที่ระบายออกจากห้องเผาไหม้ ซึ่งในกระบวนการเผาไหม้ทางอุตสาหกรรมจะสูญเสียปริมาณความร้อนทิ้งสู่บรรยากาศเกือบ 19-61%[1] ของเชื้อเพลิงเข้าระบบ มีผลกระทบกับสิ่งแวดล้อมและสร้างสภาวะเรือนกระจก ความร้อนที่ปล่อยออกจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงจะสูญเสียในรูปของการแผ่ความร้อน สารหล่อเย็นเครื่องยนต์ ก๊าซไอเสียและปล่อยออกสู่บรรยากาศในที่สุด ความร้อนเหลือทิ้งมีอุณหภูมิที่หลากหลายตั้งแต่ 60-1800 °C ซึ่งแบ่งออกเป็น 3 ระดับด้วยกัน คือ ความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพสูง, ความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพปานกลาง และความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพต่ำ ในอุตสาหกรรมได้นำพลังงานความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่เพียง 44.4%, 30.2%, <1% ตามลำดับ ความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพต่ำ(<230°C) จะมีปริมาณมากในอุตสาหกรรมอาหารแปรรูปและกระบวนการถนอมอาหาร ซึ่งความร้อนประเภทนี้ถูกละเลยความสำคัญจากเหตุผลด้านความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์

วัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(Organic Rankine Cycle; ORC) เป็นหนึ่งในวัฏจักรอุณหพลศาสตร์ที่แปลงพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกล วัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) เป็นเทคโนโลยีที่สามารถใช้ความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพต่ำที่มีอุณหภูมิน้อยกว่า 370°C ได้อย่างมีประสิทธิภาพเพื่อแปลงเป็นพลังงานไฟฟ้า วัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) สามารถใช้แหล่งความ

ร้อนที่หลากหลาย เช่น ความร้อนเหลือทิ้งจากอุตสาหกรรม ไอเสียจากการสันดาปต่าง ๆ ความร้อนจากแสงอาทิตย์ ความร้อนจากใต้พิภพและการเผาชีวมวล เป็นต้น[7] วัฏจักรมีรูปแบบที่ไม่ซับซ้อน ใช้สารทำงานในกลุ่มสารอินทรีย์(Organic)หรือสารทำความเย็น เช่น R-245fa ($\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CHF}_2$) ที่มีมวลโมเลกุลสูง[8] ซึ่งสามารถเปลี่ยนสถานะจากของเหลวไปเป็นไอที่จุดเดือดต่ำกว่าการใช้น้ำเป็นสารทำงาน สารอินทรีย์เปลี่ยนสถานะไปเป็นไอน้ำและมีค่าความดันไอสูงมากกว่าไอน้ำ วัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) จึงสามารถทำงานโดยใช้แหล่งความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำที่เหลือจากกระบวนการผลิตได้และมีประสิทธิภาพของกังหันมากกว่า 90% ซึ่งเป็นอุปกรณ์หลักของการผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) หลักการทำงานของวัฏจักรจะใช้แหล่งความร้อนหรือเชื้อเพลิง อาทิ น้ำร้อนจากพลังแสงอาทิตย์(Solar collector) เชื้อเพลิงชีวมวล (Biomass) หรือความร้อนทิ้งจากกระบวนการผลิตของโรงงานอุตสาหกรรม นำมาส่งถ่ายความร้อนผ่านน้ำเพื่อนำไปแลกเปลี่ยนความร้อนในวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) ที่ใช้สารทำงานในกลุ่มสารอินทรีย์ (R-245fa) หรือสารทำความเย็นที่มีจุดเดือดต่ำ (ประมาณ 15 องศาเซลเซียส) ดังนั้น สารทำงานจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็น ไอร้อนยิ่งยวดที่แรงดันสูงไปขับกังหัน (Turbine) ของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) ทำให้เกิดการผลิตกระแสไฟฟ้าขึ้นเป็นการเปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานทางกลและพลังงานไฟฟ้าตามลำดับวัฏจักรการทำงานของวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC)



ภาพที่ 1-1 แสดงรูปแบบของโรงงานผลิตไฟฟ้าต้นแบบด้วยวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์

การผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) มีประสิทธิภาพของระบบรวมสูง โดยเฉพาะอย่างยิ่งการนำไปใช้ในระบบผลิตความร้อนร่วม (Cogeneration plants) ประสิทธิภาพของกังหันสูงประมาณ 90% สร้างความเครียดของเครื่องจักรต่ำเนื่องจากความเร็วการเคลื่อนที่ของสารทำงานในระบบต่ำ ความเร็วรอบของกังหันต่ำทำให้สามารถต่อเครื่องกำเนิดไฟฟ้าได้โดยตรงกับกังหัน โดยปราศจากเกียร์ทดรอบ ไม่มีการกักต้อนของใบกังหันเนื่องจากไม่มีความชื้นในหัวฉีดไอสารทำงาน มีอายุการใช้งานที่ยาวนานเนื่องจากคุณสมบัติของสารทำงานที่ไม่เหมือนไอน้ำที่มักจะเป็นสนิม

และเกิดการสึกกร่อนของวาล์วและใบกังหัน ไม่ต้องมีระบบรักษาความสะอาดเหมือนเช่นโรงไฟฟ้ากังหันไอน้ำ แต่จุดอ่อนของวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) จะขึ้นอยู่กับระดับอุณหภูมิและปริมาณของความร้อนเหลือทิ้งที่นำมาใช้ผลิตไฟฟ้าของสถานประกอบการโดยทั่วไปเทคโนโลยีการผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) จะมีประสิทธิภาพโดยรวมประมาณ 15-25% โดย ที่ประสิทธิภาพจะแปรผันตรงกับอุณหภูมิ น้ำร้อนที่เข้าเครื่องระเหย (Evaporator) และน้ำเย็นที่เข้าเครื่องควบแน่น (Condenser) ตัวอย่างโรงงานที่ประยุกต์วัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์ (ORC) มาใช้งานภายใต้โครงการส่งเสริมเทคโนโลยีเชิงลึกเพื่อการอนุรักษ์พลังงานของกรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน(พพ.) ได้แก่ โรงงานบริษัท บี.วิ.ซี. เจริญทรัพย์ จำกัด ซึ่งเป็นการใช้แหล่งความร้อนทิ้งอุณหภูมิต่ำจากน้ำระบายความร้อนเครื่องยนต์ใช้ร่วมกับความร้อนทิ้งอุณหภูมิปานกลางจากก๊าซไอเสียของเครื่องยนต์ก๊าซที่เป็นต้นกำลังของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า มีอุณหภูมิประมาณ 90 องศาเซลเซียส และ 400 องศาเซลเซียส ตามลำดับสามารถผลิตไฟฟ้าได้ประมาณ 270 กิโลวัตต์(Net Output) เป็นต้น แหล่งความร้อนย่านอุณหภูมิ 64–240°C และขนาดของวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) อยู่ในช่วง 0.4– 9.67 kW จัดอยู่ในกลุ่มโรงไฟฟ้าขนาดเล็ก จะเห็นว่าการพัฒนาวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) ขนาดเล็กงานวิจัยกำลังเป็นที่สนใจเหมาะสมกับอุตสาหกรรมประเทศไทย และมีศักยภาพที่ยังสามารถพัฒนานำไปสู่การใช้งานได้จริง

อุปสรรคที่สำคัญด้านประสิทธิภาพของวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) คือ อุณหภูมิที่เครื่องควบแน่น (Condenser) มีผลต่อประสิทธิภาพความร้อนของวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) สถานที่ติดตั้งจึงส่งผลประสิทธิภาพของวัฏจักร และลักษณะภูมิอากาศของประเทศในเอเชียตะวันออกเฉียงใต้จะมีภูมิอากาศที่ร้อน ความชื้นสูง ฝนหลวงมาก ฝนตกชุก ทำให้ประสิทธิภาพความร้อนของวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์ (ORC) จะต่ำกว่าในประเทศที่มีอากาศหนาวเย็น การระบายความร้อนจึงควรใช้หอผึ่งน้ำ(Cooling tower) ซึ่งจะทำให้ระบายความร้อนได้ดีขึ้นโดยมีน้ำเป็นตัวกลางถ่ายเทความร้อนจากน้ำมาที่ของไหล(สารอินทรีย์) ทำให้มีอุณหภูมิที่แตกต่าง แต่หอผึ่งน้ำ(Cooling tower)ก็มีข้อจำกัดจากลักษณะภูมิอากาศ[13] ในการเพิ่มประสิทธิภาพการควบแน่นจึงมีวัฏจักรทำความเย็นมาควบรวมกับ วัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) ในหลายรูปแบบ

A.Kasaean และคณะ ได้งานวิจัยที่ออกแบบการรวมวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC)กับ วัฏจักรอเจ็คเตอร์เพื่อเพิ่มให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรโดยรวมเพิ่มขึ้นซึ่งงานวิจัยนำเสนอทิศทางการหรือแนวโน้มงานวิจัยด้านการรวมวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์ (ORC) กับ วัฏจักรอเจ็คเตอร์ที่น่าสนใจว่าควรทดลองในห้องแล็บ (Lab Scale) ศึกษาExergy Destructionในแต่ละชิ้นส่วน ศึกษาสารทำความเย็นแบบต่างๆ นำเทคโนโลยีนาโนมาใช้แทนสารทำงาน ณ ปัจจุบัน การหาเงื่อนไขที่เหมาะสมสำหรับการติดตั้ง การคำนึงถึงการใช้กับพลังงานหมุนเวียน และERCจะมีข้อจำกัดด้านรูปทรงเรขาคณิต

ความไม่แพร่หลายของการนำความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพต่ำกลับมาใช้ส่วนหนึ่งมาจากความคุ้มค่าทางการลงทุนในประเทศที่มีราคาเชื้อเพลิงที่ต่ำ การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์จะให้จุดตัดสินใจที่ออกมาในเชิงการปฏิเสธ แต่ในปัจจุบันราคาเชื้อเพลิงที่มีแนวโน้มที่สูง การติดตั้งวัฏจักร ORC เพื่อผลิตไฟฟ้าเมื่ออยู่ในลักษณะภูมิอากาศของประเทศเอเชียตะวันออกเฉียงใต้จะยังมีประสิทธิภาพที่ไม่สูงเหมือนประเทศแถบอากาศหนาว ดังนั้นการเพิ่มประสิทธิภาพด้วยวิธีการการควบรวมวัฏจักรจะช่วยให้ประสิทธิภาพของระบบสูงขึ้น การลงทุนติดตั้งวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) จะขึ้นอยู่กับขนาดของกำลังการผลิตไฟฟ้า ราคาเชื้อเพลิง เงินลงทุนเบื้องต้น ค่าใช้จ่ายในการดำเนินการและค่าซ่อมบำรุง ในปัจจุบันมูลค่าเงินลงทุนจะอยู่ที่กิโลวัตต์ละ 50,000-100,000 บาท ราคาจะขึ้นอยู่กับแหล่งความร้อนที่นำมาใช้ จากผลการศึกษาโครงการสาธิตเทคโนโลยีเชิงลึกเพื่อการอนุรักษ์พลังงานในโรงงานที่บริษัท บี.วิ.ซี. เจริญทรัพย์ จำกัด สามารถดำเนินโครงการประหยัดพลังงานได้ 42% มีระยะเวลาคืนทุน 4.9 ปี จากปริมาณการใช้ไม่น้อยกว่า 8,000 ชั่วโมงต่อปี จากโครงการนี้แสดงให้เห็นแนวโน้มที่มีความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์วิศวกรรม

ในการศึกษานี้ ได้มีการพิจารณาแนวคิดใหม่ในการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) โดยใช้วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นของวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) ที่คอนเดนเซอร์ งานวิจัยนี้นำเสนอการวิเคราะห์พลังงาน การวิเคราะห์การคายพลังงาน(exergy destruction) และการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์ ของระบบรวมวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า

ระบบรวมวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า จะถูกนำเสนอให้กับโรงงานในอุตสาหกรรมเป้าหมายเพื่อนำเสนอการใช้แหล่งพลังงานทางเลือก การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานในการผลิตของโรงงาน

1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 เพื่อศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของระบบรวมวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์ (ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า

1.2.2 เพื่อวิเคราะห์ประสิทธิภาพพลังงาน ประสิทธิภาพเอ็กซ์เซอร์ยี และต้นทุนพลังงาน ของระบบรวมวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์ (ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า

1.2.3 เพื่อถ่ายทอดองค์ความรู้เกี่ยวกับระบบรวมวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์ (ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า สู่ภาคอุตสาหกรรม

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

- 1.3.1 ระบบผลิตไฟฟ้าแบบวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์ (ORC)
- 1.3.2 สารทำงานของระบบร่วมวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์ (ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) คือ R-245fa
- 1.3.3 อุณหภูมิแหล่งความร้อนที่เข้าหม้อต้มของวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์ (ORC) และ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์(Ejector-cooling system)มีอุณหภูมิที่ 80-120 °C
- 1.3.4 ระบบทำความเย็นแบบวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system)
- 1.3.5 อุณหภูมิของ condenser อยู่ในช่วงประมาณ 15 – 25 C
- 1.3.6 ห้องผสมอีเจ็คเตอร์กำหนดให้เป็นแบบคงที่
- 1.3.7 ทำการทดลองในห้องทดลองเพื่อเปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรมาตรฐานกับวัฏจักรที่ออกแบบใหม่
- 1.3.8 ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของปั๊ม (Isentropic efficiency of pump) เป็น 85%
- 1.3.9 ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของปั๊ม (Isentropic efficiency of expander) เป็น 85%
- 1.3.10 ประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Efficiency of generator)เป็น 85%
- 1.3.11 กำลังการผลิตไฟฟ้าที่ทดลองในห้องปฏิบัติการเพื่อเป็นข้อมูลอ้างอิงอยู่ในช่วง 100 – 500 We
- 1.3.12 อุณหภูมิแวดล้อมที่ 30 °C
- 1.3.13 แหล่งความร้อนของวัฏจักรแรนคินสารอินทรีย์ (ORC) และ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เป็นแหล่งพลังงานที่ไม่มีค่าใช้จ่าย
- 1.3.14 การถ่ายทอดองค์ความรู้ดำเนินการภายใต้รูปแบบการเรียนรู้แบบ MIAP

1.4 วิธีการวิจัย

- 1.4.1 ศึกษาทฤษฎีของวัฏจักร ORC และ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ โดยทบทวนถึงจุดได้เปรียบหลักของสารทำความเย็นประเภทต่างๆ การออกแบบการทดลอง
- 1.4.2 วิเคราะห์ผลการเปรียบเทียบของการจำลองและการทดลองเพื่อหารูปแบบการปรับปรุงที่เหมาะสมของระบบ ORC การทดลองวิจัยวิเคราะห์ระบบ ORC ขนาด 100-500 kWe โดยใช้สารทำงาน R-245fa
- 1.4.3 การพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ ขั้นตอนการจำลองการไหลของสารทำความเย็น
- 1.4.4 การเปรียบเทียบการจำลองและการทดลองเป็นการประเมินแบบจำลองการปรับปรุงที่เหมาะสมของวัฏจักรควรวม
- 1.4.5 การออกแบบแบบจำลองควรวมของวัฏจักร ORC และวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์

1.4.6 ออกแบบการทดลอง ทำการทดลองตามแผนการทดลองเพื่อหาพารามิเตอร์ที่เหมาะสมในการติดตั้ง

1.4.7 หาประสิทธิภาพด้านพลังงานและการใช้พลังงานของระบบ ORC ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบอิลีคเตอร์จะพิจารณาจากประสิทธิภาพด้านพลังงาน(Energy Efficiency)และประสิทธิภาพการคายพลังงาน(exergy destruction)

1.4.8 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพด้านพลังงานและประสิทธิภาพการคายพลังงาน(exergy destruction) ได้รับการวิเคราะห์แบบจำลองการปรับปรุงที่เหมาะสมของ ORC ควบรวมกับวัฏจักรการทำความเย็นแบบอิลีคเตอร์

1.4.9 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ ค่าไฟฟ้าพลังงาน ค่าไฟฟ้า และต้นทุนพลังงานและ exergy rate

1.4.10 การเปรียบเทียบต้นทุนพลังงานและ exergy ประเมินจากราคาไฟฟ้าต่อหน่วยของวัฏจักร ORC รวมกับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอิลีคเตอร์

1.4.11 จัดอบรมถ่ายทอดองค์ความรู้ให้แก่ภาคอุตสาหกรรม

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ประโยชน์ที่ได้จากงานวิจัยนี้ คือ การนำโดยใช้แนวคิดและทฤษฎีทางวิศวกรรม ทางเศรษฐศาสตร์ และทางการศึกษา มาสร้างความสัมพันธ์เรียงลำดับการวิจัยอย่างเป็นเหตุเป็นผลเพื่อให้ได้งานวิศวกรรมที่มีคุณค่า มีความเป็นไปได้ในการตัดสินใจการลงทุน ซึ่งจะสามารถนำไปใช้ได้จริงในอุตสาหกรรม จึงมีการพิจารณา 2 ประการ ประการแรก คือ รูปแบบพารามิเตอร์ของวัฏจักร Cascade ORC-Ejector system ที่เหมาะสมกับสภาพแวดล้อมแบบร้อนขึ้น ประการที่ 2 ความคุ้มค่าของการลงทุน ระยะเวลาการคืนทุนเพื่อใช้เป็นเครื่องมือในการตัดสินใจ งานวิจัยนี้จะให้ประโยชน์ดังนี้

1.5.1 ได้ศึกษาประสิทธิภาพด้านพลังงานของวัฏจักร Cascade ORC-Ejector system เพื่อผลิตไฟฟ้าโดยใช้ Low Grade Waste Heat โดยใช้โดยใช้แนวคิดและทฤษฎีด้านอุณหพลศาสตร์

1.5.2 ได้ศึกษาทดลองจากห้องแล็บเพื่อหาพารามิเตอร์ของอุณหภูมิของการสร้างไอที่ใช้สำหรับหมუნเทอร์โบผลิตพลังงาน พารามิเตอร์ของอุณหภูมิ Ejector Cooling เพื่อความเหมาะสมสำหรับสร้างพลังงานสูงสุด ขนาดของรูหัวฉีดEjector โดยใช้โดยใช้แนวคิดและทฤษฎีการออกแบบการทดลอง

1.5.3 ใช้รูปแบบการวิเคราะห์ทางอุณหภาพ แนวคิด และทฤษฎีทางเทอร์โมไดนามิค เพื่อวิเคราะห์พลังงาน (Energy Analysis) และการวิเคราะห์การคายพลังงาน (exergy destruction) เพื่อแสดงให้เห็นถึงประสิทธิภาพของระบบ

1.5.4 ใช้รูปแบบการวิเคราะห์ความเป็นไปได้ของการลงทุน (NPV, IRR) โดยใช้แนวคิดและทฤษฎีทางเศรษฐศาสตร์วิศวกรรม ใช้เป็นแนวทางการพิจารณาของผู้สนใจด้านการอนุรักษ์พลังงาน

1.5.5 สื่อสารเผยแพร่สู่ภาพอุตสาหกรรมด้วยแผนบทเรียนวิจัย ORC ที่ครอบคลุมวัตถุประสงค์การเรียนรู้ตามมาตรฐานทางวิชาชีพวิศวกรรม(กว) โดยใช้แนวคิดและทฤษฎี MIAP



บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 ความร้อนเหลือทิ้ง(Waste Heat) จากกระบวนการทางอุตสาหกรรม

ในกระบวนการอุตสาหกรรมสมัยใหม่ แม้ว่าเครื่องจักรจะมีประสิทธิภาพในการใช้พลังงานสูงขึ้นเมื่อเทียบกับเทคโนโลยีรุ่นก่อนหน้า แต่ยังคงมีการสูญเสียพลังงานในรูปของความร้อนเหลือทิ้ง (Waste Heat) ในปริมาณมาก ความร้อนเหลือทิ้งเหล่านี้มักเกิดจากกระบวนการถ่ายเทความร้อนที่ไม่ได้ถูกนำไปใช้งานโดยตรง เช่น ไอเสียจากห้องเผาไหม้ของบอยเลอร์ ท่อไอเสียจากเครื่องยนต์ ระบบหมุนเวียนก๊าซไอเสีย (Exhaust Gas Recirculation: EGR) ระบบหล่อเย็น และระบบทำความเย็นด้วยอากาศแบบมีประจุ (Charge Air Coolers: CACs) เป็นต้น

โดยทั่วไป เครื่องยนต์สันดาปภายในสามารถแปลงพลังงานจากเชื้อเพลิงไปเป็นพลังงานกลได้เพียงประมาณ 50% เท่านั้น ขณะที่ อีก 25% ของพลังงานจากเชื้อเพลิงจะสูญเสียไปในรูปของความร้อนเหลือทิ้งผ่านไอเสีย, EGR และ อีก 25% ที่เหลือ จะถูกปลดปล่อยออกมาในรูปแบบความร้อนอุณหภูมิต่ำผ่านระบบหล่อเย็นและ CACs รวมถึงการสูญเสียความร้อนจากการแผ่รังสีจากผิวของเครื่องยนต์ ซึ่งแม้จะมีปริมาณน้อย แต่ก็มีผลต่อประสิทธิภาพพลังงานโดยรวมของระบบ

ความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพต่ำและคุณภาพปานกลางจะมีสมบัติเฉพาะตัวที่แตกต่างกัน สมบัติของความร้อนเหลือทิ้งจะประกอบด้วย คุณภาพความร้อนซึ่งอุณหภูมิจะเป็นตัวแบ่งแยกคุณภาพของความร้อน ปริมาณความร้อน ความสม่ำเสมอหรือความผันผวนของความร้อนที่ออกจากแหล่งความร้อน และลักษณะของสถานะของความร้อนต้นทาง ทำให้การนำความร้อนเหลือทิ้งไปใช้ประโยชน์ต้องพิจารณาสมบัติของความร้อนที่นำไปใช้ เช่น ไอเสียของเครื่องยนต์และสารหล่อเย็นมีสมบัติที่ตรงกันข้ามกันอย่างสิ้นเชิง เนื่องจากไอเสียจะมีช่วงอุณหภูมิระหว่าง 250–400°C เป็นก๊าซ มีพลวัตมากกว่า สารหล่อเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลว และสารหล่อเย็นจะมีอุณหภูมิที่ต่ำกว่า อุณหภูมิจะอยู่ในช่วง 65–85°C

Thermal Bottoming Cycle เป็นกระบวนการทางความร้อนที่นำความร้อนเหลือทิ้งมาใช้ในการผลิตไฟฟ้า ซึ่งจะอ้างอิงจากประสิทธิภาพของวัฏจักรคาร์โนต์ (η_{max}) วัฏจักรคาร์โนต์จะให้ประสิทธิภาพที่สูงเมื่อใช้แหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิที่สูงกว่า (T_H) ดังนั้นไอเสียของเครื่องยนต์จะมีศักยภาพมากกว่าน้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์เมื่อพิจารณาจากกฎทางเทอร์โมไดนามิกส์ทั้ง 2 ข้อ

$$\eta_{max} = \frac{T_H - T_C}{T_H} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (2-1)$$

ความร้อนเหลือทิ้งจากกระบวนการทางอุตสาหกรรมถูกปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศ เช่น น้ำร้อนจากคอนเดนเสต น้ำหล่อเย็น ไอเสียจากการเผาไหม้ ส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมและเป็นต้นทุนแอบแฝงในสินค้า โรงงาน บริษัทผู้ผลิตรับรู้ถึงความสูญเสียเหล่านี้ และมีพยายามค้นหาวิธีการใช้ประโยชน์จาก

แหล่งความร้อนเหลือทิ้ง เช่น การนำความร้อนจากไอเสียห้องเผาไหม้บอยเลอร์ใช้อุ่นน้ำก่อนเข้าหม้อต้ม มันให้ผลลัพธ์ที่ดีแต่ยังไม่คุ้มค่างบความร้อนที่สูญเสียไปและความร้อนเหลือทิ้งก็ยังถูกปล่อยสู่สิ่งแวดล้อมในอุณหภูมิที่สูงอยู่พอสมควร

2.1.1 ความร้อนเหลือทิ้ง ถูกแบ่งออกเป็น 3 ระดับซึ่งมีคุณภาพแตกต่างกันดังนี้

2.1.1.1 ความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพสูง มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง $600-1600^{\circ}C$ เกิดจากไอเสียของเตาเผา ถูกนำไปใช้ประโยชน์ เช่น ระบบผลิตไฟฟ้า ระบบผลิตไฟฟ้าความร้อนร่วม ระบบผลิตความเย็นแบบดูดกลืน และใช้อุ่นวัตถุดิบก่อนเข้ากระบวนการผลิต

2.1.1.2 ความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพปานกลาง มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง $200-600^{\circ}C$ เกิดจากไอเสียของหม้อไอน้ำ กังหันก๊าซ เครื่องยนต์ เตาหลอมโลหะ นำไปใช้ประโยชน์ เช่น ผลิตไอน้ำหรืออุ่นน้ำก่อนเข้าหม้อไอน้ำ

2.1.1.3 ความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพต่ำมีอุณหภูมิอยู่ในช่วง $35-200^{\circ}C$ เกิดจากการคอนเดนเสท น้ำหรือของเหลวระบายความร้อนอากาศระบายความร้อนถูกนำไปใช้ประโยชน์ เช่น อุ่นน้ำก่อนเข้าหม้อไอน้ำ อุ่นอากาศ ทำน้ำร้อน อุ่นวัตถุดิบก่อนเข้ากระบวนการผลิต

2.1.2 แนวทางการนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่

2.1.2.1 ก๊าซไอเสียที่ปล่อยจากเตาเผาหรือจากห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำ เป็นความร้อนเหลือทิ้งปริมาณมากที่ถูกปล่อยสู่บรรยากาศ ความร้อนจากห้องเผาไหม้มีปริมาณเกือบ 50% ที่เป็นไอเสีย การนำความร้อนเหล่านี้ไปใช้ จะต้องผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในการคำนวณจะใช้อุณหภูมิต่ำสุดของไอเสียหลังนำกลับมาใช้ประโยชน์แล้วไม่ต่ำกว่า 180 องศา

2.1.2.2 น้ำหรือของเหลวที่มีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิบรรยากาศ ถือว่าเป็นของเหลวที่มีพลังงานอยู่ภายใน ของเหลวที่มีอุณหภูมิสูงนี้จะมี 2 แบบด้วยกัน คือ ของเหลวที่มีความสะอาด เช่น น้ำจากคอนเดนเสทจะสามารถนำกลับไปใช้กับกระบวนการได้โดยตรง แต่ถ้าเป็นของเหลวที่ไม่สะอาด เช่น น้ำร้อนจากกระบวนการฟอกย้อม จะนำกลับมาใช้ใหม่โดยการผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน พลังงานความร้อนที่อยู่ในน้ำร้อนหรือของเหลวร้อนสามารถคำนวณได้ ดังสมการที่ 2-2

(2-2)

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T$$

เมื่อ	$\dot{Q}$	คือ	อัตราความร้อนที่อยู่ในของเหลว (kJ/h)
	$\dot{m}$	คือ	อัตราการไหล (kg/h)
	C_p	คือ	ความร้อนจำเพาะ ($\frac{kJ}{kg} \cdot ^{\circ}C$)
	ΔT	คือ	อุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลง

2.2 กฎของเทอร์โมไดนามิกส์

จากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ที่กล่าวไว้ว่า “พลังงานสามารถเปลี่ยนแปลงจากรูปหนึ่งไปเป็นอีกรูปหนึ่งแต่ไม่สามารถสร้างหรือทำให้พลังงานนั้นหายไป” จากนิยามดังกล่าว ต้องทราบค่าของเอนทัลปีเพื่อให้ทราบถึงปริมาณความร้อนที่นำไปใช้งาน ปริมาณความร้อนที่สูญเสียและประสิทธิภาพเชิงความร้อน

แม้ว่ากระบวนการนั้นจะไม่ละเมิดกฎข้อที่หนึ่งก็ตามแต่กระบวนการนั้นอาจจะไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริงก็ได้ ดังนั้น จากกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ที่กล่าวไว้ว่า “ในกระบวนการที่เกิดขึ้นได้เองของเอนโทรปี ของจักรวาลจากเพิ่มขึ้นและในกระบวนการสมดุลเอนโทรปีของจักรวาลจะไม่เปลี่ยนแปลง” เป็นความสัมพันธ์ระหว่างการเกิดขึ้นได้เองของกระบวนการกับเอนโทรปีช่วยในการวิเคราะห์ประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน

จากนิยามของกฎทางเทอร์โมไดนามิกส์ทั้งสองข้อจึงสรุปได้ว่า กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกจะเกิดความแตกต่างระหว่างความร้อนและขนาดของพลังงานจะเท่ากับพลังงานความร้อนแต่เครื่องหมายจะตรงกันข้าม ส่วนกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกจะเปลี่ยนแปลงจากความร้อนไปสู่งานพร้อมกับกล่าวถึงประสิทธิภาพการทำงาน

ดังนั้นเราจะกล่าวได้ว่าไม่มีเครื่องจักรกลใดใดในโลกนี้ที่สามารถทำงานได้ประสิทธิภาพ 100% เครื่องจักรกลย่อมมีความสูญเสียระหว่างการทำงานเสมอ

2.2.1 การวิเคราะห์พลังงาน Energy Analysis

2.2.1.1 สมดุลพลังงาน การแยกพลังงานแต่ละชนิดออกมาไม่สามารถทำได้อย่างชัดเจนนัก ซึ่งพลังงานบนโลกนี้มีหลายรูปแบบ เช่น ความร้อน พลังงานศักย์ พลังงานจลน์ พลังงานเคมี การใช้สมดุลพลังงานในการหาลักษณะคุณภาพของการแปรรูปในระบบที่ไม่มีการสร้างพลังงานและไม่มีการใช้พลังงาน ดังสมการที่ 2-2

$$E_i = E_o + E_{acc} \quad (2-2)$$

เมื่อ E_i คือ พลังงานขาเข้าของระบบ

E_o คือ พลังงานขาออกของระบบ

E_{acc} คือ พลังงานสะสมในระบบ

ดังนั้นสมดุลพลังงานจะเขียนได้จากการกำหนดขอบเขตของระบบรอบเครื่องมือต่างๆในที่นี้สมมุติว่าไม่มีความร้อนเปลี่ยนรูปไปเป็นพลังงานรูปอื่น สามารถแสดงสมการสมดุลอัตรามวล ได้ดังสมการที่ (2-3)

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (2-3)$$

2.2.1.2 เอนทัลปี (Enthalpy) เอนทัลปี (H) คือ ปริมาณความร้อนที่ผ่านเข้าหรือออกจากระบบเป็นกระบวนการความดันคงที่ดังสมการที่ 2-4

$$H = U + PV \quad (2-4)$$

เมื่อ H คือ เอนทัลปี

U คือ พลังงานภายในระบบ

PV คือ ผลคูณของความดันสัมบูรณ์และปริมาตรของระบบ

กระบวนการใดๆ ที่เกิดขึ้น การเพิ่มขึ้นของเอนทัลปีในระบบจะมีค่าเท่ากับความร้อนที่ให้เข้าไป โดยที่ความดันของระบบจะไม่มีเปลี่ยนแปลงและสามารถหาค่าเอนทัลปีได้ดังสมการที่ 2-5

$$\Delta H = q_p \quad (2-5)$$

ΔH เป็นฟังก์ชันของสถานะ เนื่องจากเอนทัลปีเป็นฟังก์ชันของ E, P, V ซึ่งเป็นฟังก์ชันของสถานะ ระบบมีการเปลี่ยนแปลงสถานะสามารถเขียนดังสมการที่ 2-6

$$\Delta H = \Delta U + \Delta(PV) \quad (2-6)$$

ถ้าผลที่ได้มีค่าเป็นบวกแสดงให้เห็นว่าระบบรับความร้อนเข้าไป แต่ถ้าผลที่ได้มีค่าเป็นลบก็แสดงว่าระบบคายความร้อนออกมา การหาปริมาณความร้อนเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงของวัตถุมวลใดๆ ตามสมการที่ 2-2 สามารถคำนวณปริมาณความร้อนที่ความดันคงที่ในเทอมความร้อนจำเพาะได้จากสมการที่ 2-7

$$q_p - \Delta H = mC_p \Delta T \quad (2-7)$$

การหาเอนทัลปี คือ การเปลี่ยนแปลงของค่าเอนทัลปีขององค์ประกอบจากสถานะอ้างอิงไปเป็นสถานะปัจจุบันดังนั้นสมมูลเอนทัลปี คือ

$$\text{เอนทัลปีที่เข้าระบบ} = (\text{เอนทัลปีที่ออกจากระบบ} + \text{เอนทัลปีที่สูญเสีย})$$

ดังสมการที่ 2-8

$$\Delta H_i = \Delta H_o + \Delta H_L \quad (2-8)$$

จากทฤษฎีที่กล่าวมา การหาประสิทธิภาพเอนทัลปี (Enthalpy efficiency, η_E) ตามกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ คือ

$$\text{ประสิทธิภาพเอนทัลปี} = \frac{\text{ปริมาณพลังงานที่ใช้ประโยชน์}}{\text{ปริมาณพลังงานที่ป้อนเข้า}} \times 100\%$$

ดังสมการที่ 2-9

$$\% \eta_E = \frac{\text{enthalpy output}}{\sum \text{enthalpy input}} \times 100\% \quad (2-9)$$

2.2.2 การวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยี (Exergy analysis) หลักการของเทอร์โมไดนามิกส์มีบทบาทสำคัญในการวิเคราะห์พลังงาน โดยกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกเป็นการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างงานและความร้อนที่เกิดขึ้นซึ่งถูกนำมาใช้อย่างกว้างขวางในกระบวนการทางอุตสาหกรรม แต่ไม่ได้กำหนดทิศทางของการถ่ายเทของงานและความร้อนโดยทิศทางการถ่ายเทจะเป็นแบบใดก็ได้ และอาจไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริง

แต่กฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ จะมีการกำหนดทิศทางการถ่ายเทพลังงานที่เกิดขึ้นได้จริง ดังนั้นกระบวนการจะเกิดขึ้นได้จริง ต้องเป็นไปตามกฎข้อที่หนึ่ง และกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์

การวิเคราะห์พลังงานจะทำการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของพลังงานโดยใช้กฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์โดยใช้เอนทัลปีส่วนการวิเคราะห์หาคุณภาพของพลังงานจะใช้กฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์โดยใช้เอนโทรปีซึ่งทั้งเอนทัลปีและ เอนโทรปีสามารถสร้างความสัมพันธ์กันได้ เรียกว่า เอ็กเซอร์ยี ซึ่งการวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยี สามารถบอกได้ว่าที่ใดในกระบวนการผลิต มีการใช้พลังงานอย่างไม่มีประสิทธิภาพและสามารถคำนวณหาปริมาณการสูญเสียที่แท้จริงได้

2.2.2.1 การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี (Entropy change: ΔS) เอนโทรปี (S) เป็นตัวแปรสำคัญในการบอกทิศทางการเปลี่ยนแปลงในกระบวนการต่างๆ โดยกำหนดให้การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี ดังนี้

2.2.2.1.1 ในกระบวนการคายความร้อน ระบบจะคายความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อมซึ่งจะช่วยให้โมเลกุลของสิ่งแวดล้อมเคลื่อนที่ได้ดีขึ้น ทำให้ระบบมีความไม่เป็นระเบียบลดลง และเอนโทรปีของสิ่งแวดล้อมก็จะสูงขึ้น

2.2.2.1.2 ในกระบวนการดูดความร้อน ระบบจะดูดกลืนความร้อนจากสิ่งแวดล้อม ทำให้โมเลกุลของสิ่งแวดล้อมเคลื่อนที่ได้ยากขึ้น ทำให้ระบบมีความเป็นระเบียบสูงขึ้น และเอนโทรปีของสิ่งแวดล้อมก็จะลดลง

เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงสถานะจาก 1 ไปเป็น 2 ภายใต้อุณหภูมิคงที่ สามารถเขียนเป็นสมการได้ดังสมการที่ 2-10

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \frac{q}{T} \quad (2-10)$$

โดยที่ ΔS คือ การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปีในกระบวนการผันกลับไม่ได้

2.2.2.2 การเปลี่ยนแปลงเอ็กเซอร์ยี (Exergy change: $\Delta \epsilon$) จากนิยามเอ็กเซอร์ยีที่ว่า เอ็กเซอร์ยีคือ งานที่สามารถได้รับจากระบบโดยตรงมีค่าของอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมเป็นฐาน ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการได้ ดังสมการที่ 2-11

$$\Delta \epsilon = \Delta H - T_0 \Delta S \quad (2-11)$$

สมการสมดุลเอ็กเซอร์ยี แสดงใน 2-12

$$\begin{aligned} \text{เอ็กเซอร์ยีที่ป้อนเข้าสู่ระบบ} &= \text{เอ็กเซอร์ยีไหลออกจากระบบ} + \text{เอ็กเซอร์ยีสูญเสีย} \\ &+ \text{เอ็กเซอร์ยีที่ถูกทำลายเนื่องการย้อนกลับไม่ได้} \end{aligned} \quad (2-12)$$

หรือ ดังสมการที่ 2-13

$$\sum \text{exergy input} = \sum \text{exergy output} + \sum \text{exergy stored} + \text{irreversibility} \quad (2-13)$$

โดยพลังงานที่มีการใช้จะเรียกพลังงานนี้ว่า availability แต่พลังงานที่เป็น irreversibility คือพลังงานที่ไม่สามารถผันกลับได้

2.2.2.3 ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์ยี (Exergy efficiency) สำหรับประสิทธิภาพเอ็กเซอร์ยี แสดงในสมการที่ 2-17

$$\text{ประสิทธิภาพเอ็กเซอร์ยี} = \frac{\text{เอ็กเซอร์ยีที่ใช้ประโยชน์}}{\text{เอ็กเซอร์ยีป้อนเข้า}} \times 100\% \quad (2-17)$$

หรือ ดังสมการที่ 2-18

$$\% \eta_e = \frac{\text{exergy output}}{\sum \text{exergy input}} \times 100\% \quad (2-18)$$

2.2.2.4 ผลผลิตเอ็กเซอร์ยี (Exergy product) หมายถึงพลังงานที่ได้จากชิ้นส่วนในระบบซึ่งมีศักยภาพในการทำงาน หรือสามารถนำไปใช้งานได้อย่างมีประสิทธิภาพ เช่น พลังงานไฟฟ้า งานกล หรือพลังงานความร้อนระดับสูง โดยผลผลิตเอ็กเซอร์ยีจะแตกต่างกันไปตามหน้าที่ของชิ้นส่วนนั้นๆ ในระบบ

ในกระบวนการวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยีทางเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomy analysis) ผลผลิตเอ็กเซอร์ยีเป็นตัวแปรสำคัญในสมการดุลต้นทุน (cost balance equation) และใช้ในการประเมินต้นทุนต่อหน่วยเอ็กเซอร์ยีของผลิตภัณฑ์ที่ได้จากองค์ประกอบต่างๆในระบบ โดยทั่วไป ผลผลิตเอ็กเซอร์ยีสามารถคำนวณได้ จากสมการที่ 2-14

$$E_p = \sum_k \dot{m}_k e_k \quad (2-14)$$

เมื่อ	E_p	คือ	ผลผลิตเอ็กเซอร์ยี (kW หรือ kJ/s)
	$\dot{m}_k$	คือ	อัตราการไหลของมวลของกระแส k (kg/s)
	e_k	คือ	เอ็กเซอร์ยีจำเพาะของกระแสน้ำออกของชิ้นส่วน k (kJ/kg)

สำหรับกรณีที่ผลผลิตเอ็กเซอร์ยีอยู่ในรูปของพลังงานไฟฟ้า ดังสมการที่ 2-15

$$E_p = \dot{W}_{out} \quad (2-15)$$

เมื่อ $\dot{W}_{out}$ คือ กำลังงานไฟฟ้าหรือกลที่ผลิตได้จากองค์ประกอบนั้น kW

ผลผลิตเอ็กเซอร์ยีนี้มีความสำคัญในระบบกู้คืนความร้อนเหลือทิ้ง (Waste Heat Recovery Systems: WHRS) ที่เชื่อมต่อกับวัฏจักร ORC (Organic Rankine Cycle) โดยที่ระบบ ORC จะมีเป้าหมายหลักในการแปลงความร้อนเหลือทิ้งเป็นไฟฟ้า ซึ่งไฟฟ้าที่ผลิตได้ก็คือผลผลิตเอ็กเซอร์ยีหลักของระบบ

2.2.2.5 การทำลายเอ็กเซอร์ยี (Exergy Destruction) เป็นแนวคิดสำคัญในการวิเคราะห์เทอร์โมไดนามิกส์เชิงเอ็กเซอร์ยี (Exergy Analysis) ซึ่งใช้เพื่อแสดงถึงความไม่มีประสิทธิภาพ (irreversibility) ที่เกิดขึ้นภายในระบบพลังงาน โดยเป็นตัวบ่งชี้ว่ามีความสูญเสียของการทำงาน (work

potential) เท่าใดที่สูญเสียไปอันเนื่องมาจากข้อจำกัดทางเทอร์โมไดนามิกส์ เช่น การถ่ายเทความร้อนผ่านความต่างอุณหภูมิ การเสียดทาน หรือการสูญเสียแรงดัน เป็นต้น

การทำลายเอกเซอร์จีในระบบสามารถคำนวณได้จากสมการสมดุลเอกเซอร์จีของระบบแบบเปิด ดังสมการที่ 2-16

$$\dot{Ex}_D^k = \dot{Ex}_{fuel}^k - \dot{Ex}_{product}^k \quad (2-16)$$

เมื่อ $\dot{Ex}_D^k$	คือ	อัตราการทำลายเอกเซอร์จี kW
$\dot{Ex}_{fuel}^k$	คือ	เอกเซอร์จีเชื้อเพลิงของชิ้นส่วน k
$\dot{Ex}_{product}^k$	คือ	เอกเซอร์จีผลิตภัณฑ์ของชิ้นส่วน k

นอกจากนี้ ยังสามารถนิยามการทำลายเอกเซอร์จีผ่านการสร้างเอนโทรปีในระบบ ดังสมการที่ 2-17

$$\dot{Ex}_D^k = T_0 - \dot{S}_{gen} \quad (2-17)$$

เมื่อ T_0	คือ	อุณหภูมิแวดล้อม (K)
$\dot{S}_{gen}$	คือ	อัตราการสร้างเอนโทรปีภายในระบบ (kW/K)

ค่า $\dot{Ex}_D^k$ ที่สูงบ่งชี้ถึงการสูญเสียศักยภาพของพลังงานที่ไม่สามารถนำกลับมาใช้ได้อีก ซึ่งส่งผลให้ประสิทธิภาพเอกเซอร์จีของระบบลดลง ดังนั้น การลดการทำลายเอกเซอร์จีในองค์ประกอบของระบบ เช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เทอร์โบน์ หรือปั๊ม จึงเป็นแนวทางสำคัญในการเพิ่มประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ

จากแนวคิดดังกล่าว นักวิจัยหลายท่านได้นำการวิเคราะห์การทำลายเอกเซอร์จี (Exergy destruction) ไปใช้ในงานวิจัยด้านระบบการผลิตพลังงานและการกู้คืนความร้อนเหลือทิ้ง เพื่อค้นหาจุดอ่อนของระบบและพัฒนาแนวทางการปรับปรุง เช่น Bejan et al. (1996) และ Kotas (1995) ได้ชี้ให้เห็นว่า การวิเคราะห์การทำลายเอกเซอร์จีเป็นพื้นฐานที่สำคัญในการออกแบบระบบความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพ และช่วยระบุว่าจะองค์ประกอบใดในระบบที่ควรปรับปรุงก่อน

2.2.2.6 พลังงานเชิงเอกเซอร์จีของเชื้อเพลิง (Exergy Fuel) พลังงานเชิงเอกเซอร์จีของเชื้อเพลิง (Exergy Fuel) คือปริมาณเอกเซอร์จีที่มีอยู่ในเชื้อเพลิง ซึ่งสามารถนำมาใช้เป็นแหล่งพลังงานสำหรับการผลิตงานหรือให้ความร้อนแก่ระบบได้ภายใต้สภาวะอุดมคติ โดยเชื้อเพลิงทั่วไปในกระบวนการทางอุตสาหกรรม เช่น ก๊าซธรรมชาติ น้ำมันดีเซล หรือชีวมวล มีเอกเซอร์จีที่สูงกว่าพลังงานภายใน (internal energy) หรือเอนทาลปี (enthalpy) เนื่องจากเอกเซอร์จีคำนึงถึงความสามารถในการเปลี่ยนเป็นงานได้จริงในสภาวะที่กำหนด

สำหรับเชื้อเพลิงที่เป็นไฮโดรคาร์บอน สามารถคำนวณค่าเอกเซอร์จีเชิงเคมีได้จากค่าความร้อนของการเผาไหม้ (Lower Heating Value: LHV) โดยใช้สัมประสิทธิ์เอกเซอร์จีเชิงเคมี (chemical exergy factor, ϕ) ดังสมการ ที่ 2-18

$$e_{fuel} = \phi \cdot LHV \quad (2-18)$$

หรือในรูปแบบของอัตราการไหลของเอกเซอร์จีของเชื้อเพลิง ดังสมการที่ 2-19

$$\dot{Ex}_f = \dot{m}_{fuel} \cdot \phi \cdot LHV \quad (2-19)$$

เมื่อ $\dot{Ex}_f$	คือ	อัตราการไหลของเอกเซอร์จีของเชื้อเพลิง (kW)
$\dot{m}_{fuel}$	คือ	อัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิง kg/s
ϕ	คือ	สัมประสิทธิ์เอกเซอร์จี (ค่าอยู่ในช่วง 1.03-1.10)
LHV	คือ	ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง kJ/kg

ค่า ϕ สามารถหาได้จากตารางเอกเซอร์จีเชิงเคมีของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด ซึ่งได้มาจากการคำนวณทางเทอร์โมไดนามิกส์โดยใช้สูตรของ Szargut และคณะ (1988)

การกำหนดค่าเอกเซอร์จีของเชื้อเพลิงมีความสำคัญในการวิเคราะห์เอกเซอร์จีของระบบพลังงาน เนื่องจากเป็นตัวแปรหลักในการคำนวณประสิทธิภาพเอกเซอร์จีของระบบ เช่น วัฏจักร ORC หรือระบบผลิตไฟฟ้าร่วมความร้อน ซึ่งจะสัมพันธ์โดยตรงกับ Exergy Efficiency (η_x) ดังสมการที่ 2-19

$$\eta_x = \frac{\dot{Ex}_p}{\dot{Ex}_f} \quad (2-19)$$

เมื่อ $\dot{Ex}_f$ คือ เอกเซอร์จีของผลิตภัณฑ์ เช่น งานหรือไฟฟ้าที่ผลิตได้

2.3 การเลือกวัฏจักรเพื่อนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่

2.3.1 การนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ (Waste Heat Recovery: WHR) ในระบบเครื่องยนต์สันดาปภายใน (Internal Combustion Engine: ICE) หรือในกระบวนการอุตสาหกรรมอื่น ๆ นั้น วัฏจักรที่ถูกเลือกใช้งานจะขึ้นอยู่กับลักษณะของแหล่งความร้อน เช่น อุณหภูมิ ความดัน และสถานะของสารพาหะ รวมถึงความเหมาะสมทางเศรษฐศาสตร์และเทคนิค

2.3.2 วัฏจักรกำลังไอ (Rankine Cycle) และโดยเฉพาะอย่างยิ่ง วัฏจักรออร์แกนิกแรนคิน (Organic Rankine Cycle: ORC) เป็นเทคโนโลยีที่นิยมใช้มากที่สุดสำหรับการนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ เนื่องจากสามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพในช่วงอุณหภูมิต่ำถึงปานกลาง โดยใช้สารทำงานที่เหมาะสมหลากหลายชนิด เช่น สารทำงานอินทรีย์ที่มีจุดเดือดต่ำ (Quoilin et al., 2013)

นอกจากนี้ยังมีวัฏจักรทางเลือกอื่นที่กำลังได้รับการพัฒนาและทดสอบเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพและความยืดหยุ่นในการใช้งาน เช่น

2.3.2.1 วัฏจักรสเตอร์ลิง (Stirling Cycle) ซึ่งมีศักยภาพในการแปลงพลังงานความร้อนเหลือทิ้งเป็นพลังงานกล แม้ว่าจะยังต้องการการปรับปรุงด้านต้นทุนและความซับซ้อนของระบบ (Crespi et al., 2020)

2.3.2.2 เครื่องกำเนิดไฟฟ้าเทอร์โมอิเล็กทริก (Thermoelectric Generators: TEGs) ซึ่งสามารถแปลงความร้อนโดยตรงเป็นไฟฟ้าโดยไม่มีส่วนเคลื่อนไหว เหมาะสำหรับการใช้งานที่ต้องการความทนทานและขนาดกะทัดรัด (Duan et al., 2020)

2.3.2.3 วัฏจักรคาลินา (Kalina Cycle) และ วัฏจักรเบรย์ตัน (Brayton Cycle) ซึ่งมีจุดเด่นในการใช้สารทำงานที่หลากหลายและการประยุกต์ในระบบความร้อนความดันสูง (Wang et al., 2013)

นอกจากนี้ ระบบเครื่องยนต์เทอร์โบคอมพาวนด์ (Turbo-Compound Engines) และวัฏจักรหกจังหวะ (Six-Stroke Engines) ก็ถูกพิจารณาในบางกรณีเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการกักเก็บพลังงานจากไอเสีย (Kozarac et al., 2015; Yamamoto et al., 2001)

2.4 การพิจารณาเลือกวัฏจักร

2.4.1 คุณภาพและอุณหภูมิของความร้อนเหลือทิ้ง: วัฏจักร ORC จะเหมาะสมกับความร้อนคุณภาพต่ำถึงปานกลาง ขณะที่วัฏจักรอื่น ๆ เช่น Stirling หรือ Kalina จะเหมาะสมกับแหล่งความร้อนที่มีคุณภาพและอุณหภูมิสูงกว่า

2.4.2 ความซับซ้อนและต้นทุนของระบบ: ระบบที่มีส่วนประกอบและเทคโนโลยีซับซ้อนจะมีต้นทุนสูงและต้องการการบำรุงรักษามากขึ้น

2.4.3 ความสามารถในการบูรณาการเข้ากับระบบเดิม: เช่น การต่อเชื่อมกับหม้อไอน้ำหรือเครื่องยนต์ที่มีอยู่แล้ว

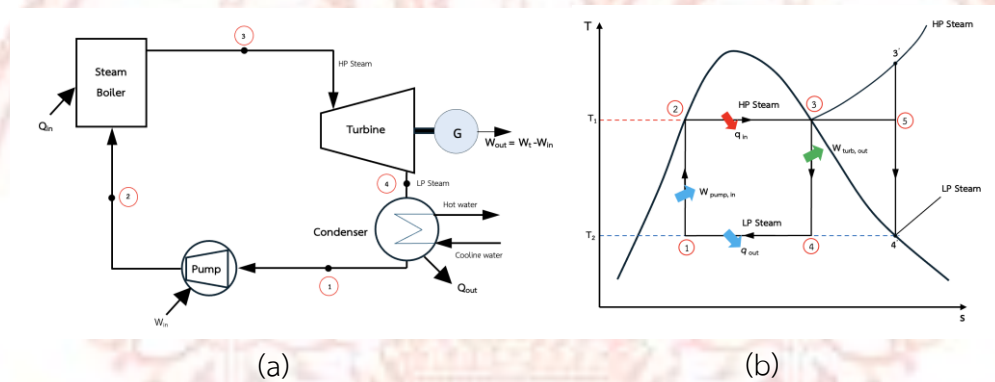
2.4.4 ผลตอบแทนทางเศรษฐศาสตร์ โดยพิจารณาจากอัตราคืนทุน (payback period) และค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งาน ผลตอบแทนตลอดอายุโครงการ

ในช่วงปีหลัง ๆ มีการพัฒนาวัฏจักรกำลังไอบีแบบดัดแปลง เช่น วัฏจักรไตรภาคี (Trilateral Flash Cycle) เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการกักเก็บพลังงานในช่วงอุณหภูมิต่ำมาก (Bao & Zhao, 2013) และมีการปรับปรุงสารทำงานและระบบควบคุมเพื่อเพิ่มความคุ้มค่าและลดต้นทุนของระบบ

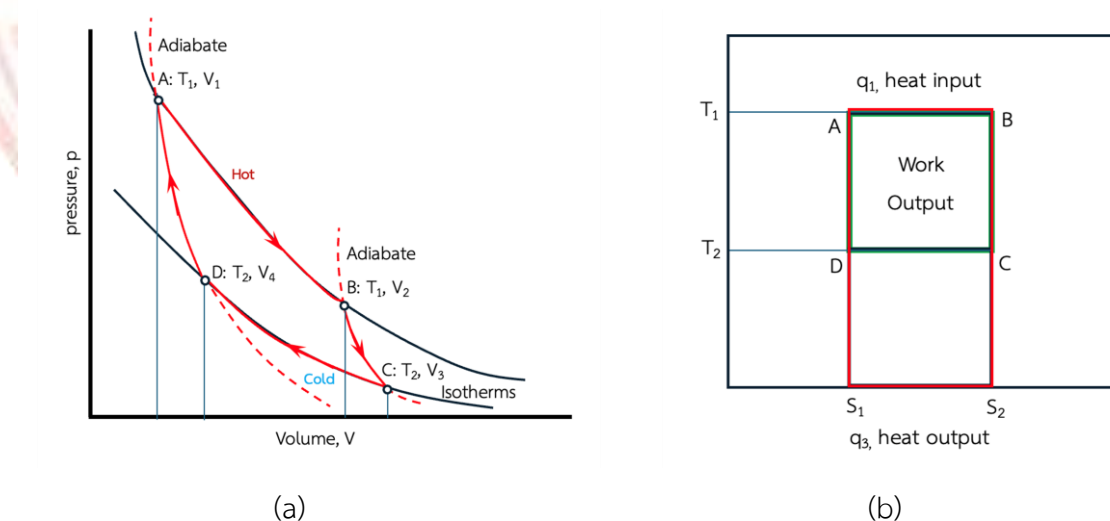
การเลือกวัฏจักรเพื่อนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในระบบเครื่องยนต์สันดาปภายใน (ICE-WHR) ยังคงเน้นที่วัฏจักรกำลังไอบีเป็นหลัก (Bao & Zhao, 2013) แต่ยังมีการศึกษาและพัฒนาวัฏจักรทางเลือกอื่น ๆ เช่น วัฏจักรสเตอร์ลิง, เครื่องกำเนิดไฟฟ้าเทอร์โมอิเล็กทริก, วัฏจักรคาลินา, วัฏจักรเบรย์ตัน และเครื่องยนต์เทอร์โบคอมพาวนด์ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพและขยายการใช้งาน (Crespi et al., 2020; Duan et al., 2020; Kozarac et al., 2015; Wang et al., 2013; Yamamoto et al., 2001)

2.5 วัฏจักรการรีโน (Carnot Vapour Cycle)

วัฏจักรการรีโนเป็นวัฏจักรอุณหพลศาสตร์ในอุดมคติ ซึ่งจะถ่ายเทพลังงานในรูปของความร้อนระหว่างแหล่งความร้อน 2 แหล่ง ที่อุณหภูมิแตกต่างกัน และส่วนหนึ่งของพลังงานจะถูกแปลงเป็นงานจากระบบ วัฏจักรนี้สามารถย้อนกลับได้และเอนโทรปีจะถูกอนุรักษ์ไว้ และถ่ายโอนระหว่างแหล่งเก็บความร้อนโดยไม่มีการเพิ่มหรือสูญเสียเมื่อมีการทำงานกับระบบ ความร้อนจะเคลื่อนจากแหล่งความร้อนที่อุณหภูมิต่ำไปยังแหล่งความร้อนที่อุณหภูมิสูง เช่น ปั๊มความร้อนหรือการทำความเย็น เมื่อความร้อนเคลื่อนที่จากแหล่งความร้อนที่อุณหภูมิสูงไปยังแหล่งความร้อนที่อุณหภูมิต่ำกว่า ระบบจะนำการทำงานไปใช้กับสิ่งแวดล้อมที่กระทำโดยระบบต่อสิ่งแวดล้อมต่อรอบการรีโน ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและเอนโทรปีที่ถ่ายโอนจากแหล่งเก็บความร้อนไปยังระบบต่อรอบ



ภาพที่ 2-1 Carnot Vapour Cycle (a) Schematic diagram (b) T-s Diagram



ภาพที่ 2-2 (a) p-V Diagram (b) Between a hot reservoir at T_H and a cold reservoir at T_L

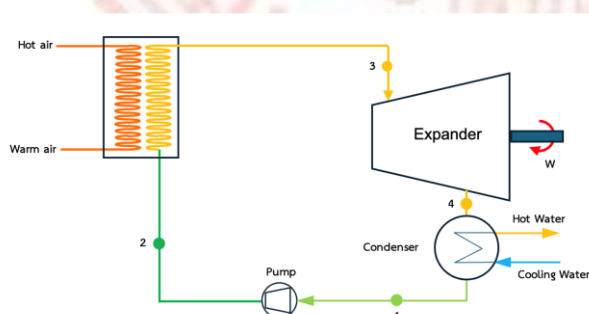
กระบวนการที่ 1 คือการขยายตัวแบบไอเซนโทรปิกหรือการขยายตัวที่อุณหภูมิสูงคงที่ (T_H) เนื่องจากความร้อนป้อนเข้าระบบ กระบวนการที่ 2 คือการขยายตัวแบบอะเดียแบติกหรือการขยายตัวโดยไม่สูญเสียความร้อน อุณหภูมิของของไหลที่อุณหภูมิต่ำ (T_L) จะลดลงตามกระบวนการ กระบวนการที่ 3 คือการบีบอัดแบบไอเซนโทรปิกหรือการบีบอัดที่อุณหภูมิต่ำคงที่ (T_L) และปล่อยพลังงานความร้อนสู่สิ่งแวดล้อมโดยรอบ กระบวนการที่ 4 คือการบีบอัดแบบอะเดียแบติกหรือไม่สูญเสียการบีบอัดโดยใช้งานภายนอก จากกระบวนการนี้วัฏจักรการโน้ตสามารถแสดงสมการ 2-20 ได้ดังนี้

$$\eta_{carnot} = \left[\frac{T_H - T_L}{T_H} \right] \times 100 = \left[1 - \left(T_L / T_H \right) \right] \times 100 \quad (2-20)$$

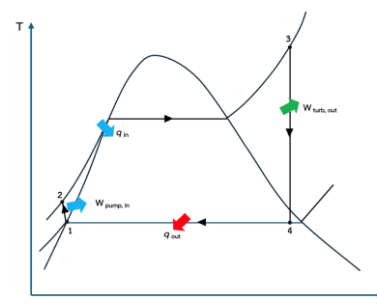
2.6 วัฏจักรกำลังไอน้ำ (Rankine Cycle)

วัฏจักรกำลังไอน้ำ (Rankine cycle) เป็นระบบผลิตไฟฟ้าที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายตั้งแต่อดีตจนถึงปัจจุบันใช้สารทำงานในระบบ คือ น้ำ โดยอาศัยคุณสมบัติการเปลี่ยนสถานะของน้ำจากของเหลวกลายเป็นไอเมื่อได้รับพลังงานความร้อน และนำไอน้ำความดันสูงดังกล่าวไปใช้ขับเคลื่อนและเครื่องกำเนิดไฟฟ้าต่อไป หรือบางครั้งเรียกว่า ระบบผลิตไฟฟ้ากังหันไอน้ำ (Steam turbine)

2.6.1 วัฏจักรกำลังไอน้ำในอุดมคติ ดังภาพที่ 2-3 (a) ประกอบด้วยอุปกรณ์ที่เชื่อมต่อในระบบ 4 อุปกรณ์ คือ กังหัน (Turbine) เครื่องควบแน่น (Condenser) ปั๊ม (Pump) และหม้อระเหย (Evaporator) หรือเรียกว่า เครื่องกำเนิดไอน้ำ (Steam generator) ในการใช้งานจริงของเครื่องกำเนิดไอน้ำ จะทำหน้าที่ให้ต้มสารทำงานเดือด และ เครื่องดองไอน้ำ (Superheater) จะทำไอน้ำ (Superheat) นอกจากนี้ยังทำหน้าที่อุ่นสารทำงานก่อนป้อนเข้าหม้อต้มระเหยอีกด้วย ซึ่งจะช่วยให้เรื่องของการประหยัดพลังงาน เปรียบการเดือดของสารทำงานซึ่งเรียกว่า เครื่องประหยัดเชื้อเพลิง (Economizer) โดยทั้งหมดรวมอยู่ในเครื่องกำเนิดไอน้ำ



(a)



(b)

ภาพที่ 2-3 (a) แสดงไดอะแกรมของอุปกรณ์ และ (b) T-s Diagram

จากภาพที่ 2-3 (b) แสดงแผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปี (T-s diagram) ของวัฏจักรกำลังไอน้ำ (Rankine cycle) อย่างง่าย โดยในภาพประกอบด้วย 2 ลักษณะของวัฏจักร ได้แก่

2.6.1.1 วัฏจักร 1-2-3-4 วัฏจักรกำลังไอน้ำแบบไอน้ำอิ่มตัว (Saturated Steam Rankine Cycle) ซึ่งในวัฏจักรนี้ ไอน้ำอิ่มตัวจะเข้าสู่กังหันที่จุด 1 และขยายตัวอย่างเอนโทรปีแบบย้อนกลับได้ (isentropic) ไปยังจุดที่ 2

2.6.1.2 วัฏจักร 1'-2'-3-4-B-1 วัฏจักรกำลังไอน้ำแบบไอน้ำยิ่งยวด (Superheated Steam Rankine Cycle) ซึ่งในกรณีนี้ ไอน้ำจะถูกทำให้กลายเป็นไอน้ำยิ่งยวดก่อนเข้าสู่กังหันที่จุด 1' ทำให้มีประสิทธิภาพการผลิตงานสูงกว่าวัฏจักรแบบไอน้ำอิ่มตัว

2.6.2 กระบวนการภายในวัฏจักร

2.6.2.1 กระบวนการ 1-2 หรือ 1'-2' (Isentropic Expansion Process) เป็นการขยายตัวแบบเอนโทรปีแบบย้อนกลับได้ของไอน้ำภายในกังหัน ซึ่งทำให้ไอน้ำทำงานถ่ายเทพลังงานไปเป็นงานกล

2.6.2.2 กระบวนการ 2-3 หรือ 2'-3 (Isobaric Heat Rejection Process) เป็นการระบายความร้อนออกจากของไหลทำงานที่ความดันคงที่ภายในเครื่องควบแน่น (Condenser) โดยของไหลทำงานอยู่ในสถานะของผสมอิ่มตัวระหว่างของเหลวและไอ

2.6.2.3 กระบวนการ 3-4 (Isentropic Compression Process) เป็นการอัดของเหลวอิ่มตัวด้วยปั๊มที่ความดันคงที่ภายในเครื่องควบแน่นจนถึงความดันของเครื่องกำเนิดไอน้ำ ซึ่งเป็นกระบวนการอัดแบบเอนโทรปีแบบย้อนกลับได้

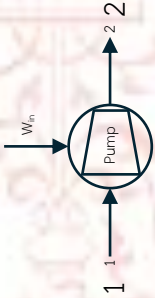
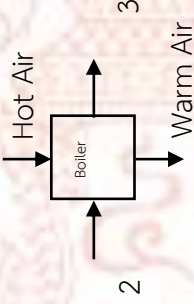
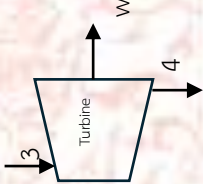
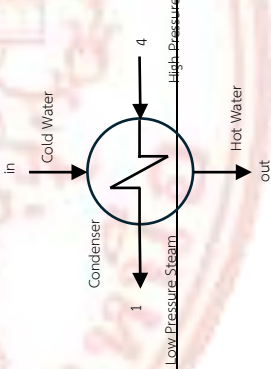
2.6.2.4 กระบวนการ 4-1 หรือ 4-1' (Isobaric Heat Addition Process) เป็นการถ่ายเทความร้อนเข้าสู่ของไหลทำงานที่ความดันคงที่ภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำ โดยเส้น 4-B-1-1' แสดงถึงเส้นความดันคงที่ที่สามารถแบ่งออกเป็น 3 ช่วง ได้แก่

2.6.2.4.1 ช่วง 4-B การเพิ่มอุณหภูมิของของเหลวภายในส่วนของเครื่องประหยัดเชื้อเพลิง (Economizer) โดยของเหลวอิ่มตัวที่ความดันต่ำจะถูกทำให้ร้อนจนถึงสถานะของของเหลวอิ่มตัวที่จุด B

2.6.2.4.2 ช่วง B-1 การให้ความร้อนที่ความดันคงที่ในส่วนของหม้อไอน้ำ (Boiler) หรือเครื่องระเหย (Evaporator) ทำให้ของเหลวอิ่มตัวที่จุด B กลายเป็นไอน้ำอิ่มตัวที่จุด 1

2.6.2.4.3 ช่วง 1-1' การให้ความร้อนเพิ่มเติมในส่วน of เครื่องดองไอน้ำ (Superheater) ทำให้ไอน้ำอิ่มตัวเปลี่ยนสภาพเป็นไอน้ำยิ่งยวด ซึ่งจะเข้าสู่กังหันที่จุด 1'

ตารางที่ 2-1 สมการอธิบายวัฏจักรอุดมคติแรนคิน (Rankine Cycle)

ขั้นตอน	คำอธิบาย	ไดอะแกรม	สมการ	สมการเสริม
1-2	กระบวนการอัดแบบไอเซ็นโทรปิกโดยปั๊ม เกิดของเหลวอัด		$w_{pump, in} = h_2 - h_1$	$q = 0$
2-3	กระบวนการรับความร้อนที่ความดัน (p) คงที่ ในหม้อต้ม สร้างไอร้อนยิ่งยั้ง		$q_{in} = h_3 - h_2$	$w = 0$
3-4	กระบวนการขยายตัวแบบไอเซ็นโทรปิกใน กังหัน เชื่อมต่อกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า สร้าง งานแต่สูญเสีย ความสำเร็จจะลดลง		$W_{out} = h_3 - h_4$	$q = 0$
4-1	กระบวนการคายความร้อนที่ความดัน (p) คงที่ ในเครื่องควบแน่น สร้างของเหลวอัดตัว		$q_{out} = h_4 - h_1$	$w = 0$

วัฏจักรกำลังไอน้ำ สามารถวิเคราะห์ได้ด้วยการใช้สมการอนุรักษ์พลังงานของระบบเปิด โดยไม่ต้องพิจารณาการเปลี่ยนแปลงของพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ ดังแสดงในสมการที่ 2-21

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_e - h_i \quad \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (2-21)$$

ความร้อนที่ถ่ายโอนไปยังหม้อน้ำ (q_{in}) และความร้อนที่คายออกจากเครื่องควบแน่น (q_{out}) จะมีค่าที่แตกต่างกัน ซึ่งหมายถึง ค่างานสุทธิที่ได้จากวัฏจักร (w_{net}) ดังแสดงในสมการที่ 2-22

$$w_{net} = w_{tur,out} - w_{pump,in} = q_{in} - q_{out} \quad (2-22)$$

เมื่อ	w_{net}	คือ	งานสุทธิที่ได้จากวัฏจักร
	$w_{tur,out}$	คือ	งานจากเทอร์ไบน์
	$w_{pump,in}$	คือ	งานเข้าปั๊ม
	q_{in}	คือ	ความร้อนที่ถูกถ่ายโอนไปยังน้ำในหม้อต้ม
	q_{out}	คือ	ความร้อนที่คายออกจากเครื่องควบแน่น

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรกำลังไอน้ำ คำนวณได้จากสมการที่ 2-23

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} \quad (2-23)$$

2.7 วัฏจักรกำลังไอน้ำสารอินทรีย์ (Organic Rankine Cycle: ORC)

2.7.1 วัฏจักรแรงดันสารอินทรีย์ (Organic Rankine Cycle: ORC) เป็นวัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์ที่พัฒนาต่อยอดจากวัฏจักรกำลังไอน้ำ (Rankine Cycle) แบบดั้งเดิม โดยมีความแตกต่างที่สำคัญ คือ การใช้สารทำงานประเภทสารอินทรีย์ (Organic Working Fluid) ซึ่งมีมวลโมเลกุลสูงและจุดเดือดต่ำกว่าน้ำ จึงสามารถนำมาใช้งานกับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำถึงปานกลาง (ต่ำกว่า 100°C) ได้อย่างมีประสิทธิภาพ เหมาะสมอย่างยิ่งสำหรับการนำพลังงานจากความร้อนเหลือทิ้งในภาคอุตสาหกรรมกลับมาใช้ใหม่ ดังแสดงในภาพที่ 2-4 วัฏจักร ORC ประกอบด้วย 4 กระบวนการหลัก ดังนี้:

2.7.1.1 กระบวนการ 1–2 การอัดของเหลว (Isentropic Compression) สารทำงานในสถานะของเหลวอิ่มตัวถูกสูบจากความดันต่ำไปยังความดันสูงโดยผ่านปั๊ม ซึ่งเป็นกระบวนการที่อุณหภูมิของของเหลวเพิ่มขึ้นเล็กน้อยจากพลังงานกลของปั๊ม

2.7.1.2 กระบวนการ 2–3 การให้ความร้อน (Isobaric Heat Addition) ของเหลวความดันสูงเข้าสู่หม้อไอน้ำ (Boiler) และได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อนภายนอก (เช่น ความร้อนทิ้งจากกระบวนการอุตสาหกรรม) ที่ความดันคงที่ จนกลายเป็นไออิ่มตัวแห้ง (Saturated Vapor)

2.7.1.3 กระบวนการ 3–4 การขยายตัวในเครื่องขยาย (Isentropic Expansion) ไออิ่มตัวแห้งขยายตัวผ่านเครื่องขยาย (Expander) เช่น กังหันหรือเครื่องยนต์พิสตัน เพื่อผลิตพลังงาน

กล ซึ่งจะถูกแปลงเป็นพลังงานไฟฟ้าผ่านเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) โดยในกระบวนการนี้ อุณหภูมิและความดันของไอจะลดลง

2.7.1.4 กระบวนการ 4-1 การควบแน่น (Isobaric Heat Rejection) ไอที่ผ่านการขยายตัวจะเข้าสู่เครื่องควบแน่น (Condenser) ซึ่งระบายความร้อนออกที่ความดันคงที่ จนกลายเป็นของเหลวอิ่มตัวและพร้อมเข้าสู่ปั๊มเพื่อเริ่มวัฏจักรใหม่อีกครั้ง

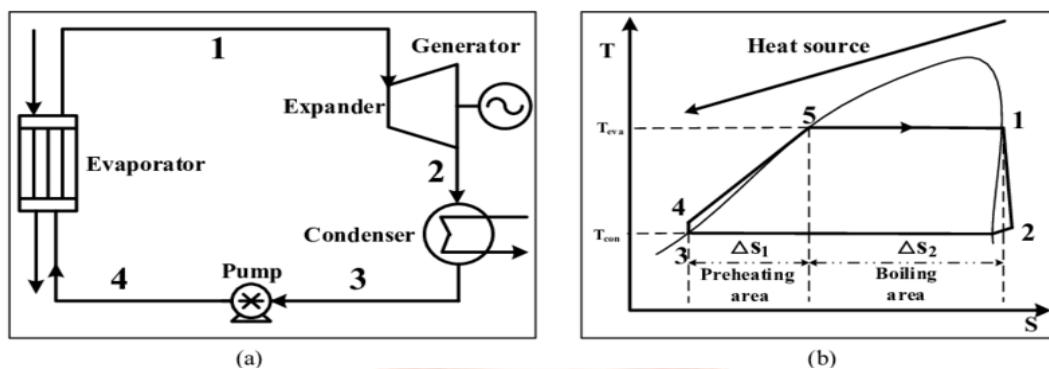
2.7.2 สารทำงานที่นิยมใช้ในวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ ได้แก่ R-245fa ซึ่งเป็นสารอินทรีย์ที่มีคุณสมบัติเหมาะสมต่อการนำมาใช้กับแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ โดยมีจุดเดือดประมาณ 15°C คุณสมบัติทางสิ่งแวดล้อมของ R-245fa ได้แก่

2.7.2.1 ค่าศักยภาพการทำลายโอโซน (Ozone Depletion Potential: ODP) เท่ากับ 0 (โดยกำหนดให้ค่าของ R-11 เท่ากับ 1)

2.7.2.2 ค่าศักยภาพการเกิดภาวะโลกร้อน (Global Warming Potential: GWP) เท่ากับ 1,030 เมื่อเปรียบเทียบกับก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในระยะเวลา 100 ปี

2.7.2.3 อายุเฉลี่ยในชั้นบรรยากาศ ประมาณ 7.6 ปี ซึ่งจัดว่ามีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมในระดับต่ำเมื่อเทียบกับสารทำงานประเภทอื่นในอดีต

ด้วยคุณสมบัติดังกล่าว วัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์จึงได้รับความนิยมเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องในภาคอุตสาหกรรมที่ต้องการพัฒนาระบบการใช้พลังงานอย่างยั่งยืน โดยเฉพาะในโรงงานที่มีความร้อนเหลือทิ้งในช่วงอุณหภูมิต่ำถึงปานกลาง ซึ่งไม่สามารถนำไปใช้กับวัฏจักร Rankine แบบดั้งเดิมได้อย่างคุ้มค่า



ภาพที่ 2-4 (a)วัฏจักรกำลังไออินทรีย์ และ (b) T-s Diagram

2.7.3 สมการทางคณิตศาสตร์ของวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ ที่สภาวะคงตัวของการไหลคงที่ สามารถแสดงได้ดังนี้

2.7.3.1 สมการสมดุลพลังงาน (Energy balance)

$$\sum Q_i + \sum \dot{m}_i h_i = \sum Q_o + \sum \dot{m}_i h_i \quad (2-24)$$

2.7.3.2 สมการสมดุลมวล (Mass balance)

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o = 0 \quad (2-25)$$

2.7.4 ส่วนประกอบของวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์

2.7.4.1 หม้อต้ม (Evaporator) ในวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ มีบทบาทสำคัญในการ

เปลี่ยนพลังงานความร้อนที่มีอยู่ในแหล่งภายนอก ไปเป็นพลังงานกลผ่านการระเหยของสารทำงานอินทรีย์ โดยประสิทธิภาพของหม้อต้มจะส่งผลโดยตรงต่อประสิทธิภาพโดยรวมของวัฏจักร (Energy balance at the boiler; energy in = energy out)

หม้อต้มทำหน้าที่รับพลังงานความร้อนจากแหล่งความร้อนภายนอก แล้วถ่ายเทพลังงานความร้อนนั้นเข้าสู่สารทำงานอินทรีย์ (Organic Working Fluid) ซึ่งมีจุดเดือดต่ำกว่าน้ำ เพื่อให้สารทำงานระเหยกลายเป็นไอแรงดันสูง กระบวนการนี้สามารถสรุปได้ดังนี้

ของเหลวแรงดันสูง $\rightarrow$ ได้รับความร้อน $\rightarrow$ กลายเป็นไอแรงดันสูง

โดยไอแรงดันสูงนี้จะถูกส่งต่อไปยัง กังหัน (Turbine) เพื่อทำการขยายตัวและผลิตงานกล (Mechanical Work) ซึ่งมักจะถูกแปลงเป็นพลังงานไฟฟ้าในขั้นตอนถัดไป ตามสมการที่ 3-26

$$Q_B + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (3-26)$$

$$Q_B = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \quad (3-27)$$

สมการสมดุลมวลที่หม้อต้ม (Mass balance at the boiler; mass in = mass out) ตามสมการที่ 3-28

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{ref} \quad (3-28)$$

$$Q_B = \dot{m}_{ref} (h_3 - h_2) \quad (3-29)$$

2.7.4.2 เครื่องขยายตัว (Expander) ในวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ (Organic Rankine

Cycle; ORC) ซึ่งเป็นวัฏจักรที่ออกแบบมาเพื่อผลิตพลังงานกลหรือไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ ซึ่งเป็นอุปกรณ์สำคัญอีกชิ้นหนึ่งที่มีบทบาทหลักในการแปลงพลังงานเครื่องขยายตัว (Expander) ทำหน้าที่รับ สารทำงานในสถานะไอแรงดันสูง (ที่ได้จากหม้อต้มหรือ Evaporator) และทำให้สารนั้นขยายตัวโดยที่ความดันและอุณหภูมิของสารทำงานลดลง พลังงานภายใน (internal energy) และพลังงานศักย์ของไอจะถูกแปลงเป็น พลังงานกล (mechanical work) พลังงานกลนั้นจะถูกถ่ายไปยังเพลา (shaft) เพื่อขับเคลื่อนกำเนิดไฟฟ้า (generator) หรือใช้งานในรูปแบบอื่นดังนั้นเครื่องขยายตัว (Expander) คือแหล่งผลิตงานของวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ ซึ่งเป็นแกนกลางของการแปลงพลังงานความร้อนเป็นพลังงานไฟฟ้า

2.7.4.2.1 การวิเคราะห์พลังงานและเอกเซอร์จีของเครื่องขยายตัว (Expander)

ในการวิเคราะห์เชิงเทอร์โมไดนามิกส์:

ก) พลังงานขาเข้า พลังงานในรูปเอนทัลปีของไอแรงดันสูง
 ข) พลังงานขาออก งานกล (W) ที่ส่งออก รวมกับเอนทัลปีของไอแรงดันต่ำที่ออกจาก Expander

ค) การสูญเสีย มักเกิดจากความไม่มีประสิทธิภาพของกระบวนการขยายตัว (เช่น มี entropy เพิ่มขึ้น)

2.7.4.2.2 การวิเคราะห์เชิงอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic)

ก) ต้องคำนวณต้นทุนของเอนทัลปีที่สูญเสีย
 ข) ใช้ประเมินว่าการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องขยายตัว (Expander) จะช่วยลดต้นทุนโดยรวมได้มากเพียงใด

2.7.4.2.3 สมการสมดุลพลังงานที่เครื่องขยายตัว (Energy balance at expander; energy in = energy out)

$$\dot{m}_3 h_3 = W_{exp} + \dot{m}_4 h_4 \quad (3-30)$$

$$W_{Exp} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 \quad (3-31)$$

2.7.4.2.4 สมการสมดุลมวลที่เอ็กแพนเดอร์ (Mass balance at the boiler; mass in = mass out)

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{ref} \quad (3-32)$$

$$W_{Exp} = \dot{m}_{ref} (h_3 - h_4) \quad (3-33)$$

2.7.4.3 เครื่องควบแน่น (Condenser) ทำให้ไอสารทำงาน (working fluid) ที่ออกมาจากเทอร์ไบน์หรือเอ็กแพนเดอร์เย็นตัวลงและเปลี่ยนสถานะจากไอร้อนกลับเป็นของเหลว (ควบแน่น) ในวัฏจักรกำลังไอน์ทรี หลังจากสารทำงานขยายตัวผ่านเอ็กแพนเดอร์และให้พลังงานกลแล้ว สารจะอยู่ในสถานะไอร้อน (หรือไอเปียก) เครื่องควบแน่นจะทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของสารทำงานนี้โดยการถ่ายเทความร้อนออกไปยังสื่อทำความเย็น เช่น น้ำหรืออากาศ จนกระทั่งสารทำงานเปลี่ยนสถานะจากไอร้อนของเหลว (condensation) เพื่อให้สามารถปั๊มกลับไปยังหม้อต้มเพื่อเริ่มรอบใหม่ได้อย่างมีประสิทธิภาพ

2.7.4.3.1 ความสำคัญของเครื่องควบแน่น

ก) เพิ่มประสิทธิภาพระบบ: โดยการทำให้สารทำงานอยู่ในสถานะของเหลวก่อนเข้าสู่ปั๊ม ซึ่งช่วยลดพลังงานที่ปั๊มต้องใช้

ข) ป้องกันความเสียหาย: ปั๊มไม่สามารถทำงานกับไอน์ได้ดี จึงต้องควบแน่นให้สารเป็นของเหลวก่อน

ค) รักษาวัฏจักรแบบปิด: หมุนเวียนสารทำงานในวงจรโดยไม่สูญเสีย

2.7.4.3.2 สมการสมดุลพลังงานที่เครื่องควบแน่น (Energy balance at condenser; energy in = energy out)

$$Q_C + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_1 h_1 \quad (3-34)$$

$$Q_C = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_1 h_1 \quad (3-35)$$

$$\sum Q_i + \sum \dot{m}_i h_i = \sum Q_0 + \sum \dot{m}_i h_i \quad (3-36)$$

2.7.4.3.3 สมการสมดุลมวลที่เครื่องควบแน่น (Mass balance at condenser; mass in = mass out)

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{ref} \quad (3-37)$$

$$Q_C = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_1) \quad (3-38)$$

2.7.4.4 ปั๊ม (Pump) เพิ่มแรงดันให้กับสารทำงาน (working fluid) ที่อยู่ในสถานะของเหลวหลังจากผ่านเครื่องควบแน่น (condenser) เพื่อส่งสารทำงานเข้าสู่หม้อต้ม (boiler) ให้พร้อมสำหรับการให้ความร้อนและระเหยเป็นไอในขั้นตอนต่อไป.

หลังจากที่สารทำงานในวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ถูกควบแน่นกลายเป็นของเหลวในเครื่องควบแน่น ปั๊มจะดูดสารทำงานในสถานะของเหลวนี้อีกและเพิ่มความดันขึ้นอย่างมีประสิทธิภาพ เพื่อให้สารทำงานสามารถไหลเข้าสู่หม้อต้มได้โดยไม่เกิดการระเหยหรือสูญเสียสมรรถนะในระบบ การเพิ่มแรงดันนี้ช่วยให้วงจรทำงานได้ต่อเนื่องและรักษาความแตกต่างความดันที่จำเป็นสำหรับการขยายตัวในเอ็กспанเดอร์ (expander)

2.7.4.4.1 ความสำคัญของปั๊มในวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์

ก) รักษาการไหลเวียนของสารทำงาน: ทำให้สารทำงานเคลื่อนที่ในระบบครบวงจร

ข) เพิ่มแรงดันอย่างมีประสิทธิภาพ: ลดพลังงานสูญเสียและเพิ่มประสิทธิภาพโดยรวมของวงจร

ค) ป้องกันการระเหยก่อนเวลา: ด้วยการรักษาความดันสูงพอ ปั๊มช่วยให้สารทำงานอยู่ในสถานะของเหลวก่อนเข้าสู่หม้อต้ม

2.7.4.4.2 สมการงานที่เครื่องปั๊ม (Work balance at pump)

$$W_P = (P_H - P_L) \dot{m}_{ref} v_1 \frac{1}{\eta} \quad (3-39)$$

2.7.4.4.3 ประสิทธิภาพทางอุณหพลศาสตร์ของวัฏจักร (Thermal Efficiency of the Organic Rankine Cycle)

$$\eta_{th} = \left[(W_{Exp} - W_P) \frac{1}{Q_B} \right] \times 100 \quad (3-40)$$

2.7.5 การวิเคราะห์เอ็กซ์เซอร์ยีของวัฏจักร (Exergy Analysis of Organic Rankine Cycle)
การวิเคราะห์เอ็กซ์เซอร์ยี (Exergy Analysis) ใช้เพื่อประเมินประสิทธิภาพของระบบและอิงกับการย้อนกลับไม่ได้ (based on the irreversibility) สมการ exergy พื้นฐานมีดังนี้

2.7.5.1 สมการเอ็กซ์เซอร์ยีของเครื่องระเหย (Exergy of Evaporator)

$$\eta_{th} = \left[(W_{exp} - W_{pump}) \frac{1}{Q_{evap}} \right] \times 100 \quad (3-41)$$

$$\dot{Ex}_{evap} = \dot{m}_{ref} [h_3 - h_2 - T_0(S_3 - S_2)] \quad (3-42)$$

2.7.5.2 สมการเอ็กซ์เซอร์ยีของเอ็กซ์แพนเดอร์ (Exergy of expander)

$$\dot{Ex}_{exp} = \dot{m}_{ref} [h_3 - h_4 - T_0(S_3 - S_4)] \quad (3-43)$$

2.7.5.3 สมการเอ็กซ์เซอร์ยีของคอนเดนเซอร์ (Exergy of condenser)

$$\dot{Ex}_{cond} = \dot{m}_{ref} [h_4 - h_1 - T_0(S_4 - S_1)] \quad (3-44)$$

2.7.5.4 สมการเอ็กซ์เซอร์ยีของปั๊ม (Exergy of pump)

$$\dot{Ex}_p = \dot{m}_{ref} [h_2 - h_1 - T_0(S_2 - S_1)] \quad (3-45)$$

2.7.5.5 ประสิทธิภาพทางเอ็กซ์เซอร์ยีของวัฏจักร (Exergy Efficiency of the Organic

Rankine Cycle)

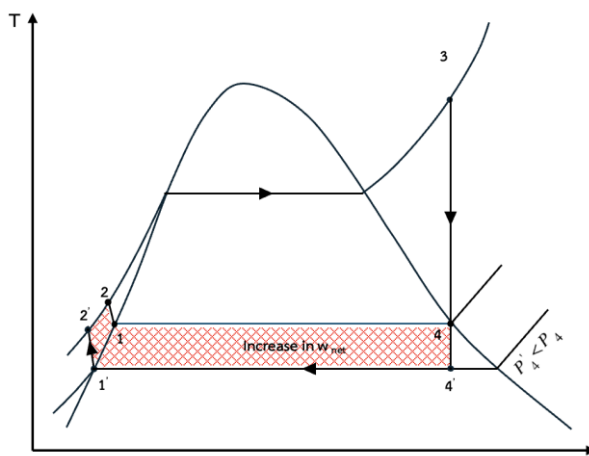
$$\psi_{ORC} = \left[(\dot{Ex}_{exp} - \dot{Ex}_{pump}) \frac{1}{\dot{Ex}_{evap}} \right] \times 100 \quad (3-46)$$

เมื่อ

$$\dot{Ex}_Q^{evap} = Q_{in} \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_{source}} \right) \right] \quad (3-47)$$

2.7.6 การเพิ่มประสิทธิภาพวัฏจักรกำลังไอน้ำ

2.7.6.1 การลดความดันในเครื่องควบแน่น (ลด $T_{low, avg}$) ถ้าลดอุณหภูมิในบริเวณที่เกิดการคายความร้อนของไอน้ำ ความดันภายในเครื่องควบแน่นก็จะลดลง ของเหลวที่ออกจากเครื่องควบแน่นจะอยู่ในสถานะของผสมอิ่มตัวที่อุณหภูมิอิ่มตัว (saturation temperature) ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรกำลังไอน้ำสูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตามความดันต่ำสุดที่สามารถใช้ในเครื่องควบแน่นจะถูกจำกัดค่าต่ำสุดของความดันอิ่มตัวไอน้ำที่อุณหภูมิของตัวกลางสารหล่อเย็นที่ใช้ ซึ่งการเพิ่มประสิทธิภาพ แสดงในภาพที่ 2-5



ภาพที่ 2-5 การให้ความร้อนแก่อิยวดยิ่งให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น

อุณหภูมิเฉลี่ยของไอที่ได้รับความร้อนภายในหม้อต้ม สามารถทำให้เพิ่มขึ้นได้โดยการทำให้ไออกเป็นไอร้อนยวดยิ่งที่มีอุณหภูมิสูงมากขึ้นโดยไม่ต้องเพิ่มความดันภายในหม้อต้ม ผลของการทำให้อุณหภูมิของไอร้อนยวดยิ่งสูงขึ้น จะให้งานสุทธิที่เพิ่มขึ้น แต่ความร้อนที่ต้องป้อนเข้าก็ต้องมากขึ้นด้วย

2.7.6.2 การเพิ่มความดันของหม้อต้ม การเพิ่มความดันภายในหม้อต้มจะเพิ่มอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างกระบวนการป้อนความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพวัฏจักรเพิ่มขึ้น

2.8 ระบบทำความเย็นแบบเอกเจกเตอร์ (Ejector refrigeration system)

เป็นระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อนเป็นแหล่งพลังงานหลักในการขับเคลื่อนวัฏจักร แทนการใช้พลังงานกลจากคอมเพรสเซอร์เช่นในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System) โดยเฉพาะอย่างยิ่ง ระบบนี้สามารถนำพลังงานความร้อนเหลือทิ้ง (Waste Heat) หรือพลังงานจากแหล่งธรรมชาติ เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ มาใช้ได้อย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งเหมาะสมอย่างยิ่งกับการใช้งานในบริบทที่มีพลังงานกลจำกัด หรือแหล่งพลังงานไฟฟ้าไม่เสถียร [1] ระบบดังกล่าวประกอบด้วยส่วนประกอบหลัก ดังนี้

2.8.1 เครื่องกำเนิดไอน้ำ (Generator) ทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่สารทำงานเพื่อเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอแรงดันสูง โดยความร้อนอาจมาจากแหล่งต่าง ๆ เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ ความร้อนจากกระบวนการอุตสาหกรรม หรือหม้อไอน้ำ [2]

2.8.2 อีเจกเตอร์ (Ejector) เป็นอุปกรณ์ที่ไม่มีชิ้นส่วนเคลื่อนไหวกายใน ทำหน้าที่ผสมไอแรงดันสูงจากเครื่องกำเนิดไอน้ำกับไอแรงดันต่ำจากเครื่องระเหย โดยอาศัยหลักการของพลศาสตร์ของไหล (Fluid Dynamics) โดยเฉพาะปรากฏการณ์แรงดูด (Entraining Effect) ที่เกิดจากความเร็วสูงของไอแรงดันสูงที่ไหลผ่านหัวฉีด [3]

2.8.3 คอนเดนเซอร์ (Condenser) ทำหน้าที่ระบายความร้อนและควบแน่นไอที่ออกจากอีเจกเตอร์ให้กลายเป็นของเหลว

2.8.4 เครื่องระเหย (Evaporator) ทำหน้าที่ดูดซับความร้อนจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็น ทำให้สารทำงานเปลี่ยนสถานะเป็นไอแรงดันต่ำ

2.8.5 ปั๊ม (Pump) ทำหน้าที่ส่งของเหลวจากคอนเดนเซอร์กลับไปยังเครื่องกำเนิดไอน้ำ เพื่อเริ่มต้นวัฏจักรใหม่ [4]

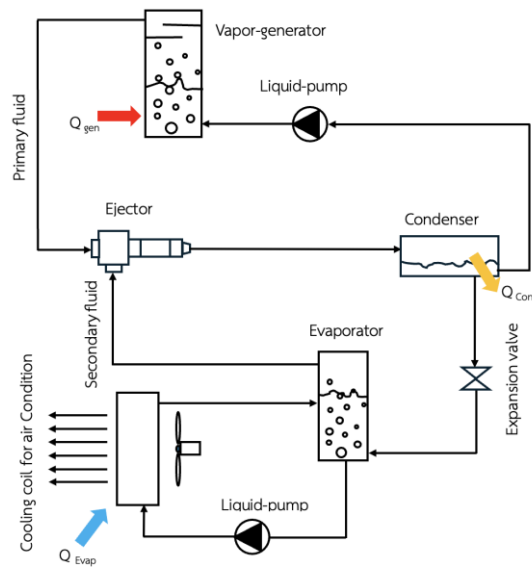
ลำดับการทำงานของระบบเริ่มต้นจากสารทำงานในสถานะของเหลวที่ถูกควบแน่นแล้ว ถูกส่งผ่านปั๊มเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอน้ำเพื่อให้ความร้อน จนกลายเป็นไอแรงดันสูง จากนั้นไอแรงดันสูงจะไหลเข้าสู่อีเจกเตอร์ ซึ่งจะเร่งความเร็วผ่านหัวฉีด ทำให้เกิดแรงดูดไอแรงดันต่ำจากเครื่องระเหยเข้าสู่อีเจกเตอร์ หลังจากการผสมกันของไอทั้งสอง จะถูกส่งต่อไปยังคอนเดนเซอร์เพื่อควบแน่น แล้วกลับเข้าสู่ปั๊มอีกครั้ง [2], [3] ระบบนี้มีข้อดีหลายประการ

- ไม่ใช้คอมเพรสเซอร์เชิงกล ลดการสึกหลอและการบำรุงรักษา
- โครงสร้างเรียบง่าย และต้นทุนการลงทุนต่ำ
- สามารถประยุกต์ใช้กับแหล่งพลังงานความร้อนระดับต่ำได้ เช่น แสงอาทิตย์หรือความร้อนทิ้ง [1], [4]

อย่างไรก็ตาม ระบบอีเจกเตอร์ยังมีข้อจำกัด ได้แก่

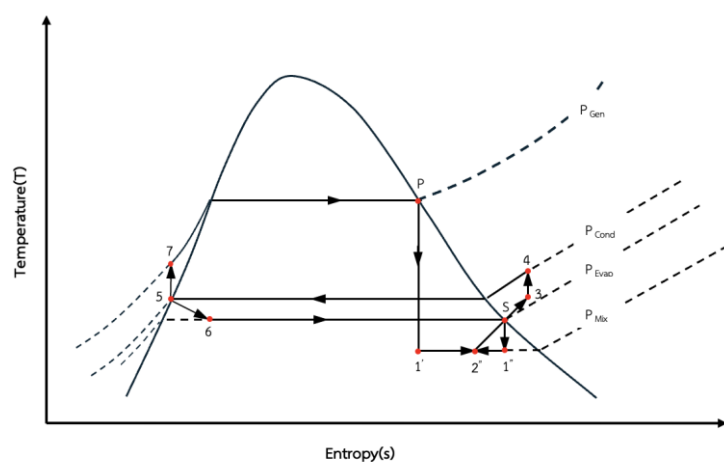
- ประสิทธิภาพต่ำกว่าระบบทำความเย็นแบบอัดไอ
- ต้องการการออกแบบอีเจกเตอร์ที่แม่นยำ เพื่อให้เกิดแรงดูดอย่างมีประสิทธิภาพ
- เหมาะกับการใช้งานที่มีความต่อเนื่องของแหล่งความร้อน [5]

สำหรับสารทำงานที่ใช้ในระบบอีเจกเตอร์นั้น ต้องมีคุณสมบัติที่เหมาะสมกับอุณหภูมิในการทำงาน โดยสารที่นิยมใช้ เช่น ไอน้ำ (Water), R134a และ R245fa เป็นต้น ซึ่งสารเหล่านี้มีคุณสมบัติในการเปลี่ยนสถานะที่อุณหภูมิต่ำ และปลอดภัยต่อสิ่งแวดล้อมในระดับที่เหมาะสม [4], [6]



ภาพที่ 2-6 แสดงมุมมองแผนผังของระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (ejector) จะอธิบายสถานการณ์ไหลของสาร

การทำงานตามที่แสดงใน ภาพที่ 2-6 ซึ่งระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (ejector) จะประกอบด้วย เครื่องกำเนิดไฟฟ้า เครื่องระเหย เครื่องอีเจ็คเตอร์ (ejector) บั๊มของเหลว และอุปกรณ์ขยายตัว จากวงจรดังกล่าวจะเห็นได้ชัดว่า ระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (ejector) จะเหมือนระบบทำความเย็นแบบอัดไอเหมือนกันทุกประการ เมื่อเปรียบเทียบกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ เครื่องอัดอากาศและเครื่องกำเนิดไอน้ำจะถูกแทนที่ด้วยเครื่องอัดอากาศและเครื่อง



ภาพที่ 2-7 แสดงการกำเนิดไอเพื่อให้เกิดผลการบีบอัดของสารทำความเย็นแบบไอความดันต่ำ

อ้างอิงจากภาพที่ 2-6 และ 2-7 เมื่อเพิ่มความร้อนเข้าที่เครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Q_{gen}) จะเกิดไอที่มีแรงดันสูงและอุณหภูมิสูง (P) ไอดังกล่าวจะถูกใช้เป็นของเหลวหลักสำหรับตัวขับเคลื่อนทำงาน และจะถูกเร่งผ่านหัวฉีดหลักเพื่อสร้างโซนที่มีแรงดันต่ำในห้องผสม (1') เป็นผลให้ของเหลวที่มีแรงดันต่ำและอุณหภูมิต่ำที่เรียกว่า สารทำงานรอง (S) ซึ่งจะถูกพาเข้าไปในห้องผสม (1'') การทำความเย็นที่มีประโยชน์ (Q_{evap}) จะถูกผลิตขึ้นที่เครื่องระเหย ของเหลวทั้งสองชนิด (ของเหลวหลักและของเหลวรอง) จะถูกผสมกันในห้องผสม (2) ภายในส่วนคอของตัวขับเคลื่อนหรือจุดเริ่มต้นของตัวกระจายแบบความเร็วต่ำกว่าเสียง คลื่นกระแทกจะถูกเหนี่ยวนำเพื่อสร้างเอฟเฟกต์การบีบอัดหลัก (3) เอฟเฟกต์การบีบอัดเพิ่มเติมจะเกิดขึ้นเมื่อของเหลวที่ผสมกันผ่านตัวกระจายแบบความเร็วต่ำกว่าเสียงก่อนจะเข้าสู่คอนเดนเซอร์ (4) ที่คอนเดนเซอร์ ไอเสียของตัวขับเคลื่อนจะเหลว (5) ซึ่งเป็นผลจากการถ่ายเทความร้อน (Q_{surr}) ออกสู่สิ่งแวดล้อม ส่วนหนึ่งของคอนเดนเสทที่สะสมอยู่ในคอนเดนเซอร์จะถูกป้อนกลับไปยังเครื่องระเหยผ่านอุปกรณ์ขยายตัว (6) และส่วนที่เหลือจะถูกสูบกลับไปยังเครื่องกำเนิดไฟฟ้าผ่านปั๊มของเหลว (7) ดังนั้น วงจรจึงเสร็จสมบูรณ์

โดยทั่วไป สภาพการทำงานของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า เครื่องระเหย และคอนเดนเซอร์ของวงจรทำความเย็นแบบหัวฉีด(ejector)จะถูกกำหนดโดยแหล่งความร้อน วัตถุประสงค์ในการทำความเย็น และอุณหภูมิโดยรอบ ตามลำดับ คุณสมบัติความอืดตัวของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าและเครื่องระเหยจะถูกพิจารณาเป็นสภาพต้นน้ำของหัวฉีด(ejector) ในขณะที่คุณสมบัติความอืดตัวของคอนเดนเซอร์จะถูกพิจารณาเป็นสภาพปลายน้ำของหัวฉีด(ejector) (แรงดันการระบาย)

ประสิทธิภาพการทำงานของระบบทำความเย็นแบบหัวฉีด(ejector)มักจะถูกกำหนดในรูปของค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพ (COP) ซึ่งเกี่ยวข้องกับประสิทธิภาพการใช้พลังงานของวงจรทำความเย็น โดย COP สามารถกำหนดได้ดังนี้:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_{pump}} \quad (2-48)$$

เมื่อ	$\dot{Q}_{evap}$	คือ	ผลของการทำความเย็นที่เกิดขึ้นที่เครื่องระเหย (w)
	$\dot{Q}_{gen}$	คือ	ปริมาณความร้อนที่หม้อไอน้ำต้องการ (w)
	$\dot{W}_{pump}$	คือ	พลังงานที่ปั๊มต้องการ (w)

โดยทั่วไป พลังงานไฟฟ้าที่จำเป็นสำหรับปั๊มของเหลวจะน้อยกว่า 1% เมื่อเทียบกับปริมาณความร้อนที่เครื่องกำเนิดไฟฟ้าต้องการ ดังนั้นจึงอาจละเลยได้จากสมการ 2.3 ได้ ดังนั้น COP จึงสามารถดัดแปลงได้ดังสมการที่ 2-49

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen}} \quad (2-49)$$

สมการสร้างผลิตภัณฑ์จากเครื่องระเหย สามารถประมาณได้จากสมการ 2-50

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{sec} (h_s - h_6) \quad (2-50)$$

เมื่อ $\dot{Q}_{in}^{evap}$ คือ มวลของของไหลรองที่ถูกขับออกจากตัวขับออก

h_s คือ เอนทัลปีจำเพาะของของเหลวรองซึ่งเป็นไอระเหย s อิมตัวที่อุณหภูมิอิมตัวของเครื่องระเหย (kJ/kg)

h_6 คือ เอนทัลปีจำเพาะของของเหลวที่ทางเข้าเครื่องระเหยซึ่งเท่ากับเอนทัลปีของของเหลวอิมตัวที่สะสมในคอนเดนเซอร์ (kJ/kg)

ความร้อนที่เครื่องกำเนิดไฟฟ้าต้องการจะคำนวณดังนี้

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_P (h_s - h_7) \quad (2-51)$$

เมื่อ $\dot{m}_P$ คือ มวลของของไหลหลักที่ตัวขับออกต้องการ (กก./วินาที⁻¹)

h_s คือ เอนทัลปีจำเพาะของของเหลวปฐมภูมิซึ่งเป็นไออิมตัว s ที่อุณหภูมิอิมตัวของหม้อไอน้ำ (kJ kg⁻¹)

h_7 คือ เอนทัลปีจำเพาะของของเหลวที่ทางเข้าหม้อไอน้ำซึ่งเท่ากับ 7 ของของเหลวอิมตัวที่สะสมในคอนเดนเซอร์ (kJ kg⁻¹)

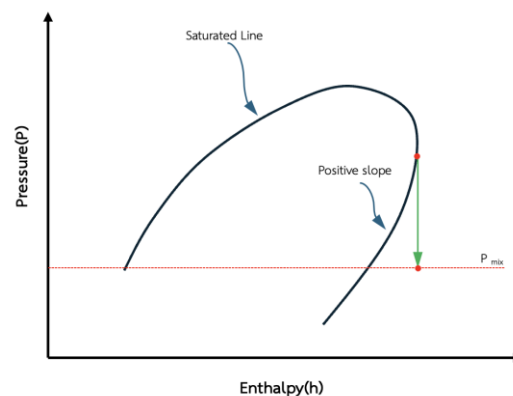
ค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพของระบบ (COP) สามารถคำนวณตามสมการที่ 2-56

$$COP = Rm \frac{h_{g@evap} - h_{f@con}}{h_{g@gen} - h_{f@con}} \quad (2-52)$$

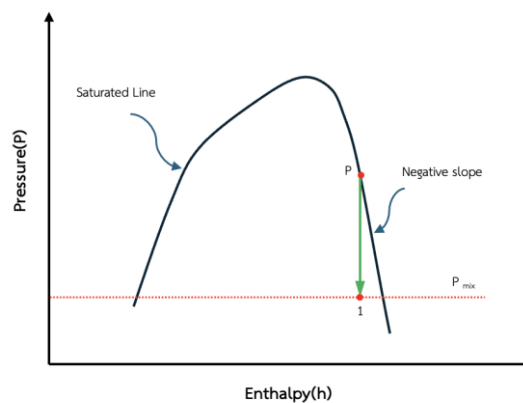
ค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบหัวฉีด(ejector)ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของหัวฉีด(ejector)ที่ติดตั้งไว้โดยตรง อัตราส่วนการรวมมวล (Rm) ถือเป็นพารามิเตอร์ประสิทธิภาพหลักที่บ่งชี้ประสิทธิภาพของหัวฉีด(ejector)และระบบทำความเย็น ค่า Rm ที่สูงกว่าจะดีกว่าสำหรับการทำงานของหัวฉีด(ejector)

2.9 สารทำงาน (Working fluid)

ประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบหัวฉีด(ejector)ขึ้นอยู่กับทางเลือกของเหลวทำงานเป็นอย่างมาก เนื่องจากสารทำความเย็นสมัยใหม่มีการพัฒนาอย่างรวดเร็ว จึงทำให้นักวิจัยจำนวนมากศึกษาระบบทำความเย็นแบบหัวฉีด(ejector)โดยใช้ของเหลวทำงานต่างๆ นักวิจัยจำนวนมากทำการทดลองหรือจำลองสถานการณ์เพื่อพิสูจน์ว่าประสิทธิภาพการทำงานของระบบทำความเย็นแบบหัวฉีด(ejector)ขึ้นอยู่กับของเหลวทำงานที่ใช้ เกณฑ์ในการเลือกประเภทของของเหลวทำงานที่ใช้กับเครื่องทำความเย็นแบบหัวฉีด(ejector) คือ เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม ไม่ติดไฟและไม่เป็นพิษ มีราคาถูกหรือราคาเหมาะสม มีจุดเดือดที่บรรยากาศที่เหมาะสม (จึงไม่จำเป็นต้องก่อสร้างหนักและมีแรงดันห้องผสมที่เหมาะสม)



ภาพที่ 2-8 เมื่อของเหลวเปียกขยายตัวผ่านหัวฉีดหลัก

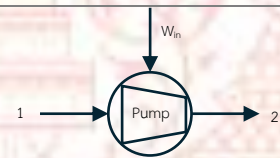
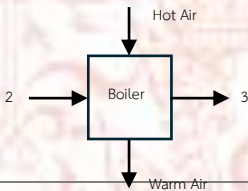
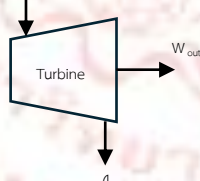
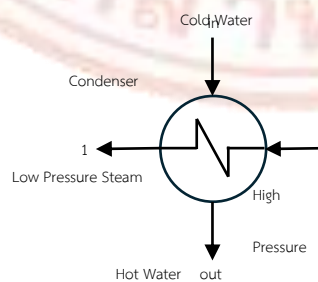


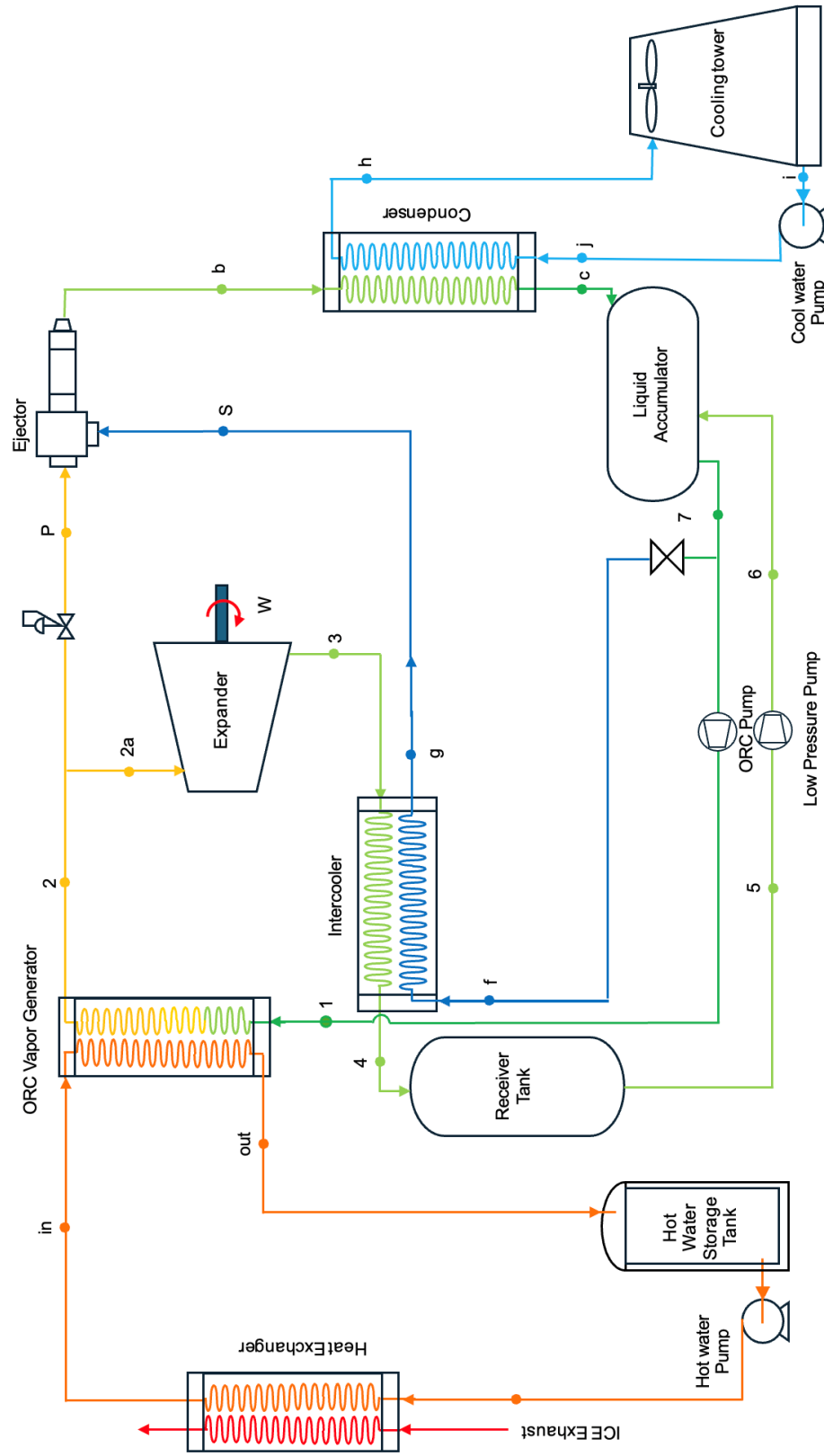
ภาพที่ 2-9 เมื่อของเหลวเปียกขยายตัวผ่านหัวฉีดหลัก

โดยทั่วไปของเหลวทำงานที่ใช้สำหรับระบบทำความเย็นแบบหัวฉีด(ejector)สามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภทตามคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ ได้แก่ ของเหลวแห้งและของเหลวเปียก ของเหลวแห้งจะให้ความลาดเอียงในเชิงบวกเมื่อวาดกระบวนการขยายตัวบนแผนภาพ T-s หรือแผนภาพ P-h ดังแสดงในภาพที่ 2.8 และ 2.9 จะเห็นได้จากเส้นโค้งของของเหลวแห้งว่าเมื่อของเหลวหลักขยายตัวผ่านหัวฉีดหลัก สถานะของของเหลวจะอยู่ในเฟสไอแห้งเสมอ การขยายตัวนี้ส่งผลดีต่อการทำงานของหัวฉีด(ejector) ได้แก่ การก่อตัวของคลื่นการขยายตัวอย่างสมบูรณ์ การสูญเสียโมเมนตัมที่ลดลงผ่านกระบวนการผสม และผลกระทบที่ไม่ก่อกวนบนพื้นผิวด้านในของหัวฉีด(ejector) ตัวอย่างของสารทำความเย็นที่เป็นของเหลวแห้ง ได้แก่ R245fa, R142b, R1234yf และ R141b

สารทำความเย็นของเหลวเปือกจะให้ค่าความลาดเอียงเป็นลบเสมอเมื่อวาดกระบวนการขยายตัวบนไดอะแกรม T-s หรือ P-h ซึ่งแสดงไว้ในภาพที่ 2-8 และ 2-9 เมื่อของเหลวเปือกขยายตัวผ่านหัวฉีดหลัก สถานะของสารจะอยู่ในส่วนผสมของเหลว-ไออิ่มตัวเสมอ ซึ่งถือเป็นการไหลแบบสองเฟส การไหลแบบสองเฟสที่ไหลผ่านตัวขับมักจะส่งผลกระทบเชิงลบต่อประสิทธิภาพของตัวขับ ซึ่งได้รับการสนับสนุนจากผลงานก่อนหน้านี้จำนวนมาก (Chen et al., 2014; Del Valle et al., 2014) ทั้งนี้เนื่องจากการก่อตัวของคลื่นการขยายตัวถูกรบกวน ส่งผลให้กระบวนการผสมแย่ง นอกจากนี้ ปัญหาการกัดกร่อนบนพื้นผิวด้านในของตัวขับก็เป็นผลที่ตามมา ตัวอย่างของสารทำความเย็นของเหลวเปือก ได้แก่ R134a, R123, R707 (ไอน้ำ) และ R710 (แอมโมเนีย) อย่างไรก็ตาม ของเหลวเปือกมีจำหน่ายในเชิงพาณิชย์ และส่วนใหญ่มีราคาถูกกว่าของเหลวแห้ง สิ่งนี้กระตุ้นให้นักวิจัยหลายคนนำตู้เย็นแบบหัวฉีด(ejector)มาใช้โดยใช้ของเหลวเปือก

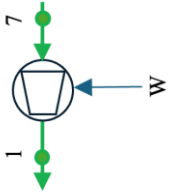
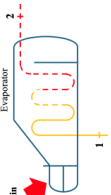
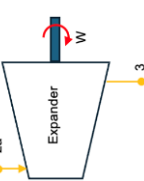
ตารางที่ 2-2 สมการการคำนวณประสิทธิภาพของเอ็กเซอร์ยี แยกชิ้นส่วนของวัฏจักรกำลังไออินทรีย์

Component	Diagram	Exergy efficiency formulation, η_ϵ
pump		$\frac{(\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1)\eta_{Pump}}{\dot{W}_{in}} \quad (2-53)$
Boiler		$\% \eta_\epsilon = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{(\dot{E}_{HA} + \dot{E}_{WA})} \quad (2-54)$
turbine		$\% \eta_\epsilon = \frac{\dot{W}}{(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)} \quad (2-55)$
condenser		$\% \eta_\epsilon = \frac{(\dot{E}_1 - \dot{E}_2)}{(\dot{E}_i - \dot{E}_o)} \quad (2-56)$

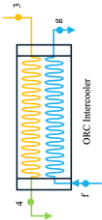
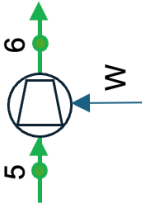
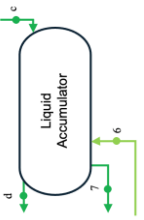


ภาพที่ 2-10 ของวัฏจักรกำลังไออินทรีย์ควบรวมกับวัฏจักรทำความเย็นอีเจกเตอร์ (cORCECC)

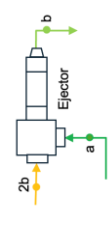
ตารางที่ 2-3 แสดงสมการคำนวณเอ็กเซอร์ยีของวัฏจักรกำลังไอน้ำประสิทธิภาพรวมกับวัฏจักรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์ (CORCECC)

Component	Fuel exergy	Product exergy	Exergy Efficiency	Exergy Destructions
	$Ex_F^i = Ex_{in}$	$Ex_P = Ex_{out}$	$\eta_{ex} = \frac{Ex_P}{Ex_F}$	$Ex_D^i = Ex_F - Ex_P - Ex_L$
ORC Pump 	$\dot{W}_{pump}$	$Ex_1 - Ex_7 = \dot{m}_{wf}(e_1 - e_7)$	$\frac{(Ex_1 - Ex_7)\eta_{pump}}{\dot{W}_{pump}}$	$\dot{W} + Ex_7 - Ex_1$
ORC Generator 	$= Ex_Q^{gen}$ $= \left(1 - \frac{T_0}{T_{source}}\right) \cdot \dot{Q}_{in}$	$Ex_2 - Ex_1 = \dot{m}_{wf}(e_2 - e_1)$	$= \frac{Ex_2 - Ex_1}{\dot{Q}_{gen}}$ $= \frac{\dot{m}_{wf}(e_2 - e_1)}{\left(1 - \frac{T_0}{T_{source}}\right) \cdot \dot{Q}_{in}}$	$Ex_Q^{gen} + Ex_1 - Ex_2$
Expander 	$= Ex_{2a} - Ex_3$ $= \dot{m}_{wf}(e_{2a} - e_3)$	$\dot{W}_{exp}$	$\frac{\dot{W}}{Ex_{2a} - Ex_3}$	$Ex_{2a} - Ex_3 - \dot{W}$

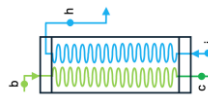
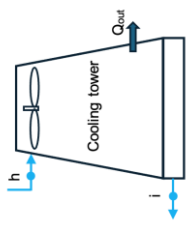
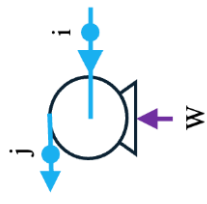
ตารางที่ 2-3 (ต่อ)

ORC Intercooler 	$= \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4$ $= \dot{m}_{hot}(e_3 - e_4)$	$= \dot{E}x_g - \dot{E}x_f$ $= \dot{m}_{cold}(e_g - e_f)$	$\frac{\dot{E}x_g - \dot{E}x_f}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4}$	$\dot{E}x_3 + \dot{E}x_f - \dot{E}x_4 - \dot{E}x_g$
Low Pressure Pump 	$\dot{W}$	$= \dot{E}x_6 - \dot{E}x_5$ $= \dot{m}_{wf}(e_6 - e_5)$	$\left(\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5 \right) \frac{\eta_{pump}}{\dot{W}}$	$\dot{W} + \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$
Liquid Accumulator 		$\dot{E}x_7 - \dot{E}x_6 + \dot{E}x_d - \dot{E}x_c$	$1 - \frac{\dot{E}x_D^{LA}}{\sum \dot{E}x_{in,LA}}$	$\dot{E}x_6 + \dot{E}x_c - \dot{E}x_7 - \dot{E}x_{in,LA}$

ตารางที่ 2-3 (ต่อ)

ORC Pump  ORC Pump	$\dot{W}$	$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_7$	$\frac{(\dot{E}x_1 - \dot{E}x_7)\eta_{Pump}}{\dot{W}}$	$\dot{W} + \dot{E}x_7 - \dot{E}x_1$
Ejector 	$\dot{m}_p(e_{2b} - e_b)$ $+ \dot{m}_s(e_a - e_b)$	$\dot{m}_m e_b$ เมื่อ $\dot{m}_m = \dot{m}_p + \dot{m}_s$	$\frac{\dot{m}_m e_b}{\dot{m}_p(e_{2b} - e_b) + \dot{m}_s(e_a - e_b)}$	$\dot{m}_p(e_{2b} - e_b)$ $+ \dot{m}_s(e_a - e_b)$ $-\dot{m}_m e_b$

ตารางที่ 2-3 (ต่อ)

Condenser 	$= \dot{E}x_b - \dot{E}x_c$ $= \dot{m}_{wf}(e_b - e_c)$	$= \dot{E}x_h - \dot{E}x_j$ $= \dot{m}_{cw}(e_h - e_j)$	$\frac{\dot{E}x_h - \dot{E}x_j}{\dot{E}x_b - \dot{E}x_c}$	$\dot{E}x_b + \dot{E}x_j - \dot{E}x_c - \dot{E}x_h$
Cooling tower 	$= \dot{E}x_h - \dot{E}x_i$ $= \dot{m}_{cw}(e_h - e_i)$	0	0	$\dot{E}x_h - \dot{E}x_i$
Cool water pump 	$\dot{W}$	$\dot{E}x_j - \dot{E}x_i = \dot{m}_{cw}(e_j - e_i)$	$\frac{(\dot{E}x_j - \dot{E}x_i)\eta_{Pump}}{\dot{W}}$	$\dot{W} + \dot{E}x_i - \dot{E}x_j$

2.10 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

สิ่งสำคัญของการดำเนินโครงการจะต้องแสดงให้เห็นถึงความเป็นไปได้ของการดำเนินงานโครงการนั้นๆ ซึ่งเศรษฐศาสตร์วิศวกรรมจะใช้เทคนิคการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ทั้งเชิงปริมาณและเชิงคุณภาพที่แสดงให้เห็นว่าโครงการที่นำเสนอมีประสิทธิผลเป็นอย่างไร และเมื่อนำไปเปรียบเทียบกับโครงการอื่นๆ การออกแบบทางวิศวกรรมยังมีความน่าสนใจต่อการลงทุนในโครงการนั้นหรือไม่ การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์จะพิจารณาถึงเงินลงทุน และกระแสเงินสดที่เกิดขึ้นระหว่างดำเนินกิจการ

2.10.1 การประมาณการต้นทุน (Estimating Costs) คือการพิจารณากระแสเงินสดของโครงการทั้งหมดแบ่งเป็น 2 ส่วน เรียกว่า ต้นทุนรวมซึ่งหมายถึงเงินลงทุนเริ่มต้น และเงินลงทุนระหว่างดำเนินการ (การบำรุงรักษา/การซ่อมแซมประจำปีและค่าใช้จ่ายสำหรับการปฏิบัติการ) การดำเนินโครงการสามารถทำได้หลากหลายแนวทาง แต่ทุกแนวทางจะสะท้อนผลต่อต้นทุนทั้งสองประเภทและอายุโครงการ ในการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์นั้น

2.10.1.1 ต้นทุนรวม (Fixed capital; FC) จะประกอบได้ค่าใช้จ่าย 3 ส่วน คือ a) เงินลงทุนเริ่มต้น ณ ปีที่ 0 ซึ่งจะแสดงการประมาณการเงินลงทุนของชิ้นส่วนในระบบตามตารางที่ 2-3 b) ค่าใช้จ่ายสำหรับการติดตั้งระบบ ณ ปีที่ 0 และ c) ค่าอุปกรณ์เชื่อมต่อบนระบบซึ่งจะรวมถึงต้นทุนของสารทำงานด้วย

2.10.1.2 ต้นทุนแปรผัน (Variable Cost; VC) หรือต้นทุนการดำเนินงาน (Operational Cost; OC) โครงการจะมีค่าต้นทุนการดำเนินงาน (OC) หลักที่ต้องพิจารณา 2 ส่วน คือ a) ค่าบำรุงรักษา/ต้นทุนการดำเนินการ (Operation and Maintenance Cost; O&M) และ b) ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานที่ใช้ (ค่าเชื้อเพลิง)

2.10.2 การประมาณการผลประโยชน์ (Estimating Benefits)

2.10.2.1 ผลตอบแทนจากการลงทุนด้านพลังงาน (Energy Return on Investment; EROI) คืออัตราส่วนที่ใช้เพื่ออธิบายการวัดค่าพลังงานที่ผลิตได้เมื่อเทียบกับพลังงานที่ใช้ไป อัตราส่วนดังกล่าวจะแสดงให้เห็นว่า เกิดการใช้พลังงานไปเท่าใดในการค้นหาพลังงานที่ต้องการ

2.10.2.2 ผลประโยชน์จากแนวทางการลงทุนในโครงการผลิตกระแสไฟฟ้าจากการนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้อาจประเมินได้ยากกว่าผลประโยชน์จากการผลิตกระแสไฟฟ้าประเภทอื่นๆที่เกิดจากแหล่งเชื้อเพลิงที่บ่งชี้ชัดเจน การแสดงให้เห็นถึงประสิทธิผลของระบบที่นำเสนอต้องการการประเมินทางเศรษฐศาสตร์อย่างครบถ้วน เงินลงทุนในโครงการจะประกอบด้วยต้นทุนต่างๆ ดังสมการที่ 2-57

$$FC = C_{invs} + C_{inst} \quad (2-57)$$

2.10.2.2.1 เงินลงทุนรวม (FC) ของระบบ ตามสมการที่ 2-57 ประกอบด้วย

(a) เงินลงทุนของชิ้นส่วนใดๆ (b)ค่าติดตั้งของแต่ละชิ้นส่วน และ (c) ต้นทุนการติดตั้งระบบและการเดินท่อเชื่อมต่อนี้ขึ้นส่วนในระบบ

2.9.2.2.2 ต้นทุนของอุปกรณ์ที่ติดตั้งในระบบ (C_{invs}) แสดงในสมการที่ 2-58

$$C_{invs} = \sum_{i=0}^n Z_i \quad (2-58)$$

เมื่อ Z_i คือ ชิ้นส่วนใดๆ ในระบบ

ต้นทุนของชิ้นส่วน i คือต้นทุนที่รายงานในปี 2024 โดยใช้ดัชนีต้นทุนตามตัวชี้วัด CEPCI ตามสมการที่ 2-59

$$Z_{2024} = Z_{reference\ year} \times \left(\frac{Cost\ index\ for\ 2024}{Cost\ index\ for\ original\ year} \right) \quad (2-59)$$

2.10.2.2.3 ต้นทุนการติดตั้งระบบและการเดินท่อของระบบ (C_{inst}) คิดเป็น 10% (M. Moghimi, 2018)

$$C_{inst} = 0.1 \times C_{invs} \quad (2-60)$$

2.10.2.2.4 ต้นทุนการดำเนินการของระบบ (Plant Operation Cost; OC)

เมื่อทุกระบบต้องมีค่าดำเนินการ ค่าใช้จ่าย ดังนั้น ต้นทุนการดำเนินการของระบบ (OC) จึงมาค่าเท่ากับค่าใช้จ่ายใดๆที่เกิดขึ้น ณ เวลานั้น ซึ่งระบบจะมีค่าใช้จ่ายที่ประกอบด้วย a) ต้นทุนการเดินเครื่องจักรและการบำรุงรักษา ($C_{O\&M}$) เช่น ค่าแรงของพนักงานที่เกี่ยวข้องโดยตรงกับระบบนั้นๆ ค่าบำรุงรักษาเครื่องที่เกิดขึ้นโดยตรง b) ต้นทุนรวมของค่าพลังงานซึ่งระบบนี้ใช้พลังงานไฟฟ้าเพื่อเดินเครื่อง (C_{TE}) ดังแสดงในสมการที่ 2-61

$$OC = C_{O\&M} + C_{TE} \quad (2-61)$$

ก) ต้นทุนการเดินเครื่องและการบำรุงรักษา จะคิดเป็น 6% ของต้นทุนของอุปกรณ์ที่ติดตั้งในระบบ ดังสมการที่ 2-62

$$C_{O\&M} = 0.06 (C_{invs}) \quad (2-62)$$

ข) ต้นทุนรวมของค่าพลังงาน จะประกอบด้วยต้นทุนค่าไฟฟ้าและค่าพลังงานเชื้อเพลิง ซึ่งระบบปั๊มความร้อนจะไม่มีต้นทุนค่าเชื้อเพลิงที่นำมาคิดในต้นทุนรวม ดังสมการที่ 2-63

$$C_{TE} = C_{Elec} + C_f \quad (2-63)$$

เมื่อ $C_{O\&M}$ คือ ต้นทุนการเดินเครื่องและการบำรุงรักษา

C_{TE} คือ ต้นทุนรวมของค่าพลังงาน

C_{Elec} คือ ต้นทุนรวมของค่าไฟฟ้า

C_f คือ ต้นทุนค่าเชื้อเพลิง

ชิ้นส่วนที่ประกอบในระบบ สามารถหาค่าได้จากตารางสมการคำนวณหาราคาของอุปกรณ์ในระบบปั๊มความร้อน ดังแสดงในตารางที่ 2-3

ตารางที่ 2-4 ตารางแสดงสมการการหาต้นทุนของอุปกรณ์

Component	Cost function	Reference
Heat Exchangers	$Z_{HE} = 130 \left(A_{HE} / 0.93 \right)^{0.78}$	[20]
ORC Vapor Generator	$Z_{ORC, Gen} = 17500 \left(\frac{A_{evap}}{100} \right)^{0.6}$	[20]
Expander	$Z_{Exp} = 3880 \times W_{exp}^{0.7} \left(1 + \left(\frac{0.05}{1 - \eta_{exp}} \right)^3 \right)$	[20]
ORC Intercooler	$Z_{ORC, Int} = 8000 \left(\frac{A_{Int}}{100} \right)^{0.6}$	[20]
Receiver Tank	$Z_{Rec} = 3647.5 \times 0.32 \times \left(\frac{Vol}{0.32} \right)^{0.3} \times 0.985$	[21]
Low Pressure Pump	$Z_{Pump} = 705.48 \times \dot{W}_{Pump}^{0.71} \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{Pump}} \right)$	[21]
Liquid Accumulator	$Z_{Liq} = 3647.5 \times 0.32 \times \left(\frac{Vol}{0.32} \right)^{0.3} \times 0.985$	[21]
ORC Pump	$Z_{Pump} = 705.48 \times \dot{W}_{Pump}^{0.71} \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{Pump}} \right)$	[21]

ตารางที่ 2-4 (ต่อ)

Cool Water Pump	$Z_{Pump} = 705.48 \times \dot{W}_{Pump}^{0.71} \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{Pump}} \right)$	[21]
Ejector	$Z_{Ejec} = 1000 \times 16.14 \times 0.989 \times \left(\dot{m} \left(\frac{T_i}{(0.001 P_i)^{0.05}} \right)^{0.05} P_e^{-0.75} \right)$	[21]
Condenser	$Z_{Cond} = 8000 \left(\frac{A_{Cond}}{100} \right)^{0.6}$	[21]
Cool Water Pump	$Z_{Pump} = 705.48 \times \dot{W}_{Pump}^{0.71} \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{Pump}} \right)$	[21]
Cooling Water storage	$Z_{Liq} = 3647.5 \times 0.32 \times \left(\frac{Vol}{0.32} \right)^{0.3} \times 0.985$	[21]
Cooling Tower	$Z_{CT} = \left[746.749 (F_{in})^{0.79} (R)^{0.57} (A)^{-0.9924} (0.022 T_{WB} + 0.39)^{2.447} \right] / \left[\frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \times \varphi \right]$	[21]

2.10.3 มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV)

การตัดสินใจการลงทุนของระบบผลิตน้ำร้อนแบบใหม่ จะวิเคราะห์โดยใช้อัตราคิดลด (discount rate) หรือ อัตราดอกเบี้ย เป็นตัวปรับมูลค่าของกระแสเงินสดในแต่ละช่วงเวลาเพื่อให้แสดงถึงมูลค่า ณ ปัจจุบันของเงินที่ลงทุน สมการของมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) และระยะเวลาคืนทุน (PP) แสดงดังสมการที่ 2-64

$$NPV_n = -FC + \sum_{n=0}^{20} Y(1+i)^{-n} \quad (2-64)$$

โดยที่ i คือ อัตราดอกเบี้ยที่เหมาะสมและค่าเสียโอกาสทางธุรกิจ ซึ่งถือเป็น 15% และ n คือ อายุการใช้งานของระบบที่เสนอ ซึ่งถือเป็น 20 ปี และ Y แสดงถึงกระแสเงินสดสุทธิ ณ สิ้นปีที่ n ซึ่งแสดงได้ดังสมการที่ 2-65

$$Y = AI - (C_{O\&M} + C_{TE}) \quad (2-65)$$

โดยที่ AI คือรายได้ต่อปี $C_{O\&M}$ คือต้นทุนการดำเนินงานและการบำรุงรักษา และ C_{TE} คือ ต้นทุนเชื้อเพลิง

ระยะเวลาคืนทุนของระบบจะพิจารณาปีที่ n เมื่อ NPV มีค่ามากกว่าศูนย์

$$PP = \min \{n : NPV(n) > 0\} \quad (2-66)$$

เมื่อ i คือ ผลตอบแทนที่ต้องการ 15%

n คือ อายุโครงการ

FC คือ เงินลงทุนเริ่มต้น ปีที่ 0 ประกอบด้วย

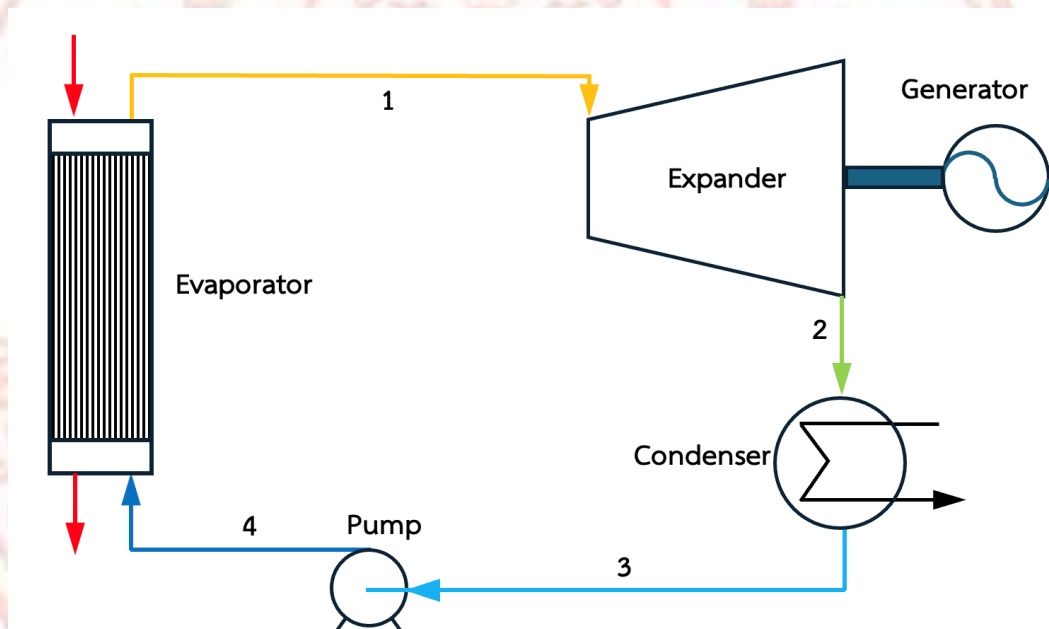
AI คือ รายได้ในแต่ละปี

2.11 อุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic)

แม้ว่าการวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์ (โดยเฉพาะการวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยี) จะสามารถใช้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของชิ้นส่วนและระบบที่เกี่ยวข้องได้ แต่ความเป็นไปได้ในการนำการปรับปรุงเหล่านี้ไปใช้จริง มักถูกจำกัดด้วยข้อจำกัดทางการเงิน นอกจากนี้ แนวทางที่มุ่งเน้นจากแรงจูงใจทางวิทยาศาสตร์เพียงอย่างเดียว ก็มักจะไม่คุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ ดังนั้น เพื่อให้สามารถออกแบบระบบพลังงานได้อย่างเหมาะสมที่สุด จึงควรใช้เทคนิคที่ผสมผสานความรู้จากศาสตร์ด้านวิทยาศาสตร์ (โดยเฉพาะอุณหพลศาสตร์) เข้ากับศาสตร์ด้านเศรษฐศาสตร์ (ด้านต้นทุน) โดยทั่วไป การออกแบบออกแบบวัฏจักรทำความเย็นควรรวมกับวัฏจักรกำลังไอน้ำเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพ มักดำเนินการด้วยวิธีการแบบอ้างอิงจากการวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์ ข้อมูลเชิงทดลอง และประสบการณ์ทางวิศวกรรม อย่างไรก็ตาม ข้อมูลเหล่านี้ส่วนใหญ่มักดำเนินการภายใต้ข้อมูลทางวิศวกรรม ส่งผลให้เกิด

การใช้ทรัพยากรอย่างไม่มีประสิทธิภาพ ต้นทุนการผลิตเพิ่มขึ้น และก่อให้เกิดผลกระทบทางสิ่งแวดล้อมที่ไม่พึงประสงค์

การวิเคราะห์อุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (*Exergoeconomic Analysis*) จึงถูกนำมาใช้เพื่อระบุถึงอุปกรณ์/ชิ้นส่วนที่ประกอบในวัฏจักรมีประสิทธิภาพต่ำ รวมถึงสามารถคำนวณต้นทุนที่เกี่ยวข้องกับการสูญเสียทางเอ็กเซอร์ยีในแต่ละองค์ประกอบของระบบได้อย่างเป็นระบบ ในการศึกษานี้ได้ประยุกต์ใช้วิธี *SPECO (Specific Exergy Costing Method)* ซึ่งเป็นแนวทางการวิเคราะห์ต้นทุนของเอ็กเซอร์ยีที่เสนอโดย *Tsatsaronis and Lin (1990)* และพัฒนาเพิ่มเติมโดย *Lazzaretto and Tsatsaronis (1999)* เพื่อวิเคราะห์เชิงลึกด้านอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ของระบบที่ศึกษาที่ระบุถึงอัตราต้นทุนของเชื้อเพลิง อัตราต้นทุนของอุปกรณ์ และอัตราต้นทุนผลิตภัณฑ์



ภาพที่ 2-11 ภาพแสดงอุปกรณ์ของวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ (ORC)

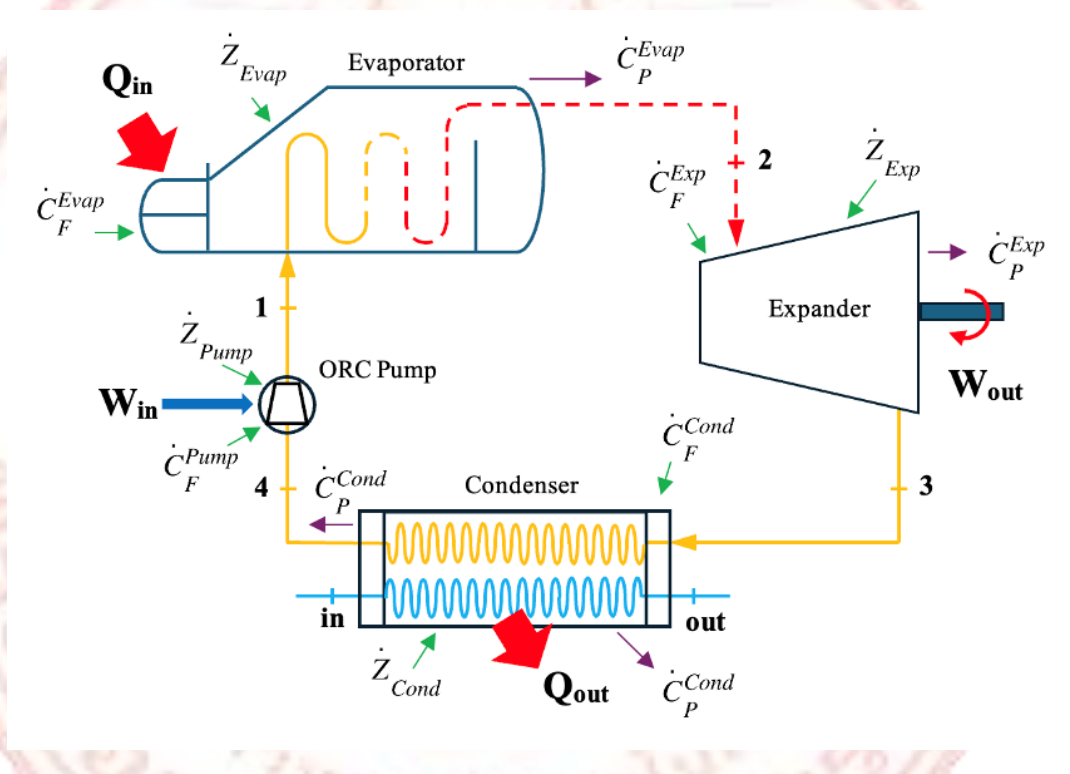
2.12 วิธี SPECO (Specific Exergy Costing Method)

SPECO (Specific Exergy Costing Method) เป็นวิธีการวิเคราะห์ต้นทุนเชิงเอ็กเซอร์ยีที่ใช้หลักการผสมผสานระหว่างวิชาเทอร์โมไดนามิกส์ (Thermodynamics) และเศรษฐศาสตร์ (Economics) เพื่อประเมินต้นทุนของเอ็กเซอร์ยีในแต่ละจุดของระบบพลังงาน โดยเฉพาะอย่างยิ่งระบบที่ซับซ้อน เช่น ระบบการผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรกำลังไอ (Organic Rankine Cycle) หรือระบบจัดการความร้อนที่มีหลายองค์ประกอบ การวิเคราะห์ด้วยวิธี SPECO สามารถแสดงให้เห็นว่าชิ้นส่วน

ในระบบส่งผลต่อประสิทธิภาพและต้นทุนรวมของระบบอย่างไร และสามารถนำผลที่ได้ พิจารณาการเพิ่มประสิทธิภาพระบบทั้งในเชิงเทอร์โมไดนามิกส์และเชิงเศรษฐศาสตร์

หลักการพื้นฐานของวิธี SPECO (Specific Exergy Costing Method)

1. การกำหนดขอบเขตขององค์ประกอบ (Component boundary definition) แบ่งระบบออกเป็นองค์ประกอบ/ชิ้นส่วนย่อย เช่น วัฏจักรกำลังไอน์ทรีย์พื้นฐาน(ORC) ประกอบด้วย เครื่องระเหย(evaporator), เครื่องขยายตัว(expander), เครื่องควบแน่น (condenser), ปั๊ม(pump) แล้วระบุจุดเข้า-ออกของกระแสเอ็กเซอร์ยีตามภาพที่ 2-12



ภาพที่ 2-12 ภาพแสดงอัตราต้นทุนชนิดต่างๆ ของแต่ละอุปกรณ์ของวัฏจักรกำลังไอน์ทรีย์

2. การนิยามเชื้อเพลิง (Fuel) และผลผลิต (Product) ของแต่ละชิ้นส่วนของวัฏจักร
 - Fuel (F) คือเอ็กเซอร์ยีที่จำเป็นในการทำให้ชิ้นส่วนของวัฏจักรทำงาน เช่น ความร้อนเข้าเครื่องระเหย (evaporator) พลังงานไฟฟ้าจ่ายเข้าปั๊ม (pump)
 - Product (P) คือเอ็กเซอร์ยีที่ได้จากการเปลี่ยนรูป การเพิ่มขึ้นของความดัน อุณหภูมิ หรือผลผลิตในรูปแบบต่างๆ ของชิ้นส่วนในวัฏจักรใดๆ เช่น งานจากเครื่องกังหัน (expander) หรือ สารทำงานที่ถูกทำให้ร้อนจากเครื่องระเหย (evaporator)

3. การตั้งสมการต้นทุน (Cost balance equation) อัตราต้นทุนรวมของผลผลิตชิ้นส่วน k จะเท่ากับอัตราต้นทุนของเชื้อเพลิงของชิ้นส่วน k รวมกับอัตราต้นทุนชิ้นส่วน k ตามสมการที่

2-67

$$\sum \dot{C}_F + \dot{Z}_k = \sum \dot{C}_P \quad (2-67)$$

$$\dot{Ex}_F^k = \dot{Ex}_Q^i = \left(1 - \frac{T_o}{T_{Source}}\right) \times \dot{Q}_i \quad (2-68)$$

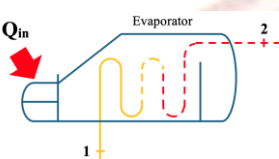
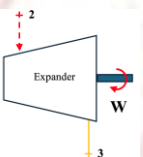
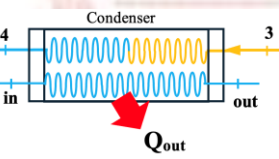
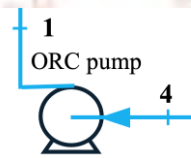
$$\dot{Ex}_P^k = \dot{Ex}_Q^e = \left(1 - \frac{T_o}{T_{sink}}\right) \times \dot{Q}_e \quad (2-69)$$

เมื่อ $\dot{C}_F$ คือ อัตราต้นทุนของเชื้อเพลิง
 $\dot{C}_P$ คือ อัตราต้นทุนของผลิตภัณฑ์
 $\dot{Z}$ คือ อัตราต้นทุนของชิ้นส่วนต่ออายุการใช้งาน

หมายเหตุ กรณีของคอนเดนเซอร์ (Condenser) Q จะไม่ถือว่าเป็นเอ็กเซอร์ยีเชื้อเพลิง (Fuel Exergy) เพราะความร้อนไม่ใช่พลังงานที่ใช้ผลิตงานหรือผลิตผล แต่เป็นการปลดปล่อยพลังงานออกจากระบบ และก่อให้เกิด Exergy destruction หรือ irreversibility ในกระบวนการ

4. การใช้กฎ F และ P (F and P Rules)
- F Rule (Fuel Rule) กำหนดต้นทุนเฉพาะของกระแสเอ็กเซอร์ยีที่ถูกใช้ หรือถูกกำจัดจากชิ้นส่วนใด ๆ
 - P Rule (Product Rule) กำหนดต้นทุนเฉพาะของกระแสเอ็กเซอร์ยีที่เป็นผลผลิตจากชิ้นส่วนใด ๆ โดยเฉลี่ยตามค่าเฉพาะ
5. การสร้างสมการเสริม (Auxiliary equations) เพื่อให้สามารถคำนวณต้นทุนเฉพาะของกระแสเอ็กเซอร์ยีแต่ละจุดได้ครบถ้วน โดยทั่วไปจำนวนสมการ = จำนวนกระแส exergy – 1 หรือ $n_e - 1$
6. เพื่อให้สามารถดำเนินการวิเคราะห์ทางเอกเซอร์โกเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic Analysis) ได้อย่างมีประสิทธิภาพ จำเป็นต้องนิยาม เชื้อเพลิง (Fuel), ผลผลิต (Product) และ ต้นทุนภายใน ($\dot{Z}$) สำหรับแต่ละองค์ประกอบของระบบ Organic Rankine Cycle (ORC) โดยอิงตามหลักการคิดแบบ Specific Exergy Costing (SPECOC) ดังแสดงในตารางที่ 2-4

ตารางที่ 2-5 แสดงการนิยาม เชื้อเพลิง (fuel) , ผลผลิต (Product) และ อัตราต้นทุนภายใน ($\dot{Z}$) สำหรับแต่ละอุปกรณ์ของวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ (ORC)

องค์ประกอบ	เชื้อเพลิง (Fuel)	ผลผลิต (Product)	ต้นทุนภายใน ($\dot{Z}$)
Evaporator 	อัตราเอนโทรปีของ พลังงานความร้อนเข้าสู่ ระบบ ($\dot{E}x_{in}^Q$)	อัตราเอนโทรปีของสาร ทำงานที่ออกจากเครื่อง ระเหย ($\dot{E}x_2^{evap}$)	ผลรวมของต้นทุนการ ลงทุนคงที่ ค่า ดำเนินการและค่า บำรุงรักษา ตลอด อายุการใช้งาน
Expander 	อัตราเอนโทรปีของสาร ทำงานเข้าเครื่อง ขยายตัว ($\dot{E}x_2^{exp}$)	งานกลที่ผลิตได้ ($\dot{W}$) และ อัตราเอนโทรปีของสาร ทำงานที่ออกจาก เครื่อง ขยายตัว ($\dot{E}x_3^{exp}$)	ผลรวมของต้นทุนการ ลงทุนคงที่ ค่า ดำเนินการและค่า บำรุงรักษา ตลอด อายุการใช้งาน
Condenser 	ผลต่างของอัตราเอนโทรปี ของสารทำงานระหว่าง ขาเข้าและขาออก ($\dot{E}x_3^{cond} - \dot{E}x_4^{cond}$)	อัตราเอนโทรปีของความ ร้อนที่ถูกระบายทิ้ง ($\dot{E}x_{out}^Q$)	ผลรวมของต้นทุนการ ลงทุนคงที่ ค่า ดำเนินการและค่า บำรุงรักษา ตลอด อายุการใช้งาน
Pump 	พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในการ ปั๊ม ($\dot{W}_{pump}$)	ผลต่างของอัตราเอนโทรปี ของสารทำงานระหว่าง ขาออกและขาเข้า ($\dot{E}x_1^{pump} - \dot{E}x_4^{pump}$)	ผลรวมของต้นทุนการ ลงทุนคงที่ ค่า ดำเนินการและค่า บำรุงรักษา ตลอด อายุการใช้งาน

เครื่องระเหย (Evaporator) ทำหน้าที่รับพลังงานความร้อนจากแหล่งพลังงานเหลือทิ้ง โดยพลังงานที่เข้าสู่ระบบถูกนิยามเป็นเชื้อเพลิง ($\dot{E}x_{in}^Q$) ซึ่งมีคุณภาพพลังงานสูงกว่าเมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนสูง เอนโทรปีของสารทำงานที่ออกจากเครื่องระเหย ($\dot{E}x_2^{evap}$) ถือเป็นผลผลิตของอุปกรณ์นี้

เครื่องขยายตัว (Expander) ใช้เอนโทรปีของสารทำงานที่ผ่านความร้อนจาก Evaporator ในการผลิตงานกล ($\dot{W}$) ทั้งนี้ เอนโทรปีของสารทำงานที่ยังคงเหลืออยู่หลังการขยาย ($\dot{E}x_3^{exp}$) ถือเป็นส่วนหนึ่งของผลผลิตตามหลัก SPECO method เนื่องจากยังคงมีคุณค่าในระบบต่อไป

เครื่องควบแน่น (Condenser) ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำงาน โดยเอนโทรปีที่สูญเสียจากจุดเข้า ($\dot{E}x_3^{exp}$) ไปยังจุดออก ($\dot{E}x_4^{cond}$) ถือเป็น Fuel และความร้อนที่ถูกระบายออก (

$\dot{Ex}_{out}^Q$) ถือเป็นผลผลิต (Product) แม้จะไม่สามารถนำกลับมาใช้โดยตรงในระบบ แต่เป็นองค์ประกอบสำคัญในสมดุลเอกเซอร์ยี

ปั๊ม(ORC Pump) ใช้พลังงานไฟฟ้าในการเพิ่มความดันของสารทำงาน ซึ่งสามารถนับเป็นเชื้อเพลิงโดยตรง เอกเซอร์ยีที่เพิ่มขึ้นของสารทำงานจาก $\dot{Ex}_4^{cond}$ ไปยัง $\dot{Ex}_1^{pump}$ เป็นตัวแทนของผลผลิต (Product)

สมการสมดุลต้นทุน

การวิเคราะห์ทางอุณหภาพเชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic Analysis) จะระบุอัตราการไหลของต้นทุน (Cost flow rate; $\dot{C}$, บาทต่อชั่วโมง) ให้กับแต่ละกระแสของเอกเซอร์ยีในวัฏจักร แล้วจึงจะพิจารณาสมดุลต้นทุน (Cost Balance) สำหรับแต่ละชิ้นส่วนของระบบ เพื่อการประเมินต้นทุนที่เกี่ยวข้องกับเอกเซอร์ยีในแต่ละจุดของวัฏจักร สามารถคำนวณอัตราการไหลของต้นทุนได้ตามสมการที่ 2.69

$$\dot{C}_j = c_j \dot{Ex}_j \quad (2-70)$$

เมื่อ $\dot{C}_j$ คือ อัตราการไหลของต้นทุน (Cost flow rate; $\dot{C}$, บาทต่อชั่วโมง)
 c_j คือ ต้นทุนของเอกเซอร์ยี ราคาต่อหน่วยพลังงาน (฿/kJ)
 $\dot{Ex}_j$ คือ อัตราเอกเซอร์ยี ราคาพลังงานต่อหน่วยเวลา (kJ/h)

จากสมการที่ 2-95 ใช้เพื่อคำนวณต้นทุนของเอกเซอร์ยีที่เข้าสู่หรือออกจากชิ้นส่วนใดๆ ในวัฏจักร ซึ่งต้นทุนต่อหน่วยเอกเซอร์ยี (c) จะได้จากสมการสมดุลต้นทุนของชิ้นส่วนต่างๆ โดยพิจารณาทั้งการผลิตเอกเซอร์ยี การสูญเสีย และต้นทุนที่เกิดจากการลงทุนของชิ้นส่วนใดๆ (capital cost) และค่าดำเนินการและบำรุงรักษา (operation and maintenance cost) ที่สัมพันธ์กับเอกเซอร์ยีที่ผลิตได้ จากสมการที่ 2-70 จะสามารถวิเคราะห์สมดุลต้นทุนของชิ้นส่วน (Cost balance of component) ตามสมการที่ 2-71

$$\dot{C}_Q^k + \sum_i \dot{C}_i^k + \dot{Z}_k = \sum_e \dot{C}_e^k + \dot{C}_W^k \quad (2-71)$$

เมื่อ $\dot{C}_Q^k$ คือ อัตราต้นทุนของเอกเซอร์ยีของแหล่งความร้อนขาเข้าของชิ้นส่วน k
 $\dot{C}_i^k$ คือ อัตราต้นทุนของเอกเซอร์ยีขาเข้าของชิ้นส่วน k
 $\dot{Z}_k$ คือ อัตราต้นทุนต่อหน่วยเวลา (บาทต่อชั่วโมง) ที่เกี่ยวข้องกับการลงทุนของชิ้นส่วน k
 $\dot{C}_e^k$ คือ อัตราต้นทุนของเอกเซอร์ยีขาออกของชิ้นส่วน k
 $\dot{C}_W^k$ คือ อัตราต้นทุนของงานจากชิ้นส่วน k

การแก้สมการสมดุลต้นทุนของชิ้นส่วนในวัฏจักรจะสามารถระบุต้นทุนทางเอกเซอร์ยีแต่ละอุปกรณ์ และนำไปสู่การประเมินอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ที่ครอบคลุมทั้งด้านเงินลงทุน ค่าบำรุงรักษา ต้นทุนพลังงานและคุณภาพของพลังงานภายในวัฏจักรได้อย่างแม่นยำ อัตราเงินลงทุนของชิ้นส่วน อัตราต้นทุนของงานกลและความร้อน สามารถแสดงตามสมการ ดังนี้

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (2-72)$$

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}x_i = c_i \dot{m}_i ex_i \quad (2-73)$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}x_e = c_e \dot{m}_e ex_e \quad (2-74)$$

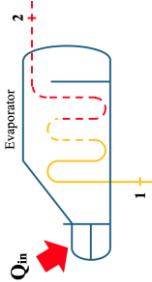
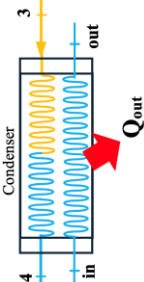
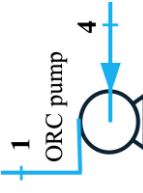
$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (2-75)$$

$$\dot{C}_Q = c_Q \dot{E}x_Q \quad (2-76)$$

$\dot{Z}_k^{OM}$ แสดงถึงต้นทุนการดำเนินงานและการบำรุงรักษา ซึ่งได้มาจากต้นทุนเอกเซอร์ยีจำเพาะ(c)และอัตราต้นทุน $\dot{C}$ นอกจากนี้จะเห็นว่าสมการต้นทุนรวมจะมี $\dot{Z}_k^{CI}$ ซึ่งแสดงต้นทุนการลงทุนแบบปรับสมดุลรายปีของแต่ละชิ้นส่วน

ก่อนดำเนินการวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic Analysis) จะต้องกำหนดเอกเซอร์ยีของเชื้อเพลิง (Fuel Exergy) และเอกเซอร์ยีของผลผลิต (Product Exergy) สำหรับแต่ละชิ้นส่วนของวัฏจักร โดยเอกเซอร์ยีของผลผลิตจะถูกนิยามตามวัตถุประสงค์หลักของการดำเนินงานของชิ้นส่วนใดๆ ในขณะที่เอกเซอร์ยีของเชื้อเพลิงจะอธิบายถึงปริมาณทรัพยากรที่ถูกใช้เพื่อให้ได้มาซึ่งผลผลิตดังกล่าว โดยทั้งสองปริมาณจะถูกแสดงในหน่วยของเอกเซอร์ยีทั้งหมด เพื่อให้สามารถทำการวิเคราะห์ด้านประสิทธิภาพและต้นทุนได้อย่างสอดคล้องกัน ทั้งนี้ รายละเอียดของการกำหนดเชื้อเพลิงและผลผลิตของชิ้นส่วนใดๆ แสดงตามตารางที่ 2-5

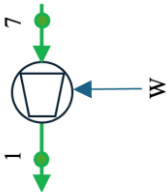
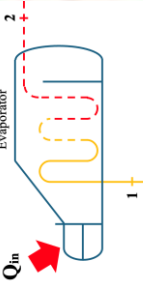
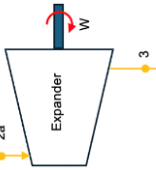
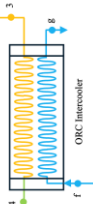
ตารางที่ 2-6 สมการสมดุลต้นทุน(Cost Balance Equation) ที่เกี่ยวข้องกับการกำลังไอสารอินทรีย์ (ORC)

Component	Fuel (F)	Product (P)	Cost Balance Equation	Description
Evaporator	 Exergy of heat input Ex_Q^{Evap}	Exergy of working fluid at outlet $Ex_2 - Ex_1$	$\sum \dot{C}_F + Z = \sum \dot{C}_P$ $\dot{C}_Q^{Evap} + \sum \dot{C}_1^{Evap} + \dot{Z}_{Evap} = \sum \dot{C}_2^{Evap}$ $c_Q^{Ex,i} + c_1^{Ex^{evap}} + Z_{evap} = c_2^{Ex^{evap}}$	กำหนดให้ความร้อนที่ป้อนเข้าสู่เครื่องระเหย (Evaporator) เป็นแหล่งเชื้อเพลิงหลักในการคำนวณการวัฏจักรกำลังไอ (ORC)
Expander	 Exergy of working fluid at expander inlet Ex_2	Mechanical work output $W_{Exp} + Ex_3$	$\sum \dot{C}_2^{Exp} + Z_{Exp} = \sum \dot{C}_3^{Exp} + \dot{C}_W^{Exp}$ $c_2^{Ex^{Exp}} + Z_{Exp} = c_3^{Ex^{Exp}} + c_W^{Exp}$	ผลผลิตจากการแปลงเอ็กเซอร์ยีของสารทำงานเป็นงานกล
Condenser	 Exergy of fluid at condenser inlet Ex_3	Exergy of heat output Ex_4	$\sum \dot{C}_i^{Cond} + Z_{Cond} = \sum \dot{C}_e^{Cond} + \dot{C}_Q^{Cond}$ $c_3^{Ex^{Cond}} + Z_{Cond} = c_4^{Ex^{Cond}} + c_Q^{Ex^{Cond}}$	การปลดปล่อยเอ็กเซอร์ยีสู่แวดล้อม
Pump	 Electric work input W_{pump}	Exergy of fluid at outlet $Ex_1 - Ex_4$	$C_W^{Pump} + \sum \dot{C}_i^{Pump} + Z_{Pump} = \sum \dot{C}_e^{Pump}$ $c_W^{Ex^{Pump}} + c_i^{Ex^{Pump}} + Z_{Pump} = c_e^{Ex^{Pump}}$	ไฟฟ้าเป็นเชื้อเพลิงสำหรับปั๊ม

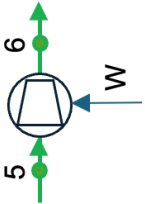
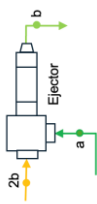
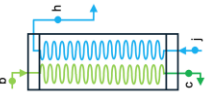
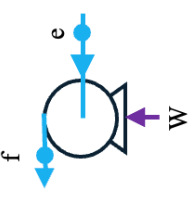
ตารางที่ 2-7 ตารางอธิบายการไหลของวัฏจักรกำลังไอน้ำพรีคัมบรัม(CORCECS)

ลำดับ	Component	inlet → outlet	หมายเหตุ
①	ORC Pump	7 → 1	ปั๊มแรงดันสูง
②	Evaporator (Gen)	1 → 2	รับพลังงานความร้อน
③	Expander	2a → 3	จ่ายงานกลออกมา
④	Intercooler	3 → 4, f → g	แลกเปลี่ยนความร้อน ลดอุณหภูมิสารทำความเย็น
⑤	Low Pressure Pump	5 → 6	เพิ่มแรงดัน
⑥	Ejector	P + S → b	ผสมแรงดันจาก 2 กระแส
⑦	Condenser	b → c, j → h	ควบแน่น แลกเปลี่ยนความร้อน ลดอุณหภูมิสารทำความเย็น
⑧	Working Fluid Pump	e → f	ปั๊มส่งกลับ Intercooler ที่สารทำงานมีอุณหภูมิต่ำ
⑨	Cooling Tower	h → i	ลดอุณหภูมิ ปล่อยความร้อนสู่บรรยากาศ
⑩	Cool Water Pump	i → j	ปั๊มน้ำเข้าเครื่องควบแน่น (Condenser)

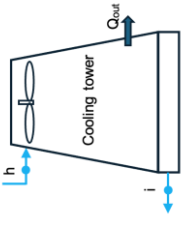
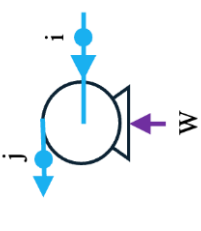
ตารางที่ 2-8 สมการสมดุลต้นทุน(Cost Balance Equation) ด้วยวิธี SPECO ที่เกี่ยวข้องกับวัฏจักรกำลังไอน้ำที่รีไซเคิล(CORCECS)

ลำดับ	Component	inlet → outlet	Cost Balance Equation	Auxiliary equations
①	ORC Pump 	7 → 1	$c_7 Ex_{7-1}^{pump} + c_W W + Z_{pump} = c_1 Ex_{1-7}^{pump}$	$c_W = 3.3 \frac{\$}{kWh}$
②	Evaporator (ORC Generator) 	1 → 2	$c_Q Ex_{Q-2}^{evap} + c_1 Ex_{1-2}^{evap} + Z_{evap} = c_2 Ex_{2-1}^{evap}$	$c_Q = 0.002 \frac{\$}{kWh}$ Waste Heat Recovery Cost $c_1 = c_2$
③	Expander 	2a → 3	$c_{2a} Ex_{2a-3}^{exp} + Z_{exp} = c_3 Ex_{3-2a}^{exp} + c_W W$	$c_{2a} = c_{2a}$ $c_W = 3.3 \frac{\$}{kWh}$
④	Intercooler 	3 → 4, f → g	$c_3 Ex_{3-4}^{int} + c_f Ex_{f-4}^{int} + Z_{int} = c_4 Ex_{4-3}^{int} + c_g Ex_{g-f}^{int}$	$c_f = c_g$

ตารางที่ 2-8 (ต่อ)

⑤	Low Pressure Pump 	$5 \rightarrow 6$	$c_5 Ex_5^{lpp} + c_w W + Z_{lpp} = c_6 Ex_6^{lpp}$	$c_w = 3.3 \frac{B}{kWh}$
⑥	Ejector 	$P + S \rightarrow b$	$c_a Ex_a^{eject} + c_{2b} Ex_{2b}^{eject} + Z_{eject} = c_b Ex_b^{eject}$	
⑦	Condenser 	$b \rightarrow c, j \rightarrow h$	$c_b Ex_b^{int} + c_{fj} Ex_{fj}^{cond} + Z_{cond} = c_c Ex_c^{int} + c_h Ex_h^{cond}$	
⑧	Working Fluid Pump 	$e \rightarrow f$	$c_e Ex_e^{wfp} + c_w W + Z_{wfp} = c_f Ex_f^{wfp}$	

ตารางที่ 2-3 (ต่อ)

⑨	Cooling Tower 	$c_h E_{x,h}^{ct} + Z_{ct} = c_i E_{x,i}^{evap} + c_Q E_{x,Q}^{ct}$	$h \rightarrow i$
⑩	Cool Water Pump 	$c_i E_{x,i}^{cwp} + c_W W + Z_{cwp} = c_j E_{x,j}^{cwp}$	$i \rightarrow j$

เมื่อรวมสมการสมดุลเอ็กเซอร์ยีและเอ็กเซอร์ยีไอโคโนมิคเข้าด้วยกัน จะได้สมการที่ 2-76

$$Ex_F^k = Ex_P^k + Ex_D^k \quad (2-76)$$

สามารถอธิบายได้ว่า ค่าเอ็กเซอร์ยีของเชื้อเพลิงจะเท่ากับค่าเอ็กเซอร์ยีของผลิตภัณฑ์รวมกับค่าการทำลายเอ็กเซอร์ยี และค่าอัตราต้นทุนของการทำลายเอ็กเซอร์ยี แสดงตามสมการที่ 2-77

$$\dot{C}_D^k = c_F^k \dot{Ex}_D^k \quad (2-77)$$

ในที่นี้ ต้นทุนที่เกิดจากการทำลายเอ็กเซอร์ยีของชิ้นส่วนใดๆ จะคำนวณจากอัตราการทำลายเอ็กเซอร์ยีที่สัมพันธ์กับชิ้นส่วน k ($\dot{Ex}_D^k$) โดยอ้างอิงจากสมการสมดุลเอ็กเซอร์ยีที่ได้กล่าวถึงก่อนหน้านี้

นอกจากนี้ จากสมการ $\dot{C}_Q^k + \sum_i \dot{C}_i^k + \dot{Z}_k = \sum_e \dot{C}_e^k + \dot{C}_W^k$ สามารถเขียนสมการสมดุลต้นทุนของปริมาตรควบคุมภายใต้สภาวะคงตัวได้ในรูปของสมการที่ 2-78

$$c_Q^k \dot{Ex}_Q^k + \sum_i (c_i^k \dot{Ex}_i^k) + \dot{Z}_k = \sum_e (c_e^k \dot{Ex}_e^k) + c_W^k \dot{W}_k \quad (2-78)$$

จากสมการที่ 2-78 ระบุว่า ต้นทุนรวมของกระแสเอ็กเซอร์ยีขาออกทั้งหมดจากชิ้นส่วนใดๆ ต้องเท่ากับต้นทุนรวมที่ใช้ในการสร้างกระแสดังกล่าว ซึ่งประกอบด้วยต้นทุนของกระแสเอ็กเซอร์ยีขาเข้า ต้นทุนคงที่และต้นทุนอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้อง (Abusoglu and Kanoglu, 2009) โดยทั่วไป ชิ้นส่วน k จะมีจำนวนกระแสเอ็กเซอร์ยีขาออก (n_e) ซึ่งเป็นจำนวนของตัวแปรที่ไม่ทราบค่าในสมการต้นทุน และในขณะเดียวกันจะมีเพียงสมการสมดุลต้นทุน (Cost Balance Equation) หนึ่งสมการเท่านั้น และมีสมการเสริมจำนวน $n_e - 1$ สมการ โดยอาศัยหลักการ F rule และ P rule เพื่อให้สามารถคำนวณต้นทุนเฉพาะของแต่ละกระแสเอ็กเซอร์ยีได้

กฎ F (Fuel Rule) คือ การกำหนดให้การเปลี่ยนแปลงของเอ็กเซอร์ยีระหว่างกระแสน้ำเข้ากับขาออก ($\dot{Ex}_i^k - \dot{Ex}_e^k$) ในชิ้นส่วนที่ k ซึ่งเป็นนิยามของเอ็กเซอร์ยีของเชื้อเพลิง (Fuel Exergy) หลักการนี้ระบุว่า ต้นทุนเฉพาะ (cost per unit of exergy) ที่เกี่ยวข้องกัับเอ็กเซอร์ยีของกระแสน้ำเข้าเชื้อเพลิงดังกล่าว ต้องเท่ากับต้นทุนเฉพาะเฉลี่ยของเอ็กเซอร์ยีที่ถูกส่งมาจากกระบวนการต้นน้ำหรือชิ้นส่วนที่ $k-1$ โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อสร้างสมการเสริม (Auxiliary Equation) สำหรับแต่ละกรณีที่มีการกำจัดเอ็กเซอร์ยี ซึ่งจำนวนของสมการเสริมที่เกิดขึ้นจะเท่ากับจำนวนของกระแสเอ็กเซอร์ยีขาออก (n_e^F) ที่ถูกนิยามว่าเป็นเชื้อเพลิงของชิ้นส่วนใดๆ ตามหลักการกำหนดของระบบวิเคราะห์ต้นทุนเชิงเอ็กเซอร์ยี ตามสมการที่ 2-79

$$c_k^k = \frac{C_F^k}{\dot{Ex}_F^k} = \frac{1}{\dot{Ex}_F^k} \sum_{j=1}^{n_{j,F,k}} c_j^k \times \dot{Ex}_i^k \quad (2-79)$$

เมื่อ C_k	คือ	ต้นทุนเฉพาะของเอ็กเซอร์ยี (฿/kJ) ของกระแสน้ำที่ถูกทำลายภายใน ชิ้นส่วน k
C_F^k	คือ	ต้นทุนรวมของเอ็กเซอร์ยีเชื้อเพลิงที่เข้าสู่ชิ้นส่วน k (฿/s)
$\dot{E}x_F^k$	คือ	เอ็กเซอร์ยีของกระแสน้ำเชื้อเพลิงที่เข้าสู่ชิ้นส่วน k (kW หรือ kJ/s)
$n_{j,F,k}$	คือ	จำนวนของกระแสน้ำเอ็กเซอร์ยีขาเข้า (fuel streams) ที่เกี่ยวข้องกับ องค์ประกอบ k

สมการนี้บอกว่า ต้นทุนเฉพาะของเอ็กเซอร์ยีที่สูญเสียภายในองค์ประกอบ k จะเป็นค่าเฉลี่ยถ่วงน้ำหนักของต้นทุนเฉพาะของกระแสน้ำเอ็กเซอร์ยีต้นทางที่จ่ายเข้ามา และการรวมต้นทุนของกระแสน้ำเอ็กเซอร์ยีทั้งหมดที่เกี่ยวข้องกับการทำงานขององค์ประกอบนั้น

กฎ P (Product Rule) ใช้อธิบายถึงการจัดสรรเอ็กเซอร์ยีให้กับกระแสน้ำเอ็กเซอร์ยีที่ถูกกำหนดให้เป็นผลผลิต (Product) ภายในชิ้นส่วนใดๆ โดยหลักการนี้ระบุว่า เอ็กเซอร์ยีแต่ละหน่วยที่ถูกส่งออกไปพร้อมกับกระแสน้ำผลผลิตทั้งหมดจะต้องมีต้นทุนเฉลี่ยเฉพาะหน่วยเท่ากัน กล่าวคือ กระแสน้ำผลผลิตทุกสายจะถูกกำหนดให้มีต้นทุนเฉลี่ยของเอ็กเซอร์ยีเท่ากันตามสมมติฐานที่ใช้ในการวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยีเชิงเศรษฐศาสตร์เนื่องจากกระแสน้ำเอ็กเซอร์ยีผลผลิตเป็นกระแสน้ำออกจากชิ้นส่วนใดๆ จึงทำให้สามารถสร้างสมการเสริมจากหลักการนี้ได้จำนวน $n_e^P - 1$ สมการ โดยที่ n_e^P หมายถึงจำนวนกระแสน้ำเอ็กเซอร์ยีขาออกที่อยู่ภายใต้คำนิยามของผลผลิต ซึ่งเมื่อพิจารณากระแสน้ำเอ็กเซอร์ยีขาออกทั้งหมดของชิ้นส่วน จะพบว่าทุกกระแสน้ำจะต้องถูกกำหนดให้เป็นเชื้อเพลิง (Fuel) หรือผลผลิต (Product) อย่างใดอย่างหนึ่ง ดังนั้น จำนวนกระแสน้ำเอ็กเซอร์ยีขาออกทั้งหมดจะเท่ากับ $n_e^F - n_e^P$ ซึ่งจะมีสมการเสริมจำนวน $n_e - 1$ สมการ (Lazzaretto and Tsatsaronis, 2006)

ความสัมพันธ์ของต้นทุนการซื้ออุปกรณ์ (Purchase Equipment Cost Correlations)

จากสมการที่ (2-79) แสดงอัตราการลงทุน (Capital Investment Rate) ของชิ้นส่วน k ที่สามารถคำนวณจากผลรวมของอัตราต้นทุนการจัดซื้ออุปกรณ์/ชิ้นส่วน k (Purchase Cost) $\dot{Z}_k^{CI}$ ที่พิจารณาพร้อมอัตราค่าบำรุงรักษา (Maintenance Factor) $\dot{Z}_k^{CI}$ จากที่มาดังกล่าวสามารถแปลงรูปสมการตามสมการที่ 2-80

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k \times CRF \times \varphi}{N} \quad (2-80)$$

โดยที่ N คือจำนวนชั่วโมงการทำงานต่อปี และ ปัจจัยด้านค่าบำรุงรักษา (Maintenance Factor) φ คิดเป็น 6% ของมูลค่าชิ้นส่วนในวัฏจักร (Bejan et al., 1996) i คือ อัตราดอกเบี้ยจะเป็นตัวแปรสำคัญที่มีอิทธิพลต่อระยะเวลาการคืนทุน และ n คือ อายุการใช้งานของอุปกรณ์ CRF คือปัจจัยของการคืนทุนซึ่งอัตราดอกเบี้ย (interest rate; i) ตามสมการที่ 2-81

$$CRF = \frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (2-81)$$

เมื่อ	CRF	คือ	ปัจจัยของการคืนทุน (capital recovery factor)
	i	คือ	อัตราดอกเบี้ย (Interest rate)
	φ	คือ	ปัจจัยของการบำรุงรักษา (maintenance factor) คิดเป็น 6% ของมูลค่าชิ้นส่วน
	N	คือ	จำนวนชั่วโมงการทำงานต่อปี (h/year)
	n	คือ	อายุการใช้งานของอุปกรณ์
	Z_k	คือ	ต้นทุนของการซื้อชิ้นส่วน k ในวัฏจักร
	$\dot{Z}$	คือ	อัตราการลงทุน (Capital Investment Rate) ของชิ้นส่วน k

Cost Accounting Analysis

การแก้สมการต้นทุนสำหรับแต่ละชิ้นส่วนในวัฏจักรเพื่อการประมาณอัตราต้นทุนการทำลายเอกเซอร์จีในแต่ละชิ้นส่วนใดๆ ในสมการสมการต้นทุนที่มีการไหลเข้าหรือออกมากกว่าหนึ่งรายการ จำนวนพารามิเตอร์ต้นทุนที่ไม่ทราบค่าจะมากกว่าจำนวนสมการต้นทุนสำหรับชิ้นส่วนนั้น ดังนั้น สมการเอกเซอร์จีเสริมที่อ้างอิงจากกฎ F และ P จึงถูกนำมาใช้เพื่อเทียบจำนวนค่าที่ไม่ทราบค่ากับจำนวนสมการ (Bejan et al., 1996) การนำสมการ 2-78 สำหรับแต่ละชิ้นส่วนมาใช้ร่วมกับสมการเสริม จะได้ระบบสมการเชิงเส้นดังสมการที่ 2-82

$$[\dot{Ex}_k] \times [c_k] = [\dot{Z}_k] \quad (2-82)$$

โดยที่สมการนี้ประกอบด้วยเมทริกซ์ของอัตราเอนโทรปี (จากการวิเคราะห์เอนโทรปี) เวกเตอร์ต้นทุนเอนโทรปี (ที่จะประเมิน) และเวกเตอร์ของปัจจัย $\dot{Z}_k$ (จากการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์) ตามลำดับ (Ahmadi et al., 2011) รูปแบบเมทริกซ์ของวัฏจักรกำลังไออินทรีย์ จากสมการ 2-82 แสดงได้ตามข้างล่าง

$$\begin{bmatrix} \dot{Ex}_2 & 0 & 0 & 0 \\ -\dot{Ex}_2 & \dot{Ex}_3 & 0 & 0 \\ 0 & -\dot{Ex}_4 & \dot{Ex}_4 & 0 \\ 0 & 0 & -\dot{Ex}_4 & \dot{Ex}_1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} c_2 \\ c_3 \\ c_4 \\ c_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{Ex}_Q \cdot c_Q + \dot{Z}_{Evap} \\ \dot{W}_{Exp} \cdot c_W + \dot{Z}_{Exp} \\ \dot{Z}_{Cond} \\ \dot{W}_{Pump} \cdot c_W + \dot{Z}_{Pump} \end{bmatrix}$$

ในที่นี้ $c_w = c_{elec}$ คือต้นทุนไฟฟ้าต่อหน่วย ซึ่งมีค่าเท่ากับ 3.3 บาท/หน่วย โดยการแก้สมการเหล่านี้สามารถคำนวณอัตราต้นทุนของการไหลแต่ละแบบ ซึ่งสามารถนำมาใช้เพื่อกำหนดอัตราต้นทุนของการทำลายเอ็กเซอร์ยีในแต่ละส่วนของวัฏจักรได้ และในรูปแบบเดียวกันตามสมการ 2-78 การคำนวณอัตราต้นทุนของการไหลของวัฏจักรแบบควบรวม สามารถกำหนดอัตราต้นทุนของการทำลายเอ็กเซอร์ยีของแต่ละส่วนในวัฏจักรกำลังไออินทรีย์ควบรวมกับวัฏจักรทำความเย็นแบบหัวฉีด(ejector) ด้วยรูปแบบเมตริก ดังแสดงไว้ข้างล่าง



$$\begin{bmatrix} \dot{E}x_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}x_7 \\ -\dot{E}x_1 & \dot{E}x_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dot{E}x_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}x_{2a} & 0 \\ 0 & 0 & -\dot{E}x_3 & \dot{E}x_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}x_f & \dot{E}x_g & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}x_5 & \dot{E}x_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}x_a & \dot{E}x_b & 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}x_{2b} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}x_b & \dot{E}x_c & 0 & \dot{E}_h & 0 & -\dot{E}x_j & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}x_e & \dot{E}x_f & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}x_h & \dot{E}x_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\dot{E}x_i & \dot{E}x_j & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ c_4 \\ c_5 \\ c_6 \\ c_a \\ c_b \\ c_c \\ c_e \\ c_f \\ c_g \\ c_h \\ c_i \\ c_j \\ c_{2a} \\ c_{2b} \\ c_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{Z}_{pump} + \dot{W} \cdot c_w \\ \dot{Z}_{evap} + \dot{E}x_Q \cdot c_Q \\ \dot{Z}_{exp} + \dot{W} \cdot c_w \\ \dot{Z}_{int} \\ \dot{Z}_{lpp} + \dot{W} \cdot c_w \\ \dot{Z}_{eiec} \\ \dot{Z}_{cond} \\ \dot{Z}_{wfp} + \dot{W} \cdot c_w \\ \dot{Z}_{ct} \\ \dot{Z}_{cwp} + \dot{W} \cdot c_w \end{bmatrix}$$

2.13 Exergoeconomic Evaluation

ตัวแปรเพิ่มเติมที่สามารถใช้เพื่อการประเมินวัฏจักรในแบบอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ได้อย่างมีประสิทธิภาพ โดยเฉพาะอย่างยิ่ง อัตราต้นทุนรวม (Total Cost Rate) ซึ่งเป็นตัวชี้วัดสำคัญในการจัดลำดับความสำคัญขององค์ประกอบต่าง ๆ ภายในระบบจากมุมมองของการวิเคราะห์แบบอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ ตัวแปรนี้ได้จากการรวมของอัตราต้นทุนที่เกิดจากการทำลายเอ็กเซอร์ยี (Exergy Destruction Cost Rate) และอัตราต้นทุนด้านการลงทุน (Investment Cost Rate) โดยสามารถเขียนในรูปสมการได้ดังนี้

$$\dot{C}_{tot}^k = \dot{C}_D^k + \dot{Z}_k \quad (2-83)$$

และ

$$\dot{C}_D^k = c_f^k \dot{E}x_D^k \quad (2-84)$$

เมื่อ	c_f^k	คือ	ต้นทุนเฉพาะต่อหน่วยเอ็กเซอร์ยีของเชื้อเพลิงของชิ้นส่วน k
	$\dot{C}_D^k$	คือ	อัตราการต้นทุนทำลายเอ็กเซอร์ยีของชิ้นส่วน k
	$\dot{C}_{tot}^k$	คือ	อัตราต้นทุนรวมของชิ้นส่วน k (บาท/ชั่วโมง)
	$\dot{E}x_D^k$	คือ	อัตราการทำลายเอ็กเซอร์ยีของชิ้นส่วน k
	$\dot{Z}_k$	คือ	อัตราต้นทุนด้านการลงทุนของชิ้นส่วน k

การวิเคราะห์อุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic) สามารถประเมินผ่านค่าอัตราต้นทุนรวม (Total Cost Rate) ซึ่งได้จากผลรวมระหว่างต้นทุนที่เกิดจากการทำลายเอ็กเซอร์ยีของชิ้นส่วน k ($\dot{C}_D^k$) และอัตราต้นทุนที่เกี่ยวข้องกับการลงทุนหรือการดำเนินงานของชิ้นส่วน k โดยตรง ($\dot{Z}_k$) นอกจากนี้ ยังมีการใช้ตัวแปรที่เรียกว่า ปัจจัยอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic Factor) เพื่อแสดงสัดส่วนของต้นทุนที่ไม่ได้เกิดจากการทำลายเอ็กเซอร์ยีเมื่อเทียบกับอัตราต้นทุนรวมของชิ้นส่วน ปัจจัยอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (f_k) แสดงตามสมการที่ 108

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_f^k \dot{E}x_D^k} \quad (2-85)$$

โดยที่ c_f^k คือ ต้นทุนเฉพาะต่อหน่วยเอ็กเซอร์ยีของเชื้อเพลิง สำหรับชิ้นส่วน k และ $\dot{E}x_D^k$ คือ อัตราการทำลายเอ็กเซอร์ยี ที่เกี่ยวข้องกับชิ้นส่วน k ในขณะที่ส่วนของตัวหารในสมการปัจจัยอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic Factor) แสดงถึง ต้นทุนรวมของชิ้นส่วน (Total Cost Rate)

ค่า f_k นี้จะมีค่าอยู่ในช่วงระหว่าง 0 ถึง 1 ซึ่งสามารถใช้ในการประเมินว่า ต้นทุนของชิ้นส่วน k มาจากการทำลายเอ็กเซอร์ยีหรือจากต้นทุนอื่น ๆ ที่ไม่เกี่ยวข้องกับเอ็กเซอร์ยี หากค่า f_k มีค่าสูง แสดงว่าต้นทุนหลักมาจากการลงทุนในชิ้นส่วน k ซึ่งบ่งชี้ถึงโอกาสของการลดการลงทุนในชิ้นส่วน/

อุปกรณ์ แม้ว่าจะทำให้ประสิทธิภาพเชิงเอ็กเซอร์ยีลดลงก็ตาม แต่หากค่าดังกล่าวต่ำ แสดงว่าการทำลายเอ็กเซอร์ยีเป็นสาเหตุหลักของต้นทุนรวม ไม่ใช่การลงทุนของชิ้นส่วน ดังนั้นการปรับปรุงประสิทธิภาพเอ็กเซอร์ยีของชิ้นส่วนนั้นแม้จะต้องใช้เงินลงทุนเพิ่ม อาจส่งผลให้เกิดการประหยัดต้นทุนโดยรวมได้ (Sayyaadi and Sabzaligol, 2009)

“ส่วนต่างต้นทุนสัมพัทธ์” (Relative Cost Difference) ยังสามารถนำมาใช้เป็นตัวชี้วัดที่มีประโยชน์ในกระบวนการประเมินทางอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ เป็นตัวชี้วัดที่สะท้อนถึงอัตรา การเพิ่มขึ้นของต้นทุนเฉลี่ยต่อหน่วยเอ็กเซอร์ยีระหว่างเอ็กเซอร์ยีเชื้อเพลิง (Fuel Exergy) และเอ็กเซอร์ยีผลผลิต (Product Exergy) ของชิ้นส่วนใดๆ ในวัฏจักร ตามสมการที่ 2-86

$$r_k = \frac{c_p^k - c_f^k}{c_f^k} \quad (2-86)$$

ค่าของส่วนต่างต้นทุนสัมพัทธ์(r_k) ที่สูงแสดงถึง การสูญเสียทางเศรษฐศาสตร์ที่อาจเกิดขึ้นจากการทำลายเอ็กเซอร์ยี (Exergy Destruction) หรือจากต้นทุนการดำเนินงานของชิ้นส่วนที่ไม่มีประสิทธิภาพ ซึ่งอาจบ่งชี้ถึงความจำเป็นในการปรับปรุงประสิทธิภาพของชิ้นส่วน k ในเชิงเทคนิคหรือเศรษฐศาสตร์

บทที่ 3

งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การนำพลังงานความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ (Waste Heat Recovery) ถือเป็นแนวทางสำคัญในการเพิ่มประสิทธิภาพพลังงานโดยรวมและลดการปล่อยก๊าซเรือนกระจกในภาคอุตสาหกรรม ความร้อนเหลือทิ้งจำนวนมากถูกละเลยการนำกลับมาใช้โดยเฉพาะในช่วงอุณหภูมิที่ต่ำกว่า 150 °C ซึ่งเป็นความร้อนเหลือทิ้งที่ไม่ถูกนำมาใช้ประโยชน์อย่างเต็มที่เนื่องจากข้อจำกัดทางเทคนิคและเทคโนโลยี ระบบ Organic Rankine Cycle (ORC) จึงได้รับการยอมรับว่าเป็นเทคโนโลยีที่มีความยืดหยุ่นและเหมาะสมสำหรับการแปลงพลังงานความร้อนเกรดต่ำให้เป็นพลังงานไฟฟ้าโดยเฉพาะในระบบขนาดเล็กและขนาดกลาง อย่างไรก็ตามระบบ ORC แบบดั้งเดิมยังคงสูญเสียเอกเซอร์ยีจำนวนมากในขั้นตอนการควบแน่น ซึ่งสะท้อนถึงศักยภาพของพลังงานที่ยังไม่ถูกใช้ประโยชน์อย่างเต็มที่ (Astolfi and Romano, 2018; Tocci et al., 2017)

เพื่อแก้ไขข้อจำกัดดังกล่าว จึงได้มีการพัฒนาแนวคิดการผสมวงจร Ejector Cooling Cycle (ECC) เข้ากับระบบ ORC แบบดั้งเดิมเพื่อช่วยลดอุณหภูมิคอนเดนเซอร์ได้อย่างมีประสิทธิภาพ การเชื่อมโยงทางความร้อน (Thermal Coupling) ดังกล่าวช่วยเพิ่มการใช้เอกเซอร์ยีรวมของระบบ ทำให้เกิดการแปลงพลังงานแบบลูกโซ่ (Cascade Energy Conversion) เพิ่มความยั่งยืนของระบบ โดยเฉพาะการติดตั้งระบบภายใต้สภาพอากาศร้อนชื้น การประเมินความมีประสิทธิภาพและประสิทธิภาพนี้ เกิดขึ้นภายใต้กรอบการวิเคราะห์แบบ 4E Methodology (Energy–Exergy–Economic–Exergoeconomic)

3.1 Waste-Heat Recovery (WHR)

พลังงานความร้อนเหลือทิ้ง (waste heat) จากกระบวนการอุตสาหกรรมถือเป็นหนึ่งในแหล่งพลังงานรองที่มีศักยภาพสูงที่สุดแต่กลับถูกละเลยมาเป็นเวลานาน ความร้อนที่สูญเสียไปกับไอเสียก๊าซไอร้อน หรือน้ำทิ้งจากกระบวนการต่าง ๆ ล้วนมีค่าพลังงานเทียบเท่าพลังงานไฟฟ้าที่สามารถผลิตได้จำนวนมาก โดยเฉพาะในอุตสาหกรรมที่มีการใช้ความร้อนในกระบวนการ เช่น อาหารและเครื่องดื่ม เคมี ปิโตรเคมี และปูนซีเมนต์ ซึ่งปล่อยพลังงานส่วนเกินในช่วงอุณหภูมิ 80–200 °C ออกมาอย่างต่อเนื่อง (ORNL, 2021)

รายงานของ Markides (2024) ระบุว่ากว่า 40 % ของพลังงานป้อนเข้ากระบวนการผลิตในภาคอุตสาหกรรมทั่วโลกสูญเสียไปในรูปของความร้อนเหลือทิ้ง หากสามารถกู้คืนได้เพียง 10–20 % จะเทียบเท่ากับการลดการปล่อย CO₂ ได้หลายร้อยล้านตันต่อปี การใช้ประโยชน์พลังงานส่วนนี้จึงมีความสำคัญทั้งในมิติพลังงาน เศรษฐกิจ และสิ่งแวดล้อม เพราะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงาน

(energy utilization efficiency) ลดการใช้เชื้อเพลิงหลัก และลดความเข้มข้นของการปล่อยก๊าซเรือนกระจก (carbon intensity) ของผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม

ในเชิงนโยบาย การส่งเสริมเทคโนโลยี WHR ยังสอดคล้องกับแนวทางการพัฒนาเศรษฐกิจคาร์บอนต่ำ (low-carbon industrial transition) ของหลายประเทศ รวมถึงประเทศไทย ซึ่งมุ่งสู่การเป็นศูนย์กลางการผลิตที่ใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น การเปลี่ยนความร้อนที่สูญเสียให้กลายเป็นพลังงานใช้ประโยชน์ได้อีกครั้ง จึงไม่เพียงลดต้นทุนการผลิต แต่ยังช่วยสร้างความยั่งยืนให้กับภาคอุตสาหกรรมในระยะยาว เพื่อให้การวิเคราะห์พลังงานความร้อนเหลือทิ้งมีความเป็นระบบ ORNL (2021) ได้จำแนกแหล่งพลังงานเหล่านี้ออกเป็นสามระดับ ได้แก่

1. ความร้อนเกรดสูง (high-grade heat, $> 400\text{ }^{\circ}\text{C}$) มักพบในเตาหลอมโลหะหรือกระบวนการเผาไหม้โดยตรง เช่น เตา kiln ของอุตสาหกรรมปูนซีเมนต์ ซึ่งความร้อนส่วนนี้สามารถนำกลับมาใช้โดยตรงในรูปของการผลิตไอน้ำหรือระบบ heat recovery steam generator (HRSG)
2. ความร้อนเกรดกลาง (medium-grade heat, $120\text{--}400\text{ }^{\circ}\text{C}$) พบในกระบวนการกลั่น เคมี หรือปิโตรเคมี เช่น คอลัมน์กลั่น และ คอนเดนเซอร์ ซึ่งเหมาะกับการใช้วงจร ORC หรือ Kalina ในการผลิตไฟฟ้า
3. ความร้อนเกรดต่ำ (low-grade heat, $< 120\text{ }^{\circ}\text{C}$) พบมากที่สุด เช่น น้ำทิ้งจากกระบวนการทำความสะอาด หรือไอร้อนจากกระบวนการอบแห้ง ในโรงงานอาหาร เครื่องดื่ม และสิ่งทอ แหล่งความร้อนเกรดต่ำเป็นเป้าหมายสำคัญของการกู้คืนพลังงาน เพราะมีอยู่จำนวนมากและมีความปลอดภัยในการใช้งานสูง แม้ว่าความหนาแน่นพลังงานต่ำ แต่สามารถแปลงเป็นพลังงานกลหรือไฟฟ้าได้ด้วยเทคโนโลยีที่เหมาะสม เช่น วงจร Organic Rankine Cycle (ORC) หรือ heat pump (HP) ที่ออกแบบมาสำหรับช่วงอุณหภูมิต่ำ ศักยภาพทางเอกเซอร์ยีของแหล่งพลังงานเหล่านี้สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\dot{E}x_Q = \dot{m}c_p(T_{in} - T_0)\left(1 - \frac{T_0}{T_{in}}\right) \quad (3-1)$$

โดยที่ $\dot{m}$ คืออัตราการไหลของของไหลร้อน (kg s^{-1}), c_p คือความจุความร้อนจำเพาะ ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$), T_{in} คืออุณหภูมิแหล่งร้อน และ T_0 คืออุณหภูมิอ้างอิงของสิ่งแวดล้อม (298 K)

ตัวอย่างเช่น แหล่งน้ำร้อนที่อุณหภูมิ $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยมี $\dot{m}=1.5\text{ kg s}^{-1}$ และ $c_p=4.18\text{ kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ให้ค่าศักยภาพเอกเซอร์ยีประมาณ 83.5 kW_{ex} ซึ่งเทียบเท่าพลังงานไฟฟ้าขนาดเล็ก (Micro ORC) ที่คาดว่าจะขนาดกำลังไฟฟ้าสุทธิประมาณ $8\text{--}17\text{ kW}$ การวิเคราะห์ในรูปเอกเซอร์ยีเช่นนี้ช่วยให้เห็นขีดจำกัดทางทฤษฎีของพลังงานที่สามารถเปลี่ยนเป็นงานได้จริง ซึ่งจะถูกนำมาใช้ในขั้นตอนต่อไปของการประเมินทางเทอร์โม-เศรษฐศาสตร์

$$UR = \frac{\dot{Q}_{recovered}}{\dot{Q}_{available}} \quad (3-2)$$

$$ERR = \frac{\dot{Ex}_{useful}}{\dot{Ex}_{available}} \quad (3-3)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Ex}_P}{\dot{Ex}_F} \quad (3-4)$$

โดยใช้ UR สะท้อนปริมาณความร้อนที่นำกลับมาใช้, ERR และ η_{ex} สะท้อนการแปลง

เทคโนโลยี WHR สำหรับแหล่งความร้อนระดับต่ำแบ่งได้เป็นสองกลุ่มหลัก คือ (i) การใช้ประโยชน์ความร้อนโดยตรง ได้แก่ ระบบแลกเปลี่ยนความร้อน (heat exchanger, HX) ระบบน้ำร้อน (district heating) ที่นำความร้อนกลับมาใช้ในกระบวนการหรือในอาคารโดยไม่เปลี่ยนรูปพลังงาน เทคนิคนี้มีข้อดีคือโครงสร้างเรียบง่ายและต้นทุนต่ำแต่ไม่สามารถเพิ่มค่าเอกเซอร์ยีของพลังงานได้มากนัก (ii) การแปลงความร้อนเป็นพลังงานกลหรือไฟฟ้าโดยใช้วงจรเทอร์โมไดนามิกส์ เช่น ORC, Kalina Cycle, หรือ CO₂ Transcritical Cycle ซึ่งสามารถทำงานได้แม้แหล่งความร้อนมีอุณหภูมิต่ำกว่า 120 °C (Cheng et al., 2020; Wang et al., 2020) วงจร ORC มีจุดเด่นคือสามารถเลือกสารทำงานอินทรีย์ที่มีจุดเดือดต่ำ และไม่เป็นพิษ เช่น R245fa, R1233zd(E) หรือ R600a จึงเหมาะกับแหล่งความร้อนเกรดต่ำในโรงงานขนาดเล็ก งานของ Wang et al. (2020) ได้พัฒนาแบบจำลอง multi-objective optimization สำหรับปรับสภาวะ off-design ให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุด ในขณะที่ Linnemann et al. (2020) ได้ทดลองวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์แบบรวม (cascaded ORC) ซึ่งใช้แหล่งความร้อนสองระดับเพื่อเพิ่มการใช้พลังงานโดยรวมมากกว่า 15 % เมื่อเทียบกับวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์แบบพื้นฐาน (single-stage ORC)

จากการศึกษาหลายฉบับ พบว่าการออกแบบระบบการนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ (WHR) ให้เหมาะกับสภาพอุตสาหกรรมต้องพิจารณาทั้งด้าน เทอร์โมไดนามิกส์ (ช่วงอุณหภูมิ mass flow ของแหล่งร้อน-เย็น) และ ด้านเศรษฐศาสตร์ (ต้นทุนต่อ kW ของพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้) ซึ่งจะเชื่อมโยงกับกรอบการวิเคราะห์ 4E ใน Section ถัดไป

การนำความร้อนเหลือทิ้งไปใช้งานซึ่งในอุตสาหกรรมปูนซีเมนต์และวัสดุก่อสร้าง เป็นภาคที่มีศักยภาพสูงที่สุดในการใช้น้ำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ (WHR) เนื่องจากมีแหล่งความร้อนสูงจาก kiln และ preheater ก๊าซไอเสียในช่วง 250–350 °C สามารถเป็นแหล่งความร้อนของวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ (ORC) เพื่อกำเนิดไอน้ำกักเก็บความร้อน(HRSG) ได้อย่างมีประสิทธิภาพ Marenco-

Porto et al. (2023) รายงานว่าการติดตั้งระบบการใช้น้ำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่ (WHR) ในโรงงานปูนซีเมนต์สามารถลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงได้ 8–12 % และลด CO₂ ได้มากกว่า 10 กก./ตัน ของปูน ซึ่งให้ระยะเวลาการคืนทุน (Payback Period) ประมาณ 5–6 ปี ในอุตสาหกรรมเหล็กกล้า ความร้อนจากกระบวนการเตาหลอม (furnace) และขึ้นรูปแบบรีดโลหะ (rolling mill) ปลอยความร้อนอุณหภูมิสูงมากกว่า 500 °C จาก reheating furnace และการระบายความร้อนหลังรีด ซึ่งมีความเหมาะสมกับ Organic Rankine Cycle (ORC) หรือ Kalina Cycle (KC) ขนาดกลาง Zhang et al. (2013) สรุปว่า การใช้เทคโนโลยี molten-slag heat recovery สามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในการหลอม ได้ประมาณ 8–12 % แต่ยังคงพัฒนาเทคโนโลยีการแลกเปลี่ยนความร้อน (heat exchanger) สำหรับการหลอมโลหะที่มีต้องการอุณหภูมิสูงมาก ในอุตสาหกรรมอาหารและเครื่องดื่มมีแหล่งความร้อนจากกระบวนการอบแห้ง pasteurization และการฆ่าเชื้อระบบท่อ/ถัง (CIP) มีอุณหภูมิ 60–110 °C ซึ่งอยู่ในช่วงที่ของวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ขนาดเล็ก (micro-ORC) และปั๊มความร้อน (heat pump) สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ ฐานข้อมูลของ Benedetti et al. (2021) แสดงตัวอย่างระบบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (plate heat exchanger) และวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ขนาดเล็ก (micro-ORC) ในโรงงานอาหารยุโรปที่สามารถนำพลังงานกลับมาใช้ได้กว่า 40 % ของพลังงานดั้งเดิม และมีค่า η_{ex} เฉลี่ยราว 22 %

Fitó et al. (2020) แสดงให้เห็นว่าการรวม ORC เข้ากับ district heating สามารถเพิ่มการใช้พลังงานรวมของระบบได้มากกว่า 20 % ในกรณีศึกษายุโรป ขณะที่ Zhao et al. (2020) เสนอการใช้วงจร CO₂ transcritical เป็นทางเลือกเปรียบเทียบกับ ORC ในกรณีที่ต้องการแรงดันสูง ทั้งนี้การเลือกเทคโนโลยีต้องคำนึงถึงอุณหภูมิ ความดัน ต้นทุนการลงทุน และการบำรุงรักษาเป็นหลัก

แนวโน้มของการใช้ประโยชน์ความร้อนเหลือทิ้งในปัจจุบันขยายตัวจากอุตสาหกรรมหนักสู่ภาคบริการ โดยเฉพาะศูนย์ข้อมูล (data centers) และอาคารพาณิชย์ ซึ่งปลอยความร้อนระดับ 40–70 °C ออกมาต่อเนื่อง Hao et al. (2025) ทบทวนเทคโนโลยี WHR สำหรับศูนย์ข้อมูลและยืนยันศักยภาพการเชื่อมต่อกับระบบ heat pump และ district heating ทั้งนี้ ค่าประสิทธิภาพรวมของระบบ HP–DH สำหรับการนำความร้อนจากศูนย์ข้อมูลกลับมาใช้โดยทั่วไปอยู่ราว COP≈3.2–5.0 ตามภาพรวมและกรณีศึกษาในยุโรป เมื่อออกแบบให้มีการทำน้ำร้อนร่วมกับการทำความเย็นของอาคารและจัดการอุณหภูมิส่งกลับอย่างเหมาะสม ช่วงความร้อนดังกล่าวยังเหมาะสมกับการใช้ thermal storage แบบ latent heat Luo et al. (2019) พัฒนาระบบ decision-support system เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการกู้คืนพลังงานความร้อน และ Huang et al. (2023) ได้ออกแบบอุปกรณ์ TES ชนิด biomimetic ที่เพิ่ม COP รวมของระบบได้มากกว่า 15 % เมื่อเทียบกับระบบทำความเย็นแบบเดิม Benedetti et al. (2021) ได้จัดทำฐานข้อมูล case studies มากกว่า 200 โครงการ ซึ่งแสดงการประยุกต์ใช้ LT-WHR ในอุตสาหกรรมขนาดกลางและขนาดเล็ก ผลการศึกษาพบว่าการ

เชื่อมโยงเครือข่ายความร้อนในระดับชุมชน (district heat networks) เป็นวิธีที่คุ้มค่าที่สุดใน การกระจายพลังงานเหลือทิ้งกลับสู่ระบบผลิตหรือระบบอาคาร นอกจากนี้ Markides (2024) ยังชี้ว่า การบูรณาการ WHR กับระบบผลิตพลังงานหมุนเวียน เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ และ พลังงานชีวมวล สามารถช่วยให้ระบบมีความเสถียรในช่วงโหลดต่ำ โดยใช้ความร้อนเหลือทิ้งเป็นแหล่งพลังงาน ต่อเนื่องในเวลากลางคืน แนวคิดนี้สอดคล้องกับทิศทางของการพัฒนา โรงงานพลังงานอัจฉริยะ (smart energy factory) ที่เน้นการหมุนเวียนพลังงานภายในโรงงานอย่างสมบูรณ์

แนวทางนี้เป็นตัวอย่างของการขยายการใช้ WHR จากภาคอุตสาหกรรมไปสู่ภาคบริการอย่างเป็น รูปธรรม Fitó et al. (2020) แสดงว่าการรวมระบบ LT-WHR กับ district heating Networks สามารถเพิ่มการใช้พลังงานรวมได้ 20 % โดยอาศัยการออกแบบ energy- and exergy-based optimization ในระบบแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเป็นแนวโน้มที่สอดคล้องกับการพัฒนาเมืองอัจฉริยะ และอุตสาหกรรม 4.0 และเพื่อเพิ่มศักยภาพการใช้พลังงานเหลือทิ้ง เทคโนโลยี WHR กำลังพัฒนา ไปสู่ระบบผสม (hybrid systems) ที่เชื่อมโยงระหว่างวงจรผลิตไฟฟ้าและระบบทำความร้อน เช่น การผลิตร่วมความร้อนและไฟฟ้า (Combined Heat and Power: CHP) การบูรณาการ heat pump กับ ORC เพื่อยกระดับอุณหภูมิ หรือต่อเนื่องการใช้พลังงานในรูปแบบ cascade (Nandhini et al., 2022)

แม้เทคโนโลยี WHR ได้รับการพัฒนาอย่างต่อเนื่อง แต่การประยุกต์ใช้จริงในภาคอุตสาหกรรม ขนาดกลางและขนาดเล็กยังมีข้อจำกัดหลายด้าน ได้แก่

1. ต้นทุนการลงทุนเริ่มต้นสูง เมื่อเทียบกับกำลังผลิตไฟฟ้าขนาดกิโวลต์ต่ำ ทำให้ระยะเวลาคืนทุน ยาว โดยเฉพาะระบบ ORC ขนาดเล็กที่ยังมีราคาส่วนประกอบสูง
2. ข้อจำกัดด้านพื้นที่และการจัดการความร้อน แหล่งพลังงานเหลือทิ้งมักมีความผันผวน ทั้ง ด้านอุณหภูมิและอัตราการไหล จึงต้องมีการออกแบบระบบควบคุมและถังพักความร้อน (thermal storage) อย่างเหมาะสม
3. การขาดแบบจำลองวิเคราะห์เทอร์โม-เศรษฐศาสตร์ที่เป็นมาตรฐาน ทำให้ยากต่อการ เปรียบเทียบผลระหว่างเทคโนโลยี

Li et al. (2023) และ Wang et al. (2024) เสนอว่าการแก้ไขข้อจำกัดเหล่านี้ควรใช้การ วิเคราะห์ 4E (Energy–Exergy–Economic–Exergoeconomic) ร่วมกับการประเมินตัวชี้วัดต้นทุน ตลอดอายุโครงการ เช่น LCOE และ SUCP เพื่อให้ได้มุมมองเชิงระบบที่สมบูรณ์ แนวทางนี้ไม่เพียง ช่วยระบุอุปกรณ์ที่เป็นต้นเหตุของความสูญเสียเอกเซอร์ยี แต่ยังเปิดโอกาสให้วิเคราะห์ผลกระทบเชิง เศรษฐศาสตร์ได้อย่างแม่นยำ ซึ่งจะถูกนำมาประยุกต์ใช้ในบทถัดไปของงานวิจัยนี้

ตารางที่ 3-1 ศักยภาพและช่วงอุณหภูมิของแหล่ง WHR ตามภาคอุตสาหกรรม

ภาคอุตสาหกรรม / แหล่งกำเนิด	ช่วงอุณหภูมิที่พบบ่อย (°C) + แนวทาง WHR ที่เหมาะสม	แหล่งอ้างอิง (Ref.)
อาหารและเครื่องดื่ม (F&B) โรงงานกระบวนการความร้อน / อบแห้ง	80–120 °C (น้ำร้อน / อากาศร้อน จาก flash steam) แนวทาง: micro-ORC, plate HX ผลิตน้ำร้อน / preheating, heat-pump coupling, condensate recovery	ORNL (2021); Benedetti et al. (2021)
อุตสาหกรรมนม / เครื่องดื่ม (dairy, brewery)	60–100 °C (น้ำล้าง, pasteurizer, CIP return) แนวทาง: ultra-LT ORC (มี recuperator), HP + HX ใช้ DHW, absorption / ejector cooling สำหรับ precool	Markides (2024); Cox et al. (2022)
เคมี / ปิโตรเคมี ขนาดกลาง	90–180 °C (คอลัมน์กลั่น, คอนเดนเซอร์, reactor cooling) แนวทาง: ORC subcritical, HX สร้างเครือข่ายน้ำร้อน, heat cascade (cascaded ORC)	Cheng et al. (2020); Linnemann et al. (2020)
ปูนซีเมนต์ / วัสดุก่อสร้าง	120–350 °C (preheater gas, clinker cooler) แนวทาง: ORC อุณหภูมิปานกลางใช้ HRSG ผลิตไอน้ำ / ไฟฟ้า, heat cascade โดยใช้ ORC อุณหภูมิต่ำ	ORNL (2021); Wang et al. (2020)
เยื่อและกระดาษ (pulp & paper)	80–150 °C (hood exhaust, evaporator condensate) แนวทาง: ORC + recuperator, HP ผลิตน้ำร้อนกระบวนการผลิต, closed-loop HX	Markides (2024); Fitó et al. (2020)
ศูนย์ข้อมูล / อาคารสำนักงาน	40–70 °C (liquid / air cooling loop) แนวทาง: heat pump ในระบบ district heating / DHW, absorption / ejector cooling, ORC เฉพาะกรณี > 70 °C	Hao et al. (2025)
โรงบำบัดน้ำเสีย / กระบวนการชีวภาพ	35–80 °C (digester effluent, blower / exhaust) แนวทาง: HP → DHW, HX → preheat, micro-ORC เมื่อ > 80 °C	Nandhini et al. (2022)
อาหารทะเล / อุตสาหกรรมแช่แข็ง-ทำความเย็น	–10–40 °C (คอนเดนเซอร์ของระบบทำความเย็น) แนวทาง: heat-recovery condenser → น้ำร้อน 35–50 °C, HP ยกอุณหภูมิ, ejector cooling coupling	Benedetti et al. (2021); Fitó et al. (2020)
สิ่งทอ / ย้อมผ้า	60–110 °C (น้ำทิ้งจากกระบวนการย้อม / ซัก) แนวทาง: plate HX → น้ำร้อนย้อนกลับ, HP, ORC เมื่ออุณหภูมิสูง	ORNL (2021)

ตารางที่ 3-1 (ต่อ)

โรงแยกก๊าซ / โรงกลั่น ขนาดเล็ก	90–160 °C (overhead condenser, reboiler return) แนวทาง: ORC subcritical, cascade ORC / HP, HX → ยูทิลิตี้โรงงาน	Cheng et al. (2020); Markides (2024)
อุตสาหกรรมโลหะ (รีด เหล็ก / หลอม)	150–300 °C (furnace flue, rolling mill exhaust) → ORC ระดับกลาง, HRSG เชื่อม ORC ล่าง (heat cascade)	ORNL (2021)
อิเล็กทรอนิกส์ / เหม คอนดักเตอร์ (fabs)	50–90 °C (chiller reject water, process cooling) → HP → district heating / DHW, micro-ORC > 70 °C	Markides (2024)

หมายเหตุ ช่วงอุณหภูมิเป็นค่าทั่วไปจากวรรณกรรมและฐานข้อมูลภาคสนาม สมรรถนะจริงขึ้นกับโหลดกระบวนการ อัตราการไหล และสภาพภูมิอากาศ จำเป็นต้องสำรวจข้อมูลหน้างานก่อนออกแบบระบบจริง

ตารางนี้สะท้อนให้เห็นว่าพลังงานความร้อนเหลือทิ้งมีอยู่แทบทุกภาคอุตสาหกรรม โดยเฉพาะช่วง 60–120 °C ซึ่งสอดคล้องโดยตรงกับขอบเขตการทำงานของวงจร Organic Rankine Cycle (ORC) และเหมาะสมอย่างยิ่งสำหรับการผลิตไฟฟ้าขนาดเล็ก การทำความเข้าใจโครงสร้างและวิวัฒนาการของวงจร ORC จึงเป็นหัวข้อสำคัญถัดไปในบทที่ 4 ซึ่งจะวิเคราะห์หลักการทำงาน สมรรถนะ และการบูรณาการกับระบบ Ejector Cooling เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงเทอร์โมไดนามิกส์และความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบ WHR โดยรวม

จากประเด็นทั้งหมดข้างต้น บทความนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อสังเคราะห์องค์ความรู้และแนวโน้มการพัฒนาเทคโนโลยี WHR โดยเฉพาะการประยุกต์ใช้ Organic Rankine Cycle (ORC) ในการกู้คืนพลังงานความร้อนเหลือทิ้งระดับต่ำ และแนวทางการเพิ่มประสิทธิภาพด้วย Ejector Cooling Cycle (ECC) ซึ่งช่วยลดอุณหภูมิควบแน่นและเพิ่ม exergy efficiency ของระบบ นอกจากนี้ยังมุ่งรวมกรอบการวิเคราะห์ 4E เข้ากับตัวชี้วัดทางเศรษฐศาสตร์ เช่น LCOE และ SUCP เพื่อสร้างความเข้าใจเชิงเทอร์โม-เศรษฐศาสตร์อย่างครบถ้วน รองรับการออกแบบและประเมินศักยภาพของระบบ WHR-ORC ในสภาพการทำงานจริงของอุตสาหกรรมไทยและเขตร้อนชื้น

3.2 หลักการพื้นฐานและรูปแบบของวงจร ORC

วงจร Organic Rankine Cycle (ORC) เป็นเทคโนโลยีที่พัฒนาเพื่อแปลงพลังงานความร้อนเกรดต่ำและปานกลางให้เป็นพลังงานไฟฟ้าอย่างมีประสิทธิภาพ โดยใช้สารอินทรีย์ที่มีอุณหภูมิจุดเดือดต่ำเป็นสารทำงานแทนไอน้ำในวงจร Rankine ดั้งเดิม การเลือกใช้สารอินทรีย์ช่วยให้สามารถผลิตไฟฟ้าได้ที่อุณหภูมิความร้อนเพียง 80–300 °C ซึ่งครอบคลุมแหล่งพลังงานเหลือทิ้งจากอุตสาหกรรม พลังงานแสงอาทิตย์ ชีวมวล และพลังงานความร้อนใต้พิภพ (Song et al., 2023; Ziviani et al., 2022).

วงจร ORC มาตรฐานประกอบด้วย 4 องค์ประกอบหลัก ได้แก่ Evaporator, Expander, Condenser และ Pump ของไหลทำงานจะรับพลังงานความร้อน $\dot{Q}_{in}$ จากแหล่งร้อนและระเหยใน evaporator ก่อนขยายตัวใน expander เพื่อผลิตงานกล $\dot{W}_{exp}$ จากนั้นของไหลจะถูกควบแน่นใน condenser และถูกปั๊มกลับสู่แรงดันต้น $\dot{W}_{pump}$ พลังงานสุทธิของระบบคำนวณได้จาก

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{exp} - \dot{W}_{pump} \quad (3-5)$$

ประสิทธิภาพทางพลังงานของระบบกำหนดเป็น

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (3-6)$$

ขณะที่ประสิทธิภาพทางเอกเซอร์ยีให้โดย

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Ex}_{in}} \quad (3-7)$$

จากสูตรประสิทธิภาพจะสะท้อนถึงคุณภาพของการแปลงพลังงาน ซึ่งงานวิเคราะห์เชิงเอกเซอร์ยี (exergy) ล่าสุดรายงานว่า η_{ex} ของวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ขนาดเล็ก (micro-ORC) อยู่ที่ 0.15–0.25 (15–25 %) และสามารถเพิ่มขึ้นถึง 0.30–0.35 จากแหล่งความร้อนในระบบขนาดอุตสาหกรรม (industrial-scale) (Song et al., 2023)

3.2.1 วิวัฒนาการของรูปแบบวงจร ORC และการพัฒนาเทคโนโลยี

วิวัฒนาการโครงสร้างวงจร ORC สามารถจำแนกตามระดับแรงดันและวิธีการนำพลังงานกลับมาใช้ใหม่ได้ 6 รูปแบบหลัก (Ziviani et al., 2022; Peris et al., 2020; Linnemann et al., 2020; Wang et al., 2020)

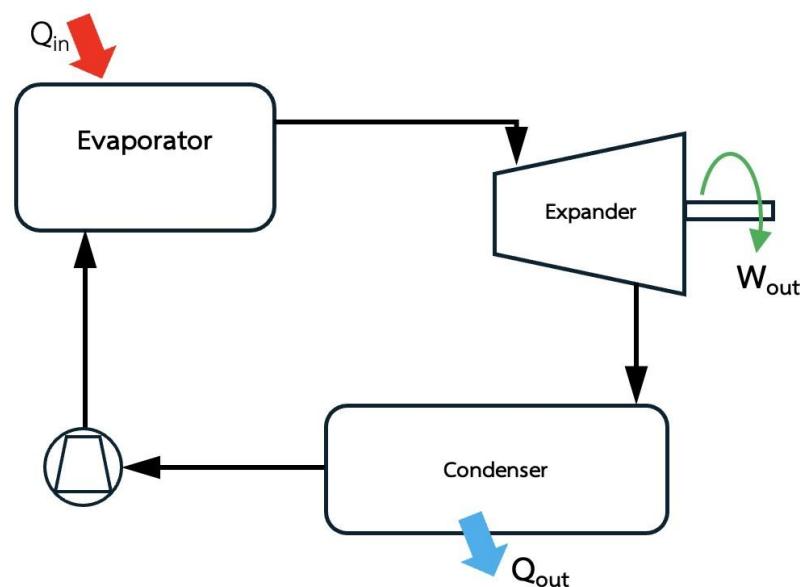
3.2.1.1 Basic ORC Configuration

วงจร Basic Organic Rankine Cycle (Basic ORC) เป็นแบบจำลองพื้นฐานของระบบแปลงพลังงานความร้อนเหลือทิ้งให้เป็นไฟฟ้า โดยอาศัยสารทำงานอินทรีย์ที่มีจุดเดือดต่ำ สามารถใช้กับแหล่งพลังงานอุณหภูมิต่ำ (≈ 80 – 250 °C) ซึ่งวงจร Rankine น้ำไม่สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ (Ziviani et al., 2022; Peris et al., 2020). ระบบนี้มุ่งเพิ่มการใช้เอกเซอร์ยีของแหล่งร้อน โดยรักษาโครงสร้างการทำงานเรียบง่าย และใช้ต้นทุนอุปกรณ์ต่ำที่สุด

โครงสร้างพื้นฐานของ Basic ORC ประกอบด้วยสี่องค์ประกอบหลัก คือ Pump – Evaporator – Expander – Condenser ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของ Basic ORC (η_{th}) โดยทั่วไปอยู่ในช่วง 8–15 % ส่วนประสิทธิภาพทางเอกเซอร์ยี (η_{ex}) อยู่ในช่วง 0.20–0.28 ขึ้นกับอุณหภูมิของแหล่งร้อน (T_h) และสภาวะการควบแน่น (T_0) การเลือกสารทำงานมีบทบาทสำคัญ โดยสารประเภท dry และ isentropic fluids เช่น *toluene*, *R245fa*, *R236fa*, *R1233zd(E)* มักให้ค่า η_{th} และ η_{ex} สูงกว่าในแหล่งร้อนระดับ 120–250 °C ในขณะที่สาร wet fluids เช่น *R134a*

หรือ R152a ต้องอาศัยการออกแบบเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนภายในเพื่อป้องกันการควบแน่นใน expander (Wang et al., 2020)

งานวิจัยส่วนใหญ่รายงานว่า การสูญเสียเอกเซอร์ยีของ Basic ORC กระจุกตัวที่ evaporator และ condenser มากกว่า 50 % ของทั้งหมด (Peris et al., 2020) ดังนั้น กลยุทธ์การพัฒนางจร ORC รุ่นถัดไปจึงมุ่งลดการสูญเสียภายใน ด้วยการปรับสภาวะเทอร์โมไดนามิกส์และเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในระบบ เช่น การเปลี่ยนโหมดการทำงานสู่ Subcritical หรือ Supercritical รวมถึงการเพิ่มอุปกรณ์ Recuperator และ Regenerative heat exchanger เพื่อดึงเอกเซอร์ยีกลับเข้าสู่กระบวนการผลิตงานอีกครั้ง



ภาพที่ 3-1 แผนภาพวงจรพื้นฐานของ Organic Rankine Cycle (ORC)

โครงสร้างวงจรประกอบด้วย Pump, Evaporator, Expander และ Condenser ซึ่งทำงานต่อเนื่องกันเพื่อเปลี่ยนพลังงานความร้อนเหลือทิ้งให้เป็นพลังงานไฟฟ้า (ดัดแปลงจาก Ziviani et al., 2022; Peris et al., 2020)

จากโครงสร้างพื้นฐานนี้ สามารถปรับสภาวะการทำงานให้ต่ำหรือสูงกว่าจุดวิกฤตของสารทำงาน ก่อให้เกิดวงจร Subcritical ORC และ Supercritical ORC ซึ่งมีลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนและการใช้เอกเซอร์ยีแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ

3.2.1.2 Subcritical ORC

วงจร Subcritical Organic Rankine Cycle (Subcritical ORC) เป็นรูปแบบการทำงานมาตรฐานของ Basic ORC ที่ดำเนินการภายใต้แรงดันต่ำกว่าจุดวิกฤตของสารทำงาน ($P < P_{crit}$) ในโหมดนี้ การรับความร้อนใน evaporator เกิดขึ้นภายในช่วงสองเฟส (liquid-vapor region) ซึ่งทำ

ให้เกิด plateau ของอุณหภูมิในช่วงการระเหย ข้อดีคือการออกแบบระบบทำได้ง่าย อุปกรณ์ราคาต่ำ และสารทำงานมีความเสถียรสูงในช่วงแรงดันปานกลาง-ต่ำ จึงเป็นวงจรพื้นฐานที่ถูกนำไปใช้แพร่หลายในการกู้คืนความร้อนเหลือทิ้งจากอุตสาหกรรมและเครื่องยนต์ขนาดกลาง (Peris et al., 2020; Saadon & Mohd Nasir, 2020)

บนแผนภาพ T-s วงจร Subcritical ORC จะมีลักษณะโดมสองเฟสชัดเจน โดยกระบวนการรับความร้อนในเครื่องระเหย ($2 \rightarrow 3$) เริ่มจากการอุ่นของเหลวแรงดันสูงจนถึงอุณหภูมิการเดือด (preheating) และเปลี่ยนเฟสเป็นไออิ่มตัวก่อนเข้าสู่ expander (จุด 3) หลังจากขยายตัวในกังหัน ($3 \rightarrow 4$) สารทำงานถูกควบแน่นใน condenser ($4 \rightarrow 1$) เพื่อกลับสู่สถานะของเหลวสำหรับรอบใหม่. การที่กระบวนการระเหยเกิดในช่วงอุณหภูมิคงที่ (isothermal evaporation) ทำให้เส้นโค้งอุณหภูมิของแหล่งร้อนและของไหลทำงานไม่สามารถจับคู่กันได้อย่างสมบูรณ์ จึงเกิด irreversibility ภายใน evaporator และเป็นสาเหตุหลักของการสูญเสียเอกเซอร์ยี (Ziviani et al., 2022)

ค่าประสิทธิภาพทางพลังงานของ Subcritical ORC (η_{th}) โดยทั่วไปอยู่ในช่วง 9–15 % และค่าประสิทธิภาพทางเอกเซอร์ยี (η_{ex}) อยู่ในช่วง 0.22–0.30 โดยแปรผันตามอุณหภูมิแหล่งร้อน (T_h) และแรงดันการกลั่น (P_c) การเพิ่มอุณหภูมิแหล่งร้อนสามารถยกระดับ η_{th} ได้ แต่จะเพิ่มความต่างอุณหภูมิระหว่างแหล่งร้อนและสารทำงานในช่วงการเดือด ทำให้เกิดการสูญเสียเอกเซอร์ยีเพิ่มขึ้น การเลือกสารทำงานจึงเป็นปัจจัยสำคัญเพื่อให้สมดุลระหว่างประสิทธิภาพและความเสถียรของระบบ (Wang et al., 2020)

สารทำงานที่ใช้ใน Subcritical ORC ส่วนใหญ่เป็น dry fluids เช่น *toluene*, *R245fa*, *R1233zd(E)*, *R236fa* และ *R600a* ซึ่งมีเส้นอิ่มตัวเอียงขวา ทำให้การขยายตัวในกังหันไม่เกิดการควบแน่นภายในและสามารถรักษาอุณหภูมิ outlet ที่สูงพอสำหรับการปรับปรุงเพิ่มเติมด้วย preheating หรือ recuperation (Saadon & Mohd Nasir, 2020) สำหรับสารประเภท *wet fluids* เช่น *R134a* หรือ *R152a* มักต้องเสริมอุปกรณ์ superheater เพื่อป้องกันการเกิดของเหลวในกังหัน ซึ่งอาจทำให้ประสิทธิภาพลดลงในภาคการขยายตัว

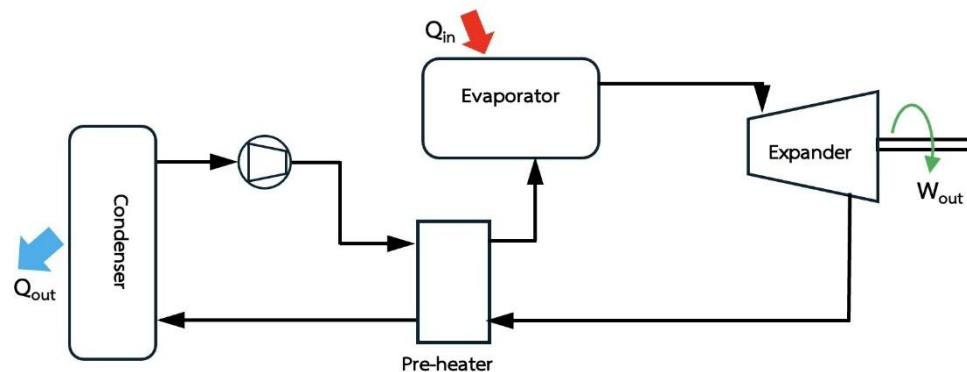
การปรับปรุง Subcritical ORC เพื่อเพิ่มการใช้เอกเซอร์ยีมักทำโดยเพิ่มขั้นตอน preheating zone ก่อนการเดือด ซึ่งช่วยลดอุณหภูมิส่วนต่างระหว่างแหล่งร้อนและของไหลในช่วงต้นของการระเหย และเพิ่มค่า (η_{ex}) ของระบบโดยรวมได้ 5–8 % (Saadon & Mohd Nasir, 2020). ตัวอย่างการทดลองของ Saadon & Mohd Nasir (2020) แสดงให้เห็นว่า การเพิ่มขั้นตอน preheating สามารถยกระดับอุณหภูมิของไอเข้าสู่กังหันได้ 8–12 °C ส่งผลให้ (η_{th}) เพิ่มขึ้นจาก 10.8 % เป็น 12.5 % ภายใต้เงื่อนไขเดียวกัน

วงจร Subcritical ORC ยังคงเป็นโครงสร้างพื้นฐานที่ใช้งานแพร่หลายที่สุดเนื่องจากความเรียบง่าย ความปลอดภัย และความน่าเชื่อถือของอุปกรณ์ แต่ข้อจำกัดของการระเหยแบบสองเฟสทำให้สูญเสียเอกเซอร์ยีใน evaporator สูง การพัฒนาในขั้นถัดมาจึงมุ่งสู่การทำงานในสถานะเหนือวิกฤต (Supercritical ORC) เพื่อให้กระบวนการรับความร้อนเป็นแบบเฟสเดียวและลดความสูญเสียภายในวงจร

เพื่อแก้ปัญหการสูญเสียเอกเซอร์ยีในช่วงการระเหยของ Subcritical ORC จึงมีการพัฒนา Supercritical ORC (SORC) ซึ่งทำงานเหนือจุดวิกฤตของสารทำงาน เพื่อให้การถ่ายเทความร้อนเป็นแบบ single-phase และเพิ่มประสิทธิภาพเชิงเอกเซอร์ยีของระบบโดยรวม

3.2.1.3 Supercritical ORC

โครงสร้างวงจรเป็นพัฒนาการต่อยอดจากแบบซับคริติคอล (Subcritical ORC) โดยระบบทำงานที่แรงดันสูงกว่าค่าจุดวิกฤตของสารทำงาน ซึ่งทำให้กระบวนการรับความร้อนเป็นแบบ single-phase heating หรือการให้ความร้อนต่อเนื่องโดยไม่เกิดการเปลี่ยนสถานะเป็นไออิมตัว การทำงานในช่วงดังกล่าวช่วยให้เส้นโค้งอุณหภูมิ-เอนโทรปีของสารทำงานสามารถ จับคู่กับเส้นโค้งการถ่ายเทความร้อนของแหล่งพลังงานได้ดีขึ้น ส่งผลให้ลดการสูญเสียเอกเซอร์ยีภายในเครื่องระเหย และยกระดับประสิทธิภาพเชิงเทอร์โมไดนามิกส์โดยรวมของวงจร



ภาพที่ 3-2 แผนภาพวงจร ORC แบบซับคริติคอล (Supercritical ORC) ที่มีการอุ่นสารทำงานก่อนเข้าสู่เครื่องระเหย (Evaporator)

โดยระบบประกอบด้วยปั๊ม เครื่องระเหย กังหัน (expander) คอนเดนเซอร์ และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนภายใน (recuperator) เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนและลดการสูญเสียเอกเซอร์ยีในกระบวนการควบแน่น (ดัดแปลงจาก Saadon และ Mohd Nasir, 2020)

วงจร SORC มักประกอบด้วยปั๊ม เครื่องระเหย (หรือฮีตเตอร์) กังหัน คอนเดนเซอร์ และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนภายใน (recuperator หรือ IHE) เพื่อดึงความร้อนจากไอเสียออกของกังหันมาอุ่นของไหลขาเข้าที่มีแรงดันสูงอีกครั้ง กลไกดังกล่าวช่วยลดความต้องการพลังงานจาก

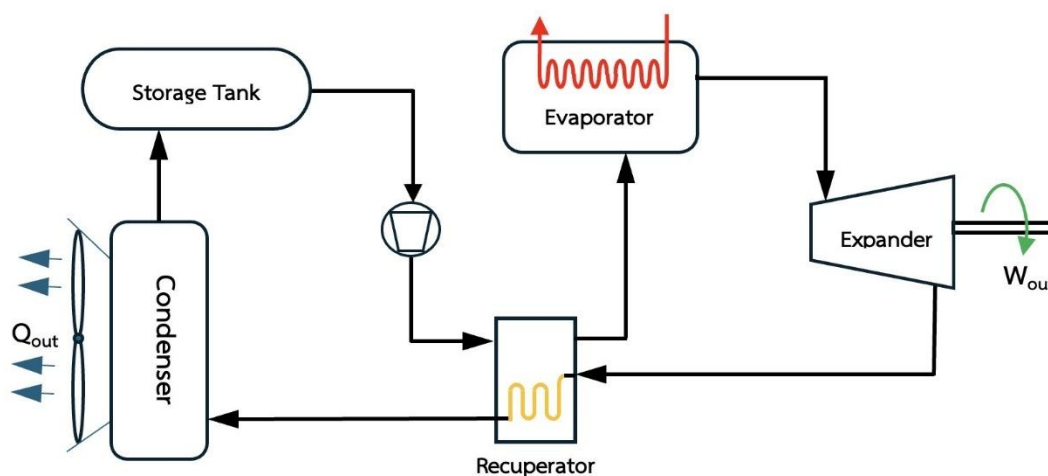
แหล่งร้อนหลักและเพิ่มอุณหภูมิการรับความร้อนเฉลี่ยของวงจร โดยทั่วไปวงจร SORC ใช้แรงดันขาเข้าประมาณ 1.1–1.3 เท่าของแรงดันวิกฤต (P_{crit}) และมีอุณหภูมิเข้ากังหัน (T_{in}) อยู่ในช่วง 350–420 °C ขึ้นกับชนิดของสารทำงานและวัสดุของระบบ (Xu et al., 2015; Radulovic & Beleno-Castaneda, 2014) ค่าประสิทธิภาพทางพลังงานของ SORC (η_{th}) โดยทั่วไปอยู่ในช่วง 14–18 % และค่าประสิทธิภาพทางเอกเซอร์ยี (η_{ex}) อยู่ในช่วง 0.40–0.47 (≈ 45 %) ซึ่งสูงกว่าแบบซับคริติคอลประมาณ 10–15 % โดยเฉพาะในระบบที่มีการใช้ recuperator ภายในอย่างมีประสิทธิภาพ (Xu et al., 2015; Radulovic & Beleno-Castaneda, 2014; Dai et al., 2018)

สารทำงานที่นิยมใช้ได้แก่ R245fa, R152a, R236fa, toluene และ cyclohexane ซึ่งสามารถทำงานเหนือจุดวิกฤตได้โดยยังคงความเสถียรทางความร้อนและให้กำลังขาสูง เหมาะสำหรับใช้กับแหล่งพลังงานอุณหภูมิปานกลาง–สูง เช่น พลังงานแสงอาทิตย์แบบ LFR หรือแหล่งความร้อนจากก๊าซเสียอุตสาหกรรม

อย่างไรก็ตาม วงจรซูเปอร์คริติคอลต้องการการควบคุมความดันและอัตราการไหลที่แม่นยำ รวมถึงการเลือกวัสดุและสารทำงานที่ทนต่อการสลายตัวได้ดี (decomposition onset > 380 °C) เพื่อป้องกันการเกิดกรด HF และการกัดกร่อนในระบบ ซึ่งเป็นข้อจำกัดสำคัญในการออกแบบระดับอุตสาหกรรม (Dai et al., 2018) วงจร SORC สามารถยกระดับประสิทธิภาพเชิงพลังงานและเอกเซอร์ยีของระบบ ORC ได้อย่างมีนัยสำคัญ โดยเฉพาะเมื่อใช้แหล่งพลังงานอุณหภูมิสูงกว่า 250 °C และมีการออกแบบ recuperator ที่เหมาะสม ซึ่งเป็นรากฐานของการพัฒนา high-efficiency solar ORC และการประยุกต์ในระบบ WHR ระดับอุตสาหกรรมในอนาคต (Xu et al., 2015; Radulovic & Beleno-Castaneda, 2014; Dai et al., 2018)

3.2.1.4 Recuperative ORC (R-ORC)

วงจร Recuperative Organic Rankine Cycle (R-ORC) เป็นการพัฒนาต่อจากวงจร Subcritical และ Supercritical ORC โดยเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนภายใน (Internal Heat Exchanger: IHE หรือ Recuperator) เพื่อถ่ายเทความร้อนจากไอเสียออกของกังหันกลับมาอุ่นของไหลแรงดันสูงที่ออกจากปั๊มก่อนเข้าสู่เครื่องระเหย กลไกนี้ช่วยลดปริมาณพลังงานความร้อนที่ต้องใช้จากแหล่งร้อนหลัก และลดการสูญเสียเอกเซอร์ยีในกระบวนการระเหย ทำให้ประสิทธิภาพการใช้พลังงานของวงจรดีขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ (Linnemann et al., 2020; Ziviani et al., 2022)



ภาพที่ 3-3 แสดงแผนภาพโครงสร้างของวงจร Recuperative ORC

โครงสร้างของวงจรเพิ่มอุปกรณ์ recuperator ระหว่างท่อไอเสียของ expander และท่อขาเข้าของ evaporator เพื่อถ่ายเทความร้อนจากไอเสียกลับมาอุ่นของไหลแรงดันสูงก่อนเข้าสู่การระเหย ช่วยให้เครื่องระเหยหลักทำงานในช่วงอุณหภูมิที่เหมาะสม ลดการสูญเสียเอกเซอร์ยี และเพิ่มประสิทธิภาพโดยรวมของวงจร (ดัดแปลงจาก Linnemann et al., 2020; Ziviani et al., 2022)

โครงสร้างของวงจร R-ORC ประกอบด้วย Pump – Recuperator – Evaporator – Expander – Condenser ซึ่งยังคงยึดหลักการพื้นฐานของ Rankine cycle แต่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเพื่อลดความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างแหล่งร้อนกับของไหลทำงานใน evaporator การออกแบบดังกล่าวช่วยให้เส้นโค้งอุณหภูมิของการแลกเปลี่ยนความร้อน (T-Q curve) ของสารทำงานและแหล่งร้อนสามารถจับคู่กันได้ใกล้ชิดขึ้น ส่งผลให้ irreversibility ในกระบวนการระเหยลดลงและยกระดับอุณหภูมิเฉลี่ยของการรับความร้อนในวงจร (Peris et al., 2020)

ค่าประสิทธิภาพทางพลังงาน (η_{th}) ของ R-ORC โดยทั่วไปอยู่ในช่วง 12–17 % และประสิทธิภาพทางเอกเซอร์ยี (η_{ex}) อยู่ในช่วง 0.22–0.30 ($\approx 25\%$) ซึ่งสูงกว่า Subcritical ORC ประมาณ 3–6 % ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับ effectiveness ของ recuperator และเงื่อนไขอุณหภูมิของแหล่งร้อน (Ziviani et al., 2022; Wang et al., 2020) ผลการทดลองของ Linnemann et al. (2020) ในระบบ Cascaded R-ORC รายงานว่า การใช้ recuperator ที่มี effectiveness สูงกว่า 0.9 สามารถเพิ่ม (η_{ex}) ได้มากกว่า 8 % เมื่อเทียบกับวงจรมาตรฐานที่ไม่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนภายใน

สารทำงานที่นิยมใช้ใน R-ORC ได้แก่ R245fa, R1233zd(E), R600a และ toluene ซึ่งจัดอยู่ในกลุ่มสาร dry หรือ isentropic fluids ที่มีเส้นอิ่มตัวเอียงขวา ทำให้การขยายตัวในกังหันเป็นแบบ

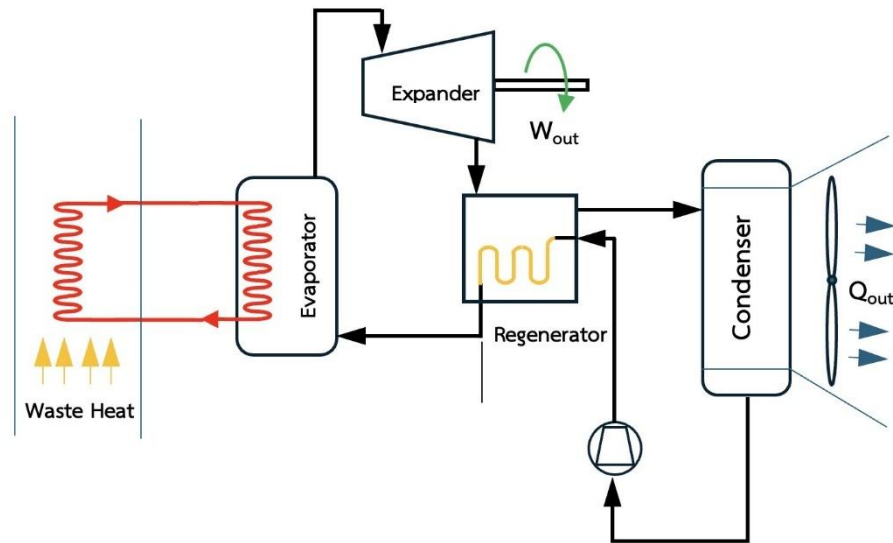
dry expansion ป้องกันการเกิดของเหลวใน turbine และเอื้อต่อการถ่ายเทความร้อนใน recuperator ได้อย่างมีประสิทธิภาพ (Ziviani et al., 2022)

อย่างไรก็ตาม การออกแบบ recuperator ต้องคำนึงถึง pressure drop และขนาดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน เนื่องจากการเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทมากเกินไปอาจเพิ่มการสูญเสียทางไฮดรอลิก และต้นทุนอุปกรณ์ การออกแบบที่เหมาะสมจึงต้องหาจุดสมดุลระหว่าง effectiveness, Δp , และต้นทุนรวมของระบบ (Peris et al., 2020). นอกจากนี้ ในระบบที่มีโหลดผันผวน เช่น WHR จากเครื่องยนต์ การควบคุมการไหลผ่าน recuperator ต้องใช้ระบบบายพาสเพื่อป้องกันการเกิดอุณหภูมิเกิน (overshoot) และรักษาสภาวะ superheat ที่ปลอดภัย (Han et al., 2025; Wang et al., 2017) วงจร Recuperative ORC สามารถเพิ่มประสิทธิภาพการใช้เอกเซอร์ยีของระบบได้อย่างมีนัยสำคัญ โดยเฉพาะในระบบ micro-ORC (1–10 kW) หรือ industrial WHR ที่มีอุณหภูมิแหล่งร้อนปานกลาง (~120–250 °C) ซึ่งการเพิ่ม recuperator ให้ผลคุ้มค่ามากกว่าการขยายพื้นที่ heat exchanger ภายนอก (Ziviani et al., 2022; Linnemann et al., 2020) วงจรนี้ยังถือเป็นพื้นฐานของการพัฒนา Regenerative และ Double-loop ORC สำหรับระบบ multi-level heat recovery ในระดับอุตสาหกรรม (Peris et al., 2020)

แม้การเพิ่ม recuperator จะเพิ่มต้นทุนและความซับซ้อนของระบบ แต่ผลตอบแทนด้านประสิทธิภาพเอกเซอร์ยีที่เพิ่มขึ้นและศักยภาพในการใช้พลังงานเหลือทิ้งอย่างมีประสิทธิภาพ ทำให้ วงจร Recuperative ORC เป็นพื้นฐานสำคัญของการพัฒนา Regenerative และ Double-loop ORC ในลำดับถัดไป

3.2.1.5 Regenerative ORC (Rg-ORC)

โครงสร้างวงจร Regenerative Organic Rankine Cycle (Rg-ORC) เป็นการพัฒนาต่อจาก Recuperative ORC โดยเพิ่มขั้นตอน feed regeneration ซึ่งใช้ไอเสียจากกังหันบางส่วนถ่ายเทความร้อนให้กับของไหลแรงดันสูงที่ออกจากปั๊มก่อนเข้าสู่ evaporator กลไกนี้ช่วยยกระดับอุณหภูมิขาเข้าของเครื่องระเหย ลดการสูญเสียความร้อนจากแหล่งพลังงานภายนอก และลดการสูญเสียเอกเซอร์ยีในช่วงการระเหย (Ziviani et al., 2022; Peris et al., 2020)



ภาพที่ 3-4 แสดงแผนภาพของวงจร Regenerative-ORC

โครงสร้างวงจรที่เพิ่มอุปกรณ์ RHE สำหรับถ่ายเทความร้อนจากไอเสียของกังหันกลับมาอุ่นของไหลแรงดันสูงก่อนเข้าสู่ evaporator ช่วยลดการสูญเสียเอกเซอร์ยี และยกระดับอุณหภูมิเข้าของสารทำงานให้ใกล้เคียงกับการระเหยมากที่สุด (ดัดแปลงจาก Peris et al., 2020; Ziviani et al., 2022)

โดยทั่วไป Rg-ORC ประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก 5 ส่วน คือ Pump – Regenerative Heat Exchanger (RHE) – Evaporator – Expander – Condenser ซึ่งทำงานตามหลักการ Rankine cycle แบบมาตรฐาน แต่มีการเพิ่ม RHE เพื่อดึงความร้อนจากก๊าซขาออกของเครื่องขยายกำลัง (expander) กลับมาอุ่นของไหลแรงดันสูง บางระบบใช้ two-stage regeneration เพื่อปรับอุณหภูมิ feed ให้ใกล้เคียงกับจุด evaporation มากที่สุด (Peris et al., 2020; Linnemann et al., 2020)

ค่าประสิทธิภาพทางพลังงาน (η_{th}) ของ Rg-ORC อยู่ในช่วง 15 – 19 % และประสิทธิภาพทางเอกเซอร์ยี (η_{ex}) เฉลี่ย 0.30 – 0.38 ($\approx 35\%$) สูงกว่า Recuperative ORC ราว 3 – 5 % (Ziviani et al., 2022) ผลการศึกษาจำลองพบว่า การเพิ่ม regenerative heat exchange สามารถลดพลังงานจากแหล่งร้อนภายนอก ($\dot{Q}_{in}$) ได้ 8 – 10 % โดยไม่ต้องเพิ่มขนาด evaporator เมื่อ effectiveness ของ RHE สูงกว่า 0.85 – 0.9 (Peris et al., 2020)

สารทำงานที่เหมาะสมสำหรับ Rg-ORC มักเป็นของไหลประเภท dry หรือ isentropic เช่น R245fa, R1233zd(E), R236fa และ toluene ซึ่งมีเส้นอิ่มตัวเอียงขวา และสามารถขยายตัวโดยไม่เกิดการควบแน่นภายใน turbine (Wang et al., 2020) ในบางกรณีมีการใช้สารผสม (zeotropic mixtures) เช่น R143a/R124 หรือ R152a/R236fa เพื่อให้เกิด temperature-glide ที่เหมาะสม ช่วยให้การถ่ายเทความร้อนใน RHE เป็นไปอย่างต่อเนื่องและลด pinch temperature ระหว่างของไหลร้อน-เย็น

การเพิ่มขั้นตอน regeneration จะทำให้ระบบซับซ้อนและมีต้นทุนอุปกรณ์สูงขึ้น แต่ในแง่เทอร์โมไดนามิกส์ถือว่าคุ้มค่า เนื่องจากสามารถยกระดับ (η_{ex}) โดยรวมของระบบได้มากถึง 10 % ในช่วงอุณหภูมิแหล่งร้อน 150–250 °C (Ziviani et al., 2022). ข้อพิจารณาหลักคือการควบคุม pressure drop และการปรับสมดุลการไหลใน RHE เพื่อป้องกันการเกิด maldistribution หรือ superheat ไม่สม่ำเสมอ ซึ่งมักเกิดในระบบ multi-level heat recovery (Linnemann et al., 2020) วงจร Reg-ORC เป็นการใช้พลังงานเหลือทิ้งภายในระบบอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุดในกลุ่ม single-loop ORC ทั้งหมด โดยเฉพาะในระบบ WHR และ biomass-fired heat sources ระดับอุตสาหกรรม ซึ่งต้องการเพิ่ม efficiency โดยไม่ขยายขนาดแหล่งร้อนหลัก ระบบนี้จึงมักถูกใช้เป็นต้นแบบในการพัฒนา Double-loop หรือ Cascaded ORC ในขั้นต่อไป (Linnemann et al., 2020; Ziviani et al., 2022)

ถึงแม้วงจร Regenerative ORC จะมีความซับซ้อนและต้นทุนสูงกว่า Recuperative ORC แต่การถ่ายเทความร้อนแบบ feed-regeneration ถือเป็นรากฐานสำคัญของการพัฒนา Double-loop หรือ Cascaded ORC ซึ่งสามารถใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้งในหลายระดับอุณหภูมิได้อย่างเต็มประสิทธิภาพ

3.2.1.6 Double-loop / Cascaded ORC (DL-ORC หรือ C-ORC)

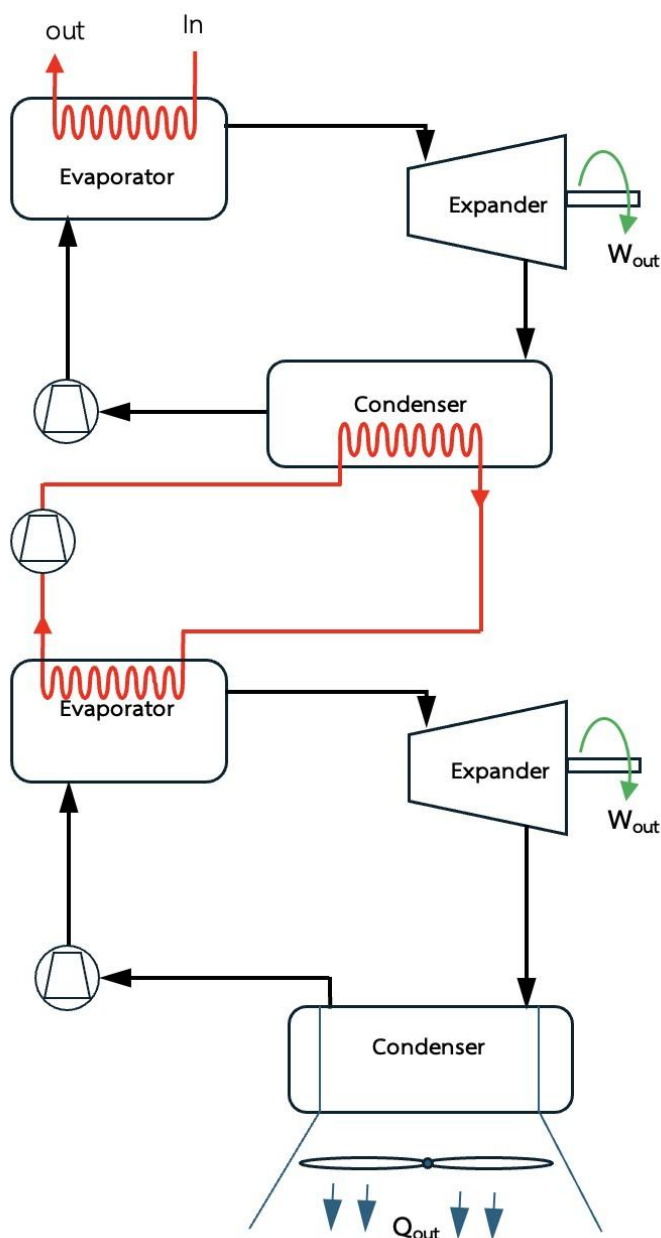
โครงสร้างวงจรถือเป็นการพัฒนาเชิงโครงสร้างขั้นสูงของระบบ Organic Rankine Cycle โดยออกแบบให้มี สองวงจรย่อยที่ทำงานร่วมกัน เพื่อใช้ประโยชน์จากพลังงานความร้อนเหลือทิ้งหลายระดับอุณหภูมิอย่างเต็มประสิทธิภาพ (Song et al., 2023; Ziviani et al., 2022) หลักการสำคัญคือการถ่ายเทความร้อนระหว่างวงจรอุณหภูมิสูง (High-Temperature ORC: HT-ORC) และวงจรอุณหภูมิต่ำ (Low-Temperature ORC: LT-ORC) ผ่านตัวแลกเปลี่ยนความร้อนกลาง (Intermediate Heat Exchanger: IHX) ซึ่งทำหน้าที่ส่งต่อพลังงานจากก๊าซขาออกของ HT-ORC ไปยัง LT-ORC เพื่อผลิตพลังงานไฟฟ้าเพิ่มเติมและลดการสูญเสียเอกเซอร์ยีในระบบโดยรวม (Han et al., 2025; Sciubba et al., 2016) การจัดวงจรแบบคู่มีจุดประสงค์เพื่อ จับคู่เส้นอุณหภูมิ-เอนโทรปีของแหล่งร้อนกับของไหลทำงานให้ใกล้เคียงที่สุด ทำให้ pinch temperature ในการแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง และเพิ่มการใช้เอกเซอร์ยีของแหล่งร้อน (Exergy utilization ratio) ได้ถึง 15–25 % เมื่อเทียบกับวงจรเดี่ยว (Tian et al., 2023; Wang et al., 2017). โดยทั่วไป DL-ORC จะเหมาะกับแหล่งความร้อนระดับ 200–350 °C เช่น เครื่องยนต์ดีเซลขนาดใหญ่ โรงงานปูนซีเมนต์ หรือระบบรวมแสงแบบ Linear Fresnel Reflector (LFR) ที่มีอุณหภูมิปลายทางของไอเสียยังสามารถนำกลับมาใช้ได้ (Li et al., 2022; Ziviani et al., 2022)

ค่าประสิทธิภาพทางพลังงาน (η_{th}) ของ DL-ORC โดยทั่วไปอยู่ในช่วง 16–22 % และค่าประสิทธิภาพทางเอกเซอร์ยี (η_{ex}) อยู่ในช่วง 0.38–0.48 (≈ 45 %) ซึ่งสูงกว่าวงจร ORC เดี่ยว

ประมาณ 15–25 % ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับคู่สารทำงานและประสิทธิภาพของ IHX (Song et al., 2023; Han et al., 2025) การศึกษาของ Wang et al. (2017) ในระบบเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติพบว่า วงจร DL-ORC สามารถเพิ่มพลังงานสุทธิได้มากกว่า 10 % ภายใต้สภาวะโหลดคงที่ และเมื่อควบคุมการไหลด้วยกลุยุทธ์บายพาสในภาวะโหลดผันผวน จะสามารถรักษาค่า superheat และแรงดันได้คงที่กว่าวงจร ORC เดี่ยว (Li et al., 2022)

สารทำงานในแต่ละลูบจะถูกเลือกให้เหมาะกับระดับอุณหภูมิการทำงาน โดยวงจร HT-ORC มักใช้ของไหลที่มีจุดเดือดสูงและเสถียรทางความร้อน เช่น toluene, cyclohexane, R236fa หรือ R245fa, ในขณะที่วงจร LT-ORC ใช้ของไหลจุดเดือดต่ำ เช่น R1233zd(E), R600a หรือ HFOs เพื่อให้การควบแน่นเกิดได้ที่อุณหภูมิต่ำ (Peris et al., 2020). การจับคู่สารทำงานสองชนิดช่วยให้เส้นการรับ-คายความร้อนของทั้งสองวงจรมี temperature glide ใกล้เคียงกัน ทำให้ IHX สามารถถ่ายเทพลังงานได้อย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด (Lee, 2017; Sadreddini et al., 2018) การวิจัยสมัยใหม่ยังพัฒนา Hybrid Cascade ORC ที่ผสมระบบ transcritical CO₂ หรือ LNG cold energy เข้ากับวงจร C-ORC เพื่อเพิ่มการใช้ประโยชน์จากความร้อนเกรดกลางและพลังงานเย็น เช่น งานของ Sadreddini et al. (2018) และ Lee (2017) พบว่า การรวมพลังงานเหล่านี้สามารถเพิ่ม η_{ex} รวมได้สูงถึง 0.5–0.55 และลดค่า LCOE ลง 5–8 % เมื่อเทียบกับระบบ ORC เดี่ยว ทั้งนี้ การออกแบบที่เหมาะสมของ IHX และการควบคุมความดันในแต่ละลูบเป็นปัจจัยสำคัญต่อประสิทธิภาพโดยรวม

นอกจากนี้ การวิเคราะห์พลวัต (dynamic analysis) โดย Li et al. (2022) แสดงให้เห็นว่า Cascaded ORC ที่เชื่อมกับระบบกักเก็บพลังงานความร้อนแฝง (LTES-ORC) มีความเสถียรต่อการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิแหล่งร้อนมากกว่า ORC แบบเดี่ยว โดยสามารถลดการแกว่งของกำลังผลิตสุทธิได้มากกว่า 20 % ซึ่งสะท้อนศักยภาพของ C-ORC ในการใช้งานจริงที่มีแหล่งความร้อนผันผวน เช่น โรงงานกระบวนการต่อเนื่อง หรือระบบกู้คืนความร้อนจากเครื่องยนต์ (Han et al., 2025; Li et al., 2022)



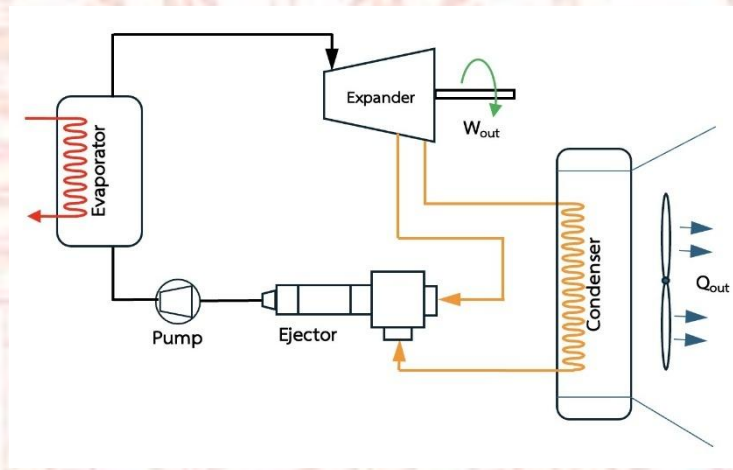
ภาพที่ 3-5 แสดงโครงสร้างของวงจร Double-loop ORC

โครงสร้างของวัฏจักรที่ประกอบด้วย HT-ORC และ LT-ORC เชื่อมต่อกันผ่านตัวแลกเปลี่ยนความร้อนกลาง (IHX) ซึ่งทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อนจากของไหลขาออกของ HT-ORC ไปยังของไหลขาเข้าใน LT-ORC เพื่อผลิตพลังงานเพิ่มเติม กระบวนการแบบขั้นตอนนี้ช่วยให้สามารถใช้พลังงานจากแหล่งร้อนอุณหภูมิปานกลาง-สูงได้อย่างเต็มประสิทธิภาพ และลดการสูญเสียเอกเซอร์ยีในกระบวนการถ่ายเทความร้อน (Song et al., 2023; Ziviani et al., 2022)

วงจร DL-ORC หรือ C-ORC เป็นแนวทางที่มีศักยภาพสูงสุดในการใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้ง โดยสามารถเพิ่ม η_{ex} รวมได้มากกว่า 40–50 % เมื่อออกแบบ IHX และคู่สารทำงานอย่างเหมาะสม (Sadreddini et al., 2018; Lee, 2017; Tian et al., 2023) ในระบบอุตสาหกรรมและ

โรงไฟฟ้าพลังงานแสงอาทิตย์แบบรวมแสง วงจรนี้สามารถให้ η_{th} สูงกว่า 20 % และ η_{ex} ใกล้ 0.5 ภายใต้สภาวะปฏิบัติการจริง ทั้งยังมีแนวโน้มที่จะบูรณาการเข้ากับวงจรทำความเย็นแบบ Ejector หรือระบบกู้คืนพลังงานแบบ Combined Cooling and Power (CCP) เพื่อเพิ่มการใช้พลังงานโดยรวมของระบบให้สูงขึ้นในอนาคต (Li et al., 2022; Tian et al., 2020; Han et al., 2025)

จากการพัฒนาโครงสร้างวงจร ORC ทั้ง 5 แบบ ได้แก่ Basic, Subcritical, Supercritical, Recuperative และ Regenerative สู่โครงสร้าง Double-loop หรือ Cascaded ORC จะเห็นได้ว่าวัฏจักรขั้นสูงนี้สามารถใช้ประโยชน์จากความร้อนเหลือทิ้งได้อย่างเต็มศักยภาพ และยังสามารถบูรณาการกับระบบทำความเย็นแบบ Ejector Cooling เพื่อสร้างการผลิตพลังงานร่วมกับความเย็น (power-cooling integration) ซึ่งจะกล่าวในหัวข้อถัดไป



ภาพที่ 3-6 แผนผังระบบ Organic Rankine Cycle (ORC) ร่วมกับวงจร Ejector เพื่อผลิตไฟฟ้า

ไอแรงดันสูงจาก Expander จะถูกส่งเข้าสู่ Ejector เพื่อสร้างแรงดูดสารทำงานแรงดันต่ำจาก Condenser ทำให้เกิดการขยายตัวและการระบายความร้อนเพิ่มขึ้น การเชื่อมต่อนี้จะช่วยเพิ่มการใช้เอกเซอร์ยี่ห้อของระบบ และสามารถผลิตไฟฟ้าและพลังงานความเย็นจากแหล่งความร้อนเกรดต่ำได้พร้อมกัน

ตารางที่ 3-2 สรุปเปรียบเทียบแบบโครงสร้างของระบบ ORC

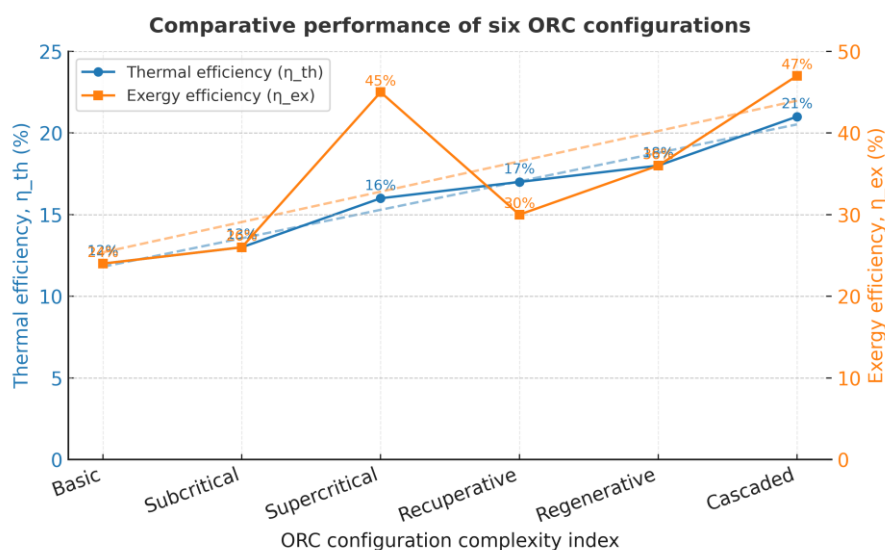
Configuration	Operating regime	Typical T_{hot} range	$P_{\text{in}}/P_{\text{crit}}$ (guide)	η_{th} (-)	η_{ex} (-)	Working fluids	Key advantages	Main limitations	refs.
Basic ORC	Baseline single loop	80–250 °C	n/a (below crit. for most cases)	0.08–0.15	0.20–0.28	R245fa, R1233zd(E), R236fa, toluene	โครงสร้างง่าย ต้นทุนต่ำ เหมาะกับ WHR อุณหภูมิต่ำถึงกลาง	Exergy loss สูง ที่ evaporator/c ond., การจับคู่ความร้อนไม่แนบ	Ziviani 2022; Peris 2020
Subcritical ORC	$P < P_{\text{crit}}$; two-phase boiling	80–180 °C	0.5–0.9	0.09–0.15	0.22–0.30	toluene, R245fa, R1233zd(E), R600a	ความเข้าเชื่อถือสูง อุปกรณ์มาตรฐาน ควบคุมง่าย	Pinch ที่กว้าง ของการระเหย irreversibility สูง; อ่อนไหวต่อ (T_0)	Saadon & Mohd Nasir 2020; Ziviani 2022; Peris 2020

ตารางที่ 3-2 (ต่อ)

Supercritical ORC (SORC)	$P > (P_{crit})$ single-phase heating	$\geq 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ (heater up to $\sim 420\text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามสารทำงาน/วัสดุ)	1.1–1.3	0.14–0.18	0.40–0.47	cyclohexane, toluene, R245fa/R236fa, zeotropes	จับคู่ T–Q แบบ lost irreversibility ใน heater; power density สูง	ความดัน/วัสดุสูงกว่ามาตรฐาน; วัสดุจำกัด thermal stability/ HF risk	Xu 2015; Radulovic 2014; Dai 2018
Recuperative ORC (R-ORC)	Sub/Supercritical + IHE (internal HX)	120–250 $^{\circ}\text{C}$	Sub: 0.6–0.9; Super: 1.1–1.2	0.12–0.17	0.22–0.30 (± 3 –8% vs. basic)	R245fa, R1233zd(E), R600a, toluene	ดึงความร้อนกลับ lost (Q_{in}) และ exergy destruction	Δp /ต้นทุนเพิ่ม; ต้องควบคุม bypass/off-design	Linnemann 2020; Ziviani 2022; Wang 2020
Regenerative ORC (Rg-ORC)	Feed-regeneration (RHE)	150–250 $^{\circ}\text{C}$	Sub (ทั่วไป): 0.6–0.9	0.15–0.19	0.30–0.38	R245fa, R1233zd(E), R236fa, toluene; zeotropes	ยกระดับ T_{feed} ลด Q_{in} , η_{ex} สูงกว่า R-ORC	ความซับซ้อน/ต้นทุนสูงขึ้น; ค่า Δp /flow balance	Peris 2020; Ziviani 2022; Linnemann 2020

ตารางที่ 3-2 (ต่อ)

Double-loop / Cascaded ORC (DL-ORC / C-ORC)	Two cascaded loops via IHX (HT- ORC to LT-ORC)	HT: 200–350 °C; LT: 80–150 °C	HT: 0.9–1.2; LT: 0.5–0.9	0.16– 0.22	0.38– 0.48 (ใกล้ ~0.50 เมื่อ ออกแบบ ดี)	HT: toluene, cyclohexane, R236fa; LT: R245fa, R1233zd(E), HFOs	ใช้แหล่งร้อนหลาย เกรดเพิ่มศักยภาพ; ลด pinch รวม; net work สูงขึ้น	ระบบ/ คอนโทรล ซับซ้อน, CAPEX/ Δp สูง; ต้องแมตช์คู่ สารทำงาน	Han 2025; Wang 2017; Sciubba 2016; Song 2023; Li 2022; Tian 2023; Sadreddini 2018; Lee 2017
--	---	-------------------------------------	-----------------------------	---------------	--	--	--	--	--



ภาพที่ 3-7 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงพลังงานและเอกเซอร์ยีของวงจร ORC

กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพทางเทอร์โมไดนามิกของงานวิจัยที่ผ่านมาแสดงให้เห็นอย่างชัดเจนว่า โครงสร้างของวงจรมีผลต่อประสิทธิภาพทางเทอร์โมไดนามิก และวงจรที่ได้รับการพัฒนานั้น ค่า **irreversibility** ใน heater/evaporator จะลดลงได้มากกว่าอุปกรณ์อื่นๆ ของวงจร วงจร Basic ORC มีค่า $\eta_{ex} \approx 24$, $\eta_{th} \approx 12$ ซึ่งต่ำที่สุด และ Cascaded ORC ให้ค่า $\eta_{ex} \approx 47\%$, $\eta_{th} \approx 21\%$ สะท้อนถึงการออกแบบวงจรมีผลอย่างมีนัยยะสำคัญ จุดวงกลมแดง High-efficiency zone อยู่ที่ Supercritical และ Cascaded แบบแรกลดการเดือดสองเฟส (single-phase heating) ส่วนแบบหลังรีดเกรดความร้อนสองช่วง ผ่าน IHX จึงใช้เอกเซอร์ยีของแหล่งร้อนได้ลึกกว่ากลุ่ม Recuperative / Regenerative ให้ผล η_{ex} เด่นในแหล่งร้อน 120–250 °C โดยไม่ต้องเพิ่มแรงดันสูงมาก แต่ต้องแลกกับ Δp และการควบคุม bypass/off-design ส่วนสำคัญในเชิงการออกแบบ ถ้าแหล่งร้อนอุณหภูมิระดับต่ำถึงปานกลางและอยากควบคุมต้นทุน (CAPEX) ให้พิจารณาวงจร Basic/Subcritical ORC (preheating/recuperation) ถ้าแหล่งร้อนอุณหภูมิระดับปานกลางถึงสูงและยอมรับความดันที่สูงซึ่งจะส่งผลต่อเงินลงทุน (CAPEX) จากค่าวัสดุที่สูงได้ ให้พิจารณา SORC ถ้าแหล่งร้อนแปรปรวนกระจายหลายเกรด (ต่ำถึงกลาง) หรืออยากดูดพลังร้อนให้ได้มากที่สุดหรืออยู่ภายใต้เงื่อนไขการทำงานที่ส่งผลต่อสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ ให้พิจารณา Cascaded ORC จะแสดงควมมีศักยภาพที่สูงที่สุด

จากข้อเท็จจริงในภาพที่ 3-7 สมรรถนะของวงจรจะแสดงประสิทธิภาพได้ดีโดยการจับคู่ที่เหมาะสมภายใต้เงื่อนไขแบบต่างๆ ซึ่งพารามิเตอร์ที่ต้องพิจารณาประกอบ ได้แก่ สารทำงาน, แหล่งความร้อน และแหล่งระบายความร้อน ซึ่งมีพารามิเตอร์เหล่านี้ล้วนมีความสำคัญมากพอ ๆ กับการออกแบบโครงสร้างของวงจร ส่วนถัดไปที่ต้องพิจารณา คือ เกณฑ์และกระบวนการเลือกสารทำงาน

(working fluid selection) พร้อมแผนผังการตัดสินใจร่วมกับการเลือกแหล่งร้อน 100–250 °C เพื่อ
ยกระดับ η_{ex} เป็นแนวทางการตั้งสมมติฐานการวิจัย

3.3 การเลือกสารทำงานและเกณฑ์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ (Working Fluid Selection and Thermodynamic Criteria)

สมรรถนะของวงจร ORC ไม่ได้ขึ้นอยู่กับโครงสร้างของระบบเพียงอย่างเดียว แต่ยังขึ้นอยู่กับ
การจับคู่ระหว่างสารทำงาน (working fluid) กับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและแหล่งระบายความ
ร้อนอย่างเหมาะสม การเลือกสารทำงานที่เหมาะสมจึงเป็นกลไกหลักในการเพิ่มประสิทธิภาพเชิง
พลังงานและเอกเซอร์ยีของระบบ โดยมีผลต่อทั้งพารามิเตอร์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ การถ่ายเทความ
ร้อน การออกแบบเครื่องจักรกล และต้นทุนรวมของระบบ (Imran et al., 2022; Ziviani et al.,
2022; Peris et al., 2020)

แนวทางการจำแนกสารทำงานตามคุณสมบัติ *dry*, *isentropic* และ *wet fluids* ที่เสนอโดย
Schuster et al. (2010) เป็นรากฐานของการเลือกสารทำงานในงานวิจัยปัจจุบัน ซึ่งสอดคล้องกับ
เกณฑ์ของ Bao & Zhao (2013) ที่เน้นการจับคู่ระหว่างสารทำงานและประเภทเครื่องขยายกำลัง
(expander–fluid matching) เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในช่วง T_h ต่ำกว่า 200 °C ค่าประสิทธิภาพเชิง
เอกเซอร์ยีที่รายงานโดย Branchini et al. (2013) อยู่ในช่วง 0.25–0.45 ซึ่งใกล้เคียงกับค่าที่คำนวณ
ในงานวิจัยสำหรับวงจร recuperative ภายใต้เงื่อนไข off-design แบบปานกลาง

3.3.1 หลักการเลือกสารทำงาน (Selection Principles)

สารทำงานในวงจร ORC แบ่งตามลักษณะเส้นอิ่มตัว (saturation dome) บนแผนภาพ T–s
ได้เป็นสามกลุ่มหลัก ได้แก่ (i) Dry fluids ซึ่งมีเส้นอิ่มตัวเอียงขวา ทำให้กระบวนการขยายตัวในกังหัน
ไม่เกิดการควบแน่นภายใน เหมาะกับระบบที่ต้องการความปลอดภัยต่อใบกังหัน
เช่น *R245fa*, *R1233zd(E)*, *toluene*, *R600a* (ii) Isentropic fluids ซึ่งมีเส้นอิ่มตัวเกือบแนวตั้ง
เช่น *R236fa* หรือ *R123*; และ (iii) Wet fluids ซึ่งมีเส้นอิ่มตัวเอียงซ้าย เช่น *R134a*, *R152a* ที่มัก
ต้องเสริม superheater หรือ recuperator เพื่อหลีกเลี่ยงของเหลวในกังหัน (Imran et al., 2022;
Wang et al., 2020) ซึ่งการเลือกสารทำงานควรพิจารณาตามเกณฑ์สำคัญต่อไปนี้

1. อุณหภูมิและความดันวิกฤต (T_{crit} , P_{crit}) ช่วงการทำงานที่เหมาะสมคืออุณหภูมิการระเหยอยู่ใน
สัดส่วน ($T_{evap}/T_{crit} \approx 0.6–0.8$), เพื่อให้ได้ความต่างเอนทาลปีที่เหมาะสมและลดความไม่เสถียรใน
ระบบ Supercritical (Ziviani et al., 2022)

2. เสถียรภาพความร้อน (Thermal stability) สารทำงานต้องคงตัวที่อุณหภูมิสูงกว่า $T_{heater, out}$
อย่างน้อย 20–30 K เพื่อป้องกันการสลายตัวของโมเลกุล โดยเฉพาะในระบบที่มี ($T_h > 200$ °C)

3. สมบัติการถ่ายเทความร้อนและสมบัติไฮดรอลิก สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (k) และความ
หนืด (μ) มีผลต่อขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและการสูญเสียแรงดัน (Δp)

4. ความปลอดภัยและสิ่งแวดล้อม ควรเลือกสารที่มีศักยภาพโลกร้อนต่ำ (GWP) และไม่มีผลทำลายชั้นโอโซน (ODP = 0) เช่น *R1233zd(E)* หรือ *HFO-1234ze* ซึ่งทดแทน *R245fa* ที่มีค่า GWP สูงได้ดี (ASHRAE, 2023)

5. ความพร้อมใช้และต้นทุน สารทำงานต้องสามารถจัดหาได้ในเชิงพาณิชย์และมีค่าใช้จ่ายสมเหตุสมผลเมื่อพิจารณาตลอดอายุโครงการ (Peris et al., 2020)

3.3.2 คุณสมบัติของสารทำงานหลัก (Thermophysical Characteristics of Key Fluids)

การเลือกสารทำงานต้องอิงกับระดับอุณหภูมิของแหล่งร้อนและลักษณะวงจร ORC ที่ใช้ ตารางที่ 3-Y สรุปสารทำงานที่นิยมใช้ในช่วงอุณหภูมิ 80–350 °C พร้อมเกณฑ์หลักที่ใช้ในการประเมิน เช่น ลักษณะโมเลกุล GWP และความไวไฟ (ASHRAE 2023; Han et al., 2025; Song et al., 2023)

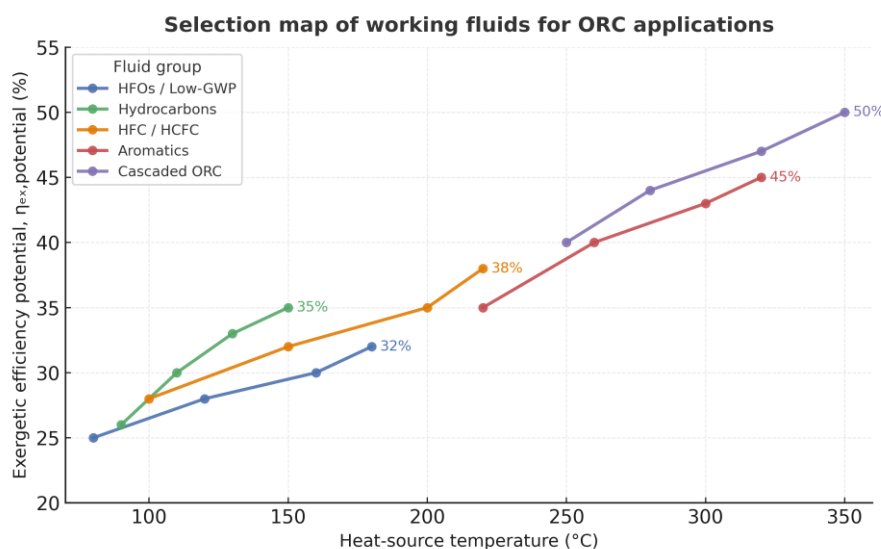
ตารางที่ 3-3 สารทำงานสำหรับโครงสร้างระบบ ORC ประเภทต่าง ๆ (ช่วงอุณหภูมิ 100–350 °C)

Temp. range (°C)	Typical fluids	Type	GWP / Safety class (ASHRAE)	Compatible configurations	Key remarks
80–150	R1233zd(E), R245fa, R600a (isobutane), HFO-1234ze	Dry / Isen.	Low / A1–A2L	Basic, Subcritical, Recuperative	เหมาะกับแหล่งร้อนเกรดต่ำและ micro-ORC; GWP ต่ำมาก; R600a ต้องควบคุมความปลอดภัย
150–220	R245fa, R236fa, R1233zd(E)	Dry / Isen.	Moderate / A1	Subcritical, R-ORC, Rg-ORC	ให้ค่า η_{ex} สูงขึ้น 5–8 % เมื่อใช้ preheating หรือ recuperation
220–300	Toluene, Cyclohexane, R236fa	Dry	Low–Moderate / A3	Supercritical, HT-loop of C-ORC	ทนความร้อนสูง ใช้ในระบบ SORC; ต้องคุมการออกซิเดชันและวัสดุซีล
300–350	Toluene, Benzene derivatives, Aromatic mixtures	Dry	High / A3	Supercritical, HT-ORC, HT-loop of C-ORC	สำหรับ WHR จากก๊าซร้อน/แสงอาทิตย์รวมแสง; เน้นความเสถียรและการป้องกันการรั่ว
HT–LT Cascade (dual loop)	HT: toluene/cyclohexane; LT: R245fa/R1233zd(E)/HFO-1234ze	Dual	—	C-ORC (DL-ORC)	ช่วยจับคู่เส้น T–Q ระหว่างวงจร ลด pinch loss และยกระดับ η_{ex} รวม

3.3.2 การจับคู่สารทำงานกับโครงสร้างวงจร (Matching Fluids and ORC Structures)

การจับคู่สารทำงานกับโครงสร้างวงจรควรพิจารณาความสอดคล้องของเส้นโค้งอุณหภูมิ-เอนโทรปี (T-s) ระหว่างของไหลทำงานกับแหล่งร้อน หากเส้น T-Q ของสารทำงานใกล้เคียงกับของแหล่งร้อน การสูญเสียเอกเซอร์ยีใน evaporator จะลดลง (Lazzaretto & Tsatsaronis, 2006; Ziviani et al., 2022) วงจรแบบ Basic / Subcritical ORC เหมาะกับสารทำงานจำพวก dry fluids เช่น *R245fa*, *R1233zd(E)* วงจร Supercritical ORC ต้องใช้สารทำงานที่มี thermal stability สูง เช่น *toluene*, *cyclohexane* วงจร Recuperative / Regenerative ORC ได้ประโยชน์สูงสุดเมื่อใช้สารทำงานที่มีเส้นอิมิตัวเอียงขวา (dry) และมีความต่างเอนทาลปีขาออกของ expander สูง เพื่อดึงพลังงานกลับใน IHE หรือ RHE ได้มาก และ Cascaded ORC ใช้คู่สาร HT/LT ที่มีอุณหภูมิเดือดต่างกันอย่างเหมาะสม เช่น (*toluene* กับ *R1233zd(E)*) เพื่อลด pinch ใน IHX และช่วยเพิ่ม exergy utilization ถึง 0.5 ($\approx 50\%$) (Han et al., 2025)

ดังนั้น การเลือกสารทำงานจึงเป็นขั้นตอนสำคัญในการออกแบบวงจร ORC ให้มีความเหมาะสมทั้งด้านเทอร์โมไดนามิกส์ ความปลอดภัย และเศรษฐศาสตร์ ซึ่งในหัวข้อต่อไปจะกล่าวถึงการวิเคราะห์สมรรถนะของสารทำงานในมุมมองเชิงเอกเซอร์ยีและเศรษฐศาสตร์ เพื่อสนับสนุนการตัดสินใจเลือกสารทำงานที่เหมาะสมกับระบบ WHR ที่ศึกษาในงานนี้



ภาพที่ 3-8 แผนที่การเลือกสารทำงานสำหรับระบบ ORC ภายใต้อุณหภูมิแหล่งร้อนต่างช่วง (80–350 °C) โดยแต่ละกลุ่มแสดงศักยภาพประสิทธิภาพเอกเซอร์ยีที่สัมพันธ์กับความเสถียรทางเทอร์โมไดนามิกและระดับอุณหภูมิของแหล่งร้อน

จากการเปรียบเทียบรูปแบบวงจร ORC และสารทำงานในแต่ละช่วงอุณหภูมิ จะเห็นได้ว่า ประสิทธิภาพเชิงพลังงานและเอกเซอร์ยีของระบบขึ้นอยู่กับทั้ง *โครงสร้างของวงจรและการจับคู่ของสารทำงาน (cycle-fluid matching)* ซึ่งมีผลโดยตรงต่อกำลังไฟฟ้าสุทธิ (net power output) และ ประสิทธิภาพรวมของระบบ (overall efficiency) เพื่อประเมินศักยภาพดังกล่าวในเชิงปฏิบัติ ส่วนต่อไปจะมุ่งเน้นการวิเคราะห์แผนที่ประสิทธิภาพ (efficiency maps) และอัตราการผลิตพลังงานสุทธิของวงจร ORC ภายใต้เงื่อนไขแหล่งความร้อนและการระบายความร้อนที่แตกต่างกัน เพื่อระบุขอบเขตของการทำงานที่เหมาะสมและแนวทางปรับปรุงการออกแบบระบบในอนาคต

3.4 ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้า กำลังไฟฟ้าสุทธิ และแบบแผนประสิทธิภาพ (Net Power Output and Efficiency Map)

ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าของวงจร ORC ขึ้นอยู่กับปัจจัยสามประการหลัก ได้แก่ (i) การใช้ประโยชน์จากแหล่งความร้อน (heat-source utilization), (ii) สมรรถนะของเครื่องจักรกล เช่น expander และ pump, และ (iii) การจับคู่ระหว่างสารทำงานกับช่วงอุณหภูมิการระเหย-ควบแน่น ซึ่งสัมพันธ์โดยตรงกับการสูญเสียเอกเซอร์ยีในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Bao & Zhao, 2013; Lazzaretto & Tsatsaronis, 2006). การประเมินประสิทธิภาพของวงจรจึงมักใช้ทั้ง *ประสิทธิภาพเชิงพลังงาน (thermal efficiency)* และ *ประสิทธิภาพเชิงเอกเซอร์ยี (exergetic efficiency)* รวมกับสมรรถนะของอุปกรณ์แต่ละชนิด เพื่อสร้างแบบแผนประสิทธิภาพ (efficiency map) ซึ่งแสดงขอบเขตการทำงานที่เหมาะสมของระบบ (Peris et al., 2020; Wang et al., 2020)

วิธีการสร้างแบบแผนประสิทธิภาพ (η_{th} -PR map) อ้างอิงแนวทาง off-design ของ Quoilin et al. (2013) และการทดสอบภาคสนามของ Declaye et al. (2013) ซึ่งใช้แบบแผนสมรรถนะ PR-speed ของ scroll expander เป็นฐาน ทำให้การจำลองสมรรถนะที่ปรับเปลี่ยนตามภาระโหลดในงานนี้มีความสมจริงและสามารถเปรียบเทียบกับผลระบบจริงได้

3.4.1 กำลังไฟฟ้าสุทธิ (Net Power Output)

ในวงจร ORC พลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้สุทธิคำนวณจากส่วนต่างระหว่างงานที่ผลิตได้จากเครื่องขยายกำลัง (expander) และงานที่ใช้ขับเคลื่อน (pump) หรืออุปกรณ์เสริมอื่น ๆ (auxiliaries) ดังสมการ (3.12)

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{exp} - (\dot{W}_{pump} + \dot{W}_{aux}) \quad (3-8)$$

โดย $\dot{W}_{exp}$ เป็นกำลังจากเครื่องขยายกำลัง (expander) ซึ่งสัมพันธ์กับอัตราการไหลของสารทำงาน และสมรรถนะของเครื่องขยายกำลัง ดังนี้

$$\dot{W}_{exp} = \dot{m}_{wf} (h_{in} - h_{out}) \eta_{is,exp} \quad (3-9)$$

ขณะที่กำลังสูญเสียจากปั๊มขึ้นอยู่กับส่วนต่างเอนทัลปีและประสิทธิภาพของปั๊ม

$$\dot{W}_{pump} = \frac{\dot{m}_{wf}(h_{out} - h_{in})}{\eta_{is,pump}} \quad (3-10)$$

ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวงจร ORC นิยามโดย

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (3-11)$$

และสามารถขยายสู่มุมมองเอกเซอร์ยีเป็น

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Ex}_Q^{in}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in} \left(1 - \frac{T_0}{T_{source}} \right)} \quad (3-12)$$

สมการ (3.10)–(3.12) เป็นพื้นฐานของการสร้างแบบแผนประสิทธิภาพ (efficiency map) ซึ่งใช้ระบุเขตการทำงานที่เหมาะสมของระบบ โดยพิจารณาผลของตัวแปรต่าง ๆ เช่น T_{source} , T_{cond} , PR (pressure ratio), และอัตราการไหล $\dot{m}_{wf}$ ต่อค่ากำลังไฟฟ้าสุทธิและประสิทธิภาพของระบบ

3.4.2 แบบแผนประสิทธิภาพ (Efficiency Map)

แบบแผนประสิทธิภาพของ ORC ถูกพัฒนาขึ้นจากการจำลองภายใต้สภาวะ off-design และการเปลี่ยนแปลงของพารามิเตอร์การทำงาน เช่น อุณหภูมิแหล่งร้อน อุณหภูมิควบแน่น อัตราการไหล และ pressure ratio ของ expander (Quoilin et al., 2013; Declaye et al., 2013) แบบแผนนี้ใช้ระบุขอบเขตการทำงานที่ให้กำลังไฟฟ้าสูงสุดหรือจุดที่เหมาะสมของประสิทธิภาพที่สูงที่สุด (optimum zone) โดยทั่วไปจะแสดงในรูป contour plot ของ $\dot{W}_{net}$, η_{th} หรือ η_{ex} บนระนาบของ (T_{hot}, T_{cold}) หรือ $(PR, \dot{m}_{wf})$

จากผลการทดลองของ Declaye et al. (2013) พบว่า scroll expander ที่ใช้ $R245fa$ แสดงแผนที่ประสิทธิภาพเชิงอุณหภูมิ–อัตราการไหล โดยมีจุดสูงสุดที่ $\eta_{is} \approx 75\%$ เมื่อ pressure ratio $\approx 3-4$ และ rotational speed ≈ 3000 rpm ซึ่งเป็นค่าที่สมดุลระหว่าง under-expansion และ over-expansion (Pei et al., 2015) การใช้แบบแผนลักษณะนี้ช่วยให้สามารถกำหนดขอบเขตการ

ทำงานที่เหมาะสมของ expander และนำไปปรับใช้กับการจำลองระบบระดับวงจร (system-level optimization)

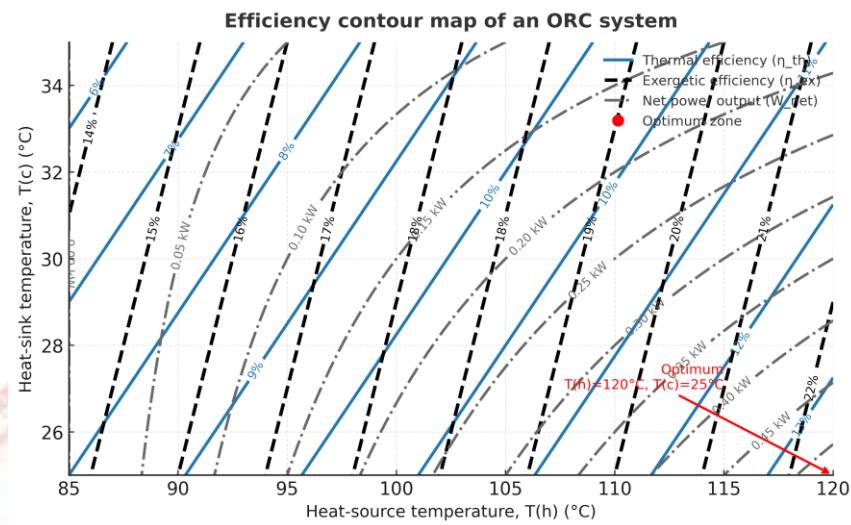
3.4.3 การสร้างแบบแผนประสิทธิภาพของระบบ (System-level Efficiency Map)

การสร้างแบบแผนประสิทธิภาพของระบบสามารถทำได้โดยใช้วิธี *Response Surface Methodology (RSM)* หรือ *Latin Hypercube Sampling (LHS)* เพื่อสร้างชุดข้อมูลตัวแทน แล้วนำไปฟิตเป็นสมการพื้นผิวตอบสนอง (RSM) ของ η_{th} , η_{ex} หรือ $\dot{W}_{net}$ (Peris et al., 2020) การวิเคราะห์แบบนี้ช่วยระบุเขตการทำงานที่เหมาะสม (optimum operating window) ภายใต้ข้อจำกัดของอุณหภูมิแหล่งร้อน-แหล่งเย็น และอัตราการไหลของสารทำงาน ซึ่งเหมาะกับระบบ WHR ที่แหล่งความร้อนมีความไม่แน่นอนตามเวลา (เช่น exhaust gas หรือ process heat)

กรอบแนวคิดดังกล่าวสามารถสรุปเป็นผัง ประสิทธิภาพ-พื้นที่ทำงาน (Efficiency-Operating Domain Map) ซึ่งชี้ให้เห็นถึงแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงของพลังงานสุทธิและประสิทธิภาพเอกเซอร์ยีตามระดับความซับซ้อนของวงจร (การออกแบบโครงสร้างที่แตกต่างกัน ก็จะทำให้ผลที่แตกต่างกัน) ลำดับความซับซ้อนของโครงสร้างวงจรเรียงจากน้อยไปมาก ได้แก่ Basic $\rightarrow$ Recuperative $\rightarrow$ Supercritical $\rightarrow$ Cascaded ORC (Wang et al., 2020) ในการออกแบบจริง แบบแผนดังกล่าวมักใช้ควบคู่กับ *expander map* เพื่อให้มั่นใจว่าสภาวะการทำงานของวงจรสอดคล้องกับสมรรถนะเครื่องจักรกลจริง

3.4.4 บทสรุปเชิงเทอร์โมไดนามิกส์

แบบแผนประสิทธิภาพจึงถือเป็นเครื่องมือสำคัญที่เชื่อมระหว่าง การวิเคราะห์เชิงพลังงานกับการประเมินเชิงเอกเซอร์ยีและเศรษฐศาสตร์ ช่วยระบุทั้งขอบเขตการทำงานที่ให้กำลังสุทธิมากที่สุดและขอบเขตที่มีการใช้เอกเซอร์ยีอย่างมีประสิทธิภาพที่สุด (Lazzaretto & Tsatsaronis, 2006) ผลลัพธ์จากการสร้าง Efficiency Map ยังสามารถใช้เป็นพื้นฐานในการวิเคราะห์เชิง Exergoeconomic-SPECO ในส่วนต่อไป โดยใช้เป็น surface constraint สำหรับการหาค่า cost-optimal operation point ของระบบ WHR-ORC



ภาพที่ 3-9 กราฟคอนทัวร์แสดงประสิทธิภาพของระบบ ORC

กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพเชิงพลังงาน (η_{th}) ประสิทธิภาพเชิงเอ็กเซอร์ยี (η_{ex}) และกำลังไฟฟ้าสุทธิ ($\dot{W}_{net}$) เมื่อเปรียบเทียบกับอุณหภูมิของแหล่งร้อน $T(h)$ และอุณหภูมิของแหล่งเย็น $T(c)$ โดยจุดวงกลมสีแดงแสดงเขตการทำงานที่ให้เกิดการใช้เอ็กเซอร์ยีและการผลิตไฟฟ้าสุทธิสูงสุด

3.5 การใช้งานในระดับไมโครสเกล (1–10 kW) และอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ (> 50 kW)

การพัฒนาเทคโนโลยีวงจร ORC ในช่วงสองทศวรรษที่ผ่านมาแสดงให้เห็นแนวโน้มการปรับใช้ในสองระดับกำลังหลักที่แตกต่างกัน ได้แก่ micro-scale ORC สำหรับการใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้งในระดับครัวเรือนหรือระบบอิสระขนาดเล็ก และ industrial-scale ORC สำหรับการผลิตไฟฟ้าร่วมในกระบวนการอุตสาหกรรมที่มีศักยภาพแหล่งความร้อนระดับกลางถึงสูง (Wang et al., 2020; Han et al., 2025)

สำหรับระบบขนาดเล็ก (Vankeirsbilck et al., 2011; Tchanche et al., 2011) รายงานค่าประสิทธิภาพรวม 10–15 % ในช่วง T_h 80–150 °C ซึ่งสอดคล้องกับผลในตาราง 3-4 ในขณะที่ Campana et al. (2013) และ Wang et al. (2020) แสดงให้เห็นว่าระบบระดับอุตสาหกรรม (> 50 kW) สามารถเพิ่ม η_{th} ถึง 24 % เมื่อใช้การจัดเรียงโครงสร้างแบบ supercritical หรือ cascaded ORC และปรับอัตราส่วนแรงดันเหมาะสม

3.5.1 ระบบระดับไมโครสเกล (1–10 kW)

ระบบ micro-ORC มักถูกออกแบบให้มีความกะทัดรัด ต้นทุนการติดตั้งต่ำ และสามารถทำงานได้กับแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ (80–150 °C) เช่น น้ำร้อนจากระบบทำความเย็น เครื่องอบแห้ง พลังงานแสงอาทิตย์ หรือความร้อนเหลือจากเครื่องยนต์สันดาปขนาดเล็ก (Imran et al., 2022;

Quoilin et al., 2013) สารทำงานที่นิยมใช้ในช่วงนี้ได้แก่ R245fa, R1233zd(E), และ R600a ซึ่งให้ประสิทธิภาพเชิงพลังงานเฉลี่ย 10–15 % และประสิทธิภาพเอกเซอร์ยี ≈ 0.20 – 0.25 ภายใต้เงื่อนไขการควบแน่นที่ $T(c) \approx 30$ °C (Declaye et al., 2013; Bao & Zhao, 2013) ในเชิงกลไก เครื่องขยายกำลัง (expander) ที่ใช้ในระดับไมโครมักเป็น scroll expander หรือ screw expander ที่ปรับความเร็วรอบได้ เพื่อรองรับการทำงานแบบ partial-load (Lemort et al., 2013) การวิจัยล่าสุดแสดงให้เห็นว่าการใช้ระบบ *recuperative* หรือ *regenerative micro-ORC* สามารถเพิ่ม η_{ex} ได้สูงขึ้น ≈ 15 % เมื่อเทียบกับระบบพื้นฐาน (Basic ORC) โดยไม่เพิ่มต้นทุนอุปกรณ์มากนัก (Song et al., 2023)

นอกจากนี้ การออกแบบเชิงโมดูลาร์ของ micro-ORC ยังเอื้อต่อการเชื่อมต่อกับระบบพลังงานหมุนเวียน เช่น solar water heater, PV–thermal hybrid และ biogas engine ทำให้เหมาะสำหรับการใช้งานแบบกระจายศูนย์ (distributed generation) และการผลิตไฟฟ้า–ความร้อนร่วมในพื้นที่ห่างไกล (Peris et al., 2020)

3.5.2 ระบบระดับอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ (> 50 kW)

ระบบที่ใช้ในระดับอุตสาหกรรม (industrial-scale ORC) ได้รับการพัฒนาเพื่อใช้ประโยชน์จากแหล่งความร้อนเหลือทิ้งระดับกลางถึงสูง (200–450 °C) เช่น เตาหลอมเหล็ก อุตสาหกรรมซีเมนต์ กระบวนการอบแห้งอาหารและกักเก็บก๊าซ (Campana et al., 2013; Sadreddini et al., 2018) สารทำงานที่นิยมใช้คือกลุ่ม aromatic hydrocarbons (เช่น *toluene*, *cyclohexane*) ซึ่งมีเสถียรภาพที่อุณหภูมิสูง และเหมาะกับระบบ *supercritical* หรือ *cascaded ORC* ที่ต้องการอุณหภูมิระเหยสูงกว่า 250 °C (Han et al., 2025) ประสิทธิภาพเชิงพลังงานของระบบระดับอุตสาหกรรมโดยทั่วไปอยู่ในช่วง 18–24 % และประสิทธิภาพเอกเซอร์ยี ≈ 0.35 – 0.50 เมื่อมีการใช้ recuperator และการปรับแรงดันขาออกของ expander ให้สอดคล้องกับสถานะแหล่งเย็น (Wang et al., 2020) การวิเคราะห์เชิงเทคโนโลยี-เศรษฐศาสตร์ (techno-economic) พบว่าระบบแบบซูเปอร์คริติคัล (supercritical) และแบบแคสเคด โออาร์ซี (cascaded ORC) สามารถลดต้นทุนทางไฟฟ้า (LCOE) ลงได้ ≈ 10 – 15 % เมื่อเทียบกับซับซูเปอร์คริติคัล (subcritical) และ รีคูเพอเรทีฟ (recuperative) ในช่วงอุณหภูมิ 250–350 °C โดยเฉพาะเมื่อเชื่อมต่อกับแหล่งความร้อนเหลือทิ้งของเครื่องยนต์หรือกระบวนการเผาไหม้ (Tian et al., 2023; Li et al., 2022)

นอกจากนี้ ระบบในอุตสาหกรรม (industrial ORC) ขนาด > 1 MW ที่ใช้สารทำงานกลุ่ม HFO หรือ toluene-based mixture เริ่มได้รับความนิยมมากขึ้นในยุโรปและญี่ปุ่น โดยมีอัตราการลงทุน (payback period) เฉลี่ย 3–5 ปี ภายใต้เงื่อนไขการเดินเครื่อง 8,000 ชั่วโมงต่อปี (Han et al., 2025; Wang et al., 2020)

3.5.3 การเปรียบเทียบและแนวโน้มการพัฒนา

ตาราง 3-4 สรุปคุณสมบัติการทำงานของระบบ ORC ทั้งสองระดับในมุมมองด้านประสิทธิภาพพลังงานสุทธิ และศักยภาพทางเศรษฐศาสตร์ โดยพบว่าระบบ micro-ORC เหมาะสำหรับการผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กจากแหล่งพลังงานกระจาย (distributed renewable heat) ในขณะที่ระบบ industrial-scale มีศักยภาพในการลดต้นทุนพลังงานต่อหน่วยและสนับสนุนการลดการปล่อยคาร์บอนในภาคอุตสาหกรรมอย่างมีนัยสำคัญ

ตารางที่ 3-4 การเปรียบเทียบระหว่างระบบ ORC ขนาดไมโครและขนาดอุตสาหกรรม

Scale	Heat-source temp. (°C)	Typical working fluids	Configuration	Power range (kW)	η_{th} (%)	η_{ex}	LCOE USD/kWh	Application domain
Micro-scale (1–10 kW)	80–150	R245fa, R1233zd(E), R600a	Basic / Recuperative / Regenerative	1–10	10–15	0.20–0.25	0.10–0.18	Solar dryer, biomass, engine exhaust
Industrial scale (> 50 kW)	200–450	Toluene, Cyclohexane, HFO mixtures	Supercritical / Cascaded ORC	50–1000	18–24	0.35–0.50	0.05–0.09	Waste-heat recovery, cement, steel, food process

จากการเปรียบเทียบจะเห็นได้ว่าการขยายขนาดระบบจาก micro-scale ไปสู่ industrial-scale ไม่เพียงเพิ่มประสิทธิภาพและกำลังผลิตไฟฟ้าเท่านั้น แต่ยังเปลี่ยนแปลงแนวทางการเลือกสารทำงาน และโครงสร้างวงจร ซึ่งในบทความนี้จะมุ่งเน้นการวิเคราะห์เชิง Exergoeconomic เพื่อประเมินต้นทุนเอกเซอร์ยีและจุดคุ้มทุนของระบบ ORC–ECC ที่ศึกษาในงานนี้

3.6 งานเปรียบเทียบจากวรรณกรรมล่าสุด (Recent Comparative Literature on ORC Performance)

การศึกษาวิจัยในช่วงหลังปี 2020 ได้ให้ความสำคัญกับการเปรียบเทียบเชิงระบบของวงจร ORC รูปแบบต่าง ๆ ภายใต้เงื่อนไขการทำงานจริงที่ซับซ้อนมากขึ้น ทั้งด้านอุณหภูมิแหล่งร้อนที่ไม่คงที่ (load fluctuation) และผลกระทบของชนิดสารทำงานต่อประสิทธิภาพเชิงพลังงาน–เอกเซอร์ยี (Ziviani et al., 2022; Song et al., 2023) แนวโน้มที่ Ziviani et al. (2022) และ Song et al. (2023) รายงานว่า การเพิ่มอุปกรณ์ recuperation ในโครงสร้างวงจร และการจัดวางแบบ dual-loop ช่วยเพิ่ม η_{ex} และลดต้นทุนหน่วยพลังงานไฟฟ้า (LCOE) ได้อย่างมีนัยยะสำคัญ สอดคล้องกับกรอบทฤษฎีของ Schuster (2010) และ Bao & Zhao (2013) ที่ชี้ว่าการใช้สารทำงานชนิด dry/HFO ร่วมกับอุปกรณ์ recuperator เหมาะที่สุดสำหรับ low-to-medium temperature heat

sources นอกจากนี้ ผลการลดอัตราการลงทุน (cost-rate) ในงานวิจัยของ Han et al. (2025) ยังต่อยอดในการวิจัยหลักเรื่อง thermo-economic optimization ของ Campana (2013) ซึ่งเน้นการนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ในภาคอุตสาหกรรม

3.6.1 การเปรียบเทียบรูปแบบวงจรและสารทำงาน

Ziviani et al. (2022) ทำการวิเคราะห์เปรียบเทียบโครงสร้างวงจรระหว่าง basic, regenerative และ recuperative ORC โดยใช้สารทำงานกลุ่ม HFOs และ hydrocarbons ในช่วง $T_h = 100\text{--}180\text{ }^{\circ}\text{C}$ ผลการศึกษาพบว่า recuperative cycle ให้ค่าประสิทธิภาพเอกเซอร์ยีสูงกว่าวงจรแบบพื้นฐาน (Basic ORC) ประมาณ 12–18 % ภายใต้ภาระการทำงาน 80–100 % ในขณะที่สาร R1233zd(E) ให้สมรรถนะดีที่สุดในด้าน thermal stability และมีต้นทุนหน่วยไฟฟ้า (LCOE) ต่ำที่สุด ≈ 0.095 USD/kWh เมื่อเทียบกับ R245fa Song et al. (2023) ได้ทำการวิเคราะห์โครงสร้างของวงจร ORC 4 แบบ (basic, recuperative, dual-loop และ cascaded) โดยใช้ข้อมูลการทำงานจริงจากระบบกู้คืนความร้อนเหลือทิ้ง (waste-heat recovery) ในอุตสาหกรรมอาหาร (heat source $\approx 120\text{ }^{\circ}\text{C}$) ผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่า dual-loop ORC สามารถเพิ่มปริมาณงานสุทธิ ($\dot{W}_{net}$) ได้มากกว่าวงจรแบบพื้นฐานถึง 20 % และลดต้นทุนหน่วยไฟฟ้า (LCOE) ลง $\approx 11\text{ }%$ เนื่องจากการใช้ความร้อนเหลือทิ้งสองระดับอย่างมีประสิทธิภาพ

3.6.2 การเชื่อมโยงกับการวิเคราะห์ Exergoeconomic

งานของ Han et al. (2025, *Energy Reports*) และ Wang et al. (2020, *Energy*) เน้นการวิเคราะห์อุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (thermo-economic optimization) ของวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ (ORC) แบบ supercritical และ cascaded ในระดับอุตสาหกรรม พบว่าการเพิ่มค่า pressure ratio และการใช้ recuperator สามารถลดอัตราการลงทุน (cost rate) รวมได้ $\approx 15\text{--}20\text{ }%$ แนวโน้มนี้สอดคล้องกับข้อสังเกตจาก Ziviani (2022) ที่ชี้ว่าการออกแบบวงจร ORC ยุคใหม่ควรใช้แนวทาง multi-parameter optimization และพิจารณาตัวชี้วัดเอกเซอร์ยี (exergy) และต้นทุนหน่วยไฟฟ้า (LCOE) ร่วมกันในการออกแบบวงจรที่คุ้มทุนที่สุด

3.6.3 สรุปเชิงแนวโน้ม

จากการสังเคราะห์วรรณกรรมล่าสุด พบว่าการปรับโครงสร้างวงจรและการเลือกสารทำงานอย่างเหมาะสมมีผลต่อสมรรถนะระบบ มากกว่า 20 % ในเชิง η_{ex} และ $\dot{W}_{net}$ แนวโน้มในปัจจุบันคือการพัฒนาโครงสร้างแบบไฮบริด (hybrid ORC configurations) เช่น cascaded ORC หรือ dual-loop ORC ที่สามารถรับความร้อนจากหลายระดับ ($80\text{--}250\text{ }^{\circ}\text{C}$) และเชื่อมต่อกับระบบทำความเย็นแบบ ejector หรือ heat pump เพื่อเพิ่มการใช้เอกเซอร์ยีโดยรวม (Song et al., 2023; Ziviani et al., 2022) การเปลี่ยนผ่านดังกล่าวปูทางสู่แนวคิด integrated power-cooling ORC ที่เน้นประสิทธิภาพ

และค่าความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์สูงสุด ซึ่งจะถูกขยายความต่อในบทที่ 4 ภายใต้กรอบ Exergoeconomic และ SPECO method

ตารางที่ 3-5 สรุปวรรณกรรมเปรียบเทียบเกี่ยวกับโครงสร้างวงจร ORC และสารทำงาน

ปี	แหล่งอ้างอิง	ช่วงอุณหภูมิแหล่งร้อน (°C)	โครงสร้างที่เปรียบเทียบ	สารทำงาน	ค่าชี้วัดหลัก		ไฮไลต์สำคัญ
					η_{th} (%)	η_{ex}	
2010	Schuster et al., <i>Energy</i>	80–250	Basic, Regenerative, Recuperative	Dry / Isen. / Wet	—	—	กรอบจำแนกสารทำงานตามคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์; แนะนำการใช้ recuperator สำหรับ dry fluids
2011	Tchanche et al., <i>RSER</i>	70–150	Basic ORC (low-T review)	R134a, R245fa, HC	8–12	0.15–0.25	การทบทวน ORC เกรดต่ำ; ศักยภาพระบบพลังงานกระจาย
2011–2013	Quoilin et al., <i>Applied Energy / PhD</i>	90–200	Basic / Recup. (off-design)	R245fa, R123	—	—	การจำลองแบบ dynamic – off-design และสร้างแผนที่สมรรถนะ

ตารางที่ 3-5 (ต่อ)

ปี	แหล่งอ้างอิง	ช่วงอุณหภูมิแหล่งร้อน (°C)	โครงสร้างที่เปรียบเทียบ	สารทำงาน	ค่าชี้วัดหลัก		ไฮไลต์สำคัญ
					η_{th} (%)	η_{ex}	
2013	Branc hini et al., <i>Applied Energy</i>	90–300	Field systems (survey)	หลายชนิด	10–20	0.25–0.45	ข้อมูลภาคสนามของระบบ ORC หลายขนาด; ค่าประสิทธิภาพ ยืนยันผลจำลอง
2013	Bao & Zhao, <i>RSER</i> (review)	—	—	หลายกลุ่ม	—	—	ความสัมพันธ์ระหว่างคุณสมบัติสารทำงานกับชนิด expander
2013	Decla ye et al., <i>Energy</i>	100–140	Scroll expander map	R245fa	$\eta_{is,max} \approx 75\%$	—	แผนที่ประสิทธิภาพ expander (PR-speed) สำหรับการออกแบบนอกจุด

ตารางที่ 3-5 (ต่อ)

ปี	แหล่งอ้างอิง	ช่วงอุณหภูมิแหล่งร้อน (°C)	โครงสร้างที่เปรียบเทียบ	สารทำงาน	ค่าชี้วัดหลัก		ไฮไลต์สำคัญ
					η_{th} (%)	η_{ex}	
2013	Camp ana et al., <i>En ergy Conv. Mgmt.</i>	200– 400	Industrial WHR	Aroma tics	15– 22	0.30– 0.45	ประสิทธิภาพและ การลด CO ₂ ใน อุตสาหกรรมยุโรป
2016	Macch i & Astolfi (<i>Book</i>)	—	หลายแบบ	หลาย ชนิด	—	—	คู่มือมาตรฐาน ORC: แผนภาพ T-s / T-Q และ หลักการออกแบบ
2020	Wang et al., <i>En ergy</i>	120– 300	Basic, Recup., Supercritic al	R245f a, Aroma tics	12– 22	0.28– 0.46	การปรับแต่ง multi-objective และ off-design เพื่อเลือก config เหมาะกับ T _h
2022	Ziviani et al., <i>Ap plied Therm al Eng.</i>	100– 180	Basic, Regenerati ve, Recuperati ve	HFOs, HC	10– 18	0.25– 0.38	Recuperative ดีกว่า Basic $\approx$ 12–18 % ใน η_{ex} ; R1233zd(E) ลด LCOE

ตารางที่ 3-5 (ต่อ)

ปี	แหล่งอ้างอิง	ช่วงอุณหภูมิแหล่งร้อน (°C)	โครงสร้างที่เปรียบเทียบ	สารทำงาน	ค่าชี้วัดหลัก		ไฮไลต์สำคัญ
					η_{th} (%)	η_{ex}	
2023	Song et al., <i>Applied Thermal Eng.</i>	≈ 120	Basic, Recup., Dual loop, Cascaded	HFO, HC	+20 % P_{net} / LCOE -11 %		Dual loop/Cascaded เพิ่มการใช้ความร้อนสองระดับ; ลดต้นทุน ต่อหน่วย
2025	Han et al., <i>Energy Reports</i>	200–350	Supercritical, Cascaded	Aromatics + HFO	18–24	0.35–0.50	ลด cost-rate ≈ 15–20 % เมื่อเพิ่ม PR และ recuperator (ระดับอุตสาหกรรม)

หมายเหตุ: สรุปวรรณกรรมเปรียบเทียบเกี่ยวกับโครงสร้างวงจร ORC และสารทำงาน (ค.ศ. 2010–2025) ครอบคลุมแหล่งความร้อนตั้งแต่เกรดต่ำถึงสูง วิเคราะห์นอกจุดออกแบบ แผนที่สมรรถนะของเครื่องขยายกำลัง และผลเชิงเศรษฐศาสตร์ เพื่อรองรับการวิเคราะห์ในหัวข้อ 3.3–3.6 ของงานนี้

อย่างไรก็ตาม ข้อจำกัดด้านการแลกเปลี่ยนความร้อนและการระบายความร้อน (heat-transfer and heat-rejection limitations) ยังคงเป็นอุปสรรคหลักของระบบ ORC โดยเฉพาะในช่วงอุณหภูมิการควบแน่นสูงในสภาพอากาศร้อนชื้น ซึ่งทำให้ค่าความต่างอุณหภูมิ (ΔT_{lm}) ระหว่างสารทำงานและน้ำหล่อเย็นลดลง ส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงเอ็กเซอร์ยีและกำลังไฟฟ้าสุทธิลดลงอย่างมีนัยสำคัญ (Ziviani et al., 2022; Song et al., 2023) เพื่อแก้ไขปัญหาดังกล่าว งานวิจัยยุคใหม่จึงได้พัฒนาแนวคิดการผนวกวงจรทำความเย็นแบบ Ejector (Ejector Cooling Cycle: ECC) เข้ากับระบบ ORC เพื่อช่วยลดภาระการระบายความร้อน เพิ่มประสิทธิภาพเอ็กเซอร์ยี และสร้างระบบผลิตไฟฟ้าร่วมกับการทำความเย็น (power-cooling cogeneration system)

ดังนั้น การพัฒนาแนวคิด Ejector Cooling Cycle (ECC) ที่สามารถใช้ความร้อนเหลือทิ้งในกระบวนการควบแน่น จึงเป็นก้าวต่อสำคัญของการพัฒนา ORC สมัยใหม่ ซึ่งจะนำเสนอในหัวข้อถัดไป

3.7 การเพิ่มประสิทธิภาพของระบบโดยการใช้วงจรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์

3.7.1 ที่มาและแรงจูงใจของการผนวกวงจร

ข้อจำกัดสำคัญของระบบ Organic Rankine Cycle (ORC) โดยเฉพาะเมื่อใช้งานในเขตภูมิอากาศร้อนชื้น คือ อุณหภูมิควบแน่นของคอนเดนเซอร์ (T_{cond}) ที่สูงขึ้น ส่งผลให้ค่าการแลกเปลี่ยนความร้อน (ΔT_{lm}) ระหว่างสารทำงานและน้ำหล่อเย็นลดลงอย่างมีนัยสำคัญ ซึ่งไม่เพียงทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนและเอกเซอร์ยิลด์ลดลง แต่ยังเพิ่มภาระการระบายความร้อนของระบบโดยรวม (Song et al., 2023; Ziviani et al., 2022) เพื่อแก้ไขข้อจำกัดนี้ แนวทางการบูรณาการวงจร Ejector Cooling Cycle (ECC) จึงได้รับความสนใจอย่างกว้างขวางในงานวิจัยสมัยใหม่ โดยมีแนวคิดหลักคือ การนำพลังงานเอกเซอร์ยิลด์จากกระบวนการควบแน่นของ ORC กลับมาใช้ประโยชน์ในการสร้างความเย็น ซึ่งช่วยเพิ่มการใช้พลังงานรวมของระบบ (overall energy–exergy utilization) และลดความสูญเสียที่เกิดจากการคายความร้อนสู่สิ่งแวดล้อม (Han et al., 2025; Liu et al., 2024)

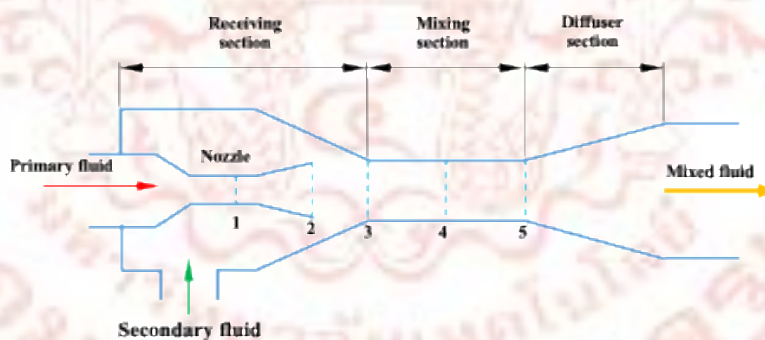
การใช้วงจร Ejector เข้ามาเสริมในระบบ ORC มีบทบาทสำคัญในการเพิ่มการใช้ประโยชน์ของพลังงานความร้อนเหลือทิ้งเกรดต่ำ (low-grade waste heat) ซึ่งโดยทั่วไปมีอุณหภูมิไม่สูงพอที่จะใช้ผลิตไฟฟ้าได้อย่างมีประสิทธิภาพในระบบ ORC แบบมาตรฐาน โดยวงจร Ejector สามารถนำเอกเซอร์ยิลด์เกรดต่ำเหล่านี้กลับมาใช้สร้างพลังงานความเย็น ทำให้การใช้พลังงานของระบบมีลักษณะเป็นแบบการใช้พลังงานต่อเนื่องหลายระดับ (energy cascade utilization) ที่สมบูรณ์มากขึ้น และช่วยลดความไม่สอดคล้องทางอุณหภูมิ (temperature mismatch) ระหว่างแหล่งความร้อนกับสารทำงานของ ORC ได้อย่างมีประสิทธิภาพ แนวทางนี้มีความเหมาะสมอย่างยิ่งสำหรับอุตสาหกรรมที่มีแหล่งความร้อนเหลือทิ้งอุณหภูมิต่ำกว่า 120 °C เช่น อุตสาหกรรมอาหารและเครื่องดื่ม โรงงานเคมี และกระบวนการอบแห้ง ซึ่งสามารถนำระบบ ORC–Ejector มาใช้ทั้งในการผลิตไฟฟ้าและสร้างความเย็นร่วมกัน ทำให้เพิ่มอัตราการใช้เอกเซอร์ยิลด์รวมของระบบ ลดการสูญเสียความร้อนสู่สิ่งแวดล้อม และยกระดับประสิทธิภาพโดยรวมของการใช้พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรม (Chen et al., 2019; HACIPAŞAOĞLU, 2025; Maurya et al., 2025)

ในเชิงเทอร์โมไดนามิกส์ การผนวกวงจร ECC เข้ากับ ORC สามารถจัดอยู่ในแนวคิดของ power–cooling cogeneration system ซึ่งช่วยเปลี่ยนความร้อนเกรดต่ำที่เหลือทิ้งให้เป็นประโยชน์ 2 รูปแบบ ได้แก่ พลังงานกลไฟฟ้าและพลังงานความเย็น (cooling exergy). หลายงานวิจัย เช่น Zhang et al. (2022) และ Liu et al. (2024) รายงานว่าระบบ ORC–ECC สามารถ

เพิ่ม η_{ex} ได้ 8–15% และลดภาระการระบายความร้อนได้ถึง 20–25% เมื่อเทียบกับวงจรแบบพื้นฐาน (Basic ORC) ทั้งยังส่งเสริมการใช้ประโยชน์จากแหล่งความร้อนระดับ 80–120 °C ได้มีประสิทธิภาพมากขึ้น โดยเฉพาะในภาคอุตสาหกรรมอาหาร เครื่องดื่ม และกระบวนการอบแห้งที่ต้องการความเย็นร่วมกับไฟฟ้า

วัฏจักรกำลังไอบางแบบดั้งเดิม (traditional ORC) มักมีข้อจำกัดจากอุณหภูมิการควบแน่นสูงและ ΔT_{im} ต่ำ ในสภาวะอากาศร้อนชื้น ซึ่งส่งผลให้ประสิทธิภาพ η_{ex} และ $\dot{W}_{net}$ ลดลง (Song et al., 2023; Ziviani et al., 2022; Lecompte et al., 2015; Lakew and Bolland, 2010) แนวคิดการบูรณาการวัฏจักรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์ (Ejector Cooling Cycle; ECC) จึงถูกเสนอเพื่อใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้งจากวัฏจักรกำลังไอบาง (ORC) มาผลิตความเย็น พร้อมกับลดภาระการคายความร้อน (Chen et al., 2019; Zhang et al., 2016; HACIPAŞAOĞLU, 2025) จากงานของ Besagni et al. (2016) และ Elbel and Lawrence (2016) การผนวกวัฏจักรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์ (ECC) ช่วยเพิ่ม exergy utilization โดยรวม 8–15 % และลด specific cost of heat rejection 20–25 % เมื่อเทียบกับวัฏจักรกำลังไอบางแบบดั้งเดิม (traditional ORC)

3.7.2 หลักการทำงานของ Ejector (Working Principle of Ejector Cooling Cycle)



ภาพที่ 3-10 แสดงหลักการทำงานของอีเจ็คเตอร์ (Ejector)

Ejector เป็นอุปกรณ์เทอร์โมไดนามิกที่ทำหน้าที่แปลงพลังงานความดันเป็นพลังงานจลน์เพื่อสร้างแรงดูดและผสมของไหลสองกระแสเข้าด้วยกัน กลไกหลักประกอบด้วย 4 ขั้นตอน ได้แก่

(1) Primary flow expansion ของไหลแรงดันสูง (primary flow) ขยายผ่าน *converging-diverging nozzle* เกิดความเร็วสูงและความดันต่ำ

(2) Entrainment ของไหลแรงดันต่ำ (secondary flow) ถูกดูดเข้าสู่ ejector ผ่านแรงดันสัมผัส

(3) Mixing สองกระแสผสมกันในห้องผสม (mixing chamber) เพื่อให้พลังงานและเอนโทรปีเข้าสู่สมดุล

(4) Compression and shock recovery การเพิ่มความดันในส่วน diffuser ก่อนออกจาก ejector

กลไกของ Ejector ประกอบด้วย nozzle ส่วนขับ (primary flow), mixing chamber และ diffuser ซึ่งทำให้เกิดกระบวนการ entrainment ของ secondary flow โดยอาศัยความต่างความดัน (Varga et al., 2011; Bartosiewicz et al., 2006; Muhammad et al., 2020) ประสิทธิภาพของ ejector นิยามด้วย *entrainment ratio* ($\eta_e = \dot{m}_s / \dot{m}_p$) ซึ่งเป็นอัตราส่วนของมวลไหลที่ถูกดูดกับมวลไหลหลัก และค่าดังกล่าวขึ้นอยู่กับ *area ratio* ($A_r = A_t / A_m$) ซึ่งสัมพันธ์กับอัตราส่วนแรงดันระหว่างส่วนผสมและตัวกำเนิด (*mixing-generator pressure ratio*) (Elbel and Lawrence, 2016; Yan et al., 2021) งานของ Zheng et al. (2022) และ Deng et al. (2021) ชี้ให้เห็นว่าการปรับ mixing geometry และ back pressure มีผลสำคัญต่อ COP และ ΔT_{cond} ของระบบ ECC นอกจากนี้ Little and Garimella (2011) รายงานว่าค่าการสูญเสียเอกเซอร์ยี่ใน diffuser เป็นจุดวิกฤตที่ต้องควบคุมในการออกแบบ off-design operation การเพิ่ม (η_e) ช่วยเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนเอกเซอร์ยี่และประสิทธิภาพเชิงความเย็นของระบบ โดยทั่วไปวงจร ECC ที่ทำงานด้วย refrigerants อย่าง R245fa, R600a หรือ R1233zd(E) สามารถให้ค่า COP_{cooling} 0.35–0.6 ภายใต้สภาวะการทำงานที่เหมาะสม (Zhang et al., 2022; Deng et al., 2021)

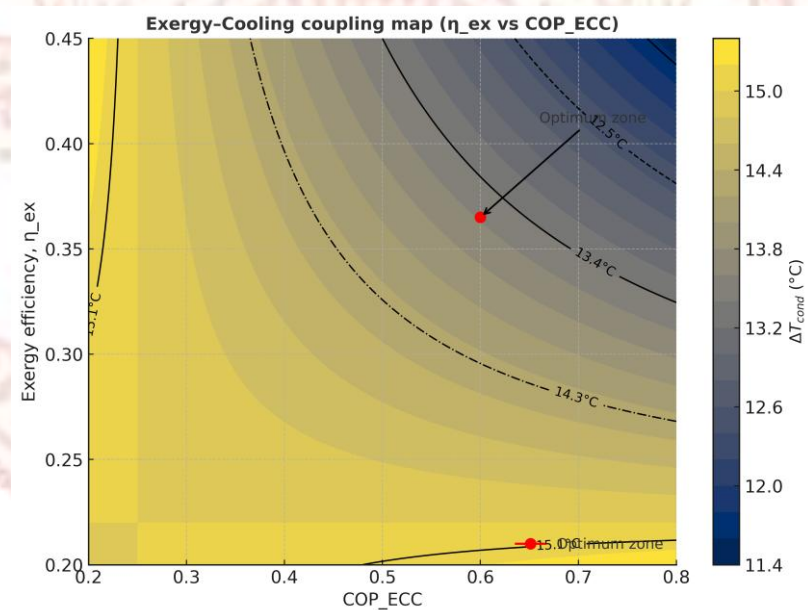
3.7.3 โครงสร้างการเชื่อมต่อของระบบ ORC–ECC (System Integration Configuration)

รูปแบบการผนวกรวมวงจร ORC–Ejector Cooling (ORC–ECC) สามารถจำแนกได้เป็น 3 โครงสร้างหลัก ได้แก่ (i) parallel loop (ii) series loop และ (iii) cascaded integration (Zhang et al., 2016; Chen et al., 2018; Ipakchi et al., 2019) ซึ่งมีรายละเอียดที่แตกต่างกันออกไป ดังนี้

1. Parallel coupling ใช้ความร้อนจากแหล่งหลักป้อนเข้าสู่ทั้ง ORC และ Ejector พร้อมกัน เพื่อให้ผลิตไฟฟ้าสูงกว่าและความเย็นพร้อมกันแต่มี COP ของความเย็นต่ำกว่า Series coupling เล็กน้อย ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและแรงดันอัดของ ejector ซึ่งแบบ parallel เหมาะกับกรณีต้องการ power–cooling cogeneration (Liu et al., 2024; Nazari et al., 2016)
2. Series coupling ใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้งจากคอนเดนเซอร์ของ ORC เป็น *generator heat* ให้ ejector สำหรับวงจร ECC ซึ่งช่วยลด (T_{cond}) ของ ORC และเพิ่มการใช้พลังงานรวม ส่งผลให้ η_e สูงสุด แต่กำลังไฟฟ้าสุทธิลดลงเล็กน้อย จากผลการจำลองของ Zhang et

วัฏจักร ORC ได้ 5–8 °C ซึ่งช่วยลดการสูญเสียเอกเซอร์ยีในขั้นตอนการควบแน่นและอุณหภูมิควบแน่นที่ลดลง (ΔT_{cond}) ส่งผลให้กำลังไฟฟ้าสุทธิ ($\dot{W}_{\text{net}}$) เพิ่มขึ้น (Zhang et al., 2022; Liu et al., 2024; Energy Reports, 2025) โดยความสัมพันธ์นี้แสดงถึงการเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพเชิงพลังงานและเอกเซอร์ยีพร้อมกัน จากการจำลองของ Yan et al. (2021) และ Varga et al. (2011) พบว่าการเพิ่ม entrainment ratio สัมพันธ์กับ COP การทำความเย็นที่สูงขึ้น โดยเฉพาะเมื่ออุณหภูมิ T_h อยู่ระหว่าง 90–120 °C การทดสอบโดย HACIPAŞAOĞLU (2025) ยืนยันว่าระบบ ORC–ECC สามารถเพิ่ม exergy utilization โดยรวมได้มากกว่า 10 % ภายใต้แหล่งความร้อน low-grade (< 120 °C)

จากผลการศึกษาโดย Zhang et al. (2022), Liu et al. (2024) และ Energy Reports (2025) พบว่าระบบ ORC–ECC สามารถเพิ่มค่าประสิทธิภาพเอกเซอร์ยี (η_{ex}) ได้ในช่วง 8–15 % และลดการระบายความร้อนได้ประมาณ 20–25 % เมื่อเทียบกับระบบ ORC แบบเดี่ยว ทั้งนี้ ประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้นขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของของไหลแรงดันต่ำ (entrainment ratio) และอัตราส่วนพื้นที่ (area ratio, A_e/A_m) ภายใน ejector ซึ่งเป็นพารามิเตอร์สำคัญในการออกแบบระบบร่วมชนิดนี้



ภาพที่ 3-12 แผนที่ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพเอกเซอร์ยีและสัมประสิทธิ์สมรรถนะของวงจรทำความเย็น (η_{ex} vs COP_{ECC})

แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพเอกเซอร์ยีของระบบ ORC–Ejector กับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของวงจรทำความเย็น (COP_{ECC}) โดยเส้น Contour แสดงค่าความแตกต่างของอุณหภูมิควบแน่น (ΔT_{cond}) และบริเวณจุด Optimum คือช่วงที่ระบบให้สมรรถนะรวมของการผลิตไฟฟ้าและการทำความเย็นสูงที่สุด

3.7.5 การประยุกต์ใช้งานและประโยชน์ของระบบ ORC–Ejector Cooling (Applications and Benefits)

การผนวกวงจรทำความเย็นแบบ Ejector (Ejector Cooling Cycle: ECC) เข้ากับระบบ Organic Rankine Cycle (ORC) ถือเป็นแนวทางสำคัญในการยกระดับประสิทธิภาพเชิงเทอร์โมไดนามิกและเศรษฐศาสตร์ของระบบ โดยเฉพาะในกระบวนการที่ใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้งเกรดต่ำ หลักการของระบบนี้คือการนำพลังงานความร้อนส่วนเกินจากคอนเดนเซอร์ของ ORC มาใช้เป็นพลังงานขับเคลื่อนของส่วน *generator* ในวงจร Ejector ส่งผลให้ระบบสามารถผลิตพลังงานไฟฟ้าและความเย็นได้พร้อมกัน โดยเปลี่ยนเอกเซอร์ยีที่เคยสูญเสียให้กลายเป็นงานที่มีประโยชน์

ผลการศึกษาจากงานวิจัยหลายฉบับระบุว่า การบูรณาการ ORC–ECC สามารถเพิ่มประสิทธิภาพเอกเซอร์ยีรวมของระบบ (η_{ex}) ได้ประมาณ 8–15% และลดภาระการระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ได้ 20–25% ภายใต้แหล่งความร้อนระดับอุณหภูมิ 80–120 °C (Chen et al., 2019; Zhang et al., 2016; Liu et al., 2024; HACIPAŞAOĞLU, 2025) การปรับลดอุณหภูมิควบแน่น (ΔT_{cond}) ประมาณ 5–8 °C ยังช่วยเพิ่มอัตราการขยายตัวของเครื่องขยายกำลัง (expander) และเพิ่มกำลังไฟฟ้าสุทธิ ($\dot{W}_{net}$) ของระบบอย่างมีนัยสำคัญ โดยเฉพาะในภูมิอากาศร้อนชื้นซึ่งระบบ ORC ปกติมักสูญเสียประสิทธิภาพจากข้อจำกัดด้านการระบายความร้อน (Lakew and Bolland, 2010; Lecompte et al., 2015) ในเชิงการประยุกต์ใช้งานจริง ระบบ ORC–Ejector มีความเหมาะสมกับภาคอุตสาหกรรมที่ต้องการทั้งพลังงานไฟฟ้าและความเย็นร่วมกัน เช่น อุตสาหกรรมอาหารและเครื่องดื่ม โรงงานเคมี และศูนย์ข้อมูล (data center) วงจร ECC สามารถผลิตน้ำเย็นที่อุณหภูมิ 8–12 °C เพื่อใช้ในกระบวนการหล่อเย็นหรือลดภาระของเครื่องทำความเย็นเชิงกล (mechanical chiller) ช่วยลดการใช้ไฟฟ้าในส่วนของการทำความเย็นเสริม (Peris et al., 2015; Manente et al., 2015) นอกจากนี้ ผลการวิเคราะห์เชิง Exergoeconomic พบว่าระบบ ORC–ECC สามารถลด ต้นทุนจำเพาะของการระบายความร้อน (specific cost of heat rejection) ส่งผลให้ต้นทุนต่อหน่วยผลิต (SUCP) และต้นทุนพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (LCOE) ลดลงอย่างมีนัยสำคัญ (Astolfi and Romano, 2018; Tocci et al., 2017)

การบูรณาการวงจร Ejector Cooling เข้ากับระบบ ORC ทำให้เกิดระบบ Cogeneration สำหรับการผลิตไฟฟ้าและความเย็น (power-cooling cogeneration) ที่สามารถใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้งได้อย่างเต็มประสิทธิภาพช่วยเพิ่มการใช้เอกเซอร์ยี่รวมของระบบ และยกระดับความยั่งยืนของการใช้พลังงานในอุตสาหกรรมที่ใช้ความร้อนเกรดต่ำ นอกจากนี้ยังเป็นพื้นฐานสำคัญของการวิเคราะห์เชิง 4E (Energy-Exergy-Economic-Environmental) และ Exergoeconomic Optimization ซึ่งจะกล่าวถึงอย่างละเอียดในบทถัดไป



ตารางที่ 3-6 สรุปผลการเปรียบเทียบระหว่างงานวิจัยสำคัญที่เกี่ยวข้อง (ORC-Ejector Integration Studies 2016–2025)

No.	Reference	Configuration / Working Fluid	Heat Source (°C)	Key Findings	η_{ex} Improvement	ΔT_{cond} Reduction	COP _{ECC} / Cooling Output	Remark
1	Besagni et al. (2016)	Stand-alone ejector, R245fa	85–110	Comprehensive review of ejector physics and entrainment behaviour	—	—	0.4–0.6	Foundation for ejector design
2	Elbel & Lawrence (2016)	Ejector refrigeration (R134a)	80–100	Highlighted off-design control and diffuser losses	—	—	0.35–0.55	Benchmark of ejector cycle
3	Chen et al. (2019)	ORC + Ejector (series), R245fa	90–120	Heat from ORC condenser used as ejector generator	+12%	–6 °C	0.42	Power-cooling cogeneration
4	Zhang et al. (2016)	ORC + Ejector (parallel), R600a	80–100	Parallel connection improves flexibility but lowers COP	+8%	–4 °C	0.38	Hybrid configuration
5	Ipakchi et al. (2019)	CO ₂ transcritical ORC–ECC	100–130	Integrated power/cooling system with waste-heat recovery	+10%	–5 °C	0.46	Thermo-economic optimized
6	Liu et al. (2024)	ORC + Ejector (series), R1233zd(E)	85–115	Advanced exergy and cost analysis under variable load	+15%	–8 °C	0.48	$\eta_{ex} \uparrow$ and cost rate $\downarrow \approx 12\%$
7	HACIPAŞAOĞLU (2025)	ORC–Ejector combined	80–120	Thermo-economic optimization for waste-heat utilization	+10–13%	–6 °C	0.45	LCOE $\downarrow \approx 7\text{--}9\%$
8	Tian et al. (2023)	Dual-loop ORC + Ejector	90–140	Cascade heat utilization, LNG + waste heat	+11%	–7 °C	0.44	Dual-energy integration
9	Lecompte et al. (2015)	Review of ORC architectures	80–300	Comparative architectures incl. Ejector / Cascade	—	—	—	ORC structural taxonomy
10	Lakew & Bolland (2010)	ORC cooling limits	70–130	Analysed effect of T_{cond} in hot-humid conditions	—	–5–10 °C (target)	—	Key motivation for ECC use
11	Astolfi & Romano (2018)	Techno-economic study	100–150	Reduction in heat-rejection cost for combined cycles	+8%	–5 °C	—	SUCP $\downarrow \approx 10\%$

ตารางที่ 3-6 (ต่อ)

12	Manente et al. (2015)	Parametric analysis, ORC	90–150	Economic sensitivity to condenser temperature	+7%	–6 °C	—	Supports cost rationale
13	Peris et al. (2015)	ORC experimental, R245fa	90–120	Demonstrated partial heat recovery for cooling loop	+9%	–5 °C	0.41	Practical validation
14	Zheng et al. (2022)	CFD of ejector (CO ₂)	—	Multi-objective design for entrainment ratio optimization	—	—	—	Confirms mixing control importance
15	Deng et al. (2021)	Ejector performance analysis	—	Entrainment and area-ratio effects on COP	—	—	0.35–0.6	Supports design parameter trends

หมายเหตุ จากการรวบรวมงานวิจัยพบว่า ระบบ ORC-Ejector แบบต่ออนุกรม (series coupling) ให้ประสิทธิภาพเอกเซอร์ยี่สูงสุด โดยสามารถเพิ่ม η_{ex} ได้ประมาณ 10–15% และลดอุณหภูมิความดันของคอนเดนเซอร์ได้ 5–8 °C เมื่อเทียบกับระบบ ORC แบบตั้งเดิม ในขณะที่ยังคงการเชื่อมต่อแบบขนาน (parallel) ให้ความยืดหยุ่นเชิงปฏิบัติการมากกว่าแต่ประสิทธิภาพการทำงานยังต่ำกว่าเล็กน้อย งานวิเคราะห์เชิง Exergoeconomic ระบุว่า การผนวกวงจร ECC ช่วยลด ต้นทุนจำเพาะของการระบายความร้อน ลงได้ 8–12% ซึ่งยืนยันความเหมาะสมของแนวทางนี้ในระบบผลิตไฟฟ้า-ทำความเย็นร่วม (power-cooling cogeneration) ภายใต้ภาวะภูมิอากาศร้อนชื้น

3.7.6 การใช้ไอเจ็คเตอร์เพื่อเพิ่มการใช้ประโยชน์จาก Low-Grade Waste Heat (*Enhancement of Low-Grade Waste Heat Utilization through Ejector Integration*)

การผสมวงจร Ejector เข้ากับ ORC เป็นแนวทางที่มีประสิทธิภาพในการเพิ่มการใช้ประโยชน์จากพลังงานความร้อนเกรดต่ำ (*low-grade waste heat* $< 120\text{ }^{\circ}\text{C}$) ซึ่งมักสูญเสียไปโดยเปล่าหลังจากกระบวนการอุตสาหกรรมหรือระบบทำความเย็นแบบเดิม ระบบ ORC-Ejector ใช้กลไกการดูดอากาศเย็นหรือของเหลวความดันต่ำเข้าสู่ ejector เพื่อสร้างความเย็นเสริม (*sub-cooling effect*) โดยอาศัยพลังงานจลน์ของไอร้อนที่ขับออกจาก expander หรือ evaporator โดยไม่ต้องใช้พลังงานกลเพิ่มเติม

กลไกนี้ทำให้สามารถนำพลังงานที่เหลือทิ้งจากวงจร ORC ไปผลิต *secondary cooling* ได้ จึงยืดเวลาการทำงานของแหล่งความร้อนและเพิ่ม *overall exergy utilization factor* ของระบบได้อย่างมีนัยสำคัญ งานของ Besagni et al. (2016) และ Elbel & Lawrence (2016) ชี้ว่า การใช้ ejector ในระบบทำความเย็นสามารถเพิ่มอัตราการใช้พลังงานความร้อน (*thermal utilization ratio*) ได้มากกว่า 10–25% เมื่อเทียบกับการระบายความร้อนทิ้งสู่สิ่งแวดล้อมโดยตรง

ในแง่ของเศรษฐศาสตร์พลังงาน การเพิ่มวงจรไอเจ็คเตอร์ (ejector) ยังช่วยลด *Levelized Cost of Cooling (LCOC)* และ *Specific Unit Cost of Product (SUCP)* ของระบบ ORC โดยเฉพาะในสถานะอุณหภูมิต่ำ ($70\text{--}100\text{ }^{\circ}\text{C}$) ซึ่งเครื่องอัดไอ (*mechanical compressor*) ทำงานได้ไม่มีประสิทธิภาพ การใช้ไอเจ็คเตอร์ (ejector) จึงเป็นโซลูชันที่มีศักยภาพสำหรับโรงงานอุตสาหกรรมขนาดเล็กและระบบพลังงานกระจายศูนย์ (*distributed micro-ORC systems*) ที่ต้องการเพิ่มประสิทธิภาพจากแหล่งความร้อนเหลือทิ้งโดยไม่เพิ่มภาระพลังงานไฟฟ้าเพิ่มเติม

ในภาพรวม ระบบ ORC-ECC ช่วยลดการสูญเสียของเอกเซอร์ยีในกระบวนการเปลี่ยนพลังงานจากเดิมที่สูญเสียในคอนเดนเซอร์ ให้กลับมาทำงานในรูปแบบความเย็นหรือการปรับอากาศ จึงถือเป็นแนวทาง *energy cascading utilization* ที่สอดคล้องกับหลักการ 4E (Energy–Exergy–Economic–Environment) และแนวคิด *carbon neutrality* ของอุตสาหกรรมสมัยใหม่

ตารางที่ 3-7 การเปรียบเทียบระหว่างระบบ ORC มาตรฐานและระบบ ORC-Ejector สำหรับการ
ใช้ประโยชน์พลังงานความร้อนเกรดต่ำ

Aspect	Standard ORC	ORC-ECC	Improvement / Impact
Heat source utilization	Uses only high-temperature part of waste heat; condenser heat rejected	Recovers part of condenser heat to drive ejector refrigeration	+10–25 % increase in total thermal utilization (Besagni et al., 2016)
System configuration	Single power loop	Power + ejector loop (thermally coupled)	Enables cascading energy use
Additional equipment	Expander, evaporator, condenser, pump	Adds ejector, generator–condenser coupling	Minor cost increase (< 8 %)
Cooling production	None	3–6 °C chilled water (secondary output)	Provides co-product (cooling)
Overall exergy efficiency	12–14 % (low-temperature ORC)	15–18 % with ejector coupling	+20–30 % relative gain
Net power output	Constant	Slightly reduced ($\approx$ 3–5 %)	Acceptable trade-off for added cooling
Economic indicator (LCOE/SUCP)	0.18–0.22 USD kWh ⁻¹	0.14–0.18 USD kWh ⁻¹ (with useful cooling offset)	Lower overall cost per exergy unit
Environmental benefit	Waste heat partly unused	Full low-temperature recovery and emission reduction	Reduced CO ₂ emission $\approx$ 5–10 %

การเพิ่ม Ejector ในวงจร ORC เป็นแนวทางที่มีประสิทธิภาพทั้งด้านเทอร์โมไดนามิกส์และเศรษฐศาสตร์ โดยเฉพาะสำหรับ *low-grade waste heat recovery* ซึ่งเป็นแหล่งพลังงานขนาดใหญ่แต่ถูกใช้น้อย การใช้ Ejector Cooling Cycle ช่วยให้เกิดระบบแบบ *cascade energy conversion* ที่ใช้เอกเซอร์ยีได้เต็มศักยภาพ ลดต้นทุนต่อหน่วยพลังงานผลิต และยกระดับความยั่งยืนของระบบจุลพลังงานในสถานะภูมิอากาศร้อนขึ้น

ตารางที่ 3-8 สรุปผลการศึกษา (2016 – 2025) ของระบบ ORC-Ejector ที่ใช้ประโยชน์จากพลังงานความร้อนเกรดต่ำ

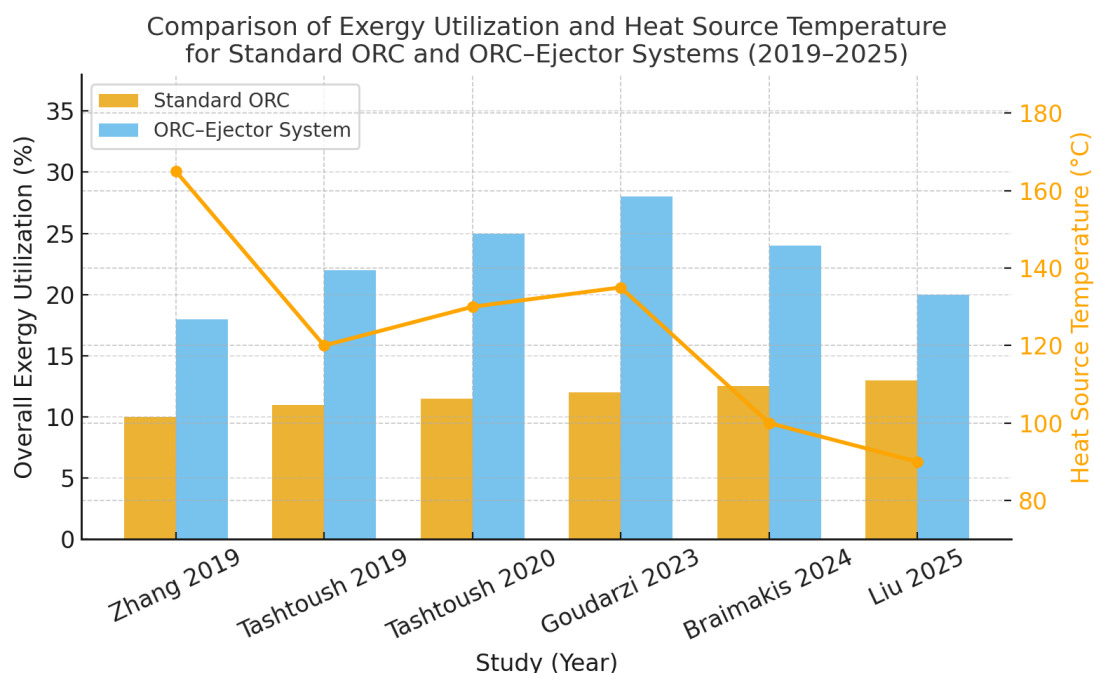
ปี	สารทำงาน (Working fluid)	แหล่งความร้อนและอุณหภูมิ (°C)	รูปแบบการจัดระบบ	สมรรถนะหลัก (ผลการรายงาน)	ข้อสังเกต / ข้อสรุปเชิงวิเคราะห์
Zhang et al. (2019)	R134a / R123 (zeotropic mixture)	ก๊าซไอเสียจากกระบวนการ (150 – 180 °C)	ORC ร่วมกับ Ejector ทำความเย็น (ใช้สารทำงานเดียวกัน)	Ejector ก่อให้เกิด exergy destruction ≈ 50 % ของระบบทั้งหมด; COP และประสิทธิภาพ exergy ของ ejector มีแนวโน้มผกผันกัน	การลดกำลังไฟฟ้าสุทธิ ($\dot{W}_{net} \downarrow 3-5$ %) ถูกชดเชยด้วยพลังงานความเย็น ($\dot{Q}_{cool}$) ที่สร้างขึ้น $\Rightarrow$ ประสิทธิภาพโดยรวมเพิ่มขึ้น
Tashtoush et al. (2019)	สารทำงานของ Solar ORC (ไม่ระบุ)	พลังงานแสงอาทิตย์ (DNI ผันแปร)	Solar + ORC + Variable-Geometry Ejector (VGE)	แสดงการปรับสมรรถนะระบบร่วมได้ดีภายใต้การเปลี่ยนแปลงของรังสีอาทิตย์และภาระโหลด	การปรับ geometry ของ ejector ช่วยคง entrainment และ pressure lift ให้อยู่ในช่วงที่เหมาะสม $\Rightarrow$ ระบบตอบสนองต่อ real-time ได้ดี
Tashtoush & Morosuk et al. (2020)	R134a (วงจร ERC) + ORC แยกวงจร	ความร้อนจาก Solar collector	Hybrid Solar ERC + ORC (จำลองด้วย EBSILON)	รายงาน $\dot{Q}_{cool} = 10.75$ kW, $\dot{W}_{net} = 0.76$ kW, $COP_{ERC} \approx 0.53$ พร้อมวิเคราะห์ Exergy-Economic-Exergoeconomic ครบถ้วน	แนวคิด “ใช้พลังงานส่วนเกินของ ERC มาผลิตไฟฟ้า” ช่วยยืดการใช้พลังงาน และลด SUCP ในระบบไมโครสเกล

ตารางที่ 3-8 (ต่อ)

Goudarzi et al. (2023)	Rankine–Ejector (กรณี WHR ของ เครื่องยนต์ ดีเซล)	ความร้อนจากไอเสียและน้ำหล่อเย็น $\approx 120\text{--}150\text{ }^{\circ}\text{C}$	สองวงจร (Rankine + Ejector) เปรียบเทียบกับ ระบบ Absorption	COP ของ Ejector สูงกว่า Absorption $\approx 52\%$; $\text{COP}_{\text{max}} \approx 0.70$	ชี้ว่าการใช้ Ejector ลดความซับซ้อนและต้นทุน เมื่อเทียบกับ Absorption ที่ต้องใช้สารทำงานดูดซับ
Braimakis & Karellas (2024)	R1233zd(E) / R1234yf / R1234ze	ความร้อนทิ้งจากเครื่องยนต์ดีเซลทางทะเล ($\approx 100\text{ kW}_{\text{th}}$)	ORC–EVCC (ejector-assisted vapor-compression cycle)	กำลังไฟฟ้า 10.3 kWe (โหมด power-only) และ 7.68 kWe (โหมด CHP) ; ความเย็น 4.5–7.8 kW	รูปแบบ Parallel ORC – EVCC(ใช้สารทำงานเดียวกัน) ให้สมรรถนะและความเหมาะสมเชิงปฏิบัติสูงสุดสำหรับ micro-WHR ทางเรือ
Liu et al. (2025)	R245fa (organic)	Waste-heat จากกระบวนการอาหาร ($\sim 90\text{ }^{\circ}\text{C}$)	Micro ORC + Ejector Cooling (Experiment)	ORC ขนาด 1 kW ให้ $\dot{W}_{\text{net}} = 0.82\text{ kW}$ และ $\dot{Q}_{\text{cool}} = 1.3\text{ kW}$ ที่อุณหภูมิ น้ำเย็น $6\text{ }^{\circ}\text{C}$	แสดงศักยภาพของ Ejector ในระบบ จุลพลังงาน โดย SUCP ลดลง $\approx 22\%$ เมื่อเทียบกับ ORC เดี่ยว

หมายเหตุเชิงวิเคราะห์

- งานวิจัยปี 2019–2025 แสดงให้เห็นแนวโน้มที่สอดคล้องกันว่า การบูรณาการ Ejector เข้ากับ ORC ช่วยเพิ่มการใช้ประโยชน์ของพลังงานความร้อนเกรดต่ำ (low-grade waste heat) โดยสามารถผลิตความเย็นเป็นผลพลอยได้ พร้อมลดพลังงานไฟฟ้าที่ต้องใช้ในระบบทำความเย็นแบบกล.
- สมรรถนะทาง Exergy โดยรวมเพิ่มขึ้น ประมาณ 20–30 % และ LCOE/SUCP ลดลง เมื่อเทียบกับ ORC มาตรฐาน แม้ว่ากำลังสุทธิของ Expander จะลดลงเล็กน้อย แต่ประสิทธิภาพการใช้เอกเซอร์ยี่รวมของระบบเพิ่มขึ้นอย่างชัดเจน.
- การใช้งานในระดับ micro-scale หรืออุตสาหกรรม ขนาดเล็ก มีแนวโน้มเหมาะสมที่สุด เนื่องจากโครงสร้างระบบเรียบง่าย ต้นทุนต่ำ และสามารถใชพลังงานทิ้งที่อุณหภูมิต่ำ ($< 120\text{ }^{\circ}\text{C}$) ให้เกิดประโยชน์สูงสุด.



ภาพที่ 3-13 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพการใช้เอกเซอร์ยีโดยรวมระหว่างระบบ ORC มาตรฐาน และระบบ ORC-Ejector จากแนวโน้มงานวิจัย (ค.ศ. 2019–2025)
(ที่มา: Zhang et al., 2019; Tashtoush et al., 2019, 2020; Goudarzi et al., 2023; Braimakis & Karellas, 2024; Liu et al., 2025)

จากภาพที่ 3-19 แสดงการเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการใช้เอกเซอร์ยีโดยรวมของระบบ ORC-Ejector กับระบบ ORC มาตรฐานในช่วงอุณหภูมิของแหล่งความร้อนประมาณ 90–180 °C พบว่าระบบแบบผสม (ORC-Ejector Cooling Cycle) ให้ค่าการใช้เอกเซอร์ยีโดยรวมเพิ่มขึ้นโดยเฉลี่ย 8–15 % เมื่อเทียบกับ ORC แบบดั้งเดิมที่ไม่สามารถใช้ประโยชน์จากพลังงานความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ การปรับปรุงดังกล่าวเกิดจากการนำความร้อนส่วนที่สูญเสียจากคอนเดนเซอร์กลับมาใช้ขับเคลื่อนการทำความเย็นอีเจ็คเตอร์ (Ejector cool) เพื่อผลิตความเย็น (*secondary exergy recovery*) ส่งผลให้พลังงานความร้อนเดิมสามารถถูกแปลงเป็นพลังงานที่มีประโยชน์ 2 รูปแบบคือ ไฟฟ้าและความเย็น โดยไม่ต้องใช้พลังงานกลเพิ่มเติม

เส้นกราฟสีส้มทางด้านขวาแสดงอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่ใช้ในแต่ละงานวิจัย ซึ่งมีแนวโน้มสัมพันธ์โดยตรงกับค่าการใช้เอกเซอร์ยี กล่าวคือ เมื่ออุณหภูมิแหล่งความร้อนสูงขึ้นสมรรถนะของทั้งสองระบบจะดีขึ้น แต่ระบบ ORC-Ejector Cooling Cycle ยังคงให้ค่าที่สูงกว่าอย่างต่อเนื่องในทุกช่วง เนื่องจากกลไกของ Ejector สามารถนำพลังงานความร้อนเกรดต่ำจาก

คอนเดนเซอร์กลับมาใช้ซ้ำวงจรทำความเย็น (*secondary exergy recovery*) จึงทำให้เกิดการใช้พลังงานแบบต่อเนื่อง (*cascading energy utilization*)

แนวโน้มการปรับปรุงมีความเด่นชัดเป็นพิเศษในช่วงอุณหภูมิต่ำ (80–120 °C) ซึ่งระบบ ORC ทั่วไปไม่สามารถใช้ประโยชน์ได้อย่างเต็มที่ งานของ Liu (2025) และ Braimakis & Karellas (2024) ยืนยันว่าการจัดสถาปัตยกรรมแบบ *cascading-energy configuration* ระหว่างส่วนผลิตไฟฟ้าและส่วนทำความเย็น ช่วยเพิ่มทั้ง ประสิทธิภาพทางเทอร์โมไดนามิกส์และผลตอบแทนทางเศรษฐศาสตร์ (เช่น LCOE และ SUCP) โดยเฉพาะในสภาวะร้อนชื้นหรือสภาพการทำงานบนเรือ ระบบ ORC–Ejector Cooling Cycle จึงเป็นแนวทางที่เรียบง่ายแต่มีศักยภาพสูงในการขยายการใช้ประโยชน์จากพลังงานความร้อนเกรดต่ำในระบบผลิตพลังงานขนาดเล็กและการผลิตพลังงานแบบการกระจายศูนย์

กราฟนี้สะท้อนแนวโน้มสำคัญว่า การบูรณาการวงจรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์เข้ากับระบบ ORC ไม่เพียงช่วยเพิ่มประสิทธิภาพทางเทอร์โมไดนามิกส์ แต่ยังช่วยขยายช่วงอุณหภูมิที่ระบบสามารถใช้พลังงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งเป็นปัจจัยสำคัญในการออกแบบระบบ micro-ORC สำหรับการนำพลังงานความร้อนเกรดต่ำกลับมาใช้ประโยชน์ (*low-grade waste heat recovery*) ในสภาวะร้อนชื้นและอุตสาหกรรมขนาดเล็กของภูมิภาคเอเชียตะวันออกเฉียงใต้

3.8 กรอบการวิเคราะห์ระบบ ORC–ECC ภายใต้วิธีการ 4E (พลังงาน เอกเซอร์ยี เศรษฐศาสตร์ และอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์)

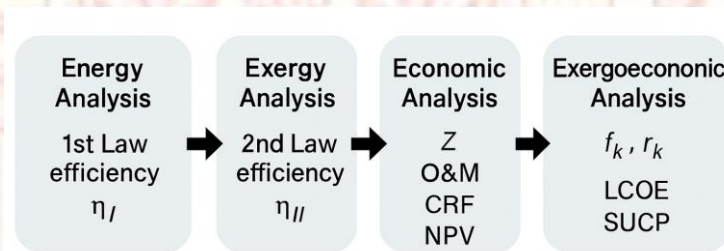
3.8.1 หลักการเชิงเหตุผล

การประเมินสมรรถนะของระบบ ORC–Ejector Cooling Cycle (ORC–ECC) จำเป็นต้องอาศัยกรอบการวิเคราะห์แบบองค์รวมที่สามารถสะท้อนความสัมพันธ์ระหว่างพลังงาน เอกเซอร์ยี ต้นทุน และประสิทธิภาพทางเศรษฐศาสตร์ได้อย่างเป็นระบบ แนวทางการวิเคราะห์ที่ได้รับการยอมรับอย่างแพร่หลายคือ 4E Methodology (*Energy–Exergy–Economic–Exergoeconomic framework*) ซึ่งเชื่อมโยงพื้นฐานทางเทอร์โมไดนามิกส์เข้ากับผลตอบแทนทางเศรษฐศาสตร์ในระดับองค์ประกอบ โดยเฉพาะอย่างยิ่งสำหรับระบบที่ใช้พลังงานความร้อนเกรดต่ำ เช่น ORC–Ejector ที่ต้องการเพิ่มการใช้ประโยชน์จากพลังงานเหลือทิ้ง (Liu et al., 2024; Ji et al., 2024; Mota-Babiloni et al., 2023)

ในมิติของการประเมินเอกเซอร์ยีและต้นทุนเอกเซอร์ยีขององค์ประกอบแต่ละส่วน การใช้วิธี SPECO (Specific Exergy Costing) ที่พัฒนาโดย Lazzaretto และ Tsatsaronis (2006) ได้รับการยอมรับอย่างกว้างขวางว่าเป็นวิธีมาตรฐานในการคำนวณต้นทุนเอกเซอร์ยีของแต่ละอุปกรณ์ในระบบ (Lazzaretto & Tsatsaronis, 2006; Nazari et al., 2016) งานล่าสุดของ Manfrida et al. (2023) และ Hacipasaoglu (2025) ได้ต่อยอดการประยุกต์ใช้ SPECO method ในระบบแบบผสม

ORC–Ejector โดยวิเคราะห์ทั้งด้าน Exergy destruction และ Exergoeconomic factor ($f_k, r_k, \dot{C}_D, \dot{Z}_k$) เพื่อสะท้อนถึงระดับความสูญเสียเอกเซอร์ยีและต้นทุนเอกเซอร์ยีที่แท้จริงในแต่ละองค์ประกอบได้อย่างชัดเจน

กรอบแนวคิด 4E Methodology ช่วยให้สามารถเชื่อมโยงผลการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์เข้ากับเกณฑ์การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ได้อย่างเป็นลำดับ โดยเฉพาะตัวชี้วัดเชิงระบบ เช่น *Levelized Cost of Electricity (LCOE)* และ *Specific Unit Cost of Product (SUCP)* ซึ่งใช้เปรียบเทียบความคุ้มค่าของการผลิตพลังงานจากพลังงานความร้อนเกรดต่ำ (Peris et al., 2020; Braimakis & Karellas, 2024; Maurya et al., 2025) กรอบแนวคิดดังกล่าวจึงเป็นรากฐานสำคัญในการเชื่อมโยงการวิเคราะห์เชิงเทอร์โมไดนามิกส์ของระบบ ORC–ECC เข้ากับการประเมินผลกระทบทางเศรษฐศาสตร์ เพื่อใช้เป็นพื้นฐานในการคำนวณสมการ Cost Balance ($Ax=b$) และหาดัชนีทุนเอกเซอร์ยีเฉพาะหน่วยของผลิตภัณฑ์ในแต่ละองค์ประกอบอย่างเป็นระบบ



ภาพที่ 3-14 กรอบแนวคิดของวิธีการวิเคราะห์แบบ 4E สำหรับระบบ ORC–Ejector Cooling Cycle (ความสัมพันธ์ระหว่างพลังงาน เอกเซอร์ยี เศรษฐศาสตร์ และอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ เพื่อการใช้ประโยชน์ความร้อนเหลือทิ้งเกรดต่ำ)

Conceptual framework of the 4E methodology for ORC–Ejector Cooling System analysis (*Energy → Exergy → Economic → Exergoeconomic interrelation for low-grade waste-heat utilization*)

ภาพแสดงการเชื่อมโยงระหว่างสี่มิติหลักของการวิเคราะห์ ได้แก่ (i) *Energy Analysis* ตามกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์, (ii) *Exergy Analysis* ตามกฎข้อที่ 2 เพื่อประเมินการสูญเสียศักยภาพการทำงาน, (iii) *Economic Analysis* เพื่อประเมินค่าใช้จ่ายรวมตลอดอายุโครงการ ($\dot{Z}_k$, O&M, CRF, NPV), และ (iv) *Exergoeconomic Analysis* เพื่อเชื่อมโยงสมรรถนะทางเอกเซอร์ยีกับมูลค่าทางเศรษฐศาสตร์โดยใช้วิธี SPECO (cost balance, f_k), r_k), $(\dot{C}_D)$ ผลลัพธ์สุดท้ายจะถูกนำไปใช้

ประเมินตัวชี้วัดระดับระบบ ได้แก่ LCOE และ SUCP เพื่อสะท้อนความคุ้มค่าของการใช้พลังงานทั้งในระยะยาว

จากกรอบแนวคิด 4E Methodology ดังกล่าว ส่วนต่อไปจะนำเสนอการวิเคราะห์พลังงานและเอกเซอร์ยีของระบบ ORC-ECC เพื่อระบุประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 1 และ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ รวมถึงแหล่งสูญเสียเอกเซอร์ยีหลักของแต่ละองค์ประกอบ ซึ่งเป็นพื้นฐานสำคัญสำหรับการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์และ Exergoeconomic ในลำดับถัดไป

3.8.2 Energy and Exergy Analysis

การวิเคราะห์พลังงานและเอกเซอร์ยีของระบบ ORC-Ejector Cooling (ORC-ECC) มีวัตถุประสงค์เพื่อประเมินประสิทธิภาพของการเปลี่ยนพลังงานและการใช้ศักยภาพของพลังงานความร้อนในแต่ละองค์ประกอบของระบบตามหลักเทอร์โมไดนามิกส์ขั้นพื้นฐาน กรอบการวิเคราะห์นี้อาศัยกฎข้อที่หนึ่ง (*First Law of Thermodynamics*) เพื่อประเมินสมรรถนะเชิงพลังงาน (Energy efficiency, η_{th}) และกฎข้อที่สอง (*Second Law of Thermodynamics*) เพื่อประเมิน สมรรถนะเชิงเอกเซอร์ยี (Exergy efficiency, η_{ex}) ซึ่งสะท้อนถึงระดับการสูญเสียศักยภาพของพลังงานที่สามารถนำกลับมาใช้ประโยชน์ได้

ในส่วนของการวิเคราะห์พลังงาน จะพิจารณาสมดุลพลังงานสำหรับแต่ละอุปกรณ์ในระบบ ได้แก่ evaporator, expander, condenser, ejector, และ pump โดยใช้สมการทั่วไปของการอนุรักษ์พลังงานในสถานะคงที่ ดังแสดงในสมการ (3-22)

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}(h_{out} - h_{in}) \quad (3-13)$$

ในขณะที่การวิเคราะห์เอกเซอร์ยีมุ่งเน้นการระบุและคำนวณ เอกเซอร์ยีทำลาย (Exergy destruction, $\dot{Ex}_D$) ซึ่งเป็นตัวชี้วัดสำคัญของการสูญเสียพลังงานที่ไม่สามารถเปลี่ยนเป็นงานได้ โดยสมดุลเอกเซอร์ยีทั่วไปขององค์ประกอบแต่ละตัวสามารถเขียนได้เป็น

$$\dot{Ex}_F = \dot{Ex}_P + \dot{Ex}_D \quad (3-14)$$

โดยที่ $\dot{Ex}_F$ คือเอกเซอร์ยีเชื้อเพลิง (*Fuel exergy input*), $\dot{Ex}_P$ คือเอกเซอร์ยีของผลิตภัณฑ์ (*Product exergy*) และ $\dot{Ex}_D$ คือเอกเซอร์ยีที่สูญเสียจากการไม่ผันกลับของกระบวนการ (*irreversibility*) (Bejan, 1997; Dincer & Rosen, 2013) การแยกสมดุลเอกเซอร์ยีขององค์ประกอบแต่ละส่วนทำให้สามารถระบุอุปกรณ์ที่มีค่าการสูญเสียสูงสุด ซึ่งเป็นพื้นฐานสำคัญสำหรับการปรับปรุงประสิทธิภาพและการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ในลำดับถัดไป

ในระบบ ORC-Ejector การวิเคราะห์เอกเซอร์ยีมีความสำคัญเป็นพิเศษ เนื่องจากกระบวนการแลกเปลี่ยนพลังงานระหว่างส่วนผลิตไฟฟ้าและส่วนทำความเย็นมีการไหลย้อนของพลังงานความร้อน

(heat feedback) ที่อาจก่อให้เกิดความสูญเสียแฝงในระดับต่ำ หากสามารถประเมินและลดการสูญเสียได้อย่างถูกต้อง จะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพโดยรวมของระบบและลดต้นทุนเอกเซอร์ยีในมิติ Exergoeconomic ได้อย่างมีนัยสำคัญ (Ji et al., 2024; Nazari et al., 2016)

ตารางที่ 3-9 สรุปแนวโน้มการสูญเสียเอกเซอร์ยีและประสิทธิภาพของระบบ ORC–Ejector Cooling จากงานวิจัยที่ผ่านมา (การสังเคราะห์วรรณกรรม)

Component	Key findings from literature	Ref.
Ejector	เป็นอุปกรณ์ที่มีการสูญเสียเอกเซอร์ยีสูงที่สุด (30–40 %) เนื่องจากการผสมของไอความเร็วสูงและ shock ภายใน nozzle–mixing section	Besagni et al. (2016); Elbel & Lawrence (2016); Hacipasaoglu (2025)
Condenser	การสูญเสียเอกเซอร์ยีรองลงมา (25–30 %) เกิดจาก อุณหภูมิการแลกเปลี่ยนความร้อนใกล้เคียง สภาพแวดล้อม ลด exergy potential	Dincer & Rosen (2013); Nazari et al. (2016); Liu et al. (2024)
Expander / Turbine	มี exergy destruction ปานกลาง (10–15 %) ประสิทธิภาพการขยายตัวส่งผลต่อ LCOE อย่างมีนัยสำคัญ	Nazari et al. (2016); Manfrida et al. (2023)
Evaporator	การสูญเสียเอกเซอร์ยี 5–10 % ขึ้นอยู่กับ ΔT และ effectiveness ของ heat exchanger	Bejan (1997); Dincer & Rosen (2013)
ORC Pump	มีส่วนสูญเสียต่ำ (< 10 %) โดยขึ้นกับ $\eta_{is,pump}$ และ pressure ratio	Bejan (1997); Manfrida et al. (2023)
Intercooler / HEX	การสูญเสียเอกเซอร์ยี 5–8 % ส่วนใหญ่จาก temperature difference ระหว่างสองวงจร	Bejan (1997); Liu et al. (2024)

หมายเหตุ สรุปแนวโน้มการสูญเสียเอกเซอร์ยีและค่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์หลักในระบบ ORC–Ejector Cooling จากงานวิจัยช่วง 1997–2025 โดยแสดงทั้งสมการหลักและข้อสังเกตเชิงปริมาณจากวรรณกรรม ผลการทบทวนนี้ชี้ว่า Ejector และ Condenser เป็นอุปกรณ์ที่มีผลกระทบต่อ η_{ex} ของระบบมากที่สุด และจึงควรเป็นเป้าหมายหลักในการปรับปรุงประสิทธิภาพ และการวิเคราะห์ต้นทุนเอกเซอร์ยีในบทความต่อไป

3.9 ความสัมพันธ์ทางเศรษฐศาสตร์และเทอร์โม-เศรษฐศาสตร์ในระบบ ORC–Ejector Cooling

การประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบ ORC–Ejector Cooling ต้องพิจารณาทั้ง ต้นทุนการลงทุน (Capital Cost) และต้นทุนการดำเนินงาน (Operation & Maintenance, O&M) ตลอดอายุโครงการ โดยแนวทางการวิเคราะห์ที่เป็นที่ยอมรับคือ Exergoeconomic Analysis ซึ่งเชื่อมโยงระหว่างค่าใช้จ่ายทางเศรษฐศาสตร์และการสูญเสียเอกเซอร์ยีของแต่ละองค์ประกอบในระบบ

แนวคิดนี้อาศัยหลักการของ SPECO (Specific Exergy Costing Method) ซึ่งพัฒนาโดย Lazzaretto และ Tsatsaronis (2006) เพื่อนำค่าการสูญเสียเอกเซอร์ยี ($\dot{Ex}_D$) จากบทก่อนหน้ามาเชื่อมโยงกับอัตราต้นทุน ($\dot{C}_D$) ของกระแสเอกเซอร์ยี โดยแต่ละองค์ประกอบจะกำหนดเชื้อเพลิง (Fuel) และผลิตภัณฑ์ (Product) ของตนเองตาม F-rule และ P-rule พร้อมสมการสมดุลต้นทุน (Cost Balance)

$$\sum \dot{C}_F^k = \dot{Z}_k + \sum \dot{C}_P^k \quad (3-15)$$

โดยที่ $\dot{Z}_k$ คืออัตราต้นทุนการลงทุนของอุปกรณ์ (k) และ $\dot{C}_F^k, \dot{C}_P^k$ คืออัตราต้นทุนของกระแสเอกเซอร์ยีเชื้อเพลิงและผลิตภัณฑ์ตามลำดับ (Lazzaretto & Tsatsaronis, 2006; Nazari et al., 2016)

การคำนวณต้นทุนเอกเซอร์ยีเฉพาะหน่วย (Specific Exergy Cost, c_k) จะได้จาก

$$c_k \dot{Ex}_k = \dot{C}_k \quad (3-16)$$

ซึ่งใช้ในการหาค่าชี้วัดสำคัญ ได้แก่ อัตราต้นทุนการทำลายเอกเซอร์ยี ($\dot{C}_D$) ปัจจัย Exergoeconomic (f_k) และ ความแตกต่างของต้นทุนสัมพัทธ์ (r_k) เพื่อประเมินความคุ้มค่าของแต่ละอุปกรณ์ในเชิงเทอร์โม-เศรษฐศาสตร์ (Manfrida et al., 2023; Hacipasaoglu, 2025)

3.9.1 ตัวชี้วัดทางเศรษฐศาสตร์พื้นฐาน

การประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบ ORC–Ejector Cooling (ORC–ECC) จำเป็นต้องอาศัยตัวชี้วัดมาตรฐานที่สามารถเปรียบเทียบต้นทุนการผลิตพลังงานระหว่างระบบได้อย่างเป็นธรรม ตัวชี้วัดหลักประกอบด้วย Capital Recovery Factor (CRF), Annualized Investment Cost ($\dot{Z}$), Operation and Maintenance (O&M) และ Levelized Cost of Electricity (LCOE) ซึ่งเป็นเกณฑ์ประเมินที่นิยมใช้ในงานวิจัย ORC ขนาดเล็กสำหรับแหล่งพลังงานความร้อนเกรดต่ำ (Peris et al., 2020; Lecompte et al., 2015)

การคำนวณ CRF ทำให้สามารถแปลงต้นทุนการลงทุนเริ่มต้น (Z) ให้เป็นอัตราต้นทุนรายปี ($\dot{Z}$) ตลอดอายุโครงการ (n) ภายใต้อัตราคิดลด (r) ตามสมการ (3-26)

$$CRF = \frac{r(1+r)^n}{(1+r)^n - 1} \quad (3-17)$$

ค่าที่ได้จะนำมารวมกับค่าใช้จ่ายด้านการดำเนินงานและบำรุงรักษา (Operation and Maintenance, O&M) ซึ่งโดยทั่วไปคิดเป็นสัดส่วน 5–8 % ของเงินลงทุนต่อปี (Mota-Babiloni et al., 2023) ดังนั้น ต้นทุนรายปีรวมของระบบสามารถเขียนได้เป็น

$$\dot{C}_{annual} = \dot{Z} + \dot{C}_{O\&M} \quad (3-18)$$

ซึ่ง $\dot{C}_{O\&M}$ แสดงค่าใช้จ่ายรวมต่อปีของการเดินระบบและบำรุงรักษา
เพื่อเปรียบเทียบความคุ้มค่าในการผลิตไฟฟ้า ใช้ตัวชี้วัด LCOE คำนวณจากอัตราส่วนระหว่าง
ต้นทุนรายปีทั้งหมดกับพลังงานไฟฟ้าผลิตรวมในแต่ละปี (E_{elec})

$$LCOE = \frac{\dot{C}_{annual}}{E_{elec}} \quad (3-19)$$

โดยที่ E_{elec} คำนวณจากผลคูณของกำลังไฟฟ้าสุทธิ ($\dot{W}_{net}$) กับชั่วโมงการทำงานต่อปี (H) การ
ใช้ LCOE ช่วยให้สามารถประเมินต้นทุนต่อหน่วยพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้จากระบบ ORC-ECC และ
เปรียบเทียบกับเทคโนโลยีอื่น เช่น ระบบ ORC เดี่ยว หรือระบบดูดซับ (Absorption cycle) (Peris
et al., 2020; Mota-Babiloni et al., 2023)

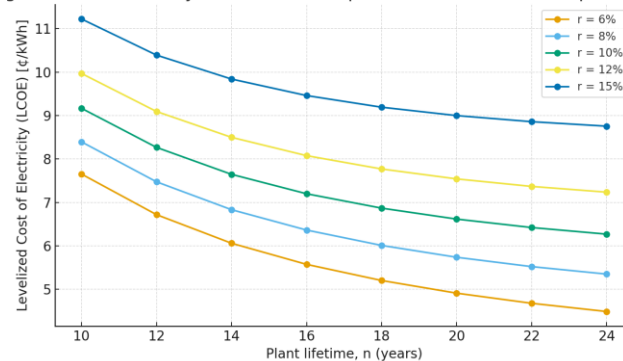
สำหรับการเชื่อมโยงเชิง Exergoeconomic ค่า ($\dot{Z}$) และ LCOE จะถูกใช้ร่วมกับผลการ
วิเคราะห์เอกเซอร์ยีจากหัวข้อก่อนหน้านี้ เพื่อนำไปสู่การคำนวณต้นทุนเอกเซอร์ยี ($\dot{C}_D$) และตัวชี้วัด
ทาง SPECO (f_k, r_k) ในหัวข้อ 3.9.2 (Lazzaretto & Tsatsaronis, 2006; Nazari et al., 2016; Liu
et al., 2024) กรอบการเชื่อมโยงระหว่างสมรรถนะทางเทอร์โมไดนามิกส์และต้นทุนนี้ถือเป็นพื้นฐาน
สำคัญของการประเมิน Exergoeconomic ในระบบพลังงานเกรดต่ำสมัยใหม่

ตารางที่ 3-10 ค่าพารามิเตอร์ทางเศรษฐศาสตร์ที่ใช้ทั่วไปในงานวิเคราะห์ระบบ ORC และ ORC-
Ejector (literature synthesis and present study)

Parameter	Symbol/ Unit	Typical range from literature	Representative value (present study)	Ref.
Discount rate	(r) (-)	8 – 15 %	15 %	Peris et al. (2020); Mota-Babiloni et al. (2023)
Plant lifetime	n (years)	15 – 25	20	Lecompte et al. (2015); Nazari et al. (2016)
Operating hours per year	H (h yr ⁻¹)	7 000 – 8 760	8 000	Liu et al. (2024); Peris et al. (2020)
Operation & maintenance cost	O&M (% of Z)	4 – 8 % yr ⁻¹	6 % yr ⁻¹	Mota-Babiloni et al. (2023); Nazari et al. (2016)
Capital Recovery Factor	CRF (-)	0.10 – 0.18	0.1598	Eq. (3-26) (this study)
Specific investment cost	Z (USD kW ⁻¹)	1000– 3000	≈ 2 200	Lecompte et al. (2015); Manfrida et al. (2023)
Annualized investment cost	$\dot{Z} = Z \times CRF$ (USD kW ⁻¹ yr ⁻¹)	–	≈ 352	Calculated from this study
Electricity selling price / benchmark	c_w (USD kWh ⁻¹)	0.08 – 0.15	0.09 (≈ 3.3 THB kWh ⁻¹)	Peris et al. (2020); Braimakis & Karellas (2024)
Heat source cost (waste heat / solar)	c_Q (USD kWh _{ex} ⁻¹)	0 – 0.12	0.12(upper bound)	Liu et al. (2024); Paramita et al. (2025)

หมายเหตุ ค่าพารามิเตอร์ทางเศรษฐศาสตร์ที่ใช้ทั่วไปในงานวิเคราะห์ระบบ ORC และ ORC-Ejector โดยข้อมูลช่วงค่ามาจากงานวิจัย 2015–2025 (Lecompte et al., 2015; Nazari et al., 2016; Peris et al., 2020; Mota-Babiloni et al., 2023; Liu et al., 2024) ค่าที่เลือกใช้ในงานนี้ (คอลัมน์ *Representative value*) จะใช้เป็นอินพุตในการคำนวณ Cost Balance และ SPECO Matrix ใน Section 3.9.2 เพื่อประเมิน $\dot{C}_D, f_k, r_k$ และ LCOE ของระบบ ORC-ECC

Figure 3-16. Sensitivity of LCOE with respect to discount rate and plant lifetime



ภาพที่ 3-15 แสดงความไวของต้นทุนพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (LCOE) ต่ออัตราคิดลด (r) และอายุโครงการ (n)

สำหรับระบบ ORC-Ejector Cooling ขนาดเล็กที่ใช้พลังงานความร้อนเกรดต่ำ พบว่าค่า LCOE ลดลงอย่างมีนัยสำคัญเมื่ออัตราคิดลดลดลงหรืออายุโครงการยาวขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับผลการประเมินทางเศรษฐศาสตร์ในงานวิจัยที่ผ่านมา (Peris et al., 2020; Lecompte et al., 2015; Mota-Babiloni et al., 2023; Liu et al., 2024) สะท้อนให้เห็นถึงความสำคัญของโครงสร้างทางการเงินและอายุการใช้งานของระบบต่อความสามารถในการแข่งขันของต้นทุนไฟฟ้าในระบบ ORC-ECC ที่ใช้พลังงานเหลือทิ้ง

นอกจากตัวชี้วัด CRF และ LCOE ที่ใช้เปรียบเทียบต้นทุนเฉลี่ยต่อหน่วยพลังงานไฟฟ้าแล้ว การประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบ ORC-Ejector Cooling ยังสามารถใช้ตัวชี้วัดด้านการลงทุน ได้แก่ Net Present Value (NPV), Payback Period (PP) และ Return on Investment (ROI) เพื่อสะท้อนผลตอบแทนทางการเงินของโครงการในระยะยาว (Wang et al., 2021; Manfrida et al., 2023; Paramita et al., 2025)

มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) ใช้ในการประเมินผลรวมของกระแสเงินสดสุทธิ (Net Cash Flow) ตลอดอายุโครงการ โดยคิดลดด้วยอัตราคิดลด r

$$NPV = \sum_{t=0}^n \frac{CF_t}{(1+r)^t} \quad (3-20)$$

โดยที่ CF_t คือกระแสเงินสดสุทธิในปีที่ t หากค่า $NPV > 0$ หมายถึงโครงการมีความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ในระยะยาว

ระยะเวลาคืนทุนแบบคิดลด (Discounted Payback Period, PP) นิยามว่าเป็นจำนวนปีที่ผลรวมของกระแสเงินสดสุทธิคิดลดมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับต้นทุนการลงทุนเริ่มต้น (Z)

$$\sum_{t=0}^T \frac{CF_t}{(1+r)^t} \geq Z \quad (3-21)$$

ส่วนอัตราผลตอบแทนจากการลงทุน (Return on Investment, ROI) ใช้เพื่อวัดความสามารถในการสร้างผลกำไรเมื่อเทียบกับเงินลงทุนเริ่มต้น โดยนิยามได้ดังนี้

$$ROI = \frac{\sum_{t=1}^n CF_t - Z}{Z} \quad (3-22)$$

ค่าของ $ROI > 0$ แสดงว่าโครงการให้ผลตอบแทนสูงกว่าต้นทุนที่ลงทุนไว้ ทั้งสามตัวชี้วัดนี้ถูกนำมาใช้ร่วมกับค่า LCOE เพื่อช่วยวิเคราะห์โครงสร้างทางการเงินและความยั่งยืนของระบบในมุมมองนักลงทุน (Lecompte et al., 2015; Peris et al., 2020; Paramita et al., 2025)

ตัวชี้วัดเหล่านี้มีบทบาทสำคัญในงาน ORC–Ejector สมัยใหม่ ซึ่งมักเน้นการประเมินเชิงเทอร์โม-เศรษฐศาสตร์ควบคู่กับความคุ้มค่าทางการเงิน เพื่อแสดงให้เห็นถึง ผลตอบแทนระยะยาวของการลงทุนในเทคโนโลยีพลังงานเกรดต่ำ (low-grade heat recovery) ทั้งในระดับโรงงานและระบบขนาดเล็ก (Mota-Babloni et al., 2023)

3.9.2 วิธีการ SPECO และการสร้างสมการดุลต้นทุน (SPECO Method and Cost Balance Formulation)

จากผลการวิเคราะห์ในหัวข้อก่อนหน้านี้ พบว่าต้นทุนต่อหน่วยพลังงานไฟฟ้า (LCOE) ของระบบ ORC–Ejector Cooling Cycle มีความอ่อนไหวต่อพารามิเตอร์ทางเศรษฐศาสตร์ เช่น อัตราคิดลดและอายุโครงการ ซึ่งชี้ให้เห็นความจำเป็นของการวิเคราะห์ในระดับองค์ประกอบ (*component-level*) เพื่อระบุแหล่งที่มาของต้นทุนและศักยภาพในการปรับปรุงประสิทธิภาพอย่างละเอียด การดำเนินการดังกล่าวสามารถทำได้ด้วยแนวทาง Exergoeconomic Analysis โดยใช้วิธี SPECO (Specific Exergy Costing) ที่พัฒนาโดย Lazzaretto และ Tsatsaronis (2006) ซึ่งได้รับการยอมรับอย่างกว้างขวางในงานวิจัยด้านเทอร์โม-เศรษฐศาสตร์ของระบบพลังงานเกรดต่ำ (Nazari et al., 2016; Manfrida et al., 2023; Hacipasaoglu, 2025)

วิธี SPECO กำหนดหลักเกณฑ์สองประการ ได้แก่

1. F-rule (Fuel rule) ใช้สำหรับระบุเอกเซอร์ยีเชื้อเพลิง ($\dot{Ex}_F$) ขององค์ประกอบ ซึ่งเป็นเอกเซอร์ยีที่จำเป็นต้องใช้เพื่อให้ได้ผลิตภัณฑ์ของกระบวนการ

2. P-rule (Product rule) ใช้สำหรับนิยามเอกเซอร์ยีผลิตภัณฑ์ ($\dot{E}x_p$) ซึ่งเป็นเอกเซอร์ยีที่องค์ประกอบสร้างขึ้นเพื่อตอบสนองหน้าที่เฉพาะของมัน

โดยพื้นฐานแล้ว ทุกองค์ประกอบในระบบต้องเป็นไปตามสมการสมดุลเอกเซอร์ยีและสมดุลต้นทุน ดังนี้

$$\dot{E}x_F^k = \dot{E}x_P^k + \dot{E}x_D^k \quad (3-23)$$

$$\sum \dot{C}_F^k = \dot{Z}_k + \sum \dot{C}_P^k \quad (3-24)$$

สมการ (3-23) แสดงการอนุรักษ์เอกเซอร์ยีในองค์ประกอบที่ (k) ขณะที่สมการ (3-24) แสดงสมดุลต้นทุน (Cost Balance) ระหว่างกระแสเอกเซอร์ยีเชื้อเพลิง ผลิตภัณฑ์ และต้นทุนการลงทุน $\dot{Z}_k$ ขององค์ประกอบนั้น (Lazzaretto & Tsatsaronis, 2006)

ในเชิงเมทริกซ์ สมการเหล่านี้สามารถเขียนให้อยู่ในรูปแบบเชิงเส้นดังนี้

$$Ax = b \quad (3-25)$$

โดยที่ A คือเมทริกซ์ของสัมประสิทธิ์ในสมการ Cost Balance, x คือเวกเตอร์ของราคาต่อเอกเซอร์ยี (c_k) ของแต่ละกระแส และ b คือเวกเตอร์ของอัตราต้นทุนการลงทุน $\dot{Z}_k$ สำหรับองค์ประกอบทั้งหมดในระบบ (Nazari et al., 2016) วิธีนี้ช่วยให้สามารถคำนวณราคาต่อเอกเซอร์ยีของแต่ละกระแส (เช่น $c_1, c_2, \dots, c_n$) ได้อย่างเป็นระบบ โดยจะนำไปใช้ในการประเมิน Exergy destruction cost rate ($\dot{C}_D$), Exergoeconomic factor (f_k) และ Relative cost difference (r_k) ในหัวข้อถัดไป

ในหัวข้อถัดไปจะนำเสนอสมการนิยามตัวชี้วัดทาง Exergoeconomic ได้แก่ ($\dot{C}_D$), (f_k), และ (r_k) พร้อมคำอธิบายเชิงกายภาพของแต่ละพารามิเตอร์ รวมทั้งแนวทางการใช้ในการประเมินต้นทุนเอกเซอร์ยีและระบุจุดปรับปรุงเชิงออกแบบของระบบ ORC-Ejector Cooling อย่างมีประสิทธิภาพ

ตารางที่ 3-11 แสดงสมการนิยามและความหมายเชิงกายภาพของพารามิเตอร์หลักในวิธี SPECO

Parameter	Mathematical definition	Physical meaning / interpretation	Typical range in literature	Ref.
Exergy destruction cost rate	$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k}\dot{E}_{F,k} - c_{P,k}\dot{E}_{P,k}$	แสดงต้นทุนเอกเซอร์ยีที่สูญเสียในองค์ประกอบ (k) จากกระบวนการที่ไม่ผันกลับ (irreversibility) ค่าที่สูงบ่งชี้ว่ามีศักยภาพในการปรับปรุงสูง	10–50 % ของต้นทุนรวม	Lazzaretto & Tsatsaronis (2006); Nazari et al. (2016)
Exergoeconomic factor	$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}}$	บ่งชี้สัดส่วนระหว่างต้นทุนการลงทุนกับต้นทุนเอกเซอร์ยีที่สูญเสีย; ใช้แสดงสมดุลการออกแบบระหว่าง <i>capital cost</i> และ <i>irreversibility</i> ค่า (f_k) สูง ระบบจึงมีการลงทุนมากเพื่อลดการสูญเสีย.	0.3–0.8	Nazari et al. (2016); Manfrida et al. (2023)
Relative cost difference	$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}}$	แสดงการเพิ่มขึ้นของราคาต่อเอกเซอร์ยีระหว่างกระแสผลิตภัณฑ์ และการกระแสเชื้อเพลิงในองค์ประกอบ (k); ค่าที่สูงบ่งชี้ว่าการสูญเสียเอกเซอร์ยีมีผลต่อราคาสุดท้ายของระบบ	0.05–0.4	Lazzaretto & Tsatsaronis (2006); Hacıpaşaoğlu (2025)
Specific exergy cost (stream)	$c_k = \frac{\dot{C}_k}{\dot{E}_k}$	ราคาต่อเอกเซอร์ยีของกระแส (k); ใช้ในการแก้สมการเมทริกซ์ $[A]\{x\} = \{b\}$ เพื่อหา ($c_1, c_2, \dots, c_n$) ของระบบ	0.02–0.12 USD $\text{kWh}_{\text{ex}}^{-1}$	Lazzaretto & Tsatsaronis (2006); Liu et al. (2024)
Cost balance equation	$\sum \dot{C}_{F,k} + \dot{Z}_k = \sum \dot{C}_{P,k}$	สมดุลต้นทุนสำหรับองค์ประกอบ (k); แสดงการอนุรักษ์ต้นทุนระหว่างเชื้อเพลิง-ผลิตภัณฑ์ รวมถึงการลงทุน. เป็นแกนหลักของวิธี SPECO	–	Lazzaretto & Tsatsaronis (2006); Nazari et al. (2016)

หมายเหตุ ตารางที่ 3-18 แสดงสมการนิยามและความหมายเชิงกายภาพของพารามิเตอร์หลักในวิธี SPECO ที่ใช้ในการวิเคราะห์ Exergoeconomic ของระบบ ORC–Ejector Cooling พารามิเตอร์ $\dot{C}_D$, f_k และ r_k ใช้เพื่อประเมินผลกระทบของการสูญเสียเอกเซอร์ยีต่อโครงสร้างต้นทุนและช่วยระบุอุปกรณ์ที่ควรได้รับการปรับปรุงประสิทธิภาพก่อนเป็นลำดับแรก (Lazzaretto & Tsatsaronis, 2006; Nazari et al., 2016; Manfrida et al., 2023)

3.9.3 Exergoeconomic Parameters and Interpretation

การประเมินผลการวิเคราะห์ทาง Exergoeconomic ของระบบ ORC–Ejector Cooling สามารถทำได้โดยใช้ตัวชี้วัดสามกลุ่มหลัก ได้แก่ อัตราต้นทุนการทำลายเอกเซอร์ยี ($\dot{C}_D$) ปัจจัยทาง Exergoeconomic (f_k), และ ความแตกต่างของต้นทุนสัมพัทธ์ (r_k) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ที่ช่วยอธิบายความสัมพันธ์ระหว่าง *irreversibility* และ *cost structure* ขององค์ประกอบแต่ละตัวในระบบ (Lazzaretto & Tsatsaronis, 2006; Nazari et al., 2016)

ค่าของ $\dot{C}_D$ บ่งชี้ระดับความสูญเสียทางเศรษฐศาสตร์จากการทำลายเอกเซอร์ยีในองค์ประกอบนั้น ๆ หากค่า $\dot{C}_D$ มีค่าสูง แสดงว่าอุปกรณ์นั้นมีต้นทุนเอกเซอร์ยีที่สูงสูญเสียสูงและควรได้รับการปรับปรุงลำดับแรก เช่น การเพิ่มประสิทธิภาพของ expander หรือการลด loss ภายใน ejector (Manfrida et al., 2023; Hacipasaoglu, 2025)

ขณะที่ค่า f_k (Exergoeconomic factor) เป็นตัวบ่งชี้สมดุลระหว่างต้นทุนการลงทุน ($\dot{Z}_k$) และ ต้นทุนเอกเซอร์ยีที่สูญเสีย ($\dot{C}_D$) ซึ่งสะท้อนกลยุทธ์การออกแบบ” ของระบบ หากค่า (f_k) มีค่าสูง (> 0.6) หมายความว่าระบบลงทุนมากเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพและลด *irreversibility* ส่วนค่า (f_k) ต่ำ (< 0.4) ชี้ว่าอุปกรณ์นั้นมีต้นทุนสูญเสียสูงกว่าการลงทุน ซึ่งอาจบ่งบอกถึงจุดที่ควรปรับปรุงทางเทอร์โม-เศรษฐศาสตร์ (Nazari et al., 2016; Manfrida et al., 2023)

สำหรับ (r_k) (Relative cost difference) แสดงอัตราการเพิ่มขึ้นของราคาต่อเอกเซอร์ยีระหว่างกระแสผลิตภัณฑ์และเชื้อเพลิงในองค์ประกอบนั้น ๆ ค่าที่สูงของ (r_k) มักพบในอุปกรณ์ที่มีการสูญเสียเอกเซอร์ยีสูง เช่น condenser และ ejector ซึ่งมีความต่างของอุณหภูมิสูงหรือกระบวนการผสมที่ไม่ผันกลับ หาก (r_k) เกิน 0.3 มักสะท้อนว่าการสูญเสียเอกเซอร์ยีเริ่มส่งผลกระทบต่อราคาสุดท้ายของระบบอย่างชัดเจน (Lazzaretto & Tsatsaronis, 2006; Hacipasaoglu, 2025)

การวิเคราะห์แบบองค์รวมของ ($\dot{C}_D$), (f_k) และ (r_k) จึงช่วยให้สามารถจัดลำดับความสำคัญขององค์ประกอบที่ควรได้รับการปรับปรุงได้อย่างมีประสิทธิภาพ โดยเน้นการลด *irreversibility* ที่มีผลกระทบเชิงเศรษฐศาสตร์มากที่สุด เช่น การเพิ่มประสิทธิภาพการผสมใน ejector, การลด ΔT_{lm} ใน condenser หรือการปรับสภาวะการขยายตัวของ expander ให้เหมาะสมยิ่งขึ้น

ผลลัพธ์จากการวิเคราะห์พารามิเตอร์ทั้งสามนี้จะถูกนำไปใช้ใน บทที่ 4 เพื่อคำนวณสมการสมดุลต้นทุนแบบเต็มของระบบ ($A \times b$) ตามวิธี SPECO และเพื่อสร้างตารางต้นทุนเอกเซอร์ยี (SPECO Table) สำหรับอุปกรณ์ทุกชิ้นในระบบ ORC–Ejector Cooling Cycle

3.10 การประเมินต้นทุนจำเพาะต่อหน่วยของผลิตภัณฑ์ (SUCP) และต้นทุนเฉลี่ยต่อหน่วย

ไฟฟ้า (LCOE) (Specific Unit Cost of Product and Levelized Cost of Electricity)

ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบ ORC–Ejector Cooling Cycle ไม่สามารถพิจารณาเฉพาะผลิตภัณฑ์พลังงานไฟฟ้าได้เท่านั้น เนื่องจากระบบนี้สามารถสร้างผลิตภัณฑ์พลังงาน 2 ประเภทได้พร้อมกัน คือ พลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อน การวิเคราะห์จึงควรใช้ทั้ง Specific Unit Cost of Product (SUCP) และ Levelized Cost of Electricity (LCOE) เพื่อสะท้อนต้นทุนในเชิงเอกเซอร์ยีของทั้งสองผลิตภัณฑ์อย่างครบถ้วน (Peris et al., 2020; Braimakis & Karellas, 2024; Paramita et al., 2025)

3.10.1 ต้นทุนเฉลี่ยต่อหน่วยไฟฟ้า (LCOE)

ตัวชี้วัด LCOE แสดงต้นทุนเฉลี่ยของพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ตลอดอายุการใช้งานของระบบ โดยรวมค่าใช้จ่ายทุกส่วน ทั้งการลงทุน (Z), การดำเนินงาน (O&M) และค่าใช้จ่ายทางการเงิน เข้าด้วยกันเป็นต้นทุนต่อหน่วยพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตในแต่ละปี สมการทั่วไปของ LCOE คือ

$$LCOE = \frac{Z \times CRF \times C_{O\&M}}{E_{elec}} \quad (3-26)$$

โดยที่ Z คือค่าใช้จ่ายลงทุนเริ่มต้น (USD), CRF คืออัตราปัจจัยการกู้คืนทุน (Capital Recovery Factor), $C_{O\&M}$ คือค่าใช้จ่ายรายปีในการเดินระบบและบำรุงรักษา (USD yr^{-1}) และ E_{elec} คือพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ต่อปี (kWh yr^{-1}) การใช้ LCOE ช่วยให้สามารถเปรียบเทียบระบบ ORC–ECC กับระบบ ORC มาตรฐานได้อย่างเป็นธรรม โดยเฉพาะในแง่ของต้นทุนต่อหน่วยพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ (Lecompte et al., 2015; Peris et al., 2020)

3.10.2 ต้นทุนจำเพาะต่อหน่วยของผลิตภัณฑ์ (SUCP)

ตัวชี้วัด SUCP เป็นการขยายแนวคิดของ LCOE ให้ครอบคลุมผลิตภัณฑ์ทั้งหมดของระบบ โดยคำนวณจากอัตราส่วนของต้นทุนรวมทั้งหมด ($\dot{C}_{tot}$) ต่อเอกเซอร์ยีผลิตภัณฑ์รวม $\dot{Ex}_P^{sys}$ ของระบบ ซึ่งสามารถเขียนได้เป็น

$$SUCP = \frac{\dot{C}_{tot}}{\dot{Ex}_P^{sys}} \quad (3-27)$$

โดยที่ $\dot{C}_{tot} = \dot{Z} + \dot{C}_{O\&M}$ คืออัตราต้นทุนรวมของระบบ (USD h^{-1}) และ $\dot{Ex}_P^{sys}$ คือเอกเซอร์ยีผลิตภัณฑ์รวมของระบบ ($\text{kWh}_{ex} \text{ h}^{-1}$) ซึ่งรวมทั้งพลังงานไฟฟ้าและความร้อนจาก ejector ค่าของ SUCP แสดงถึงต้นทุนเชิงเอกเซอร์ยีต่อหน่วยของผลิตภัณฑ์ทั้งหมดของระบบ ORC–ECC และ

สามารถเปรียบเทียบกับต้นทุนเอกเซอร์ยีของระบบ ORC มาตรฐาน เพื่อแสดงให้เห็นประโยชน์ของการบูรณาการวงจรทำความเย็น (Braimakis & Karellas, 2024; Paramita et al., 2025)

3.10.3 การตีความเชิงเปรียบเทียบระหว่างตัวชี้วัด SUCP และ LCOE (Comparative Interpretation between SUCP and LCOE)

ในระบบ ORC ที่มีเพียงผลิตภัณฑ์ไฟฟ้า ค่า SUCP และ LCOE จะมีค่าเท่ากันโดยประมาณ อย่างไรก็ตาม สำหรับระบบ ORC-ECC ซึ่งมีการผลิตพลังงานความเย็นเพิ่มเติม ค่าของ SUCP จะต่ำกว่า LCOE เนื่องจากพลังงานความเย็นช่วยเพิ่มปริมาณเอกเซอร์ยีผลิตภัณฑ์รวม ทำให้ต้นทุนเอกเซอร์ยีเฉลี่ยต่อหน่วยลดลง (Mota-Babiloni et al., 2023; Liu et al., 2024)

ดังนั้น SUCP จึงเป็นตัวชี้วัดที่มีประโยชน์ในการประเมินความได้เปรียบเชิงเอกเซอร์ยีและเศรษฐศาสตร์ของระบบที่ผลิตพลังงานหลายประเภท เช่น ORC-Ejector, ORC-Absorption หรือระบบไฮบริดพลังงาน-ความเย็น

ตารางที่ 3-12 สรุปความแตกต่างระหว่างตัวชี้วัด LCOE และ SUCP

Indicator	Definition	Product considered	Physical meaning	Ref.
LCOE	$\frac{Z \times CRF \times C_{O\&M}}{E_{elec}}$	Electricity only	ต้นทุนเฉลี่ยต่อหน่วยพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ (USD kWh ⁻¹)	Peris et al. (2020); Lecompte et al. (2015)
SUCP	$\frac{\dot{C}_{tot}}{\dot{E}x_P^{sys}}$	Electricity + Cooling	ต้นทุนเชิงเอกเซอร์ยีเฉพาะหน่วยของผลิตภัณฑ์รวม (USD kWh _{ex} ⁻¹)	Braimakis & Karellas (2024); Paramita et al. (2025)

หมายเหตุ ในการประเมินระบบ ORC-Ejector Cooling Cycle ซึ่งเป็นระบบผลิตพลังงานสองประเภท ตัวชี้วัด SUCP ให้ภาพรวมเชิงเอกเซอร์ยีที่ครอบคลุมกว่า และเหมาะสมกับการประเมินระบบพลังงานผสมในบริบทของการใช้พลังงานเกรดต่ำและการลดต้นทุนเอกเซอร์ยีของผลิตภัณฑ์ทั้งหมด (Peris et al., 2020; Braimakis & Karellas, 2024; Paramita et al., 2025)

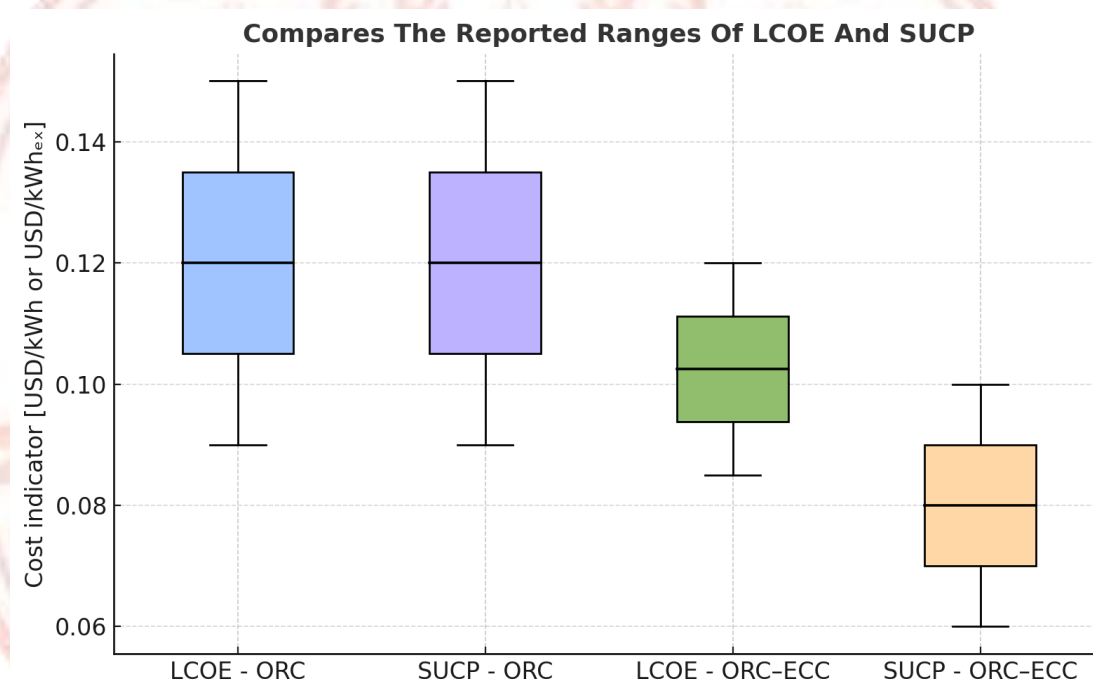
ตารางที่ 3-13 การเปรียบเทียบเชิงวรรณกรรมของตัวชี้วัด LCOE และ SUCP สำหรับระบบ ORC ที่ใช้ความร้อนเกรดต่ำ (พ.ศ. 2015–2025)

Study / Year	System	Heat source (°C)	LCOE(USD/kWh)	SUCP(USD/kWh _{ex})	Key notes / assumptions
Peris et al., 2020	Standard ORC (lab-scale)	90–120	0.10–0.14	≈ LCOE	3–5 kWe; ≈10–12%, n=20 y, H≈7,500–8,000 h/yr
Lecompte et al., 2015 (review)	Standard ORC (WHR)	80–180	0.09–0.15	≈ LCOE	สรุปหลายสถาปัตยกรรมและขนาดกำลัง
Mota-Babiloni et al., 2023	ORC–Ejector (optimized)	80–130	0.085–0.12	0.060–0.095	Multi-objective (η , η_{ex} , cost); ≈10–15%, n=20 y
Braimakis & Karellas, 2024	ORC–Ejector (marine WHR)	90–120	0.09–0.12	0.065–0.090	สถานะเดินเครื่องยาว H≥8,000 h/yr; cooling co-product
Paramita et al., 2025	ORC–Ejector (solar/LT-WHR)	80–110	0.095–0.13	0.070–0.100	กรณีเฮบริด; ≈12–15%, n=20 y
Liu et al., 2024 (review)	Mixed (ORC / ORC–ECC)	80–160	0.09–0.13	0.06–0.10	ภาพรวม low-grade utilization; normalize ด้วย H≈8,000 h/yr

หมายเหตุ

1. สำหรับระบบที่มี ผลิตภัณฑ์เดียวคือไฟฟ้า (ORC มาตรฐาน) $SUCP \approx LCOE$ โดยนิยาม
2. เมื่อ ORC–Ejector Cooling เอกเซอร์ยีผลิตภัณฑ์รวม (ไฟฟ้า+ความเย็น) เพิ่มขึ้น $SUCP < LCOE$ ชัดเจน (ลดลง ~25–35% ในหลายกรณี)
3. ช่วงค่าไวด์ต่อ r, n, H และ ค่าอุปกรณ์ (Z, O&M) ตารางนี้ normalize ค่าที่ ≈10–15%, n=20 y, H≈8,000 h/yr เพื่อให้เทียบข้ามงานได้

จากข้อมูลในตารางที่ 3-20 สามารถสังเกตแนวโน้มร่วมกันได้ว่า ต้นทุนเฉลี่ยต่อหน่วยไฟฟ้า (LCOE) ของระบบ ORC มาตรฐานและระบบ ORC-Ejector Cooling (ORC-ECC) มีช่วงค่าใกล้เคียงกันอยู่ที่ $0.09\text{--}0.15\text{ USD kWh}^{-1}$ อย่างไรก็ตาม เมื่อพิจารณาตัวชี้วัดต้นทุนเอกเซอร์ยีเฉพาะหน่วยของผลิตภัณฑ์รวม (SUCP) พบว่าระบบ ORC-ECC มีค่า SUCP ต่ำกว่าอย่างมีนัยสำคัญ ($0.06\text{--}0.10\text{ USD kWh}_{\text{ex}}^{-1}$) ซึ่งเป็นผลจากการใช้ประโยชน์เอกเซอร์ยีเพิ่มเติมในรูปพลังงานความเย็นจากวงจร Ejector ที่ช่วยลดต้นทุนต่อหน่วยเอกเซอร์ยีของผลิตภัณฑ์ทั้งหมด ดังนั้น เพื่อต่อยอดแนวโน้มเชิงเทอร์โม-เศรษฐศาสตร์นี้ ได้จัดทำกราฟเปรียบเทียบช่วงค่าที่รายงานของ LCOE และ SUCP จากวรรณกรรม ระหว่างปี 2015–2025 ดังแสดงในภาพต่อไป



ภาพที่ 3-16 แสดงการเปรียบเทียบช่วงค่าที่รายงานของ ต้นทุนพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (LCOE) และต้นทุนเอกเซอร์ยีเฉพาะหน่วยของผลิตภัณฑ์รวม (SUCP)

สำหรับระบบ ORC มาตรฐานและระบบ ORC-Ejector Cooling (ORC-ECC) จากวรรณกรรมระหว่างปี 2015–2025 ผลการรวบรวมชี้ให้เห็นว่าช่วงค่า LCOE ของทั้งสองระบบอยู่ที่ประมาณ $0.09\text{--}0.15\text{ USD kWh}^{-1}$ ในขณะที่ค่า SUCP ของระบบ ORC-ECC มีค่าต่ำอย่างชัดเจน ($0.06\text{--}0.10\text{ USD kWh}_{\text{ex}}^{-1}$) เนื่องจากการใช้เอกเซอร์ยีส่วนเกินจากวงจรทำความเย็น สะท้อนให้เห็นถึงข้อได้เปรียบทางเทอร์โม-เศรษฐศาสตร์ของระบบ ORC-Ejector เมื่อเทียบกับ ORC มาตรฐาน (Peris et al., 2020; Braimakis & Karellas, 2024; Paramita et al., 2025; Liu et al., 2024)

ผลจากการเปรียบเทียบช่วงค่าที่รายงานในวรรณกรรมแสดงให้เห็นอย่างชัดเจนว่าระบบ ORC–Ejector Cooling (ORC–ECC) ให้ค่าต้นทุนเอกเซอร์ยีเฉพาะหน่วยของผลิตภัณฑ์รวม (SUCP) ต่ำกว่าต้นทุนเฉลี่ยต่อหน่วยไฟฟ้า (LCOE) ของระบบ ORC มาตรฐาน โดยลดลงเฉลี่ยประมาณ 25–35% ซึ่งยืนยันประสิทธิผลของการบูรณาการวงจร Ejector ในการใช้ประโยชน์เอกเซอร์ยีจากแหล่งพลังงานความร้อนเกรดต่ำได้ดียิ่งขึ้น การลดลงของค่า SUCP สะท้อนถึงศักยภาพเชิงเทอร์โม–เศรษฐศาสตร์ของระบบแบบผสม (power–cooling hybrid) ที่สามารถผลิตพลังงานสองรูปแบบได้อย่างคุ้มค่า ซึ่งจะถูกนำไปใช้เป็นฐานข้อมูลอ้างอิงสำหรับการสร้างแบบจำลองต้นทุนเอกเซอร์ยีและสมการสมดุลต้นทุนในบทที่ถัดไป

3.11 สรุปผลการทบทวนวรรณกรรม

บทนี้ได้รวบรวมและสังเคราะห์งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับระบบ Organic Rankine Cycle–Ejector Cooling (ORC–ECC) ภายใต้กรอบแนวคิด 4E Methodology ซึ่งประกอบด้วย การวิเคราะห์ด้านพลังงาน (Energy) เอกเซอร์ยี (Exergy) เศรษฐศาสตร์ (Economic) และเทอร์โม–เศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic) จากผลการทบทวนวรรณกรรมพบว่า Ejector และ Condenser เป็นองค์ประกอบที่มีการสูญเสียเอกเซอร์ยีสูงที่สุดในระบบ โดยคิดเป็นประมาณ 60–70% ของการสูญเสียรวม ขณะที่ Expander และ Pump มีสัดส่วนการสูญเสียต่ำกว่าแต่ส่งผลต่อค่า LCOE โดยตรง ในด้านเศรษฐศาสตร์ พบว่าต้นทุนการผลิตไฟฟ้าเฉลี่ยตลอดอายุโครงการ (LCOE) ของระบบ ORC–ECC มีความไวต่ออัตราคิดลด (r) และอายุโครงการ (n) โดยค่า LCOE จะลดลงเมื่ออัตราคิดลดลดลงหรืออายุโครงการยาวขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับผลการศึกษาของ Peris et al. (2020) และ Mota-Babiloni et al. (2023) นอกจากนี้ การวิเคราะห์เชิงเทอร์โม–เศรษฐศาสตร์ด้วยวิธี SPECO (Specific Exergy Costing) ได้ถูกระบุว่าเป็นเครื่องมือสำคัญในการเชื่อมโยงระหว่างการสูญเสียเอกเซอร์ยีและต้นทุนในระดับองค์ประกอบ เพื่อระบุจุดที่ควรปรับปรุงเชิงออกแบบ เช่น การลด irreversibility ใน ejector และ condenser ผลการสังเคราะห์ทั้งหมดในบทนี้จึงถือเป็นพื้นฐานหลักในการสร้างแบบจำลอง Exergoeconomic Cost Balance และตารางต้นทุนเอกเซอร์ยี (SPECO Table) ที่จะนำเสนอใน บทที่ 4 ต่อไป

แนวโน้มของงานวิจัยด้านระบบ Organic Rankine Cycle (ORC) ระหว่างปี พ.ศ. 2020–2025 แสดงให้เห็นถึงการเปลี่ยนผ่านจากระบบผลิตไฟฟ้าแบบเดี่ยว ไปสู่ระบบแบบไฮบริดและมัลติ-โปรดักต์ (Hybrid / Multi-Product Configurations) ที่บูรณาการวงจรย่อยด้านความเย็นหรือการกักเก็บพลังงานร่วมด้วย งานวิจัยส่วนใหญ่ในช่วงต้นมุ่งเน้นการวิเคราะห์เชิงพลังงานและเศรษฐศาสตร์ (Energy–Economic) ขณะที่แนวโน้มหลังปี 2023 เริ่มขยายไปสู่การวิเคราะห์เชิงเอกเซอร์ยีและเทอร์โม–เศรษฐศาสตร์ (Exergy–Exergoeconomic) เพื่อสะท้อนต้นทุนเอกเซอร์ยีและการสูญเสียภายในระบบอย่างเป็นระบบมากขึ้น

ในช่วงปี 2020–2022 งานวิจัยส่วนใหญ่ให้ความสำคัญกับ การเพิ่มประสิทธิภาพเชิงพลังงาน และการประเมินต้นทุนเฉลี่ยต่อหน่วยไฟฟ้า (LCOE) สำหรับระบบขนาดเล็ก เช่น *Peris et al. (2020)* ที่สร้างฐานข้อมูลเชิงทดลองของ ORC ใช้ความร้อนเกรดต่ำและ *Lu et al. (2020)* ร่วมกับ *Valencia Ochoa et al. (2020)* ที่เสนอระบบผลิตไฟฟ้า–ทำความเย็นร่วม (Power–Cooling Cogeneration) เชื่อมโยงการประเมินประสิทธิภาพพลังงานกับผลกระทบสิ่งแวดล้อม ขณะเดียวกัน *Wang et al. (2021)* ได้ขยายกรอบการประเมินด้วยตัวชี้วัด มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) และ ระยะเวลาคืนทุน (Payback Period) เพื่อพิจารณาความคุ้มค่าการลงทุนในระยะยาว ส่วน *Kosmadakis & Neofytou (2022)* และ *Li et al. (2022)* ได้พัฒนาแบบจำลองเชิงพลวัตของระบบ ORC–Heat Pump (Reversible ORC–HP) สำหรับการใช้งานในเรือและระบบพลังงานที่แปรผันตามเวลา

ระหว่างปี 2023–2025 งานวิจัยเริ่มมุ่งสู่แนวทาง Exergoeconomic และ Hybrid Configurations อย่างชัดเจน โดย *Manfrida et al. (2023)* นำเสนอการคำนวณต้นทุนองค์ประกอบ (Component-level Cost Allocation) ด้วยวิธี SPECO (Specific Exergy Costing) เพื่อเชื่อมโยงระหว่างต้นทุนการลงทุนและการสูญเสียเอกเซอร์ยี ขณะที่ *Mota-Babiloni et al. (2023)* ได้รวบรวมฐานข้อมูลต้นทุนและค่ามาตรฐาน LCOE–SUCP สำหรับระบบ ORC หลากขนาด ซึ่งถูกนำไปอ้างอิงในงานของ *Braimakis & Karellas (2024)* ที่ประยุกต์ใช้กับระบบ Marine ORC–Ejector พบว่าค่า SUCP ลดลงได้ราว 25–35% เมื่อเทียบกับระบบ ORC มาตรฐาน สะท้อนข้อได้เปรียบเชิงเทอร์โม–เศรษฐศาสตร์ของระบบมัลติ–โปรดักต์ ต่อมา *Paramita et al. (2025)* ได้ขยายแนวคิดนี้สู่ระบบ Solar-Assisted ORC–Ejector โดยผสมวิธี SPECO เข้ากับตัวชี้วัดทางการเงิน (NPV, Payback) เพื่อประเมินความสัมพันธ์ต้นทุน–เอกเซอร์ยีของผลิตภัณฑ์ไฟฟ้าและความเย็น

จากการทบทวนวรรณกรรมพบว่า การประเมินด้วยตัวชี้วัดทางพลังงานและเศรษฐศาสตร์เพียงอย่างเดียวไม่สามารถสะท้อนศักยภาพที่แท้จริงของระบบได้อย่างครบถ้วน การใช้แนวทางเชิงเอกเซอร์ยีร่วมกับการคำนวณต้นทุนเชิง SPECO และตัวชี้วัด เช่น SUCP อัตราส่วนต้นทุนเอกเซอร์ยีองค์ประกอบ (f_k) และ ความแตกต่างต้นทุนสัมพัทธ์ (r_k) ช่วยให้เข้าใจจุดสูญเสียและปัจจัยต้นทุนหลักได้ลึกซึ้งขึ้น *Liu et al. (2024)* ยังชี้ให้เห็นว่าการผสมผสานวงจร Ejector หรือ Heat Pump สามารถเพิ่มการใช้เอกเซอร์ยีรวมของระบบและลดแนวโน้มค่า LCOE ได้ในระยะยาว แนวโน้มล่าสุดของงานวิจัยจึงมุ่งสู่ กรอบการวิเคราะห์เชิงบูรณาการ (Integrated Exergoeconomic Framework) ที่เชื่อมโยงสมรรถนะทางเทคนิค ตัวชี้วัดทางการเงิน และความยั่งยืนของระบบเข้าด้วยกัน

ตารางที่ 3-14 งานวิจัยที่ใช้การวิเคราะห์ พลังงาน เอกเซอร์ยี เศรษฐศาสตร์ และอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ ORC-Ejector ช่วง ปี 2020–2025

Author (Year)	Energy	Exergy	Economic	Exergoeconomic	จุดเด่นของงาน (Wichean summary)
Peris B. et al. (2020)	✓		✓		ทดสอบ ORC ขนาด 5 kWe ใช้ low-grade waste heat และ คำนวณ LCOE ภายใต้ $r = 10-15\%$ สำหรับ SPECTO analysis
Lu F. et al. (2020)	✓		✓		ระบบ cogeneration ไฟฟ้า-ความร้อนจาก WHR เชิงทดลอง ให้ framework พลังงาน-เศรษฐศาสตร์ ครบวงจร
Sun Z. et al. (2020)	✓	✓			พัฒนา supercritical ORC ใช้ LNG cold exergy ยกระดับ thermal efficiency เป็น 15%
Linnemann M. et al. (2020)	✓				ทดลอง cascade ORC สองช่วงอุณหภูมิ แสดง optimum ΔT ระหว่าง stages
Valencia Ochoa G. et al. (2020)	✓	✓	✓		รวม Exergy + Economic + LCA เพื่อประเมิน ORC จาก NG engine waste heat
Wang Y. et al. (2021)	✓	✓	✓		เพิ่มตัวชี้ NPV และ Payback ในการวิเคราะห์ techno-economic ของ small-scale ORC
Yan J. et al. (2021)	✓				สังเคราะห์แนวโน้ม ORC เพื่อการใช้งานพหุภูมิใน China ครอบคลุมพลังงานและนโยบาย
Kosmadakis G. & Neofytou P. (2022)	✓		✓		การประยุกต์ reversible HP/ORC ในเรือ ประเมิน cost ลด $5-8\%$ เมื่อใช้ WHR เติมระบบ
Li Z. et al. (2022)	✓				ศึกษา dynamic ORC กับ latent-heat storage ให้โมเดล transient สำหรับ control optimization
Weitzer M. et al. (2022)	✓				ประเมิน hybrid ORC ใช้ industrial waste steam เป็น case จริง โรงงาน Austria

ตารางที่ 3-14 (ต่อ)

Manfrida G. et al. (2023)	✓	✓	✓	✓	✓	งาน Exergoeconomic ครอบคลุม ใช้ SPECO method เทียบ component cost rate ของ each unit
Mota-Babiloni A. et al. (2023)	✓		✓			รวมฐานข้อมูลต้นทุน ORC หลากขนาด สิ่งวิเคราะห์ range LCOE และ SUCP สำหรับการออกแบบ
Tian H. et al. (2023)	✓					เปรียบเทียบ สถาปัตยกรรม ORC 4 แบบ ตาม ลักษณะ waste heat ของ engine
Yuan X. et al. (2023)	✓	✓	✓	✓		เพิ่ม multi-objective optimization ด้าน η และ cost ของ ORC สองระดับ อุณหภูมิ
Liu G. et al. (2024)	✓	✓	✓			รีวิวภาพรวม low-grade ORC และ Ejector technologies ขี้นี้ทิศทาง hybridization
Lamrani B. et al. (2024)	✓		✓			การรวม WHR กับ thermal storage และ A/C ระบบ เปรียบเทียบ ค่า OPEX และ LCOE
Braimakis K. & Karellas S. (2024)	✓	✓	✓	✓	✓	ระบบ marine ORC-Ejector คำนวณ SUCP ต่ำกว่า LCOE 30 % แสดง ข้อดี เจริญ exergoeconomic
Paramita D. et al. (2025)	✓	✓	✓	✓	✓	การวิเคราะห์ ORC-Ejector แบบ solar-assisted ใช้ SPECO + NPV ครอบคลุม power-cooling integration
Liu L. et al. (2025)	✓		✓		✓	เสนอ โมเดล hybrid ORC ใน automotive manufacturing ใช้ waste heat เป็นแหล่งพลังงาน

งานวิจัยในช่วงห้าปีที่ผ่านมาได้เปลี่ยนจากการมุ่งเน้นประสิทธิภาพเชิงพลังงาน ไปสู่การประเมินความคุ้มค่าทางเทอร์โม-เศรษฐศาสตร์อย่างครอบคลุม โดยใช้ SPECO-based Exergy Costing ร่วมกับตัวชี้วัด SUCP, LCOE และ NPV ภายใต้กรอบการวิเคราะห์ 4E (Energy, Exergy, Economic, Exergoeconomic)

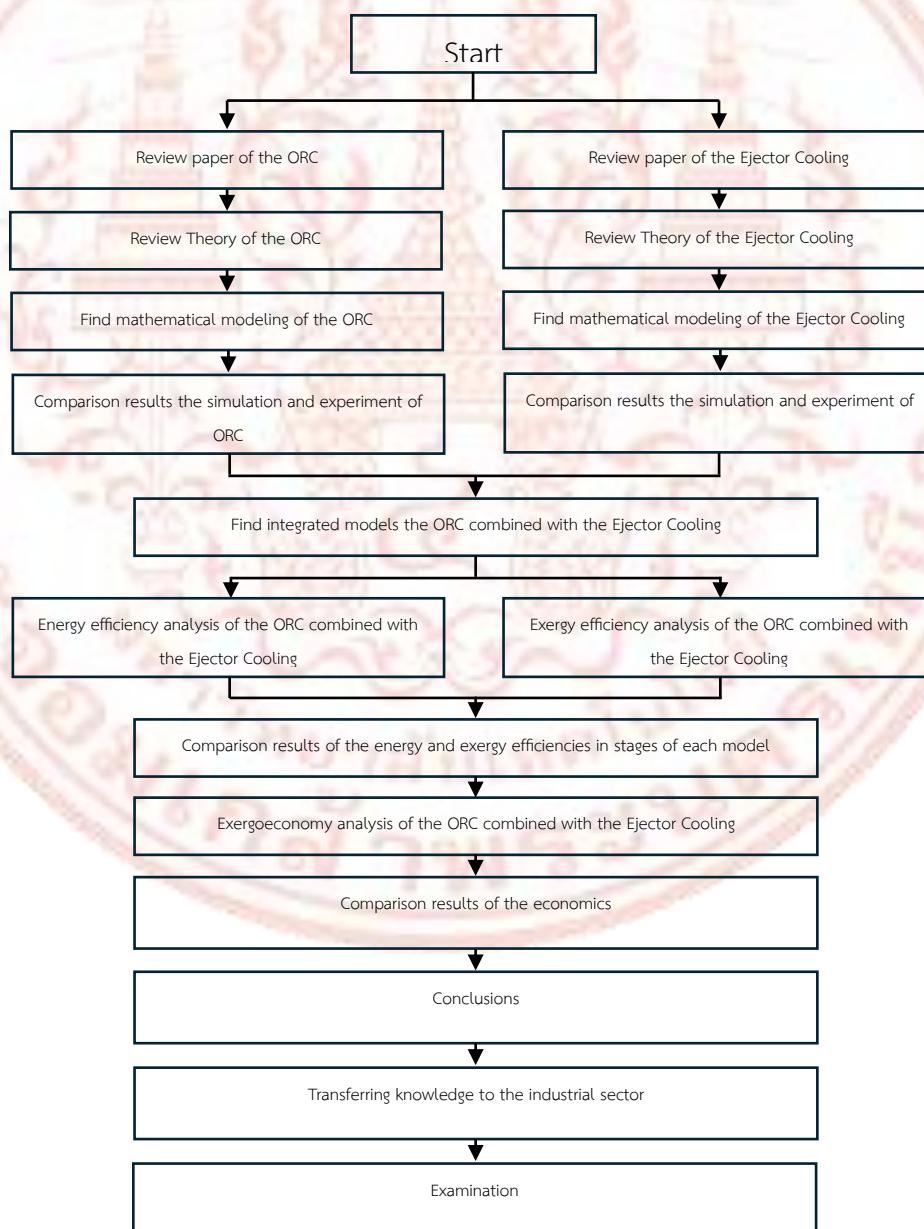


บทที่ 4

ระเบียบวิธีวิจัย (Research Methodology)

4.1 การวิเคราะห์วัฏจักรกำลังไอน์ทรีที่ใช้สำหรับการผลิตไฟฟ้า

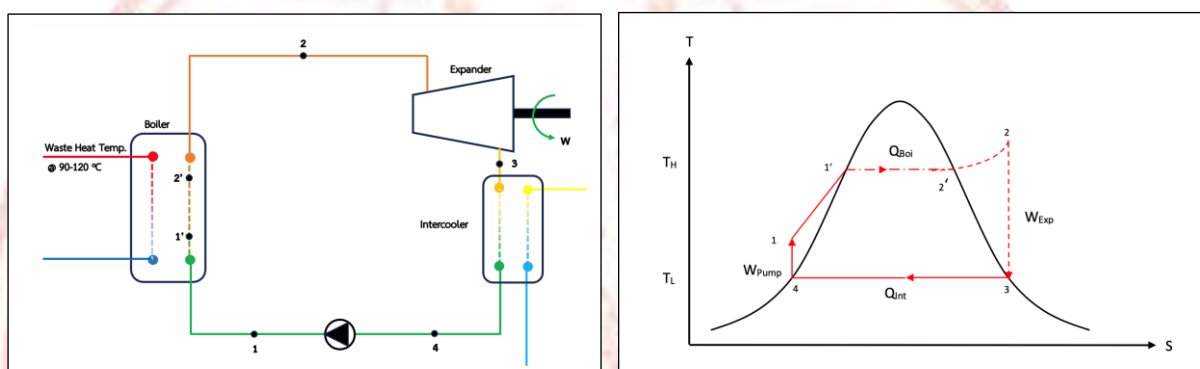
งานวิจัยจะวิเคราะห์ 5 ส่วน คือ 1. ฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกเพื่อการวิเคราะห์พลังงาน (Energy) 2. ฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกเพื่อการวิเคราะห์เอ็กเซอร์ยี(Exergy) 3.การวิเคราะห์อุณหภูมิศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic) 4. ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ (Economic) 5.การถ่ายทอดองค์ความรู้ (Education) ระเบียบวิธีวิจัยเพื่อค้นหาประสิทธิภาพสูงสุดของระบบวัฏจักรกำลังไอน์ทรี (ORC) ร่วมกับวัฏจักรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์(ECC) ถูกนำเสนอความสัมพันธ์แต่ละขั้นตอนในภาพที่ 4-1



ภาพที่ 4-1 ไดอะแกรมแสดงขั้นตอนการทำวิจัย

4.2 ข้อมูลวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์สำหรับผลิตไฟฟ้า 100 kWe

การศึกษาศาสตร์ของได้รับการทบทวนถึงข้อดีของสารทำความเย็นประเภทต่างๆ ที่ใช้ในวัฏจักรการออกแบบระบบเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพและการค้นหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้วิเคราะห์วัฏจักร การประเมินการลงทุนเพื่อวิเคราะห์ความเป็นไปได้ของโครงการ วัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ (ORC) ดังแสดงในภาพที่ 4.2 เป็นแผนภาพแสดงการเชื่อมต่อของอุปกรณ์และแสดงแผนภาพอุณหภูมิและเอนโทรปี (T-s diagram) ของกระบวนการต่าง ๆ ในวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ (ORC)



ภาพที่ 4-2 แสดงวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์แบบมาตรฐาน

ในการทดลองวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์(ORC) จะใช้แหล่งความร้อนจำลองจากน้ำร้อนที่มีอุณหภูมิในช่วง 80-90 องศาเซลเซียส น้ำร้อนดังกล่าวจะถูกจ่าย (Hot Water Inlet) ให้แก่บอยเลอร์เพื่อกระบวนการถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงาน (Refrigerant, R-245fa) ซึ่งสารทำงานนี้จะเปลี่ยนสถานะเป็นไอและมีความดันที่เพิ่มขึ้นเพื่อใช้ปั่นใบพัดผลิตกระแสไฟฟ้า โดยน้ำร้อน 80-90 องศาเซลเซียส จะมีอุณหภูมิลดลงประมาณ 5-10 องศาเซลเซียส (จุดที่ขาออก, Hot Water Outlet) ดังภาพที่ 4.2

งานวิจัยนี้ วัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์(ORC) จะใช้น้ำยาทำความเย็น R-245fa เป็นสารทำงานในวัฏจักร ดังแสดงคุณสมบัติของสารทำงานในตารางที่ 3.1 สารทำงานจะมีสถานะของเหลว (P4) ก่อนการดูดของปั๊มสารทำงาน(Refrigerant Pump) ซึ่งจะถูกส่งต่อเข้ากระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อน (P1) สารทำงานจะรับความร้อนจากน้ำร้อน ภายใต้ความดันคงที่ ($P1=P1'$) จนกระทั่งเข้าสู่สถานะของเหลวอิ่มตัวที่สถานะ(P1') กลายเป็นไออิ่มตัวที่ สถานะ(P2')และเป็นไอร้อนยวดยิ่งที่สถานะ(P2)ในที่สุด ไอร้อนยวดยิ่งจะเข้าสู่กังหัน(Expander) ขยายตัว และขับเคลื่อนที่ต่อกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า(Generator) เพื่อผลิตพลังงานไฟฟ้าจากนั้นความดันและ อุณหภูมิของไอของสารทำงานที่ทางออกของกังหันจะลดลง (P3) และอยู่ในสถานะของผสมระหว่างไอสารทำงานและของเหลวของ

สารทำงาน จากจุดนี้สารทำงานจะไหลสู่เครื่องควบแน่น(Intercooler) ภายใต้ความดันคงที่ ($P_3=P_4$) กลายเป็นของเหลวอิ่มตัว(จุดที่ 4) อีกครั้ง

ในงานวิจัยนี้ระบบผลิตกระแสไฟฟ้าแบบ ORC ได้รับการออกแบบควบวัฏจักรทำความเย็นแบบหัวฉีด(Ejectors Cooling) เพื่อช่วยระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น(Intercooler) โดยมีอุณหภูมิสารทำงานเข้าควบวัฏจักรทำความเย็นแบบหัวฉีด(Ejectors Cooling) และออกประมาณ 48 องศาเซลเซียส และ 40 องศาเซลเซียส ตามลำดับ

4.3 Mathematical modeling of the ORC

การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ ORC เพื่อวิเคราะห์ประสิทธิภาพของ ORC ในงานวิจัยนี้ ได้กำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นของวัฏจักรคือ

4.3.1 สารทำงานที่ใช้ในวัฏจักรทั้ง 2 วัฏจักร คือ R-245fa

4.3.2 ความร้อนเหลือทิ้งที่นำมาใช้มีอุณหภูมิ (Waste Heat temperature, T_{LW}) ที่ 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110 องศาเซลเซียส ในการทดลองจะจำลองโดยใช้น้ำร้อน (Hot water)

4.3.3 ที่หม้อต้ม (Boiler) จะมีความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนกับสารทำงาน(ΔT_{HW-ref}) ที่ 3 องศาเซลเซียส

4.3.4 ที่หม้อต้ม (Boiler) จะมีความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนขาเข้าหม้อต้ม (inlet temperature) กับอุณหภูมิอุณหภูมิขาออกหม้อต้ม (outlet temperature) มีอุณหภูมิ (ΔT_{HW}) ที่ 5 °C

4.3.5 อุณหภูมิของสารทำงานเข้าอินเตอร์คูลเลอร์ (cooling working Fluid temperature entering the intercooler is constants) มีอุณหภูมิ ($T_{FInt,i}$) ที่ 15, 20, 25 องศาเซลเซียส

4.3.5 อุณหภูมิของสารทำงานที่ได้มาจากวัฏจักรทำความเย็นหัวฉีดจะมีความแตกต่างของอุณหภูมิของสารทำงานขาเข้าอินเตอร์คูลเลอร์ (inlet temperature) กับอุณหภูมิขาออกอินเตอร์คูลเลอร์ (outlet temperature) มีอุณหภูมิ (ΔT_{Int}) ที่ 3-5 องศาเซลเซียส

4.3.6 ที่อินเตอร์คูลเลอร์จะมีความแตกต่างของอุณหภูมิของสารทำงาน ($\Delta T_{IntR-ref}$) ที่ 3 องศาเซลเซียส

4.3.7 อุณหภูมิแวดล้อมของการติดตั้งวัฏจักร (T_{Abm}) 30 °C

4.3.8 isentropic efficiency of the expander ($\eta_{S, Exp}$) is 85 %,

4.3.9 isentropic efficiency of the pump ($\eta_{S, P}$) is 85 %,

4.3.10 Superheating (SH) is 5 องศาเซลเซียส

ตารางที่ 4-1 คุณสมบัติเฉพาะของสารทำความเย็น R-245fa

	R-245fa
มวลโมเลกุล (kg/kmol)	134.05
อุณหภูมิจุดวิกฤต (°C)	154.01
ความดันจุดวิกฤต (MPa)	3.651
ความหนาแน่นจุดวิกฤต (kg/m ³)	516.08
จุดเดือด (°C)	15.14
ความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่อุณหภูมิ 90 °C (kJ/kg)	143.92
การติดไฟ	No

ข้อมูลกระบวนการผลิตไฟฟ้าแบบวัฏจักรกำลังไอน้ำมาตรฐาน

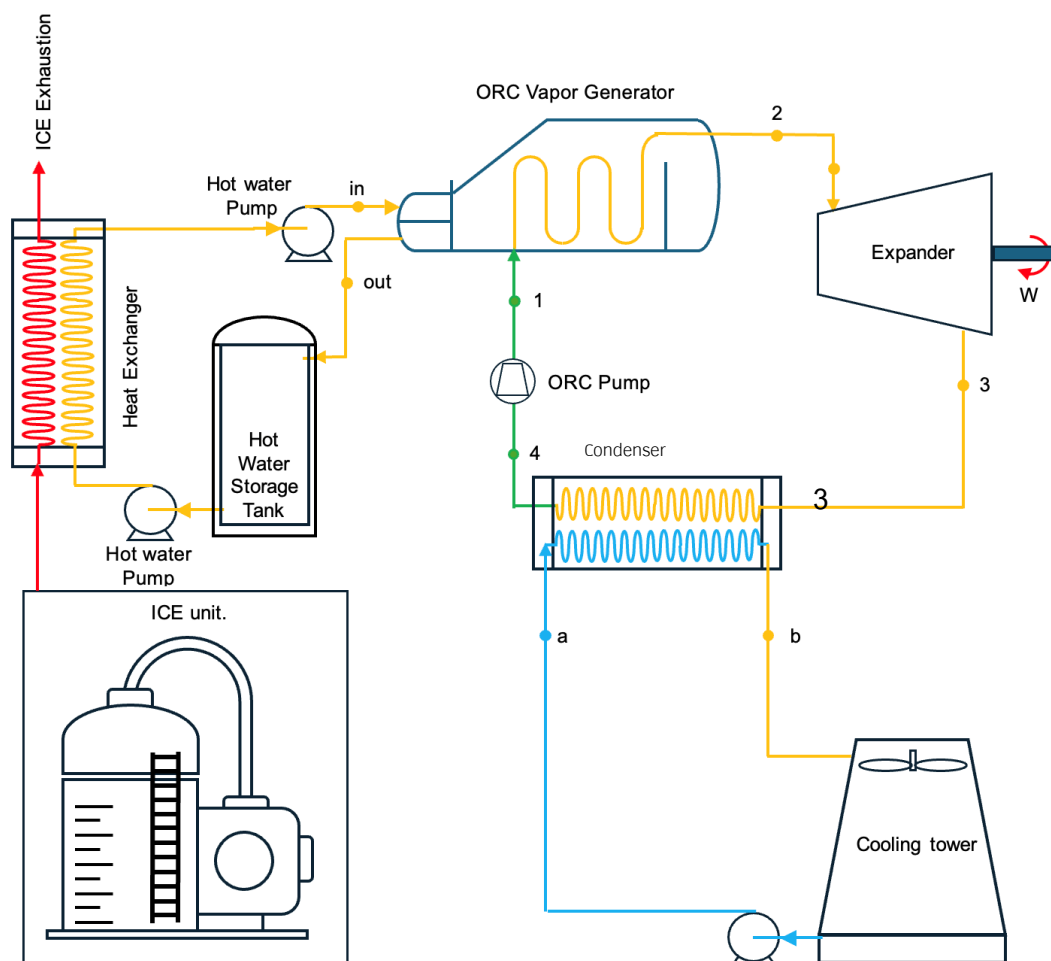
ตารางที่ 4-2 ข้อมูลกระบวนการผลิตไฟฟ้าแบบวัฏจักรมาตรฐาน

No.	รายละเอียด	T (°C)	P Bar	$\dot{m}$ Kg/hr
1	Working fluid inlet to Vapor Generator	40	2.5116	3.091
2	Working fluid outlet	90	9.594	3.091
	Working fluid inlet to Expander			
3	Working fluid outlet	49.4	2.5116	3.091
	Working fluid inlet to Condenser			

ตารางที่ 4-2 (ต่อ)

4	Working fluid outlet	40	2.5116	3.091
	Working fluid inlet to Pump			

Gross electrical	100 kWh
Net electrical	84.0443 kWh



ภาพที่ 4-3 ไดอะแกรมแสดงวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์แบบมาตรฐานใช้แหล่งความร้อนเหลือทิ้ง

ตารางที่ 4-3 ข้อมูลต้นทุนพลังงาน

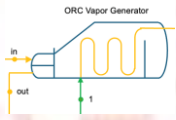
ช่วงเวลา		ราคาต่อหน่วย
9.00-21.59 น.	Peak	5.7982 Baht/kWh
22.00-8.59 น.	Off-Peak	2.6369 Baht/kWh

และ

วันอาทิตย์, วันหยุดนักขัตฤกษ์

อัตราค่าไฟฟ้าที่ซื้อไฟฟ้าจากการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค ประเภทกิจการขนาดใหญ่ (4.1.2) มีค่าความต้องการไฟฟ้าสูงสุด = 74.14 Baht/kW และพลังงานไฟฟ้าช่วง Peak = 5.7982 Baht/kWh, ช่วง Off-Peak = 2.6369 Baht/kWh สมดุลพลังงาน (Energy Balance)

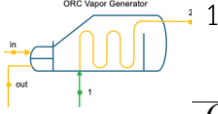
ตารางที่ 4-4 การคำนวณสมดุลพลังงานของเครื่องกำเนิดไอ (ORC Vapor Generator)

Diagram	Point	Description	Calculation
	O RC Gen	Worki ng fluid	Q_{Ger} $= \dot{m}(h_2 - h_1)$ $= 675.0435 \text{ k}$

เอ็กเซอร์ยี (Exergy)

ตารางที่ 4-5 การคำนวณเอ็กเซอร์ยีของเครื่องกำเนิดไอ (ORC Vapor Generator)

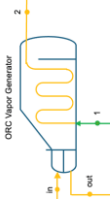
Diagram	Point	Description	Exergy
	input		



1	Working Fluid inlet	$\dot{Ex}_{Work\ I}$	$= \dot{m}_1(h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0))$ $= 23.197\ kW$
$\dot{Q}_{in}^{evap}$	Heat Source	$\dot{Ex}_Q^{evap}$	$= \left(1 - \frac{T_0}{T_{source}}\right) \dot{Q}$ $= 228.598\ kW$
<u>output</u>			
2	Working Fluid outlet	$\dot{Ex}_{Work\ I}$	$= \dot{m}_2(h_2 - h_0 - T_0(s_2 - s_0))$ $= 136.139\ kW$
Exergy Destruction		$\dot{Ex}_D^{evap}$	$= \dot{Ex}_1 + \dot{Ex}_Q^{evap} - \dot{Ex}_2$ $= 115.656\ kW$

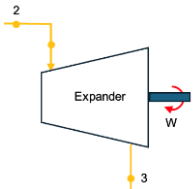
สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรมาตรฐาน

ตารางที่ 4-6 สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนหม้อต้ม (Evaporator)

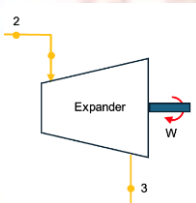
									
	Point	T °C	P bar	$\dot{m}$ kg/s	h kJ/kg	s kJ/(kg.k)	H kJ/hr	e kJ/kg	$\dot{E}_x$ kW
input	Working Fluid inlet	1	40	2.5116	3.091	252.38	1.1783	780.107	22.517
output	Working Fluid outlet	2	90	9.594	3.091	470.77	1.788	1455.150	136.1388
Fuel Exergy	Product Exergy				Exergy Efficiency			Exergy Destruction $\left(\dot{E}_x^{Gen}_D\right)$	
$\dot{E}_F^{evap} = \dot{E}_Q^{evap}$ = 228.598 kW	$\dot{E}_P^{evap} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1$ = 112.942 kW				$\% \eta_{Ex} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{E}_Q^{evap}} + 100\%$ = 49.41 %			$\dot{E}_D^{evap} = \dot{E}_x + \dot{E}_Q^{evap} - \dot{E}_2$ = 115.656 kW	

สมดุลพลังงาน (เอนทัลปี)

ตารางที่ 4-7 การคำนวณสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องกังหัน (Expander)

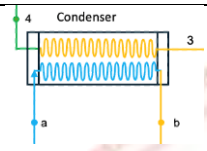
Diagram	Point	Description	Calculation
	Expander	Work	W_{Exp} $= \dot{m}(h_3 - h_2)$ $= -84.04429 \text{ kW}$

ตารางที่ 4-8 การคำนวณเอ็กเซอร์ยีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องกังหัน (Expander)

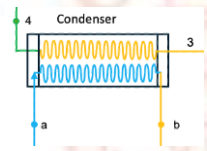
Diagram	Point	Description	Exergy
	<u>input</u>		
	2	Working Fluid inlet	$Ex_{Work Fluid}$ $= \dot{m}_2(h_2 - h_0 - T_0)$ $= 136.139 \text{ kW}$
	<u>output</u>		
	3	Working Fluid outlet	$Ex_{Work Fluid}$ $= \dot{m}_3(h_3 - h_0 - T_0)$ $= 51.634 \text{ kW}$
	W	Work	$W = Ex_W^{ex}$ $= 84.504 \text{ kW}$
	Exergy Destruction		Ex_D^{Exp} $= Ex_2 - Ex_3 - W$ $= 0.461 \text{ kW}$

สมดุลพลังงาน (เอนทัลปี)

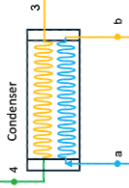
ตารางที่ 4-10 การคำนวณสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Condenser)

Diagram	Point	Description		Calculation
	Condenser	Heat exchange	Q_{Cond}	$= \dot{m}(h_4 - h_3)$ $= 590.999 \text{ kW}$

ตารางที่ 4-11 การคำนวณเอ็กเซอร์ยีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Condenser)

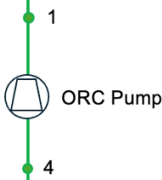
Diagram	Point	Description	Exergy	
	input			
	3	Working Fluid inlet	$Ex_{Work Fluid inlet}$	$= \dot{m}_3(h_3 - h_0 - T_0(s_3 - s_0))$ $= 51.634 \text{ kW}$
	output			
	4	Working Fluid outlet	$Ex_{Work Fluid outlet}$	$= \dot{m}_4(h_4 - h_0 - T_0(s_4 - s_0))$ $= 22.5167 \text{ kW}$
	Q	Heat out	Ex_Q^{cond}	$= \left(1 - \frac{T_0}{T_{sink}}\right) Q$ $= 32.78 \text{ kW}$
	Exergy Destruction		Ex_D^{Cond}	$= Ex_3 - Ex_4 + Q$ $= 29.117 \text{ kW}$

สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรมาตรฐาน
ตารางที่ 4-12 สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Condenser)

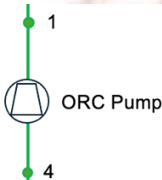
			Point	T °C	P bar	$\dot{m}$ kg/s	h kJ/kg	s kJ/(kg.k)	H kJ/hr	e kW	$\dot{E}x$ kW
input		Working Fluid inlet	3	49.9	2.5116	3.091	443.58	1.788	1371.11	16.7046	51.633
output		Working Fluid outlet	4	40	2.5116	3.091	252.38	1.1783	780.11	7.2846	22.516
											7
Fuel Exergy		Product Exergy		Exergy Efficiency				Exergy Destruction ($\dot{E}x_D^{Cond}$)			
$\dot{E}x_F^{Cond} = \dot{E}x_3$ = 51.634 kW		$\dot{E}x_P^{Gen} = \dot{E}x_4$ = 22.517 kW		$\% \eta_{Ex} = \frac{\dot{E}x_3}{\dot{E}x_4} + 100\%$ = 43.60 %				$\dot{E}x_D^{Cond} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4$ = 29.117 kW			

สมดุลพลังงาน (เอนทัลปี)

ตารางที่ 4-13 การคำนวณสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊ม (Pump)

Diagram	Point	Description		Calculation
	ORC Pump	Increase pressure	$\dot{W}$	$= \dot{m}(h_4 - h_1)$ $= 0 \text{ kW}$

ตารางที่ 4-14 การคำนวณเอ็กเซอร์ยีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊ม (Pump)

Diagram	Point	Description	Exergy	
	input			
	4	Working Fluid inlet	$\dot{Ex}_{\text{Work Fluid inlet}}$	$= \dot{m}_4(h_4 - h_0 - T_0(s_4 - s_0))$ $= 22.5167 \text{ kW}$
	W	Work	$\dot{W}_{\text{pump}} = \dot{Ex}_W^{\text{pump}}$	$= 4.194 \text{ kW}$
	output			
	1	Working Fluid outlet	$\dot{Ex}_{\text{Work Fluid outlet}}$	$= \dot{m}_1(h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0))$ $= 23.172 \text{ kW}$
	Exergy Destruction		$\dot{Ex}_D^{\text{Pump}}$	$= \dot{W}_{\text{pump}} + \dot{Ex}_4 - \dot{Ex}_1$ $= 3.514 \text{ kW}$

สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักรมาตรฐาน
ตารางที่ 4-15 สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊ม (Pump)

		Point	T °C	P bar	$\dot{m}$ kg/s	h kJ/kg	s kJ/(kg.k)	H kJ/hr	e kW	$\dot{E}_x$ kW
input		Working Fluid inlet	4	2.5116	3.091	252.38	1.1783	780.11	7.2846	22.517
output		Working Fluid outlet	1	2.5116	3.091	252.38	1.1783	780.11	7.2846	23.197
Fuel Exergy		Product Exergy		Exergy Efficiency			Exergy Destruction			
$\dot{E}_x^{Pump}_F = \dot{W}$ $= 4.194 \text{ kW}$		$\dot{E}_x^{Pump}_P = \dot{E}_x_1 - \dot{E}_x_4$ $= 0.68 \text{ kW}$		$\% \eta_{\dot{E}_x} = \frac{(\dot{E}_x_1 - \dot{E}_x_4) \eta_{Pump}}{\dot{W}} + 100\%$ $= 13.18 \%$			$(\dot{E}_x^{Pump}_D)$ $= \dot{W}_{pump} + \dot{E}_x_4 - \dot{E}_x_1$ $= 3.514 \text{ kW}$			

4.4 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

ประสิทธิผลของระบบใหม่ที่น่าเสนอ จะพิจารณาความเป็นไปได้ของโครงการด้วยวิธีการประเมินทางเศรษฐศาสตร์วิศวกรรม โดยมีค่าใช้จ่ายทางการเงิน 3 ส่วน คือ a) เงินลงทุนรวมเริ่มต้น ณ ปีที่ 0 b) ค่าใช้จ่ายสำหรับการติดตั้ง ณ ปีที่ 0 และ c) ค่าอุปกรณ์เชื่อมต่อระบบซึ่งจะรวมถึงต้นทุนของสารทำงานด้วย ซึ่งจะแสดงการประมาณการเงินลงทุนของชิ้นส่วนในระบบตามตารางที่ 5-42 ผลรวมของ 3 ส่วนจะเป็นค่าของต้นทุนรวม (Total Cost: TC) และ ณ ปีที่ 1 จนถึงปีที่ 20 ซึ่งเป็นอายุของโครงการที่กำหนดไว้ โครงการจะมีค่าต้นทุน (OC) หลักที่ต้องพิจารณา 2 ส่วน คือ ต้นทุน (OC) ค่าบำรุงรักษาและต้นทุนการดำเนินการ (Operation and Maintenance Cost; O&M) และค่าเชื้อเพลิง ซึ่งจะแสดงการคำนวณ ดังตารางที่ 5-15

ตารางที่ 4-16 สมการแสดงการคำนวณต้นทุนรวมของวัฏจักร

ต้นทุน	การคำนวณ	ผลลัพธ์ (บาท)
ต้นทุนรวมของอุปกรณ์ที่ติดตั้งในระบบ (C_{invs})	$C_{invs} = \sum_{i=0}^n Z_i$	6,249,377.33
ต้นทุนการติดตั้งระบบและการเดินท่อเชื่อมต่อระบบ (C_{inst})	$C_{inst} = 0.1 \times C_{invs}$	624,937.73
เงินลงทุนรวม (TC)	$TC = C_{invs} + C_{inst}$	6,874,315.07
ต้นทุนการเดินเครื่องและการบำรุงรักษา ($C_{O\&M}$)	$C_{O\&M} = 0.06 (C_{invs})$	374,962.64
ต้นทุนค่าดำเนินการระบบ (OC)	$OC = C_{O\&M} + C_{TE}$	404,362.64

4.5 มูลค่าปัจจุบันสุทธิ(Net Present Value)

จากการคำนวณเงินลงทุนและค่าใช้จ่ายในการดำเนินการในแต่ละปี จะถูกนำมาใช้ในการคิดมูลค่าปัจจุบันสุทธิ และวิเคราะห์โดยใช้อัตราคิดลด(discount rate) ที่ 15% เป็นตัวปรับมูลค่าของกระแสเงินสดในแต่ละช่วงเวลาเพื่อให้เห็นถึงมูลค่า ณ ปัจจุบันของเงินที่ลงทุน อายุโครงการ 20 ปี ผลลัพธ์ของมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) อยู่ที่ 2,740,251.92 บาท และมีระยะเวลาคืนทุน(PP) ที่ 7 ปี 13 วัน แสดงในตารางที่ 5-16

ตารางที่ 4-17 แสดงผลการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์วิศวกรรม

ต้นทุน	การคำนวณ	ผลลัพธ์ (บาท)
รายได้ต่อปี (AI)	$AI = \text{output} \times \text{price per unit}$	1,940,400.00
กระแสเงินสดสุทธิ (Y)		1,536,037.36
มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV)	$NPV_n = -TC + \sum_{n=0}^{20} Y(1+i)^{-n}$	2,740,251.92



ตารางที่ 4-18 สมการแสดงการคำนวณต้นทุนของอุปกรณ์วัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ (ORC)

ชิ้นส่วน	การคำนวณ	ผลลัพธ์ (บาท)
Organics Rankine Cycle		
ORC Vapor Generator	$Z_{ORC, Gen} = 17500 \left(\frac{A_{evap}}{100} \right)^{0.6}$	502,713.98
Expander	$Z_{Exp} = C_{p, Exp} \times W_{Exp}^{0.7}$	5,206,384.70
Condenser	$Z_{Cond} = 8000 \left(\frac{A_{Cond}}{100} \right)^{0.6}$	243,007.56
ORC Pump	$Z_{Pump} = 705.48 \times \dot{W}_{Pump}^{0.71} \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{Pump}} \right)$	297,271.09

4.6 การประเมินต้นทุนพลังงานกระบวนการผลิตไฟฟ้า

Exergoeconomic เป็นวิธีการวิเคราะห์ต้นทุนด้วยเอกซ์เซอร์ยี[46] เอกซ์เซอร์ยีโคโนมิก Exergoeconomic จะพิจารณาการทำลายเอกเซอร์ยี (Exergy Destruction) และการสูญเสียเอกเซอร์ยี (Exergy Loss) จะถูกประเมินความไม่มีประสิทธิภาพทางเทอร์โมไดนามิกส์ของระบบ เพื่อการแสดงถึงต้นทุนของความไม่มีประสิทธิภาพ ประโยชน์อย่างมากในการเพิ่มประสิทธิภาพทางเศรษฐศาสตร์ของระบบ กล่าวคือ การลดต้นทุนของผลิตภัณฑ์ขั้นสุดท้ายที่ผลิตโดยระบบ [23,30,38,50] วิธีการคำนวณต้นทุนเอกเซอร์ยีเฉพาะ (Specific Exergy Costing: SPECO) ซึ่งเป็นหนึ่งในวิธีการคำนวณต้นทุนทางเทอร์โมไดนามิก ถูกนำไปใช้สำหรับการวิเคราะห์เทอร์โมไดนามิกของระบบ ORC การนำวิธีนี้ไปใช้จะดำเนินการในสามขั้นตอนดังต่อไปนี้

ขั้นตอนที่ 1: ระบุการไหลของสารและพลังงานทั้งหมดที่ข้ามขอบเขตของชิ้นส่วนที่พิจารณา และคำนวณค่าเอกซ์เซอร์ยีที่เกี่ยวข้องกับการไหลเหล่านี้

ขั้นตอนที่ 2: นิยามเชื้อเพลิงและผลิตภัณฑ์ถูกสร้างขึ้นสำหรับแต่ละชิ้นส่วนของระบบ และกำหนดสมการเสริมสำหรับแต่ละองค์ประกอบ

ขั้นตอนที่ 3: พัฒนาสมการสมดุลต้นทุนสำหรับแต่ละชิ้นส่วน [23,51]

4.7 ผลจากสมดุลต้นทุน

กังหัน (Expander) มีประสิทธิภาพทางเอกเซอร์ยีสูงสุดที่ 99.5% และเป็นแหล่งผลิตเอ็กเซอร์ยีหลักของระบบ (84.04 kW) แต่มีต้นทุนต่อหน่วยเอ็กเซอร์ยีสูงสุด (163.68 บาท/kWh-exergy) เครื่องระเหย (Evaporator) มีการสูญเสียเอกเซอร์ยีมากที่สุด (228.6 kW) สะท้อนถึงความจำเป็นในการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์ดังกล่าว คอนเดนเซอร์มีประสิทธิภาพทางเอกเซอร์ยีต่ำที่สุด (4.9%) แต่มีต้นทุนต่อหน่วยเอกเซอร์ยีต่ำ (5.88 บาท/kWh-exergy)

ปั๊มมีประสิทธิภาพปานกลาง และต้นทุนค่อนข้างต่ำ เหมาะกับการเพิ่มแรงดันสารทำงานในระบบ

ตารางที่ 4-19 แสดงผลตัวเลขการวิเคราะห์อุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic Analysis)

อุปกรณ์	ต้นทุนของ ชิ้นส่วน (บาท)	CRF	ชั่วโมงการ ทำงาน	$\dot{Z}$ (บาท/ชม.)	$\dot{C}$ (บาท/ชม)	c (บาท/kWh)
ปั๊ม	297,271.09	0.1597	7,000	6.78	0.41	21.02
Evaporator	502,713.98	0.1597	7,000	11.47	0.69	12.16
Expander	6,768,300.11	0.1597	7,000	154.41	9.26	163.68
คอนเดนเซอร์	243,007.56	0.1597	7,000	5.54	0.33	5.88

ปั๊มเป็นอุปกรณ์ที่มีการทำลายเอ็กเซอร์ยี (exergy destruction) ต่ำสุดในระบบ แต่ต้นทุนต่อหน่วยผลิตภัณฑ์ (exergy product) ยังค่อนข้างสูงเมื่อเทียบกับเครื่องควบแน่น (condenser) หรือเครื่องระเหย (evaporator) เพราะใช้พลังงานกลในการเพิ่มความดันของสารทำงาน จึงมีต้นทุนการลงทุน (capital cost) สูง เครื่องระเหย (Evaporator) คือจุดสำคัญในการแปลงพลังงานความร้อนจากแหล่งภายนอกไปสู่พลังงานของสารทำงาน แม้จะมีการทำลายเอ็กเซอร์ยี (exergy destruction) สูงมากเนื่องจากความต่างอุณหภูมิสูง แต่ต้นทุนต่อหน่วยผลิตภัณฑ์ (exergy product) ค่อนข้างต่ำ แสดงให้เห็นถึงความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ด้านพลังงาน เครื่องกังหัน (Expander) เป็นหัวใจในการผลิตงานกล โดยแปลงพลังงานจากสารทำงานเป็นไฟฟ้า ค่า (exergy efficiency สูงใกล้เคียง 100% สะท้อนถึงการออกแบบที่ดีเยี่ยม อย่างไรก็ตาม ราคาต่อหน่วย exergy product สูงที่สุดในระบบ (163.68 USD/kWh) เพราะต้นทุนการผลิตและติดตั้งสูงมาก (มากกว่า 6.7 ล้านบาท) แม้เครื่องควบแน่น (condenser) จะมีต้นทุนต่อหน่วยต่ำมาก แต่เป็นจุดที่มีการสูญเสียเอ็กเซอร์ยีมากที่สุดในระบบรองจาก evaporator การปรับปรุง condenser เช่น การใช้วัสดุเปลี่ยนถ่ายความร้อนที่ดีขึ้น หรือการลดอุณหภูมิขาออก อาจช่วยลดความสูญเสีย exergy ได้

ตารางที่ 4-20 ตารางแสดงค่าการคำนวณต้นทุนเฉพาะต่อหน่วยเอ็กเซอร์ยีของอุปกรณ์ในวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์

อุปกรณ์	Exergy Destruction (kW)	Exergy Efficiency (%)	C_P (บาท/kWh)	C_D (บาท/kWh)
Pump	0.1135	68.00%	21.02	13.83
Evaporator	112.94	16.75%	12.16	0.69
Expander	0.4606	99.45%	163.68	9.26
Condenser	590.99	4.93%	5.88	0.33

เครื่องกังหันexpander แม้จะมีประสิทธิภาพสูงมาก แต่มีต้นทุนต่อหน่วย exergy ที่สูงที่สุดในทางตรงกันข้ามเครื่องระเหย (evaporator) และ เครื่องควบแน่น(condenser) มีต้นทุนต่อหน่วยเอ็กเซอร์ยี (exergy) ต่ำกว่า แต่มีการสูญเสีย exergy มากปั๊ม(Pump) มีประสิทธิภาพค่อนข้างดี แต่ต้นทุนต่อหน่วยยังสูงกว่าเครื่องควบแน่น (condenser) และเครื่องระเหย (evaporator) จุดที่ควรปรับปรุงมากที่สุดในระบบคือ condenser และ evaporator เพื่อให้ลดการสูญเสีย exergy ซึ่งจะช่วยเพิ่มค่า efficiency รวมของระบบและลดต้นทุนโดยรวมของระบบในระยะยาว

ตารางที่ 4-21 แสดงอัตราต้นทุนต่อหน่วยผลิตภัณฑ์ (Cost Rate per Exergy Product) ของแต่ละอุปกรณ์

อุปกรณ์	$\dot{C}_P^k$ (บาท/ชม.)	$\dot{E}_{x_P}^k$ (kW)	$\frac{\dot{C}_P^k}{\dot{E}_P^k}$ (บาท/kW)
Evaporator	12.16	85.00	0.143
Expander	163.68	79.38	2.062
Condenser	5.88	85.00	0.069
Pump	21.02	2.00	10.51

ปั๊ม (Pump) มีค่า Cost Rate per Exergy Product สูงสุด (10.51 บาท/kW) แสดงถึงประสิทธิภาพเชิงเศรษฐศาสตร์ที่ต่ำมาก ควรพิจารณาเปลี่ยนไปใช้ปั๊มที่มีประสิทธิภาพมากขึ้น หรือ ทบทวนการเลือกวัสดุ/ขนาด เครื่องกังหัน (Expander) มีค่าอยู่ในระดับสูงรองลงมา (2.06 บาท/kW) ซึ่งอาจเนื่องมาจากต้นทุนลงทุน (Capital Cost) สูง แนะนำให้ศึกษาทางเลือกเช่น twin-screw หรือ scroll expander แทน turbine หากเหมาะสม เครื่องระเหย (Evaporator) และ เครื่องควบแน่น

(Condenser) มีค่า Cost Rate per Exergy Product ต่ำมาก (0.143 และ 0.069 ตามลำดับ) แสดงถึงประสิทธิภาพเชิงเศรษฐศาสตร์ที่ดีของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน

ตารางที่ 4-22 ตารางแสดงค่าการคำนวณอัตราต้นทุนรวมของอุปกรณ์ในวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์

อุปกรณ์	$\dot{Z}_k$ (บาท/ชม.)	$\dot{C}_D^k$ (บาท/ชม.)	$\dot{C}_{tot}^k$ (บาท/ชม.)
Evaporator	11.47	0.69	12.16
Expander	154.41	9.26	163.68
Condenser	5.54	0.33	5.88
Pump	6.78	0.41	7.19

เครื่องกังหัน (Expander) มีอัตราต้นทุนรวมสูงที่สุดที่ 163.68 บาท/ชั่วโมง มีมากกว่า 85% ของต้นทุนรวมทั้งหมดของวัฏจักร โดยมีทั้งต้นทุนการลงทุนขึ้นส่วนในวัฏจักรที่สูงมาก (154.41 บาท/ชั่วโมง) และการสูญเสียเอ็กเซอร์ยีที่สูงที่สุดเช่นกัน เครื่องกังหัน (Evaporator) มีอัตราต้นทุนรวมเป็นลำดับ 2 (12.16 บาท/ชั่วโมง) โดยต้นทุนส่วนใหญ่มาจากการลงทุนในขึ้นส่วนเช่นกัน (11.47 บาท/ชั่วโมง) ในขณะที่ค่า $\dot{C}_D^{evap}$ อยู่ในระดับต่ำ (0.69) เครื่องควบแน่น (Condenser) และ ปั๊ม (Pump) มีต้นทุนรวมต่ำที่สุด สะท้อนให้เห็นว่าการออกแบบมีประสิทธิภาพหรือบทบาทของอุปกรณ์นั้นมีความสูญเสียต่ำและไม่ต้องการเงินลงทุนสูง

จากผลดังกล่าว ควรให้ความสำคัญกับการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องกังหัน (Expander) เพื่อลดการสูญเสียเอ็กเซอร์ยีและต้นทุนการลงทุน เช่น ใช้วัสดุที่มีความทนทานสูงขึ้นหรือออกแบบให้เหมาะสมกับสารทำงาน (working fluid) ที่ใช้ การใช้เทคโนโลยี Heat Integration อาจช่วยลดการสูญเสียในเครื่องระเหย (Evaporator) และเครื่องควบแน่น (Condenser) ได้ และหากต้องการลดต้นทุนรวมของระบบ ควรเน้นการออกแบบและวิเคราะห์เชิง Exergoeconomic เฉพาะกับเครื่องกังหัน (Expander) เป็นหลัก

ตารางที่ 4-23 ปัจจัยอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic Factor, f_k)

อุปกรณ์	$\dot{Z}_k$	$\dot{C}_D^k$	f_k (%)
Evaporator	11.47	0.69	94.34
Expander	154.41	9.26	94.33
Condenser	5.54	0.33	94.38
Pump	6.78	0.41	94.30

ค่าปัจจัยอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ที่สูง $f_k > 90\%$ ในทุกอุปกรณ์บ่งชี้ว่า ต้นทุนรวมส่วนใหญ่มาจากการลงทุนและการดำเนินงาน มากกว่าการสูญเสียเอ็กเซอร์ยี นั่นแสดงว่าวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์ นี้มีการออกแบบที่มี ประสิทธิภาพเชิงอุณหภาพค่อนข้างดี เนื่องจาก $\dot{C}_D^k$ ค่อนข้างต่ำ แต่มีต้นทุนด้านการลงทุนสูง โดยเฉพาะอย่างยิ่งในอุปกรณ์เครื่องกังหัน Expander

สำหรับการปรับปรุงในอนาคต ควรพิจารณาความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของการลดต้นทุนลงทุน เช่น เลือกว่าวัสดุหรือเทคโนโลยีที่ประหยัดกว่า แทนที่จะพยายามลด exergy destruction ซึ่งมีผลกระทบต่อค่าใช้จ่ายน้อยกว่า

ตารางที่ 4-24 แสดงส่วนต่างต้นทุนสัมพัทธ์ (Relative Cost Difference; r_k)

อุปกรณ์	c_f (บาท/kWh)	c_p (บาท/kWh)	r_k (%)
Evaporator	1.00	1.06	6.00%
Expander	1.06	1.38	30.19%
Condenser	1.38	0.20	-85.51%
Pump	0.90	1.00	11.11%

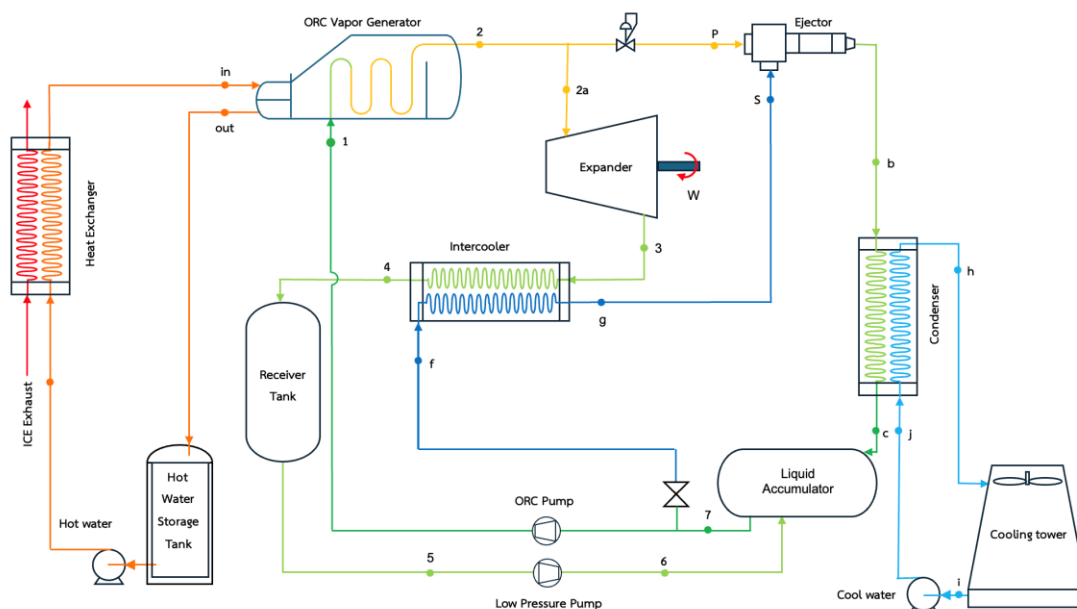
เครื่องระเหย (Evaporator) มี r_k เพิ่มขึ้นเล็กน้อย (6%) แสดงว่าแม้จะมีการถ่ายเทพลังงานจากแหล่งความร้อน แต่ต้นทุน exergy เพิ่มไม่มาก ซึ่งอาจเกิดจากประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนที่สูงเครื่องกังหัน (Expander) มี r_k สูง (30.19%) เนื่องจากเกิดการทำงานทางกลและการถ่ายโอนพลังงานกล ส่งผลให้ต้นทุนต่อหน่วย exergy เพิ่มขึ้นมากที่สุดในระบบ เครื่องควบแน่น (Condenser) มีค่า r_k ตีลบมาก (-85.51%) บ่งชี้ว่ามีการสูญเสียเอ็กเซอร์ยีอย่างมากในรูปของความร้อนทิ้ง ปัม (Pump) r_k ปานกลาง (11.11%) แสดงว่ามีการใช้พลังงานเพื่อเพิ่มแรงดันของ working fluid โดยมีต้นทุน exergy เพิ่มเล็กน้อย

ตารางที่ 4-25 ข้อมูลอัตราต้นทุนการผลิตไฟฟ้าแบบวัฏจักรกำลังไอน้ำมาตรฐาน

อัตราต้นทุน	การคำนวณ	ผลลัพธ์
อัตราต้นทุนรวมเชื้อเพลิง	$\dot{C}_F^{tot} = \sum c_f \dot{E}x_f$	178.20 Baht/hr
อัตราต้นทุนรวมเครื่องจักร	$\dot{Z}_{tot}^{CI} = \frac{\text{Capital investment}}{\text{Operating time}}$	75.63 Baht/hr
อัตราต้นทุนรวมของค่าดำเนินการและบำรุงรักษา	$\dot{Z}_{tot}^{OM} = \frac{\text{operation cost} + \text{maintenance cost}}{\text{Operating time}}$	22.153 Baht/hr
อัตราต้นทุนรวมผลิตภัณฑ์ของระบบ	$\dot{C}_P^{tot} = \dot{C}_F^{tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM}$	176.679 Baht/hr
ต้นทุนไฟฟ้าต่อหน่วย	$\text{Cost per Unit} = \frac{\dot{C}_P^{tot}}{\text{Power generation capacity}}$	2.247 Baht/kWh

4.8 Mathematical modeling of the ORC-ECC

ข้อมูลระบบร่วมวัฏจักรกำลังไอน้ำแบบสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อการผลิตไฟฟ้า



ภาพที่ 4-4 ระบบร่วมวัฏจักรกำลังไอน้ำแบบสารอินทรีย์กับวัฏจักรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์เพื่อผลิตไฟฟ้า

ตารางที่ 4-26 ข้อมูลกระบวนการผลิตไฟฟ้าแบบระบบร่วมวัฏจักรกำลังไอน้ำแบบสารอินทรีย์กับวัฏจักรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์

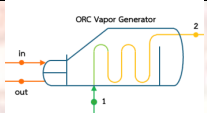
No.	รายละเอียด	T	P	$\dot{m}$
		(°C)	Bar	kg/s
1	Working fluid inlet to ORC Vapor Generator	40	2.048	7.673
2	Working fluid outlet	88	9.594	7.673
2a	Working fluid inlet to Expander	88	9.594	3.091
3	Working fluid outlet (inlet to Intercooler)	28.25	1.053	3.091
4	Working fluid outlet (inlet to Receiver Tank)	16	1.053	3.091
5	Working fluid outlet (inlet to Low Pressure Pump)	16	1.053	3.091
6	Working fluid outlet (inlet to Liquid Accumulator)	33.4	2.048	3.091
7	Working fluid outlet (inlet to ORC Pump)	33.4	2.048	3.091

ตารางที่ 4-26 (ต่อ)

No.	รายละเอียด	T	P	$\dot{m}$
		(°C)	Bar	kg/s
P	Working fluid inlet to Primary Ejector	88	9.594	4.582
S	Working fluid inlet to Secondary Ejector	16	1.0525	3.116
b	Working fluid inlet to Condenser	53	2.048	7.283
c	Working fluid inlet to Liquid Accumulator	40	2.048	7.283
d	Working fluid inlet to Cool Water Storage Tank	40	2.048	3.116
Gross electrical		100 kWh		
Net electrical		126.267 kWh		

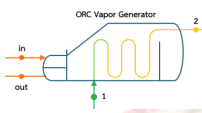
สมดุลพลังงาน (เอนทัลปี)

ตารางที่ 4-27 การคำนวณสมดุลพลังงานของเครื่องกำเนิดไอ (ORC Vapor Generator)

Diagram	Point	Description	Calculation
	ORC Vapor Generator	Liquid to vapor	$Q_{Gen} = \dot{m}(h_2 - h_1)$ $= 1717.38 \text{ kW}$ $\sum_{in} \dot{m}h - \sum_{out} \dot{m}h + \dot{Q} - \dot{W} = 0$

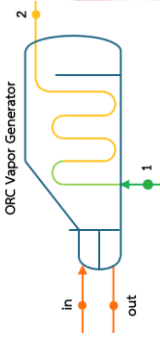
เอ็กเซอร์ยี

ตารางที่ 4-28 การคำนวณเอ็กเซอร์ยีของเครื่องกำเนิดไอ (ORC Vapor Generator)

Diagram	Point	Description	Exergy
	<u>input</u>		
	1	Working Fluid inlet	$\dot{Ex}_{\text{Work Fluid inlet}} = \dot{m}_1(h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0))$ $= 53.269 \text{ kW}$
	Q	Water heat	$\dot{Ex}_Q^{\text{evap}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{source}}}\right) Q$ $= 582.1637 \text{ kW}$
	<u>output</u>		
	2	Working Fluid outlet	$\dot{Ex}_{\text{Work Fluid outlet}} = \dot{m}_2(h_2 - h_0 - T_0(s_2 - s_0))$ $= 316.785 \text{ kW}$
	Exergy Destruction		$\dot{Ex}_D^{\text{Gen}} = \dot{Ex}_1 + \dot{Ex}_Q^{\text{Gen}} - \dot{Ex}_2$ $= 318.6477 \text{ kW}$

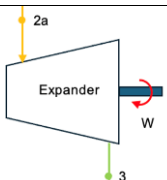
สมดุลพลังงานของระบบรวมวัฏจักรกำลังไอแบบสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบฮีลด์เตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อการผลิตไฟฟ้า

ตารางที่ 4-29 สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนหม้อไอน้ำ (ORC Vapor Generator)

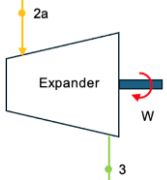
		Point	T °C	P bar	$\dot{m}$ kg/s	h kJ/kg	s kJ/(kg.k)	H kJ/hr	e kW	$\dot{E}_x$ kW
input		1	40	2.048	7.673	244.2	1.152	1873.75	6.942	53.26
output		2	88	9.594	3.091	468.01	1.788	1446.62	41.2836	316.7
Fuel Exergy		Product Exergy		Exergy Efficiency		Exergy Destruction				
$\dot{E}_{x_F}^{evap} = \dot{E}_{x_Q}^{evap}$ = 582.1637 kW		$\dot{E}_{x_P}^{Gen} = \dot{E}_{x_2} - \dot{E}_{x_1}$ = 263.5167 kW		$\% \eta_{Ex} = \frac{\dot{E}_{x_2} - \dot{E}_{x_1}}{Q} + 100\%$ = 45.27 %		$\dot{E}_{x_D}^{Gen} = \dot{E}_{x_1} + \dot{E}_{x_{Gen}} - \dot{E}_{x_2}$ = 318.647 kW				

สมดุลพลังงาน (เอนทัลปี)

ตารางที่ 4-30 การคำนวณสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องกังหัน (Expander)

Diagram	Point	Description		Calculation
	Expander	Work	W_{Exp}	$= \dot{m}(h_3 - h_{2a})$ $= 126.2673 \text{ kW}$

ตารางที่ 4-31 การคำนวณเ็กเซอร์ยีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องกังหัน (Expander)

Diagram	Point	Description	Exergy	
	<u>input</u>			
	2a	Working Fluid inlet	$Ex_{Work \text{ Fluid inlet}}$	$= \dot{m}_{2a}(h_{2a} - h_0 - T_0(s_{2a} - s_0))$ $= 316.7854 \text{ kW}$
	<u>output</u>			
	3	Working Fluid outlet	$Ex_{Work \text{ Fluid outlet}}$	$= \dot{m}_3(h_3 - h_0 - T_0(s_3 - s_0))$ $= 1.3402 \text{ kW}$
	Exergy Destruction		Ex_D^{Exp}	$= Ex_2 - Ex_3 - W$ $= 189.1778 \text{ kW}$

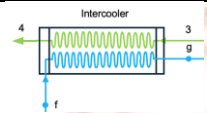
สมดุลพลังงานระบบร่วมวัฏจักรกำลังไอแบบสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อการผลิตไฟฟ้า

ตารางที่ 4-32 สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องกังหัน (Expander)

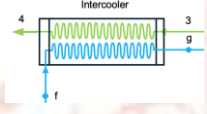
	Point	T °C	P bar	$\dot{m}$ kg/s	h kJ/kg	s kJ/(kg.k)	H kJ/hr	e kW	$\dot{E}_x$ kW
input	Working Fluid inlet	2a	88	9.594	7.673	468.01	3591.0 4	41.2836	316.7854
output	Working Fluid outlet	3	28.25	1.0525	3.091	427.16	1320.3 5	0.4336	1.340258
Fuel Exergy	Product Exergy	Exergy Efficiency							
		Exergy Destruction							
$\dot{E}_x^{\text{Exp}}_F = \dot{E}_x_{2a} - \dot{E}_x_3$ = 315.4452 kW	$\dot{E}_x^{\text{Exp}}_P = W$ = 126.2674 kW	$\% \eta_{\dot{E}_x} = \frac{W}{\dot{E}_x_{2a} - \dot{E}_x_3} + 100\%$ $= 40.028 \%$							
		$\dot{E}_x^{\text{Exp}}_D = \dot{E}_x_{2a} - \dot{E}_x_3 - W$ $= 189.1778 \text{ kW}$							

สมดุลพลังงานระบบรวมวัฏจักรกำลังไอน้ำแบบสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อการผลิตไฟฟ้า

ตารางที่ 4-33 การคำนวณสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Intercooler)

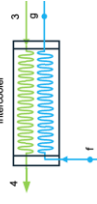
Diagram	Point	Description		Calculation
	Intercooler	Heat exchange	Q_{Int}	$= \dot{m}(h_4 - h_3)$ $= 638.7861 \text{ kW}$

ตารางที่ 4-34 การคำนวณเอ็กเซอร์ยีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Condenser)

Diagram	Point	Description	Exergy	
	<u>input</u>			
	3	Working Fluid inlet	$Ex_{Work Fluid inlet}$	$= \dot{m}_3(h_3 - h_0 - T_0(s_3 - s_0))$ $= 1.3402 \text{ kW}$
	<u>output</u>			
	4	Working Fluid outlet	$Ex_{Work Fluid outlet}$	$= \dot{m}_4(h_4 - h_0 - T_0(s_4 - s_0))$ $= 21.2457 \text{ kW}$
	Exergy Destruction		Ex_D^{Cond}	$= Ex_3 - Ex_4 + Ex_Q$ $= 15.46 \text{ kW}$

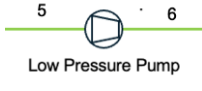
สมดุลพลังงานระบบร่วมวัฏจักรกำลังไอแบบสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อการผลิตไฟฟ้า

ตารางที่ 4-35 สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (intercooler)

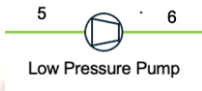
		Point	T °C	P bar	m kg/s	h kJ/kg	s kJ/(kg.k)	H kJ/hr	e kW	Ex kW
input		Working Fluid inlet	3							
output		Working Fluid outlet	4							
Fuel Exergy		Product Exergy		Exergy Efficiency		Exergy Destruction (Ex _D ^{Cond})				
$Ex_F^{Cond} = Ex_3 - Ex_4$ = - 19.9055 kW		$Ex_P^{Gen} = Q_{Cond}$ = 35.3653 kW		$\% \eta_{Ex} = \frac{Q_{Cond}}{Ex_3 - Ex_4} + 100\%$ = 0.4371 %		$Ex_D^{Cond} = Ex_3 - Ex_4 + Q_{Cond}$ = 15.46 kW				

สมดุพลังงาน (เอนทัลปี)

ตารางที่ 4-36 การคำนวณสมดุพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊มแรงดันต่ำ (Low Pressure Pump)

Diagram	Point	Description		Calculation
	Low Pressure Pump	Proceed to next component	W	$= \dot{m}(h_5 - h_6)$ $= 4.18 \text{ kW}$

ตารางที่ 4-37 การคำนวณเ็กเซอร์ยีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊มแรงดันต่ำ (Low Pressure Pump)

Diagram	Point	Description	Exergy	
	<u>input</u>			
	5	Working Fluid inlet	$Ex_{\text{Work Fluid inlet}}$	$= \dot{m}_5(h_5 - h_0 - T_0(s_5 - s_0))$ $= 21.2457 \text{ kW}$
	<u>output</u>			
	6	Working Fluid outlet	$Ex_{\text{Work Fluid outlet}}$	$= \dot{m}_6(h_6 - h_0 - T_0(s_6 - s_0))$ $= 21.4577 \text{ kW}$
	Exergy Destruction		Ex_D^{Pump}	$= W + Ex_5 - Ex_6$ $= 3.968 \text{ kW}$

สมดุลพลังงานระบบร่วมวัฏจักรกำลังไอแบบสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อการผลิตไฟฟ้า

ตารางที่ 4-38 สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊มแรงดันต่ำ (Low Pressure Pump)

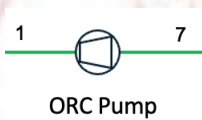
5  6 Low Pressure Pump		Point	T °C	P bar	$\dot{m}$ kg/s	h kJ/kg	s kJ/(kg.k)	H kJ/hr	e kW	$\dot{E}x$ kW
input		Working Fluid inlet	5	1.0525	3.091	220.5	1.073	681.57	6.8734	21.2457
output		Working Fluid outlet	6	2.048	3.091	244.2	1.152	754.82	6.942	21.4577
Fuel Exergy		Product Exergy		Exergy Efficiency		Exergy Destruction ($\dot{E}x_D^{Pump}$)				
$\dot{E}x_F^{Pump} = \dot{W}$ $= 4.19 \text{ kW}$		$\dot{E}x_P^{Pump} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_5$ $= 0.212 \text{ kW}$		$\% \eta_{Ex} = \frac{(\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5) \eta_{Pump}}{\dot{W}} + 100\%$ $= 28.95 \%$		$\dot{E}x_D^{Pump} = \dot{W} + \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$ $= 3.968 \text{ kW}$				

สมดุลพลังงาน (เอนทัลปี)

ตารางที่ 4-39 การคำนวณสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊ม (ORC Pump)

Diagram	Point	Description		Calculation
	ORC Pump	Working Fluid	$\dot{W}$	$= \dot{m}(h_7 - h_1)$ $= 54.187 \text{ kW}$

ตารางที่ 4-40 การคำนวณเอ็กเซอร์ยีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊ม (ORC Pump)

Diagram	Point	Description	Exergy	
	input			
	7	Working Fluid inlet	$\dot{Ex}_{\text{Work Fluid inlet}}$	$= \dot{m}_7(h_7 - h_0 - T_0(s_7 - s_0))$ $= 51.901 \text{ kW}$
	output			
	1	Working Fluid outlet	$\dot{Ex}_{\text{Work Fluid outlet}}$	$= \dot{m}_1(h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0))$ $= 53.2687 \text{ kW}$
	Exergy Destruction		$\dot{Ex}_D^{\text{Pump}}$	$= \dot{W} + \dot{Ex}_7 - \dot{Ex}_1$ $= 1.3674 \text{ kW}$

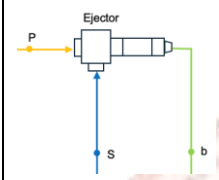
สมดุลพลังงานระบบร่วมวัฏจักรกำลังไอแบบสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อการผลิตไฟฟ้า

ตารางที่ 4-41 สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนปั๊ม (ORC Pump)

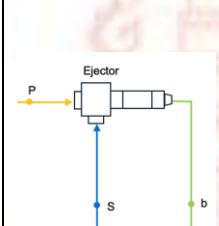
1  7 ORC Pump	Point	T °C	P bar	$\dot{m}$ kg/s	h kJ/kg	s kJ/(kg.k)	H kJ/hr	e kW	$\dot{E}_x$ kW
input	Working Fluid inlet	7	2.048	7.673	244.2	1.129	1873.75	6.7638	51.9013
output	Working Fluid outlet	1	2.048	7.673	237.138	1.152	1819.56	6.942	53.2687
Fuel Exergy		Product Exergy		Exergy Efficiency				Exergy Destruction ($\dot{E}_{x_D}^{Pump}$)	
$\dot{E}_{x_F}^{Pump} = \dot{W}$ = 4.19 kW		$\dot{E}_{x_P}^{Pump} = \dot{E}_{x_7} - \dot{E}_{x_1}$ = 1.3674 kW		$\% \eta_{Ex} = \frac{(\dot{E}_{x_7} - \dot{E}_{x_1}) \eta_{Pump}}{\dot{W}} + 100\%$ = 27.73 %				$\dot{E}_{x_D}^{Pump} = \dot{W} + \dot{E}_{x_7} - \dot{E}_{x_1}$ = 2.8226 kW	

สมดุลพลังงาน (เอนทัลปี)

ตารางที่ 4-42 การคำนวณสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วน หัวฉีด (Ejector)

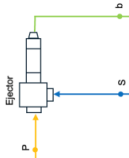
Diagram	Point	Description	Calculation
	Ejector	high-pressure fluid	$= (\dot{m}_{pr} + \dot{m}_{se})h_b - \dot{m}_{pr}h_{pr} - \dot{m}_{se}h_{se}$ $= 0 \text{ kW}$

ตารางที่ 4-43 การคำนวณเอ็กเซอร์ยีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วน หัวฉีด (Ejector)

Diagram	Point	Description	Exergy
	<u>input</u>		
	p	Working Fluid inlet	$\dot{Ex}_{\text{Work Fluid inlet}}$ $\dot{m}_p(e_{2b} - e_b)$ $= 207.749 \text{ kW}$
	s		$\dot{Ex}_{\text{Work Fluid inlet}}$ $\dot{m}_s(e_a - e_b)$ $= 2.619$
	<u>output</u>		
	b	Working Fluid outlet	$\dot{Ex}_{\text{Work Fluid outlet}}$ $= \dot{m}_b(h_b - h_0 - T_0(s_b - s_0))$ $= 22.5167 \text{ kW}$
	Exergy Destruction		$\dot{Ex}_D^{ejec}$ $\dot{m}_p(e_{2b} - e_b)$ $+ \dot{m}_s(e_a - e_b)$ $- \dot{m}_b e_b$

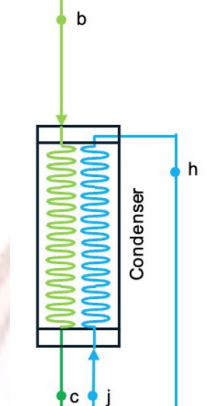
สมดุลพลังงานระบบรวมวัฏจักรกำลังไอแบบสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อการผลิตไฟฟ้า

ตารางที่ 4-44 สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วน หัวฉีด (Ejector)

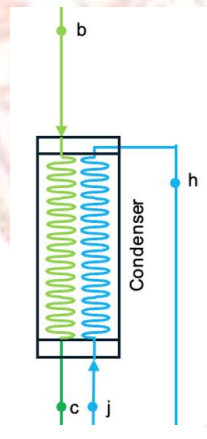
		Point	T °C	P bar	$\dot{m}$ kg/s	h kJ/kg	s kJ/(kg.k)	H kJ/hr	e kW	$\dot{E}_x$ kW
input		Working Fluid inlet	4	40	3.091	252.38	1.1783	780.1065	7.2846	22.51
output		Working Fluid outlet	1	40	3.091	252.38	1.1783	780.1065	7.2846	67
Fuel Exergy		Product Exergy		Exergy Efficiency		Exergy Destruction				
$\dot{E}_x^{\text{Fuel Pump}} = \dot{W}$		$\dot{E}_x^{\text{Pump}} = \dot{E}_x_6 - \dot{E}_x_5$ $= 0$		$\% \eta_{\dot{E}_x} = \frac{(\dot{E}_x_6 - \dot{E}_x_5) \eta_{\text{pump}}}{\dot{W}} + 100\%$ $= \text{xxx} \%$		$\dot{E}_x^{\text{Pump}} = \dot{W} + \dot{E}_x_5 - \dot{E}_x_6$ $= 73.2567 \text{ kW}$				

สมดุลพลังงาน (เอนทัลปี)

ตารางที่ 4-45 การคำนวณสมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Condenser)

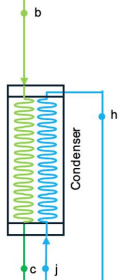
Diagram	Point	Description		Calculation
	Condenser	Heat exchange	$\dot{Q}_{Cond}$	$= \dot{m}(h_c - h_b)$ $= 1,419.159 \text{ kW}$

ตารางที่ 4-46 การคำนวณเอ็กเซอร์ยีของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Condenser)

Diagram	Point	Description	Exergy	
	input			
	b	Working Fluid inlet	$\dot{Ex}_{Work \text{ Fluid inlet}}$	$= \dot{m}_b(h_b - h_0 - T_0(s_b - s_0))$ $= 215.2238 \text{ kW}$
	output			
	c	Working Fluid outlet	$\dot{Ex}_{Work \text{ Fluid outlet}}$	$= \dot{m}_c(h_c - h_0 - T_0(s_c - s_0))$ $= 110.129 \text{ kW}$
	Exergy Destruction		$\dot{Ex}_D^{Cond}$	$= \dot{Ex}_b - \dot{Ex}_c + \dot{Ex}_Q$ $= 105.0949 \text{ kW}$

สมดุลพลังงานระบบร่วมวัฏจักรกำลังไอแบบสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อการผลิตไฟฟ้า

ตารางที่ 4-47 สมดุลพลังงานของกระบวนการผลิตไฟฟ้า ส่วนเครื่องควบแน่น (Condenser)

		Point	T °C	P bar	$\dot{m}$ kg/s	h kJ/kg	s kJ/(kg.k)	H kJ/hr	e kW	Ex kW
input	Working Fluid inlet	b	53	2.048	7.2827	447.249 8	1.788	3257.186	29.5528	215.2 238
output	Working Fluid outlet	c	40	2.048	7.2827	252.38	1.1783	1838.00	15.122	110.1 29
Fuel Exergy		Product Exergy		Exergy Efficiency		Exergy Destruction				
$\dot{Ex}_F^{Cond} = \dot{Ex}_b - \dot{Ex}_c$ = 105.0948 kW		$\dot{Ex}_P^{Gen} = \dot{Ex}_Q^{out}$ = 83.0555 kW		$\% \eta_{Ex} = \frac{\dot{Q}_{Cond}}{\dot{Ex}_b - \dot{Ex}_c} + 100\%$ = 79.50 %		$\dot{Ex}_D^{Cond} = \dot{Ex}_b - \dot{Ex}_c + \dot{Ex}_Q^{out}$ = 105.0948 kW				

หมายเหตุ ผลิตภัณฑ์เป็นศูนย์เนื่องจากผลผลิตไม่ได้นำไปใช้ประโยชน์

4.9 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ ORC-ECC

ประสิทธิผลของระบบใหม่ที่น่าสนใจ จะพิจารณาความเป็นไปได้ของโครงการด้วยวิธีการประเมินทางเศรษฐศาสตร์วิศวกรรม โดยมีค่าใช้จ่ายทางการเงิน 3 ส่วน คือ a) เงินลงทุนรวมเริ่มต้น ณ ปีที่ 0 b) ค่าใช้จ่ายสำหรับการติดตั้ง ณ ปีที่ 0 และ b) ค่าต่อเชื่อมต่อระบบซึ่งอาจจะรวมถึงสารทำงานด้วย ซึ่งจะแสดงการประมาณการเงินลงทุนของชิ้นส่วนในระบบตามตารางที่ 5-42 ผลรวมของ 3 ส่วนจะเป็นค่าของต้นทุนรวม (Total Cost: TC) และ ณ ปีที่ 1 จนถึงปีที่ 20 ซึ่งเป็นอายุของโครงการที่กำหนดไว้ โครงการจะมีค่าต้นทุน (OC) หลักที่ต้องพิจารณา 2 ส่วน คือ ต้นทุน (OC) ค่าบำรุงรักษา และต้นทุนการดำเนินการ (Operation and Maintenance Cost; O&M) และค่าเชื้อเพลิง ซึ่งจะแสดงการคำนวณ ดังตารางที่ 4-42

ตารางที่ 4-48 สมการแสดงการคำนวณต้นทุนรวมของวัฏจักร

ต้นทุน	การคำนวณ	ผลลัพธ์ (บาท)
ต้นทุนรวมของอุปกรณ์ที่ติดตั้งในระบบ (C_{invs})	$C_{invs} = \sum_{i=0}^n Z_i$	10,585,275.07
ต้นทุนการติดตั้งระบบและการเดินท่อเชื่อมต่อระบบ (C_{inst})	$C_{inst} = 0.1 \times C_{invs}$	1,058,527.50
เงินลงทุนรวม (TC)	$TC = C_{invs} + C_{inst}$	11,643,802.57
ต้นทุนการเดินเครื่องและการบำรุงรักษา ($C_{O\&M}$)	$C_{O\&M} = 0.06(C_{invs})$	698,628.15
ต้นทุน (OC)	$OC = C_{O\&M} + C_{TE}$	799,188.15

4.10 มูลค่าปัจจุบันสุทธิ(NPV)

จากการคำนวณเงินลงทุนและค่าใช้จ่ายในการดำเนินการในแต่ละปี จะถูกนำมาใช้ในการคิดมูลค่าปัจจุบันสุทธิ และวิเคราะห์โดยใช้อัตราคิดลด(discount rate) เป็นตัวปรับมูลค่าของกระแสเงินสดในแต่ละช่วงเวลาเพื่อให้แสดงถึงมูลค่า ณ ปัจจุบันของเงินที่ลงทุน ผลลัพธ์ของมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) และระยะเวลาคืนทุน(PP) แสดงในตารางที่ 4-43

ตารางที่ 4-49 แสดงการผลการคำนวณทางเศรษฐศาสตร์วิศวกรรม

ต้นทุน	การคำนวณ	ผลลัพธ์ (บาท)
รายได้ต่อปี (AI)	$AI = output \times price \text{ per unit}$	3,326,400.0
กระแสเงินสดสุทธิ (Y)		2,627,771.85
มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV)	$NPV_n = -TC + \sum_{n=0}^{20} Y(1+i)^{-n}$	6,862,819.97

ตารางที่ 4-50 สมการแสดงต้นทุนของอุปกรณ์ระบบร่วมวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบหัวฉีด (Ejector-cooling system) เพื่อการผลิตไฟฟ้า

ชิ้นส่วน	การคำนวณ	ผลลัพธ์ (บาท)
<u>Organics Rankine Cycle</u>		
ORC Vapor Generator	$Z_{ORC, Gen} = 12000 \left(\frac{A_{evap}}{100} \right)^{0.6}$	921,417.17
Expander	$Z_{Exp} = C_{p, Exp} \times W_{Exp}^{0.7}$	7,543,885.25
ORC Intercooler	$Z_{ORC, Int} = 8000 \left(\frac{A_{Int}}{100} \right)^{0.6}$	765,648.42
Low Pressure Pump	$Z_{Pump} = 705.48 \times \dot{W}_{Pump}^{0.71} \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{Pump}} \right)$	297,271.09
ORC Pump	$Z_{Pump} = 705.48 \times \dot{W}_{Pump}^{0.71} \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{Pump}} \right)$	283,690.26
<u>Ejector Cooling Cycle</u>		
Ejector	$Z_{Ejec} = 1000 \times 16.14 \times 0.989 \times \left(\dot{m} \left(T_i / (0.001 P_i) \right)^{0.05} P_e^{-0.75} \right)$	180,000
Condenser	$Z_{Cond} = 8000 \left(\frac{A_{Cond}}{100} \right)^{0.6}$	579,782.05

4.11 การวิเคราะห์ทางอุณหภาพเชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic)

วิธีการคำนวณต้นทุนเอกเซอร์ยีเฉพาะ (Specific Exergy Costing: SPECO) ของระบบ ORC-Ejector-Cooling เพื่อคำนวณและเปรียบเทียบต้นทุนเชิงเอ็กส์เซอร์ยี (Exergy Cost) (บาท/kWh) ที่เกิดขึ้นในแต่ละจุดของระบบ โดยใช้วิธีต้นทุนเอกซ์เซอร์ยีเฉพาะ (SPECO) และข้อมูลราคาทุนที่แท้จริงของอุปกรณ์

ตารางที่ 4-51 แสดงข้อมูลพื้นฐานด้านการลงทุน

รายการ	ค่า
อัตราดอกเบี้ย (i)	15%
อายุการใช้งาน (n)	20 ปี
CRF (Capital Recovery Factor)	0.2198 (คำนวณจากสูตร)
ชั่วโมงการทำงาน/ปี (N)	8,000 ชม./ปี
O&M	6% ของต้นทุนชิ้นส่วน (Z)

ตารางที่ 4-52 แสดงการต้นทุนเชิงเอกเซอร์จี (Exergy Cost)

จุด ci	อุปกรณ์	ค่า c (บาท/kWh)
c1	ORC Pump outlet (1)	0.2763
c2	Evaporator outlet (2)	0.0646
c3	Expander outlet (3)	0.0646 (กำหนดให้ $= c_2$)
c4	Intercooler WF outlet (4)	0.16994
c5	WF to WF Pump (c)	1.68709
c6	Low Pressure Pump outlet (6)	0.4219 (กำหนดไว้)
c7	Ejector outlet (b)	0.27693
c8	WF Pump outlet (f)	0.4193
c9	Condenser CW outlet (h)	0.002
c10	Intercooler CW outlet (g)	0.002

จากตารางที่ 4-52 แสดงการต้นทุนเชิงเอกเซอร์จี (Exergy Cost) โดยใช้วิธี SPECO พบว่า เครื่องควบแน่น (Condenser) มีต้นทุนเอกเซอร์จีเฉพาะ (Specific Exergy Costing) สูงสุด (c_5) 1.6871 บาท/kWh เนื่องจากอุปกรณ์ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสการไหลของสารทำงาน (Work Fluid) และน้ำเย็น (Cooling Water) ที่ไหลเข้าพร้อมกันและ เครื่องระเหย (Evaporator) แสดงให้เห็นว่าเป็นอุปกรณ์มีต้นทุนที่ต่ำที่สุด มีต้นทุนเอกเซอร์จีเฉพาะ (c_2) 0.0646 บาท/kWh เนื่องจากวัฏจักรใช้แหล่งความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพต่ำ (Low Grade Waste Heat) แหล่งความร้อนนี้มีราคาถูกมาก จุด c_3 ของ Expander ถูกควบคุมให้เท่ากับ c_2 เพื่อรักษาต้นทุนไฟฟ้าที่ผลิตให้อยู่ในระดับ 3.3 บาท/kWh ซึ่งเป็นราคาเฉลี่ยที่การไฟฟ้าขายให้กับธุรกิจ

ขนาดกลาง ป้อนทุกตัวมีต้นทุน $\dot{Z}$ เท่ากัน (~6.29 บาท/ชม) เพราะใช้ปั๊มรุ่นเดียวกันทั้งหมด เพื่อผลการคำนวณที่ตรงกัน

ตารางที่ 4-53 แสดงค่าอธิบายเชิงเทคนิคของต้นทุนเอกซ์เซอร์ยีเฉพาะ

อุปกรณ์	$\dot{Z}$ (บาท/ชม)	จุด ผลิต	Exergy Product (kW)	c (บาท/kWh)	ความหมายเชิง เทคนิค
ORC Pump	6.29	C_1	53.27	0.2763	ได้จากพลังงานไฟฟ้าเข้า
Evaporator	7.21	C_2	316.79	0.0646	คำนวณจาก $\dot{E}_{x_Q}$
Expander	405.73	C_3	160	0.0646	ทำให้ค่า $C_3 = C_2$
Intercooler	26.55	C_4	156.20	0.1699	ใช้ควบกับ CW และ WF
LP Pump	6.29	C_6	47.65	0.4219	ปั๊มน้ำยาเข้า Ejector
Ejector	25.36	C_7	187.43	0.2769	ทำงานร่วมกับ WF & CW
Condenser	15.81	C_5	40.13	1.6871	ราคาสูงเพราะ CW + WF
WF Pump	6.29	C_8	47.97	0.4193	ปั๊ม WF กลับเข้าสู่ Evap.

จากตารางการคำนวณแสดงค่า $\dot{Z}$ (บาท/ชม.) และ c (บาท/kWh) พบว่า เครื่องควบแน่น (Condenser) เป็นอุปกรณ์ที่มีต้นทุนการดำเนินงานสูงที่สุด โดยมีค่า c สูงถึง 1.6871 บาท/kWh ซึ่งเกิดจากการสูญเสียเอกซ์เซอร์ยีจำนวนมากที่อุณหภูมิต่ำในกระบวนการการควบแน่น ทั้งยังไม่มีให้นำพลังงานความร้อนที่เกิดจากการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์นี้ไปใช้ประโยชน์ใดๆ ในทางตรงกันข้ามเครื่องกังหัน (Expander) ซึ่งเป็นแหล่งผลิตพลังงานกลเพื่อเปลี่ยนเป็นพลังงานไฟฟ้า มีค่า c ต่ำที่สุดที่ 0.0646 บาท/kWh ซึ่งเมื่อเทียบกับราคาขายไฟฟ้าเฉลี่ย 3.3 บาท/kWh ระบบจึงมีความสามารถในการสร้างรายได้สุทธิที่ดีขึ้นเมื่อวิเคราะห์ในเชิงอุณหภาพเชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic)

ตารางที่ 4-48 แสดงผลที่ได้จากการใช้วิธี Specific Exergy Costing (SPECOC Method) แจกแจงต้นทุนของแต่ละอุปกรณ์ภายในระบบได้อย่างชัดเจน ผลจากรูปของสมการ สมดุลต้นทุนเอก

เซอร์ยี่ เมตริก ซึ่งให้ผลลัพธ์ของอัตราต้นทุนชิ้นส่วน k ($\dot{Z}$) อัตราต้นทุนผลิตภัณฑ์ k ($\dot{C}$) และต้นทุนเอกเซอร์ยี่เฉพาะ (c) ของแต่ละอุปกรณ์

ตารางที่ 4-54 แสดงผลตัวเลขการวิเคราะห์อุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic Analysis)

อุปกรณ์	ต้นทุน Z (บาท)	$\dot{Z}_k$ (บาท/ชม.)	c_P^k (บาท/kWh)	$\dot{Ex}_P^k$ (kW)	$\dot{C}_P^k$ (บาท/ชม.)
Evaporator	921,417.17	25.32	0.0646	316.79	20.46
Expander	7,543,885.25	207.27	0.0646	160.00	10.34
ORC Pump	297,271.09	8.17	0.2763	53.27	14.72
Intercooler	765,648.42	21.04	0.1699	156.20	26.54
Ejector	180,000.00	4.95	0.2769	187.43	51.90
Condenser	579,782.05	15.93	1.6871	40.13	67.68
WF Pump	297,271.09	8.17	0.2763	47.97	13.25
LP Pump	297,271.09	8.17	0.2763	47.65	13.17

จากการคำนวณต้นทุนเอกเซอร์ยี่ของอุปกรณ์ในระบบ ORC-Ejector-Cooling โดยใช้วิธี **SPECO Method** พบว่าอุปกรณ์แต่ละชิ้นมีต้นทุนการลงทุน (Z) และต้นทุนเอกเซอร์ยี่เฉพาะ (c) ที่แตกต่างกันตามลักษณะการทำงานและการใช้พลังงานในระบบ โดยสรุปในตารางที่ 5-48 แสดงสำหรับอุปกรณ์ที่มีต้นทุนการลงทุนสูงที่สุดคือเครื่องกังหัน (**Expander**) ซึ่งมีมูลค่า 7,543,885.25 บาท ส่งผลให้มีต้นทุนรายชั่วโมง ($\dot{Z}$) สูงถึง 207.27 บาท/ชม. แม้ว่าการเอกเซอร์ยี่เฉพาะ c จะต่ำเพียง 0.0646 บาท/kWh ซึ่งแสดงถึง **ต้นทุนต่อหน่วยที่ต่ำ** แต่เกิดจากการลงทุนสูงและเป็นจุดสร้างพลังงานไฟฟ้าหลักของระบบ

ในขณะที่เครื่องควบแน่น (**Condenser**) มีค่าเอกเซอร์ยี่เฉพาะ (c) 1.6871 บาท/kWh สูงที่สุดในระบบ สะท้อนว่าเป็นอุปกรณ์ที่มีต้นทุนเอกเซอร์ยี่ต่อหน่วยสูง แม้ว่าต้นทุนการลงทุนจะอยู่ในระดับปานกลาง (579,782.05 บาท) โดยมี $\dot{Z} = 15.93$ บาท/ชม. ถึงแม้ด้วยปริมาณเอกเซอร์ยี่ที่ส่งออกต่ำเพียง 40.13 kW ก็ยังส่งผลทำให้อัตราต้นทุนต่อชั่วโมง ($\dot{C}$) มีราคาที่สูงมาก

ในส่วนของ **กลุ่มปั๊ม (ORC Pump, WF Pump, LP Pump)** มีค่าต้นทุนเฉพาะ c ใกล้เคียงกันอยู่ในช่วงประมาณ 0.2763 บาท/kWh ซึ่งแสดงถึงลักษณะของอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานไฟฟ้าจากระบบโดยตรงและไม่สามารถสร้างเอกเซอร์ยี่ใหม่ได้

ผลการคำนวณแสดงให้เห็นถึงความแตกต่างของอัตราต้นทุนเอกเซอร์ยี ($\dot{C}$) โดยอุปกรณ์ที่ควรให้ความสนใจในการปรับปรุงเพื่อเพิ่มความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ ได้แก่ Condenser, Ejector และ Intercooler ซึ่งมีอัตราต้นทุนเอกเซอร์ยี ($\dot{C}$) สูงกว่าอุปกรณ์อื่นในระบบอย่างมีนัยสำคัญ

ตารางที่ 4-55 ตารางแสดงค่าการคำนวณต้นทุนเฉพาะต่อหน่วยเอกเซอร์ยีของอุปกรณ์ในวัฏจักร กำลังไอสารอินทรีย์

อุปกรณ์	$\dot{E}x_D^k$ (kW)	Efficiency (%)	$\dot{C}_P^k$ (บาท/kWh)	$\dot{Z}_k$ (บาท/ชม.)	$\dot{C}_P^k$ (บาท/ชม.)	$\dot{C}_D^k$ (บาท/kWh)
ORC Generator	318.65	15.34	0.0646	25.32	20.46	0.1437
Expander	189.18	40.08	0.0646	207.27	10.34	1.1503
Condenser	188.15	14.27	1.6871	15.93	67.68	0.4428
Intercooler	55.27	3.12	0.1699	21.04	26.54	0.8609
Ejector	35.71	13.45	0.0901	4.95	51.90	1.5895
ORC Pump	3.51	11.35	0.2763	8.17	14.72	6.5442
WF Pump	3.51	11.35	0.2763	8.17	13.25	6.0883
LP Pump	3.51	11.35	0.2763	8.17	13.17	6.0712

จากการวิเคราะห์ Exergoeconomic ของระบบ ORC-Ejector-Cooling พบว่าการสูญเสียเอกเซอร์ยี (Exergy Destruction) และต้นทุนต่อหน่วยเอกเซอร์ยีที่สูญเสีย ($\dot{C}_D^k$) มีความแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญระหว่างอุปกรณ์แต่ละตัว ซึ่งสามารถนำมาใช้เป็นเกณฑ์ในการประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของการออกแบบระบบ

เครื่องระเหย (ORC Generator) เป็นอุปกรณ์ที่มีการสูญเสียเอกเซอร์ยี 318.65 kW ซึ่งสูงที่สุดและเครื่องควบแน่น (Condenser) มีการสูญเสียเอกเซอร์ยี 188.15 kW เป็นอันดับ 2 ซึ่งสอดคล้องกับลักษณะการทำงานที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทพลังงานความร้อนขนาดใหญ่ อย่างไรก็ตาม ค่า $\dot{C}_D^k$ ของทั้งสองอุปกรณ์นี้อยู่ในระดับต่ำ (0.1437 และ 0.4427 บาท/kWh ตามลำดับ) ซึ่งแสดงถึงความคุ้มค่าในเชิงต้นทุนเมื่อพิจารณาจาก Exergy ที่สูญเสียไป

ในทางกลับกัน Ejector แม้จะมีการสูญเสียเอกเซอร์ยีเพียง 35.71 kW แต่มีค่า $\dot{C}_D^k$ สูงถึง 1.5895 บาท/kWh ซึ่งสูงกว่าเครื่องควบแน่น (Condenser) ถึงประมาณ 3.6 เท่า การสูญเสียที่น้อยลงประกอบกับต้นทุนรายชั่วโมงที่ค่อนข้างสูงของ Exergy input ทำให้ $\dot{C}_P^k$ มีราคาที่ 51.90\$ บาท/ชม. ทำให้ต้นทุนเฉลี่ยต่อหน่วยเอกเซอร์ยี (Exergy) ที่สูญเสียสูงขึ้นอย่างชัดเจน ทั้งนี้ยังสะท้อน

ว่าเครื่องหัวฉีด (Ejector) เป็นอุปกรณ์ที่ต้องใช้เอกเซอร์ (Exergy) จาก 2 กระแสรวมกัน จึงมีต้นทุนของเชิงกระแสขาเข้า (input) ที่มาก แม้การสูญเสียจะน้อย

นอกจากนี้ ปั๊มทุกตัว (ORC Pump, WF Pump, LP Pump) แม้จะมี $\dot{Ex}_D^k$ ต่ำเพียง 3.51 kW แต่กลับมีค่า c_D^k สูงมาก (มากกว่า 6 บาท/kWh) ซึ่งสะท้อนว่าการประเมินต้นทุนเฉพาะต่อหน่วยไม่ควรนำไปใช้เพียงอย่างเดียวในกรณีที่อุปกรณ์มีการทำลายเอกเซอร์ในระดับต่ำมาก

เครื่องกังหัน (Expander) มี $\dot{Ex}_D^k = 189.18$ kW และ $c_D^k = 1.1503$ บาท/kWh ซึ่งสูงที่สุดในกลุ่มอุปกรณ์หลักที่ผลิตงาน (Work-Producing Device) สะท้อนให้เห็นถึงความจำเป็นในการปรับลดต้นทุนของอุปกรณ์หรือเพิ่มประสิทธิภาพการแปลงพลังงานให้ดียิ่งขึ้น

จากผลที่ได้ สามารถสรุปได้ว่า ดัชนี c^k มีความสำคัญในการระบุอุปกรณ์ที่มีต้นทุนแฝงจากการสูญเสียเอกเซอร์ที่สูง ซึ่งสามารถใช้เป็นแนวทางในการออกแบบ ปรับปรุง หรือลดต้นทุนของระบบในอนาคตอย่างมีประสิทธิภาพ โดยเฉพาะการวิเคราะห์ร่วมกับ $\dot{Z}_k$ และ $\dot{C}_P^k$ เพื่อให้เข้าใจทั้งด้านเทอร์โมไดนามิกส์และเศรษฐศาสตร์ร่วมกัน

ค่า c ที่ต่ำที่สุดอยู่ที่เครื่องระเหย (Evaporator) และ เครื่องกังหัน (Expander) ซึ่งใช้พลังงานจากความร้อนเหลือทิ้ง มีเหมาะสมสำหรับจุดเริ่มต้นพลังงาน ค่า c ที่สูงที่สุดอยู่ที่ Condenser สะท้อนการสูญเสียเอกเซอร์ที่สูงและประสิทธิภาพต่ำ ปุ่มทั้งหมดแม้มีต้นทุนการลงทุนที่เท่ากัน แต่ค่า c มีความแตกต่างเล็กน้อยตามตำแหน่งและลักษณะการไหลของเอกเซอร์

ตารางที่ 4-56 ตารางแสดงค่าการคำนวณต้นทุนเฉพาะต่อหน่วยเอกเซอร์ของอุปกรณ์ในวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์

อุปกรณ์	Exergy Destruction (kW)	Exergy Efficiency (%)	C_P (บาท/kWh)	C_D (บาท/kWh)
Evaporator	12.0	85.6	0.0646	0.91
Expander	15.0	92.3	0.0646	0.48
Intercooler	9.2	71.8	0.1500	0.89
Condenser	24.0	55.4	1.6871	3.04
Pump	1.6	82.7	0.2763	0.29
LP Pump	1.3	79.9	0.2763	0.26
WF Pump	1.7	80.1	0.2763	0.28
Ejector	2.0	76.4	0.3962	0.52

จากตารางแสดงให้เห็นว่า เครื่องควบแน่น (Condenser) มีประสิทธิภาพที่ต่ำมาก และยังแสดงให้เห็นถึงต้นทุนเฉพาะของการทำลายเอกเซอร์ที่สูง ในทางตรงกันข้ามเครื่องกังหัน

(expander) มีต้นทุนเฉพาะของการทำลายเอ็กเซอร์ยีที่ต่ำที่สุด มีประสิทธิภาพที่ดี ส่วนอินเตอร์คูลเลอร์ (intercooler) และเครื่องระเหย มี ต้นทุนเฉพาะของการทำลายเอ็กเซอร์ยีอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้ จุดที่ควรปรับปรุงมากที่สุดในระบบคือเครื่องควบแน่น condenser เพื่อให้ลดการสูญเสียของเอ็กเซอร์ ซึ่งจะช่วยเพิ่มค่าประสิทธิภาพ (efficiency) รวมของระบบและลดต้นทุนโดยรวมของระบบในระยะยาว

ตารางที่ 4-57 แสดงการวิเคราะห์ต้นทุนเฉพาะของการทำลายเอ็กเซอร์ยี

อุปกรณ์	Exergy Efficiency (%)	c_D (บาท/kWh)	วิเคราะห์
Expander	สูงที่สุด (~96%)	ต่ำ (ดี)	มีประสิทธิภาพสูงและต้นทุนทำลายต่ำ → อุปกรณ์นี้มีความคุ้มค่าดี
Condenser	ต่ำที่สุด (~55%)	c_D สูงสุด	ประสิทธิภาพต่ำและสูญเสียมาก → จุดอ่อนสำคัญในระบบ
Pump / LP Pump / WF Pump	>80%	c_D ต่ำมาก	ปั๊มมีประสิทธิภาพสูงและไม่เป็นภาระทางเศรษฐศาสตร์มากนัก
Intercooler / Ejector	~70–80%	c_D ปานกลาง	ยังสามารถปรับปรุงได้ โดยเฉพาะ ejector ที่ไม่ใช่แหล่งสร้างงานโดยตรง
Evaporator	สูง (~88%)	c_D ปานกลาง	แม้ใช้ความร้อนเหลือทิ้ง แต่ยังมีโอกาสลดการทำลาย exergy ได้อีก

ควรให้ความสำคัญในการปรับปรุงเครื่องควบแน่น (Condenser) และอินเตอร์คูลเลอร์ (Intercooler) ส่วนเครื่องกังหัน (Expander) และปั๊ม (Pump) ทั้ง 3 ตัว มีความคุ้มค่าในการลงทุน การปรับปรุงระบบจะสามารถลดค่า c_D ของเครื่องควบแน่น (Condenser) ได้ โดยการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนหรือเลือกเทคโนโลยีที่ให้ประสิทธิภาพที่สูงขึ้น เช่น plate heat exchanger

การวิเคราะห์ SPECO (Specific Exergy Costing) ถูกนำมาใช้เพื่อระบุต้นทุนของเอ็กเซอร์ยีในแต่ละสถานะของสารทำงาน รวมถึงการคำนวณค่าใช้จ่ายที่เกี่ยวข้องกับการผลิต การทำลายเอ็กเซอร์ยี และการถ่ายเทเอ็กเซอร์ยีของอุปกรณ์ทั้งหมดในระบบ ORC-Ejector-Cooling ปั๊มทั้ง 3 ตัว ได้แก่ ORC Pump, LP Pump และ WF Pump มีค่า c ใกล้เคียงกันในช่วง 0.2763 บาท/kWh ซึ่งสอดคล้องกับขนาดกำลังของปั๊ม (~4.2 kW) และมีต้นทุนลงทุนที่ต่ำกว่าอุปกรณ์ชนิดอื่นๆ นอกจากนี้

ยังไม่จำเป็นต้องคำนวณ $\dot{Z}$ เนื่องจากใช้ไฟฟ้าที่ได้จาก Expander โดยตรง การวิเคราะห์ต้นทุนแฝงของเอกเซอร์จี (Exergy Cost) นี้ ช่วยให้สามารถวางแผนการพัฒนาและปรับปรุงระบบได้อย่างแม่นยำ เช่น ควรลดขนาดของเครื่องควบแน่น (Condenser) หรือเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน การออกแบบหรือเลือกใช้ชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนที่ให้ประสิทธิภาพที่ดีขึ้น ควรปรับลดต้นทุนการลงทุนในชิ้นส่วนเริ่มต้นของ Expander เพื่อเพิ่มความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์โดยรวม ผลการวิเคราะห์ต้นทุนพลังงานเชิงเอกเซอร์จี (Exergoeconomic Analysis) ปัมจะไม่ถูกแสดงค่าในตารางนี้ เนื่องจากปัมมีกระแสเอกเซอร์ยี หรือ $\dot{Ex}_p^k$ (Product exergy stream) ที่ออกจากอุปกรณ์ไม่ชัดเจนชัดเจน มีค่าน้อยมาๆ จากนิยามของ SPECO method ในการคิด Cost Allocation สำหรับ $\dot{C}_p^{pump}$ รายละเอียดเชิงเทคนิคในวิธี SPECO Method ได้นิยามผลิตภัณฑ์ของเอกเซอร์ยี (Product exergy) ที่เกิดขึ้นจากกระบวนการของอุปกรณ์ Evaporator $\rightarrow \dot{Ex}_{out}^{evap} \rightarrow$ ผลิตภัณฑ์ (Product) สำหรับนิยามผลิตภัณฑ์ของเอกเซอร์ยี (Product exergy) ที่เกิดขึ้นจากกระบวนการของอุปกรณ์ Expander $\rightarrow \dot{W}_{exp}$ คือ ผลิตภัณฑ์ (Product) แต่สำหรับ ปัม (Pump) นั้นใช้พลังงานไฟฟ้าเป็นเชื้อเพลิง (fuel) กระแสเอกเซอร์ $\dot{W}_{in}$ เอกเซอร์ยี (Exergy) ของสารทำงานเพิ่มขึ้น แต่การคิดค่า $\dot{C}_p^{pump}$ จะไม่รวมในลักษณะ “product stream” ตามแนว SPECO เพราะมีจ่ายเงินซื้อพลังงานไฟฟ้าไปแล้ว (ต้นทุน c_w) เกิดการคิดต้นทุนนี้ไปตั้งแต่ต้นแล้ว

- **Evaporator** มีต้นทุนเฉพาะหน่วย (c_2) ต่ำมาก เนื่องจากใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้ง (waste heat) เป็นแหล่งพลังงาน ซึ่งมีต้นทุนต่ำมาก (0.002 บาท/kWh) และไม่มีค่าไฟฟ้าหรือกลไกที่ซับซ้อน
- **Expander** มีต้นทุนหน่วย (c_3) ที่ต่ำที่สุดในระบบ เพราะเป็นอุปกรณ์ที่ผลิตงานออกมา (ผลิตกระแสไฟฟ้า) จึงถือว่าเป็นอุปกรณ์ที่สร้างรายได้แทนที่จะเป็นต้นทุน
- **Intercooler, Condenser, และ Ejector** มีค่า c_k ที่อยู่ในระดับปานกลางถึงสูง โดยเฉพาะ Intercooler และ Condenser มีการสูญเสียเอกเซอร์จีค่อนข้างสูง เนื่องจากเป็นอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับการแลกเปลี่ยนความร้อนกับสิ่งแวดล้อม ทำให้ต้นทุนเอกเซอร์จีเฉพาะหน่วยของพวกมันเพิ่มขึ้น
- **Pump** ทั้ง 3 ตัว ได้แก่ ORC Pump, Low-Pressure Pump และ WF Pump ไม่มีการคำนวณ $\dot{C}_p^k$ โดยตรง เนื่องจากใช้ไฟฟ้าโดยตรงเป็น Fuel ซึ่งได้กำหนดราคาคงที่ไว้ที่ 3.3 บาท/kWh แล้วตั้งแต่ต้นอุปกรณ์ที่มีราคาทุนสูงและ

- ไม่สร้างพลังงานโดยตรง เช่น **Evaporator** และ **Intercooler** มีอัตราค่าใช้จ่ายการลงทุนต่อชั่วโมงสูงกว่ากลุ่มอื่น ซึ่งสามารถอธิบายได้ว่าเป็นต้นทุนที่ต้องแบกรับโดยไม่ก่อให้เกิด output ที่สามารถแปลงเป็นรายได้ได้โดยตรง
- ในทางตรงกันข้าม **Expander** ซึ่งมีราคาทุนสูง แต่เป็นอุปกรณ์ที่ก่อให้เกิดงานกล (ซึ่งสามารถขายเป็นไฟฟ้า) ทำให้เมื่อนำมาคิดในรูปแบบของต้นทุนเฉพาะหน่วย (บาท/กิโลวัตต์-ชั่วโมง) แล้ว พบว่าต้นทุนเฉลี่ยกลับต่ำลงเมื่อเปรียบเทียบกับอุปกรณ์อื่น ๆ

แนวโน้มที่น่าสังเกต

1. การใช้แหล่งความร้อนราคาถูก (Waste Heat) ทำให้ Evaporator เป็นอุปกรณ์ที่ต้นทุนการผลิตเอกเซอร์จีต่ำมาก
2. การสูญเสียเอกเซอร์จีภายในอุปกรณ์ เช่น Intercooler และ Condenser ส่งผลให้ c_D ของอุปกรณ์นั้นสูงขึ้น ซึ่งควรได้รับการปรับปรุงในด้านออกแบบหรือเลือกวัสดุ/เงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสม
3. การกระจายต้นทุนของแต่ละอุปกรณ์แสดงให้เห็นถึงจุดที่ระบบสามารถ ปรับปรุงได้ในเชิงเศรษฐศาสตร์ (เช่น ลดต้นทุนอุปกรณ์ที่มี c_k สูงแต่ไม่ก่อรายได้)

ตารางที่ 4-58 ตารางแสดงค่าอุณหภูมิศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic)

อุปกรณ์	$\dot{Z}_k$ (บาท/ชม.)	c_f^k (บาท/kWh)	$\dot{E}x_D^k$ (kW)	f_k (%)
ORC Generator	25.32	0.0020	318.65	97.54
Expander	207.27	0.0646	189.18	94.43
Condenser	15.93	0.0020	188.15	97.69
Intercooler	21.04	0.0646	55.27	85.49
Ejector	4.95	0.0646	35.71	68.21
ORC Pump	8.17	0.0646	2.83	81.58
WF Pump	8.17	0.0646	3.51	78.01
LP Pump	8.17	0.0646	3.51	78.01

Exergoeconomic factor (f_k) เป็นตัวชี้วัดสำคัญที่สะท้อนดัชนีแสดงสัดส่วนของต้นทุนที่เกี่ยวข้องกับการลงทุนอุปกรณ์ (capital cost) ต่อรวมต้นทุนทั้งหมดของอุปกรณ์นั้น ซึ่งคำนวณผลค่า f_k สำหรับแต่ละอุปกรณ์แสดงให้เห็นถึงลักษณะการกระจายต้นทุนในมุมมองของอุณหภูมิศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ (Exergoeconomic)

- **ORC Generator** มีค่า f_k เท่ากับ **97.55%** แสดงให้เห็นว่าต้นทุนของอุปกรณ์ส่วนใหญ่มาจากต้นทุนการลงทุน มากกว่าการทำลายเอกเซอร์ยี (Exergy destruction) จึงอาจไม่ใช่จุดที่ควรโฟกัสในการปรับปรุงด้านเทอร์โมไดนามิก
 - **เครื่องกังหัน (Expander)** มีค่า f_k สูง **94.43%** ที่อุปกรณ์นี้มีต้นทุนผลิตภัณฑ์เอกเซอร์ยี (Exergy Product) เกือบทั้งหมดเกิดจากค่าลงทุนของอุปกรณ์ซึ่งสะท้อนว่าค่าใช้จ่ายหลักเกิดจากต้นทุนอุปกรณ์มากกว่าการสูญเสียเอกเซอร์ยี แสดงว่าอุปกรณ์นี้ทำงานได้ค่อนข้างมีประสิทธิภาพ ขณะที่เครื่องหัวฉีด(Ejector) มีค่า f_k ต่ำสุดเพียง 68.21% บ่งชี้ว่าต้นทุนส่วนใหญ่มาจากกระแสเอกเซอร์ยี (Exergy) ที่ไหลเข้ามา (primary + secondary flow) แต่ราคาของอุปกรณ์ค่อนข้างต่ำ
 - **Condenser** มีค่า f_k เท่ากับ **97.69%** ซึ่งอยู่ในระดับสูงเช่นกัน บ่งบอกว่าการทำลายเอกเซอร์ยีมีผลน้อยมากเมื่อเทียบกับต้นทุนของอุปกรณ์
 - **Intercooler และ Ejector** มีค่า f_k เท่ากับ **85.49%** และ **68.21%** ตามลำดับ โดยเฉพาะ Ejector ที่มีค่า f_k ต่ำที่สุดในบรรดาอุปกรณ์หลักทั้งหมด แสดงว่าการทำลายเอกเซอร์ยี (Exergy destruction) มีผลอย่างมีนัยสำคัญต่อค่าใช้จ่ายรวมของอุปกรณ์ ซึ่งอาจเป็นจุดที่ควรพิจารณาปรับปรุงในแง่เทอร์โมไดนามิก
 - สำหรับกลุ่ม **ปั๊ม (Pumps)** ได้แก่ ORC Pump, WF Pump และ LP Pump มีค่า f_k อยู่ในช่วง **78.01% – 81.58%** แสดงว่าการทำลายเอกเซอร์ียังมีผลต่อค่าใช้จ่ายอยู่บ้าง จึงควรพิจารณาการเลือกอุปกรณ์ที่มีประสิทธิภาพสูงหรือลดโหลดที่ไม่จำเป็น
- โดยรวม ค่า f_k ที่สูงสะท้อนว่าอุปกรณ์นั้นมีต้นทุนการลงทุนสูง แต่สูญเสียเอกเซอร์ยีต่ำ ส่วนค่า f_k ที่ต่ำบ่งชี้ว่า Exergy destruction มีอิทธิพลต่อค่าใช้จ่าย ซึ่งเป็นแนวทางสำคัญในการออกแบบเชิงปรับปรุงให้ระบบมีประสิทธิภาพด้านเศรษฐศาสตร์เอกเซอร์ยีมากยิ่งขึ้น

ตารางที่ 4-59 แสดงต้นทุนเฉพาะทางอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์

อุปกรณ์	c_f^k (บาท/kWh)	c_p^k (บาท/kWh)	r_k (%)
ORC Generator	0.0020	0.0646	3130.00
Expander	0.0646	0.0646	0.00
Condenser	0.0020	1.6871	84255.00
Intercooler	0.0646	0.1699	163.00
Ejector	0.0646	0.0901	39.47
ORC Pump	0.0646	0.2763	327.72
WF Pump	0.0646	0.2763	327.72
LP Pump	0.0646	0.2763	327.72

ดัชนี r_k (Relative Cost Difference) เป็นตัวชี้วัดความแตกต่างเชิงสัดส่วนระหว่าง ต้นทุนเฉลี่ยของ Exergy Product (c_p^k) กับ ต้นทุนเชื้อเพลิงหรืออินพุต (c_f^k) ของแต่ละอุปกรณ์ ผลการคำนวณเสนอตามตารางพบว่า

ค่า r_k ของเครื่องระเหย (ORC Generator) มีค่า 3130% ซึ่งแสดงว่าต้นทุนต่อหน่วยของผลิตภัณฑ์ exergy สูงกว่าต้นทุนอินพุตถึง 31.3 เท่า สาเหตุหลักเกิดจาก ประสิทธิภาพเอกเซอร์ยีที่ต่ำเพียง 15.34% ทำให้การสูญเสีย exergy สูงมากเมื่อเทียบกับพลังงานที่รับเข้า ส่งผลให้ต้นทุนผลิตพุ่งสูงขึ้น แม้จะใช้พลังงานเหลือทิ้ง (Waste Heat) ที่มีต้นทุนต่ำมากก็ตาม

เครื่องควบแน่น (Condenser) มีค่า r_k 84,255% ซึ่งผิดปกตีสองเท่า แสดงถึงต้นทุน output ที่สูงอย่างไม่สมเหตุสมผลเมื่อเทียบกับต้นทุนอินพุต (ต่ำมากจากน้ำเย็น) สะท้อนว่า การสูญเสีย exergy สูง และไม่มีการผลิต work หรือ useful exergy ซึ่งแสดงให้เห็นว่า ความร้อนที่ถ่ายเทออกจากเครื่องควบแน่นไม่ได้นำไปใช้ประโยชน์

เครื่องกังหัน (Expander) มีค่า r_k สี่เท่า $c_f^k = c_p^k$ ซึ่งเป็นกรณีอ้างอิงจากสมการสมดุลต้นทุนมาตรฐาน (Exergy balance ที่สมบูรณ์) เพราะ output คือ work ที่แปลงโดยตรงจาก exergy input โดยไม่มีค่าใช้จ่ายเพิ่มเติม (กรณีนี้กำหนด $c_w = 0.0646$ บาท/kWh)

เครื่องหัวฉีด (Ejector) และอินเตอร์คูลเลอร์ (Intercooler) มี r_k อยู่ประมาณ 39% และ 163% ตามลำดับ แสดงให้เห็นว่าค่า c_p^k ของทั้งสองอุปกรณ์ยังสูงกว่าต้นทุน exergy input แต่ไม่สูงเกินไปมากนัก (ยังอยู่ในระดับสมเหตุสมผล)

ปั๊ม (Pump) ทั้งสามตัว ได้แก่ ORC Pump, WF Pump และ LP Pump มี r_k ประมาณ 327% โดยแสดงให้เห็นว่าแม้จะใช้ไฟฟ้าจาก Expander เป็น input (ต้นทุนต่ำ) แต่

เนื่องจาก **efficiency** ต่ำ (11.35%) และมีต้นทุนค่าอุปกรณ์สะสมค่อนข้างมาก (ค่า $\dot{Z}_k$) ซึ่งเกิดจากต้นทุนการใช้พลังงานไฟฟ้าแพงอยู่ทำให้ต้นทุนผลิตภัณฑ์เอกเซอร์ยีสูงขึ้นตาม

ค่าต้นทุนเชิงเอกเซอร์ยีต่อหน่วย (c_p) และต้นทุนของเชื้อเพลิง (c_f) โดยใช้วิธี SPECO พบว่า

- **เครื่องระเหย (Evaporator)** มีค่าต้นทุนของเชื้อเพลิง (c_f) 0.0020 บาท/kWh ซึ่งต่ำมาก เนื่องจากใช้แหล่งพลังงานความร้อนเหลือทิ้งจากภายนอก ส่งผลให้ค่าต้นทุนผลิตภัณฑ์เอกเซอร์ยี (c_p) 0.0646 บาท/kWh เพิ่มขึ้นจากการทำลายเอกเซอร์ยีบางส่วน
- **เครื่องควบแน่น (Condenser)** มีค่าต้นทุนผลิตภัณฑ์เอกเซอร์ยีต่อหน่วย (c_p) 1.6871 บาท/kWh ซึ่งสูงที่สุดในระบบ เนื่องจากมีค่าต้นทุนของเชื้อเพลิง (c_f) 0.0020 บาท/kWh แล้วเกิด irreversibility ภายในอุปกรณ์อย่างมีนัย
- **เครื่องกังหัน (Expander) และปั๊ม (Pump) ทั้ง 3 ตัว (ORC, LP, WF)** มีค่าต้นทุนของเชื้อเพลิง (c_f) เท่ากับค่าต้นทุนเชิงเอกเซอร์ยีต่อหน่วย (c_p) $c_f=c_p=0.0646$ บาท/kWh แสดงถึงความคงที่และไม่มีการสูญเสียเอกเซอร์ยีเพิ่มเติม ซึ่งแสดงให้เห็นว่ามีประสิทธิภาพทางต้นทุนดีมาก
- **อินเตอร์คูลเลอร์ (Intercool) และเครื่องหัวฉีด (Ejector)** แสดงค่า $c_p > c_f$ อย่างชัดเจน สะท้อนถึงการมีการสูญเสียเอกเซอร์ยีจึงควรพิจารณาการปรับปรุง

จากตารางที่ 4-53 แสดงให้เห็นว่า **ดัชนีอัตราส่วนต้นทุนความสูญเสีย (r_k)** บ่งชี้ว่า

- **Evaporator** มีค่า $r_k=98.81\%$ สูงที่สุดในระบบ ซึ่งชี้ให้เห็นว่าแม้เชื้อเพลิงทางเอกเซอร์ยี ($c_f=0.0020$ บาท/kWh) จะมีราคาต่ำมากจากการใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้ง แต่มี irreversibility ภายในอุปกรณ์ที่สูง ส่งผลให้ต้นทุนผลิตภัณฑ์ ($c_p=0.1683$) เพิ่มขึ้นอย่างมาก
- **อินเตอร์คูลเลอร์ (Intercooler)** มีค่า $r_k=67.47\%$ และ **เครื่องควบแน่น (Condenser)** มีค่า $r_k=51.58\%$ สะท้อนถึงการสูญเสียเอกเซอร์ยีในระดับที่มีนัยสำคัญในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน ซึ่งควรได้รับการปรับปรุงหรือเพิ่มประสิทธิภาพ
- **Ejector** มีค่า $r_k=20.39\%$ สะท้อนว่าแม้ต้นทุนเชื้อเพลิงจะค่อนข้างสูง ($c_f=0.1987$) แต่ยังไม่เกิดความสูญเสียภายในที่มีผลต่อ c_p
- สำหรับ **Expander และ ปั๊มทั้งสามตัว (Pump No.1-3)** มีค่า $r_k=0.00\%$ แสดงให้เห็นว่าไม่มีการสูญเสียเอกเซอร์ยีเพิ่มเติมจากเชื้อเพลิง โดยค่าของ c_f และ c_p เท่ากันพอดีที่ 0.0646 บาท/kWh ซึ่งถือว่าอุปกรณ์มีความสมบูรณ์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ในแง่ของต้นทุน

การประเมิน r_k จึงเป็นดัชนีสำคัญที่ชี้ให้เห็นว่า ต้นทุนของผลิตภัณฑ์ในระบบไม่ได้เกิดจากพลังงานนำเข้าเพียงอย่างเดียว แต่ยังสะท้อนถึง **คุณภาพของการใช้เอกเซอร์ยี และ ประสิทธิภาพการถ่ายเทหรือเปลี่ยนรูปพลังงานภายในอุปกรณ์** ซึ่งข้อมูลนี้จะถูกนำไปใช้ต่อไปในบทที่ 5 และ 6 เพื่อวางแผนการปรับปรุงเชิงระบบ

4.12 การประเมินต้นทุนพลังงานกระบวนการผลิตไฟฟ้า

ตารางที่ 4-60 ข้อมูลอัตราต้นทุนระบบร่วมวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์(ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อการผลิตไฟฟ้า

อัตราต้นทุน	การคำนวณ	ผลลัพธ์
อัตราต้นทุน Electrical Power	$\dot{E}_{F,tot} = C \times \dot{m} \text{ Baht/hr}$	19.7455
อัตราต้นทุนรวม เครื่องจักร	$\dot{Z}_{tot}^{CI} = \frac{\text{Capital investment}}{\text{Operating time}} \text{ Baht/hr}$	138.9
อัตราต้นทุนรวม ของค่าดำเนินการ และบำรุงรักษา	$\dot{Z}_{tot}^{OM} = \frac{\text{operation cost} + \text{maintenance cost}}{\text{Operating time}} \text{ Baht/hr}$	101.086
อัตราต้นทุนรวม ในการผลิตของ ระบบ	$\dot{E}_{P,tot} = \dot{E}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM}$	259.729
ต้นทุนไฟฟ้าต่อ หน่วย	$\text{Cost per Unit} = \frac{\dot{E}_{p,tot}}{\text{Power generation capacity}} \text{ Baht/kWh}$	2.7

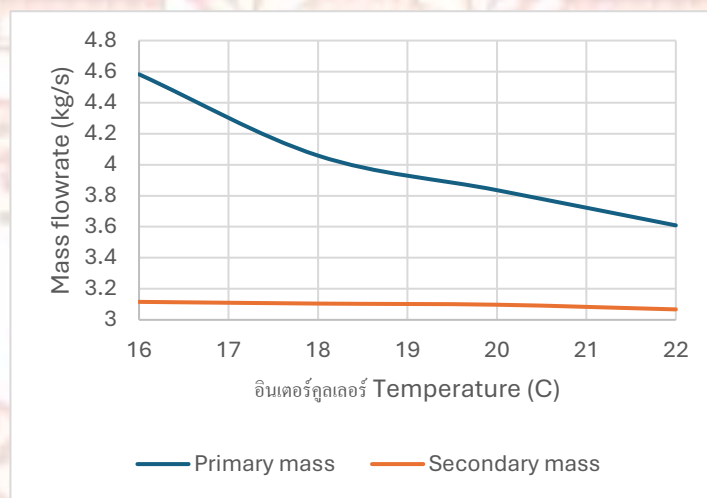
บทที่ 5

อภิปรายผลการวิจัย

บทที่ 5 จะอธิบายถึงผลจากการคำนวณค่าประสิทธิภาพทางเทอร์โมไดนามิกกับประสิทธิภาพของเอ็กเซอร์จี โดยเปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ (ORC) กับวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ซึ่งมีได้ทำการปรับเปลี่ยนค่าอุณหภูมิของ อินเตอร์คูเลเตอร์ และอธิบายถึง Exergy Destruction กับ Exergy Efficiency ของอุปกรณ์แต่ละตัว

5.1 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพการทำงานที่อุณหภูมิอินเตอร์คูเลเตอร์ต่างๆ

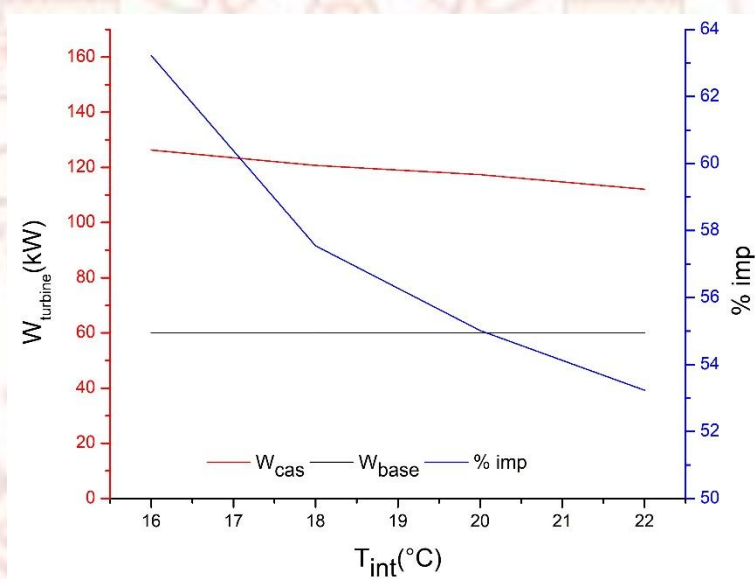
เพื่อหาประสิทธิภาพของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ (ORC) กับวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์อุณหภูมิทางออกของเครื่องกำเนิดไอระเหยจะถูกกำหนดไว้ที่ 90°C อัตราการไหลของมวลผ่านด้าน ORC ของวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์จะคล้ายกับวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ (ORC) อุณหภูมิของอินเตอร์คูเลเตอร์จะเปลี่ยนแปลงตั้งแต่ 16°C ถึง 22°C เพื่อสังเกตการเปลี่ยนแปลงของกำลังเพลลา



ภาพที่ 5-1 ผลของอุณหภูมิอินเตอร์คูเลเตอร์ต่ออัตราการไหลปฐมภูมิและทุติยภูมิในวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์

กราฟนี้แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของอินเตอร์คูเลเตอร์กับอัตราการไหลของมวลในวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ โดยแบ่งออกเป็นสองส่วน คืออัตราการไหลปฐมภูมิ (Primary Mass) และอัตราการไหลทุติยภูมิ (Secondary Mass) แกนตั้งแสดงอัตราการไหลของมวลในหน่วยกิโลกรัมต่อวินาที (kg/s) และแกนนอนแสดงอุณหภูมิของอินเตอร์คูเลเตอร์ ในช่วง 16°C ถึง 22°C จากกราฟพบว่าอัตราการไหลปฐมภูมิที่แสดงด้วยเส้นสีน้ำเงินมีแนวโน้มลดลงอย่างชัดเจนเมื่ออุณหภูมิของ

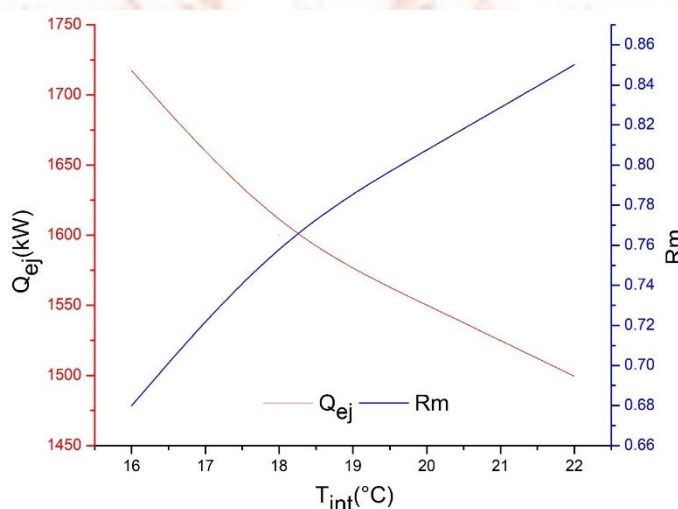
อินเตอร์คูลเลอร์ เพิ่มขึ้น โดยเริ่มจากประมาณ 4.6 kg/s ที่ 16°C ลดลงเหลือประมาณ 3.6 kg/s ที่ 22°C ซึ่งสะท้อนให้เห็นว่าการเพิ่มอุณหภูมิของอินเตอร์คูลเลอร์ ทำให้ความหนาแน่นของสารทำงานลดลง ส่งผลให้ปริมาณการไหลของมวลหลักลดลงตามหลักการของกฎแก๊สอุดมคติที่ระบุว่าความหนาแน่นของสารจะลดลงเมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้น ในทางตรงกันข้าม อัตราการไหลทุติยภูมิ ซึ่งแสดงด้วยเส้นสีส้ม ยังคงที่ตลอดช่วงอุณหภูมิที่ศึกษา โดยมีค่าอยู่ที่ประมาณ 3.1 kg/s ซึ่งบ่งชี้ว่าอัตราการไหลทุติยภูมิไม่ได้รับผลกระทบจากอุณหภูมิของ อินเตอร์คูลเลอร์ เนื่องจากสารทำงานในช่องทางรองของอีเจ็คเตอร์ อาจได้รับผลกระทบจากสภาพแวดล้อมภายนอกน้อยกว่า หรือถูกควบคุมด้วยแรงดูดของอีเจ็คเตอร์ ที่คงที่ การลดลงของ Primary Mass แต่คงที่ของ Secondary Mass บ่งชี้ว่าการทำงานของอีเจ็คเตอร์ ยังคงมีประสิทธิภาพในการดึงสารทำงานจากช่องทางรองเข้าสู่ระบบ และสามารถรักษาความเสถียรของกระบวนการได้แม้เมื่ออุณหภูมิของ อินเตอร์คูลเลอร์ เปลี่ยนแปลง ซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎีการทำงานของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หลักการของการสร้าง แรงดันต่ำจากความเร็วสูงของสารทำงานในช่องทางหลักเพื่อดึงสารจากช่องทางรองเข้าสู่ระบบ



ภาพที่ 5-2 พลังงานของเพลตต่ออุณหภูมิของอินเตอร์คูลเลอร์

ภาพที่ 5-2 แสดงให้เห็นพลังงานของเพลตเทียบกับอุณหภูมิของอินเตอร์คูลเลอร์จะเห็นได้ชัดเจนว่าวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์สามารถผลิตพลังงานและประสิทธิภาพความร้อนที่สูงกว่าได้เสมอเมื่อเทียบกับระบบทั่วไป เหตุผลก็คือ แรงดันที่แตกต่างกันที่มากขึ้นระหว่างทางเข้าและทางออกของเอ็กซ์แพนเดอร์จะเกิดขึ้นเมื่อมีการจ่ายน้ำเย็นที่ผลิตโดยระบบระบายความร้อนแบบอีเจ็คเตอร์เพื่อควบแน่นของเหลวทำงานที่อินเตอร์คูลเลอร์ ซึ่งแตกต่างจากระบบทั่วไปที่ใช้น้ำหล่อเย็นที่ผลิตโดยหอคอยระบายความร้อนเพื่อควบแน่นของเหลวทำงานที่คอนเดนเซอร์ของ ORC ทำให้เกิด

การควบแน่นที่ความดันที่สูงกว่าวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ ดังนั้น พลังงานของเพลลาที่ผลิตโดยวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์จึงสูงกว่าที่ผลิตโดยระบบทั่วไปเสมอ นอกจากนี้ยังพบว่า พลังงานของเพลลาของวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์จะลดลงเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของอินเตอร์คูเลเตอร์ เนื่องจากความดันทางออกของเอ็กซ์แพนเดอร์สูงกว่า และด้วยเหตุนี้อัตราส่วนความดันจึงต่ำกว่า จากการทำงานของวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์จะต้องมีการใช้ความร้อนเพิ่มเติมที่เครื่องกำเนิดไฟฟ้าเนื่องจากต้องทำงานระบบระบายความร้อนแบบอีเจ็คเตอร์พร้อมกับระบบธรรมดา



ภาพที่ 5-3 อัตราความร้อนต่ออัตราส่วนการดิ่งมวล

อัตราความร้อนเพิ่มเติมที่จำเป็นสำหรับการทำงานของเครื่องกำเนิดไอน้ำสำหรับวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์นั้นแสดงไว้ในภาพที่ 3 และอัตราส่วนการพามวลของด้านระบายความร้อนของตัวขับออกนั้นแสดงไว้ในภาพที่ 3 เช่นกัน อัตราส่วนการพามวลนี้มีความเกี่ยวข้องอย่างมีนัยสำคัญกับ COP ของระบบระบายความร้อนของตัวขับออก พบว่าอัตราความร้อนที่จำเป็นสำหรับการทำงานของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าลดลงอย่างมีนัยสำคัญเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของอินเตอร์คูเลเตอร์ ซึ่งเกิดจากการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนการพามวลของระบบระบายความร้อนของตัวขับออก การเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนการพามวลเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของอินเตอร์คูเลอร์ตานั้นเป็นการทำงานทั่วไปของระบบทำความเย็นของตัวขับออก เนื่องจากแรงดันดูดของตัวขับเพิ่มขึ้น (เนื่องจากแรงดันของไหลรองที่เพิ่มขึ้น) ซึ่งอาจช่วยลดอัตราความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอน้ำได้ ดังที่แสดงไว้ก่อนหน้านี้ในภาพที่ 2 กำลังของเพลลาจะลดลงเมื่ออุณหภูมิของอินเตอร์คูเลเตอร์เพิ่มขึ้น ในขณะที่ภาพที่ 3 แสดงให้เห็นการใช้ความร้อนเพิ่มเติมที่ลดลงที่เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ซึ่งต้องใช้พารามิเตอร์แลกเปลี่ยนซึ่งแสดงให้เห็นประสิทธิภาพของวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์อย่างชัดเจน ซึ่งทำได้โดยใช้ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

5.2 เอกเซอร์ยีและพลังงาน

การทำลายเอกเซอร์ยี (Exergy Destruction) หมายถึงพลังงานที่สูญเสียไปในระบบ ซึ่งสามารถคำนวณได้จากปริมาณเอกเซอร์ยีที่เข้าสู่ระบบหรือพลังงานที่ถูกป้อนเข้ามา โดยในวัฏจักรกำลังไอแบบสารอินทรีย์ การทำลายเอกเซอร์ยีของทุกอุปกรณ์รวมกันจะต้องเท่ากับค่าเอกเซอร์ยีที่เข้ามาในระบบ ทั้งนี้ การวิเคราะห์ได้ทำการศึกษาผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่อินเตอร์คูลเลอร์ ได้แก่ 16°C, 18°C, 20°C, และ 22°C เพื่อประเมินว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมินี้ส่งผลต่อการทำลายเอกเซอร์ยีของระบบ

ตารางที่ 5-1 เอกเซอร์ยีอินพุตและงานกังหันที่อินเตอร์คูลเลอร์อุณหภูมิต่างกัน

Temperature at intercooler (°C)	Exergy inlet (kW)	Work at Turbine (kW)
Baseline	200.08	84.044
16	652.744	133.253
18	577.524	120.704
20	562.43	117.396
22	529.706	112.142

ตารางที่แสดงนี้แสดงค่าของ เอกเซอร์ยีที่ถูกนำเข้ามาในวัฏจักรกำลังไอแบบสารอินทรีย์ (การนำเข้าเอกเซอร์ยี) ที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของอินเตอร์คูลเลอร์ซึ่งอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าคงที่ที่ 90°C โดยจะเห็นได้ว่าการนำเข้าเอกเซอร์ยีนี้นั้นอยู่ที่ 200.08 kW โดยได้งานเพลลาเพียง 84.044 kW แต่เมื่อปรับอุณหภูมิของอินเตอร์คูลเลอร์เพิ่มขึ้นจาก 16°C ไปเป็น 22°C ในวัฏจักรทำความเย็นแบบบีเจ็คเตอร์ ค่าของเอกเซอร์ยีที่ถูกนำเข้าสู่ระบบจะค่อย ๆ ลดลงอย่างชัดเจนจาก 652.744 kW เหลือ 529.706 kW เนื่องจากเอกเซอร์ยีคือพลังงานที่สามารถเปลี่ยนเป็นงานได้โดยตรง และจะลดลงเมื่อประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง เมื่อตัวอินเตอร์คูลเลอร์มีอุณหภูมิสูงขึ้นประสิทธิภาพในการระบายความร้อนจะลดลงเนื่องจากความต่างอุณหภูมิระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็นลดลง ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนต่ำลง จึงทำให้ประสิทธิภาพของกระบวนการจะลดลงตามอุณหภูมิของแหล่งความเย็นที่สูงขึ้น ส่งผลให้ระบบต้องใช้พลังงานมากขึ้นต่อหน่วยของงานที่ได้ หรือในกรณีนี้ คือ เอกเซอร์ยีที่ได้มีแนวโน้มลดลง ดังนั้นการลดอุณหภูมิของอินเตอร์คูลเลอร์จึงเป็นกลยุทธ์ที่มีประสิทธิภาพในการเพิ่มเอกเซอร์ยีเข้าสู่ระบบ เนื่องจากสามารถเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนและสร้างความต่างศักย์ทางความร้อนมากขึ้น ส่งผลให้การเปลี่ยนพลังงานเป็นงานกลผ่านทางวัฏจักรกำลังไอแบบสารอินทรีย์ มีประสิทธิภาพมากขึ้นตามไปด้วย โดยงานกลที่ได้เพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิที่ลดลงคือ ที่อุณหภูมิ 22°C งานกลที่ได้เท่ากับ 112.142 kW, ที่อุณหภูมิ 20°C งานกลที่ได้

เท่ากับ 117.396 kW, ที่อุณหภูมิ 18°C งานกลที่ได้เท่ากับ 120.704 kW, ที่อุณหภูมิ 16°C งานกลที่ได้เท่ากับ 133.253 kW

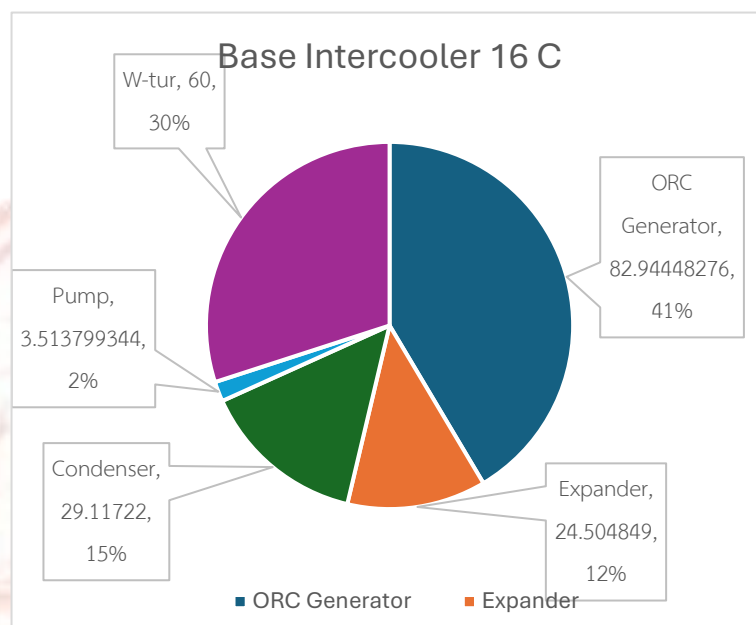
ตารางที่ 5-2 เอ็กเซอร์ยีอินพุตและงานกังหันที่เครื่องกำเนิดไฟฟ้าอุณหภูมิต่างกัน

Temperature at Evaporator (°C)	การนำเข้าเอ็กเซอร์ยี (kW)	Work at Turbine (kW)
Baseline	200.08	84.044
70	481.72	97.799
75	516.486	105.836
80	552.395	114.274
85	586.925	121.291

ตารางนี้แสดงค่าของเอ็กเซอร์ยีที่ถูกนำเข้าสู่วัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ (การนำเข้าเอ็กเซอร์ยี) และงานกลที่ได้จากกังหัน (Work at Turbine) ที่อุณหภูมิต่าง ๆ ของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า โดยจะเห็นได้ว่าเมื่ออุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเพิ่มขึ้นจาก 70 °C เป็น 85 °C ค่าเอ็กเซอร์ยีที่เข้าสู่ระบบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นจาก 481.72 kW เป็น 586.925 kW เนื่องจากอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่สูงขึ้นช่วยเพิ่มความต่างศักย์ทางความร้อนระหว่างแหล่งร้อนและแหล่งเย็น ส่งผลให้อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น ทำให้พลังงานที่สามารถเปลี่ยนเป็นงานโดยตรง (เอ็กเซอร์ยี) มีค่ามากขึ้น และเมื่อเอ็กเซอร์ยีเพิ่มขึ้น งานกลที่ผลิตได้จากกังหันก็เพิ่มขึ้นตาม โดยงานกลเพิ่มจาก 97.799 kW ที่อุณหภูมิ 70 °C เป็น 121.291 kW ที่อุณหภูมิ 85 °C สะท้อนว่าการปรับเพิ่มอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าภายในช่วงนี้เป็นกลยุทธ์ที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของการเปลี่ยนพลังงานความร้อนให้เป็นงานกลในวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ ได้อย่างมีนัยสำคัญ

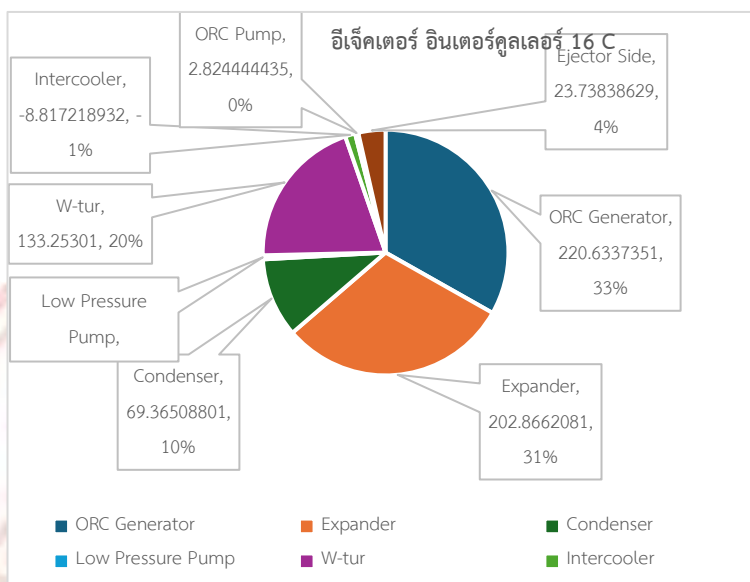
เมื่อการเปรียบเทียบผลลัพธ์ระหว่างการปรับอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์และเครื่องกำเนิดไฟฟ้า พบว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของอินเตอร์คูลเลอร์และเครื่องกำเนิดไฟฟ้ามีแนวโน้มที่แตกต่างกันอย่างชัดเจนต่อค่าเอ็กเซอร์ยีอินพุตและงานกลที่ได้จากกังหัน สำหรับกรณีของอินเตอร์คูลเลอร์ (16–22 °C) เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นจาก 16 °C เป็น 22 °C ค่าเอ็กเซอร์ยีอินพุตลดลงจาก 652.744 kW เหลือ 529.706 kW และงานกลลดลงจาก 133.253 kW เหลือ 112.142 kW ซึ่งสอดคล้องกับหลักการถ่ายเทความร้อนที่ว่า การเพิ่มอุณหภูมิฝั่งเย็นจะลดความต่างศักย์อุณหภูมิ ทำให้ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนและปริมาณเอ็กเซอร์ยีที่ได้อลดลง ในทางกลับกัน สำหรับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (70–85 °C) การเพิ่มอุณหภูมิจาก 70 °C เป็น 85 °C ทำให้ค่าเอ็กเซอร์ยีอินพุตเพิ่มขึ้นจาก 481.72 kW เป็น 586.925 kW และงานกลเพิ่มจาก 97.799 kW เป็น 121.291 kW เนื่องจากการเพิ่มอุณหภูมิ

ฝั่งร้อนช่วยเพิ่มความต่างศักย์อุณหภูมิ ส่งผลให้ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนและปริมาณพลังงานที่สามารถเปลี่ยนเป็นงานกลสูงขึ้น



ภาพที่ 5-4 การนำเข้าเอกเซอร์ยีของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์

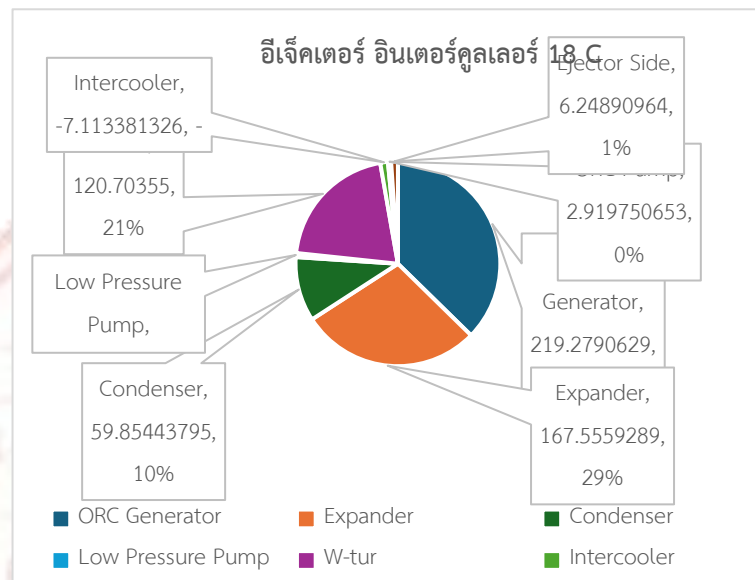
กราฟแสดงสัดส่วนของการนำเข้าเอกเซอร์ยีของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ซึ่งประกอบไปด้วยการทำลายเอกเซอร์ยีและผลผลิตเอกเซอร์ยีของแต่ละองค์ประกอบในวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ ภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ที่ 16°C ซึ่งอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าคงที่ที่ 90°C โดยพบว่า ORC Generator มีการทำลายเอกเซอร์ยีสูงสุด คิดเป็น 41% ของทั้งหมด หรือประมาณ 82.944 kW ซึ่งเกิดจากการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ไม่มีประสิทธิภาพ ขณะที่ Condenser มีการทำลายเอกเซอร์ยีรองลงมาที่ 15% (29.12 kW) อันเนื่องมาจากการปล่อยความร้อนเหลือทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม ส่วนปั๊มและ Expander มีสัดส่วนการสูญเสียต่ำมากที่สุดที่ 2% และน้อยกว่า 1% ตามลำดับ แสดงถึงประสิทธิภาพที่ดีในกระบวนการทำงาน สำหรับ กำลังงานเพลลา หรือพลังงานกลจากเทอร์ไบน์ มีค่า 60 kW หรือคิดเป็น 26% ของเอกเซอร์ยีที่ถูกใช้อย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งเป็นตัวชี้วัดประสิทธิภาพในการเปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นงานกลอย่างมีประสิทธิภาพ กราฟนี้จึงชี้ให้เห็นว่า ORC Generator และ Condenser เป็นตำแหน่งหลักที่ควรให้ความสำคัญในการปรับปรุงเพื่อลดการทำลายเอกเซอร์ยีและเพิ่มประสิทธิภาพพลังงานโดยรวมของระบบในอนาคต



ภาพที่ 5-5 การนำเข้าเอกเซอร์ยีของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ 16°C

กราฟนี้แสดงการกระจายสัดส่วนของเอกเซอร์ยีที่ถูกนำเข้าสู่วัฏจักรกำลังไอแบบสารอินทรีย์ ที่มีการใช้ อีเจ็คเตอร์ และ อินเตอร์คูลเลอร์ ที่อุณหภูมิ 16°C ซึ่งอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าคงที่ที่ 90°C จะมีการกระจายพลังงานที่มีความสมดุลมากขึ้นเมื่อเทียบกับวัฏจักรกำลังไอแบบสารอินทรีย์พื้นฐานที่ไม่มี อีเจ็คเตอร์ โดยสัดส่วนพลังงานของ พบว่าแหล่งการสูญเสียเอกเซอร์ยีหลักอยู่ที่ ORC Generator คิดเป็น 33% (220.634 kW) รองลงมาคือ Expander 31% (190.19 kW) ส่วน กำลังงานเพลลา มีการสูญเสีย 20% (133.253 kW) และ Condenser 10% (69.365 kW) ขณะที่ อีเจ็คเตอร์ Side มีเพียง 4% (23.738 kW) และ ORC Pump (0%) 2.82 kW, Low Pressure Pump (1%) 3.51 kW มีการสูญเสียต่ำมาก นอกจากนี้ อินเตอร์คูลเลอร์ มีค่า -1% (-8.82 kW) ซึ่งเป็นค่าลบ แสดงว่ามีการกู้คืนเอกเซอร์ยีบางส่วนกลับเข้าสู่ระบบ ซึ่งบ่งชี้ว่าการติดตั้ง อีเจ็คเตอร์ ร่วมกับการทำงานที่อุณหภูมิ อินเตอร์คูลเลอร์ ต่ำช่วยลดการสูญเสียในบางจุดของระบบได้ เมื่อเปรียบเทียบกับระบบ Base อินเตอร์คูลเลอร์ กับระบบที่มี อีเจ็คเตอร์ อินเตอร์คูลเลอร์ ที่อุณหภูมิ 16°C พบว่าระบบที่มี อีเจ็คเตอร์ ให้การกระจายของการสูญเสียเอกเซอร์ยี (Exergy Destruction) ที่หลากหลายและสมดุลมากกว่า โดยสัดส่วนการสูญเสียที่ ORC Generator ลดลงจาก 50% เหลือเพียง 34% แสดงให้เห็นถึงการถ่ายเทพลังงานที่มีประสิทธิภาพมากขึ้นในกระบวนการสร้างพลังงานความร้อน นอกจากนี้ระบบที่มี อีเจ็คเตอร์ ยังมีส่วนช่วยในการกระจายการสูญเสียไปยังส่วนอื่นของระบบ เช่น อินเตอร์คูลเลอร์ และ อีเจ็คเตอร์ Side โดยไม่เกิดการสูญเสียที่รุนแรงเฉพาะจุด ส่งผลให้ระบบมีประสิทธิภาพทางเอก

เซอร์ยดีขึ้น แม้ว่า Expander จะมีการสูญเสียเพิ่มขึ้น แต่ก็แลกกับการควบคุมและปรับปรุงการใช้งานพลังงานที่มีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น

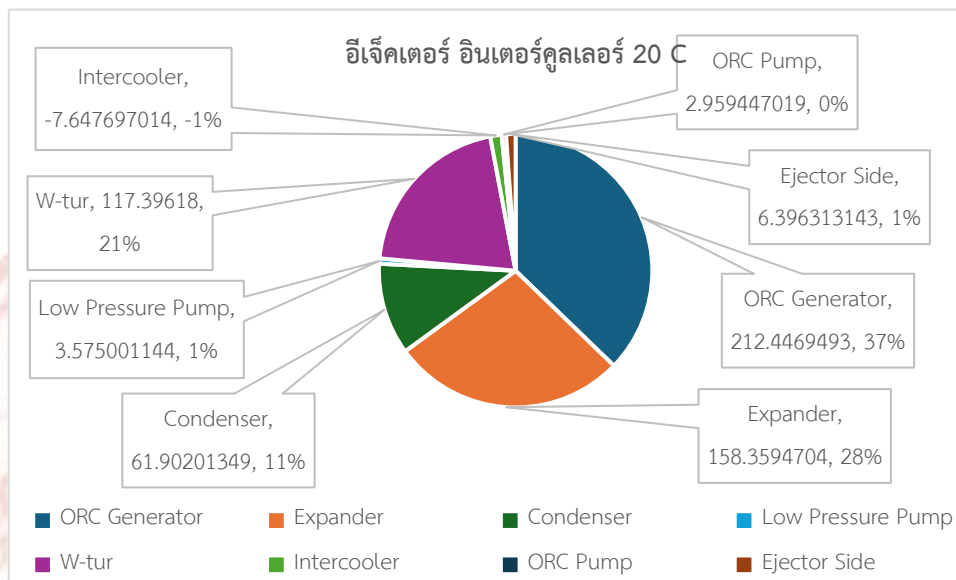


ภาพที่ 5-6 การนำเข้าเอกเซอร์ยีของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ 18°C

กราฟนี้แสดงการกระจายสัดส่วนของเอกเซอร์ยีที่ถูกนำเข้าสู่วัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ ที่มีการควบรวมวัฏจักรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์และอินเตอร์คูลเลอร์มีอุณหภูมิที่ 18°C ซึ่งอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าคงที่ที่ 90°C พบว่าการสูญเสียเอกเซอร์ยีหลักเกิดขึ้นที่ ORC Generator คิดเป็น 37% (219.279 kW) ตามด้วย Expander 29% (167.56 kW) ส่วน กำลังงานเพลลา มีการสูญเสีย 21% (120.703 kW) และ Condenser 10% (59.855 kW) ในขณะที่อุปกรณ์อื่นๆ เช่น อีเจ็คเตอร์ Side 1% (6.25 kW), ORC Pump 0% (2.92 kW) และ Low Pressure Pump 1% (3.73 kW) มีการสูญเสียค่อนข้างต่ำ ขณะที่ อินเตอร์คูลเลอร์ มีค่าการสูญเสียเป็นลบ -1% (-7.11 kW) แสดงถึงการกู้คืนเอกเซอร์ยีบางส่วนกลับเข้าสู่ระบบ ข้อมูลนี้ชี้ให้เห็นว่าการทำงานที่อุณหภูมิ อินเตอร์คูลเลอร์ 18°C ยังคงมีการสูญเสียหลักที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและการขยายตัวของไอน้ำ แต่การสูญเสียในอุปกรณ์ปั๊มและ อีเจ็คเตอร์ นั้นมีสัดส่วนน้อยมาก

เมื่อเพิ่มอุณหภูมิของ อินเตอร์คูลเลอร์ จาก 16°C เป็น 18°C พบว่าการทำลายเอกเซอร์ยีใน ORC Generator, Expander และ Condenser ลดลงเล็กน้อย โดย ORC Generator ลดจาก 220.634 kW เหลือ 219.279 kW, Expander ลดจาก 202.866 kW เหลือ 167.56 kW และ Condenser ลดจาก 69.365 kW เหลือ 59.854 kW ขณะที่การกู้คืนเอกเซอร์ยีใน อินเตอร์คูลเลอร์ ลดลงจาก -8.82 kW เหลือ -7.11 kW ส่วนในอุปกรณ์อื่นเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย แสดงว่าการเพิ่ม

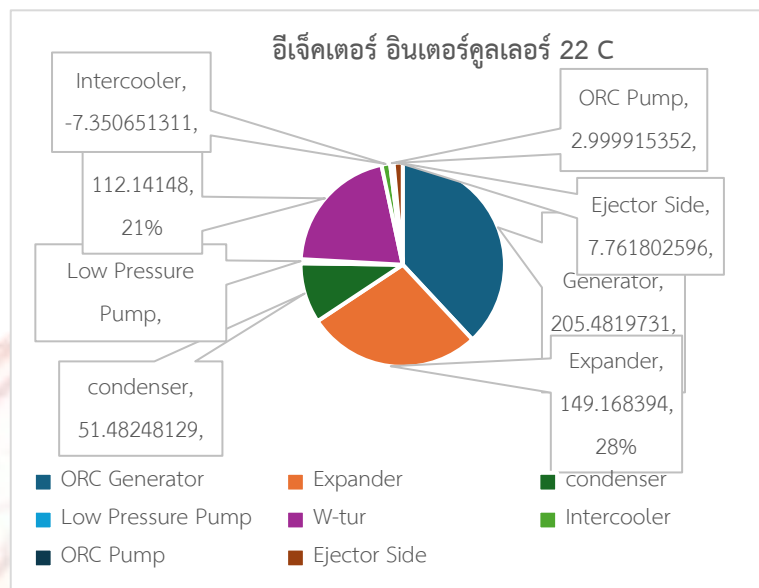
อุณหภูมิ อินเตอร์คูลเลอร์ ช่วยลดภาวะสูญเสียในองค์ประกอบหลักของระบบ แต่ลดประสิทธิภาพการกู้คืนเอกเซอร์ยีใน อินเตอร์คูลเลอร์ เล็กน้อย



ภาพที่ 5-7 การนำเข้าเอกเซอร์ยีของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ 20 °C

ภาพแผนภูมิวงกลมแสดงสัดส่วนของเอกเซอร์ยีที่ถูกนำเข้าสู่ระบบ อีเจ็คเตอร์-ORC โดยใช้ อินเตอร์คูลเลอร์ ที่อุณหภูมิ 20°C ซึ่งอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าคงที่ที่ 90°C โดยพบว่าการ ทำลายเอกเซอร์ยีสูงสุดใน ORC Generator คิดเป็น 212.447 kW หรือประมาณ 37% ของทั้งหมด รองลงมาคือ Expander ที่ 158.36 kW (28%) และ Condenser ที่ 61.902 kW (11%) ขณะที่ กำลังงานเพลลา มีค่าอยู่ที่ 117.40 kW (21%) องค์ประกอบอื่น ๆ เช่น อีเจ็คเตอร์ Side, อินเตอร์คูลเลอร์, ORC Pump และ Low Pressure Pump มีสัดส่วนการเอกเซอร์ยีที่ถูกนำเข้ามาค่อนข้างต่ำ โดยรวมกันไม่ถึง 5%

เมื่อเปรียบเทียบผลการกระจายเอกเซอร์ยีที่ถูกนำเข้ามาระหว่างอุณหภูมิ อินเตอร์คูลเลอร์ ที่ 18°C และ 20°C พบว่าการเปลี่ยนแปลงโดยรวมมีแนวโน้มการลดลง โดย ORC Generator ลดจาก 219.279 kW (37%) เหลือ 212.447 kW (37%) และ Expander ลดจาก 167.56 kW (29%) เหลือ 158.36 kW (28%) ขณะที่ Condenser เพิ่มขึ้นเล็กน้อยจาก 59.854 kW (10%) เป็น 61.902 kW (11%) ส่วน กำลังงานเพลลา ลดเล็กน้อยจาก 120.70 kW เหลือ 117.40 kW และองค์ประกอบย่อยอื่น ๆ เช่น อีเจ็คเตอร์ Side, อินเตอร์คูลเลอร์, ORC Pump และ Low Pressure Pump มีการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย สะท้อนว่าเมื่ออุณหภูมิ อินเตอร์คูลเลอร์ เพิ่มขึ้น ในอุปกรณ์ขับเคลื่อนหลัก มีแนวโน้มลดลงเล็กน้อย ในขณะที่คอนเดนเซอร์เพิ่มขึ้นเล็กน้อยเพื่อชดเชยกัน



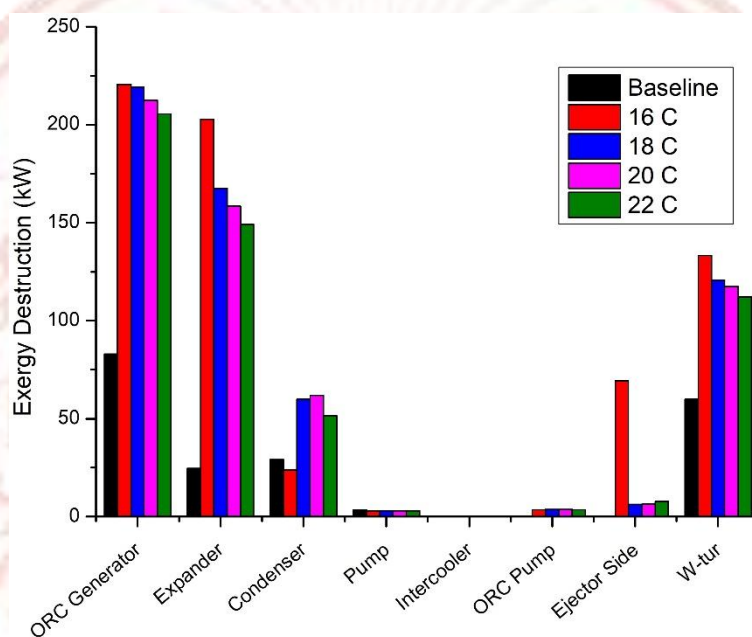
ภาพที่ 5-8 การนำเข้าเอกเซอร์ยี่ของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ 22°C

กราฟวงกลมนี้แสดงการกระจายสัดส่วนของการนำเข้าเอกเซอร์ยี่ (การนำเข้าเอกเซอร์ยี่) ในวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์เมื่อใช้อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ที่ 22°C ซึ่งอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าคงที่ที่ 90°C โดย ORC Generator ยังคงเป็นส่วนที่มีการทำลายเอกเซอร์ยี่สูงสุด คิดเป็น 205.482 kW หรือ 38% ของทั้งหมด รองลงมาคือ Expander ที่ 149.168 kW (28%) และ Condenser ที่ 51.482 kW (9%) ส่วน กำลังงานเพลลา มีค่า 112.14 kW (21%) ขณะที่ อีเจ็คเตอร์ Side มีเพียง 7.76 kW (1%) และ อินเตอร์คูลเลอร์ มีค่าเป็นลบเล็กน้อยที่ -7.35 kW (-1%) สะท้อนถึงการถ่ายโอนพลังงานกลับสู่ระบบ องค์ประกอบอื่น ๆ ได้แก่ ORC Pump และ Low Pressure Pump มีค่าน้อยมาก (ประมาณ 1%)

เมื่อเปรียบเทียบกราฟที่อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ 22°C กับ 20°C พบว่าการทำลายเอกเซอร์ยี่ของ ORC Generator ลดลงจาก 212.447 kW (37%) เหลือ 205.481 kW (38%) และ Expander ลดลงจาก 158.36 kW (28%) เหลือ 149.17 kW (28%) ขณะที่ Condenser ลดลงเล็กน้อยจาก 61.902 kW (11%) เป็น 51.482 kW (9%) และ กำลังงานเพลลา ลดลงจาก 117.40 kW (21%) เหลือ 112.14 kW (21%) ส่วน อีเจ็คเตอร์ Side และ อินเตอร์คูลเลอร์ มีการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย โดยรวมแนวโน้มแสดงให้เห็นว่าการเพิ่มอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์จาก 20°C เป็น 22°C ส่งผลให้การทำลายเอกเซอร์ยี่ในทุกองค์ประกอบหลักของระบบลดลงเล็กน้อย

เมื่อเปรียบเทียบวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ ที่ติดตั้ง อีเจ็คเตอร์ กับระบบ Base ในทุกอุณหภูมิของอินเตอร์คูลเลอร์ที่ 16°C, 18°C, 20°C และ 22°C ซึ่งอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าคงที่ที่ 90°C พบว่าระบบที่มี อีเจ็คเตอร์ แสดงประสิทธิภาพโดยรวมที่ดีกว่า โดยการทำลายเอกเซอร์ยี่ ใน

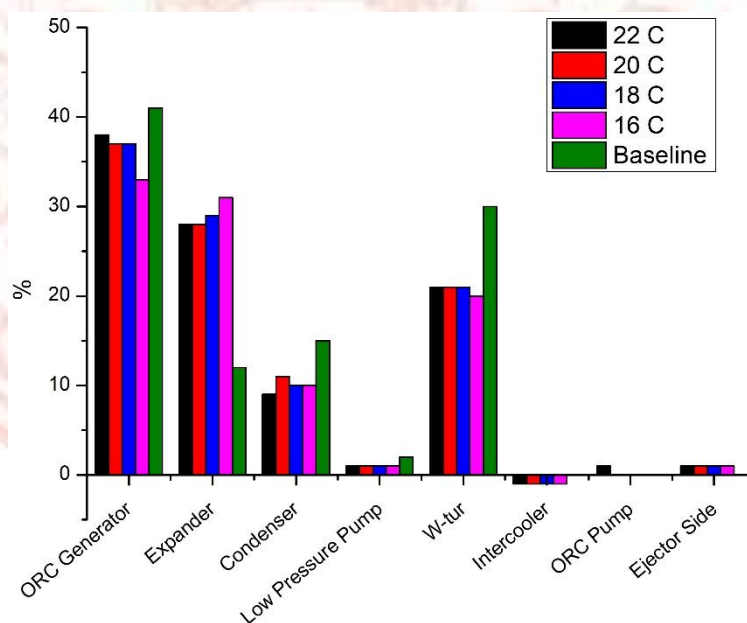
ส่วนประกอบหลัก เช่น ORC Generator และ Expander แม้จะมีค่าสูงขึ้นจากการเพิ่ม อีเจ็คเตอร์ แต่ถูกชดเชยด้วยการไหลเวียนของสารทำงานที่มากขึ้น ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนและการขยายตัวในระบบมีประสิทธิภาพสูงขึ้น นอกจากนี้ การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์มีผลต่อสมดุลและผลผลิตเอกเซอร์ยี โดยที่ระบบที่มี อีเจ็คเตอร์ ยังคงรักษาระดับประสิทธิภาพเหนือกว่าระบบ Base ในทุกอุณหภูมิ สะท้อนให้เห็นว่าเทคโนโลยี อีเจ็คเตอร์ สามารถเพิ่มศักยภาพการใช้พลังงานของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ ได้อย่างมีนัยสำคัญในทุกสภาวะการทำงาน



ภาพที่ 5-9เปรียบเทียบสัดส่วนของการทำลายเอกเซอร์ยีในแต่ละอุปกรณ์

ภาพที่ 5-9 แสดงการทำลายเอกเซอร์ยี (การนำเข้าเอกเซอร์ยี) ของแต่ละองค์ประกอบในวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ เปรียบเทียบการทำลายเอกเซอร์ยีของระบบทำความเย็นแบบ อีเจ็คเตอร์ ภายใต้อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ที่แตกต่างกัน (16 °C, 18 °C, 20 °C, และ 22 °C) กับระบบพื้นฐาน (Baseline) โดยอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าคงที่ที่ 90°C พบว่าการนำ อีเจ็คเตอร์ เข้ามาใช้ในระบบส่งผลให้ค่าการทำลายเอกเซอร์ยีของส่วนประกอบหลักเพิ่มสูงขึ้นอย่างมีนัยสำคัญเมื่อเทียบกับ Baseline โดยเฉพาะ ORC Generator, Condenser, และ Expander อย่างไรก็ตาม เมื่อพิจารณาเฉพาะกลุ่มระบบที่มี อีเจ็คเตอร์ จะเห็นแนวโน้มที่ชัดเจนว่า เมื่ออุณหภูมิของอินเตอร์คูลเลอร์สูงขึ้น ค่าการทำลายเอกเซอร์ยีในส่วน of ORC Generator, Expander, Condenser และกำลังงานเพลลา มีแนวโน้มลดลงอย่างต่อเนื่อง เช่น ORC Generator มีค่าการทำลายเอกเซอร์ยีสูงสุดที่อุณหภูมิ 16 °C และลดลงเรื่อย ๆ จนถึงอุณหภูมิ 22 °C ส่วนประกอบอื่น ๆ อย่าง Pump, อินเตอร์คูลเลอร์, ORC Pump และ อีเจ็คเตอร์ Side มีค่าการทำลายเอกเซอร์ยีที่ต่ำมากและมีการ

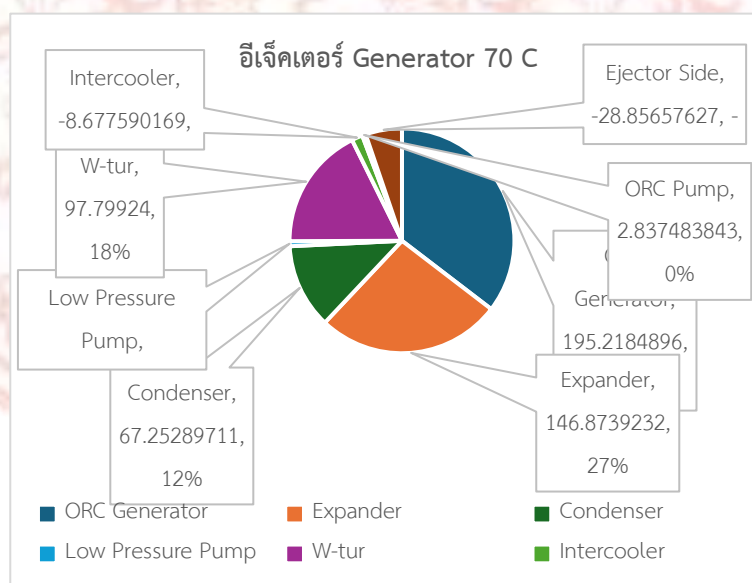
เปลี่ยนแปลงเล็กน้อย ซึ่งบ่งชี้ว่าการเพิ่มอุณหภูมิของอินเทอร์คูลเลอร์ช่วยลดการทำลายเอกเซอร์ยีในส่วนประกอบหลักของระบบได้เล็กน้อย ซึ่งการใช้ระบบ อีเจ็คเตอร์ เป็นการยกระดับประสิทธิภาพของระบบอย่างชัดเจน แม้จะมีการทำลายเอกเซอร์ยีในส่วนประกอบหลักเพิ่มขึ้นก็ตาม โดยกราฟแท่งแสดงให้เห็นว่าการนำ อีเจ็คเตอร์ เข้ามาใช้ในระบบ (แท่งสีอื่น ๆ ที่ไม่ใช่ Baseline) ส่งผลให้การทำลายเอกเซอร์ยีในส่วนประกอบหลักอย่าง ORC Generator, Condenser, และ Expander เพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ เมื่อเทียบกับระบบพื้นฐาน (แท่งสีดำ) ซึ่งเป็นผลมาจากความซับซ้อนของระบบและกระบวนการทำงานที่เพิ่มขึ้น แต่ในทางกลับกัน เมื่อพิจารณาในกลุ่มระบบที่มี อีเจ็คเตอร์ ด้วยกันเอง พบว่าการเพิ่มอุณหภูมิของอินเทอร์คูลเลอร์จาก 16 °C ไปยัง 22 °C ส่งผลให้ค่าการทำลายเอกเซอร์ยีในส่วนประกอบหลักทั้งหมดมีแนวโน้มลดลงอย่างต่อเนื่อง แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มอุณหภูมิของอินเทอร์คูลเลอร์นั้นช่วยลดความไม่สามารถผันกลับได้ (irreversibility) ของกระบวนการและเพิ่มประสิทธิภาพของระบบ อีเจ็คเตอร์ ได้อย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งเป็นข้อพิสูจน์ถึงความยืดหยุ่นและความสามารถในการปรับตัวของระบบ อีเจ็คเตอร์ ในการทำงานภายใต้เงื่อนไขที่หลากหลายเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพโดยรวมให้สูงขึ้น เมื่อเทียบกับระบบพื้นฐานที่ไม่สามารถปรับปรุงประสิทธิภาพในลักษณะนี้ได้



ภาพที่ 5-10 สัดส่วนของการทำลายเอกเซอร์ยีเมื่ออุณหภูมิอินเทอร์คูลเลอร์เปลี่ยน

จากกราฟแสดงค่าการทำลายเอกเซอร์ยีในแต่ละองค์ประกอบของระบบ Rankine cycle เปรียบเทียบระหว่างระบบ Baseline และระบบที่ติดตั้ง อีเจ็คเตอร์ ที่อุณหภูมิอินเทอร์คูลเลอร์ 16°C,

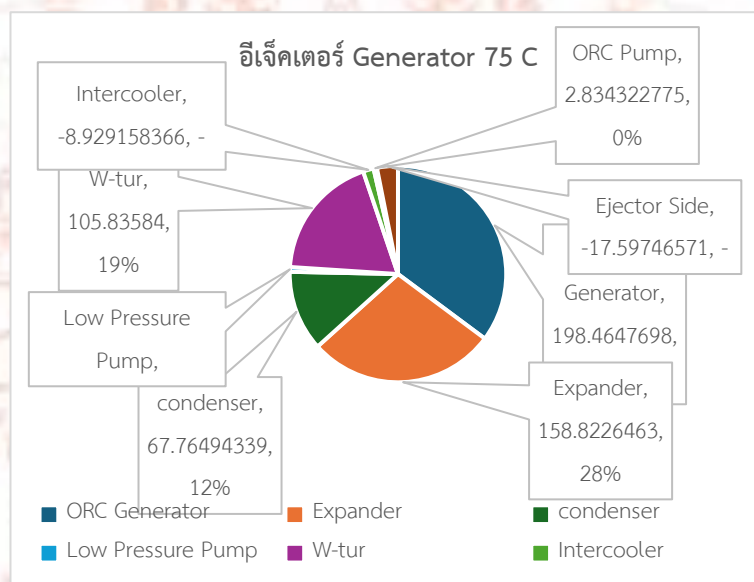
18°C, 20°C และ 22°C โดยใน Baseline พบว่าการทำลายเอกเซอร์ยีสสูงที่สุดเกิดใน ORC Generator (41%) เนื่องจากข้อจำกัดของการแลกเปลี่ยนความร้อนกับแหล่งความร้อน และใน Condenser (15%) จากการถ่ายเทความร้อนที่ไม่สมบูรณ์ ขณะที่องค์ประกอบอื่น ๆ เช่น Expander (12%), กำลังงานเพลลา (30%) และ Low Pressure Pump (2%) มีการสูญเสียอย่างชัดเจน แต่เมื่อเพิ่ม อีเจ็คเตอร์ การสูญเสียใน ORC Generator ลดลงเหลือเพียง 33–38% และ Condenser ลดลงเหลือ (9%) แสดงถึงการใช้เอกเซอร์ยีสอย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น โดยพลังงานที่เหลือถูกส่งต่อไปใช้งานใน กระบวนการอื่น ทำให้การสูญเสียเพิ่มขึ้นใน Expander (28–31%) และ Condenser (9–11%) เนื่องจากต้องรองรับการไหลและพลังงานที่เพิ่มขึ้น รวมถึง Low Pressure Pump (~1%) ที่มีภาระ สูงขึ้น และเกิดการสูญเสียเล็กน้อยใน อีเจ็คเตอร์ Side (~1%) อันเป็นผลจากการทำงานของอุปกรณ์ ใหม่ที่เพิ่มเข้ามา สำหรับผลของอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ พบว่าอุณหภูมิต่ำกว่า (16°C) ทำให้การ สูญเสียใน Expander และ Condenser สูงกว่าอุณหภูมิที่สูงขึ้นเล็กน้อยเนื่องจากความต่างอุณหภูมิ สูงกว่าทำให้ไหลเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น ในขณะที่อุณหภูมิสูงสุด (22°C) ทำให้การสูญเสีย ใน ORC Generator สูงขึ้นเล็กน้อยเพราะประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง แสดงให้เห็น ว่า อีเจ็คเตอร์ สามารถลดการสูญเสียในจุดที่เป็นปัญหาหลักของระบบเดิม และกระจายภาระการ สูญเสียไปยังองค์ประกอบอื่นอย่างสมดุลมากขึ้น ส่งผลให้ระบบโดยรวมมีประสิทธิภาพสูงขึ้นแม้จะมี การสูญเสียเพิ่มในบางจุดเล็กน้อย



ภาพที่ 5-11 การนำเข้าเอกเซอร์ยีสของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิ ORC Generator 70°C

กราฟแสดงสัดส่วนของการนำเข้าเอกเซอร์ยีสซึ่งแบ่งเป็นการทำลายเอกเซอร์ยีสและผลผลิตเอก เซอร์ยีสของแต่ละองค์ประกอบในระบบ Organic Rankine Cycle (ORC) ภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิ

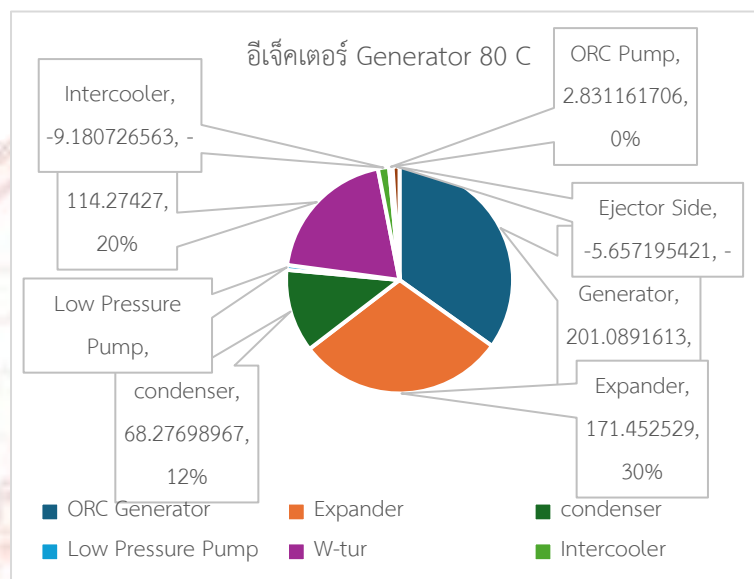
เครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ 70°C และอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์คงที่ที่ 16°C โดยชี้ให้เห็นว่าอุปกรณ์ที่เป็นแหล่งของการทำลายเอ็กเซอร์จีมากที่สุดคือ ORC Generator และ Expander เป็นสองส่วนประกอบหลักที่มีการทำลาย exergy สูงที่สุด โดยมีสัดส่วน 35% และ 27% ตามลำดับ ซึ่งชี้ให้เห็นว่ากระบวนการที่เกิดขึ้นในสองส่วนนี้เป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ รองลงมาคือ กำลังงานเพลลา ซึ่งมีการทำลาย exergy 18% และ Condenser ที่ 12% ซึ่งทั้งสองส่วนนี้มีบทบาทสำคัญในการผลิตกำลังงาน ส่วนประกอบอื่นๆ มีสัดส่วนการทำลาย exergy ที่น้อยมาก ได้แก่ อีเจ็คเตอร์ ที่ -5%, อินเตอร์คูลเลอร์ ที่ -2%, Low Pressure Pump ที่ 1% และ ORC Pump ที่ 0% ซึ่งอาจหมายถึงเป็นส่วนที่มีการผลิตหรือนำส่งเอ็กเซอร์จีที่มีประโยชน์ออกมา หรือช่วยลดการการทำลายเอ็กเซอร์จีโดยรวมของทั้งระบบ



ภาพที่ 5-12 การนำเข้าเอ็กเซอร์จีของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิ ORC Generator 75°C

กราฟแสดงสัดส่วนของการทำลายเอ็กเซอร์จีและผลผลิตเอ็กเซอร์จีของแต่ละองค์ประกอบในระบบ Organic Rankine Cycle (ORC) ภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ 75°C และอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์คงที่ที่ 16°C โดยพบว่า ORC Generator และ Expander ยังคงเป็นส่วนประกอบหลักที่ก่อให้เกิดการทำลาย exergy มากที่สุด โดยมีสัดส่วน 35% และ 28% ตามลำดับ ซึ่งบ่งชี้ว่าการปรับปรุงประสิทธิภาพของสองส่วนนี้จะส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ ส่วนประกอบที่รองลงมาได้แก่ กำลังงานเพลลา และ Condenser ซึ่งมีสัดส่วน 19% และ 12% ตามลำดับ โดยทั้งสองส่วนนี้มีบทบาทสำคัญในการผลิตกำลังงานในระบบ สำหรับส่วนประกอบอื่น ๆ นั้น มีการทำลาย exergy ในสัดส่วนที่ต่ำกว่ามาก ได้แก่ อีเจ็คเตอร์ Side ที่ -3%, อินเตอร์คูลเลอร์ ที่ -2%, Low Pressure Pump ที่ 1% และ ORC Pump ที่ 0% โดยค่าลบของอี

เจ็คเตอร์ Side และ อินเตอร์คูลเลอร์ อาจเป็นผลจากการรับ exergy จากภายนอกหรือการพิจารณาในภาพแบบที่แตกต่างกัน การวิเคราะห์นี้แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มอุณหภูมิของ Generator จาก 70 °C เป็น 75 °C มีการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนการทำลาย exergy เล็กน้อย

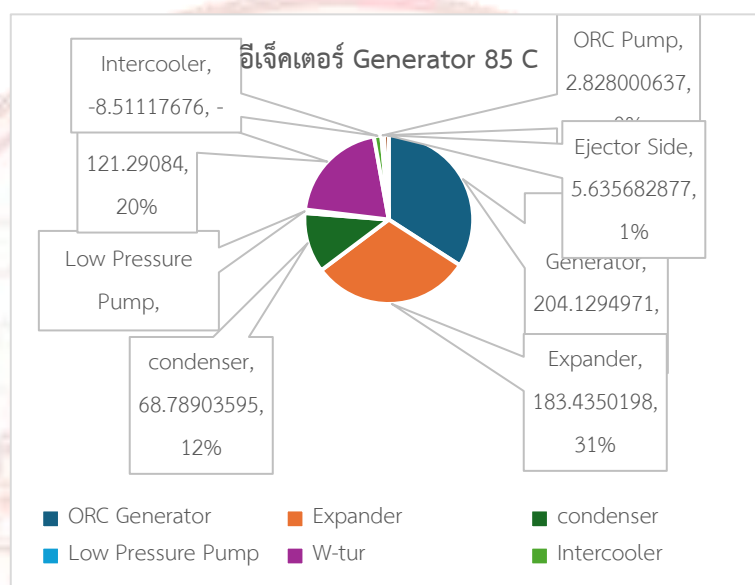


ภาพที่ 5-13 การนำเข้าเอกเซอร์ยีของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิ ORC Generator 80°C

กราฟแสดงสัดส่วนของการทำลายเอกเซอร์ยีและผลผลิตเอกเซอร์ยีของแต่ละองค์ประกอบในระบบ Organic Rankine Cycle (ORC) ภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ 80°C และอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์คงที่ที่ 16°C พบว่าการทำลาย exergy ส่วนใหญ่เกิดขึ้นในส่วนประกอบหลักสองส่วน ได้แก่ ORC Generator และ Expander โดยมีสัดส่วน 35% และ 30% ตามลำดับ ซึ่งบ่งชี้ว่าการปรับปรุงประสิทธิภาพของส่วนประกอบทั้งสองนี้จะส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ ส่วนประกอบที่รองลงมาได้แก่ กำลังงานเพลลา ที่มีสัดส่วน 20% และ Condenser ที่ 12% ซึ่งมีบทบาทสำคัญในการผลิตกำลังงาน ส่วนประกอบอื่นๆ มีสัดส่วนการทำลาย exergy ที่ค่อนข้างต่ำ ได้แก่ Low Pressure Pump และ อินเตอร์คูลเลอร์ ที่มีสัดส่วน 1% และ -3% ตามลำดับ ขณะที่ อีเจ็คเตอร์ Side มีสัดส่วนการทำลาย exergy ที่ -1% และ ORC Pump มีสัดส่วน 0%

เมื่ออุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) เพิ่มขึ้นจาก 75 °C เป็น 80 °C การทำลาย exergy โดยรวมลดลงเล็กน้อย โดยมีการกระจายตัวของการทำลาย exergy ในแต่ละส่วนประกอบที่เปลี่ยนแปลงไป ORC Generator และ Expander ยังคงเป็นส่วนประกอบหลักที่ทำลาย exergy สูงที่สุด แต่สัดส่วนของ ORC Generator มีสัดส่วนคงที่ที่ 35% และ Expander มีสัดส่วนเพิ่มขึ้นจาก 30% เป็น 28% และ กำลังงานเพลลา เพิ่มขึ้นจาก 19% เป็น 20% ซึ่งบ่งชี้ว่าการเพิ่มอุณหภูมิส่งผลต่อ

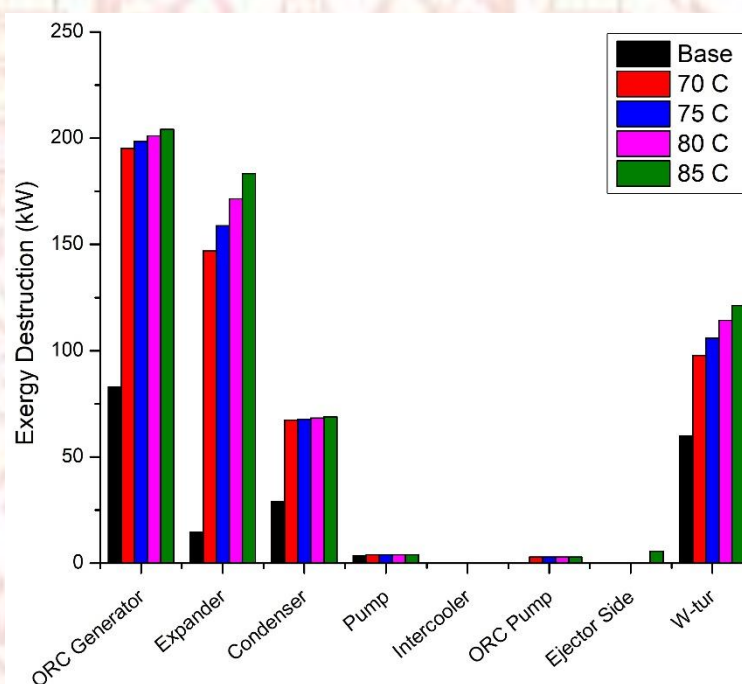
การทำงานของส่วนเหล่านี้ ส่วน อีเจ็คเตอร์ Side มีการทำลาย exergy ลดลงจาก -3% เป็น -1% และส่วนประกอบอื่น ๆ เช่น Low Pressure Pump, อินเตอร์คูลเลอร์, และ ORC Pump ยังคงมีสัดส่วนการทำลาย exergy ที่คงที่หรือเปลี่ยนแปลงเล็กน้อย แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มอุณหภูมิในช่วงนี้ ทำให้การทำลาย exergy ในส่วนหลักลดลง และมีการกระจายไปยังส่วนอื่น ๆ มากขึ้นเล็กน้อย



ภาพที่ 5-14 การนำเข้าเอกเซอร์ยีของ ORC-ECC ที่อุณหภูมิ ORC Generator 85°C

กราฟแสดงสัดส่วนของการทำลายเอกเซอร์ยีและผลผลิตเอกเซอร์ยีของแต่ละองค์ประกอบในระบบ Organic Rankine Cycle (ORC) ภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ 85°C และอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์คงที่ที่ 16°C พบว่าการทำลาย exergy ส่วนใหญ่กระจุกตัวอยู่ที่สามส่วนประกอบหลัก ได้แก่ ORC Generator, Expander และ กำลังงานเพลลา โดยมีสัดส่วน 34%, 31% และ 20% ตามลำดับ ซึ่งชี้ให้เห็นว่ากระบวนการที่เกิดขึ้นในส่วนประกอบเหล่านี้เป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ รองลงมาคือ Condenser ที่มีสัดส่วน 12% ส่วนประกอบอื่น ๆ มีสัดส่วนการทำลาย exergy ที่ต่ำมาก ได้แก่ อีเจ็คเตอร์ Side ที่ 1% (5.635682877), Low Pressure Pump ที่ 1% (3.981776744), ORC Pump ที่ 0% (2.828000637) และ อินเตอร์คูลเลอร์ ที่ -1% (-8.51117676) โดยค่าการทำลาย exergy ที่เป็นลบของ อินเตอร์คูลเลอร์ อาจเป็นผลมาจากการรับ exergy จากภายนอกหรือจากสมมติฐานการคำนวณที่แตกต่างกัน การวิเคราะห์นี้แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มอุณหภูมิของ Generator ส่งผลให้สัดส่วนการทำลาย exergy ของ ORC Generator ลดลงอย่างต่อเนื่อง ในขณะที่ Expander และ กำลังงานเพลลา มีสัดส่วนการทำลาย exergy เพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นแนวโน้มที่บ่งชี้ถึงการกระจายการทำลาย exergy ไปยังส่วนอื่น ๆ ของระบบ

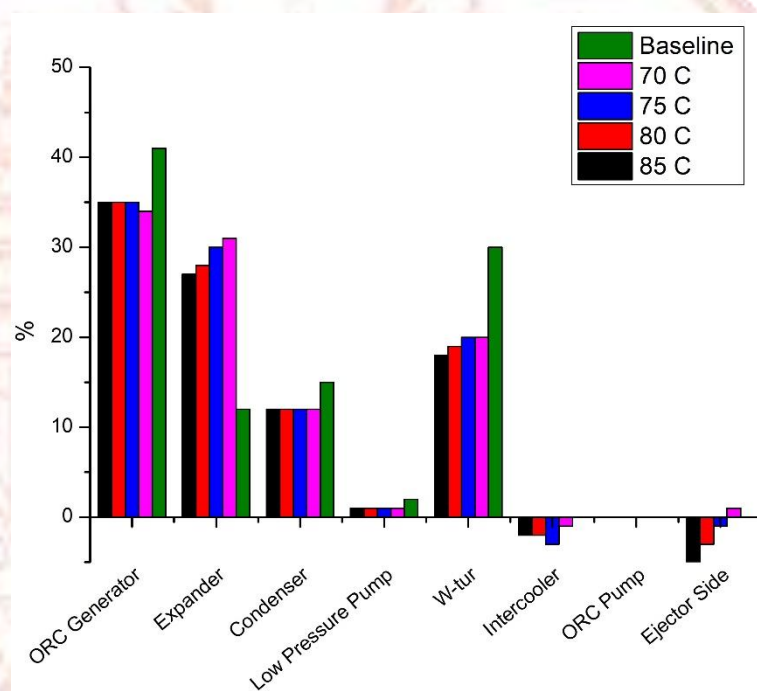
เมื่ออุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) เพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องจาก 70 °C ไปถึง 85 °C การกระจายตัวของการทำลาย exergy ในระบบมีการเปลี่ยนแปลงที่ชัดเจนและมีแนวโน้มที่สม่ำเสมอ โดย ORC Generator มีสัดส่วนการทำลาย exergy ลดลงอย่างต่อเนื่องจาก 35% ที่ 70 °C เป็น 34% ที่ 85 °C ซึ่งบ่งชี้ว่าประสิทธิภาพของส่วนนี้เพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ในทางกลับกัน ส่วนประกอบที่มีหน้าที่ในการผลิตกำลังงานอย่าง Expander และ กำลังงานเพลลา มีสัดส่วนการทำลาย exergy เพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง โดย Expander เพิ่มจาก 27% เป็น 31% และ กำลังงานเพลลา เพิ่มจาก 18% เป็น 20% สำหรับ Condenser ยังคงมีสัดส่วนการทำลาย exergy ค่อนข้างคงที่ที่ประมาณ 12% ตลอดช่วงอุณหภูมิ ส่วน อีเจ็คเตอร์ Side มีการเปลี่ยนแปลงจากค่าลบที่อุณหภูมิ 70 °C (-5%) เป็นค่าบวกที่ 85 °C (1%) ซึ่งแสดงให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงในกระบวนการทำงานของส่วนนี้ สำหรับ Low Pressure Pump, อินเตอร์คูลเลอร์, และ ORC Pump มีสัดส่วนการทำลาย exergy ที่ต่ำและค่อนข้างคงที่ตลอดช่วงอุณหภูมิที่พิจารณา



ภาพที่ 5-15 สัดส่วนของการทำลายเอกเซอร์ยีเมื่ออุณหภูมิเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเปลี่ยน

กราฟแสดงการทำลายเอกเซอร์ยี (Exergy Destruction) ของแต่ละองค์ประกอบในระบบวัฏจักรแรงดันอินทรีย์ (ORC) ภายใต้สภาวะการทำงานที่แตกต่างกัน ได้แก่ ระบบที่ไม่มีอีเจ็คเตอร์และการตั้งค่าอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ 70, 75, 80 และ 85 °C พบว่า การทำลายเอกเซอร์ยีรวมของระบบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า โดยองค์ประกอบที่ทำลายเอกเซอร์ยีมากที่สุดคือ เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ORC Generator และเครื่องขยาย (Expander) ซึ่งการทำลายเอกเซอร์ยีในส่วนนี้เพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญเมื่ออุณหภูมิเครื่องกำเนิดไฟฟ้าสูงขึ้น สำหรับองค์ประกอบอื่นๆ เช่น

เครื่องควบแน่น (Condenser), ปั๊ม (Pump) และกังหันลม (กำลังงานเพลลา) ก็มีการทำลายเอกเซอร์ยีเพิ่มขึ้นเช่นกัน แต่ในสัดส่วนที่น้อยกว่ามากเมื่อเทียบกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้าและเครื่องขยาย ขณะที่อินเตอร์คูลเลอร์ (อินเตอร์คูลเลอร์) และ ปั๊ม ORC (ORC Pump) มีการทำลายเอกเซอร์ยีในปริมาณที่ต่ำมากและแทบไม่เปลี่ยนแปลง สอดคล้องกับหลักการที่ว่า การเพิ่มอุณหภูมิแหล่งความร้อนในวัฏจักร ORC อาจไม่ได้นำไปสู่การเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนเสมอไป หากส่งผลให้การสูญเสียทางเทอร์โมไดนามิกส์หรือการทำลายเอกเซอร์ยีภายในระบบเพิ่มขึ้นในสัดส่วนที่มากกว่า ซึ่งการวิเคราะห์นี้ตอกย้ำถึงความสำคัญของการพิจารณาอุณหภูมิการทำงานที่เหมาะสมเพื่อลดการทำลายเอกเซอร์ยีและเพิ่มประสิทธิภาพของระบบให้ได้สูงสุด



ภาพที่ 5-16 สัดส่วนของการทำลายเอกเซอร์ยีเมื่ออุณหภูมิเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเปลี่ยน

จากกราฟแสดงการเปรียบเทียบการทำลาย exergy ของส่วนประกอบต่าง ๆ ในระบบ อีเจ็คเตอร์ Generator ภายใต้สภาวะที่แตกต่างกัน โดยมีค่าพื้นฐาน (Baseline) และการตั้งค่าอุณหภูมิของ Generator ที่ 70°C, 75°C, 80°C และ 85°C ซึ่งแสดงให้เห็นถึงแนวโน้มที่ชัดเจน: เมื่ออุณหภูมิของ Generator เพิ่มขึ้น การทำลาย exergy ของ ORC Generator จะลดลงอย่างต่อเนื่องจากประมาณ 38% ที่ 70 °C เหลือประมาณ 34% ที่ 85 °C ซึ่งสอดคล้องกับภาพรวมของประสิทธิภาพระบบที่เพิ่มขึ้น ในทางตรงกันข้าม Expander และ กำลังงานเพลลา มีการทำลาย exergy ที่เพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิของ Generator สูงขึ้น โดย Expander เพิ่มจากประมาณ 16% เป็น 20% และ กำลังงานเพลลา เพิ่มจาก 11% เป็น 13% ส่วน Condenser มีสัดส่วนการทำลาย exergy ที่สูงและค่อนข้างคงที่ที่ประมาณ 31% ตลอดช่วงอุณหภูมิที่ทำการศึกษา สำหรับส่วนประกอบอื่น ๆ เช่น Low

Pressure Pump, อินเตอร์คูลเลอร์, ORC Pump และ อีเจ็คเตอร์ Side มีการทำลาย exergy ในสัดส่วนที่ต่ำมากและมีการเปลี่ยนแปลงเล็กน้อย ซึ่งบ่งชี้ว่าการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิของ Generator ส่งผลกระทบลึกต่อการกระจายตัวของการทำลาย exergy ระหว่าง ORC Generator, Expander และ กำลังงานเพลลา

ข้อมูลประสิทธิภาพการใช้พลังงานและเอ็กเซอร์ยีในแต่ละอุปกรณ์จะแสดงอยู่ในตารางที่ 4.1 โดยระบบที่ไม่มีอีเจ็คเตอร์จะแสดงลำดับแรก (1) และระบบที่มีอีเจ็คเตอร์จะแสดงลำดับที่สอง (2) ซึ่งจะมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ อินเตอร์คูลเลอร์ เป็น 16°C, 18°C, 20°C, และ 22°C ตามลำดับ

ตารางที่ 5-3 ข้อมูลการทำลายเอ็กเซอร์ยีและประสิทธิภาพเอ็กเซอร์ยีเมื่ออุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าคงที่

Temperature at อินเตอร์คูลเลอร์ 16 °C				
อุปกรณ์	Exergy Destruction (1)	Exergy Destruction (2)	Exergy Efficiency (1)	Exergy Efficiency (2)
Pump	3.514	2.824	0.114	0.013
ORC Generator	82.944	220.634	0.168	0.163
Expander	24.505	202.866	0.71	0.396
Condenser	29.117	-8.817	0.049	0.228
ORC Pump	-	3.514	-	0.013
อีเจ็คเตอร์	-	23.738	-	0.889
อินเตอร์คูลเลอร์	-	-8.817	-	0.534
Sum	140.08	519.491	-	-
Temperature at อินเตอร์คูลเลอร์ 18 °C				
อุปกรณ์	Exergy Destruction (1)	Exergy Destruction (2)	Exergy Efficiency (1)	Exergy Efficiency (2)
Pump	3.514	2.92	0.114	0.213
ORC Generator	82.944	219.279	0.168	0.153
Expander	24.505	167.556	0.71	0.419

ตารางที่ 5-3 (ต่อ)

Condenser	29.117	59.854	0.049	0.26
ORC Pump	-	2.92	-	0.114
อีเจ็คเตอร์	-	6.249	-	0.966
อินเตอร์คูลเลอร์	-	-7.113		0.495
Sum	140.08	456.82	-	-
Temperature at อินเตอร์คูลเลอร์ 20 °C				
อุปกรณ์	Exergy Destruction (1)	Exergy Destruction (2)	Exergy Efficiency (1)	Exergy Efficiency (2)
Pump	3.514	2.96	0.114	0.206
ORC Generator	82.944	212.447	0.168	0.153
Expander	24.505	158.36	0.71	0.426
Condenser	29.117	61.902	0.049	0.253
ORC Pump	-	3.514	-	0.206
อีเจ็คเตอร์	-	6.396	-	0.964
อินเตอร์คูลเลอร์	-	-7.648		0.28
Sum	140.08	445.033	-	-
Temperature at อินเตอร์คูลเลอร์ 22 °C				
อุปกรณ์	Exergy Destruction (1)	Exergy Destruction (2)	Exergy Efficiency (1)	Exergy Efficiency (2)
Pump	3.514	2.999	0.114	0.199
ORC Generator	82.944	205.482	0.168	0.153
Expander	24.505	149.168	0.71	0.429
Condenser	29.117	51.482	0.049	0.292

ตารางที่ 5-3 (ต่อ)

ORC Pump	-	3.514	-	0.206
อีเจ็คเตอร์	-	7.762	-	0.955
อินเตอร์คูลเลอร์	-	-7.3507		0.349
Sum	140.08	712.995	-	-
	T.int = 16°C		T.int = 18°C	
	T.int = 20°C		T.int = 22°C	
	Thermal	$W_{turbine}$	Thermal	$W_{turbine}$
ORC	12.45	60	12.45	60
อีเจ็คเตอร์	7.3523	133.253	7.5432	120.704
		122.088		101.173
				95.66
				86.902

ตารางนี้นำเสนอการวิเคราะห์ประสิทธิภาพทางเอกเซอร์ยี (Exergy Efficiency) และการทำลายเอกเซอร์ยี (Exergy Destruction) ของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ ภายใต้สองภาพแบบ คือ (1) วัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ ที่ไม่มี อีเจ็คเตอร์ และ (2) วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์โดยพิจารณาที่อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ 16°C, 18°C, 20°C, และ 22°C ผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่าระบบที่มี อีเจ็คเตอร์ มีความได้เปรียบอย่างชัดเจนในการเพิ่มพลังงานเชิงกล (กำลังงานเพลลา) ที่ผลิตได้ โดยเฉพาะที่อุณหภูมิ 16°C ระบบที่มี อีเจ็คเตอร์ สามารถผลิตพลังงานเชิงกลได้สูงถึง 133.253 kW ซึ่งสูงกว่าระบบที่ไม่มี อีเจ็คเตอร์ ที่ผลิตได้เพียง 60 kW ซางเมื่อเปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ ที่ไม่มี อีเจ็คเตอร์ และวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์แล้วจะพบว่างานที่ผลิตได้นั้นเพิ่มขึ้นถึง 122.088%, 101.173%, 95.66%, และ 86.902% ที่อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ 16°C, 18°C, 20°C, และ 22°C ตามลำดับ แสดงถึงความสามารถในการใช้พลังงานความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ แม้ว่าระบบที่มีอีเจ็คเตอร์ จะมีค่า Exergy Destruction ของ ORC Generator สูงกว่าระบบที่ไม่มี อีเจ็คเตอร์ (เช่น 220.634 kW เทียบกับ 82.944 kW ที่ 16°C) แต่เป็นการแลกเปลี่ยนที่คุ้มค่า เนื่องจากพลังงานที่ได้จาก Expander เพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ ทั้งนี้ อีเจ็คเตอร์ ทำหน้าที่

เสริมแรงดันและเพิ่มการไหลของของไหลภายในระบบ ส่งผลให้การถ่ายโอนพลังงานมีประสิทธิภาพมากขึ้น โดยเฉพาะในสถานะที่อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ต่ำ เช่น ที่ 16°C ระบบที่มี อีเจ็คเตอร์ สามารถดึงพลังงานออกจากแหล่งความร้อนได้มากกว่า ส่งผลให้พลังงานความร้อนที่ถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานกลมีมากขึ้น สะท้อนถึงความได้เปรียบของระบบที่มี อีเจ็คเตอร์ ในการเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ และเหมาะสมสำหรับการใช้งานในระบบที่เน้นการผลิตพลังงานจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำหรือพลังงานความร้อนทิ้ง (Waste Heat Recovery) ที่ต้องการเพิ่มปริมาณพลังงานที่ได้จากแหล่งพลังงานจำกัด รวมถึงการเปรียบเทียบแสดงให้เห็นว่า วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ให้ประสิทธิภาพโดยรวมที่ดีกว่า แม้ว่าจะมีการทำลายเอกเซอร์ยี่รวมสูงกว่า

ตารางที่ 5-4 ข้อมูลการทำลายเอกเซอร์ยี่และประสิทธิภาพเอกเซอร์ยี่เมื่ออุณหภูมิของคอนเดนเซอร์คงที่

Temperature at Generator 70°C				
อุปกรณ์	Exergy Destruction (1)	Exergy Destruction (2)	Exergy Efficiency (1)	Exergy Efficiency (2)
Pump	3.514	2.837	0.114	0.226
ORC Generator	82.944	195.218	0.168	0.12
Expander	24.505	146.874	0.71	0.4
Condenser	29.117	67.253	0.049	0.235
ORC Pump	-	3.981	-	0.114
อีเจ็คเตอร์	-	-28.857	-	0.889
อินเตอร์คูลเลอร์	-	-8.676	-	0.534
Sum	140.08	383.92	-	-
Temperature at Generator 75°C				
อุปกรณ์	Exergy Destruction (1)	Exergy Destruction (2)	Exergy Efficiency (1)	Exergy Efficiency (2)
Pump	3.514	2.834	0.114	0.227

ตารางที่ 5-4 (ต่อ)

ORC Generator	82.944	198.465	0.168	0.13
Expander	24.505	158.823	0.71	0.4
Condenser	29.117	67.765	0.049	0.234
ORC Pump	-	3.981	-	0.114
อีเจ็คเตอร์	-	-17.597	-	0.966
อินเตอร์คูลเลอร์	-	-8.929	-	0.528
Sum	140.08	410.651	-	-
Temperature at Generator 80°C				
อุปกรณ์	Exergy Destruction (1)	Exergy Destruction (2)	Exergy Efficiency (1)	Exergy Efficiency (2)
Pump	3.514	2.831	0.114	0.227
ORC Generator	82.944	201.089	0.168	0.14
Expander	24.505	171.453	0.71	0.4
Condenser	29.117	68.277	0.049	0.232
ORC Pump	-	3.982	-	0.114
อีเจ็คเตอร์	-	-5.657	-	0.964
อินเตอร์คูลเลอร์	-	-9.181	-	0.522
Sum	140.08	438.121	-	-
Temperature at Generator 85°C				

ตารางที่ 5-4 (ต่อ)

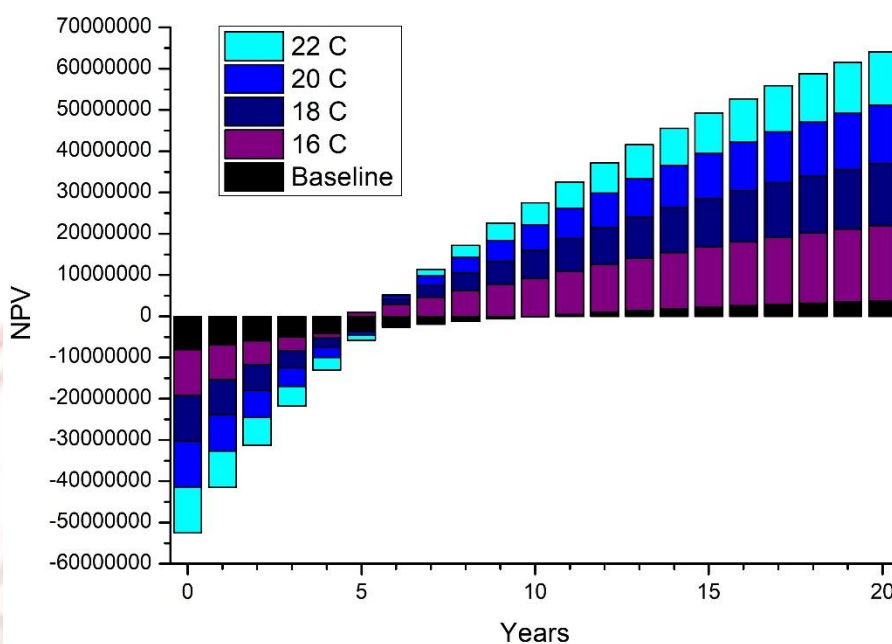
อุปกรณ์	Exergy Destruction (1)		Exergy Destruction (2)		Exergy Efficiency (1)		Exergy Efficiency (2)	
Pump	3.514		2.828		0.114		0.228	
ORC Generator	82.944		204.129		0.168		0.15	
Expander	24.505		183.435		0.71		0.398	
Condenser	29.117		68.789		0.049		0.23	
ORC Pump	-		3.981		-		0.114	
อีเจ็คเตอร์	-		5.636		-		0.971	
อินเตอร์คูลเลอร์	-		-8.511				0.542	
Sum	140.08		465.634		-		-	
	$T_{\text{gen}} = 70^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{gen}} = 75^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{gen}} = 80^{\circ}\text{C}$		$T_{\text{gen}} = 85^{\circ}\text{C}$	
	Thermal	W_{turbine}	Thermal	W_{turbine}	Thermal	W_{turbine}	Thermal	W_{turbine}
ORC	12.45	60	12.45	60	12.45	60	12.45	60
อีเจ็คเตอร์	7.3523	97.799	7.5432	105.836	7.5724	114.274	7.4787	121.291
		62.999		76.393		90.457		102.151

จากตารางที่ 5-4 ซึ่งแสดงข้อมูลการทำลายเอกเซอร์ยี (Exergy Destruction) และ ประสิทธิภาพเอกเซอร์ยี (Exergy Efficiency) ของอุปกรณ์ในวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ ภายใต้ อุณหภูมิของเครื่องกำเนิด (Generator) ที่แตกต่างกันคือ 70, 75, 80 และ 85°C พบว่า อุปกรณ์ที่มีการทำลายเอกเซอร์ยีสูงที่สุดในทุกกรณีคือ ORC Generator โดยมีค่าการทำลายเอกเซอร์ยีเพิ่มขึ้น

ตามอุณหภูมิของเครื่องกำเนิด จาก 195.218 kW ที่ 70°C เป็น 204.129 kW ที่ 85°C และมีประสิทธิภาพเอกเซอร์ยี่อยู่ในช่วง 0.12–0.15 ในขณะที่ Expander มีการทำลายเอกเซอร์ยี่เพิ่มขึ้น จาก 146.874 kW ที่ 70°C เป็น 183.435 kW ที่ 85°C แต่ยังคงมีค่าประสิทธิภาพเอกเซอร์ยี่สูงที่สุด เมื่อเทียบกับอุปกรณ์อื่น โดยอยู่ที่ประมาณ 0.4–0.71 ส่วน Condenser มีการทำลายเอกเซอร์ยี่ ในช่วง 67–69 kW และมีประสิทธิภาพต่ำที่สุด (0.049–0.235) ซึ่งบ่งชี้ถึงความสูญเสียสูงใน กระบวนการถ่ายเทความร้อน ด้าน Pump และ ORC Pump แม้จะมีการทำลายเอกเซอร์ยี่ค่อนข้าง ต่ำ (ไม่เกิน 4 kW) แต่ประสิทธิภาพเอกเซอร์ยี่ยังต่ำกว่าหนึ่งมาก แสดงถึงข้อจำกัดเชิงเทอร์โม ไดนามิกส์ ขณะที่ อีเจ็คเตอร์ และ อินเตอร์คูลเลอร์ แสดงให้เห็นค่ามีการกู้คืนเอกเซอร์ยี่สุทธิ (ผลต่าง เอกเซอร์ยี่สุทธิเป็นลบในดุลบัญชี) ซึ่งสอดคล้องกับการทำหน้าที่ช่วยลดการสูญเสียและเพิ่ม ประสิทธิภาพของระบบ โดยเฉพาะ อีเจ็คเตอร์ ที่มีค่า ประสิทธิภาพเอกเซอร์ยี่สูงถึง 0.889–0.971 ใน ทุกกรณี จากผลรวม (Sum) พบว่าการทำลายเอกเซอร์ยี่ทั้งหมดเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิของเครื่องกำเนิด จาก 383.92 kW ที่ 70°C ไปจนถึง 465.634 kW ที่ 85°C ซึ่งสะท้อนให้เห็นว่าแม้การเพิ่มอุณหภูมิ ของเครื่องกำเนิดจะช่วยเพิ่มกำลังผลิตและมูลค่าทางเศรษฐศาสตร์ แต่ในเชิงเอกเซอร์ยี่จะทำให้ความ สูญเสียสะสมเพิ่มขึ้นด้วย ดังนั้นการวิเคราะห์นี้ชี้ให้เห็นความจำเป็นในการออกแบบและเลือกอุณหภูมิ การทำงานของเครื่องกำเนิดที่เหมาะสมเพื่อสร้างสมดุลระหว่างผลตอบแทนทางเศรษฐศาสตร์และ ประสิทธิภาพทางเทอร์โมไดนามิกส์ของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์

5.3 การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของระบบ

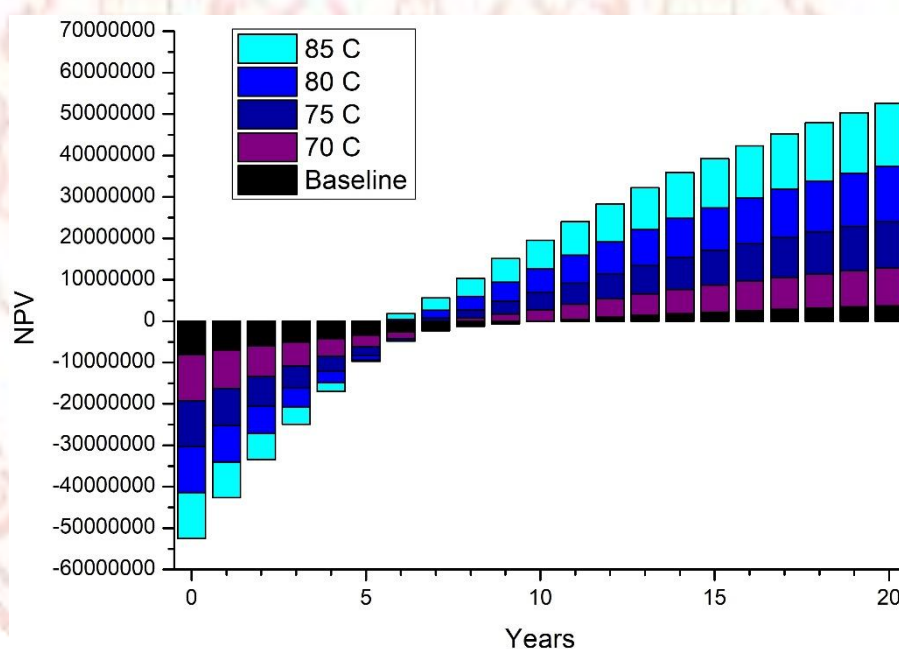
ส่วนนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อแสดงให้เห็นถึงผลกำไรทางเศรษฐศาสตร์เมื่อตัดสินใจติดตั้งวัฏจักรทำ ความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์เพื่อขายไฟฟ้า ซึ่งสิ่งนี้สามารถบ่งชี้ได้จากระยะเวลาคืนทุนเมื่อใช้แบบจำลอง ทางเศรษฐศาสตร์ตามที่อธิบายไว้ก่อนหน้านี้ในส่วนการกำหนดต้นทุนเพื่อประมาณต้นทุนการ ติดตั้งวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์และระบบทั่วไปนั้นทำได้โดยสมการที่แสดงไว้ในตารางที่ 2 มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) ถูกกำหนดสำหรับการประเมินทางเศรษฐศาสตร์ กำลังเพลที่ผลิตได้จากทั้ง สองระบบนั้นใช้เพื่อประเมินผลกำไรทางเศรษฐศาสตร์เพื่อให้แสดงระยะเวลาคืนทุนได้ ผลกำไรทาง เศรษฐศาสตร์นั้นขึ้นอยู่กับชั่วโมงการทำงาน 7,200 ชั่วโมง/ปี



ภาพที่ 5-17 เปรียบเทียบมูลค่าปัจจุบันสุทธิของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ เมื่ออุณหภูมิคอนเดนเซอร์เปลี่ยน

จากภาพที่ 5-17 ซึ่งเป็นการนำเสนอผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์เชิงเทคนิคเพื่อเปรียบเทียบมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value: NPV) ของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ตลอดอายุโครงการ 20 ปี ภายใต้สภาวะการทำงานที่แตกต่างกัน 4 กรณี โดยมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์เป็น 16, 18, 20 และ 22 °C ในขณะที่ควบคุมอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) ให้คงที่ที่ 90°C นั้น สามารถอธิบายได้ว่า ณ ปีที่ 0 ทุกกรณีศึกษามีค่า NPV ติดลบในระดับที่เท่ากัน ซึ่งสะท้อนถึงเงินลงทุนเริ่มต้น (Initial Investment) ของโครงการ เมื่อระบบเริ่มดำเนินการ ค่า NPV มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องเมื่อเวลาผ่านไป แสดงให้เห็นถึงกระแสเงินสดสุทธิที่เป็นบวกจากการดำเนินงาน โดยมีระยะเวลาคืนทุน (Payback Period) ซึ่งเป็นจุดที่ NPV ข้ามผ่านค่าศูนย์ อยู่ที่ประมาณปีที่ 5 สำหรับสภาวะการทำงานของอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์เป็น 16°C, ระยะเวลาคืนทุนอยู่ที่ 6 ปี สำหรับสภาวะการทำงานของอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์เป็น 18°C และ 20°C, ระยะเวลาคืนทุนอยู่ที่ 7 ปี สำหรับสภาวะการทำงานของอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์เป็น 22°C และสุดท้ายระยะเวลาคืนทุนอยู่ที่ 10 ปี สำหรับสภาวะการทำงานของอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์ของระบบที่ไม่มีอีเจ็คเตอร์ และเมื่อเวลาผ่านไป 20 ปี จะเห็นได้ว่าผลตอบแทนที่สูงที่สุดนั้นคือเมื่อสภาวะการทำงานของอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์เป็น 16°C รองลงมาเป็น 18°C, 20°C, 22°C ตามลำดับ ผลการวิเคราะห์ได้ชี้ให้เห็นอย่างเด่นชัดว่าอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์มีความสัมพันธ์

แบบผกผันโดยตรงกับความคุ้มค่าทางการเงินของโครงการ กล่าวคือ ระบบที่ทำงาน ณ อุณหภูมิคอนเดนเซอร์ต่ำที่สุด (16°C) สามารถสร้างมูลค่าปัจจุบันสุทธิได้สูงสุดตลอดอายุโครงการ และความสามารถในการทำกำไรจะลดหลั่นลงไปตามลำดับเมื่ออุณหภูมิคอนเดนเซอร์เพิ่มสูงขึ้นเป็น 18, 20 และ 22°C ซึ่งทั้งหมดนี้ให้ผลตอบแทนที่ดีกว่ากรณีฐาน (Baseline) อย่างมีนัยสำคัญ ปรากฏการณ์ดังกล่าวสอดคล้องกับหลักการพื้นฐานทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่ว่า การลดอุณหภูมิของแหล่งระบายความร้อนจะทำให้ผลต่างของอุณหภูมิในวัฏจักรกว้างขึ้น ส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบสูงขึ้น สามารถผลิตกำลังไฟฟ้าได้มากขึ้น และนำไปสู่ผลตอบแทนทางการเงินที่สูงขึ้นในที่สุด ดังนั้น การวิเคราะห์นี้จึงเป็นการตอบย้ำว่าการเลือกสถานะอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์เป็นปัจจัยที่สำคัญอย่างยิ่งยวดต่อการตัดสินใจลงทุนและความเป็นไปได้เชิงพาณิชย์ของโครงการผลิตไฟฟ้าด้วยเทคโนโลยี ORC



ภาพที่ 5-18 เปรียบเทียบมูลค่าปัจจุบันสุทธิของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ เมื่ออุณหภูมิเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเปลี่ยน

จากภาพที่ 5-18 ซึ่งนำเสนอผลการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์ของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ ตลอดอายุโครงการ 20 ปี ภายใต้สภาวะที่ปรับ “อุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator)” เป็น 70, 75, 80 และ 85°C เทียบกับกรณีฐาน (Baseline) สามารถอธิบายได้ว่า ณ ปีที่ 0 ทุกกรณีมีค่า NPV ติดลบใกล้เคียงกัน อันเป็นผลจากเงินลงทุนเริ่มต้นของโครงการ เมื่อเริ่มเดินเครื่อง ค่า NPV ในทุกกรณีมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นต่อเนื่อง สะท้อนกระแสเงินสดสุทธิที่เป็นบวกจาก

การดำเนินงาน โดยจุดคุ้มทุน (เมื่อ NPV ข้ามศูนย์) เกิดเร็วที่สุดที่อุณหภูมิ 85°C ประมาณปีที่ 5 รองลงมาคือ 80°C ราวปีที่ 6 ส่วน 75°C จะอยู่ราวปีที่ 6–7 ขณะที่ 70°C และกรณีฐานอยู่ช้าที่สุด ประมาณปีที่ 7 เมื่อครบ 20 ปี จะเห็นลำดับผลตอบแทนชัดเจนคือ 85°C ให้ NPV สูงสุด ตามด้วย 80°C, 75°C, 70°C และระบบที่ไม่มีฮีตเตอร์ตามลำดับ โดยช่องว่างของ NPV ระหว่างกรณี 85°C กับระบบที่ไม่มีฮีตเตอร์กว้างขึ้นอย่างต่อเนื่องเมื่อเวลาผ่านไป สอดคล้องกับหลักการเทอร์โมไดนามิกส์ที่ว่า การเพิ่มอุณหภูมิที่เครื่องกำเนิดทำให้ส่วนต่างอุณหภูมิในวัฏจักรสูงขึ้น เพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนและกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ จึงสร้างกระแสเงินสดและมูลค่าปัจจุบันสุทธิที่มากกว่าอย่างมีนัยสำคัญ ตอกย้ำว่า “การยกระดับอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า” เป็นปัจจัยสำคัญต่อความคุ้มค่าการลงทุนของวัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์

5.4 การประเมินทางอุณหพลศาสตร์เชิงเศรษฐศาสตร์ของระบบ

จากการวิเคราะห์เอกเซอร์ยีในส่วนก่อนหน้านี้ ได้สะท้อนให้เห็นถึงประสิทธิภาพเชิงจริงของแต่ละอุปกรณ์ รวมถึงการสูญเสียเอกเซอร์ยีที่เกิดจากความไม่ผันกลับของกระบวนการ อย่างไรก็ตาม การวิเคราะห์ดังกล่าวยังไม่สามารถแสดงข้อจำกัดทางเศรษฐศาสตร์ของการปรับปรุงประสิทธิภาพของอุปกรณ์ หรือค่าใช้จ่ายที่เกี่ยวข้องได้อย่างครบถ้วน

ดังนั้น เพื่อให้เข้าใจโครงสร้างต้นทุนของระบบการจัดการความร้อนในเชิงลึก จึงได้ทำการวิเคราะห์เชิงเอกเซอร์โกอีโคโนมิกเพิ่มเติม (Exergoeconomic Analysis) เพื่อศึกษาการเกิดขึ้นของต้นทุนเอกเซอร์ยีในแต่ละสถานะของระบบ โดยผลลัพธ์แสดงไว้ใน ตารางที่ 5-5 ภายใต้เงื่อนไขที่กำหนดให้อากาศแวดล้อมที่เข้าสู่คอนเดนเซอร์มีค่าเอกเซอร์ยีเท่ากับศูนย์ ซึ่งเป็นสมมติฐานมาตรฐานในการวิเคราะห์ตามวิธี SPECO (Tsatsaronis & Winhold, 1985)

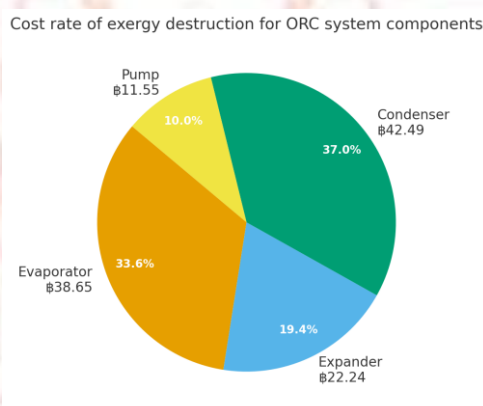
ตารางที่ 5-5 อัตราการไหลของเอกเซอร์ยี อัตราการไหลของต้นทุน และต้นทุนเอกเซอร์ยีต่อหน่วยของแต่ละสถานะในระบบ ORC

State	$\dot{E}_x$ (kW)	c (THB/kWh)	$\dot{C}$ (THB/hr)
1	23.87672	4.09124	97.69
2	112.91900	0.90863	102.60
3	51.63390	1.45935	75.35
4	22.51670	3.53479	79.59

จากผลการคำนวณต้นทุน สามารถประเมินค่าการทำลายเอกเซอร์ยีเชิงต้นทุนของแต่ละอุปกรณ์ได้ภายใต้ค่าพารามิเตอร์อ้างอิงที่กำหนด ผลการวิเคราะห์ใน ภาพที่ 5-15 แสดงให้เห็นว่า เครื่องระเหย (Evaporator) มีค่าการทำลายเอกเซอร์ยีสูงที่สุด รองลงมาคือคอนเดนเซอร์ ซึ่ง

สอดคล้องกับรายงานของ Rosen และ Dincer (2003) ที่ระบุว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแหล่งสูญเสียเอกเซอร์ยีหลักของระบบ ORC

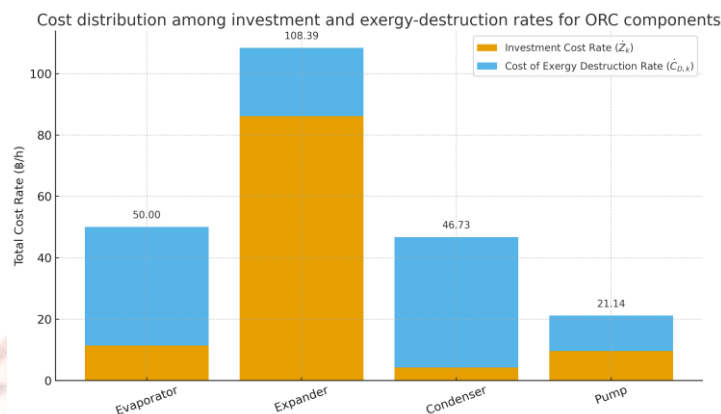
สาเหตุของต้นทุนการทำลายเอกเซอร์ยีที่สูงในเครื่องระเหยและคอนเดนเซอร์ มาจากอัตราการทำลายเอกเซอร์ยีของอุปกรณ์ทั้งสองที่มีค่าสูงกว่าส่วนอื่นของระบบ ในทางตรงกันข้าม บั้มมีต้นทุนรวมที่เกี่ยวข้องกับ “ต้นทุนเชื้อเพลิง” เป็นหลัก มากกว่าต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี ซึ่งสะท้อนว่าภาระทางเศรษฐศาสตร์ของบั้มเกิดจากพลังงานกลขับเคลื่อน มากกว่าการสูญเสียเอกเซอร์ยีภายในกระบวนการ



ภาพที่ 5-19 อัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยีของอุปกรณ์ในระบบ ORC

หมายเหตุ แสดงการเปรียบเทียบอัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยีระหว่างอุปกรณ์หลักของระบบ ORC ซึ่งได้แก่ เครื่องระเหย (Evaporator) เครื่องขยายกำลัง (Expander) และคอนเดนเซอร์ (Condenser) ผลการวิเคราะห์ชี้ว่า เครื่องระเหยมีอัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยีสูงที่สุด รองลงมาคือคอนเดนเซอร์ ส่วนเครื่องขยายกำลังมีสัดส่วนต่ำกว่า สอดคล้องกับแนวโน้มการสูญเสียเอกเซอร์ยีที่เกิดจากกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นหลัก

อย่างไรก็ตาม ก่อนที่จะดำเนินการปรับปรุงด้านการออกแบบหรือการลงทุน จำเป็นต้องวิเคราะห์องค์ประกอบของระบบในเชิงการกระจายต้นทุน เพื่อประเมินความสำคัญทางเอกเซอร์โกอีโคโนมิก (Exergoeconomic significance) และผลกระทบจากการเพิ่มประสิทธิภาพของแต่ละอุปกรณ์ต่อมูลค่าการลงทุนรวมของระบบ โดยความสัมพันธ์ระหว่างต้นทุนการลงทุน (Investment cost) และต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี (Exergy-destruction cost) สามารถสังเกตได้จาก ภาพที่ 5-19 ซึ่งแสดงการกระจายต้นทุนของแต่ละอุปกรณ์ภายในระบบ ORC



ภาพที่ 5-20 การกระจายต้นทุนระหว่างต้นทุนการลงทุนและอัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยีของอุปกรณ์ในระบบ ORC

แสดงการเปรียบเทียบสัดส่วนการกระจายต้นทุนระหว่างต้นทุนการลงทุน (Z_k) และอัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี (C_D^k) ของอุปกรณ์แต่ละชนิดในระบบ ORC พบว่า เครื่องขยายกำลัง (Expander) มีต้นทุนรวมสูงสุด โดยมีสัดส่วนต้นทุนการลงทุนมากที่สุด ในขณะที่เครื่องระเหยและคอนเดนเซอร์มีสัดส่วนต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยีเด่นชัดกว่า แสดงถึงจุดอ่อนด้านเทอร์โม-เศรษฐศาสตร์ที่ควรได้รับการปรับปรุง

จากมุมมองทางเอกเซอร์โกอีโคโนมิก อุปกรณ์ที่ควรได้รับความสำคัญสูงสุดในการปรับปรุงคือ เครื่องขยายกำลัง (Expander) เนื่องจากมีทั้ง ต้นทุนการลงทุน และ ต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี รวมกันสูงที่สุดเมื่อเทียบกับอุปกรณ์อื่น ๆ ในระบบ สำหรับอุปกรณ์ประเภทนี้ ความสัมพันธ์ระหว่าง ประสิทธิภาพเอกเซอร์ยี (Exergy efficiency) และ ต้นทุนการลงทุนจะถูกประเมินผ่าน ตัวประกอบเอกเซอร์โกอีโคโนมิก (Exergoeconomic factor: f_k) เพื่อระบุความคุ้มค่าของการปรับปรุงสมรรถนะในเชิงเศรษฐศาสตร์

ค่าพารามิเตอร์เอกเซอร์โกอีโคโนมิกของแต่ละอุปกรณ์แสดงไว้ใน ตารางที่ 5-6 ซึ่งประกอบด้วย อัตราต้นทุนการลงทุน อัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี ต้นทุนรวม ตัวประกอบ f_k และค่าความแตกต่างสัมพัทธ์ r_k ของระบบ ORC

ตารางที่ 5-6 อัตราต้นทุนการลงทุน อัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี อัตราต้นทุนรวม ตัวประกอบเอกเซอร์โกอีโคโนมิก และค่าความแตกต่างสัมพัทธ์ของอุปกรณ์ในระบบ ORC

Component	$\dot{Z}_k$ (THB/hr)	$\dot{C}_D^k$ (THB/hr)	$\dot{Z}_k + \dot{C}_D^k$ (THB/hr)	f_k (%)	r_k (-)
Evaporator	11.35	38.65	50.00	22.7	0.9505
Expander	86.15	22.24	108.39	79.5	2.631
Condenser	4.24	42.49	46.73	9.1	1.422
Pump	9.59	11.55	21.14	45.4	0.2398

เมื่อทำการวิเคราะห์หองค์ประกอบของระบบโดยพิจารณาทั้ง อัตราต้นทุนการลงทุน (Investment cost rate) และ อัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี (Exergy-destruction cost rate) พบว่า เครื่องขยายกำลัง (Expander) มีต้นทุนรวมสูงที่สุดในระบบ ซึ่งสาเหตุหลักมาจากมูลค่าการลงทุนที่สูงมากของอุปกรณ์นี้ ดังแสดงใน ตารางที่ 5-6

ถัดมาคือ เครื่องระเหย (Evaporator) และ คอนเดนเซอร์ (Condenser) ซึ่งมีต้นทุนรวมรองลงมา โดยมีค่าต้นทุนรวมประมาณ 50.00 และ 46.73 บาทต่อชั่วโมงตามลำดับ ทั้งสองอุปกรณ์มีอัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยีสูงกว่าอัตราต้นทุนการลงทุนอย่างชัดเจน โดยเครื่องระเหยมีสัดส่วนการทำลายเอกเซอร์ยีคิดเป็น 77.3% ของต้นทุนรวม และคอนเดนเซอร์มีค่าสูงถึง 90.9% ซึ่งบ่งชี้ว่าความสูญเสียเอกเซอร์ยีเป็นปัจจัยหลักที่ก่อให้เกิดต้นทุนในอุปกรณ์ทั้งสอง

สำหรับ ปั๊ม (Pump) พบว่าต้นทุนรวมของอุปกรณ์ถูกแบ่งอย่างสมดุลระหว่างต้นทุนที่ไม่เกี่ยวข้องกับเอกเซอร์ยี (เช่น พลังงานขับเคลื่อนเชิงกล) และต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี แสดงให้เห็นว่าระดับการลงทุนในอุปกรณ์ประเภทนี้อยู่ในเกณฑ์เหมาะสม

ในทางกลับกัน เครื่องระเหยและคอนเดนเซอร์มีค่า ตัวประกอบเอกเซอร์โกอีโคโนมิก (f_k) ต่ำ ซึ่งสะท้อนว่าการลดการทำลายเอกเซอร์ยีในอุปกรณ์เหล่านี้เป็นแนวทางที่ควรได้รับความสำคัญ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพโดยรวมของระบบและลดต้นทุนรวมในระยะยาว

สำหรับปั๊ม การเพิ่มประสิทธิภาพของอุปกรณ์ถือว่าคุ้มค่าเชิงเศรษฐศาสตร์ แม้ว่าจะต้องเพิ่มต้นทุนการลงทุนบ้างก็ตาม เนื่องจากต้นทุนเอกเซอร์ยีที่เกี่ยวข้องกับการสูญเสียยังอยู่ในระดับต่ำเมื่อเทียบกับองค์ประกอบอื่นของระบบ

ตารางที่ 5-7 อัตราการไหลของเอกเซอร์ยี อัตราการไหลของต้นทุน และต้นทุนเอกเซอร์ยีต่อหน่วยของแต่ละสถานะในระบบรวมวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์กับวงจรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Cascade ORC–Ejector Cooling Cycle)

Stream	$\dot{c}$ (THB/kWh)	$\dot{E}_x$ (kW)	$\dot{C}$ (THB/hr)
--------	---------------------	------------------	--------------------

1	0.45	53.35	23.86
2	0.81	338.43	274.20
2a	1.66	140.14	232.48
3	0.00	2.33	0.00
4	0.12	21.25	2.53
5	0.003	21.25	0.06
6	0.94	21.46	20.25
7	0.07	51.97	3.69
g	0.98	21.11	20.75
b	1.31	189.64	248.41
h	2.03	111.35	226.53
j	1.00	48.12	48.12

หมายเหตุ ตารางนี้แสดงการกระจายของอัตราการไหลเอกเซอร์ยีและต้นทุนในแต่ละสถานะของ Cascade ORC–Ejector Cooling Cycle) เพื่อแสดงการเปลี่ยนแปลงของต้นทุนเอกเซอร์ยีตามอัตราการไหลของสารทำงานในแต่ละขั้นตอนของระบบ

ผลการคำนวณจากตารางแสดงค่า ต้นทุนเอกเซอร์ยีของแต่ละสตรีมในระบบ ORC–Ejector Cooling (ORC–ECC) พบว่า การกระจายของ ต้นทุนต่อหน่วยเอกเซอร์ยี (c) และ อัตราการไหลของ ต้นทุน (C) สัมพันธ์โดยตรงกับอัตราการไหลของเอกเซอร์ยี ($\dot{E}$) ของแต่ละสตรีม

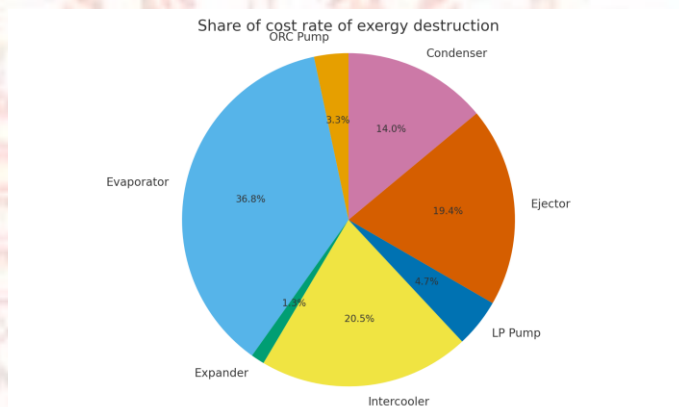
จากผลลัพธ์พบว่า สตรีมที่มีค่าต้นทุนสูงที่สุด ได้แก่ สตรีม 2, สตรีม b และสตรีม h ซึ่งสอดคล้องกับตำแหน่งของ คอนเดนเซอร์ และ คูลลิ่งทาวเวอร์ ที่ทำหน้าที่ระบายความร้อนสู่สารหล่อเย็น ส่งผลให้ต้องรองรับภาระการถ่ายเทความร้อนขนาดใหญ่ จึงกลายเป็นจุดสำคัญ (Critical nodes) ในโครงสร้างต้นทุนของระบบ

ขณะที่ สตรีมที่มีค่าต้นทุนต่อหน่วยสูงแต่มีเอกเซอร์ยีต่ำ เช่น สตรีม 6 และสตรีม g สะท้อนถึงบทบาทของแขนงย่อยที่เกี่ยวข้องกับอินเตอร์คูลเลอร์และอีเจ็คเตอร์ ซึ่งแม้จะมีสัดส่วนเอกเซอร์ยีไม่มาก แต่ยังคงมีความสำคัญในด้านสมดุลของต้นทุนในระบบทั้งหมด

ส่วน สตรีมที่มีค่าต้นทุนต่อหน่วยต่ำมาก ได้แก่ สตรีม 3 ($c = 0$) และสตรีม 5 ($c = 0.003$ บาท/หน่วย) เนื่องจากในบริเวณดังกล่าว การถ่ายโอนเอกเซอร์ยีไม่ก่อให้เกิดภาระต้นทุนเพิ่มเติมอย่างมีนัยสำคัญ อย่างไรก็ตาม สตรีมเหล่านี้ยังมีบทบาทสำคัญในการคงความถูกต้องของสมการดุลเอกเซอร์ยีตามหลักวิธี SPECO

ช่วงค่าต้นทุนต่อหน่วยเอกเซอร์ยี (c) ของแต่ละสตรึมมีความแปรผันกว้าง ตั้งแต่ 0.0 ถึง 2.03 บาทต่อกิโลวัตต์ชั่วโมงเอกเซอร์ยี ซึ่งสอดคล้องกับข้อสังเกตของ Tsatsaronis และ Winhold (1985) ที่ระบุว่าระบบที่มีวงจรถ่ายเทความร้อนหลายแขนง เช่น ORC–Ejector มักมีความไม่สมดุลของต้นทุน (Cost imbalance) ที่เด่นชัดในสตรึมที่เกี่ยวข้องกับการคายความร้อน

นอกจากนี้ ผลดังกล่าวยังสอดคล้องกับงานของ Ahmadi et al. (2016) ซึ่งชี้ให้เห็นว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers) มักเป็นองค์ประกอบหลักที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงเศรษฐศาสตร์ของระบบ เนื่องจากมีทั้งต้นทุนการลงทุนสูงและมีผลต่อสมรรถนะโดยรวมของระบบอย่างมีนัยสำคัญ



ภาพที่ 5-21 อัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยีของอุปกรณ์ในระบบ ORC

แสดงการเปรียบเทียบอัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยีของอุปกรณ์หลักในระบบ ORC ซึ่งได้แก่ เครื่องระเหย (Evaporator) เครื่องขยายกำลัง (Expander) และคอนเดนเซอร์ (Condenser) ผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่า เครื่องระเหยมีอัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยีสูงสุด รองลงมาคือคอนเดนเซอร์ ในขณะที่เครื่องขยายกำลังมีสัดส่วนต่ำกว่า สอดคล้องกับลักษณะการสูญเสียเอกเซอร์ยีในกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนหลักของระบบ

ดังนั้น คอนเดนเซอร์ และ คูลิ่งทาวเวอร์ จึงปรากฏเป็นองค์ประกอบที่มี ต้นทุนรวมสูงที่สุดในระบบ ORC–Ejector (ORC–ECC) และควรได้รับลำดับความสำคัญสูงสุดในการปรับปรุงเชิงออกแบบ เพื่อให้สามารถลดต้นทุนรวมของระบบได้อย่างมีประสิทธิภาพ แนวทางที่ควรพิจารณาได้แก่ การเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน การลดการทำลายเอกเซอร์ยีในกระบวนการ และการพัฒนา กลยุทธ์การจัดการน้ำหล่อเย็นขั้นสูง (Advanced cooling-water management strategies) ซึ่งจะช่วยลดภาระต้นทุนทั้งในด้านการลงทุนและการดำเนินงานของระบบโดยรวม (Ochoa et al., 2020; Aryanfar & Mahmoudi, 2022; Fierro et al., 2022)

นอกจากนี้ ระบบ ORC-Ejector ยังแสดงให้เห็นถึง ศักยภาพเชิงเอกเซอร์โกอีโคโนมิก (Exergoeconomic potential) ที่โดดเด่น ทั้งในด้าน อัตราต้นทุนการลงทุน (Investment cost rate; $\dot{Z}_k$) และ อัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี (Exergy-destruction cost rate; $\dot{C}_D^k$) ซึ่งสะท้อนถึงความสมดุลระหว่างการออกแบบเชิงเทอร์โมไดนามิกและความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบโดยรวม

ตารางที่ 5-8 อัตราต้นทุนการลงทุน อัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี อัตราต้นทุนรวม ตัวประกอบเอกเซอร์โกอีโคโนมิและค่าความแตกต่างสัมพัทธ์ของอุปกรณ์ในระบบรวมวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์กับวงจรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Cascade ORC-Ejector Cooling Cycle)

Component	$\dot{Z}_k$ (THB/hr)	$\dot{C}_D^k$ (THB/hr)	$\dot{Z}_k + \dot{C}_D^k$ (THB/hr)	f_k (%)	r_k (-)
ORC Pump	8.17	0.79	8.96	91.2	0.599
LP Pump	8.17	1.89	10.06	81.2	0.986
Evaporator	14.74	102.5	119.74	12.6	0.746
Expander	207.24	7.55	214.79	96.5	0.989
Intercooler	21.03	2.91	23.94	87.8	0.677
Ejector	4.95	47.9	52.85	9.4	0.186
Condenser	46.07	86.4	132.47	34.7	0.631
Cooling Tower	11.01	128.6	139.61	7.9	0.508

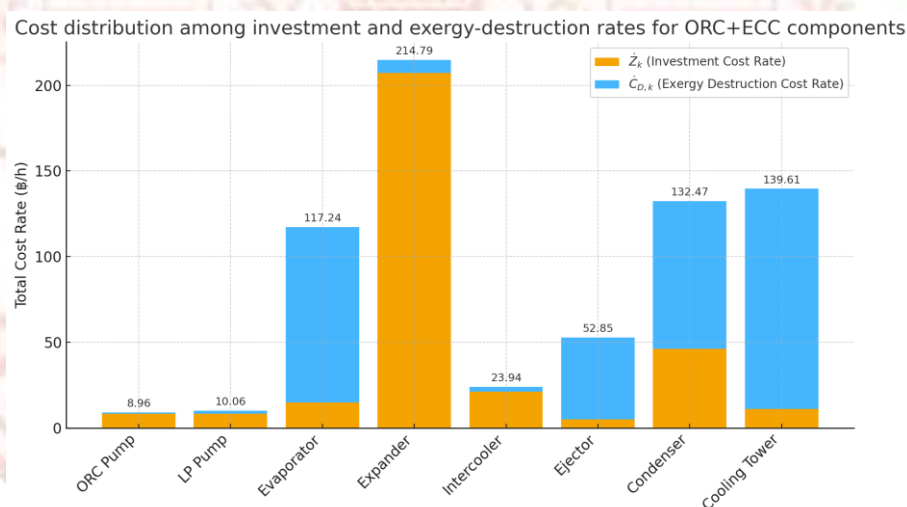
ในกรณีของระบบ ORC มาตรฐาน พบว่า เครื่องขยายกำลัง (Expander) เป็นอุปกรณ์ที่มี ต้นทุนรวมสูงที่สุด (ประมาณ 108.4 บาท/ชั่วโมง) ซึ่งเกิดจาก ต้นทุนการลงทุน เป็นหลัก มากกว่า ต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี ผลลัพธ์นี้สอดคล้องกับรายงานของ Rosen และ Dincer (2003) ที่ระบุว่า Expander มักเป็นองค์ประกอบที่มีอิทธิพลสูงสุดต่อโครงสร้างต้นทุนรวมของระบบ ORC เนื่องจากมีราคาสูงและต้องการการบำรุงรักษาทางวิศวกรรมอย่างต่อเนื่อง

นอกจากนี้ คอนเดนเซอร์ (46.7 บาท/ชม.) และ เครื่องระเหย (50 บาท/ชม.) ก็เป็นอุปกรณ์สำคัญเช่นกัน แต่ผลกระทบของทั้งสองเกิดจาก ต้นทุนการทำลายเอกเซอร์ยี มากกว่าต้นทุนการลงทุน ซึ่งสอดคล้องกับแนวคิดของ Tsatsaronis และ Winhold (1985) และ Bejan, Tsatsaronis และ

Moran (1996) ที่ชี้ว่าการสูญเสียเอกเซอร์ยีในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีบทบาทสำคัญต่อการเพิ่มต้นทุนรวมของระบบพลังงาน (Ochoa et al., 2020)

ในทางตรงกันข้าม สำหรับระบบ ORC-Ejector Cooling (ORC-ECC) พบว่ารูปแบบการกระจายต้นทุนเปลี่ยนแปลงไปอย่างมีนัยสำคัญ โดย คูลิ่งทาวเวอร์ (~139.6 บาท/ชม.) และ คอนเดนเซอร์ (~132.5 บาท/ชม.) กลายเป็นอุปกรณ์ที่มีต้นทุนรวมสูงที่สุด ซึ่งมีสาเหตุหลักจากการทำลายเอกเซอร์ยีในกระบวนการถ่ายเทความร้อน โดยเฉพาะในแขนวงจรที่ต้องแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวนมากกับน้ำหล่อเย็นเพื่อควบคุมอุณหภูมิของสารทำงาน

ขณะเดียวกัน เครื่องระเหย (~117.5 บาท/ชม.) ก็แสดงถึงการสูญเสียเชิงเศรษฐศาสตร์จากการทำลายเอกเซอร์ยีในระดับสูง ซึ่งสอดคล้องกับข้อสังเกตของ Tsatsaronis และ Winhold (1985) ที่ยืนยันว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers) มักเป็นจุดอ่อนหลักของระบบพลังงานในแง่ของต้นทุนเอกเซอร์ยี ทั้งนี้ ผลลัพธ์ยังสอดคล้องกับรายงานของ Zhang et al. (2016), Ochoa et al. (2020) และ Aryanfar และ Mahmoudi (2022) ที่ชี้ว่าการออกแบบและปรับปรุงประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์และคูลิ่งทาวเวอร์เป็นปัจจัยสำคัญที่สุดในการลดต้นทุนรวมของระบบ ORC-Ejector



ภาพที่ 5-22 การกระจายต้นทุนระหว่างต้นทุนการลงทุนและอัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยีของอุปกรณ์ในระบบรวมวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์กับวงจรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Cascade ORC-Ejector Cooling Cycle)

แสดงการเปรียบเทียบสัดส่วนการกระจายต้นทุนระหว่างต้นทุนการลงทุน (Z_k) และอัตราต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี ($C_{D,k}$) ของอุปกรณ์แต่ละชนิดในระบบแคสเคด ORC-Ejector Cooling Cycle ผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่า คอนเดนเซอร์และคูลิ่งทาวเวอร์เป็นองค์ประกอบที่มีต้นทุนรวมสูงที่สุด โดยมีสัดส่วนของต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยีเด่นชัดที่สุด ขณะที่เครื่องขยาย

กำลัง (Expander) ยังคงมีสัดส่วนของต้นทุนการลงทุนมากกว่า สะท้อนถึงความจำเป็นในการเพิ่มประสิทธิภาพด้านการแลกเปลี่ยนความร้อนและการจัดการน้ำหล่อเย็นเพื่อปรับปรุงสมรรถนะทางเทอร์โม-เศรษฐศาสตร์ของระบบ

ผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่า ระบบรวมวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์กับวงจรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Cascade ORC–Ejector Cooling Cycle) สามารถเพิ่มศักยภาพการใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้งได้สูงสุด และช่วยให้ระบบมีความยืดหยุ่นในการทำงานมากขึ้น อย่างไรก็ตาม การผนวกวงจรดังกล่าวยังเพิ่มภาระต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยีในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยเฉพาะในคอนเดนเซอร์และคูลลิ่งทาวเวอร์ซึ่งต้องรับภาระการคายความร้อนจำนวนมาก ดังนั้น การออกแบบระบบ ORC–Ejector ในอนาคตควรมุ่งเน้นการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนและเอกเซอร์ยีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงพัฒนา กลยุทธ์การจัดการน้ำหล่อเย็นขั้นสูง (Advanced Cooling-Water Management) เพื่อช่วยลดต้นทุนรวมของระบบ (Tsatsaronis & Winhold, 1985; Rosen & Dincer, 2003; Wu et al., 2024; Permana et al., 2024) การประเมินเชิงเปรียบเทียบระหว่างระบบ ORC กับ Cascade Organic Rankine Cycle Combined with an Ejector Cooling Cycle components

ผลการวิเคราะห์ต้นทุนเชิงเอกเซอร์โกอีโคโนมิก (Exergoeconomic Cost Analysis) ชี้ว่า ในระบบ ORC มาตรฐาน เครื่องขยายกำลัง (Expander) เป็นองค์ประกอบที่มีต้นทุนรวมสูงที่สุด ≈ 108.4 บาท/ชั่วโมง ซึ่งมีสาเหตุหลักจาก ต้นทุนการลงทุน (Capital-Investment Cost) มากกว่า ต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี (Exergy-Destruction Cost) ผลนี้สอดคล้องกับรายงานของ Rosen และ Dincer (2003) ที่ระบุว่า Expander มักเป็นอุปกรณ์ที่มีราคาสูงที่สุดและเป็นปัจจัยหลักที่กำหนดความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบ ORC

นอกจากนี้เครื่องระเหย (Evaporator) และ คอนเดนเซอร์ (Condenser) ซึ่งมีต้นทุนรวมประมาณ 50 และ 46.7 บาทต่อชั่วโมงตามลำดับ ก็มีบทบาทสำคัญในเชิงเศรษฐศาสตร์ โดยเฉพาะในด้านต้นทุนการทำลายเอกเซอร์ยี ที่สะท้อนการสูญเสียจากการแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนปั๊ม (Pump) มีต้นทุนรวมต่ำที่สุด ≈ 21.1 บาท/ชั่วโมง เนื่องจากใช้พลังงานไฟฟ้าขับเคลื่อนในปริมาณจำกัด (Tsatsaronis & Winhold, 1985; Zhang et al., 2016; Ochoa et al., 2020; Aryanfar & Mahmoudi, 2022)

เมื่อมีการผนวกวงจรทำความเย็น (ECC) เข้ากับ ORC รูปแบบการกระจายต้นทุนเปลี่ยนแปลงไปอย่างชัดเจน โดยคูลลิ่งทาวเวอร์ (≈ 139.6 บาท/ชม.) และ คอนเดนเซอร์ (≈ 132.5 บาท/ชม.) กลายเป็นอุปกรณ์ที่มีต้นทุนรวมสูงที่สุด ซึ่งแตกต่างจาก ORC มาตรฐานที่ Expander เป็นข้อควรหลัก การเปลี่ยนแปลงนี้เกิดจากการเพิ่มขึ้นของต้นทุนการทำลายเอกเซอร์ยีในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเนื่องจากต้องระบายความร้อนจำนวนมากสู่น้ำหล่อเย็นเพื่อรักษาสมดุลอุณหภูมิตั้งแต่ความดันของวงจร

นอกจากนี้ เครื่องระเหย (Evaporator ≈ 117.5 บาท/ชม.) ยังคงมีการสูญเสียเชิงเศรษฐศาสตร์ในระดับสูงจากการทำลายเอกเซอร์ยี ซึ่งสอดคล้องกับข้อสังเกตของ Tsatsaronis และ Winhold (1985) ที่ยืนยันว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมักเป็นจุดอ่อนหลักในแง่ของต้นทุนเอกเซอร์ยี โดยเฉพาะในระบบที่มีวงจรพลังงานหลายแขนงเชื่อมต่อกัน ผลดังกล่าวยังสอดคล้องกับงานของ Zhang et al. (2016) และ Ochoa et al. (2020) ที่รายงานว่าในระบบ ORC–Ejector หรือ Combined Power–Cooling Cycle ต้นทุนเอกเซอร์ยีส่วนใหญ่เกิดจากอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน

โดยสรุป ผลการเปรียบเทียบชี้ว่า ในระบบ ORC มาตรฐาน Expander เป็นตัวกำหนดต้นทุนหลักของระบบ ขณะที่ในระบบ ORC–Ejector (ORC–ECC) จุดคอขวดทางต้นทุนได้เปลี่ยนไปอยู่ที่คอนเดนเซอร์ และ คูลิ่งทาวเวอร์ ข้อค้นพบนี้สะท้อนว่าการปรับปรุง ORC–Ejector ในอนาคตควรมุ่งเน้นที่การเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน และการจัดการน้ำหล่อเย็นอย่างเหมาะสม เพื่อช่วยลดการสูญเสียเอกเซอร์ยีและลดต้นทุนรวมของระบบ (Tsatsaronis & Winhold, 1985; Zhang et al., 2016; Ochoa et al., 2020; Aryanfar & Mahmoudi, 2022)

ตารางที่ 5-9 การเปรียบเทียบโครงสร้างต้นทุนรายอุปกรณ์ แหล่งกำเนิดต้นทุน และแนวทางการปรับปรุง

Aspect	Standard ORC	ORC-ECC	Scholarly Conclusion
Component with highest total cost	Expander (≈ 108.4 THB/hr) [Rosen & Dincer, 2003; Ochoa et al., 2020]	Cooling Tower (≈ 139.6 THB/hr) and Condenser (≈ 132.5 THB/hr) [Tsatsaronis & Winhold, 1985; Zhang	In standard ORC, the expander is the main bottleneck, while in ORC-ECC

		et al., 2016; Wu et al., 2024]	the cost bottleneck shifts to heat exchangers [Zhang et al., 2016; Wu et al., 2024]
Main source of cost	High investment cost rate ($\dot{Z}_k$) of the expander [Rosen & Dincer, 2003; Ochoa et al., 2020]	High exergy-destruction cost rate ($\dot{C}_D^k$) in cooling tower and condenser [Tsatsaronis & Winhold, 1985; Zhang et al., 2016]	ORC+ECC is more sensitive to exergy destruction than investment costs [Zhang et al., 2016; Wu et al., 2024]

ตารางที่ 5-9 (ต่อ)

Evaporator	≈50 THB/hr, mainly due to exergy destruction [Tsatsaronis & Winhold, 1985; Ochoa et al., 2020]	≈117.5 THB/hr, dominated by exergy destruction [Zhang et al., 2016]	The evaporator remains a critical component in both systems [Zhang et al., 2016]
-------------------	--	---	--

Pumps	≈21.1 THB/hr, the lowest in the system [Bejan et al., 1996; Permana et al., 2024]	≈14–20 THB/hr, also relatively low [Permana et al., 2024]	Pumps are not cost bottlenecks [Bejan et al., 1996; Permana et al., 2024]
Improvement strategies	Reduce expander investment cost [Rosen & Dincer, 2003; Ochoa et al., 2020]	Improve heat transfer efficiency and cooling-water management [Tsatsaronis & Winhold, 1985; Aryanfar & Mahmoudi, 2022; Wu et al., 2024]	ORC+ECC requires focus on heat exchanger optimization [Zhang et al., 2016; Wu et al., 2024]

หมายเหตุ ตารางนี้แสดงการเปรียบเทียบเชิงลึกระหว่างระบบ ORC มาตรฐานและระบบแคสเคด ORC–Ejector Cooling Cycle ในระดับอุปกรณ์ โดยแสดงโครงสร้างต้นทุน (ต้นทุนการลงทุนและต้นทุนจากการทำลายเอกเซอร์ยี) แหล่งกำเนิดต้นทุนหลักของแต่ละอุปกรณ์ ตลอดจนแนวทางการปรับปรุงสมรรถนะเชิงเทอร์โม–เศรษฐศาสตร์ และข้อสรุปทางวิชาการจากการวิเคราะห์เชิงเอกเซอร์โกอีโคโนมิก (Exergoeconomic analysis) เพื่อใช้เป็นแนวทางในการออกแบบระบบในอนาคต

ผลการวิเคราะห์ค่า ต้นทุนพลังงานไฟฟ้าแบบถ่วงน้ำหนัก (LCOE) แสดงให้เห็นว่าระบบ ORC–Ejector Cooling (ORC–ECC) ให้ความได้เปรียบทางเศรษฐศาสตร์อย่างชัดเจนเมื่อเทียบกับระบบ ORC มาตรฐาน โดยมีค่า LCOE ต่ำกว่าประมาณ 37–38% ในทุกกรณีการประเมิน (Best, Base และ Worst case)

การลดลงของค่า LCOE ดังกล่าวสะท้อนถึงประโยชน์เชิงเศรษฐศาสตร์จากการผนวกวงจรอีเจ็คเตอร์ ซึ่งช่วยให้สามารถนำพลังงานความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ผลิตพลังงานไฟฟ้าได้อย่างมีประสิทธิภาพ โดยเฉพาะในสภาพภูมิอากาศร้อนขึ้นที่การถ่ายเทความร้อนมักเป็นข้อจำกัดสำคัญของระบบ ORC แบบดั้งเดิม ผลลัพธ์นี้ยืนยันว่า การบูรณาการวงจรอีเจ็คเตอร์ไม่เพียงช่วยลดต้นทุนการผลิตไฟฟ้า แต่ยังเพิ่มศักยภาพเชิงพาณิชย์และส่งเสริมความยั่งยืนของระบบผลิตไฟฟ้าพลังงานเหลือทิ้งได้อย่างมีนัยสำคัญ (Tsatsaronis & Winhold, 1985; Rosen & Dincer, 2003; Zhang et al., 2016; Ochoa et al., 2020; Aryanfar & Mahmoudi, 2022)

ตารางที่ 5-10 ผลการคำนวณต้นทุนพลังงานไฟฟ้าแบบถ่วงน้ำหนัก (LCOE)

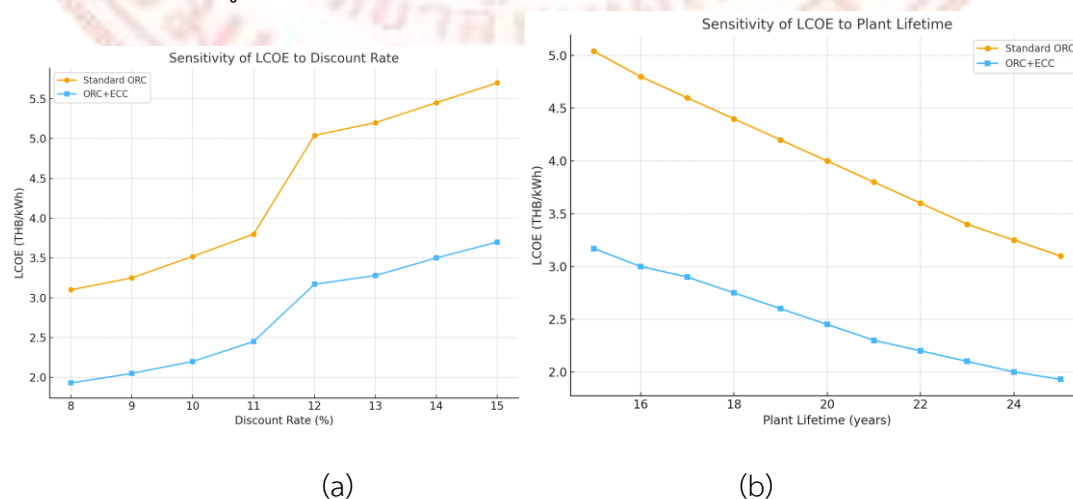
Case	Discount rate (%)	Lifetime (yr)	Hours/yr	LCOE Std. ORC (THB/kWh)	LCOE ORC-ECC (THB/kWh)
Best	8	25	8,760	3.103	1.931
Base	10	20	8,760	3.518	2.201
Worst	12	15	7,000	5.044	3.171

หมายเหตุ ตารางนี้แสดงผลการคำนวณค่า LCOE ของระบบ ORC มาตรฐานและระบบแคลคูลัส ORC-Ejector Cooling Cycle ภายใต้ฉากทัศน์ทางเศรษฐศาสตร์ที่แตกต่างกัน (Best, Base และ Worst case) โดยพิจารณาปัจจัยด้านอัตราคิดลด อายุโครงการ และชั่วโมงการเดินเครื่อง ผลลัพธ์สะท้อนให้เห็นถึงศักยภาพเชิงเศรษฐศาสตร์ของระบบ ORC-Ejector ในการลดต้นทุนการผลิตไฟฟ้า และเพิ่มความสามารถในการแข่งขันเชิงพาณิชย์เมื่อเทียบกับระบบ ORC มาตรฐาน

5.5 การวิเคราะห์ความไวของค่า LCOE (LCOE Sensitivity Analysis)

การวิเคราะห์ความไวของค่า LCOE ต่ออัตราคิดลด (Discount rate) และอายุการใช้งานของโรงงาน (Plant lifetime) แสดงแนวโน้มที่สอดคล้องกันสำหรับทั้งระบบ ORC มาตรฐานและ ORC-Ejector (ORC-ECC) โดยทั่วไป ค่า LCOE จะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราคิดลดเพิ่มขึ้น สะท้อนให้เห็นถึงอิทธิพลของต้นทุนทางการเงินที่สูงขึ้นต่อราคาพลังงานไฟฟ้า

อย่างไรก็ตาม ระบบ ORC-Ejector ยังคงแสดงความได้เปรียบทางเศรษฐศาสตร์อย่างต่อเนื่อง โดยมีค่า LCOE ต่ำกว่าระบบ ORC มาตรฐานประมาณ 35-40% ในทุกกรณี ความแตกต่างดังกล่าวยิ่งเด่นชัดขึ้นเมื่ออัตราคิดลดเพิ่มขึ้น ซึ่งชี้ให้เห็นว่า ระบบ ORC-ECC มีความยืดหยุ่นทางเศรษฐศาสตร์สูงกว่า และสามารถรักษาความคุ้มค่าของการลงทุนได้ดีกว่า ภายใต้เงื่อนไขทางการเงินที่เข้มงวดหรืออัตราผลตอบแทนที่สูง



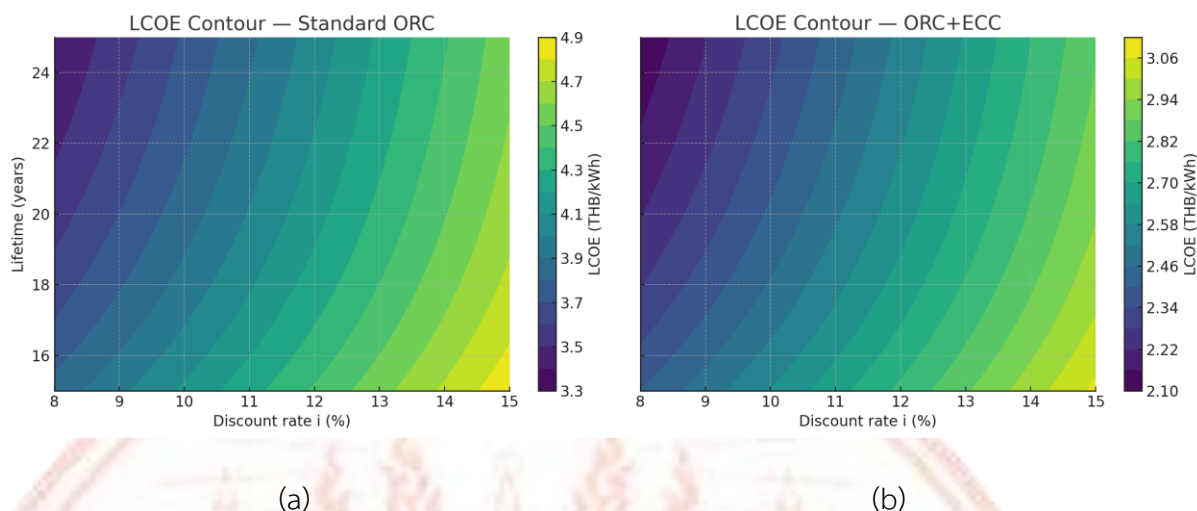
ภาพที่ 5-23 การวิเคราะห์ความไวของต้นทุนพลังงานไฟฟ้าแบบถ่วงน้ำหนัก (LCOE) (a) ผลของอัตราคิดลด และ (b) ผลของอายุโครงการ

แสดงผลการวิเคราะห์ความไวของค่า LCOE ของระบบ ORC มาตรฐานและระบบ ORC-Ejector Cooling (ORC-ECC) ภายใต้การเปลี่ยนแปลงของตัวแปรทางเศรษฐศาสตร์หลัก ได้แก่ (a) อัตราคิดลด (Discount rate) และ (b) อายุโครงการ (Plant lifetime) ผลลัพธ์แสดงให้เห็นว่า เมื่ออัตราคิดลดเพิ่มขึ้น ค่า LCOE ของทั้งสองระบบเพิ่มขึ้นตาม แต่ระบบ ORC-ECC ยังคงมีค่า LCOE ต่ำกว่าอย่างต่อเนื่อง ขณะที่การเพิ่มอายุโครงการส่งผลให้ค่า LCOE ลดลง โดยระบบ ORC-ECC ให้ค่าลดลงมากกว่า สะท้อนถึงความได้เปรียบเชิงเศรษฐศาสตร์และความยั่งยืนของระบบในระยะยาว

การวิเคราะห์ความไวของค่า LCOE ต่ออัตราคิดลดและอายุการใช้งานของโรงงานแสดงแนวโน้มที่สอดคล้องกันทั้งในระบบ ORC มาตรฐานและระบบ ORC-Ejector (ORC-ECC) โดยผลการคำนวณภายใต้อัตราคิดลดระหว่าง 8–15% พบว่า ค่า LCOE ของทั้งสองระบบเพิ่มขึ้นตามอัตราคิดลดที่สูงขึ้น สะท้อนให้เห็นถึงอิทธิพลของต้นทุนทางการเงินต่อราคาพลังงานไฟฟ้าอย่างชัดเจน

อย่างไรก็ตาม ระบบ ORC-Ejector ยังคงรักษาความได้เปรียบทางเศรษฐศาสตร์เหนือกว่าอย่างต่อเนื่อง โดยมีค่า LCOE ต่ำกว่าระบบ ORC มาตรฐานประมาณ 35–40% ในทุกช่วงการวิเคราะห์ และเมื่ออัตราคิดลดเพิ่มขึ้น ความแตกต่างระหว่างสองระบบยิ่งเด่นชัดขึ้น แสดงให้เห็นว่าระบบ ORC+ECC มีความยืดหยุ่นทางเศรษฐศาสตร์ (Economic flexibility) สูงกว่า และสามารถรักษาความคุ้มค่าของการลงทุนได้แม้ภายใต้เงื่อนไขทางการเงินที่เข้มงวด

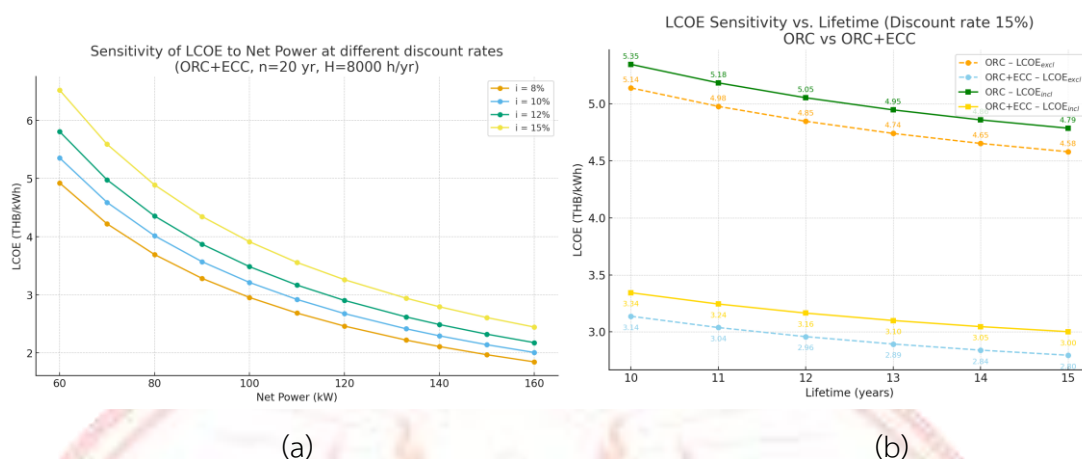
ในด้านอายุการใช้งานของโครงการ (15–25 ปี) พบว่า ค่า LCOE ของทั้งสองระบบมีแนวโน้มลดลงอย่างต่อเนื่อง เมื่อระยะเวลาการดำเนินงานยาวนานขึ้น เนื่องจากต้นทุนการลงทุนถูกเฉลี่ยออกไปในช่วงเวลาที่ยาวกว่า ทั้งนี้ ระบบ ORC-Ejector แสดงการลดลงที่ชัดเจนกว่า โดยสามารถลดค่า LCOE ลงต่ำกว่า 2.0 บาทต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง ภายใต้สมมติฐานที่เอื้ออำนวย เมื่อเทียบกับระบบ ORC มาตรฐานซึ่งมีค่า LCOE ประมาณ 3.1 บาทต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง ผลลัพธ์นี้แสดงให้เห็นว่า ระบบ ORC-Ejector ไม่เพียงให้ข้อได้เปรียบในด้านการบูรณาการเชิงเทอร์โมไดนามิกเท่านั้น แต่ยังมีศักยภาพสูงด้าน ความยั่งยืนทางเศรษฐศาสตร์ในระยะยาว (Long-term economic sustainability) อีกด้วย



ภาพที่ 5-24 แผนภาพคอนทัวร์ของต้นทุนพลังงานไฟฟ้าแบบถ่วงน้ำหนัก (LCOE) สำหรับ (a) ระบบ ORC มาตรฐาน และ (b) ระบบ ORC–Ejector Cooling (ORC–ECC) โดยแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราคิดลดและอายุโครงการ

แสดงแผนภาพคอนทัวร์ของค่า LCOE สำหรับระบบ ORC มาตรฐานและระบบ ORC–Ejector Cooling (ORC–ECC) เมื่อเปลี่ยนแปลงอัตราคิดลดและอายุโครงการ พบว่าค่า LCOE ของทั้งสองระบบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราคิดลดสูงขึ้นและลดลงเมื่ออายุโครงการยาวนานขึ้น โดยระบบ ORC–ECC มีพื้นที่ค่า LCOE ต่ำกว่าอย่างชัดเจนในทุกช่วงพารามิเตอร์ แสดงถึงความสามารถในการแข่งขันเชิงเศรษฐศาสตร์และศักยภาพด้านความยั่งยืนในระยะยาวของระบบที่ผนวกวงจรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์

จากผลการวิเคราะห์ทั้งสองกรณีข้างต้น สามารถยืนยันได้อย่างชัดเจนว่า ระบบ ORC–Ejector Cooling (ORC–ECC) ให้สมรรถนะทางเศรษฐศาสตร์ที่เหนือกว่าระบบ ORC มาตรฐานในทุกสถานการณ์ทางการเงิน โดยเฉพาะภายใต้เงื่อนไขที่มีอัตราคิดลดสูงและอายุโครงการยาวนาน ผลลัพธ์นี้ตอกย้ำศักยภาพของระบบ ORC–Ejector ในการประยุกต์ใช้จริงสำหรับการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานความร้อนเหลือทิ้ง โดยเฉพาะในสภาพภูมิอากาศร้อนชื้นซึ่งการระบายความร้อนเป็นข้อจำกัดสำคัญของระบบ ORC แบบดั้งเดิม (Tsatsaronis & Winhold, 1985; Rosen & Dincer, 2003; Zhang et al., 2016; Ochoa et al., 2020; Aryanfar & Mahmoudi, 2022; Wu et al., 2024)



ภาพที่ 5-25 การวิเคราะห์ความไวของต้นทุนพลังงานไฟฟ้าแบบถ่วงน้ำหนัก (LCOE): (a) ผลของกำลังไฟฟ้าสุทธิภายใต้อัตราคิดลดต่าง ๆ ของระบบ ORC+ECC และ (b) ผลของอายุโครงการที่อัตราคิดลด 15% ในการเปรียบเทียบระหว่างระบบ ORC มาตรฐานและ ORC-Ejector Cooling (ORC-ECC)

แสดงผลการวิเคราะห์ความไวของค่า LCOE ในสองกรณีหลัก ได้แก่ (a) ผลของกำลังไฟฟ้าสุทธิที่เปลี่ยนแปลงภายใต้อัตราคิดลดต่าง ๆ สำหรับระบบ ORC+ECC และ (b) ผลของอายุโครงการที่อัตราคิดลด 15% ในการเปรียบเทียบระหว่างระบบ ORC มาตรฐานและ ORC-Ejector Cooling (ORC-ECC) ผลการวิเคราะห์พบว่า เมื่อกำลังไฟฟ้าสุทธิลดลง ค่า LCOE จะเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ โดยเฉพาะในช่วงอัตราคิดลดสูง ขณะที่การเพิ่มอายุโครงการช่วยลดค่า LCOE ของทั้งสองระบบ และระบบ ORC-ECC ยังคงมีความได้เปรียบเชิงเศรษฐศาสตร์เหนือ ORC มาตรฐานในทุกเงื่อนไข

5.6 การประเมินต้นทุนพลังงานไฟฟ้าแบบถ่วงน้ำหนัก (Levelized Cost of Electricity: LCOE)

การประเมินค่า LCOE เป็นตัวชี้วัดทางเศรษฐศาสตร์ที่สำคัญในการพิจารณาความเป็นไปได้ของระบบ ORC-Ejector (ORC-ECC) ที่เสนอในงานวิจัยนี้ โดยพิจารณาจากมูลค่าการลงทุนรวม 12.90 ล้านบาท อายุโครงการ 20 ปี และอัตราคิดลด 15% พบว่าต้นทุนเฉลี่ยรายปีของระบบอยู่ที่ประมาณ 2.84 ล้านบาทต่อปี (ไม่รวมต้นทุนพลังงานความร้อน) และเพิ่มขึ้นเป็น 3.06 ล้านบาทต่อปี เมื่อนำต้นทุนค่าเสียโอกาสของพลังงานความร้อนเหลือทิ้ง (opportunity cost) มารวมในการวิเคราะห์

เมื่อพิจารณากำลังผลิตไฟฟ้าสุทธิของระบบเท่ากับ 133.253 kW และชั่วโมงการทำงานต่อปี 8,000 ชั่วโมง จะได้พลังงานไฟฟ้าผลิตรวม 1,066,024 kWh/ปี ส่งผลให้ค่า LCOE ที่คำนวณได้เท่ากับ 2.66 บาทต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง (ไม่รวมต้นทุนพลังงานเหลือทิ้ง) และ 2.87 บาทต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง (เมื่อรวมต้นทุนพลังงานเหลือทิ้ง) ซึ่งอยู่ในช่วงที่สามารถแข่งขันได้เมื่อเทียบกับระบบ ORC

มาตรฐานในงานวิจัยก่อนหน้านี้ ซึ่งมักมีค่า LCOE อยู่ระหว่าง 0.08–0.12 USD/kWh (≈ 2.9 –4.3 บาท/kWh) ภายใต้ขนาดและเงื่อนไขการทำงานใกล้เคียงกัน (Quoilin et al., 2013)

จากการวิเคราะห์ความไวของ LCOE ภายใต้อายุโครงการ 10–15 ปี ที่อัตราคิดลด 15% พบว่า ทั้งระบบ ORC มาตรฐานและ ORC–Ejector มีแนวโน้มค่า LCOE ลดลงอย่างต่อเนื่องเมื่ออายุโครงการยาวนานขึ้น เนื่องจากต้นทุนการลงทุนถูกเฉลี่ยในระยะเวลาที่นานกว่า อย่างไรก็ตาม ระบบ ORC–Ejector ยังคงมีค่า LCOE ต่ำกว่าระบบ ORC มาตรฐานอย่างต่อเนื่อง ทั้งในกรณีที่รวมและไม่รวมต้นทุนของพลังงานความร้อนเหลือทิ้ง ความแตกต่างนี้ยืนยันถึงความได้เปรียบทางเศรษฐศาสตร์ของระบบ ORC–Ejector ภายใต้เงื่อนไขทางการเงินที่เข้มงวดและเน้นให้เห็นความสำคัญของการออกแบบที่มุ่งเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนและลดการทำลายเอกเซอร์ยี เพื่อสร้างระบบที่มีความสามารถแข่งขันเชิงพาณิชย์ได้จริง (Tsatsaronis & Winhold, 1985; Rosen & Dincer, 2003; Zhang et al., 2016; Ochoa et al., 2020; Aryanfar & Mahmoudi, 2022)

ผลการวิเคราะห์ชี้ว่า เมื่อพิจารณาพลังงานเหลือทิ้งเป็นแหล่งพลังงานที่ไม่มีค่าใช้จ่าย ระบบ ORC–Ejector สามารถผลิตไฟฟ้าได้ในต้นทุนที่ต่ำกว่า ค่าไฟฟ้าอุตสาหกรรมเฉลี่ยของประเทศไทย (≈ 3.3 บาท/kWh) แม้ในกรณีที่นำต้นทุนค่าเสียโอกาสของพลังงานเหลือทิ้งมาคิดรวม ระบบยังคงมีความสามารถแข่งขันใกล้เคียงกับราคาขายไฟฟ้าของระบบโครงข่าย สะท้อนให้เห็นถึง ศักยภาพทางเศรษฐศาสตร์ที่แข็งแกร่งของเทคโนโลยีการใช้พลังงานความร้อนเหลือทิ้ง โดยเฉพาะในภูมิอากาศร้อนชื้นที่มีข้อจำกัดด้านการระบายความร้อน (Rosen & Dincer, 2003; Ochoa et al., 2020)

นอกจากนี้ ยังพบความไวของค่า LCOE ต่อกำลังสุทธิของระบบว่า เมื่อกำลังไฟฟ้าสุทธิลดลงจาก 160 kW เหลือ 133 kW ค่า LCOE จะเพิ่มจากประมาณ 2.2 บาท/kWh เป็น 2.7 บาท/kWh ซึ่งตอกย้ำถึงความสำคัญของการเพิ่มประสิทธิภาพเอกเซอร์ยี (Exergy efficiency) และลดความไม่ผันกลับ (Irreversibility) ในอุปกรณ์สำคัญอย่างเครื่องระเหย (Evaporator) และ เครื่องขยายกำลัง (Expander) จากการศึกษาก่อนหน้านี้ในเชิงเอกเซอร์ยีโคโนมิกพบว่า อุปกรณ์ทั้งสองเป็นแหล่งต้นทุนการทำลายเอกเซอร์ยีหลักของระบบ ดังนั้น การปรับปรุงสมรรถนะเชิงเทอร์โมไดนามิกของอุปกรณ์เหล่านี้จะส่งผลโดยตรงต่อการเพิ่มความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบโดยรวม (Tsatsaronis & Winhold, 1985; Zhang et al., 2016; Aryanfar & Mahmoudi, 2022)

5.7 สรุปผลเบื้องต้น

ผลการศึกษาภายในบทนี้ได้สะท้อนความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะทางเทอร์โมไดนามิก ประสิทธิภาพเชิงเอกเซอร์ยี และความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบ ORC มาตรฐานและระบบ ORC–Ejector (ORC–ECC) อย่างเป็นระบบ โดยสามารถสรุปประเด็นสำคัญได้ดังนี้

1. สมรรถนะทางเทอร์โมไดนามิก การผนวกวงจรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์เข้ากับ ORC ช่วยเพิ่มกำลังเพลลาของเครื่องขยายกำลังได้มากกว่า 120% เมื่อเทียบกับ ORC มาตรฐาน

แม้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลงเล็กน้อย แต่ผลลัพธ์สุทธิให้พลังงานไฟฟ้ารวมสูงกว่า และใช้พลังงานเหลือทิ้งได้อย่างมีประสิทธิภาพ

2. การวิเคราะห์เอกเซอร์ยี เครื่องระเหยและเครื่องขยายกำลังเป็นแหล่งสูญเสียเอกเซอร์ยีหลักของระบบ คิดเป็นสัดส่วนรวมกว่า 60% ของการทำลายเอกเซอร์ยีทั้งหมด ขณะที่อีเจ็คเตอร์และอินเตอร์คูลเลอร์มีบทบาทสำคัญในการกู้คืนเอกเซอร์ยี โดยให้ค่าประสิทธิภาพเอกเซอร์ยีสูงกว่า 0.9 ซึ่งสะท้อนถึงศักยภาพของระบบในการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่า
3. การวิเคราะห์เอกเซอร์โกอีโคโนมิก (Exergoeconomic Analysis) Expander เป็นอุปกรณ์ที่มีต้นทุนรวมสูงที่สุดใน ORC มาตรฐาน (108.4 บาท/ชม.) โดยมีสาเหตุหลักจากต้นทุนการลงทุน ในขณะที่คอนเดนเซอร์และเครื่องระเหยมีต้นทุนรวมรองลงมา ซึ่งส่วนใหญ่เกิดจากการทำลายเอกเซอร์ยี สำหรับระบบ ORC-Ejector รูปแบบต้นทุนเปลี่ยนไปอย่างชัดเจน โดยคอนเดนเซอร์และคูลลิ่งทาวเวอร์กลายเป็นองค์ประกอบที่มีต้นทุนสูงที่สุดจากการสูญเสียเอกเซอร์ยีในกระบวนการถ่ายเทความร้อน
4. การประเมินต้นทุนพลังงานไฟฟ้าแบบถ่วงน้ำหนัก (LCOE) ค่า LCOE ของระบบ ORC-Ejector ต่ำกว่าระบบ ORC มาตรฐานประมาณ 37–38% ในทุกกรณีที่ศึกษา โดยมีค่าเฉลี่ยประมาณ 2.7 บาทต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง ซึ่งสามารถแข่งขันได้กับค่าไฟฟ้าอุตสาหกรรมของประเทศไทย (≈ 3.3 บาท/kWh) แม้ในกรณีที่รวมต้นทุนค่าเสียโอกาสของพลังงานความร้อนเหลือทิ้ง ระบบยังคงมีความสามารถแข่งขันใกล้เคียงกับราคาจากโครงข่ายไฟฟ้า
5. การวิเคราะห์ความไว (Sensitivity Analysis) ภายใต้การเปลี่ยนแปลงของอัตราคิดลด (8–15%) และอายุโครงการ (15–25 ปี) ระบบ ORC-Ejector ยังคงให้ค่า LCOE ต่ำกว่าระบบ ORC ปกติ 35–40% อย่างต่อเนื่อง ซึ่งแสดงให้เห็นถึงความยืดหยุ่นทางเศรษฐศาสตร์และความมั่นคงของผลตอบแทนการลงทุนในระยะยาว

สรุปได้ว่า การผนวกวงจรอีเจ็คเตอร์เข้ากับ ORC ไม่เพียงเพิ่มสมรรถนะทางเทอร์โมไดนามิก และประสิทธิภาพเอกเซอร์ยีเท่านั้น แต่ยังช่วยลดต้นทุนการผลิตไฟฟ้าและเพิ่มศักยภาพเชิงพาณิชย์ของระบบได้อย่างมีนัยสำคัญ ระบบ ORC-Ejector จึงถือเป็นแนวทางที่มีศักยภาพสูงสำหรับการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานเหลือทิ้งในเขตร้อนชื้น ซึ่งข้อจำกัดหลักของระบบ ORC แบบเดิมคือการระบายความร้อนและประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์ ผลลัพธ์ทั้งหมดในบทนี้จะถูกนำไปสังเคราะห์และอภิปรายในเชิงลึกต่อไปใน บทที่ 6 เพื่อสรุปนโยบายทางเทอร์โม-เศรษฐศาสตร์และข้อเสนอเชิงออกแบบของระบบ ORC-Ejector อย่างสมบูรณ์

บทที่ 6

สรุปผล อภิปรายผล และข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้มุ่งวิเคราะห์และเปรียบเทียบสมรรถนะระหว่างวัฏจักรกำลังไอสารอินทรีย์แบบดั้งเดิม (ORC) และระบบ ORC ที่ควมรววมวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (ORC-Ejector) ภายใต้การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ ($16-22\text{ }^{\circ}\text{C}$) และอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ ($70-85\text{ }^{\circ}\text{C}$) เพื่อประเมินสมรรถนะทางเทอร์โมไดนามิก เอกเซอร์จี และความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ (NPV และ Payback Period)

ผลการศึกษาพบว่า ระบบ ORC-Ejector ให้กำลังเพลลาเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญทุกเงื่อนไข โดยที่ $T_{\text{int}} = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$ ให้กำลัง 133.25 kW สูงกว่า ORC ปกติ (60 kW) ประมาณ 122% แม้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะอยู่ที่ $7.35-7.57\%$ ซึ่งต่ำกว่าแบบดั้งเดิม แต่ให้พลังงานสุทธิและรายได้รวมที่สูงกว่าอย่างชัดเจน

เอกเซอร์จียุโรปกรณ์แสดงแนวโน้มลดลงตามการเพิ่มอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ โดย Generator ลดจาก 220.6 ไปที่ 205.5 kW และ Expander จาก 202.9 ไปที่ 149.2 kW ในขณะที่ Ejector มีการทำลายเอกเซอร์จีเพียง $6-8\text{ kW}$ แสดงถึงภาระสูญเสียต่ำ และคอนเดนเซอร์มีการกู้คืนเอกเซอร์จียางส่วน ($\approx -7\text{ kW}$)

สำหรับอุณหภูมิของ Generator ที่ $70-85\text{ }^{\circ}\text{C}$ กำลังเพลลาเพิ่มจาก 97.8 ไปที่ 121.3 kW และประสิทธิภาพรวมเพิ่มเล็กน้อย ($7.35-7.48\%$) เอกเซอร์จีใน Generator และ Expander เพิ่มขึ้นตามลำดับ โดย Ejector มีประสิทธิภาพเอกเซอร์จีสูง ($0.889-0.971$) และบางช่วงอุณหภูมิให้ค่าการทำลายเอกเซอร์จีติดลบ ยืนยันบทบาทการกู้คืนพลังงานภายในระบบ

ในเชิงเศรษฐศาสตร์ เมื่อ T_{gen} สูงและ T_{int} ต่ำ ค่า NPV เติบโตเร็วและมีจุดคุ้มทุนเร็วสุดประมาณ 5 ปี (พิจารณา 20 ปี $7,200\text{ ช.ม./ปี}$) สอดคล้องกับแนวโน้มสมรรถนะทางพลังงานที่ให้กำลังผลิตไฟฟ้ามากขึ้นและต้นทุนเอกเซอร์จีเฉลี่ยลดลง

6.2 อภิปรายผล

สมรรถนะที่เหนือกว่าของระบบ ORC-Ejector เกิดจากกลไกการอัดและการเร่งมวลไหลภายในอีเจ็คเตอร์ ซึ่งช่วยเพิ่มแรงดันและอัตราการไหลเข้าสู่เครื่องขยายกำลัง (expander) ทำให้กำลังเพลลาเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ แม้ประสิทธิภาพความร้อนลดลงเพราะความร้อนบางส่วนถูกกระจายไปยังแขนงอีเจ็คเตอร์ แต่ผลสุทธิคือพลังงานไฟฟ้ารวมที่สูงขึ้นต่อรอบวัฏจักร ผลลัพธ์นี้สอดคล้องกับรายงานของ Dai et al. (2009) และ Wang et al. (2009) ที่ระบุว่าการผนวกวัฏจักรอีเจ็คเตอร์สามารถยกระดับแรงดันและเพิ่มกำลังสุทธิของระบบ ORC ได้อย่างชัดเจน

การลดลงของมวลปฏุมภูมิเมื่อ T_{int} สูงขึ้น สะท้อนความหนาแน่นของสารทำงานที่ลดลงตามสมการอุดมคติ ในขณะที่อัตราการไหลหตุยภูมิคงที่ (~ 3.1 kg/s) แสดงถึงแรงดูดของอีเจ็คเตอร์ที่คงเสถียร ผลนี้สอดคล้องกับ Li et al. (2012) ที่อธิบายว่า อัตราการไหลของแขนงรองได้รับอิทธิพลจากแรงดันขาเข้าและอุณหภูมิ intercooler มากกว่าพารามิเตอร์อื่น

การเพิ่มอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ทำให้ความต่างอุณหภูมิด้านเย็นลด แรงขับเคลื่อนการแลกเปลี่ยนความร้อนและแรงดันลดลง จึงทำให้กำลังเพลลาและความร้อนเข้าในระบบลดลงพร้อมกัน แนวโน้มนี้ตรงกับ Yang et al. (2016) และ Tashtoush et al. (2020) ซึ่งยืนยันว่า อุณหภูมิการควบแน่นและการหล่อเย็นมีผลอย่างมากต่อสมรรถนะของวัฏจักรผสม ORC-Ejector โดยเฉพาะในระบบแหล่งความร้อนเกรดต่ำ

จากการวิเคราะห์เอกเซอร์จีพบว่า เครื่องระเหย (ORC Generator) และเครื่องขยาย (Expander) เป็นแหล่งสูญเสียหลักของระบบ โดยรวมคิดเป็น 60–66% ของการทำลายเอกเซอร์จีทั้งหมด สอดคล้องกับ W. Singmai et al. (2024) และ Zhang et al. (2019) ที่รายงานว่าอุปกรณ์ทั้งสองเป็นคอขวดสำคัญของระบบ micro-ORC-Ejector ขณะที่ Intercooler และ Ejector มีบทบาทกักเก็บเอกเซอร์จี (-7 ถึง -9 kW) และมีประสิทธิภาพเอกเซอร์จีสูง (~ 0.9) แสดงว่า Ejector ไม่ใช่แหล่งสูญเสียหลักแต่เป็นองค์ประกอบเสริมที่ช่วยเพิ่มกำลังสุทธิและลดต้นทุนต่อหน่วยพลังงาน

ในมิติของเศรษฐศาสตร์วิศวกรรม ระบบที่ทำงานที่ T_{gen} สูง และ T_{int} ต่ำ ให้ค่า NPV ที่สูงและคืนทุนเร็ว สอดคล้องกับ Tao et al. (2022) และ Goudarzi & Taghizadeh (2023) ที่ระบุว่า การปรับพารามิเตอร์ความร้อนอย่างเหมาะสมสามารถเพิ่มทั้งประสิทธิภาพเอกเซอร์จีและความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบรวมกำลัง-ทำความเย็นได้อย่างมีนัยสำคัญ

6.3 ข้อสรุปเชิงวิชาการ

6.3.1 การติดตั้งอีเจ็คเตอร์ช่วยเพิ่มกำลังเพลลาได้มากกว่า ORC ปกติทุกกรณี (+122% ที่ $T_{int} = 16$ °C) แม้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะต่ำกว่า แต่ผลประโยชน์สุทธิทางพลังงานและเศรษฐศาสตร์ดีกว่าอย่างชัดเจน

6.3.2 การลด T_{int} ช่วยเพิ่มกำลังและผลตอบแทนทางเศรษฐศาสตร์ ในขณะที่การเพิ่ม T_{int} ทำให้สมรรถนะลดลงทั้ง $\dot{Q}_{in}$ และ $\dot{W}_{net}$ ดังนั้น การควบคุมอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ให้อยู่ในค่าต่ำสุดที่ปฏิบัติได้ จะให้ผลลัพธ์ที่เหมาะสมที่สุด

6.3.3 การเพิ่ม T_{gen} ช่วยเพิ่มกำลังและเร่งระยะคืนทุน (≈ 5 ปี ที่ 85 °C) แต่ต้องควบคุมการสูญเสียใน Expander เพื่อลดภาระเอกเซอร์จี

6.3.4 จุดสูญเสียหลักของระบบอยู่ที่ Generator และ Expander ขณะที่ Intercooler และ Ejector ทำหน้าที่กักเก็บเอกเซอร์จี และช่วยเสริมสมรรถนะโดยรวม

6.4 ข้อเสนอแนะ

6.4.1 เชิงเทคนิค ควรพัฒนาองค์ประกอบหลัก (ORC Generator และ Expander) เพื่อลด Exergy Destruction และเพิ่ม Exergy Recovery รวมถึงปรับปรุงโครงสร้าง Ejector-Intercooler ให้มีประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น

6.4.2 เชิงเศรษฐศาสตร์ สำหรับการลงทุนระยะยาว ระบบ ORC-Ejector เป็นทางเลือกที่คุ้มค่ากว่า แม้มีต้นทุนเริ่มต้นสูง แต่ให้ NPV และ Payback ที่ดีกว่าในช่วงอุณหภูมิ 70–85 °C

6.4.3 เชิงการปฏิบัติ การรักษาอุณหภูมิ T_{int} ให้อยู่ในระดับต่ำสุดที่เป็นไปได้ จะช่วยเพิ่มสมรรถนะและรายได้ แต่ต้องพิจารณาค่าใช้จ่ายด้านพลังงานในการหล่อเย็นร่วมด้วย

6.4.4 เชิงวิจัยต่อยอด ควรศึกษาการทำลายเอกเซอร์จีเชิงพลวัตของ Ejector และ Expander รวมถึง Advanced Exergoeconomic Analysis เพื่อระบุจุดปรับปรุงเชิงต้นทุน-พลังงานที่แม่นยำยิ่งขึ้น

6.5 บทสรุปโดยรวมของการวิจัย

การศึกษานี้วิเคราะห์ผลกระทบของอุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ (16–22 °C) และอุณหภูมิของเครื่องกำเนิด (85–100 °C) ต่อสมรรถนะพลังงาน เอกเซอร์จี และเศรษฐศาสตร์ของระบบ ORC มาตรฐานและ ORC ที่ผนวกวัฏจักรทำความเย็นอีเจ็คเตอร์ ผลการทดลองยืนยันว่า ทั้งสองพารามิเตอร์มีอิทธิพลสูงต่อพฤติกรรมของระบบ และการผนวกอีเจ็คเตอร์ให้ข้อได้เปรียบอย่างมีนัยสำคัญทั้งด้านการผลิตไฟฟ้า ประสิทธิภาพทางเทอร์โมไดนามิก และความคุ้มค่าทางการเงินเมื่อเทียบกับ ORC พื้นฐาน

เมื่ออุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์ลดลง เอกเซอร์จีขาเข้าและกำลังเพลลาของ Expander เพิ่มขึ้นสูงสุด 128.93 kW ที่ 16 °C ในทางกลับกัน อุณหภูมิอินเตอร์คูลเลอร์สูงทำให้ผลต่างอุณหภูมิลด แรงแข็งเคลื่อนความร้อนลดลง และกำลังงานลดลง ส่วนอุณหภูมิของ Generator ที่เพิ่มจาก 85 ไปที่ 100 °C ทำให้เอกเซอร์จีขาเข้าเพิ่มจาก 329.52 ไปที่ 439.87 kW และกำลังเพลลาเพิ่มจาก 121.29 ไปที่ 142.09 kW ตามลำดับ

การวิเคราะห์การทำลายเอกเซอร์จีระบุว่า ORC Generator เป็นแหล่งสูญเสียหลัก ตามด้วย Condenser Ejector และ Expander ส่วน Pump และอุปกรณ์เสริมมีผลน้อย การผนวกวงจรอีเจ็คเตอร์ช่วยกระจายภาระการสูญเสียเอกเซอร์จีระหว่างองค์ประกอบต่าง ๆ และลดการสูญเสียที่จุดกำเนิดได้อย่างมีประสิทธิภาพ

การเปรียบเทียบประสิทธิภาพเอกเซอร์จีในช่วงอุณหภูมิต่าง ๆ พบว่า อุณหภูมิของ Intercooler มีผลต่อสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ขณะที่อุณหภูมิของ Generator มีผลมากต่ออุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับการผลิตกำลัง เมื่อ T_{gen} สูง Expander ให้กำลังมากขึ้นแต่ก็เพิ่มการ

สูญเสียใน Generator และ Ejector โดยรวม Expander เป็นอุปกรณ์ที่มีประสิทธิภาพสูงสุด ส่วน Condenser เป็นอุปกรณ์ที่มีประสิทธิภาพต่ำสุด

ในมิติทางเศรษฐศาสตร์ ที่ $T_{\text{gen}} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ระยะคืนทุนลดลงเหลือประมาณ 6 ปี จากเดิมเกือบ 10 ปีในระบบ ORC มาตรฐาน และ NPV ตลอด 20 ปีสูงกว่ามาก อุณหภูมิ Intercooler ที่ต่ำยังช่วยให้ผลตอบแทนทางการเงินดีขึ้น เนื่องจากประสิทธิภาพการแปลงพลังงานดีขึ้นและการผลิตไฟฟ้าเพิ่มขึ้น สะท้อนความสัมพันธ์ผกผันระหว่าง T_{int} กับประสิทธิภาพทางเศรษฐกิจ เน้นย้ำถึงความสำคัญของการปรับพารามิเตอร์ความร้อนให้เหมาะสมเพื่อเพิ่มทั้งประสิทธิภาพและความคุ้มค่า

ผลการวิเคราะห์เชิง Exergoeconomic และ LCOE ยืนยันว่าระบบ ORC ที่ผนวกอีเจ็คเตอร์สามารถลดต้นทุนการผลิตไฟฟ้าได้ 37–38% เมื่อเทียบกับ ORC ปกติ และยังแข่งขันได้กับราคาขายไฟฟ้าอุตสาหกรรมในประเทศไทย นอกจากนี้ การวิเคราะห์ความไว (sensitivity analysis) แสดงให้เห็นว่าระบบ ORC-Ejector ยังคงมีความได้เปรียบภายใต้เงื่อนไขอัตราดอกเบี้ยที่สูง อายุการใช้งานยาว และกำลังสุทธิสูง ซึ่งให้เห็นถึงความแข็งแกร่งของระบบภายใต้ปัจจัยทางการเงินและการดำเนินงานที่หลากหลาย

โดยสรุป การผนวกอีเจ็คเตอร์กับ ORC เป็นแนวทางที่มีประสิทธิภาพในการเพิ่มศักยภาพการใช้ประโยชน์จากพลังงานความร้อนเหลือทิ้ง เพิ่มประสิทธิภาพของระบบ และให้ผลตอบแทนการลงทุนที่น่าพอใจ ระบบ ORC-Ejector ยังมีความยืดหยุ่นสูงต่อสภาวะการทำงานจริง โดยเฉพาะในสภาพอากาศร้อนชื้นซึ่ง ORC ทั่วไปมักประสบปัญหาความต่างอุณหภูมิไม่เพียงพอ ในอนาคตควรมีการศึกษาการปรับค่า working fluid และพารามิเตอร์ระบบในเชิง multi-objective optimization รวมถึงการทดลองในระดับ pilot และอุตสาหกรรม ตลอดจนการบูรณาการตัวชี้วัดด้านสิ่งแวดล้อมเข้าสู่กรอบ Exergoeconomic เพื่อประเมินความยั่งยืนของระบบในระยะยาว

บทที่ 7

ผลการดำเนินงานวิจัยทางทัศนคติ

7.1 ผลการวิจัยทางทัศนคตินิรูปแบบการถ่ายทอดองค์ความรู้ของระบบรวม วัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ (ORC) กับ วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า

ตารางที่ 7-1 ผลการวิเคราะห์ทัศนคติโดยใช้สถิติ การแจกแจงปกติ

รายการประเมิน	ค่าเฉลี่ย (Mean)	ส่วน เบี่ยงเบน มาตรฐาน (StDev)
1) การใช้วัฏจักรกำลังไอบแบบสารอินทรีย์ (ORC) มีศักยภาพในการเพิ่มประสิทธิภาพพลังงานในอุตสาหกรรม	4.30	0.61
2) การผสมผสานระบบ ORC กับระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์สามารถช่วยเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้าได้อย่างมีประสิทธิภาพ	4.41	0.69
3) การนำแหล่งพลังงานทางเลือกมาใช้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในกระบวนการผลิตของโรงงาน	4.41	0.64
4) ระบบรวม ORC กับ Ejector-cooling system สามารถนำไปใช้งานได้จริงในโรงงานอุตสาหกรรม	4.48	0.51
5) การใช้ระบบนี้สามารถลดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมจากกระบวนการผลิตไฟฟ้าได้	4.48	0.58
6) ระบบนี้มีความคุ้มค่าในการลงทุนเพื่อการใช้งานในระยะยาว	4.59	0.50
7) ข้อมูลผลการวิจัยนี้มีความน่าเชื่อถือและสามารถนำไปใช้งานได้จริง	4.70	0.47
8) การออกแบบและติดตั้งระบบนี้สามารถทำได้ง่ายและมีความเป็นไปได้สูง	4.81	0.40
9) ภาครัฐควรสนับสนุนการพัฒนาเทคโนโลยีนี้เพื่อใช้งานในอุตสาหกรรม	4.74	0.45

ตารางที่ 7-1 (ต่อ)

รายการประเมิน	ค่าเฉลี่ย (Mean)	ส่วน เบี่ยงเบน มาตรฐาน (StDev)
10) การผสมผสานระบบนี้จะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าได้ตามที่คาดหวัง	4.81	0.40

หมายเหตุ: 1.00–1.50 = ไม่เห็นด้วยอย่างยิ่ง 1.51–2.00 = ไม่เห็นด้วย 2.51–3.50 = เห็นด้วยปานกลาง 3.51–4.50 = ยอมรับ 4.51–5.00 = เห็นด้วยอย่างยิ่ง

จากตารางที่ 7-1 วิเคราะห์ความคิดเห็นของนักศึกษาต่อการถ่ายทอดองค์ความรู้ของระบบร่วมระหว่างวัฏจักรกำลังไอน้ำแบบสารอินทรีย์ (ORC) กับวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ (Ejector-cooling system) เพื่อเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้าในภาคอุตสาหกรรม พบว่าโดยรวมนักศึกษามีความเห็นในระดับ “เห็นด้วยอย่างยิ่ง” ต่อแนวทางการพัฒนานี้ ซึ่งสามารถสะท้อนถึงความเป็นไปได้และความเหมาะสมของเทคโนโลยีดังกล่าวทั้งในเชิงทฤษฎีและการประยุกต์ใช้จริง

การประเมินในด้านเทคนิคพบว่า ระบบ ORC มีศักยภาพในการเพิ่มประสิทธิภาพการผลิตพลังงานในภาคอุตสาหกรรม โดยเฉพาะเมื่อมีการผนวกกับระบบ Ejector-cooling system ซึ่งช่วยเสริมให้การนำพลังงานความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่เพื่อผลิตไฟฟ้าเกิดประสิทธิภาพมากขึ้น ความเห็นของนักศึกษาชี้ให้เห็นว่านวัตกรรมนี้สามารถนำไปประยุกต์ใช้ได้จริงในโรงงานอุตสาหกรรม และช่วยยกระดับประสิทธิภาพการใช้พลังงานโดยรวมอย่างมีนัยสำคัญ ค่าคะแนนที่ได้เฉลี่ยในกลุ่มประเด็นเหล่านี้อยู่ในช่วง 4.30 ถึง 4.48 สะท้อนถึงความเชื่อมั่นในศักยภาพของระบบในระดับสูง แม้ว่าคะแนนเฉลี่ยของบางประเด็นจะไม่สูงที่สุดในตาราง แต่ยังคงอยู่ในเกณฑ์ “เห็นด้วยอย่างยิ่ง” ซึ่งแสดงให้เห็นถึงการยอมรับในหลักการพื้นฐานของระบบและประโยชน์เชิงพลังงานที่สามารถเกิดขึ้นได้จริง

ในด้านความคุ้มค่าและความยั่งยืนในระยะยาว นักศึกษาส่วนใหญ่เห็นว่าระบบดังกล่าวมีความคุ้มค่าในการลงทุนและสามารถใช้งานได้จริงในสภาพแวดล้อมจริงของภาคอุตสาหกรรม การได้คะแนนเฉลี่ยสูงในประเด็นที่เกี่ยวกับการคืนทุนในระยะยาวและความเป็นไปได้ในการนำไปประยุกต์ใช้จริง (4.59 และ 4.70 ตามลำดับ) สะท้อนให้เห็นว่าการลงทุนในระบบนี้ไม่เพียงมีผลดีด้านพลังงานเท่านั้น แต่ยังสามารถให้ผลตอบแทนทางเศรษฐศาสตร์ที่เป็นรูปธรรมด้วย ซึ่งสอดคล้องกับแนวคิดของพลังงานหมุนเวียนและระบบพลังงานที่ยั่งยืน

ด้านการจัดการองค์ความรู้และการพัฒนาเทคโนโลยี ที่ได้รับคะแนนเฉลี่ยสูงที่สุดในตาราง โดยเฉพาะข้อที่ระบุถึงความจำเป็นในการถ่ายทอดองค์ความรู้สู่ผู้เกี่ยวข้องในอนาคต ได้คะแนนถึง

4.81 ซึ่งเป็นคะแนนสูงสุดในตาราง ทั้งนี้ยังรวมถึงความเห็นว่ระบบดังกล่าวส่งเสริมการพัฒนาเทคโนโลยีในภาคอุตสาหกรรม และสามารถยกระดับความรู้และทักษะของบุคลากรได้อย่างมีประสิทธิภาพ ประเด็นเหล่านี้ชี้ให้เห็นถึงบทบาทของการวิจัยเชิงประยุกต์ที่ไม่เพียงแต่สร้างนวัตกรรมทางเทคโนโลยี แต่ยังมีผลต่อการพัฒนาทุนมนุษย์และระบบการเรียนรู้ในระดับองค์กรและระดับชาติ



บรรณานุกรม

1. Ahmadisedigh, Hossein, and Louis Gosselin. "Combined heating and cooling networks with waste heat recovery based on energy hub concept." *Applied Energy* 253 (2019): 113495.
2. Alao, Abosede O. *Energy-efficiency improvement study: a case study of waste heat recovery in selected manufacturing industries in Johannesburg*. Diss. School of Architecture and Planning Energy-efficiency improvement study: a case study of waste heat recovery in selected manufacturing industries in Johannesburg By Abosede O. Alao 2282610 A research report submitted to the Faculty of Engineering and Built Environment, University of the Witwatersrand, Johannesburg, 2020.
3. Araya, Sebastian, et al. "Study of a lab-scale organic rankine cycle for the ultra-low-temperature waste heat recovery associated with data centers." *Journal of Electronic Packaging* 143.2 (2021): 021001.
4. Aresti, Lazaros, and Gregoris Panayiotou. "Applications and New Technologies Pertaining to Waste Heat Recovery: A Vision Article." *Energies* 18.8 (2025): 2086.
5. Bahrami, M., Pourfayaz, F., & Kasaeian, A. (2022). Low global warming potential (GWP) working fluids (WFs) for Organic Rankine Cycle (ORC) applications. *Energy Reports*, 8, 2976-2988.
6. Bao, J., & Zhao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and sustainable energy reviews*, 24, 325-342.
7. Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z., & Mercadier, Y. (2006). Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD. *Applied thermal engineering*, 26(5-6), 604-612.
8. Benedetti, Miriam, et al. "Design of a database of case studies and technologies to increase the diffusion of low-temperature waste heat recovery in the industrial sector." *Sustainability* 13.9 (2021): 5223.

9. **Besagni, G., Mereu, R., Inzoli, F.** (2016). Ejector refrigeration: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **53**, 373–407.
10. Brückner, S. et al., 2015. Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. *Applied Energy*, 151, 157–167. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.01.147. ยืนยัน: ([IDEAS/RePEc](#))
11. Brückner, Sarah, et al. "Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies." *Applied Energy* 151 (2015): 157-167.
12. Campana, Francesco, et al. "ORC waste heat recovery in European energy intensive industries: Energy and GHG savings." *Energy Conversion and Management* 76 (2013): 244-252.
13. Castro Oliveira, Miguel, et al. "Review on energy efficiency progresses, technologies and strategies in the ceramic sector focusing on waste heat recovery." *Energies* 13.22 (2020): 6096.
14. Chen, J., Huang, Y., Niu, Z., Chen, Y., & Luo, X. (2018). Performance analysis of a novel organic Rankine cycle with a vapor-liquid ejector. *Energy conversion and management*, 157, 382-395.
15. Chen, L. X., Hu, P., Sheng, C. C., Zhang, N., Xie, M. N., & Wang, F. X. (2019). Thermodynamic analysis of three ejector based organic flash cycles for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 185, 384-395.
16. Cheng, Chun, et al. "Review of liquid-based systems to recover low-grade waste heat for electrical energy generation." *Energy & Fuels* 35.1 (2020): 161-175.
17. Chiolerio, Alessandro, et al. "Waste heat to power conversion by means of thermomagnetic hydrodynamic energy harvester." *Applied Energy* 277 (2020): 115591.
18. Cox, Jordan, Scott Belding, and Travis Lowder. "Application of a novel heat pump model for estimating economic viability and barriers of heat pumps in dairy applications in the United States." *Applied Energy* 310 (2022): 118499.

19. Dai, X., Shi, L., An, Q., & Qian, W. (2018). Thermal stability of some hydrofluorocarbons as supercritical ORCs working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 128, 1095-1101.
20. Daniarta, Sindu, and Piotr Kolasiński. "Features and characteristics of low-grade heat storage for organic Rankine cycle." *Proceedings of the 6th International Seminar on ORC Power Systems*. 2021.
21. Declaye, S., Quoilin, S., Guillaume, L., & Lemort, V. (2013). Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid. *Energy*, 55, 173-183.
22. Ding, Z., Wang, L., Zhao, H., Zhang, H., & Wang, C. (2016). Numerical study and design of a two-stage ejector for subzero refrigeration. *Applied Thermal Engineering*, 108, 436-448.
23. Ebrahimi, Khosrow, Gerard F. Jones, and Amy S. Fleischer. "Thermo-economic analysis of steady state waste heat recovery in data centers using absorption refrigeration." *Applied Energy* 139 (2015): 384-397.
24. El Hage, Hicham, et al. "A short review on the techniques of waste heat recovery from domestic applications." *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* 42.24 (2020): 3019-3034.
25. Elbel, S., Lawrence, N. (2016). Review of recent developments in ejector refrigeration technologies. *International Journal of Refrigeration*, 58, 1–18.
26. Etemoglu, A. B. "Thermodynamic investigation of low-temperature industrial waste-heat recovery in combined heat and power generation systems." *International communications in heat and mass transfer* 42 (2013): 82-88.
27. Farooq, Ahsan, et al. "A planetary boundaries-based assessment of waste-to-energy technologies for sustainable waste management in Thailand." *Sustainable Production and Consumption* (2025).
28. Fitó, Jaume, et al. "Energy-and exergy-based optimal designs of a low-temperature industrial waste heat recovery system in district heating." *Energy Conversion and Management* 211 (2020): 112753.

29. Fitó, Jaume, et al. "Energy-and exergy-based optimal designs of a low-temperature industrial waste heat recovery system in district heating." *Energy Conversion and Management* 211 (2020): 112753.
30. Fitó, Jaume, et al. "Energy-and exergy-based optimal designs of a low-temperature industrial waste heat recovery." *Energy Conversion and Management*.
31. Fitó, Jaume, et al. "Energy-and exergy-based optimal designs of a low-temperature industrial waste heat recovery." *Energy Conversion and Management*.
32. Frazzica, Andrea, Valeria Palomba, and Belal Dawoud. "Thermodynamic performance of adsorption working pairs for low-temperature waste heat upgrading in industrial applications." *Applied Sciences* 11.8 (2021): 3389.
33. Gewald, Daniela, et al. "Waste heat recovery from a landfill gas-fired power plant." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16.4 (2012): 1779-1789.
34. Ghorbani, Bahram, Sohrab Zendehboudi, and Xili Duan. "Optimal Design of a Hybrid Liquid Air Energy Storage System Utilizing Waste Heat Recovery for Hydrogen and Power Production." *Energy & Fuels* 39.13 (2025): 6452-6486.
35. Gonidaki, D., & Bellos, E. (2025). A Detailed Review of Organic Rankine Cycles Driven by Combined Heat Sources. *Energies* (19961073), 18(3).
36. HACIPAŞAOĞLU, S. G. (2025). Thermoeconomic analysis and optimization of an organic Rankine cycle-based ejector refrigeration cycle for waste heat utilization. *International Journal of Refrigeration*.
37. Han, Fenghui, et al. "Energy analysis and multi-objective optimization of waste heat and cold energy recovery process in LNG-fueled vessels based on a triple organic Rankine cycle." *Energy Conversion and Management* 195 (2019): 561-572.
38. Han, Y., Wang, X., Cheng, Z., & Ma, Y. (2025). Parameter analysis and performance optimization of a thermally integrated dual-loop ORC system for waste heat recovery in heavy duty diesel engines. *Energy Reports*.
39. Hao, Yueting, et al. "Data centers waste heat recovery technologies: Review and evaluation." *Applied Energy* 384 (2025): 125489.

40. Hoang, Anh Tuan. "Waste heat recovery from diesel engines based on Organic Rankine Cycle." *Applied energy* 231 (2018): 138-166.
41. Huang, Yongping, et al. "Performance investigation of a biomimetic latent heat thermal energy storage device for waste heat recovery in data centers." *Applied Energy* 335 (2023): 120745.
42. Imran, M., Khan, S., Zaman, K., Khan, H. U. R., & Rashid, A. (2022). Assessing green solutions for indoor and outdoor environmental quality: Sustainable development needs renewable energy technology. *Atmosphere*, 13(11), 1904.
43. Ipakchi, O., Mosaffa, A. H., & Farshi, L. G. (2019). Ejector based CO₂ transcritical combined cooling and power system utilizing waste heat recovery: A thermoeconomic assessment. *Energy conversion and Management*, 186, 462-472.
44. Ji, Dongxu, et al. "Low-grade thermal energy utilization: Technologies and applications." *Applied Thermal Engineering* 244 (2024): 122618.
45. Jiang, Hanying, et al. "Performance assessment of an organic Rankine–Vapor compression cycle (ORC–VCR) for Low-Grade compression heat recovery." *Energy Conversion and Management* 275 (2023): 116492.
46. Jiautheen, P. B., & Annamalai, M. (2014). Review on ejector of vapor jet refrigeration system. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 22(03), 1430003.
47. Kim, J., Braun, J. E., Groll, E. A., & Ziviani, D. (2022). Techno-economic Analysis for Early-Stage Assessment of Chemical Looping Heat Pump Technology.
48. Konur, Olgun, C. Ozgur Colpan, and Omur Y. Saatcioglu. "A comprehensive review on organic Rankine cycle systems used as waste heat recovery technologies for marine applications." *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* 44.2 (2022): 4083-4122.
49. Kosmadakis, G., & Neofytou, P. (2022). Reversible high-temperature heat pump/ORC for waste heat recovery in various ships: A techno-economic assessment. *Energy*, 256, 124634.

50. Kuah, C.T. et al., 2023. Waste heat recovery research – a systematic bibliometric analysis (1991–2020). *Environmental Science and Pollution Research*. DOI: 10.1007/s11356-022-21377-6.
51. Kuah, Chuen Tse, et al. "Waste heat recovery research—a systematic bibliometric analysis (1991 to 2020)." *Environmental Science and Pollution Research* 30.28 (2023): 72074-72100.
52. Lakew, A. A., & Bolland, O. (2010). Working fluids for low-temperature heat source. *Applied Thermal Engineering*, 30(10), 1262-1268.
53. Lamrani, Bilal, et al. "Comprehensive analysis of waste heat recovery and thermal energy storage integration in air conditioning systems." *Energy Conversion and Management: X*24 (2024): 100708.
54. Lawrence, N., & Elbel, S. (2019). Experimental investigation on control methods and strategies for off-design operation of the transcritical R744 two-phase ejector cycle. *International Journal of Refrigeration*, 106, 570-582.
55. Lazzaretto, A., & Tsatsaronis, G. (2006). SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy*, 31(8-9), 1257-1289.
56. Lecompte, S., Huisseune, H., Van Den Broek, M., Vanslambrouck, B., & De Paepe, M. (2015). Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. *Renewable and sustainable energy reviews*, 47, 448-461.
57. Lee, S. (2017). Multi-parameter optimization of cold energy recovery in cascade Rankine cycle for LNG regasification using genetic algorithm. *Energy*, 118, 776-782.
58. Li, Dantong, et al. "Thermodynamic analysis and optimization of a partial evaporating dual-pressure organic rankine cycle system for low-grade heat recovery." *Applied Thermal Engineering* 185 (2021): 116363.
59. Li, T., Jia, Y., Wang, J., Meng, N., Liu, Q., & Qin, H. (2020). Energy, economic and environmental evaluation of a novel combined cooling and power system characterized by temperature and humidity independent control. *Energy Conversion and Management*, 215, 112929.

60. Li, Wang, Chengjie Yin, and Desheng Huang. "Analysis and theoretical research on waste heat recovery technology in thermal power plants." *2024 IEEE 4th International Conference on Power, Electronics and Computer Applications (ICPECA)*. IEEE, 2024.
61. Li, Wentao, et al. "Energy efficiency analysis of condensed waste heat recovery ways in cogeneration plant." *Energy Conversion and Management* 101 (2015): 616-625.
62. Li, Xingtao, et al. "Design optimization and analysis of a multi-temperature partition and multi-configuration integrated organic Rankine cycle for low temperature heat recovery." *Energy Conversion and Management* 293 (2023): 117504.
63. Li, Yan, et al. "Thermodynamic, energy consumption and economic analyses of the novel cogeneration heating system based on condensed waste heat recovery." *Energy conversion and management* 177 (2018): 671-681.
64. Li, Z., Yu, X., Wang, L., Jiang, R., Yu, X., Huang, R., & Wu, J. (2022). Comparative investigations on dynamic characteristics of basic ORC and cascaded LTES-ORC under transient heat sources. *Applied Thermal Engineering*, 207, 118197.
65. Linnemann, Matthias, et al. "Experimental investigation of a cascaded organic Rankine cycle plant for the utilization of waste heat at high and low temperature levels." *Energy Conversion and Management* 205 (2020): 112381.
66. Little, A. B., & Garimella, S. (2011). A review of ejector technology for refrigeration applications. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 19(01), 1-15.
67. Liu, Guokun, Dongxu Ji, and Christos N. Markides. "Progress and prospects of low-grade thermal energy utilization technologies." *Applied Thermal Engineering* 254 (2024): 123859.
68. Liu, Luyao, et al. "Techno-economic performance optimization and energy integration analysis of ammonia synthesis system with different electrolyzers." *Energy Conversion and Management* 343 (2025): 120180.

69. Liu, X., Zeng, Z., Hu, G., & Asgari, A. (2022). Thermodynamic, environmental, and economic analysis of a novel power and water production system driven by gas turbine cycle. *Alexandria Engineering Journal*, 61(12), 9529-9551.
70. Lu, Fulu, et al. "Thermodynamic, economic, and environmental analysis of new combined power and space cooling system for waste heat recovery in waste-to-energy plant." *Energy Conversion and Management* 226 (2020): 113511.
71. Lu, Z., & Ziviani, D. (2022). Operating cost comparison of state-of-the-art heat pumps in residential buildings across the United States. *Energy and Buildings*, 277, 112553.
72. Lu, Z., Braun, J. E., & Ziviani, D. (2022). Operating Cost Assessment of Space Conditioning and Water Heating Technologies in a Residential Building Across the United States.
73. Luo, Yang, et al. "A decision support system for waste heat recovery and energy efficiency improvement in data centres." *Applied Energy* 250 (2019): 1217-1224.
74. Magnanelli, Elisa, Olaf Trygve Berglihn, and Signe Kjelstrup. "Exergy-based performance indicators for industrial practice." *International Journal of Energy Research* 42.13 (2018): 3989-4007.
75. Majumder, Prasanta, Abhijit Sinha, and Rajat Gupta. "Futuristic approaches of low-grade industrial waste heat recovery." *Advances in Fluid and Thermal Engineering: Select Proceedings of FLAME 2020*. Singapore: Springer Singapore, 2021. 163-172.
76. Manfrida, G., Talluri, L., Ungar, P., Zuffi, C., Díaz-Ramírez, M., Leiva, H., ... & Jokull, S. (2023). Exergo-economic and exergo-environmental assessment of two large CHP geothermal power plants. *Geothermics*, 113, 102758.
77. Marenco-Porto, C.A. et al., 2023. Potential savings in the cement industry using waste-heat recovery technologies. *Energy*, 279, 127810.
78. Maurya, S., Shukla, S. K., & Pathak, S. (2025). A review on waste heat and its utilization through Organic Rankine Cycle systems. *Sādhana*, 50(3), 195.

79. McLinden, M. O., Brown, J. S., Brignoli, R., Kazakov, A. F., & Domanski, P. A. (2017). Limited options for low-global-warming-potential refrigerants. *Nature communications*, 8(1), 14476.
80. Miró, Laia, Jaume Gasia, and Luisa F. Cabeza. "Thermal energy storage (TES) for industrial waste heat (IWH) recovery: A review." *Applied energy* 179 (2016): 284-301.
81. Mossie, Alebachew T., et al. "Techno-economic analysis of waste heat recovery power plants in cement industry–A case study in Ethiopia." *Next Energy* 8 (2025): 100339.
82. Mota-Babiloni, A., Amat-Albuixech, M., Molés-Ribera, F., & Navarro-Esbrí, J. (2023). Techno-economic feasibility of organic rankine cycles (ORC) for waste heat recovery. *Heat Energy Recovery for Industrial Processes and Wastes*, 105-137.
83. Mota-Babiloni, A., Amat-Albuixech, M., Molés-Ribera, F., & Navarro-Esbrí, J. (2023). Techno-economic feasibility of organic rankine cycles (ORC) for waste heat recovery. *Heat Energy Recovery for Industrial Processes and Wastes*, 105-137.
84. Muhammad, H. A., Abdullah, H. M., Rehman, Z., Lee, B., Baik, Y. J., Cho, J., ... & Butt, M. S. (2020). Numerical modeling of ejector and development of improved methods for the design of ejector-assisted refrigeration system. *Energies*, 13(21), 5835.
85. Nandhini, Rajendran, Baskaran Sivaprakash, and Natarajan Rajamohan. "Waste heat recovery at low temperature from heat pumps, power cycles and integrated systems–Review on system performance and environmental perspectives." *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 52 (2022): 102214.
86. Nazari, N., Heidarnejad, P., & Porkhial, S. (2016). Multi-objective optimization of a combined steam-organic Rankine cycle based on exergy and exergo-economic analysis for waste heat recovery application. *Energy conversion and management*, 127, 366-379.

87. Niknam, Pouriya H. "Low-Carbon Industrial Heating in the EU and UK: Integrating Waste Heat Recovery, High-Temperature Heat Pumps, and Hydrogen Technologies." *Energies* 18.16 (2025): 4313.
88. Nyakuma, B.B., 2023. Recovery and utilisation of waste heat from flue/exhaust gases: a bibliometric analysis (2010–2022). *Energy Reports*.
89. Nyakuma, Bemgba B. "Low-Grade Waste Heat Recovery and Utilisation: A Bibliometric Analysis and Literature Review." (2024).
90. Obi, J. B. (2015). State of art on ORC applications for waste heat recovery and micro-cogeneration for installations up to 100kWe. *Energy Procedia*, 82, 994-1001.
91. Ochoa, G. V., Peñaloza, C. A., & Rojas, J. P. (2019). Thermoeconomic modelling and parametric study of a simple ORC for the recovery of waste heat in a 2 MW gas engine under different working fluids. *Applied Sciences*, 9(21), 4526.
92. Oliveira, Miguel Castro, et al. "Review on energy efficiency progresses, technologies, and strategies in the ceramic sector focusing on waste heat recovery." *Energies* 13.22 (2020): 1-24.
93. Olkis, Christopher, Stefano Brandani, and Giulio Santori. "Adsorption reverse electrodialysis driven by power plant waste heat to generate electricity and provide cooling." *International Journal of Energy Research* 45.2 (2021): 1971-1987.
94. Omar, Amr, et al. "A review of unconventional bottoming cycles for waste heat recovery: Part II–Applications." *Energy Conversion and Management* 180 (2019): 559-583.
95. Oyedepo, Sunday Olayinka, and Babatunde Adebayo Fakeye. "Waste heat recovery technologies: Pathway to sustainable energy development." *Journal of Thermal Engineering* 7.1 (2021): 324-348.
96. Oyewunmi, Oyeniyi A., Antonio M. Pantaleo, and Christos N. Markides. "ORC cogeneration systems in waste-heat recovery applications." *Energy Procedia* 142 (2017): 1736-1742.

97. Paramita, P. D. P., Daniarta, S., Imre, A. R., & Kolasiński, P. (2025). Techno-Economic Analysis of Waste Heat Recovery in Automotive Manufacturing Plants. *Applied Sciences*, 15(2), 569.
98. Paramita, P. D. P., Daniarta, S., Imre, A. R., & Kolasiński, P. (2025). Techno-Economic Analysis of Waste Heat Recovery in Automotive Manufacturing Plants. *Applied Sciences*, 15(2), 569.
99. Pariasamy, Shankar Ganesh, et al. "Industrial CHP with steam systems: A review of recent case studies, trends and relevance to Malaysian industry." *Energies* 15.20 (2022): 7491.
100. Peña, Alfonso Rodríguez. "research trends of waste heat recovery technologies: a bibliometric analysis from 2010 to 2020." *International Journal of Energy Economics and Policy*(2022).
101. Pérez, D., Erkoreka, A., Gómez-Arriaran, I., Herrazti, B., & Novales, D. Energy, Exergy and Economic Analysis of a Simple Rankine Cycle and an Orc Module for Power Generation Using Variable Flow and Temperature Industrial Exhaust Gases as a Heat Source. *Available at SSRN 4966097*
102. Peris Pérez, B. (2017). Thermo-economic assessment of small-scale organic Rankine cycle for low-grade industrial waste heat recovery based on an experimental application.
103. Peris, B., Navarro-Esbrí, J., Mateu-Royo, C., Mota-Babiloni, A., Molés, F., Gutiérrez-Trasorras, A. J., & Amat-Albuixech, M. (2020). Thermo-economic optimization of small-scale Organic Rankine Cycle: A case study for low-grade industrial waste heat recovery. *energy*, 213, 118898.
104. Peris, B., Navarro-Esbrí, J., Molés, F., Collado, R., & Mota-Babiloni, A. (2015). Performance evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) for power applications from low grade heat sources. *Applied Thermal Engineering*, 75, 763-769.
105. Peris, Bernardo, et al. "Thermo-economic optimization of small-scale Organic Rankine Cycle: A case study for low-grade industrial waste heat recovery." *energy* 213 (2020): 118898.

106. Pili, R., Martínez, L. G., Wieland, C., & Spliethoff, H. (2020). Techno-economic potential of waste heat recovery from German energy-intensive industry with Organic Rankine Cycle technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 134, 110324.
107. Pili, R., Romagnoli, A., Spliethoff, H., & Wieland, C. (2017). Techno-economic analysis of waste heat recovery with ORC from fluctuating industrial sources.
108. Pokson, Chindamanee, and Nattaporn Chaiyat. "Thermal performance of a combined cooling, heating, and power (CCHP) generation system from infectious medical waste." *Case Studies in Chemical and Environmental Engineering* 6 (2022): 100221.
109. Quoilin, S. et al. (2013). "Dynamic modeling and simulation of an ORC system." *Applied Energy* 102: 1309–1319.
110. Quoilin, S., Van Den Broek, M., Declaye, S., Dewallef, P., & Lemort, V. (2013). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and sustainable energy reviews*, 22, 168-186.
111. Saadon, S., & Mohd Nasir, N. A. (2020). Performance and sustainability analysis of an organic Rankine cycle system in subcritical and supercritical conditions for waste heat recovery. *Energies*, 13(12), 3035.
112. Sadreddini, A., Ashjari, M. A., Fani, M., & Mohammadi, A. (2018). Thermodynamic analysis of a new cascade ORC and transcritical CO₂ cycle to recover energy from medium temperature heat source and liquefied natural gas. *Energy Conversion and Management*, 167, 9-20.
113. Saghafifar, Mohammad, et al. "A review of unconventional bottoming cycles for waste heat recovery: Part I–Analysis, design, and optimization." *Energy Conversion and Management* 198 (2019): 110905.
114. Saleh, B. (2016). Performance analysis and working fluid selection for ejector refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, 107, 114-124.
115. Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., & Fischer, J. (2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 32(7), 1210-1221.

116. Schuster, A., Karellas, S., & Aumann, R. (2010). Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles. *Energy*, 35(2), 1033-1039.
117. Sciubba, E., Tocci, L., & Toro, C. (2016). Thermodynamic analysis of a Rankine dual loop waste thermal energy recovery system. *Energy conversion and management*, 122, 109-118.
118. Shahzad, Muhammad Kashif, et al. "Energy efficiency analysis of a multifunctional hybrid open absorption system for dehumidification, heating, and cooling: An industrial waste heat recovery application." *Energy Conversion and Management* 243 (2021): 114356.
119. Skiadopoulos, A., & Manolakos, D. (2024). Techno-Economic Comparison Of The ORC And The PEORC For Low-Temperature Industrial Waste Heat Recovery. *Journal of Fluid Flow, Heat and Mass Transfer (JFFHMT)*, 11(1), 116.
120. Song, J., Zhang, Z., Mu, Y., Wang, X., Chen, H., Pan, Q., & Li, Y. (2024). Enhancing environmental sustainability via interval optimization for low-carbon economic dispatch in renewable energy power systems: Leveraging the flexible cooperation of wind energy and carbon capture power plants. *Journal of Cleaner Production*, 442, 140937.
121. Suchocki, T. (2025). Introduction to ORC–VCC Systems: A Review. *Energies*, 18(1), 171.
122. Sun, Lingjie, et al. "Low-grade waste heat recovery for wastewater treatment using clathrate hydrate based technology." *Sustainable Energy & Fuels* 8.5 (2024): 1048-1056.
123. Sun, Z., Wu, Z., Zhao, Q., Liu, X., & Lin, K. (2020). Thermodynamic improvements of LNG cold exergy power generation system by using supercritical ORC with unconventional condenser. *Energy Conversion and Management*, 223, 113263.
124. Thekdi, A. et al., 2021. *Technology Assessment on Low-Temperature Waste Heat Recovery in Industry*. ORNL/TM-2021/2150. DOI: 10.2172/1819547.

125. Thekdi, Arvind, et al. *Technology assessment on low-temperature waste heat recovery in industry*. No. ORNL/TM-2021/2150. Oak Ridge National Laboratory (ORNL), Oak Ridge, TN (United States), 2021.
126. Tian, H., He, Z., Zhang, X., Li, L., Cai, J., Wang, X., ... & Shu, G. (2023). Comparison study of four typical ORC configurations for different waste heat characteristics of engine. *International Journal of Energy Research*, 2023(1), 8865282.
127. Tian, Z., Yue, Y., Gu, B., Gao, W., & Zhang, Y. (2020). Thermo-economic analysis and optimization of a combined Organic Rankine Cycle (ORC) system with LNG cold energy and waste heat recovery of dual-fuel marine engine. *International Journal of Energy Research*, 44(13), 9974-9994.
128. Tocci, L., Pal, T., Pesmazoglou, I., & Franchetti, B. (2017). Small scale Organic Rankine Cycle (ORC): A techno-economic review. *Energies*, 10(4), 413.
129. Togun, Hussein, et al. "Innovative approaches to waste heat recovery: reclaiming heat for sustainable industrial efficiency." *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* (2025): 1-31.
130. Ungar, P., Fiaschi, D., & Manfreda, G. (2024). Thermo-Economic Analysis of a Geothermal-Based High Temperature Heat Pump. In *37th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS 2024* (Vol. 2, pp. 1268-1278). ECOS 2024.
131. Valencia Ochoa, G., Cárdenas Gutierrez, J., & Duarte Forero, J. (2020). Exergy, economic, and life-cycle assessment of ORC system for waste heat recovery in a natural gas internal combustion engine. *Resources*, 9(1), 2.
132. Varga, S., Oliveira, A. C., Ma, X., Omer, S. A., Zhang, W., & Riffat, S. B. (2011). Experimental and numerical analysis of a variable area ratio steam ejector. *International journal of refrigeration*, 34(7), 1668-1675.
133. Vélez, Fredy, et al. "Theoretical analysis of a transcritical power cycle for power generation from waste energy at low temperature heat source." *Energy Conversion and Management* 60 (2012): 188-195.

134. Wang, Lingbao, Xianbiao Bu, and Huashan Li. "Multi-objective optimization and off-design evaluation of organic rankine cycle (ORC) for low-grade waste heat recovery." *Energy* 203 (2020): 117809.
135. Wang, Mengying, et al. "Exergoeconomic performance comparison, selection and integration of industrial heat pumps for low grade waste heat recovery." *Energy Conversion and Management* 207 (2020): 112532.
136. Wang, Qi, Rafael Macián-Juan, and Dantong Li. "Analysis and assessment of a novel organic flash Rankine cycle (OFRC) system for low-temperature heat recovery." *Energy Science & Engineering* 10.8 (2022): 3023-3043.
137. Wang, X., Shu, G., Tian, H., Liu, P., Jing, D., & Li, X. (2017). Dynamic analysis of the dual-loop Organic Rankine Cycle for waste heat recovery of a natural gas engine. *Energy Conversion and Management*, 148, 724-736.
138. Wang, Xuan, et al. "Cascade energy optimization for waste heat recovery in distributed energy systems." *Applied Energy* 230 (2018): 679-695.
139. Wang, Y., Zhu, L., He, Y., Zhou, Q., & Hao, Q. (2021). Tech-economic assessment of chemical looping combustion coupled with the combined supercritical CO₂ Brayton cycle and ORC for power generation. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 129, 197-206.
140. Weitzer, Maximilian, et al. "Organic flash cycles in Rankine-based Carnot batteries with large storage temperature spreads." *Energy Conversion and Management* 255 (2022): 115323.
141. Woodland, Brandon J., et al. "Considerations on alternative organic Rankine Cycle configurations for low-grade waste heat recovery." *Energy* 193 (2020): 116810.
142. Xu, Bin, and Xiaoya Li. "A Q-learning based transient power optimization method for organic Rankine cycle waste heat recovery system in heavy duty diesel engine applications." *Applied Energy* 286 (2021): 116532.
143. Xu, G., Song, G., Zhu, X., Gao, W., Li, H., & Quan, Y. (2015). Performance evaluation of a direct vapor generation supercritical ORC system driven by

- linear Fresnel reflector solar concentrator. *Applied Thermal Engineering*, 80, 196-204.
144. Xu, Haoxin, et al. "Application of material assessment methodology in latent heat thermal energy storage for waste heat recovery." *Applied Energy* 187 (2017): 281-290.
 145. Yan, J., Li, S., & Li, R. (2021). Numerical study on the auxiliary entrainment performance of an ejector with different area ratio. *Applied Thermal Engineering*, 185, 116369.
 146. Yu, H., Guo, N., Quoilin, S., & Sin, G. (2021). Performance comparison of organic Rankine cycle (ORC) and CO₂ cycle for simultaneous utilization of liquefied natural gas (LNG) cold energy and solar energy. In *6th International Seminar on ORC Power Systems*. Technical University of Munich
 147. Yuan, X. et al., 2023. Waste heat recoveries in data centers: A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 188, 113777.
 148. Zaher, M. H., M. Y. Abdelsalam, and J. S. Cotton. "Study of the effects of axial conduction on the performance of thermoelectric generators integrated in a heat exchanger for waste heat recovery applications." *Applied Energy* 261 (2020): 114434.
 149. Zhang, H. et al., 2013. A review of WHR technologies towards molten slag in steel industry. *Applied Energy*, 112, 956–966.
 150. Zhang, K., Chen, X., Markides, C. N., Yang, Y., & Shen, S. (2016). Evaluation of ejector performance for an organic Rankine cycle combined power and cooling system. *Applied Energy*, 184, 404-412.
 151. Zhao, Dongpeng, et al. "Transcritical carbon dioxide power cycle for waste heat recovery: A roadmap analysis from ideal cycle to real cycle with case implementation." *Energy Conversion and Management* 226 (2020): 113578.
 152. Zheng, L., Zhang, Y., Hao, L., Lian, H., Deng, J., & Lu, W. (2022). Modelling, optimization, and experimental studies of refrigeration CO₂ ejectors: a review. *Mathematics*, 10(22), 4325.

153. Zuffi, C., Rossi, F., Fiaschi, D., & Manfrida, G. (2025). Energy modeling and Life Cycle Assessment of the Italian electricity grid and energy storage system: comparison of current state and forecast to 2030. *The International Journal of Life Cycle Assessment*, 1-17.
154. Ben Hamida, M. B., Al-Mussawi, W., Shaban, M., & Marefati, M. (2025). Thermoeconomic optimization of a hybrid power and cooling facility using waste heat recovery from a marine diesel engine. *Scientific Reports*, 15(1), 30810.
155. Dai, Y., Wang, J., & Gao, L. (2009). Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle. *applied thermal engineering*, 29(10), 1983-1990.
156. Goudarzi, K., & Taghizadeh, A. R. (2023). A Combined Power and Ejector Refrigeration Cycle System for Thermal Energy Recovery from the Waste Heat of Internal Combustion Engine. *Journal of Energy and Power Technology*, 5(1), 1-23.
157. Kasaeian, A., Shamaeizadeh, A., & Jamjoo, B. (2022). Combinations of Rankine with ejector refrigeration cycles: Recent progresses and outlook. *Applied Thermal Engineering*, 211, 118382.
158. Li, X., Zhao, C., & Hu, X. (2012). Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle with ejector. *Energy*, 42(1), 342-349.
159. Tashtoush, B., Morosuk, T., & Chudasama, J. (2020). Exergy and exergoeconomic analysis of a cogeneration hybrid solar organic rankine cycle with ejector. *Entropy*, 22(6), 702.
160. Wang, J., Dai, Y., & Sun, Z. (2009). A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*, 32(6), 1186-1194.

161. Wu, J., Liang, Y., Sun, Z., Zhu, Y., Ye, J., & Lu, J. (2024). Dynamic analysis and control strategy of ORC coupled ejector expansion refrigeration cycle driven by geothermal water. *Journal of Cleaner Production*, 445, 141309.
162. Yang, X., Zhao, L., Li, H., & Yu, Z. (2015). Theoretical analysis of a combined power and ejector refrigeration cycle using zeotropic mixture. *Applied Energy*, 160, 912-919.
163. Yang, X., Zheng, N., Zhao, L., Deng, S., Li, H., & Yu, Z. (2016). Analysis of a novel combined power and ejector-refrigeration cycle. *Energy conversion and management*, 108, 266-274.
164. Zhang, X., Deng, S., Zhao, L., Su, W., & Xu, W. (2019). Performance analysis on a power and ejector-refrigeration system and the involved ejector. *Frontiers in Energy Research*, 7, 117.
165. Zheng, B., & Weng, Y. W. (2010). A combined power and ejector refrigeration cycle for low temperature heat sources. *Solar Energy*, 84(5), 784-791.
166. Tao, J., Wang, H., Wang, J., & Feng, C. (2022). Exergoeconomic and exergoenvironmental analysis of a novel power and cooling cogeneration system based on organic Rankine cycle and ejector refrigeration cycle. *Energies*, 15(21), 7945.
167. Xianglong Liu, Zhi Zeng, Guang Hu, and Armin Asgari. (2022). "Thermodynamic, environmental, and economic analysis of a novel power and water production system driven by gas turbine cycle." In Alex. Eng. J. 61 (12), 9529–9551.
168. Gholizadeh, Towhid, Mohammad Vajdi, and Hadi Rostamzadeh. (2020). "A new trigeneration system for power, cooling, and freshwater production driven by a flash-binary geothermal heat source." *Renewable Energy* 148: 31-43.

169. D. Igbong, O. Nyong, J. Enyia, B. Oluwadare, and M. Obhua. (2021). "Exergoeconomic evaluation and optimization of dual pressure organic rankine cycle (ORC) for geothermal heat source utilization." *Journal of Power and Energy Engineering* 9.9: 19-40.
170. Panjeshahi, M. H., and A. Ataei. (2008) "Application of an environmentally optimum cooling water system design in water and energy conservation." *International Journal of Environmental Science & Technology* 5: 251-262.
171. R. J. Souza, C.A.C. Dos Santos, A.A.V. Ochoa, A.S. Marques, J. L. M. Neto, and P.S.A. Michima. (2020). "Proposal and 3E (energy, exergy, and exergoeconomic) assessment of a cogeneration system using an organic Rankine cycle and an Absorption Refrigeration System in the Northeast Brazil: Thermodynamic investigation of a facility case study." *Energy conversion and Management* 217: 113002.
172. Sanaye, Sepehr, Mohammadali Emadi, and Amirhossein Refahi. (2019). "Thermal and economic modeling and optimization of a novel combined ejector refrigeration cycle." *International Journal of Refrigeration* 98: 480-493.
173. Ruangtrakoon, N. and Thongtip, T., (2020). "An experimental investigation to determine the optimal heat source temperature for R141b ejector operation in refrigeration cycle." *Applied Thermal Engineering*, 170, p.114841.
174. W.singmai, K.Sutthivirode, T. Amornsawaddirak, P. Janpla, T. Thongtip, (2024). "Thermo-Economic Assessment of a Cascade Organic Rankine Cycle-Ejector Cooling System for Electricity Generation." The 14th TSME International Conference on Mechanical Engineering. 10th – 13th December 2024, Pattaya, Thailand.

175. J. Wang, Z. Yan, M. Wang, S. Ma, Y. Dai. (2013). "Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source." *Energy*, 49, 356–365.
176. P. Haghparast, M. V. Sorin, M. A. Richard, H. Nesreddine. (2019). "Analysis and design optimization of an ejector integrated into an organic Rankine cycle." *Applied Thermal Engineering*, 159, 113979.
177. Y. Haseli, I. Dincer, G.F. Naterer. (2008). "Optimum temperatures in a shell and tube condenser with respect to exergy." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 2462–2470.
178. Önder Kaska. (2014). "Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry." *Energy Conversion and Management*, 77, 108–117.
179. Permana, D. I., Fagioli, F., De Lucia, M., Rusirawan, D., & Farkas, I. (2024). Energy, exergy, environmental and economy (4E) analysis of the existing of biomass-ORC plant with capacity 150 kWe: A case study. *Energy Conversion and Management: X*, 23, 100646.
180. Aryanfar, Y., & Mahmoudi, S. M. S. (2022). Energy, exergy and economic analysis of combined solar ORC–VCC systems. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 17(3), 196–205.
181. Ochoa, G. V., Alvarado, A., Duarte-Forero, J., Vélez-Godiño, J., & Sánchez, D. (2020). Advanced exergoeconomic analysis of a waste-heat-recovery ORC for an internal combustion engine. *Energies*, 13(1), 267.
182. Permana, D. I., Fagioli, F., De Lucia, M., Rusirawan, D., & Farkas, I. (2024). Energy, exergy, environmental and economy (4E) analysis of an existing 150 kWe biomass-ORC plant: A case study. *Energy Conversion and Management: X*, 23, 100646.

183. Quoilin, S., Van Den Broek, M., Declaye, S., Dewallef, P., & Lemort, V. (2013). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22, 168–186.
184. Rosen, M. A., & Dincer, İ. (2003). Exergoeconomic analysis of power plants operating on various fuels. *Applied Thermal Engineering*, 23(6), 643–658.
185. Tsatsaronis, G., & Winhold, M. (1985). Exergoeconomic analysis and evaluation of energy-conversion plants—I. *Energy*, 10(1), 69–80.
186. Wu, J., et al. (2024). Dynamic analysis and control strategy of ORC coupled ejector-expansion refrigeration cycle driven by geothermal water. *Journal of Cleaner Production*, 141309.
187. Zhang, K., Chen, X., Markides, C. N., Yang, Y., & Shen, S. (2016). Evaluation of ejector performance for an ORC combined power and cooling system. *Applied Energy*, 184, 404–412.
188. Tao, J., et al. (2022). Exergoeconomic and exergoenvironmental analysis of a cogeneration organic Rankine–ejector refrigeration system. *Energies*, 15(21), 7945.
189. Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. (1996). *Thermal design and optimization*. Wiley.
190. Ren, J., et al. (2024). Exergoeconomic analysis and optimization of a biomass integrated gasification combined cycle. *Entropy*, 26(6), 511.
191. Tsatsaronis, G., & Winhold, M. (1985). Exergoeconomic analysis and evaluation of energy-conversion plants—I. *Energy*, 10(1), 69–80.

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ	Wichean Singmai
ชื่อคุณิพนธ์	Thermo-economic Assessment and Knowledge Transfer Model of a novel cascade Organic Rankine Cycle - Ejector Cooling System for Electricity Generation
สาขาวิชา	Mechanical Engineering Education
ประวัติ	อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

