

<http://journal.rmutp.ac.th/>

## การทดสอบสมรรถนะของเครื่องขยายไอแบบสโครล สำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีขนาด 1 กิโลวัตต์

ธนิต หินไเลิศ และ อาทิตย์ คุณศรีสุข\*

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี  
111 ถนนมหาวิทยาลัย ต.สุรนารี อ.เมือง จ.นครราชสีมา 30000

รับบทความ 5 มกราคม 2563 แก้ไขบทความ 1 พฤษภาคม 2563 ตอรับบทความ 5 พฤษภาคม 2563

### บทคัดย่อ

โรงไฟฟ้าไออาร์ซีเป็นเทคโนโลยีที่ใช้ผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำได้อย่างมีประสิทธิภาพ อย่างไรก็ตาม หากโรงไฟฟ้าประเภทนี้มีขนาดเล็กจะมีราคาลงทุนสูงจนไม่คุ้มค่าในการลงทุนเชิงพาณิชย์ คอมเพรสเซอร์ประเภทสโครลเป็นอุปกรณ์ที่ถูกผลิตและนำไปใช้งานเป็นจำนวนมากในงานประเภททำความเย็นและปรับอากาศและมีความน่าเชื่อถือ ดังนั้น การนำคอมเพรสเซอร์ประเภทสโครลมาใช้งานในลักษณะตรงกันข้ามเป็นเครื่องขยายไอจะช่วยลดราคาลงทุนของโรงไฟฟ้าไออาร์ซีขนาดเล็กให้ต่ำลงได้ ในงานวิจัยนี้จึงเลือกคอมเพรสเซอร์ประเภทสโครลที่ใช้ในระบบปรับอากาศรถยนต์ที่ถูกผลิตขึ้นในไทย 2 ตัว มาดัดแปลงเป็นเครื่องขยายไอสำหรับโรงไฟฟ้าไออาร์ซีขนาด 1 กิโลวัตต์ โดยได้ทำการศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของคอมเพรสเซอร์ทั้ง 2 ตัวโดยใช้อุณหภูมิแหล่งความร้อน 100-150 องศาเซลเซียส โดยพบว่า กำลังงานกลรวมที่เครื่องขยายไอตัวใหญ่ (110 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ) สร้างได้มากกว่าตัวเล็ก (85.7 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ) ร้อยละ 18-35 และให้ประสิทธิภาพไอเซ็นทรอปิก และกำลังงานกลที่ร้อยละ 37-76 และ 806-1,926 วัตต์ ตามลำดับ นอกจากนี้ยังศึกษาอิทธิพลของการติดวาล์วกันกลับ และเปรียบเทียบสมรรถนะของกรณีที่ไม่ติดวาล์ว พบว่าหลังจากติดวาล์วกันกลับ ประสิทธิภาพไอเซ็นทรอปิกของเครื่องขยายไอเพิ่มขึ้นเฉลี่ยร้อยละ 18 ในขณะที่กำลังงานกลรวมลดลงร้อยละ 4-22

**คำสำคัญ :** โรงไฟฟ้าไออาร์ซี; คอมเพรสเซอร์ชนิดสโครล; ขนาดปริมาตรกวาด; วาล์วกันกลับ

\* ผู้นิพนธ์ประสานงาน โทร: +66 4422 4411, ไปรษณีย์อิเล็กทรอนิกส์: [atit.sut@gmail.com](mailto:atit.sut@gmail.com)

<http://journal.rmutp.ac.th/>

## Experimental Testing of Scroll Expander Performance for a 1 kW ORC Power Plant

Thanit Hinlailoed and Atit Koonsrisuk\*

School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology  
111 University Avenue Muang, Nakhon Ratchasima 30000

---

*Received 5 January 2020; Revised 1 May 2020; Accepted 5 May 2020*

### Abstract

The ORC power plant is a promising technology to generate electricity from low-temperature heat sources. However, implementation of the ORC for low capacity electricity generation is unattractive at the commercial level. Scroll compressors are massively produced to be used in refrigeration and air-conditioning applications. Using a scroll compressor in reverse, as an expander, can reduce the investment cost of low-capacity ORC power plants. In this study, 2 scroll compressors that are available in the automotive air-conditioning market of Thailand were modified and used as the expander of a 1 kW ORC power plant. The performances of these 2 scrolls were compared and the plant performance was investigated. A heat source temperature from 100°C to 150°C was supplied to the plant. It was found that the gross power is higher by 18-35% for the larger expander (110 cc/rev) than for the smaller expander (85.7 cc/rev). The larger one provides the isentropic efficiency of 37-76% and the gross power of 806-1,926 W. In addition, the effects of check valve installation were examined and compared with those of the tests without check valve installation. It was revealed that the isentropic efficiency increases by 18% while the gross power decreases by 4-22% when the check valve was installed.

**Keywords :** ORC Power Plant; Scroll Compressor; Swept Volume; Check Valve

---

\* Corresponding Author. Tel.: +66 4422 4411, E-mail Address: [atit.sut@gmail.com](mailto:atit.sut@gmail.com)

## 1. บทนำ

โรงไฟฟ้า ORC เป็นเทคโนโลยีผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำที่นำเชื้อถือในประเทศไทย มีการใช้โรงไฟฟ้า ORC กับแหล่งความร้อนจากการเผาชีวมวล ขยะ และความร้อนใต้พิภพ กระจายอยู่ทั่วประเทศ [1] อย่างไรก็ตาม หากโรงไฟฟ้าชนิดนี้มีขนาดเล็กกว่า 50 กิโลวัตต์ จะลงทุนต่อหน่วยไฟฟ้าที่ผลิตได้จะมีค่าสูงจนไม่คุ้มค่าที่จะลงทุน [2] หนึ่งในอุปกรณ์ที่มีราคาสูงคือส่วน Turbine ซึ่งมีสัดส่วนประมาณร้อยละ 25-40 ของงบลงทุน [3]

มีงานวิจัยจำนวนหนึ่งได้ศึกษาความเป็นไปได้ในการนำคอมเพรสเซอร์ (Compressor) รถยนต์มาดัดแปลงเป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่คล้าย Turbine คือสร้างกำลังงานกลจากการเคลื่อนตัวของสารทำงาน โดยทำให้แรงดันลดลงไปด้วยในขณะเดียวกัน ซึ่งเรียกว่าเครื่องขยายไอหรือ Expander ซึ่งการดัดแปลงนั้นทำได้ง่าย และประเภทของ Compressor ที่นำมาดัดแปลงแล้วได้ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าสูงมักเป็นประเภท Scroll Compressor [4]-[7] ซึ่งมีราคาถูกกว่า Turbine ที่ผลิตมาใช้สำหรับโรงไฟฟ้า ORC โดยเฉพาะประมาณ 20 เท่า [8]

T. Saitoh et al. [4] ได้ศึกษาเกี่ยวกับ Scroll Expander ที่ดัดแปลงมาจาก Compressor รถยนต์สำหรับโรงไฟฟ้า ORC ที่ใช้กับแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ 140 องศาเซลเซียส พบว่าได้ประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าร้อยละ 6.5-7.5 และได้ประสิทธิภาพ Expander ร้อยละ 65 โดยเมื่อเปรียบเทียบกับงานที่ใช้ Turbine แบบซื้อสำเร็จรูปของ G.B. Abadi et al. [9] ที่ใช้แหล่งความร้อน อุณหภูมิ 80-120 องศาเซลเซียส พบว่าได้ประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าและ Turbine ที่ร้อยละ 6-7 และร้อยละ 60-70 ตามลำดับ จะเห็นว่า Expander ที่ดัดแปลงมาจาก Compressor รถยนต์ มีประสิทธิภาพที่ใกล้เคียงกับ Turbine สำเร็จรูป

อย่างไรก็ตาม Expander ที่ดัดแปลงมาจาก Compressor รถยนต์ไม่ได้ออกแบบมาสำหรับ

โรงไฟฟ้าโดยเฉพาะ จึงยังไม่ทราบเงื่อนไขการใช้งานที่ทำให้ได้ประสิทธิภาพสูงตั้งแต่แรก ก่อนนำไปใช้งานจึงต้องทดสอบหาอิทธิพลต่าง ๆ ที่ส่งผลต่อสมรรถนะของ Expander เพื่อหาเงื่อนไขการใช้งานที่เหมาะสมก่อน

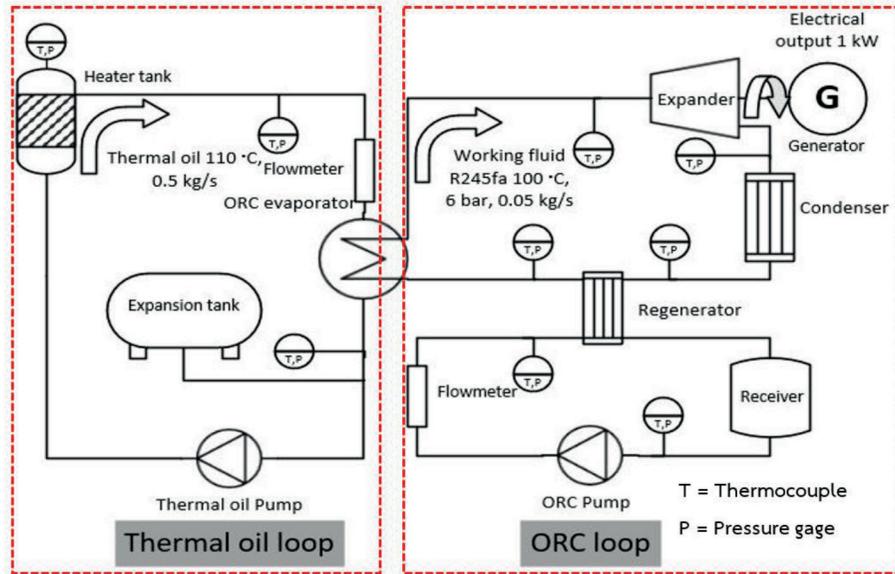
C. Liu et al. [7] ศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิแหล่งความร้อนในช่วง 90-150 องศาเซลเซียส และอิทธิพลของโหลดทางไฟฟ้าต่อคอม Expander พบว่าประสิทธิภาพของ Expander แปรผกผันกับอุณหภูมิแหล่งความร้อน โดย Expander มีประสิทธิภาพสูงสุดที่ร้อยละ 43 นอกจากนี้ ประสิทธิภาพ Expander จะแปรผกผันกับโหลด และโรงไฟฟ้าให้กำลังไฟฟ้าสุทธิสูงสุดที่ 700 วัตต์

P. Ginies et al. [10] ได้ศึกษาอิทธิพลของ Scroll Compressor แบบที่ติดและไม่ติด Check Valve พบว่าการติดเพิ่ม Check Valve ทำให้ Operating Pressure Ratio ใกล้เคียงกับ Design Pressure Ratio และยังช่วยลดภาระโหลดทางกลของ Compressor ในตอนเริ่มทำงานได้ร้อยละ 20 เนื่องจาก Check Valve นี้ช่วยลดแรงดันกระชากในระบบ และเพิ่มความนุ่มนวลในการทำงานของ Compressor ได้

นอกจากนี้ H. Xi et al. [11] ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของขนาด Expander ต่อสมรรถนะของโรงไฟฟ้าขนาด 1 กิโลวัตต์ โดยได้ทดสอบ Scroll Expander ที่ดัดแปลงมาจาก Compressor รถยนต์ 2 ขนาด ได้แก่ตัวที่มีปริมาตรกวาด เท่ากับ 66 และ 86 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ พบว่าตัวที่มีขนาดใหญ่กว่า ให้ประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าที่สูงขึ้นร้อยละ 2.5 แต่ให้ประสิทธิภาพของ Expander ที่ต่ำลงประมาณร้อยละ 20

เพื่อต่อยอดจากงานวิจัยที่กล่าวมาจึงนำไปสู่จุดประสงค์ของงานวิจัยนี้ เพื่อทดสอบสมรรถนะของ Scroll Expander สำหรับโรงไฟฟ้า ORC โดยศึกษาอิทธิพลของ Scroll Expander 2 ขนาด ได้แก่ 85.7 และ 110 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ อีกทั้งศึกษาอิทธิพลของการติดตั้ง Check Valve โดยใช้โรงไฟฟ้า

ORC ขนาด 1 กิโลวัตต์ เป็นชุดทดสอบ ภายใต้เงื่อนไข อุณหภูมิของแหล่งความร้อน 100-150 องศาเซลเซียส และใช้ R245fa เป็นสารทำงาน



รูปที่ 1 แผนผังชุดทดลอง Thermal Oil Loop และ ORC Loop

## 2. ชุดทดสอบ

ในการศึกษานี้จะใช้โรงไฟฟ้า ORC เพื่อทดสอบ Scroll Expander ดังต่อไปนี้

### 2.1 โรงไฟฟ้า

จากรูปที่ 1 ชุดทดลองที่ใช้ในการทดสอบ Scroll Expander จะประกอบด้วยอุปกรณ์ชุดโรงไฟฟ้า ORC (ORC Loop) ชุดแหล่งความร้อนจำลอง (Thermal Oil Loop) ซึ่งจะประกอบไปด้วย อุปกรณ์หลักในผัง ORC Loop จะประกอบด้วย

1. ORC Pump ทำหน้าที่ปั๊มสารทำงานให้เคลื่อนที่ในระบบโรงไฟฟ้า
2. Evaporator ทำหน้าที่รับความร้อนและเปลี่ยนสถานะของสารทำงาน R245fa ในโรงไฟฟ้าจากของเหลวให้กลายเป็นไอ

3. Scroll Expander ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่ดัดแปลงมาจาก Compressor รอยนต์ ทำหน้าที่สกัดกำลังออกจากสารทำงานและเปลี่ยนเป็นกำลังงานกล

4. Condenser มีหน้าที่ทิ้งความร้อนเพื่อให้สารทำงานเกิดการควบแน่นจากไอน้ำสู่ของเหลว

5. Receiver เพื่อใช้ในการเก็บสารทำงานในสถานะของเหลว และช่วยรักษาเสถียรภาพในการทำงานของปั๊ม ไม่ให้สารทำงานขาดตอน

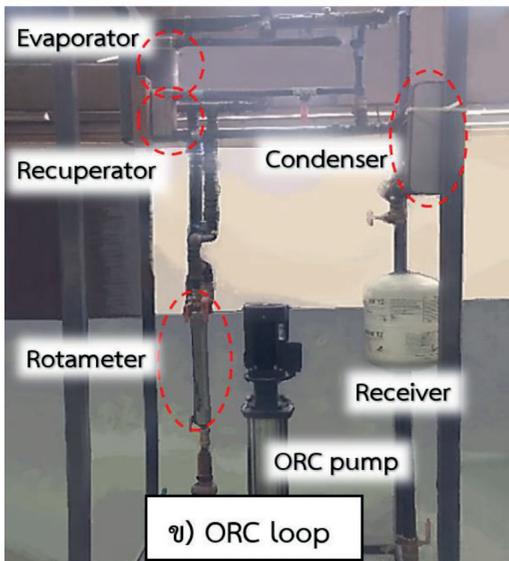
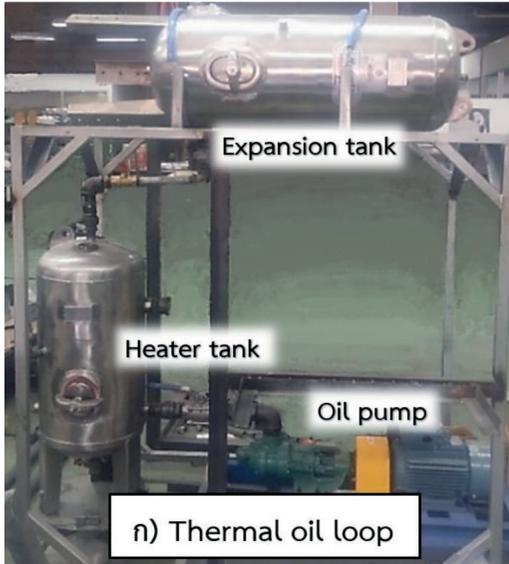
6. Regenerator ใช้สำหรับช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าโดยนำความร้อนของสารทำงานที่ยังร้อนอยู่หลังออกจาก Expander มาอุ่นสารทำงานให้ร้อนระดับหนึ่งก่อนเข้า Evaporator

ในชุด Thermal Oil Loop ที่ทำหน้าที่จำลองแหล่งความร้อนของโรงไฟฟ้า มีรายละเอียดดังนี้

1. Thermal Oil Pump ทำหน้าที่ขับเคลื่อนน้ำมันร้อน (Thermal Oil) ซึ่งเป็นตัวกลางพาความร้อน

2. Heater Tank มีหน้าที่ให้ความร้อนแก่ Thermal Oil ด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์

3. Expansion Tank ทำหน้าที่เก็บสำรอง และเป็นพื้นที่ให้ Thermal Oil ขยายตัวเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ซึ่งชุดทดลองที่สร้างจะมีลักษณะตามรูปที่ 2



รูปที่ 2 ก) ORC Loop และ ข) Thermal Oil Loop

## 2.2 เครื่องมือวัดคุณสมบัติต่างๆของโรงไฟฟ้า

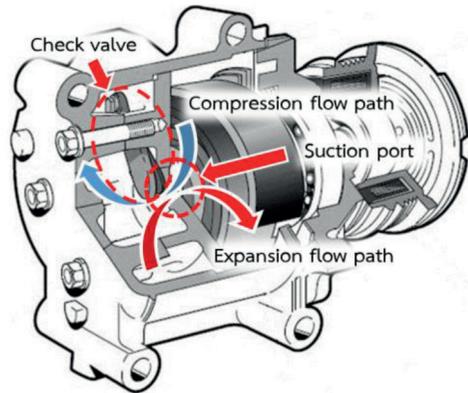
ในการศึกษานี้ ผู้วิจัยได้ติดตั้งเครื่องมือวัดสำหรับ วัด อุณหภูมิ ความดัน อัตราการไหล แรงบิด ความเร็ว รอบ และกำลังไฟฟ้า โดยระบุไว้ในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 รายละเอียดทางเทคนิคของเครื่องมือวัด

Parameter	Description	Range, Accuracy
Thermocouple	Type T	-40-350 $\pm$ 0.5°C
Pressure gage	Bourdon tube	0-25 bar $\pm$ 1% Read, $\pm$ 0.1 bar
Flowmeter	Rotameter	0-52 L/h, $\pm$ 4% Read, $\pm$ 0.5 L/h
Torque meter	Strain gage	0-10 N-m, $\pm$ 0.2% Full scale
Tachometer	Laser pointer	2-9999.9 rpm $\pm$ 0.05%, $\pm$ 0.1 rpm
Clamp meter	True RMS multimeter	DC Voltage: 0-600 A $\pm$ 1.5% Read, $\pm$ 5 digits DC Current: 0-600 V $\pm$ 1% Read, $\pm$ 5 digits DC Power: 0-100 kW $\pm$ 1.5% Read, $\pm$ 5 digits

## 2.3 การดัดแปลง Scroll Expander

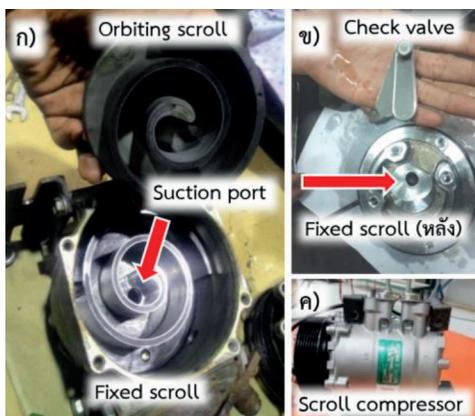
ในการศึกษานี้ได้เลือก Expander จำนวน 2 รุ่น ได้แก่ยี่ห้อ Sanden รุ่น TRSA09 และ TRSA11 ซึ่งมีขนาด 85.7 และ 110 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ โดยเหตุที่เลือกเนื่องจากมีงานวิจัยที่เคยศึกษา [6] และพบว่าประสิทธิภาพดี อีกทั้งยี่ห้อนี้มีโรงงานผลิตในประเทศไทย และใช้งานในรถยนต์หลายรุ่น (Honda Civic ปี 2000, CRV ปี 2003) จึงง่ายต่อการหาข้อมูล



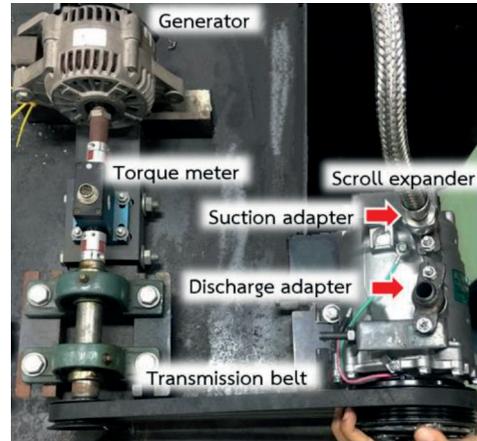
รูปที่ 3 ทิศทางการไหลของสารทำงาน ภายใน Scroll Expander

ในการดัดแปลง Compressor ให้ทำหน้าที่ Expander ต้องสลับเส้นทางเข้า-ออกของสารทำงาน ดังรูปที่ 3 กล่าวคือ

- สารทำงานไหลเข้าที่ช่องออกของ Compressor
  - ขยายตัวภายในช่องระหว่าง Orbiting กับ FixedScrolls ทำให้ได้งานออกมา
  - สารทำงานไหลออกที่ช่องเข้าของ Compressor
- จากรูปที่ 3 พบว่ามี Check Valve ขวางอยู่ที่บริเวณ Suction Port เพื่อให้สารทำงานไหลย้อนกลับได้ต้องถอด Check Valve ออกดังรูปที่ 4 ข) โดยเมื่อถอดออกแล้ว สารทำงานจะสามารถไหลเข้าไปใน Suction Port เพื่อขยายตัวใน Expander ได้



รูปที่ 4 ก) ภายในของห้องสารทำงาน ข) ตำแหน่งติดตั้ง Check Valve ค) ภายนอกของ Expander



รูปที่ 5 การต่อ Expander เข้ากับ Generator ด้วยระบบส่งกำลังแบบสายพาน

## 2.4 ชุดส่งกำลัง

เพื่อให้ชุดทดสอบสามารถถอดเปลี่ยน Expander ที่นำมาทดลองได้ จึงต้องทำการออกแบบให้ฐานวาง Expander ยึดด้วยสกรู และระบบส่งกำลังแบบสายพานที่ปรับความตึงได้ ทำให้สามารถนำ Expander หลาย ๆ แบบไปติดตั้งได้ สำหรับคุณสมบัติของ Expander, Evaporator, Condenser และ ORC Pump จะระบุไว้ในตารางที่ 2

ตารางที่ 2 คุณสมบัติของอุปกรณ์และสารทำงาน

Modified scroll expander		
Model	TRSA09	TRSA11
Swept Volume (cc/rev)	85.7	110
Pulley diameter (mm)	106	110
Lubricant	Sanden SP-10	
Pressure ratio	6	
O-ring seal material	Polyurethane	
Transmission ratio	2:1	
Evaporator & condenser		
Model	KAORI K50S	
Type of heat exchanger	Blaze plate	
Heat transfer area (m <sup>2</sup> )	1.275	
Capacity Range (kW)	17.58	

## ตารางที่ 2 คุณสมบัติของอุปกรณ์และสารทำงาน (ต่อ)

ORC pump	
Model	Grundfos CR 1S-33
Type of pump	Multi-stage centrifugal
Max. Pressure (m)	173
Max. Flowrate (m <sup>3</sup> /h)	150
Motor power (kW)	1
Driving system	Variable Speed Drive
O-ring seal material	EPDM
Working fluid	
ASHRAE number	HFC-R245fa
Type of working fluid	Isentropic fluid
Critical temperature (°C)	154.01
Critical pressure (MPa)	3.651
Liquid density (kg/m <sup>3</sup> )	1338
ASHRAE safety class	B1
GWP	1030
ODP	0

## 2.5 วิธีการทดลอง

ในการศึกษานี้ จะศึกษาอิทธิพลของ 4 ตัวแปร ได้แก่ อุณหภูมิแหล่งความร้อนขาเข้า ความถี่การป้อนกระแสไฟฟ้าของ ORC Pump ขนาดของ Expander และอิทธิพลของการติดตั้ง Check Valve โดยใช้ R245fa เป็นสารทำงาน โดยการทดลองจะแบ่งเป็น 2 ตอนดังนี้

**ตอนที่ 1** ทำปรับอุณหภูมิแหล่งความร้อน 3 ค่า ได้แก่ 100, 130 และ 150 องศาเซลเซียส ปรับความถี่การป้อนกระแสจาก Inverter เข้าสู่ Pump 3 ค่า ประกอบด้วย 40, 45 และ 50 เฮิรตซ์ ซึ่งความเร็วรอบของ Pump และอัตราการใช้ของสารทำงาน แปรผันตรงกับอัตราการใช้ และปรับขนาด Expander 2 ขนาด ได้แก่ 85.7 และ 110 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ จากนั้นเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้ ได้แก่ ประสิทธิภาพ

Isentropic และ กำลังงานกล เพื่อเลือก Expander ตัวที่มีค่าดังกล่าวสูงกว่าไปทดลองในตอนที่ 2

**ตอนที่ 2** นำ Expander ตัวที่ดีกว่าจากตอนที่ 1 มาศึกษาอิทธิพลของการติดตั้งอุปกรณ์ Check Valve ดังรูปที่ 6 โดยจะติดตั้ง 2 แบบได้แก่ 1. ติดที่ Suction Adapter ก่อนเข้าสู่ Expander และ 2. ติดที่ Discharge Adapter หลังออกจาก Expander (ดังรูปที่ 4) และทำการปรับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความถี่ Pump อย่างละ 3 ค่าเหมือนตอนที่ 1 และนำผลลัพธ์มาเปรียบเทียบกัน



รูปที่ 6 Check Valve Assembly

## 2.6 ตัวแปรบ่งชี้สมรรถนะ

สำหรับตัวแปรที่ใช้ในการบ่งชี้สมรรถนะของโรงไฟฟ้าจะได้มีการนิยามไว้เป็นสมการดังต่อไปนี้ การหาค่าพลังงานกลรวมนั้นหาได้จากสมการที่ (1)

$$P_{gross} = \frac{2\pi \times N_{gen} \times \tau_{gen}}{60} \quad (1)$$

โดยที่

$P_{gross}$  = กำลังงานกล (W)

$N_{gen}$  = ความเร็วรอบการหมุนของ Generator ที่ต่อพ่วงกับ Expander (rpm)

$\tau_{gen}$  = ทอร์กของเพลลาขับ Generator (N-m)

การคำนวณกำลังงานสุทธิเป็นไปตามสมการที่ (2)

$$P_{net} = P_{gross} - P_{pump} \quad (2)$$

โดยที่

$$P_{pump} = \text{กำลังงานที่ Pump ใช้ (W)}$$

ประสิทธิภาพ Isentropic ของ Expander หาได้จากสมการที่ (3)

$$\eta_{isen,exp} = \frac{h_{exp,in} - h_{exp,out}}{h_{exp,in} - h_{s,exp,out}} \times 100 \quad (3)$$

โดยที่

$h_{exp,in}$  = Enthalpy ของสารทำงานก่อนเข้า Expander (kJ/kg)

$h_{exp,out}$  = Enthalpy ของสารทำงานหลังออก Expander (kJ/kg)

$h_{s,exp,out}$  = Enthalpy ของสารทำงานหลังออก Expander เมื่อกระบวนการอัดตัวเป็นแบบ Isentropic Expansion (kJ/kg)

ตารางที่ 3 ผลการจำลองทั้งหมดที่ศึกษา

Variations	T <sub>heatsource</sub> (°C)	Pump frequency (Hz)	P <sub>gross</sub> (W)	P <sub>net</sub> (W)	Q <sub>in</sub> (W)	h <sub>isen,exp</sub> (%)	h <sub>isen,pump</sub> (%)
85.7cc, w/o	100	40	493	25	4,354	33.7	6.5
		45	794	124	5,632	35.0	13.3
		50*	761*	-170*	4,672*	15.1*	16.9*
	130	40	632	184	4,880	61.3	8.2
		45	902	244	6,898	44.7	9.8
		50	1,423	540	8,333	38.4	17.1
	150	40	708	240	5,776	71.1	7.3
		45	1,097	439	5,779	56.1	8.4
		50	1,593	706	10,530	55.7	15.2
110cc, w/o	100	40	1,034	578	11,612	37.3	8.7
		45	1,165	525	9,838	42.9	10.4
		50*	806*	-91*	4,180*	14.9*	3.5*
	130	40	806	370	5,935	64.5	5.5
		45	1,314	674	7,453	58.4	8.7
		50	1,740	874	11,650	41.1	15.8
	150	40	870	538	6,763	76.8	7.2
		45	1,450	812	9,229	64.5	12.0
		50	1,926	1,048	11,749	49.4	26.8

ตารางที่ 3 ผลการจำลองทั้งหมดที่ศึกษา (ต่อ)

Variations	T <sub>heatsource</sub> (°C)	Pump frequency (Hz)	P <sub>gross</sub> (W)	P <sub>net</sub> (W)	Q <sub>in</sub> (W)	h <sub>isen,exp</sub> (%)	h <sub>isen,pump</sub> (%)
110cc, Before	130	40	681	271	5,811	85.2	8.3
		45	1,261	670	6,971	68.1	10.3
		50	1,442	646	8,809	46.5	21.2
	150	40	716	288	6,227	92.9	9.0
		45	1,245	628	8,151	74.0	9.6
		50	1,762	865	9,811	63.3	15.7
110cc, After	130	40	753	321	4,823	73.1	7.7
		45	1,100	419	6,518	53.4	10.6
		50	1,636	744	11,109	48.0	20.2
	150	40	737	307	6,243	91.6	11.2
		45	1,126	475	7,517	75.3	8.2
		50	1,651	959	13,455	58.5	14.4

\* สารทำงานที่ไหลผ่าน Expander มีสถานะเป็นของเหลว ทำให้กำลังงานกลที่ Expander สร้างได้น้อยมาก ผลการทดลองส่วนนี้จะไม่ถูกหยิบไปพล็อตกราฟ

ประสิทธิภาพ Isentropic ของ Pump คำนวณโดยใช้สมการที่ (4)

$$\eta_{isen,pump} = \frac{h_{s,pump,out} - h_{pump,in}}{h_{pump,out} - h_{pump,in}} \times 100 \quad (4)$$

โดยที่

$h_{pump,in}$  = Enthalpy ของสารทำงานก่อนเข้า ORC Pump (kJ/kg)

$h_{pump,out}$  = Enthalpy ของสารทำงานหลังออก ORC Pump (kJ/kg)

$h_{s,pump,out}$  = Enthalpy ของสารทำงานหลังออก ORC Pump เมื่อกระบวนการขยายตัวเป็นแบบ Isentropic Compression (kJ/kg)

### 3. ผลการศึกษาและอภิปรายผล

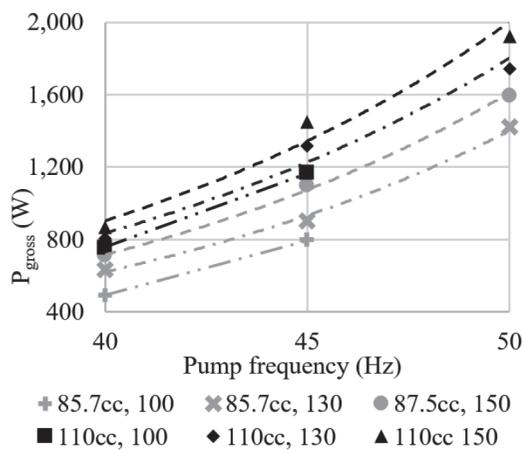
จากการทดลองทั้ง 2 ตอนจะนำไปสู่ผลลัพธ์ 2 ส่วน ได้แก่ อิทธิพลของ Expander และอิทธิพลของการติด Check Valve โดยแสดงผลการทดลองทั้งหมดไว้ในตารางที่ 3 และนำผลที่ได้มาพล็อตเป็นกราฟสำหรับวิเคราะห์ซึ่งแบ่งเป็น 2 ส่วนดังนี้

#### 3.1 อิทธิพลของขนาด Expander

จากการทดลองในตอนที่ 1 เมื่อนำข้อมูลที่ได้ไปพล็อตกราฟ จะได้ผลการทดลองดังรูปที่ 7-10

จากรูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างความถี่ของกำลังไฟฟ้าที่ส่งให้กับ Pump ในแกน X กำลังงานกลรวมที่โรงไฟฟ้า ORC ผลิตได้ในแกน Y พบว่าเมื่อความถี่

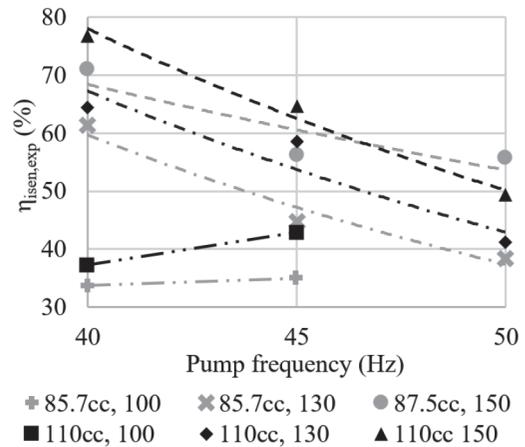
ในการจ่ายไฟให้ Pump มากขึ้นนั้น ทำให้ความเร็วรอบและอัตราการไหลของ Pump สูงขึ้น ส่งผลให้การหมุนและแรงบิดที่ Expander สูงขึ้น จากสมการที่ (1) จึงทำให้กำลังงานกลรวมเพิ่มขึ้น โดยพบว่ายิ่งอุณหภูมิสูง กำลังงานที่ได้ก็ยิ่งสูง และพบอีกว่า 110 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ จะให้กำลังงานมากกว่าขนาด 85.7 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ เฉลี่ยร้อยละ 17 กล่าวคือ ยิ่งอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและอัตราการไหลของสารทำงานเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้กำลังงานกลเพิ่มขึ้นเช่นกัน



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ของกำลังงานกลรวมกับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความเร็ว Pump

จากรูปที่ 8 ประสิทธิภาพ Isentropic ของ Expander พบว่า Expander ทั้ง 2 ตัวนั้นมีค่าประสิทธิภาพแปรผันตามอุณหภูมิและแปรผกผันกับความเร็วที่จ่ายให้ Pump

เมื่อความเร็วมาก อัตราการไหลของสารทำงานในระบบจะมากขึ้น เมื่ออุณหภูมิของแหล่งความร้อนต่ำจะส่งผลให้สารทำงานที่ไหลมานั้นแลกเปลี่ยนความร้อนที่ Evaporator ได้ไม่เพียงพอต่อการเปลี่ยนเฟสเป็นไอ ส่งผลให้สถานะของสารทำงานก่อนเข้า Expander เป็น Mixture ซึ่งความสามารถในการขยายตัวของสาร

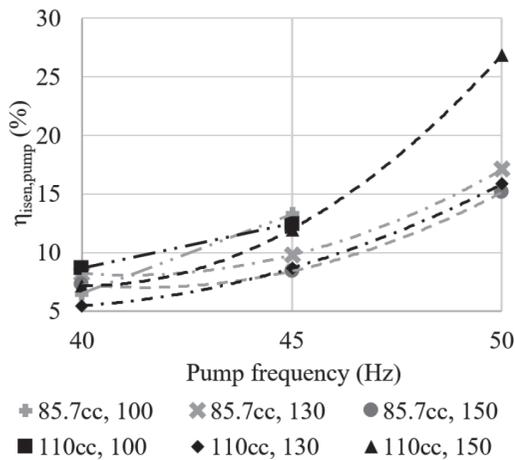


รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ Isentropic ของ Expander กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความเร็ว Pump

ทำงานในสถานะ Mixture จะไม่ดีเท่าสถานะ Vapor จึงทำให้ประสิทธิภาพ Isentropic มีค่าลดลง โดยปัญหานี้จะเกิดมากขึ้นในกรณีอุณหภูมิแหล่งความร้อน 100 องศาเซลเซียส ซึ่งที่ความเร็ว 50 เฮิร์ตซ์ ที่อัตราการไหลสูงสุด สารทำงานขณะเข้า Expander จะอยู่ในสถานะของเหลวเกือบทั้งหมด ทำให้ไม่สามารถใช้งาน Expander ได้อย่างมีประสิทธิภาพในช่วงดังกล่าว ซึ่งสามารถดูเพิ่มเติมได้ในตารางที่ 3 ในช่วงอุณหภูมิและความเร็วดังกล่าว

จากงานวิจัยที่ทดสอบ Expander ที่ประเภทเดียวกัน พบว่าประสิทธิภาพ Isentropic อยู่ในช่วงร้อยละ 22-65 [4]-[7] จากงานวิจัยนี้พบว่าได้ผลลัพธ์ที่ร้อยละ 34-77 ซึ่งสูงกว่า และเมื่อนำไปเปรียบเทียบกับงานที่ใช้ Turbine ซึ่งสำเร็จที่มีราคาสูง (มีค่าที่ร้อยละ 60-70 [9]) พบว่ามีประสิทธิภาพใกล้เคียงกัน โดยเหตุผลเกิดด้วยปัจจัยต่าง ๆ เช่น การออกแบบระบบท่อที่เลือกใช้ diameter ใหญ่กว่า (ใช้ท่อ ขนาด 1 นิ้วโดยเฉลี่ย) เมื่อเทียบกับงานของ H. Xi et al. [11] พบว่าใช้ Copper Tube ขนาด 0.5 นิ้ว โดยขนาดท่อที่ใหญ่จะส่งผลต่อ Pressure Loss ในระบบที่น้อยลง และมีการเติมน้ำมัน Compressor เข้าไปร้อยละ 5 ของ

มวลสารทำงาน ซึ่งช่วยหล่อลื่นให้ Scroll Expander อีกปัจจัยที่ส่งผลคือการสูญเสียความร้อนสู่บรรยากาศ ที่ผนังของ Expander เนื่องด้วยใน Expander มีวัสดุ O-ring Seal ที่ทำมาจาก Polyurethane ซึ่งทนอุณหภูมิได้ประมาณ 160 องศาเซลเซียส เพื่อป้องกันการเสียหายของ Seal ดังกล่าวระหว่างทดลองจึงให้ Scroll Expander ได้ระบายความร้อนระหว่างการ ทำงานโดยเลี้ยงการหมุนวน เหมือนสภาพการใช้งาน ปกติเมื่อเป็น Compressor

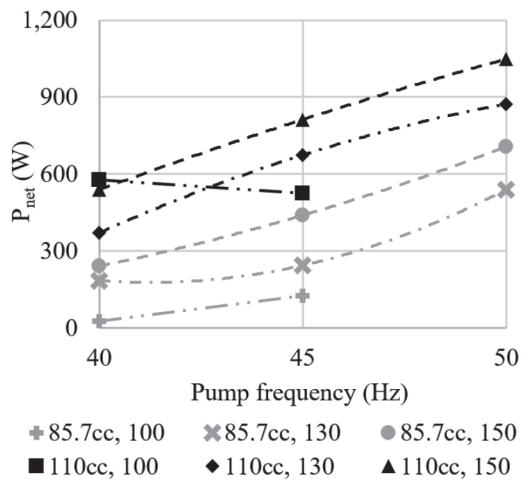


รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ Isentropic ของ Pump กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความเร็ว Pump

จากรูปที่ 9 พบว่า Pump จะมีประสิทธิภาพสูงเมื่อทำงานที่ความถี่สูงและอุณหภูมิสูง สาเหตุเนื่องจาก Pump ตัวนี้มี Design Head ที่ 173 เมตร หรือประมาณ 17 บาร์ (ดังตารางที่ 2) และในย่านการทดสอบของงานวิจัยนี้อยู่ที่ 4-11 บาร์ ซึ่งพบว่าความดันจะมากขึ้นตามความถี่ที่จ่ายให้ Pump เมื่อความดันที่ใช้ทดสอบมีค่าเข้าใกล้ค่า Design จึงทำให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น และพบว่าค่าประสิทธิภาพสูงสุดที่ทำได้อยู่ที่ร้อยละ 26.8 ที่เงื่อนไข 50 เฮิร์ตซ์ 110 ลูกบาศก์เซนติเมตร, 150 องศาเซลเซียส ซึ่ง Pump

สร้างความดันได้ 11 บาร์ ซึ่งเป็นค่าสูงสุดเมื่อเทียบกับการทดลองอื่นทั้งหมด

ในการศึกษาเชิงตัวเลขของงานวิจัย [12], [13] นิยมใช้ประสิทธิภาพ Isentropic เป็นค่าที่คงที่ แต่จากรูปที่ 8 และ 9 จะเห็นว่าประสิทธิภาพของ Isentropic ของ Expander และ Pump เปลี่ยนแปลงอย่างมีนัยสำคัญ เช่นจากรูปที่ 8 ประสิทธิภาพ Isentropic ของ Expander ที่เมื่อความถี่เปลี่ยนจาก 40 เฮิร์ตซ์ เป็น 50 เฮิร์ตซ์ มีค่าประสิทธิภาพลดลงเฉลี่ยถึงร้อยละ 20 ดังนั้นการใช้สมมุติฐานว่าประสิทธิภาพ Isentropic ทั้งของ Pump หรือ Expander เป็นค่าคงที่ในการจำลองเชิงตัวเลขควรใช้งานอย่างระมัดระวัง



รูปที่ 10 ความสัมพันธ์ของกำลังงานสุทธิกับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และความเร็ว Pump

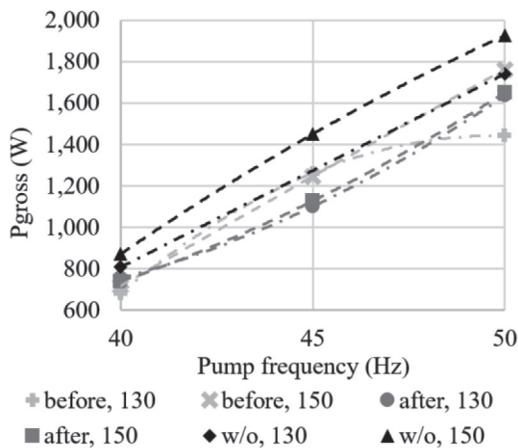
จากรูปที่ 10 จะเห็นว่ากำลังงานสุทธิที่ได้มีแนวโน้มคล้ายกับกำลังงานกลรวมรูปที่ 8 คือมีค่าเพิ่มแปรผันตามอุณหภูมิแหล่งความร้อนและความเร็ว Pump ที่เพิ่มขึ้น เนื่องด้วย Pump ที่ใช้ในงานวิจัยนี้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นเมื่อใช้งานที่ความถี่สูงดังรูปที่ 10 และพบว่ามีชุดข้อมูลที่ผิดปกติ คือที่อุณหภูมิ 100 ลูกบาศก์เซนติเมตร ซึ่งเกิดจากปัญหาสารทำงานเป็นของเหลวก่อนเข้า Expander

### 3.2 อิทธิพลของการติดตั้ง Check Valve

จากการทดลองในตอนต้นที่ 2 จะได้ผลลัพธ์ดังรูปที่ 11, 12 และตารางที่ 4

จากรูปที่ 11 ความสัมพันธ์ของกำลังงานกลที่ได้จาก Expander พบว่าได้กำลังงานกลที่ได้จากทั้ง 3 รูปแบบเรียงจากมากไปน้อยเรียงได้ดังนี้ 1. ไม่ติด Check Valve ได้กำลังมากที่สุดที่ 806-1,926 วัตต์, 2. ติดก่อนเข้า Expander ซึ่งน้อยกว่าไม่ติดร้อยละ 4-17.8 และ 3. ติดหลังออก Expander ได้น้อยกว่าไม่ติดร้อยละ 6-22.3

เหตุผลที่ กำลังงานกลลดลงเนื่องจาก Check Valve เพิ่ม Pressure Loss ในระบบท่อ จึงเกิดการสูญเสียพลังงานของสารทำงานมากขึ้น จากตารางที่ 3 พบว่า Pressure Loss ที่เกิดระหว่างท่อหลังออกจาก Pump ถึงทางเข้า Expander

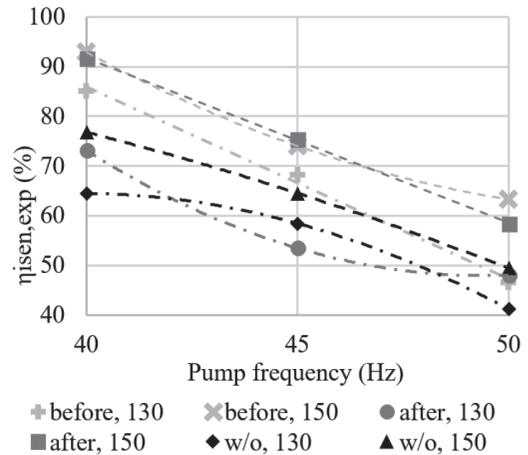


รูปที่ 11 ความสัมพันธ์ของกำลังงานกลรวมกับ อุณหภูมิแหล่งความร้อน และความถี่ Pump

ในกรณีติด Check Valve จะมีอยู่ในช่วง 0.2-1 บาร์ ในขณะที่กรณีไม่ติดอยู่ที่ 0.2-0.8 บาร์ ซึ่งมีการสูญเสียความดันน้อยกว่าอย่างมีนัยสำคัญ

ผลที่ทำให้การติด Check Valve หลัง Expander ได้กำลังน้อยกว่าแบบติดก่อนเป็นเพราะการติดก่อนเข้านั้นมีสภาพใกล้เคียงตำแหน่งเดิมที่ Check Valve

เคยอยู่ดังรูปที่ 3 และ 4 ทำให้ปริมาตรของสารทำงานที่อยู่ในห้องต่าง ๆ ในตัวเรือน Expander นั้นใกล้เคียงสภาพเดิมตอนเป็น Compressor ส่งผลให้กำลังงานกลที่ผลิตได้มีค่ามากกว่าเมื่อเทียบกรณีติดหลังออก Expander เฉลี่ยร้อยละ 1.3



รูปที่ 12 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ Isentropic ของ Expander กับอุณหภูมิแหล่งความร้อน และ ความถี่ Pump

จากรูปที่ 12 ประสิทธิภาพ Isentropic ของ Expander พบว่าสามารถเรียงลำดับประสิทธิภาพที่ได้จากทั้ง 3 แบบจากมากไปน้อยได้ดังนี้ 1. ติดก่อนเข้า Expander ซึ่งมากกว่าแบบไม่ติดร้อยละ 13-51, 2. ติดหลังออกจาก Expander ซึ่งได้มากกว่าแบบไม่ติดเฉลี่ยร้อยละ 9.1 และ 3. แบบไม่ติดได้ต่ำสุดตามลำดับสาเหตุที่เป็นเช่นนี้ เนื่องจากการติด Check Valve ทำให้ Pressure Ratio ตกคร่อม Expander มีค่าเข้าใกล้ค่า Design Pressure Ratio ซึ่งเท่ากับ 6 (ดังตารางที่ 2) พบว่ากรณีที่ติด Check Valve ก่อน Expander ที่ 150 องศาเซลเซียส ได้ประสิทธิภาพ Isentropic สูงสุด โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ความถี่ Pump ต่ำ ๆ ที่ 40 เฮิร์ตซ์ เนื่องจากมี Pressure Ratio ใกล้เคียง 6 และ Vapor Quality สูงเนื่องจากสารทำงานที่อัตราการไหลต่ำได้รับความร้อนจาก Evaporator อย่างเต็มที่

#### 4. สรุป

จากการศึกษาอิทธิพลของการปรับความถี่ Pump อิทธิพลของอุณหภูมิแหล่งความร้อน พบว่า กำลังงานกลที่โรงไฟฟ้าสร้างได้แปรผันตามความถี่ Pump และอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่เพิ่มขึ้น เป็นไปตามกฎเทอร์โมไดนามิกส์ แต่ประสิทธิภาพ Isentropic ของ Expander กลับมีแนวโน้มที่แปรผกผันกับความถี่ Pump ที่มากขึ้น เนื่องด้วยปัญหาเรื่องสถานะของสารทำงานที่เป็น Mixture

จากการศึกษาอิทธิพลของขนาด Expander ทั้ง 2 ขนาดพบว่า Expander ขนาด 110 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ มีประสิทธิภาพ Isentropic อยู่ในช่วงร้อยละ 37-76 มีกำลังงานกลรวมและสุทธิอยู่ในช่วง 806-1,926 วัตต์ และ 370-1,048 วัตต์

ในขณะที่เดียวกัน ที่ Expander ขนาด 85.7 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ มีประสิทธิภาพ Isentropic อยู่ในช่วงร้อยละ 34-71 มีกำลังงานกลรวมและสุทธิอยู่ในช่วง 493-1,593 วัตต์ และ 25-706 วัตต์ จะเห็นว่า Expander ที่มีขนาดใหญ่กว่ามีสามารถสร้างกำลังงานกลได้สูงกว่าที่ร้อยละ 18-35

จากนั้นได้นำ Expander ขนาด 110 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อรอบ มาศึกษาอิทธิพลของการติดตั้ง Check Valve พบว่าการติดตั้ง Check Valve ก่อนเข้าสู่ Expander ได้ประสิทธิภาพ Isentropic อยู่ในช่วงร้อยละ 47-93 ได้กำลังงานกลรวมในช่วง 681-1,762 วัตต์และการติดตั้ง Check Valve หลังออกจาก Expander ได้ประสิทธิภาพ Isentropic อยู่ในช่วงร้อยละ 48-92 ได้กำลังงานกลรวมในช่วง 737-1,651 วัตต์ ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบทั้ง 2 กรณี เข้ากับกรณีที่ไม่ได้ติดตั้ง พบว่าการติดตั้ง Check Valve ให้ประสิทธิภาพ Isentropic ของ Expander ที่สูงขึ้นเฉลี่ยร้อยละ 18 ในขณะที่กำลังงานกลรวมลดลงร้อยละ 4-22 สาเหตุเนื่องจากการติดตั้ง Check Valve ทำให้เกิดความดันสูญเสียจึงทำให้กำลังงานที่ได้ลดลง

#### 5. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ เงินอุดหนุนการวิจัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี รหัสโครงการ SUT7-707-59-12-18 ที่ให้ทุนสนับสนุน และเจ้าหน้าที่ส่วนอาคารเครื่องมือที่ช่วยเหลือ และให้คำแนะนำงานวิจัยนี้จนสำเร็จลุล่วง

#### 6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Department of Alternative Energy Development and Efficiency. (2017, September 26). Annual Report 2016 (ISSN: 1686-5170). [Online]. Available: <http://webkc.dede.go.th/testmax/node/3420>
- [2] V. Songngam. (2019, June 13). Organic Rankine Cycle-ORC (KMT ed.). [Online]. Available: [http://www.ecct-th.org/acf/virat\\_s\\_Organic%20Rankine%20Cycle%20edit%20KMT.pdf](http://www.ecct-th.org/acf/virat_s_Organic%20Rankine%20Cycle%20edit%20KMT.pdf)
- [3] P. Garg, M. S. Orosz and P. Kumar, "Thermo-economic evaluation of ORCs for various working fluids," *Applied Thermal Engineering*, vol. 109, pp. 841-853, 2016.
- [4] T. Saitoh, N. Yamada and S.-I. Wakashima, "Solar Rankine Cycle System Using Scroll Expander," *Journal of Environment and Engineering*, vol. 2, no. 4, pp. 708-719, 2007.
- [5] D. Manolakos, G. Kosmadakis, S. Kyritsis and G. Papadakis, "Identification of behaviour and evaluation of performance of small scale, low-temperature Organic Rankine Cycle system coupled with a RO desalination unit," *Energy*, vol. 34, no. 6, pp. 767-774, Jun. 2009.

- [6] B. Twomey, "Analysis of Low Temperature Organic Rankine Cycles for Solar Applications," Ph.D. dissertation, Dept. Mechanical Eng., Univ. of Queensland, Brisbane, Australia, 2015.
- [7] C. Liu, S. Wang, C. Zhang, Q. Li, X. Xu and E. Huo, "Experimental study of micro-scale organic Rankine cycle system based on scroll expander," *Energy*, vol. 188, p. 115930, Dec. 2019.
- [8] Air square. (2016, May 16). E15H022A-SH datasheet (R7 10.05.18). [Online]. Available: <https://airsquared.com/wp-content/uploads/2015/05/e15h022a-sh.pdf>
- [9] G. B. Abadi, E. Yun and K. C. Kim, "Experimental study of a 1 kW organic Rankine cycle with a zeotropic mixture of R245fa/R134a," *Energy*, vol. 93, pp. 2363–2373, Dec. 2015.
- [10] P. Ginies, C. Ancel and D. Gross, "Scroll compressors and intermediate valve ports," in *Proceedings of Seventh International Conference on Compressors and their Systems 2011*, City University London, England, 2011, pp. 477–488.
- [11] H. Xi, M.-J. Li, H.-H. Zhang and Y.-L. He, "Experimental studies of organic Rankine cycle systems using scroll expanders with different suction volumes," *Journal of Cleaner Production*, vol. 218, pp. 241–249, 2019.
- [12] C. He, C. Liu, H. Gao, H. Xie, Y. Li, S. Wu and J. Xu, "The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle," *Energy*, vol. 38, no. 1, pp. 136–143, 2012.
- [13] J. Li, Q. Liu, Z. Ge, Y. Duan and Z. Yang, "Thermodynamic performance analyses and optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles using R1234ze(E) for 100–200 °C heat sources," *Energy Conversion and Management*, vol. 149, pp. 140–154, 2017.