

การทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

PERFORMANCE TEST OF SMALL GAS TURBINE



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2558

KMITL-2015-EN-M-030-164

การทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

PERFORMANCE TEST OF SMALL GAS TURBINE



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ.2558

KMITL-2015-EN-M-030-164

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# PERFORMANCE TEST OF SMALL GAS TURBINE



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
MASTER OF ENGINEERING IN MACHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2015

KMITL-2015-EN-M-030-164

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2015




FACULTY OF ENGINEERING

KING MON GKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก  
Thesis Title Performance Test of Small Gas Turbine  
นักศึกษา นายธีระศักดิ์ จินประชา  
รหัสประจำตัว 53610640  
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล  
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ รศ.ดร.จรรุวัตร เจริญสุข  
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2015-EN-M-030-164

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
รศ.ดร.พงษ์เจต	พรหมวงศ์	
ผศ.ดร.ณัฐวิภา	เจียรระโนวชิระ	
ผศ.ดร.สมชาย	ศรีพัฒนะพิพัฒน์	
รศ.ดร.ชินรักษ์	เจียรพงษ์	
รศ.ดร.จรรุวัตร	เจริญสุข	

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันอังคารที่ 14 กรกฎาคม พ.ศ. 2558 เวลา 10.00-12.00 น.  
สถานที่สอบ ณ อาคารเฉลิมพระเกียรติใหม่ ห้อง HM-303

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว



(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)

คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษา วันที่ 14 กรกฎาคม พ.ศ. 2558  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก
นักศึกษา	นายธีระศักดิ์ จินประชา
รหัสประจำตัว	53610640
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2558
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข

### บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อ พัฒนาและทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กแบบเพลาร่วม โดยนำเทอร์โบชาร์จเจอร์ ยี่ห้อ Schwitzer รุ่น S400 มาประยุกต์ใช้กับเครื่องยนต์กังหันก๊าซ และสร้างชุดทดสอบแรงม้าเบรกเพื่อเป็นภาระเทียมในการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ ทำการทดสอบโดยกำหนดอัตราการจ่ายเชื้อเพลิงคงที่ที่ 3 อัตราการไหล คือ อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s และ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s โดยมีช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบ 18,700-32,450 rpm ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิคสูงสุด 85.23% ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ 28,050 rpm อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่ากับ 91.11 แรงบิดสูงสุดที่เครื่องยนต์สร้างได้ 0.074 N·m ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ 22,050 rpm อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่ากับ 63.29 กำลังงานจากเพลาทอร์โบสูงสุด 0.17 kW ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ 22,050 rpm อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่ากับ 63.29 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด 0.351% ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ 22,050 rpm อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่ากับ 63.29 และกำลังงานในก๊าซไอเสียสูงสุด 58.55 kW ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ 32,450 rpm อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่ากับ 96.96

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis Title	Performance test of small gas turbine
Student	Mr.Teerasak Jeenpracha
Student ID.	53610640
Degree	Master of Engineering
Program	Machanical Engineering
Year	2015
Thesis Advisor	Assoc. Prof. Dr. Jarruwat Charoensuk

## ABSTRACT

The objective of this article was to develop and test the performance of micro gas turbine application, Schwitzer S400 Turbocharger was applied for micro gas turbine, Brake Horse Power (BHP) testing equipment was generated for engine performance testing. Testing by specified the parameter as follows: 1) Fuel supply rate with  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s,  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s and  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s. 2) Range of speed engine was between 18,700-32,450 rpm. The result shows, The highest isentropic efficiency was 85.23% at fuel flow rate  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s under 28,050 rpm (A/F = 91.11). The fuel mass flow rate at  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s for 22,050 rpm (A/F = 63.29) had given the highest torque, where the power (from turbine shaft) and thermal efficiency was 0.074 N·m, 0.17 kW and 0.351%, respectively. The highest heat release rate from exhaust gas was 58.55 kW at  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s for 32,450 rpm (A/F = 96.96).

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข ที่ให้ความช่วยเหลือ ให้คำชี้แนะและแนวทางแก้ปัญหาตลอดเวลาในการทำวิจัย ตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์อันเป็นประโยชน์อย่างยิ่ง

ขอขอบคุณบิดา มารดา ที่ได้สั่งสอนตลอดการสนับสนุนการศึกษาเล่าเรียนและทำวิจัยของผู้วิจัยรวมถึงเป็นกำลังใจและให้คำปรึกษา ในยามที่ผู้วิจัยต้องการมาโดยตลอด

ขอขอบคุณ นายบัญญัติ เรืองวงศ์ นายสุวัชชัย กิจสำราญกุล และนายไพศาล ปานดำ ที่ร่วมกันสร้างเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กที่ใช้ในการวิจัย

สุดท้ายนี้ขอขอบคุณเพื่อนๆ พี่ๆ และ น้องๆ รวมถึงเจ้าหน้าที่ของสาขาวิศวกรรมเครื่องกล ทุกท่านที่ช่วยเหลือและให้คำแนะนำจนทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้แล้วเสร็จ

สำหรับคุณค่าและประโยชน์ใดๆ อันเกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับบิดา มารดาซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ตลอดจนครูบาอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

ธีระศักดิ์ จินประชา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต่อ||อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูป.....	VIII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	1
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	2
1.4 ประโยชน์ที่ได้รับจากการวิจัย.....	2
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....	3
บทที่ 3 หลักการและทฤษฎี.....	6
3.1 หลักการทำงานของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ.....	6
3.1.1 เครื่องยนต์เทอร์โบเจ็ท.....	7
3.1.2 เครื่องยนต์เทอร์โบแฟน.....	8
3.1.3 เครื่องยนต์เทอร์โบพร็อบ.....	9
3.1.4 เครื่องยนต์เทอร์โบชาฟท์.....	9
3.2 วัฏจักรในอุดมคติ (Ideal cycle).....	9
3.2.1 วัฏจักรเครื่องยนต์กังหันก๊าซอุดมคติ.....	10
3.3 วัฏจักรที่แท้จริง (Actual cycle).....	11
3.2.1 ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของการอัด.....	12
3.2.2 ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของการขยายตัว.....	12
3.4 สมการพลังงานที่สภาวะการไหลคงตัว.....	13
3.5 ซิลและระบบหล่อลื่นเทอร์โบชาร์จเจอร์.....	14
3.5.1 ซิลกัณน้ำมันเครื่อง.....	14
3.5.2 ระบบหล่อลื่นเทอร์โบชาร์จเจอร์.....	16
3.5.3 ท่อน้ำมันเครื่องเข้าเทอร์โบชาร์จเจอร์.....	16
3.5.4 ท่อน้ำมันเครื่องไหลกลับ.....	17
บทที่ 4 ส่วนประกอบของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก.....	18
4.1 ส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์กังหันก๊าซต้นแบบขนาดเล็ก.....	18
4.1.1 เทอร์โบชาร์จเจอร์.....	18

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ 4-1-1.1 คอมเพรสเซอร์ สีและขนาดนั้น ไม่อนุญาตให้แก้ไขใช้ประโยชน์ใด ๆ 19

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้ IV

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
4.1.1.2 เทอร์โบน์.....	20
4.1.2 ห้องเผาไหม้.....	20
4.1.3 อุปกรณ์ป้อนเชื้อเพลิง.....	21
4.1.4 โบลเวอร์แรงดันสูง.....	22
4.1.5 อุปกรณ์จุระเบิด.....	23
4.1.6 ตู้ควบคุมการทำงานของเครื่องยนต์.....	23
4.1.7 ก๊าซแอลพีจี.....	24
4.2 ระบบหล่อลื่น.....	24
4.2.1 ถังน้ำมันเครื่อง.....	25
4.2.2 กรองน้ำมันเครื่อง.....	26
4.2.3 ออยล์คูลเลอร์.....	26
4.2.4 ป้อนน้ำมันเครื่อง.....	27
4.3 เครื่องมีวัด.....	27
4.3.1 อุปกรณ์วัดความดัน.....	27
4.3.2 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ.....	31
4.3.3 อุปกรณ์วัดความเร็วรอบ.....	34
4.3.4 อุปกรณ์วัดอัตราการไหล.....	36
บทที่ 5 ชุดวัดแรงม้าเบรกของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก.....	37
5.1 ชุดการส่งกำลัง.....	37
5.1.1 ห้องเกียร์.....	37
5.1.2 คัปปลิ่ง.....	39
5.1.3 เบรก.....	41
5.1.4 โครงสร้างของชุดทดสอบ.....	43
5.2 วิธีการทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก.....	44
5.2.1 เตรียมความพร้อมก่อนการสตาร์ท.....	44
5.2.2 การสตาร์ทเครื่องยนต์.....	45
5.2.3 การเก็บผลทดสอบ.....	45
5.2.4 การดับเครื่องยนต์.....	45
บทที่ 6 ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล.....	47
6.1 อุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้าเทอร์โบน์.....	47
6.2 แรงบิดที่ได้จากการทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซ.....	48
6.3 กำลังงานกลที่ได้จากการทดสอบเครื่องยนต์.....	50
6.4 ผลกระทบจากภาระการเบรกที่มีต่อความดันในระบบ.....	51
6.5 ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของคอมเพรสเซอร์.....	53

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์โดยภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการศึกษา

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
6.6 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน .....	56
6.7 กำลังงานในก๊าซไอเสีย .....	57
6.8 การสูญเสียกำลังงานภายในระบบ .....	58
บทที่ 7 สรุปผลและข้อเสนอแนะ .....	61
7.1 สรุปสมรรถนะการทำงานของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก .....	61
7.2 ข้อเสนอแนะ .....	62
เอกสารอ้างอิง.....	63
ภาคผนวก .....	65
ภาคผนวก ก ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์ .....	66
ภาคผนวก ข การคำนวณ.....	76
ภาคผนวก ค แบบชิ้นส่วนต่างๆ.....	79
ประวัติผู้เขียน .....	103

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
4.1 รายละเอียดส่วนประกอบต่างๆ ของคอมเพรสเซอร์.....	19
4.2 รายละเอียดต่างๆ ของคอมเพรสเซอร์.....	19
4.3 รายละเอียดต่างๆ ของเทอร์ไบน์.....	20
4.4 การเปรียบเทียบค่าอัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซแอลพีจีในหน่วยเมตริก.....	36
5.1 ข้อมูลจำเพาะของคัปปลิ่ง.....	40



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 ขั้นตอนการทำงานวิจัยร่วม.....	2
2.1 การสูญเสียภายในระบบ .....	4
3.1 แสดงวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ .....	6
3.2 เครื่องยนต์เทอร์โบเจ็ท .....	8
3.3 เครื่องยนต์เทอร์โบแฟน .....	8
3.4 เครื่องยนต์เทอร์โบพร็อบ .....	9
3.5 แผนภาพ P-v และ T-s ของวัฏจักรเบรตันอุดมคติ.....	10
3.6 กระบวนการอัดตัวและขยายตัวในวัฏจักรแบบอุดมคติและวัฏจักรจริง .....	12
3.7 การไหลของของไหลแบบสภาวะคงตัวผ่านปริมาตรควบคุม .....	13
3.8 ภาพด้านบน Piston-Ring Seal ภาพด้านล่าง Labyrinth-Type Seal.....	15
3.9 ภาพด้านบน Piston-Ring Seal ภาพด้านล่าง Mechanical Face Seal .....	15
3.10 ลักษณะการไหลของน้ำมันหล่อลื่นภายในเทอร์โบชาร์เจอร์ .....	16
3.11 แสดงตำแหน่งไหลกลับของน้ำมันเครื่อง.....	17
4.1 เทอร์โบชาร์เจอร์ Schwitzer s400.....	18
4.2 ส่วนประกอบของเทอร์โบชาร์เจอร์ Schwitzer s400.....	18
4.3 ใบคอมเพรสเซอร์.....	19
4.4 ใบเทอร์ไบน์.....	20
4.5 ห้องเผาไหม้.....	21
4.6 ลักษณะภายในของห้องเผาไหม้ .....	21
4.7 อุปกรณ์ป้อนเชื้อเพลิง.....	22
4.8 แสดงวงจรอุปกรณ์ป้อนเชื้อเพลิง .....	22
4.9 โบลเวอร์แรงดันสูง .....	23
4.10 อุปกรณ์จุดระเบิด.....	23
4.11 คุ้มครองการทำงานของเครื่องยนต์.....	24
4.12 ถังก๊าซแอลพีจีและชุดปรับค่าความดันของก๊าซแอลพีจี.....	24
4.13 แสดงผังวงจรของระบบหล่อลื่น .....	25
4.14 ถังน้ำมันเครื่อง.....	25
4.15 กรองน้ำมันเครื่อง .....	26
4.16 ออยล์คูลเลอร์ .....	26
4.17 ป้อนน้ำมันเครื่อง.....	27
4.18 ตำแหน่งการวัดความดัน.....	28
4.19 ตำแหน่งวัดความดันทางออกคอมเพรสเซอร์.....	28
4.20 ตำแหน่งวัดความดันทางเข้าห้องเผาไหม้ .....	29
4.21 ตำแหน่งวัดความดันทางเข้าเทอร์ไบน์ .....	29
4.22 ตำแหน่งวัดความดันทางออกเทอร์ไบน์.....	30
4.23 เซนเซอร์วัดความดัน.....	30

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการศึกษา

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.24 Micro USB-Data Acquisition .....	30
4.25 หน้าต่างแสดงผลและบันทึกความดันในคอมพิวเตอร์.....	31
4.26 ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิ .....	31
4.27 ตำแหน่งวัดอุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์ .....	32
4.28 ตำแหน่งวัดอุณหภูมิทางเข้าห้องเผาไหม้ .....	32
4.29 ตำแหน่งวัดอุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์.....	33
4.30 ตำแหน่งวัดอุณหภูมิทางออกเทอร์ไบน์.....	33
4.31 เทอร์โมคัปเปิล Type K55 .....	34
4.32 Measurement Coupling รุ่น USB-TC .....	34
4.33 หน้าต่างแสดงผลและบันทึกอุณหภูมิในคอมพิวเตอร์ .....	34
4.34 ตำแหน่งติดตั้งชุดวัดความเร็วรอบ .....	35
4.35 จุดแต้มน้ำมันคัปปลิ่ง.....	35
4.36 หน้าต่างแสดงผลและบันทึกความเร็วรอบในคอมพิวเตอร์.....	36
4.37 โรตารีเตอร์ .....	36
5.1 ชุดทดสอบกำลังของเครื่องยนต์.....	37
5.2 ชุดเกียร์ที่ออกแบบ.....	38
5.3 ระดับน้ำมันหล่อลื่นเกียร์.....	38
5.4 เพลาเชื่อมระหว่างแกนเทอร์ไบน์กับเกียร์.....	39
5.5 แกนสวมคัปปลิ่งฝั่งแกนเทอร์ไบน์.....	39
5.6 แกนสวมคัปปลิ่งฝั่งกล่องเกียร์ .....	40
5.7 Membrane Coupling .....	40
5.8 ชุดของผ้าเบรก.....	41
5.9 จานเบรก.....	41
5.10 เสื่อเบรก .....	42
5.11 ประกอบจานเบรกเข้ากับเสื่อเบรก .....	42
5.12 ระบบดิสก์เบรก.....	43
5.13 ชุดโครงสร้างยึดติดกับคอมเพรสเซอร์.....	43
5.14 โครงสร้างสำหรับยึดกล่องเกียร์และชุดเบรก .....	44
5.15 ชุดทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซ.....	44
5.16 แสดงขั้นตอนการสตาร์ทเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก.....	46
6.1 อุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้าเทอร์ไบน์.....	47
6.2 แรงบิดที่ได้จากเครื่องยนต์กังหันก๊าซ.....	48
6.3 การเปลี่ยนแปลงแรงบิดที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่างๆ .....	49
6.4 กำลังงานกลที่ได้จากเครื่องยนต์กังหันก๊าซ .....	50
6.5 การเปลี่ยนแปลงกำลังงานกลที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่างๆ.....	51
6.6 ความดันในระบบที่อัตราเชื้อเพลิงเท่ากับ $1.254 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ .....	52

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.7 ความดันในระบบที่อัตราเชื้อเพลิงเท่ากับ $1.390 \times 10^{-3}$ kg/s .....	52
6.8 ความดันในระบบที่อัตราเชื้อเพลิงเท่ากับ $1.514 \times 10^{-3}$ kg/s .....	53
6.9 ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของคอมเพรสเซอร์ .....	54
6.10 ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของคอมเพรสเซอร์ที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่างๆ .....	54
6.11 อัตราส่วนความดันของคอมเพรสเซอร์ .....	55
6.12 อุณหภูมิทางออกของคอมเพรสเซอร์ .....	55
6.13 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ .....	56
6.14 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของคอมเพรสเซอร์ที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่างๆ .....	57
6.15 กำลังงานในก๊าซไอเสีย .....	58
6.16 อัตราจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ $1.254 \times 10^{-3}$ kg/s .....	59
6.17 อัตราจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ $1.390 \times 10^{-3}$ kg/s .....	59
6.18 อัตราจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ $1.514 \times 10^{-3}$ kg/s .....	60
7.1 ลักษณะของสปริงที่ใช้ในการเบรก .....	62

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

เครื่องยนต์กังหันก๊าซเป็นเทคโนโลยีการเปลี่ยนรูปพลังงานจากเชื้อเพลิงเหลวหรือก๊าซ ให้กลายเป็นพลังงานกลชนิดหนึ่ง ซึ่งได้มีการนำมาใช้มากขึ้นในโรงงานผลิตไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วม เนื่องจากข้อได้เปรียบทางด้านประสิทธิภาพและการปลดปล่อยมลพิษที่ต่ำกว่าเทคโนโลยีการผลิตไฟฟ้าระบบเตาเผาไหม้ที่ใช้ร่วมกับหม้อต้มไอน้ำเป็นต้น [1]

ด้วยเงื่อนไขทางด้านสังคมที่นำไปสู่กฎหมายกำกับกิจการผลิตไฟฟ้า ทำให้การผลิตกระแสไฟฟ้าในโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่สำหรับประเทศไทยเป็นไปได้ยากขึ้น การผลิตกระแสไฟฟ้าในลักษณะที่เป็นโรงไฟฟ้าขนาดเล็กที่กระจายอยู่ตามแหล่งที่มีความต้องการกำลังไฟฟ้า และใกล้กับแหล่งวัตถุดิบที่นำมาแปรรูปเป็นเชื้อเพลิง เช่น ก๊าซสังเคราะห์จากวัสดุทางการเกษตร ก๊าซชีวมวล จึงเป็นทางเลือกที่น่าสนใจ

ในขณะที่เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กได้มีการพัฒนาขึ้นในต่างประเทศที่พัฒนาแล้ว จนกระทั่งมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพียงพอที่จะนำมาใช้ในระบบผลิตไฟฟ้า [1] โดยมีความเป็นไปได้ในเชิงเศรษฐศาสตร์ หากแต่ระบบมีต้นทุนสูงถ้ามีการนำเข้าจากต่างประเทศ ทำให้ระยะเวลาในการคืนทุนยาวนาน จึงไม่มีความน่าสนใจในการลงทุน ดังนั้นเพื่อให้ระบบนี้สามารถนำมาใช้งานภายในประเทศและมีความน่าสนใจในการลงทุน จะต้องมีการพัฒนาระบบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขึ้นภายในประเทศ [2] นอกจากนี้ ประเทศไทยมีศักยภาพที่โดดเด่นในแง่ของการใช้เชื้อเพลิงที่ผลิตได้ในประเทศ เช่น ก๊าซธรรมชาติ ก๊าซชีวภาพ ก๊าซสังเคราะห์จากชีวมวล ซึ่งเครื่องยนต์กังหันก๊าซจะดีกว่าเครื่องยนต์ชนิดลูกสูบ เนื่องจากสามารถปรับแต่งให้ใช้กับเชื้อเพลิงต่างชนิดได้ง่ายกว่า ด้วยเหตุผลที่ว่าห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ชนิดนี้เป็นแบบปริมาตรคงที่

ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์กังหันก๊าซนั้นขึ้นอยู่กับส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์ ซึ่งมี 3 ส่วน ได้แก่ คอมเพรสเซอร์ ห้องเผาไหม้ เทอร์ไบน์ เพื่อให้ระบบได้เงื่อนไขสภาวะการใช้งานที่เหมาะสม และมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูง จึงต้องมีการวิเคราะห์ลักษณะการทำงานโดยรวมของระบบโดยใช้การวิเคราะห์แบบจำลองทางวัฏจักรเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งจะทำให้เราสามารถวิเคราะห์ถึงค่าประสิทธิภาพไอเซ็นทรอปิกของคอมเพรสเซอร์ [3] ประเมินการสูญเสียความร้อนของระบบ และประสิทธิภาพโดยรวมของระบบได้

### 1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1.2.1 เพื่อพัฒนาระบบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กซึ่งประกอบด้วยระบบย่อยต่างๆ อันได้แก่ ระบบจุดระเบิด ระบบหล่อลื่น ระบบเริ่มเดินเครื่อง ระบบส่งกำลัง ระบบทดสอบกำลังหรือระบบวัดสมรรถนะของเครื่องยนต์

1.2.2 เพื่อทำการทดสอบการทำงานของระบบย่อยต่างๆ ตามข้อ 1.2.1. และประเมินแนวทางการปรับปรุงสำหรับการพัฒนาในระยะต่อไป

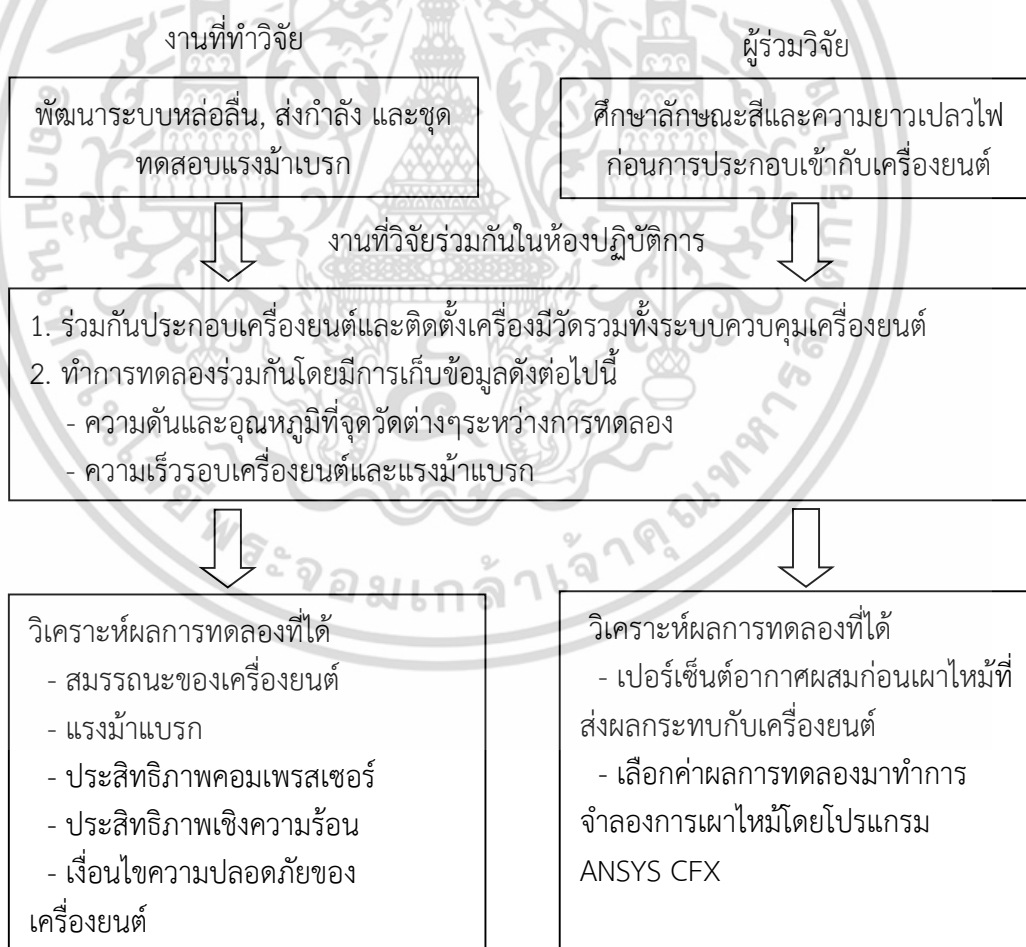
### 1.3 ขอบเขตของการวิจัย

- 1.3.1 ใช้คอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์จากเทอร์โบชาร์จเจอร์ Schwitzer รุ่น s400
- 1.3.2 ใช้เชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง
- 1.3.3 ในการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์กังหันก๊าซจะใช้วิธีวัดแรงม้าเบรกผ่านเครื่องชั่งดิจิตอล
- 1.3.4 การเดินเครื่องจะกระทำภายใต้ขีดจำกัดด้านความปลอดภัยของใบพัดเทอร์ไบน์ [4] กล่าวคืออุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์ต้องไม่เกิน 1,200 K และรอบของเครื่องยนต์อยู่ในย่านที่จำกัดไม่เกิน 35,000 rpm
- 1.3.5 ทำการทดลองเครื่องยนต์ทั้งแบบมีโหลดและไม่มีโหลด ร่วมกับนักวิจัยในห้องปฏิบัติการ [5] โดยมีขั้นตอนการวิจัยร่วมกันดังแสดงในรูปที่ 1.1

### 1.4 ประโยชน์ที่ได้รับจากการวิจัย

1.4.1 ใช้เป็นระบบต้นแบบในการสนับสนุนการทำงานของเครื่องยนต์ต้นแบบ อันเป็นพื้นฐานเพื่อพัฒนาเครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพสูงขึ้นต่อไป

1.4.1 เพื่อเป็นแนวทางประกอบความรู้ของผู้ที่สนใจด้านเครื่องยนต์กังหันก๊าซ



รูปที่ 1.1 ขั้นตอนการทำงานวิจัยร่วม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

### วรรณกรรมปริทรรศน์

ในการศึกษาเครื่องยนต์กังหันก๊าซ มีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องศึกษาหลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องรวมทั้งรายงานผลการวิจัยต่างๆ การศึกษาและพัฒนาเกี่ยวกับเครื่องยนต์กังหันก๊าซมีการดำเนินการมาอย่างต่อเนื่องตั้งแต่อดีตจนถึงปัจจุบัน ซึ่งรายงานการวิจัยที่เกี่ยวข้องมีดังต่อไปนี้

สัมพันธ์ ไชยเทพ [2] พัฒนาต้นแบบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กได้ถูกพัฒนาขึ้นโดยการดัดแปลงเทอร์โบชาร์จเจอร์ที่ใช้กับเครื่องยนต์ลูกสูบจุดระเบิดด้วยประกายไฟขนาดความจุ 1,800 ลบ.ซม. เนื่องจากการเผาไหม้แบบต่อเนื่องจึงได้ออกแบบห้องเผาไหม้และระบบป้อนเชื้อเพลิงให้เหมาะสมกับขนาดของเทอร์โบชาร์จเจอร์ที่ใช้ เชื้อเพลิงที่ใช้เป็นก๊าซหุงต้ม มีส่วนประกอบหลักอื่นๆได้แก่ ระบบจุดติดห้องเผาไหม้ ระบบป้อนลมเลี้ยงก่อนการหมุนทำงานของกังหันก๊าซ ระบบหล่อลื่นและระบายความร้อน ระบบเร่งหมุนให้กังหันได้รอบที่จะทำงานรักษารอบของตนเองได้ อุปกรณ์วัดรอบและอุณหภูมิ วัตถุประสงค์หลักคือการทดลองถึงความเป็นไปได้ในการดัดแปลงเทอร์โบชาร์จเจอร์ให้เป็นกังหันก๊าซที่สามารถทำงานรักษารอบเองได้ จึงยังไม่มีการวัดกำลังเพลาหรือแรงขับขณะทำงาน ได้พบว่าเครื่องต้นแบบนี้สามารถทำงานได้ เมื่อสตาร์ทเครื่องยนต์ แรงเครื่องยนต์ และทำงานอย่างต่อเนื่อง มีค่าความดันในห้องเผาไหม้อยู่ในช่วงประมาณ 55.3 – 138.0 kPa โดยมีอุณหภูมิก๊าซร้อนเข้าสู่เทอร์ไบน์อยู่ในช่วง 740 – 850 °C ที่ความเร็วรอบของโรเตอร์ในช่วง 84,000 – 144,000 rpm

สรานุศิริ วงศ์ศิริ [6] ศึกษา ออกแบบพัฒนา และทดสอบหาสมรรถนะของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กแบบกำลังอิสระ เพื่อรองรับขนาดการผลิตกำลังงานไฟฟ้าในช่วง 5 - 15 kW ซึ่งงานวิจัยได้เลือกใช้เทอร์โบชาร์จเจอร์รุ่น MHI TF08 - 2 เป็นเทอร์โบชาร์จเจอร์แบบแปรผันด้านโงไอเสีย ความเร็วรอบใช้งานสูงสุดไม่เกิน 96,000 rpm ด้วยการคำนวณวัฏจักรขั้นต้น โดยอาศัยข้อมูลจากฟังก์ชันลักษณะชุดอัดอากาศของเทอร์โบชาร์จเจอร์ แล้วทำการออกแบบสร้างห้องเผาไหม้แบบต่อเนื่องแบบไซโล ติดตั้งระหว่างชุดอัดอากาศและกังหันของเทอร์โบชาร์จเจอร์เป็นชุดกำเนิดก๊าซร้อน ต่อเข้ากับชุดกังหันกำลัง ซึ่งเป็นชนิดกังหันดลแบบไหลออกตามแนวรัศมี มีรอบการทำงานไม่เกิน 6,000 rpm และใช้ก๊าซ LPG เป็นเชื้อเพลิงในการทดสอบ ในการศึกษาสมรรถนะการทำงานได้แบ่งออกเป็นสองส่วนหลักได้แก่ ส่วนของชุดกำเนิดก๊าซร้อน และส่วนของเครื่องยนต์ทั้งระบบอันประกอบไปด้วยชุดกำเนิดก๊าซร้อนติดตั้งใช้งานกับชุดกังหันกำลัง โดยในส่วนของชุดกำเนิดก๊าซร้อนนั้นจะอาศัยการปรับวาล์วไอเสียที่ติดตั้งเพิ่มเติมที่ด้านท้ายของชุดกำเนิดก๊าซเพื่อจำลองเป็นภาระเทียม และการทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซทั้งระบบด้วยการใช้ชุดเจนเนอเรเตอร์กำเนิดกระแสไฟฟ้าขนาดไม่เกิน 7 kVA รอบการทำงานสูงสุด 3,000 rpm เป็นตัวดูดซับกำลังงานกลที่ผลิตได้จากเพลาหมุนของชุดกังหันกำลังซึ่งปรับภาระทางไฟฟ้าได้

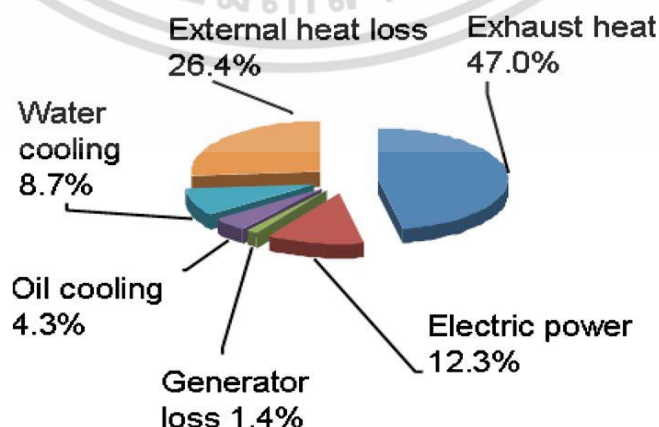
Kyuhoo Sim และคณะ [7] ได้นำเสนอการพัฒนาชุดเครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสสลับที่ขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก เพื่อที่จะนำไปชาร์จชุดแบตเตอรี่โดยเฉพาะสำหรับยานพาหนะไฟฟ้า ประสิทธิภาพทางอุณหพลศาสตร์สำหรับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กและกังหันกำลังนั้น ประเมินจากการวิเคราะห์ด้วยวัฏจักรเบรย์ตันอย่างง่าย เครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสสลับ ซึ่งได้รับแรง

ขับเคลื่อนจากเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก ซึ่งแรงขับนั้นถูกวัดในระหว่างการทดลอง ซึ่งอยู่ภายใต้เงื่อนไขที่ไม่มีโหลดไฟฟ้าและมีโหลดไฟฟ้า

M. Deligant และคณะ [8] ได้ศึกษาการสูญเสียอันเนื่องมาจากความเสียดทานเทอร์โบชาร์จเจอร์ของยานยนต์ ซึ่งเป็นตัวแปรที่สำคัญในการประเมินประสิทธิภาพเชิงกล เทอร์โบชาร์จเจอร์ในปัจจุบันส่วนใหญ่ได้ใช้แบริงน้ำมัน (Oil bearing) เพื่อลดแรงเสียดทานจากการหมุนของพลาเทอร์ไบน์ ซึ่งประกอบด้วย เจอร์นอลแบริง 2 ตำแหน่ง และแบริงกันรุน จึงได้จำลองการคำนวณของการสูญเสียความเสียดทานของแบริงในแต่ละส่วน การวัดการสูญเสียจากความเสียดทานของเทอร์โบชาร์จเจอร์นั้นไม่ใช่เรื่องง่ายและวิธีการที่มีอยู่นั้นจะวัดเพียงความสูญเสียโดยรวมเท่านั้น เครื่องวัดแรงบิดความแม่นยำสูงจึงได้ถูกพัฒนาขึ้น เพื่อวัดการสูญเสียความเสียดทานโดยรวมซึ่งเกิดจากอิทธิพลของโหลดในแนวแกนของแบริงและวัดการสูญเสียความเสียดทานเชิงกลของเจอร์นอลแบริง

Tine Stevens และคณะ [9] อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมักถูกนำไปใช้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพโดยรวมของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สูงและการสูญเสียความดันที่น้อยนั้นจะทำให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุด การค้นคว้าหาความยอมรับได้ระหว่างความต้องการที่ขัดแย้งกันเหล่านี้เป็นการท้าทายความสามารถอย่างมากในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดันที่สูญเสียที่เหมาะสมที่สุดทั้งด้านอากาศเย็นและร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็ก และมีความสัมพันธ์ที่มีลักษณะเฉพาะเมื่อประยุกต์ใช้ร่วมกับเครื่องยนต์กังหันก๊าซ สำหรับช่องการไหลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมนั้น อัตราส่วนของความดันที่สูญเสียด้านอากาศเย็นต่อด้านอากาศร้อนขึ้นอยู่กับอัตราส่วนความดันของคอมเพรสเซอร์ บนพื้นฐานของการค้นพบเหล่านี้ซึ่งจะเป็นขั้นตอนการเพิ่มประสิทธิภาพอย่างง่าย ที่ถูกนำไปใช้ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็กในเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาด 1.5 กิโลวัตต์

W. P. J. Visser [1] และคณะ ได้ศึกษาการผลิตไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วม (Combined heat and power, (CHP)) สำหรับการผลิตไฟฟ้าขนาดย่อมให้มีศักยภาพในการประหยัดพลังงานและลดการปล่อย CO<sub>2</sub> โดยใช้เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก (Micro turbines) ซึ่งมีข้อได้เปรียบในแง่ของประสิทธิภาพ ขนาด เสียรบกวน และต้นทุน โดยเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กได้มีการพัฒนาอุปกรณ์ดึงความร้อนทั้งกลับมาใช้ใหม่ ที่ให้กำลังการผลิตขนาด 3 kW เพื่อลดค่าใช้จ่ายให้น้อยที่สุด โดยการนำเทอร์โบชาร์จเจอร์ยานยนต์มาประยุกต์ใช้สำหรับเครื่องยนต์กังหันก๊าซ การสูญเสียภายในระบบแสดงดังรูปที่ 2.1



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้รูปที่ 2.1 การสูญเสียภายในระบบ การสูญเสียภายในระบบถูกนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Jun Su Park และคณะ [10] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการกระจายอุณหภูมิในระบบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก โดยอุณหภูมิบนพื้นผิวจะถูกควบคุมด้วยการใช้วัสดุฉนวนกันความร้อนที่แตกต่างกัน ค่าการนำความร้อนของฉนวนกันความร้อนจะมีการเปลี่ยนแปลงค่าจาก 0.1 ถึง 100 สำหรับการประเมินผลกระทบของการนำความร้อนในเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก วิธีการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกต (conjugate heat transfer) ถูกนำมาใช้ โดยจะทำการการวิเคราะห์ CFD ในโดเมนการไหลของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์โดยการนำโปรแกรม CFX เวอร์ชัน 12 ซึ่งมีขอบเขตเงื่อนไขมาช่วยสำหรับการคำนวณ รวมถึงการวิเคราะห์การนำความร้อนในส่วนโดเมนของของแข็งด้วย ผลจากการศึกษาพบว่าฟลักซ์ความร้อนจากเทอร์ไบน์นั้นจะถูกนำออกมาจากการถูกเหนี่ยวนำจากการไหลเข้าโดยคอมเพรสเซอร์มากที่สุด โดยการนำความร้อนของวัสดุฉนวนกันความร้อนมีผลเพียงเล็กน้อยต่อการกระจายอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

Romier, A. และคณะ [11] ทดสอบเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กขนาด 350 kW โดยใช้ระบบ Recuperative เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรและลดการปล่อยแก๊ส CO<sub>2</sub> สู่บรรยากาศ เขาได้ทำการทดสอบเปรียบเทียบระบบ Recuperative 3 แบบ คือ 1. แบบทั่วไป 2. ระบบ แบบ intercooled 3. แบบ under pressure เขาพบว่าแบบ intercooled ให้ประสิทธิภาพทางกลสูงที่สุดเท่ากับ 35.83% รองลงมาคือแบบ under pressure และแบบทั่วไปให้ประสิทธิภาพทางกลเท่ากับ 34.62% และ 33.60% ตามลำดับ ระบบ Recuperative แบบ intercooled จะใช้คอมเพรสเซอร์สำหรับอัด อากาศ 2 ชั้น โดยหลังจากอากาศเกิดการอัดตัวผ่านคอมเพรสเซอร์ตัวแรกจะมีระบบ intercooler สำหรับลดอุณหภูมิของอากาศก่อนที่อากาศจะถูกอัดตัวด้วยคอมเพรสเซอร์ตัวที่สอง อากาศก่อนเข้าสู่ ห้องเผาไหม้จะถูกแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยแก๊สไอเสียที่ออกจากกังหันแก๊สทำให้อากาศมีอุณหภูมิ สูงขึ้น สำหรับระบบ Recuperative แบบ intercooled ทางานที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 6 อัตราส่วนการขยายตัวเท่ากับ 5.05 อัตราการไหลของอากาศเท่ากับ 1.97 kg/s ทางานที่ความเร็ว รอบกังหันเท่ากับ 40,000 rpm

Hoshino et. al. [12] ได้ทำการพัฒนาเครื่องกังหันก๊าซขนาดเล็กที่ให้กำลังงานจากเพลลาหมุนประมาณ 30 แรงม้า โดยมีน้ำหนักเครื่องยนต์เพียง 30 กิโลกรัม ส่วนประกอบหลักคือ คอมเพรสเซอร์แบบ 1-Stage Centrifugal และ 1-Stage Radial Inflow Turbine ห้องเผาไหม้แบบ Single Can ใช้เชื้อเพลิงเหลว ตัวห้องเผาไหม้สร้างจากโลหะผสมนิกเกิล เพลลาเครื่องยนต์หมุนที่ 96,000 rpm ส่งกำลังผ่านเกียร์ทดรอบแบบ Epicyclic เหลือ 3,600 rpm ให้กับเพลลาหมุน มีอัตราการไหลของอากาศ 0.235 kg/s และอัตราส่วนความดัน 3.8

Purvis and Craig [13] ได้ทำการศึกษการใช้เชื้อเพลิงชีวมวลกับเครื่องกังหันก๊าซขนาดเล็กเพื่อการผลิตพลังงานไฟฟ้า เชื้อเพลิงแข็งผ่านกระบวนการ Gasification และมีระบบกรองขี้เถ้าก่อนจะจ่ายก๊าซเชื้อเพลิงที่ได้เข้าสู่ห้องเผาไหม้ร่วมกับน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงร่วม ระบบ Gasification ถูกออกแบบให้ห้องค้ประกอบด้วยอัลคาไลน์ในขี้เถ้ามีสภาพเป็นของแข็งและมีจำนวนน้อย ที่สุดโดยระบบกรองก่อนที่จะเข้าสู่กังหัน เพื่อป้องกันการกัดกร่อนและการเกิด Slagging กล่าวว่าการศึกษานำเชื้อเพลิงชีวมวลมาใช้กับเครื่องกังหันก๊าซขนาดเล็กเป็นแนวทางหนึ่งที่น่าสนใจ เพราะมีขนาดเล็กสามารถเคลื่อนย้ายตามแหล่งเชื้อเพลิงชีวมวลซึ่งมีมากตามชนบททางไกลหรือพื้นที่เพาะปลูกทางเกษตรได้โดยสะดวก

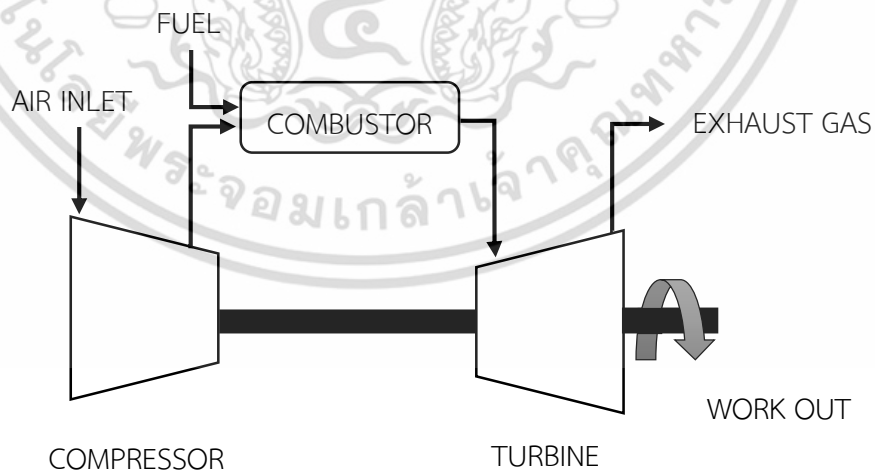
### บทที่ 3

## หลักการและทฤษฎี

เครื่องยนต์กังหันก๊าซเป็นเครื่องยนต์อีกประเภทหนึ่งที่น่าสนใจเพราะสามารถใช้เชื้อเพลิงได้หลายชนิดไม่ว่าจะเชื้อเพลิงเหลวและเชื้อเพลิงก๊าซ เนื่องจากห้องเผาไหม้เป็นแบบปริมาตรคงที่ แต่เนื่องจากเครื่องยนต์กังหันก๊าซทำงานที่รอบและความร้อนที่สูง จึงต้องใช้วัสดุที่ต้องทนความร้อนสูง ซึ่งส่งผลให้ราคาของเครื่องยนต์กังหันก๊าซนำเข้ามีราคาแพงกว่าเครื่องยนต์แบบลูกสูบที่ให้กำลังของเครื่องยนต์เท่ากันมาก งานวิจัยนี้จึงได้นำเทอร์โบชาร์จเจอร์มาใช้เป็นคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์ของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ และใช้วัสดุที่หาได้ภายในประเทศมาสร้างเครื่องยนต์กังหันก๊าซเพื่อให้สามารถสร้างระบบเดินเครื่องได้ตามวัตถุประสงค์ของการวิจัย

### 3.1 หลักการทำงานของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ

เครื่องยนต์กังหันก๊าซมีส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์ 3 ส่วน ได้แก่ คอมเพรสเซอร์ (Compressor) ห้องเผาไหม้ (Combustion) และเทอร์ไบน์ (Turbine) หลักการทำงานของเครื่องยนต์ คือ การเปลี่ยนพลังงานจลน์ของก๊าซร้อนที่อุณหภูมิและปริมาตรจำเพาะสูงขึ้นให้เป็นพลังงานทางกล โดยคอมเพรสเซอร์จะดูดอากาศจากภายนอก จากนั้นก็จะอัดอากาศให้มีความดันสูงป้อนสู่ห้องเผาไหม้ ขณะนั้นเชื้อเพลิงก็จะถูกฉีดออกมาผสมกับอากาศที่มีความดันสูงและจุดระเบิดด้วยประกายไฟจากหัวเทียน เกิดการเผาไหม้ได้ก๊าซร้อนที่มีการขยายตัวสูงไปขับใบพัดของเทอร์ไบน์ เนื่องจากเทอร์ไบน์และคอมเพรสเซอร์ใช้เพลาร่วมกัน เมื่อใบพัดของเทอร์ไบน์หมุนใบพัดของชุดคอมเพรสเซอร์ก็จะหมุนตามและจะดูดอากาศเข้าสู่ระบบทำงานได้อย่างต่อเนื่องจนกว่าจะหยุดปล่อยเชื้อเพลิง รูปที่ 3.1 แสดงวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ



รูปที่ 3.1 แสดงวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 3.1 เป็นวงจรการทำงานของเครื่องยนต์ก๊าซเทอร์โบไบน์ ประกอบด้วยกระบวนการ 2 แบบ คือ Adiabatic Process (กระบวนการที่ไม่มีความร้อนเข้าหรือออกจากระบบ  $s = \text{constant}$ ) และ constant pressure process จากรูปอธิบายได้ดังนี้

กระบวนการ 1  $\rightarrow$  2 เป็นการทำงานของคอมเพรสเซอร์ อัดอากาศจากบรรยากาศ เพื่อส่งเข้ายัง combustor ในทางอุณหพลศาสตร์กระบวนการนี้เป็นกระบวนการแบบย้อนกลับได้และไม่สูญเสียความร้อน Adiabatic reversible Process ( $Pv^k = \text{Constant}$ )

ความดันจะเพิ่มขึ้นจาก	$P_1 \rightarrow P_2$	$(P_2 > P_1)$
อุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นจาก	$T_1 \rightarrow T_2$	$(T_2 > T_1)$
ปริมาตรจำเพาะลดลงจาก	$v_1 \rightarrow v_2$	$(v_2 < v_1)$
Entropy คงที่	$s_1 = s_2$	

กระบวนการ 2  $\rightarrow$  3 เป็นการทำงานจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ โดยจะเพิ่มความร้อนในสถานะความดันคงที่ (Constant Pressure Process),  $P = \text{constant}$

ความดันคงที่เท่าเดิม	$P_2 = P_3$	
อุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นจาก	$T_2 \rightarrow T_3$	$(T_3 > T_2)$
ปริมาตรจำเพาะเพิ่มขึ้นจาก	$v_2 \rightarrow v_3$	$(v_3 > v_2)$
Entropy เพิ่มขึ้นจาก	$s_2 \rightarrow s_3$	$(s_3 > s_2)$

กระบวนการ 3  $\rightarrow$  4 เป็นการขยายตัวของก๊าซร้อนผ่านเทอร์โบไบน์ ในทางอุณหพลศาสตร์จะเป็นกระบวนการย้อนกลับได้และไม่สูญเสียความร้อน Adiabatic Process ( $Pv^k = \text{Constant}$ )

ความดันจะลดลงจาก	$P_3 \rightarrow P_4$	$(P_4 < P_3)$
อุณหภูมิจะลดลงจาก	$T_3 \rightarrow T_4$	$(T_4 < T_3)$
ปริมาตรจำเพาะเพิ่มขึ้นจาก	$v_3 \rightarrow v_4$	$(v_4 > v_3)$
Entropy คงที่	$s_3 = s_4$	

กระบวนการ 4  $\rightarrow$  1 เป็นการคายความร้อนที่ผ่านเทอร์โบไบน์ออกสู่ภายนอก ในสถานะความดันคงที่ (Constant Pressure Process)

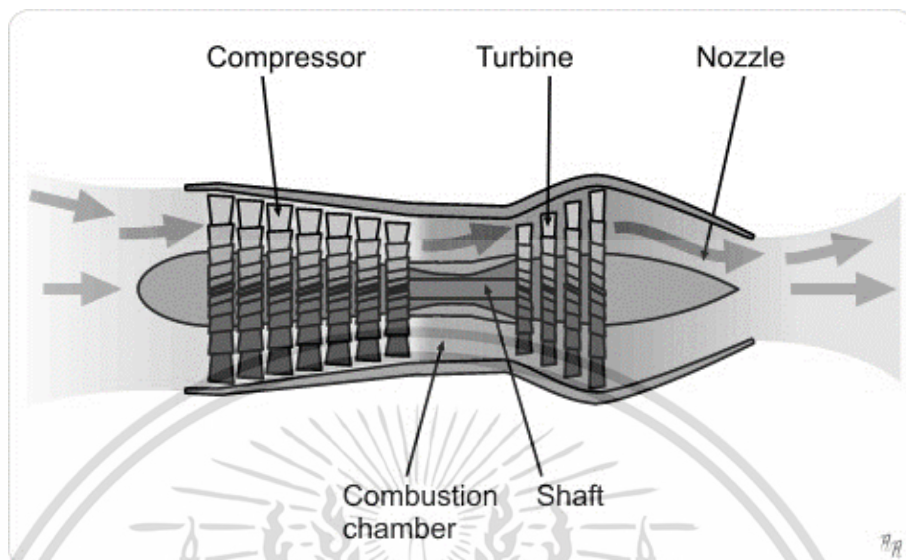
ความดันจะคงที่เท่าเดิม	$P_4 = P_1$	
อุณหภูมิจะลดลงจาก	$T_4 \rightarrow T_1$	$(T_1 < T_4)$
ปริมาตรจำเพาะลดลงจาก	$v_4 \rightarrow v_1$	$(v_1 < v_4)$
Entropy ลดลงจาก	$s_4 \rightarrow s_1$	$(s_1 < s_4)$

เครื่องยนต์ก๊าซเทอร์โบไบน์แบ่งออกเป็น 4 ประเภทใหญ่ๆ ได้แก่ เครื่องยนต์เทอร์โบเจ็ท เครื่องยนต์เทอร์โบแฟน เครื่องยนต์เทอร์โบพร็อพ และเครื่องยนต์เทอร์โบชาฟท์

**3.1.1 เครื่องยนต์เทอร์โบเจ็ท** จะให้แรงขับ 100% จากไอพ่นที่ออกมาจากเครื่องยนต์ ดังแสดงในรูปที่ 3.2 เป็นเครื่องยนต์กังหันก๊าซแบบแรกที่น่ามาใช้กับเครื่องบิน ให้แรงขับ (Thrust) ด้วยการเร่งอัตราความเร็วของมวลอากาศทั้งหมดที่ผ่านเครื่องยนต์ เนื่องจากความเร็วของมวลอากาศที่เป่าออกมาเพื่อให้ได้แรงขับ ระบบเทอร์โบไบน์ของเครื่องยนต์เทอร์โบเจ็ทออกแบบมาเพื่อให้รับก๊าซร้อนจากห้องเผาไหม้แค่บางส่วนจากก๊าซร้อนที่ไหลผ่านเทอร์โบไบน์เพียงพอที่จะหมุนคอมเพรสเซอร์เท่านั้น ดังนั้นอากาศจึงเหลือพลังงานอยู่มาก ซึ่งหมายถึงอากาศที่ไหลออกมาสู่บรรยากาศด้วยความเร็วสูงมาก

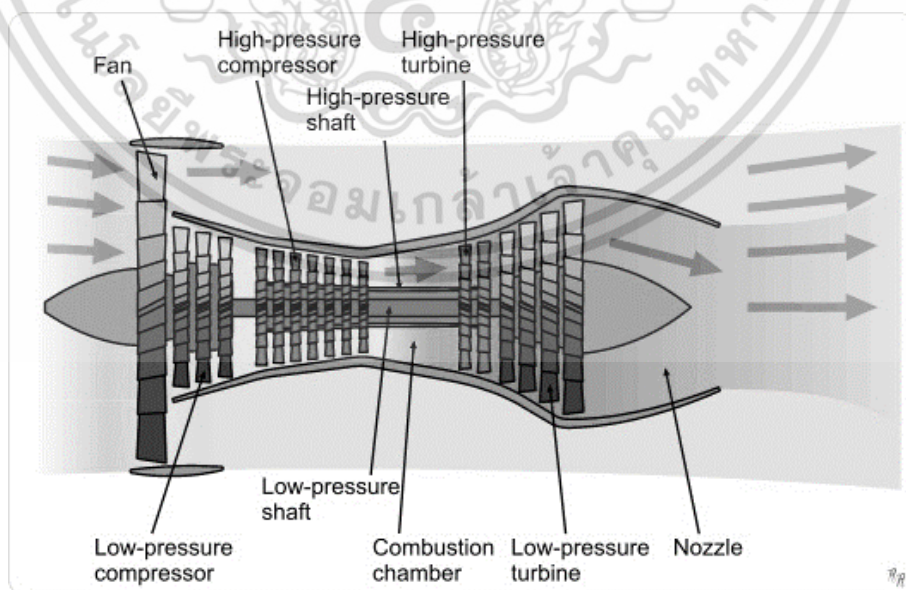
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อากาศที่มีความเร็วสูงนี้เรียกว่าเจ็ท (Jet) เครื่องยนต์เทอร์โบเจ็ทมีประสิทธิภาพดีที่ความเร็วสูงแต่ในทางกลับกันก็จะมีประสิทธิภาพต่ำที่ความเร็วต่ำ



รูปที่ 3.2 เครื่องยนต์เทอร์โบเจ็ท [14]

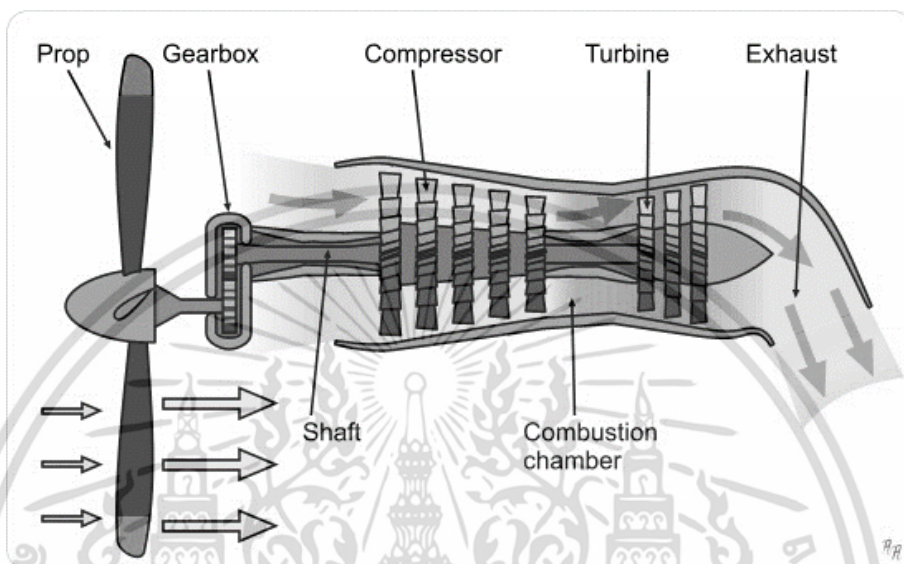
3.1.2 เครื่องยนต์เทอร์โบแฟน ดังแสดงในรูปที่ 3.3 เครื่องยนต์เทอร์โบแฟนที่การทำงานที่เหมือนกับเครื่องยนต์เทอร์โบเจ็ท แต่เนื่องจากเครื่องยนต์เทอร์โบเจ็ทมีประสิทธิภาพต่ำที่ความเร็วต่ำ เครื่องยนต์เทอร์โบแฟนจึงถูกพัฒนามาจากเครื่องยนต์เทอร์โบเจ็ทโดยการดึงพลังงานส่วนหนึ่งออกจากไอเสียความเร็วสูง นำไปขับใบพัดขนาดใหญ่ซึ่งจะช่วยเพิ่มอัตราการไหลของอากาศโดยไม่เพิ่มอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์



รูปที่ 3.3 เครื่องยนต์เทอร์โบแฟน [14]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**3.1.3 เครื่องยนต์เทอร์โบพร็อบ** ดังแสดงในรูปที่ 3.4 เครื่องยนต์เทอร์โบพร็อบจะมีเพลาหลัก เชื่อมเทอร์โบไบน์และคอมเพรสเซอร์ โดยทั่วไปแล้วพลังงานที่ต้องใช้ในการหมุนคอมเพรสเซอร์จะมีอยู่ ปริมาณหนึ่งเมื่อเทียบกับพลังงานที่ได้จากเทอร์โบไบน์ ซึ่งพลังงานที่เหลือจากการหมุนคอมเพรสเซอร์ก็ จะถูกนำมาใช้หมุนใบพัด และสร้างแรงขับเคลื่อนจากอัตราการไหลโดยมวลของอากาศจำนวนมากแต่มี ความเร็วต่ำ เครื่องยนต์เทอร์โบพร็อบจึงมีประสิทธิภาพที่สูงในย่านความเร็วต่ำ



รูปที่ 3.4 เครื่องยนต์เทอร์โบพร็อบ [14]

**3.1.4 เครื่องยนต์เทอร์โบชาฟท์** โดยพื้นฐานมีหลักการทำงานคล้ายกับเครื่องยนต์เทอร์โบพร็อบ แต่เครื่องยนต์เทอร์โบชาฟท์จะนำกำลังที่ได้จากชุดกังหันกำลังไปขับเพลาเครื่องจักร

## 3.2 วัฏจักรในอุดมคติ (Ideal cycle)

การพิจารณาพลังงานที่ได้และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์กังหันก๊าซเพื่อให้ง่ายต่อความเข้าใจ จำเป็นต้องคิดในลักษณะของวัฏจักรอุดมคติก่อน ซึ่งในสภาวะนี้แต่ละองค์ประกอบของเครื่องยนต์จะ แยกกันคิดงานที่ได้และที่ใช้ของแต่ละกระบวนการ และประสิทธิภาพของวัฏจักรขึ้นอยู่กับอัตราส่วน การอัดและอุณหภูมิสูงสุดของวัฏจักร

จากหลักการทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่กล่าวถึงเครื่องยนต์กังหันก๊าซในวัฏจักรอุดมคติ ได้ตั้งข้อ สมมติฐานดังต่อไปนี้

- 1) กระบวนการอัดและการขยายตัวเป็นแบบอะเดียแบติกย้อนกลับได้ (Reversible adiabatic)
- 2) ไม่มีการสูญเสียความดันในอุปกรณ์ต่างๆ
- 3) กำหนดให้ของไหลมีองค์ประกอบไม่เปลี่ยนแปลงตลอดวัฏจักรและเป็นก๊าซสมบูรณ์ที่มีค่า ความร้อนจำเพาะ (Specific heat) คงที่
- 4) อัตราการไหลของก๊าซร้อนที่ไหลออกจากห้องเผาไหม้เป็นผลรวมระหว่างอากาศและ เชื้อเพลิง ซึ่งมีค่ามากกว่าอัตราการไหลของอากาศที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ เนื่องจากอัตราการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของเชื้อเพลิงออกจากห้องเผาไหม้มีค่าเล็กน้อยจึงสมมติให้อัตราการไหลผ่านคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์มีค่าเท่ากัน

**3.2.1 วัฏจักรเครื่องยนต์กังหันก๊าซอุดมคติ** วัฏจักรเครื่องยนต์กังหันก๊าซอุดมคติประกอบด้วยกระบวนการย้อนกลับได้ แสดงในรูปที่ 3.5 ได้ดังนี้

กระบวนการ (1-2) กระบวนการอัดตัวแบบไอเซนทรอปิก

กระบวนการ (2-3) กระบวนการรับความร้อนภายใต้ความดันคงที่

กระบวนการ (3-4) กระบวนการขยายตัวแบบไอเซนทรอปิก

กระบวนการ (4-1) กระบวนการถ่ายเทความร้อนภายใต้ความดันคงที่

การพิจารณาของไหลในวัฏจักรเครื่องยนต์กังหันก๊าซเป็นระบบเปิดโดยไม่คิดความแตกต่างของพลังงานศักย์และพลังงานจลน์ ใช้กฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์  $q - w = h_e - h_i$  คำนวณตามกระบวนการต่างๆ ในวัฏจักรดังนี้

กระบวนการ (2-3) และกระบวนการ (4-1)

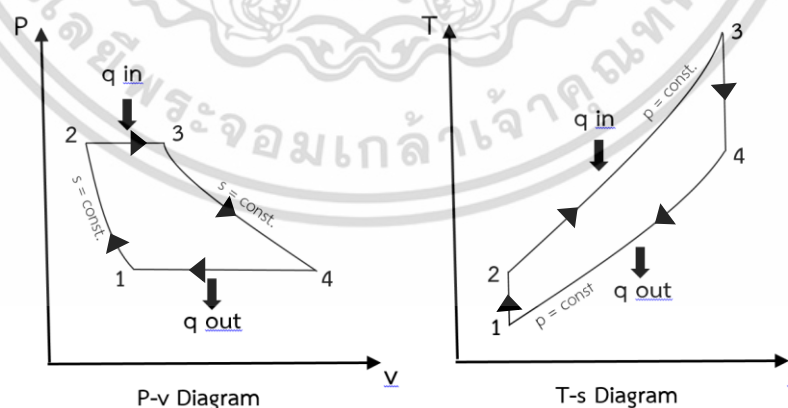
$$q_{in} = {}_2q_3 = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2) \quad (3.1)$$

$$q_{out} = -{}_4q_1 = h_4 - h_1 = -c_p (T_4 - T_1) \quad (3.2)$$

กระบวนการ (1-2) และกระบวนการ (3-4)  $Pv^k = \text{Constant}$

$$w_{in} = {}_1w_2 = -(h_2 - h_1) = -c_p (T_2 - T_1) \quad (3.3)$$

$$w_{out} = {}_3w_4 = (h_3 - h_4) = c_p (T_3 - T_4) \quad (3.4)$$



รูปที่ 3.5 แผนภาพ P-v และ T-s ของวัฏจักรเบรตันอุดมคติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประสิทธิภาพทางความร้อนของวัฏจักร

$$q_{in} - q_{out} = w_{net} \quad (3.5)$$

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{{}_3w_4 - {}_1w_2}{{}_2q_3} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad (3.6)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (3.7)$$

ในที่นี้กำหนดให้อัตราส่วนความดัน  $r_p = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$  โดยที่กระบวนการ (1-2) และ (3-4) เป็นกระบวนการไอเซนทรอปิก

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = r_p^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = r_p^{(\gamma-1)/\gamma}$$

ดังนั้น  $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$  และ  $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$  แทนค่าลงในสมการที่ 3.7 จะได้

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (3.8)$$

### 3.3 วัฏจักรที่แท้จริง (Actual cycle)

การทำงานของวัฏจักรที่แท้จริงสำหรับเครื่องยนต์กังหันก๊าซจะไม่เป็นไปตามวัฏจักรอุดมคติ ทั้งนี้เพราะว่าในวัฏจักรที่แท้จริงจะมีตัวแปรหลายอย่างที่ทำให้วัฏจักรไม่เป็นไปตามทฤษฎี ดังนั้นในการคำนวณหาค่าต่างๆ ของวัฏจักรจึงต้องคำนึงถึงข้อแตกต่างดังต่อไปนี้

1) เนื่องจากการไหลของของไหลในอุปกรณ์มีความเร็วสูง จึงทำให้มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ระหว่างทางเข้าและทางออกในอุปกรณ์แต่ละตัวมีค่ามาก ดังนั้นจึงจำเป็นต้องออกแบบเครื่องมือวัดความดันและอุณหภูมิที่สแตกเนชั่น (Stagnation) ซึ่งเป็นการพิจารณาพลังงานที่เกิดขึ้นทั้งหมด

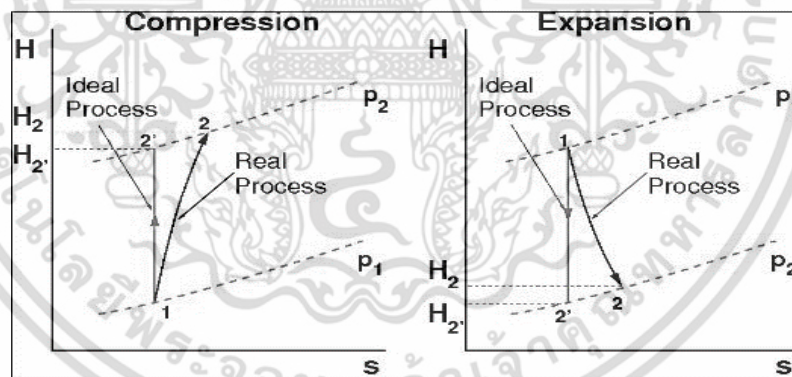
2) กระบวนการที่เกิดขึ้นในขณะที่มีการอัดตัวภายในคอมเพรสเซอร์และการขยายตัวภายในเทอร์ไบน์เป็นกระบวนการอะเดียแบติกแบบย้อนกลับไม่ได้ (Irreversible adiabatic) จึงเป็นการเพิ่มขึ้นของเอนโทรปี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 3) ผลจากความหนืดทำให้มีการสูญเสียความดันภายในห้องเผาไหม้ ตลอดจนในตำแหน่งทางเข้าและทางออกของห้องเผาไหม้
- 4) ต้องมีการป้อนงานให้กับคอมเพรสเซอร์มากกว่าทางทฤษฎี เนื่องจากการสูญเสียพลังงานที่แบร์ริงและการสูญเสียในระบบการส่งกำลังระหว่างคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์
- 5) ค่า  $c_p$  และ  $\gamma$  ของของไหลขณะทำงานตลอดวัฏจักรเปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิและองค์ประกอบทางเคมี
- 6) การเผาไหม้ไม่มีความสมบูรณ์ทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ไม่ถึง 100% จึงมีผลต่อความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้น

**3.3.1 ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของการอัด** จากรูปที่ 3.6 จะเห็นว่าในส่วนของกระบวนการอัดจากจุด 1 ไปยังจุด 2 เป็นกระบวนการเอนโทรปีไม่คงที่ ซึ่งอุณหภูมิที่ 2' ที่ได้จากการอัดแบบไอเซนทรอปิก ทำให้งานที่ใช้ในการอัดต้องมีค่าเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของการอัดหาได้จากสมการที่ 3.9

$$\eta_c = \frac{\left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{(T_2 - T_1)} \quad (3.9)$$



รูปที่ 3.6 กระบวนการอัดตัวและขยายตัวในวัฏจักรแบบอุดมคติและวัฏจักรจริง [15]

**3.3.2 ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของการขยายตัว** เช่นเดียวกับการอัด การขยายตัวจากจุด 1 ไปจุด 2 ตามรูปที่ 3.3 ในส่วนของการขยายตัว การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปีจะไดงานออกมาต่ำกว่าการขยายตัวไปยังจุด 2' ซึ่งประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกสำหรับการขยายตัวหาได้จาก

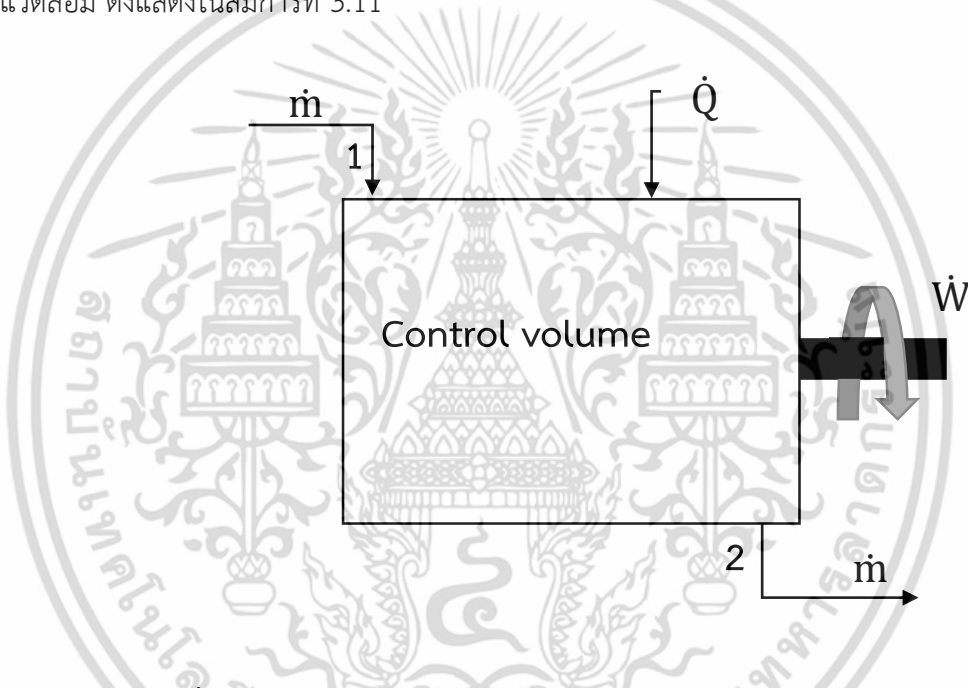
$$\eta_e = \frac{(T_1 - T_2)}{T_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (3.10)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อนึ่งความสัมพันธ์นี้จะใช้ได้กับกระบวนการที่ไม่สูญเสียความร้อนเท่านั้น ในงานวิจัยนี้อิทธิพลของการสูญเสียความร้อนที่ตัวเทอร์โบเป็นปัจจัยสำคัญที่ทำให้ไม่สามารถประเมินประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของก๊าซร้อนที่ผ่านเทอร์โบได้

### 3.4 สมการพลังงานที่สภาวะการไหลคงตัว

การใช้กฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์มาประยุกต์ใช้กับของไหลที่มีการไหลแบบสภาวะคงตัวผ่านปริมาตรควบคุม ซึ่งสมการพลังงานที่มีการไหลแบบสภาวะคงตัวจะแสดงตามรูปที่ 3.7 โดยของไหลไหลผ่านที่ตำแหน่งทางเข้า (1) และตำแหน่งทางออก (2) ด้วยอัตราการไหลเชิงมวล ( $\dot{m}$ ) คงที่ จากสภาวะดังกล่าวมีการถ่ายโอนพลังงานจากของไหลสู่ใบกังหัน งานที่ได้จะเท่ากับผลต่างระหว่างงานที่ได้รับจากการถ่ายโอนพลังงานของของไหลสู่ใบกังหันและพลังงานความร้อนที่สูญเสียไปให้กับสิ่งแวดล้อม ดังแสดงในสมการที่ 3.11



รูปที่ 3.7 การไหลของของไหลแบบสภาวะคงตัวผ่านปริมาตรควบคุม

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[ (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) \right] \quad (3.11)$$

เมื่อ  $h$  คือ เอนทัลปีจำเพาะ  $\frac{1}{2}c^2$  คือพลังงานจลน์ต่อหน่วยมวล และ  $gz$  คือพลังงานศักย์ต่อหน่วยมวล กำหนดให้เอนทัลปีสแตกเนสชั่น คือ  $h_0 = h + \frac{1}{2}c^2$  และไม่คิดเทอม  $g(z_2 - z_1)$  จะได้

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_{02} - h_{01}) \quad (3.12)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภายใต้สมมุติฐานที่ว่ากระบวนการการไหลของของไหลเป็นแบบอะเดียแบติก ( $\dot{Q} = 0$ ) สำหรับงานที่ได้จากเทอร์ไบน์จะเป็น  $\dot{W} > 0$  ดังนั้น

$$\dot{W} = \dot{W}_t = \dot{m}(h_{01} - h_{02}) \text{ หรือ } P = T\omega \quad (3.13)$$

สำหรับงานที่คอมเพรสเซอร์ได้รับจะเป็น  $\dot{W} < 0$  ดังนั้น

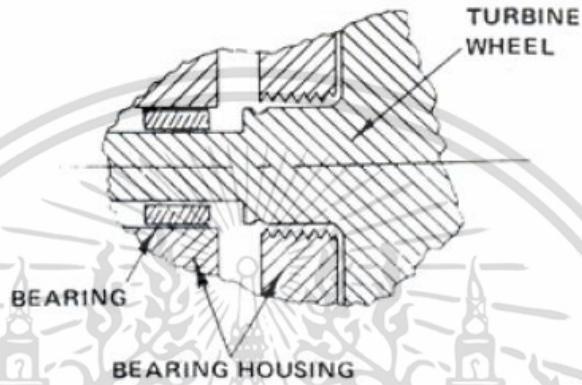
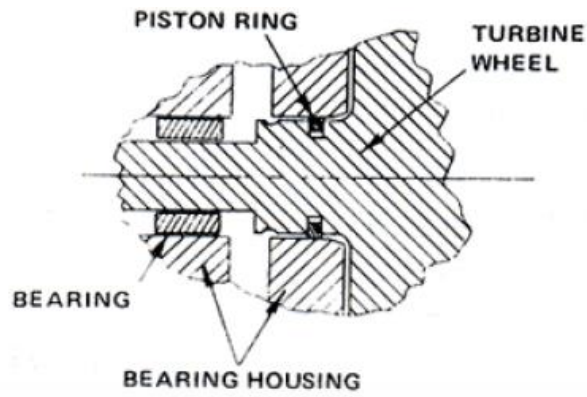
$$\dot{W}_c = -\dot{W} = \dot{m}(h_{02} - h_{01}) \quad (3.14)$$

### 3.5 ซีลและระบบหล่อลื่นเทอร์โบชาร์จเจอร์ [16]

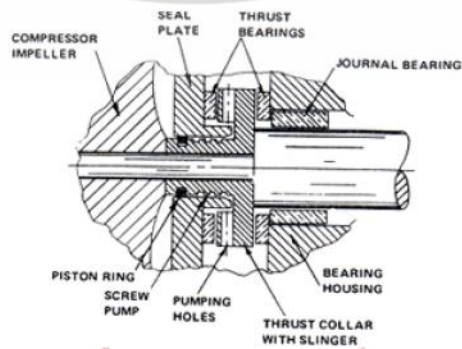
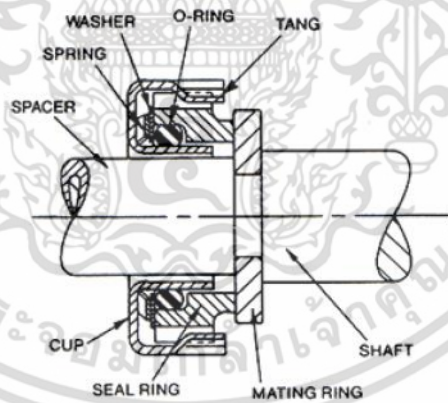
**3.5.1 ซีลกันน้ำมันเครื่อง** ภายในเทอร์โบชาร์จเจอร์จะมีซีลทำหน้าที่ป้องกันการรั่วของน้ำมันเครื่องระหว่างแกนกลางกับกังหันไอดีและไอเสีย หากซีลเกิดชำรุดน้ำมันเครื่องก็จะซึมเข้าไปในส่วนของไอดี น้ำมันเครื่องที่รั่วซึมเข้าไอนี้ก็จะผสมเข้ากับไอดี เมื่อเครื่องยนต์เกิดการเผาไหม้ก็จะเกิดควันสีขาวออกทางท่อไอเสีย ถ้าหากน้ำมันเครื่องรั่วซึมเข้าไปในฝั่งของไอเสียก็จะถูกความร้อนเผากลายเป็นควันสีขาวออกมาทางท่อไอเสียเช่นกัน

ซีลกันน้ำมันเครื่องทางด้านฝั่งไอเสียมักจะใช้กันอยู่ 2 แบบ คือ Piston-Ring Seal และ Labyrinth-Type Seal ดังแสดงในรูปที่ 3.8 แต่มักจะใช้แบบแรกเป็นส่วนใหญ่ ระบบซีลกันน้ำมันเครื่องฝั่งของกังหันไอเสียจะมีประสิทธิภาพสูงและทนความร้อนได้ดี เพราะฝั่งกังหันไอเสียจะมีอุณหภูมิสูง

ซีลกันน้ำมันเครื่องทางด้านฝั่งไอดีมักจะใช้กันอยู่ 2 แบบ คือ Piston-Ring Seal และ Mechanical Face Seal ดังแสดงในรูปที่ 3.9 แต่มักจะใช้แบบแรกเป็นส่วนใหญ่ เทอร์โบชาร์จเจอร์ที่ใช้ซีลชนิดนี้สามารถใช้ได้กับเครื่องยนต์เบนซินหัวฉีด เครื่องยนต์ดีเซล และเครื่องยนต์เบนซินระบบเทอร์โบอัดอากาศผ่านคาร์บูเรเตอร์ แต่ไม่สามารถใช้กับเครื่องยนต์เบนซินแบบดูดผ่านคาร์บูเรเตอร์ได้ เพราะแรงดูดสุญญากาศหลังลิ้นปีกผีเสื้อในคาร์บูเรเตอร์จะดูดน้ำมันเครื่องผ่านซีล สำหรับกันน้ำมันเครื่องแบบ Mechanical Face Seal จะเป็นซีลแบบพิเศษเป็นคาร์บอนมีลักษณะคล้ายถ่าน จะมีประสิทธิภาพป้องกันการรั่วซึมของน้ำมันเครื่องสูงกว่าแบบ Piston-Ring Seal สามารถติดตั้งกับเครื่องยนต์ได้ทุกประเภท



รูปที่ 3.8 ภาพด้านบน Piston-Ring Seal ภาพด้านล่าง Labyrinth-Type Seal [16]

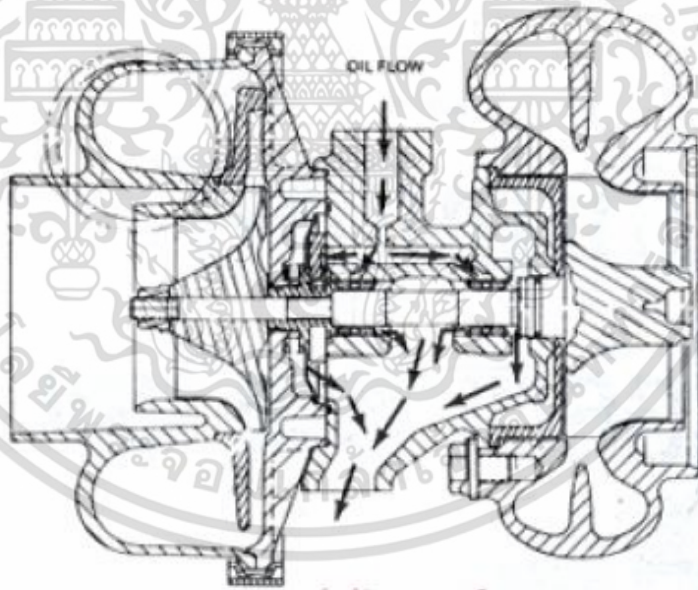


รูปที่ 3.9 ภาพด้านบน Piston-Ring Seal ภาพด้านล่าง Mechanical Face Seal [16]

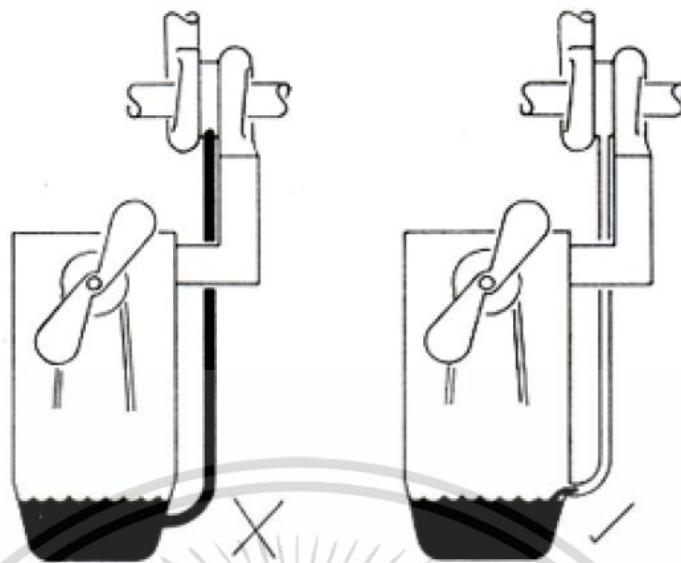
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ภายในเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ดูแลเห็นว่าเป็นประโยชน์ในการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**3.5.2 ระบบหล่อลื่นเทอร์โบชาร์จเจอร์** น้ำมันเครื่องสำหรับนำมาหล่อลื่นเทอร์โบชาร์จเจอร์ จะถูกปั๊มมาจากปั๊มน้ำมันเครื่อง นิยมต่อมาใช้จากสวิตช์น้ำมันเครื่องที่เสื่อเครื่อง เพราะมีแรงดันของน้ำมันเครื่องอยู่ตลอดเวลา ท่อทางเดินของน้ำมันเครื่องมีให้เลือกใช้กันหลายแบบหลายราคา ราคาถูกก็ใช้แป๊ปเหล็ก แต่ไม่ควรใช้แป๊ปทองแดงเพราะนิ่มและแตกง่าย ถ้าจะให้ดีควรใช้เป็นสายแอร์โรครีพ ภายในเป็นเทฟลอนภายนอกมีขดลวดถักหุ้มอยู่ ทนทาน อายุการใช้งานสูง แต่ราคาก็สูงตามด้วย ไม่ว่าจะใช้ชนิดไหนแต่ห้ามใช้ท่ออย่างสวมแล้วใช้เข็มขัดรัดเด็ดขาด เพราะแรงดันของน้ำมันเครื่องนั้นสูงมากจะเกิดการรั่วไหลขึ้นได้

**3.5.3 ท่อน้ำมันเครื่องเข้าเทอร์โบชาร์จเจอร์** ท่อที่นำมาใช้ต้องไม่ควรมีขนาดเล็กกว่า 2 หุน (วัดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน) เพราะน้ำมันจะไปหล่อลื่นไม่เพียงพอ เมื่อน้ำมันเครื่องถูกส่งเข้าไปหล่อลื่นเทอร์โบชาร์จเจอร์จะต้องมีท่อไหลกลับเข้าสู่เครื่องยนต์ โดยปกติจะไหลกลับลงอ่างน้ำมันเครื่อง โดยตำแหน่งไหลกลับสู่อ่างน้ำมันเครื่องจะต้องสูงกว่าระดับปกติของน้ำมันเครื่องในอ่างน้ำมันเครื่อง หากตำแหน่งไหลกลับสู่อ่างน้ำมันเครื่องต่ำกว่าระดับปกติของน้ำมันเครื่องในอ่างน้ำมันเครื่อง (รูปที่ 3.10 แสดงตำแหน่งไหลกลับของน้ำมันเครื่อง) จะทำให้น้ำมันเครื่องไหลกลับไม่ทันแรงดันของน้ำมันเครื่องจะค้างอยู่ในตัวเทอร์โบชาร์จเจอร์ ทำให้น้ำมันเครื่องอาจจะถูกดันออกทางซีลน้ำมันเครื่อง รูปที่ 3.11 แสดงการไหลของน้ำมันหล่อลื่นภายในเทอร์โบชาร์จเจอร์



รูปที่ 3.10 ลักษณะการไหลของน้ำมันหล่อลื่นภายในเทอร์โบชาร์จเจอร์ [16]



รูปที่ 3.11 แสดงตำแหน่งไหลกลับของน้ำมันเครื่อง [16]

**3.5.4 ท่อน้ำมันเครื่องไหลกลับ** ควรเลือกใช้ท่ออย่างไฮดรอลิกทนความร้อนสูง ใช้เข็มขัดรัดฝักละ 2 ตัวก็พอ เพราะมีแรงดันของน้ำมันเครื่องไม่สูง ไม่ควรเลือกใช้ท่อขนาดเล็กกว่า  $\frac{1}{2}$  นิ้ว เพราะอาจทำให้ น้ำมันเครื่องไหลกลับไม่ทัน ขณะเทอร์โบชาร์จเจอร์ทำงาน แกนเทอร์โบจะทำงานที่รอบสูงจะมีความร้อนเกิดขึ้น ดังนั้นน้ำมันเครื่องที่นำมาใช้หล่อลื่นจะต้องมีประสิทธิภาพที่สูง สามารถคงสภาพได้ดี ทนความร้อนสูง ไม่เกิดการเผาไหม้เป็นตระกรัน และจะต้องสามารถถ่ายเทความร้อนออกจากแกนเทอร์โบได้ดีอีกด้วย

น้ำมันหล่อลื่นที่เหมาะสมกับเทอร์โบชาร์จเจอร์ คือ น้ำมันเครื่องสังเคราะห์ เป็นน้ำมันเครื่องพิเศษทนความร้อนสูง คงประสิทธิภาพการหล่อลื่นได้ดี อายุการใช้งานยาวนานกว่าน้ำมันเครื่องแบบธรรมดาทั่วไป น้ำมันหล่อลื่นที่จะเข้าไปหล่อลื่นเทอร์โบชาร์จเจอร์จะต้องระมัดระวังเรื่องความสะอาดเป็นพิเศษ เพื่อให้สิ่งสกปรกเข้าไปอุดตันขบวนการไหลของน้ำมันหล่อลื่น หรืออาจจะไปกัดกร่อนแบริง จึงควรใช้ไส้กรองน้ำมันเครื่องของแท้

อย่างไรก็ตามไม่ว่า น้ำมันเครื่องที่ใช้จะทนความร้อนได้ดีแค่ไหน แต่ก็ยังมีจุดที่น้ำมันเครื่องจะถูกเผาไหม้เป็นตระกรัน ดังนั้นก่อนที่จะดับเครื่องยนต์ควรติดเครื่องเดินเบาในรอบต่ำไว้ประมาณ 3-5 นาที เพื่อให้แกนเทอร์โบเย็นตัวลง โดยยังมีน้ำมันหล่อลื่นไหลเวียนอยู่ตลอดเวลาเนื่องจากเครื่องยนต์ยังคงทำงานอยู่ แต่หากดับเครื่องยนต์ในทันที น้ำมันหล่อลื่นก็จะหยุดการหมุนเวียน แกนเทอร์โบที่ยังมีอุณหภูมิสูงก็จะเผา น้ำมันหล่อลื่นเป็นตระกรัน ขบวนการไหลของน้ำมันหล่อลื่น และอาจทำให้ชิ้นส่วนภายในเสียหายไปด้วย

## บทที่ 4

# ส่วนประกอบของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

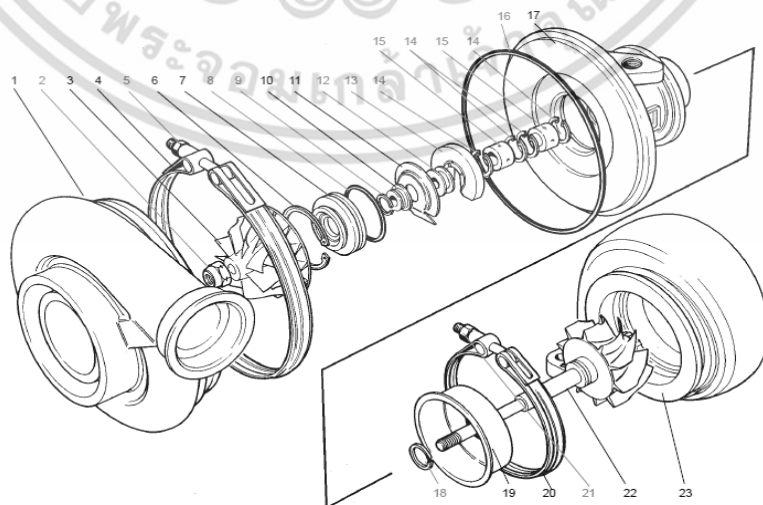
บทนี้จะกล่าวถึงส่วนประกอบต่างๆ ของชุดทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซ ซึ่งประกอบด้วย เทอร์โบชาร์จเจอร์ ห้องเผาไหม้ อุปกรณ์ป้อนเชื้อเพลิง โบลเวอร์แรงดันสูง (High Pressure Blower) อุปกรณ์จุดระเบิด ตู้ควบคุมการทำงานของเครื่องยนต์ ระบบหล่อลื่น อุปกรณ์วัดค่าอุณหภูมิ ความดัน ความเร็วรอบ

### 4.1 ส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์กังหันก๊าซต้นแบบขนาดเล็ก

4.1.1 เทอร์โบชาร์จเจอร์ ในงานวิจัยนี้ได้นำเทอร์โบชาร์จเจอร์ Schwitzer รุ่น s400 ดังในรูปที่ 4.1 มาประยุกต์ใช้โดยใช้เป็นส่วนของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางและใช้เป็นส่วนของเทอร์ไบน์แบบไหลเข้าแนวรัศมี มีรายละเอียดส่วนประกอบต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 4.2 และตารางที่ 4.1



รูปที่ 4.1 เทอร์โบชาร์จเจอร์ Schwitzer s400



รูปที่ 4.2 ส่วนประกอบของเทอร์โบชาร์จเจอร์ Schwitzer s400

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ดูแลเนื้อหาได้ปฏิบัติตามเงื่อนไขการนำเอกสารนี้ไปใช้ ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

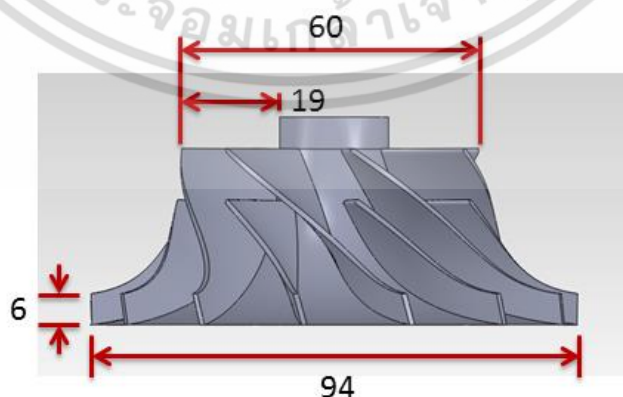
ตารางที่ 4.1 รายละเอียดส่วนประกอบต่างๆ ของคอมเพรสเซอร์

1. Compressor cover	2. Compressor locknut
3. Compressor wheel	4. V-Clamp (Compressor End)
5. V-Clamp Locknut	6. Circlip
7. Insert	8. Insert O ring
9. Piston ring (Compressor)	10. Flinger sleeve
11. Oil deflector	12. Thrust sleeve
13. Thrust bearing	14. Journal bearing circlip
15. Journal bearing	16. Bearing housing O ring (optional)
17. Bearing Housing	18. Piston ring (Turbine)
19. Turbine backplate	20. V-Clamp (Turbine end)
21. V-Clamp Locknut (Turbine End)	22. Shaft and Turbine wheel
23. Turbine housing	

4.1.1.1 คอมเพรสเซอร์ รายละเอียดต่างๆ ของคอมเพรสเซอร์แสดงดังตารางที่ 4.2 และรูปที่ 4.3

ตารางที่ 4.2 รายละเอียดต่างๆของคอมเพรสเซอร์

รายละเอียด	ขนาด
เส้นผ่านศูนย์กลางทางเข้าใบพัด (mm)	60
เส้นผ่านศูนย์กลางทางออกใบพัด (mm)	94
ความกว้างช่องทางเข้าใบพัด (mm)	19
ความกว้างช่องทางออกใบพัด (mm)	6
จำนวนใบพัด	7/7
Tip clearance (mm)	1



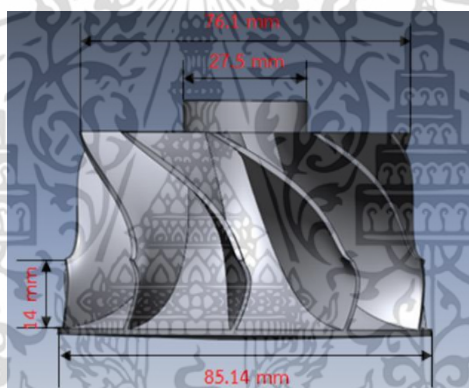
รูปที่ 4.3 ใบคอมเพรสเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 4.1.1.2 เทอร์ไบน์ รายละเอียดต่างๆของเทอร์ไบน์แสดงดังตารางที่ 4.3 และรูปที่ 4.4

ตารางที่ 4.3 รายละเอียดต่างๆของเทอร์ไบน์

รายละเอียด	ขนาด
เส้นผ่านศูนย์กลางทางเข้าใบพัด (mm)	85.14
เส้นผ่านศูนย์กลางทางออกใบพัด (mm)	76.10
ขนาดคุม (mm)	27.50
ความสูงใบพัด (mm)	40.00
ความสูงทางเข้าใบพัดเทอร์ไบน์ (mm)	14.00
มุมทางเข้าใบพัดเทอร์ไบน์ (องศา)	-20.00
มุมทางออกใบพัดเทอร์ไบน์ (องศา)	-55.00
ความหนาของใบพัดเทอร์ไบน์ (mm)	1.20
จำนวนใบพัด	10



รูปที่ 4.4 ใบเทอร์ไบน์ [17]

ข้อดีของการตัดแปลงเทอร์โบชาร์จเจอร์สำหรับเครื่องยนต์กังหันก๊าซ เนื่องจากหากออกแบบและชุดของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์นั้น จำเป็นต้องใช้งบประมาณในการสร้างสูง เพื่อลดต้นทุนในการสร้างเครื่องยนต์ งานวิจัยนี้จึงได้เลือกที่จะนำเทอร์โบชาร์จเจอร์มาสร้างเป็นชุดเครื่องยนต์ต้นแบบ

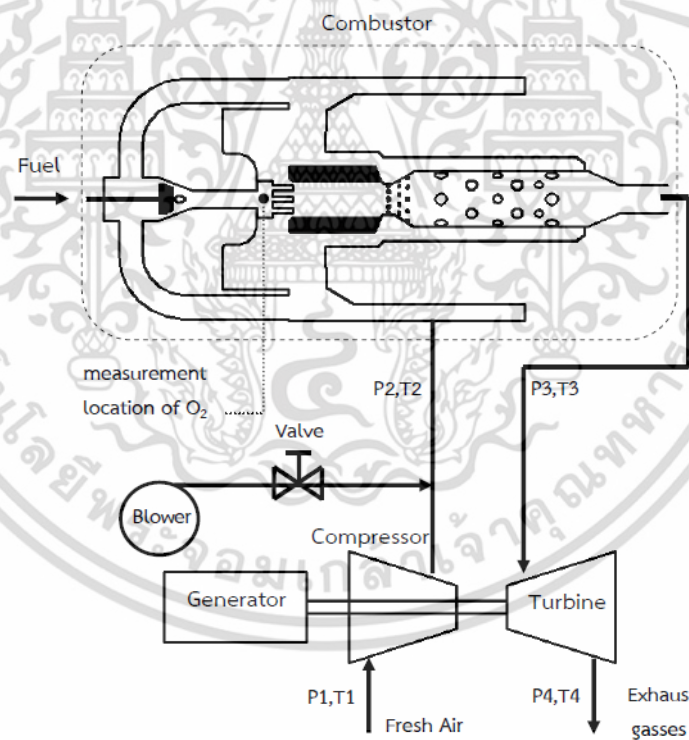
**4.1.2 ห้องเผาไหม้** ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นห้องเผาไหม้แบบท่อเดี่ยว Tubular (single can) โดยออกแบบเพื่อใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง โดยเชื้อเพลิงกับอากาศจะผสมก่อนเข้าห้องเผาไหม้เพื่อให้ได้สัดส่วนเชื้อเพลิงกับอากาศที่เหมาะสมผ่านเข้าสู่ห้องเผาไหม้และเกิดการเผาไหม้เป็นก๊าซร้อน ห้องเผาไหม้ประกอบด้วย หัวฉีดเชื้อเพลิงทำหน้าที่ฉีดก๊าซแอลพีจีผสมกับอากาศที่ห้องผสมก่อนเข้าห้องเผาไหม้ (Premixed chamber) จุดนี้เชื้อเพลิงกับอากาศจะเกิดการผสมคลุกเคล้าได้สัดส่วนที่เหมาะสมก่อนเกิดการเผาไหม้ขึ้นที่ตำแหน่งหัวเผา (burner) เมื่อเกิดการเผาไหม้จะได้ก๊าซร้อนที่อุณหภูมิและปริมาตรจำเพาะสูงขึ้น ซึ่งการขยายตัวนี้จะผลักใบพัดเทอร์ไบน์ให้หมุน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพื่อสร้างงานให้แก่ระบบ และได้มีการควบคุมให้ก๊าซร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้มีอุณหภูมิไม่เกิน 1,200 K เพื่อป้องกันการเสียหายของใบเทอร์ไบน์ ลักษณะของห้องเผาไหม้แสดงดังรูปที่ 4.5 และ 4.6



รูปที่ 4.5 ห้องเผาไหม้



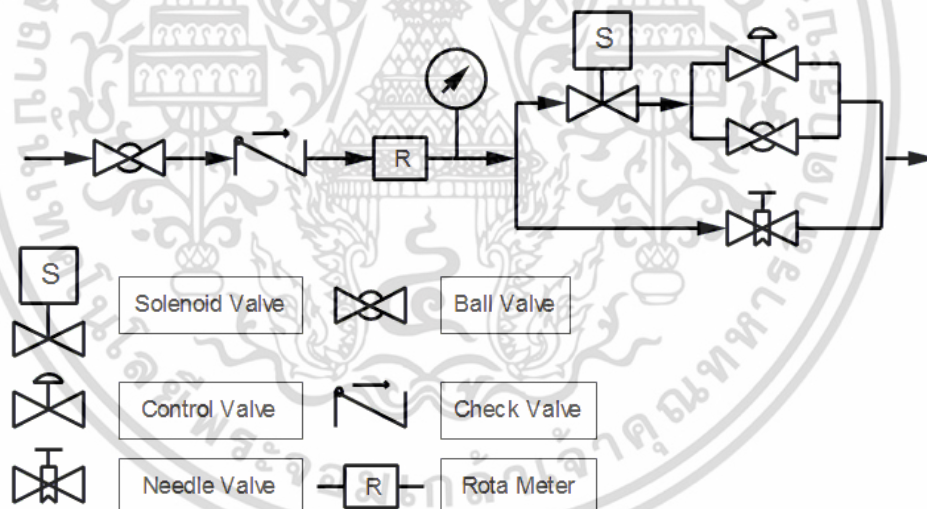
รูปที่ 4.6 ลักษณะภายในของห้องเผาไหม้ [5]

**4.1.3 อุปกรณ์ป้อนเชื้อเพลิง** ทำหน้าที่ควบคุมอัตราการไหลของก๊าซแอลพีจี ประกอบด้วย วาล์วปิด-เปิด ก๊าซแอลพีจี เกจวัดความดันก๊าซแอลพีจีเพื่อเช็คความดันของก๊าซแอลพีจี และโรตารีมิเตอร์เพื่อใช้วัดอัตราการไหลของก๊าซแอลพีจี โดยสามารถปรับอัตราการไหลของก๊าซแอลพีจีด้วยการเอกสาร์นี่เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปรับวาล์วปิด-เปิดก๊าซแอลพีจี โดยลักษณะของชุดอุปกรณ์ป้อนเชื้อเพลิงแสดงในรูปที่ 4.7 และรูปที่ 4.8 แสดงวงจรอุปกรณ์ป้อนเชื้อเพลิง



รูปที่ 4.7 อุปกรณ์ป้อนเชื้อเพลิง



รูปที่ 4.8 แสดงวงจรอุปกรณ์ป้อนเชื้อเพลิง

**4.1.4 โบลเวอร์แรงดันสูง** ใช้ในการสตาร์ทเครื่องยนต์กังหันก๊าซ เครื่องยนต์กังหันก๊าซจะไม่สามารถติดเครื่องยนต์ได้เพราะใบคอมเพรสเซอร์ยังหยุดนิ่งไม่เกิดการหมุนอัดอากาศเข้าห้องเผาไหม้ ดังนั้นจึงได้นำโบลเวอร์แรงดันสูงมาใช้อัดอากาศเข้าห้องเผาไหม้ให้กับระบบในการสตาร์ทเครื่องยนต์ จนกระทั่งเครื่องยนต์สามารถรักษาความเร็วรอบได้โดยไม่ต้องใช้โบลเวอร์ช่วยในการทำงาน จึงทำการปิดโบลเวอร์ หลังจากนั้นเครื่องยนต์ก็จะสามารถทำงานได้ด้วยตัวของมันเอง โบลเวอร์ที่ใช้จะแสดงดังรูปที่ 4.9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.9 โบลเวอร์แรงดันสูง

4.1.5 อุปกรณ์จุดระเบิด ใช้เพื่อสร้างประกายไฟโดยวงจรสปาร์คไฟฟ้าแรงดันสูง ซึ่งเป็นวงจรสำเร็จรูปของบริษัท Maxx Tonic จะติดตั้งส่วนของปลายขั้วไว้บริเวณของหัวเผาโดยประกายไฟที่เกิดขึ้นสำหรับจุดติดไอทีในห้องเผาไหม้ในขณะสตาร์ทเครื่องยนต์ แสดงในรูปที่ 4.10



รูปที่ 4.10 อุปกรณ์จุดระเบิด

4.1.6 ตู้ควบคุมการทำงานของเครื่องยนต์ ทำหน้าที่ควบคุมการทำงานต่างๆของเครื่องยนต์ กังหันก๊าซ ตู้ควบคุมประกอบไปด้วย เบรกเกอร์ สวิตช์และฟิวส์เพื่อตัดวงจรไฟฟ้าเมื่อเกิดการลัดวงจร ตู้ควบคุมจะมีสวิตช์ควบคุมการทำงานของโบลเวอร์ ป้อนน้ำมันหล่อลื่น อุปกรณ์จุดระเบิดและมีไฟแสดงสถานะต่างๆ ตู้ควบคุมการทำงานของเครื่องยนต์จะแสดงดังรูปที่ 4.11

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.11 ตู้ควบคุมการทำงานของเครื่องยนต์

4.1.7 ก๊าซแอลพีจี ประกอบด้วย โพรเพน 70% และ บิวเทน 30% โดยปริมาตร งานวิจัยนี้ได้ใช้ก๊าซแอลพีจีขนาดความจุถึง 48 กิโลกรัม ก๊าซแอลพีจีจากถังก๊าซจะถูกปล่อยเข้าสู่ชุดควบคุมอัตราการไหลของก๊าซ โดยผ่านชุดปรับค่าความดันของก๊าซแอลพีจี (Regulator) ให้มีค่าความดันเท่ากับ 3 บาร์ ตลอดการทดสอบ รูปที่ 4.12 แสดงถังก๊าซแอลพีจีและชุดปรับค่าความดันของก๊าซแอลพีจี

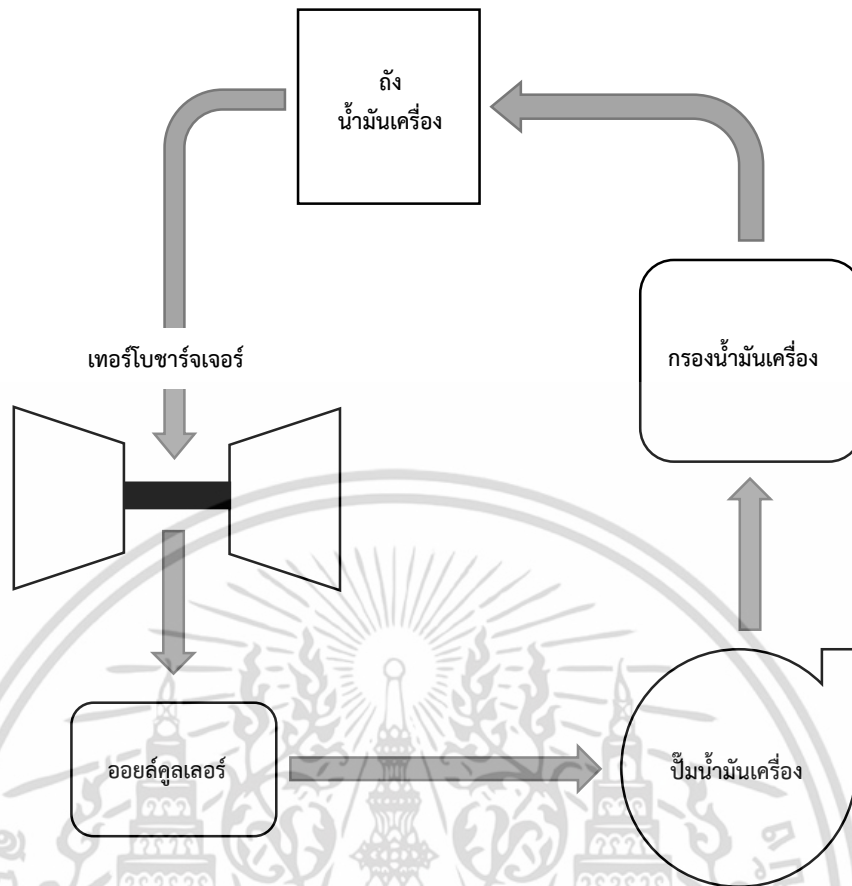


รูปที่ 4.12 ถังก๊าซแอลพีจีและชุดปรับค่าความดันของก๊าซแอลพีจี

## 4.2 ระบบหล่อลื่น

เครื่องยนต์กังหันก๊าซเป็นเครื่องยนต์ที่ทำงานในย่านความเร็วรอบสูงอีกทั้งใบของเทอร์ไบน์ยังได้รับความร้อนจากห้องเผาไหม้และถ่ายความร้อนไปยังแกนของแกนของเทอร์ไบน์ซึ่งต้องรองรับภาระทั้งหมุนรอบจัดและความร้อนสูง ฉะนั้นระบบหล่อลื่นจึงมีความสำคัญต่อระบบเป็นอย่างมากและยังช่วยระบายความร้อนจากน้ำมันเครื่องที่ไหลเวียนอีกด้วย ระบบหล่อลื่นที่ใช้ในงานวิจัยนี้ประกอบด้วยอุปกรณ์หลักดังต่อไปนี้ ถังน้ำมันเครื่อง กรองน้ำมันเครื่อง ออยล์คูลเลอร์ (OIL COOLER) ปั๊มน้ำมันเครื่อง รูปที่ 4.13 แสดงผังวงจรของระบบหล่อลื่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.13 แสดงผังวงจรของระบบหล่อลื่น

**4.2.1 ถังน้ำมันเครื่อง** ลักษณะเป็นถังสี่เหลี่ยมขนาดความกว้าง 0.12 เมตร ยาว 0.19 เมตร สูง 0.12 เมตร ติดตั้งสูงจากตำแหน่งเครื่องยนต์กึ่งหน้ากึ่งหลัง 1 เมตร แสดงดังในรูปที่ 4.14 ถังน้ำมันทำหน้าที่ปล่อยน้ำมันเครื่องเข้าสู่เครื่องยนต์กึ่งหน้ากึ่งหลังโดยอาศัยแรงโน้มถ่วงจากตำแหน่งที่ติดตั้งสูงขึ้นจากตำแหน่งหล่อลื่นแกนเทอร์โบ น้ำมันเครื่องจะถูกปั้มน้ำมันเครื่องปั้มน้ำมันเครื่องขึ้นไปเก็บไว้ในถังน้ำมันเครื่อง และก่อนที่น้ำมันจะถูกส่งไปหล่อลื่นเครื่องยนต์กึ่งหน้ากึ่งหลังก็จะมีวาล์วเพื่อปรับอัตราการไหลน้ำมันเครื่องให้เหมาะสมกับความต้องการของเครื่องยนต์



รูปที่ 4.14 ถังน้ำมันเครื่อง

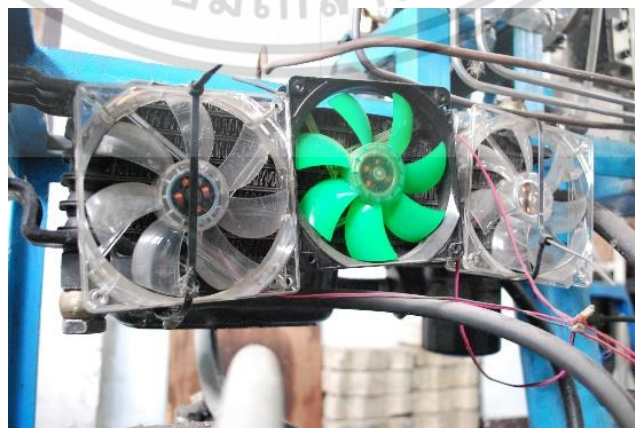
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานภายในเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**4.2.2 กรองน้ำมันเครื่อง** กรองน้ำมันเครื่อง (Oil Filter) มีลักษณะเป็นกระป๋องเหล็ก ภายในจะมีไส้กรองกระดาษพับทบไปมา เวลาเปลี่ยนก็หมุนออกแล้วถอดทิ้งไปทั้งตัว มีหน้าที่กรองน้ำมันเครื่องหลังจากที่ผ่านเครื่องยนต์กักหน้ำก๊าซ โดยอาศัยวิธีการให้น้ำมันเครื่องที่ผ่านการใช้งานแล้ว ซึมผ่านกระดาษกรองเข้าไปสู่แกนกลางของตัวกรอง จากนั้นจึงส่งน้ำมันไปยังจุดหล่อลื่นต่างๆ ของเครื่องยนต์ โดยที่สิ่งแปลกปลอม เช่น เหม่า เศษโลหะเล็กๆ และฝุ่นผงต่างๆ ไว้ที่กระดาษกรอง ดังแสดงในรูปที่ 4.15



รูปที่ 4.15 กรองน้ำมันเครื่อง

**4.2.3 ออยล์คูลเลอร์** เครื่องยนต์กักหน้ำก๊าซทำงานที่ความเร็วรอบและความร้อนสูงทำให้น้ำมันเครื่องสำหรับระบบหล่อลื่นมีอุณหภูมิที่สูงมาก ซึ่งความร้อนที่สูงขึ้นนี้จะส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของน้ำมันเครื่อง เช่น ค่าความหนืด คุณสมบัติการยึดเกาะ เป็นต้น ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้ติดตั้งออยล์คูลเลอร์เข้าไปในระบบหล่อลื่น โดยออยล์คูลเลอร์ช่วยทำหน้าที่ระบายความร้อนของน้ำมันเครื่องให้มีอุณหภูมิต่ำลง ภายในออยล์คูลเลอร์จะมีครีบล็กๆ ให้น้ำมันเครื่องไหลผ่าน โดยมีอากาศไหลผ่านครีบล็กๆ เพื่อเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อน ด้านออยล์คูลเลอร์ได้มีการติดตั้งพัดลมคอมพิวเตอรืเพิ่มเข้าไป 3 ตัวเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนให้ดียิ่งขึ้น รูปที่ 4.16 ลักษณะของออยล์คูลเลอร์ที่ติดตั้งในระบบ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานรูปที่ 4.16 ออยล์คูลเลอร์อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**4.2.4 ป้อน้ำมันเครื่อง** ป้อนน้ำมันเครื่องมีหน้าที่ป้อนน้ำมันเครื่องส่งขึ้นไปยังถังพักน้ำมันเครื่อง ซึ่งติดตั้งอยู่ด้านบนของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ ดังแสดงในรูปที่ 4.17 ป้อนที่นำมาใช้เป็นปั๊มแบบเฟือง (Gear type) ภายในตัวเรือนปั๊มจะมีเฟืองจำนวน 2 ตัว ขบกันอยู่ โดยมีเพลลาขับชุดปั๊มซึ่งรับแรงขับจากเฟืองเพลลาลูกเบี้ยวของเครื่องยนต์ เมื่อเพลลาขับหมุนจะส่งแรงให้เฟืองขับหมุน เฟืองตามที่ขบกันอยู่ก็จะหมุนตาม แรงหมุนภายในห้องปั๊มที่มีพื้นที่จำกัดทำให้เกิดแรงดูดน้ำมันหล่อลื่นจากอ่างน้ำมันให้ไหลเข้าช่องทางเข้าของปั๊มและส่งน้ำมันเครื่องเข้าถังพักน้ำมันเครื่อง



รูปที่ 4.17 ป้อนน้ำมันเครื่อง

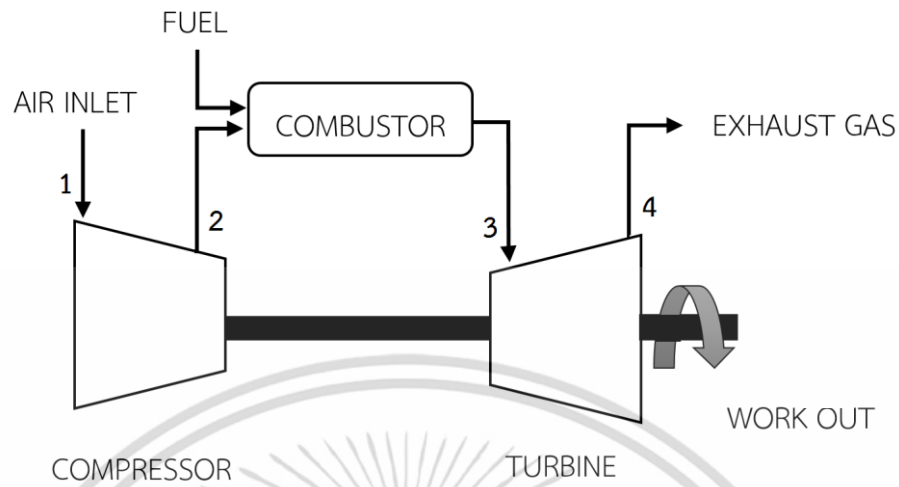
### 4.3 เครื่องมือวัด

การทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซเพื่อที่จะประเมินสมรรถนะต่างๆของเครื่องยนต์ได้ จำเป็นต้องบันทึกค่าความดัน อุณหภูมิ ความเร็วรอบ และอัตราการไหล ขณะทำการทดลองเพื่อนำไปใช้ในการคำนวณและประเมินสมรรถนะของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ เครื่องมือวัดจึงถือได้ว่าเป็นอีกอุปกรณ์หนึ่งที่มีความสำคัญต่อการทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซ โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องมือวัดจะต้องมีความเสถียรภาพและความแม่นยำในการวัดเพื่อทำให้การประเมินสมรรถนะต่างๆของเครื่องยนต์กังหันก๊าซมีความถูกต้องแม่นยำ เครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซประกอบด้วย

**4.3.1 อุปกรณ์วัดความดัน** ใช้วัดความดันของของไหลในระบบของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ มีการวัดทั้งหมด 4 ตำแหน่ง คือ ทางออกของคอมเพรสเซอร์ ทางเข้าห้องเผาไหม้ ทางเข้าเทอร์ไบน์และทางออกเทอร์ไบน์ ดังรูปที่ 4.18 แสดงตำแหน่งจุดวัดความดัน ในงานวิจัยนี้เลือกใช้เซ็นเซอร์แบบเพียโซอิเล็กทริก หลักการทำงานคือเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความดันจะทำให้แผ่นไดอะแฟรมเกิดการโก่งตัวและส่งแรงกระทำกับผลึกเพียโซอิเล็กทริกที่เชื่อมติดกัน ด้วยคุณสมบัติทางไฟฟ้าของผลึกเพียโซอิเล็กทริกจะทำให้เกิดประจุไฟฟ้าขึ้น โดยมีสัดส่วนแปรไปตามค่าความดันซึ่งมีสัญญาณเอาพุตเป็นสัญญาณอนาล็อก งานวิจัยนี้ได้ทำการวัดความดัน 2 ชนิด คือ ความดันเกจ (gauge pressure) โดยมีย่านการวัดสูงสุดประมาณ 25 kPa และความดันผลต่าง (differential pressure) โดยมีย่านการวัดสูงสุดประมาณ 4 kPa โดยเลือกใช้เซ็นเซอร์รุ่น MPX5050GP สำหรับวัดความดันเกจ และเลือกใช้เซ็นเซอร์รุ่น MPXV5004DP สำหรับวัดความผลต่าง ดังรูปที่ 4.23 เซ็นเซอร์ทั้ง 2 รุ่น ให้เอาพุตขนาด 0-5 โวลต์ และใช้ไฟเลี้ยง 5 โวลต์ เพื่อให้สามารถเชื่อมต่อและแสดงผลกับคอมพิวเตอร์ได้จึงต้องอาศัย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Micro USB-Data Acquisition ดังรูปที่ 4.24 เป็นอุปกรณ์เพื่อแปลงสัญญาณอนาล็อกเป็นสัญญาณดิจิทัลเพื่อบันทึกและแสดงผลด้วยคอมพิวเตอร์ดังรูปที่ 4.25



รูปที่ 4.18 ตำแหน่งการวัดความดัน

ตำแหน่งวัด :  $P_1$  ทางออกของคอมเพรสเซอร์ แสดงดังรูปที่ 4.19



รูปที่ 4.19 ตำแหน่งวัดความดันทางออกคอมเพรสเซอร์

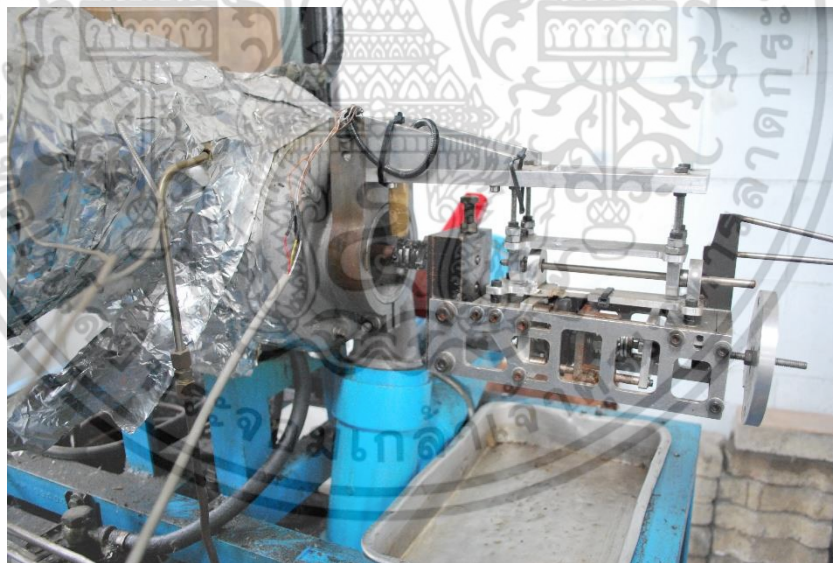
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตำแหน่งวัด : P<sub>2</sub> ทางเข้าห้องเผาไหม้ แสดงดังรูปที่ 4.20



รูปที่ 4.20 ตำแหน่งวัดความดันทางเข้าห้องเผาไหม้

ตำแหน่งวัด : P<sub>3</sub> ทางเข้าเทอร์ไบน์ แสดงดังรูปที่ 4.21



รูปที่ 4.21 ตำแหน่งวัดความดันทางเข้าเทอร์ไบน์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตำแหน่งวัด : P<sub>4</sub> ทางออกเทอร์ไบน์ แสดงดังรูปที่ 4.22



รูปที่ 4.22 ตำแหน่งวัดความดันทางออกเทอร์ไบน์



MPX5050GP

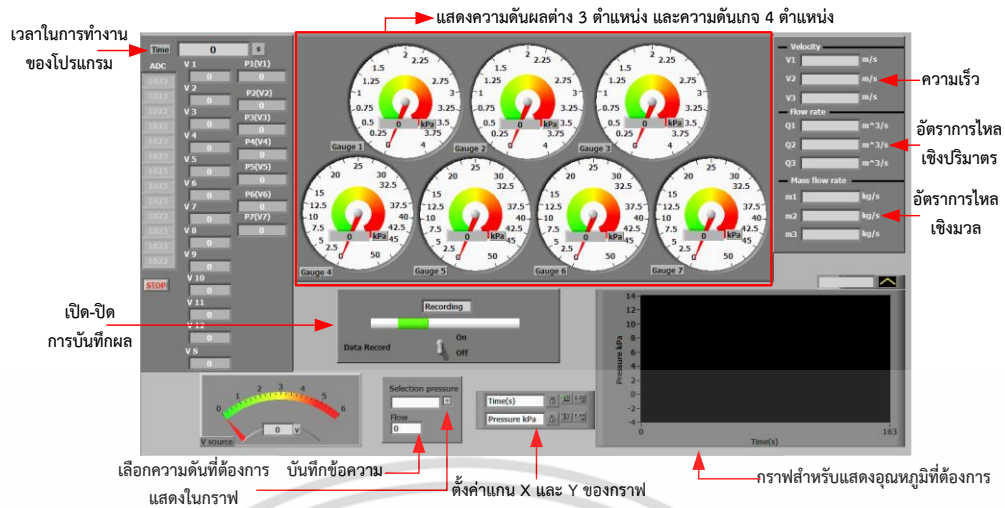
MPXV5004DP

รูปที่ 4.23 เซนเซอร์วัดความดัน



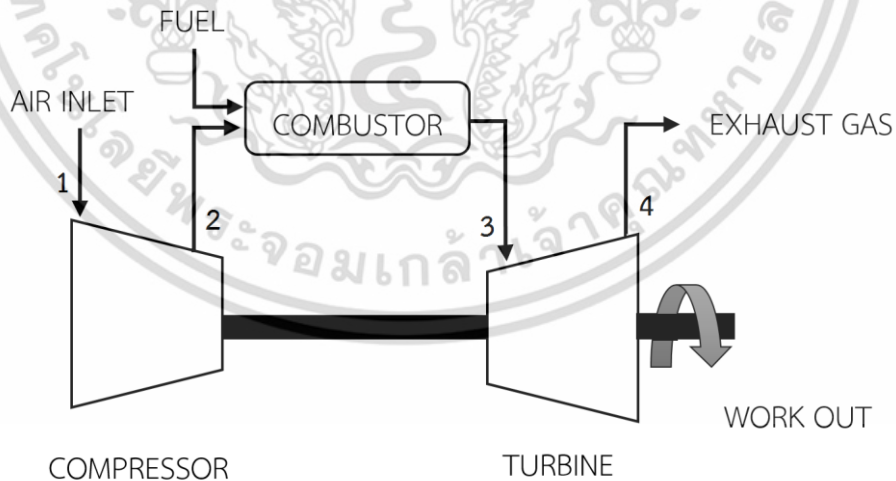
รูปที่ 4.24 Micro USB-Data Acquisition

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.25 หน้าต่างแสดงผลและบันทึกความดันในคอมพิวเตอร์ [18]

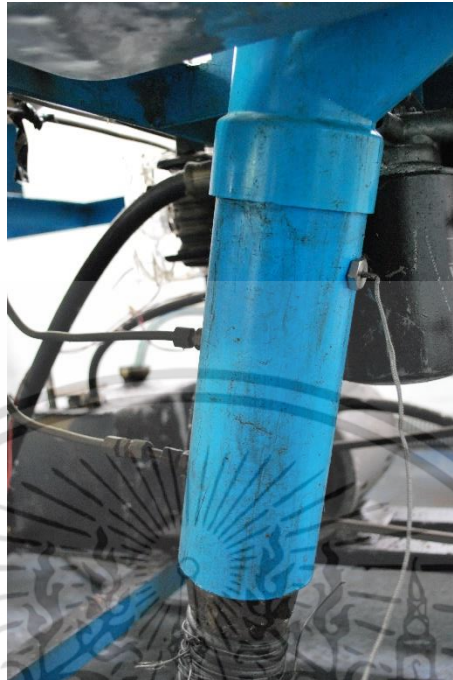
4.3.2 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ ใช้วัดอุณหภูมิของของไหลในระบบของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ มีการวัดทั้งหมด 5 ตำแหน่ง คือ ตำแหน่งทางเข้าและทางออกคอมเพรสเซอร์ ทางเข้าห้องเผาไหม้ ทางเข้าและทางออกเทอร์ไบน์ ดังรูปที่ 4.26 ในงานวิจัยนี้เลือกใช้เทอร์โมคัปเปิล Type K ซึ่งวัดอุณหภูมิได้สูงสุด 1,200 °C ดังรูปที่ 4.31 นำมาใช้วัดอุณหภูมิ โดยสัญญาณเอาพุตที่ได้จากเทอร์โมคัปเปิลเป็นสัญญาณอนาล็อกในระดับมิลลิโวลต์ เพื่อให้สามารถเชื่อมต่อและแสดงผลกับคอมพิวเตอร์ได้จึงต้องอาศัย Measurement Coupling รุ่น USB-TC ดังรูปที่ 4.32 เป็นอุปกรณ์เพื่อแปลงสัญญาณอนาล็อกเป็นสัญญาณดิจิทัลเพื่อบันทึกและแสดงผลด้วยคอมพิวเตอร์ดังรูปที่ 4.33



รูปที่ 4.26 ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตำแหน่งวัด :  $T_1$  ทางออกของคอมเพรสเซอร์ แสดงดังรูปที่ 4.27



รูปที่ 4.27 ตำแหน่งวัดอุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์

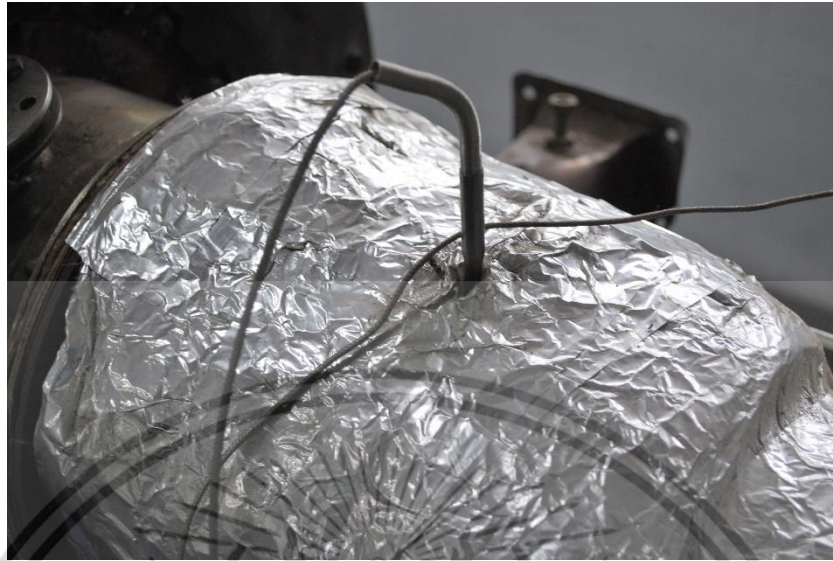
ตำแหน่งวัด :  $T_2$  ทางเข้าห้องเผาไหม้ แสดงดังรูปที่ 4.28



รูปที่ 4.28 ตำแหน่งวัดอุณหภูมิทางเข้าห้องเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตำแหน่งวัด : P<sub>3</sub> ทางเข้าเทอร์ไบน์ แสดงดังรูปที่ 4.29



รูปที่ 4.29 ตำแหน่งวัดอุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์

ตำแหน่งวัด : P<sub>4</sub> ทางออกเทอร์ไบน์ แสดงดังรูปที่ 4.30



รูปที่ 4.30 ตำแหน่งวัดอุณหภูมิทางออกเทอร์ไบน์

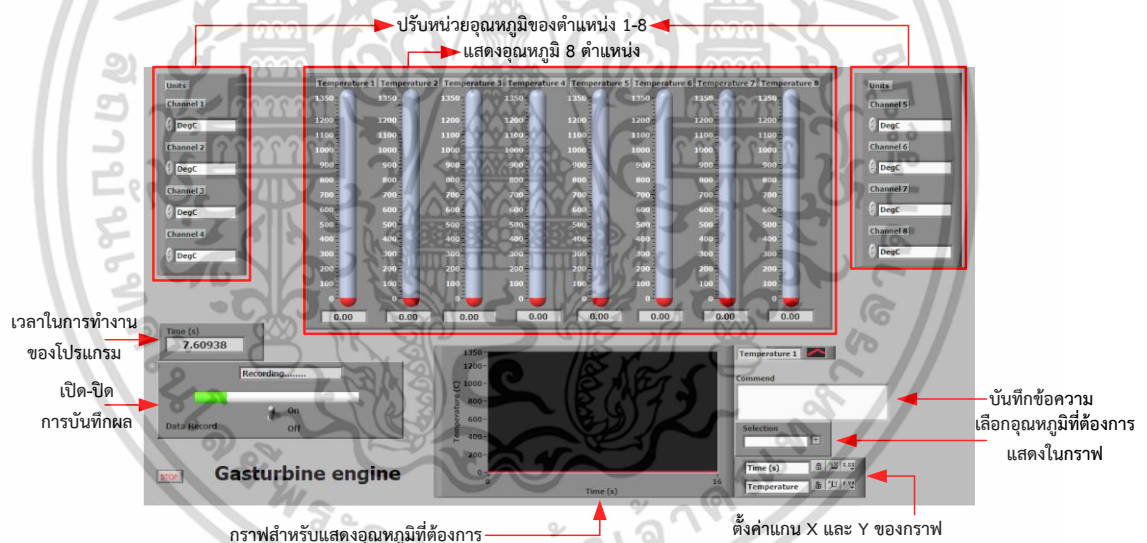
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.31 เทอร์โมคัปเปิล Type K



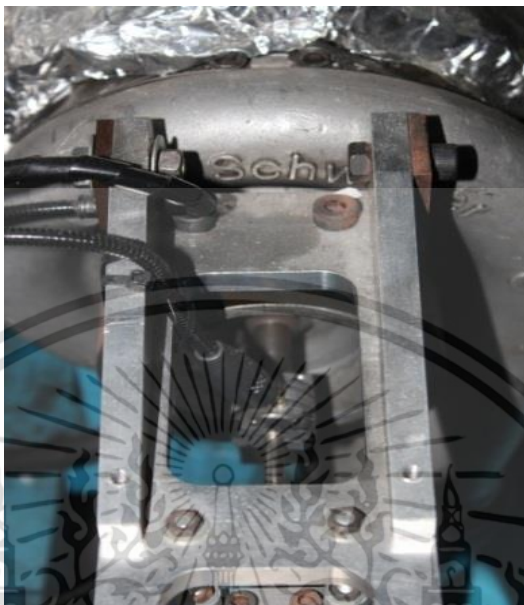
รูปที่ 4.32 Measurement Coupling รุ่น USB-TC



รูปที่ 4.33 หน้าต่างแสดงผลและบันทึกอุณหภูมิในคอมพิวเตอร์ [18]

4.3.3 อุปกรณ์วัดความเร็วรอบ ใช้วัดความเร็วรอบของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ โดยได้ติดตั้งไว้ตรงตำแหน่งจุดเชื่อมต่อระหว่างเพลลาของคอมเพรสเซอร์และชุดเกียร์ ดังรูปที่ 4.34 ซึ่งประกอบด้วยไดโอดอินฟราเรด (infrared diode) กับ โฟโตทรานซิสเตอร์ (photo transistor) แบบ NPN โดยจะอาศัยคุณสมบัติของอินฟราเรดที่ไม่สะท้อนกับอุปกรณ์ต่างๆที่เป็นสีดำ ดังแสดงในรูปที่ 4.35 ดังนั้นการวัดความเร็วรอบจึงได้นำสีดำมาทาบริเวณคัปปลิงโดยมีช่องว่างสีเงินของคัปปลิง 2 จุด ตำแหน่งตรงข้ามกัน เมื่อเครื่องยนต์ทำงานคัปปลิงก็จะหมุนตามแกนเพลลาของเครื่องยนต์ด้วย ดังนั้นเมื่อกระตุ้นไดโอดอินฟราเรดและคัปปลิงหมุนอยู่จะเกิดการสลับกันระหว่างการสะท้อนและไม่สะท้อนของเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รังสีอินฟราเรด เมื่อโฟโตทรานซิสเตอร์ได้รับรังสีอินฟราเรดจากการสะท้อนทำให้เกิดเป็นสัญญาณพัลส์ โดยสัญญาณพัลส์ที่ได้ไปคำนวณเป็นความเร็วรอบโดยใช้สมการ  $speed = pulse \times 50(rpm)$  แล้วส่งไปยังคอมพิวเตอร์เพื่อบันทึกและแสดงผลดังรูปที่ 4.36

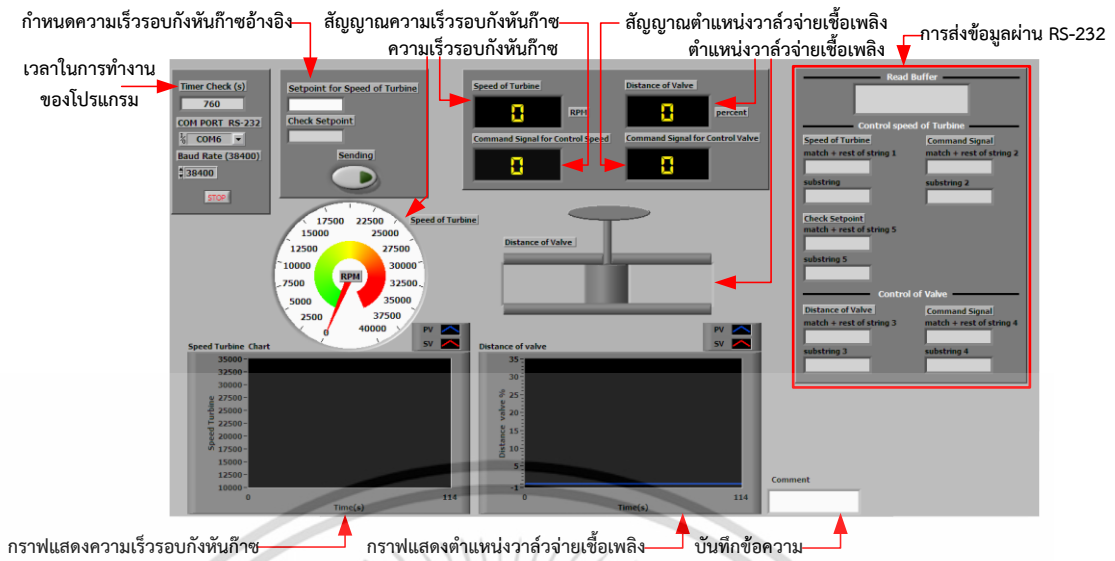


รูปที่ 4.34 ตำแหน่งติดตั้งชุดวัดความเร็วรอบ



รูปที่ 4.35 จุดแต้มนีบค้นับปลั่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

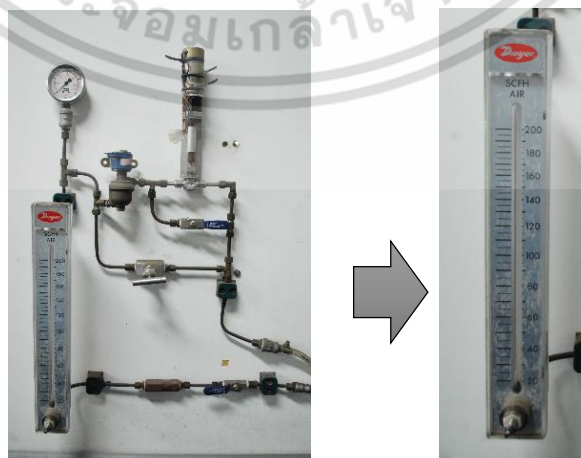


รูปที่ 4.36 หน้าต่างแสดงผลและบันทึกความเร็วรอบในคอมพิวเตอร์ [18]

4.3.4 อุปกรณ์วัดอัตราการไหล ใช้โรตารีมิเตอร์เพื่อวัดอัตราการไหลของก๊าซแอลพีจีโดยสามารถปรับอัตราการไหลของก๊าซแอลพีจีด้วยการปรับวาล์วปิด-เปิด ดังรูปที่ 4.37 อัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซแอลพีจีที่ใช้ในการทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซในงานวิจัยนี้คือ 40, 45 และ 50 SCFH และได้ทำการปรับเทียบค่าในหน่วยเมตริกดังแสดงในตารางที่ 4.4

ตารางที่ 4.4 การปรับเทียบค่าอัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซแอลพีจีในหน่วยเมตริก

อัตราการไหลก๊าซ (SCFH)	อัตราการไหลก๊าซ (kg/s)
40	0.001254
45	0.001390
50	0.001514



รูปที่ 4.37 โรตารีมิเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานรูปที่ 4.37 โรตารีมิเตอร์ มีอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

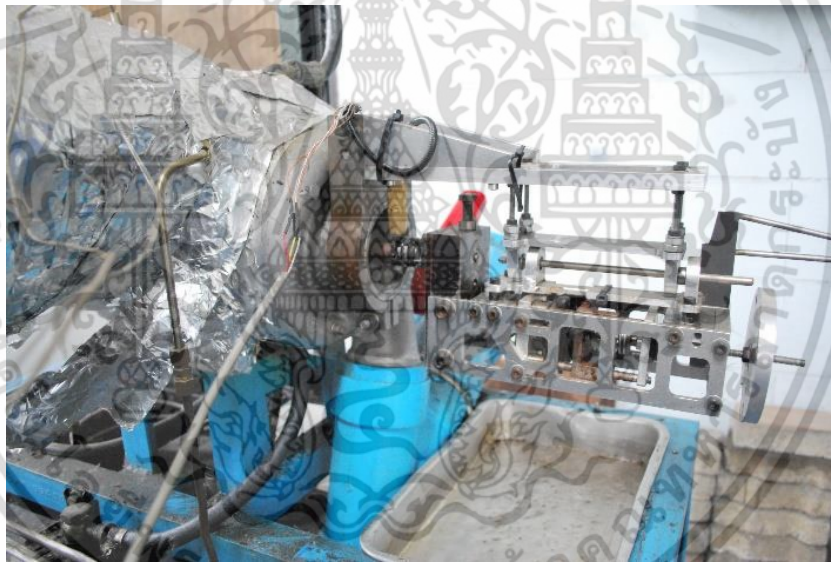
## บทที่ 5

# ชุดวัดแรงม้าเบรกของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

บทนี้จะกล่าวถึงส่วนประกอบต่างๆ ของชุดทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซ โดยการสร้างชุดวัดส่งกำลัง ต่อร่วมแกนเพลากับเพลลาของเทอร์ไบน์ เพื่อทดสอบหาสมรรถนะของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก และในตอนท้ายจะกล่าวถึงวิธีการทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซ

### 5.1 ชุดการส่งกำลัง

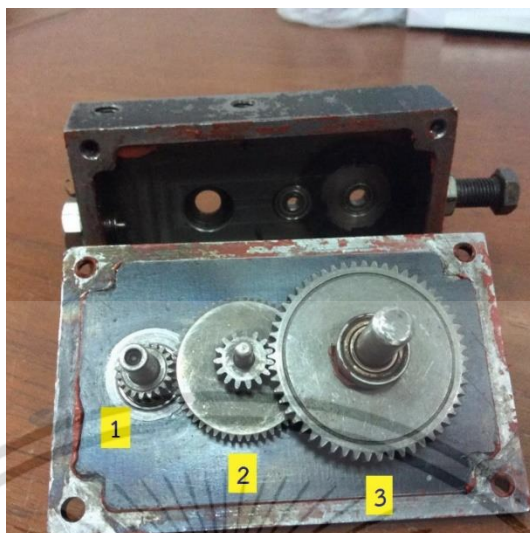
งานวิจัยนี้ได้สร้างอุปกรณ์ทดสอบแสดงดังรูปที่ 5.1 เพื่อวัดกำลังที่ได้จากเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก ซึ่งได้ติดตั้งไว้ส่วนด้านหน้าของคอมเพรสเซอร์ โดยการต่อร่วมแกนเพลากับเพลลาของเทอร์ไบน์ ชุดทดสอบที่สร้างขึ้นประกอบด้วยอุปกรณ์หลักๆ คือ ห้องเกียร์ ชุดเบรก คัปปลิง (couplings) และโครงสร้างของชุดทดสอบ



รูปที่ 5.1 ชุดทดสอบกำลังของเครื่องยนต์

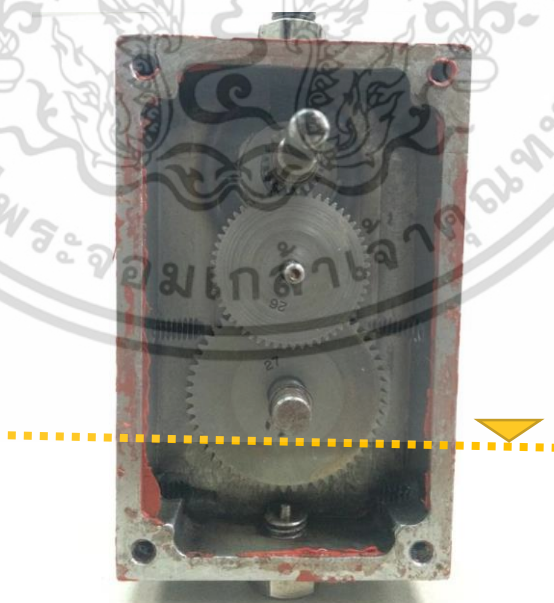
**5.1.1 ห้องเกียร์** เนื่องจากเครื่องยนต์กังหันก๊าซทำงานที่ความเร็วรอบสูงการเป็นไปได้อย่างที่จะสามารถสร้างชุดเบรกเพื่อมาหน่วงเพื่อวัดกำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้สร้างชุดเกียร์ขึ้นมาเพื่อลดรอบของเครื่องยนต์กังหันก๊าซให้ลดลงในอัตรา 10 : 1 โดยกล่องเกียร์ทำจากเหล็กกัดขึ้นรูปลักษณะสี่เหลี่ยมผืนผ้าภายในเรือนเกียร์ประกอบด้วยเฟือง 3 ตัว เฟืองตัวแรกเป็นเฟืองขับ 20 ฟันเฟืองเฟืองตัวที่ 2 เฟืองตาม 55 ฟันเฟือง เฟืองขับ 15 ฟันเฟือง เฟืองตัวที่ 3 เฟืองตาม 55 ฟันเฟือง โดยเฟืองเกียร์ทั้งหมดจะสวมอัดกับแกนเพลลาของเกียร์ ซึ่งแกนเพลลาจะสวมเข้ากับแบร็งที่ฝังติดอยู่กับตัวเสื้อของเรือนเกียร์ ลักษณะของเกียร์ที่ออกแบบไว้ดังรูปที่ 5.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.2 ชุดเกียร์ที่ออกแบบ

ระบบหล่อลื่นเกียร์ จำเป็นอย่างมากที่ต้องมีน้ำมันมาหล่อลื่นระบบเกียร์ตลอดการทำงาน จึงได้มีการสร้างช่องด้านบนที่สามารถเปิด-ปิดได้สำหรับเติมน้ำมันหล่อลื่น (ในงานวิจัยนี้ได้ใช้น้ำมันสำหรับจักรเย็บผ้ามาใช้เป็นน้ำมันหล่อลื่น) น้ำมันหล่อลื่นที่เติมเข้าไปจะอยู่ระดับครึ่งหนึ่งของเกียร์ซับริวที่ 3 เมื่อเกียร์เกิดการหมุนเกียร์ตัวที่ 3 ก็จะส่งต่อน้ำมันไปยังเกียร์ตัวที่ 2 และเกียร์ตัวที่ 2 ก็จะส่งต่อไปยังเกียร์ตัวที่ 1 หรือจะเรียกว่าระบบหล่อลื่นวิเศษ ดังแสดงในรูปที่ 5.3



รูปที่ 5.3 ระดับน้ำมันหล่อลื่นเกียร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.2 คัปปลิ่ง ในงานวิจัยนี้ต้องการทดสอบกำลังของเครื่องยนต์กัณฑ์ก๊าซโดยการสร้างอุปกรณ์ทดสอบและต้องการใช้เพลาร่วมแกนเดียวกันกับแกนของเทอร์ไบน์ ซึ่งต่อผ่านทางด้านของฝั่งคอมเพรสเซอร์ ในตอนแรกได้สร้างชุดแกนตรงจากกล่องเกียร์ (แกนขับของกล่องเกียร์) ต่อเข้ากับแกนเพลลาของเทอร์ไบน์โดยการนำแกนขับจากกล่องเกียร์ที่สร้างขึ้นสวมชั้นล็อกแทนที่ของน็อตล็อกใบคอมเพรสเซอร์ ดังแสดงในรูปที่ 5.4



รูปที่ 5.4 เพลาเชื่อมระหว่างแกนเทอร์ไบน์กับเกียร์

จากการทดสอบติดเครื่องยนต์กัณฑ์ก๊าซพบว่าการใช้เพลาดตรงตามแบบที่สร้างขึ้นมานั้นไม่สามารถนำมาใช้ได้ เพราะเครื่องยนต์ไม่สามารถเดินเครื่องได้โดยไม่อาศัยการอัดอากาศจากโบลเวอร์ ซึ่งเกิดจากการที่เมื่อรอบยิ่งสูงขึ้นแกนที่สร้างขึ้นนั้นยังเกิดการสั่นทำให้เครื่องยนต์กัณฑ์ก๊าซไม่สามารถบูทรอบให้สูงขึ้นได้

จากปัญหาที่พบจากข้างต้นนั้นจึงได้มีการปรับแก้และออกแบบระบบเพลาเชื่อมระหว่างแกนเทอร์ไบน์กับเกียร์ขึ้นมาใหม่ โดยการนำคัปปลิ่งมาต่อเชื่อมระหว่างแกนเพลาเป็น 2 ชั้น ส่วนแรกนั้นจะเป็นส่วนที่อยู่ทางด้านฝั่งของแกนเทอร์ไบน์ ดังแสดงในรูปที่ 5.5



รูปที่ 5.5 แกนสวมคัปปลิ่งฝั่งแกนเทอร์ไบน์

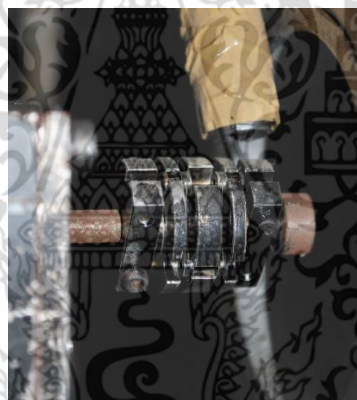
ส่วนที่ 2 จะเป็นแกนฝั่งของกล่องเกียร์ซึ่งก็คือแกนขับของกล่องเกียร์นั่นเอง ดังแสดงในรูปที่ 5.6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.6 แกนสวมคัปปลิ่งฝังก่องเกียร์

คัปปลิ่งที่นำมาใช้เป็นแบบ Membrane Coupling ซึ่งมีความยืดหยุ่นสูงให้ตัวได้ดีและสามารถใช้เชื่อมต่อเพลาที่มีความเร็วรอบสูงได้ ดังแสดงในรูปที่ 5.7 รายละเอียดของคัปปลิ่งที่นำมาใช้แสดงดังในตารางที่ 5.1



รูปที่ 5.7 Membrane Coupling

ตารางที่ 5.1 ข้อมูลจำเพาะของคัปปลิ่ง

Bore	6 x 6 mm
Fastening	Set Screw
Length	28.4 mm
Maximum Operating Temperature	+120 °C
Minimum Operating Temperature	-40 °C
Moment of Inertia	$160 \times 10^{-8} \text{ kg/m}^2$
Outside Diameter	25.6 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**5.1.3 เบรก** งานวิจัยนี้ได้ใช้เบรกทำหน้าที่สร้างภาระโหลดให้แก่ระบบเพื่อทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก เนื่องจากระบบเบรกไฟฟ้ามีแรงเบรกลดน้อยซึ่งไม่เพียงพอที่สามารถเบรกเครื่องยนต์กังหันก๊าซเพื่อทดสอบหาสมรรถนะสูงสุดของเครื่องยนต์กังหันก๊าซได้ จึงได้ออกแบบและสร้างระบบดิสก์เบรกเพื่อนำมาใช้ในระบบแทนระบบเบรกไฟฟ้า ระบบดิสก์เบรกที่ได้ออกแบบจะเน้นใช้วัสดุที่หาได้ท้องตลาดทั่วไป ดังนั้นจึงได้นำชุดผ้าเบรกของรถจักรยานมาดัดแปลงใช้เป็นตัวผ้าเบรก โดยผ้าเบรกจะถูกยึดติดเข้ากับขายึดซึ่งได้ออกแบบให้มี 4 ขา เพื่อให้สามารถเลื่อนเข้าออกได้ ดังแสดงในรูปที่ 5.8



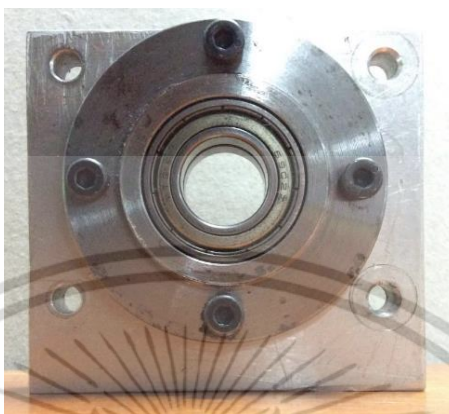
รูปที่ 5.8 ชุดของผ้าเบรก

ส่วนของจานเบรกใช้เหล็กเป็นวัสดุในการสร้าง มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 55 มิลลิเมตร ฝั่งของแกนสำหรับต่อกับเกียร์จะมีแบริ่งกันรุนเพื่อรับเบรกที่กระทำต่อจานเบรกในแนวแรงตั้งฉากกับผิวสัมผัสของจานเบรก ดังแสดงในรูปที่ 5.9



รูปที่ 5.9 จานเบรก

เสื่อเบรกรอกแบบมาให้รับกับแบริ่งกันรุนและมีแบริ่งอีก 2 ตัว สำหรับสวมจานเบรกและเพื่อรับแรงในแนวรัศมี แสดงดังรูปที่ 5.10



รูปที่ 5.10 เสื่อเบรก

นำจานเบรกประกอบเข้ากับเสื่อเบรก ส่วนปลายแกนของจานเบรกสวมคัปปลิ่งเพื่อใช้เป็นตัวเชื่อมเข้ากับชุดเกียร์ ดังแสดงในรูปที่ 5.11

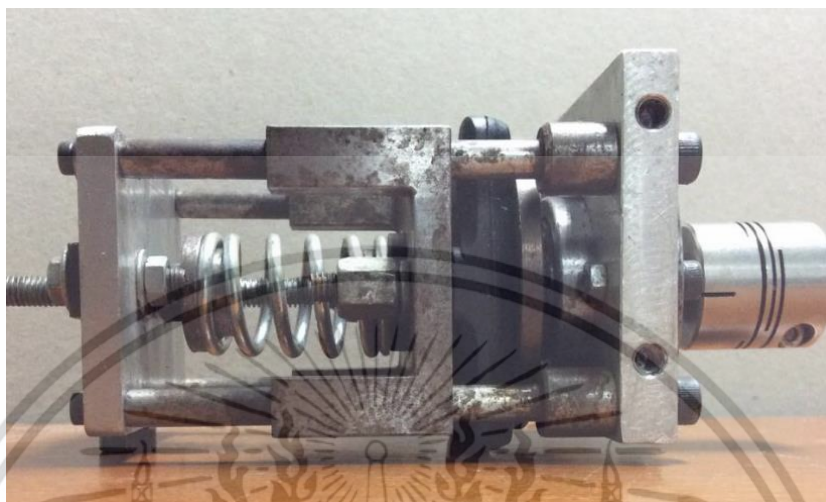


รูปที่ 5.11 ประกอบจานเบรกเข้ากับเสื่อเบรก

ระบบดิสเบรกจะมีระบบเบรกโดยใช้สปริงเป็นตัวกดผ้าเบรกไปกดจานเบรกเพื่อสร้างแรงเสียดแรงเสียดทานในการเบรก ซึ่งระบบเบรคนี้ออกแบบให้สามารถปรับแรงกดได้โดยการหมุนปรับแกนเกลียว หากใช้แรงกดจากการหมุนปรับแกนเกลียวโดยไม่มีสปริงนั้นการปรับแรงกดสามารถทำได้ยากเพราะระยะการหมุนปรับเพียงเล็กน้อยก็จะทำให้เบรกล็อกตาย ซึ่งไม่ตรงกับเป้าหมายของการออกแบบการทดสอบ

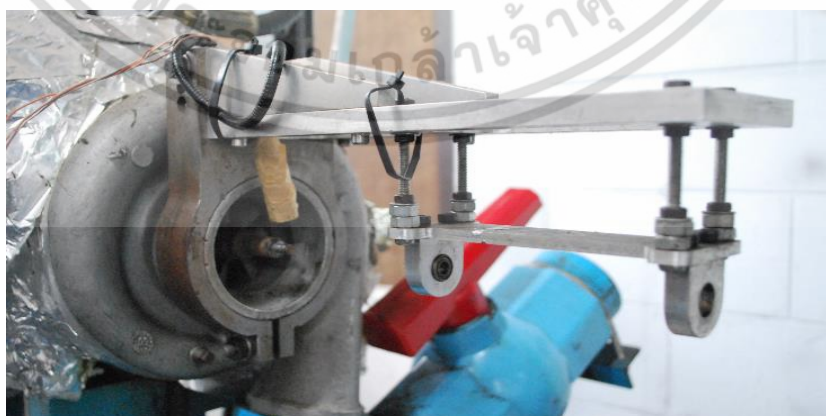
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

งานวิจัยนี้ต้องการระบบเบรกที่ต้องการแรงเบรกที่ระดับต่างๆได้ การเลือกนำสปริงมาใช้จึงเป็นทางออกที่ได้ผลดี ระบบดิสก์เบรกที่ออกแบบและสร้างแสดงดังรูปที่ 5.12



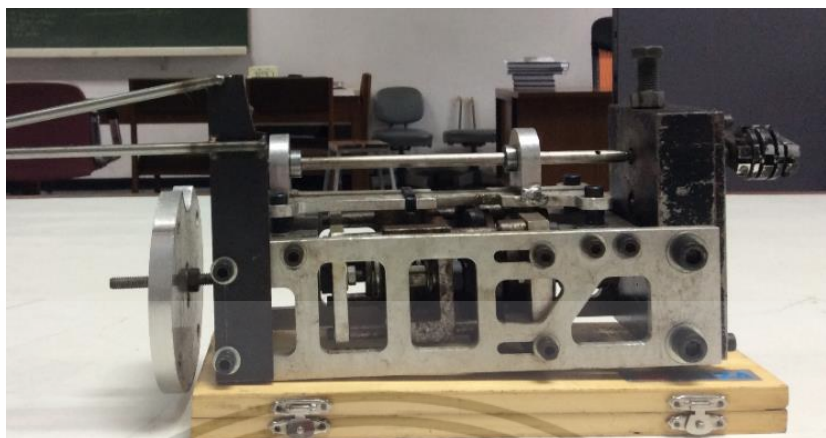
รูปที่ 5.12 ระบบดิสก์เบรก

5.1.4 โครงสร้างของชุดทดสอบ เป็นอีกส่วนสำคัญที่ทำหน้าที่เป็นจุดยึดอุปกรณ์ชิ้นส่วนต่างๆทั้งหมดเข้าด้วยกัน วัสดุที่ใช้เป็นอลูมิเนียมและโลหะโดยแบ่งออกเป็น 2 ส่วนหลักๆด้วยกัน คือ ส่วนแรกเป็นส่วนที่ยึดติดอยู่กับเครื่องยนต์กังหันก๊าซ (ใช้ขอบทางเข้าของคอมเพรสเซอร์เป็นจุดยึด) แสดงดังรูปที่ 5.13 ส่วนที่สองจะทำหน้าที่เป็นโครงสร้างสำหรับยึดคาลิปเปอร์และชุดเบรคเข้าด้วยกัน แสดงดังรูปที่ 5.14 ซึ่งส่วนแรกและส่วนที่สองนั้นจะต้องนำมาประกอบเข้าด้วยกัน โดยจะมีจุดเชื่อมต่อที่เป็นจุดหมุนอิสระมีแบริ่งช่วยในการลดแรงเสียดทาน ส่วนนี้เป็นอีกจุดที่สำคัญมาก เนื่องจากจุดหมุนนี้จะต้องตั้งอยู่ในตำแหน่งร่วมศูนย์กลางเดียวกันกับแกนของใบพัดเทอร์ไบน์ ดังนั้นจึงได้ออกแบบโครงสร้างทั้งสองส่วนนี้ให้สามารถปรับตำแหน่งได้ทุกทิศทางเพื่อให้ได้จุดหมุนที่ร่วมศูนย์กลางเดียวกับแกนของใบพัดเทอร์ไบน์



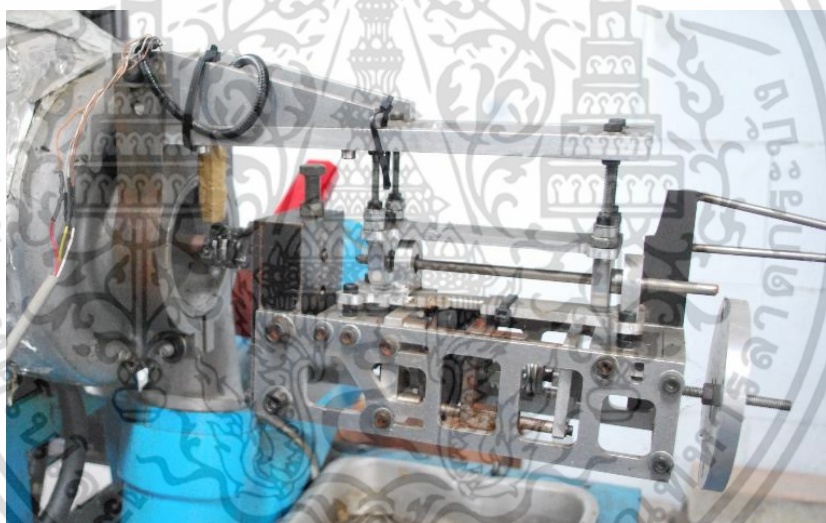
รูปที่ 5.13 ชุดโครงสร้างยึดติดกับคอมเพรสเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.14 โครงสร้างสำหรับยึดกล่องเกียร์และชุดเบรค

เมื่อนำอุปกรณ์ชิ้นส่วนต่างๆ มาประกอบเข้าด้วยกันก็จะมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 5.15



รูปที่ 5.15 ชุดทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซ

## 5.2 วิธีการทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

ขั้นตอนการทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กมีดังนี้

### 5.2.1 เตรียมความพร้อมก่อนการสตาร์ท เป็นสิ่งแรกที่ต้องกระทำทุกครั้งเพื่อความปลอดภัย

1. ตรวจสอบรอยรั่วระบบเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ เช่น ท่อ วาล์ว สายยาง จุดเชื่อมต่อต่างๆ เป็นต้น
2. ปากทางท่อทางออกของก๊าซร้อนต้องไม่มีสิ่งกีดขวาง
3. ทดสอบในพื้นที่ที่มีอากาศถ่ายเทได้สะดวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. เช็กระบบหล่อลื่นต่างๆ ทั้งระบบหล่อลื่นของเครื่องยนต์กังหันก๊าซและระบบชุดทดสอบแรงม้าเบรก (เกียร์)
5. ควรเตรียมอุปกรณ์ดับเพลิงหรือถังดับเพลิงไว้บริเวณที่สามารถนำมาใช้ได้สะดวก

### 5.2.2 การสตาร์ทเครื่องยนต์ ก่อนทำก่อนสตาร์ทเครื่องยนต์ต้องเปิดวาล์วจ่ายน้ำมันหล่อลื่นให้แก่ระบบทุกครั้ง โดยรูปที่ 5.16 แสดงขั้นตอนการสตาร์ทเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

1. เปิดวาล์วจ่ายอากาศจากโบลเวอร์แรงดันสูงและเปิดโบลเวอร์เพื่อป้อนอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ประมาณ 5 วินาที
2. กดสวิทช์จุดระเบิดและพร้อมทั้งเปิดวาล์วจ่ายก๊าซแอลพีจี ทำการปรับอัตราการไหลของก๊าซแอลพีจีที่ 10 SCFH เข้าสู่ห้องเผาไหม้คลุกเคล้ากับอากาศจนเกิดการเผาไหม้ขึ้น กรณีที่ไม่เกิดการเผาไหม้ขึ้นให้รีบปิดการจ่ายก๊าซแอลพีจีและรีบเปิดโบลเวอร์เข้าห้องเผาไหม้เพื่อไล่ก๊าซแอลพีจีออกจากระบบ หลังจากนั้นก็ทำการสตาร์ทเครื่องยนต์อีกครั้งตามขั้นตอนข้างต้น
3. เมื่อสตาร์ทเครื่องยนต์ติดแล้วก็ทำการปล่อยก๊าซแอลพีจีที่ 40 SCFH พร้อมทั้งเปิดโบลเวอร์ด้วย เดินเครื่องยนต์ในสภาวะนี้ในช่วงระยะเวลาหนึ่งจนรอบของเครื่องยนต์เริ่มคงที่
4. ปิดวาล์วจ่ายอากาศจากโบลเวอร์โดยที่อัตราการไหลของก๊าซแอลพีจียังอยู่ที่ 40 SCFH จะสังเกตได้ว่ารอบของเครื่องยนต์จะค่อยๆสูงขึ้นจนรอบเครื่องยนต์คงที่

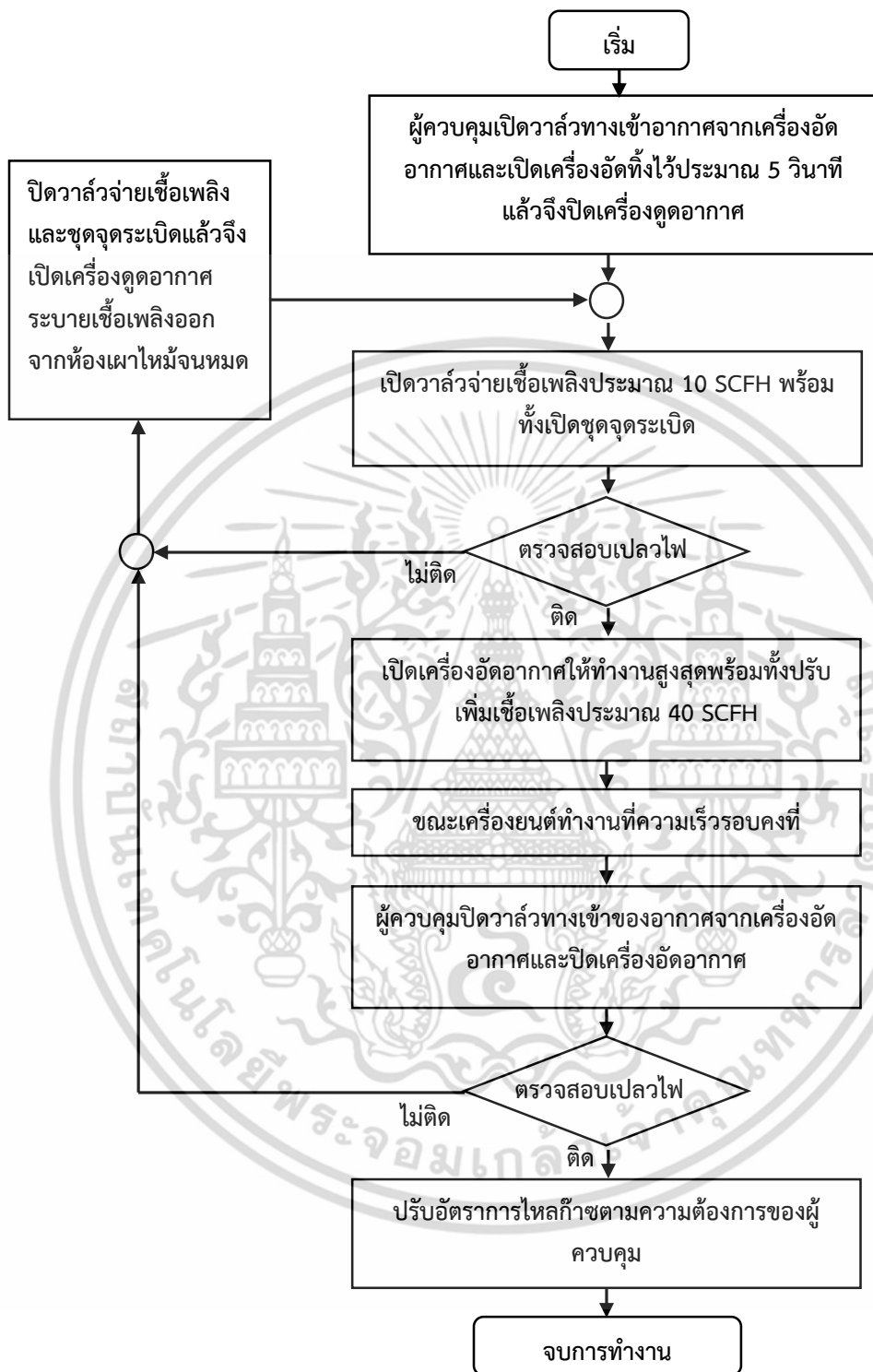
### 5.2.3 การเก็บผลทดสอบ

1. ปรับอัตราการไหลของก๊าซแอลพีจีที่ 40 SCFH รอบจนรอบของเครื่องยนต์คงที่
2. บันทึกผลของความดัน อุณหภูมิ และความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (ยังไม่ได้เพิ่มโหลด)
3. ทำการเพิ่มโหลดให้แก่ระบบโดยการหมุนปรับแรงกดที่กระทำต่อจานเบรก ซึ่งจะต้องสัมพันธ์กับความเร็วรอบที่ค่อยๆลดลงด้วย ในงานวิจัยนี้จะลดรอบของการเบรกแต่ละครั้งอยู่ในช่วง 500 – 2,000 รอบ จนรอบการทำงานของเครื่องยนต์คงที่
4. บันทึกผลของความดัน อุณหภูมิ ความเร็วรอบ และน้ำหนักที่ตกลงบนเครื่องชั่ง
5. ทำการทดสอบซ้ำข้อ 3 และข้อ 4 จนกระทั่งถึงสภาวะที่เบรกแล้วเครื่องยนต์ไม่สามารถทำงานที่รอบคงที่ได้
6. การทดสอบที่อัตราการไหลก๊าซแอลพีจีที่ 45 และ 50 SCFH ให้ทำซ้ำตามขั้นตอนที่ 1 - 5 แล้วนำผลการทดสอบไปวิเคราะห์ต่อไป

### 5.2.4 การดับเครื่องยนต์

1. ปรับอัตราการไหลก๊าซแอลพีจีที่ 40 SCFH
2. เปิดโบลเวอร์และเปิดวาล์วเพื่อจ่ายอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้
3. ค่อยๆปิดวาล์วจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซแอลพีจีจนเปลวไฟในห้องเผาไหม้ดับลง
4. เปิดโบลเวอร์ไว้ประมาณ 10 นาที และยังคงเปิดวาล์วจ่ายน้ำมันหล่อลื่นให้แก่ระบบ เพื่อป้องกันความเสียหายที่อาจเกิดขึ้นกับระบบได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.16 แสดงขั้นตอนการสตาร์ทเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

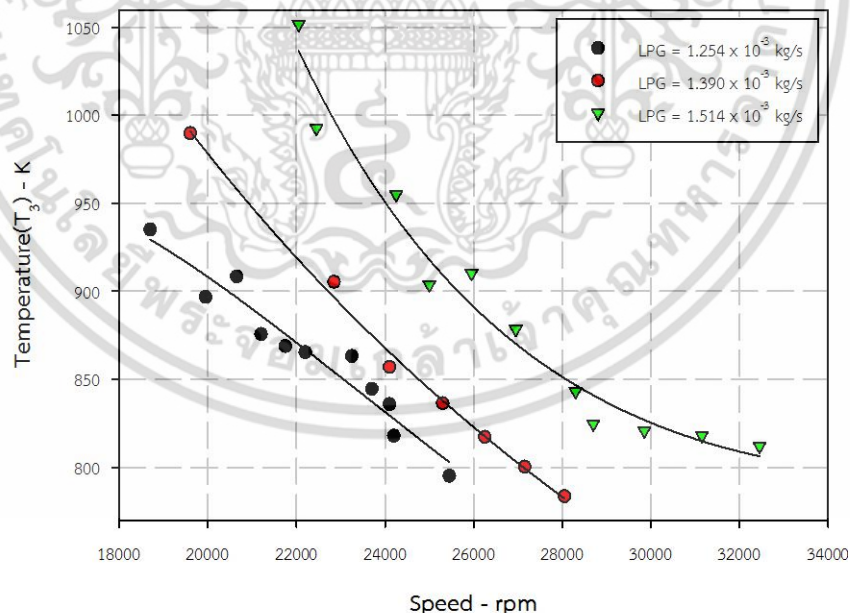
## บทที่ 6

### ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล

ในบทนี้จะกล่าวถึงผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์กังหันก๊าซเพื่อหาค่าตัวแปรต่างๆจากการทดสอบและวิเคราะห์ผล เพื่อความปลอดภัยในการเก็บผลการทดลองและเพื่อไม่ให้เครื่องยนต์กังหันก๊าซเกิดความเสียหาย จึงได้ควบคุมอุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้าเทอร์ไบน์ไม่เกิน 1,200 K ตลอดการทดสอบ [4] และรอบการทำงานของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบไม่เกิน 35,000 rpm หากเครื่องยนต์ทำงานที่รอบสูงเกินกว่า 35,000 rpm ส่งผลให้ใบพัดของเทอร์ไบน์เสียดสีกับขอบของโวลูทเนื่องจากเปลวไฟจากห้องเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงขึ้น ไปสัมผัสกับใบพัดของเทอร์ไบน์ ทำให้ใบพัดของเทอร์ไบน์เกิดการขยายตัวจนเสียดสีกับโวลูท ทำให้รอบของเครื่องยนต์ตกลงอย่างรวดเร็วจนเครื่องยนต์หยุดการทำงาน จึงทำให้ไม่สามารถทำการเก็บผลการทดสอบเกินจากจุดที่กำหนดไว้ได้

#### 6.1 อุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้าเทอร์ไบน์

อุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้าเทอร์ไบน์เป็นตัวแปรที่สำคัญในการจำกัดการทำงานของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก งานวิจัยนี้ทำการทดสอบเครื่องยนต์โดยกำหนดให้อุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้าเทอร์ไบน์ไม่เกิน 1,200 K ซึ่งหากอุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้าเทอร์ไบน์สูงกว่านี้จะทำให้ใบพัดของเทอร์ไบน์ได้รับความเสียหาย



รูปที่ 6.1 อุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้าเทอร์ไบน์

จากรูปที่ 6.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้าเทอร์ไบน์กับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ จะเห็นได้ว่าทุกๆ สถานะการทดสอบเครื่องยนต์มีอุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้าเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

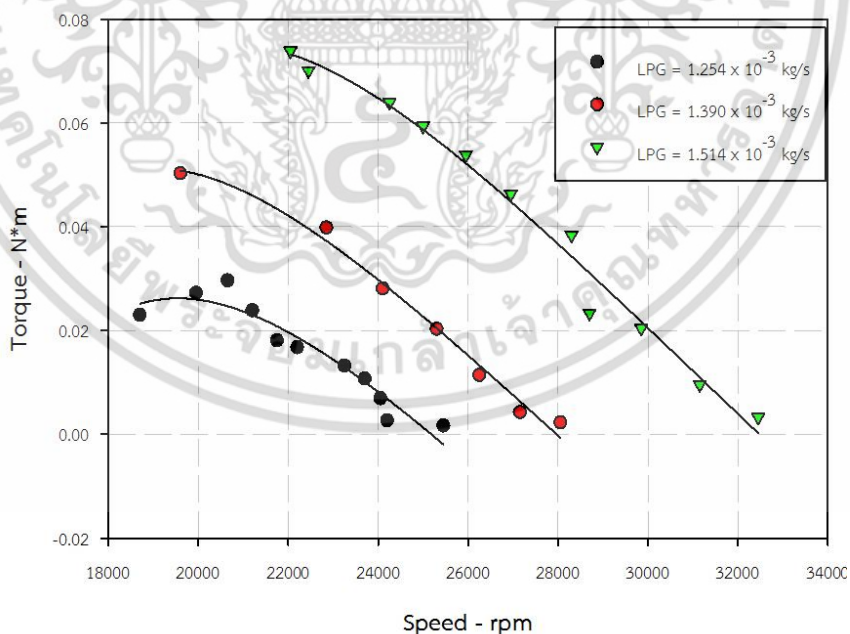
เทอร์ไบน์อยู่ในช่วง 780 - 1,100 K ซึ่งไม่เกินขีดจำกัดของวัสดุที่ใช้ทำเทอร์ไบน์ จากการทดสอบเครื่องยนต์พบว่าเมื่อเพิ่มโหลดให้กับเครื่องยนต์รอบของเครื่องยนต์ก็จะลดลงตามภาระโหลดที่เพิ่มขึ้น และขณะเดียวกันอุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้าเทอร์ไบน์ก็จะสูงขึ้นแต่ยังไม่เกิน 1,200 K ตามเงื่อนไขที่ตั้งไว้

## 6.2 แรงบิดที่ได้จากการทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซ

งานวิจัยนี้ได้สร้างชุดทดสอบวัดกำลังของเครื่องยนต์โดยการต่อเพลากลุ่มร่วมกับเครื่องยนต์กังหันก๊าซเพื่อส่งกำลังผ่านเพลายังชุดทดสอบแรงม้าเบรก แรงบิดจากเพลาทอร์ไบน์ (Torque) คำนวณจากค่าแรงกด  $F$  ที่แขนถ่ายแรงกระทำลงบนเครื่องชั่งดิจิตอล คูณด้วยระยะแขนถ่ายแรง (จากตำแหน่งกึ่งกลางแกนเทอร์ไบน์ถึงจุดกดเครื่องชั่งดิจิตอล) ดังแสดงในสมการที่ 6.1

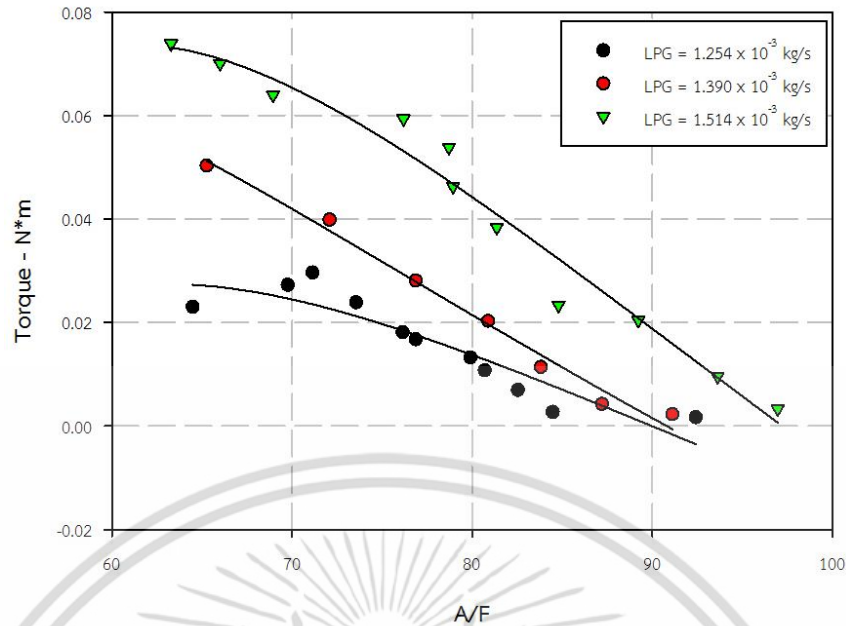
$$T = F(r) \quad (6.1)$$

แรงบิดเป็นแรงบิดปฏิกิริยาที่เกิดขึ้นกับชุดทดสอบแรงม้าเบรก แรงปฏิกิริยานี้มีทิศตรงข้ามกับการหมุนของแกนเทอร์ไบน์ เพื่อรักษาไม่ใหระบบเสียสมดุลจากการหมุนตามเพลาทอร์ไบน์ แรงบิดที่ใช้ต้านไม่ให้ชุดทดสอบแรงม้าเบรกหมุนตามแกนเทอร์ไบน์จะเท่ากับแรงบิดจากเพลาทอร์ไบน์ จึงสามารถวัดแรงบิดที่เกิดจากภาระที่ชุดทดสอบแรงม้าเบรกกระทำกับเพลาทอร์ไบน์ด้วยการวัดแรงกดที่ส่งผ่านจากแขนถ่ายแรง แรงบิดจากเพลาทอร์ไบน์ที่รอบการทำงานต่างๆ แสดงดังรูปที่ 6.2 และรูปที่ 6.3 แสดงแรงบิดจากเพลาทอร์ไบน์ที่การเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่างๆ



รูปที่ 6.2 แรงบิดที่ได้จากเครื่องยนต์กังหันก๊าซ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.3 การเปลี่ยนแปลงแรงบิดที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่างๆ

การทดสอบเครื่องยนต์ที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s มีการเปลี่ยนแปลงแรงบิดอยู่ในช่วง 0.0017 - 0.0297 N·m ในช่วงความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 17,800 - 25,450 รอบต่อนาที และการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง 64.4 - 92.5 ซึ่งหากเพิ่มโหลดอีกรอบของเครื่องยนต์ก็จะลดลงจนเครื่องยนต์ไม่มาสารวัตรการทำงานที่คงที่ได้และเครื่องยนต์ก็จะหยุดทำงาน จากการทดสอบพบว่าเมื่อเพิ่มโหลดให้กับชุดทดสอบแรงม้าเบรกส่งผลให้ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลดลง แต่แรงบิดบนเพลาทอร์โบมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น จนไปถึงจุดๆ หนึ่งแนวโน้มของแรงบิดก็จะลดลง ที่จุดสูงสุดของกราฟคือจุดที่เครื่องยนต์สร้างแรงบิดได้

การทดสอบเครื่องยนต์ที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s มีการเปลี่ยนแปลงแรงบิดอยู่ในช่วง 0.0023 - 0.0503 N·m ในช่วงความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 19,600 - 28,050 รอบต่อนาที และการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง 65.26 - 91.12 ผลการทดสอบพบว่าเมื่อเพิ่มภาระโหลดให้กับชุดทดสอบแรงม้าเบรกส่งผลให้ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลดลง แรงบิดบนเพลาทอร์โบมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น และมีแนวโน้มว่าแรงบิดของการทดสอบอาจจะเพิ่มขึ้นอีก แต่เนื่องจากขีดจำกัดการทำงานของชุดทดสอบแรงม้าเบรกที่ไม่สามารถเพิ่มแรงเบรกได้อีก หากเพิ่มแรงเบรกอีกจะส่งผลให้ระบบเบรกเกิดการลื่นและทำงานเครื่องยนต์หยุดทำงาน

ที่อัตราการไหลแอลพีจีเท่ากับ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s มีการเปลี่ยนแปลงแรงบิดอยู่ในช่วง 0.0033 - 0.0738 N·m ที่ในช่วงความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 22,050 - 32,450 รอบต่อนาที และการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง 63.28 - 96.96 จากการทดสอบที่อัตราการไหลแอลพีจี  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s พบว่าเมื่อเพิ่มภาระโหลดให้กับชุดทดสอบแรงม้าเบรกจะทำให้ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลดลงโดยที่แรงบิดบนเพลาทอร์โบมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น แต่เนื่องจากชุดทดสอบแรงม้าเบรกไม่สามารถเบรกโดยให้รอบของเครื่องยนต์ยังคงทำงานที่ความเร็วรอบคงที่ได้ จึงไม่สามารถเก็บผลหลังจากช่วงการทดสอบนี้ได้ อันเนื่องมาจากขีดจำกัดการทำงานของชุดทดสอบแรงม้าเบรกที่ไม่สามารถเพิ่มแรงเบรกได้อีก หากเพิ่มแรงเบรกอีกจะส่งผลให้ระบบเบรกเกิดการลื่นและทำงานเครื่องยนต์หยุดทำงาน

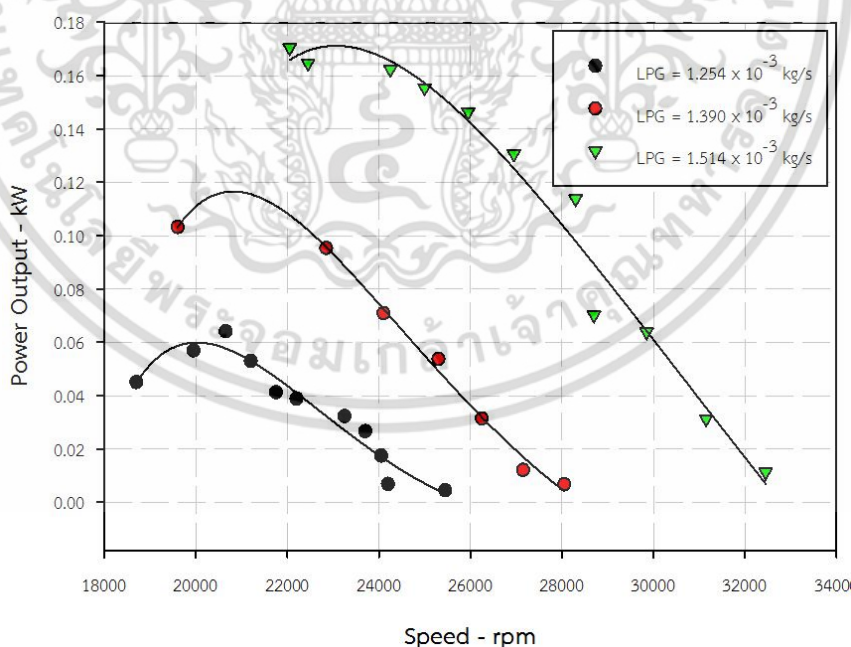
### 6.3 กำลังงานกลที่ได้จากการทดสอบเครื่องยนต์

กำลังงานกลที่เครื่องยนต์สร้างได้สามารถคำนวณได้จากการนำค่าแรงบิด คูณด้วยความเร็วรอบ การหมุนในรูปความเร็วเชิงมุมของแกนใบพัดเทอร์ไบน์ ดังแสดงในสมการที่ 6.2

$$\dot{W}_{sh} = 2\pi nT \quad (6.2)$$

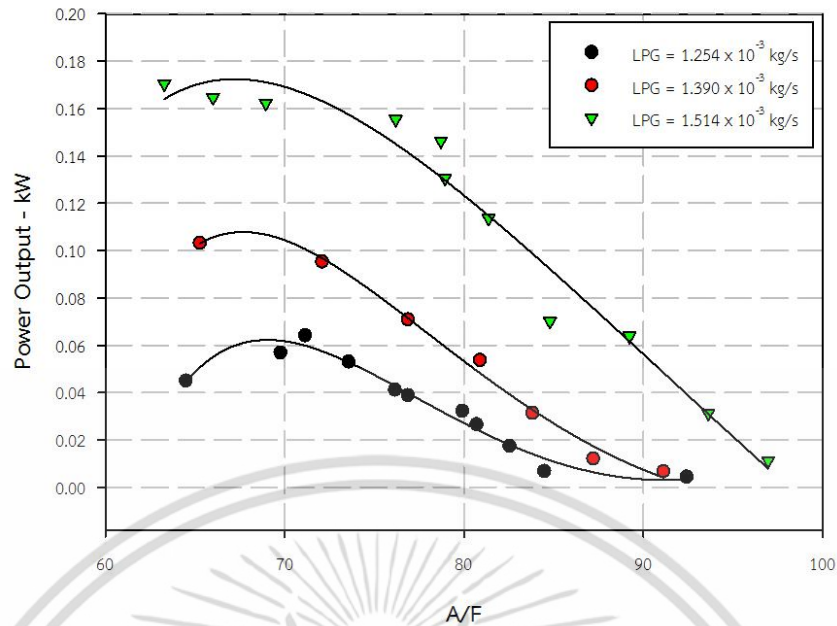
กำลังงานที่ได้จากการคำนวณเป็นกำลังงานกลที่ได้หักกำลังที่ต้องใช้ในส่วนของคอมเพรสเซอร์ นำค่ากำลังที่ได้มาพล็อตเพื่อให้ง่ายต่อการนำข้อมูลมาวิเคราะห์หาแนวโน้มจากการทดสอบ โดยนำผลการทดสอบที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s,  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s และ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s มาพล็อตในกราฟเดียวกัน

การทดสอบได้ควบคุมอัตราการจ่ายเชื้อเพลิงให้คงที่ เมื่อเพิ่มแรงเบรกให้กับชุดทดสอบแรงม้า เบรก จะเกิดแรงปฏิกิริยาย้อนกลับกระทำกับเพลลาใบพัดของเทอร์ไบน์ที่เพิ่มสูงขึ้นตามแรงเบรกที่เพิ่มขึ้น ทำให้เพลลาใบพัดของเทอร์ไบน์รับแรงบิดปฏิกิริยาที่มากขึ้น แต่ด้วยอัตราการจ่ายเชื้อเพลิงคงที่ตลอดการทดสอบ จึงส่งผลให้ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลดลง จากรูปที่ 6.4 เห็นได้ว่าเมื่อเพิ่มโหลดให้แก่เพลลาใบพัดเทอร์ไบน์ทำให้ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลดลง โดยที่ค่ากำลังงานที่ได้จากเครื่องยนต์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นถึงค่าสูงสุดค่าหนึ่ง ซึ่งเป็นจุดที่เครื่องยนต์สามารถสร้างกำลังได้สูงสุด และค่อยลดลง และทั้ง 3 สภาวะการทดสอบก็ได้แนวโน้มเดียวกันดังที่กล่าวไว้ข้างต้น และรูปที่ 6.5 แสดงแรงบิดจากเพลลาเทอร์ไบน์ที่การเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่างๆ



รูปที่ 6.4 กำลังงานกลที่ได้จากเครื่องยนต์กังหันก๊าซ

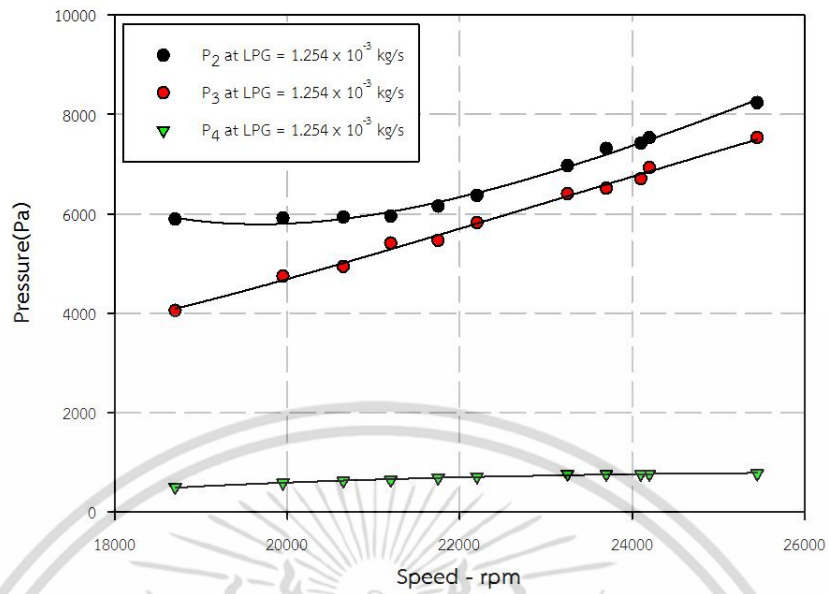
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



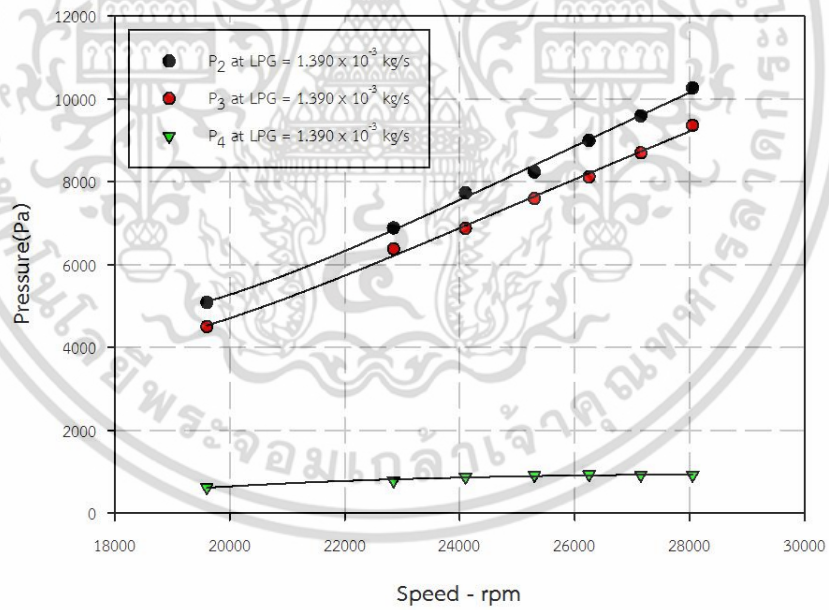
รูปที่ 6.5 การเปลี่ยนแปลงกำลังงานกลที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่างๆ

#### 6.4 ผลกระทบจากภาระการเบรกที่มีต่อความดันในระบบ

พิจารณากราฟข้อมูลจากรูปที่ 6.6, 6.7 และ 6.8 เป็นการทดสอบเครื่องยนต์ซึ่งได้ควบคุมอัตราการจ่ายเชื้อเพลิงคงที่ ที่อัตราการไหลแอลพีจีเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ ,  $1.390 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$  และ  $1.514 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$  ตามลำดับ พบว่ามีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน ความดันที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์ ( $P_2$ ) จะสูงกว่าความดันทางออกห้องเผาไหม้ ( $P_3$ ) ทั้งนี้ก็เป็นผลเนื่องจากการสูญเสียความดันในห้องเผาไหม้ ความดันทางออกของคอมเพรสเซอร์และความดันทางออกห้องเผาไหม้จะลดลงตามภาระเบรกที่เพิ่มให้แก่ระบบ ซึ่งเป็นผลให้รอบการทำงานของเครื่องยนต์ลดลง ส่วนความดันทางออกเทอร์ไบน์ ( $P_4$ ) นั้นมีค่าต่ำกว่าความดันทางออกคอมเพรสเซอร์และความดันทางออกห้องเผาไหม้มาก แต่ก็ยังมีแนวโน้มเหมือนกัน กล่าวคือที่ความดันทางออกเทอร์ไบน์จะต่ำลงเมื่อเพิ่มภาระเบรกให้แก่เครื่องยนต์ แต่หากดูจากราฟแล้วพบว่าช่วงของความดันที่ลดลงนั้นต่างกันน้อยมากหากเทียบกับความดันทางออกคอมเพรสเซอร์และความดันทางออกห้องเผาไหม้

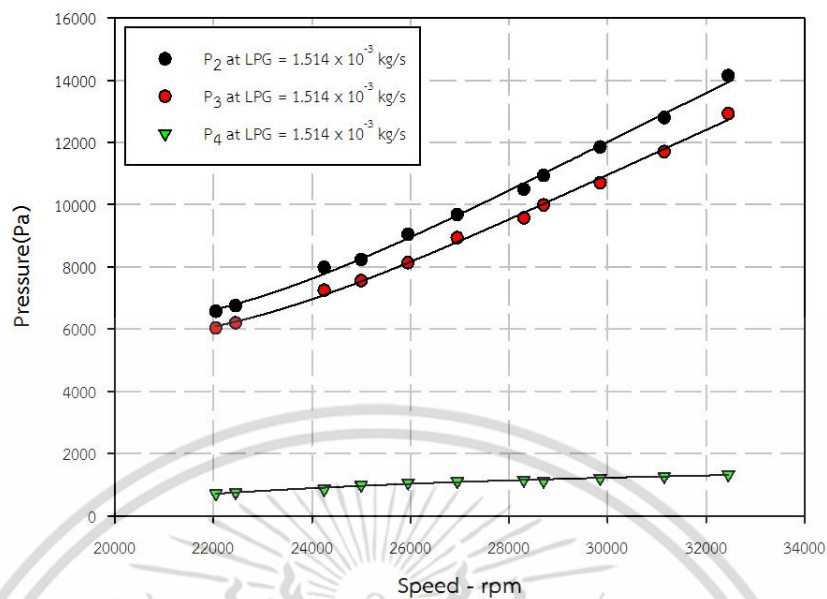


รูปที่ 6.6 ความดันในระบบที่อัตราเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s



รูปที่ 6.7 ความดันในระบบที่อัตราเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



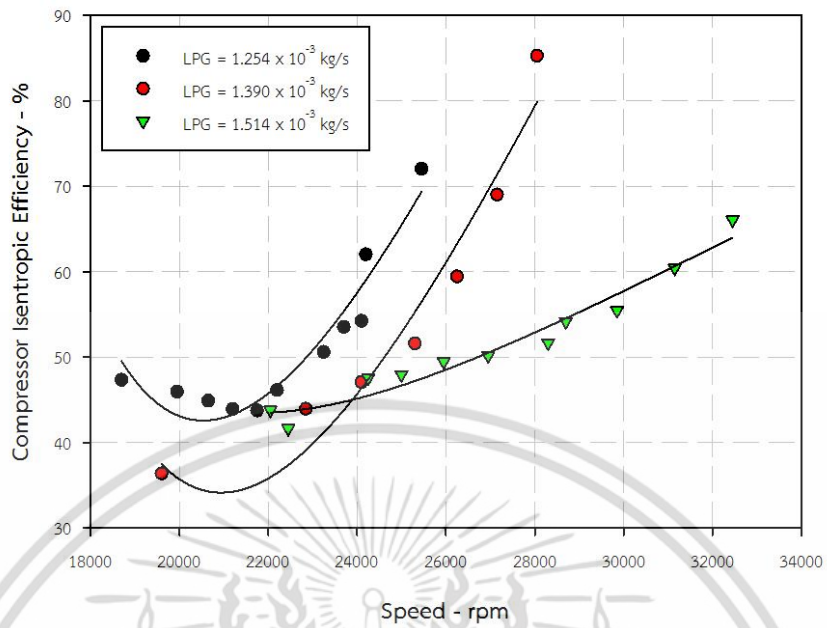
รูปที่ 6.8 ความดันในระบบที่อัตราเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s

## 6.5 ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของคอมเพรสเซอร์

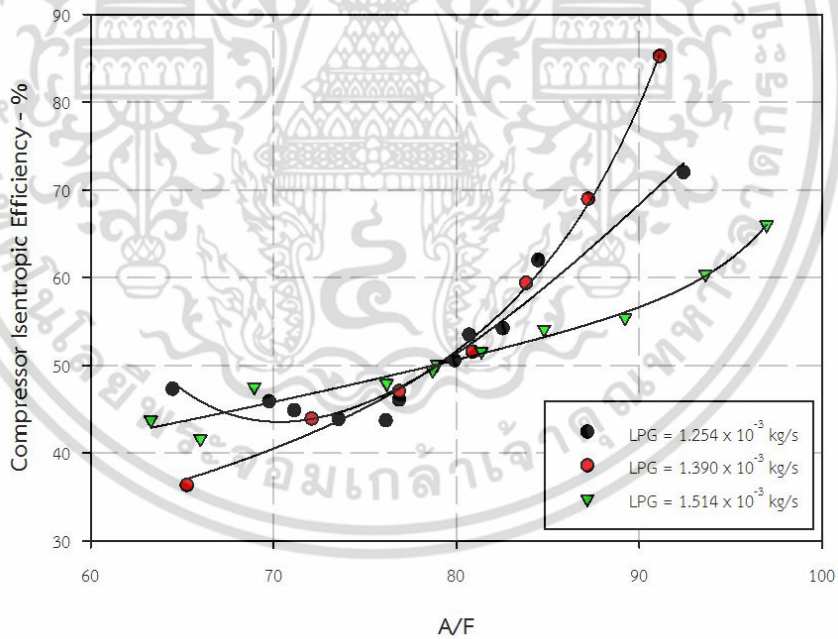
ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของคอมเพรสเซอร์ คือ กระบวนการอัดตัวแบบอะเดียบาติก เป็นกระบวนการย้อนกลับได้ ในทางอุดมคติไม่เกิดความเสียหายในระบบ โดยมีค่าเอนโทรปีคงที่ คือ ไม่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศในขั้นตอนการอัดสู่สภาวะแวดล้อมโดยรอบ

จากการทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซได้นำข้อมูลค่าตัวแปรต่างๆ มาวิเคราะห์สมรรถนะของคอมเพรสเซอร์ โดยนำข้อมูลที่ได้มาคำนวณหาประสิทธิภาพไอเซนทรอปิก แล้วนำมาพล็อตกราฟเพื่อให้ง่ายต่อการวิเคราะห์สมรรถนะของคอมเพรสเซอร์ โดยผลที่ได้นำมาวิเคราะห์นี้ได้ควบคุมอัตราการจ่ายเชื้อเพลิงแอลพีจีให้คงที่ ซึ่งแบ่งออกเป็น 3 สภาวะ ได้แก่ อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงที่อัตราการไหลแอลพีจีเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s,  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s และ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s และในแต่ละการทดสอบได้ทำการเบรกเพื่อเพิ่มภาระแก่เครื่องยนต์ ส่งผลให้รอบของเครื่องยนต์ลดลงตามแรงเบรกที่เพิ่มขึ้น รอบของเครื่องยนต์ในการทดสอบอยู่ในช่วง 18,700 – 32,450 รอบต่อนาที และการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงอยู่ในช่วง 63.28 – 96.96

จากรูปที่ 6.9 แสดงประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของคอมเพรสเซอร์ จากกราฟจะเห็นได้ว่าที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงทั้ง 3 อัตราการไหลเชื้อเพลิงในการทดสอบเครื่องยนต์พบว่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์กังหันก๊าซมีแนวโน้มลดลงตามรอบของเครื่องยนต์ที่ลดลงเนื่องจากการเบรก ซึ่งสอดคล้องกับอัตราส่วนความดันของคอมเพรสเซอร์ที่ลดลงเมื่อรอบของเครื่องยนต์ลดลงดังแสดงในรูปที่ 6.11 และรูปที่ 6.10 แสดงประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของคอมเพรสเซอร์ที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่างๆ

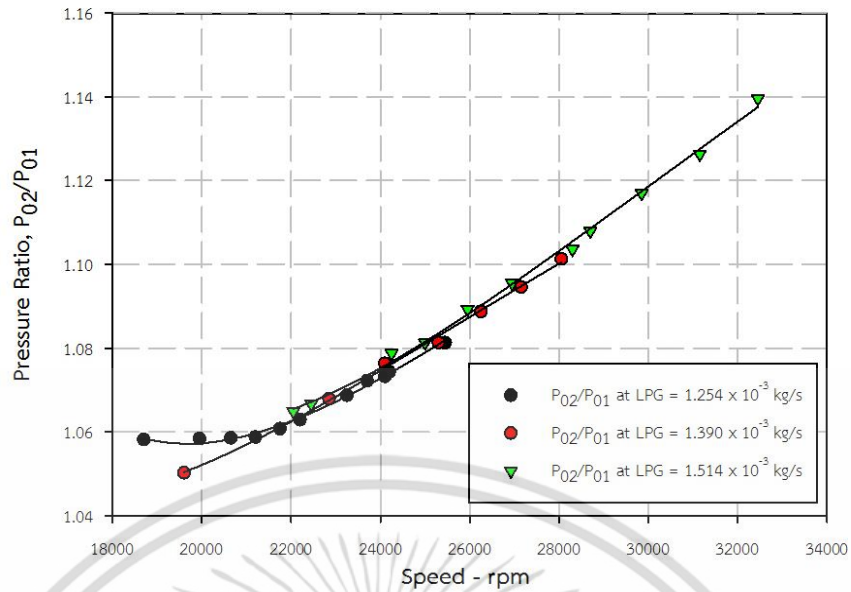


รูปที่ 6.9 ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์



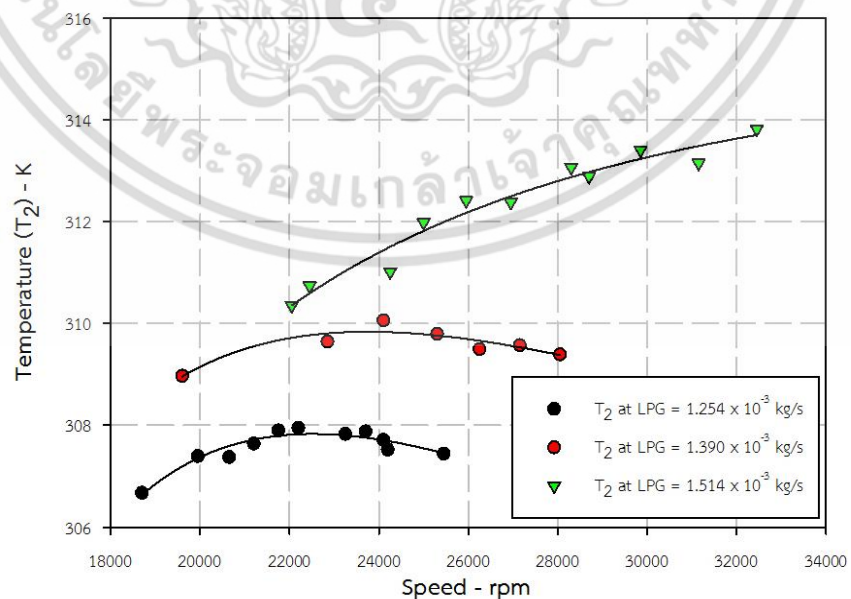
รูปที่ 6.10 ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.11 อัตราส่วนความดันของคอมเพรสเซอร์

จากรูปที่ 6.9 ได้เลือกช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ที่มีรอบใกล้เคียงกันมาวิเคราะห์ร่วมกันเพื่อดูแนวโน้มที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่รอบการทำงานของเครื่องยนต์ 25,000 รอบต่อนาที ณ จุดนี้พบว่าที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$  มีประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของคอมเพรสเซอร์สูงกว่าที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.390 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$  และ  $1.514 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$  ตามลำดับ หากพิจารณาเทอมของอัตราส่วนความดันของคอมเพรสเซอร์พบว่ามีค่าใกล้เคียงกันดังในรูปที่ 6.11 ซึ่งแนวโน้มนี้ก็สมเหตุผลเพราะว่ารอบการทำงานของเครื่องยนต์ใกล้เคียงกัน หากแต่ความแตกต่างอยู่ที่อุณหภูมิทางออกของคอมเพรสเซอร์ ดังแสดงในรูปที่ 6.12



รูปที่ 6.12 อุณหภูมิทางออกของคอมเพรสเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ภายในเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

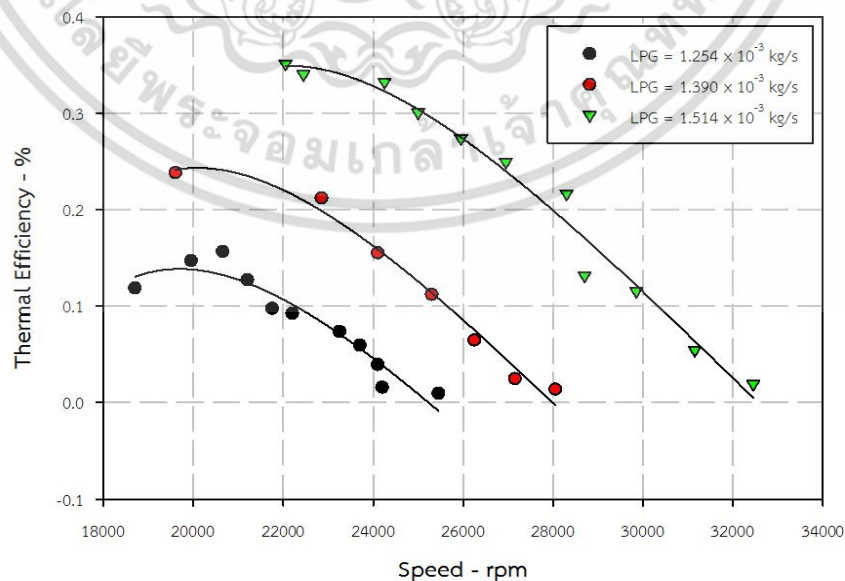
จากรูปที่ 6.12 พบว่าที่รอบของเครื่องยนต์ 25,000 รอบต่อนาที อุณหภูมิทางออกของคอมเพรสเซอร์ ณ จุดนี้จะต่างกัน โดยที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s มีอุณหภูมิสูงกว่าที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s และ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s ตามลำดับ ซึ่งวิเคราะห์ได้ว่าแนวโน้มจากอุณหภูมิทางออกของคอมเพรสเซอร์เป็นตัวแปรที่ส่งผลให้ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s ต่ำกว่าที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s และ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s และเป็นแนวโน้มเดียวกันตลอดตั้งแต่ที่รอบของเครื่องยนต์ 24,000 rpm เป็นต้นไป

## 6.6 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ ได้นำข้อมูลกำลังงานกลที่คำนวณได้จากแรงบิดของเครื่องยนต์หารด้วยอัตราการถ่ายโอนความร้อนเข้าสู่ระบบ ดังแสดงในสมการที่ 6.3 อัตราการถ่ายโอนความร้อนก็คือผลต่างของเอนทัลปีที่เพิ่มขึ้นของมวลก๊าซร้อน ซึ่งได้รับพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ของห้องเผาไหม้ อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นเป็นผลที่ทำให้เกิดการเพิ่มขึ้นของเอนทัลปี

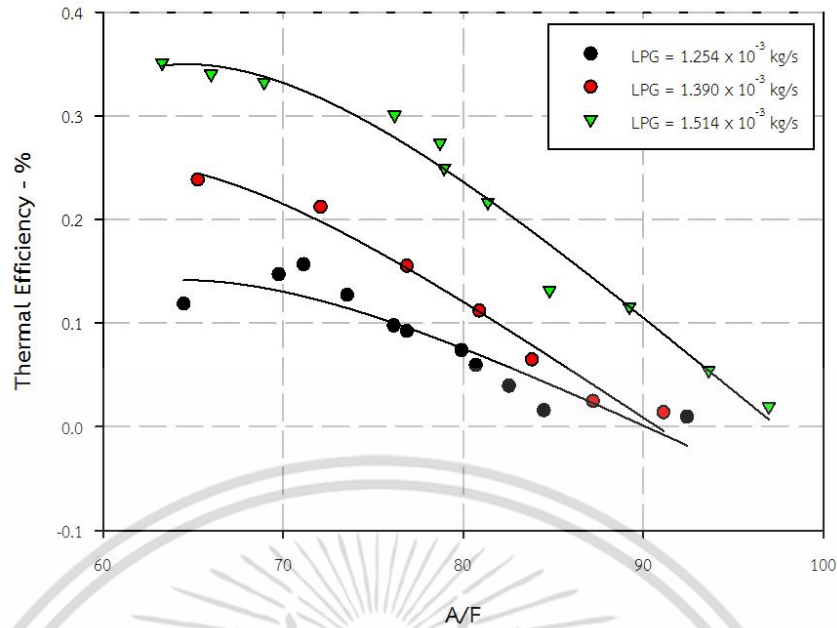
$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{Q}_{in}} \quad (6.3)$$

ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์กังหันก๊าซดังแสดงในรูปที่ 6.13 เป็นผลจากการเก็บผลการทดสอบ โดยการควบคุมอัตราการจ่ายเชื้อเพลิงให้คงที่ 3 สภาวะการทดสอบ ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s,  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s และ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s และมีการเพิ่มภาระให้แก่ระบบด้วยการเบรก เพื่อเก็บผลการทดสอบมาคำนวณหาแรงบิดของระบบเครื่องยนต์กังหันก๊าซ และรูปที่ 6.14 แสดงประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของคอมเพรสเซอร์ที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่างๆ



รูปที่ 6.13 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.14 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของคอมเพรสเซอร์ที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงต่างๆ

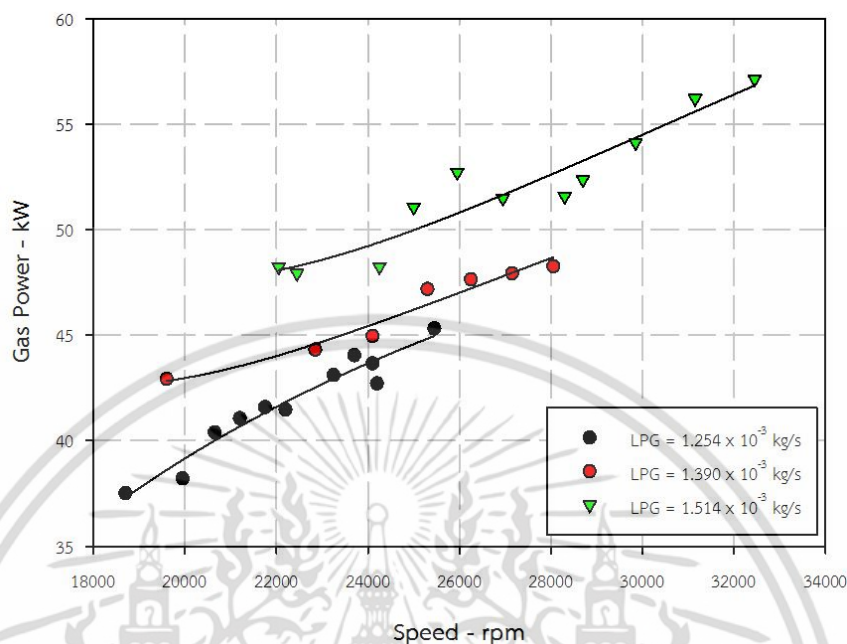
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์กังหันก๊าซมีแนวโน้มสูงขึ้น จนถึงจุดๆ หนึ่งก็มีแนวโน้มที่ลดลง การแปรเปลี่ยนประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบอยู่ในช่วง 0.0099 - 0.1601%, 0.0142 - 0.2440% และ 0.0197 - 0.3594% ตามลำดับ ในช่วงความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 18700 - 25,450 rpm, 19600 - 28050 rpm และ 22050 - 32450 rpm ตามลำดับ และการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงในช่วง 64.4 - 92.5, 65.26 - 91.12 และ 63.28 - 96.96 ตามลำดับ

จากรูปที่ 6.10 พบว่าค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนอยู่ในระดับที่ต่ำมาก ซึ่งสามารถวิเคราะห์ได้ว่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์กังหันก๊าซนั้นขึ้นอยู่กับว่าเครื่องยนต์สามารถดึงเอาพลังงานในก๊าซร้อนเพื่อเปลี่ยนเป็นกำลังงานทางกลได้มากหรือน้อย ซึ่งส่งผลโดยตรงต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ แสดงว่าเครื่องยนต์กังหันก๊าซในงานวิจัยนี้ระบบของเครื่องยนต์ดึงกำลังงานในก๊าซร้อนมาเปลี่ยนรูปเป็นกำลังงานทางกลได้น้อย ฉะนั้นกล่าวคือยังคงมีกำลังงานที่เหลือส่วนหนึ่งที่ถูกลอยทิ้งออกทางท่อไอเสียของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ

## 6.7 กำลังงานในก๊าซไอเสีย

ก๊าซร้อนที่ไหลออกจากเทอร์ไบน์หรือก๊าซไอเสียจะถูกปล่อยทิ้งออกสู่บรรยากาศภายนอก ซึ่งก๊าซไอเสียที่ปล่อยทิ้งนี้ยังคงมีกำลังงานในรูปของก๊าซร้อนอยู่ ดังนั้นงานวิจัยนี้เลยคำนวณหาพลังงานในก๊าซร้อน เพื่อดูความเป็นไปได้ในการนำกำลังงานในก๊าซร้อนไปใช้ในการขับเคลื่อนกังหันที่เปลี่ยนรูปกำลังงานแก๊สร้อนเป็นกำลังงานเพลลา จากรูปที่ 6.15 พบว่าทั้ง 3 สถานะการทดสอบเครื่องยนต์ที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s,  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s และ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s มีแนวโน้มเดียวกัน คือกำลังงานในก๊าซไอเสียมีค่าสูงที่รอบการทำงานของเครื่องยนต์สูง และจะลดลงเมื่อรอบของเครื่องยนต์ต่ำลง ที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s กำลังงานในก๊าซไอเสียอยู่ในช่วง 38.29 - 46.43 kW ที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s กำลังงานใน

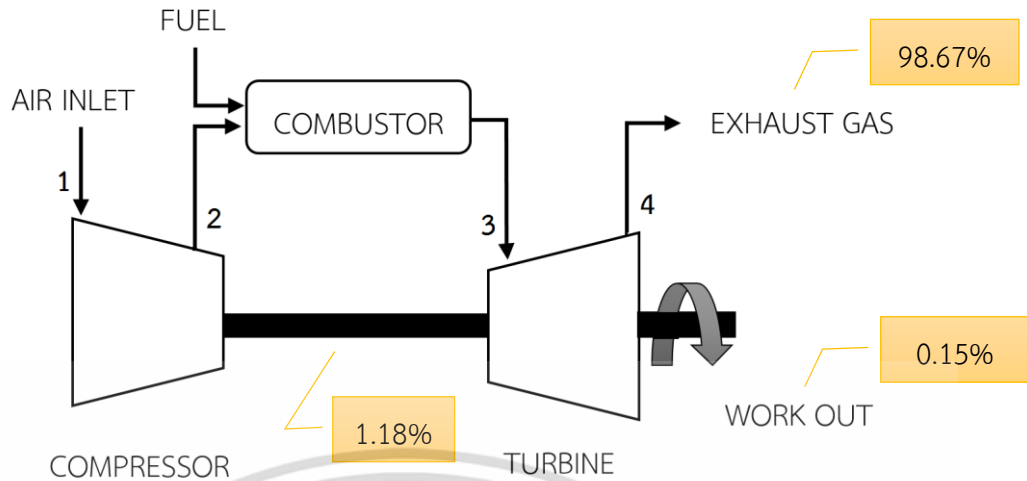
ก๊าซไอเสียอยู่ในช่วง 43.79 – 49.48 kW และที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s กำลังงานในก๊าซไอเสียอยู่ในช่วง 49.16 – 58.55 kW



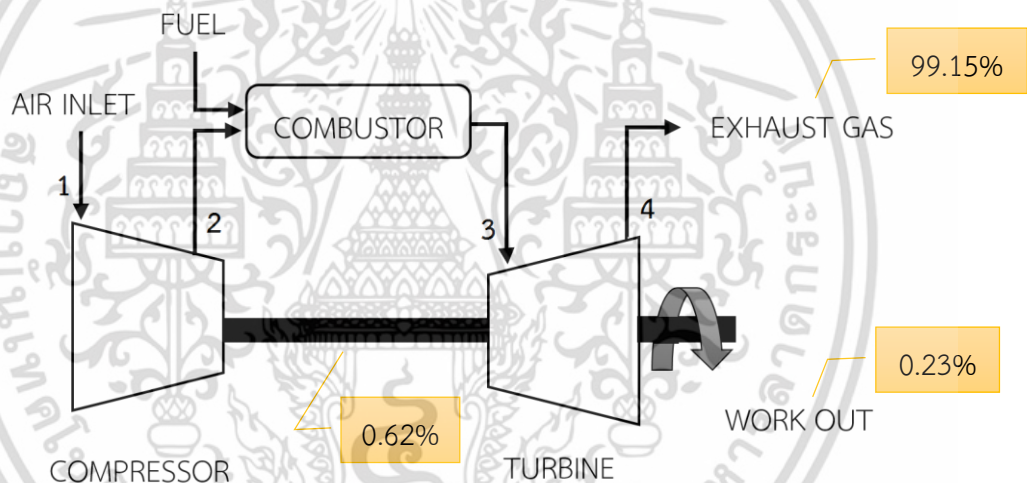
รูปที่ 6.15 กำลังงานในก๊าซไอเสีย

## 6.8 การสูญเสียกำลังงานภายในระบบ

การสูญเสียในระบบของเครื่องยนต์กังหันก๊าซเป็นสิ่งที่หลีกเลี่ยงได้ยาก ยิ่งระบบมีการสูญเสียมากในรูปของก๊าซไอเสียร้อน จะส่งผลให้สมรรถนะของเครื่องยนต์ลดลง นั่นคือหากสามารถลดการสูญเสียภายในระบบให้เกิดขึ้นน้อยที่สุดก็จะเป็นการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์อีกทางหนึ่ง โดยการสูญเสียที่เกิดขึ้นในระบบนั้นเกิดจาก 2 ส่วนด้วยกัน คือ การสูญเสียอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานจากการต้านการหมุนของแกนใบพัดเทอร์ไบน์ (Friction loss) [7] และการสูญเสียทางความร้อน (Heat loss) ซึ่งจากข้อมูลที่มีได้นำมาคำนวณเพื่อหาค่าของการสูญเสียในระบบ และได้นำผลการคำนวณมาเสนอ ดังแสดงในรูปที่ 6.16, 6.17 และ 6.18 โดยข้อมูลที่น่าเสนอประกอบด้วย กำลังงานที่ได้จากเพลาทอร์ไบน์ กำลังงานในก๊าซไอเสีย และการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน ในส่วนนี้ได้เลือกสภาวะการทดสอบที่ได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด ของแต่ละการทดสอบที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s,  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s และ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s

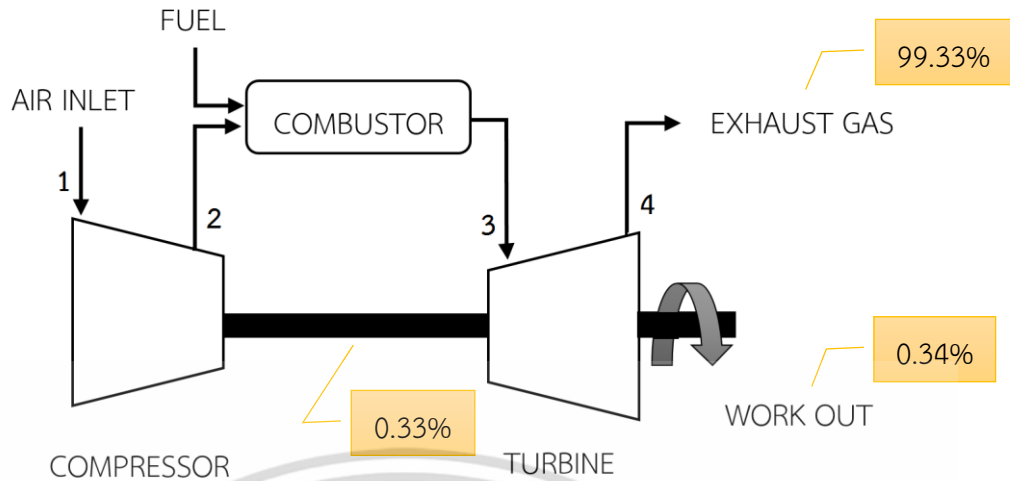


รูปที่ 6.16 อัตราจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s



รูปที่ 6.17 อัตราจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.18 อัตราจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s

จากแผนภูมิเห็นได้ว่าทั้ง 3 สภาวะการทดสอบที่ได้เลือกมาวิเคราะห์ แนวโน้มของข้อมูลเป็นในทิศทางเดียวกัน คือ กำลังงานที่ออกจากเครื่องยนต์ส่วนมากจะอยู่ในรูปของก๊าซไอเสียร้อน ส่วนที่เหลือก็จะเป็นกำลังงานจากเพลาทอร์ไบน์และกำลังงานที่สูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน จะเห็นได้ชัดว่ากำลังงานจากเพลาทอร์ไบน์ที่เครื่องยนต์สามารถสร้างได้นั้นน้อยมาก เมื่อเทียบกับกำลังงานในรูปของก๊าซไอเสีย การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน ที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s อยู่ในช่วง 0.37 – 0.73 kW ที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s อยู่ในช่วง 0.27 – 0.77 kW และที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s อยู่ในช่วง 0.16 – 1.14 kW

เห็นได้ชัดว่าเครื่องยนต์สามารถผลิตกำลังสุทธิได้ต่ำมาก เนื่องจากก๊าซร้อนที่ผลิตได้เปลี่ยนรูปเป็นกำลังงานทางกลได้น้อย และพลังงานที่เหลือก็จะถูกปล่อยทิ้งในรูปของก๊าซไอเสีย เป็นผลที่เกิดจากเครื่องยนต์สร้างอัตราส่วนการอัดได้ต่ำ เนื่องจากเทอร์โบชาร์จเจอร์ที่นำมาใช้จะสร้างอัตราส่วนการอัดที่สูงในย่านของรอบการทำงานสูง แต่ด้วยขีดจำกัดของการเดินเครื่องยนต์ที่ไม่สามารถเดินเครื่องยนต์ได้เกิน 35,000 rpm หากแก้ปัญหาตรงจุดนี้ได้ โดยที่สามารถเดินเครื่องยนต์ที่รอบสูงกว่า 35,000 rpm อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ก็จะสูงขึ้น ซึ่งเป็นแนวทางในการพัฒนาระยะต่อไป [1]

## บทที่ 7

### สรุปผลและข้อเสนอแนะ

เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กที่ได้พัฒนาขึ้น โดยการนำเทอร์โบชาร์จเจอร์ ยี่ห้อ Schwitzer รุ่น s400 มาประยุกต์ใช้กับเครื่องยนต์กังหันก๊าซ และสร้างชุดทดสอบแรงม้าเบรกเพื่อทดสอบหาสมรรถนะการทำงานของเครื่องยนต์ มีเงื่อนไขการทดสอบด้วยการควบคุมอัตราการจ่ายเชื้อเพลิงคงที่ที่ 3 สภาวะ การทดสอบ ได้แก่ อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s,  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s และ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s และกำหนดให้อุณหภูมิของก๊าซร้อนทางเข้าเทอร์โบไม่เกิน 1,200 K โดยสมรรถนะการทำงานของเครื่องยนต์กังหันก๊าซที่พัฒนาขึ้นสรุปได้ดังนี้

#### 7.1 สรุปสมรรถนะการทำงานของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

การทดสอบที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.254 \times 10^{-3}$  kg/s ในช่วงความเร็วรอบในการทดสอบอยู่ในช่วง 17,800 – 25,450 รอบต่อนาที การเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง 64.4 – 92.5 มีอัตราการแปรเปลี่ยนอัตราส่วนความดันของคอมเพรสเซอร์อยู่ในช่วง 1.058 - 1.081 มีอัตราการแปรเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศทางออกคอมเพรสเซอร์อยู่ในช่วง 0.0912 - 0.13 kg/s ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกสูงสุด 72.01% แรงบิดที่ได้จากเครื่องยนต์อยู่ในช่วง 0.0017 - 0.0297 N·m กำลังงานจากเพลาทอร์โบอยู่ในช่วง 0.0045 - 0.0641 kW มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด 0.119% กำลังงานในก๊าซไอเสียอยู่ในช่วง 37.52 - 45.31 kW การสูญเสียอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานจากการต้านการหมุนของแกนใบพัดเทอร์โบอยู่ในช่วง 0.37 – 0.73 kW

การทดสอบที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.390 \times 10^{-3}$  kg/s ในช่วงความเร็วรอบในการทดสอบอยู่ในช่วง 19,600 – 28,050 รอบต่อนาที การเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง 65.26 – 91.12 มีอัตราการแปรเปลี่ยนอัตราส่วนความดันของคอมเพรสเซอร์อยู่ในช่วง 1.050 - 1.101 มีอัตราการแปรเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศทางออกคอมเพรสเซอร์อยู่ในช่วง 0.101 - 0.143 kg/s ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกสูงสุด 85.23 % แรงบิดที่ได้จากเครื่องยนต์อยู่ในช่วง 0.0023 - 0.05 N·m กำลังงานจากเพลาทอร์โบอยู่ในช่วง 0.0068 - 0.1032 kW มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด 0.238% กำลังงานในก๊าซไอเสียอยู่ในช่วง 42.93 - 48.26 kW การสูญเสียอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานจากการต้านการหมุนของแกนใบพัดเทอร์โบอยู่ในช่วง 0.27 – 0.77 kW

การทดสอบที่อัตราการจ่ายเชื้อเพลิงเท่ากับ  $1.514 \times 10^{-3}$  kg/s ในช่วงความเร็วรอบในการทดสอบอยู่ในช่วง 22,050 – 32,450 รอบต่อนาที การเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง 63.28 – 96.96 มีอัตราการแปรเปลี่ยนอัตราส่วนความดันของคอมเพรสเซอร์อยู่ในช่วง 1.065 - 1.139 มีอัตราการแปรเปลี่ยนอัตราการไหลอากาศทางออกคอมเพรสเซอร์อยู่ในช่วง 0.108 - 0.166 kg/s ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกสูงสุด 65.89% แรงบิดที่ได้จากเครื่องยนต์อยู่ในช่วง 0.0033 - 0.0738 N·m กำลังงานจากเพลาทอร์โบอยู่ในช่วง 0.0113 - 0.1704 kW มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด 0.351% กำลังงานในก๊าซไอเสียอยู่ในช่วง 48.23 - 57.13 kW การสูญเสียอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานจากการต้านการหมุนของแกนใบพัดเทอร์โบอยู่ในช่วง 0.16 – 1.14 kW

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก สรุปได้ว่า เครื่องยนต์สามารถเดินเครื่องได้อย่างมีประสิทธิภาพและมีความมั่นคงตลอดของการทดสอบ และมีประสิทธิภาพสูงที่อัตราส่วนความดันสูง แต่พบว่กำลังงานกลจากเพลาทอร์ไบน์ที่เครื่องยนต์สามารถสร้างได้นั้นต่ำมากเมื่อเทียบกับกำลังที่อยู่ในรูปของก๊าซไอเสีย ซึ่งจุดนี้จะต้องมีการพัฒนาและปรับปรุงให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้น และลดกำลังการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานและการสูญเสียทางความร้อน เพื่อเป็นการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์

## 7.2 ข้อเสนอแนะ

7.2.1 ควรหาอุปกรณ์วัดอัตราการจ่ายเชื้อเพลิงที่แม่นยำและง่ายต่อการปรับอัตราการไหล เพื่อที่จะได้วิเคราะห์ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบได้แม่นยำยิ่งขึ้น

7.2.2 ควรปรับปรุงตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์วัดให้เหมาะสม โดยเฉพาะตำแหน่งการวัดอุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์และออกเทอร์ไบน์ เพราะอุปกรณ์วัดอาจจะโดนเปลวไฟและทำให้ค่าอุณหภูมิที่วัดได้นั้นคลาดเคลื่อนจากความเป็นจริง

7.2.3 เนื่องจากข้อจำกัดของชุดทดสอบวัดแรงม้าเบรก ที่ไม่สามารถสร้างแรงเบรกแล้วยังคงที่รอบการทำงานของเครื่องยนต์ในช่วงที่เครื่องยนต์มีรอบสูงนั้น ควรเพิ่มระยะของสปริงที่ให้แรงกดต่อเบรก เพื่อที่เบรกแล้วยังสามารถรักษารอบของเครื่องยนต์ให้คงที่ได้ ดังแสดงในรูปที่ 7.1



รูปที่ 7.1 ลักษณะของสปริงที่ใช้ในการเบรก

หากระยะยุบตัวของสปริงหมด เมื่อทำการปรับเพิ่มแรงเบรกจะส่งผลให้ระบบเบรกจะล็อกทำให้รอบของเครื่องยนต์ลดลงอย่างรวดเร็วจนหยุดทำงาน เพื่อให้ระบบเบรกรักษารอบการเบรกที่ดี ดังนั้นควรเพิ่มระยะของสปริงให้ยาวขึ้น

7.2.4 จากข้อ 7.2.3 อาจเปลี่ยนจากการใช้ระบบเบรกแบบจานเบรก เป็นเบรกไฟฟ้าแทน เพราะเบรกไฟฟ้าสามารถรักษารอบการเบรกได้คงที่กว่า และยังสามารถวัดงานทางไฟฟ้าได้อีกทางหนึ่ง

7.2.5 แนวทางการพัฒนาเครื่องยนต์โดยลด  $H_{Loss}$  และ  $H_{Exhaust}$  โดยการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ (Heat Recovery) เพื่อเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์ [9]

7.2.6 ปรับแต่งเครื่องยนต์เป็นแบบเพลอาอิสระ โดยการเพิ่มกังหันกำลังเพื่อสร้างกำลังงานทางกล เพราะจากผลการทดสอบเครื่องยนต์พบว่า ก๊าซร้อนที่ผลิตได้ถูกปล่อยทิ้งในรูปของก๊าซไอเสียเป็นจำนวนมาก การเพิ่มกังหันกำลังเพื่อนำก๊าซร้อนในส่วนนี้กลับมาใช้เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## เอกสารอ้างอิง

- [1] W. P. J. Visser. “Development of a 3 kW Microturbine for CHP Applications.” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.133, April 2011. pp.042301-1-8.
- [2] สัมพันธ์ ไชยเทพ. “พัฒนาต้นแบบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก.” การประชุมทางวิชาการของมหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ครั้งที่ 39 ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
- [3] A. Whitfield. “Design of radial turbomachines.” Longman Singapore Publishers, Inc. 1990.
- [4] Nageswara Rao Muktinutalapati. “Materials for Gas Turbines – An Overview.” [online]. Available: <http://www.intechopen.com/books/advances-in-gas-turbine-technology/materials-for-gas-turbines-an-overview>. 2011.
- [5] สุวิชัย กิจสำราญกุล. “การศึกษาผลกระทบการผสมก่อนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์กังหันแก๊สต้นแบบ.” วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. 2556.
- [6] สราญศิริ วงศ์ศิริ. “การพัฒนาเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กแบบเพลากำลังอิสระ.” วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่. 2551.
- [7] Kyuho, S. “Development and performance measurement of micro-power pack using micro-gas turbine driven automotive alternators.” *Applied Energy*, 2013, 102 : 309 – 319
- [8] Deligant, M. “Experimental identification of turbocharger mechanical friction losses.” *Energy*, 2012, 39 : 388 – 394
- [9] Tine, S. 2008. “Optimal pressure drop ratio for micro recuperators in small sized gas turbines.” *Applied Thermal Engineering*. 28 : 2353 – 2359
- [10] Jun Su ,P. “Effect of the thermal insulation on generator and micro gas turbine system.” *Energy*, 2013, 59 : 581 – 589
- [11] Romier, A. 2004. “Small gas turbine technology.” *Applied Thermal*, 2004, 24 : 1709-1723.
- [12] Hoshino, A. “Development of a 30PS class small gas turbine and its power-up version. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*.” Vol. 111, April 1989. United States.
- [13] Purvis, C. “A Small Scale Biomass Fueled Gas Turbine Power Plant.” **Presented at 8th Biennial National Bioenergy Conference October 4-8 , 1998.** Madison WI. USA .
- [14] B777300ER. “The knowledge of the aircraft.”

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่เผยแพร่โดยทางเว็บไซต์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เพื่อใช้ในการศึกษาวิจัยและพัฒนาเท่านั้น ไม่ควรนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [15] ANSYS CFX Release 12.0. 2006. CFX-Solver Theory Guide.
- [16] THAIDRIVER. “ความรู้เรื่องเทอร์โบ.”  
[online]. Available: <http://automobile.mweb.co.th/technology/>. 2010.
- [17] นายบัญญัติ เรืองวงศ์. “การทดลองและการจำลองกังหันแก๊สแบบไหลเข้าในแนวรัศมีสำหรับเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็ก.” วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. 2556.
- [18] ไพศาล ปานดำ. “การออกแบบระบบควบคุมแบบป้อนกลับของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก.” วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. 2556.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ก  
ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 8  
The 8<sup>th</sup> Conference on Energy Network of Thailand; E-NETT 8



คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

พลังงานเพื่อนวัตกรรมสีเขียวเพื่ออนาคตอาเซียน  
Green Energy and Innovations for ASEAN's future



วันที่ 2-4 พฤษภาคม 2555 โรงแรมตักสิลา จังหวัดนครราชสีมา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



การจำลองการไหลภายในช่องการไหลของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงของ  
เครื่องยนต์กังหันแก๊สต้นแบบขนาดเล็ก

**SIMULATION IN FLOW PASSAGE OF CENTRIFUGAL OF A SMALL GAS TURBINE**

ธีระศักดิ์ จินประชา<sup>1</sup>, จารุวัตร เจริญสุข<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup> สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

\* ติดต่อ: โทรศัพท์: 023 264 197, โทรสาร: 023 264 198 E-mail: [kcjaruw@kmitl.ac.th](mailto:kcjaruw@kmitl.ac.th)

**บทคัดย่อ**

เนื้อหาในบทความนี้ได้กล่าวถึงความก้าวหน้าของการดำเนินการวิจัยทางด้านสมรรถนะการทำงานของคอมเพรสเซอร์ในส่วนของ การจำลองด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ กิจกรรมประกอบด้วย การสร้างแบบจำลอง 3 มิติแบบ Parasolids ของคอมเพรสเซอร์และช่องการไหลรูปหอยโข่งจากการวัดขนาดจริง ทำการสร้างโดเมนการไหลของของไหลและกำหนดลักษณะของกริดที่ใช้ในการจำลอง โดยใช้กริดชนิด Tetrahedral แบบจำลองการไหลปั่นป่วนชนิด k-epsilon shear stress transport กำหนดเงื่อนไขการทำงานของกังหันเทอร์โบที่ความดันทางออกของคอมเพรสเซอร์เท่ากับ 1.05 atm ที่ความเร็วรอบ 20,000 รอบ/นาที โดยทำการตรวจสอบการกระจายความดันความเร็ว ผลการจำลองพบว่าขนาดของกริดบริเวณขอบนำของใบพัดมีผลอย่างมากต่อผลการจำลอง ทำให้เกิดปัญหาของการลู่เข้าหาคำตอบ อีกทั้งความดันที่กำหนดมีค่าสูงกว่าค่าที่ใบพัดคอมเพรสเซอร์สามารถจ่ายได้ทางทฤษฎี จึงสังเกตเห็นการไหลย้อนกลับที่บริเวณเหนือ Splitter blade ในอนาคตจะได้ทำการสร้าง Mesh ในบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงการไหลสูงให้มีความละเอียดสูงขึ้นและนำค่าที่ได้จากการทดลองจริงมาเป็นเงื่อนไขในการจำลองเพื่อวิเคราะห์อิทธิพลของช่องการไหลรูปหอยโข่งต่อไป

**คำหลัก:** คอมเพรสเซอร์, เครื่องยนต์กังหันแก๊ส, การจำลอง

**Abstract**

The content of this seminar explains the progress of a research on compressor performance analysis especially on computer simulation technique. It involves the construction of 3 dimensional parasolids model of compressor and the volute air passage taken from the measurement. The fluid domain and computational mesh is generated with tetrahedral elements. Turbulent model, k-epsilon shear stress transport is introduced for turbulence. The operating condition is 1.05 atm at 20,000 rpm. The distributions of pressure and velocity are investigated. It is found that the mesh size at the leading edge of the blade plays an important role on convergence. Therefore, the recirculation is observed at the splitter vane. Future work will involve experimental data and the interaction with volute flow channel.

**Keywords:** compressor, gas turbine engine, simulation

ENETT8-AP71

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษา<sup>1/8</sup>นั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## 1. บทนำ

เครื่องยนต์กังหันก๊าซเป็นเทคโนโลยีการแปรรูปพลังงานจากเชื้อเพลิงเหลวหรือก๊าซให้กลายเป็นพลังงานกลชนิดหนึ่ง ซึ่งได้มีการนำมาใช้มากขึ้นในโรงงานผลิตไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วม เนื่องจากข้อได้เปรียบทางด้านประสิทธิภาพและการปลดปล่อยมลพิษที่ต่ำกว่าเทคโนโลยีการผลิตไฟฟ้าแบบเดิมเช่นในระบบเตาเผาไหม้ที่ใช้ร่วมกับหม้อต้มไอน้ำและกังหันไอน้ำเพียงอย่างเดียว

ด้วยเงื่อนไขทางด้านสังคมที่นำไปสู่กฎหมายเกี่ยวกับกิจการผลิตไฟฟ้า ทำให้การผลิตกระแสไฟฟ้าในโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่สำหรับประเทศไทยเป็นไปได้ยากขึ้น การผลิตกระแสไฟฟ้าในลักษณะที่เป็นโรงไฟฟ้าขนาดเล็กที่กระจายอยู่ตามแหล่งที่มีความต้องการกำลังไฟฟ้า และใกล้กับแหล่งวัตถุดิบที่นำมาแปรรูปเป็นเชื้อเพลิง เช่น ก๊าซสังเคราะห์จากวัสดุทางการเกษตร ก๊าซชีวภาพจึงเป็นทางเลือกที่น่าจะมีความเติบโตได้ เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กได้มีการพัฒนาขึ้นในต่างประเทศจนกระทั่งมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนใกล้เคียงกับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดใหญ่ และด้วยเทคนิคในการนำเอาความร้อนเหลือทิ้งจากไอเสียกลับมาใช้ในการอุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีมากขึ้นถึง 29 เปอร์เซ็นต์

ประเทศไทยมีศักยภาพที่โดดเด่น ในแง่ของการใช้เชื้อเพลิงที่ผลิตได้ในประเทศ เช่น ก๊าซธรรมชาติ ก๊าซชีวภาพ ก๊าซสังเคราะห์จากชีวมวลซึ่งเครื่องยนต์กังหันก๊าซจะได้เปรียบกว่าเครื่องยนต์ชนิดลูกสูบ เนื่องจากสามารถปรับแต่งให้ใช้กับเชื้อเพลิงต่างชนิดได้ง่ายกว่า ด้วยเหตุที่ว่าห้องเผาไหม้เป็นแบบปริมาตรคงที่

ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์กังหันก๊าซนั้นขึ้นอยู่กับส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์ซึ่งมี 3 ส่วน ได้แก่ คอมเพรสเซอร์, ห้องเผาไหม้, กังหัน เพื่อให้ระบบได้เงื่อนไขสภาวะการใช้งานที่เหมาะสม และมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูง จึงต้องมีการวิเคราะห์ลักษณะการทำงานโดยรวมของระบบโดยใช้

การวิเคราะห์แบบจำลองทางวัฏจักรเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งจะทำให้เราสามารถวิเคราะห์ถึงผลกระทบของค่าตัวแปร และค่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์ย่อย (คอมเพรสเซอร์, ห้องเผาไหม้, กังหัน) ที่มีต่อประสิทธิภาพโดยรวมของระบบได้ การวิเคราะห์แบบจำลองทางวัฏจักรเทอร์โมไดนามิกส์ จะใช้ในการกำหนดค่าตัวแปรที่มีผลต่อของอุปกรณ์ย่อยเพื่อเป็นเป้าหมายในการออกแบบ[1]

ปริมาณการเกิดเอนโทรปี คือ ปริมาณที่พลังงานในส่วนของความดันและพลังงานจลน์ได้เปลี่ยนรูปไปเป็นพลังงานความร้อนภายในเนื้อของไหลจากการเสียดสีกันภายในของไหลระหว่างการไหล หรือที่นิยมเรียกว่า dissipation ซึ่งปริมาณการเกิดเอนโทรปีในแต่ละตำแหน่งจะขึ้นอยู่กับลักษณะการไหล (flow structure) ภายในช่องทางการไหลของคอมเพรสเซอร์นั้นๆ การออกแบบคอมเพรสเซอร์ให้สามารถทำงานในย่านที่กำหนดไว้ได้และมีประสิทธิภาพสูงนั้นผู้ออกแบบจะต้องมีความเข้าใจ และสามารถวิเคราะห์กายภาพของสนามการไหลได้ ซึ่งลักษณะสนามการไหลภายในช่องทางการไหลนั้นเป็นผลจากปัจจัยหลายอย่างด้วยกัน

## 2. การจำลองการไหลของคอมเพรสเซอร์ ด้วยวิธีเชิงตัวเลขและสมการที่เกี่ยวข้อง

### 2.1 สมการอนุรักษ์มวลและโมเมนตัม

เมื่อพิจารณาการถ่ายเทโมเมนตัมและการถ่ายเทมวลแบบสามมิติ (3-D Reynolds averaged compressible Navier-Stokes equations) การถ่ายเทโมเมนตัมจากส่วนของการไหลแบบปั่นป่วนจะถูกจำลองโดยใช้แบบจำลอง  $k-\varepsilon$  ในการคำนวณค่าความหนืดเทอร์บีวเลนต์ สมการการถ่ายเทมวลโมเมนตัมสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] \quad (2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น มิอนุญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ENETT8-AP71

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เมื่อ  $\rho$  คือความหนาแน่น ( $\text{kg/m}^3$ ),  $u$  คือความเร็ว ( $\text{m/s}$ ),  $p$  คือ ความดัน (Pa),  $k$  คือพลังงานจลน์แบบเทอร์บิวเลนซ์ ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ),  $\mu$  คือ ความหนืดไดนามิก ( $\text{kg/m}\cdot\text{s}$ ),  $\mu_t$  ความหนืดแบบเทอร์บิวเลนซ์ ( $\text{kg/m}\cdot\text{s}$ ) อักษรตัวห้อย  $i, j$ , และ  $l$  คือ ทิศทาง ( $x, y, z$ )  $\delta_{ij}$  เป็น 1 เมื่อ  $i = j$  หรือเมื่อ  $i$  ไม่เท่ากับ  $j$  ให้เป็น 0 สมการอนุกรมสำหรับพลังงานจลน์แบบเทอร์บิวเลนซ์  $k$  และอัตราส่วนการสูญเสีย  $\varepsilon$  ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ) แสดงสมการดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

เมื่อ  $\sigma_k$  และ  $\sigma_\varepsilon$  คือค่า  $k-\varepsilon$  turbulence model ให้เป็นค่าคงที่เท่ากับ 1.0 กับ 1.3 ตามลำดับ  $\rho_k$  ( $\text{kg/m}\cdot\text{s}^3$ ) แสดงให้เห็น อัตราการก่อกำเนิดพลังงานจลน์เทอร์บิวเลนซ์เนื่องจากเกเดียนความเร็วเฉลี่ย

$$P_k = \left[ \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + 3 \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \right] \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (5)$$

เมื่อ  $\gamma$  และ  $R$  คืออัตราส่วนความร้อนจำเพาะและแก๊สคงที่ของอากาศ ( $\text{J/kg}\cdot\text{K}$ ),  $T$  คือ อุณหภูมิ (K) ค่าความหนืดได้เท่ากับ ค่าความหนืดเทอร์บิวเลนซ์มีค่าขึ้นอยู่กับค่า  $K$  และ Epsilon เขียนได้ดังนี้

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

กำหนดค่าคงที่  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$  และ  $C_\mu$  เท่ากับ 1.44, 1.92 และ 0.09

## 2.2. สมการอนุกรมพลังงาน

$$\nabla \cdot (\rho u h_{total}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (u \cdot \tau) \quad (7)$$

เมื่อ  $h_{total}$  คือเอนทาลปีรวม ( $\text{J/kg}$ ), และค่าการนำความร้อน,  $\lambda$  ( $\text{W/m}\cdot\text{K}$ ),  $(u \cdot \tau)$  คือเทอม viscous work

$$(\tau_{ij}) = \left( \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right) \quad (8)$$

## 3. การดำเนินงานวิจัย

การศึกษาวิจัยในครั้งนี้ได้ใช้ Turbo ยี่ห้อ Schwitzer s400 ดังแสดงดังรูปที่ 1

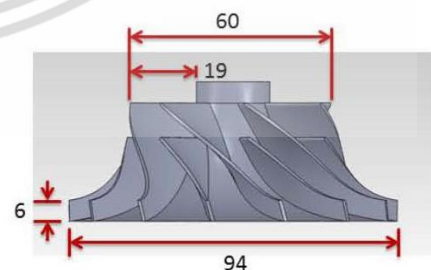
ตารางที่ 1 ข้อกำหนดลักษณะคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง

รายละเอียด	ขนาด (mm)
เส้นผ่านศูนย์กลางทางเข้าใบพัด	60
เส้นผ่านศูนย์กลางทางออกใบพัด	94
ความกว้างช่องทางเข้าใบพัด	19
ความกว้างช่องทางออกใบพัด	6
จำนวนใบพัด	7/7
Tip clearance[3]	1

กำหนดความเร็วรอบที่ 20000, 25000, 30000, 35000, 40000 rpm ตามลำดับ ลักษณะของใบพัดที่ใช้แสดงดังรูปที่ 2



รูปที่ 1 Turbo ยี่ห้อ Schwitzer s400



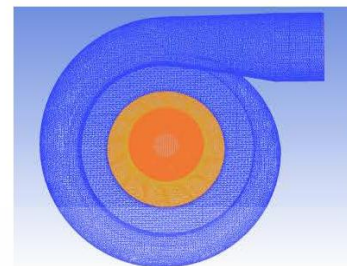
รูปที่ 2 ลักษณะรูปร่างของใบพัด (หน่วย mm)

ENETT8-AP71



**3.1 การจำลองการไหลด้วยคอมพิวเตอร์**

ในงานวิจัยฉบับนี้ใช้โปรแกรม Ansys CFX Code [2] ซึ่งเป็นซอฟต์แวร์ที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในการจำลองการไหลภายในของ Turbo Machine เพื่อการศึกษาการไหลแบบ 3-D RANS โดยจะใช้แบบจำลองการปั่นป่วน SST และระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม (Finite Volume) เพื่อแก้ระบบสมการควบคุมที่ได้นำมาใช้ในการจำลองการไหลในช่วงของการออกแบบ[3-5] เพื่อความแม่นยำในการคำนวณและการให้รายละเอียดโครงสร้างของสนามการไหลภายในช่องว่างระหว่างใบพัด ตลอดจนการไหลบริเวณชั้นขีดผิวที่ติดตั้งนั้นจึงได้มีการสร้างเซลล์แบบ Tetrahedral ซึ่งมีจำนวนเซลล์เท่ากับ 1,273,512 เซลล์ ค่าของ Convergence Criteria ของ Residual ชนิด RMS ของสมการ Mass/Momentum และ Epsilon Equation ได้กำหนดไว้ที่  $1.0e-04$ [2] การจำลองในครั้งนี้ทำการจำลองในสภาวะ Steady

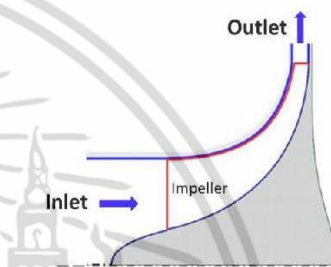


รูปที่ 3 ลักษณะรูปร่างเซลล์(mesh)

**3.2 เงื่อนไขขอบเขต (Boundary Conditions)**

เงื่อนไขขอบเขตสำหรับแบบจำลองการไหลที่ใช้ในการคำนวณพลศาสตร์ของไหลด้วยโปรแกรม ANSYS CFX มีการกำหนดลักษณะทางกายภาพที่สำคัญของแบบจำลองดังนี้

- การไหลของอากาศเป็นการไหลในสภาวะคงตัว ไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา (Steady Flow)
- การไหลเป็นแบบอัดตัวได้ (Compressible Flow)
- เงื่อนไขของทางเข้าเป็น Stat. Frame Total pressure โดยมีค่าเริ่มต้น 1 atm
- เงื่อนไขของทางออกเป็น Average Static Pressure
- ใบพัด (Impeller) กำหนดเป็น no slip, ไม่มีการสูญเสียความร้อน (adiabatic)
- เงื่อนไขของผนังเป็น Stationary Wall และ No-Slip Condition
- อุณหภูมิทางเข้า 39°C

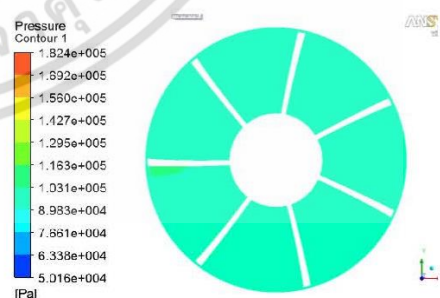


รูปที่ 4 แสดงเงื่อนไขขอบเขตการจำลอง

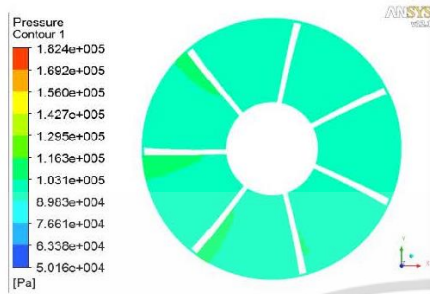
**4. ผลที่ได้และการวิเคราะห์ผล**

**4.1 การกระจายตัวของความดันบริเวณทางเข้าของใบคอมเพรสเซอร์ (ทิศทางการหมุนทวนเข็มนาฬิกา)**

จากการกระจายตัวของความดันที่ทางเข้าของใบคอมเพรสเซอร์ที่ความเร็วรอบต่างๆ นั้น ค่าของความดันเฉลี่ยมีค่าไม่ต่างกันมาก ซึ่งค่าของความดันเฉลี่ยจะเพิ่มขึ้นตามจำนวนรอบที่สูงขึ้นแสดงได้ดังรูปที่ 5-9

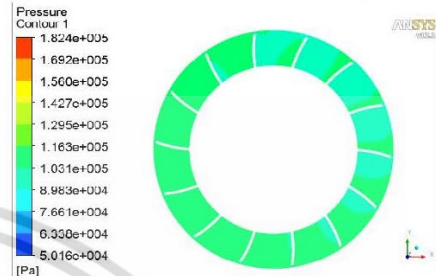


รูปที่ 5 ที่ความเร็วรอบ 20000 rpm

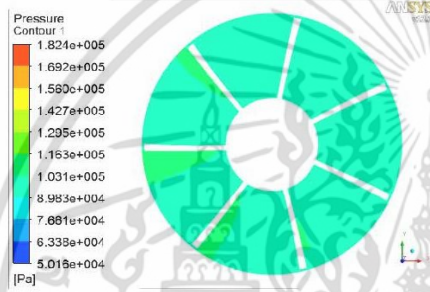


รูปที่ 6 ที่ความเร็วรอบ 25000 rpm

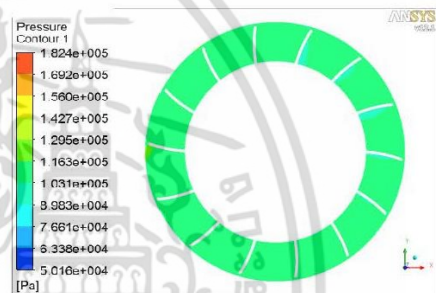
4.2 การกระจายตัวของความดันบริเวณทางออกของใบคอมเพรสเซอร์ (ทิศทางการหมุนทวนเข็มนาฬิกา)



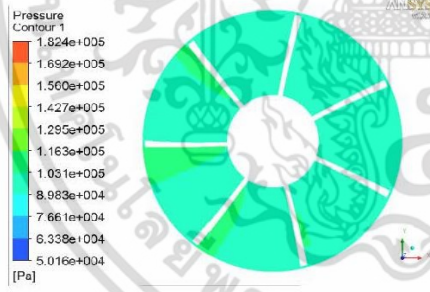
รูปที่ 10 ที่ความเร็วรอบ 20000 rpm



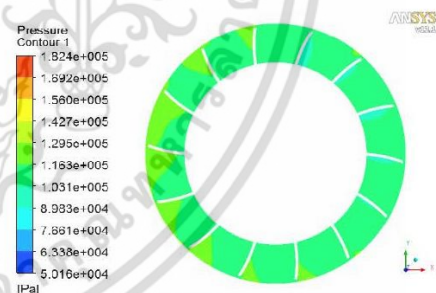
รูปที่ 7 ที่ความเร็วรอบ 30000 rpm



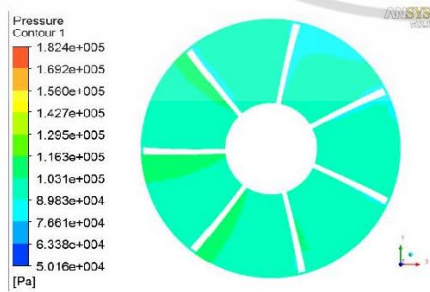
รูปที่ 11 ที่ความเร็วรอบ 25000 rpm



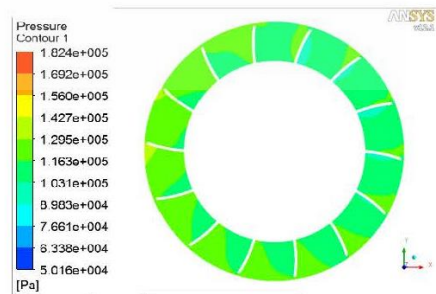
รูปที่ 8 ที่ความเร็วรอบ 35000 rpm



รูปที่ 12 ที่ความเร็วรอบ 30000 rpm

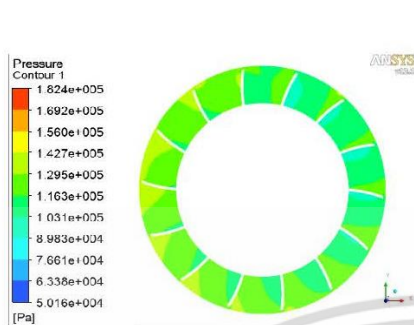


รูปที่ 9 ที่ความเร็วรอบ 40000 rpm

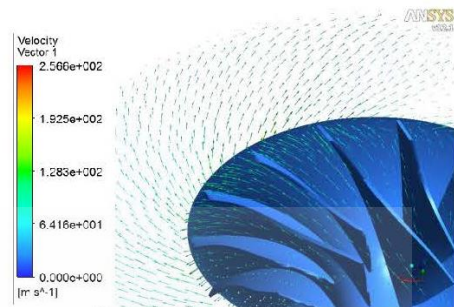


รูปที่ 13 ที่ความเร็วรอบ 35000 rpm

ENETT8-AP71



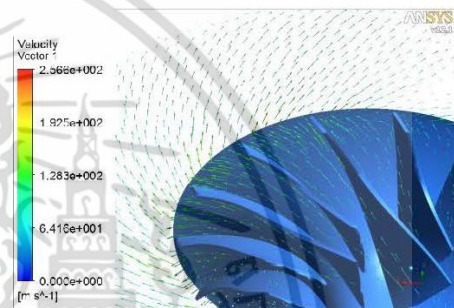
รูปที่ 14 ที่ความเร็วรอบ 40000 rpm



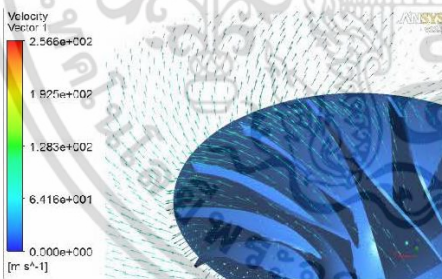
รูปที่ 17 ที่ความเร็วรอบ 30000 rpm

พิจารณการกระจายตัวของความดันบริเวณทางออกของใบคอมเพรสเซอร์พบว่าความเร็วรอบที่สูงขึ้นจะส่งผลให้ความดันบริเวณทางออกเพิ่มขึ้น แต่เมื่อสังเกตช่องการไหลที่ผ่านใบคอมเพรสเซอร์แต่ละใบนั้นความดันจะมีการกระจายตัวที่ไม่สม่ำเสมอ ซึ่งทั้งนี้อาจจะมีผลมาจาก Volute ของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งแสดงได้ดังรูปที่ 10-14

**4.3 เวกเตอร์ความเร็วในช่องการไหลบริเวณใบและออกจากใบคอมเพรสเซอร์**



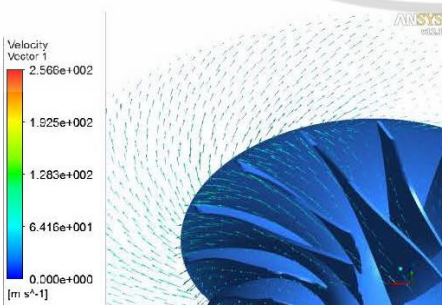
รูปที่ 18 ที่ความเร็วรอบ 35000 rpm



รูปที่ 15 ที่ความเร็วรอบ 20000 rpm



รูปที่ 19 ที่ความเร็วรอบ 40000 rpm

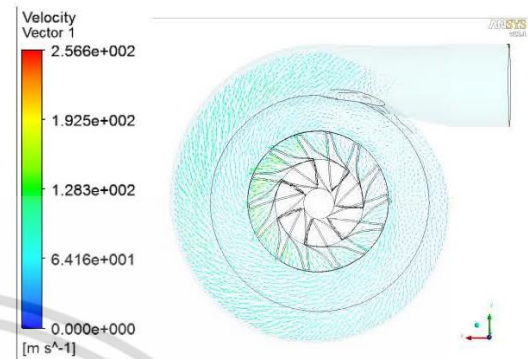
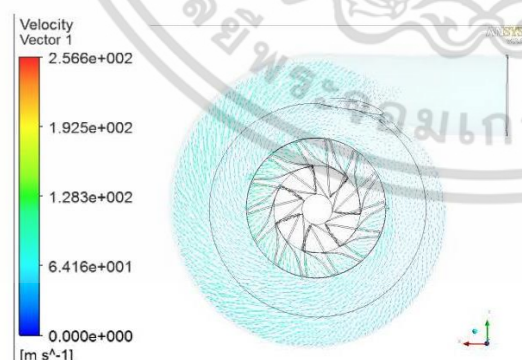
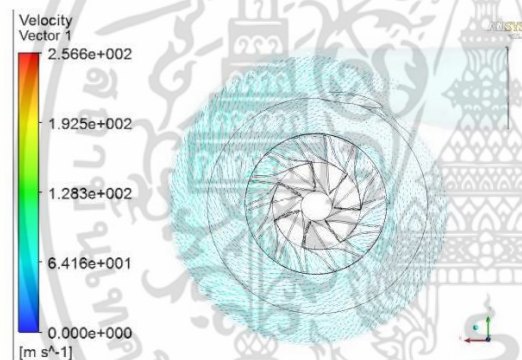
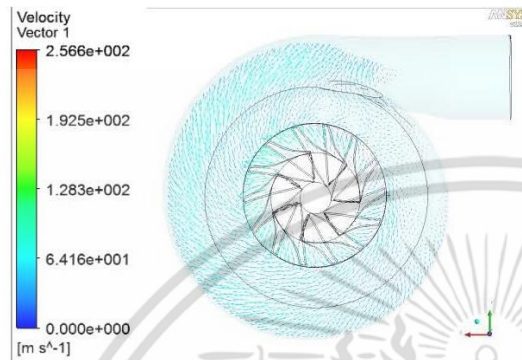


รูปที่ 16 ที่ความเร็วรอบ 25000 rpm

การกระจายตัวของเวกเตอร์ความเร็วในช่องการไหลและออกจากใบคอมเพรสเซอร์ ความเร็วทางออกของใบคอมเพรสเซอร์จะมีความเร็วต่ำกว่าความเร็วทางเข้าใบคอมเพรสเซอร์ และเมื่อรอบที่สูงขึ้นการกระจายตัวของความเร็วตรงทางออกของใบคอมเพรสเซอร์ก็จะสูงขึ้นซึ่งแสดงได้ดังรูปที่ 15-19



#### 4.4 เวกเตอร์ความเร็วในช่องการไหลของ Volute ของคอมเพรสเซอร์



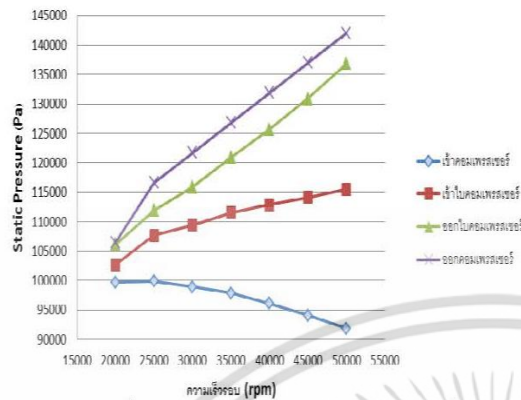
รูปที่ 23 ที่ความเร็วรอบ 35000 rpm

รูปที่ 24 ที่ความเร็วรอบ 40000 rpm

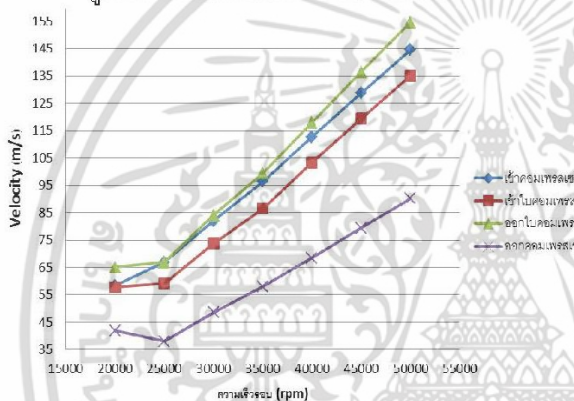
จากการพิจารณาการกระจายตัวของเวกเตอร์ความเร็วภายในช่องการไหลของ Volute นั้น จะสังเกตเห็นลักษณะของการไหลหมุนวนที่บริเวณรอยต่อส่วนที่เล็กที่สุดของ Volute กับทางออก ซึ่งจะไม่ส่งผลดีต่อประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ซึ่งแสดงได้ดังรูปที่ 20-24

#### 4.5 ความดันและเวกเตอร์ความเร็ว

ค่าของความดันและเวกเตอร์ความเร็วที่บริเวณทางเข้าของคอมเพรสเซอร์, ทางเข้าของใบคอมเพรสเซอร์, ทางออกของใบคอมเพรสเซอร์, ทางออกของคอมเพรสเซอร์ ตามลำดับ ซึ่งมีข้อมูลแสดงดังรูปที่



รูปที่ 25 ความดันของคอมเพรสเซอร์



รูปที่ 26 เวกเตอร์ความเร็วที่ของคอมเพรสเซอร์

## 5. สรุป

จากผลการจำลองภายในช่องการไหลของคอมเพรสเซอร์ที่มี Volute พบว่าเวกเตอร์ความเร็วภายใน Volute มีการหมุนวน อันเนื่องมาจากเกิดการปะทะกับขอบที่ตรงบริเวณก่อนทางออก ซึ่งมีผลทำให้ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ลดลง จึงสรุปได้ว่า Volute นี้ไม่เหมาะสมกับคอมเพรสเซอร์ของเครื่องยนต์กังหันแก๊สต้นแบบนี้ และอิทธิพลของกริดมีผลกระทบอย่างมากต่อผลการเข้าสู่ค่าตอบ เนื่องจากขนาดของกริดที่ขอบนำของใบพัดคอมเพรสเซอร์มีความละเอียดของเมทไม่เหมาะสม ไม่สามารถแสดงรายละเอียดของการเปลี่ยนแปลงของความเร็วและความดันที่สูงบริเวณนั้นได้ ในอนาคตจะได้ทำการสร้าง Mesh ในบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงการไหลสูง ให้มีความละเอียดสูงขึ้นและนำค่าที่ได้จากการทดลอง

จริงมาเป็นเงื่อนไขในการจำลอง เพื่อวิเคราะห์อิทธิพลของช่องการไหลรูปหอยโข่งต่อไป

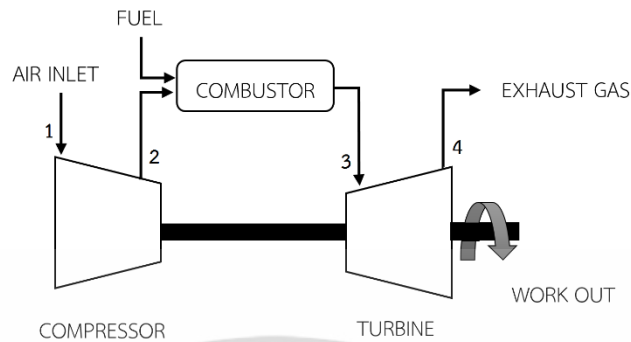
## 7. เอกสารอ้างอิง

- [1] กิตติภาส วศินารมณ และจากรัฐ เจริญสุข (2553). การออกแบบและวิเคราะห์สมรรถนะห้องเผาไหม้เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก ( 200 กิโลวัตต์), การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 24,20-22 ตุลาคม 2553 จังหวัดอุบลราชธานี.
- [2] ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 12.1, ANSYS Europe Ltd., 1996-2006.
- [3] Abraham Engeda, Yunbae Kim, Ronald Aungier, and G. Direnzi, (2003)“The Inlet Flow Structure of a Centrifugal Compressor Stage and Its Influence on the Compressor Performance”. Journal of Fluids Engineering Vol. 125 pp.779-785.
- [4] Duccio Bonaiuti, Andrea Arnone, Micro Ermini, and L. Baldassare, Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experiments Technique. <http://imail.cpf.co.th/cpfhp.nsf> Journal of Turbomachinery 128 (2006) 786-797.
- [5] Duccio Bonaiuti, and M. Zangeneh,(2009).“On the Coupling of Inverse Design and Optimization Techniques for the Multiobjective, Multipoint Design of Turbomachinery Blades”. Journal of Turbomachinery Vol.131



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## การคำนวณ



รูปที่ ข1 แผนภาพเครื่องยนต์กังหันก๊าซ

### กำลังงานและประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของคอมเพรสเซอร์

กำลังงานกลที่ใช้ในส่วนของคอมเพรสเซอร์สำหรับการอัดอากาศ ในทางทฤษฎีอนุमानว่าเป็นกระบวนการอัดตัวแบบอะเดียบาติกย้อนกลับได้ สามารถคำนวณหาได้จากสมการ

$$\dot{W}_{c,isen} = \dot{m}C_p T_{01} (r_p^{(k-1)/k} - 1) = 0.101 \times 1.005 \times 297.445 (1.05^{(1.4-1)/1.4} - 1)$$

$$\therefore \dot{W}_{c,isen} = 0.42 \text{ kW}$$

ในทางปฏิบัติที่เกิดขึ้นนั้นจะมีการสูญเสียอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานในเนื้อของของไหล กำลังงานกลที่ใช้ในส่วนของคอมเพรสเซอร์จะมากกว่าค่าที่คำนวณได้ทางทฤษฎี โดยสามารถหาได้จากสมการ

$$\dot{W}_c = \dot{m}c_p (T_{02} - T_{01}) = 0.101 \times 1.007 (308.971 - 297.445)$$

$$\dot{W}_c = 1.172 \text{ kW}$$

### ประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกของคอมเพรสเซอร์

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{c,isen}}{\dot{W}_c} = \frac{0.42}{1.172} \times 100 = 35.9\%$$

### อุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์

คำนวณหาค่าอุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์จากการสมดุลกำลังงานระหว่างคอมเพรสเซอร์กับเทอร์ไบน์ โดยยึดอุณหภูมิทางออกเทอร์ไบน์เป็นเกณฑ์ในการคำนวณย้อนกลับ และกำหนดให้  $\eta_m = 100\%$

$$\dot{W}_t = \dot{W}_c + \dot{W}_{sh}$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}c_p (T_{03,cal} - T_{04}) + \dot{W}_{sh}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่าลงไปในสมการ

$$\begin{aligned} T_{03,cat} &= \left( \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}c_p} + \dot{W}_{sh} \right) + T_{04} \\ &= \left( \frac{1.172}{(0.102 \times 1.112)} + 0.103 \right) + 702.081 \\ \therefore T_{03,cat} &= 713.44K \end{aligned}$$

เนื่องจากจุดที่วัดอุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์เป็นจุดที่มีการไหลปั่นป่วน และเปลวไฟจากห้องเผาไหม้สัมผัสกับจุดวัด หากนำค่าที่วัดได้จริงนั้นไปทำการคำนวณจะทำให้มีความคลาดเคลื่อนจนไม่สามารถวิเคราะห์ข้อมูลได้อย่างถูกต้อง ดังนั้นจึงนำค่าอุณหภูมิ  $T_{03,cat}$  เป็นค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ต่ำที่สุดที่สามารถวัดได้ ใช้ในการคำนวณประเมินสมรรถนะของเครื่องยนต์ยนต์

### ประสิทธิภาพเชิงความร้อนคำนวณจากวัฏจักรเบรตัน

ประสิทธิภาพเชิงความร้อน คือ อัตราส่วนของความร้อนที่ป้อนเข้าไปในระบบที่สามารถเปลี่ยนไปเป็นงานสุทธิ จะถูกใช้เป็นตัววัดประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{Q}_{in}} \\ &= \frac{\dot{m}c_p (T_{03} - T_{04}) - \dot{m}c_p (T_{02} - T_{01})_c}{\dot{m}c_p (T_{03} - T_{02})} \\ &= \frac{0.102 \times 1.112 (713.44 - 702.081) - 0.101 \times 1.006 (308.971 - 297.445)}{0.102 \times 1.051 (712.39 - 308.971)} \\ \therefore \eta_{th} &= 0.27\% \end{aligned}$$

### ประสิทธิภาพเชิงความร้อนคำนวณจากการทดลอง

ประสิทธิภาพเชิงความร้อน คือ อัตราส่วนของกำลังสุทธิที่ได้จากระบบต่ออัตราการให้พลังงานความร้อนเข้าสู่ระบบ กำลังสุทธิ เป็นกำลังงานกลที่ได้รับจากเพลลาของเทอร์ไบน์โดยที่ได้หักกำลังที่ต้องใช้ในส่วนของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งได้จากการทดสอบชุดวัดแรงม้าเบรก  
พลังงานความร้อนเข้าสู่ระบบ หาได้จากสมการ

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{in} &= \dot{m}c_p (T_{03,cat} - T_{02}) = \dot{m} (h_{03,cat} - h_{02}) \\ &= 0.102 (727.74 - 309.20) = 42.7kW \end{aligned}$$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อน หาได้จากสมการ

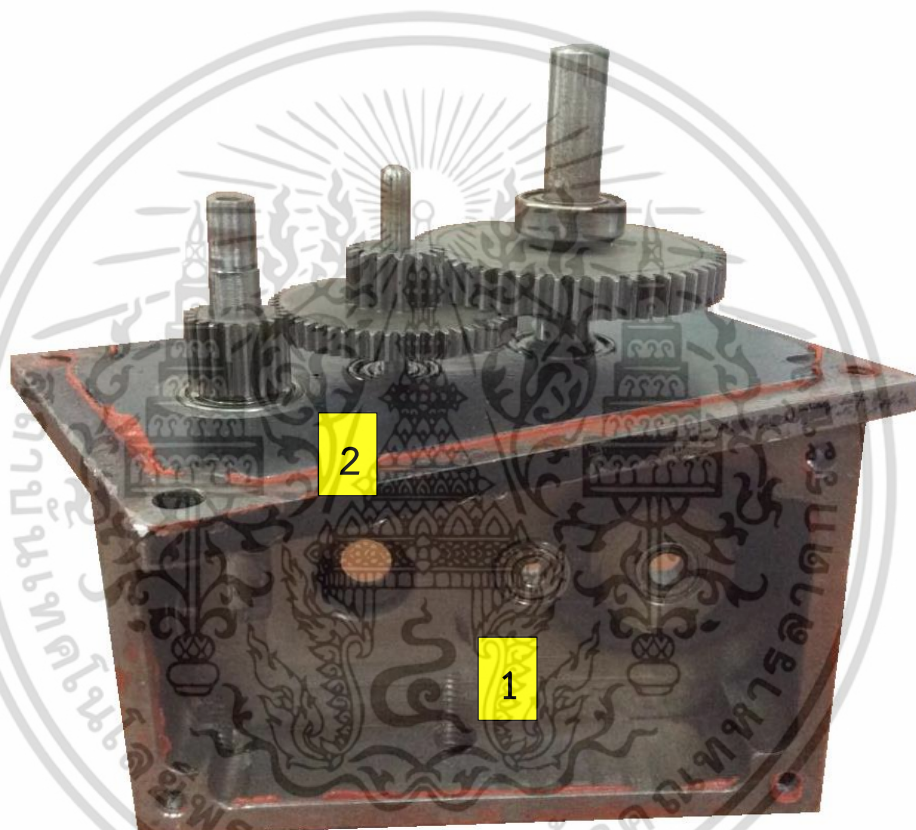
$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{Q}_c} = \frac{0.103}{42.7} \times 100 \\ \therefore \eta_{th} &= 0.24\% \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



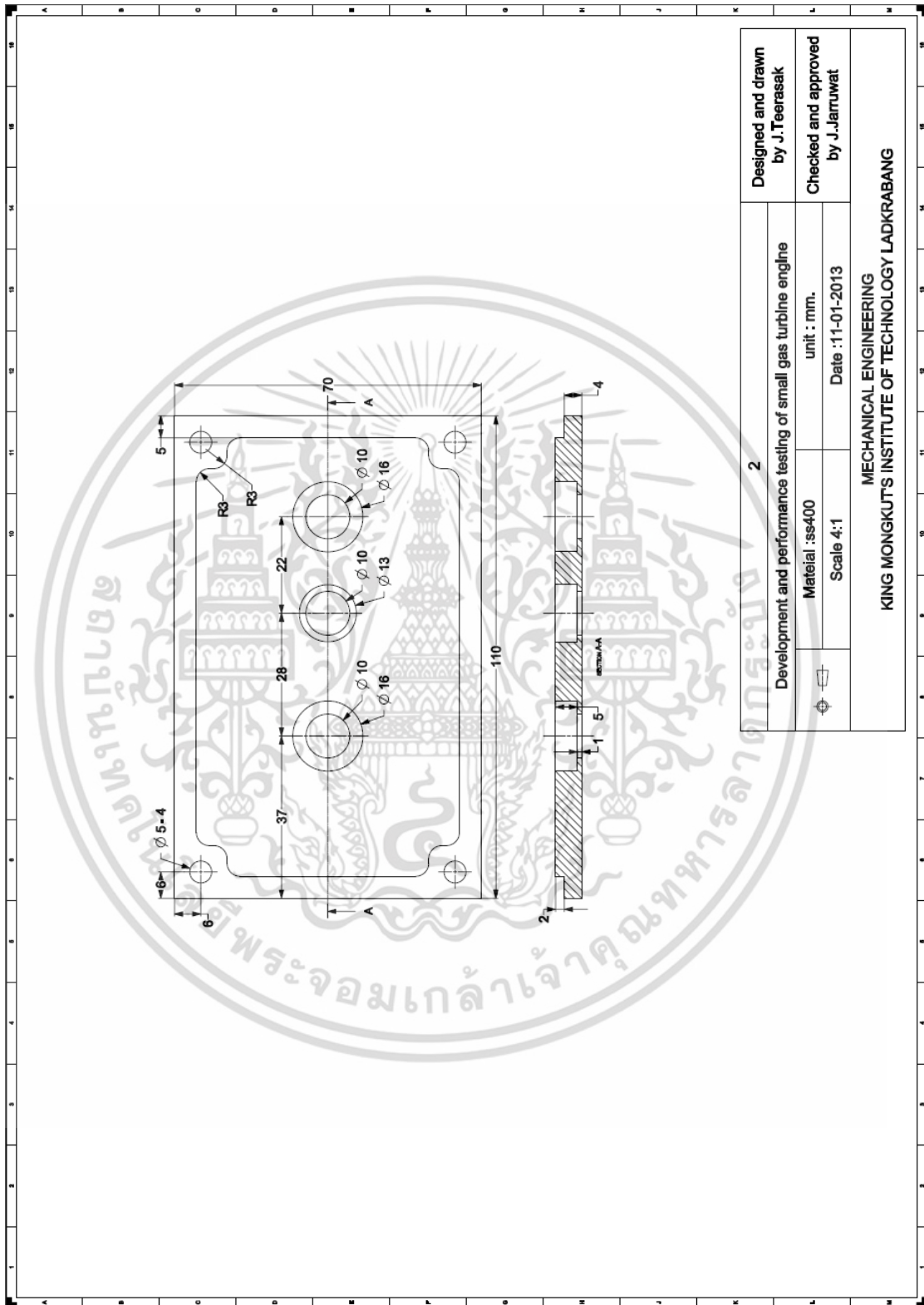
ภาคผนวก ค  
แบบชิ้นส่วนต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

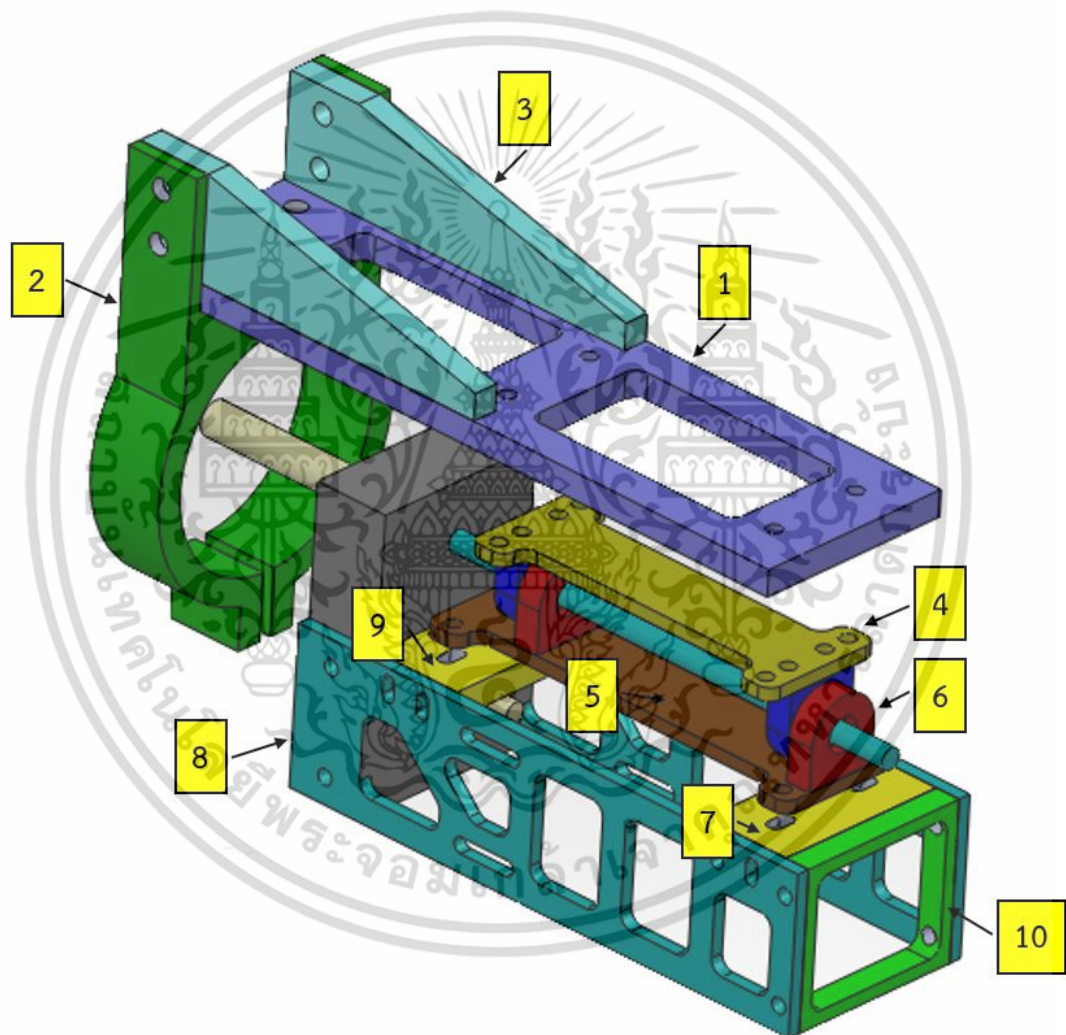


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

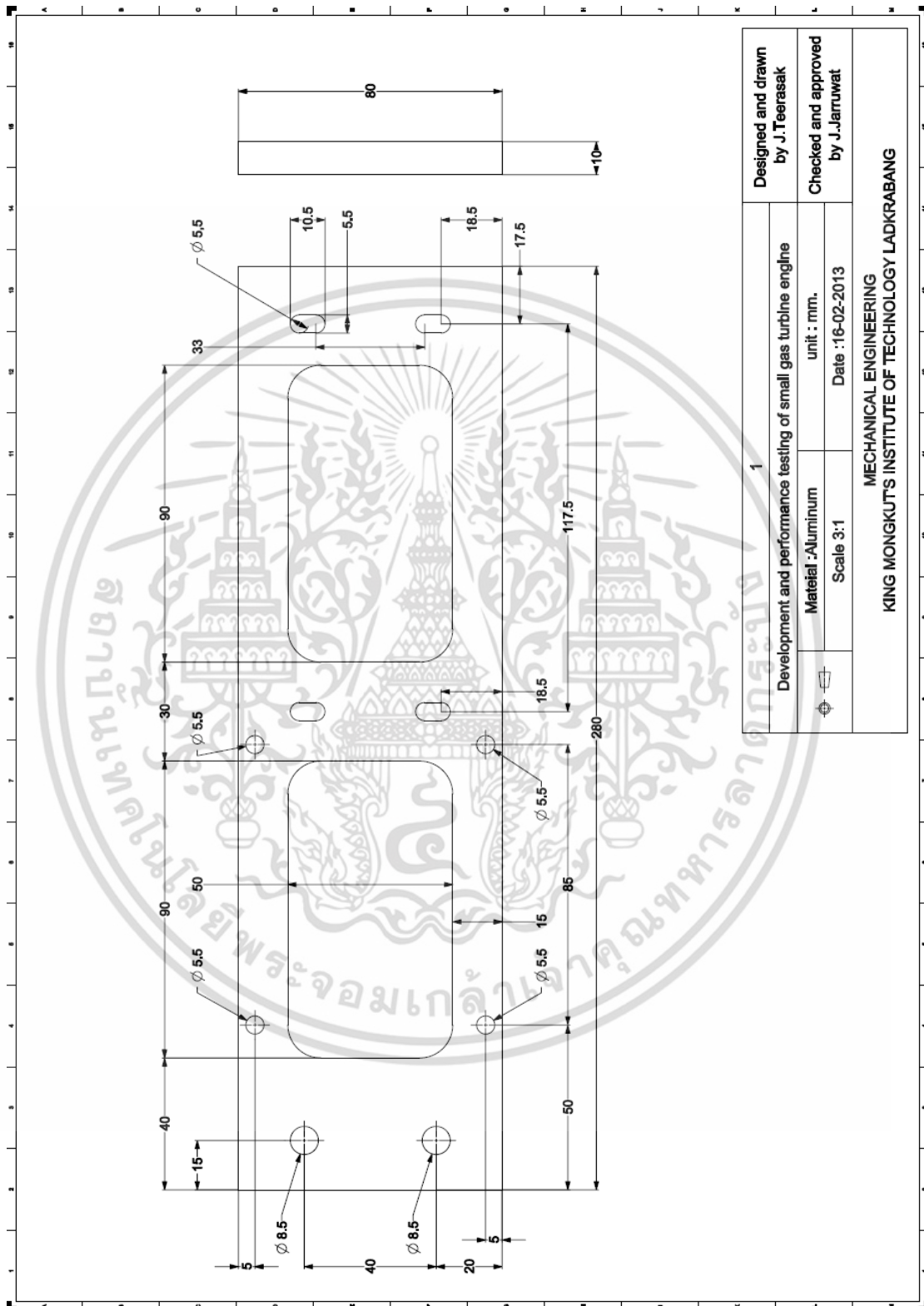




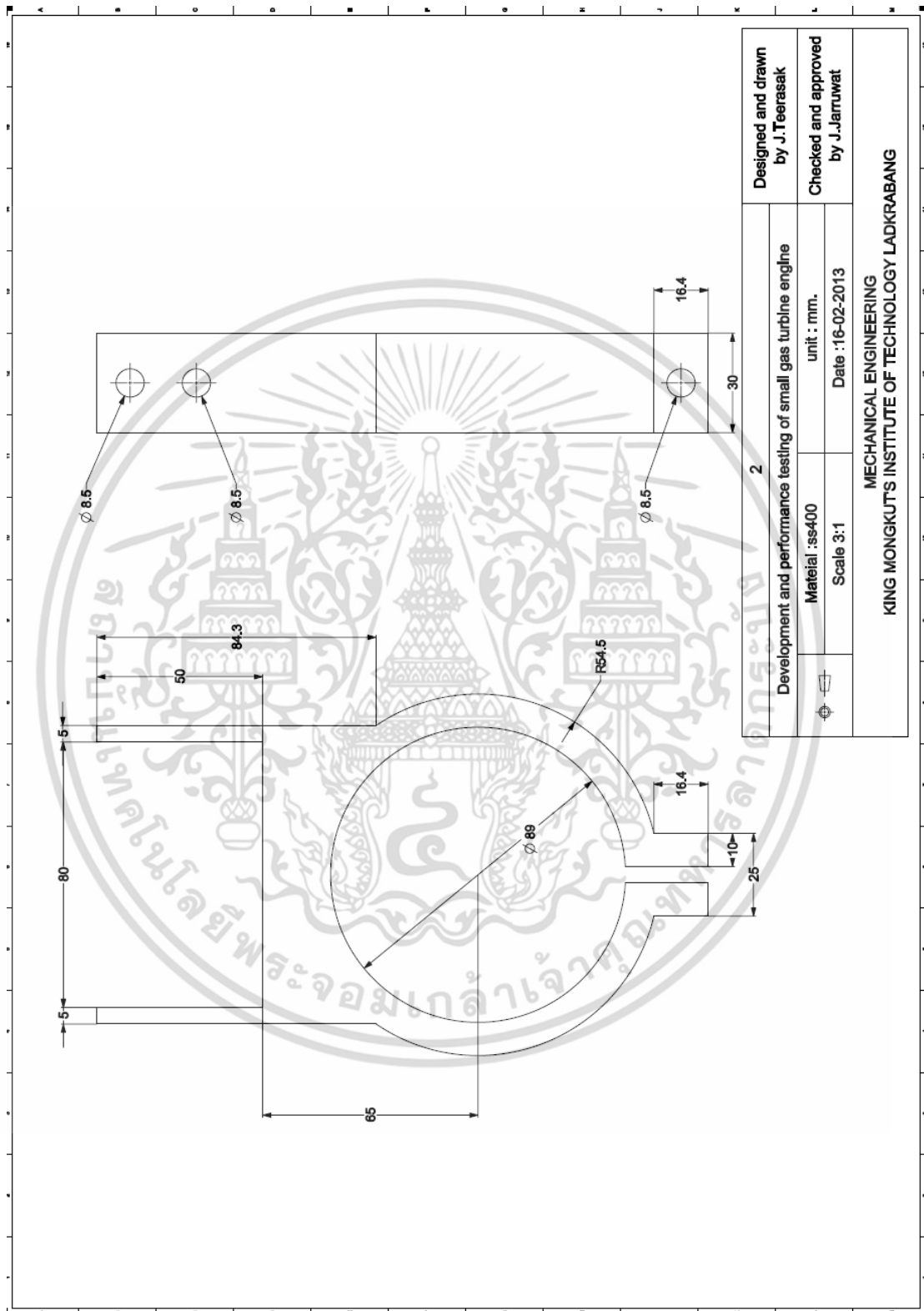
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

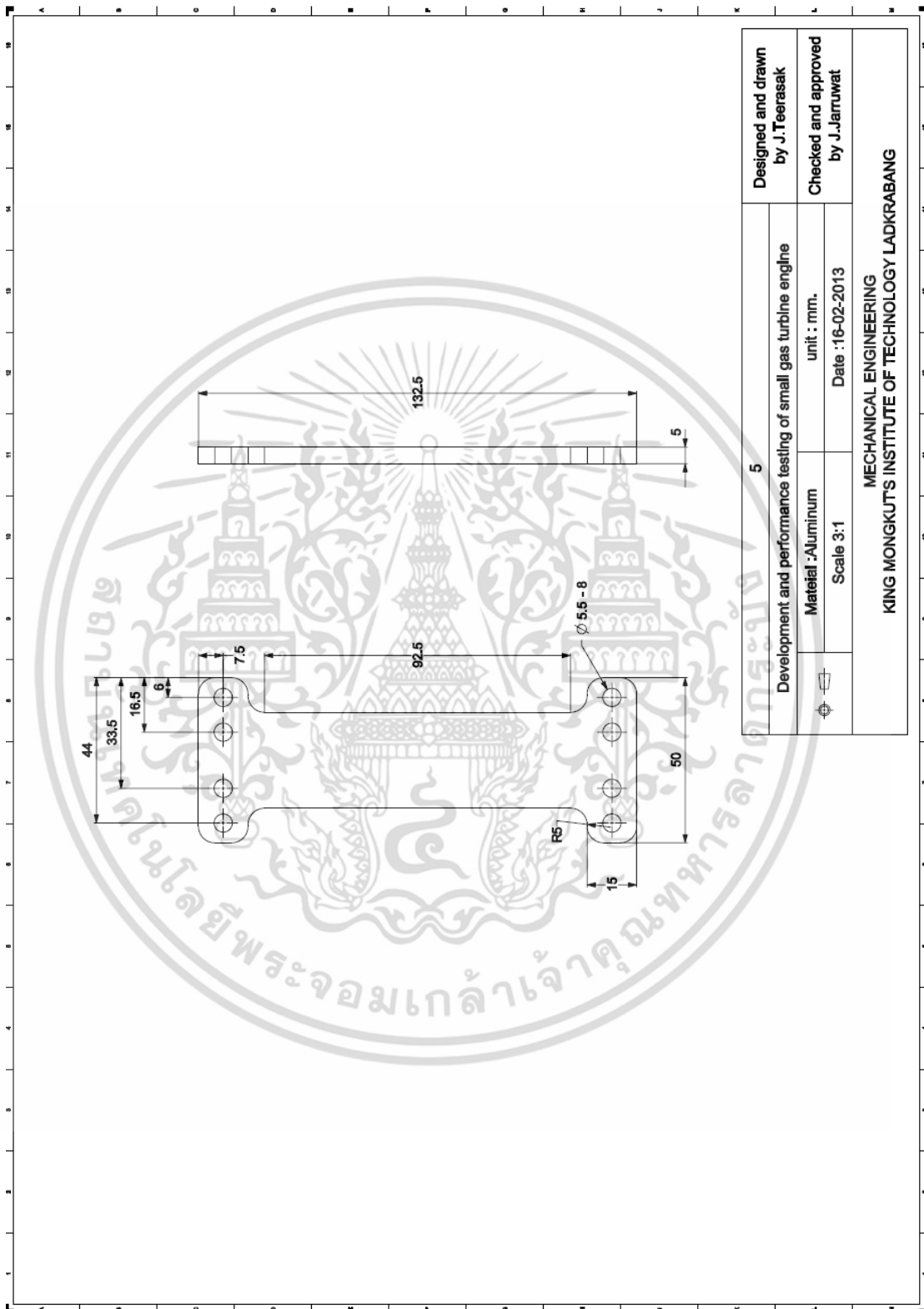


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

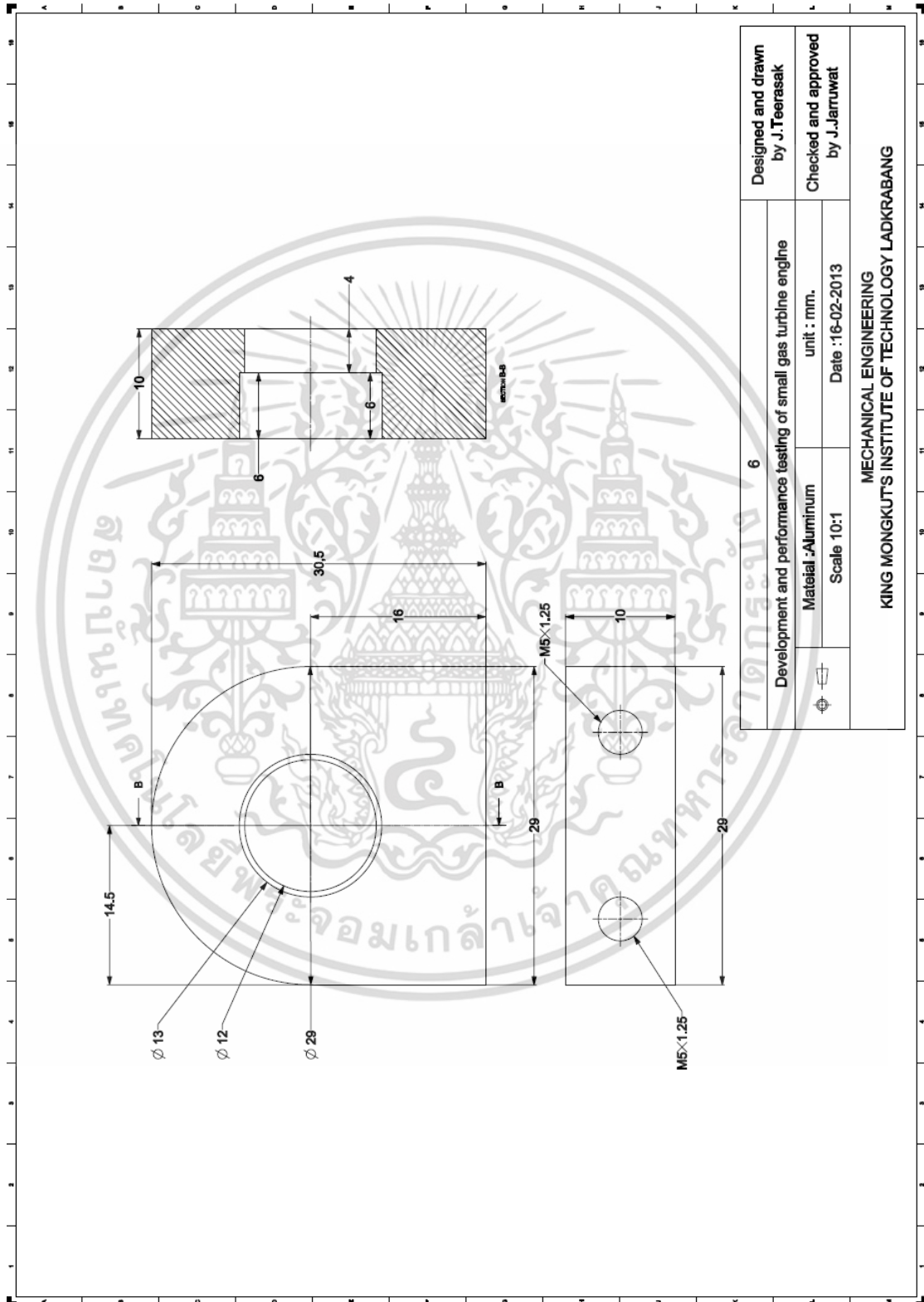


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

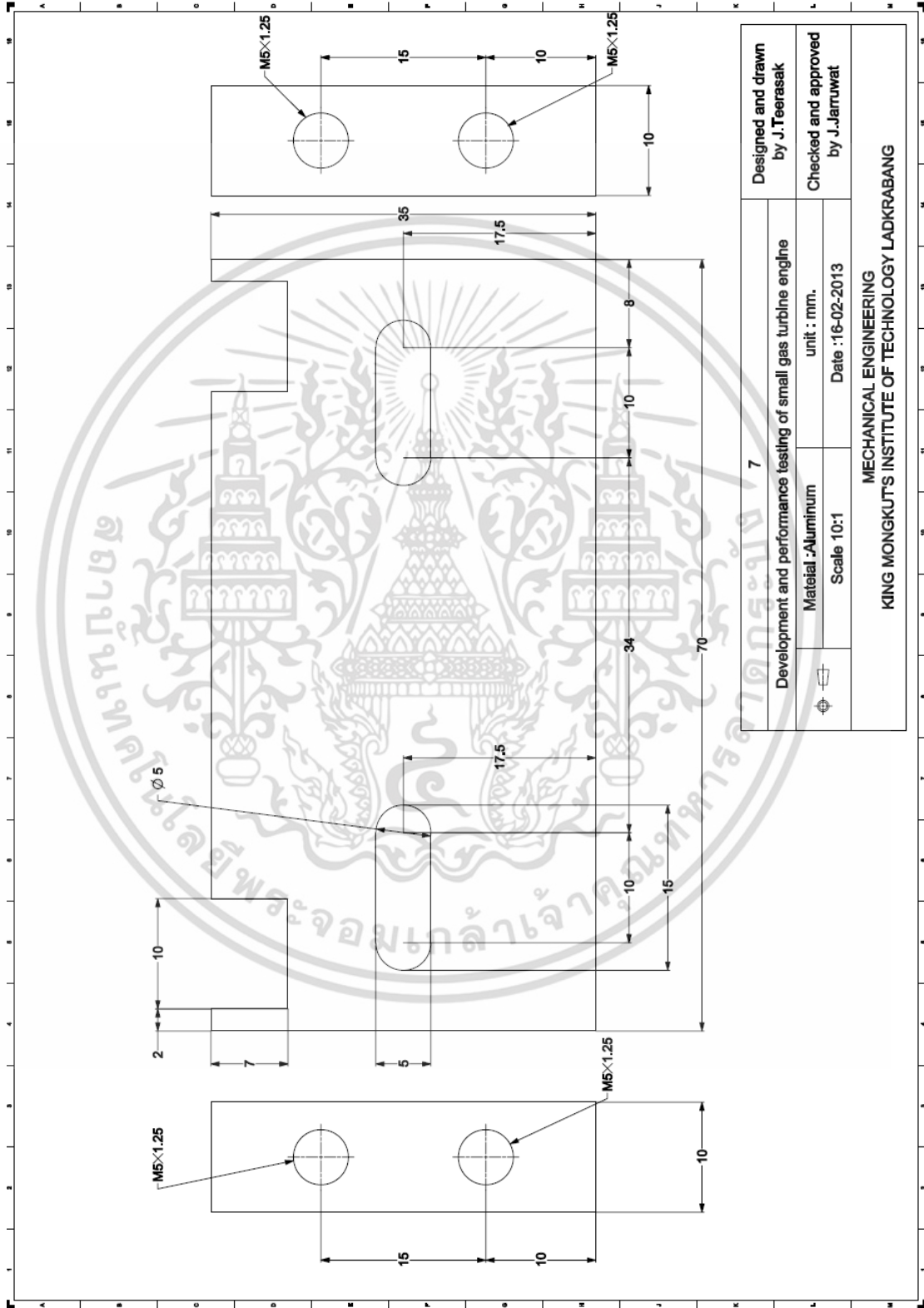




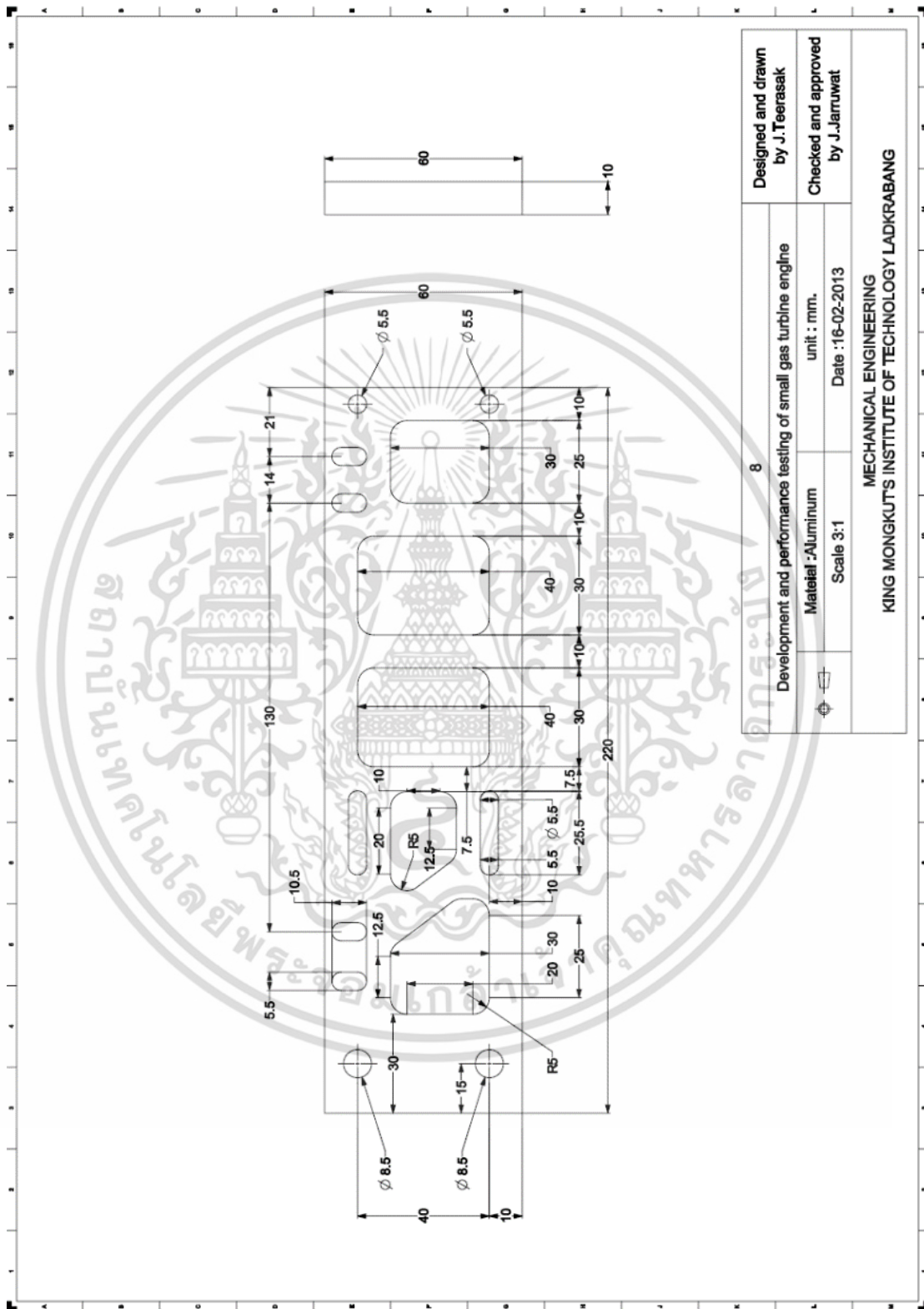
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

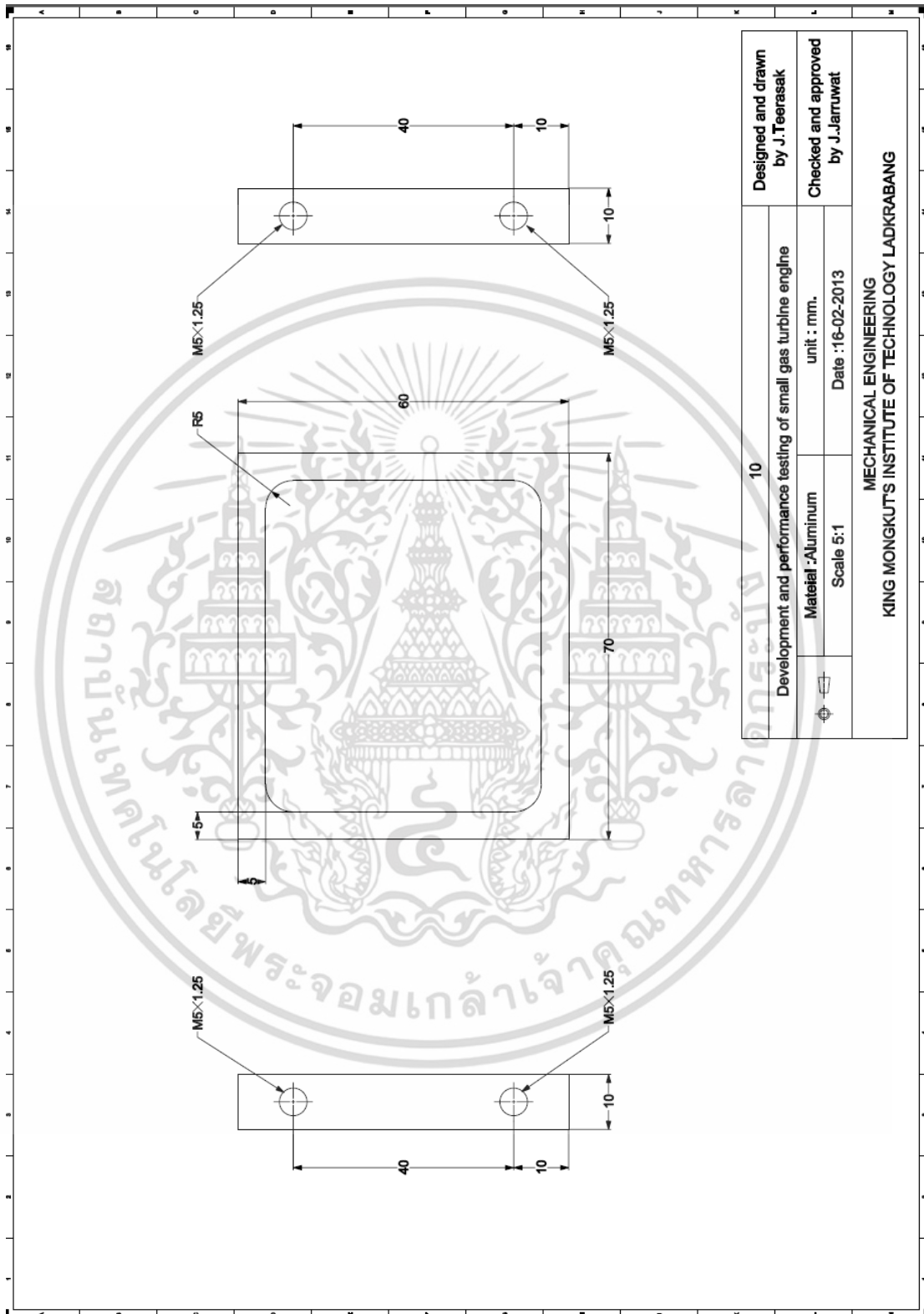


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

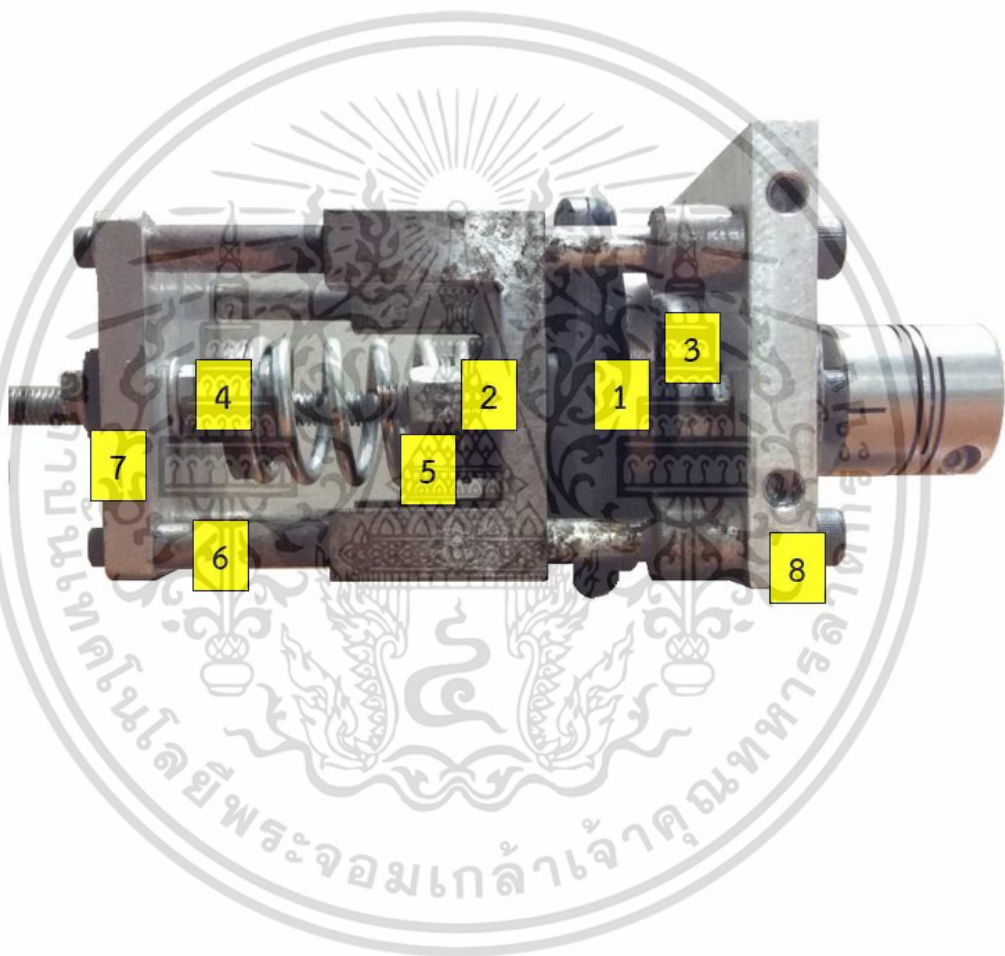


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

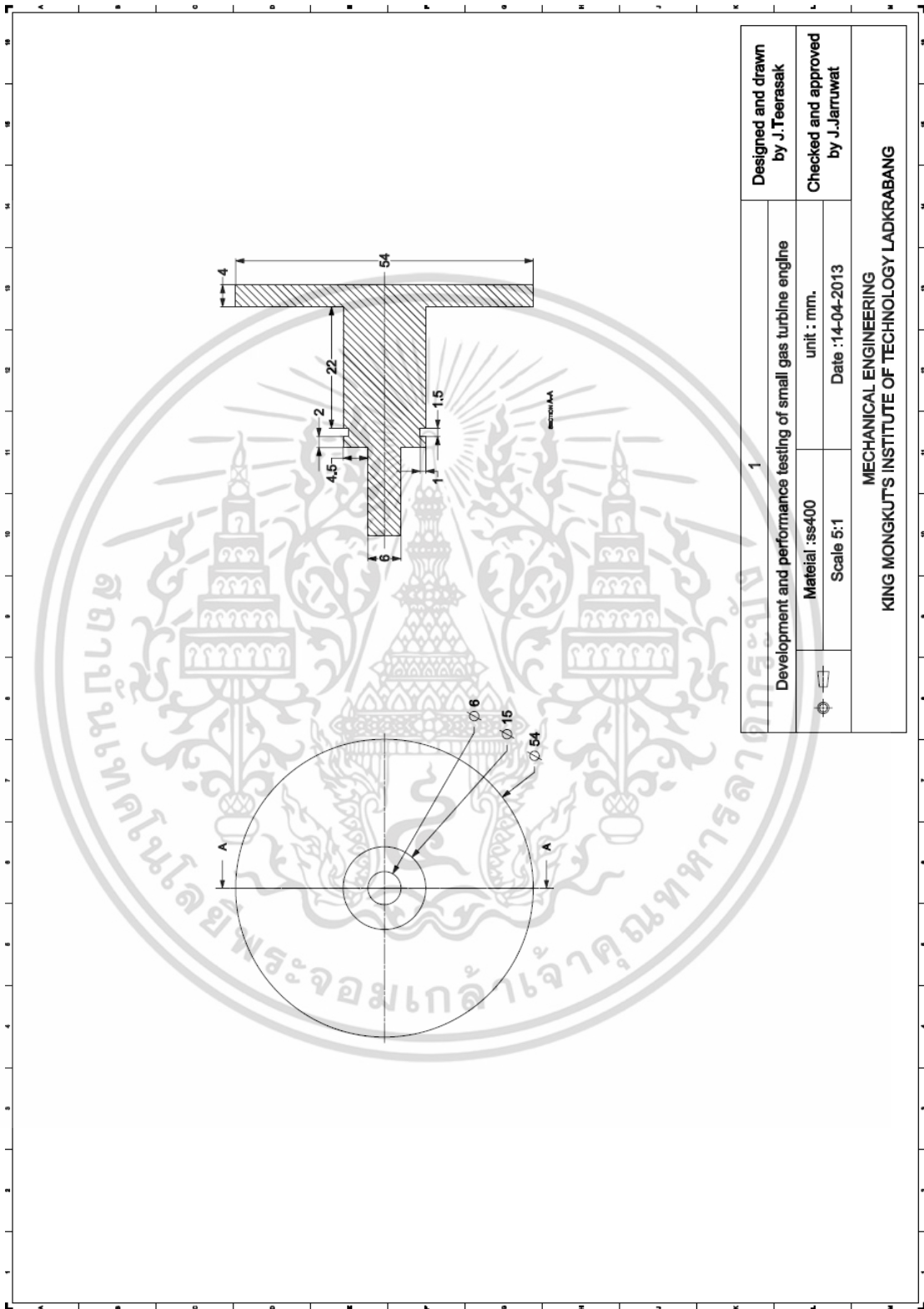




เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

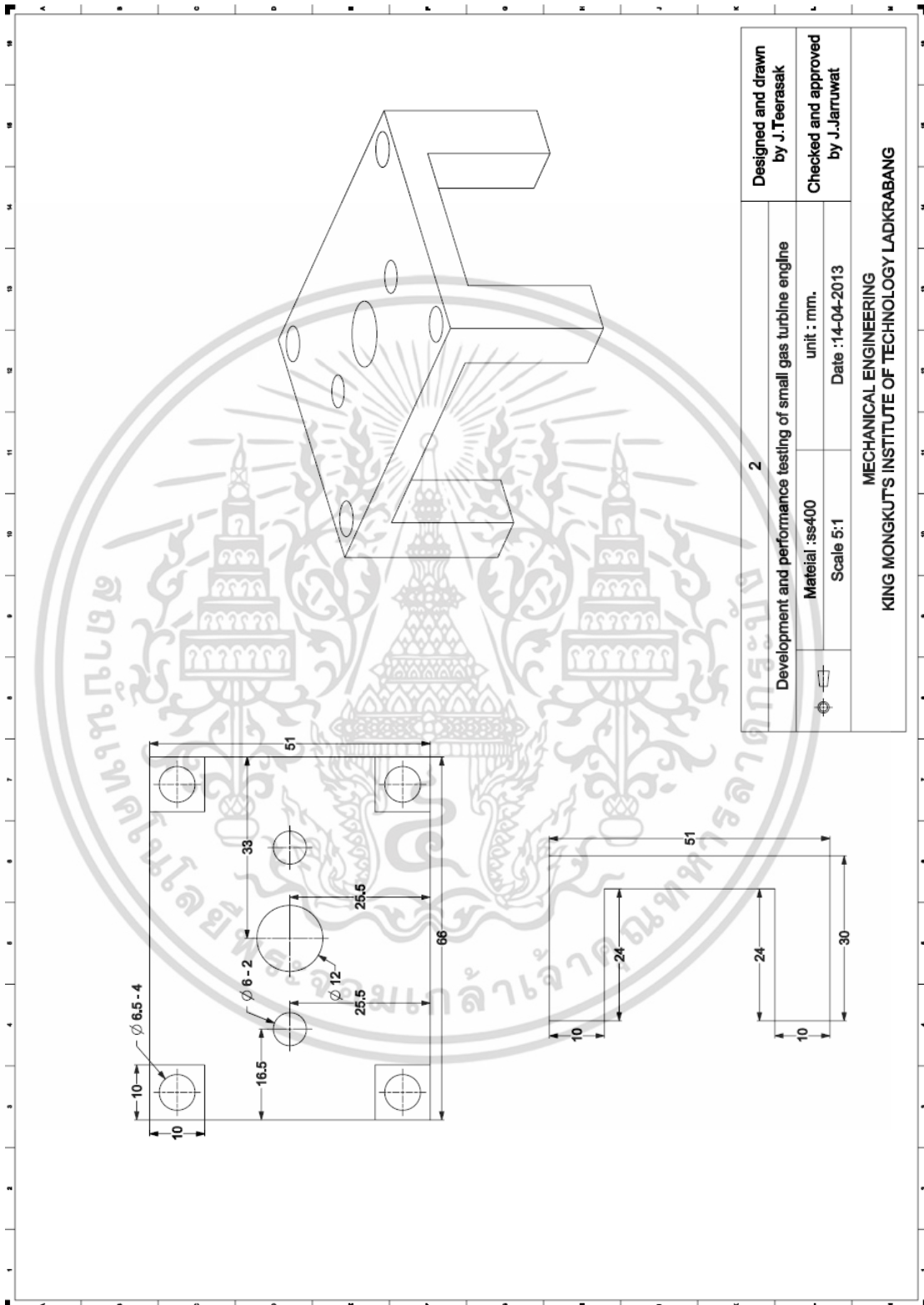


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

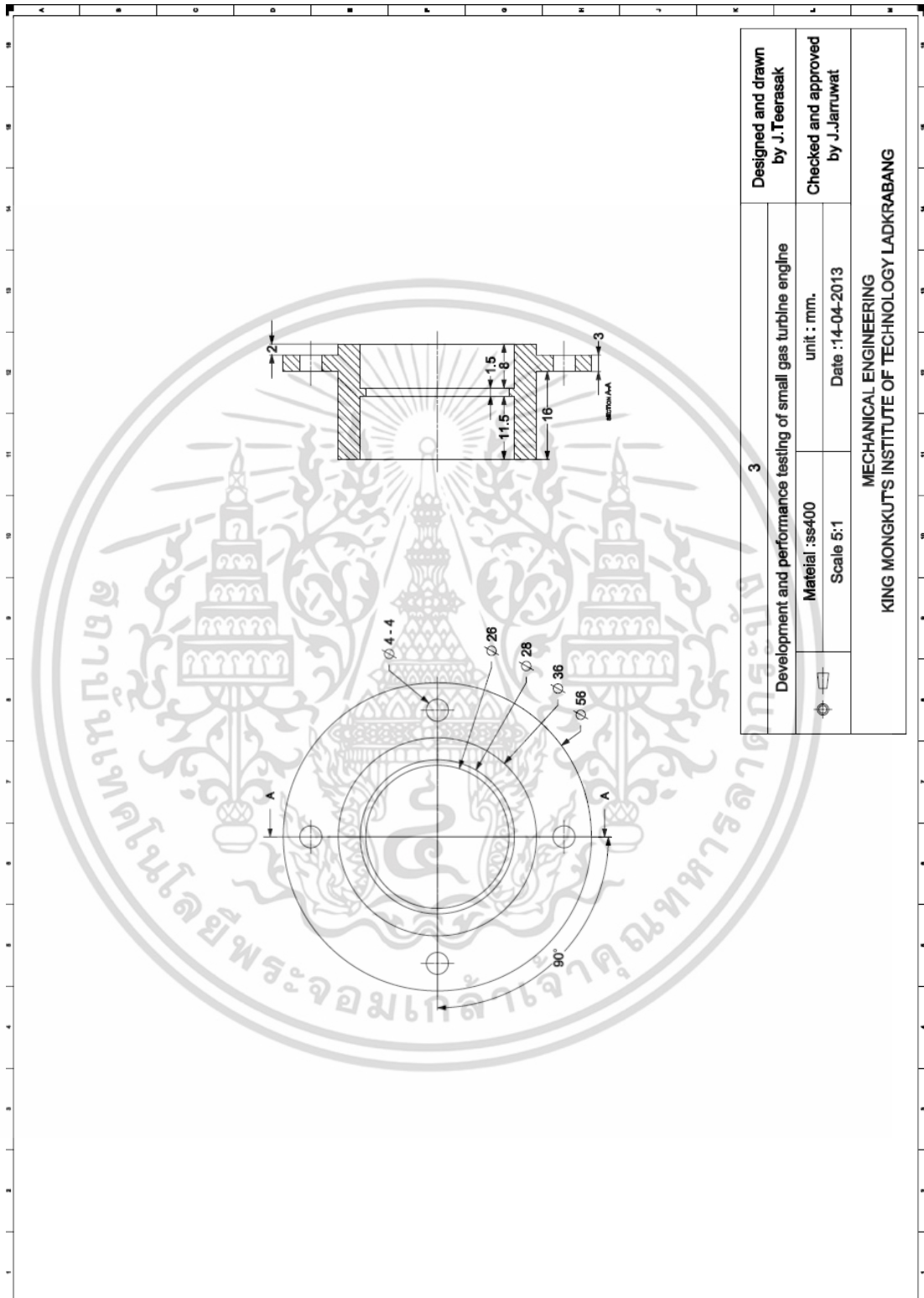


1		Designed and drawn by J. Teerasak
Development and performance testing of small gas turbine engine		Checked and approved by J. Jaruwat
Material : ss400	unit : mm.	
Scale 5:1	Date :14-04-2013	
MECHANICAL ENGINEERING KING MONKGUTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG		

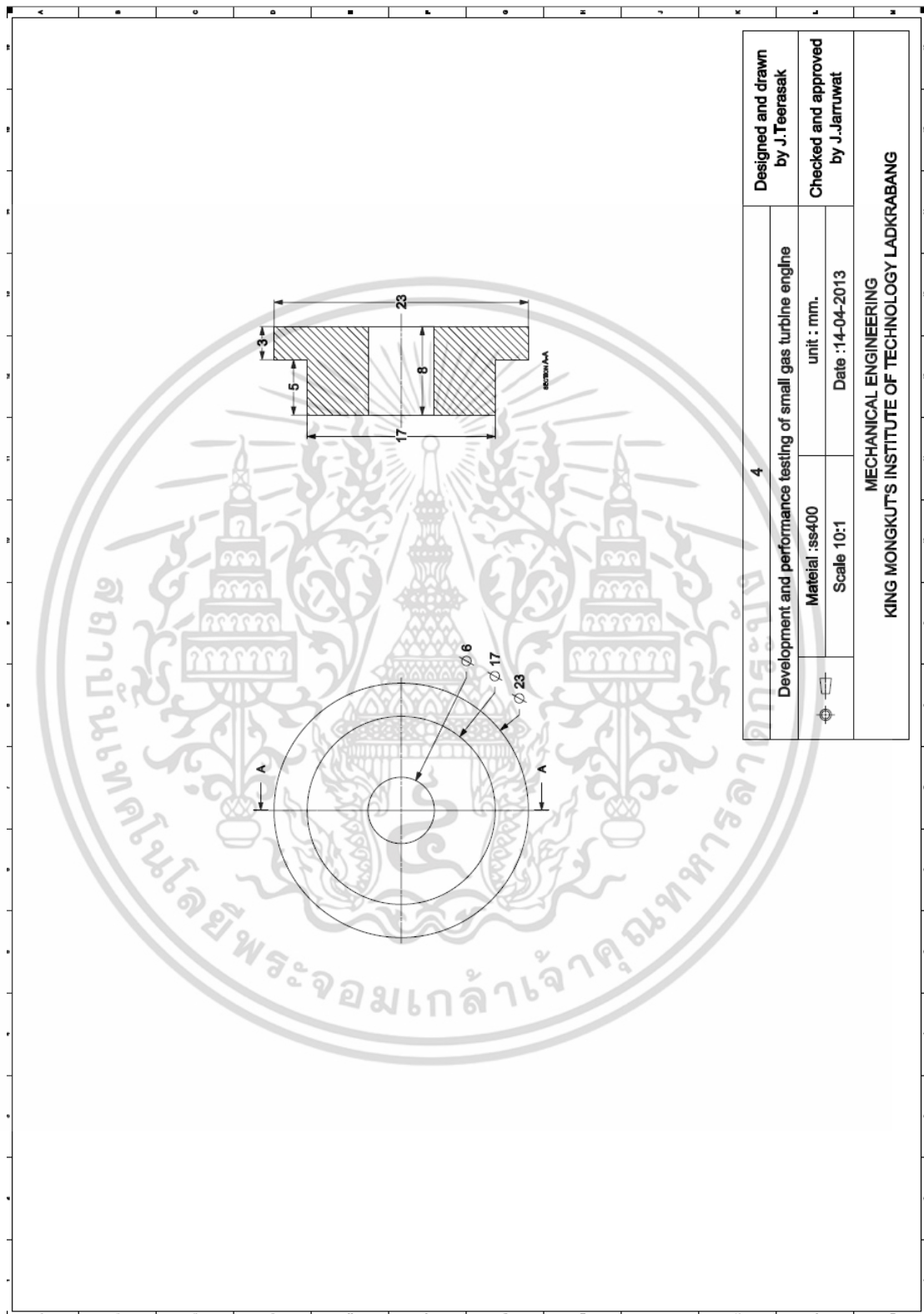
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



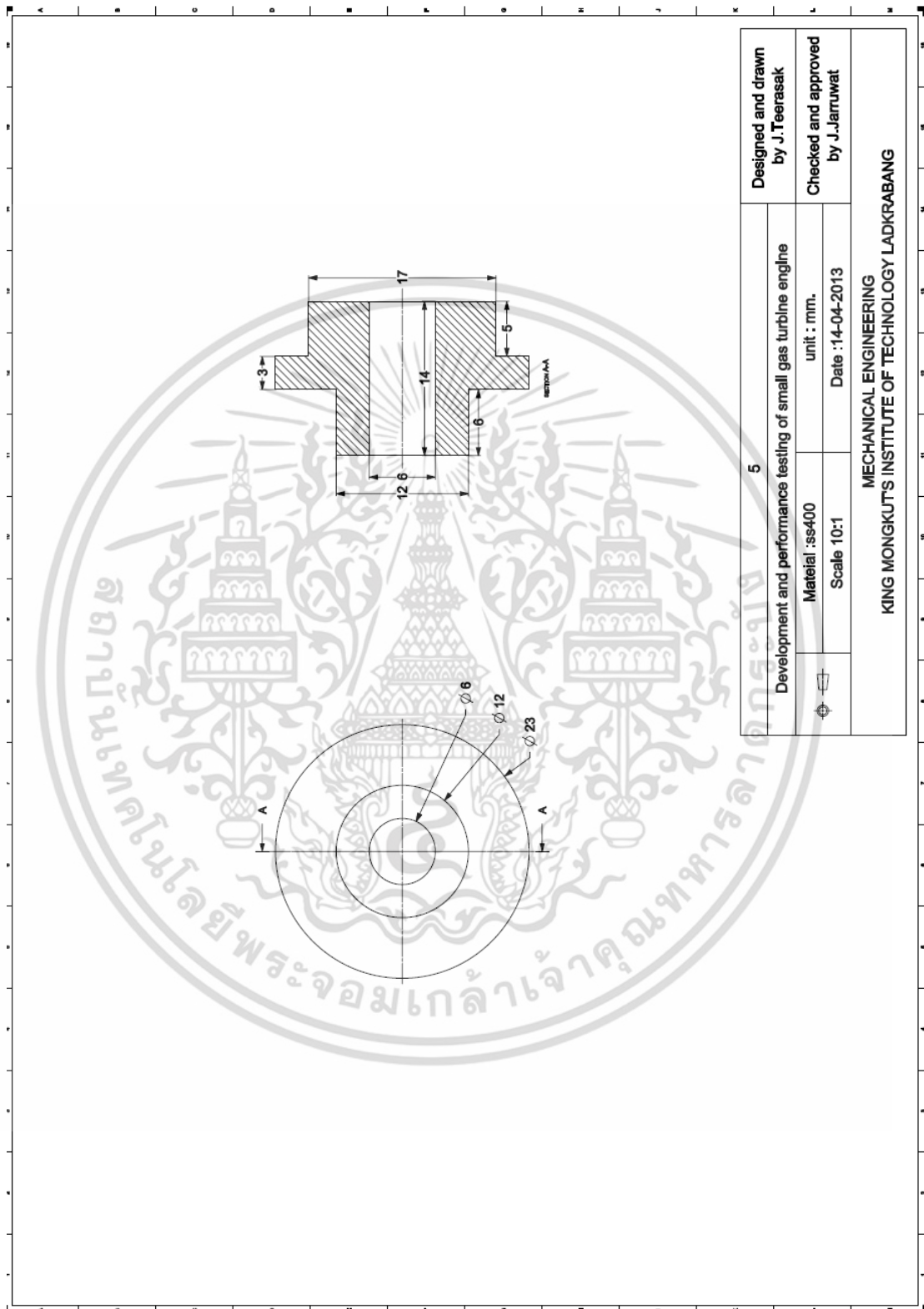
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



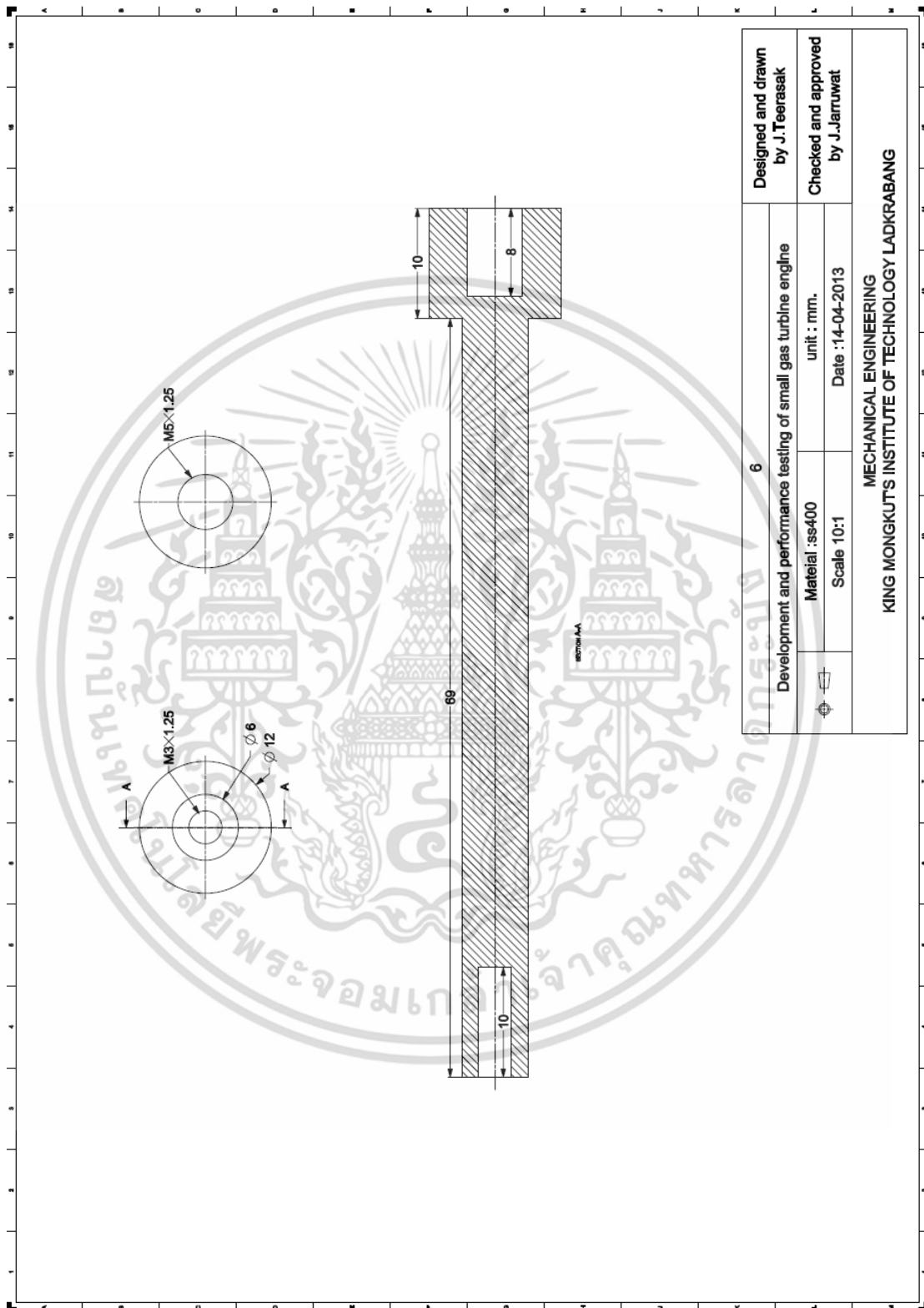
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



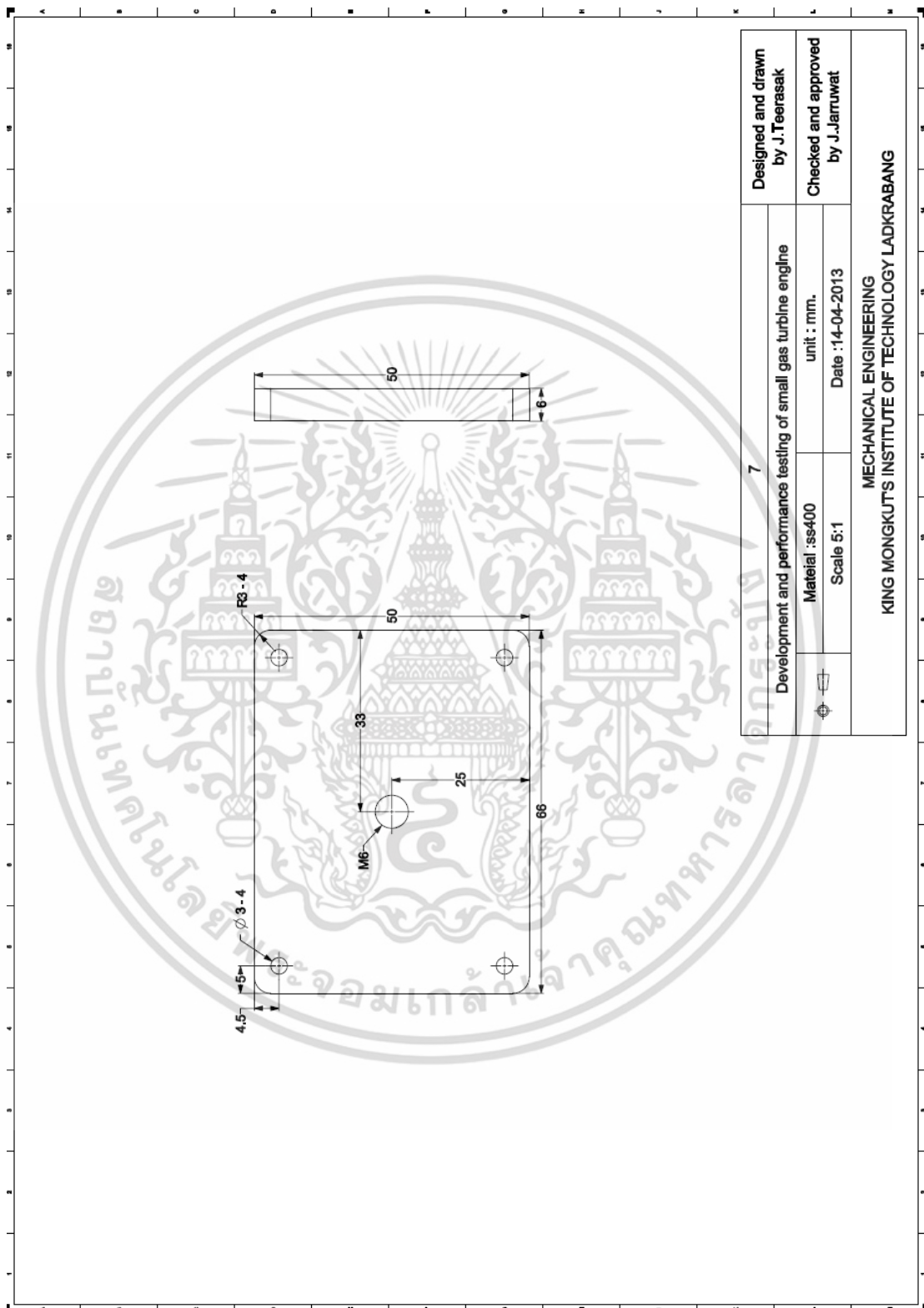
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



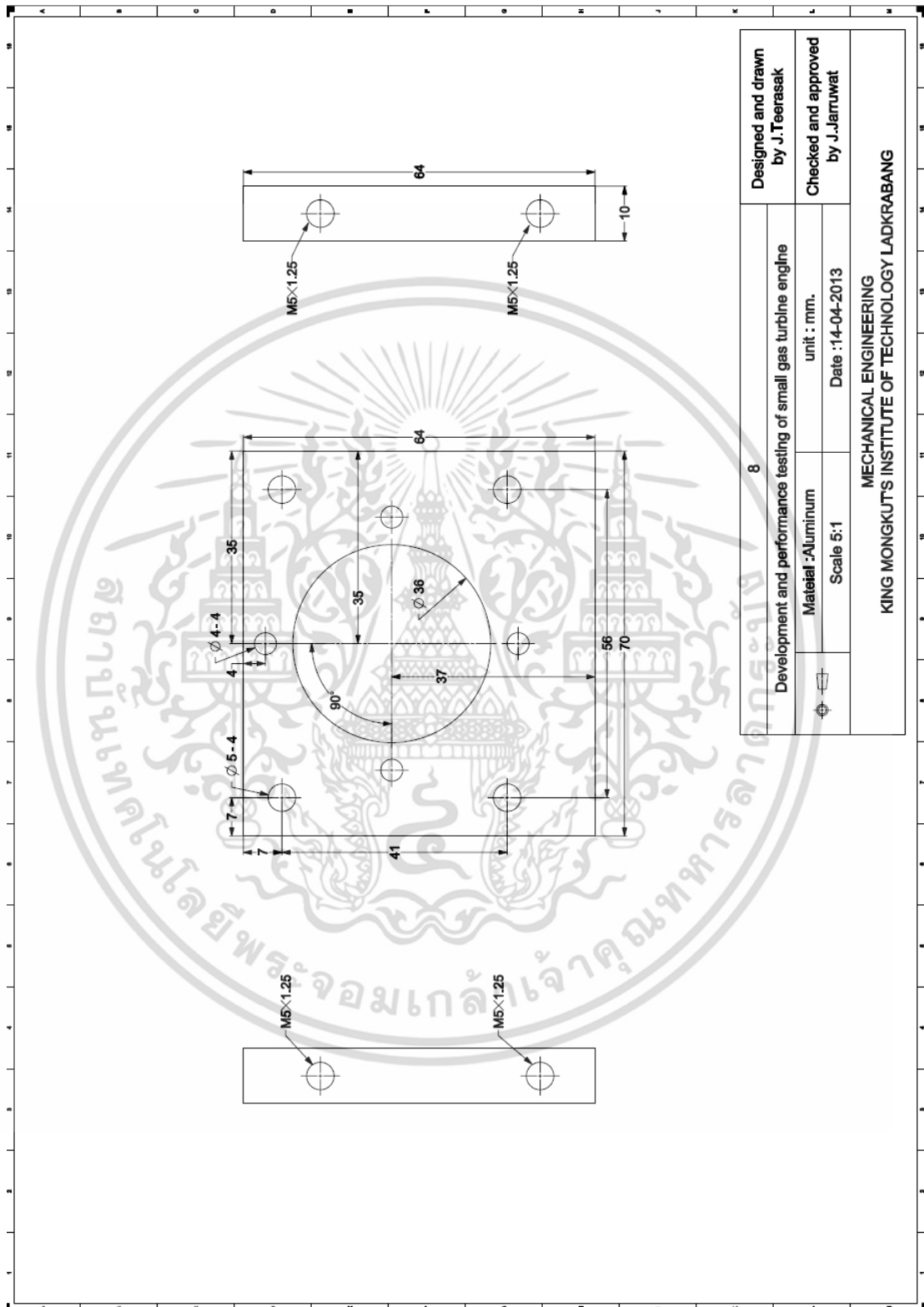
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ประวัติผู้เขียน

ชื่อ - นามสกุล	นายธีระศักดิ์ จินประชา
วัน เดือน ปีเกิด	4 มีนาคม 2530 ที่จังหวัดตรัง
ที่อยู่	21 หมู่ที่ 6 ตำบลเขาวิเศษ อำเภอวังวิเศษ จังหวัดตรัง 92220
ประวัติการศึกษา	2553 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้