การปรับปรุงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าและศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้เชื้อเพลิงชีวมวล

IMPROVEMENT OF A BETA-TYPE STIRLING ENGINE AND THE FEASIBILITY STUDY ON BIOMASS UTILIZATION

เกรียงไกร เพชรลิ
KRIENGKRAI PETLI

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ. 2560

KMITL-2017-EN-M-030-213

การปรับปรุงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าและศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้เชื้อเพลิงชีวมวล

IMPROVEMENT OF A BETA-TYPE STIRLING ENGINE AND THE FEASIBILITY STUDY ON BIOMASS UTILIZATION

เกรียงไกร เพชรลิ
KRIENGKRAI PETLI

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ.2560

KMITL-2017-EN-M-030-213

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

IMPROVEMENT OF A BETA-TYPE STIRLING ENGINE AND THE FEASIBILITY STUDY ON BIOMASS UTILIZATION

KRIENGKRAI PETLI

A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2017

KMITL-2017-EN-M-030-213

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

COPYRIGHT 2017

FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การปรับปรุงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า และศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้เชื้อเพลิงชีวมวล

Thesis Title Improvement of a Beta-type Stirling Engine and the Feasibility Study on Biomass Utilization

นักศึกษา นายเกรียงไกร เพชรลิ

รหัสประจำตัว 55610962

ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.สุตาภัทร แคว้นเขาเม็ง

หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2017-EN-M-030-213

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
ผศ.ดร.บัญชา	คังตระกูล	
รศ.ดร.พงษ์เจต	พรหมวงศ์	
ผศ.ดร.ปัญญา	ขันธ์สุวรรณ	
รศ.ดร.จารุวัตร	เจริญสุข	
ผศ.ดร.สุตาภัทร	แคว้นเขาเม็ง	

วัน / เดือน/ ปี ที่สอบ วันอังคารที่ 12 ธันวาคม พ.ศ. 2560 เวลา 10.00-12.00 น.

สถานที่สอบ ณ อาคาร A ชั้น 5 ห้องประชุม 4

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว

(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)
คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์
วันที่ 12 ธันวาคม พ.ศ. 2560

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การปรับปรุงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าและศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้เชื้อเพลิงชีวมวล
นักศึกษา	นายเกรียงไกร เพชรลิ
รหัสประจำตัว	55610962
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2560
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ผศ.ดร. สุตาภัทร แคว้นเขาเม็ง

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีวัตถุประสงค์ในการปรับปรุงสมรรถนะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงและศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้เชื้อเพลิงชีวมวล เครื่องยนต์ต้นแบบที่ใช้ทดสอบเป็นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าขับเคลื่อนด้วยกลไกรอมบิกแบบอัดความดันได้ ปริมาตรกวาดเท่ากับ 113 ลูกบาศก์เซนติเมตร และระยะชักเท่ากับ 40 มิลลิเมตร ชิ้นส่วนแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยฮีตเตอร์แบบท่อ รีเจนเนอเรเตอร์ทำด้วยเหล็กกล้าไร้สนิมชนิดฝอยและคูลเลอร์แบบเปลือกและท่อใช้น้ำที่อุณหภูมิห้องเป็นสารหล่อเย็น การปรับปรุงประกอบด้วย 3 ส่วนคือ การเพิ่มความดันให้แก่เครื่องยนต์ต้นแบบจาก 7 บาร์ เป็น 10 บาร์ การเปลี่ยนซีลของลูกสูบกำลังจากแหวนเทปล่อนหน้าตัดสี่เหลี่ยมเป็นซีลแบบโอริงและการเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียม ทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์โดยให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวที่อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง จากผลการทดสอบก่อนการปรับปรุงพบว่าเมื่อใช้สารทำงานเป็นอากาศ อัดความดันที่ 7 บาร์ ซีลของลูกสูบกำลังเป็นแบบเทปล่อนหน้าตัดสี่เหลี่ยม ได้กำลังเท่ากับ 64 วัตต์ หลังจากปรับปรุงเครื่องยนต์ต้นแบบโดยใช้สารทำงานเป็นฮีเลียม อัดความดันที่ 10 บาร์ ซีลของลูกสูบกำลังเป็นแบบโอริง ได้กำลังเท่ากับ 111.8 วัตต์ จากผลการทดสอบก่อนและหลังการปรับปรุงพบว่าได้กำลังเพิ่มขึ้น 75% สำหรับความเป็นไปได้ในการใช้เชื้อเพลิงชีวมวลเมื่อเปรียบเทียบการใช้แก๊สปิโตรเลียมเหลวเป็นเชื้อเพลิงที่อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง พบว่าจะต้องใช้แกลบด้วยอัตราการป้อนเชื้อเพลิงเท่ากับ 1.84 กิโลกรัมต่อชั่วโมง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis	Improvement of a Beta-type Stirling Engine and the Feasibility Study on Biomass Utilization
Student	Mr. Kriengkrai Petli
Student ID.	55610962
Degree	Master of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2017
Thesis Advisor	Asst. Prof. Dr. Sutapat Kwankaomeng

ABSTRACT

This thesis aims to improve the performance of the Stirling engine prototype and feasibility study of biomass utilization. The prototype is a pressurized beta-type Stirling engine with a rhombic drive mechanism. The swept volume of the engine is 113 cm^3 with a stroke of 40 mm. The heat exchanging parts include a firing tube heater, a stainless wool regenerator, and a shell and tube-type cooler with ambient water coolant. Three improvements were developed such as increasing of engine pressurization from 7 bar to 10 bar, replacing the Polytetrafluoroethylene (PTFE) seal to the o-ring seal of the power piston, and changing the working fluid from air to helium. During the engine performance investigation, the LPG was fueled at 0.5 kg/hr flow rate. The original testing of the engine prototype showed that the power output was 64 watts when applying air as a working gas at the pressurization of 7 bar and using the PTFE seal of the power piston. After making the improvement of applying helium as the working gas 10 bar pressurization and using the o-ring seal of the power piston, the engine power reached 111.8 watts, or a 75% increase. In the utilization of biomass fuels when using the LPG at 0.5 kg/hr, it is necessary to use the rice husk as a biomass fuel with a burning rate of 1.84 kg/hr.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สามารถสำเร็จลุล่วงไปได้ก็ด้วยความช่วยเหลือ การให้คำแนะนำและคำปรึกษาจาก ผศ.ดร.สุตาภัทร แคว้นเขาเม็ง อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง และ ผศ.บรรเทิง ศิลป์สกุลสุข อาจารย์ประจำภาควิชาเคมี คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยสยาม

ขอขอบคุณ ผศ.ดร.บัญชา ค้งตระกูล อาจารย์ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนอร์ท-เชียงใหม่ ที่ให้ความรู้และคำแนะนำต่างๆเป็นอย่างดี

ขอขอบคุณ คุณสมพงษ์ กลิ่นหอม ที่ได้ออกแบบและสร้างเครื่องยนต์ต้นแบบและส่งผ่านให้ข้าพเจ้าปรับปรุงเครื่องยนต์ต้นแบบ จนเป็นงานวิจัยชิ้นนนี้

ขอขอบคุณ คุณเด่นชาย บำรุงเกาะ หัวหน้าส่วนงานการผลิตชิ้นงาน สถาบันวิจัยแสงซิงโครตรอน (องค์กรมหาชน) ที่ให้ความอนุเคราะห์ในการผลิตชิ้นงาน

ขอขอบคุณคณาจารย์สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังทุกๆท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาให้กับข้าพเจ้า และขอขอบคุณเจ้าหน้าที่ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกๆท่านที่คอยช่วยประสานงานเรื่องเอกสารต่างๆให้

ขอขอบคุณเพื่อนๆ พี่ๆ น้องๆ ในสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ทุกคนที่ให้คำแนะนำต่างๆ และคอยให้กำลังใจเสมอมา

ขอขอบคุณบิดา มารดาและครอบครัวของข้าพเจ้าที่เป็นกำลังใจและให้การสนับสนุนในทุกเรื่องๆ ทำให้ข้าพเจ้าสามารถทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดี

ขอขอบคุณ นางสาวนริศรา หมื่นนรา ที่คอยเป็นกำลังใจให้ข้าพเจ้าเสมอมา

สุดท้ายนี้หากมีข้อบกพร่องหรือข้อผิดพลาดในส่วนใดเกิดขึ้นจากงานวิจัยชิ้นนี้ ข้าพเจ้าขอน้อมรับไว้แต่เพียงผู้เดียวและจะขอแก้ไขปรับปรุงในโอกาสต่อไป

เกรียงไกร เพชรลิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย I

บทคัดย่อภาษาอังกฤษ II

กิตติกรรมประกาศ III

สารบัญ IV

สารบัญตาราง VII

สารบัญรูป VIII

บทที่ 1 บทนำ 1

1.1 ที่มาและความสำคัญ 1

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา 6

1.3 สมมติฐานของการศึกษา 6

1.4 ขอบเขตของโครงงาน 6

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ 6

บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง 7

2.1 ความรู้ทั่วไปเกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง 7
2.1.1 ประวัติและพัฒนาการของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง 7
2.1.2 รูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง 8
2.1.3 วัฏจักสเตอร์ลิงและทฤษฎีการวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในอุดมคติ 9
2.1.4 สมมติฐานของชมิดท์ 14
2.1.4.1 การวิเคราะห์เครื่องยนต์ชนิดแอลฟ่าโดยใช้ทฤษฎีของชมิดท์ 15
2.1.4.2 การวิเคราะห์เครื่องยนต์ชนิดเบต้าโดยใช้ทฤษฎีของชมิดท์ 18
2.1.4.3 การวิเคราะห์เครื่องยนต์ชนิดแกมม่าโดยใช้ทฤษฎีของชมิดท์ 20
2.1.5 พลังงานบ่งชี้, กำลังและประสิทธิภาพ 21
2.2 ทฤษฎีเกี่ยวข้องกับการออกแบบเครื่องยนต์ต้นแบบ 23
2.2.1 การหากำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิง 23
2.2.2 การออกแบบส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง 25

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

หน้า

2.3 การสูญเสียที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง 28
2.3.1 การสูญเสียทางความร้อน 29
2.3.1 การสูญเสียภายนอกเครื่องยนต์ 29
2.3.2 การสูญเสียจากการนำความร้อน 30
2.3.3 การสูญเสียภายในรีเจนเนอเรเตอร์ 30
2.3.2 การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล 31
2.3.3 การสูญเสียทางกล 31
2.3.4 การสูญเสียความดัน 32
2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง 32

บทที่ 3 วิธีการดำเนินงานวิจัย 42

3.1 การประเมินระดับความสามารถของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง 42
3.1.1 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์ต้นแบบ 42
3.1.2 วิธีการและผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ต้นแบบ 44
3.2 การปรับปรุงเครื่องยนต์โดยการเพิ่มความดันให้แก่เครื่องยนต์ต้นแบบ 49
3.2.1 ชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ที่รับความดันและความร้อนเกิดความเสียหาย 51
3.2.2 การวิเคราะห์ความบกพร่องของเครื่องยนต์เนื่องจากการรั่วของสารทำงาน 67
3.2.3 การวิเคราะห์ความบกพร่องของเครื่องยนต์เนื่องโบลต์และจุดที่เกี่ยวข้อง 68
3.3 การปรับปรับปรุงเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการเปลี่ยนแหวนลูกสูบเป็นโอริง (O-Ring) 73
3.3.1 การเลือกขนาดของโอริง (O-Ring) 75
3.3.2 การการตรวจสอบการรั่วของเครื่องยนต์หลังจากทำการเปลี่ยนเป็นโอริง (O-Ring) 76
3.3.3 การการตรวจสอบการกระทบกันของลูกสูบกำลัง (Power piston) กับกระบอกสูบ 76
3.3.4 การตรวจสอบแรงเสียดทาน (Friction) ที่เกิดขึ้น 77
3.4 การปรับปรุงเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการเปลี่ยนสารทำงานเป็นฮีเลียม 78
3.5 การศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้งานร่วมกับเชื้อเพลิงชีวมวล 81

บทที่ 4 การทดสอบและผลการทดสอบเครื่องยนต์ 82

4.1 การติดตั้งชุดทดสอบและวิธีการทดสอบ 82
4.2 ผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบด้วยเงื่อนไขต่างๆ 83
4.2.1 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบเนื่องจากการเพิ่มความดัน 83
4.2.2 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบเนื่องจากใช้แหวนรองและโอริง 84
4.2.3 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบเนื่องจากใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน 90
4.2.4 ผลการผลการประเมินสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงชีวมวล 96

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

หน้า

บทที่ 5 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ 99

5.1 สรุปผลการวิจัย 99

5.1.1 การปรับปรุงสมรรถนะให้กับเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการเพิ่มความดัน 99

5.1.2 การปรับปรุงสมรรถนะให้กับเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการใช้ซีลแบบโอริง 100

5.1.3 การปรับปรุงสมรรถนะให้กับเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน 101

5.1.4 ความเป็นไปได้ในการใช้ร่วมกับพลังงานชีวมวล 101

5.2 ข้อเสนอแนะ 102

เอกสารอ้างอิง 103

ภาคผนวก 106

ภาคผนวก ก 107

ภาคผนวก ข 111

ภาคผนวก ค 116

ภาคผนวก ง 124

ภาคผนวก จ 135

ประวัติส่วนตัว 155

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่ หน้า

2.1 แสดงสัญลักษณ์ของตัวแปรที่ใช้ในสมการของชมิดท์ 14
3.1 ข้อมูลที่ใช้ในการออกแบบและการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบของสมพงษ์ กลิ่นหอม [5] 43
3.2 แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดัน 2 ถึง 7 บาร์ 45
3.3 แสดแรงบิดกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดัน 2 ถึง 7 บาร์ 45
3.4 แสดงแสดงโคร้างสร้างของเครื่องยนต์ต้นแบบพร้อมทั้งวัสดุและจำนวนที่ใช้ 52
3.5 แสดงผลการวิเคราะห์ชิ้นส่วนตางๆของเครื่องยนต์ต้นแบบ ด้วยโปรแกรม NX Nastran Version 8.0 66
3.6 แสดงผลการทดสอบการรั่วของเครื่องยนต์ที่ความดันต่างๆ 67
3.7 แสดงขนาดที่ออกแบบใหม่ของลูกสูบกำลัง (Power piston) 76
3.8 ผลการตรวจสอบแรงเสียดทาน (Friction) ที่เกิดขึ้น) 78
3.9 ตัวอย่างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ใช้ในเชิงพาณิชย์ [35] 79
3.10 ค่า Stanton number และค่า Average Reynolds number [15] 80
3.11 ข้อมูลค่าความร้อนของเชื้อเพลิงชีวมวล 81
4.1 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันของสารทำงาน 7-10 บาร์ 83
4.2 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันของสารทำงาน 1 บาร์ 84
4.3 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันของสารทำงาน 2-3 บาร์ 85
4.4 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันของสารทำงาน 4-5 บาร์ 86
4.5 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันของสารทำงาน 6-7 บาร์ 87
4.6 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันของสารทำงาน 8-9 บาร์ 88
4.7 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันของสารทำงาน 10 บาร์ 89
4.8 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันของสารทำงาน 2-3 บาร์ 90
4.9 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันของสารทำงาน 4-5 บาร์ 91
4.10 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันของสารทำงาน 6-7 บาร์ 92
4.11 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันของสารทำงาน 8-9 บาร์ 93
4.12 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันของสารทำงาน 8-9 บาร์ 94
4.13 ตารางสรุปผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบในทุกๆเงื่อนไขที่ทำการทดสอบ 95
4.14 ตารางสรุปค่าที่ได้จากตัวแปรต่างๆ ของการคำนวณสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบ 96
4.15 ตารางสรุปค่าที่ได้จากตัวแปรต่างๆ ของการคำนวณสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบ 97
5.1 ตารางแสดงการเปรียบเทียบกำลังเพลาที่ได้จากการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบ 101
5.2 ตารางแสดงการเปรียบเทียบกับความคุ้มค่าของการใช้แก๊สปิโตรเลียมเหลและแกลบ 102

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่ หน้า

1.1 นายกรัฐมนตรีเข้าร่วมประชุม COP 21 ณ กรุงปารีส ประเทศฝรั่งเศส [1] 1
1.2 รูปแสดงศักยภาพเชื้อเพลิงชีวมวล [2] 2
1.3 พลังงานหมุนเวียนชีวมวลและคาร์บอน 3
1.4 แสดงลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงกลไกรอมบิก 4
1.5 โรงไฟฟ้าพลังงานชีวมวลโดยใช้เครื่องยนต์ของ ST-5 ที่จังหวัดพนมเปญ ประเทศกัมพูชา โดยความร่วมมือของบริษัทจากประเทศญี่ปุ่นและบริษัทจากประเทศสหรัฐอเมริกา 5
1.6 เครื่องยนต์ต้นแบบของ ST-5 [4] ของบริษัท Stirling Technology, Inc. และ การใช้งานเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ST-5ของชาวบังคลาเทศ [4] 5
2.1 เซอร์โรเบิร์ต สเตอร์ลิง (Sir Robert Stirling) [9] 7
2.2 แสดงแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่โรเบิร์ต สเตอร์ลิง ใช้จดสิทธิบัตร [9] 7
2.3 ลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบต่างๆ 9
2.4 วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ 9
2.5 กระบวนการอัดที่อุณหภูมิคงที่ 10
2.6 กระบวนการถ่ายเทความร้อนที่ปริมาตรคงที่ 11
2.7 กระบวนการขยายที่อุณหภูมิคงที่ 12
2.8 กระบวนการถ่ายเทความร้อนที่ปริมาตรคงที่ 13
2.9 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแอลฟ่า 15
2.10 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า 18
2.11 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมม่า 20
2.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิด้านร้อนและเบลล์นัมเบอร์ [9] 23
2.13 แสดงส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง 25
2.14 แสดงลักษณะและชิ้นส่วนของกลไกรอมบิก 27
2.15 แสดงการเคลื่อนที่ของลูกไล่และลูกสูบกำลังสัมพัทธ์กับปริมาตรส่วนร้อนและเย็น [5] 28
2.16 แผนภาพ Sankey แสดงกลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง 29
2.17 การนำความร้อนเนื่องจากการรั่วของสารทำงาน [15] 30
2.18 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างการสูญเสียเอนทาลปีกับระยะห่างของลูกสูบกำลัง [18] 33
2.19 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างการสูญเสียเอนทาลปีกับระยะห่างของลูกสูบไล่ 33
2.20 แสดงเครื่องยนต์ต้นแบบของ Chin-Hsiang C, and et al [19] 34
2.21 แสดงการติดตั้งชุดทดสอบเข้ากับเครื่องยนต์ต้นแบบของ Chin-Hsiang C, and et al [19] 34
2.22 แสดงการติดตั้งชุดทดสอบเข้ากับเครื่องยนต์ต้นแบบของ Minassian, A.D [20] 35

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่ หน้า

2.23 เครื่องยนต์แกมม่าต้นแบบของ Hirata, K. [21] ขนาด 50 วัตต์ [21] 35

2.24 เครื่องยนต์แกมม่าต้นแบบ "Ecoboy-SCM81" ของ Hirata, K. ขนาด 100 วัตต์ [21] 36

2.25 แสดงแบบจำลองชุดทดสอบของ Cardozo, E. and et al [25] 37

2.26 แสดงแบบจำลองชุดทดสอบของ Damirchi, H. and et al [26] 37

2.27 แสดงแบบจำลองโรงไฟฟ้าต้นแบบของ Oiwa, N. and et al [27] 38

2.28 แสดงเครื่องยนต์ต้นแบบของอังคีร์ ศรีปภาคากรและ ชนะ ศรีคำ [28] 39

2.29 แสดงแบบจำลองชุดทดสอบของอังคีร์ ศรีปภาคากร [28, 15] 39

2.30 แบบจำลองเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงของ Mansiri, K. and et al [29] 40

2.31 แบบจำลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดลูกสูบกำลังคู่ (ซ้าย) และ ลูกสูบกำลังสี่ลูก (ขวา) ของ Kongtragool, B. and Wongwises, S. [30] 40

3.1 ภาพตัดขวางแสดงลักษณะชิ้นส่วนภายในของเครื่องยนต์ต้นแบบ 41

3.2 แสดงเครื่องยนต์ต้นแบบของสมพงษ์ กลิ่นหอม [5] 41

3.3 แสดงแบบจำลองการติดตั้งชุดทดสอบ 44

3.4 ระหว่างแรงบิดของเครื่องยนต์กับความเร็วรอบที่ความดันอากาศ 5 6 และ 7 บาร์ เมื่อให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง 46

3.5 ระหว่างกำลังของเครื่องยนต์กับความเร็วรอบที่ความดันอากาศ 5 6 และ 7 บาร์ เมื่อให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง 46

3.6 ระหว่างแรงบิดของเครื่องยนต์กับความเร็วรอบที่ความดันอากาศ 6 และ 7 บาร์ เมื่อให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง 47

3.7 ระหว่างกำลังของเครื่องยนต์กับความเร็วรอบที่ความดันอากาศ 3 4 และ 5 บาร์ เมื่อให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง 47

3.8 ระหว่างแรงบิดของเครื่องยนต์กับความเร็วรอบที่ความดันอากาศ 5 6 และ 7 บาร์ เมื่อให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง 48

3.9 ระหว่างกำลังของเครื่องยนต์กับความเร็วรอบที่ความดันอากาศ 5 6 และ 7 บาร์ เมื่อให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง 48

3.10 ตัวอย่างแบบฟอร์ม FMEA เพื่อวิเคราะห์ผลกระทบของเครื่องยนต์ต้นแบบ 49

3.11 กราฟระหว่างความเครียดกับอุณหภูมิที่ Creep rupture strengths 10000 ชั่วโมง [32] 51

3.12 แสดงส่วนประกอบและโครงสร้างของเครื่องยนต์ต้นแบบ [5] 53

3.13 แสดงตำแหน่ง Body ของฮีตเตอร์ 54

3.14 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ Body ของฮีตเตอร์ 54

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่ หน้า

3.15 แสดงผลการวิเคราะห์ Body ของฮีตเตอร์ที่ความดัน 10 บาร์ 54

3.16 แสดงตำแหน่งของท่อด้านในของฮีตเตอร์และการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ 55

3.17 แสดงผลการวิเคราะห์ท่อด้านในของฮีตเตอร์ที่ความดัน 10 บาร์ 55

3.18 แสดงตำแหน่งของท่อด้านนอกของฮีตเตอร์และการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ 56

3.19 แสดงผลการวิเคราะห์ท่อด้านนอกของฮีตเตอร์ที่ความดัน 10 บาร์ 56

3.20 แสดงตำแหน่งของท่อคูลเลอร์ 57

3.21 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ของท่อคูลเลอร์ 57

3.22 แสดงผลการวิเคราะห์ของท่อคูลเลอร์ที่ความดัน 10 บาร์ 57

3.23 แสดงตำแหน่งหน้าแปลนด้านบนของคูลเลอร์ 58

3.24 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์หน้าแปลนด้านบนของคูลเลอร์ 58

3.25 แสดงผลการวิเคราะห์หน้าแปลนด้านบนของคูลเลอร์ที่ความดัน 10 บาร์ 58

3.26 แสดงตำแหน่งหน้าแปลนด้านล่างของคูลเลอร์ 59

3.27 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์หน้าแปลนด้านล่างของคูลเลอร์ 59

3.28 แสดงผลการวิเคราะห์หน้าแปลนด้านล่างของคูลเลอร์ที่ความดัน 10 บาร์ 59

3.29 แสดงรูปร่างของ Connector 60

3.30 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ Connector 60

3.31 แสดงผลการวิเคราะห์ Connector ที่ความดัน 10 บาร์ 60

3.32 แสดงรูปร่างของลูกสูบไล่ (Displacer) 61

3.33 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ลูกสูบไล่ (Displacer) 61

3.34 แสดงผลการวิเคราะห์ลูกสูบไล่ (Displacer) ที่ความดัน 10 บาร์ 61

3.35 แสดงรูปร่างของลูกสูบกำลัง (Power piston) 62

3.36 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ลูกสูบกำลัง (Power piston) 62

3.37 แสดงผลการวิเคราะห์ลูกสูบกำลัง (Power piston) ที่ความดัน 10 บาร์ 62

3.38 แสดงรูปร่างของกระบอกสูบ (Cylinder bore) 63

3.39 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์กระบอกสูบ (Cylinder bore) 63

3.40 แสดงผลการวิเคราะห์กระบอกสูบ (Cylinder bore) ที่ความดัน 10 บาร์ 63

3.41 แสดงรูปร่างของ Liner 64

3.42 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ Liner 64

3.43 แสดงผลการวิเคราะห์ Liner ที่ความดัน 10 บาร์ 64

3.44 แสดงรูปร่างของห้องเครื่องยนต์ 65

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่ หน้า

3.45 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ห้องเครื่องยนต์ 65
3.46 แสดงผลการวิเคราะห์ห้องเครื่องยนต์ที่ความดัน 10 บาร์ 65
3.47 แสดงทิศทางของความดันและแนวแรงของโบลต์ 68
3.48 รูปแสดงแหวนของลูกสูบกำลังแบบเทปล่อน (ซ้าย) และโอริง (ซ้าย) 74
3.49 เครื่องยนต์ต้นแบบที่ใช้โอริงขณะเริ่มทดสอบ(ซ้าย) และหลังจากผ่านไป 30 นาที(ขวา) 76
3.50 แสดงการติดตั้งชุดทดสอบแรงเสียดทาน 77
3.51 กราฟแสดงผลการทดสอบความเสียดทานของโอริง (O-Ring) และแหวนรองเทปล่อน 78
4.1 แสดงชุดทดสอบกำลังของเครื่องยนต์ต้นแบบ 82
4.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบที่อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 7 8 9 และ 10 บาร์ 83
4.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้ซีลแบบโอริงอัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 1บาร์ 84
4.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 2-3 บาร์ 85
4.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 4-5 บาร์ 86
4.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 6-7 บาร์ 87
4.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้ซีแหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 8-9 บาร์ 88
4.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 10 บาร์ 89
4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 2-3 บาร์ 90
4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 4-5 บาร์ 91
4.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 6-7 บาร์ 92
4.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 8-9 บาร์ 93

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่ หน้า

4.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 10 บาร์ 94
4.14 แผนภาพของ Sankey แสดงตัวแปรเพื่อหาค่าสมรรถนะและความสูญเสียทีเกิดขึ้น 96
4.15 แผนภาพของ Sankey แสดงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ต้นแบบ 97
4.16 แสดงการประมาณประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ต้นแบบเมื่อใช้แกลบเป็นแหล่งพลังงาน 98
5.1 แสดงแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเพลาที่ได้เทียบกับความดันของสารทำงานที่ความดันต่างๆ 99

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของการศึกษาโครงงาน

ปัญหาโลกร้อนและภัยพิบัติทางธรรมชาติที่เกิดขึ้นในปัจจุบันซึ่งดูจะทวีความรุนแรงและปรากฏให้เห็นบ่อยครั้งขึ้นในภูมิภาคต่าง ๆ ของโลก ประชาคมโลกถือว่าปัญหานี้เป็นเรื่องที่น่ากังวลและเป็นความท้าทายที่ทุกๆชาติต้องร่วมกันแก้ไข เห็นได้จากข้อตกลงและการจัดตั้งกลไกความร่วมมือต่างๆอาทิ กรอบอนุสัญญาสหประชาชาติว่าด้วยการการเปลี่ยนแปลงสภาพภูมิอากาศ (United Nations Framework Convention on Climate Change– UNFCCC) ค.ศ. 1992 และพิธีสารเกียวโต (Kyoto Protocol – KP) ค.ศ. 1997 ซึ่งประเทศไทยเป็นรัฐภาคีของทั้งสองกลไกนี้ด้วย หากแต่สภาพการของโลกมีการเปลี่ยนแปลงอย่างรวดเร็วทำให้ต้องมีการเจรจาและบรรลุข้อตกลงจนเกิดเป็นความตกลงปารีส (Paris Agreement) [1] ซึ่งมีสาระสำคัญคือ การควบคุมการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิเฉลี่ยของโลก การเพิ่มขีดความสามารถในการปรับตัวต่อผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงสภาพภูมิอากาศ การส่งเสริมการสร้างภูมิต้านทานและความสามารถในการฟื้นตัวจากการเปลี่ยนแปลงสภาพภูมิอากาศและการทำให้เกิดเงินทุนหมุนเวียนที่มีความสอดคล้องกับแนวทางที่นำไปสู่การพัฒนาเพื่อลดการปล่อยแก๊สเรือนกระจก

รูปที่ 1.1 นายกรัฐมนตรีเข้าร่วมประชุม COP 21 ณ กรุงปารีส ประเทศฝรั่งเศส
แหล่งภาพ : http://www.thaiembassy.fr [1]

หากพิจารณาในบริบทของประเทศไทยแล้ว เราต้องเผชิญความท้ายทายในด้านพลังงานหลายประการเช่น การเพิ่มขึ้นของอุปสงค์การใช้พลังงานอย่างต่อเนื่อง ทำให้เราจำเป็นต้องหาพลังงานให้สอดคล้องกับความต้องการของภาคเศรษฐกิจและภาคครัวเรือนโดยครอบคลุมทั้งในปัจจุบันและอนาคต การเปลี่ยนแปลงของสถานการณ์โลกและภูมิรัฐศาสตร์ของมหาอำนาจทางเศรษฐกิจและพลังงาน เชน สหรัฐอเมริกา จีน อินเดีย รัสเซียและญี่ปุ่น ทำให้ความมั่นคงทางด้านพลังงานเริ่มไม่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

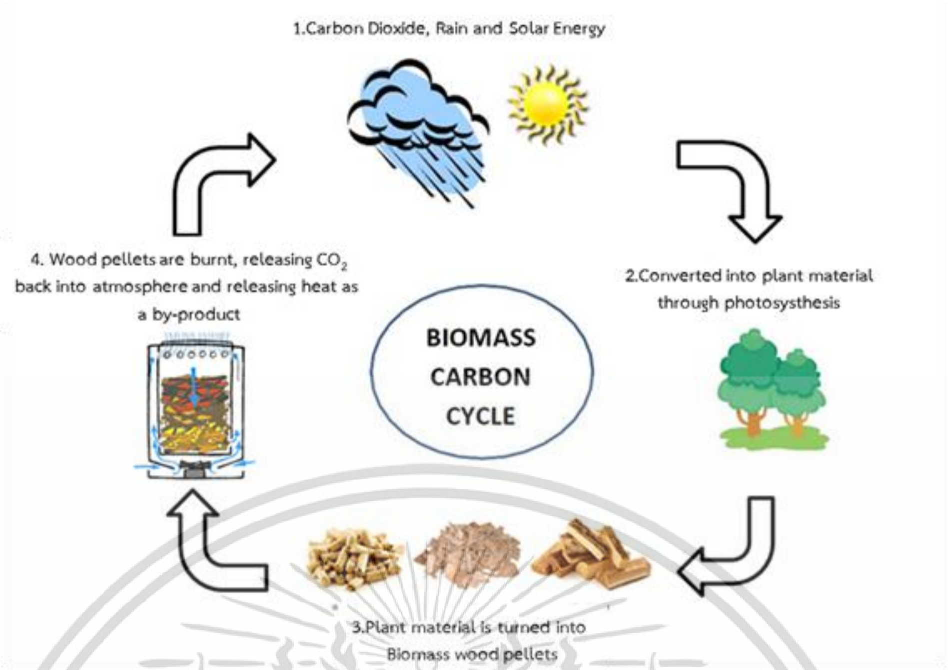
แน่นอนเนื่องจากไทยยังต้องพึ่งพาพลังงานโดยเฉพาะน้ำมันและแก๊สธรรมชาติจากตางประเทศมากกว่าร้อยละ 70 รัฐบาลจึงได้อนุมัติแผนพัฒนากำลังผลิตไฟฟ้าของประเทศ พ.ศ. 2555-2573 [2] โดยสำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน แผนดังกล่าวได้เน้นถึงเรื่องความมั่นคงและความเพียงพอของกำลังการผลิตไฟฟ้า ควบคู่ไปกับนโยบายการดูแลรักษาสิ่งแวดล้อม การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงาน ส่งเสริมให้มีการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานหมุนเวียนที่สอดคล้องกับแผนการพัฒนาพลังงานทดแทนและพลังงานทางเลือก พ.ศ. 2555-2564 (Alternative Energy Development Plan : AEDP 2012-2021) โดยมีเป้าหมายการเพิ่มสัดส่วนของพลังงานทดแทนให้ได้ร้อยละ 25 ภายใน 10 ปี และการส่งเสริมการผลิตไฟฟ้าอย่างมีประสิทธิภาพด้วยระบบการผลิตพลังงานความร้อนและไฟฟ้าร่วมกัน (Cogeneration) จากสถานการณ์ดังกล่าวจึงจำเป็นต้องหันกลับมาทบทวนถึงศักยภาพทางพลังงานของประเทศไทยว่า หากต้องการลดการพึ่งพาการนำเข้าพลังงานจากต่างประเทศ จะต้องใช้พลังงานงานจากภาคส่วนใดเป็นการทดแทน โดยเป็นพลังงานที่มีความยั่งยืน เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมและสามารถสร้างองค์ความรู้ได้จากบุคลากรภายในประเทศ

เนื่องจากประเทศไทยเป็นประเทศเกษตรกรรม ซึ่งมีผลผลิตทางการเกษตรรวมถึงผลผลิตเหลือใช้จากภาคเกษตรกรรมที่มีศักยภาพสูงสามารถใช้เป็นพลังงานทดแทนได้ทั้งทางตรงและการแปรรูป เช่น ข้าว อ้อย ปาล์มน้ำมัน มันสำปะหลัง ชานอ้อย ใยและกะลาปาล์ม แกลบและซังข้าวโพด เป็นต้น รูปที่ 1.2 แสดงผลการประเมินศักยภาพของชีวมวล พ.ศ.2551 โดยอาศัยข้อมูลผลผลิตทางการเกษตร 6 ชนิดได้แก่ ข้าว อ้อยโรงงาน ข้าวโพดเลี้ยงสัตว์ ปาล์มน้ำมัน มันสำปะหลังและยางพารา [2]

รูปที่ 1.2 รูปแสดงศักยภาพเชื้อเพลิงชีวมวล [2]

นอกจากนี้ชีวมวลยังมีความเป็นวัฏจักรซึ่งแสดงให้เห็นถึงความสามารถผลิตชีวมวลได้เรื่อยๆในระบบนิเวศน์อย่างสมดุลดังรูปที่ 1.3 พลังงานจากแสงอาทิตย์สะสมรวมกันอยู่ในแหล่งกักเก็บพลังงานโดยพืชซึ่งใช้กระบวนการสังเคราะห์แสงและนำไปสะสมในรูปแบบของสารอินทรีย์หรือส่วนประกอบต่างๆ วัฏจักรชีวมวลเริ่มต้นด้วยพลังงานที่ได้จากต้นไม้ เมื่อเผาไหม้จะให้ความร้อนและก๊าซซึ่งมีส่วนประกอบของคาร์บอนกลับคืนสู่สิ่งแวดล้อม ซึ่งพืชจำเป็นต้องใช้เพื่อการสังเคราะห์แสงและเจริญเติบโต สามารถผันกลับไปเป็นพลังงานชีวมวลต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 1.3 พลังงานหมุนเวียนชีวมวลและคาร์บอน

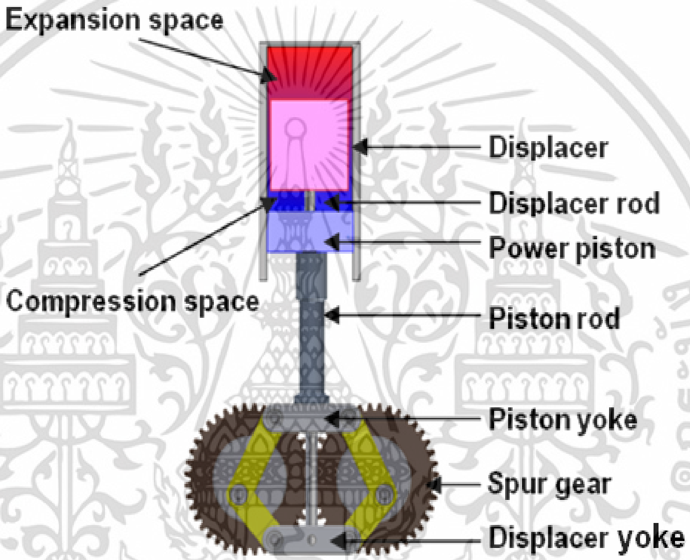
ดังนั้นชีวมวลจึงเป็นทางเลือกที่สำคัญในการพัฒนาสู่ความยั่งยืนและความสมดุลของระบบนิเวศน์ระหว่างความต้องการของสิ่งมีชีวิตและสิ่งแวดล้อม ที่สำคัญพลังงานชีวมวลส่วนใหญ่สามารถควบคุมให้มีการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ได้ง่ายและคาร์บอนไดออกไซด์ที่ถูกปล่อยออกมานั้นมีปริมาณน้อย

ก๊าซชีวภาพจากฟาร์มหรืออุตสาหกรรมปศุสัตว์ อุตสาหกรรมอาหาร อุตสาหกรรมผลไม้กระป๋องและอุตสาหกรรมเกษตรต่างๆ รวมทั้งผลผลิตและผลพลอยได้ทางการเกษตรที่มีมากมายแต่มีราคาต่ำและเกิดปัญหาต่อเกษตรกรในประเทศไทยอย่างมาก เนื่องจากสินค้าไม่ได้ราคา ถูกกดขี่ทางการตลาดและกลไกของราคา ผลผลิตที่ล้นตลาดส่งผลให้เกิดการเน่าเสีย รวมทั้งเป็นปัญหาให้รัฐบาลต้องแบกรับภาระและหาทางแก้ไขมาโดยตลอด หากมีการนำเอาเทคโนโลยีที่เหมาะสมเข้ามาพัฒนาเปลี่ยนพลังงานชีวมวลเหล่านี้ให้มีมูลค่าเพิ่ม เช่น การผลิตไฟฟ้าจากชีวมวลด้วยเครื่องยนต์ทางเลือกที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมและไม่ต้องพึ่งพาเชื้อเพลิงฟอสซิลด้วยพลังงานยั่งยืนจะเป็นการแก้ปัญหาความยากจนให้แก่เกษตร สามรถลดต้นทุนการผลิตและค่าใช้จ่ายของผู้ผลิต ส่งผลให้ประชากรไทยมีความเป็นอยู่ที่ดีขึ้นและลดภาระของรัฐบาลทั้งทางตรงและทางอ้อม [3]

เทคโนโลยีที่น่าสนใจและเหมาะจะนำมาใช้ร่วมกับชีวมวลมีค่อนข้างหลากหลาย [4] ตัวอย่างเช่น ระบบผลิตไฟฟ้าทางเลือกโดยใช้หม้อไอน้ำ (Boiler) ที่ใช้ชีวมวลเป็นเชื้อเพลิงสำหรับผลิตไอน้ำเพื่อใช้ขับเคลื่อนเครื่องจักรไอน้ำหรือกังหันไอน้ำเพื่อผลิตไฟฟ้า การพัฒนาเครื่องจักรไอน้ำ (Steam engine) โดยใช้ร่วมกับกังหันไอน้ำขนาดเล็ก (Compact/micro Steam turbine) ที่ใช้ในวิสาหกิจขนาดกลางและขนาดเล็ก [4] หากแต่ระบบผลิตไฟฟ้าจากพลังงานทางเลือกทั้งสองระบบมีข้อจำกัดเรื่องราคาของหม้อไอน้ำ เครื่องจักรไอน้ำและกังหันไอน้ำที่มีราคาสูง นอกจากนี้อาจมีปัญหาเรื่องของอะไหล่ที่ต้องนำเข้าจากต่างประเทศด้วย ดังนั้นหากตั้งโจทย์ว่าประเทศไทยต้องการเครื่องยนต์ที่มีโครงสร้างไม่ซับซ้อน สามารถผลิตได้เองโดยใช้วัสดุและแรงงานภายในประเทศนั้น เครื่องยนต์ชนิดดังกล่าวยังอาจไม่เหมาะสมนัก ดังนั้นจึงต้องมองหาเทคโนโลยีทางเลือกอื่นๆเพิ่มเติมที่เหมาะกับบริบทของประเทศไทยตัวอย่างเช่น เครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Stirling engine) เป็นเครื่องยนต์อากาศร้อน ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกล ประกอบด้วยลูกสูบสองชิ้น คือ ลูกสูบไล่(Displacer piston) และลูกสูบกำลัง (Power piston) เครื่องยนต์จะมีการรับความร้อนจากแหล่งความร้อนโดย ฮีตเตอร์ (Heater) และระบายความร้อนออกด้วยคูลเลอร์ (Cooler) การเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ทำได้โดยการใช้รีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) ซึ่งเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทำหน้าที่เป็นตัวซับความร้อนเมื่อสารทำงานไหลจากฮีตเตอร์ไปสู่คูลเลอร์และเป็นตัวอุ่นความร้อนเมื่อสารทำงานไหลจากคูลเลอร์ไปสู่ฮีตเตอร์ การทำงานของเครื่องยนต์จะอาศัยหลักการขยายตัว (Expansion) และหดตัว (Compression) ของแก๊สเมื่อไหลผ่านฮีตเตอร์และคูลเลอร์ของเครื่องยนต์ กำลังที่ได้จากเครื่องยนต์จะส่งผ่านกลไกการขับเคลื่อนเพื่อเปลี่ยนเป็นพลังงานกลต่อไป ส่วนประกอบต่างๆของเครื่องยนต์แสดงไว้ในรูปที่ 1.4



รูปที่ 1.4 แสดงลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงกลไกรอมบิก

จุดเด่นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงคือ สามารถทำงานได้ด้วยการให้ความร้อนจากภายนอกเครื่องยนต์ จึงสามารถประยุกต์ใช้ได้กับเชื้อเพลิงที่หลากหลาย เช่น ความร้อนจากแสงอาทิตย์ ความร้อนจากพลังงานชีวมวลและความร้อนจากไอเสียทางภาคอุตสาหกรรม เป็นต้น ทำให้มีข้อดีเหนือกว่าเครื่องยนต์สันดาปภายใน (Internal combustion engine) ทั้งนี้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงยังเป็นเครื่องยนต์ที่มีโครงสร้างไม่ซับซ้อน มีประสิทธิภาพสูง ทำงานเงียบ จุดเด่นดังกล่าวเหล่านี้ทำให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงถูกนำมาใช้ในการผลิตไฟฟ้ากันมากขึ้นในยุคที่มีการผันผวนของราคาเชื้อเพลิงฟอสซิล ทั้งนี้การใช้พลังงานทดแทนยังเป็นแนวทางที่หลายๆประเทศให้ความสนใจเพื่อการพัฒนาประเทศอย่างยั่งยืน สำหรับตัวอย่างประเทศเพื่อนบ้านที่นำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาใช้ร่วมกับระบบการผลิตไฟฟ้า คือ ประเทศกัมพูชาและประเทศบังคลาเทศ ดังรูปที่ 1.5 และรูปที่ 1.6 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 1.5 โรงไฟฟ้าพลังงานชีวมวลโดยใช้เครื่องยนต์ของ ST-5 ที่จังหวัดพนมเปญ ประเทศกัมพูชา โดยความร่วมมือของบริษัทจากประเทศญี่ปุ่นและบริษัทจากประเทศสหรัฐอเมริกา
แหล่งภาพ : http://www.pro-materials.com/en/international_cooperation/01.html

รูปที่ 1.6 เครื่องยนต์ต้นแบบชนิด ST-5 [4] ของบริษัท Stirling Technology, Inc. และการใช้งานเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ST-5 ของชาวบังคลาเทศ [4]

แม้วัฏจักรสเตอร์ลิงเป็นวัฏจักรที่มีประสิทธิภาพใกล้เคียงกับวัฏจักรคาร์โนต์ซึ่งมีค่าสูงสุดเมื่อเทียบกับวัฏจักรอื่นๆ แต่ในทางปฏิบัติจริง เครื่องยนต์จะมีการสูญเสียต่างๆเกิดขึ้นไม่ว่าจะเป็นการสูญเสียความร้อนของเครื่องยนต์ให้กับสิ่งแวดล้อม การสูญเสียเนื่องจากการระบายความร้อน การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล การสูญเสียอันเนื่องมาจากการรั่วของสารทำงานและแรงดันของสาร และการสูญเสียเนื่องจากกลไกต่างๆของเครื่องยนต์เป็นต้น จะเห็นได้ว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์ที่มีกลไกความสูญเสียที่หลากหลาย ซึ่งส่งผลให้ประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ลดลง

กล่าวโดยสรุป เมื่อพิจารณาเรื่องเทคโนโลยีเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแล้ว ถือเป็นทางเลือกที่ยั่งยืนสำหรับประเทศไทย ไม่ว่าจะเป็นเรื่องการใช้พลังงานร่วมนอกเหนือจากเชื้อเพลิงฟอสซิลและแก๊ส การทำงานของเครื่องยนต์ที่เงียบและไม่เป็นมลภาวะ รูปร่างและกลไกของเครื่องยนต์ที่ไม่ซับซ้อนสามารถผลิตได้จากแรงงานภายในประเทศ หากแต่องค์ความรู้และความเข้าใจเครื่องยนต์ชนิดนี้ในประเทศไทยยังมีไม่มากนัก ดังนั้นจึงเป็นเรื่องจำเป็นที่นักวิจัยต้องหันมาศึกษาเครื่องยนต์ชนิดนี้เพื่อเป็นการสร้างทั้งองค์ความรู้และพัฒนาบุคลากรของประเทศเพื่อที่จะได้นำความรู้ที่ได้ไปใช้ต่อยอดต่อไปในอนาคต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1. เพื่อเพิ่มสมรรถนะการทำงานของเครื่องยนต์ต้นแบบ
2. เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้เชื้อเพลิงชีวมวล

1.3 สมมติฐานของการศึกษา

1. กำลังของเครื่องยนต์แปรผันตรงความดันของสารทำงานภายในเครื่องยนต์ ดังนั้นเมื่อเพิ่มความดันให้แก่สารทำงาน เครื่องยนต์จะทำงานด้วยกำลังที่สูงขึ้น
2. การรั่วของสารทำงานระหว่างส่วนการอัด (Compression space) กับห้องเครื่องยนต์ เป็นสาเหตุที่ทำให้เครื่องยนต์ต้นแบบไม่สามารถทำงานได้ที่ความดันบรรยากาศ
3. การใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานจะทำให้เครื่องยนต์ทำงานด้วยกำลังที่สูงขึ้นเนื่องจากการลดลงของแรงเสียดทานการไหล

1.4 ขอบเขตของโครงงาน

1. พัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบตาขับเคลื่อนด้วยกลไกแบบรอมบิก
2. เครื่องยนต์ต้นแบบมีกำลังไม่เกิน 2 แรงม้า
3. สารทำงานที่ใช้คืออากาศและฮีเลียม
4. แหล่งความร้อนที่ใช้คือแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัม/ชั่วโมง

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. มีความรู้ความเข้าใจเกี่ยวกับหลักการทำงานและการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
2. ทราบวิธีการปรับปรุงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงให้มีสมรรถนะสูงขึ้นได้
3. เป็นต้นแบบการใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยใช้พลังงานจากชีวมวล

มหาวิทยาลัยพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

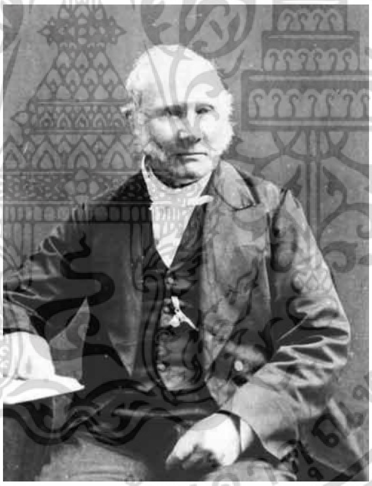
บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

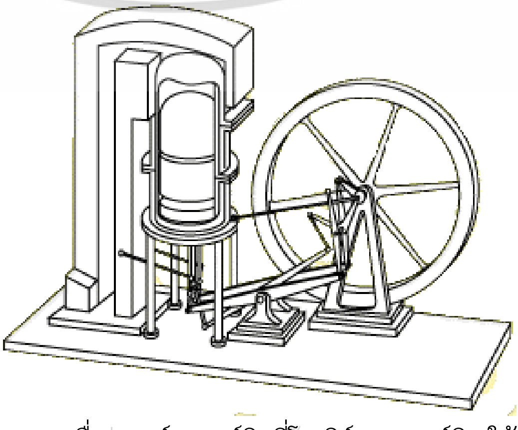
2.1 ความรู้ทั่วไปเกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

2.1.1 ประวัติและพัฒนาการของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นชื่อที่ตั้งขึ้นเพื่อเป็นเกียรติแก่นักประดิษฐ์และบาทหลวงโรเบิร์ต สเตอร์ลิง (Robert Stirling) [5] ดังรูปที่ 2.1 มีชีวิตอยู่ในช่วงคริสต์ศตวรรษที่ 19 ซึ่งเป็นยุคของการปฏิวัติเทคโนโลยี การปฏิรูปเศรษฐกิจและสังคมของยุโรป ในช่วงนั้นเครื่องจักรไอน้ำ (Steam engine) ถูกใช้กันอย่างแพร่หลายในเหมืองถ่านหินและมักมีการการระเบิดเกิดขึ้นบ่อยครั้ง ทำให้ได้รับความเสียหายทั้งชีวิตและทรัพย์สิน ด้วยแนวคิดที่ต้องการให้คนงานในเหมืองทำงานได้อย่างปลอดภัย โรเบิร์ต สเตอร์ลิง (Robert Stirling) จึงได้พัฒนาเครื่องยนต์อากาศร้อนที่ทำงานด้วยแรงดันต่ำและไม่มีแรงดันไอน้ำที่เป็นอันตราย เครื่องยนต์ที่เขาคิดค้นได้รับการจดสิทธิบัตรเครื่องยนต์ในชื่อ The Stirling air engine and the heat exchanger or economizer (patent No. 4081) ตามรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.1 เซอร์โรเบิร์ต สเตอร์ลิง (Sir Robert Stirling) [9]



รูปที่ 2.2 แสดงแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่โรเบิร์ต สเตอร์ลิง ใช้จดสิทธิบัตร [9]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อย่างไรก็ตามเครื่องยนต์อากาศร้อนที่เขาได้คิดค้นมานั้นยังไม่ประสบผลสำเร็จเท่าไรนักในช่วงต้น เนื่องจากมีข้อจำกัดในเรื่องโลหะวิทยา วัสดุที่พอที่หาได้ในตอนนั้นมีเพียงเหล็กหล่อ (Cast Iron) ดังนั้นเมื่อชิ้นส่วนได้รับความร้อนจะเกิดการออกซิไดซ์อย่างรวดเร็วและเกิดการลุกไหม้ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจึงมักถูกนำไปใช้ในการเดินเครื่องกลขนาดเล็กหรือหมุนพัดลมเท่านั้น ประกอบกับในช่วงกลางศตวรรษที่ 19 เครื่องยนต์สันดาปภายในถูกประดิษฐ์ขึ้น หลังจากนั้นก็มีการพัฒนาเป็นรูปแบบของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่จุดระเบิดด้วยหัวเทียนและในช่วงปลายศตวรรษเดียวกันนี้เอง มอเตอร์ไฟฟ้าก็ถูกคิดค้นขึ้นเช่นกัน ทำให้ทั้งเครื่องยนต์สันดาปภายในและมอเตอร์ไฟฟ้าเข้ามาแทนที่เครื่องยนต์อากาศร้อนและเครื่องยนต์ไอน้ำอย่างสิ้นเชิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงกลับมามีความน่าสนใจอีกครั้งเมื่อมีการนำเทคโนโลยีใหม่ๆมาใช้ในการออกแบบและสร้าง ตัวอย่างเช่น ห้องวิจัยฟิลิปส์ (Philips Research Laboratory) ประเทศเนเธอร์แลนด์ ได้ถูกก่อตั้งขึ้นเพื่อศึกษาวิจัยเกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยเฉพาะ โดยมีการนำความรู้ด้านอุณหพลศาสตร์, ด้านของไหลและด้านวัสดุศาสตร์ มาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ทำให้เครื่องยนต์มีกำลังสูงกว่ายุคแรกๆ ถึง 30 เท่า และมีงานวิจัยหลายชิ้นที่แสดงให้เห็น เช่น การพัฒนาเจนเนเรเตอร์ขนาดเล็กที่สามารถใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ จนกระทั่งต้นทศวรรษที่ 1950 มีการคิดค้นแบตเตอรี่แบบแห้งขึ้น ทำให้สามารถเก็บพลังงานที่สร้างโดยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ง่ายขึ้น นอกจากนี้ฟิลิปส์ยังได้คิดค้นกลไกรอมบิก (Rhombic drive) ทำให้มีการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงออกมาหลายรูปแบบทั้งกระบอกสูบเดี่ยวและหลายกระบอกสูบ ในช่วงเดียวกันนี้ยังมีองค์กรอื่นๆ ที่สนใจศึกษาและพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เช่น บริษัทสเตอร์ลิงเทคโนโลยี (Stirling Technology Inc.) ซึ่งปัจจุบันคือบริษัทอินฟิเนีย (Infinia Inc.) ทำการสร้างเครื่องยนต์รุ่น ST-5, องค์การนาซา (NASA) ทำการวิจัยการผลิตไฟฟ้าจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อนำไปใช้ในอวกาศ, กระทรวงกลาโหมของสหรัฐอเมริกาวิจัยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อใช้ในสนามรบ และในปี ค.ศ.1964 ศาสตราจารย์วิลเลี่ยม เบลล์ (William Beale) อาจารย์แห่งมหาวิทยาลัยโอไฮโอ (Ohio) สหรัฐอเมริกา ได้คิดค้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบอิสระ (Free-Piston Stirling Engine, FPSE) และก่อตั้งบริษัทซันพาวเวอร์ (Sunpower Inc.) เพื่อวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์แบบลูกสูบอิสระมาจนถึงปัจจุบัน [6]

2.1.2 รูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีส่วนประกอบหลักคือลูกสูบสองลูก และชิ้นส่วนระบายความร้อนซึ่งประกอบด้วย ส่วนรับความร้อน ส่วนระบายความร้อน และรีเจนเนอเรเตอร์ โดยเครื่องยนต์ทำงานตามกระบวนการทางเทอร์โมไดนามิกส์สองแบบ คือ กระบวนการปริมาตรคงที่ระหว่างการรับและระบายความร้อน และกระบวนการอุณหภูมิคงที่ระหว่างกระบวนการอัดและขยายตัวของสารทำงาน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถมีรูปร่างที่แตกต่างกันได้ แต่จะมีส่วนประกอบหลักและกระบวนการทำงานคล้ายคลึงกัน โดยสามารถแบ่งประเภทของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงตามรูปร่างการจัดเรียงตัวของลูกสูบได้ 3 ลักษณะคือ แอลฟ่า, เบต้า และแกมม่า ดังที่แสดงในรูปที่ 2.3

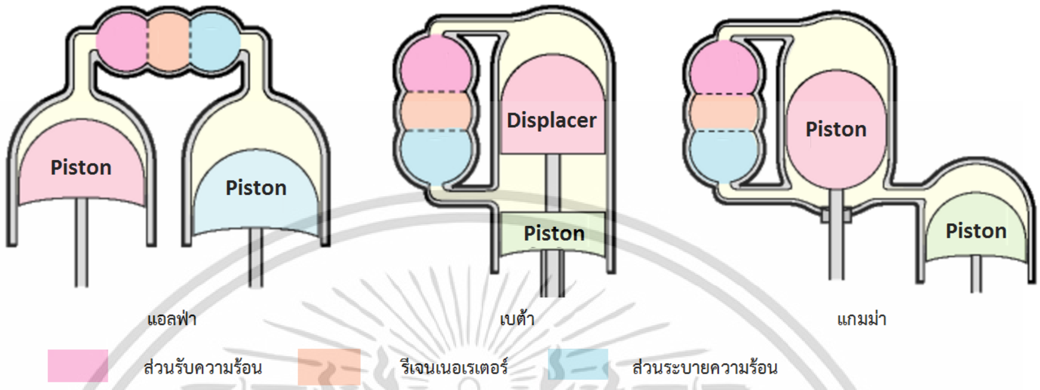
เครื่องยนต์แบบแอลฟ่าประกอบด้วยลูกสูบร้อนและลูกสูบเย็น ซึ่งอยู่ในกระบอกสูบที่แยกกัน และกระบอกสูบทั้งสองเชื่อมต่อกันด้วยส่วนรับความร้อน รีเจนเนอเรเตอร์ และส่วนระบายความร้อน

เครื่องยนต์แบบเบต้ามีลูกสูบสองลูกอยู่ในกระบอกสูบที่เรียงตัวในแนวเดียวกัน ลูกสูบที่อยู่ด้านรับความร้อนเรียกว่าลูกสูบไล่ (Displacer piston) และลูกสูบที่อยู่ด้านระบายความร้อนเรียกว่าลูกสูบกำลัง (Power piston) โดยลูกสูบไล่จะทำหน้าที่ไล่สารทำงานให้ไปรับความร้อนที่ด้านร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สลับกับการไล่สารทำงานไประบายความร้อนที่ด้านเย็น ส่วนลูกสูบกำลังทำหน้าที่อัดสารทำงานในกระบวนการอัดและผลิตกำลังในกระบวนการขยาย

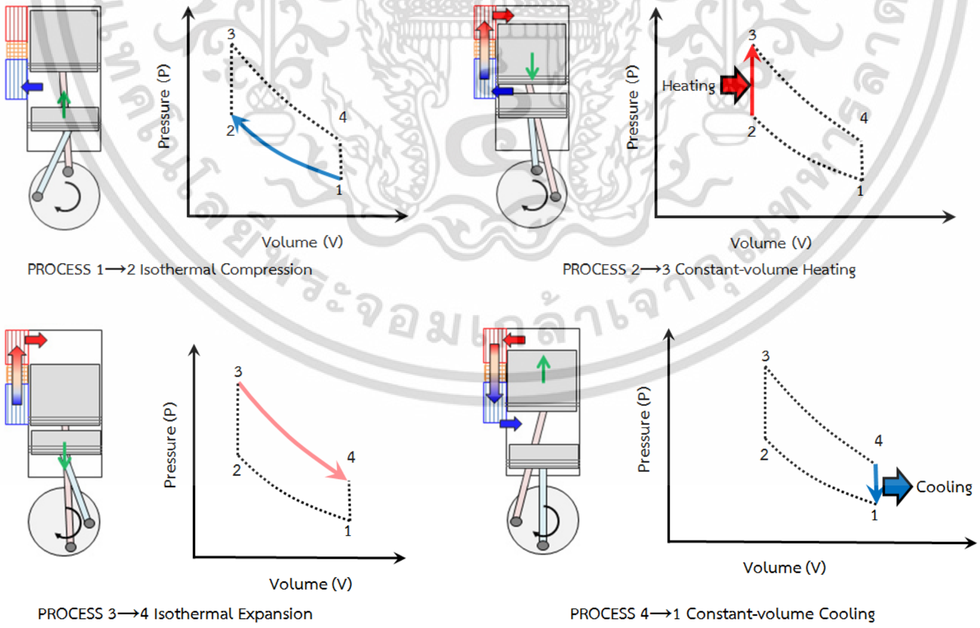
เครื่องยนต์แบบแกมม่าประกอบด้วยลูกสูบสองลูกคือลูกสูบไล่และลูกสูบกำลัง คล้ายกับแบบเบต้า แตกต่างกันที่ลูกสูบทั้งสองอยู่ในกระบอกสูบที่ไม่อยู่ในแนวเดียวกัน โดยมีส่วนระบายความร้อนเชื่อมต่อกระบอกสูบทั้งสอง



รูปที่ 2.3 ลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบต่างๆ

2.1.3 วัฏจักสเตอร์ลิงและทฤษฎีการวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในอุดมคติ

วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติประกอบด้วยกระบวนการทางอุณหพลศาสตร์สองแบบ [7] คือ กระบวนการปริมาตรคงที่ระหว่างการรับและระบายความร้อน และกระบวนการอุณหภูมิคงที่ระหว่างกระบวนการอัดและขยายตัวของสารทำงาน ดังรูปที่ 2.4



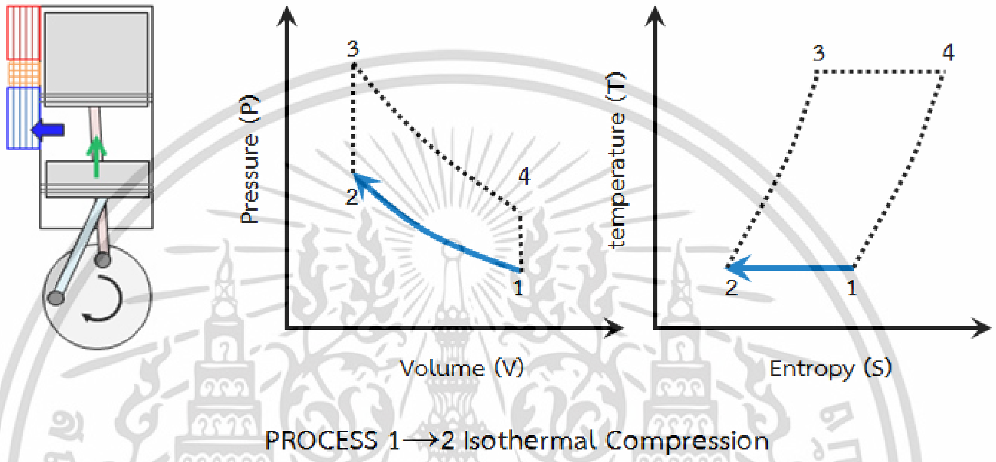
รูปที่ 2.4 วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ

วัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงประกอบไปด้วยกระบวนการทางอุณหพลศาสตร์ 4 กระบวนการ ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1-2 กระบวนการอัดที่อุณหภูมิคงที่ (Isothermal Compression Process)
2-3 กระบวนการถ่ายเทความร้อนที่ปริมาตรคงที่ (Constant-volume Heating Process)
3-4 กระบวนการขยายที่อุณหภูมิคงที่ (Isothermal Expansion Process)
4-1 กระบวนการถ่ายเทความร้อนปริมาตรคงที่ (Constant-volume Cooling Process)

โดยแต่ละกระบวนการมีรายละเอียดดังต่อไปนี้
1-2 กระบวนการอัดที่อุณหภูมิคงที่ (Isothermal Compression Process)



รูปที่ 2.5 กระบวนการอัดที่อุณหภูมิคงที่

ในกระบวนการนี้ลูกสูบกำลัง (Power piston) จะเริ่มเคลื่อนที่ขึ้นเพื่อดันสารทำงานผ่านส่วนเย็น ไปสู่รีเจนเนอร์เนเตอร์ ความร้อนจะถูกระบายจากสารทำงานออกนอกระบบที่ค่าอุณหภูมิต่ำสุด (T_{min}) งานที่ทำต่อสารทำงานมีค่าเท่ากับความร้อนที่ถูกระบายออก ทำให้ไม่มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในและเอนโทรปีจะลดลง

จากรูปสามารถหาความสัมพันธ์ของความดัน อุณหภูมิ ปริมาณการถ่ายเทความร้อนและการเปลี่ยนแปลงเอนโทรปีได้จากการวิเคราะห์แบบ Isothermal ตามสมการดังต่อไปนี้

ความดัน

$$P_2 = \frac{P_1 V_1}{V_2} = P_1 r \tag{2.1}$$

อุณหภูมิ

$$\mathrm{T_1 = T_2 = T_C} \tag{2.2}$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท (Q) = งาน (W)

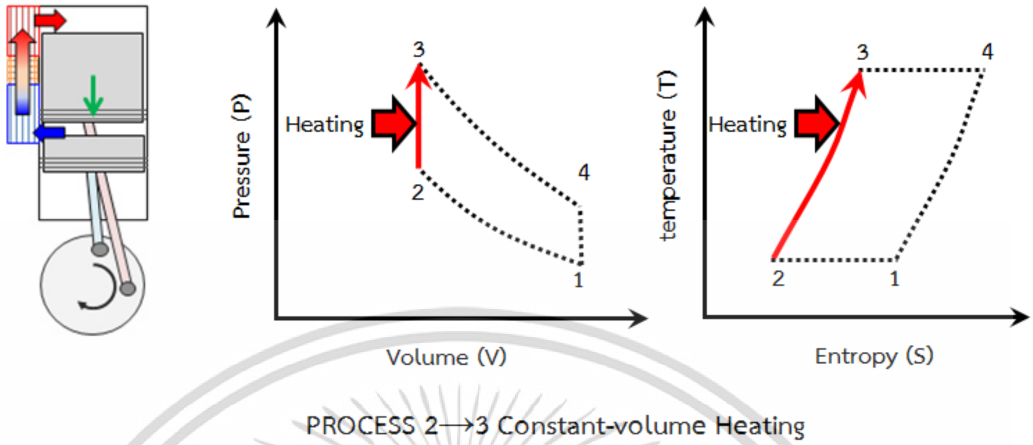
$$(Q) = (W) = P_1 V_1 ln\left(\frac{1}{r}\right) = \mathrm{R}T_1 ln\left(\frac{1}{r}\right) \tag{2.3}$$

การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี

$$(S_2 - S_1) = \mathrm{R}ln\left(\frac{1}{r}\right) \tag{2.4}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2-3 กระบวนการถ่ายเทความร้อนที่ปริมาตรคงที่ (Constant-volume Heating Process)



รูปที่ 2.6 กระบวนการถ่ายเทความร้อนที่ปริมาตรคงที่

ขณะที่สารทำงานไหลผ่านรีเจนเนอเรเตอร์ ความร้อนที่รีเจนเนอเรเตอร์สะสมไว้จะถูกถ่ายเทไปสู่สารทำงาน ทำให้ของไหลมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจาก T_{min} เป็น T_{max} หากแต่นกระบวนการจะไม่มีงานเกิดขึ้นเนื่องจากเป็นกระบวนการที่มีการทำงานแบบปริมาตรคงที่ แต่เอนโทรปีและพลังงานภายในของของไหลจะเพิ่มขึ้น

จากรูปสามารถหาความสัมพันธ์ของความดัน ปริมาตร ปริมาณการถ่ายเทความร้อน งาน และการเปลี่ยนแปลงเอนโทรปีได้จากการวิเคราะห์แบบ Adiabatic ตามสมการดังต่อไปนี้

ความดัน

$$P_3 = \frac{P_2 T_3}{T_2} = P_2/\tau \qquad (2.5)$$

ปริมาตร

$$V_3 = V_2 \qquad (2.6)$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท

$$(Q) = C_v(T_3 - T_2) \qquad (2.7)$$

งาน

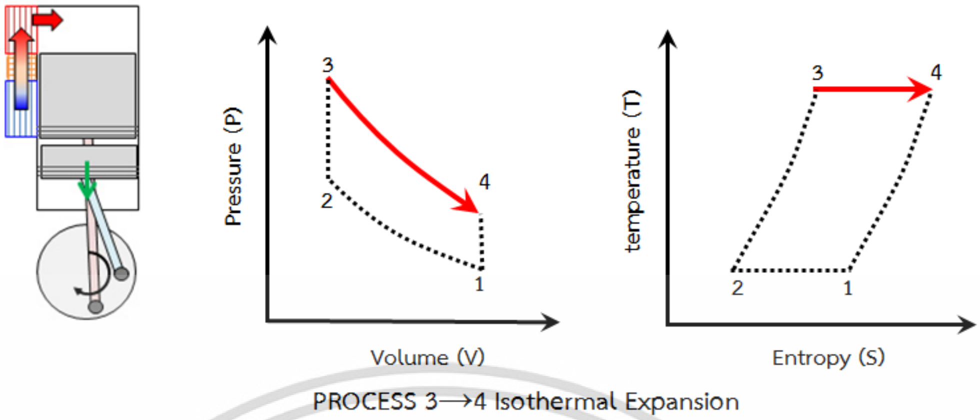
$$(W) = 0 \qquad (2.8)$$

การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี

$$S_3 - S_2 = C_v ln\left(\frac{1}{\tau}\right) \qquad (2.9)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3-4 กระบวนการขยายที่อุณหภูมิคงที่ (Isothermal Expansion Process)



รูปที่ 2.7 กระบวนการขยายที่อุณหภูมิคงที่

ในกระบวนการนี้ สารทำงานจะได้รับความร้อนจากแหล่งพลังงานภายนอกในขณะที่มีขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่ งานที่ได้จากกระบวนการนี้มีค่าเท่ากับปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทเข้าสู่ระบบ ดังนั้นจึงไม่มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของสารทำงาน แต่เอนโทรปีจะเพิ่มขึ้น

จากรูปสามารถหาความสัมพันธ์ของความดัน อุณหภูมิ ปริมาณการถ่ายเทความร้อนและการเปลี่ยนแปลงเอนโทรปีได้จากการวิเคราะห์แบบ Isothermal ตามสมการดังต่อไปนี้

ความดัน

$$P_4 = \frac{P_3 V_3}{V_4} = P_4 \left(\frac{1}{r}\right) \tag{2.10}$$

อุณหภูมิ

$$T_3 = T_4 = T_h \tag{2.11}$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท (Q) = งาน (W)

$$(Q) = (W) = P_3 V_3 \ln(r) = R T_3 \ln(r) \tag{2.12}$$

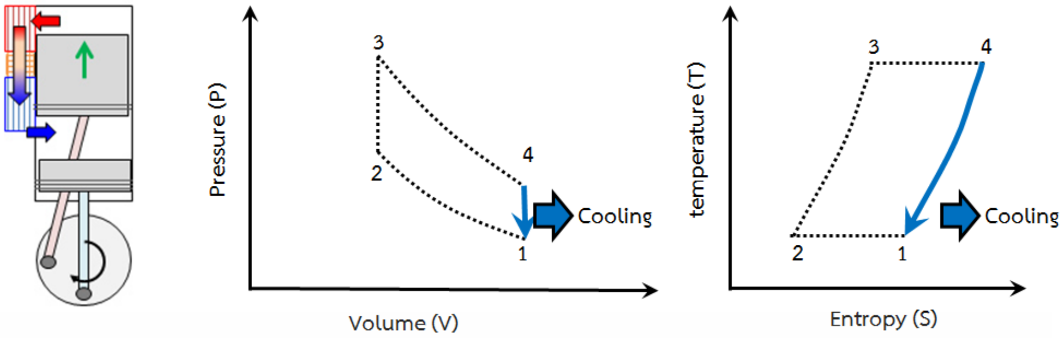
การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี

$$(S_4 - S_3) = R\ln(r) \tag{2.13}$$

4-1 กระบวนการถ่ายเทความร้อนที่ปริมาตรคงที่ (Constant-volume Cooling Process)

กระบวนการนี้ลูกสูบไล่ (Displacer piston) จะเคลื่อนที่ไปจนสุดที่จุดศูนย์ตายบนและแทนที่สารทำงานในส่วนร้อนของเครื่องยนต์ ลูกสูบกำลังก็เคลื่อนที่ลงไปจนสุดเช่นกัน ในระหว่างนั้นปริมาตรจะมีค่าคงที่ สำหรับกระบวนการนี้ความร้อนจะถูกถ่ายเทจากสารทำงานสู่รีเจนเนอเรเตอร์ ทำให้ของไหลมีอุณหภูมิลดลงจาก T_{max} เป็น T_{min} กระบวนการนี้จะไม่เกิดงานเนื่องจากปริมาตรคงที่ แต่พลังงานภายในและเอนโทรปีของของไหลจะลดลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



PROCESS 4⟶1 Constant-volume Cooling

รูปที่ 2.8 กระบวนการถ่ายเทความร้อนที่ปริมาตรคงที่

จากรูปสามารถหาความสัมพันธ์ของความดัน ปริมาตร ปริมาณการถ่ายเทความร้อน งาน และการเปลี่ยนแปลงเอนโทรปีได้จากการวิเคราะห์แบบ Adiabatic ตามสมการดังต่อไปนี้

ความดัน

$$P_1 = \frac{P_4 T_1}{T_4} = \frac{P_1}{\tau} \tag{2.14}$$

ปริมาตร

$$V_1 = V_4 \tag{2.15}$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท

$$(Q) = C_v(T_1 - T_4) \tag{2.16}$$

งาน

$$(W) = 0 \tag{2.17}$$

การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี

$$S_1 - S_4 = C_v ln\left(\frac{1}{\tau}\right) \tag{2.18}$$

ในกระบวนการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำงานกับรีเจนเนอเรเตอร์ ความร้อนที่ถ่ายเทจากรีเจนเนอเรเตอร์ในกระบวนการที่ 2-3 มีปริมาณเท่ากับความร้อนที่ถ่ายเทไปเก็บไว้ที่รีเจนเนอเรเตอร์ของกระบวนการที่ 4-1 ดังนั้นจะได้ว่า

$$\text{ประสิทธิภาพเชิงความร้อน} = \frac{\text{งานสุทธิ}}{\text{ความร้อนทั้งหมดที่ได้รับ}}$$

$$= \frac{\text{ความร้อนทั้งหมดที่ได้รับ} - \text{ความร้อนทั้งหมดที่ถ่ายเทออก}}{\text{ความร้อนทั้งหมดที่ได้รับ}}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= \frac{RT_3 \ln r - RTln\left(\frac{1}{r}\right)}{RT_3 \ln r}$$

$$= 1 - \tau$$

ซึ่งค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีค่าเท่ากับประสิทธิภาพของคาร์โนต์ เมื่อเครื่องยนต์ทำงานโดยมีอุณหภูมิส่วนต่างระหว่างด้านร้อนและด้านเย็นเท่ากัน

2.1.4 สมมติฐานของชมิดท์ (Schmidt Assumption)

การวิเคราะห์การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่แพร่หลายอีกแบบหนึ่งคือ การวิเคราะห์ของชมิดท์ โดยการสมมติให้การเคลื่อนที่ของลูกสูบเป็นแบบฮาร์โมนิก กระบวนการอัดและขยายตัวของสารทำงานที่อุณหภูมิคงที่ (Isothermal Compression and Expansion) และรีเจนเนอเรเตอร์เป็นแบบอุดมคติ จึงจะเห็นว่าการวิเคราะห์แบบนี้ยังมีความเป็นอุดมคติอยู่ แต่จะใกล้เคียงความเป็นจริงมากกว่าการวิเคราะห์วัฏจักสเตอร์ลิงในอุดมคติ ทำให้ทฤษฎีของ ชมิดท์นี้มีประโยชน์ต่อการออกแบบเครื่องยนต์ [8]

สมมติฐานในทฤษฎีของชมิดท์มีดังนี้

1. รีเจนเนอเรเตอร์เป็นแบบอุดมคติ
2. ความดันขณะใดๆ มีค่าเท่ากันทั้งระบบ
3. สารทำงานเป็นแก๊สอุดมคติตามสมการของแก๊ส, PV=RT
4. ไม่มีการรั่วไหลของสารทำงาน
5. การเปลี่ยนแปลงปริมาตรของระบบเป็นกราฟซายน์ (Sine)
6. ไม่มีความแตกต่างของอุณหภูมิในส่วนแลกเปลี่ยนความร้อน
7. อุณหภูมิของกระบอกสูบและลูกสูบคงที่
8. ความเร็วของเครื่องยนต์คงที่

ตารางที่ 2.1 แสดงสัญลักษณ์ของตัวแปรที่ใช้ในสมการของชมิดท์

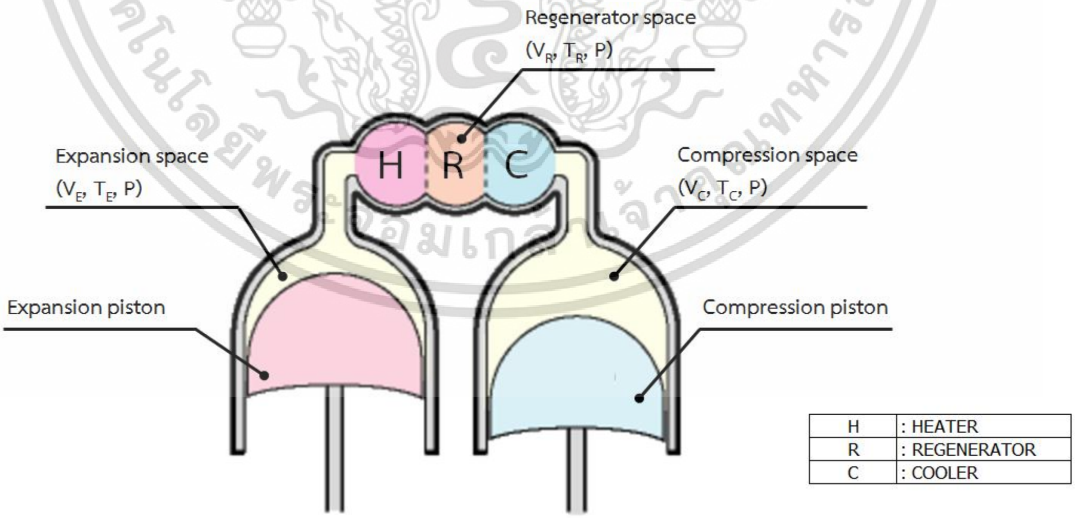
Name	Symbol	Unit
Engine pressure	P	Pa
Swept volume of expansion piston or displacer piston	V_{SE}	m^3
Swept volume of compression piston or power piston	V_{SC}	m^3
Dead volume of expansion space	V_{DE}	m^3
Regulator volume	V_R	m^3
Dead volume of compression space	V_{DC}	m^3
Expansion space momental volume	V_E	m^3
Compression space momental volume	V_C	m^3
Total momental volume	V	m^3
Total mass of working gas	m	kg

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.1 แสดงสัญลักษณ์ของตัวแปรที่ใช้ในสมการของชมิดท์ (ต่อ)

Name	Symbol	Unit
Gas constant	R	$J/kg \cdot K$
Expansion space gas temperature	T_H	K
Compression space gas temperature	T_C	K
Regenerator space gas temperature	T_R	K
Phase angle	dx	deg
Temperature ratio	t_E	
Swept volume ratio	v	
Dead volume ratio	X	
Engine speed	n	Hz
Indicated expansion energy	W_E	J
Indicated compression energy	W_C	J
Indicated energy	W_i	J
Indicated expansion power	L_E	W
Indicated compression power	L_C	W
Indicated power	L_i	W
Indicated efficiency	e	

2.1.4.1 การวิเคราะห์เครื่องยนต์ชนิดแอลฟ่าโดยใช้ทฤษฎีของชมิดท์



รูปที่ 2.9 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแอลฟ่า

ในขั้นแรกจะต้องหา Momental expansion volume ซึ่งได้จากความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรส่วนขยาย (Expansion volume) และปริมาตรตาย (Dead volume) และมุมของข้อเหวี่ยง (Crank

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

angle) โดยกำหนดให้มุมที่ลูกสูบขยาย (Expansion piston) อยู่ที่ตำแหน่งสูงสุดเป็นมุม 0 องศา ดังสมการดังต่อไปนี้

สำหรับ Momental expansion volume (V_E) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE} \tag{2.19}$$

สำหรับ Momental compression volume (V_C) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE} \tag{2.20}$$

และ Total momental volume (V) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$V = V_E + V_R + V_C \tag{2.21}$$

จากสมมติฐานข้อ 1, 2 และ 3 สามารถหามวลรวมของสารทำงาน (Total mass of working gas) ได้จากสมการของแก๊สในอุดมคติคือ

$$m = \frac{PV_E}{RT_E} + \frac{PV_R}{RT_R} + \frac{PV_C}{RT_C} \tag{2.22}$$

สำหรับสัดส่วนอุณหภูมิ (Temperature ratio), สัดส่วนปริมาตรการกวาด (Swept volume ratio) และสัดส่วนปริมาตรตาย (Dead volume ratio) สามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$t = \frac{T_C}{T_E} \tag{2.24}$$

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \tag{2.25}$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} \tag{2.26}$$

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} \tag{2.27}$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \tag{2.28}$$

อุณหภูมิของรีเจนเนอเรเตอร์สามารถคำนวณได้โดยสมการ

$$T_R = \frac{T_E + T_C}{2} \tag{2.29}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการมวลรวมของสารทำงาน (Total mass of working gas) โดยใช้การแทนค่าความสัมพันธ์ของ Momental expansion volume และ Momental compression volume จะได้ว่า

$$m = \frac{PV_E}{2RT_C}\{S - \mathrm{B}\cos(x-a)\} \tag{2.30}$$

ค่า a หาได้จากสมการ

$$a = \tan^{-1}\frac{v \cdot \sin dx}{t + \cos dx} \tag{2.31}$$

ค่า S หาได้จากสมการ

$$S = 2tX_{DE} + \frac{4tX_R}{1+t} + v + 2X_{DC} \tag{2.32}$$

และค่า B หาได้จากสมการ

$$B = \sqrt{t^2 + 2tv\cos dx + v^2} \tag{2.33}$$

ความดันของเครื่องยนต์ สามารถหาได้จากสมการ

$$P = \frac{2mRT_c}{V_{SE}\{S - B\cos(\theta - a)\}} \tag{2.34}$$

ความดันเฉลี่ยของเครื่องยนต์ สามารถหาได้จากสมการ

$$P_{mean} = \frac{1}{2}\oint P dx = \frac{2mRT_c}{V_{se}\sqrt{S^2 - B^2}} \tag{2.35}$$

กำหนดให้ค่า c หาได้จากสมการ

$$c = \frac{B}{S} \tag{2.36}$$

สามารถหาความสัมพันธ์ของความดันของเครื่องยนต์และความดันเฉลี่ยของเครื่องยนต์ได้จากสมการ

$$P = \frac{P_{mean}\sqrt{S^2 - B^2}}{S - B\cos(x-a)} = \frac{P_{mean}\sqrt{1-c^2}}{1 - c\cdot\cos(x-a)} \tag{2.37}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อค่า cos (x-a) = -1 ค่าความดันจะเป็นความดันต่ำสุดของเครื่องยนต์ (P_{min}) จะได้ความสัมพันธ์ตามสมการ

$$P_{min} = \frac{2mRT_c}{V_{SE}(S+B)} \tag{2.38}$$

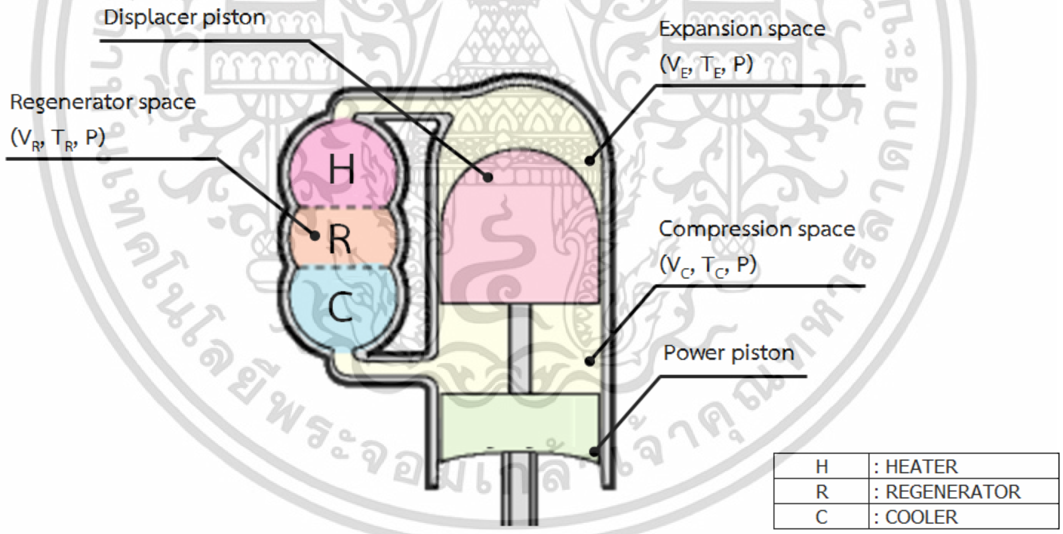
และจะหาความดันต่ำสุดของเครื่องยนต์ได้ว่า

$$P = \frac{P_{min}(S+B)}{S - B\cos(x-a)} = \frac{P_{min}(1+c)}{1 - c\cdot\cos(x-a)} \tag{2.39}$$

ดังนั้นกรณีที่เครื่องยนต์มีความดันสูงสุด จะได้ความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$P = \frac{P_{max}(S-B)}{S - B\cos(x-a)} = \frac{P_{min}(1-c)}{1 - c\cdot\cos(x-a)} \tag{2.39}$$

2.1.4.2 การวิเคราะห์เครื่องยนต์ชนิดเบต้าโดยใช้ทฤษฎีของชมิดท์



รูปที่ 2.10 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า

เช่นเดียวกับเครื่องยนต์ชนิดแอลฟ่า ในขั้นแรกจะต้องหาความสัมพันธ์ของ Expansion momental volume (V_E) และ Compression momental volume (V_C) ได้จากสมการ

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE} \tag{2.40}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2}(1+\cos x) + \frac{V_{SC}}{2}\{1-\cos(x-dx)\} + V_{DC} \quad (2.41)$$

ในกรณีของเครื่องยนต์ชนิดเบต้าที่ลูกสูบไล่ (Displacer piston) และลูกสูบกำลัง (Power piston) อยู่ในกระบอกสูบเดียวกัน เมื่อทั้งสองลูกสูบเกิดการ Overlap stroke จะส่งผลต่อพื้นที่การทำงาน (Working space) และค่า Overlap volume (V_B) ซึ่งหาได้จากสมการ

$$V_B = \frac{V_{SE}+V_{SC}}{2} - \sqrt{\frac{{V_{SE}}^2 - {V_{SC}}^2}{4} - \frac{V_{SE}V_{SC}}{2}\cos dx} \quad (2.42)$$

Total momental volume (V) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$V = V_E + V_R + V_C \quad (2.43)$$

ค่าความดันของเครื่องยนต์ (Engine pressure) ความดันเฉลี่ย (Mean pressure) ความดันต่ำสุด (Minimum pressure) และความดันสูงสุด (Maximum pressure) หาได้จากสมการ

$$P = \frac{P_{mean}\sqrt{1-c^2}}{1-\cos(x-a)} = \frac{P_{min}(1+c)}{1-\mathrm{c}\cdot\cos(x-a)} = \frac{P_{max}(1-c)}{1-\mathrm{c}\cdot\cos(x-a)} \quad (2.44)$$

สำหรับสัดส่วนอุณหภูมิ (Temperature ratio), สัดส่วนปริมาตรการกวาด (Swept volume ratio) และสัดส่วนปริมาตรตาย (Dead volume ratio) สามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$t = \frac{T_C}{T_E} \quad (2.45)$$

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \quad (2.46)$$

$$X_B = \frac{V_B}{V_{SE}} \quad (2.47)$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} \quad (2.48)$$

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} \quad (2.49)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \quad (2.50)$$

$$a = \tan^{-1}\frac{v\sin dx}{t+\cos dx+1} \quad (2.51)$$

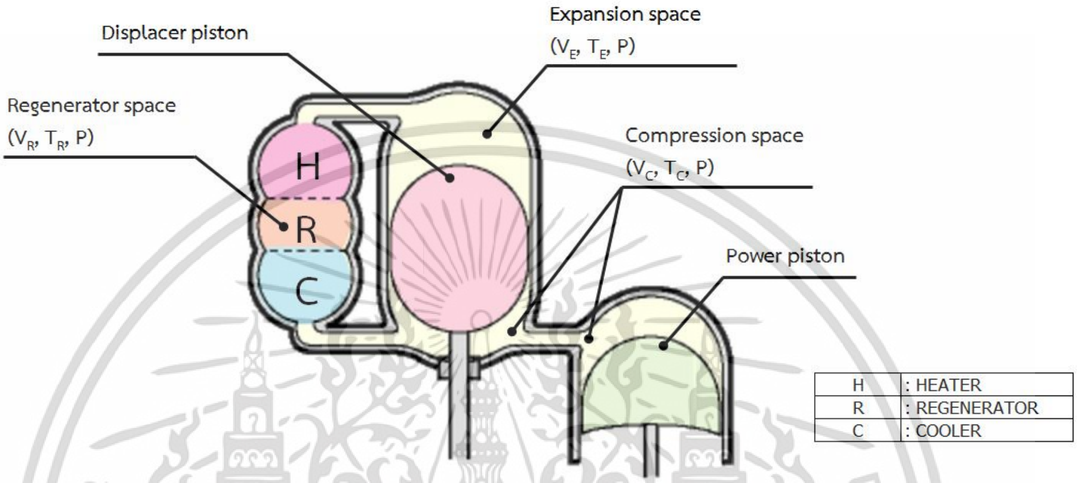
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$S = t + 2tX_{DE} + \frac{4tX_R}{1+t} + v + 2X_{DC} + 1 - 2X_B \quad (2.52)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2(t-1)v\cos dx + v^2 - 2t + 1} \quad (2.53)$$

$$c = \frac{B}{S} \quad (2.54)$$

2.1.4.3 การวิเคราะห์เครื่องยนต์ชนิดแกมม่าโดยใช้ทฤษฎีของชมิดท์



รูปที่ 2.11 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมม่า

เช่นเดียวกับเครื่องยนต์ชนิดแอลฟ่าและเบต้า ในขั้นแรกจะต้องหาความสัมพันธ์ของ Expansion momental volume (V_E) และ Compression momental volume (V_C) ได้จากสมการ

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE} \quad (2.55)$$

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2}(1 + \cos x) + \frac{V_{SC}}{2}\{1 - \cos(x - dx)\} + V_{DC} \quad (2.56)$$

Total momental volume (V) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$V = V_E + V_R + V_C \quad (2.57)$$

ค่าความดันของเครื่องยนต์ (Engine pressure) ความดันเฉลี่ย (Mean pressure) ความดันต่ำสุด (Minimum pressure) และความดันสูงสุด (Maximum pressure) หาได้จากสมการ

$$P = \frac{P_{mean}\sqrt{1-c^2}}{1 - \cos(x-a)} = \frac{P_{min}(1+c)}{1 - c \cdot \cos(x-a)} = \frac{P_{max}(1-c)}{1 - c \cdot \cos(x-a)} \quad (2.58)$$

สำหรับสัดส่วนอุณหภูมิ (Temperature ratio), สัดส่วนปริมาตรการกวาด (Swept volume ratio) และสัดส่วนปริมาตรตาย (Dead volume ratio) สามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$t = \frac{T_C}{T_E} \tag{2.59}$$

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \tag{2.60}$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} \tag{2.61}$$

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} \tag{2.62}$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \tag{2.63}$$

$$a = \tan^{-1}\frac{v \sin dx}{t + \cos dx - 1} \tag{2.64}$$

$$S = t + 2tX_{DE} + \frac{4tV_R}{1+t} + v + 2X_{DC} + 1 \tag{2.65}$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2(t-1)v\cos dx + v^2 - 2t + 1} \tag{2.66}$$

$$c = \frac{B}{S} \tag{2.67}$$

2.1.5 งานบ่งชี้, กำลังและประสิทธิภาพ

พลังงานบ่งชี้คือคือค่าที่ได้จากพื้นที่ใต้กราฟของ P-V diagram ทั้งทางฝั่งการอัดและการขยาย สำหรับพลังงานบ่งชี้ของส่วนการขยาย (Indicated expansion energy) สามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$W_E = \oint P dV_E \tag{2.68}$$

$$= \frac{P_{mean} V_{SE} c \cdot \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \tag{2.69}$$

$$= \frac{P_{min} V_{SE} c \cdot \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} \tag{2.70}$$

$$= \frac{P_{max} V_{SE} c \cdot \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \tag{2.71}$$

และพลังงานบ่งชี้ของส่วนการอัด (Indicated compression energy) สามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$W_C = \oint P dV_C \tag{2.72}$$

$$= \frac{P_{mean} V_{SE} ct \cdot \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \tag{2.73}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= \frac{P_{min}V_{SE}ct \cdot \sin a}{1+\sqrt{1-c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1+c}}{\sqrt{1-c}} \tag{2.74}$$

$$= \frac{P_{max}V_{SE}ct \cdot \sin a}{1+\sqrt{1-c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1-c}}{\sqrt{1+c}} \tag{2.75}$$

พลังงานบ่งชี้สำหรับหนึ่งวัฏจักรหาได้จากสมการ

$$W_i = W_E + W_C \tag{2.76}$$

$$= \frac{P_{mean}V_{SE}c(1-t) \cdot \sin a}{1+\sqrt{1-c^2}} \tag{2.77}$$

$$= \frac{P_{min}V_{SE}c(1-t) \cdot \sin a}{1+\sqrt{1-c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1+c}}{\sqrt{1-c}} \tag{2.78}$$

$$= \frac{P_{max}V_{SE}c(1-t) \cdot \sin a}{1+\sqrt{1-c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1-c}}{\sqrt{1+c}} \tag{2.79}$$

และค่าความสัมพันธ์ของความดันเครื่องยนต์เฉลี่ย (P_{mean}), ความดันต่ำสุด (P_{min}) และความดันสูงสุด (P_{max}) คือ

$$\frac{P_{min}}{P_{mean}} = \sqrt{\frac{1-c}{1+c}} \tag{2.80}$$

$$\frac{P_{max}}{P_{mean}} = \sqrt{\frac{1+c}{1-c}} \tag{2.81}$$

ค่ากำลังบ่งชี้ทางด้านฝั่งขยาย (Indicated expansion power) ค่ากำลังบ่งชี้ทางด้านการอัด (Indicated compression power) และกำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์หาได้จากสมการ

$$L_E = W_E n \tag{2.82}$$

$$L_C = W_C n \tag{2.83}$$

$$L_i = W_i n \tag{2.84}$$

เนื่องจากค่าพลังงานบ่งชี้ทางด้านการขยาย (Indicated expansion energy) คือค่าความร้อนที่แหล่งกำเนิด (Heat source) ให้กับเครื่องยนต์ และค่าพลังงานบ่งชี้ที่ด้านฝั่งการอัด (Indicated compression energy) คือค่าความร้อนที่เครื่องยนต์ถ่ายเทไปยังระบบระบายความร้อนหรือความร้อนที่ถ่ายเทไปสู่อากาศ ดังนั้นเราสามารถหาประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ได้ว่า

$$e = \frac{W_i}{W_e} = 1 - t \tag{2.85}$$

ซึ่งสมการประสิทธิภาพความร้อนเท่ากับวัฏจักรคาโนต์ซึ่งเป็นวัฏจักรที่มีประสิทธิภาพสูงสุด[8]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบเครื่องยนต์ต้นแบบ

2.2.1 การหากำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ศาสตราจารย์วิลเลียม เบลล์ (William Beale) ได้สำรวจและวิเคราะห์กำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบต่างๆ พบว่ากำลังโดยประมาณของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้ [9]

$$P = 0.015p \times f \times V_0 \quad (2.86)$$

เมื่อ

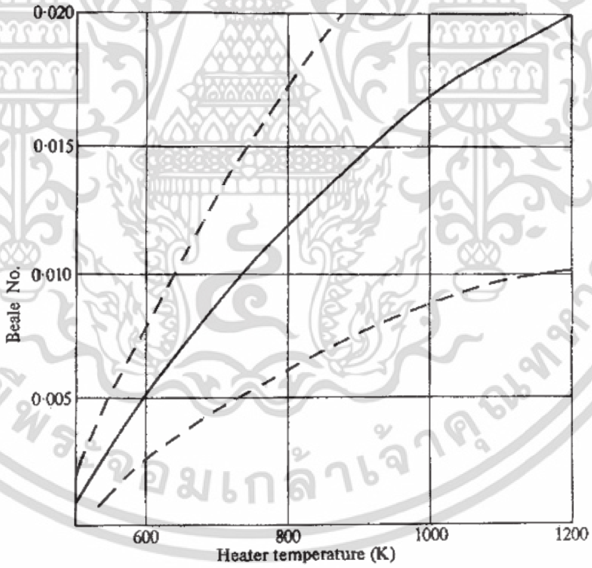
P คือ กำลังของเครื่องยนต์ (Watt)

p คือ ความดันเฉลี่ยของเครื่องยนต์ (Bar)

f คือ ความถี่ของเครื่องยนต์ (Hz)

V_0 คือ ปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลัง (cm^3)

เมื่อจัดรูปเป็นตัวแปรไร้มิติจะได้ $P/(pfV_0) =$ ค่าคงที่ ซึ่งเรียกค่านี้ว่าเบลล์นัมเบอร์ (Beale Number) โดยตัวแปรไร้หน่วยนี้ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของด้านร้อนและด้านเย็นของเครื่องยนต์ ซึ่งความสัมพันธ์ของค่าเบลล์นัมเบอร์และอุณหภูมิด้านร้อนแสดงในรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิด้านร้อนและเบลล์นัมเบอร์ [9]

โดยการคำนวณปริมาตรการกวาด (Swept Volume) สามารถหาได้โดยในสมการ

$$Swept\ volume = \frac{\pi D^2}{4} \times S \quad (2.87)$$

เมื่อ

D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบ (เซนติเมตร)

S คือ ระยะชักของลูกสูบกำลัง (เซนติเมตร)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 2.12 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีการออกแบบที่ดีและมีประสิทธิภาพสูงจะมีความสัมพันธ์ของค่าเบลล์นัมเบอร์และอุณหภูมิด้านร้อนใกล้เคียงกับเส้นประด้านบน ส่วนเครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพต่ำความสัมพันธ์ดังกล่าวจะใกล้เคียงกับเส้นประด้านล่างและเส้นทึบเส้นกลางเครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพปานกลาง [6]

หลังจากนั้น วอล์คเกอร์ (Walker), เวสท์ (West) และเซนฟท์ (Senft) ได้ทำการปรับปรุงค่าเบลล์นัมเบอร์ เพื่อใช้ในการหากำลังเพลาของเครื่องยนต์ ดังนี้

$$P = FP_m f V_p \frac{T_H - T_C}{T_H + T_C} \tag{2.88}$$

สมการการหากำลังเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบค่าความดันเฉลี่ยสามารถนำไปใช้ได้ดีกับขั้นตอนการออกแบบเครื่องยนต์เบื้องต้น โดยเซนฟท์ได้ทำการศึกษาว่าคงที่ F ในสมการดังกล่าว จะมีค่าเท่ากับ 2 สำหรับวัฎจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ แต่ค่าคงที่นี้ไม่คำนึงถึงการสูญเสียต่างๆในเครื่องยนต์เช่น การสูญเสียทางความร้อน, ความเสียดทาน เป็นต้น ดังนั้นเซนฟท์และเวสท์จึงได้เสนอค่าแฟคเตอร์ F=0.25-0.35 สำหรับใช้ในทางปฏิบัติ [10]

แรงบิดของเครื่องยนต์จะคำนวณได้จากสมการ

$$M_t = (S - W)R \tag{2.89}$$

S คือ แรงดึงที่อ่านได้จากตาชั่งสปริง (N)
W คือ น้ำหนักถ่วง (N)
R คือ รัศมีเบรกดรัม (m)

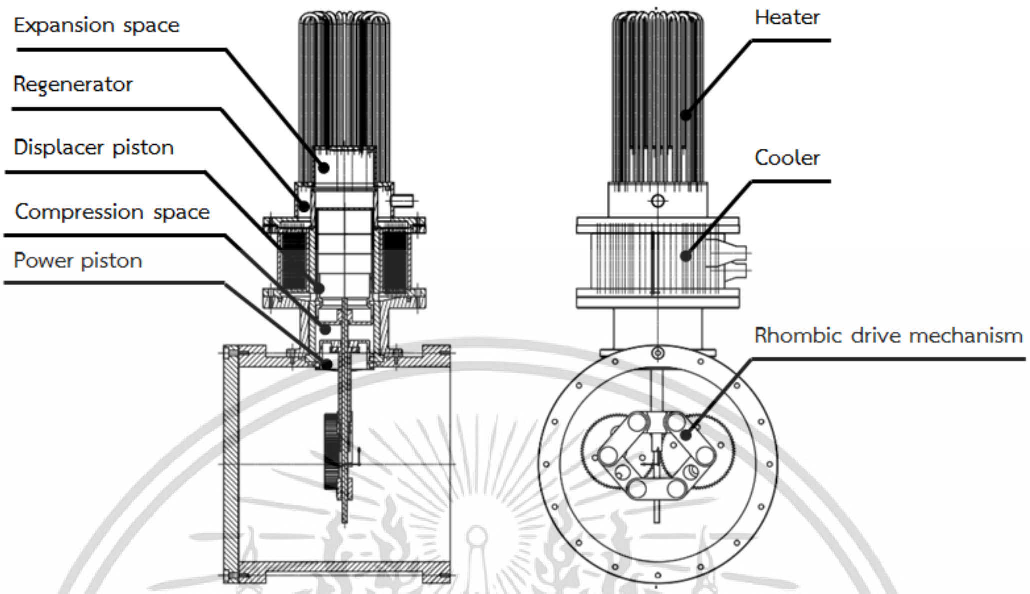
และกำลังของเพลาจะคำนวณได้จากสมการ

$$P = 2\pi M_t n \tag{2.90}$$

n คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rps)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.2 การออกแบบส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง



รูปที่ 2.13 แสดงส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องจักรต้นกำลังซึ่งทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกล ชิ้นส่วนที่มีการเคลื่อนที่ประกอบด้วยลูกสูบไล่ (Displacer piston) และลูกสูบกำลัง (Power Piston) โดยลูกสูบไล่ (Displacer piston) จะทำหน้าที่ดันสารทำงานให้ไปรับความร้อนที่ส่วนรับความร้อน สลับกับการขับสารทำงานไประบายความร้อนที่ด้านระบายความร้อน การออกแบบลูกสูบไล่ (Displacer piston) จะออกแบบให้มีขนาดเล็กกว่ากระบอกสูบเพื่อลดแรงเสียดทานกับผนังกระบอกสูบ ส่วนลูกสูบกำลัง (Power piston) ทำหน้าที่อัดสารทำงานในกระบวนการอัดและผลิตกำลังในกระบวนการขยาย การออกแบบลูกสูบกำลัง (Power piston) จะออกแบบให้มีขนาดพอดีกับกระบอกสูบเพื่อให้สารทำงานเกิดการบีบอัดได้และสร้างกำลังให้กับเครื่องยนต์ สำหรับเครื่องยนต์ชนิดเบต้ามีลูกสูบสองลูกอยู่ในกระบอกสูบที่เรียงตัวในแนวเดียวกัน โดยการหาความหนาผนังกระบอกสูบสามารถหาได้จากสมการ [11]

$$t = \frac{p_{max} d}{2\sigma} \tag{2.91}$$

t คือ ความหนาของผนังกระบอกสูบ

P_{max} คือ ความดันสูงสุดที่เกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์

d คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในกระบอกสูบ

σ คือ ความเค้นอนุญาตสูงสุดของวัสดุ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นชิ้นส่วนสำคัญของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยส่วนใหญ่จะประกอบด้วยสามชิ้นส่วนหลักคือ ฮีตเตอร์, คูลเลอร์และรีเจนเนอเรเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับฮีตเตอร์จะทำหน้าที่รับความร้อนจากแหล่งความร้อนภายนอกเข้าสู่เครื่องยนต์บริเวณส่วนขยาย (Expansion space) และสารทำงานจะมารับความร้อนที่บริเวณนี้ สำหรับลำดับการถ่ายเทความร้อนเป็นดังต่อไปนี้ [12]

- การพาความร้อนจากแหล่งความร้อนจากภายนอกสู่บริเวณผิวของฮีตเตอร์
- การนำความร้อนจากผิวด้านนอกเข้าสู่ผิวด้านในของฮีตเตอร์
- การพาความร้อนจากผิวด้านในของฮีตเตอร์ไปสู่สารทำงาน

ซึ่งมีสมการการถ่ายเทความร้อนคือ

$$Q_h = h_h A_h \Delta T_h \tag{2.92}$$

Q_h คือ พลังงานความร้อนที่ให้กับเครื่องยนต์
h_h คือ ค่าสัมประสิทธิการพาความร้อนของฮีตเตอร์
A_h คือ พื้นที่ผิวของฮีตเตอร์
ΔT_h คือ ความต่างของอุณหภูมิของฮีตเตอร์

ส่วนคูลเลอร์จะทำงานตรงข้ามกันโดยคูลเลอร์จะรับความร้อนจากเครื่องยนต์และถ่ายเทไปสู่บรรยากาศโดยสารหล่อเย็น เครื่องยนต์สเตอร์ลิงอาจใช้อากาศหรือน้ำหล่อเย็นเป็นตัวกลางในการพาความร้อนเช่นเดียวกับเครื่องยนต์สันดาปภายใน สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอาจต้องการการระบายความร้อนมากกว่าเครื่องยนต์สันดาปภายในถึงสองเท่า [12] สำหรับอุณหภูมิขาเข้าของสารหล่อเย็นควรออกแบบให้มีอุณหภูมิต่ำ เพื่อลดผลกระทบต่อประสิทธิภาพทางความร้อน การออกแบบโดยทั่วไปมักใช้น้ำเป็นสารหล่อเย็นไหลและไหลผ่านในท่อ โดยสมการการถ่ายเทความร้อนคือ

$$Q_t = \frac{h_w}{(1 + 0.082 h_w)} \tag{2.93}$$

$$Q_w = 0.035 Re^{0.55} Pr^{0.33} k_w d_0 \tag{2.94}$$

โดยที่

Q_t คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม
h_w คือ ค่าสัมประสิทธิการถ่ายเทความร้อนของน้ำ
k_w คือ ค่าการนำความร้อนของน้ำ
d_0 คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ
Re คือ ค่าเรย์โนลนัมเบอร์
Pr คือ ค่าพรันด์เทิลนัมเบอร์

สำหรับรีเจนเนอเรเตอร์โดยปกติจะอยู่ระหว่างฮีตเตอร์และคูลเลอร์ ลักษณะการทำงานจะเป็นทั้งส่วนที่คอยซับความร้อนเมื่อสารทำงานไหลจากส่วนขยาย (Expansion spec) ไปยังส่วนการอัด (Compression space) และเป็นส่วนที่อุ่นอากาศเมื่อสารทำงานไหลจากส่วนการอัด (Compression space) ไปยังส่วนขยาย (Expansion space) จากทฤษฎีของของชมิดท์ สามารถหาอุณหภูมิของรีเจนเนอเรเตอร์ได้จากสมการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

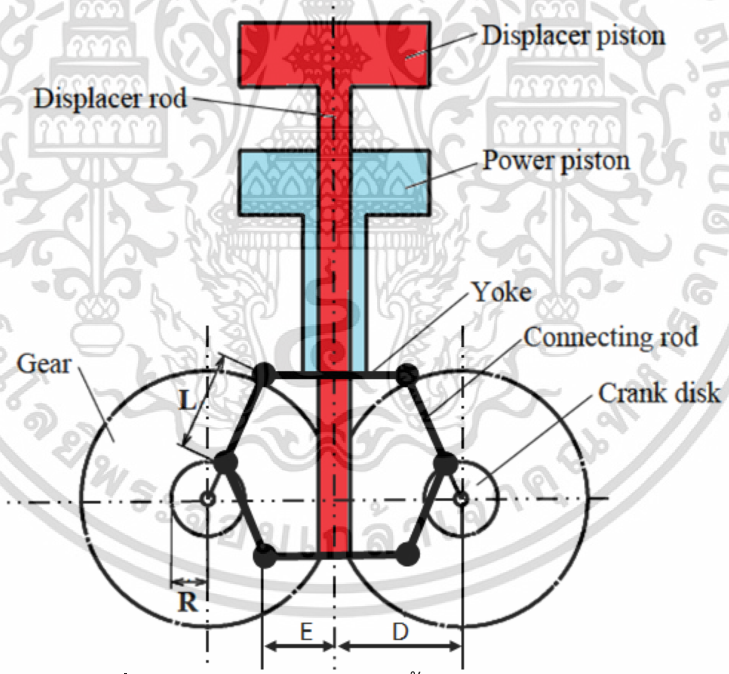
$$T_R = \frac{T_E + T_C}{2} \tag{2.95}$$

โดยที่

T_E คือ อุณหภูมิด้านขยาย

T_C คือ อุณหภูมิด้านการอัด

กลไกการขับเคลื่อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะมีหลายแบบเช่น กลไกแบบสไลเดอร์แครงค์ กลไกแบบรอมบิก กลไกแบบสวอชเพลต กลไกแบบรอสและกลไกแบบริงบอม สำหรับกลไกแต่ละแบบก็มีข้อดีข้อเสียที่แตกต่างกัน การเลือกใช้กลไกนั้นขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของเครื่องยนต์เป็นหลัก สำหรับกลไกที่ใช้ในงานวิจัยชิ้นนี้เป็นกลไกชนิดรอมบิก เป็นกลไกที่ถูกพัฒนาโดยฟิลิปส์ [13] โดยข้อดีของกลไกรอมบิกคือ ความสมมาตรของกลไกทำให้ลดแรงเสียดทานด้านข้างได้ซึ่งกลไกชนิดนี้เหมาะสมกับเครื่องยนต์ชนิดเบต้าที่มีกระบอกสูบเดียว แต่ก็มีข้อเสียเรื่องความซับซ้อนของกลไกเช่นกัน โดยกลไกรอมบิกประกอบด้วยเฟือง (Gear) ก้านยึดของลูกสูบไล่ (Displacer piston yoke) ก้านยึดของลูกสูบกำลัง (Power piston yoke) ก้านสูบของลูกสูบไล่ (Displacer piston connecting rod) ก้านสูบของลูกสูบกำลัง (Power piston connecting rod) และจานข้อเหวี่ยง (Crank disk) ดังแสดงในรูปต่อไปนี้



รูปที่ 2.14 แสดงลักษณะและชิ้นส่วนของกลไกรอมบิก

ตัวแปรออกแบบที่ใช้ในการออกแบบกลไกรอมบิกเป็นไปตามสมการ

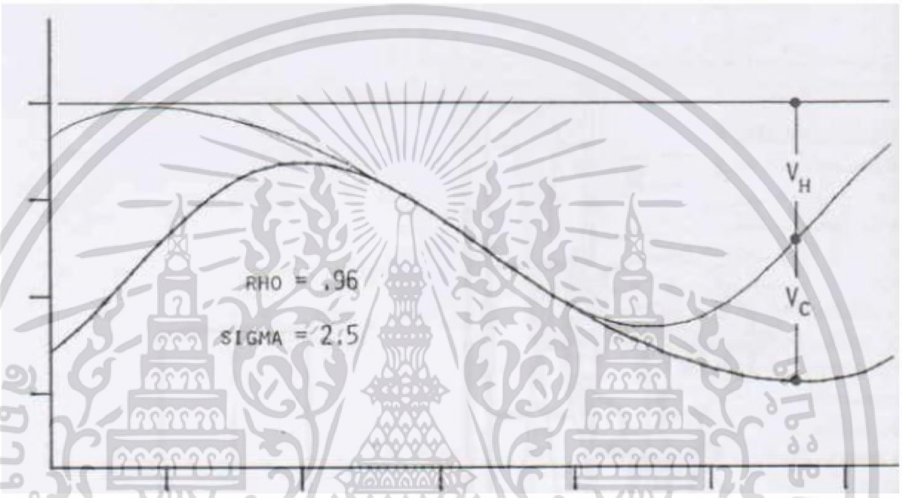
$$\sigma = \frac{L}{R} \tag{2.96}$$

$$\rho = \frac{D - E}{R} \tag{2.97}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

L คือ ความยาวของก้านสูบ (Connecting rod length)
2E คือ ความยาวของก้านยึด (Yoke Length)
R คือ รัศมีข้อเหวี่ยง (Crank radius)
D คือ รัศมีพิตช์ของเฟือง (Gear pitch radius)

สำหรับค่าที่เหมาะสมในการออกแบบกลไกรอมบิกคือ [4] $\sigma = 0.25$ และค่า $\rho = 0.96$ โดยลักษณะการเคลื่อนที่ของลูกสูบไล่และลูกสูบกำลังเป็นไปตามรูปด้านล่าง



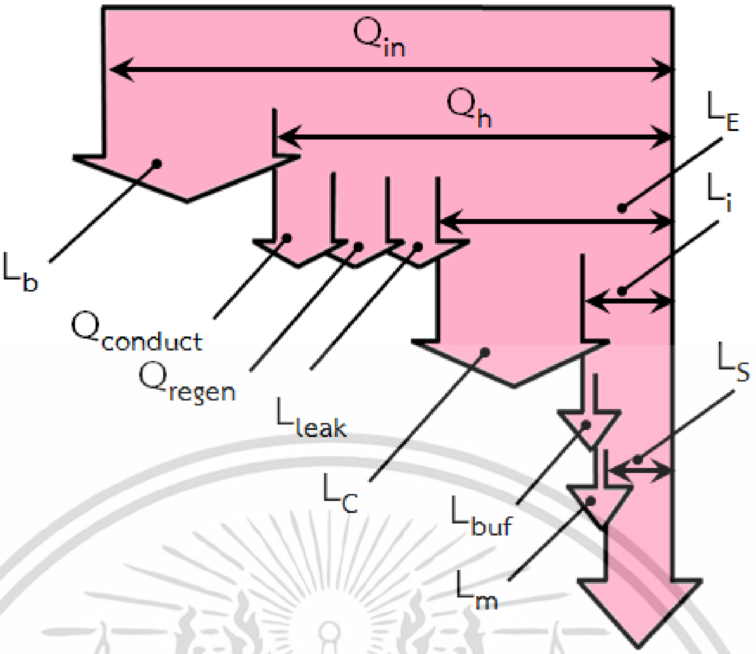
รูปที่ 2.15 แสดงการเคลื่อนที่ของลูกไล่และลูกสูบกำลังสัมพัทธ์กับปริมาตรส่วนร้อนและเย็น [5]

2.3 การสูญเสียที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

จากที่กล่าวข้างต้นในทางทฤษฎีวัฏจักรสเตอร์ลิงเป็นวัฏจักรที่มีประสิทธิภาพใกล้เคียงกับวัฏจักรคาโนต์ซึ่งมีค่าสูงสุดเมื่อเทียบกับวัฏจักรอื่นๆ แต่ในความเป็นจริงเครื่องยนต์ย่อมมีความสูญเสียเกิดขึ้น [15] สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถแบ่งประเภทของการสูญเสียได้ 4 แบบ คือ การสูญเสียทางความร้อน การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล การสูญเสียทางกลและการสูญเสียความดัน

ดั้งนั้นในการปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ซึ่งเป็นหนึ่งในหัวข้อของงานวิจัยชิ้นนี้ จึงจำเป็นต้องทำความเข้าใจเรื่องความสูญเสียต่างๆ ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เพื่อที่จะนำมาเป็นแนวทางในการปรับปรุงเครื่องยนต์ต้นแบบต่อไป สำหรับความสูญเสียต่างๆ ที่ได้กล่าวมาแล้วนั้นสามารถเขียนเป็นแผนภาพของ Sankey ได้ดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.16 แผนภาพ Sankey แสดงกลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

2.3.1 การสูญเสียทางความร้อน

2.3.1.1 การสูญเสียภายนอกเครื่องยนต์

สำหรับความร้อนจากแหล่งความร้อน (Q_{in}) ที่ให้กับเครื่องยนต์ จะไม่สามารถให้กับเครื่องยนต์ได้ทั้งหมด เนื่องจากมีการสูญเสียภายนอกเครื่องยนต์ (L_b) สามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภทได้แก่ ความสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านฉนวน ($Q_{insulate}$) และการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างของเครื่องยนต์ ($Q_{engine\ structure}$)

สำหรับความสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านฉนวน ($Q_{insulate}$) คือ ความร้อนที่สูญเสียในขณะที่ให้ความร้อนจากแหล่งความร้อน เนื่องจะฉนวนไม่สามารถเก็บความร้อนได้ทั้งหมด

การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างของเครื่องยนต์ ($Q_{engine\ structure}$) การสูญเสียดังกล่าวเกิดจากการนำความร้อน ในขณะที่ฮีตเตอร์ได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อน(Q_{in}) จะมีการนำความร้อนเข้าสู่ส่วนขยาย (Expansion space) เพื่อป้อนความร้อนให้สารทำงาน แต่ก็มีความร้อนอีกส่วนที่ไกลผ่านผนังกระบอกสูบ ผ่านลูกสูบไล่ (Displacer piston) ความร้อนส่วนดังกล่าวจะไหลผ่านส่วนต่างๆของลูกสูบเข้าสู่ห้องเครื่องยนต์ ดังนั้นเราสามารถประเมินความร้อนที่เข้าสู่เครื่องยนต์ (Q_h) ได้จาก

$$Q_h = Q_{in} - L_b \tag{2.98}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

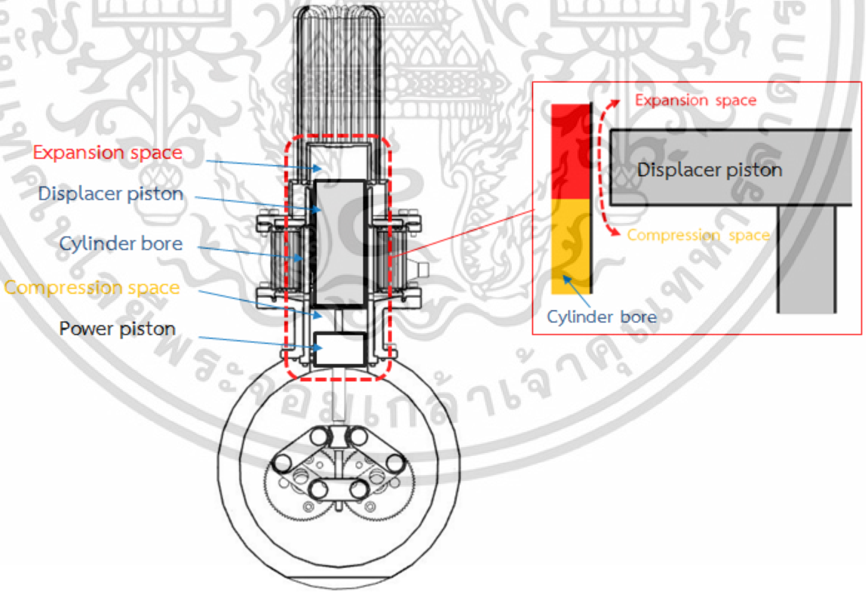
2.3.1.2 การสูญเสียจากการนำความร้อน

เมื่อความร้อนเข้าสู่เครื่องยนต์ยังมีการสูญเสียจากการนำความร้อน ซึ่งเป็นเป็น 4 รูปแบบคือ การสูญเสียจากการนำความร้อนในผนังกระบอกสูบ Shuttle loss, การนำความร้อนเนื่องจากการรั่วของสารทำงานและการสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านตัวลูกสูบ

เมื่อความร้อนจากแหล่งความร้อนไหลผ่านฮีตเตอร์เข้าสู่ส่วนขยาย (Expansion space) ในระหว่างนั้นความร้อนส่วนหนึ่งจะมีการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังกระบอกสูบ เนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างฮีตเตอร์และคูลเลอร์ ความร้อนส่วนนี้จะถูกระบายออกจากเครื่องยนต์โดยผ่านทางคูลเลอร์ และความร้อนส่วนที่เหลือจะถูกถ่ายเทมายังโครงสร้างของเครื่องยนต์หรือเรียกว่าการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างของเครื่องยนต์ ($Q_{engine\ structure}$)

Shuttle loss คือ การสูญเสียความร้อนจากการเคลื่อนที่ของลูกสูบไล่ (Displacer piston) กล่าวคือ เมื่อลูกสูบไล่ (Displacer piston) เคลื่อนที่ไปยังด้านบนของส่วนขยายซึ่งเป็นบริเวณที่มีความร้อนสูง จะมีการถ่ายเทความร้อนจากกระบอกสูบมายังลูกสูบไล่ (Displacer piston) ทำให้ลูกสูบมีอุณหภูมิสูงขึ้น และเมื่อลูกสูบไล่ (Displacer piston) เคลื่อนที่ลงยังส่วนกระบอกสูบด้านล่างความร้อนที่บริเวณผิวของลูกสูบไล่ (Displacer piston) สูงกว่าผนังของกระบอกสูบบริเวณนั้น จึงมีการถ่ายเทความร้อนให้กับผนังที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนแบบ Shuttle loss

การนำความร้อนเนื่องจากการรั่วของสารทำงาน (Q_{leak}) เป็นการสูญเสียความร้อนเนื่องจากการไหลของสารทำงานผ่านช่องว่างระหว่างส่วนขยาย (Expansion space) และส่วนการอัด (Compression space) ดังรูป



รูปที่ 2.17 การนำความร้อนเนื่องจากการรั่วของสารทำงาน

การสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านตัวลูกสูบไล่ (Displacer piston) คือการสูญเสียที่เกิดการความแตกต่างของอุณหภูมิด้านบนบริเวณด้านขยาย (Expansion space) และบริเวณด้านการอัด (Compression space) ทำให้เกิดการนำความร้อนผ่านลูกสูบไล่ ซึ่งทำให้อุณหภูมิด้านการอัด (Compression space) สูงขึ้น และความร้อนส่วนนี้จะถูกระบายออกออกจากเครื่องยนต์ Q_{reject} โดยการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยคูลเลอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3.1.3 การสูญเสียภายในรีเจนเนอเรเตอร์

เป็นการสูญเสียความร้อนที่เกิดจากรีเจนเนอเรเตอร์ไม่สามารถกักเก็บความร้อนที่ได้รับจากสารทำงานได้ทั้งหมด การประเมินการสูญเสียความร้อนภายในรีเจนเนอเรเตอร์สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$Q_{regenerator} = (1-\epsilon)c_p \dot{m}_{ave} \Delta T_{r,ave} \quad (2.99)$$

ϵ คือ ประสิทธิภาพของรีเจนเนอเรเตอร์

c_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงทีของผนังกระบอกสูบ (J/kg K)

$\dot{m}_{ave}$ คือ ค่าเฉลี่ยของอัตราการไหลของมวลสาร (kg/s)

$\Delta T_{r,ave}$ คือ ผลต่างโดยเฉลี่ยของอุณหภูมิภายในรีเจนเนอร์เรเตอร์ (K)

อย่างไรก็ตามเนื่องจากความยุ่งยากในการวัดอุณหภูมิของที่ทางเข้าและออกของรีเจนเนอเรเตอร์ S.Iwamoto [16] ได้นำเสนอวิธีการหาค่าการสูญเสียที่เกิดจากรีเจนเนอร์เรเตอร์ ดังสมการ

$$Q_{other} = Q_{reject} - L_c \quad (2.100)$$

$$Q_{reject} = \dot{m}_{water} c_p (T_{water,out} - T_{water,in}) \quad (2.101)$$

โดยที่

$\dot{m}_{water}$ คือ ค่าอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น (kg/s)

c_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงทีของน้ำ (J/kg K)

$T_{water,in}$ คือ อุณหภูมิขาเข้าของคูลเลอร์ (K)

$T_{water,out}$ คือ อุณหภูมิขาออกของคูลเลอร์ (K)

2.3.2 การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล

การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล ($L_{flow\ friction}$) เป็นผลมาจากลักษณะเฉพาะของสารทำงานเอง เช่นความหนืด และความขรุขระของชิ้นส่วนต่างๆที่สารทำงานไหลผ่าน การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลส่วนใหญ่จะเกิดขึ้นภายในส่วนของรีเจนเนอเรเตอร์

2.3.3 การสูญเสียทางกล

การสูญเสียทางกล (L_m)เป็นการสูญเสียที่เกิดจากแรงเสียดทานตามชิ้นส่วนต่างๆ ที่มีการเคลื่อนที่ของเครื่องยนต์ เช่น แรงเสียดทานที่เกิดจากการสัมผัสกันของกระบอกสูบและลูกสูบ แรงเสียดทานระหว่างซีลและผนังกระบอกสูบ แรงเสียดทานของกลไกขับเคลื่อนและแรงเสียดทานภายในแบริ่ง เป็นต้น แรงเสียดทานเหล่านี้จะมีผลทำให้กำลังของเครื่องยนต์ลดลงและหากเครื่องยนต์มีกำลังต่ำแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นอาจมีผลให้เครื่องยนต์ไม่สามารถทำงานได้เช่นกัน

2.3.4 การสูญเสียความดัน

การสูญเสียความดันภายในเครื่องยนต์จะแบ่งได้ออกเป็นสองแบบคือ การสูญเสียความดันเนื่องจากการรั่วของสารทำงานที่ลูกสูบกำลังและการสูญเสียเนื่องจากความดันภายในห้องเครื่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การสูญเสียความดันเนื่องจากการรั่วของสารทำงานที่ลูกสูบกำลัง (L_{leak}) เกิดจากการรั่วของสารทำงานจากบริเวณการอัด (Compression space) ไปยังห้องเครื่อง ส่งผลทำให้กำลังของเครื่องยนต์ลดลง สำหรับสาเหตุของการรั่วอาจเกิดจากประสิทธิภาพของซีลที่ไม่สามารถป้องกันการรั่วของสารทำงานที่มีความดันได้ทั้งหมดหรืออาจเกิดมาจากความขรุขระของผิวกระบอกสูบ

การสูญเสียเนื่องจากความดันภายในห้องเครื่อง (L_{buf}) คือ การสูญเสียที่เกิดจากการอัดและการขยายตัวของสารทำงาน ทำให้มีการสูญเสียเนื่องจากการคายความร้อนของสารทำงาน (Gas spring hysteresis loss) [15]

2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

จากปัญหาความผันผวนของราคาพลังงานฟอสซิลและปัญหาโลกร้อน นักวิจัยได้หันมาสนใจนวัตกรรมพลังงานทดแทนมากขึ้น เครื่องยนต์สเตอร์ลิงซึ่งเป็นเครื่องยนต์ต้นกำลังที่สามารถใช้แหล่งความร้อนจากพลังงานงานทดแทนได้จึงได้รับความสนในมากขึ้นเช่นกัน เห็นได้จากงานที่ตีพิมพ์ออกมาทั้งในรูปแบบของการเปรียบเทียบข้อมูลต่างๆของเครื่องยนต์ การสร้างแบบจำลองของเครื่องยนต์เพื่อศึกษาปัจจัยต่างๆ ทีมีผลต่อเครื่องยนต์ และการสร้างเครื่องยนต์จริงทั้งเพื่อการพาณิชย์และเครื่องยนต์ต้นแบบในห้องวิจัยดังตัวอย่างต่อไปนี้

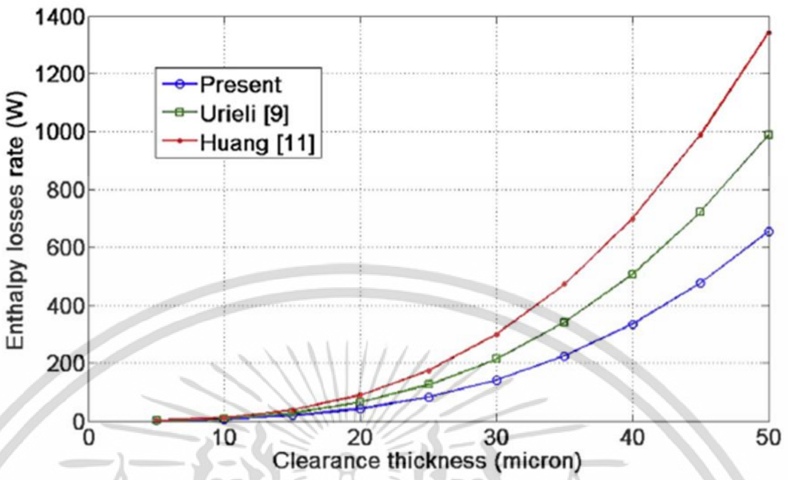
D. G. Thombare และ S. K. Verma [12] ได้นำเสนอหลักการ, ข้อมูลพื้นฐาน และเทคนิคการออกแบบเครื่องยนต์วัฏจักรสเตอร์ลิง พบว่าการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะมีประสิทธิภาพดีได้จำเป็นต้องวิเคราะห์และออกแบบส่วนถ่ายเทความร้อน, กลไก, และรูปแบบของเครื่องยนต์อย่างระมัดระวัง และการศึกษานี้ชี้ให้เห็นว่าเครื่องยนต์ที่ทำงานด้วยอุณหภูมิต่ำ-ปานกลาง ใช้อากาศหรือฮีเลียมเป็นสารทำงานมีความน่าสนใจ โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อนำไปใช้ร่วมกับแหล่งพลังงานแสงอาทิตย์

Timoumi, Y. and et al. [17] ได้ปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำการวิเคราะห์ความสูญเสียทางความร้อนและหาค่าตัวแปรที่เหมาะสมสำหรับการออกแบบและการทำงานของเครื่องยนต์ แบบจำลองได้นำมาทดสอบโดยใช้ค่าที่ได้จากการทำสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ GPU-3 ของบริษัท General Motor สำหรับตัวแปรที่ Tomoumi, Y. and et al. ทำการวิเคราะห์จะเน้นไปที่ความสูญเสียที่เกิดขึ้นที่รีเจนเนอร์เรเตอร์ มวลที่เหมาะสมของสารทำงาน โดยผลการวิเคราะห์ได้ค่าความพรุนที่เหมาะสมของรีเจนเนอร์เรเตอร์คือ 65.5% ความยาวของรีเจนเนอเรเตอร์เท่ากับ 0.0021 เมตร ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรีเจนเนอเรเตอร์เท่ากับ 0.024 เมตร และมวลของสารทำงานที่เหมาะสมคือ 1.15 กรัม และส่งผลให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นจาก 31% เป็น 51%

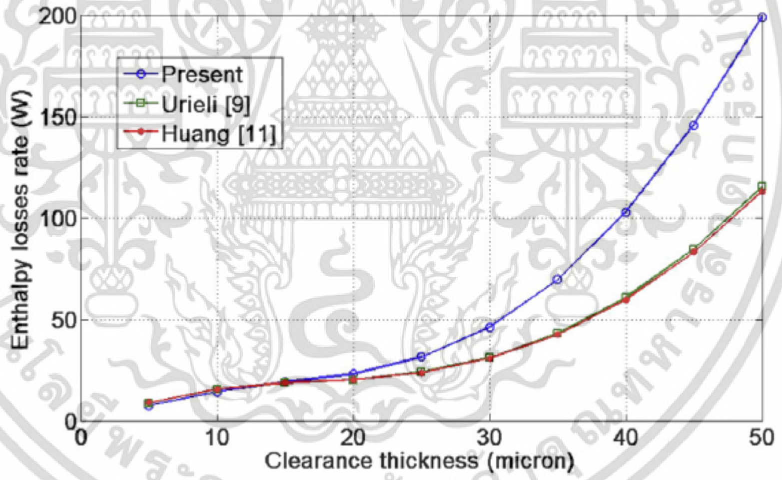
Maprouk, M.T. and et al [18] ได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาผลกระทบของการรั่วของสารทำงานทั้งบริเวณระหว่างส่วนขยาย (Expansion space) กับส่วนการอัด (Compression space) ซึ่งไหลผ่านช่องว่างของลูกสูบไล่ (Displace piston) และบริเวณระหว่างส่วนการอัด (Compression space) กับห้องเครื่อง (Bounce space) ซึ่งไหลผ่านช่องว่างของลูกกำลัง (Power piston) ผลการวิเคราะห์ได้ข้อสรุปว่าการรั่วของสารทำงานทำให้เกิดการสูญเสียเอนทาลปี (Enthalpy) แต่ในทางกลับกับหากลดช่องว่างที่ทำให้เกิดการรั่วของสารทำงานจะทำให้เกิดการสูญเสียที่เกิดจากแรงเสียดทานเพิ่มขึ้น ความสูญเสียเอนทาลปี (Enthalpy) จะสูงขึ้นเมื่อความเร็วรอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของของเครื่องยนต์สูงขึ้น การรั่วของสารทำงานบริเวณระหว่างส่วนการอัด (Compression space) กับห้องเครื่อง (Bounce space) จะเกิดการสูญเสียเอนทาลปี (Enthalpy) สูงกว่าการรั่วของสารทำงานทั้งบริเวณระหว่างส่วนขยาย (Expansion space) กับส่วนการอัด (Compression space)



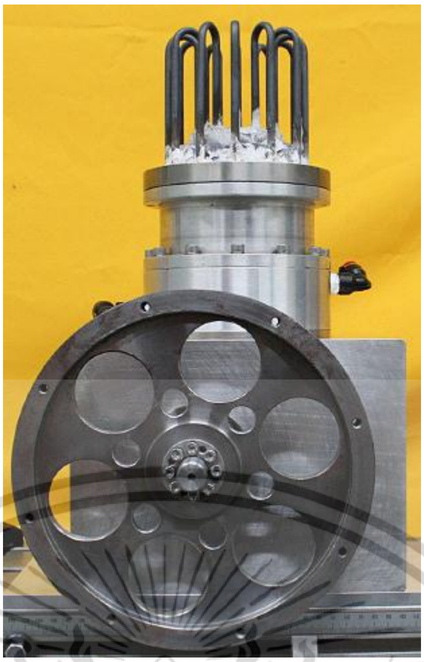
รูปที่ 2.18 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างการสูญเสียเอนทาลปีกับระยะห่างของลูกสูบกำลัง [18]



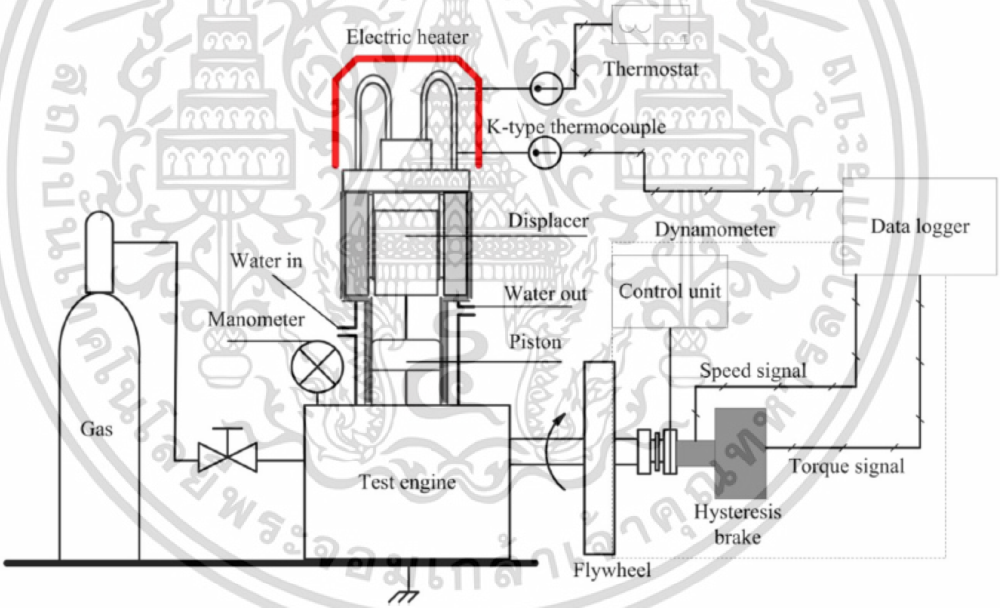
รูปที่ 2.19 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างการสูญเสียเอนทาลปีกับระยะห่างของลูกสูบไล่ [18]

Chin-Hsiang C, and et al [19] ได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ พร้อมทั้งมีการเปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดสอบเครื่องยนต์จริง การทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบใช้อากาศและฮีเลียมเป็นสารทำงาน มีการอัดความดันตั้งแต่ 0.2-0.8 MPa ผลการทดสอบแสดงให้เห็นว่าการใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลา (Shaft power) สูงกว่าการใช้อากาศเป็นสารทำงาน โดยการอัดฮีเลียมที่ความดัน 0.8 MPa ให้ความร้อนที่ 850 องศาเซลเซียส รีเจนเนอเรเตอร์แบบ 120 Wire Mesh เครื่องยนต์จะให้กำลัง 390 วัตต์ ที่ความเร็ว 1400 รอบต่อนาที ประสิทธิภาพทางความร้อนเท่ากับ 32.2% และเมื่อเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้พัฒนาขึ้นพบว่ามีค่าใกล้เคียงกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



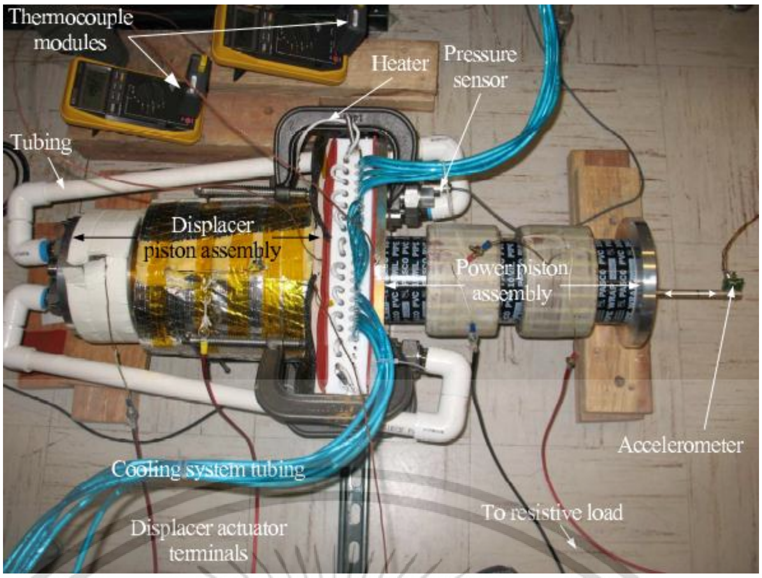
รูปที่ 2.20 แสดงเครื่องยนต์ต้นแบบของ Chin-Hsiang C, and et al [19]



รูปที่ 2.21 แสดงการติดตั้งชุดทดสอบเข้ากับเครื่องยนต์ต้นแบบของ Chin-Hsiang C, and et al [19]

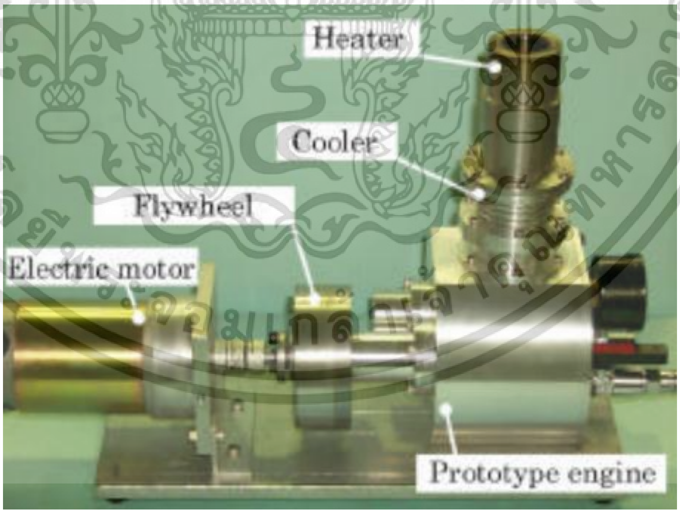
Minassian, A.D [20] ได้เสนอสมการเพื่อคำนวณหาการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล โดยแบ่งเป็น 2 กรณีคือ Unidirectional flow และ Oscillating flow ซึ่งสมการที่สร้างขึ้นใช้เป็นแนวทางในการประเมินกำลังการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลของสารทำงานในทิศทางเดียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.22 แสดงการติดตั้งชุดทดสอบเข้ากับเครื่องยนต์ต้นแบบของ Minassian, A.D [20]

Hirata, K. [21] ได้ออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมม่าขนาด 50 วัตต์ ที่ความเร็ว 4000 รอบต่อนาที ที่ความดันเฉลี่ย 0.8 MPa โดยใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน ลักษณะเครื่องยนต์รับความร้อนด้วยฮีตเตอร์แบบ Moving tube-type และขับเคลื่อนด้วยกลไกรอมบิก การทดสอบเครื่องยนต์ ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดันบรรยากาศและมีการวัดความสูญเสียเชิงกลในสภาพแรงดันต่างๆ ผลการทดลองสามารถสรุปได้ว่าการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สามารถทำได้โดยการใช้เครื่องชุดแลกเปลี่ยนความร้อนประสิทธิภาพสูงและลดการสูญเสียทางกล

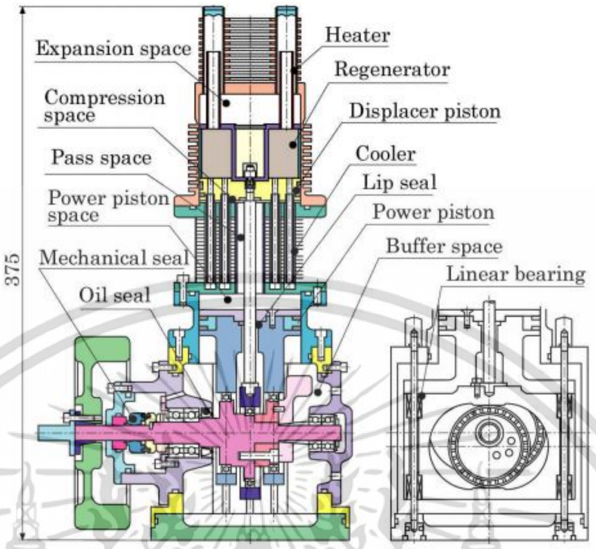


รูปที่ 2.23 เครื่องยนต์แกมม่าต้นแบบของ Hirata, K. [21] ขนาด 50 วัตต์ [21]

นอกจากนี้ Hirata, K. and et al. [22] ยังได้สร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบชนิดแกมม่าที่สามารถอัดความดันได้โดยใช้ชื่อว่า “Ecoboy-SCM81” โดยเครื่องยนต์ได้ออกแบบให้มีขนาด 100 วัตต์ ที่ความเร็วรอบ 1000 รอบต่อนาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน ซึ่งสามารถอัดความดันได้สูงสุด 0.8 MPa หลังจากทำการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์แล้วพบว่ามีการสูญเสียทางกลสูงถึง 40 วัตต์ Hirata, K [23] จึงได้ทำการวิเคราะห์การสูญเสียดังกล่าว พร้อมทั้งได้นำเสนอวิธีการลดการสูญเสีย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทางกลของเครื่องยนต์ โดยการเปลี่ยนกลไกการขับเคลื่อนเป็นแบบ Hemetic และการเคลือบผิวของกระบอกสูบด้วย Molybdenum-Disulfuride compound ผลการทดสอบพบว่าสามารถลดการสูญเสียทางกลได้ 20 วัตต์



รูปที่ 2.24 เครื่องยนต์แกมม่าต้นแบบ “Ecoboy-SCM81” ของ Hirata, K. ขนาด 100 วัตต์ [21]

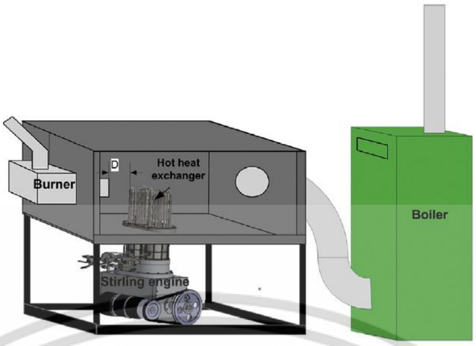
ทั้งนี้มีนักวิจัยหลายท่านได้นำเสนอการใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับพลังงานที่หลากหลาย เนื่องจากงานวิจัยชิ้นนี้มีเป้าหมายที่จะนำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยใช้พลังงานเชื้อเพลิงชีวมวลจึงขอยกตัวอย่างงานวิจัยที่น่าสนใจดังนี้

Corria, M.E. and et al [24] ได้ศึกษาถึงความเป็นไปได้ในการใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับเชื้อเพลิงชีวมวล เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการตัดสินใจเลือกใช้เทคโนโลยีสำหรับพลังงานทางเลือกที่เหมาะสมกับประเทศบราซิล ขอบเขตของงานวิจัยมีการวิเคราะห์ทั้งทางเศรษฐศาสตร์ เทคโนโลยีที่ใช้ และผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม งานวิจัยชิ้นนี้เปรียบเทียบเครื่องยนต์สี่ชนิดคือ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาด 200 กิโลวัตต์ เครื่องยนต์ชนิดลูกสูบชัก (Reciprocating engine) เทอร์ไบน์ขนาดเล็ก (Mitroturbine) และเซลล์เชื้อเพลิง (Fuel cell) ผลการวิจัยพบว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีความคุ้มค่าสูงสุด โดยค่าใช้จ่ายในการผลิตไฟฟ้าต่อหน่วยกิโลวัตต์เท่ากับ $0.070–$0.090 ตามมาด้วยเครื่องยนต์ชนิดลูกสูบชัก (Reciprocating engine) $0.085/ต่อกิโลวัตต์ เทอร์ไบน์ขนาดเล็ก (Mitroturbine) $0.108–$0.150 และเซลล์เชื้อเพลิง (Fuel cell) $0.150–$0.200/ต่อกิโลวัตต์ ตามลำดับ

Cardozo, E. and et al [25] ได้ทำการทดสอบการใช้เครื่องยนต์เสตอร์ลิงชนิดแกมม่าขนาด 1 กิโลวัตต์ร่วมกับเตาเผาเชื้อเพลิงชีวมวลขนาด 2 กิโลวัตต์ เพื่อใช้ในครัวเรือน การทดสอบมุ่งเน้นไปที่การหาระยะที่เหมาะสมในการติดตั้งเครื่องยนต์ การวิเคราะห์วัฏจักรทางความร้อนของเครื่องยนต์และผลกระทบของขนาดเชื้อเพลิงชีวมวลอัดแท่ง ผลการทดลองพบว่าระยะห่างของเตาเผามีผลต่ออุณหภูมิด้านร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ดังนั้นจึงต้องให้ความใส่ใจในการออกเป็นพิเศษ พบขี้เถ้าที่เกิดจากการเผาไหม้ไปเกาะบริเวณชิ้นส่วนรับความร้อนของเครื่องยนต์ จะส่งผลต่อการถ่ายความร้อนเข้าสู่เครื่องยนต์ จึงควรทำความสะอาดเครื่องยนต์หลังการใช้งาน ประสิทธิภาพของรีเจนเนอร์เรเตอร์

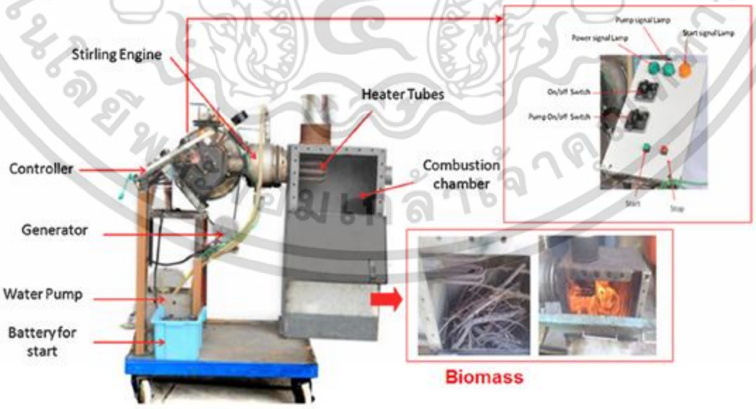
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ในเชิงพาณิชย์
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะเพิ่มขึ้นเมื่อความดันสูงขึ้น แต่การเพิ่มอุณหภูมิไม่ส่งผลต่อประสิทธิภาพของเจนเนอร์เรเตอร์ จากการทดสอบเชื้อเพลิงชีวมวลอัดแท่งขนาด 6 มิลลิเมตรและ 8 มิลลิเมตร พบว่าเชื้อเพลิงชีวมวลอัดแท่งขนาด 8 มิลลิเมตรให้ความร้อนกับเครื่องยนต์ได้ดีกว่าชีวมวลอัดแท่งขนาด 6 มิลลิเมตร



รูปที่ 2.25 แสดงแบบจำลองชุดทดสอบของ Cardozo, E. and et al [25]

Damirchi, H. and et al [26] ออกแบบและสร้างเครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาดเล็กโดยใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมม่าโดยใช้แหล่งความร้อนจากเชื้อเพลิงชีวมวล ลักษณะเครื่องยนต์มีปริมาตรการกวาด 220 ลูกบาตรเซนติเมตร อัดความดันได้สูงสุด 1 เมกะปาสคาล ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ซึ่งทดสอบโดยใช้อีเลียมเป็นสารทำงาน ให้ความร้อนที่อุณหภูมิ 550 องศาเซลเซียส ความดัน 1 เมกะปาสคาล กำลังสูงสุดเท่ากับ 96.7 วัตต์ที่ความเร็ว 550 รอบต่อนาที หลังจากนั้นนำเครื่องยนต์ไปทดสอบกับเชื้อเพลิงชีวมวลที่เหลือจากการเกษตร 5 ชนิดคือ ชานอ้อย เศษไม้ หญ้าสวิตช์แกรส ไม้ป๊อปล่าและขี้เลื่อย จากการทดสอบพบว่า ขี้เลื่อยเป็นเชื้อเพลิงที่ทำให้กำลังเครื่องยนต์สูงสุดคือ 46 วัตต์ หญ้าหญ้าสวิตช์แกรสและชานอ้อยได้กำลังใกล้เคียงเท่ากับ 38 วัตต์ และ 34 วัตต์ ตามลำดับ ส่วนไม้ป๊อปล่าให้กำลังกับเครื่องยนต์ 28 วัตต์ และเศษไม้เป็นเชื้อเพลิงที่ทำให้เครื่องยนต์ทำงานน้อยที่สุดเท่ากับ 21 วัตต์

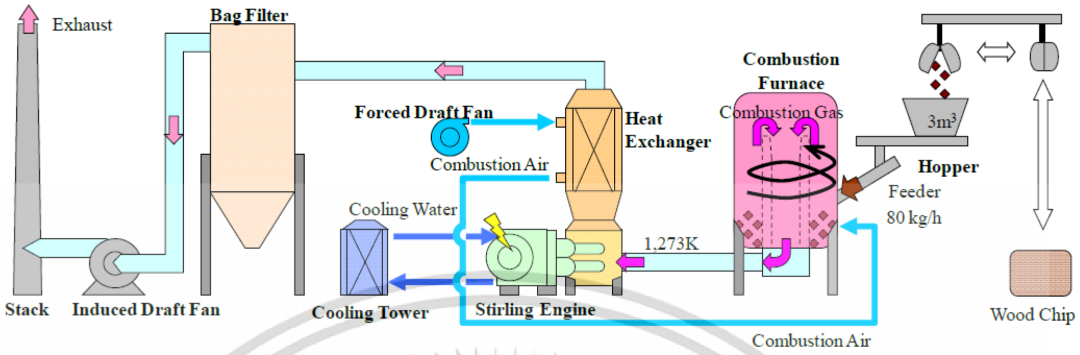


รูปที่ 2.26 แสดงแบบจำลองชุดทดสอบของ Damirchi, H. and et al [26]

Oiwa, N. and et al [27] มีโครงการสร้างโรงไฟฟ้าขนาดเล็ก โดยมีเป้าหมายเพื่อใช้งานในพื้นที่ห่างไกลแต่ศักยภาพชีวมวลสูง ซึ่งมักพบปัญหาเรื่องค่าขนส่งและการจัดเก็บเชื้อเพลิงชีวมวล ทางโครงการใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิด Double Acting ขนาด 30 กิโลวัตต์ จากบริษัท Stirling DK ประเทศเดนมาร์กเป็นเครื่องยนต์ต้นกำลัง สารทำงานที่ใช้เป็นฮีเลียม ความดันที่ 4.5 เมกะปาสคาล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รับความร้อนจากเตาชีวมวลซึ่งได้จากการเผาเศษไม้ด้วยอัตราการป้อนเชื้อเพลิงเท่ากับ 94.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ผลการทดสอบพบว่าเครื่องยนต์ให้กำลัง 31.8 กิโลวัตต์ คิดเป็นประสิทธิภาพ 27.3% แต่พบปัญหาเช่นเดียวกับ Cardozo, E. and et al [25] คือมีขี้เถ้าไปเกาะบริเวณชิ้นส่วนรับความร้อน



รูปที่ 2.27 แสดงแบบจำลองโรงไฟฟ้าต้นแบบของ Oiwa, N. and et al [27]

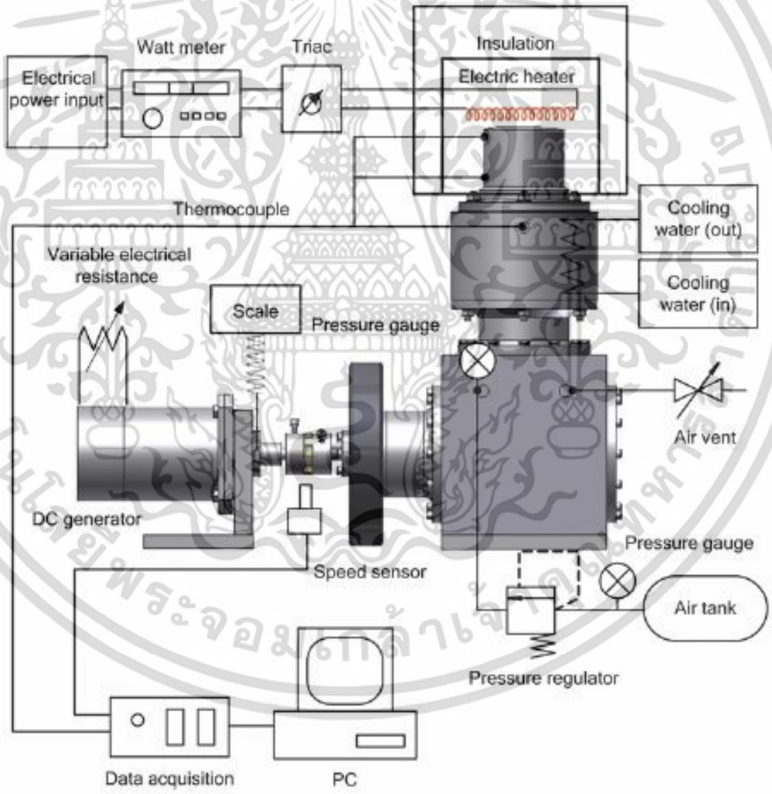
สำหรับประเทศไทยก็มีนักวิจัยหลายกลุ่มทำการศึกษาวิจัยเครื่องยนต์เช่นกัน หากแต่ขนาดของเครื่องยนต์และกำลังที่เครื่องยนต์ยังอยู่ในระดับห้องปฏิบัติการเท่านั้น

อังคีร์ ศรีปภาคารและ ชนะ ศรีคำ [28] ได้ออกแบบและทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดผลต่างอุณภูมิปานกลางสำหรับการใช้งานร่วมกับพลังงานแสงอาทิตย์ เครื่องยนต์ต้นแบบเป็นเครื่องยนต์ชนิดเบต้า ออกแบบโดยกำหนดขนาดตามวิธีการของ Iwamoto อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนถูกกำหนดขึ้นด้วยการวิเคราะห์แบบ Adiabatic ขับเคลื่อนด้วยกลไก Scotch yoke เพื่อลดแรงเสียดทาน อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนในส่วนฮีตเตอร์ (Heater) และคูลเลอร์ (Cooler) เลือกใช้แบบครีบเพื่อเพิ่มผิวสัมผัสในการถ่ายเทความร้อน การทดสอบใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าเป็นแหล่งให้พลังงานความร้อน ผลการทดสอบที่อุณหภูมิผิวของของฮีตเตอร์ที่ 400 องศาเซลเซียส พบว่าที่ระดับความดัน 0.5 เมกะปาสคาล ได้กำลังขาออกสูงสุดเท่ากับ 21 วัตต์ ที่ความเร็ว 327 รอบต่อนาที และที่ 500 องศาเซลเซียส ที่ระดับความดัน 0.7 เมกะปาสคาล วัดกำลังขาออกสูงสุดได้เท่ากับ 67.5 วัตต์ ที่ความเร็ว 500 รอบต่อนาที การเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องยนต์โดยใช้ค่าคงที่ของ West ได้ค่าเท่ากับ 0.163 ซึ่งเทียบเคียงได้กับการศึกษาอื่นๆที่ให้ค่าคงที่ของ West ในระดับ 0.1 ถึง 0.2

หลังจากนั้น กฤษลิน ถมยาบัตรและ อังคีร์ ศรีปภาคาร [15] ได้ปรับปรุงสมรรถนะเครื่องยนต์โดยศึกษากลไกการสูญเสียด้วยวิธีประเมินย้อนกลับเพื่อหาความสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ ผลการประเมินพบว่าความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์เป็นการสูญเสียหลักของเครื่องยนต์ และนำเสนอแนวทางในการปรับปรุง 3 ส่วนคือ การเลือกรีเจนเนอร์เรเตอร์ที่เหมาะสมด้วยวิธีการ Taguchi การเปลี่ยนวัสดุแหวนลูกสูบกำลัง และการเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียม ผลการทดสอบพบว่าลักษณะจำเพาะของรีเจนที่เหมาะสมทำให้กำลังขาออกสูงสุดเพิ่มขึ้น 35% การเปลี่ยนวัสดุแหวนลูกสูบกำลังให้อายุการใช้งานนานขึ้นแต่ก็ยังไม่เพียงพอต่อการนำไปใช้งานจริง การเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียมพบว่ากำลังขาออกสูงสุดต่ำลง ซึ่งสันนิษฐานว่าน่าจะมาจากผลของความเฉื่อยของเครื่องยนต์ที่มีมากเกินไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 2.28 แสดงเครื่องยนต์ต้นแบบของอังคีร์ ศรีปภาคากรและ ชนะ ศรีคำ [28]

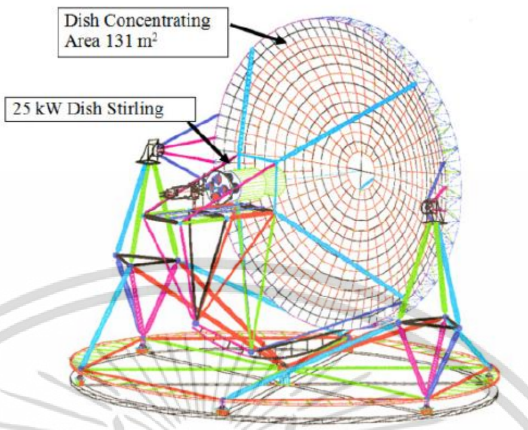


รูปที่ 2.29 แสดงแบบจำลองชุดทดสอบของอังคีร์ ศรีปภาคากร [28, 15]

Mansiri, K. and et al [29] ได้ศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับจานรวมแสงขนาดเล็ก นักวิจัยได้นำข้อมูลสภาพอากาศของประเทศไทยมาออกแบบขนาดจานรวมแสง โดยผลการทดสอบแบ่งเป็น 2 ส่วน ในส่วนแรกเป็นการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์สเตอร์ลิง และส่วนที่สองเป็นประเมินความสามารถในการผลิตไฟฟ้าเมื่อใช้ร่วมกับจากรวมแสงที่ออกแบบ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์ให้ประสิทธิภาพเท่ากับ 22% ออกแบบให้จานรวมแสงมีขนาด 131 ตาราง

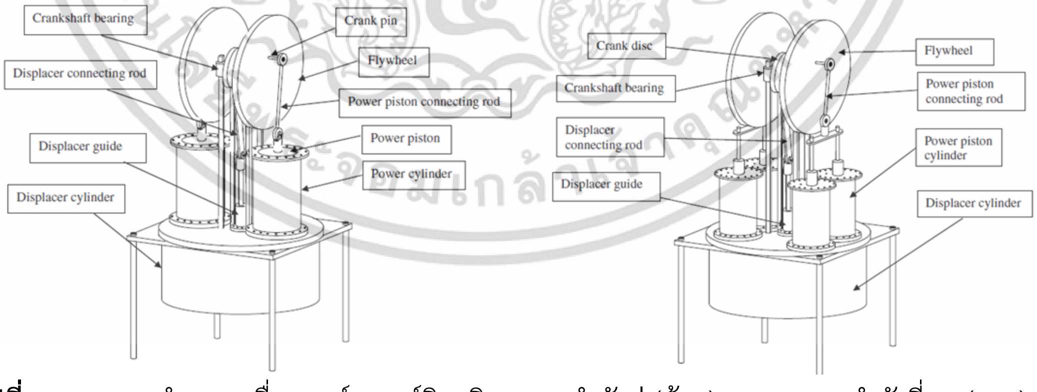
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมตร จากการคำนวณพบว่า ชุดกำเนิดไฟฟ้าให้กำลังไฟประมาณ 27,946 วัตต์ต่อปี ภายใต้สภาพอากาศของประเทศไทย ที่การสูญเสียความร้อน 22% การสูญเสียภายในเครื่องยนต์ประมาณ 61% ดังนั้นชุดกำเนิดไฟฟ้าที่ได้ออกแบบจะมีประสิทธิภาพเท่ากับ 17%



รูปที่ 2.30 แบบจำลองเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงของ Mansiri, K. and et al [29]

Kongtragool, B. and Wongwises, S. [30] ได้เสนอผลการศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบใช้ความแตกต่างของอุณหภูมิต่ำโดยใช้ก๊าซปิโตรเลียมเหลวเป็นเชื้อเพลิงจำนวนสองเครื่อง เครื่องยนต์เครื่องแรกเป็นเครื่องยนต์แบบลูกสูบกำลังคู่ (Twin power piston) ส่วนเครื่องยนต์เครื่องที่สองเป็นเครื่องยนต์แบบลูกสูบกำลังสี่ลูก (Four power pistons) จากผลการทดสอบ เครื่องยนต์แบบลูกสูบกำลังคู่ให้กำลังขาออกสูงสุด 11.8 วัตต์ ที่ความเร็ว 133 รอบต่อนาที และเครื่องยนต์แบบลูกสูบกำลังสี่ลูก (Four power pistons) ให้กำลังขาออกสูงสุด 32.7 วัตต์ ที่ความเร็ว 42.1 รอบต่อนาที



รูปที่ 2.31 แบบจำลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดลูกสูบกำลังคู่ (ซ้าย) และ ลูกสูบกำลังสี่ลูก (ขวา) ของ Kongtragool, B. and Wongwises, S. [30]

จากการทบทวนงานวิจัยทั้งในและต่างประเทศตามที่กล่าวมาข้างต้น ทำให้ได้ความรู้และแนวคิดในการปรับปรุงเครื่องยนต์เพื่อให้ได้สมรรถนะที่สูงขึ้น กล่าวคือ งานวิจัยของ D. G. Thombare และ S. K. Verma [12] ได้รวบรวมข้อมูลและสรุปเนื้อหาโดยรวมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงไว้อย่างครบถ้วนและกะทัดรัด สามารถทำความเข้าใจเรื่องเครื่องยนต์ได้ง่ายรวดเร็วขึ้น Timoumi, Y. and et al. [17]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ได้นำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และค่าลักษณะจำเพาะต่างๆที่มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ในงานวิจัยชิ้นนี้ยังกล่าวถึงค่าความพรุนที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงคือ 65% ซึ่งสอดคล้องกับค่าความพรุนของเครื่องยนต์ต้นแบบที่ผู้วิจัยใช้ ผู้วิจัยจึงไม่ได้ทำการทดสอบปัจจัยของรีเจนเนอร์เรเตอร์ Maprouk, M.T. and et al [18] ได้ทำการศึกษาผลกระทบการรั่วของสารทำงานทั้งบริเวณลูกสูบไล่ (Displacer piston) และลูกสูบกำลัง (Power piston) ผลการศึกษาเป็นที่ยืนยันว่าการรั่วของสารทำงานมีผลต่อการสูญเสียเอนทาลปี และการรั่วบริเวณลูกสูบกำลัง (Displacer piston) ส่งผลต่อความสูญเสียเอนทาลปีมากกว่าการรั่วบริเวณลูกสูบไล่ (Displacer piston) การเพิ่มขนาดของแหวนจะเป็นการเพิ่มแรงเสียดทาน ขนาดของแหวนลูกสูบที่เหมาะสมจึงมีความสำคัญ จากงานวิจัยของ Maprouk, M.T. and et al [18] สอดคล้องกับประสบการณ์ของผู้วิจัยเมื่อผู้วิจัยทดสอบเครื่องยนต์พบว่าการรั่วของเครื่องยนต์บริเวณลูกสูบกำลัง (Displacer piston) ส่งผลให้เครื่องยนต์ไม่ทำงาน ผู้วิจัยจึงมีแนวคิดเรื่องการเปลี่ยนชนิดของซีลเป็นแบบที่ใช้สำหรับปั๊มลมซึ่งสามารถป้องกันการรั่วได้ดีกว่า Chin-Hsiang C, and et al [19] ได้ทำการทดสอบเครื่องยนต์ที่ระดับความดันต่างกันโดยใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน พบว่าที่ความดันสูงขึ้นเครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงขึ้นและการใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานจะให้กำลังที่ดี หากแต่งานวิจัยของกฤษลิน ฌมยาบัตรและอังคีร์ศรีปภาการ [15] พบว่าการใช้ฮีเลียมอาจไม่ทำให้สมรรถนะของเครื่องยนต์สูงขึ้น จึงมีแนวคิดในการทำวิจัยเรื่องการหาค่าการอัดความดันสูงสุดที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์ การใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานจะส่งผลต่อเครื่องยนต์ในลักษณะใด Hirata, K. and et al. [21,22] ได้สร้างและปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องยนต์โดยการวิเคราะห์ความสูญเสียที่เกิดขึ้น และมีการนำแผนภาพ Sankey มาใช้ทำให้เข้าใจความสมดุลความร้อนของเครื่องยนต์ได้ง่ายขึ้น ซึ่งวิธีการนี้ผู้วิจัยได้นำมาประยุกต์ใช้กับเครื่องยนต์ต้นแบบ ในต่างประเทศมีการใช้งานเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับเชื้อเพลิงชีวมวลทั้งในห้องห้องปฏิบัติการและการใช้งานจริงเห็นได้จากกงานวิจัยที่กล่าวถึงข้างต้น ตัวอย่างเช่นประเทศบังคลาเทศ [5], บราซิล [24], โบลิเวีย [25], อิหร่าน [26] และญี่ปุ่น [27] หากแต่ในประเทศไทยนักวิจัยนักวิจัยให้ความสนใจเรื่องการใช้งานร่วมกับจานรวมแสงมากกว่า [15, 28, 29, 30] ทั้งที่ประเทศไทยเป็นประเทศเกษตรกรรม มีส่วนที่เหลือใช้จากภาคเกษตรมากมาย ดังนั้นผู้วิจัยจึงมีความสนใจในการริเริ่มการสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบที่ใช้งานร่วมกับเชื้อเพลิงชีวมวล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3
การดำเนินงานวิจัย

3.1 การประเมินระดับความสามารถของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

การปรับปรุงสมรรถนะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจำเป็นต้องทราบลักษณะและความสามารถของเครื่องยนต์ต้นแบบเพื่อหาแนวทางในการปรับปรุงได้อย่างถูกต้องและไม่ทำให้เครื่องยนต์ต้นแบบเกิดความเสียหาย

3.1.1 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์ต้นแบบ

สมพงษ์ กลิ่นหอม [5] ได้ออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าขนาด ขนาด 1500 วัตต์ สามารถอัดความดันได้สูงสุด 31 บาร์ ลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์เป็นแบบความเร็วรอบสูง (Under square) ชิ้นส่วนแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วย ฮีตเตอร์ คูลเลอร์ และรีเจนเนอร์เรเตอร์ สำหรับฮีตเตอร์เป็นแบบท่อทำด้วยเหล็กกล้าไร้สนิม เกรด ASTM A316 สำหรับคูลเลอร์ใช้น้ำที่อุณหภูมิห้องเป็นสารหล่อเย็นไหลผ่านท่อทองแดง รีเจนเนอร์เรเตอร์ใช้วัสดุชนิดเหล็กกล้าไร้สนิมเกรด ASTM A304 ชนิดฝอย เครื่องยนต์ต้นแบบขับเคลื่อนด้วยกลไกรอมบิก มุมต่างปริมาตร 57 องศา การทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบใช้อากาศและไนโตรเจนเป็นสารทำงาน ป้อนความร้อนให้กับเครื่องยนต์ด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลว (LPG) ที่อัตราการไหล 0.5 kg/hr ที่ความดันอากาศ 7 บาร์ ได้กำลังเพลาสูงสุดเท่ากับ 64 วัตต์ เมื่อป้อนความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลว (LPG) ด้วยอัตราการไหล 0.57 kg/hr ที่ความดันอากาศ 7 บาร์ กำลังเพลาที่ได้สูงสุดเท่ากับ 69.4 วัตต์ หากป้อนความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลว (LPG) ด้วยอัตราการไหล 0.57 kg/hr และการใช้ไนโตรเจนเป็นสารทำงานที่ความดัน 7 บาร์ ได้กำลังเพลาเท่ากับ 102 วัตต์ สำหรับข้อมูลที่ใช้ในการออกแบบเครื่องยนต์และเงื่อนไขที่ใช้ในการทดสอบเครื่องยนต์แสดงดังตารางที่ 3.1

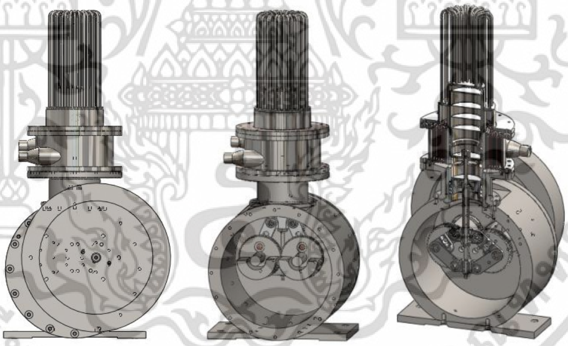
จากค่าที่ใช้ในการการออกแบบเครื่องยนต์ต้นแบบและการทดสอบเครื่องยนต์จริงพบว่าเครื่องยนต์ต้นแบบออกแบบให้ทำงานด้วยความดันของสารทำงานสูงสุดที่ 31 บาร์ แต่ทดสอบจริงด้วยความดันสูงสุดเพียงแค่ 7 บาร์ จะเห็นได้ว่าเครื่องยนต์ต้นแบบยังมีศักยภาพเพียงพอในการอัดความดันเพิ่มขึ้นได้ ดังนั้นในหัวข้อแรกของงานวิจัยจึงปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการเพิ่มความดันให้กับเครื่องยนต์ภายใต้เงื่อนไขการให้ความร้อนระดับเดียวกับการทดสอบเดิม นอกจากนี้จากการทดสอบยังพบว่าเครื่องยนต์ต้นแบบไม่สามารถทำงานได้ที่ความดันบรรยากาศ มีสมมติฐานว่าเป็นเพราะการรั่วของสารทำงานระหว่างส่วนการอัด (Compression space) และห้องเครื่องยนต์ (Buffer space) ทั้งนี้สมมติฐานนี้อ้างอิงจากงานวิจัยของ Maprouk, M.T. and et al [18] ดังนั้นในหัวข้อที่สองของงานวิจัยจะเป็นการเปลี่ยนซีลของลูกสูบกำลัง (Power piston) จากแบบเทปล่อนเป็นแบบโอริง (O-ring) จากผลการทดสอบยังอีกพบว่าการเปลี่ยนสารทำงานทำให้ได้กำลังเพลาเพิ่มขึ้นและจากการทบทวนวรรณกรรม Chin-Hsiang C, and et al [19] ระบุว่าการใช้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฮีเลียมเป็นสารทำงานจะสามารถเพิ่มกำลังให้กับเครื่องยนต์ได้ ดังนั้นในหัวข้อสุดท้ายจึงเป็นการปรับปรุงสมรรถนะเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียม

ตารางที่ 3.1 ข้อมูลที่ใช้ในการออกแบบและการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบของสมพงษ์ กลิ่นหอม [5]

รายละเอียดของเครื่องยนต์ต้นแบบ	ค่าที่ใช้ในการออกแบบ	ค่าที่ใช้ในการทดสอบจริง
รูปแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	ชนิดเบต้าขับเคลื่อนด้วยกลไกรอมบิก	
ขนาดกระบอกสูบ (มิลลิเมตร) X ระยะชัก (มิลลิเมตร)	60 X 40	
สัดส่วนการอัด	1 : 1.4	
ปริมาตรการกวาด (ลูกบาศก์เซนติเมตร)	113	
รูปแบบฮีตเตอร์	แบบท่อ	
รูปแบบคูลเลอร์	ใช้น้ำเป็นสารหล่อเย็นไหลผ่านในท่อ	
กำลังของเครื่องยนต์ (วัตต์)	1500	64 (อากาศ) 102 (ไนโตรเจน)
ความดันเฉลี่ย (บาร์)	31	7
ความเร็วของเครื่องยนต์ (รอบต่อนาที)	1800	884
สารทำงานที่ใช้	ไม่ระบุ	อากาศและไนโตรเจน
อุณหภูมิด้านร้อน (เคลวิน)	923	1173
อุณหภูมิด้านเย็น (เคลวิน)	338	303



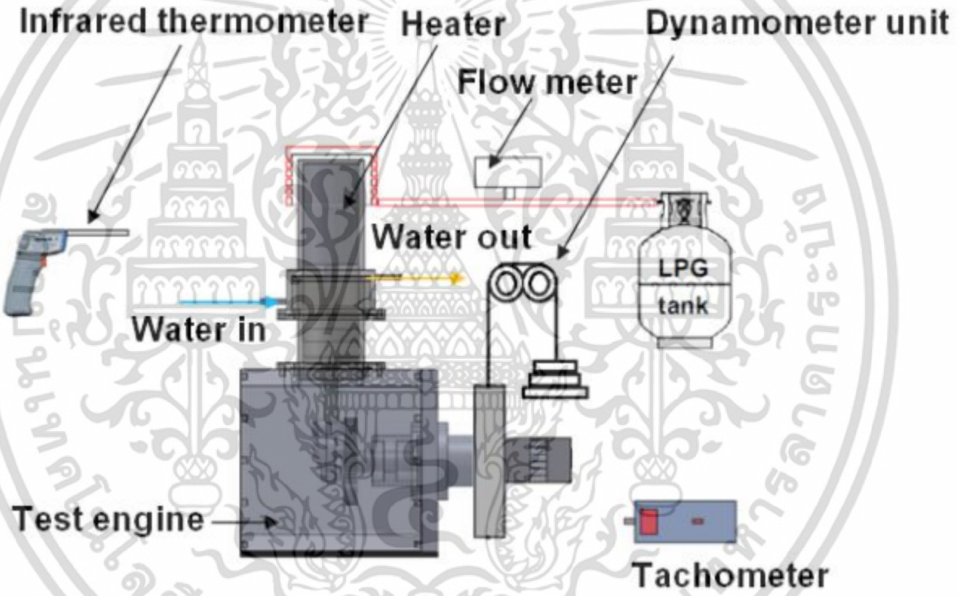
รูปที่ 3.1 ภาพตัดขวางแสดงลักษณะชิ้นส่วนภายในของเครื่องยนต์ต้นแบบ [5]

รูปที่ 3.2 แสดงเครื่องยนต์ต้นแบบของสมพงษ์ กลิ่นหอม [5]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.2 วิธีการและผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ต้นแบบ

การทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ต้นแบบ [5] ทำโดยใช้แก๊สปิโตรเลียมเหลว (LPG) เป็นแหล่งให้พลังงานความร้อนที่อัตราการไหล 0.5 และ 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง เลือกสารทำงานเป็นอากาศและไนโตรเจน ด้วยการอัดความดันตั้งแต่ 1-7 บาร์ หลังจากให้ความร้อนแก่เครื่องยนต์เป็นเวลาหนึ่งนาที แล้วเริ่มทำการสตาร์ทเครื่องยนต์โดยการหมุนล้อช่วยแรง (Flywheel) เพื่อให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ ซึ่งเป็นการเริ่มต้นวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อเครื่องยนต์เริ่มทำงาน ทำการจับความเร็วรอบของเครื่องยนต์พร้อมกับบันทึกความเร็วและอุณหภูมิของเครื่องยนต์ เมื่อเครื่องยนต์มีความเร็วรอบคงที่ เริ่มวัดหากำลังของเครื่องยนต์ต้นแบบด้วยวิธี Rope brake โดยการใส่ตุ้มน้ำหนักครั้งละ 0.5 กิโลกรัม จดบันทึกความเร็วรอบและน้ำหนักที่ให้กับเครื่องยนต์จนกระทั่งเครื่องยนต์หยุดทำงาน ทำซ้ำไปเรื่อยๆจนกระทั่งได้ค่าที่ดีที่สุด



รูปที่ 3.3 แสดงแบบจำลองการติดตั้งชุดทดสอบ

ผลการวัดสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบแสดงให้เห็นว่าเมื่อให้อากาศเป็นสารทำงานด้วยการอัดความดันตั้งแต่ 1-7 บาร์ อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.50 กิโลกรัมต่อชั่วโมง และ 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง พบว่า เครื่องยนต์ไม่สามารถทำงานได้ที่ความดัน 1 บาร์ และเครื่องยนต์จะเริ่มทำงานที่ความดันตั้งแต่ 2 บาร์เป็นต้นไป จากผลการทดลองโดยการป้อนเชื้อเพลิงที่อัตรา 0.50 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ใช้สารทำงานเป็นอากาศที่อัดความดัน 7 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุด 64 วัตต์ ที่ความเร็ว 635 รอบต่อนาที และให้แรงบิดสูงสุด 1.30 นิวตันเมตร ที่ความเร็ว 290 รอบต่อนาที หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มอัตราการป้อนเชื้อเพลิงเป็น 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยสารทำงานยังคงเป็นอากาศเช่นเดิมที่ความดันสูงสุด 5 บาร์ พบว่าเครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุด 69.4 วัตต์ ที่ความเร็ว 721 รอบต่อนาที และให้แรงบิดสูงสุด 1.42 นิวตันเมตร ที่ความเร็ว 269 รอบต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นไนโตรเจนและอัดความดันเท่ากันที่ 1-7 บาร์ อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง พบว่าการเปลี่ยนสารทำงานเป็นไนโตรเจนยังคงไม่สามารถทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้ที่ความดัน 1 บาร์ และเครื่องยนต์จะเริ่มทำงานที่ความดัน 2 บาร์เช่นกัน แต่กำลังและแรงบิดที่ใช้สารทำงานเป็นไนโตรเจนจะได้มากกว่าการใช้สารทำงานเป็นอากาศ จากการทดสอบพบว่าการป้อนเชื้อเพลิงที่อัตรา 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ใช้สารทำงานเป็นไนโตรเจนด้วยการอัดความดัน 7 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุด 102.3 วัตต์ ที่ความเร็ว 864 รอบต่อนาที และให้แรงบิดสูงสุด 1.76 นิวตันเมตร ที่ความเร็ว 327 รอบต่อนาที ซึ่งผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบเป็นดังตารางและรูปต่อไปนี้

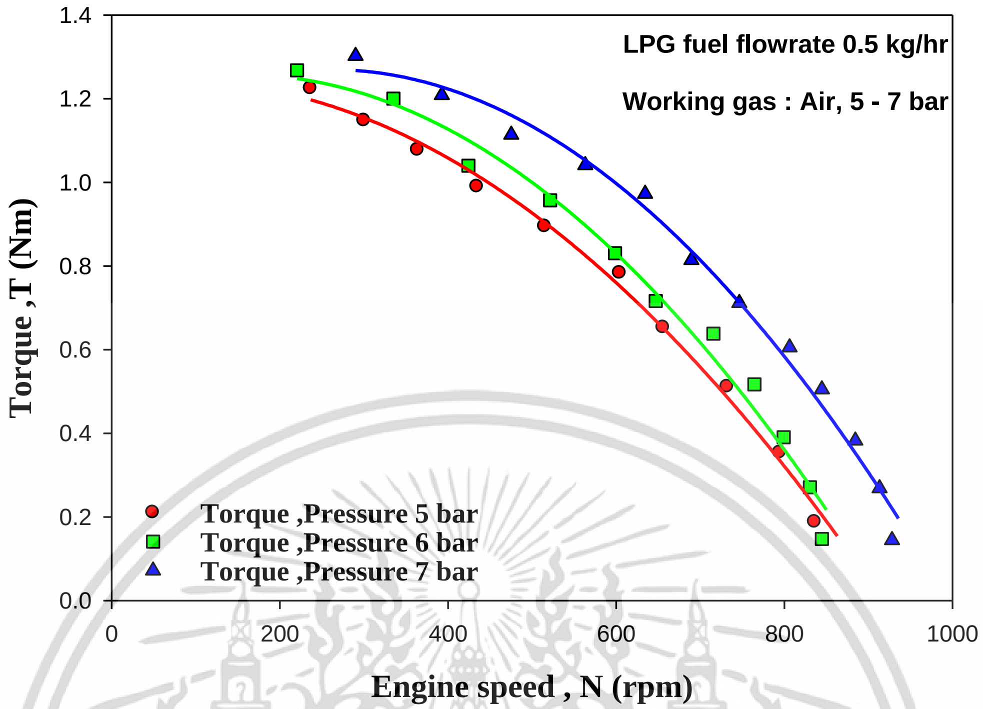
ตารางที่ 3.2 แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดัน 2 ถึง 7 บาร์

แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ข้อมูลชุดที่ได้จากค่าเฉลี่ย									
กำลังอัด (บาร์)	อากาศ						ไนโตรเจน		
	อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.50 กิโลกรัมต่อชั่วโมง			อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง			อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง		
	ความเร็ว (รอบ/นาที)	กำลัง (วัตต์)	ประสิทธิภาพ (%)	ความเร็ว (รอบ/นาที)	กำลัง (วัตต์)	ประสิทธิภาพ (%)	ความเร็ว (รอบ/นาที)	กำลัง (วัตต์)	ประสิทธิภาพ (%)
2	360	24.5	0.7	578	42.6	1.15	-	-	-
3	497	41.7	1.13	655	46.8	1.27	644	40.8	1.10
4	567	45.7	1.24	659	65.9	1.78	762	76.1	2.06
5	600	49.3	1.33	721	69.4	1.88	830	84.6	2.29
6	522	52.3	1.42	-	-	-	804	87.6	2.37
7	635	64.0	1.75	-	-	-	864	102.3	2.76

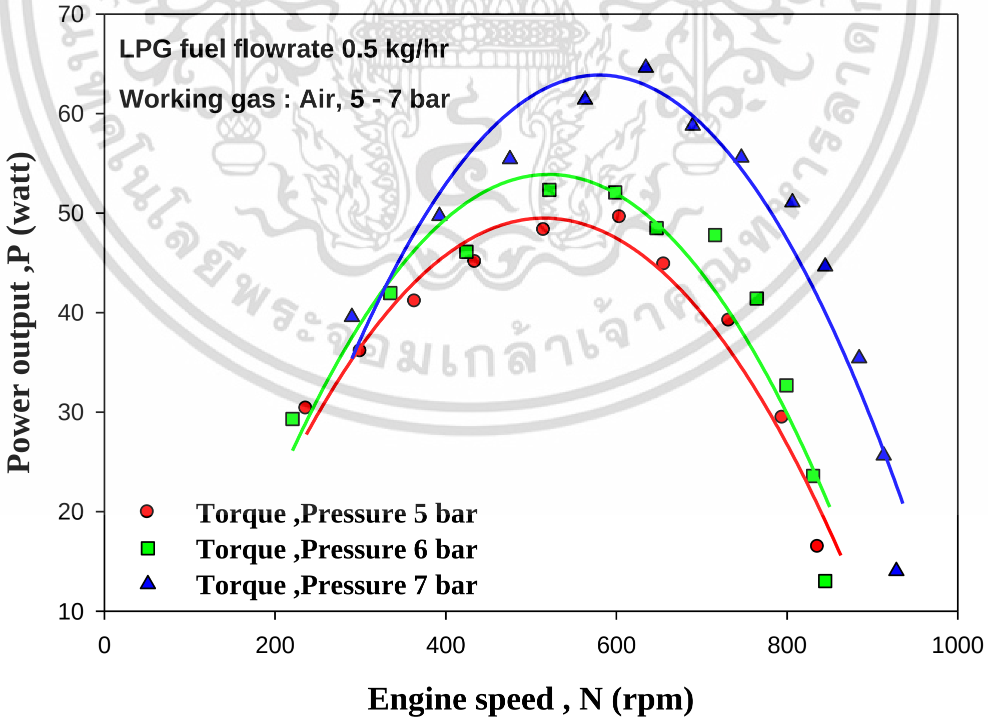
ตารางที่ 3.3 แสดงแรงบิดเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดัน 2 ถึง 7 บาร์

แสดงแรงบิดเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ข้อมูลชุดที่จากค่าเฉลี่ย						
กำลังอัด (บาร์)	อากาศ				ไนโตรเจน	
	อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.50 กิโลกรัมต่อชั่วโมง		อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง		อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง	
	ความเร็ว (รอบ/นาที)	แรงบิด (นิวตันเมตร)	ความเร็ว (รอบ/นาที)	แรงบิด (นิวตันเมตร)	ความเร็ว (รอบ/นาที)	แรงบิด (นิวตันเมตร)
2	288	0.72	163	1.12	-	-
3	237.5	1.06	268	1.09	241	1.02
4	220.5	1.11	265	1.36	275	1.38
5	233	1.22	269	1.42	313	1.49
6	220.5	1.27	-	-	249	1.64
7	290	1.30	-	-	327	1.76

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

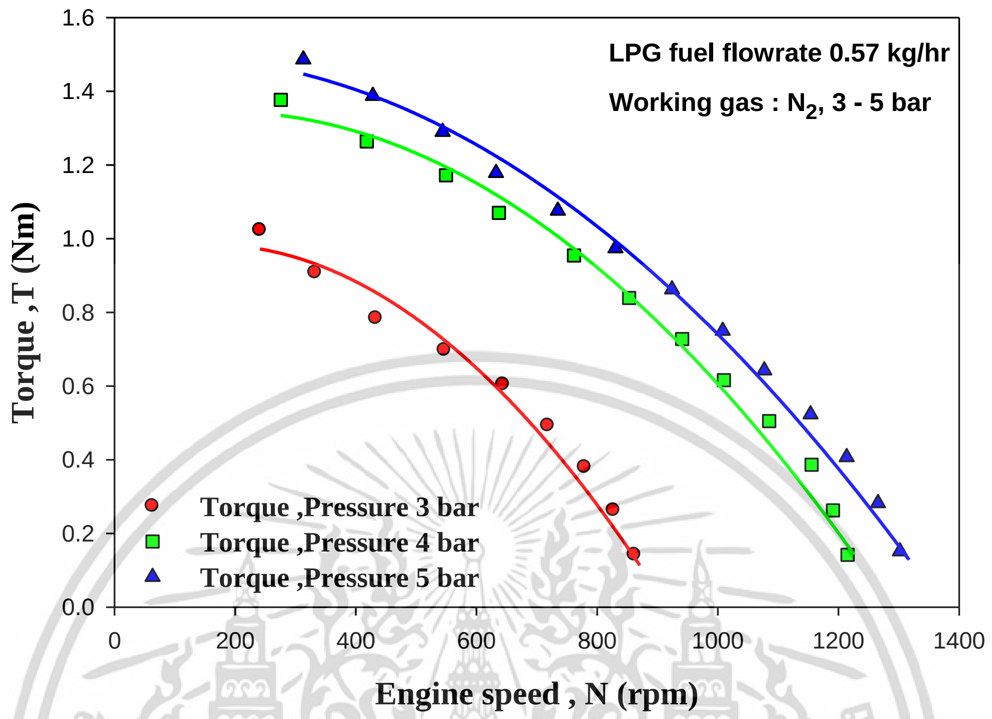


รูปที่ 3.4 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดของเครื่องยนต์กับความเร็วรอบที่ความดันอากาศ 5, 6 และ 7 บาร์ เมื่อให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง

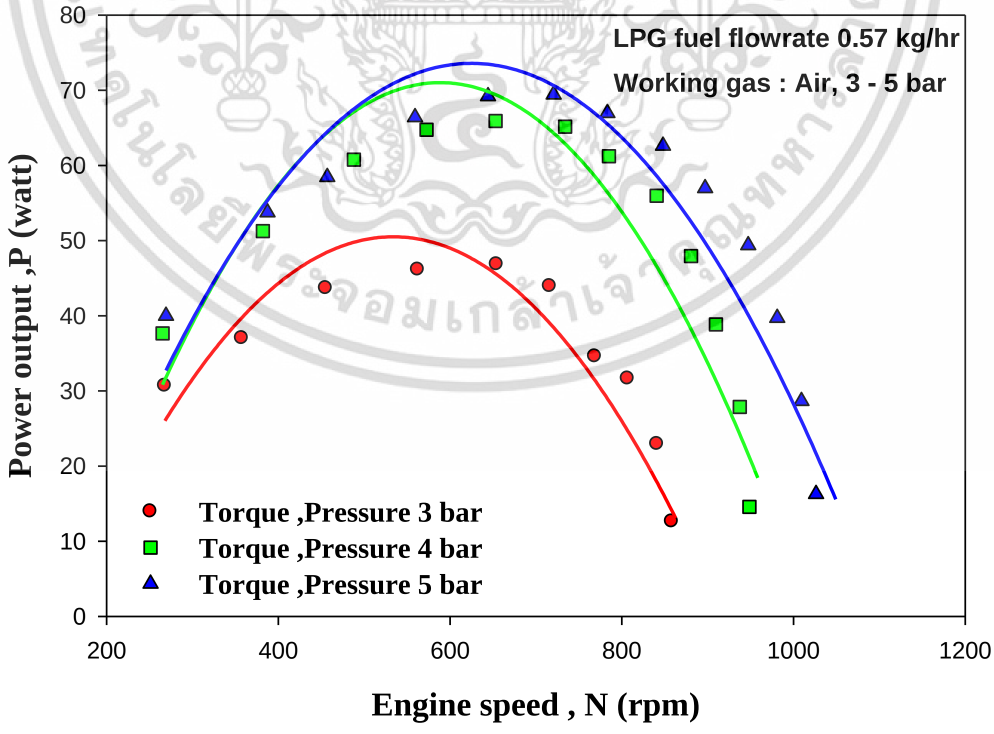


รูปที่ 3.5 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังของเครื่องยนต์กับความเร็วรอบที่ความดันอากาศ 5, 6 และ 7 บาร์ เมื่อให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

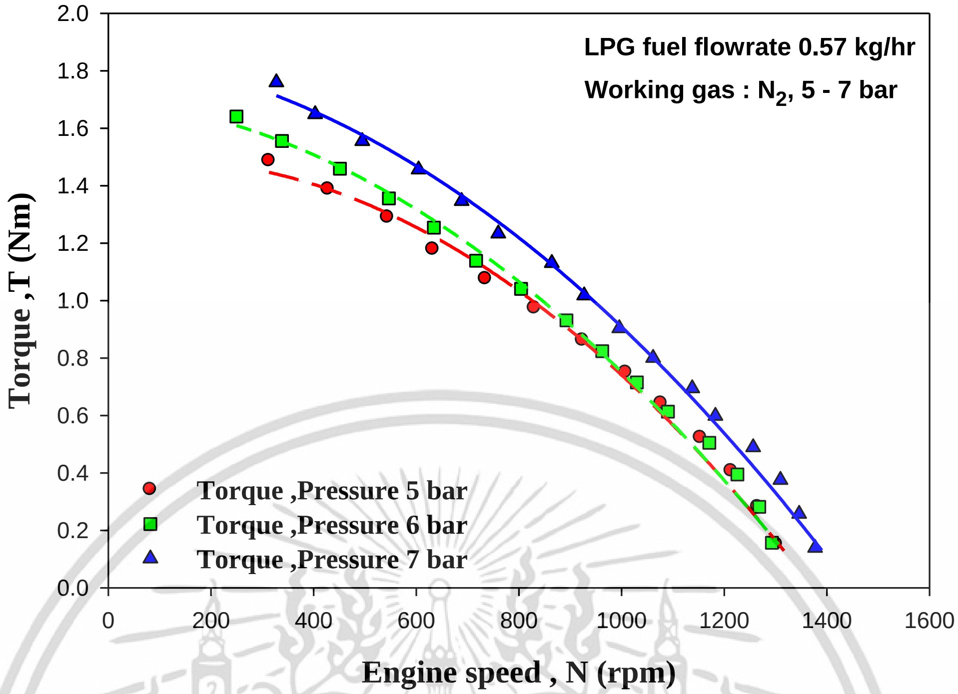


รูปที่ 3.6 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดของเครื่องยนต์กับความเร็วรอบที่ความดันอากาศ 3, 4 และ 5 บาร์ เมื่อให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง

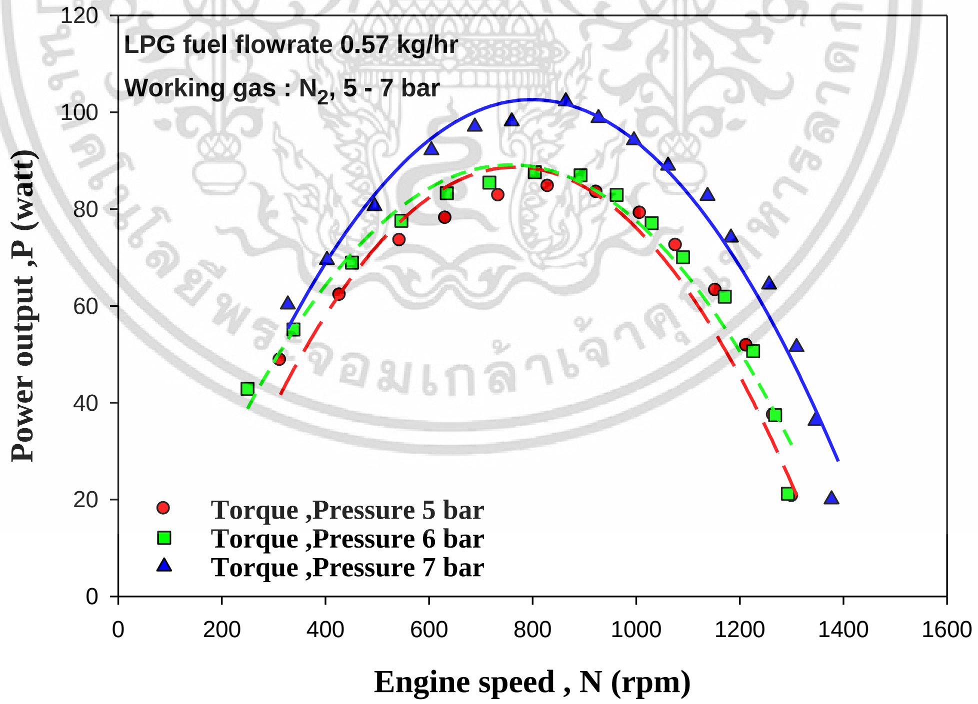


รูปที่ 3.7 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังของเครื่องยนต์กับความเร็วรอบที่ความดันอากาศ 3, 4 และ 5 บาร์ เมื่อให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.8 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดของเครื่องยนต์กับความเร็วรอบที่ความดันไนโตรเจน 5, 6 และ 7 บาร์ เมื่อให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง

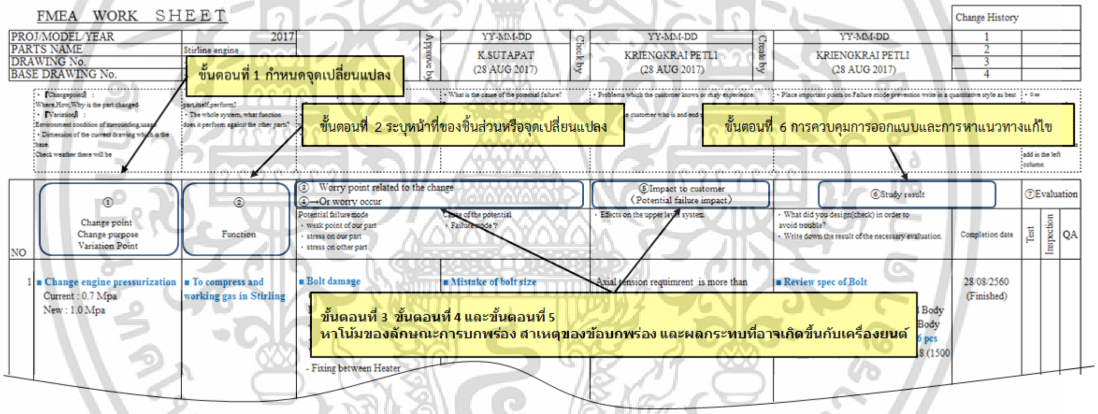


รูปที่ 3.9 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังของเครื่องยนต์กับความเร็วรอบที่ความดันไนโตรเจน 5, 6 และ 7 บาร์ เมื่อให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2 การปรับปรุงเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการเพิ่มความดันให้กับเครื่องยนต์ต้นแบบ

จากผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบ ทำให้เกิดแนวคิดในการหาค่าความดันสูงสุดที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์ต้นแบบ เนื่องจากงานวิจัยของ Chin-Hsiang C, and et al [19] เห็นได้ว่าการเพิ่มความดันให้กับเครื่องยนต์จะทำให้เครื่องยนต์ให้กำลังที่สูงขึ้น ซึ่งเป็นไปในแนวทางเดียวกับสมการของ Beale ดังนั้นหัวข้อแรกในการปรับปรุงเครื่องยนต์คือเพิ่มความดันที่เหมาะสมให้กับเครื่องยนต์ หากแต่ในการทำงานของเครื่องยนต์ต้นแบบจะต้องรับภาระทั้งความดันและความร้อน ดังนั้นการเพิ่มความดันจะทำให้เครื่องยนต์ต้นแบบยิ่งต้องรับภาระสูงขึ้น อาจทำให้เครื่องยนต์เกิดความเสียหายได้ เพื่อให้เกิดความเชื่อมั่นว่าการเพิ่มความดันไม่ส่งผลใดๆต่อเครื่องยนต์ จึงได้นำวิธีการวิเคราะห์แบบ FMEA (Failure Mode and Effect Analysis) ซึ่งเป็นกระบวนการวิเคราะห์คุณลักษณะของความเสียหายและผลกระทบที่จะตามมา ซึ่งวิธีการนี้ได้พัฒนามาจากหน่วยงานอากาศยานทางทหารของประเทศสหรัฐอเมริกาและได้ขยายวิธีการไปยังบริษัทรถยนต์ทั่วไปให้เป็นข้อกำหนดพื้นฐานตามมาตรฐาน QS 9000 ISO/TS 16949 [31]



รูปที่ 3.10 ตัวอย่างแบบฟอร์ม FMEA เพื่อวิเคราะห์ผลกระทบของเครื่องยนต์ต้นแบบ

การดำเนินวิเคราะห์เครื่องยนต์ด้วยวิธีการ FMEA (Failure Mode and Effect Analysis)

เริ่มด้วยการกำหนดจุดที่มีการเปลี่ยนแปลงและวิเคราะห์หน้าที่หลักของชิ้นส่วนที่มีการเปลี่ยนแปลงดังนี้

ขั้นตอนที่ 1 กำหนดจุดเปลี่ยนแปลง : การเพิ่มความดันของสารทำงานจาก 7 บาร์เป็นระดับความดันสูงสุด

ขั้นตอนที่ 2 ระบุหน้าที่ของชิ้นส่วนหรือจุดเปลี่ยนแปลง : เนื่องจากเครื่องยนต์จะรับความดันจากสารทำงานซึ่งมีหน้าที่เป็นตัวรับพลังงานความร้อนผ่านท่อของฮีตเตอร์และเปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกลโดยวัฏจักรสเตอร์ลิง ดังนั้นการเพิ่มความดันจึงเป็นการเพิ่มภาระให้แก่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและชิ้นส่วนที่มีการเคลื่อนที่เพื่อเปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนที่ 3 ขั้นตอนที่ 4 และขั้นตอนที่ 5 หาโน้มของลักษณะการบกพร่อง สาเหตุของข้อบกพร่อง และผลกระทบที่อาจเกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ : จากจุดที่มีการเปลี่ยนแปลงของเครื่องยนต์ต้นแบบหลังจากนั้นวิเคราะห์ความเสียหายที่อาจจะเกิดขึ้นได้ดังต่อไปนี้

ชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ที่รับความดันและความร้อนเกิดความเสียหาย

สาเหตุ : ค่าความเค้นสูงสุดของชิ้นส่วนของเครื่องยนต์น้อยกว่าความเค้นที่เกิดขึ้นเนื่องจากการเพิ่มความดันให้แก่เครื่องยนต์ อย่างไรก็ตามเนื่องจากเครื่องยนต์ต้นแบบได้รับความร้อนในขณะเดียวกัน ดังนั้นจึงต้องนำปัจจัยที่มาวิเคราะห์ด้วยเช่นกัน

กลไกความสูญเสียและผลกระทบที่อาจเกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ : การให้ความดันแก่เครื่องยนต์ต้นแบบมากเกินไป => ความเค้นที่เกิดขึ้นที่ชิ้นส่วนมากกว่าความเค้นสูงสุดของชิ้นส่วน => ชิ้นส่วนเกิดความเสียหายเนื่องจากปัญหาความเค้นหรือการแตกหักเนื่องจากการคืบ (Creep rupture stress) => ชิ้นส่วนกระเด็นหรือแตกหัก => เครื่องยนต์เสียหาย

การรั่วของสารทำงาน

สาเหตุ : ชิ้นส่วนของเครื่องยนต์มีการเคลื่อนตัวบริเวณส่วนประกบต่างๆ เนื่องจากแรงดันของชิ้นส่วนมากกว่าแรงยึดของโบลต์และกาว RTV

กลไกความสูญเสียและผลกระทบที่อาจเกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ : แรงที่เกิดจากการให้ความดันของสารทำงานมีค่ามากกว่าแรงยึดของโบลต์และกาว RTV => ชิ้นส่วนที่มีการประกบกันมีเคลื่อนตัวออกจนมีช่องว่าง => ช่องว่างที่เกิดขึ้นมีขนาดใหญ่กว่าโมเลกุลของสารทำงาน => เครื่องยนต์รั่ว => เครื่องยนต์ไม่ทำงานหรือเครื่องยนต์มีประสิทธิภาพลดลง

โบลต์ที่ใช้ยึดเครื่องยนต์เกิดความเสียหาย

สาเหตุ : ค่าความเค้นสูงสุดของโบลต์ที่ใช้ยึดเครื่องยนต์น้อยกว่าแรงที่เกิดขึ้นจากความดัน

กลไกความสูญเสียสูญเสียและผลกระทบที่อาจเกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ : การให้ความดันแก่เครื่องยนต์ต้นแบบมากเกินไป => โบลต์รับภาระมากกว่าค่าความเค้นสูงสุด => โบลต์เกิดความเสียหาย => ชิ้นส่วนหลุดหรือกระเด็น => เครื่องยนต์เสียหาย

ชิ้นส่วนของเครื่องยนต์หลุดเนื่องจากการขัน (Torque) ที่ไม่เหมาะสม

สาเหตุ : แรงบิด (Torque) ที่ขันโบลต์เพื่อให้ชิ้นส่วนยึดติดกันมีค่าน้อยเกินไป ทำให้ชิ้นส่วนหลุดหรือกระเด็นจนเกิดความเสียหาย

กลไกความสูญเสียสูญเสียและผลกระทบที่อาจเกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ : ขันโบลต์ด้วยแรงบิดที่น้อยเกินไป => แรงที่เกิดจากการให้ความดันมากกว่าแรงที่โบลต์ยึดกับชิ้นส่วน => โบลต์หลุด => เครื่องยนต์กระเด็น => เกิดความเสียหายแก่ชิ้นส่วนและเครื่องยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พื้นที่ผิวที่รับแรงจากการยึดโบลต์เกิดความเสียหาย

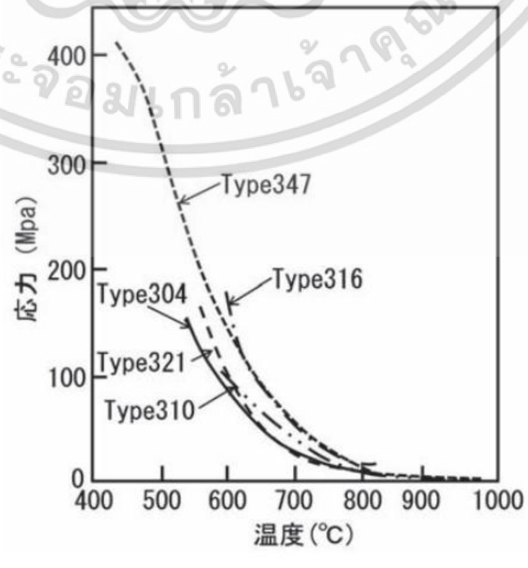
สาเหตุ : ค่าความเค้นสูงสุดของชิ้นส่วนของเครื่องยนต์บริเวณผิวสัมผัสกับโบลต์น้อยกว่าภาระที่เกิดจากความดันที่เพิ่มขึ้น

กลไกความสูญเสียสูญเสียและผลกระทบที่อาจเกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ : ขันโบลต์ด้วยแรงบิดที่มากเกินไป => ความเค้นที่เกิดขึ้นบริเวณพื้นที่หน้าสัมผัสมากกว่าความเค้นสูงสุดชิ้นส่วน => ผิวที่รับแรงเกิดความเสียหาย

ขั้นตอนที่ 6 การควบคุมการออกแบบและการหาแนวทางแก้ไข : จากการวิเคราะห์หาแนวโน้มของลักษณะข้อบกพร่องและสาเหตุของข้อบกพร่องในขั้นตอนที่ 3 ขั้นตอนที่ 4 และขั้นตอนที่ 5 จำเป็นต้องพิจารณาควบคุมปัจจัยต่างๆที่อาจส่งผลกระทบให้กับเครื่องยนต์ต้นแบบ เช่น การควบคุมอุณหภูมิที่ป้อนเข้าเครื่องยนต์ การตรวจสอบความเค้นที่เกิดขึ้นหลังจากให้ความดัน การตรวจสอบคุณสมบัติของวัสดุหลังจากได้รับความร้อน การเลือกใช้โบลต์และการให้แรงบิด (Torque) ที่เหมาะสม เป็นต้น ซึ่งจะแยกการวิเคราะห์การควบคุมการออกแบบและแนวทางการแก้ไขเป็นหัวข้อย่อยดังต่อไปนี้

3.2.1 ชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ที่รับความดันและความร้อนเกิดความเสียหาย

จากงานวิจัยของ Kiuchi, M. [32] ได้นำเสนอพฤติกรรมของเหล็กกล้าไร้สนิมเมื่อทำงานที่อุณหภูมิต่างๆ จากการทดสอบพบว่าค่าความเค้นสูงสุดของเหล็กกล้าไร้สนิมจะลดลงอย่างเห็นได้ชัดเมื่อชิ้นงานตัวอย่างรับความร้อนตั้งแต่ 400 องศาเซลเซียส งานวิจัยฉบับนี้ยังกล่าวถึงปัญหาที่จะเกิดขึ้นเมื่อชิ้นงานได้รับความร้อนสูงคือปัญหาการแตกหักที่เกิดจากการคืบ (Creep rupture strength) ดังรูป



รูปที่ 3.11 กราฟระหว่างความเครียดกับอุณหภูมิที่ Creep rupture strengths 10000 ชั่วโมง [32]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากงานวิจัยดังกล่าวทำให้จำเป็นต้องนำเรื่องความร้อนที่เครื่องยนต์ได้รับเข้ามาพิจารณาด้วย ซึ่งหากแบ่งกลุ่มของชิ้นส่วนตามภาระที่ได้รับ จะแบ่งได้เป็น 2 กลุ่มคือ กลุ่มชิ้นส่วนที่ต้องรับทั้งความดันและความร้อนกับชิ้นส่วนรับภาระเฉพาะความดันเท่านั้น ดังรายละเอียดต่อไปนี้

สำหรับกลุ่มชิ้นส่วนที่ต้องรับภาระทั้งความดันและความร้อนประกอบด้วย

- ส่วน Body ของฮีตเตอร์ซึ่งทำด้วยเหล็กหล้าไร้สนิมเกรด ASTM A304
- ท่อของฮีตเตอร์ทั้งด้านนอกและด้านในซึ่งทำด้วยเหล็กหล้าไร้สนิมเกรด ASTM A316
- ส่วน Body ของคูลเลอร์ ซึ่งทำด้วยเหล็กหล้าไร้สนิมเกรด ASTM A304
- ส่วนท่อของคูลเลอร์ ซึ่งทำด้วยทองแดง Cu-ETP
- ตัวประคองกระบอกสูบ (Liner) ซึ่งทำด้วยเหล็กหล้าไร้สนิมเกรด ASTM A304
- กระบอกสูบ (Cylinder bore) ซึ่งทำด้วยเหล็กหล้าไร้สนิมเกรด ASTM A304
- ก้านของลูกสูบไล่ (Displacer piston rod) ซึ่งทำด้วยเหล็กกล้าเกรด SCM415

สำหรับกลุ่มชิ้นส่วนที่ต้องรับภาระเฉพาะความดันเท่านั้นประกอบด้วย

- ส่วน Connector ซึ่งทำด้วยเหล็กหล้าไร้สนิมเกรด ASTM A304
- ส่วนของตัวห้องเครื่องยนต์ (Body) ซึ่งทำด้วยเหล็กเหล็กหล้าเกรด ASTM A36
- ส่วนฝาปิดของห้องเครื่องยนต์ (Front/Rear cover body) ทำด้วยเหล็กกล้าเกรดASTM A36
- ลูกสูบกำลัง (Power piston) ซึ่งทำด้วยอลูมิเนียมเกรด 5052-H21
- ก้านของลูกสูบกำลัง (Power piston rod) ซึ่งทำด้วยเหล็กหล้าไร้สนิมเกรด ASTM A304
- ลูกสูบไล่ (Displacer piston) ซึ่งทำด้วยเหล็กหล้าไร้สนิมเกรด ASTM A304

ซึ่งลักษณะโครงสร้างของเครื่องยนต์แสดงดังตารางที่ 3.4 และรูปที่ 3.10

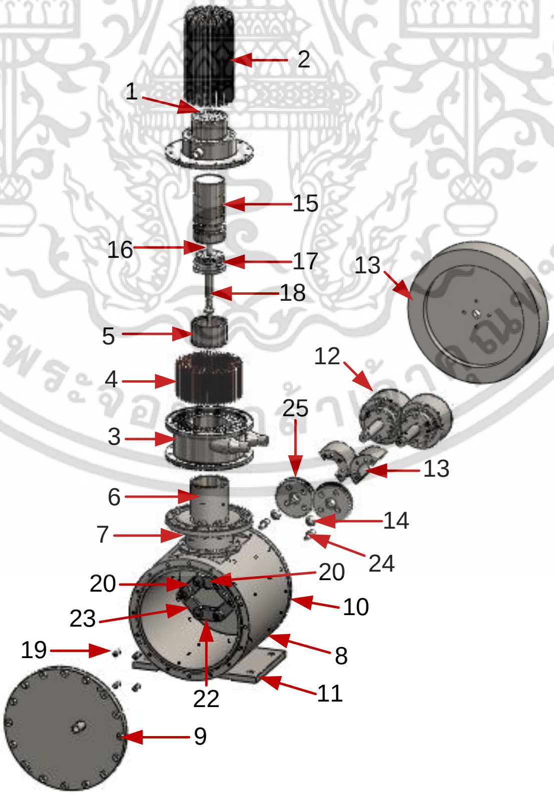
ตารางที่ 3.4 แสดงโครงสร้างของเครื่องยนต์ต้นแบบพร้อมทั้งวัสดุและจำนวนที่ใช้

No.	Part Name		Material	Quantities
1	Heater Assy	┬ Heater Body	ASTM A304	1
2		└ Heater tube	ASTM A316	32
3	Cooler Assy	┬ Cooler body	ASTM 304	1
4		└ Cooler tube	Cu-ETP	300
5	Liner		ASTM A304	1
6	Cylinder Bore		ASTM A304	1
7	Connector		ASTM A304	1
8	Body		ASTM A36	1
9	Front cover		ASTM A36	1
10	Back cover		ASTM A36	1
11	Base		ASTM A36	1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.4 แสดงโครงสร้างของเครื่องยนต์ต้นแบบพร้อมทั้งวัสดุและจำนวนที่ใช้ (ต่อ)

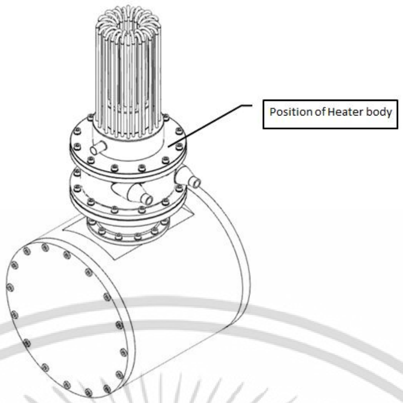
No.	Part Name		Material	Quantities
12	Bearing Case Assy	┬ Heater Body	ASTM A36	2
13		├ Counter weight	ASTM A36	2
14		└ Heater tube	ASTM A36	2
15	Displacer Assy	┬ Displacer	ASTM A304	1
16		└ Displacer rod	AISI A1045	1
17	Power piston Assy	┬ Power pison	5052 - H32	1
18		└ Piston rod	AISI A1045	1
19	Rod		AISI A1045	4
20	Piston yoke		5052 - H32	1
21	Piston con - rod		5052 - H32	2
22	Displacer yoke		5052 - H32	1
23	Displacer con - rod		5052 - H32	2
24	Crank pin		5052 - H32	2
25	Gear		AISI A1045	2



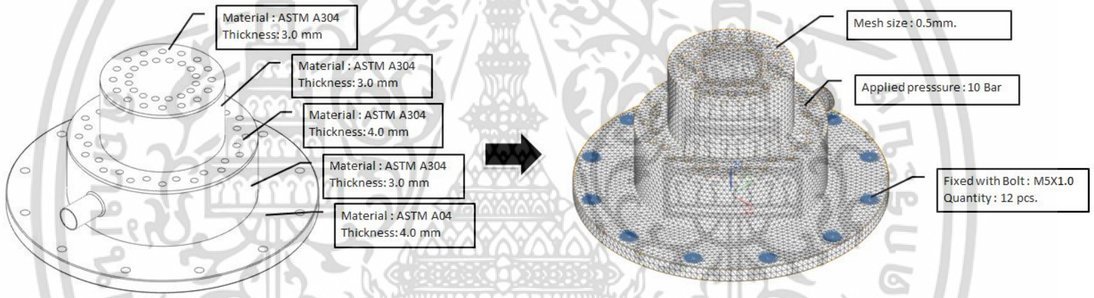
รูปที่ 3.12 แสดงส่วนประกอบและโครงสร้างของเครื่องยนต์ต้นแบบ [5]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

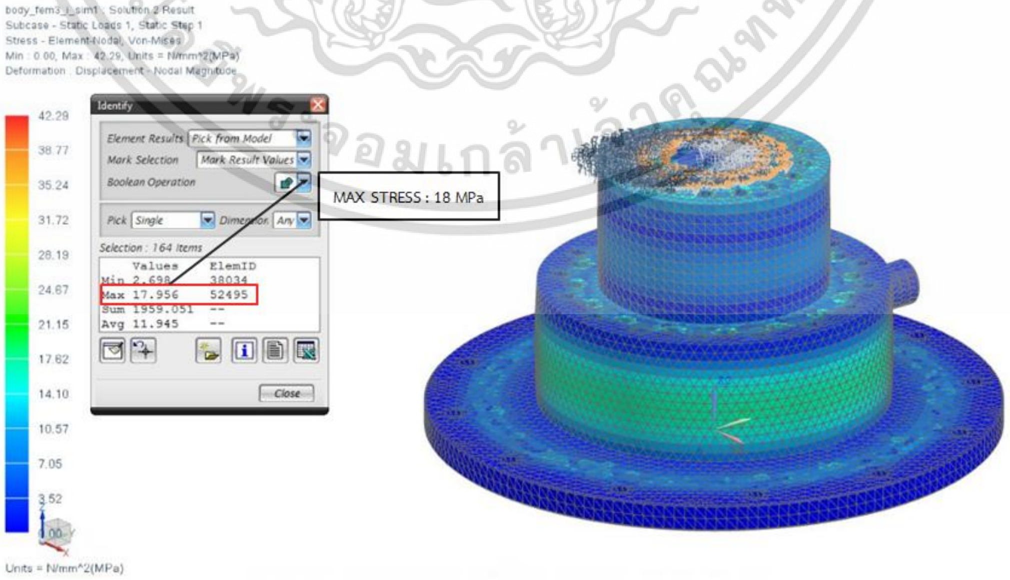
เมื่อทราบกลุ่มชิ้นส่วนที่ต้องทำการพิจารณาแล้ว ทำการวิเคราะห์ความเค้นที่แต่ละชิ้นส่วนจะรับได้ ด้วยโปรแกรม NX Nastran Version 8.0 ซึ่งผลการวิเคราะห์แสดงดังรูปต่อไปนี้



รูปที่ 3.13 แสดงตำแหน่ง Body ของฮีตเตอร์

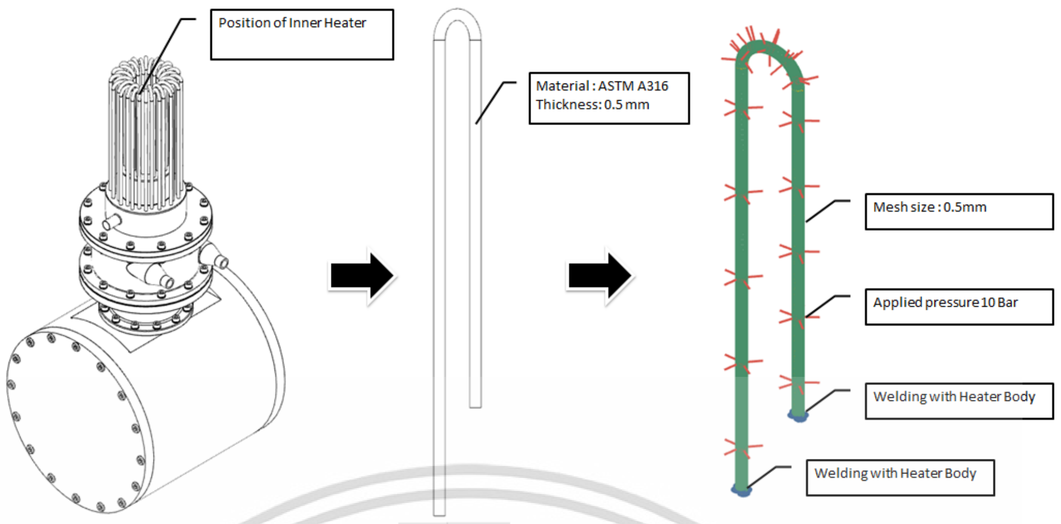


รูปที่ 3.14 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ Body ของฮีตเตอร์



รูปที่ 3.15 แสดงผลการวิเคราะห์ Body ของฮีตเตอร์ที่ความดัน 10 บาร์

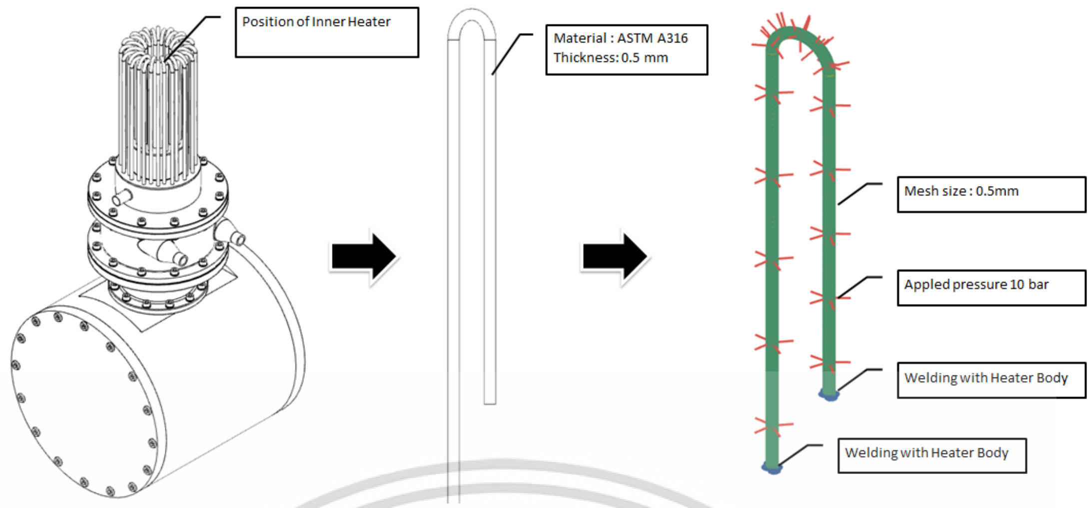
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.16 แสดงตำแหน่งของท่อด้านในของฮีตเตอร์และการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์

รูปที่ 3.17 แสดงผลการวิเคราะห์ท่อด้านในของฮีตเตอร์ที่ความดัน 10 บาร์

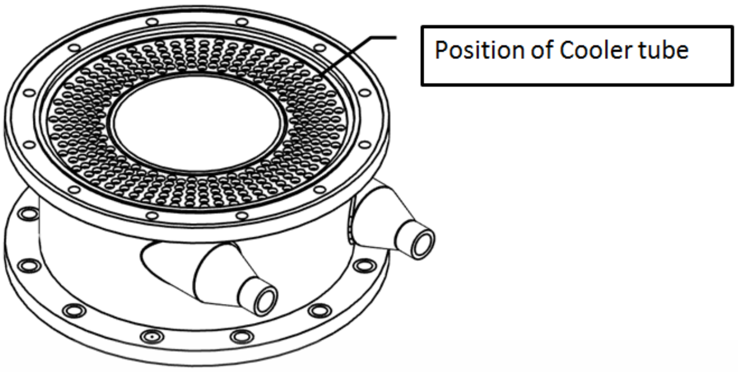
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



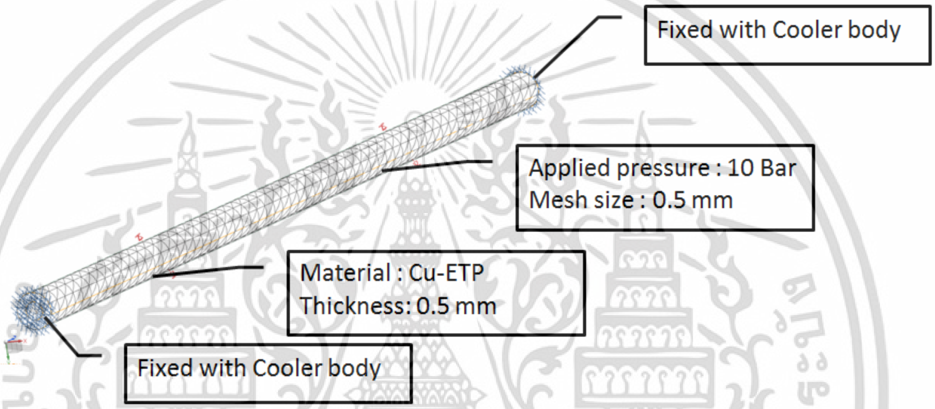
รูปที่ 3.18 แสดงตำแหน่งของท่อด้านนอกของฮีตเตอร์และการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์

รูปที่ 3.19 แสดงผลการวิเคราะห์ท่อด้านนอกของฮีตเตอร์ที่ความดัน 10 บาร์

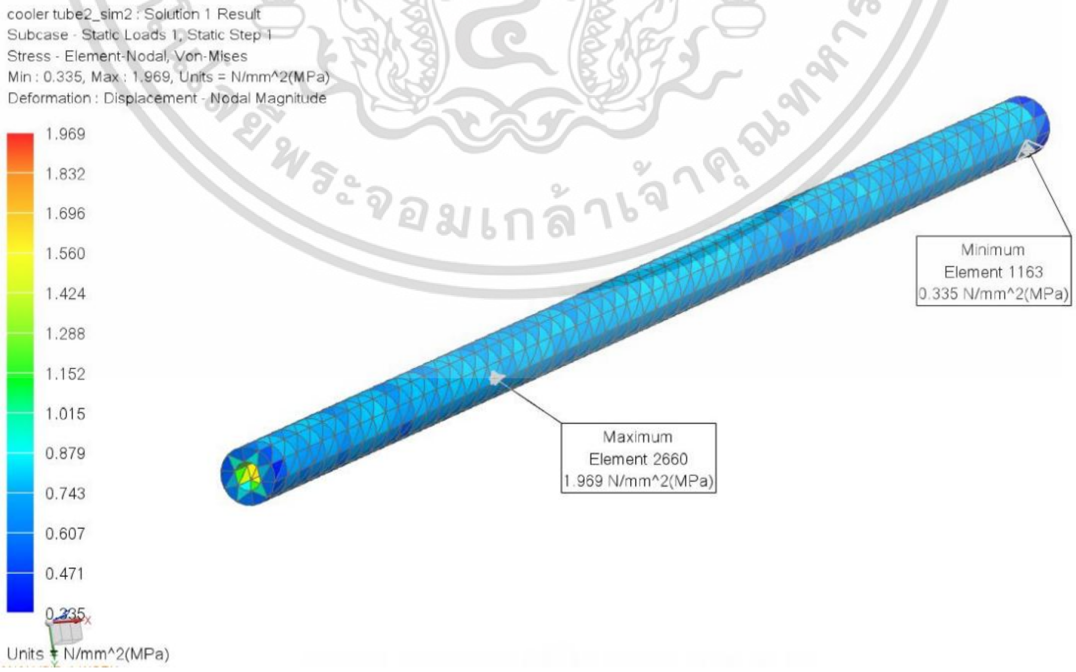
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.20 แสดงตำแหน่งของท่อคูลเลอร์

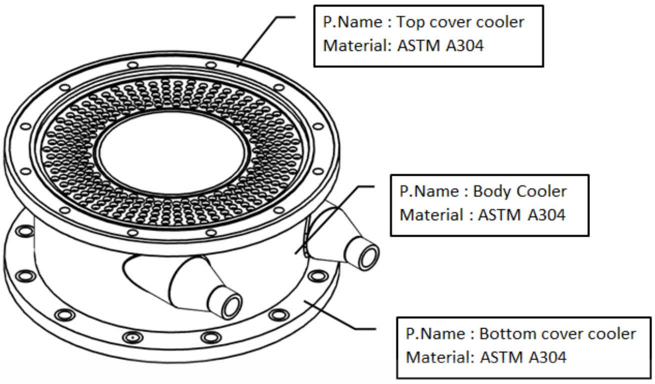


รูปที่ 3.21 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ของท่อคูลเลอร์

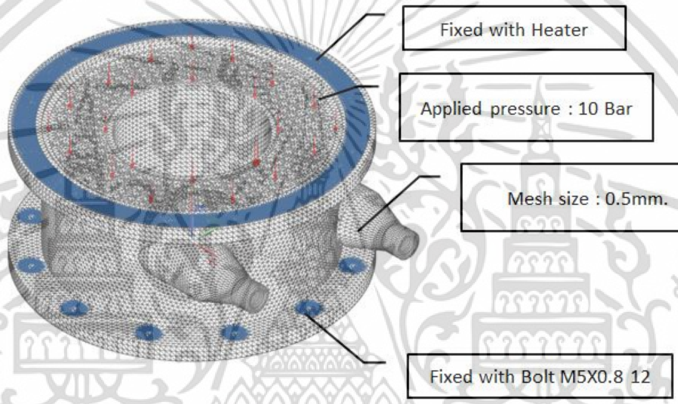


รูปที่ 3.22 แสดงผลการวิเคราะห์ของท่อคูลเลอร์ที่ความดัน 10 บาร์

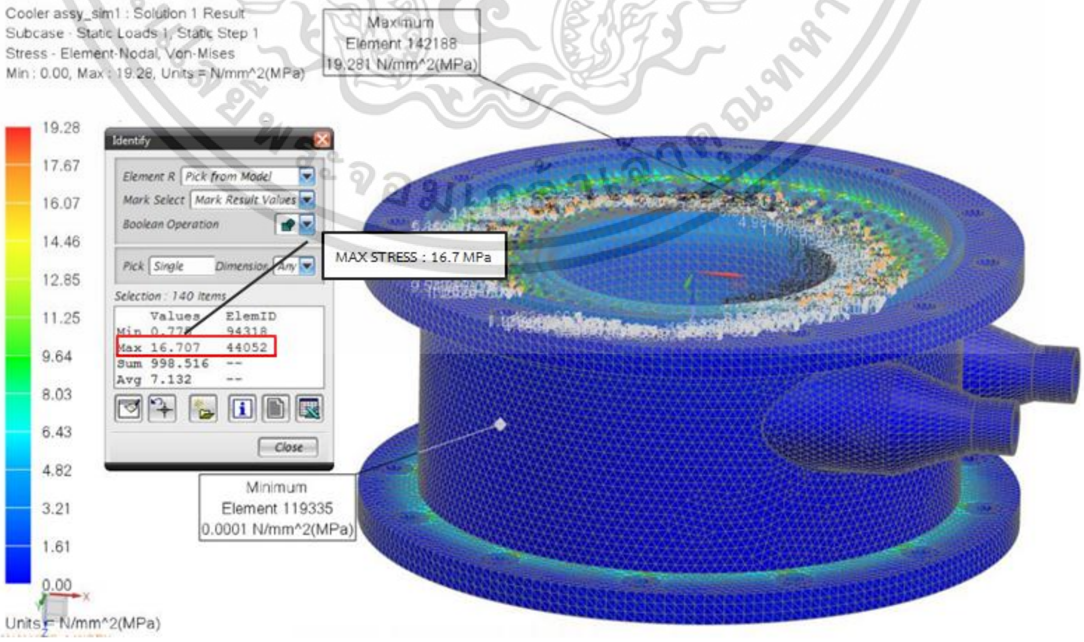
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.23 แสดงตำแหน่งหน้าแปลนด้านบนของคูลเลอร์

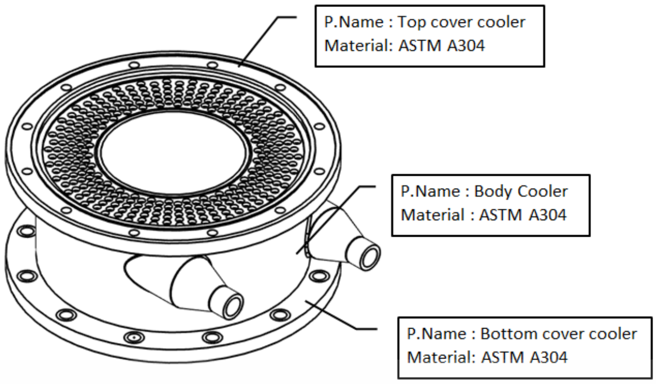


รูปที่ 3.24 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์หน้าแปลนด้านบนของคูลเลอร์

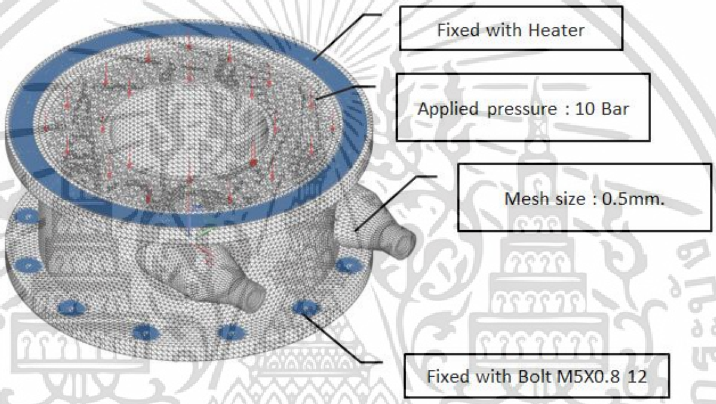


รูปที่ 3.25 แสดงผลการวิเคราะห์หน้าแปลนด้านบนของคูลเลอร์ที่ความดัน 10 บาร์

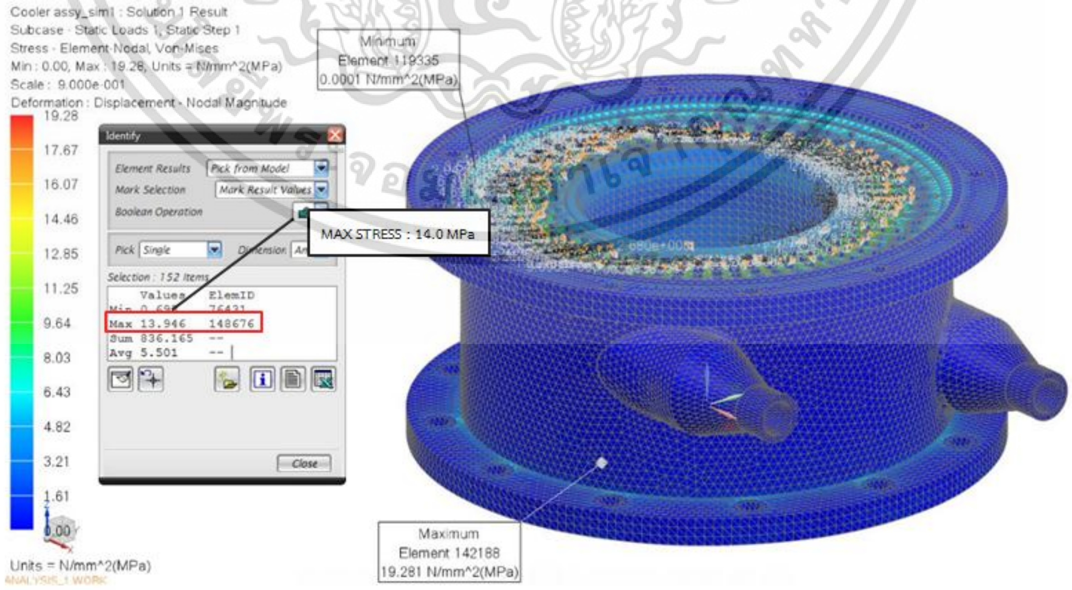
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.26 แสดงตำแหน่งหน้าแปลนด้านล่างของคูลเลอร์

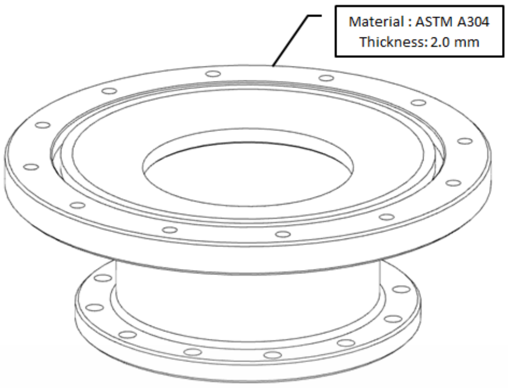


รูปที่ 3.27 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์หน้าแปลนด้านล่างของคูลเลอร์

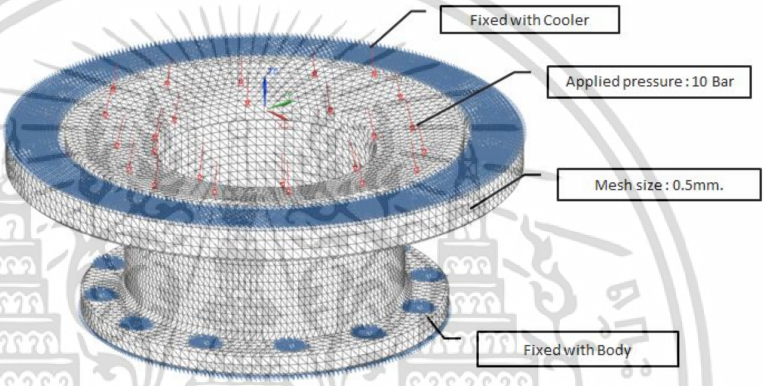


รูปที่ 3.28 แสดงผลการวิเคราะห์หน้าแปลนด้านล่างของคูลเลอร์ที่ความดัน 10 บาร์

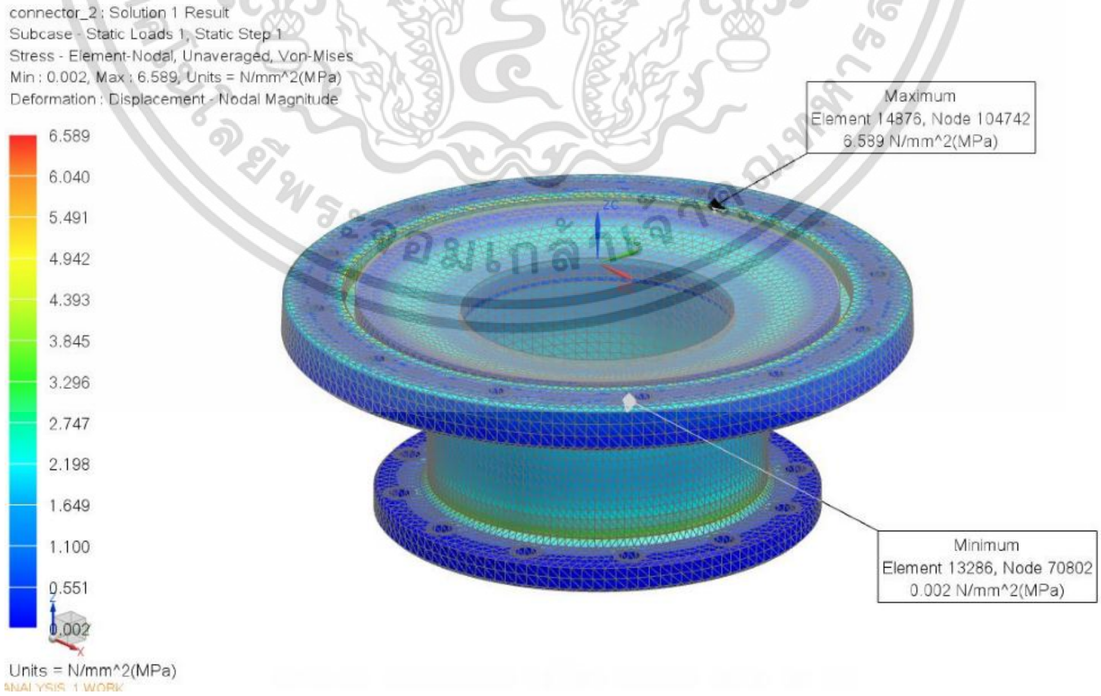
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.29 แสดงรูปร่างของ Connector

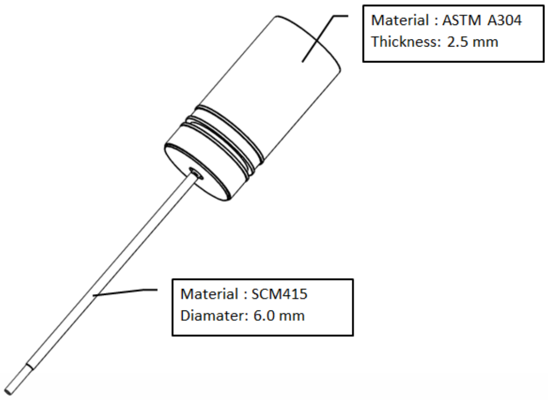


รูปที่ 3.30 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ Connector

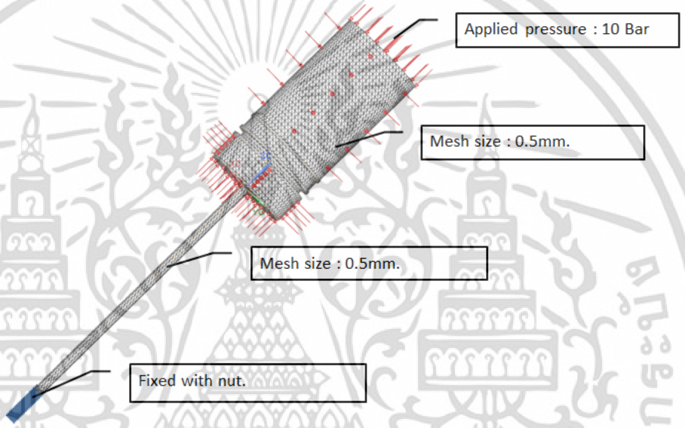


รูปที่ 3.31 แสดงผลการวิเคราะห์ Connector ที่ความดัน 10 บาร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



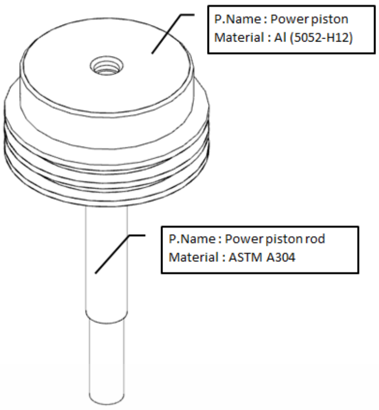
รูปที่ 3.32 แสดงรูปร่างของลูกสูบไล่ (Displacer piston)



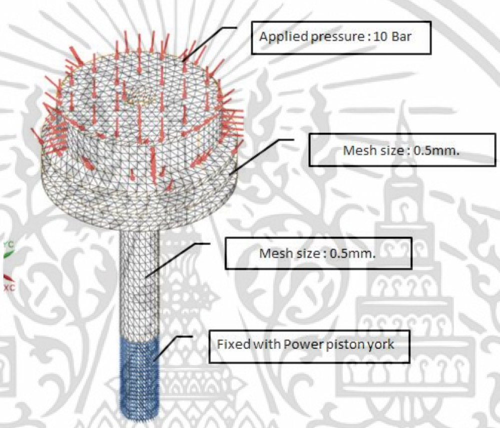
รูปที่ 3.33 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ลูกสูบไล่ (Displacer)

รูปที่ 3.34 แสดงผลการวิเคราะห์ลูกสูบไล่ (Displacer) ที่ความดัน 10 บาร์

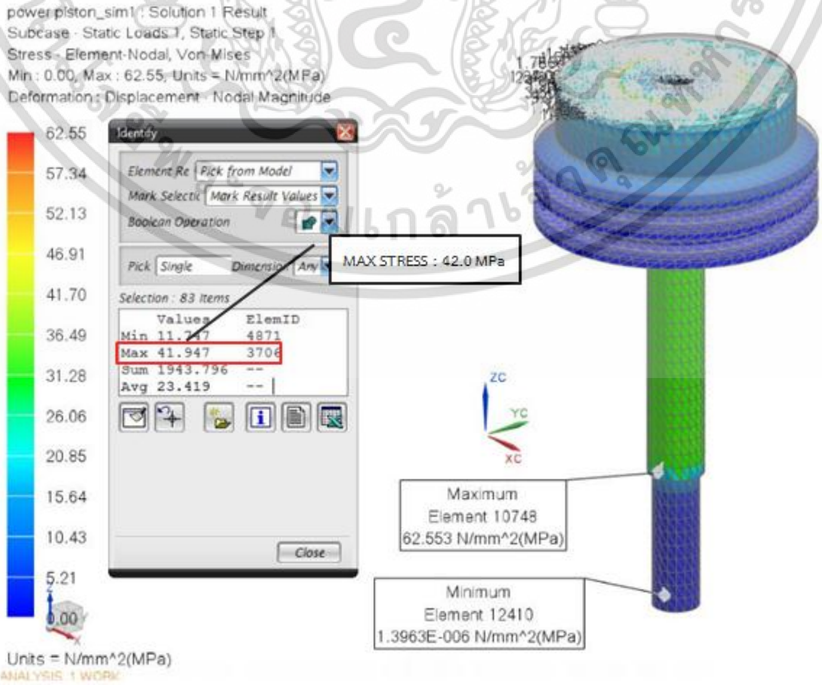
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่... ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.35 แสดงรูปร่างของลูกสูบกำลัง (Power piston)

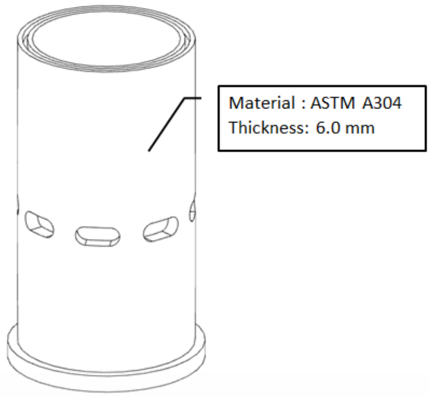


รูปที่ 3.36 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ลูกสูบกำลัง (Power piston)

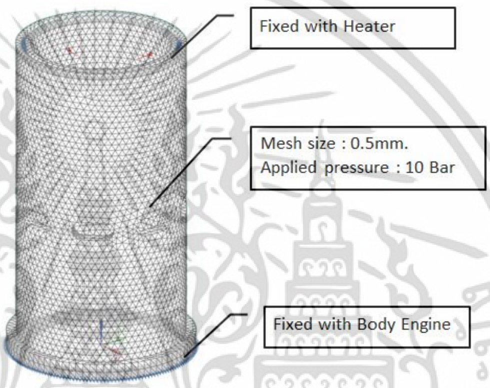


รูปที่ 3.37 แสดงผลการวิเคราะห์ลูกสูบกำลัง (Power piston) ที่ความดัน 10 บาร์

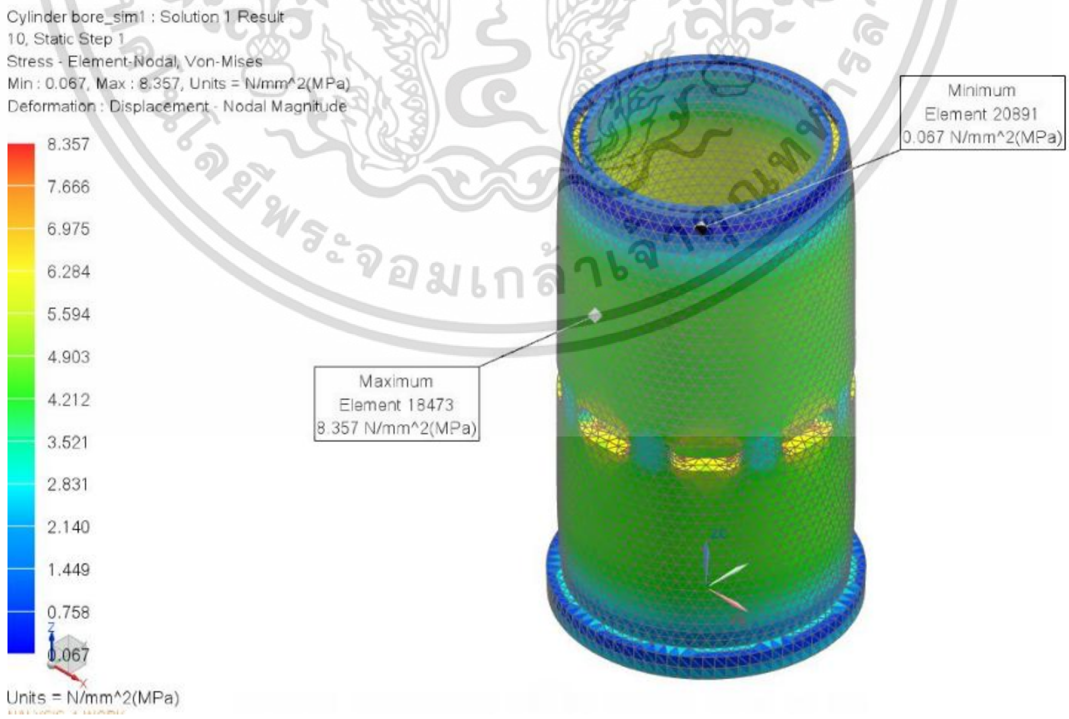
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.38 แสดงรูปร่างของกระบอกสูบ (Cylinder bore)

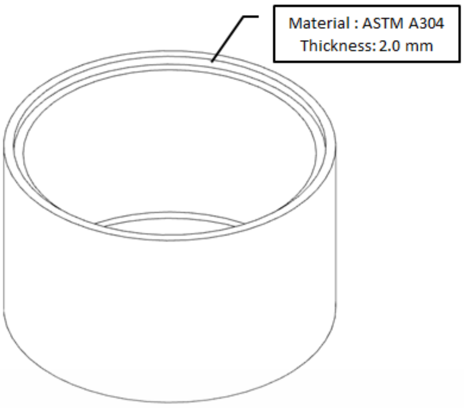


รูปที่ 3.39 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์กระบอกสูบ (Cylinder bore)

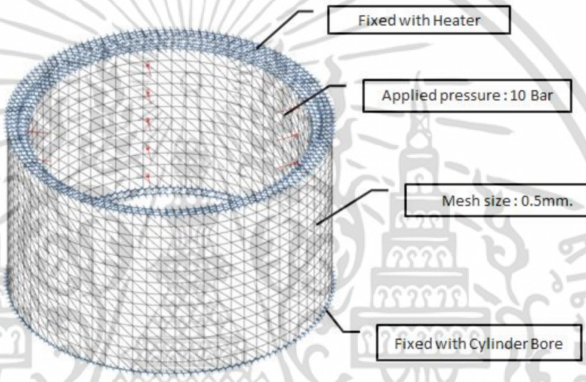


รูปที่ 3.40 แสดงผลการวิเคราะห์กระบอกสูบ (Cylinder bore) ที่ความดัน 10 บาร์

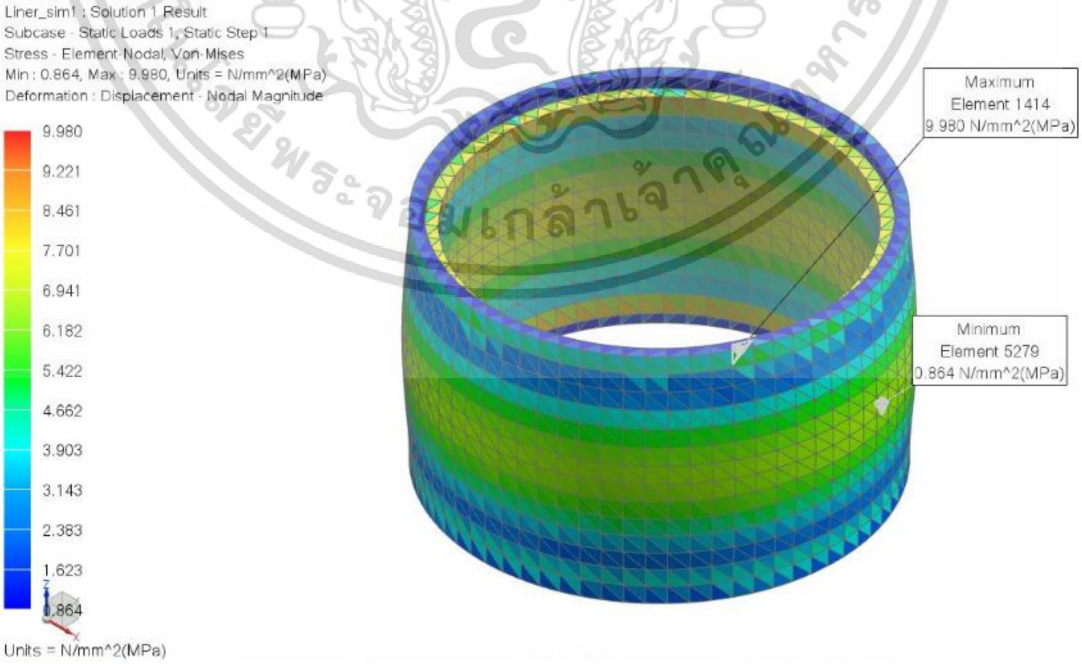
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.41 แสดงรูปร่างของ Liner

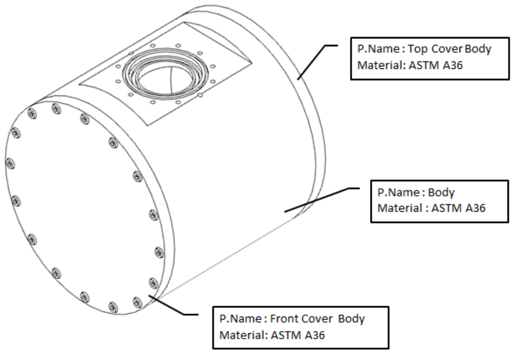


รูปที่ 3.42 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ Liner

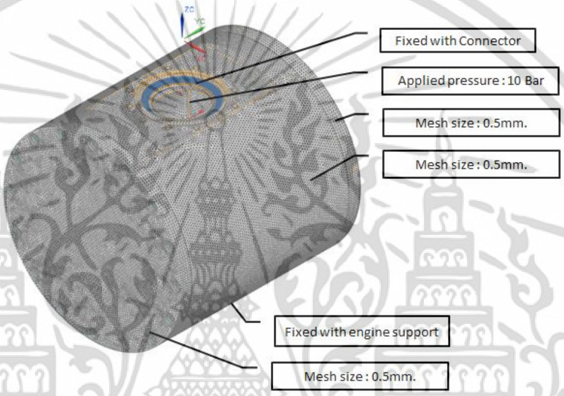


รูปที่ 3.43 แสดงผลการวิเคราะห์ Liner ที่ความดัน 10 บาร์

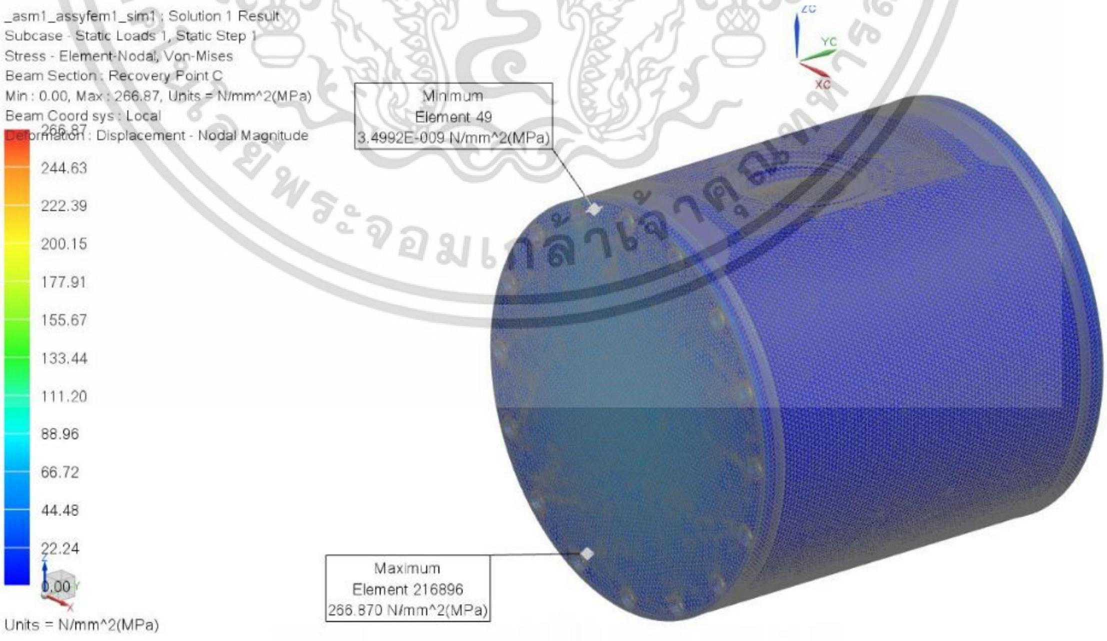
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.44 แสดงรูปร่างของห้องเครื่องยนต์



รูปที่ 3.45 แสดงการกำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ห้องเครื่องยนต์



รูปที่ 3.46 แสดงผลการวิเคราะห์ห้องเครื่องยนต์ที่ความดัน 10 บาร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.5 แสดงผลการวิเคราะห์ชิ้นส่วนตางๆของเครื่องยนต์ต้นแบบ ด้วยโปรแกรม NX Nastran Version 8.0

No.	PART NAME		MATERIAL	QTY.	Yield Strength(Sy) (MPa)	Tensile Strength (St) (MPa)	Yield Strength(Sy) at 870°C (MPa)	Tensile Strength (St) at 870°C (MPa)	Creep rupture strengths 10,000h at 816°C (MPa)	Analysis result at 10 bar (MPa)	Safety factor	Judment
1	Heater Assy	Heater Body	ASTM A304	1	290	579	68	124	23	18	1.3	OK
2		Heater tube	ASTM A316	32	290	579	27	186	26	5	5.2	OK
3	Cooler Assy	Cooler body	ASTM A304	1	290	579	27	124	23	16	1.4	OK
4		Cooler tube	Cu-ETP	300	120	200	14.5 at 200°C	17.5 at 200°C	6.85	1	6.9	OK
5	Liner		ASTM A304	1	290	579	68	124	23	10	2.3	OK
6	Cylinder Bore		ASTM A304	1	290	579	68	124	23	8	2.9	OK
7	Connector		ASTM A304	1	290	579	68	124	23	7	82.7	OK
8	Body		ASTM A36	1	250	400	-	-	-	270	1.5	OK
9	Front cover		ASTM A36	1	250	400	-	-	-	270	1.5	OK
10	Back cover		ASTM A36	1	250	400	-	-	-	270	1.5	OK
11	Base		ASTM A36	1	250	400	-	-	-	-	-	-
12	Assembly Bearing Case	Bearing Case	ASTM A36	2	250	400	-	-	-	-	-	-
13		Counter weight	ASTM A36	2	250	400	-	-	-	-	-	-
14		Gear clamper	ASTM A36	2	250	400	-	-	-	-	-	-
15	Displacer Assy	Displacer	ASTM A304	1	290	579	68	124	23	18	1.3	OK
16		Displacer rod	AISI A1045	1	450	585	-	-	-	18	32.5	OK
17	Power pison Assy	Power pison	5052 - H32	1	180	230	-	-	-		4.2	OK
18		Piston rod	AISI A1045	1	450	585	-	-	-		4.2	OK
19	Rod		AISI A1045	4	450	585	-	-	-	-	-	-
20	Piston yoke		5052 - H32	1	180	230	-	-	-	-	-	-
21	Piston con - rod		5052 - H32	2	180	230	-	-	-	-	-	-
22	Displacer yoke		5052 - H32	1	180	230	-	-	-	-	-	-
23	Displacer con - rod		5052 - H32	2	180	230	-	-	-	-	-	-
24	Crank pin		AISI A1045	2	450	585	-	-	-	-	-	-
25	Gear		AISI A1045	2	450	585	-	-	-	-	-	-

(สีส้ม) คือ ส่วนชิ้นส่วนที่รับภาระทั้งความดันและความร้อน

(สีฟ้า) คือ ส่วนชิ้นส่วนที่รับความดันเท่านั้น

จากผลการวิเคราะห์สามารถสรุปได้ว่าค่าความดันสูงสุดที่ชิ้นส่วนจะรับได้ไม่เกิน 10 บาร์ โดยพิจารณาที่ค่าความเสียหายเนื่องจากการคืบ (Creep rupture strengths) 10000 ชั่วโมง ที่อุณหภูมิ 816 องศาเซลเซียส จากการทดสอบหาค่าอุณหภูมิห้องเผาไหม้ที่อัตราการป้อนแก๊สปิโตรเลียมเหลวเท่ากับ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง และ 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง พบว่าอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อุณหภูมิห้องเผาไหม้เฉลี่ย 800 องศาเซลเซียส และที่อัตราการไหล 0.57 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อุณหภูมิห้องเผาไหม้เฉลี่ย 950 องศาเซลเซียส เพื่อป้องกันความเสียหายจึงควบคุมอุณหภูมิห้องเผาไหม้ไม่ให้เกิน 816 องศาเซลเซียส จึงทดสอบเฉพาะเงื่อนไขการป้อนแก๊สปิโตรเลียมเหลวที่อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมงเท่านั้น

3.2.2 การวิเคราะห์ความบกพร่องของเครื่องยนต์เนื่องจากการรั่วของสารทำงาน

จากผลการวิเคราะห์ความเค้นและการแตกหักเนื่องจากการคืบของเครื่องยนต์ที่ความดันต่างๆกัน ทำให้ทราบว่า ค่าความดันมากที่สุดที่เครื่องยนต์ยอมรับได้โดยไม่เกิดความเสียหายแก่ชิ้นส่วนคือ 10 บาร์ จากนั้นนำค่าดังกล่าวไปวิเคราะห์จากผลกระทบอื่นๆที่ได้กล่าวไว้ข้างต้น ซึ่งหัวข้อต่อไปที่จะต้องตรวจสอบคือปัญหาการรั่วของสารทำงาน การตรวจสอบการรั่วของเครื่องยนต์ต้นแบบทำโดยว่าจ้างให้ทางสถาบันยานยนต์ทำการทดสอบด้วยวิธีการทดสอบดังต่อไปนี้

วิธีการทดสอบ :

- ทดสอบการทดความดันด้วย Burst pressure machine (Model: P1022-A-025)
- ทดสอบโดยการใช้น้ำอัดความดันให้แก่เครื่องยนต์ต้นแบบตั้งแต่ 1 บาร์ ถึง 10 บาร์
- อัตราการไหลของน้ำ 7 เมกะปาสคาลต่อวินาที
- อุณหภูมิขณะทดสอบ 26.2 องศาเซลเซียส ความชื้นสัมพัทธ์ 62%

ผลการทดสอบ : ไม่พบการรั่วซึมในทุกๆช่วงความดันตั้งแต่ 1-10 บาร์ ดังแสดงในตารางที่ 3.6 จากผลการทดสอบสามารถสรุปได้ว่าที่ความดัน 10 บาร์ จะไม่ส่งผลต่อการรั่วของเครื่องยนต์

ตารางที่ 3.6 แสดงผลการทดสอบการรั่วของเครื่องยนต์ที่ความดันต่างๆ

รายการทดสอบ		หน่วย	ผลการทดสอบ
การทนความดัน	ระดับความดัน 1 บาร์	-	ไม่พบการรั่วซึม
	ระดับความดัน 2 บาร์		ไม่พบการรั่วซึม
	ระดับความดัน 3 บาร์		ไม่พบการรั่วซึม
	ระดับความดัน 4 บาร์		ไม่พบการรั่วซึม
	ระดับความดัน 5 บาร์		ไม่พบการรั่วซึม
	ระดับความดัน 6 บาร์		ไม่พบการรั่วซึม
	ระดับความดัน 7 บาร์		ไม่พบการรั่วซึม
	ระดับความดัน 8 บาร์		ไม่พบการรั่วซึม
	ระดับความดัน 9 บาร์		ไม่พบการรั่วซึม
	ระดับความดัน 10 บาร์		ไม่พบการรั่วซึม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

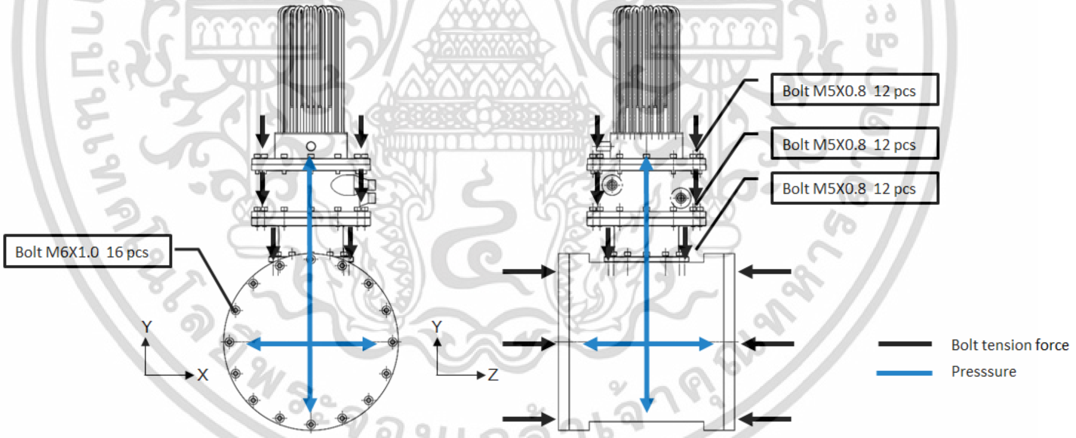
3.2.3 การวิเคราะห์ความบกพร่องของเครื่องยนต์เนื่องจากโบลต์และจุดที่เกี่ยวข้อง

จากขั้นตอนที่ 3 ของกระบวนการวิเคราะห์ความเสียหายด้วยวิธี FMEA หลังจากพิจารณาเรื่องความเค้นทำให้ทราบว่าเครื่องยนต์จะรับความดันได้มากกที่สุดที่ 10 บาร์ และความดันระดับนี้ไม่ส่งผลต่อการรั่วของเครื่องยนต์ ความเป็นไปได้ของปัญหาที่อาจเกิดเพิ่มเติมคือ ชิ้นส่วนที่ประกอบเข้ากันด้วยโบลต์จะมีความเสียหายหรือไม่ ซึ่งจากการวิเคราะห์ในข้างต้น ความบกพร่องของเครื่องยนต์เนื่องจากโบลต์และจุดเกี่ยวเนื่องกับ คือ

- โบลต์อาจขาดเนื่องจากไม่สามารถรับความดันที่เพิ่มขึ้นได้
- โบลต์อาจหลุดเนื่องจากการขันด้วยแรงบิด (Torque) ที่น้อยเกินไป
- พื้นที่ที่สัมผัสกันระหว่างโบลต์กับชิ้นส่วนของเครื่องยนต์เกิดความเสียหายเพราะการขันด้วยแรงบิด (Torque) ที่มากเกินไป สำหรับการพิสูจน์ได้ประยุกต์ใช้วิธีการคำนวณจาก Shigley J.E. [33] โดยผู้วิจัยได้สรุปลำดับการคำนวณดังต่อไปนี้

ลำดับที่ 1 : วิเคราะห์แนวแรงและโครงสร้าง

สามารถเขียนทิศทางของความดันและทิศทางของแรงที่กระทำต่อชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ด้วยการเขียนแผนภาพอิสระของวัตถุ (Free Body Diagram) จากแผนภาพจะเห็นว่าความดันจะกระทำในสามทิศทางคือ แกน X, แกน Y และแกน Z



รูปที่ 3.47 แสดงทิศทางของความดันและแนวแรงของโบลต์

แรงตามแนวแกน X : ทิศทางของความดันในส่วนนี้จะกระทำกับตัวเครื่องยนต์ที่ไม่มีจุดยึด จึงสามารถใช้การการวิเคราะห์โดยโปรแกรม NASTRAN ซึ่งได้ดำเนินการในหัวข้อก่อนหน้านี้แล้ว

แรงตามแนวแกน Y : ความดันในทิศทางนี้จะกระทำโดยตรงกับผิวด้านในของฮีตเตอร์และแรงที่กระทำในทิศทางตรงกันข้ามคือส่วนที่ยึด Connector, คูลเลอร์และฮีตเตอร์

แรงตามแนวแกน Z : จากรูปจะเห็นว่าแรงที่เกิดจากความดันจะกระทำกับฝาบิดของเครื่องยนต์ทั้งสองด้าน อย่างไรก็ตามเนื่องจากทั้ง 2 ด้านห้องเครื่องยนต์มีลักษณะการยึดติดแบบเดียวกัน การคำนวณจึงทำเฉพาะฝั่งใดฝั่งหนึ่งเท่านั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลำดับที่ 2 : การหาแรงที่กระทำต่อโบลต์

วิเคราะห์ตามแนวแกน Y : ความดันที่ 10 บาร์ กระทำกับผิวด้านในของฮีตเตอร์ ดังนั้นหาแรงที่กระทำต่อผิวด้านในของฮีตเตอร์ได้จากสมการ

$$F = PA \tag{3.1}$$

F คือ แรงที่กระทำ (N)

P คือ ความดันที่ให้กับเครื่องยนต์ 10 บาร์ เท่ากับ $10X10^5$ Pa

S คือ พื้นที่รับความดัน (m^2)

S_y คือ $2.8X10^{-3}$ m^2

S_z คือ $31.4X10^{-3}$ m^2

ดังนั้นค่าแรงที่กระทำกับชิ้นส่วนตามแนวแกน Y คือ

$$F_y = 2826\ N$$

$$F_z = 31400\ \mathrm{N}$$

เนื่องจากแนวแรงมีทิศทางเดียวกับโบลต์จำเป็นต้องหาค่าความค่าความแข็งตึง K_b, K_c และค่าคงที่ C ได้จากสมการของ Yamamoto, A [34]

$$\frac{1}{K_b} = \frac{1}{E_b}\left(\frac{l + 0.7d}{As}\right) \tag{3.2}$$

$$K_c = \frac{E_C}{l}\cdot\frac{\pi}{4}\left\{\left(D_O + \frac{1}{10}l\right)^2 - {D_i}^2\right\} \tag{3.3}$$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_c} \tag{3.4}$$

As คือ Stress area ของโบลต์ M5X0.8= 14.2 mm^2 [JIS B 1082]

E_b คือ ค่า Young's modulus ของโบลต์วัสดุเกรด ASTM A304 = $200X10^9$ Pa

l คือ ความหนาของชิ้นงาน = 20 mm

E_C คือ Young's modulus ของแหวนรองวัสดุเกรด ASTM A304= $200X10^9$ Pa

D_O คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของแหวนรอง = 10 mm [JIS B 1256]

D_i คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของแหวนรอง = 5.3 mm [JIS B 1256]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการ (3.2), (3.3) และ(3.4) จะได้ค่า K_b, K_c และค่าคงที่ C ดังต่อไปนี้

$$K_{by} = 0.12 \times 10^6 \quad {}^{N}/_{mm}$$

$$K_{cy} = 0.91 \times 10^6 \quad {}^{N}/_{mm}$$

$$C_y = 0.12$$

แรงน้อยที่สุดที่กระทำบนผิวชิ้นงานตามแนวแกน (Required axial tension) คำนวณได้จากสมการ

$$F_{min} = \frac{(1-\mathrm{C}) \times \mathrm{F} \times S_f}{N} \tag{3.5}$$

$$F_{min,y} = \frac{(1-0.12) \times 2826 \times 2}{12} = 414\,N$$

S_f คือ Safety factor = 2

N คือ จำนวนโบลต์ = 12 ตัว

วิเคราะห์ตามแนวแกน Z :

จากสมการ (3.2), (3.3) และ(3.4) จะได้ค่า K_b, K_c และค่าคงที่ C ดังต่อไปนี้

$$K_{bz} = 0.92 \times 10^6 \quad {}^{N}/_{mm}$$

$$K_{cz} = 1.62 \times 10^6 \quad {}^{N}/_{mm}$$

$$C_z = 0.36$$

As คือ Stress area ของโบลต์ M6X1.0= 20.1 mm^2 [JIS B 1082]

E_b คือ ค่า Young's modulus ของโบลต์วัสดุเกรด ASTM A304 = $200X10^9$ Pa

l คือ ความหนาของชิ้นงาน = 15 mm

E_C คือ Young's modulus ของแหวนรองวัสดุเกรด ASTM A304= $200X10^9$ Pa

D_O คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของแหวนรอง = 12.5 mm [JIS B 1256]

D_O คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของแหวนรอง = 6.4 mm [JIS B 1256]

จากสมการ (3.5) แรงน้อยที่สุดที่กระทำบนผิวชิ้นงานตามแนวแกน (Required axial tension) โดยมีการยึดโบลต์จำนวน 16 ตัว ที่บริเวณนี้ ดังนั้น

$$F_{min,z} = 2512\,N$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลำดับที่ 3 : การหาแรงยุบที่ตัว (Preload Force)

$$F_i = 0.75A_tS_p \quad (3.6)$$

A_t คือ พื้นที่รับความเค้น ของโบลต์ (Stress area)

S_p คือ ความเค้นสูงสุดของโบลต์วัสดุ ASTM A304= 505 MPa

วิเคราะห์ตามแนวแกน Y :

เมื่อพื้นที่รับความเค้น (Stress area) ของโบลต์ M5X0.8 คือ 14.2 mm^2 [JIS B 1082] จากสมการ (3.6) จะได้ค่าแรงยุบที่ตัว (Preload Force) เท่ากับ

$$F_{iy} = 5.3\ N$$

วิเคราะห์ตามแนวแกน Z :

เมื่อพื้นที่รับความเค้น (Stress area) ของโบลต์ M6X1.0 คือ 20.1 mm^2 [JIS B 1082] จากสมการ (3.6) จะได้ค่าแรงยุบที่ตัว (Preload Force) เท่ากับ

$$F_{iz} = 7.6\ N$$

ลำดับที่ 4 : การหาแรงทั้งหมดที่กระทำต่อโบลต์ (F_b)

วิเคราะห์ตามแนวแกน Y :

$$F_{by} = 414 + 5.3 = 419.3\ N$$

วิเคราะห์ตามแนวแกน Z :

$$F_{bz} = 2512 + 7.6 = 2519.6\ N$$

ลำดับที่ 5 : ตรวจสอบผลกระทบของโบลต์

วิธีการพิจารณาโดยการเอาแรงคำนวณได้จากลำดับที่ 4 มาเปรียบเทียบกับค่าทางกลของวัสดุ ซึ่งค่าสูงสุดที่ไม่ทำให้โบลต์เสียหายคือค่าค่าวามเค้นวิกฤติที่ทำให้เกิดการคราก (Yield strength) ของโบลต์คูณด้วยพื้นที่รับความเค้น (Stress area) ของโบลต์

วิเคราะห์ตามแนวแกน Y :

ค่าวามเค้นวิกฤติที่ทำให้เกิดการคราก (Yield strength) ของโบลต์คือ 215 MPa และพื้นที่รับความเค้น (Stress area) ของโบลต์ M5X0.8 คือ 14.2 mm^2 [JIS B 1082] ดังนั้นแรงสูงสุดที่โบลต์รับได้โดยไม่เกิดความเสียหายคือ

$$F_{max,y} = S_y \times A_t = 215 \times 14.2 = 3053.0\ N$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แรงที่กระทำจริงกับโบลต์คือ 419.3 N ซึ่งน้อยกว่าแรงสูงสุดที่โบลต์ยอมรับได้ประมาณ 7 เท่า สามารถสรุปได้ว่า ความดันที่ 10 บาร์ไม่ทำให้เครื่องยนต์ต้นแบบเสียหายตามทิศทางแกน Y

วิเคราะห์ตามแนวแกน Z :

ค่าวามเค้นวิกฤติที่ทำให้เกิดการคราก (Yield strength) ของโบลต์คือ 215 MPa และพื้นที่รับความเค้น (Stress area) ของโบลต์ M6X1.0 คือ 20.1 mm^2 [JIS B 1082] ดังนั้นแรงสูงสุดที่โบลต์รับได้โดยไม่เกิดความเสียหายคือ

$$F_{max,z} = S_y \times A_t = 215 \times 20.1 = 4321.5\ N$$

แรงจริงที่กระทำกับโบลต์คือ 2519.6 N ซึ่งน้อยกว่าแรงสูงสุดที่โบลต์ยอมรับได้ประมาณ 1.7 เท่า สามารถสรุปได้ว่า ความดันที่ 10 บาร์ไม่ทำให้เครื่องยนต์ต้นแบบเสียหายตามทิศทางแกน Z

ลำดับที่ 6 : การกำหนดค่าการขัน (Torque) ให้แก่โบลต์

การให้ค่าการขัน (Torque) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\mathrm{T} = \frac{F_{max} \cdot d \cdot K}{1000} \tag{3.7}$$

d คือ ขนาดของโบลต์ (mm)

K คือ ค่าสัมประสิทธ์ของการขัน = 0.4±0.11 (กรณีไม่ใช้น้ำมัน) [34]

วิเคราะห์ตามแนวแกน Y :

$$T_{max} = \frac{419.3 \times 5 \times 0.51}{1000} = 1.07\ N \cdot m$$
$$T_{min} = \frac{419.3 \times 5 \times 0.29}{1000} = 0.61\ N \cdot m$$

ดังนั้นค่าที่เหมาะสมในการขัน (Torque) คือ 0.61 - 1.07 N·m

วิเคราะห์ตามแนวแกน Z :

$$T_{max} = \frac{2519.6 \times 6 \times 0.51}{1000} = 7.70\ N \cdot m$$
$$T_{min} = \frac{2519.6 \times 6 \times 0.29}{1000} = 4.38\ N \cdot m$$

ดังนั้นค่าที่เหมาะสมในการขัน (Torque) คือ 7.7 - 4.38 N·m

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลำดับที่ 7 : การตรวจสอบผลกระทบของผิวสัมผัส

เป็นการตรวจสอบว่าแรงและค่าการขันมีผลกระทบต่อผิวสัมผัสอย่างไร สามารถพิจารณาด้วยการหาค่าความเค้นที่เกิดขึ้นบนพื้นที่ผิวสัมผัสกับชิ้นส่วน ในที่นี้จะใช้ค่าพื้นที่ของแหวนรอง (A_b) มาพิจารณา ดังสมการต่อไปนี้

$$P_b = \frac{F_{max} + F \cdot C}{A_b} \tag{3.8}$$

วิเคราะห์ตามแนวแกน Y :

$$P_b = \frac{419.3 + 235.5 \times 0.12}{56.4} = 7.9\ MPa$$

สำหรับวัสดุของชิ้นส่วนแต่ละชิ้นคือ ASTM 304 จะมีค่าความเค้นสูงสุด 505 MPa ดังนั้นแรงตามแนวแกน Y จะไม่ส่งผลกระทบใดๆต่อชิ้นส่วน

วิเคราะห์ตามแนวแกน Z :

$$P_b = \frac{2519.6 + 1962.5 \times 0.12}{80.9} = 34.1\ MPa$$

สำหรับวัสดุของชิ้นส่วนแต่ละชิ้นคือ ASTM 304 จะมีค่าความเค้นสูงสุด 505 MPa ดังนั้นแรงตามแนวแกน Z จะไม่ส่งผลกระทบใดๆต่อชิ้นส่วนเช่นกัน

การวิเคราะห์ความบกพร่องของเครื่องยนต์เนื่องจากโบลต์และจุดที่เกี่ยวข้องทำให้ทราบว่าการเพิ่มความดันให้แก่เครื่องยนต์เป็น 10 บาร์ จะไม่ส่งทำให้เครื่องยนต์เสียหาย ไม่ว่าจะเป็นเรื่องชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ต้นแบบ การหลุดกระเด็นของเครื่องยนต์และความเสียหายที่อาจเกิดขึ้นกับโบลต์ นอกจากนี้จากการคำนวณทำให้ทราบถึงค่าแรงบิด (Torque) ของการขันที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์ต้นแบบ ซึ่งถือเป็นการเพิ่มความมั่นใจในการทำสอบอีกด้วย สำหรับสรุปผลการวิเคราะห์ผลกระทบจากการเพิ่มความดันด้วยวิธี FMEA แสดงไว้ที่ภาคผนวก ข

3.1 การปรับปรุงเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการเปลี่ยนแหวนลูกสูบเป็นโอริง (O-Ring)

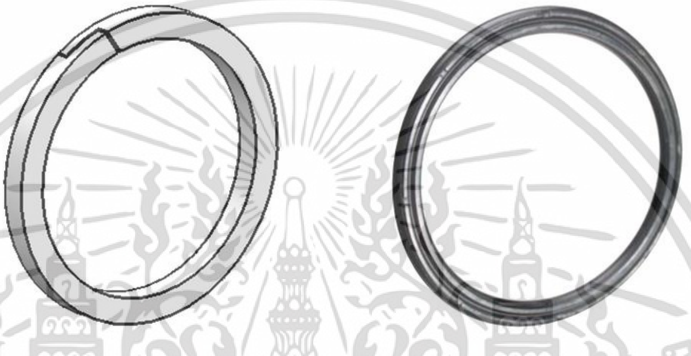
สำหรับการปรับปรุงในหัวข้อนี้ เกิดจากปัญหาในระหว่างการประกอบและทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบ พบว่าการเมื่อมีการรั่วของสารทำงานระหว่างบริเวณปริมาตรการอัด (Compression space) และห้องเครื่องยนต์ (Buffer space) จะทำให้เครื่องยนต์ต้นแบบไม่ทำงาน เนื่องมาจากเครื่องยนต์ต้นแบบได้ผ่านการทดสอบมาหลายครั้งทำให้เกิดการสึกหรอบริเวณกระบอกสูบและความขรุขระของผิวกระบอกสูบ (Surface roughness) ผู้วิจัยจึงมีแนวคิดการใช้แหวนลูกสูบแบบโอริง (O-Ring) ของระบบนิวเมติกมาใช้ ซึ่งจะมีความยืดหยุ่นค่อนข้างสูง สามารถเข้ารูปกับกระบอกสูบได้ ทำให้ผิวระหว่างผิวโอริง (O-Ring) กับผิวของกระบอกสูบไม่มีช่องว่าง รวมทั้งเมื่อโอริง (O-ring) ได้รับแรงดันจะเกิดการขยายตัวซึ่งจะยิ่งเพิ่มความสามารถการซีลยิ่งขึ้นไปอีก ผู้วิจัยจึงเชื่อว่าจะทำให้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ต้นแบบสูงขึ้น สำหรับการวิเคราะห์ผลกระทบที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงดังกล่าว ผู้วิจัยได้นำวิธีการวิเคราะห์แบบ FMEA มาใช้ เพื่อให้การวิเคราะห์ปัญหาที่อาจเกิดขึ้นได้อย่างครอบคลุม สามารถกำหนดวิธีการปรับปรุงเครื่องยนต์ได้อย่างครบถ้วนและสร้างความมั่นใจว่าการเปลี่ยนแปลงดังกล่าวจะไม่ส่งผลกระทบใดๆ ต่อเครื่องยนต์อีกด้วย

การดำเนินวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงของแหวนลูกสูบด้วยวิธีการ FMEA (Failure Mode and Effect Analysis)

ขั้นตอนที่ 1 กำหนดจุดเปลี่ยนแปลง : เปลี่ยนแปลงชนิดของแหวนลูกสูบกำลังเป็นแบบโอริง (O-Ring) ดังรูปที่ 3.48



(ก) (ข)

รูปที่ 3.48 รูปแสดงแหวนของลูกสูบกำลังแบบเทปล่อน (ก) และโอริง (ข)

ขั้นตอนที่ 2 ระบุหน้าที่ของชิ้นส่วนหรือจุดเปลี่ยนแปลง : หน้าที่ของแหวนลูกสูบมี 2 ข้อคือ ป้องกันการรั่วของสารทำงานระหว่างส่วนปริมาตรการอัด (Compression space) กับห้องเครื่องยนต์ (Buffer space) และป้องกันการกระทบกันระหว่างลูกสูบกำลัง (Power piston) กับกระบอกสูบ (Cylinder bore)

ขั้นตอนที่ 3 ขั้นตอนที่ 4 และขั้นตอนที่ 5 : หาโน้มของลักษณะการบกพร่อง สาเหตุของข้อบกพร่องและผลกระทบที่อาจเกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ : จากจุดที่มีการเปลี่ยนแปลงของเครื่องยนต์ต้นแบบหลังจากนั้นวิเคราะห์ความเสียหายที่อาจจะเกิดขึ้นได้ดังต่อไปนี้

เครื่องยนต์ต้นแบบยังมีการรั่วภายในระหว่างส่วนปริมาตรการอัด (Compression space) และห้องเครื่องยนต์ (Buffer space)

สาเหตุ : โอริง (O-Ring) ที่เลือกใช้มีขนาดเล็กเกินไป

กลไกความสูญเสียและผลกระทบที่อาจเกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ : อัดสารทำงานด้วยความดันแก่เครื่องยนต์ => โอริง (O-Ring) รับความดันของสารทำงาน => ขนาดของโอริง (O-Ring) เล็กเกินไป => เกิดการรั่วของสารทำงาน => เครื่องยนต์ไม่ทำงานหรือประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ต่ำลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เกิดการกระทบกันระหว่างลูกสูบกำลัง (Power piston) กับกระบอกสูบ (Cylinder bore)

สาเหตุ : โอริง (O-Ring) ที่เลือกใช้มีขนาดไม่เหมาะสม

กลไกความสูญเสียและผลกระทบที่อาจเกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ : ขนาดของโอริง (O-Ring) เล็กเกินไป => เกิดการการกระทบกันระหว่างลูกสูบกำลัง (Power piston) กับกระบอกสูบ (Cylinder bore) => ลูกสูบกำลัง (Power piston) หรือกระบอกสูบ (Cylinder bore) เสียหาย

แรงเสียดทาน (Friction) ของเครื่องยนต์สูงขึ้น

สาเหตุ : โอริง (O-Ring) ที่เลือกใช้มีขนาดใหญ่เกินไป

กลไกความสูญเสียและผลกระทบที่อาจเกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ : ให้ความดันแก่สารทำงาน => โอริง (O-Ring) ขยายตัวเนื่องจากรับความดัน => เกิดแรงเสียดทานมากเกินไปเนื่องจากขนาดของโอริง (O-Ring) ใหญ่เกินไป => เครื่องยนต์ไม่ทำงานหรือประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ต่ำลง

ขั้นตอนที่ 6 การควบคุมการออกแบบและการหาแนวทางแก้ไข : จากการวิเคราะห์สาเหตุของข้อบกพร่องทำให้ทราบว่าสาเหตุของความบกพร่องเกิดจากการเลือกขนาดของโอริง (O-Ring) จึงมีแนวทางในการออกแบบดังนี้

3.3.1 การเลือกขนาดของโอริง (O-Ring)

เริ่มต้นด้วยการวัดขนาดจริงของกระบอกสูบ (Cylinder bore) ได้เท่ากับ 59.7±0.2 มิลลิเมตร หลังจากนั้นเลือกขนาดของโอริง (O-Ring) ที่เหมาะสมสำหรับการใช้งาน โดยอ้างอิงจากมาตรฐาน JIS B 2401 โดยขนาดที่เลือกใช้คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางด้านนอก 60 มิลลิเมตร ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางด้านใน 50 มิลลิเมตร ความหนา 3.8 มิลลิเมตร จากการตรวจสอบขนาดร่องสำหรับใส่โอริง (O-Ring) พบว่าขนาดร่องเดิมไม่เหมาะสมกับโอริง (O-Ring) ที่เลือกใช้ ดังนั้นจึงได้ออกแบบลูกสูบกำลัง (Power piston) ใหม่ โดยจุดเปลี่ยนแปลงมีเฉพาะส่วนร่องสำหรับใส่โอริง (O-Ring) ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

ตารางที่ 3.7 แสดงขนาดที่ออกแบบใหม่ของลูกสูบกำลัง (Power piston)

ขนาดของลูกสูบกำลัง (Power piston)	ขนาด (mm)
เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก	59.7±0.1
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในร่อง	51.5±0.1
ความกว้างของร่อง	6.0±0.1
ความลึกของร่อง	4.1±0.1
เปอร์เซ็นต์การอัดตัวของโอริง (O-Ring)	16-19

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หลังจากเลือกขนาดของโอริง (O-Ring) และออกแบบออกแบบลูกสูบกำลัง (Power piston) แล้ว ทำการตรวจสอบข้อกังวลต่างๆ ที่ได้วิเคราะห์เอาไว้จากขั้นตอนที่ 3 ขั้นตอนที่ 4 และขั้นตอนที่ 5 ดังต่อไปนี้

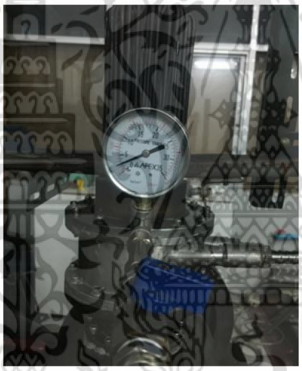
3.3.2 การตรวจสอบการรั่วของเครื่องยนต์หลังจากทำการเปลี่ยนเป็นโอริง (O-Ring)

จากการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบ [5] พบว่าใช้เวลาทดสอบประมาณ 20-30 นาที ต่อหนึ่งครั้ง ดังนั้นจึงได้ทำการทดสอบการรั่วของสารทำงานดังวิธีต่อไปนี้

วิธีการทดสอบ :

- ประกอบเครื่องยนต์ต้นแบบ โดยไม่ต้องประกอบฝาหน้าของเครื่องยนต์ต้นแบบ
- อัดความดันด้วยอากาศให้แก่เครื่องยนต์ต้นแบบตั้งแต่ 2-10 บาร์
- ทิ้งเครื่องยนต์ไว้ 30 นาที
- ตรวจสอบความดันที่คงเหลือภายในเครื่องยนต์

ผลการทดสอบ : เครื่องยนต์ต้นแบบที่ใช้โอริง (O-Ring) ไม่พบการรั่วซึมทุกๆช่วงความดันดังรูป



(ก)

(ข)

รูปที่ 3.49 เครื่องยนต์ต้นแบบที่ใช้โอริงขณะเริ่มทดสอบ (ก) และหลังจากผ่านไป 30 นาที (ข)

3.3.3 การตรวจสอบการกระทบกันของลูกสูบกำลัง (Power piston) และกระบอกสูบ

วิธีการทดสอบ :

- ประกอบเครื่องยนต์ต้นแบบเข้ากับมอเตอร์
- ให้มอเตอร์ทำงานโดยการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ 100 300 500 รอบต่อนาที
- ฟังเสียงว่ามีการกระทบกันระหว่างลูกสูบกำลัง (Power piston) กับกระบอกสูบหรือไม่ หากมีให้หยุดทำการทดลอง
- ถอดเครื่องยนต์และตรวจสอบลูกสูบกำลัง (Power piston) และกระบอกสูบว่ามีรอยขีดข่วนหรือความเสียหายหรือไม่

ผลการทดสอบ : จากผลการทดสอบไม่พบความเสียหายเกิดขึ้นทั้งที่บริเวณลูกสูบกำลัง (Power piston) และกระบอกสูบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3.4 การตรวจสอบแรงเสียดทาน (Friction) ที่เกิดขึ้น

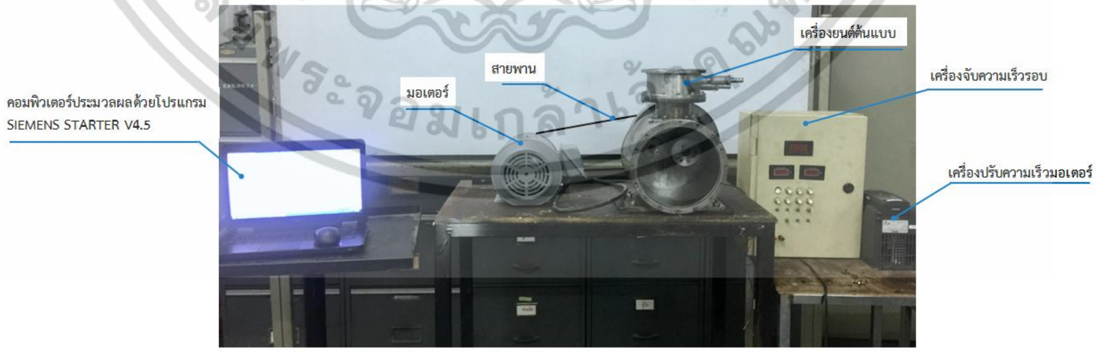
วิธีการทดสอบ : ได้นำเอาแนวทางการทดสอบจาก กฤษลิน ฌมยาบัตร [5] ซึ่งทำการทดสอบหาค่าการสูญเสียทางกล ด้วยวิธีการดังต่อไปนี้

- ประกอบเครื่องยนต์โดยไม่ต้องติดตั้งฮีตเตอร์และLiner เพื่อตัดผลกระทบจากแรงต้านของลูกสูบไล่ (Displacer)
- เปิดฝาหน้า (Front Cover) ของห้องเครื่องยนต์เพื่อตัดผลกระทบจากความสูญเสียจากแรงดันภายในห้องเครื่องยนต์
- ใช้มอเตอร์หมุนเครื่องยนต์ที่ความถี่ 5.0 Hz, 7.5 Hz, 10 Hz, 12.5 Hz, 15 Hz, 17.5 Hz ตามลำดับ จดบันทึกความเร็วรอบและค่าแรงบิดที่มอเตอร์ใช้
- ถอดโอริง (O-ring) ออก และใช้มอเตอร์หมุนเครื่องยนต์ที่ความถี่ 5.0 Hz, 7.5 Hz, 10 Hz, 12.5Hz, 15 Hz, 17.5 Hz ตามลำดับ จดบันทึกความเร็วรอบและค่าแรงบิดที่มอเตอร์ใช้
- เปลี่ยนโอริง (O-ring) เป็นแหวนรองแบบเดิม ใช้มอเตอร์หมุนเครื่องยนต์ที่ความถี่ 5.0 Hz, 7.5 Hz, 10 Hz, 12.5 Hz, 15 Hz, 17.5 Hz ตามลำดับ จดบันทึกความเร็วรอบและค่าแรงบิดที่มอเตอร์ใช้
- กำลังส่วนต่างของค่าที่มอเตอร์ใช้ไปคือค่าความสูญเสียที่เกิดขึ้นเนื่องจากโอริง (O-Ring)
- คำนวณกำลังที่มอเตอร์ใช้จากสมการ

$$P = 2\pi(n_s/60)T \tag{3.7}$$

n_s คือ ความเร็วรอบที่วัดได้ (รอบต่อนาที

T คือ ค่าแรงบิดที่วัดได้ (นิวตันเมตร)



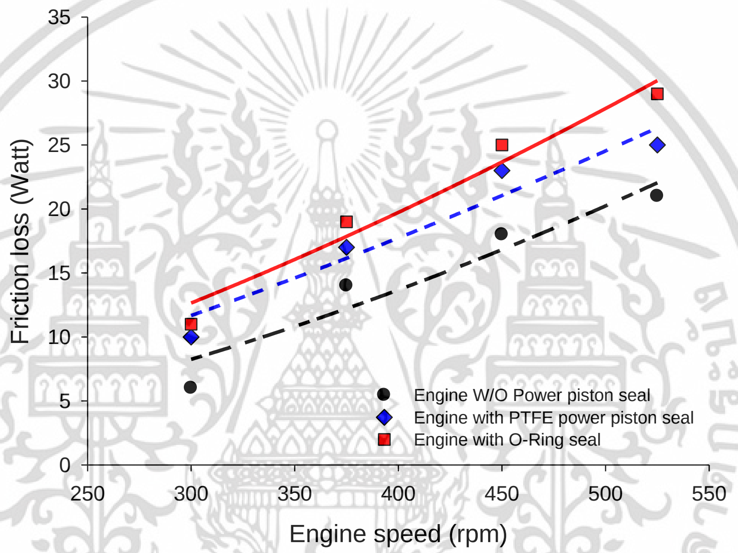
รูปที่ 3.50 แสดงการติดตั้งชุดทดสอบแรงเสียดทาน

ผลการทดสอบ : แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นสรุปได้ดังตารางและกราฟต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.8 ผลการตรวจสอบแรงเสียดทาน (Friction) ที่เกิดขึ้น

เงื่อนไข	ความสูญเสียที่เกิดขึ้น (วัตต์)			
	300 rpm	375 rpm	450 rpm	525 rpm
เครื่องยนต์ที่ไม่มีแหวนรองเทปล่อนและโอริง (O-Ring) (A)	6	14	18	21
เครื่องยนต์ที่ใช้แหวนรองเทปล่อน (B)	10	17	23	25
เครื่องยนต์ที่ใช้โอริง (C)	11	19	25	29
ความสูญเสียที่เกิดขึ้นจากการใช้โอริง (C-A)	5	5	7	8
ความแตกต่างของความสูญเสียจากการใช้แหวนเทปล่อนและโอริง (C-B)	+1	+2	+2	+4



รูปที่ 3.51 กราฟแสดงผลการทดสอบความเสียดทานของโอริง (O-Ring) และแหวนรองเทปล่อน

จากผลการทดสอบพบว่าการเปลี่ยนชนิดของซีลจากแหวนรองเทปล่อนเป็นโอริง (O-Ring) ทำให้เครื่องยนต์มีแรงเสียดทานมากขึ้น อย่างไรก็ตามจากผลการตรวจสอบการรั่ว พบว่าการใช้โอริง (O-Ring) ไม่พบการรั่วภายในระหว่างส่วนการอัด (Compression space) และห้องเครื่องยนต์ (Buffer space) ดังนั้นจำเป็นต้องทดสอบกำลังหาของเครื่องยนต์ หลังจากนั้นจึงนำค่ามาเปรียบเทียบเพื่อหาความเหมาะสมของการเลือกใช้งานระหว่างแหวนรองเทปล่อนและโอริง (O-Ring) ซึ่งผลการทดสอบกำลังจะแสดงไว้ในบทที่ 4 และสรุปผลการวิเคราะห์ผลกระทบจากการเปลี่ยนแหวนลูกสูบเป็นโอริง (O-ring) แสดงไว้ที่ภาคผนวก ข

3.4 การปรับปรุงเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการเปลี่ยนสารทำงานเป็นฮีเลียม

จากการค้นคว้าข้อมูลต่างๆของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ใช้ในเชิงพาณิชย์ซึ่งแสดงดังตารางที่ 3.9 พบว่าเครื่องยนต์โดยส่วนใหญ่มักใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานและมีเพียงส่วนน้อยที่เลือกอากาศหรือไนโตรเจนเป็นสารทำงาน ทั้งๆที่อากาศและไนโตรเจนเป็นสารทำงานที่หาง่ายและราคาถูก ผู้วิจัยจึงมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แนวคิดการนำฮีเลียมมาอัดความดันให้แก่เครื่องยนต์ต้นแบบเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบระหว่างการใช้อากาศและฮีเลียมว่าจะมีผลแตกต่างกันมากเพียงใด

ตารางที่ 3.9 ตัวอย่างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ใช้ในเชิงพาณิชย์ [35]

ประเทศ	นิวซีแลนด์	สหรัฐอเมริกา	สหรัฐอเมริกา	เยอรมัน	สวีเดน
ชื่อบริษัท	Whispertech	Sunpower	Infinia	Stirling System	Kockums
ชื่อเครื่องยนต์	AC WhisperGen	EG1000	RG-1000	Stirling161	V4-275R Mk
แหล่งความร้อน	CNG/Propane	หลากหลาย	Propane	หลากหลาย	หลากหลาย
กำลังไฟฟ้า	1.1 kWe	1 kWe	1 kWe	9.5 kWe	75 kW
ประสิทธิภาพ	15%	32%	30%	24%	38%
ความเร็วรอบ	1700 RPM	50 Hz	50 Hz	1500 RPM	2000 RPM
ความดันเฉลี่ย	2 MPa	ไม่แน่ชัด	ไม่แน่ชัด	15 MPa	13.5 MPa
สารทำงาน	ไนโตรเจน	**ฮีเลียม**	**ฮีเลียม**	**ฮีเลียม**	**ฮีเลียม**
แบบเครื่องยนต์	4 สูบ	ลูกสูบอิสระ	ลูกสูบอิสระ	ลูกสูบตัววี	สี่สูบตัววี

กฤษลิน ถมยาบัตร [5] ได้ทดลองใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานและอธิบายสาเหตุที่ฮีเลียมสามารถสร้างประสิทธิภาพที่สูงขึ้นให้แก่เครื่องยนต์ไว้ว่า ค่า Stanton number ของฮีเลียมนั้นสูงกว่าค่า Stanton number ของอากาศซึ่งหมายถึงการถ่ายเทความร้อนของฮีเลียมย่อมดีกว่าอากาศ นอกจากนี้ค่า Reynolds number ของฮีเลียมก็ยังน้อยกว่าค่า Reynolds number ของอากาศอีกด้วย ซึ่งแปลว่าการสูญเสียที่เกิดจากแรงเสียดทานของฮีเลียมก็ย่อมน้อยกว่าอากาศด้วยเช่นกัน ดังแสดงในตาราง 3.10 ดังนั้นสาเหตุที่ทำให้ฮีเลียมสามารถทำให้เครื่องยนต์มีสมรรถนะสูงขึ้นอาจมาจากสองปัจจัยนี้และจากงานวิจัยของ Micheal, A.P. [36] ที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงของบริษัทฟิลิปส์ทดสอบโดยเลือกสารทำงาน 3 ชนิดคือ ไฮโดรเจน ฮีเลียม และไนโตรเจน ผลปรากฏว่า ณ อุณหภูมิของฮีตเตอร์เท่ากับ 850 องศาเซลเซียส อุณหภูมิของคูลเลอร์เท่ากับ 0 องศาเซลเซียส ประสิทธิภาพบ่งชี้สูงสุด (Maximum indicated efficiency) ที่ 56% การใช้ไฮโดรเจน ฮีเลียมและไนโตรเจน จะทำให้เครื่องยนต์มีกำลัง 12, 9 และ 2.5 กิโลวัตต์ ตามลำดับ

ดังนั้นจากการเปรียบเทียบคุณสมบัติของสารทำงาน [5] และผลการทดสอบเครื่องยนต์ [36] สามารถสรุปได้ว่า เนื่องจากค่า Stanton number ของฮีเลียมที่ค่อนข้างสูงจะช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์และค่า Reynolds number ของฮีเลียมนั้นค่อนข้างน้อยจะช่วยลดการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานได้ ดังนั้นการใช้ฮีเลียมย่อมทำให้เครื่องยนต์มีสมรรถนะสูงขึ้น อย่างไรก็ตามเมื่อนำค่า Stanton number และ Reynolds number ของไฮโดรเจนและฮีเลียมมาเปรียบเทียบกัน การใช้ไฮโดรเจนน่าจะทำให้เครื่องยนต์มีสมรรถนะสูงกว่าฮีเลียม ดังนั้นจึงต้องพิจารณาถึงความเหมาะสมในการเลือกใช้งาน โดยการนำปัจจัยทางด้าน ประสิทธิภาพ (Quality) ราคา (Cost) การจัดหา (Delivery) และความปลอดภัย (Safety) เป็นหัวข้อในการเปรียบเทียบดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.10 ค่า Stanton number และค่า Average Reynolds number [15]

สารทำงาน	Stanton number (600 – 1800 rpm)	Average Reynolds number
อากาศ	0.094-0.064	108.3-325.5
ฮีเลียม	0.215-0.139	15.7-47.2
ไฮโดรเจน	0.225-0.145	14.2-42.1

ปัจจัยเรื่องคุณภาพ (Quality)

จากการเปรียบเทียบคุณสมบัติของสารทำงานระหว่างไฮโดรเจนกับฮีเลียมที่กล่าวมาแล้วข้างต้น ความสามารถในการถ่ายความร้อนและแรงเสียดทานของไฮโดรเจนค่อนข้างดีกว่าฮีเลียม

ปัจจัยเรื่องราคา (Cost)

จากการตรวจสอบราคาขายหน้าโรงงาน (Ex-works term) กับบริษัทผลิตแก๊สรายใหญ่แห่งหนึ่ง ราคาไฮโดรเจนแบบท่อกลุ่มเกรดอุตสาหกรรม ปริมาตรบรรจุรวม 72 ลูกบาตรเมตร ราคา 5,760 บาท และราคาฮีเลียมแบบท่อเดี่ยว ความบริสุทธิ์ 99.995% ปริมาตรบรรจุ 7 ลูกบาตรเมตร ราคา 4,550 บาท ดังนั้นถ้าเทียบราคาเพื่อใช้ในห้องปฏิบัติการเห็นว่าค่อนข้างใกล้เคียงกัน แม้ว่าราคาไฮโดรเจนจะถูกว่าถ้าเทียบกันที่ปริมาตรเท่ากัน แต่การมีด้วยข้อจำกัดทางด้านการสั่งซื้อขั้นต่ำทำให้ราคาไฮโดรเจนและฮีเลียมใกล้เคียงกัน

การจัดหา (Delivery)

เนื่องจากสารทำงานทั้งสองชนิดเป็นสารทำงานที่ใช้ทั่วไปในวงการอุตสาหกรรมจึงไม่มีปัญหาการจัดหาและจัดส่ง

ความปลอดภัย (Safety)

เนื่องไฮโดรเจนเป็นแก๊สไวไฟและเปลวไฟไม่สามารถมองเห็นได้ด้วยตาเปล่าและอาจเกิดการระเบิดได้หากผสมกับอากาศซึ่งอาจเกิดอันตรายต่อสิ่งมีชีวิตได้จากเรื่องอัคคีภัยและการระเบิด ดังนั้นการใช้ไฮโดรเจนจำเป็นต้องติดตั้งอุปกรณ์ความปลอดภัยที่ซับซ้อนและสถานที่ทำงานต้องระบายอากาศได้ดี ซึ่งไม่เหมาะสมกับการทำงานในห้องปฏิบัติการ ต่างจากฮีเลียมที่เป็นแก๊สเฉื่อยมีความเสถียรภายใต้สภาวะปกติ ไม่ไวไฟและไม่ช่วยในการลุกไหม้ จึงมีความปลอดภัยมากกว่าไฮโดรเจน สำหรับข้อมูลความปลอดภัยด้านสารเคมีของไฮโดรเจนและฮีเลียม สามารถตรวจสอบได้จากภาคผนวก ค

โดยสรุปเมื่อพิจารณาจากปัจจัยทางด้าน ประสิทธิภาพ (Quality) ราคา (Cost) การจัดหา (Delivery) และความปลอดภัย (Safety) จะเห็นว่าการใช้ฮีเลียมจะเหมาะสมมากกว่าการใช้ไฮโดรเจนสำหรับการทดสอบเครื่องยนต์ในห้องปฏิบัติการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5 การศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้งานร่วมกับเชื้อเพลิงชีวมวล

พุฒิชาติ คิดหาทองและคณะ [37] ได้ศึกษาศักยภาพเชิงพื้นที่ของชีวมวลสำหรับการผลิตไฟฟ้าของประเทศไทยโดยเลือกพืชเศรษฐกิจสำคัญ 5 ชนิดคือ ข้าว อ้อย ข้าวโพด มันสำปะหลังและปาล์มน้ำมัน ทีมนักวิจัยได้แบ่งประเภทของชีวมวลออกเป็นสองประเภทตามลักษณะแหล่งกำเนิดคือ ชีวมวลประเภทกระจุกตัวและชีวมวลประเภทกระจายตัว สำหรับชีวมวลประเภทกระจุกตัวเกิดจากกระบวนการผลิตและถูกรวมไว้ที่พ่อค้าคนกลางและนายทุน เช่น แกลบ ชานอ้อย ซังข้าวโพด เหง้ามันสำปะหลัง เป็นต้น สำหรับชีวมวลประเภทกระจายตัวหมายถึงชีวมวลที่ยังคงเหลือบนพื้นที่เพาะปลูกหลังจากการการผลิตและการเก็บเกี่ยว ได้แก่ ฟางข้าว ยอดและใบอ้อย เป็นต้น การศึกษาพบว่าศักยภาพของชีวมวลประเภทกระจุกตัวโดยรวมเท่ากับ 1,865 เมกะวัตต์ และประเภทกระจายตัวเท่ากับ 6,882 เมกะวัตต์ ซึ่งหากต้องการตอบสนองความต้องการทางไฟฟ้า 3,260 เมกะวัตต์ ตามแผนพัฒนากำลังผลิตไฟฟ้าในปี พ.ศ. 2573 จะต้องใช้ศักยภาพร่วมกันทั้งชีวมวลประเภทกระจุกตัวและกระจายตัว การศึกษายังพบอีกว่าชีวมวลประเภทกระจุกตัวที่มีศักยภาพสูงสุดคือแกลบและชานอ้อยตามลำดับ สำหรับชีวมวลประเภทกระจายตัวที่มีศักยภาพสูงสุดคือฟางข้าว โดยแหล่งวัตถุดิบจะกระจายตัวในภาคเหนือ ภาคตะวันออกเฉียงเหนือและภาคกลาง ทั้งนี้งานวิจัยชิ้นนี้ได้สรุปว่าควรให้การสนับสนุนการวิจัยและโครงการสร้างโรงไฟฟ้าจากเชื้อเพลิงชีวมวล โดยเริ่มจากชีวมวลแบบกระจุกตัวที่มีศักยภาพสูงสุดคือ แกลบและชานอ้อย

จากข้อมูลค่าความร้อนของชีวมวลแต่ละชนิดของกรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน (พพ.) กระทรวงพลังงาน แสดงดังตาราง 3.11 พบว่าเชื้อเพลิงที่ให้ค่าความร้อนสูงสุดคือแกลบและฟางข้าว ตามลำดับ

จากงานวิจัยเรื่องการศึกษาศักยภาพเชิงพื้นที่ของชีวมวลและพิจารณาค่าความร้อนของชีวมวลพบว่าแกลบเป็นเชื้อเพลิงที่ดีในการใช้งานร่วมกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ

ตารางที่ 3.11 ข้อมูลค่าความร้อนของเชื้อเพลิงชีวมวล

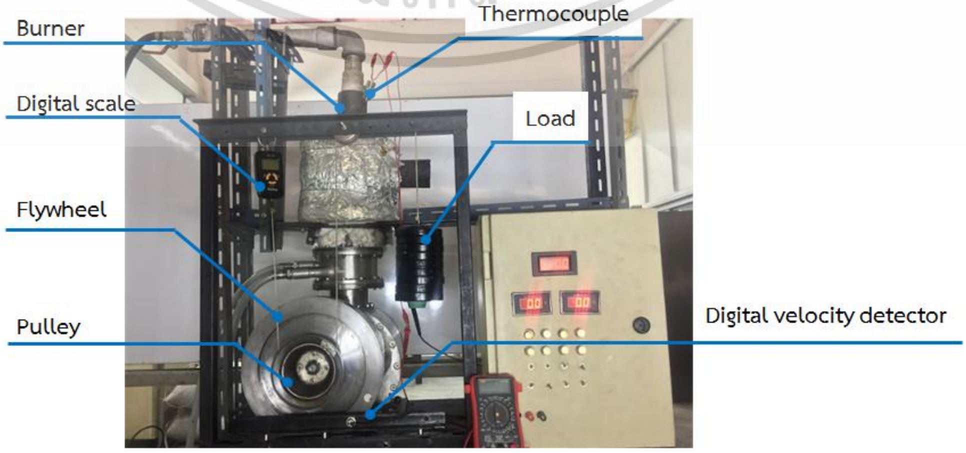
ชนิดชีวมวล	ค่าความชื้น(%)	ค่าความร้อน(MJ/kg)
แกลบ	12	13.52
ฟางข้าว	10	12.33
ชานอ้อย	51	7.37
ซังข้าวโพด	40	9.62
ทะลายปาล์มเปล่า	59	7.24

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4
การทดสอบและผลการทดสอบเครื่องยนต์

4.1 การติดตั้งชุดทดสอบและวิธีการทดสอบ

การทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ต้นแบบทำโดยใช้แก๊สปิโตรเลียมเหลว (LPG) เป็นแหล่งให้พลังงานความร้อนที่อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ควบคุมด้วยอุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหล รุ่น ST75V-2F2CEQ0J00 ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนอยู่ที่ 0.05 กิโลกรัม สำหรับแหวนรองที่ลูกสูบกำลัง (Power piston) ใช้แหวนรองที่ทำด้วย PTFE ในขั้นตอนแรกใช้อากาศเป็นสารทำงาน ทดสอบความด้วยการอัดความดันตั้งแต่ 1-10 บาร์ หลังจากให้ความร้อนแก่เครื่องยนต์เป็นเวลาห้านาทีแล้วเริ่มทำการสตาร์ทเครื่องยนต์โดยการหมุน Flywheel เพื่อให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ซึ่งเป็นการเริ่มต้นวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อเครื่องยนต์เริ่มทำงาน ทำการจับความเร็วรอบของเครื่องยนต์พร้อมกับบันทึกความเร็วด้วยอุปกรณ์วัดความเร็วรอบรุ่น DIGICON DT-250TP ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนอยู่ที่ 0.1 รอบต่อนาที สำหรับอุณหภูมิของเครื่องยนต์วัดด้วย Thermocouple type K และวัดอุณหภูมิของน้ำเข้า-ออก ด้วย Thermocouple type J เมื่อเครื่องยนต์มีความเร็วรอบคงที่ เริ่มวัดหากำลังของเครื่องยนต์ต้นแบบด้วยวิธี Rope brake โดยการใส่ตุ้มน้ำหนักครั้งละ 0.5 กิโลกรัม จดบันทึกความเร็วรอบและน้ำหนักที่ให้กับเครื่องยนต์จนกระทั่งเครื่องยนต์หยุดทำงาน ทำซ้ำไปเรื่อยๆจนกระทั่งได้ค่าที่ดีที่สุด หลังจากนั้นทำการเปลี่ยนสารทำงานเป็นฮีเลียมและให้ความดันแก่เครื่องยนต์ตั้งแต่ 2-10 บาร์ ทำการจดบันทึกความเร็วรอบและน้ำหนักที่ให้กับเครื่องยนต์จนกระทั่งเครื่องยนต์หยุดทำงานเช่นเดียวกับการทดสอบเครื่องยนต์ด้วยสารทำงานที่เป็นอากาศ จากนั้นเปลี่ยนแหวนรองของลูกสูบกำลัง (Power piston) เป็นแบบโอริง (O-Ring) โดยให้สารทำงานเป็นอากาศและฮีเลียมและทำการทดสอบเช่นเดิม จดบันทึกความเร็วรอบและน้ำหนักที่ให้กับเครื่องยนต์จนกระทั่งเครื่องยนต์หยุดทำงาน

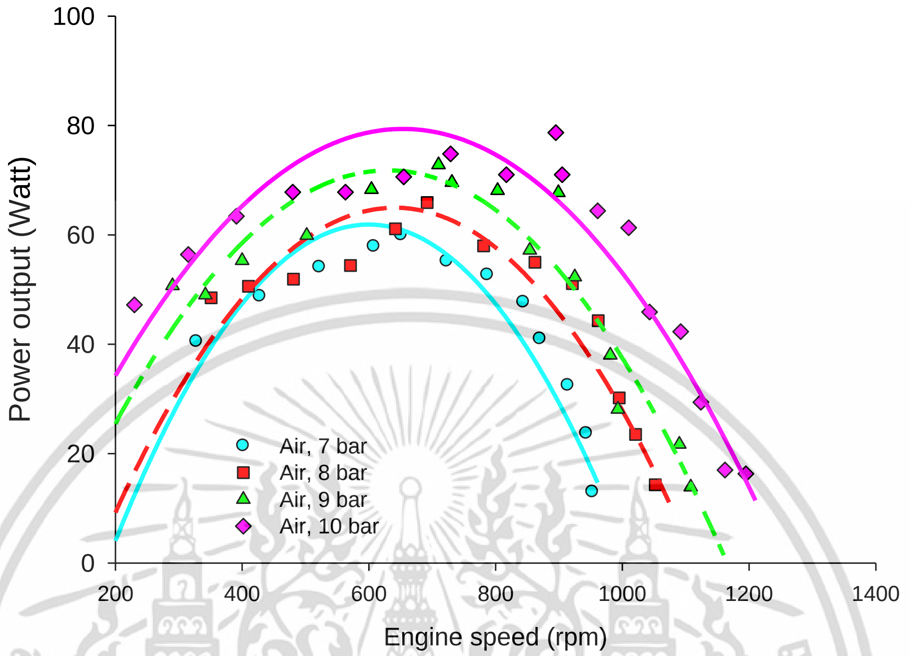


รูปที่ 4.1 แสดงชุดทดสอบกำลังของเครื่องยนต์ต้นแบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 ผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบด้วยเงื่อนไขต่างๆ

4.2.1 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบเนื่องจากการเพิ่มความดัน



รูปที่ 4.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบที่อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 7, 8, 9 และ 10 บาร์

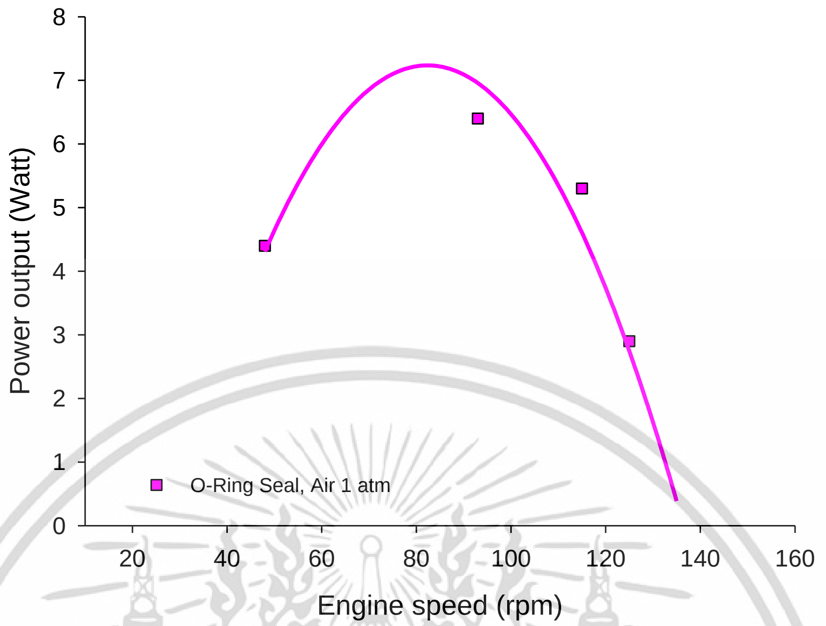
ตารางที่ 4.1 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันสารทำงาน 7-10 บาร์

แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต้นแบบ		
สารทำงาน	อากาศ	
การให้ความร้อน	แก๊สปิโตรเลียมเหลว (อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง)	
ความดันของสารทำงาน	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)
7 บาร์	651	60.0
8 บาร์	692	65.9
9 บาร์	710	72.8
10 บาร์	895	78.7

จากรูปที่ 4.2 และตาราง 4.1 เป็นการเปรียบเทียบกำลังเพลาของเครื่องยนต์ต้นแบบที่ความดันตั้งแต่ 7-10 โดยใช้แก๊สปิโตรเลียมเหลวเป็นแหล่งความร้อนด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ผลการทดสอบพบว่า เมื่อเพิ่มความดันจาก 7 บาร์ เป็น 8 บาร์ กำลังเพลาของเครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นจาก 60.0 วัตต์ที่ความเร็ว 651 รอบต่อนาที เป็น 65.9 วัตต์ ที่ความเร็ว 692 รอบต่อนาที เมื่อให้ความดันแก่สารทำงานเป็น 9 บาร์ กำลังเพลาของเครื่องยนต์เท่ากับ 72.8 วัตต์ ที่ความเร็ว 710 รอบต่อนาที และที่ความดัน 10 บาร์ กำลังเพลาของเครื่องยนต์อยู่ที่ 78.7 วัตต์ ที่ความเร็ว 895 รอบต่อนาที ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.2 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบจากแหวนรองเทปล่อนและโอริง



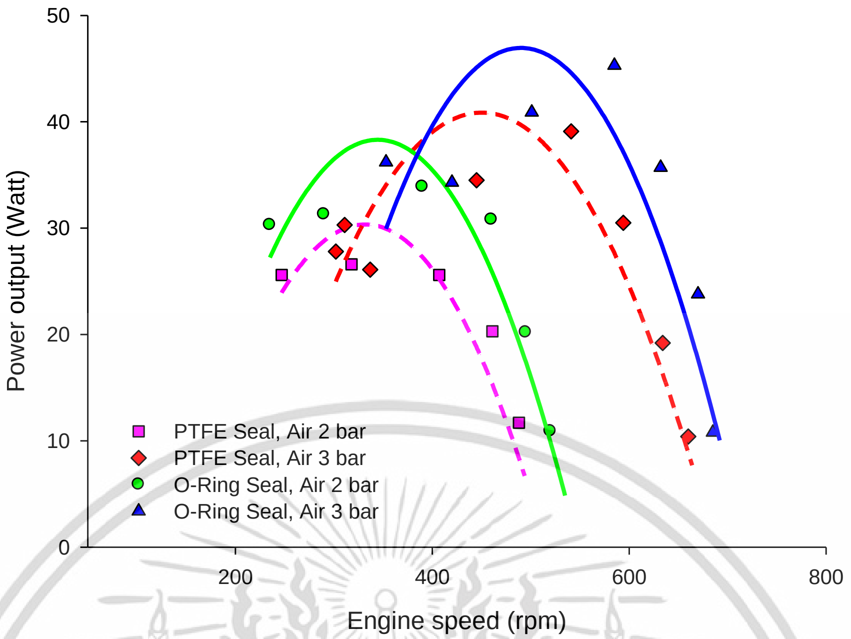
รูปที่ 4.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้ซีลแบบโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 1บาร์

ตารางที่ 4.2 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันของสารทำงาน 1 บาร์

แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต้นแบบ				
สารทำงาน	อากาศ			
การให้ความร้อน	แก๊สปิโตรเลียมเหลว (อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง)			
ซีลที่ใช้	แบบแหวนรองเทปล่อน		แบบโอริง (O-ring)	
ความดันของสารทำงาน	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)
1 บาร์	เครื่องยนต์ไม่ทำงาน	-	93	6.4

จากรูปที่ 4.3 และตาราง 4.2 แสดงผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบโดยให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวที่อัตราการไหลแก๊ส 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ภายใต้ความดัน 1 บาร์ ผลการทดสอบพบว่าการใช้แหวนรองเทปล่อนไม่สามารถทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้ แต่การเปลี่ยนจากแหวนรองเทปล่อนเป็นแบบโอริง (O-ring) ทำให้เครื่องยนต์ทำงานและให้กำลังสูงสุดอยู่ที่ 6.4 วัตต์ ที่ความเร็ว 93 รอบต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



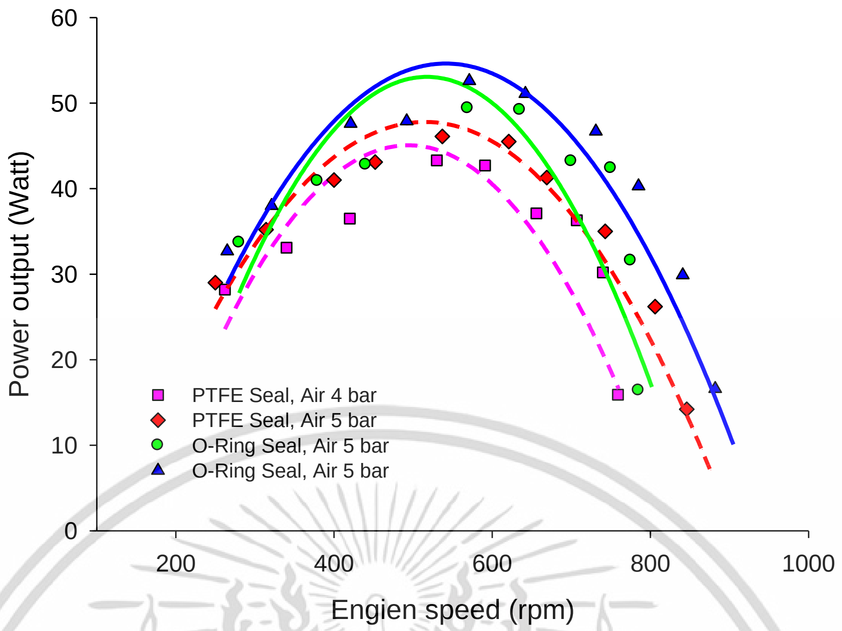
รูปที่ 4.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 2-3 บาร์

ตารางที่ 4.3 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันสารทำงาน 2-3 บาร์

แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต้นแบบ				
สารทำงาน	อากาศ			
การให้ความร้อน	แก๊สปิโตรเลียมเหลว (อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง)			
ซีลที่ใช้	แบบแหวนรองเทปล่อน		แบบโอริง (O-ring)	
ความดันของสารทำงาน	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)
2 บาร์	318	26.6	390	33.9
3 บาร์	541	39.1	585	45.3

จากรูปที่ 4.4 และตาราง 4.3 แสดงผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมงที่ ภายใต้ความดันตั้งแต่ 2-3 บาร์ ผลการทดสอบพบว่าเมื่อใช้แหวนรองเทปล่อนและให้อากาศเป็นสารทำงานด้วยการอัดความดันที่ 2 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 26.6 วัตต์ ที่ความเร็ว 318 รอบต่อนาที เมื่อเพิ่มความดันเป็น 3 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 39.1 วัตต์ ที่ความเร็ว 541 รอบต่อนาที เมื่อเปลี่ยนซีลจากแหวนรองเทปล่อนเป็นแบบโอริง (O-ring) และเลือกใช้อากาศเป็นสารทำงานด้วยความดัน 2 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 33.9 วัตต์ ที่ความเร็ว 390 รอบต่อนาที และเมื่อเพิ่มความดันของสารทำงานเป็น 3 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 45.3 วัตต์ ที่ความเร็ว 585 รอบต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



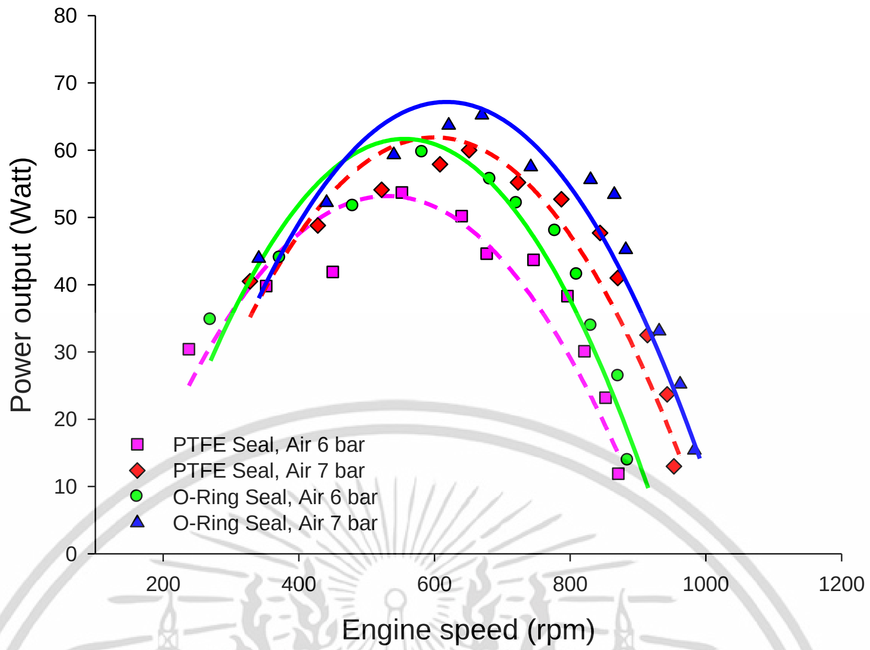
รูปที่ 4.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 4-5 บาร์

ตารางที่ 4.4 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันสารทำงาน 4-5 บาร์

แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต้นแบบ				
สารทำงาน	อากาศ			
การให้ความร้อน	แก๊สปิโตรเลียมเหลว (อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง)			
ซีลที่ใช้	แบบแหวนรองเทปล่อน		แบบโอริง (O-ring)	
ความดันของสารทำงาน	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)
4 บาร์	530	43.3	569	49.4
5 บาร์	537	46.1	571	52.6

จากรูปที่ 4.5 และตาราง 4.4 แสดงผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมงที่ ภายใต้ความดันตั้งแต่ 4-5 บาร์ ผลการทดสอบพบว่าเมื่อใช้แหวนรองเทปล่อน ใช้อากาศเป็นสารทำงานด้วยความดัน 4 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 43.3 วัตต์ ที่ความเร็ว 530 รอบต่อนาที เมื่อเพิ่มความดันเป็น 5 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 46.1 วัตต์ ที่ความเร็ว 537 รอบต่อนาที เมื่อเปลี่ยนซีลจากแหวนรองเทปล่อนเป็นแบบโอริง (O-ring) และใช้อากาศเป็นสารทำงานด้วยความดัน 4 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 49.4 วัตต์ ที่ความเร็ว 569 รอบต่อนาที และเมื่อเพิ่มความดันเป็น 5 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 52.6 วัตต์ ที่ความเร็ว 571 รอบต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



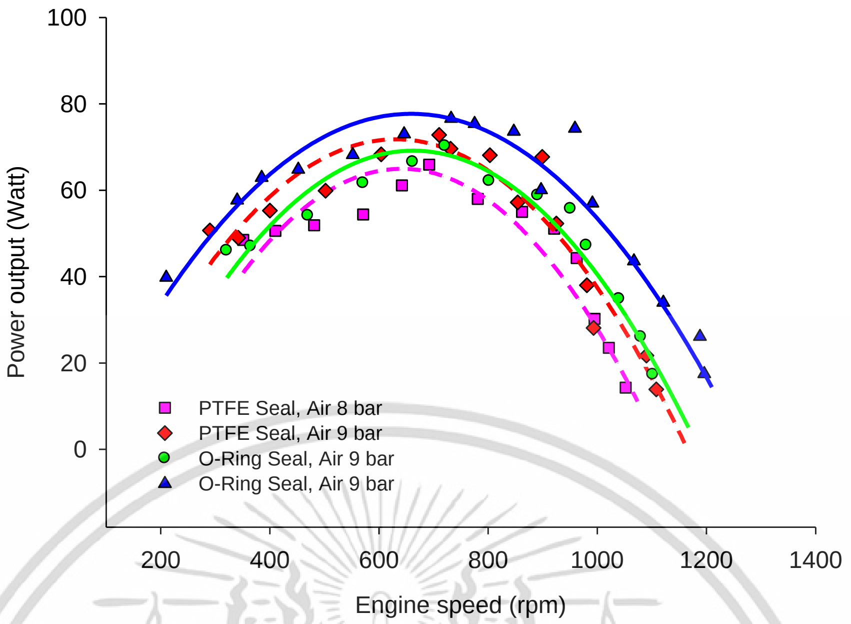
รูปที่ 4.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 6-7 บาร์

ตารางที่ 4.5 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันสารทำงาน 6-7 บาร์

แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต้นแบบ				
สารทำงาน	อากาศ			
การให้ความร้อน	แก๊สปิโตรเลียมเหลว (อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง)			
ซีลที่ใช้	แบบแหวนรองเทปล่อน		แบบโอริง (O-ring)	
ความดันของสารทำงาน	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)
6 บาร์	552	53.7	582	59.7
7 บาร์	651	60.0	670	65.2

จากรูปที่ 4.6 และตาราง 4.5 แสดงผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ภายใต้ความดันตั้งแต่ 6-7 บาร์ ผลการทดสอบพบว่าเมื่อใช้แหวนรองเทปล่อน และให้อากาศเป็นสารทำงานด้วยความดัน 6 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 53.7 วัตต์ ที่ความเร็ว 552 รอบต่อนาที เมื่อเพิ่มความดันเป็น 7 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 60.0 วัตต์ ที่ความเร็ว 651 รอบต่อนาที เมื่อเปลี่ยนซีลจากแหวนรองเทปล่อนเป็นแบบโอริง (O-ring) และใช้อากาศเป็นสารทำงานด้วยความดัน 6 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 59.7 วัตต์ ที่ความเร็ว 582 รอบต่อนาที และเมื่อเพิ่มความดันเป็น 7 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 65.2 วัตต์ ที่ความเร็ว 670 รอบต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



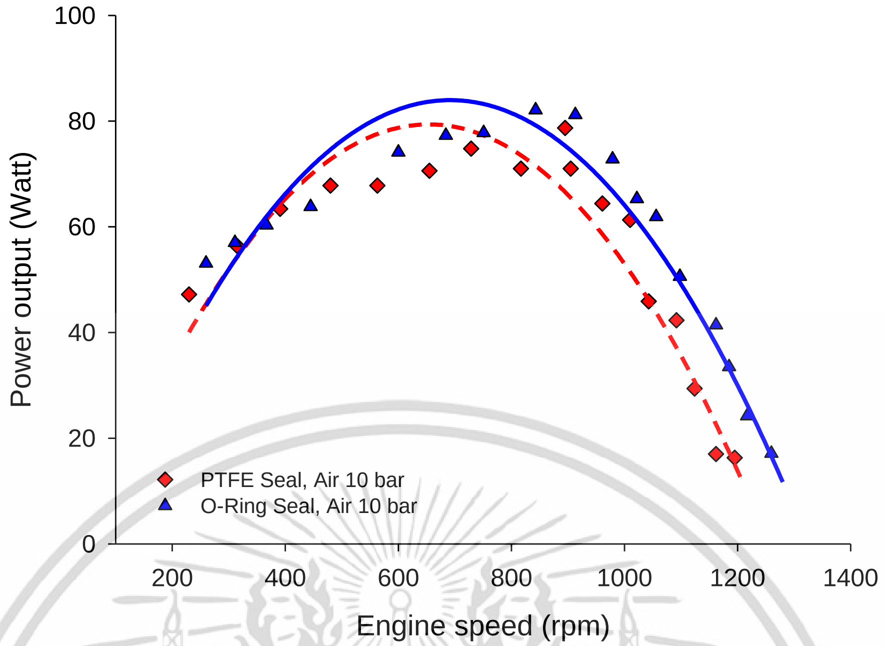
รูปที่ 4.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 8-9 บาร์

ตารางที่ 4.6 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันสารทำงาน 8-9 บาร์

แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต้นแบบ				
สารทำงาน	อากาศ			
การให้ความร้อน	แก๊สปิโตรเลียมเหลว (อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง)			
ซีลที่ใช้	แบบแหวนรองเทปล่อน		แบบโอริง (O-ring)	
ความดันของสารทำงาน	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)
8 บาร์	692	65.9	721	70.2
9 บาร์	710	72.8	732	76.6

จากรูปที่ 4.7 และตาราง 4.6 แสดงผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ภายใต้ความดันตั้งแต่ 8-9 บาร์ ผลการทดสอบพบว่าเมื่อใช้แหวนรองเทปล่อน ใช้อากาศเป็นสารทำงานด้วยความดัน 8 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 65.9 วัตต์ ที่ความเร็ว 692 รอบต่อนาที และเมื่อเพิ่มความดันเป็น 9 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 72.8 วัตต์ ที่ความเร็ว 710 รอบต่อนาที เมื่อเปลี่ยนซีลจากแหวนรองเทปล่อนเป็นแบบโอริง (O-ring) และใช้อากาศเป็นสารทำงานด้วยความดัน 8 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 70.2 วัตต์ ที่ความเร็ว 721 รอบต่อนาที และเมื่อเพิ่มความดันเป็น 9 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 76.6 วัตต์ ที่ความเร็ว 732 รอบต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 10 บาร์

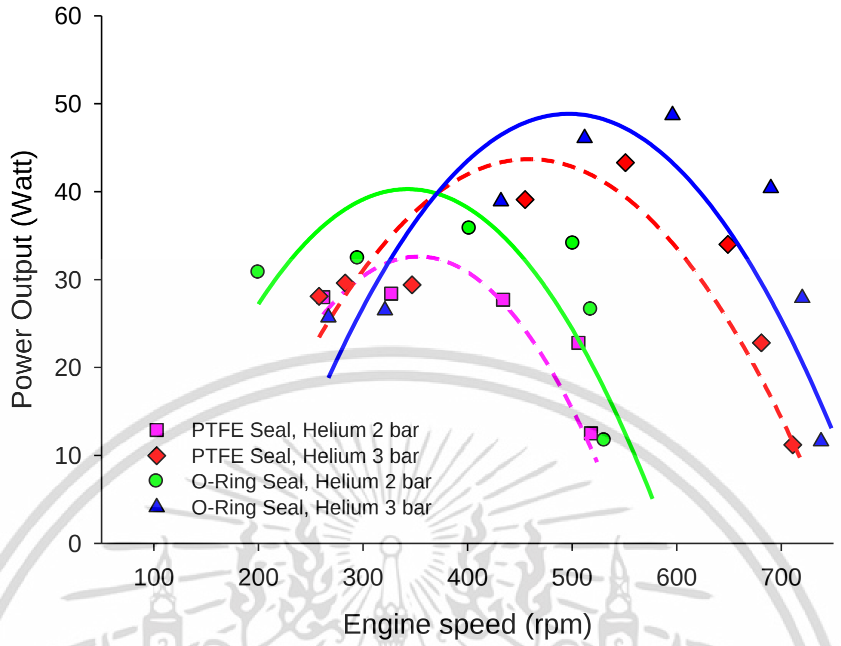
ตารางที่ 4.7 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันสารทำงาน 10 บาร์

แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต้นแบบ				
สารทำงาน	อากาศ			
การให้ความร้อน	แก๊สปิโตรเลียมเหลว (อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง)			
ซีลที่ใช้	แบบแหวนรองเทปล่อน		แบบโอริง (O-ring)	
ความดันของสารทำงาน	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)
10 บาร์	895	78.7	913	81.2

จากรูปที่ 4.8 และตาราง 4.7 แสดงผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ภายใต้ความดัน 10 บาร์ ผลการทดสอบพบว่าเมื่อใช้แหวนรองเทปล่อนและใช้อากาศเป็นสารทำงาน เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 78.7 วัตต์ ที่ความเร็ว 895 รอบต่อนาที เมื่อเปลี่ยนซีลจากแหวนรองเทปล่อนเป็นแบบโอริง (O-ring) และใช้อากาศเป็นสารทำงานด้วยความดัน 10 บาร์เช่นกัน เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 81.2 วัตต์ ที่ความเร็ว 913 รอบต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.3 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบเนื่องจากใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน



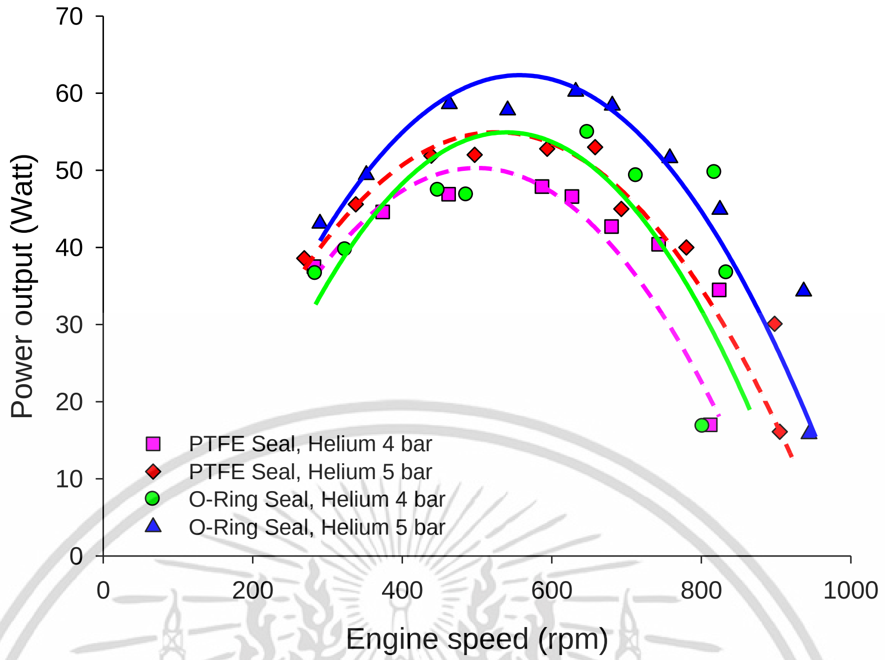
รูปที่ 4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 2-3 บาร์

ตารางที่ 4.8 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันสารทำงาน 2-3 บาร์

แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต้นแบบ				
สารทำงาน	ฮีเลียม			
การให้ความร้อน	แก๊สปิโตรเลียมเหลว (อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง)			
ซีลที่ใช้	แบบแหวนรองเทปล่อน		แบบโอริง (O-ring)	
ความดันของสารทำงาน	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)
2 บาร์	327	28.4	402	35.8
3 บาร์	551	43.3	596	48.8

จากรูปที่ 4.9 และตาราง 4.8 แสดงผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมงที่ ภายใต้ความดันตั้งแต่ 2-3 บาร์ ผลการทดสอบพบว่าเมื่อใช้แหวนรองเทปล่อนและใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานด้วยความดัน 2 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 28.4 วัตต์ ที่ความเร็ว 327 รอบต่อนาที เมื่อเพิ่มความดันเป็น 3 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 43.3 วัตต์ ที่ความเร็ว 551 รอบต่อนาที และเมื่อเปลี่ยนซีลจากแหวนรองเทปล่อนเป็นแบบโอริง (O-ring) และใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานด้วยความดัน 2 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 35.8 วัตต์ ที่ความเร็ว 402 รอบต่อนาที และเมื่อเพิ่มความดันเป็น 3 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 48.8 วัตต์ ที่ความเร็ว 596 รอบต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



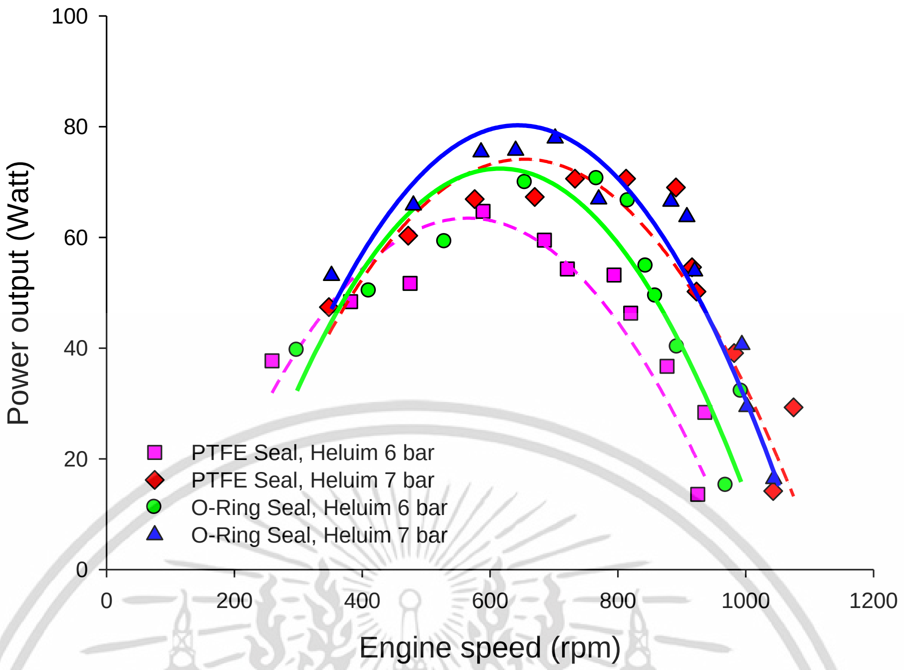
รูปที่ 4.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 4-5 บาร์

ตารางที่ 4.9 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันสารทำงาน 4-5 บาร์

แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต้นแบบ				
สารทำงาน	ฮีเลียม			
การให้ความร้อน	แก๊สปิโตรเลียมเหลว (อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง)			
ซีลที่ใช้	แบบแหวนรองเทปล่อน		แบบโอริง (O-ring)	
ความดันของสารทำงาน	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)
4 บาร์	587	47.9	648	54.9
5 บาร์	594	52.8	632	60.2

จากรูปที่ 4.10 และตาราง 4.9 แสดงผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมงที่ ภายใต้ความดันตั้งแต่ 4-5 บาร์ ผลการทดสอบพบว่าเมื่อใช้แหวนรองเทปล่อนและใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานด้วยความดัน 4 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 47.9 วัตต์ ที่ความเร็ว 587 รอบต่อนาที เมื่อเพิ่มความดันของสารทำงานเป็น 5 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 52.8 วัตต์ ที่ความเร็ว 594 รอบต่อนาที เมื่อเปลี่ยนซีลจากแหวนรองเทปล่อนเป็นแบบโอริง (O-ring) และใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานด้วยความดัน 4 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 54.9 วัตต์ ที่ความเร็ว 648 รอบต่อนาที และเมื่อเพิ่มความดันเป็น 5 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 60.2 วัตต์ ที่ความเร็ว 632 รอบต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



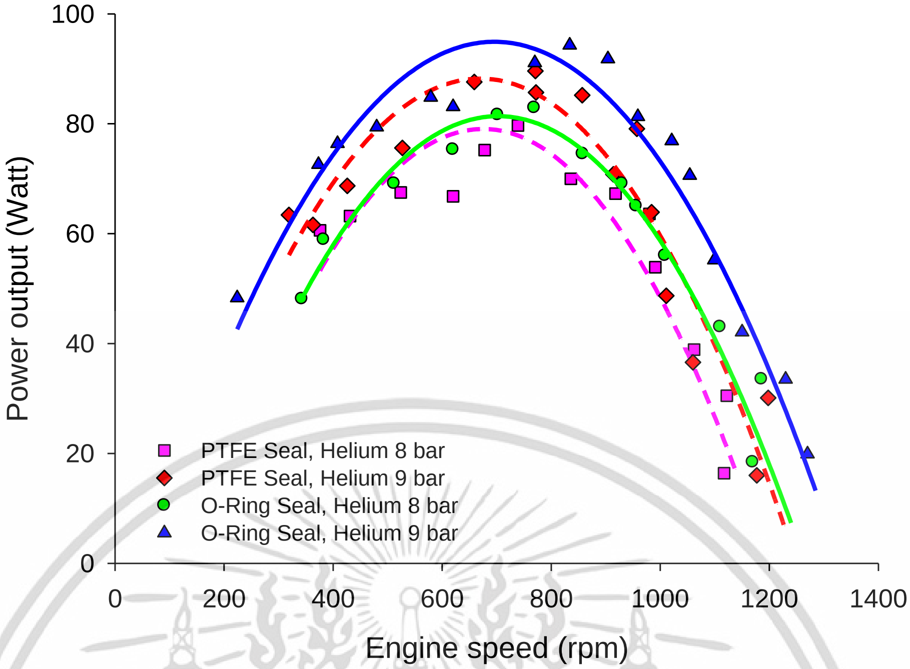
รูปที่ 4.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 6-7 บาร์

ตารางที่ 4.10 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันสารทำงาน 6-7 บาร์

แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต้นแบบ				
สารทำงาน	ฮีเลียม			
การให้ความร้อน	แก๊สปิโตรเลียมเหลว (อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง)			
ซีลที่ใช้	แบบแหวนรองเทปล่อน		แบบโอริง (O-ring)	
ความดันของสารทำงาน	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)
6 บาร์	589	64.7	655	69.9
7 บาร์	733	70.6	702	77.9

จากรูปที่ 4.11 และตาราง 4.10 แสดงผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมงที่ ภายใต้ความดันตั้งแต่ 6-7 บาร์ ผลการทดสอบพบว่าเมื่อใช้แหวนรองเทปล่อนและใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานด้วยความดัน 6 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 64.7 วัตต์ ที่ความเร็ว 589 รอบต่อนาที เมื่อเพิ่มความดันเป็น 7 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 70.6 วัตต์ ที่ความเร็ว 733 รอบต่อนาที และหากเปลี่ยนซีลจากแหวนรองเทปล่อนเป็นแบบโอริง (O-ring) และใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานด้วยความดัน 6 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 69.9 วัตต์ ที่ความเร็ว 655 รอบต่อนาที เมื่อเพิ่มความดันเป็น 7 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 77.9 วัตต์ ที่ความเร็ว 702 รอบต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



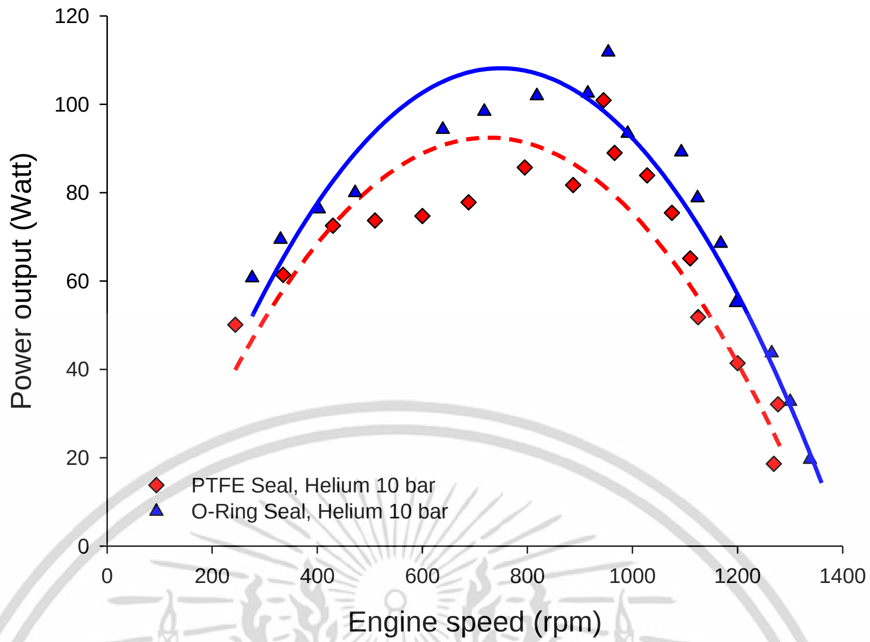
รูปที่ 4.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 8-9 บาร์

ตารางที่ 4.11 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันสารทำงาน 8-9 บาร์

แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต้นแบบ				
สารทำงาน	ฮีเลียม			
การให้ความร้อน	แก๊สปิโตรเลียมเหลว (อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง)			
ซีลที่ใช้	แบบแหวนรองเทปล่อน		แบบโอริง (O-ring)	
ความดันของสารทำงาน	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)
8 บาร์	739	79.7	769	82.9
9 บาร์	771	89.6	834	94.3

จากรูปที่ 4.12 และตาราง 4.11 แสดงผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ภายใต้ความดันตั้งแต่ 8-9 บาร์ ผลการทดสอบพบว่าเมื่อใช้แหวนรองเทปล่อนและใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานด้วยความดัน 8 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 79.7 วัตต์ ที่ความเร็ว 739 รอบต่อนาที และเมื่อเพิ่มความดันเป็น 9 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 89.6 วัตต์ ที่ความเร็ว 771 รอบต่อนาที หากเปลี่ยนซีลจากแหวนรองเทปล่อนเป็นแบบโอริง (O-ring) และใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานด้วยความดัน 8 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 82.9 วัตต์ ที่ความเร็ว 769 รอบต่อนาที และเมื่อเพิ่มความดันเป็น 9 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 94.3 วัตต์ ที่ความเร็ว 834 รอบต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเทียบกับความเร็วรอบโดยใช้แหวนรองเทปล่อนและโอริง อัตราการไหลของแก๊สที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง โดยใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 10 บาร์

ตารางที่ 4.12 ตารางแสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความดันสารทำงาน 10 บาร์

แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต้นแบบ				
สารทำงาน	ฮีเลียม			
การให้ความร้อน	แก๊สปิโตรเลียมเหลว (อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง)			
ซีลที่ใช้	แบบแหวนรองเทปล่อน		แบบโอริง (O-ring)	
ความดันของสารทำงาน	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	กำลังที่ได้ (วัตต์)
10 บาร์	945	100.9	954	111.8

จากรูปที่ 4.13 และตาราง 4.12 แสดงผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมงที่ ภายใต้ความดันของสารทำงานที่ 10 บาร์ ผลการทดสอบพบว่าเมื่อใช้แหวนรองเทปล่อนและให้ฮีเลียมเป็นสารทำงานด้วยความดัน 10 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 100.9 วัตต์ ที่ความเร็ว 945 รอบต่อนาที และเมื่อเปลี่ยนซีลจากแหวนรองเทปล่อนเป็นแบบโอริง (O-ring) ให้ฮีเลียมเป็นสารทำงานด้วยความดัน 10 บาร์ เครื่องยนต์จะให้กำลังเพลาสูงสุดอยู่ที่ 111.8 วัตต์ ที่ความเร็ว 954 รอบต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.13 ตารางสรุปผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบในทุกๆเงื่อนไขที่ทำการทดสอบ

แสดงกำลังเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต้นแบบ								
การให้ความร้อน	แก๊สปิโตรเลียมเหลว (อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง)							
สารทำงาน	อากาศ				ฮีเลียม			
ซีลที่ใช้	แบบแหวนรองเทปล่อน		แบบโอริง		แบบแหวนรองเทปล่อน		แบบโอริง	
ความดันของสารทำงาน	ความเร็ว (rpm)	กำลัง (Watt)	ความเร็ว (rpm)	กำลัง (Watt)	ความเร็ว (rpm)	กำลัง (Watt)	ความเร็ว (rpm)	กำลัง (Watt)
1 บาร์	-	-	93	6.4	-	-	-	-
2 บาร์	318	26.6	390	33.9	327	28.4	402	35.8
3 บาร์	541	39.1	585	45.3	551	43.3	596	48.7
4 บาร์	530	43.3	569	49.4	587	47.9	648	54.9
5 บาร์	537	46.1	571	52.6	439	51.9	632	60.2
6 บาร์	552	53.7	582	59.7	589	64.7	655	69.9
7 บาร์	651	60	670	65.2	733	70.6	702	77.9
8 บาร์	692	65.9	721	70.2	739	79.7	769	82.9
9 บาร์	710	72.8	732	76.6	771	89.6	834	94.3
10 บาร์	895	78.7	913	81.2	945	100.9	954	111.8

จากผลการทดสอบพบว่าเมื่อเพิ่มความดันให้กับเครื่องยนต์จาก 7 บาร์ เป็น 10 บาร์ โดยใช้แก๊สปิโตรเลียมเหลวเป็นแหล่งความร้อนด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง เครื่องยนต์ต้นแบบจะให้กำลังเพลาสูงสุดเพิ่มขึ้นจาก 60 วัตต์ เป็น 78.7 วัตต์ หรือเพิ่มขึ้นประมาณ 31%

เมื่อเปลี่ยนแหวนรองที่ลูกสูบกำลังเป็นแบบโอริง (O-ring) เมื่อให้สารทำงานเป็นอากาศและใช้แก๊สปิโตรเลียมเหลวเป็นแหล่งความร้อนด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ที่ความดัน 1 บาร์ ซึ่งได้กำลังเพลาเท่ากับ 6.4 วัตต์ ที่ความเร็ว 93 รอบต่อนาที เมื่อเพิ่มความดันเป็น 7 บาร์ ได้กำลังเพลาสูงสุดเท่ากับ 65.2 วัตต์ ที่ความเร็ว 670 รอบต่อนาที หรือเพิ่มขึ้นประมาณ 9% และที่ความดันของอากาศเท่ากับ 10 บาร์ กำลังเพลาของเครื่องยนต์เท่ากับ 81.2 วัตต์ ที่ความเร็ว 913 รอบต่อนาที หรือเพิ่มขึ้นประมาณ 35%

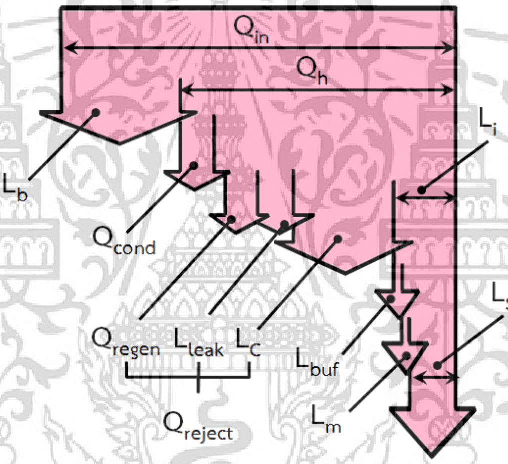
เมื่อเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียม ให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวที่อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ความดันของสารทำงานเท่ากับ 7 บาร์ กำลังเพลาสูงสุดของเครื่องยนต์ต้นแบบเท่ากับ 70.6 วัตต์ ที่ความเร็ว 733 รอบต่อนาที หรือเพิ่มขึ้นประมาณ 18% เมื่อเพิ่มความดันเป็น 10 บาร์ ซึ่งได้กำลังเพลาสูงสุดเท่ากับ 100.9 วัตต์ ที่ความเร็ว 945 รอบต่อนาที หรือเพิ่มขึ้นประมาณ 68%

เมื่อเปลี่ยนแหวนรองที่ลูกสูบกำลังจากแหวนเทปล่อนเป็นแบบโอริง (O-ring) และใช้สารทำงานเป็นฮีเลียม ให้ความร้อนด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวที่อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ที่ความดันของสารทำงาน 7 บาร์ ได้กำลัเพลาของเครื่องยนต์เท่ากับ 77.9 วัตต์ ที่ความเร็ว 702 รอบต่อนาที หรือเพิ่มขึ้นประมาณ 30% และที่ความดันของฮีเลียมเท่ากับ 10 บาร์ กำลังเพลาสูงสุดของเครื่องยนต์เท่ากับ 111.8 วัตต์ ที่ความเร็ว 954 รอบต่อนาที หรือเพิ่มขึ้นประมาณ 86%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.4 ผลการประเมินสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงชีวมวล

สำหรับวิธีการประเมินสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบเมื่อเปลี่ยนแหล่งความร้อนจากแก๊สปิโตรเลียมเหลวเป็นเชื้อเพลิงชีวมวล เริ่มต้นด้วยการหาสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบด้วยการประเมินการสูญเสียที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ด้วยวิธีย้อนกลับ [15] เพื่อให้ง่ายแก่ความเข้าใจ ได้นำเอาแผนภาพของ Sankey มาแจกแจงความสูญเสียต่างๆที่เกิดขึ้น หลังจากทราบสมรรถนะและความสูญเสียต่างๆของเครื่องยนต์ต้นแบบแล้ว นำค่าพลังงานร้อนของเชื้อเพลิงชีวมวลมาแทนค่าพลังงานความร้อนของแก๊สปิโตรเลียมเหลว ก็จะได้ผลการประเมินสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบเมื่อเปลี่ยนแหล่งความร้อนจากแก๊สปิโตรเลียมเหลวเป็นเชื้อเพลิงชีวมวล อย่างไรก็ตามวิธีการประเมินนี้เป็นการประเมินอย่างคร่าวๆ เพื่อให้ทราบแนวทางการปรับปรุงเครื่องยนต์หรือออกแบบระบบใช้งานร่วมกันของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงและเชื้อเพลิงชีวมวล สำหรับตัวแปรต่างๆที่ใช้ในการหาสมรรถนะของเครื่องยนต์ได้แสดงในแผนภาพของ Sankey ดังรูปที่ 4.14, 4.15 และตารางที่ 4.14

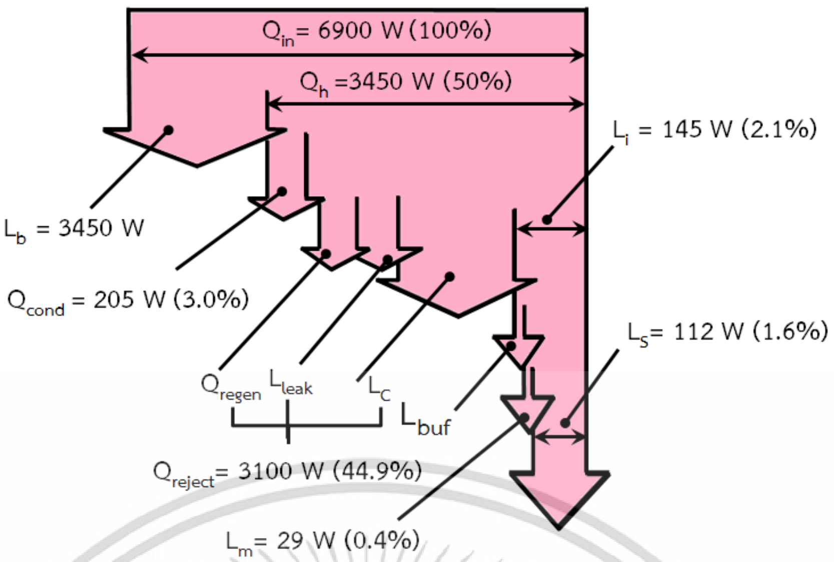


รูปที่ 4.14 แผนภาพของ Sankey แสดงตัวแปรเพื่อหาค่าสมรรถนะและความสูญเสียที่เกิดขึ้น

ตารางที่ 4.14 ตารางสรุปค่าที่ได้จากตัวแปรต่างๆ ของการคำนวณสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	ค่าที่ได้ (วัตต์)	วิธีการ	หมายเหตุ
ความร้อนจากแก๊สปิโตรเลียมเหลว	Q_{in}	6900	การคำนวณ	อัตราการไหล 0.5 kg/h
ความสูญเสียที่เกิดจากเตาเผา	L_b	3450	การคำนวณ	ประสิทธิภาพ 50% [5]
ความร้อนที่เข้าสู่เครื่องยนต์จริง	Q_h	3450	การคำนวณ	$Q_h = Q_{in} - L_b$
ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์	Q_{reject}	3100	การคำนวณ	
ความสูญเสียจากการนำความร้อน	Q_{cond}	205	การคำนวณ	
การสูญเสียเนื่องจากความดัน	L_{buf}	4	การวัด	
การสูญเสียทางกล	L_m	29	การวัด	
กำลังเพลาของเครื่องยนต์	L_S	112	การวัด	ฮีเลียมที่ 10 บาร์
กำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์	L_i	145	การคำนวณ	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



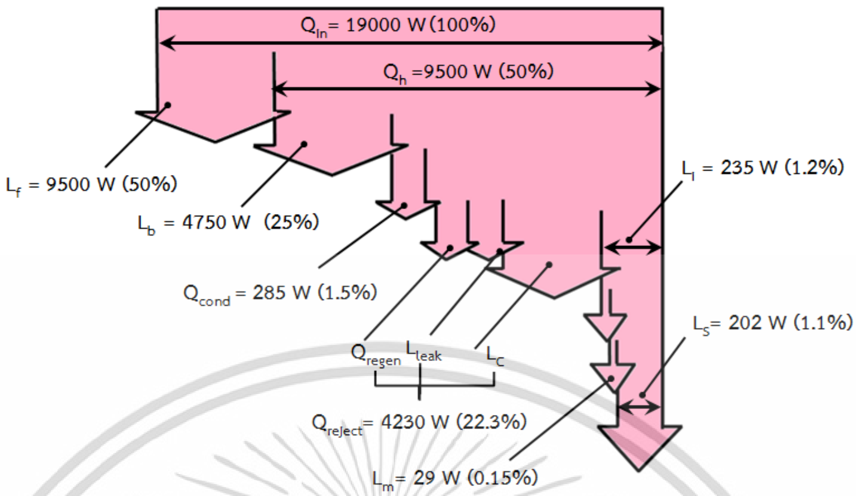
รูปที่ 4.15 แผนภาพของ Sankey แสดงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ต้นแบบ

จากรูปที่ 4.15 จะได้ประสิทธิภาพกำลังเพลาของเครื่องยนต์ต้นแบบเท่ากับ 1.6% และค่าประสิทธิภาพกำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์เท่ากับ 2.1% สำหรับความสูญเสียที่เกิดขึ้นมากที่สุดสำหรับชุดทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบคือความสูญเสียที่เกิดจากเตาเผาเท่ากับ 50% และรองลงมาคือความสูญเสียที่เกิดจากการระบายความร้อนเท่ากับ 44.5% และเมื่อเปลี่ยนแหล่งความร้อนจากแหล่งความร้อนจากแก๊สปิโตรเลียมเหลวเป็นเชื้อเพลิงชีวมวล โดยกำหนดให้ตัวแปรต่างๆมีค่าเท่ากับชุดทดสอบเดิม จากนั้นนำค่าความเร็วของการเผาไหม้ของเตาชีวมวลที่ได้จากการทดสอบโดยใช้แกลบเป็นเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง [38] มาแทนค่าความร้อนของแก๊สปิโตรเลียมเหลว จะได้ผลการประเมินตามตารางที่ 4.15 และรูปที่ 4.16

ตารางที่ 4.15 ตารางสรุปค่าที่ได้จากตัวแปรต่างๆ ของการประมาณสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	ค่าที่ได้ (วัตต์)	หมายเหตุ
ความร้อนจากเชื้อเพลิงชีวมวล	Q_{in}	19000	การเผาไหม้ 5 kg/h
ความสูญเสียที่เกิดจากเตาชีวมวล	L_f	9500	ประสิทธิภาพ 50%
ความสูญเสียที่เกิดจากเตาเผา	L_b	4750	ประสิทธิภาพ 50% [5]
ความร้อนที่เข้าสู่เครื่องยนต์จริง	Q_h	4750	
ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์	Q_{reject}	4230	
ความสูญเสียจากการนำความร้อน	Q_{cond}	285	
การสูญเสียเนื่องจากความดัน	L_{buf}	4	
การสูญเสียทางกล	L_m	29	
กำลังเพลาของเครื่องยนต์	L_S	202	ฮีเลียมความดัน 10 บาร์
กำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์	L_i	235	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.16 แสดงการประมาณประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ต้นแบบเมื่อใช้แกลบเป็นแหล่งพลังงาน

จากตารางที่ 4.15 และรูปที่ 4.16 จากการประมาณค่ากำลังเพลาของเครื่องยนต์ต้นแบบ ด้วยเงื่อนไขการใช้แกลบเป็นแหล่งความร้อนเผาไหม้ด้วยอัตราเร็ว 5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง จะได้กำลังเพลาจากเครื่องยนต์ต้นแบบประมาณ 202 วัตต์ หรือ 1.1% และกำลังบ่งชี้ประมาณ 235 วัตต์ หรือ 1.2% และส่วนที่ทำให้เกิดการสูญเสียมากที่สุดคือเตาชีวมวลและเตาเผาประมาณ 9500 วัตต์ และ 4750 วัตต์ หรือประมาณ 50% และ 25% ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5
สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีจุดประสงค์เพื่อการปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบชนิดเบต้า ปัจจัยที่ทำการศึกษาได้แก่ การเพิ่มความดันให้แก่เครื่องยนต์ การเปลี่ยนแหวนรองบริเวณลูกสูบกำลังเป็นโอริงและการเปลี่ยนสารทำงานเป็นฮีเลียม สำหรับการเพิ่มความดันให้แก่เครื่องยนต์และการเปลี่ยนแหวนรองเทปล่อนเป็นโอริง ได้ประยุกต์นำเอาวิธีการ FMEA มาใช้ เพื่อสร้างความมั่นใจว่าการเปลี่ยนแปลงเงื่อนไขในการทดสอบจะไม่เกิดความเสียหายแก่เครื่องยนต์ ทั้งยังเป็นการป้องกันปัญหาต่างๆที่อาจจะเกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ได้อย่างรอบด้าน สำหรับการเลือกใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน ได้ใช้กระบวนการตัดสินใจในเรื่องประสิทธิภาพ ราคา และการจัดซื้อและความปลอดภัย เมื่อทดสอบเครื่องยนต์ตามเงื่อนไขต่างๆแล้ว ได้พิจารณาความเป็นไปได้ในการใช้เชื้อเพลิงชีวมวล โดยนำเสนอการใช้แกลบเป็นเชื้อเพลิงเนื่องจากเป็นเชื้อเพลิงที่ให้พลังงานความร้อนสูง ราคาถูกและหาซื้อได้ง่าย โดยการศึกษามีข้อสรุปดังต่อไปนี้

5.1 สรุปผลการวิจัย

5.1.1 การปรับปรุงสมรรถนะให้กับเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการเพิ่มความดัน

จากรูปที่ 5.1 และตารางที่ 5.1 เมื่อพิจารณาระหว่างกำลังเทียบกับความดันของสารทำงาน โดยใช้อากาศเป็นสารทำงาน จะเห็นว่าการเพิ่มความดันทำให้สมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบสูงขึ้น เมื่อพิจารณากับกำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ต้นแบบเงื่อนไขการทำงานก่อนการปรับปรุงซึ่งใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดันที่ 7 บาร์ บริเวณลูกสูบกำลังใช้แหวนรองแบบเทปล่อน อัตราการไหลของแก๊สปิโตรเลียมเหลวที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง พบว่ากำลังเพลาของเครื่องยนต์เท่ากับ 64 วัตต์ หลังจากการปรับปรุงโดยใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 10 บาร์ ลูกสูบกำลังใช้แหวนรองแบบเทปล่อน ได้กำลังเพลาเท่ากับ 78.7 วัตต์ หรือสูงขึ้น 23%

เมื่อเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียมที่ความดัน 7 บาร์ ใช้แหวนรองเทปล่อน ใช้แก๊สปิโตรเลียมเหลวเป็นแหล่งเชื้อเพลิงที่อัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง จะได้กำลังเพลาของเครื่องยนต์ต้นแบบเท่ากับ 70.6 วัตต์ และเมื่อเพิ่มความดันฮีเลียมเป็น 10 บาร์ กำลังเพลาของเครื่องยนต์ต้นแบบเท่ากับ 100.9 วัตต์ หรือสูงขึ้น 58% เมื่อเทียบกับกำลังที่ได้ก่อนการปรับปรุงเครื่องยนต์

จากผลการทดสอบสามารถสรุปได้ว่าการเพิ่มความดันของสารทำงานสามารถทำให้เครื่องยนต์มีสมรรถนะสูงขึ้นได้

5.1.2 การปรับปรุงสมรรถนะให้กับเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการใช้ซีลแบบโอริง

เมื่อพิจารณาการใช้อากาศเป็นสารทำงาน โดยเครื่องยนต์ต้นแบบได้รับความร้อนจากแก๊สปิโตรเลียมเหลวที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง จากผลการทดสอบพบว่าการเปลี่ยนชนิดของแหวนรองของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลูกสูบกำลัง (Power piston) จากแหวนรองเทปล่อนเป็นซีลแบบโอริง ทำให้เครื่องยนต์ต้นแบบทำงานได้ที่ความดันบรรยากาศ ซึ่งสอดคล้องกับข้อสันนิษฐานว่าการใช้โอริงสามารถป้องกันการรั่วของสารทำงานได้ดีกว่าแหวนรองเทปล่อน จากรูปที่ 5.1 และตารางที่ 5.1 เมื่อพิจารณาที่การอัดอากาศด้วยความดัน 7 บาร์ กำลังเพลาที่ได้จากการใช้แหวนรองเทปล่อนก่อนการปรับปรุงเท่ากับ 64 วัตต์ หากเปลี่ยนจากแหวนรองเทปล่อนเป็นซีลแบบโอริง (O-Ring) กำลังเพลาที่ได้เท่ากับ 65.2 วัตต์ หรือสูงขึ้น 2% และหากเพิ่มความดันของอากาศเป็น 10 บาร์ การใช้แหวนรองแบบเทปล่อน ได้กำลังเพลาเท่ากับ 78.7 วัตต์ และการใช้โอริง (O-ring) จะได้กำลังเพลาเท่ากับ 81.2 วัตต์ หรือสูงขึ้น 3%

เมื่อพิจารณาการใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน ใช้แก๊สปิโตรเลียมเหลวเป็นแหล่งความร้อนด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง ที่การอัดฮีเลียมด้วยความดัน 7 บาร์ กำลังเพลาที่ได้จากการใช้แหวนรองเทปล่อนเท่ากับ 70.6 วัตต์ หากเปลี่ยนจากแหวนรองเทปล่อนเป็นแบบโอริง (O-Ring) กำลังเพลาที่ได้เท่ากับ 77.9 วัตต์ และหากเพิ่มความดันของฮีเลียมเป็น 10 บาร์ การใช้แหวนรองเทปล่อน จะได้กำลังเพลาเท่ากับ 100.9 วัตต์ ส่วนการใช้โอริง (O-ring) จะได้กำลังเพลาเท่ากับ 111.8 วัตต์ หรือสูงขึ้น 11%

อย่างไรก็ตามจากผลการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบที่ความดันต่างๆกัน เป็นที่น่าสังเกตว่าค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้แหวนแบบรองเทปล่อนและแบบโอริงจะค่อนข้างแตกต่างกันในช่วงที่ความดันต่ำๆ และเมื่อความดันของสารทำงานค่อยๆสูงขึ้นความแตกต่างของสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบจะมีค่าใกล้เคียงกันมากขึ้น ทั้งนี้สาเหตุอาจมาจากค่าเสียดทานที่เกิดขึ้นกับโอริงจะมากขึ้นในเมื่อเครื่องยนต์มีความเร็วรอบสูงขึ้น ซึ่งสมมติฐานนี้สอดคล้องกับผลการทดสอบความสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานของเครื่องยนต์ต้นแบบที่แสดงไว้ในบทที่ 3

จากผลการทดสอบสามารถสรุปได้ว่าการใช้โอริงจะเหมาะสมกับเครื่องยนต์ที่ทำงานด้วยความดันที่ไม่สูงมากนักและการรั่วของสารทำงานระหว่างลูกสูบกำลัง (Power piston) กับห้องเครื่องยนต์มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบ

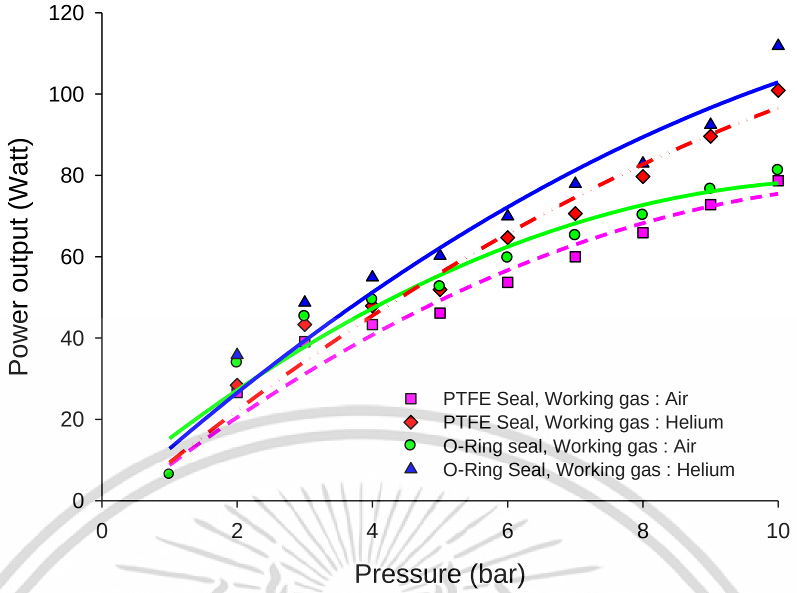
5.1.3 การปรับปรุงสมรรถนะให้กับเครื่องยนต์ต้นแบบโดยการใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน

จากรูปที่ 5.1 และตารางที่ 5.1 เมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเพลาที่ได้เทียบกับความดันของสารทำงาน โดยใช้แหวนรองเทปล่อน อัตราการไหลของแก๊สปิโตรเลียมเหลวที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง จากผลการทดสอบพบว่าการใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่การอัดความดัน 7 บาร์ กำลังเพลาที่ได้เท่ากับ 70.6 วัตต์ หรือเพิ่มขึ้น 10% เมื่อเทียบกับกำลังที่ได้จากการใช้อากาศก่อนการปรับปรุง หากพิจารณาที่การใช้อากาศเป็นสารทำงานด้วยการอัดความดันที่ 10 บาร์ กำลังเพลาของเครื่องยนต์เท่ากับ 78.7 วัตต์ เมื่อเปลี่ยนสารทำงานเป็นฮีเลียมที่ความดัน 10 บาร์ กำลังเพลาของเครื่องยนต์เท่ากับ 100.9 วัตต์

เมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเพลาที่ได้เทียบกับความดันของสารทำงาน โดยใช้โอริง อัตราการไหลของแก๊สปิโตรเลียมเหลวที่ 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง จากผลการทดสอบพบว่าการใช้อากาศเป็นสารทำงานด้วยการอัดความดันที่ 10 บาร์ กำลังเพลาของเครื่องยนต์เท่ากับ 111.8 วัตต์ เครื่องยนต์ต้นแบบจะมีสมรรถนะสูงขึ้น 75% เมื่อเทียบกับกำลังที่ได้จากการใช้อากาศก่อนการปรับปรุง

จากผลการทดสอบสามารถสรุปได้ว่าการใช้สารทำงานเป็นฮีเลียมสามารถทำให้เครื่องยนต์มีสมรรถนะสูงขึ้นได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังเพลาที่ได้เทียบกับความดันของสารทำงานที่ความดันต่างๆ

ตารางที่ 5.2 ตารางแสดงการเปรียบเทียบกำลังเพลาที่ได้จากการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบ

ชนิดของซีล	ความดัน (บาร์)	กำลังเพลาก่อนการปรับปรุง (วัตต์)	กำลังเพลาหลังการปรับปรุง (วัตต์)			
		สารทำงาน อากาศ	สารทำงาน อากาศ	%	สารทำงาน ฮีเลียม	%
เทปล่อน	7	64	60	-6%	70.6	10%
	8	-	65.9	3%	79.7	25%
	9	-	72.8	14%	89.6	40%
	10	-	78.7	23%	100.9	58%
โอริง (O-ring)	7	-	65.2	2%	77.9	22%
	8	-	70.2	10%	82.9	30%
	9	-	76.6	20%	94.3	47%
	10	-	81.2	27%	111.8	75%

5.1.4 ความเป็นไปได้ในการใช้พลังงานชีวมวล

จากตารางที่ 5.2 แสดงการเทียบกับความคุ้มค่าของการเลือกใช้เชื้อเพลิงระหว่างการใช้แก๊สปิโตรเลียมเหลวและแกลบพบว่าการใช้แก๊สปิโตรเลียมเหลว ด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง พบว่าจะต้องใช้แกลบเท่ากับ 1.84 กิโลกรัม จากการพิจารณาค่าความร้อนที่ป้อนให้กับเครื่องยนต์ต้นแบบ โดยอ้างอิงจากแก๊สปิโตรเลียมเหลวที่ใช้ประกอบด้วยโปรเพน : บิวเทน เท่ากับ 50%:50% ในเชิงปริมาตร มีค่าความร้อนเท่ากับ 49.89 MJ/kg อ้างอิงจากราคาราคาเฉลี่ยแก๊สปิโตรเลียมเหลวเท่ากับ 24.3 บาทต่อกิโลกรัม พบว่าต้นทุนของการใช้แก๊สปิโตรเลียมเหลวต่อค่าความร้อน 1 เมกะจูล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เท่ากับ 1.95 บาท แต่หากเลือกใช้แกลบเป็นแหล่งความร้อนซึ่งมีค่าความร้อนเท่ากับ 13.5 MJ/kg. อ้างอิงราคาแกลบหน้าโรงสีของบริเวณจังหวัดพิจิตรเท่ากับ 1-1.2 บาทต่อกิโลกรัม พบว่าที่ต้นทุนของแกลบต่อค่าความร้อน 1 เมกะจูลเท่ากับ 0.08 บาท เท่านั้น หากเปรียบเทียบกับการทดสอบที่การป้อนเชื้อเพลิงด้วยแก๊สปิโตรเลียมเหลวด้วยอัตราการไหล 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง พบว่าต้นทุนต่อการทดสอบเท่ากับ 10.9 บาท ในขณะที่ถ้าใช้แกลบเป็นแหล่งความร้อนด้วยอัตราการเผาไหม้ 1.84 กิโลกรัมต่อชั่วโมง จะมีต้นทุนในการทดสอบประมาณ 2.2 บาท แสดงให้เห็นว่าการใช้แกลบเป็นแหล่งเชื้อเพลิงจะมีความคุ้มค่ากว่า

ตารางที่ 5.2 ตารางแสดงการเปรียบเทียบกับความคุ้มค่าของการใช้แก๊สปิโตรเลียมเหลและแกลบ

แหล่งพลังงาน	แก๊สปิโตรเลียมเหลว	แกลบ
สารทำงาน	ฮีเลียม	ฮีเลียม
ความดันสารทำงาน	10 บาร์	10 บาร์
อัตราการป้อนพลังงาน	0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง	1.84 กิโลกรัมต่อชั่วโมง
กำลังเพลา	111.8 วัตต์	111.8 วัตต์
ราคาเชื้อเพลิง	24.3 บาทต่อกิโลกรัม *	1-1.2 บาทต่อกิโลกรัม *
ค่าความร้อน	49.89 MJ/kg	13.5 MJ/kg
ต้นทุน(บาท)/MJ	1.95	0.08
ค่าใช้จ่ายในการทดสอบ/กำลังที่ได้ 100W	10.9	2.2

* ที่มา : ราคาเฉลี่ยแก๊สปิโตรเลียมเหลว ตั้งแต่เดือน มกราคม – สิงหาคม 2560. ธนาคารแห่งประเทศไทย

**ที่มา : การสอบถามราคาแกลบหน้าโรงสีของบริเวณจังหวัดพิจิตร

5.2 ข้อเสนอแนะ

การเพิ่มความดันให้แก่เครื่องยนต์ จากผลการทดสอบในบทที่ 4 แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มความดันให้แก่เครื่องยนต์ต้นแบบจาก 7 บาร์ เป็น 10 บาร์ จะส่งผลให้เครื่องยนต์มีสมรรถนะสูงขึ้นอย่างเห็นได้ชัด และในบทที่ 3 ที่ได้วิเคราะห์ค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์ด้วยโปรแกรม NX Nastrans เวอร์ชั่น 8.0 พบว่าชิ้นส่วนที่เกิดความเค้นสูงสุดคือส่วนฮีตเตอร์ ดังนั้นจึงมีความเป็นไปได้ว่าหากเปลี่ยนรูปร่างของฮีตเตอร์จากแบบเรียบเป็นแบบโดม เครื่องยนต์ต้นแบบจะสามารถรับความดันได้มากกว่า 10 บาร์ และทำให้เครื่องยนต์มีสมรรถนะสูงขึ้นด้วย

การเปลี่ยนแหวนรองลูกสูบกำลังเป็นแบบโอริง จากผลการทดสอบพบว่าโอริงสามารถป้องกันการรั่วของสารทำงานได้ได้กว่าแหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE) เห็นได้จากการที่เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ได้ที่ความดัน 1 บาร์ หากแต่ในรอบสูงๆ หรือความดันสูง โอริงจะมีค่าแรงเสียดทานที่สูงขึ้นทำให้กำลังเพลาของเครื่องยนต์ที่ใช้แหวนรองเทปล่อนและแบบโอริงแตกต่างกันไม่มากนัก ดังนั้นเป็นที่น่าสนใจว่าหากลดแรงเสียดทานระหว่างโอริงกับกระบอกสูบด้วยการเคลือบผิวของกระบอกสูบด้วย Molybdenum-disulfide compound เช่นเดียวกับงานของ Hirata, K [39] น่าจะทำให้เครื่องยนต์มีสมรรถนะที่สูงขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเปลี่ยนสารทำงานเป็นฮีเลียมทำให้สมรรถนะของเครื่องยนต์ต้นแบบสูงขึ้นและเมื่อยิ่งให้ความดันแก่สารทำงานมากขึ้นจะยิ่งเห็นความแตกต่างของสมรรถนะของเครื่องยนต์ระหว่างการใช้อากาศและฮีเลียมมากขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากค่า Reynolds number ของฮีเลียมน้อยกว่าของอากาศ ความสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานจึงลดลงด้วย ดังนั้นหากพิจารณาถึงแรงเสียดทานของการไหล จะได้แนวทางในการปรับปรุงสมรรถนะเพิ่มเติมคือ การเปลี่ยนชนิดของรีเจนเนอร์เรเตอร์จากฝอยขัดหม้อเป็นไปเป็นแบบตาข่ายเนื่องจากจะสามารถลดความขรุขระของผิวสัมผัส แรงเสียดทานเนื่องจากการไหลน่าจะลดลงและสามารถเพิ่มสมรรถนะให้แก่เครื่องยนต์ต้นแบบได้

สำหรับการใช้งานร่วมกับเชื้อเพลิงชีวมวล จากผลการประเมินเป็นที่น่าสนใจหากแต่จำเป็นต้องออกแบบเตาเผาชีวมวลที่มีประสิทธิภาพสูงเพื่อให้ความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงชีวมวลเข้าสู่เครื่องยนต์ให้มากที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

[1] กรมองค์การระหว่างประเทศ กระทรวงการต่างประเทศ, ความตกลงปารีส: ก้าวสำคัญของการดำเนินการ ด้านการเปลี่ยนแปลงสภาพภูมิอากาศ, 2015

[2] กระทรวงพลังงาน, แผนอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2554 - 2573, 2015

[3] สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ และสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, เครื่องยนต์สเตอร์ลิงกำเนิดไฟฟ้าด้วยเชื้อเพลิงชีวมวล, 2554

[4] สถาบันวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งประเทศไทย (วว.), โครงการศึกษาสถานภาพการใช้เทคโนโลยีแก๊สซิฟิเคชันสำหรับผลิตความร้อนและไฟฟ้าในระดับอุตสาหกรรมชุมชนหรือวิสาหกิจขนาดกลางและขนาดเล็กของประเทศไทย, 2559

[5] สมพงษ์ กลิ่นหอม, การออกแบบและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดรอมบิก, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2557

[6] พงษ์นรินทร์ สว่างวงษ์, การออกแบบและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดลูกสูบอิสระ, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2559

[7] 北崎 真人, 排熱利用スターリングエ ンジン発電システムと実証例－未利用熱の活用について, 日本マリンエンジニアリング学会誌 第 5 巻 第 1 号 2016

[8] Koichi Hirata, Schmidt Theory for Stirling Engines, National Maritime Research Institute, 1997

[9] Walker, G. Stirling Engine, Oxford University Press, 1980

[10] Colin D. West, Principle and application of Stirling engine, Van Nostrand Reinhold Company, 1986

[11] Sutapat Kwankaomeng, Designing and Manufacturing Development of Stirling Engine-Generator, TSME-ICOME 2014

[12] D.G. Thombare, S.K Verma, Technoogy development in the Stirling cycle engine, Renewable and Sustainable Energy Reviews 12, p.1-38, 2008

[13] Philip NV, A report of Philip Stirling engine program, Eindhovan, 1987

[14] Koichi Hirata, Rhombic drive mechanism(In Japanese), National Maritime Research Institute, 1997

[15] กฤษลิน ถมยาบัตร, การศึกษากลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2553

[16] Iwamoto, S., et al. Comparison of low and high temperature differential Stirling engine, Preceeding of 10th International Stirlinge Engine Conference, p.29-38, 2010

[17] Timoumi, T. et al. Design and performance optimization of GPU-3 Stirling Engines, Energy, vol.33, p.1100-1114, 2008

[18] Mabrouk M.T. et al. Effect of leakage losses on the performance of a beta-type Stirling engine, Energy, vol.88, p.111-117, 2015

[19] Chin-Hsiang C. et al. Theoretical and experimental study of a 300-W beta-type Stirling engine, Energy, vol.59, p.590-599, 2013

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[20] Massian, A.D. Stirling engine for low-temperature solar-thermal-electric power generation, doctoral dissertation, Department of Electrical Engineering and Computor Sciences University of California, 2007.

[21] Hirata, K. Development of a Small 50W Class Stirling Engine, Sixth International Symposium On Marine Engineering, p.235-240, Oct. 2000.

[22] Hirata, K. et al. Test result of applicative 100W Stirling engine, Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, vol. 2, p.1259-1264, 1996.

[23] Hirata, K. Mechanical Loss Reduction of a 100 W Class Stirling Engine, Proceedings of 11th International Stirling Engine Conference, p.338-343, 2003

[24] Corria, M.E. and et al, Perspectives of Stirling engines use for distributed generation in Brazil, Energy Policy, vol.34, p.3402-3408, 2005

[25] Cardozo, E. et al, Integration of a wood pellet burner and a Stirling engine to produce residential heat and power, Apply Thermal Engineering, vol. 73, p.671-680, 2014

[26] Damirchi, H. and et al, Micro Combined Heat and Power to provide heat and electrical power using biomass and Gamma-type Stirling engine, Apply Thermal Engineering, vol. 103, p.1460-1469, 2016

[27] Oiwa, N. and et al, Field Test of 30kW-Class Stirling Engine Power Generating System Using Biomass, The Japan Society of Mechanical Engineers, vol.77 issue 776, p.1031-1035, 2011

[28] Angkee Sripakagorn, Chana Srikam, Design and performance of a moderate temperature difference Stirling engine, Renewable Energy, vol.36, p.1728-1733, 2011

[29] Mansiri, K. and et al, Investigations to conduct a study about possibilities to use small scale solar dish Stirling engine system in Thailand, Energy Procedia, vol.56, p.367-377, 2014

[30] Kongtragool, S. and et al, Performance of low-temperature differential Stirling engines. Renewable Energy, vol. 32, p.547-566, 2007

[31] พงศธร คุ้มชนะ, การพัฒนาผลิตภัณฑ์รถยนต์นั่งขับเคลื่อน 4 ล้อ : กรณีศึกษายานยนต์เสรีอเนกประสงค์, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2543

[32] Kikuchi, M. Properties of Stainless Steel at Elevated Temperature, Sanyo Technical Report, vol. 21, no.1, 2014

[33] Shigley, J.S. Mechanical Engineering Desing, First Metric Edition, McGraww-Hill Book, 1986

[34] Yamamoto A. Principle and design of screw joint, Tokyo: Yokendo Ltd, p.120-127, 1995

[35] 濱口 和洋, 模型づくりで学ぶスターリングエンジン、オーム社、2009

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[36] Michels, A.P.J. The Philips Stirling engine: a study of its efficiency as a function of operating temperature and working fluids, 11th I.E.C.E.C, paper No.769258, Lake Tahoe, Nev., p.12-17, 1976

[37] พุฒิชาติ คิดหาทอง, วีรินทร์ หวังจิรนิรันดร์และอัจฉริยา สุริยะวงค์, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย การศึกษาศักยภาพเชิงพื้นที่ของชีวมวลสำหรับผลิตไฟฟ้าของประเทศไทย,วารสารวิจัยพลังงาน, ปีที่11 ฉบับที่1, หน้า 63-76, 2557

[38] จุฑามาศ จำเนียรสวัสดิ์, การวิเคราะห์และทดสอบหาค่าองค์ประกอบของแก๊สในการแปรสภาพเป็นแก๊สของเชื้อเพลิงชีวมวล, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2560

[39] Hirata, H. and et al, Performance evaluation for 100W, Proceeding of 8th International Stirling Engine Conference, p.19-28, 1997

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก

ก. ผลการวิเคราะห์ด้วยวิธี FMEA

ข. ผลการทดสอบการรั่วของเครื่องยนต์จากสถาบันยานยนต์

ค. ข้อมูลความปลอดภัยของฮีเลียมและไฮโดรเจน

ง. บทความที่ได้รับการตีพิมพ์

จ. ผลการทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก. ผลการวิเคราะห์ด้วยวิธี FMEA

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

FMEA WORK SHEET

Change History	
1	
2	
3	
4	

PROJ/MODEL/YEAR	BETA-TYPE STE		
PARTS NAME	STIRLING ENGINE		
DRAWING No.	-		
BASE DRAWING No.	-		

Approve by	Check by	Create by
YY-MM-DD	YY-MM-DD	YY-MM-DD
K.SUTAPAT (28 AUG 2017)	KRIENGKRAI PETLI (28 AUG 2017)	KRIENGKRAI PETLI (28 AUG 2017)

・『Change point』：
Where,How,Why is the part changed
・『Variation』：
Environment condition of surrounding, usage
・Dimension of the current drawing which is the base.
Check weather there will be

・What function does the part,itself,perform?
・The whole system, what function does it perform against the other parts?

・What is the potential failure mode?
Past case study, also show from experiences.
・Try to imagine the environment condition in which the part is used.
・Bench marking with other parts.

・What is the cause of the potential failure?
Express in quantitative details.
・To which line will you change the failure mode?
・Also verify variation of the Manufacturing

・Problems which the customer knows or may experience.
・Include the customer who is and end user and the internal customer.

・Place important points on Failure mode prevention write in a quantitative style as best you can.
・In case you consider the result of Failure mode detection
Please write the expected completion date.
・Even if there is no consideration result, problem detection, please also write it down.

・○=
It is necessary for evaluation department to check
・Evaluation result is add in the left column (Consideration result)

NO	① Change point / Change purpose / Variation Point	② Function	③ Worry point related to the change ④→Or worry occur: Potential failure mode ・weak point of our part ・stress on our part ・stress on other part	Cause of the potential ・Failure mode？	⑤Impact to customer (Potential failure impact) ・Effects on the upper level system.	⑥Study result ・What did you design(check) in order to avoid trouble? ・Write down the result of the necessary evaluation.	Completion date	⑦Evaluation: Test	Inspection	QA

1

■ Change engine pressurization
Current : 0.7 Mpa
New : 1.0 Mpa

■ To compress and expand working gas in Stirling engine cycle.

■ Fallen of engine components by over pressurization
Concerned parts

No.	PART NAME		MATERIAL
1	Heater Assy ┬	Heater Body	ASTM A304
2	└	Heater tube	ASTM A316
3	Cooler Assy ┬	Cooler body	ASTM A304
4	└	Cooler tube	Cu-ETP
5	Liner		ASTM A304
6	Cylinder Bore		ASTM A304
7	Connector		ASTM A36
8	Body		ASTM A36
9	Front cov er		ASTM A36
10	Back cov er		ASTM A36
11	Base		ASTM A36
12	Assembly Bearing Case ┬	Bearing Case	ASTM A36
13	├	Counter weight	ASTM A36
14	└	Gear clamper	ASTM A36
15	Displacer Assy ┬	Displacer	ASTM A304
16	└	Displacer rod	AISI A1045
17	Power pison Assy ┬	Power pison	5052 - H32
18	└	Piston rod	AISI A1045
19	Rod		AISI A1045
20	Piston yoke		5052 - H32
21	Piston con - rod		5052 - H32
22	Displacer yoke		5052 - H32
23	Displacer con - rod		5052 - H32
24	Crank pin		AISI A1045
25	Gear		AISI A1045

■ Insufficiency of pressure resistance

No.	PART NAME		MATERIAL	QTY.	Yield Strength(Sy) (MPa)	Tensile Strength (St) (MPa)	Yield Strength(Sy) at 870°C (MPa)	Tensile Strength (St) at 870°C (MPa)	Creep rupture strengths 10,000h at 816°C (MPa)
1	Heater Assy ┬	Heater Body	ASTM A304	1	290	579	68	124	23
2	└	Heater tube	ASTM A316	32	290	579	27	186	26
3	Cooler Assy ┬	Cooler body	ASTM A304	1	290	579	27	124	23
4	└	Cooler tube	Cu-ETP	300	120	200	14.5 at 200 °C	17.5 at 200 °C	6.85
5	Liner		ASTM A304	1	290	579	68	124	23
6	Cylinder Bore		ASTM A304	1	290	579	68	124	23
7	Connector		ASTM A36	1	250	400	-	-	-
8	Body		ASTM A36	1	250	400	-	-	-
9	Front cov er		ASTM A36	1	250	400	-	-	-
10	Back cov er		ASTM A36	1	250	400	-	-	-
11	Base		ASTM A36	1	250	400	-	-	-
12	Assembly Bearing Case ┬	Bearing Case	ASTM A36	2	250	400	-	-	-
13	├	Counter weight	ASTM A36	2	250	400	-	-	-
14	└	Gear clamper	ASTM A36	2	250	400	-	-	-
15	Displacer Assy ┬	Displacer	ASTM A304	1	290	579	68	124	23
16	└	Displacer rod	AISI A1045	1	450	585	-	-	-
17	Power pison Assy ┬	Power pison	5052 - H32	1	180	230	-	-	-
18	└	Piston rod	AISI A1045	1	450	585	-	-	-
19	Rod		AISI A1045	4	450	585	-	-	-
20	Piston yoke		5052 - H32	1	180	230	-	-	-
21	Piston con - rod		5052 - H32	2	180	230	-	-	-
22	Displacer yoke		5052 - H32	1	180	230	-	-	-
23	Displacer con - rod		5052 - H32	2	180	230	-	-	-
24	Crank pin		AISI A1045	2	450	585	-	-	-
25	Gear		AISI A1045	2	450	585	-	-	-

Applier over pressurize than tensile strength
↓
Stress on part over
↓
Tensile deformation or creep
↓
Part fallen
↓
Engine damage

■ Check continoust service temperature of material
(Reference : The Specialty Steel Industry of North America (SSINA)
- Confrimation the result of application heat < 870
Revieved heat components is as following;
- **Heater :Applied temperature limit : < 870**
  => Inner Heater Tube (ASTM A316) < 870
  => Outer Heater Tube (ASTM A316) < 870
  => Heater Body (ASTM A304) < 870
- **Cooler : Applied temperature limit : < 870**
  => Top Cover; Cooler (ASTM A304) < 870
- **Piston : Applied temperature limit : < 870**
  => Displacer piston (ASTM A304) < 870
- **Cylinder bore (ASTM A304) < 870**
- **Cylinder bore (ASTM A304) < 870**
- **Liner (ASTM A304) < 870**

Completion date: 20-ส.ค. (Finished)

■ Check the mechanical properites when application of heat.
1. Yield strengths
2. Tensile strengths

4. Creep rupture strengths (10,000 hr)
(Reference : The Specialty Steel Industry of North America (SSINA)
- Confrimation the result
- ASTM A304
1. Yeild strengths
At room room temperature = 290 MPa
At High temperature (816) = 68 MPa
2. Tensile strengths
At room room temperature = 579 MPa
At High temperature (816) = 124 Mpa
3. Creep rupture strengths (100,000 hr)
At High temperature (816) = 23 MPa

Completion date: 24-ส.ค. (Finished)

- ASTM A316
1. Yield strengths
At room room temperature = 290 MPa
At High temperature (816) = 110 Mpa
1. Tensile strengths
At room room temperature = 579 MPa
At High temperature (816) = 186 MPa
3. Creep rupture strengths (10,000 hr)
At High temperature (816) = 26 Mpa

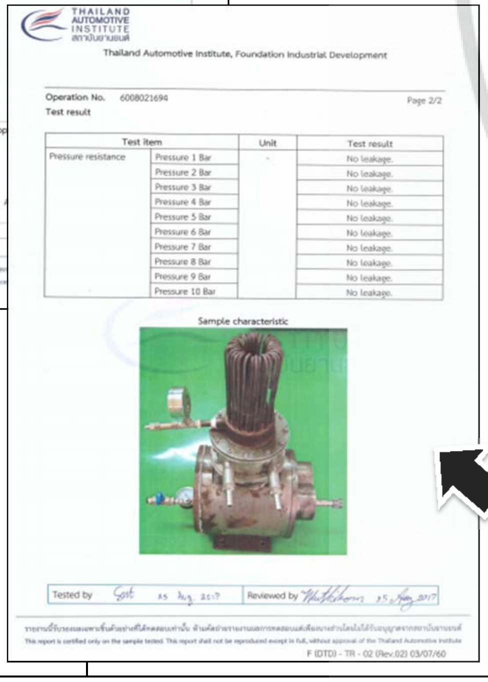
Completion date: 24-ส.ค. (Finished)

THAILAND AUTOMOTIVE INSTITUTE สถาบันยานยนต์

Thailand Automotive Institute, Foundation Industrial Development
655 Bangpoo Industrial Estate Tambol Bangpoo-Mai, Amphur Muang,
Samutprakarn 10280 Tel. 0-2324-0710-9 Fax 0-2323-9598

TESTING REPORT (Translated Copy)	Page 1/2
Operation No.	6008021694
Name and address of applicant	King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang 1 Chalongkrung Road, Ladkrabang, Bangkok 10520 Thailand
Sample description	STIRLING ENGINE 1 sample.
Sample No.	-
Sample characteristic and condition	The sample is in good conditions.
Date of receipt	16 August 2017
Test date	18 August 2017
Test method	PRSSURE RESISTANCE test by BURST PRESSURE MACHINE MODEL : P1022-A-025 - Flow rate 7 MPa /minute - Temperature 26.2°C, Relative humidity 62 %
Test result	As in attached paper.

Reviewed by
(Mr.Wuthikorn Laorsoonchai)
Technical Team
25 Aug 2017
Tested by : Mr.Samrit Suwanno


THAILAND AUTOMOTIVE INSTITUTE สถาบันยานยนต์

Thailand Automotive Institute, Foundation Industrial Development

Operation No. 6008021694 Page 2/2
Test result

Test item		Unit	Test result
Pressure resistance	Pressure 1 Bar	-	No leakage.
	Pressure 2 Bar		No leakage.
	Pressure 3 Bar		No leakage.
	Pressure 4 Bar		No leakage.
	Pressure 5 Bar		No leakage.
	Pressure 6 Bar		No leakage.
	Pressure 7 Bar		No leakage.
	Pressure 8 Bar		No leakage.
	Pressure 9 Bar		No leakage.
	Pressure 10 Bar		No leakage.

Sample characteristic

Tested by 25 Aug. 2017 Reviewed by 25 Aug 2017

This report is certified only on the sample tested. This report shall not be reproduced except in full, without approval of the Thailand Automotive Institute
F (DTD) - TR - 02 (Rev.02) 03/07/60

■ Leakage by over pressurization

■ Insufficiency of RTV bonding force

Pressure level is over than RTV bonding force
↓
Air Leakage
↓
Engine does not start

■ To assign TAI performs the leak test.
※Test result :No leakage for 1 Mpa
※※Refer to test result cetification

Completion date: 25-ส.ค. (Finished)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

FMEA WORK SHEET

Change History

			Approve	Check by		Create by			
PROJ/MODEL/YEAR	BETA-TYPE STE			YY-MM-DD		YY-MM-DD		YY-MM-DD	1
PARTS NAME	STIRLING ENGINE			K.SUTAPAT (28 AUG 2017)		KRIENGKRAI PETLI (28 AUG 2017)		KRIENGKRAI PETLI (28 AUG 2017)	2
DRAWING No.	-								3
BASE DRAWING No.	-								4

・『Changepoint』 : Where,How,Why is the part changed ・『Variation』 : Environment condition of surrounding,usage ・Dimension of the current drawing which is the base. Check weather there will be	・What function does the part,itself,perform? ・The whole system, what function does it perform against the other parts?	・What is the potential failure mode? Past case study,also show from experiences. ・Try to imagine the environment condition in which the part is used. ・Bench marking with other parts.	・What is the cause of the potential failure? Express in quantitative details. ・To which line will you change the failure mode? ・Also verify variation of the Manufacturing	・Problems which the customer knows or may experience. ・Include the customer who is and end user and the internal customer.	・Place important points on Failure mode prevention write in a quantitative style as best you can. ・In case you consider the result of Failue mode detection Please write the expected completion date. ・Even if there is no consideration result, problem detection, please also write it down.	・○= It is necessary for evaluation department to check ・Evalation result is add in the left column (Consideration result)

NO	① Change point Change purpose Variation Point	② Function	③ Worry point related to the change ④→Or worry occur Potential failure mode ・weak point of our part ・stress on our part ・stress on other part	Cause of the potential ・Failure mode?	⑤Impact to customer (Potential failure impact) ・Effects on the upper level system.	⑥Study result ・What did you design(check) in order to avoid trouble? ・Write down the result of the necessary evaluation.	Completion date	⑦Evaluation Test	Inspection	QA
1	■ **Change engine pressurization** Current : 0.7 Mpa New : 1.0 Mpa	■ **To compress and expand working gas in Stirling engine cycle.**	■ **Bolt damage** Concerned parts Horizontal direction - Fixing between Front Cover and Body - Fixing between Rear Cover and Body Vertical direction - Fixing between Heater and Cooler - Fixing between Cooler and Connector - Fixing between Connector and body	■ **Mistake of bolt size selective**	Axial tension requimrent is more Bolt strength and size ↓ Bolt damge ↓ Parts fallen or throw off	■ **Review spec of Bolt** Horizontal direction - Fixing between Front Cover and Body - Fixing between Rear Cover and Body ※**Caculation result : M6 X 1.0 16 pcs is No problem** Ff_{min} (840 N) < M6X1.0 class 4.8 (1500 N) (JIS B 1051) Vertical direction - Fixing between Heater and Cooler - Fixing between Cooler and Connector - Fixing between Connector and body ※**Caculation result : M6 X 1.0 16 pcs is No problem** Ff_{min} (844 N) < M5X1.0 class 4.8 (1500 N) (JIS B 1051)	28-ส.ค. (Finished)			
				■ **Over fastening of bolt torque** (Tightening torque is more than bolt's yield strength)	Bolt torque is over than yield ↓ Bolt damage ↓ Parts fallen or throw off	■ **Checking bolt yielding** Horizontal direction - Fixing between Front Cover and Body - Fixing between Rear Cover and Body ※**Caculation result : Not found the bolt damage** Ff_{max} (1494 N) < M6X1.0 class 4.8 (4340 N) (JIS B 1051) Vertical direction - Fixing between Heater and Cooler - Fixing between Cooler and Connector - Fixing between Connector and body ※**Caculation result : Not found the bolt damage** Ff_{max} (1494 N) < M6X1.0 class 4.8 (4340 N) (JIS B 1051)	28-ส.ค. (Finished)			
			■ **Slacking of bolt** Concerned parts Horizontal direction - Fixing between Front Cover and Body - Fixing between Rear Cover and Body Vertical direction - Fixing between Heater and Cooler - Fixing between Cooler and Connector - Fixing between Connector and body	■ **Insufficiency of bolt torque** (Tightening torque is insufficiency)	Bolt torque is insufficient ↓ Parts fallen or throw off ↓ Leakage or engine breakage	■ **Calculate the bolt torque** Horizontal direction - Fixing between Front Cover and Body - Fixing between Rear Cover and Body Tightening Torque require ※**Caculation result : Torque require = 2.6 N・m MIN** Vertical direction - Fixing between Heater and Cooler - Fixing between Cooler and Connector - Fixing between Connector and body ※**Caculation result : Torque require = 2.6 N・m MIN**	28-ส.ค. (Finished)			
			■ **Compressed surface barring area is damage** Concerned parts Horizontal direction - Fixing between Front Cover and Body - Fixing between Rear Cover and Body Vertical direction - Fixing between Heater and Cooler - Fixing between Cooler and Connector - Fixing between Connector and body	■ **Over fastening of bolt torque** (Compression force is more than part's tensile strength	Compression foce is more than tensile strength ↓ Part's surface barring damage ↓ Leakage ↓ Dropping of performance or engine does not run	■ **Calculate the compression pressure on surface** Horizontal direction - Fixing between Front Cover and Body - Fixing between Rear Cover and Body ※**Caculation result : No problem** Bearing surfacae depression (16.8 MPa) is less than ASTM A36 Tensile Strength (400 MPa) Vertical direction - Fixing between Heater and Cooler ※**Caculation result : No problem** Bearing surfacae depression (16.8 MPa) is less than ASTM A304 Tensile Strength (579 MPa) - Fixing between Cooler and Connetor ※**Caculation result : No problem** Bearing surfacae depression (16.8 MPa) is less than ASTM Aluminum 5052 H12 Tensile Strength (228 MPa) - Fixing between Connector and body ※**Caculation result : No problem** Bearing surfacae depression (16.8 MPa) is less than ASTM A304 Tensile Strength (579 MPa)	28-ส.ค. (Finished)			

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

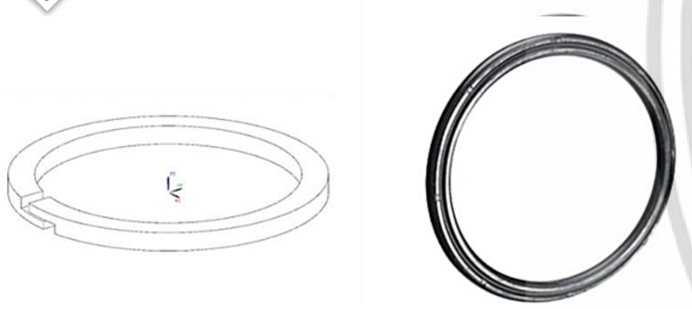
ミニFMEA WORK SHEET

PROJ/MODEL/YEAR	BETA-TYPE STE		Approve by	YY-MM-DD	Check by	YY-MM-DD	Create by	YY-MM-DD
PARTS NAME	STIRLING ENGINE			K.SUTAPAT (28 AUG 2017)		P.KRIENGKRAI (28 AUG 2017)		P.KRIENGKRAI (28 AUG 2017)
DRAWING No.	-							
BASE DRAWING No.	-							

Change History	
1	
2	
3	
4	

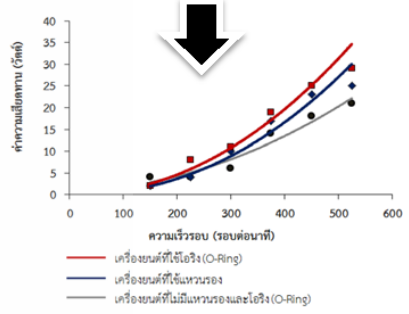
・『Change point』： Where,How,Why is the part changed ・『Variation』： Environment condition of surrounding,usage ・Dimension of the current drawing which is the base. Check weather there will be	・What function does the part,itself,perform? ・The whole system, what function does it perform against the other parts?	・What is the potential failure mode? Past case study,also show from experiences. ・Try to imagine the environment condition in which the part is used. ・Bench marking with other parts.	・What is the cause of the potential failure? Express in quantitative details. ・To which line will you change the failure mode? ・Also verify variation of the Manufacturing	・Problems which the customer knows or may experience. ・Include the customer who is and end user and the internal customer.	・Place important points on Failure mode prevention write in a quantitative style as best you can. ・In case you consider the result of Failure mode detection Please write the expected completion date. ・Even if there is no consideration result, problem detection, please also write it down.	・○= It is necessary for evaluation department to check ・Evaluation result is add in the left column (Consideration result)

NO	① Change point Change purpose Variation Point	② Function	③ Worry point related to the change ④→Or worry occur Potential failure mode ・weak point of our part ・stress on our part ・stress on other part	Cause of the potential ・Failure mode ?	⑤Impact to customer (Potential failure impact) ・Effects on the upper level system.	⑥Study result ・What did you design(check) in order to avoid trouble? ・Write down the result of the necessary evaluation.	Completion date	⑦Evaluation Test	Inspection	QA
1	■ **Change Seal Specification** Current : - Material PTFE - Size ϕ60(OD) ϕ50(OD) t4.0 New : - Material NBR - Size φ60(OD) φ50(OD) t4.0	■ **To protect leakage between compression space and buffer space.**	■ **Leakage problem**	■ **Too small size of seal**	Seal size is too ↓ Leakage problem ↓ E/G not start or performance	■ **To check the leakage by applying with air** Conditions : No leakage at air pressurization of 1 Mpa for 30 Test result : No leakage	26-ส.ค. (Finisehd)			
			■ **Increasing of**	■ **Over size of seal or too high compression**	Seal size is too large ↓ Increasing of ↓ E/G not start or performance	■ **To check and comparison of friction loss between PTFE and NBR seal** Conditions : Measurment of 0.1 Mpa friction loss for 500 RPM Test result : Finished (Maximum losses is 29 W)	16-ก.ย. (Finhsed)			
		■ **To protection of surface contact between power piston and cylinder**	■ **Power piston or cylinder bore**	■ **Too small size of seal**	Seal size is too ↓ Power piston with cylinder bore ↓ Power piston or damage	■ **To confirm the surface collision by driven engine** Conditions : Measurment of 0.1 Mpa friction loss for 100-500 Test result : No contact & No Damage	16-ก.ย. (Finhsed)			



รูปที่ 3.47 รูปแสดงแหวนของลูกสูบกำลังแบบเดิม (ซ้าย) โอริงแบบใหม่ (ซ้าย)

รูปที่ 3.48 แสดงเครื่องยนต์ต้นแบบที่ใช้โอริงขณะเริ่มทดสอบ(ซ้าย) และหลังจากผ่านไป 30 นาที(ขวา)



รูปที่ 3.50 กราฟแสดงผลการทดสอบความเสียดทานของโอริง (O-Ring) และแหวนรอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข. ผลการทดสอบการรั่วของเครื่องยนต์จากสถาบันยานยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

THAILAND AUTOMOTIVE INSTITUTE
สถาบันยานยนต์

สถาบันยานยนต์ อุตสาหกรรมพัฒนามูลนิธิ
655 นิคมอุตสาหกรรมบางปู ซอย 1 ถ.สุขุมวิท ต.บางปูใหม่ อ.เมือง
จ.สมุทรปราการ 10280 โทรศัพท์ 0-2324-0710-9 โทรสาร 0-2323-9598

รายงานผลการทดสอบ	หน้า 1/2
หมายเลขปฏิบัติการ	6008021694
ชื่อที่อยู่ของผู้ขอรับบริการ	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เลขที่ 1 ถนนฉลองกรุง แขวงลาดกระบัง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520
รายละเอียดตัวอย่าง	เครื่องยนต์สเตอร์ลิง จำนวน 1 ตัวอย่าง
หมายเลขตัวอย่าง	-
ลักษณะและสภาพตัวอย่าง	สภาพเรียบร้อย
วันเดือนปีที่รับตัวอย่าง	16 สิงหาคม 2560
วันเดือนปีที่ทดสอบ	18 สิงหาคม 2560
วิธีทดสอบ	ทดสอบความทนความดัน ด้วยเครื่อง BURST PRESSURE MACHINE MODEL : P1022-A-025 - อัตราการไหล 7 เมกะพาสคัลต่อวินาที - สภาวะอุณหภูมิขณะทดสอบ 26.2 องศาเซลเซียส ความชื้นสัมพัทธ์ 62 %
ผลการทดสอบ	ผลการทดสอบมีรายละเอียดดังปรากฏในหน้าถัดไป

ผู้ทบทวน	ผู้รับรอง
(นายวุฒิกร ละออซุ่นใช้) ทีมวิชาการ 25 ส.ค. 2560	(นางสาวหยาดพิรุณ จันดาหาร) ผู้ช่วยผู้จัดการ ปฏิบัติงานแทน ผู้จัดการแผนกทดสอบตามมาตรฐาน 25 ส.ค. 2560

ผู้ทดสอบ นายสัมฤทธิ สุวรรณโณ wp

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

THAILAND AUTOMOTIVE INSTITUTE
สถาบันยานยนต์

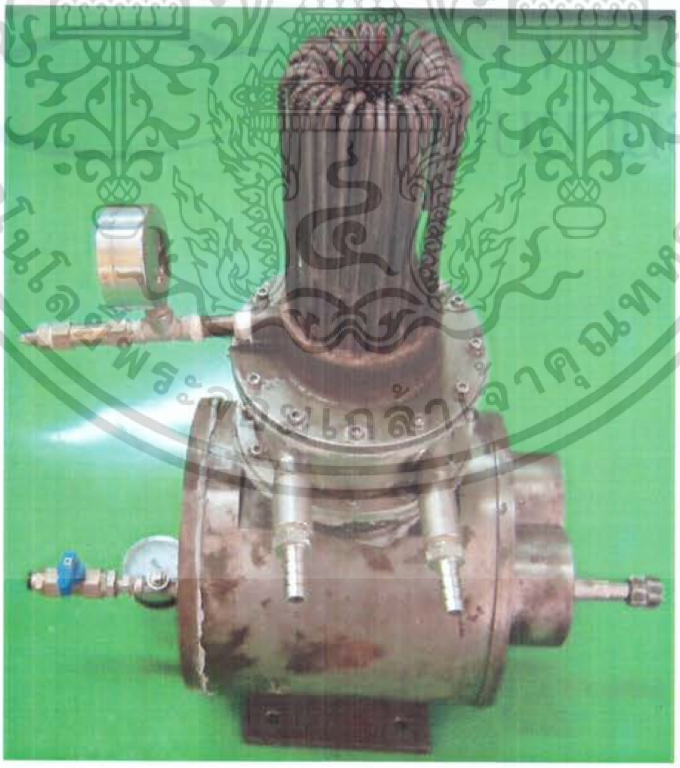
สถาบันยานยนต์ อุตสาหกรรมพัฒนามูลนิธิ

หมายเลขปฏิบัติการ 6008021694

ผลการทดสอบ

รายการทดสอบ		หน่วย	ผลการทดสอบ
ความทนความดัน	ความดัน 1 บาร์	-	ไม่เกิดการรั่วซึม
	ความดัน 2 บาร์		ไม่เกิดการรั่วซึม
	ความดัน 3 บาร์		ไม่เกิดการรั่วซึม
	ความดัน 4 บาร์		ไม่เกิดการรั่วซึม
	ความดัน 5 บาร์		ไม่เกิดการรั่วซึม
	ความดัน 6 บาร์		ไม่เกิดการรั่วซึม
	ความดัน 7 บาร์		ไม่เกิดการรั่วซึม
	ความดัน 8 บาร์		ไม่เกิดการรั่วซึม
	ความดัน 9 บาร์		ไม่เกิดการรั่วซึม
	ความดัน 10 บาร์		ไม่เกิดการรั่วซึม

ลักษณะและสภาพตัวอย่าง



ผู้ทดสอบ [signature] 25 ก.ค. 2560	ผู้ทบทวน [signature] 25 ก.ค. 2560

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายงานนี้รับรองผลเฉพาะชิ้นตัวอย่างที่ได้ทดสอบเท่านั้น ห้ามคัดถ่ายรายงานผลการทดสอบแต่เพียงบางส่วนโดยไม่ได้รับอนุญาตจากสถาบันยานยนต์
This report is certified only on the sample tested. This report shall not be reproduced except in full, without approval of the Thailand Automotive Institute

THAILAND AUTOMOTIVE INSTITUTE
สถาบันยานยนต์

Thailand Automotive Institute, Foundation Industrial Development
655 Bangpoo Industrial Estate Tambol Bangpoo-Mai, Amphur Muang,
Samutprakarn 10280 Tel. 0-2324-0710-9 Fax 0-2323-9598

TESTING REPORT (Translated Copy)

Operation No.	6008021694
Name and address of applicant	King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang 1 Chalongkrung Road, Ladkrabang, Bangkok 10520 Thailand
Sample description	STIRLING ENGINE 1 sample.
Sample No.	-
Sample characteristic and condition	The sample is in good conditions.
Date of receipt	16 August 2017
Test date	18 August 2017
Test method	PRSSURE RESISTANCE test by BURST PRESSURE MACHINE MODEL : P1022-A-025 - Flow rate 7 MPa /minute - Temperature 26.2°C, Relative humidity 62 %
Test result	As in attached paper.

Reviewed by	Approved by
Wuthikorn Laorsoonchai	
(Mr.Wuthikorn Laorsoonchai)	(Ms. Yardpiroon Jundaharn)
Technical Team	Assistant Manager
	Acting Regulation Testing Division Manager
25 Aug 2017	25 Aug 2017

Tested by : Mr.Samrit Suwanno wp

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายงานนี้รับรองผลเฉพาะชิ้นตัวอย่างที่ได้ทดสอบเท่านั้น ห้ามคัดถ่ายรายงานผลการทดสอบแต่เพียงบางส่วนโดยไม่ได้รับอนุญาตจากสถาบันยานยนต์
This report is certified only on the sample tested. This report shall not be reproduced except in full, without approval of the Thailand Automotive Institute

THAILAND AUTOMOTIVE INSTITUTE
สถาบันยานยนต์

Thailand Automotive Institute, Foundation Industrial Development

Operation No. 6008021694

Test result

Test item		Unit	Test result
Pressure resistance	Pressure 1 Bar	-	No leakage.
	Pressure 2 Bar		No leakage.
	Pressure 3 Bar		No leakage.
	Pressure 4 Bar		No leakage.
	Pressure 5 Bar		No leakage.
	Pressure 6 Bar		No leakage.
	Pressure 7 Bar		No leakage.
	Pressure 8 Bar		No leakage.
	Pressure 9 Bar		No leakage.
	Pressure 10 Bar		No leakage.

Sample characteristic

Tested by Smt 25 Aug. 2017	Reviewed by Nuthikorn 25 Aug 2017

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายงานนี้รับรองผลเฉพาะชิ้นตัวอย่างที่ได้ทดสอบเท่านั้น ห้ามคัดถ่ายรายงานผลการทดสอบแต่เพียงบางส่วนโดยไม่ได้รับอนุญาตจากสถาบันยานยนต์
This report is certified only on the sample tested. This report shall not be reproduced except in full, without approval of the Thailand Automotive Institute

ภาคผนวก ค. ข้อมูลความปลอดภัยของฮีเลียมและไฮโดรเจน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. ข้อมูลผลิตภัณฑ์ และบริษัท

ชื่อผลิตภัณฑ์ : ไฮโดรเจน
สูตรทางเคมี : H_2
ชื่อเรียก : Hydrogen
ชนิดของผลิตภัณฑ์ : อุตสาหกรรมทั่วไป
บริษัทผู้ผลิต/ นำเข้า/ จำหน่าย : บริษัท บางกอกอินดัสเทรียลแก๊ส จำกัด 183อาคารรัจนาการ ชั้น 11 ถนนสาทรใต้ แขวงยานนาวา เขตสาทร กรุงเทพฯ 10120
หมายเลขโทรศัพท์ : (02) 685 – 6789 (สำนักงานใหญ่ กรุงเทพฯ)
: (02) 685 – 6790 – 1 (หมายเลขโทรสาร)
หมายเลขโทรศัพท์ฉุกเฉิน (24 ชั่วโมง) : (038) 683 – 3920 -3
(038) 344 – 999 ต่อ 3614 – 3617
(081) 908-1560

2. สารประกอบ/ ส่วนผสม

สารประกอบ	หมายเลข CAS	หมายเลข UN	ความเข้มข้น (ปริมาณ)
ไฮโดรเจน	1333-74-0	1049	$\geq$99%

ค่าความเข้มข้นของสารประกอบในตารางเป็นค่าโดยประมาณ หากท่านต้องการทราบรายละเอียดเพิ่มเติม กรุณาติดต่อ บริษัทบางกอกอินดัสเทรียลแก๊ส จำกัด

3. ข้อมูลอันตราย

การทบทวนเหตุฉุกเฉิน : เป็นแก๊สแรงดันสูงอาจทำให้เกิดภาวะการขาดอากาศหายใจได้โดยเร็ว เป็นแก๊สไวไฟสูงและเปลวไฟไม่สามารถมองเห็นได้ด้วยตาเปล่า อาจเกิดการระเบิดได้หากผสมกับอากาศ กล่าวคืออาจเกิดอันตรายต่อสิ่งมีชีวิตได้จากอัคคีภัยและระเบิด เมื่อเกิดการผสม กับอากาศที่มีความเข้มข้นมากกว่ าค่าขีดจำกัดล่างความไวไฟ (LEL) อันตรายจากจากความเข้มข้นของแก๊สสูงอาจทำให้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เกิดการขาดอากาศหายใจอย่างรวดเร็ว พร้อมทั้งอาจเกิดการติดไฟ ควรหลีกเลี่ยงการเข้าไปสัมผัส หรือหายใจเอาแก๊สเข้าสู่ร่างกาย อาจจะต้องจัดเตรียมเครื่องช่วยหายใจแบบถังอากาศแยก (SCBA)

อันตรายต่อสุขภาพ

โดยการหายใจ : ในความเข้มข้นของแก๊สสูงๆ อาจทำให้เกิดการขาดอากาศหายใจได้ ซึ่ง ทำให้ มีอาการสูญเสียการทรงตัว / ความรู้สึกตัว ผู้ป่วยไม่สามารถรู้ถึงอันตรายของการขาดอากาศหายใจได้ เนื่องจากไม่มีสัญญาณเตือนใดๆ ดังนั้นจึงทำให้ผู้ป่วยไม่สามารถป้องกันตนเองได้

โดยการสัมผัสนัยน์ตา : ไม่เป็นอันตราย

โดยการสัมผัสผิวหนัง : ไม่เป็นอันตราย

โดยการรับประทาน : การรับประทานไม่สามารถเกิดขึ้นได้ในการรับสัมผัส

ความเป็นอันตรายเรื้อรัง : ไม่มีข้อมูลปรากฏ

ข้อแนะนำการสัมผัส

การสัมผัสหลัก : ทางการหายใจ

อวัยวะเป้าหมาย : ไม่มี

อาการ : ผู้ป่วยที่ขาดอากาศหายใจอาจทำให้เกิดอาการดังต่อไปนี้ เวียนศีรษะ น้ำลายฟูมปาก คลื่นไส้อาเจียน สูญเสียการทรงตัว / ความรู้สึกตัวได้

สภาพที่เพิ่มความรุนแรงต่อร่างกาย

ไม่มี

ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม

ไม่เป็นอันตราย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. การปฐมพยาบาล

คำแนะนำทั่วไป	: ถ้าหายใจเข้าไป ให้ย้ายผู้ป่วยไปที่อากาศบริสุทธิ์ ถ้าไม่หายใจให้ใช้เครื่องช่วยหายใจ รักษาร่างกายผู้ป่วยให้อบอุ่นและให้พักผ่อน นำส่งไปพบแพทย์
โดยการสัมผัสนัยน์ตา	: ชำระล้างทันทีด้วยน้ำจำนวนมากๆ อย่างน้อย 15 นาที
โดยการสัมผัสผิวหนัง	: ล้างด้วยน้ำและสบู่
โดยการรับประทาน	: การรับประทานไม่สามารถเกิดขึ้นได้ในการรับสัมผัส
โดยการหายใจ	: ในกรณีที่ผู้ป่วยหายใจถี่ควรให้ออกซิเจนช่วยในการหายใจ และย้ายผู้ป่วยไปที่อากาศบริสุทธิ์ ถ้าผู้ป่วยหยุดหายใจหรือหายใจติดขัดให้ใช้เครื่องช่วยหายใจ และเพิ่มออกซิเจน หากผู้ป่วยหัวใจหยุดเต้นให้ผู้ที่เคยผ่านการฝึกอบรมการช่วยเหลือชีวิตปั๊มนวดหัวใจ และรีบช่วยเหลือให้ผู้ป่วยฟื้นคืนชีพอย่างทันท่วงที และรีบนำส่งโรงพยาบาล

5. การดับเพลิง

การใช้ถังดับเพลิง	: สามารถใช้ถังดับเพลิงได้ทุกประเภท ขึ้นกับชนิดของเชื้อเพลิง
อันตรายเฉพาะด้าน	: ไฟฟ้าสถิตย์สามารถก่อให้เกิดการติดไฟได้ ซึ่งเปลวไฟไม่สามารถมองเห็นได้ด้วยตาเปล่า แก๊สมีน้ำหนักเบากว่าอากาศ และสามารถสะสมอยู่ส่วนบนของพื้นที่ปิดได้ กรณีที่เกิดความร้อนสูงหรือเพลิงไหม้ ท่อแก๊สจะระบายแก๊สออกอย่างรวดเร็วโดยจานนิรภัย ดังนั้นถ้าเกิดเหตุต้องย้ายภ าชนะบรรจุออกจากที่เกิดเหตุมายังพื้นที่ๆ ปลอดภัยโดยการฉีดน้ำดับเพลิงเป็นฝอยเพื่อช่วยในการหล่อเย็นภาชนะ การเข้าระงับเหตุสามารถทำได้หากหยุดการไหลของแก๊สได้ ถ้าเป็นไปได้ให้ปิดที่แหล่งกำเนิดของแก๊ส และปล่อยให้ไฟไหม้ในส่วนที่เหลือจนหมดเอง ห้ามเข้าระงับเหตุการรั่วไหลของแก๊สหากไม่แน่ใจว่าจะปลอดภัยหรือไม่ ตามธรรมชาติแล้วอาจเกิดการระเบิด หรือเกิดการติดไฟใหม่ได้ ซึ่งวิธีการระงับเหตุจะแตกต่างกับไฟชนิดอื่นๆ ควรเคลื่อนย้ายถังแก๊สอื่นๆ ที่อยู่บริเวณรอบๆ จุดเกิดเหตุไปยังพื้นที่ที่ปลอดภัยพร้อมทั้งฉีดน้ำเป็นฝอยเพื่อหล่อเย็นภ าชนะจนกว่าไฟจะไหม้ส่วนที่เหลือหมด หากเกิดการระเบิด หรือการติดไฟใหม่อีกครั้ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

	ควรเลือกใช้วิธีป้องกันและการระงับเหตุที่เหมาะสม (เช่น การอพยพคนออกจากพื้นที่ไปยังพื้นที่ที่ปลอดภัย) ท่อบรรจุแก๊สส่วนใหญ่จะออกแบบมาให้สามารถระบายแก๊สกรณีอุณหภูมิสูงขึ้น
อุปกรณ์ป้องกันอันตรายสำหรับทีมดับเพลิง	: ใส่เครื่องช่วยหายใจแบบมีถังอากาศแยกถ้าจำเป็น
ข้อมูลเพิ่มเติม	: ไฟที่เกิดจากไฮโดรเจนสามารถตรวจสอบได้ด้วยการเข้าไปใกล้ๆ จุดที่เกิดเหตุอย่างระมัดระวัง และใช้ด้ามไม้กวาดยื่นออกไปด้านหน้า เพื่อดูว่าจุดใดมีเปลวไฟของไฮโดรเจนอยู่

6. มาตรการตอบสนองกรณีรั่วไหล

ข้อควรระมัดระวังส่วนบุคคล	: กรณี เกิดเหตุฉุกเฉินขึ้นต้องอพยพ คน ไปยังพื้นที่ปลอดภัย เคลื่อนย้ายสิ่งของที่อาจติดไฟได้ออกจากพื้นที่ ห้ามเข้าในเขตพื้นที่อับอากาศ หรือพื้นที่ที่มีความเข้มข้นของแก๊สไฟไวสูงกว่า 10% ของขีดจำกัดล่างการติด ไฟ (LEL) พร้อมทั้งทำการระบายอากาศในพื้นที่
ข้อควรระวังต่อสิ่งแวดล้อม	: ไม่ปล่อยสารออกสู่พื้นที่ใดๆ เนื่อ งอาจเกิดการสะสมและเป็นอันตราย ได้ ห้ามปล่อยสู่บรรยากาศ และต้องมีการวางแผนป้องกันแก้ไขกรณีเกิดการหกรั่วไหลของสารเคมีไว้ด้วย
วิธีการจัดการสารรั่วไหล	: ระบายอากาศในพื้นที่ให้เพียงพอ และจัดให้มีวิธีการป้องกันการรั่วไหลอย่างเหมาะสมด้วย
คำแนะนำเพิ่มเติม	: กรณีเกิดเหตุฉุกเฉินให้เพิ่มการระบายอากาศ และตรวจดูค่าความเข้มข้นและจุดที่รั่วของแก๊ส ถ้ารั่วบริเวณตัวถังหรือวาล์วให้รีบแจ้ง BIG ที่เบอร์โทรศัพท์ฉุกเฉิน แต่ถ้ารั่วที่ระบบการใช้งานของผู้ใช้ให้ปิดวาล์ว แล้วระบายความดันออกด้วยวิธีที่ปลอดภัยให้หมด และใช้แก๊สเฉื่อยไล่แก๊สในระบบก่อนทำการซ่อมแซม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. การดูแลรักษา และการจัดเก็บผลิตภัณฑ์

การดูแลรักษา

อาจเกิดการติดไฟได้ถ้าเปิดวาล์วแล้วแก๊สสัมผัสกับอากาศ ควร จัดให้มีการ ป้องกันอันตรายที่อาจจะเกิดขึ้นทางกายภาพ เช่น การห้ามดึง ลาก กลิ้ง โยน ท่อแก๊ส และไม่เก็บท่อแก๊สไว้ในพื้นที่ที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 50 องศาเซลเซียส (122°F) ก่อนใช้ผลิตภัณฑ์ทุกครั้งต้องแยกประเภทโดยการอ่านจากฉลากที่ระบุ หากไม่มั่นใจวิธีการดูแลรักษาให้ศึกษาจากระเบียบปฏิบัติเฉพาะของแก๊สนั้นๆ จากผู้ขาย กรณีที่แก๊สไม่มี ฉลากระบุให้จัดส่งกลับไปยังผู้ขายเพื่อทำการแก้ไข วิธีการย้ายท่อที่ถูกวิธีถ้าระยะทางไม่ไกลให้ใช้รถเข็น ที่ออกแบบสำหรับการขนย้ายท่อแก๊สโดยเฉพาะ การใช้ที่ครอบวาล์วและยึดกับผนังเป็นการป้องกันภาชนะขณะไม่ใช้ง าน การใช้ประแจสายรัดในการเปิดที่ครอบวาล์วที่แน่นเกินไปหรือเกิดสนิม ก่อนต่อภาชนะควรตรวจสอบระบบแก๊สให้เรียบร้อยก่อน โดยเฉพาะอย่างยิ่งระดับความดัน และอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้อง ต้องมั่นใจก่อนว่าเมื่อเชื่อมต่อภาชนะแล้วระบบไม่มีแรงดันย้อน อุปกรณ์ที่ใช้มีความเหมาะสมกั บแก๊สที่ใช้ และทำการตรวจสอบการรั่วของระบบ เลือกใช้อุปกรณ์ปรับลดแรงดันที่เหมาะสม และควรใช้แรงดันเริ่มต้นเบาๆ ก่อนในการการเปิดใช้แก๊ส ห้ามใช้อุปกรณ์อื่นๆ ในการเปิดที่ครอบวาล์ว (ประแจไขควง และ อุปกรณ์งัดอื่นๆ) เพราะอาจทำให้วาล์วเสียหาย และรั่วได้ ถ้าผู้ใช้ประส บปัญหาเปิดวาล์วยาก หรือการจ่ายแก๊สไม่สม่ำเสมอให้ติดต่อผู้ขายเพื่อดำเนินการแก้ไข ปิดวาล์วทุกครั้งหลังเลิกใช้งานหรือแก๊สหมด ขณะที่ทำการต่ออุปกรณ์อย่าพยายามซ่อมหรือดัดแปลงวาล์ว , วาล์วนิรภัย ถ้าอุปกรณ์เหล่านี้ชำรุดให้แจ้งกับผู้ขายทันที ห้ามทำให้เกิดแรงกระแทกกับตัวภาชนะบรรจุแรงดันเพราะอาจทำให้วาล์วหรืออุปกรณ์ความปลอดภัยเสียหาย ห้ามสูบบุหรี่ขณะทำงานกับผลิตภัณฑ์ ห้ามอัดความดันหรือผสมแก๊สด้วยตัวเอง หากไม่ได้รับคำแนะนำจากผู้ขายและต้องปฏิบัติอย่างถูกต้อง ห้ามถ่ายเทแก๊สจากท่อหนึ่งไปอีกท่อหนึ่ง ควรใช้อุปกรณ์ป้องกันการย้อนกลับในท่อ ห้ามใช้เปลวไฟหรือกระแสไฟฟ้าในการให้ความร้อนเพื่อเพิ่มควา มดันของแก๊ส ซึ่งภาชนะบรรจุแรงดันไม่สามารถทนความร้อนได้เกิน 50 องศาเซลเซียส (122°F) และควรหลีกเลี่ยงการเก็บไว้ในอุณหภูมิต่ำกว่า - 30 องศาเซลเซียส (- 20°F) เป็นเวลานานๆ ระบบส่งแก๊สทางท่อ และอุปกรณ์อื่นๆ ที่เกี่ยวข้องจะต้องต่อสายดินทั้งหมด

การจัดเก็บ

การจัดเ ก็บภาชนะควรเก็บในอาคารที่ออกแบบมาโดยเฉพาะสำหรับแก๊สนั้นๆ ซึ่งต้องเป็นอาคารโล่ง ระบายอากาศได้ดี ภาชนะบรรจุที่เก็บไว้นานควรนำมาใช้ก่อน ในการใช้แก๊สควรทำการตรวจสอบสภาพทั่วไป และตรวจสอบการรั่วของอุปกรณ์เป็นระยะๆ ตามข้อกำหนดหรือมาตรฐานที่ระบุไว้ การเก็บภาชนะแรงดันในพื้นที่เปิดควรป้องกันการเกิดสนิมจากสภาพอากาศ พื้นที่ในการจัดเก็บต้องไม่ก่อให้เกิดการกัดกร่อนต่อภาชนะ การเก็บภาชนะต้องเก็บในแนวตั้งมีระบบป้องกันการล้ม ควรปิดวาล์วภาชนะให้แน่นและเลือกอุปกรณ์ที่เหมาะสมในการปิด เช่น ที่ครอบวาล์ว หรือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปลั๊กอุดวาล์ว อุปกรณ์ ป้องกันวาล์วหรือที่ครอบวาล์วควรปิดให้แน่นและเก็บในที่เย็น และระบายอากาศได้ดี ควรเก็บภาชนะให้ห่างจากแหล่งกำเนิดความร้อนหรือประกายไฟ ภาชนะที่บรรจุแก๊สเต็มและภาชนะเปล่าต้องแยกพื้นที่ในการจัดเก็บ ไม่อนุญาตให้เก็บภาชนะในพื้นที่ที่มีอุณหภูมิเกิน 50 องศาเซลเซียส (122°F) จัดทำฉลากเตือน “ห้ามสูบบุหรี่ หรือก่อให้เกิดประกายไฟ ” ติดแสดงไว้ในพื้นที่จัดเก็บให้เห็นชัดเจน จำนวนในการจัดเก็บแก๊สไวไฟหรือแก๊สพิษควรเก็บจำนวนน้อยที่สุด ภาชนะเปล่าให้นำกลับไปเติมตามช่วงเวลาที่เหมาะสม พื้นที่เก็บสารไวไฟต้องแยกกับพื้นที่เก็บออกซิเจน หรือสารออกซิไดเซอร์ อย่างน้อย 20 ฟุต (6.1 เมตร) หรือใช้กำแพงทนไฟกั้นให้ห่างอย่างน้อย 15 ฟุต (1.5 เมตร) โดยกำแพงต้องทนไฟได้อย่างน้อย 30 นาที

ข้อมูลทางเทคนิค/ ข้อควรระวัง

การจัดเก็บภาชนะบรรจุแก๊สควรแยกพื้นที่จัดเก็บออกจากแก๊สอื่นอย่างชัดเจน (เช่น แก๊สไวไฟ แก๊สพิษ เป็นต้น) และควรจัดเก็บตามมาตรฐานกำหนด โดยต้องเก็บให้ห่างจากวัตถุไวไฟ อุปกรณ์ไฟฟ้าทุกชนิดที่อยู่ในพื้นที่จัดเก็บภาชนะบรรจุแก๊ส จะต้องเป็นชนิดที่สามารถใช้ได้ในห้องเก็บวัสดุไวไฟ การจัดเก็บภาชนะบรรจุแก๊สไวไฟจะต้องเก็บให้ห่างจากเชื้อเพลิงต่างๆ พื้นที่จัด เก็บภาชนะบรรจุแก๊สออกซิเจน และแก๊สออกซิไดเซอร์จะต้องแยกออกจากแก๊สไวไฟโดยใช้กำแพงทนไฟในการแยกพื้นที่ให้ชัดเจน

---

8. การควบคุมการรับสัมผัส/ การป้องกันส่วนบุคคล

การออกแบบทางวิศวกรรม

จัดให้มีการระบายอากาศ ตามธรรมชาติ หรือใช้ เครื่องมือ ที่มีระบบป้องกันการเกิดประกา ยไฟในการระบายอากาศ ให้เพียงพอ และต้องมีปริมาณความเข้มข้นของแก๊สไวไฟสูง ไม่เกินกว่าค่าขีดจำกัดล่างของการระเบิด

อุปกรณ์ป้องกันอันตรายส่วนบุคคล

ระบบป้องกันทางเดินหายใจ	: ห้ามเข้าในเขตพื้นที่ที่แก๊สความเข้มข้นสูงๆ ซึ่งจะทำให้เกิดภาวะการขาดอากาศอย่างรวดเร็ว และอาจก่อให้เกิดอัคคีภัยได้
ระบบป้องกันมือสัมผัส	: แนะนำให้ใช้ถุงมือที่มีความเหมาะสม แข็งแรง ในการปฏิบัติงานกับท่อแก๊ส โดยจะต้องสวมใส่ตลอดเวลาที่ปฏิบัติงาน
ระบบป้องกันนัยน์ตา	: ให้ใส่แว่นนิรภัยเมื่อปฏิบัติงานกับท่อแก๊ส
ระบบป้องกันผิวหนังและร่างกาย	: ให้ใส่รองเท้านิรภัย และเสื้อผ้าที่ป้องกันการติดไฟ เมื่อปฏิบัติงานกับท่อแก๊ส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระบบป้องกันเฉพาะด้านสุขศาสตร์	: จัดให้มีการระบายอากาศอย่างเพียงพอ โดยเฉพาะอย่างยิ่งพื้นที่อับอากาศ

9. คุณสมบัติทางกายภาพและชีวภาพ

สถานะ	: แก๊สแรงดันสูง
สี	: ไม่มีสี
กลิ่น	: ไม่มีกลิ่น
น้ำหนักโมเลกุล	: 2.02 g/mol
ความหนาแน่นไอ	: 0.07 (อากาศ = 1)
ความถ่วงจำเพาะ	: 0.07 (น้ำ = 1)
ความดันไอ	: ไม่สามารถวัดได้
ความหนาแน่น (สถานะเป็นไอ)	: 0.006 lb/ft3 (0.0001 g/cm3) at 70 °F (21 °C)
ปริมาณเฉพาะ	: 191.97 ft3/lb (11.9830 m3/kg) at 70 °F (21 °C)
จุดเดือด	: -423 °F (-252.9 °C)
อุณหภูมิวิกฤต	: -400 °F (-240 °C)
จุดหลอมเหลว	: -435 °F (-259.2 °C)
อุณหภูมิที่สามารถติดไฟได้เอง	: 560 °C
ขีดจำกัดบนของการติดไฟ	: 75 %(V)
ขีดจำกัดล่างของการติดไฟ	: 4 %(V)
ความสามารถในการละลายน้ำ	: 0.0016 g/l

10. ความคงตัวและการเกิดปฏิกิริยา

ความคงตัว	: แก๊สนี้มีความเสถียรในบรรยากาศปกติ
ปัจจัยแวดล้อมที่ควรหลีกเลี่ยง	: ความร้อน เปลวไฟ ประกายไฟ ถ้าเกิดการผสมกับอากาศและสารออกซิไดเซอร์ ซึ่งอาจเกิดการระเบิดขึ้นได้
วัตถุที่ควรหลีกเลี่ยง	: ออกซิเจน สารออกซิไดเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

11. ข้อมูลทางพิษวิทยา

อันตรายเฉียบพลันต่อสุขภาพ

การรับประทาน : ไม่มีข้อมูลปรากฏ

การหายใจ : ไม่มีข้อมูลปรากฏ

การสัมผัสผิวหนัง : ไม่มีข้อมูลปรากฏ

---

12. ข้อมูลทางนิเวศวิทยา

ผลกระทบต่อระบบนิเวศน์

มลพิษทางน้ำ : ไม่มีข้อมูลปรากฏ

ความเป็นพิษต่อสิ่งมีชีวิต : ไม่มีข้อมูลปรากฏ

ความคงตัวและการย่อยสลาย

ความคงตัวของสาร : ไม่มีข้อมูลปรากฏ

การสะสมในสิ่งแวดล้อม : ไม่มีข้อมูลปรากฏ

ข้อมูลเพิ่มเติม

ผลิตภัณฑ์นี้ไม่มีผลกระทบต่อระบบนิเวศน์

---

13. ข้อมูลการกำจัดของเสีย

ของเสียจากการผลิต : ส่งผลิตภัณฑ์ที่ใช้งานไม่ได้กลับไปยั งผู้ขาย และติดต่อขอข้อมูลเพิ่มเติมจากผู้ขาย ห้ามปล่อยแก๊สออกสู่บรรยากาศซึ่งอาจเสี่ยงต่อการผสมกับอากาศและเกิดการระเบิดขึ้นได้ แก๊สที่เป็นของเสียควรกำจัดโดยการใช้เปลวไฟเผาด้วยวิธีที่เหมาะสม

ภาชนะบรรจะที่ใช้ไม่ได้ : ส่งภาชนะบรรจุแรงดันที่ใช้งานไม่ได้กลับไปยังผู้ขาย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

14. ข้อมูลการขนส่ง

มาตรฐาน CFR

ชื่อผลิตภัณฑ์ : ไฮโดรเจน หรือ แก๊สแรงดันสูง

ประเภท : 2.1

หมายเลข UN/ID : UN 1049

มาตรฐาน IATA

ชื่อผลิตภัณฑ์ : ไฮโดรเจน หรือ แก๊สแรงดันสูง

ประเภท : 2.1

หมายเลข UN/ID : UN 1049

มาตรฐาน IMDG

ชื่อผลิตภัณฑ์ : ไฮโดรเจน หรือ แก๊สแรงดันสูง

ประเภท : 2.1

หมายเลข UN/ID : UN 1049

มาตรฐาน CTC

ชื่อผลิตภัณฑ์ : ไฮโดรเจน หรือ แก๊สแรงดันสูง

ประเภท : 2.1

หมายเลข UN/ID : UN 1049

ข้อมูลเพิ่มเติม

หลีกเลี่ยงการใช้ยานพาหนะขนส่งสินค้าที่ไม่แยกห้องผู้ขับกับพื้นที่เก็บสินค้า พนักงานขับรถขนส่งสินค้าต้องทราบอันตรายของผลิตภัณฑ์ที่ส่ง และสามารถปฏิบัติตนได้ถูกต้องกรณีเกิดอุบัติเหตุหรือเหตุฉุกเฉินขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

15. ข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับกฎหมาย มาตรฐาน

มาตรฐานสื่อสารความเป็นอันตรายของ OSHA (29 CFR 1910.1200) ประเภทความเป็นอันตราย (es) ของแก๊สแรงดันสูง

Country	Regulatory list	Notification
USA	TSCA	Included on Inventory.
EU	EINECS	Included on Inventory.
Canada	DSL	Included on Inventory.
Australia	AICS	Included on Inventory.
South Korea	ECL	Included on Inventory.
China	SEPA	Included on Inventory.
Philippines	PICCS	Included on Inventory.
Japan	ENCS	Included on Inventory.

EPA SARA Title III Section 312 (40 CFR 370) Hazard Classification

Fire Hazard. Sudden Release of Pressure Hazard.

US. California Safe Drinking Water & Toxic Enforcement Act (Proposition 65)

This product does not contain any chemicals known to State of California to cause cancer, birth defects or any other harm.

16. ข้อมูลอื่นๆ

ระดับตามมาตรฐาน NFPA

สุขภาพ : 0

ความไวไฟ : 4

การเกิดปฏิกิริยา : 0

ระดับตามมาตรฐาน HMIS

สุขภาพ : 0

ความไวไฟ : 4

อันตรายทางกายภาพ : 3

จัดทำข้อมูลโดย : ส่วนความปลอดภัยฯ บริษัท บางกอกอินดัสเทรียลแก๊ส จำกัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Bangkok Industrial Gas
16th Floor, Rajanakarn Bldg.,
183 South Sathorn Rd., Yannawa, Sathorn, Bangkok 10120
Tel.(662)676-6262 Fax (662)676-6288-9

ข้อมูลความปลอดภัยด้านสารเคมี

1. ผลิตภัณฑ์สารเคมีและรายละเอียดบริษัทผู้ผลิต

ชื่อผลิตภัณฑ์ : Helium

สูตรทางเคมี : He.

ชื่อพ้อง : Helium , Helium gas , Gaseous helium , Balloon gas

รายละเอียดการใช้ผลิตภัณฑ์ : อุตสาหกรรมทั่วไป

ผู้ผลิต : Air Products and Chemicals , Inc.

ที่อยู่ : 7201 Hamilton Boulevard
Allentown , Pa. 18195-1501

เบอร์โทรศัพท์ : 800-345-3148

เบอร์โทรศัพท์กรณีฉุกเฉิน : 800-523-9374 สหรัฐอเมริกา
01-610-481-7711 ระหว่างประเทศ

เลขที่ MSDS : 3000000000067 **Version :** 1.3

วันที่แก้ไขเอกสาร : 12 ตุลาคม 2003 **วันที่พิมพ์ :** 21 มกราคม 2004

2. องค์ประกอบทางเคมี / ข้อมูลองค์ประกอบ

สารประกอบ	CAS Number	ความเข้มข้น (ปริมาณ)
Helium	7440-59-7	100%

ความเข้มข้นเป็นเพียงตัวเลขคร่าวๆ สำหรับองค์ประกอบของผลิตภัณฑ์ที่มีรายละเอียดมากกว่านี้ให้ติดต่อขอรายละเอียดทางเทคนิคจากบริษัท Air Products

3. รายละเอียดอันตราย

ข้อมูลภาวะฉุกเฉิน :

เป็นก๊าซที่มีความดันสูง

สามารถทำให้หายใจไม่ออกหรือหยุดหายใจได้อย่างรวดเร็ว

ใช้หน้ากากป้องกันการหายใจชนิดมีถังอัดอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Bangkok Industrial Gas
16th Floor, Rajanakarn Bldg.,
183 South Sathorn Rd., Yannawa, Sathorn, Bangkok 10120
Tel.(662)676-6262 Fax (662)676-6288-9

ผลกระทบต่อสุขภาพ :

การหายใจ : ถ้าหายใจเข้าไปในปริมาณที่มีความเข้มข้นสูง อาจทำให้ร่างกายเกิดภาวะที่มีปริมาณของออกซิเจนต่ำลง และคาร์บอนไดออกไซด์สูงขึ้น อาจทำให้หมดสติได้อย่างไม่รู้ตัว และรวดเร็วจนผู้ป่วยไม่อาจป้องกันตัวเองได้

การสัมผัสทางตา : ไม่มีผลกระทบ

การสัมผัสทางผิวหนัง : ไม่มีผลกระทบ

การกลืนกิน : การกลืนกินไม่ใช่ทางเข้าสู่ร่างกาย

ผลกระทบต่อสุขภาพแบบเรื้อรัง : ไม่ได้กำหนด

แนวทางการสัมผัส :

ทางเข้าสู่ร่างกาย : ทางการหายใจ

อวัยวะเป้าหมาย : ไม่มีข้อมูล

อาการ : การสัมผัสกับภาวะของบรรยากาศที่มีปริมาณออกซิเจนไม่เพียงพอ ทำให้เกิดอาการเวียนศีรษะ น้ำลายสอ คลื่นไส้ อาเจียน เคลื่อนไหวไม่ได้ หมดสติ

สภาวะทางการแพทย์ที่ทำให้ร้ายแรงยิ่งขึ้น : ไม่ทราบ

ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม : ไม่เป็นอันตราย

4. วิธีการปฐมพยาบาล

คำแนะนำทั่วไป : ย้ายผู้ป่วยออกจากบริเวณที่ปนเปื้อนก๊าซโดยต้องสวมหน้ากากป้องกันการหายใจชนิดมีถังอัดอากาศ ให้ผู้ป่วยพักและให้ความอบอุ่น ถ้าหยุดหายใจให้ทำการผายปอด รีบไปพบแพทย์

การสัมผัสทางตา : ไม่ได้กำหนด

การสัมผัสทางผิวหนัง : ไม่ได้กำหนด

การกลืนกิน : การกลืนกินไม่ใช่ทางเข้าสู่ร่างกาย

การหายใจ : ย้ายผู้ป่วยไปยังบริเวณที่มีอากาศบริสุทธิ์ หากการหายใจผิดปกติหรือหยุดหายใจให้ใช้เครื่องช่วยหายใจ ในกรณีที่หายใจเร็วให้ออกซิเจน

5. วิธีการดับเพลิง

สารที่ใช้ดับเพลิง : สามารถใช้สารดับเพลิงทุกชนิด

อันตรายเฉพาะ : การสัมผัสกับความร้อนหรือเปลวไฟ ก๊าซจะระบายออกจากถังอย่างรวดเร็วหรือถังก๊าซอาจจะระเบิดฉีกขาดอย่างรุนแรงได้ ผลิตภัณฑ์นี้ไม่ไวไฟและไม่ช่วยในการลุกไหม้ ให้อยู่ในที่ ๆ ปลอดภัยห่างจากถังที่กำลังลุกไหม้ แล้วฉีดน้ำเลี้ยงที่ถังและรอบ ๆ เพื่อให้ถังเย็นลง

...อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Bangkok Industrial Gas
16th Floor, Rajanakarn Bldg.,
183 South Sathorn Rd., Yannawa, Sathorn, Bangkok 10120
Tel.(662)676-6262 Fax (662)676-6288-9

อุปกรณ์ป้องกันพิเศษสำหรับดับเพลิง : สวมหน้ากากป้องกันการหายใจชนิดมีถังอัดอากาศสำหรับการผจญเพลิง

6. วิธีการปฏิบัติในกรณีเกิดหกรั่วไหล

การป้องกันภัยส่วนบุคคล : อพยพบุคคลไปบริเวณที่ปลอดภัย ใช้หน้ากากป้องกันการหายใจชนิดมีถังอัดอากาศ เมื่อเข้าไปในบริเวณที่มีการรั่วไหล เว้นเสียแต่ว่าบรรยากาศนั้นปลอดภัยแล้ว ตรวจวัดระดับออกซิเจน
จัดให้มีการระบายอากาศบริเวณที่มีการรั่วไหล

การป้องกันสำหรับสิ่งแวดล้อม : ห้ามปล่อยก๊าซทิ้งออกจากถัง ไม่ว่าจะเป็นที่ใดเนื่องจากก๊าซอาจจะสะสมจนเกิดเป็นอันตรายได้ หากมีความปลอดภัยพอให้ป้องกันการรั่วไหลหรือการหกรดของก๊าซไปสู่สิ่งแวดล้อม

วิธีจัดการก๊าซที่รั่วไหล : จัดให้มีการระบายอากาศในบริเวณที่การรั่วไหล

คำแนะนำเพิ่มเติม : ถ้าเป็นไปได้ให้หยุดการรั่วไหลของก๊าซ เพิ่มการระบายอากาศให้มากขึ้น และตรวจดูระดับออกซิเจนในอากาศ หากการรั่วไหลเกิดจากถังบรรจุหรือวาล์วของถังบรรจุ ให้แจ้งบริษัท Air Products ทางโทรศัพท์หมายเลขฉุกเฉิน หากการรั่วไหลเกิดจากระบบของผู้ใช้เอง ให้ปิดวาล์วของถังบรรจุแล้วระบายความดันที่มีอยู่ในระบบออกให้อยู่ในจุดที่ปลอดภัยแล้วจึงไล่ ล้างในระบบด้วยก๊าซเฉื่อย ก่อนที่จะทำการซ่อมแซมต่อไป

7. การขนย้ายและการเก็บ

การขนย้าย : ป้องกันไม่ให้ถังบรรจุเสียหาย โดยห้ามลาก กลิ้ง ไสไป หรือทำให้ถังตกกระแทกลงมา ห้ามเก็บถังไว้ในบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 50 °C (122 °F) การขนย้ายถังบรรจุก๊าซ ควรดำเนินการ โดยผู้ที่มีความรู้และความชำนาญเท่านั้น ก่อนที่จะใช้ผลิตภัณฑ์นี้ให้อ่านฉลาก และทำความเข้าใจเกี่ยวกับคุณสมบัติและอันตรายของสารนี้ หากมีข้อสงสัยเกี่ยวกับวิธีการใช้งานหรือการขนย้ายที่ถูกต้อง ให้ติดต่อผู้จัดจำหน่าย ห้ามขูดลบทำลายฉลากแสดงรายละเอียดของผลิตภัณฑ์ที่ผู้จัดจำหน่ายได้จัดทำไว้ ซึ่งติดอยู่ที่ถังบรรจุผลิตภัณฑ์ เมื่อเคลื่อนย้ายถังแม้ว่าจะเป็นระยะทางใกล้ ๆ ต้องใช้รถเข็น (รถบรรทุกเล็ก 2 ล้อ , รถเข็น 2 ล้อ) ที่ออกแบบเพื่อการขนย้ายถังก๊าซโดยเฉพาะ ให้ปิดฝาครอบป้องกันวาล์วก่อนจนกว่าจะยึดถังให้มั่นคงกับผนังหรือตั้งไว้ในสถานที่ตั้งถังซึ่งพร้อมที่จะใช้งาน ใช้กุญแจปากตายชนิดมีเชือกที่ปรับได้เพื่อคลายฝาครอบที่ปิดแน่นเกินไปหรือที่เป็นสนิม ก่อนที่จะต่อถังให้ตรวจสอบระบบของก๊าซให้เหมาะสมกับการทำงาน โดยเฉพาะอย่างยิ่งระดับของความดันก๊าซและวัสดุที่ใช้ ต้องแน่ใจว่าการดันกลับจากระบบเข้าไปในถังได้รับการป้องกันแล้ว ต้องแน่ใจว่าระบบก๊าซนั้นเข้ากันได้ดีสำหรับระดับความดัน และวัสดุที่ติดตั้ง และต้องแน่ใจว่าได้มีการตรวจสอบระบบของก๊าซเกี่ยวกับการรั่วไหลก่อนใช้งาน ใช้อุปกรณ์ควบคุมความดันที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Bangkok Industrial Gas
16th Floor, Rajanakarn Bldg.,
183 South Sathorn Rd., Yannawa, Sathorn, Bangkok 10120
Tel.(662)676-6262 Fax (662)676-6288-9

เหมาะสมกับถังก๊าซทุกถัง เมื่อก๊าซถูกปล่อยเข้าไปในระบบซึ่งจะมีระดับความดันที่ต่ำกว่าภายในถัง ห้ามใช้วัตถุใด ๆ (เช่น กุญแจปากตาย ไขควง คานงัด เป็นต้น) เข้าไปภายในฝาครอบวาล์ว ซึ่งอาจทำให้วาล์วเสียหรือเกิดการรั่วได้ เปิดวาล์วอย่างช้า ๆ ถ้าผู้ใช้รู้สึกว่าเปิดยากหรือมีปัญหาให้ติดต่อผู้จัดจำหน่าย ปิดวาล์วถังหลังจากใช้งานแต่ละครั้งและเมื่อถังไม่มีก๊าซ ถึงแม้ว่าจะอยู่ในขณะที่ต่อใช้กับอุปกรณ์ก็ตาม อย่าพยายามซ่อมแซมหรือดัดแปลงวาล์วถัง หรืออุปกรณ์ลดความดัน ถ้าหากพบว่าวาล์วชำรุดเสียหายให้รีบแจ้งผู้จัดจำหน่ายทันที ปิดวาล์วทุกครั้งที่หยุดใช้งานหรือเมื่อก๊าซหมด ปิดฝาทางจ่ายก๊าซและฝาครอบถังทันทีเมื่อปลดถังออกจากระบบการใช้งาน อย่าให้ถังได้รับความกระทบกระเทือน ซึ่งอาจทำให้วาล์วหรืออุปกรณ์นิรภัยของถังเกิดความเสียหาย ห้ามยกถังด้วยวิธีจับยกจากฝาปิดวาล์วหรือที่กั้นฝาปิดวาล์ว ห้ามกลิ้งถังหรือใช้ถังค้ำยันหรือเพื่อจุดประสงค์อื่น นอกเหนือจากการใช้ถังเพื่อบรรจุก๊าซเท่านั้น ห้ามตีถังจนเกิดประกายไฟหรือทำให้ถังเป็นส่วนหนึ่งของวงจรไฟฟ้า ห้ามสูบบุหรี่ขณะทำการขนย้ายผลิตภัณฑ์หรือถัง ห้ามอัดก๊าซหรือส่วนผสมของก๊าซเองโดยไม่ได้ปรึกษาหารือกับผู้จัดจำหน่ายก่อน ห้ามถ่ายก๊าซจากถังหนึ่งไปยังอีกถังหนึ่ง ให้พยายามใช้อุปกรณ์ป้องกันการไหลย้อนกลับภายในท่อเสมอเมื่อส่งคืนถังให้ปิดฝาครอบวาล์วและปิดฝาทางจ่ายก๊าซให้แน่น ห้ามใช้ความร้อนจากเปลวไฟหรือจากกระแสไฟฟ้าเพื่อเพิ่มความดันก๊าซภายในถัง ไม่ควรให้ถังก๊าซอยู่ในที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 50 °C (122 °F) หรือ อยู่ในที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า -30 °C (-20 °F) เป็นเวลานานๆ

การเก็บ : ควรเก็บถังที่เต็มไว้และให้ใช้ถังเก่าก่อน ควรเก็บถังก๊าซในสถานที่จัดไว้โดยเฉพาะ ซึ่งควรจะมีการระบายอากาศได้ดี หากเป็นไปได้ให้เก็บไว้ในที่โล่ง ควรตรวจเช็คสภาพโดยทั่ว ๆ ไปของถังและร่องรอยการรั่วไหลเป็นระยะ ๆ ปฏิบัติตามกฎหมายและข้อกำหนดของท้องถิ่นเกี่ยวกับการเก็บรักษาถังก๊าซ ป้องกันอย่าให้ถังอยู่กลางแจ้งเพื่อไม่ให้เกิดสนิม และสัมผัสอากาศซึ่งอาจจะร้อนหรือเย็นเกินไป ไม่ควรเก็บถังไว้ในที่ ๆ อาจทำให้เกิดเป็นสนิม หรือถูกกัดกร่อนได้ ควรเก็บถังโดยตั้งไว้อย่างมั่นคงเพื่อป้องกันการวางซ้อนกัน ควรปิดวาล์วของถังให้แน่นและปิดฝาหัวจ่ายก๊าซให้ดี ควรปิดฝาปิดเพื่อป้องกันวาล์วให้สนิท เก็บถังที่ปิดแล้วไว้ในที่เย็น มีการระบายอากาศดี เก็บแยกไว้ในตำแหน่งซึ่งปลอดภัยจากไฟไหม้ และเก็บให้ห่างจากแหล่งกำเนิดความร้อนและไฟ ควรเก็บแยกถังซึ่งมีก๊าซเต็มและถังเปล่าออกจากกัน อย่าให้บริเวณที่เก็บมีอุณหภูมิสูงกว่า 50 °C (122 °F) ให้คืนถังเปล่าเป็นระยะ ๆ

มาตรการทางเทคนิค / การป้องกัน : ควรจัดแยกถังบรรจุที่อยู่ในบริเวณที่เก็บตามประเภทของก๊าซ (เช่น ไวไฟ , เป็นพิษ) และปฏิบัติตามข้อกำหนดของท้องถิ่น เก็บให้ห่างจากสารที่ลุกติดไฟ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Bangkok Industrial Gas
16th Floor, Rajanakarn Bldg.,
183 South Sathorn Rd., Yannawa, Sathorn, Bangkok 10120
Tel.(662)676-6262 Fax (662)676-6288-9

8. การควบคุมการสัมผัส / การป้องกันภัยส่วนบุคคล

อุปกรณ์ป้องกันภัยส่วนบุคคล

การป้องกันทางการหายใจ : ใช้หน้ากากป้องกันการหายใจชนิดมีถังอัดอากาศหรือหน้ากากป้องกันการหายใจชนิดมีสายส่งอากาศในบริเวณที่มีออกซิเจนในบรรยากาศไม่เพียงพอ ห้ามใช้หน้ากากป้องกันการหายใจชนิดมีตลับกรอง ต้องอบรมวิธีการใช้อุปกรณ์ป้องกันการหายใจ

การป้องกันที่มือ : ใช้ถุงมือที่ทนทานเพื่อขนย้ายถังบรรจุ ระยะเวลาการเจาะทะลุของถุงมือควรจะมากกว่าระยะเวลาที่ใช้

การป้องกันตา : สวมแว่นตานิรภัย เมื่อขนย้ายถังบรรจุ

การป้องกันผิวหนังและร่างกาย : สวมรองเท้านิรภัย เมื่อขนย้ายถังบรรจุ

การป้องกันพิเศษและทางสุขศาสตร์ : ต้องมั่นใจว่ามีการระบายอากาศที่เพียงพอ โดยเฉพาะในที่อับอากาศ

ข้อสังเกตุ : ผลิตภัณฑ์นี้ทำให้เกิดอาการหายใจไม่ออก

9. สมบัติทางกายภาพและเคมี

ลักษณะ : ก๊าซอัด

สี : ก๊าซไม่มีสี

กลิ่น : ไม่มีกลิ่น

น้ำหนักโมเลกุล : 4 g/mol.

ความหนาแน่นไอสัมพัทธ์ : 0.138 (อากาศ = 1)

ความหนาแน่นที่ 70 °F (21°C) : 0.012 lb/ft^3 (0.0002 g/cm^3) (เป็นไอระเหย)

ปริมาตรเฉพาะที่ 70 °F (21°C) : 96.68 ft^3/lb (6.0349 m^3/Kg)

จุดเดือด : -452 °F (-268.9°C)

อุณหภูมิวิกฤติ : -450 °F (-267.9°C)

ความสามารถในการละลายน้ำ : 0.0015 g/l

10. ความเสถียรของสารและความไวในการทำปฏิกิริยา

ความเสถียร : เสถียรภายใต้สภาวะปกติ

ผลิตภัณฑ์อันตรายที่เกิดจากการสลายตัว : ไม่มี

11. ข้อมูลความเป็นพิษ

ไม่ทราบผลกระทบทางพิษวิทยาของผลิตภัณฑ์นี้

เอกสารนี้ใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Bangkok Industrial Gas
16th Floor, Rajanakarn Bldg.,
183 South Sathorn Rd., Yannawa, Sathorn, Bangkok 10120
Tel.(662)676-6262 Fax (662)676-6288-9

12. ข้อมูลทางระบบนิเวศน์วิทยา

ผลกระทบความเป็นพิษต่อนิเวศน์

ความเป็นพิษต่อสัตว์น้ำ : ไม่มีข้อมูล

ความเป็นพิษต่อสิ่งที่มีชีวิตในน้ำ : ไม่มีข้อมูล

การคงสภาพและความสามารถสลายได้ : ไม่มีข้อมูล

การเปลี่ยนแปลงสภาพ : ไม่มีข้อมูล

การสะสมทางชีวภาพ : ไม่มีข้อมูล

ข้อมูลเพิ่มเติม : ผลิตภัณฑ์นี้ไม่ทำลายระบบนิเวศน์วิทยา

13. การกำจัดของเสีย

ของเสียจากผลิตภัณฑ์ที่เหลือ / ผลิตภัณฑ์ที่ไม่ได้ใช้ : ติดต่อผู้จัดจำหน่าย ส่งคืนผลิตภัณฑ์ที่เหลืออยู่ในถังบรรจุเดิมให้แก่ผู้จัดจำหน่าย

ถังบรรจุผลิตภัณฑ์ที่ปนเปื้อน : ส่งคืนถังบรรจุให้ผู้จัดจำหน่าย

14. ข้อมูลการขนส่ง

CFR **ชื่อทางการขนส่ง :** Helium , Compressed

ประเภท : 2.2

UN / ID Number : UN 1046

IATA **ชื่อทางการขนส่ง :** Helium , Compressed

ประเภท : 2.2

UN / ID Number : UN 1046

IMDG **ชื่อทางการขนส่ง :** Helium , Compressed

ประเภท : 2.2

UN / ID Number : UN 1046

CTC **ชื่อทางการขนส่ง :** Helium , Compressed

ประเภท : 2.2

UN / ID Number : UN 1046

ข้อมูลเพิ่มเติม : หลีกเลี่ยงการขนส่งบนพาหนะที่ไม่มีพื้นที่แยกจากส่วนของขับรถ ต้องแน่ใจว่า คนขับรถได้มีการระมัดระวังถึงอันตรายของการขนส่งและทราบวิธีปฏิบัติกรณีเกิดอุบัติเหตุ หรือเหตุฉุกเฉิน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Bangkok Industrial Gas
16th Floor, Rajanakarn Bldg.,
183 South Sathorn Rd., Yannawa, Sathorn, Bangkok 10120
Tel.(662)676-6262 Fax (662)676-6288-9

15. ข้อมูลกฎข้อบังคับ

OSHA Hazard Communication Standard (29 CFR 1910.1200) ประเภทอันตราย : ก๊าซอัด

ประเทศ	รายชื่อกฎหมาย	การแจ้ง
USA	TSCA	รวมอยู่ในบัญชีรายชื่อ
EU	ENINECS	รวมอยู่ในบัญชีรายชื่อ
Canada	DSL	รวมอยู่ในบัญชีรายชื่อ
Australia	AICS	รวมอยู่ในบัญชีรายชื่อ
South Korea	ECL	รวมอยู่ในบัญชีรายชื่อ
China	SEPA	รวมอยู่ในบัญชีรายชื่อ
Philippines	PICCS	รวมอยู่ในบัญชีรายชื่อ
Japan	ENCS	รวมอยู่ในบัญชีรายชื่อ

EPA SARA Title III Section 312 (40 CFR 370) ประเภทอันตราย : อันตรายจากความดันทำให้เกิดการรั่วไหลทันที

US California Safe Drinking Water & Toxic Enforcement Act (ข้อที่ 65) : ผลิตภัณฑ์นี้ไม่มีส่วนประกอบของสารเคมีใด ๆ ที่รัฐแคลิฟอร์เนียกำหนดว่าเป็นสาเหตุให้เกิดมะเร็ง มีผลกระทบต่อการคลอดลูกหรืออันตรายอื่น ๆ

16. ข้อมูลเพิ่มเติม

NFPA Rating

สุขภาพ : 0

ความไวไฟ : 0

ความไวในการทำปฏิกิริยา : 0

พิเศษ : SA

HMIS Rating

สุขภาพ : 0

ความไวไฟ : 0

อันตรายทางกายภาพ : 3

จัดเตรียมโดย : Air Products and Chemicals , Inc. Global EH&S Products Safety Department.

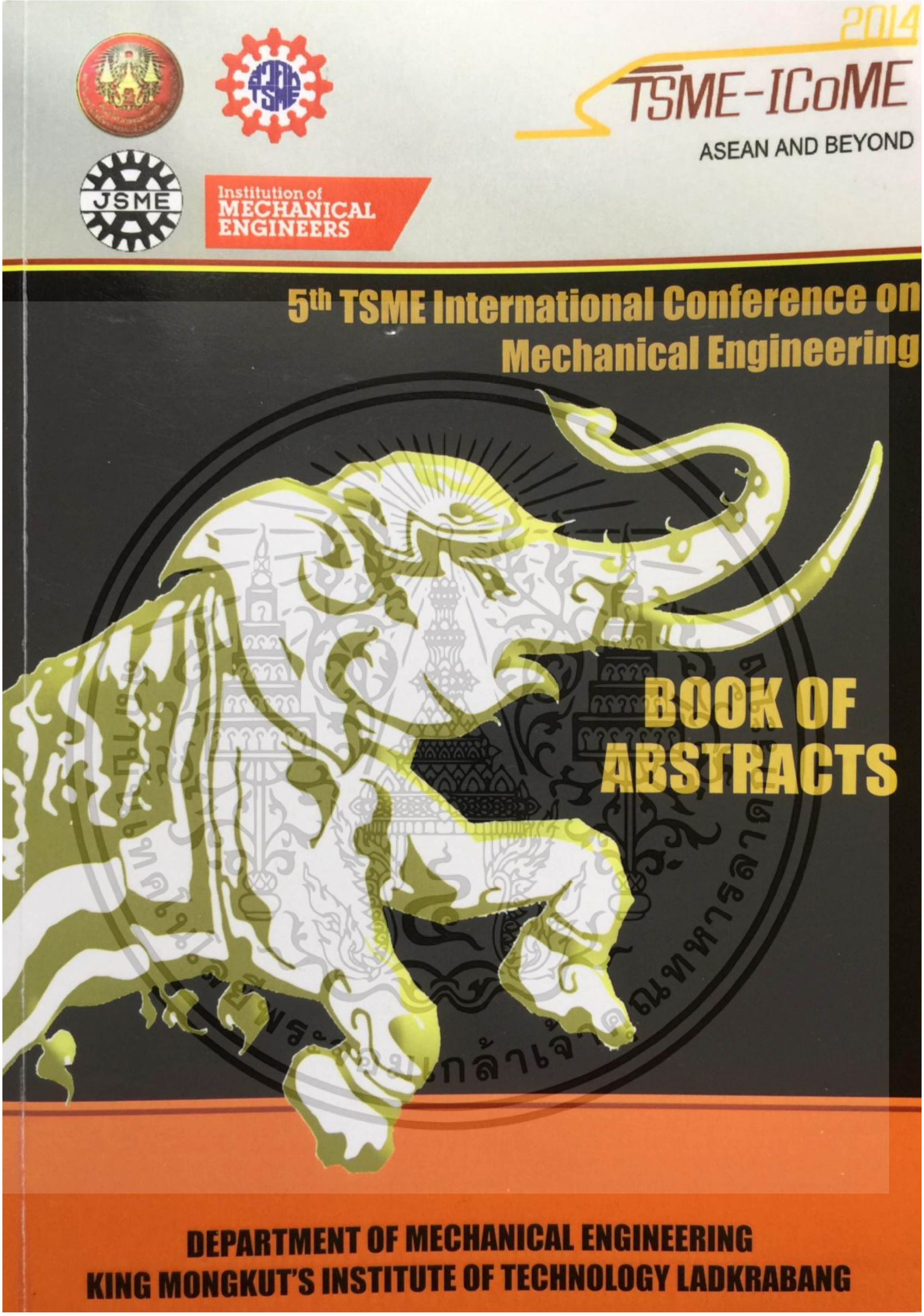
สำหรับข้อมูลเพิ่มเติม , โปรดดูรายละเอียดผลิตภัณฑ์ได้ที่ เว็บไซต์ :

http//www.airproducts.com/productstewardship/

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ง. บทความที่ได้รับการตีพิมพ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Abstract Content (Continue)

The 5th TSME International Conference on Mechanical Engineering

		Page
AEC024	Simulation Study on Performance and Emissions of a Small Direct Injection Diesel Engine Fueled by Dimethyl Ether *Nguyen Lan Huong, Kanit Wattanavichien, Luong Cong Nho, Pham Huu Tuyen*	14
AEC025	Experimental Investigation on the Effect of Equivalent Ratio and Engine Speed on Cyclic Variation of DME HCCI Combustion and Performance Parameters *Kanit Wattanavichien, Teerawut Rakyhao*	15
AEC028	Investigation of Diesel and Biodiesel Soot Oxidation inside a Sample of Conventional DPF *Morteza Borhanipour, Preechar Karin, Chinda Charoenphonphanich, Nuwong Chollacoop, Manida Tongroon, Katsunori Hanamura*	16
AEC030	Improvement of Travelling Grate Boiler Efficiency for Bagasse Fuel *Amonrat Kaewpradap, Wasan Yoksenakul, Sumrerng Jugjai*	17
AEC031	Examination of Torrefaction of Woody Biomass under Different Oxygen Concentrations at Temperature Below 300oC *Nakorn Worasuwannarak, Arthit Phoujaitukar, Seewit Wannapeera*	18
AEC034	CFD Study on the Combustion Performance of a Biogas Fueled Swirl Burner *Niwat Suksam, Jarruwat Charoensuk*	19
AEC035	Investigation of Pre-injection Flow Characteristics in Constant Volume Combustion Chamber (CVCC) using Computational Fluid Dynamics (CFD) *Veerapong Wong, Abhishek Jatav, Pornachart Munmai, Yossapong Laoonual*	20
AEC037	A Study on the Autoignition Characteristics of the Pre-mixture of DME/LPG in a HCCI Engine *Thongchai Sakda, Jarurat Narantau, Park Kyeong, Lee Youngjae, Lim Ockhock*	21
AEC039	Performance of Thermoelectric Refrigeration System Driven by Waste Heat from Exhaust Gas *Kitti Nipueng*	22
AEC041	A Study of Fuel Temperature Distribution in Thai Research Reactor under Risk Conditions *Sakdapong Visantsakul, Jeerkom Panyadeng, Akarachai Saguansap, Pradisa Tirupak*	23
AEC043	Effects of Rotor Blade Span on Self-starting Capability of Darrieus Wind Turbine *Chawin Chantharasenawong, Supakit Worasinchai, Kanyarin Pachanawan, Nat Wanawan, Sarat Suwanachitrakon*	24
AEC044	Design of an Ultra-low Temperature Differential Stirling Engine *Sutapat Kwankaomeng, Banlang Silpsakoolsook, Jittrapom Wongsa-Ngam, Ruangroj Hormuang*	25
AEC046	Designing and Manufacturing Development of Stirling Engine-Generator *Sutapat Kwankaomeng, Banleng Silpsakoolsook, Bancha Kongtragool, Kraengkrai Pelli*	26

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Designing and Manufacturing Development of Stirling Engine-Generator

Sutapat Kwankaomeng[1,]*, Banterng Silpsakoolsook[2], Bancha Kongtragool[3] and Kriengkrai Petli[1]

[1] Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Chalongkrung Rd., Ladkrabang, Bangkok, 10520.Thailand

[2] Department of Chemistry, Faculty of Science, Siam University, Phasicharoen, Bangkok, 10160. Thailand

[3] Department of Energy Technology, Faculty of Engineering, North-Chiang Mai University, Hang Dong, Chiang Mai, 50230. Thailand

* Corresponding Author: E-mail: kksudara@kmitl.ac.th, Tel: 0 2329 8350-1, Fax: 0 2329 8352

Abstract

This paper presents designing and manufacturing development of Stirling engine for electric generator coupling. The primary design is focused on Stirling engine prototype. The engine is a pressurized beta - type Stirling engine with rhombic drive. The engine size is 113 cm^3 with bore and stroke of 60 mm and 40 mm, respectively. Air and Nitrogen were used as the working gas. The heat exchanger sections consist of firing tube heater, stainless wire mesh regenerator and shell and tube cooler with water coolant. On engine performance investigation, LPG is fueled between 0.5 - 0.57 kg/hr of flow rate. Engine tests were conducted by initial pressurization of gas between pressure range of 0.1 to 0.7 MPa. The preliminary testing of the prototype showed that the maximum torque was 1.75 Nm at engine speed 387 rpm while the maximum power was 106 W at speed of 884 rpm, with engine pressure of 0.7 MPa and LPG consumption rate of 0.57 kg/hr. The practical prototype is being tested to achieve optimum power. The engine performance is continuing measured and improved to assemble with commercial electric generator.

Keywords*:* Stirling engine, beta-type, rhombic-drive, generator

1. Introduction

Fossil fuels such as oil and coal were used to be satisfied and met human requirement in early age drilling and mining[1]. Nowadays, however, such natural resources are highly demanded for households, transportations, and industrial sectors and etc. The Japan Institute of Energy [1] reported that the maximum amount of oil reserves in the world is estimated at 2000 billion barrels while the global oil consumption daily is 71.7 million barrels. According to the limitation, lacking of energy resources will occur sooner or later if humankind can't find the suitable and innovative energy production for sustainability and stability.

Especially many areas in this world are now facing natural disasters. Global warming issue is one of the reasons provoked due to greenhouse gasses. Saxena and et al [2] estimated in year 2000 that CO_2 is released over than 20 million metric ton every year. Accordingly, many countries are agreed to decrease greenhouse gases as the major issue. The Kyoto protocol [3],

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

for example, has been adopted by the group of industrialized countries under the agreement to reduce greenhouse gases in 1992. As well as in Thailand, the 11^{th} national economic and social development plan (2012-2016) [4] identified that Thailand should better prepared the effective plan to handle problems caused by climate change, and promote research and development including innovative technologies on greenhouse gas reduction.

Stirling engine was invented and patented by Robert Stirling in 1816. The engine is an external heated engine which is able to use with several of heat sources i.e. solar energy, biomass or waste and independently on fossil fuel. Moreover, exhaust from engine is low in emission and environmental friendly if solar or biomass energies are used as the heat sources because CO_2 neutral energy balance is possible [1]. For this reason, Stirling engine is one perfect choice for energy and environment securities. Hence, modern Stirling engines were investigated and optimized by many researchers for practical use.

Several authors have studied the finite-time thermodynamic performance of engine, the effect of heat losses, and calculated the optimal design parameters for maximum power and efficiency as well as comparison with experimental results and theoretical investigating results on the Stirling engine. Timoumi, Y. and et al [5] formulated simulation model and optimized engine performance including thermal losses taken into account and comparing the testing results from GPU-3 engine prototype. Shendage and et al [6] presented design methodology for beta type Stirling engine and the optimization of phase angle, and considering the effect of overlapping volume between compression and expansion spaces in order to find a feasibility solution in designing of a single cylinder engine which has capacity of 1.5 kW for rural electrification. Miccio [7] applied the Stirling engine by integration between fluidize bed and Stirling engine for micro-generation. The results showed a newly developed mathematical model of a fluidized bed combustor coupled with a Stirling engine. The model lead to get output the bed temperature, the mechanical power and the efficiency of engine. Aksoy, F. and et al [8] presented the comparison of experimental results and theoretical investigating results on a beta-type Stirling engine with rhombic drive mechanism. A theoretical investigation was used the kinematic relations and nodal analysis in FORTRAN software. The effects of working fluid mass on cyclic work were investigated using the convective heat transfer coefficients of 200, 300 and 400 W/m^2K, respectively. The convective heat transfer coefficient was predicted to be 104 W/m^2 K based on experimental result under atmospheric pressure.

Several prototype engines have already been produced by many researchers in the various types of engines and operating conditions. Ankee S, et al [9] developed a prototype beta-type Stirling engine working at the moderate temperature range. The engine prototype has 165 cc of swept volume. Air as a working fluid was charged at 0.7 MPa. The heat source temperature is the range of 350 – 500 ºC. The prototype produced the maximum power of 94.5 W at 360 rpm and the thermal efficiency is 9.35% under charged pressure of 0.7 MPa and 500 ºC of heater temperature.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The feasibility of using the Stirling engine was studied by Corria, M. and et al [10], this report aimed at introducing this technology in Brazil energy scenario by an economic and environmental evaluation. The result was shown that investment cost is the main obstructions for the Stirling engine-generator because this is the new technology in the market.

Since Thailand is agricultural country having agricultural byproduct such as rice husk, cassava residue and etc. Biomass energy, thus, could be supplied instead of fossil fuel. Hence, the integration of biomass and a Stirling engine to produce residential heat and power is attractive for Thailand where resources are available. Kwankaomeng, S. and et al [11] previously presented the design aspects of a 2 HP beta type Stirling engine for powering brown rice husking machine. However the engine performance still be continuing measured and improved. This paper aims to present the improvement of prototype performance in order to couple with commercial electric generator and gasifier for future application.

2. Design Methodology

2.1 Stirling cycle engine

Basically, Stirling engine is a mechanical device that can be used to convert heat to mechanical work as a heat engine and inversely as a heat pump. The mainly dynamic components of Stirling engine consists of a power piston called working piston and a light piston called displacer as depicted in Fig.1.

The displacer is commonly designed to loose fit in order to shuttle working gas back and forth between hot and cold spaces. The power piston must be tightly fit with its cylinder for gas compressing and work producing.

In order to improve thermal efficiency of Stirling engine, regenerator is typically added and placed between heater and cooler. It functions as heat storage and heat exchanger to enhance heat transfer by using permeable material. Hence the working gas is pre-heated and heat absorbed by the regenerator before shuttling to hot and cold spaces, respectively. Heat exchangers, therefore, comprise of heater, cooler and regenerator.

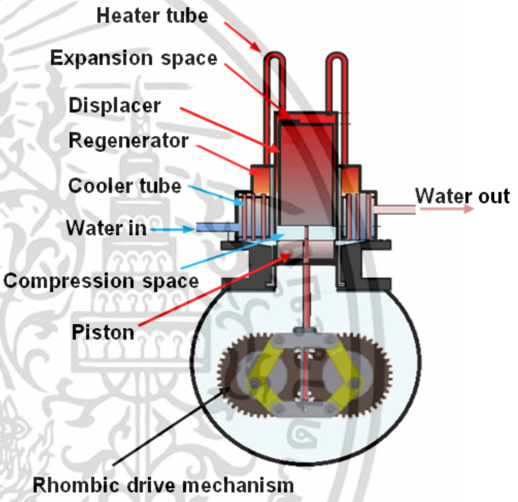


Fig.1. Stirling engines components

2.2 Engine design method

Power output is firstly focused on engine design under selected operating conditions such as working gas pressure and engine speed. The power output of Stirling engine estimation by William Beale [13] is presented in Eq. (1), and the Beale Number (N_B) is selected from graph of Beale Number as the function of heater temperature referred in [12].

$$P = N_B \times p \times f \times V_p \quad (1)$$

Where, P is engine power (W), N_B is Beal number, p is mean cycle pressure (bar), f is cycle frequency (Hz) or engine speed (rps), V_p is displacement of power piston (cm^3) derived from

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึก
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Eq. (2) where r is radius of power cylinder (mm), h is piston stroke (mm).

$$V_p = \pi r^2 \times h \tag{2}$$

2.2 Heat exchangers in Stirling engine

Heat exchangers are the important components in the Stirling engine. They may be three or four heat exchangers in the system which includes a heater, cooler, regenerator and pre-heater (may be optional) [12]. These are showed in Fig. 2.

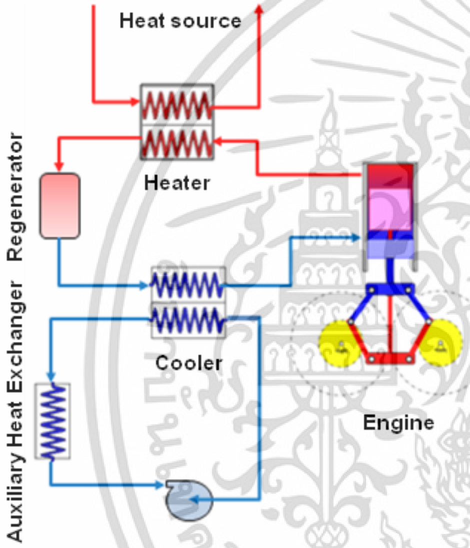


Fig. 2 Heat exchangers on Stirling engine

2.2.1 Heater tube design

Thickness of the heater tube is subjected to high pressure and thermal expansion while the engine is operating. Thickness of tube can be obtained from Eq. (3).

$$t = \frac{p_{\max} d}{2\sigma} \tag{3}$$

Where t is tube thickness, p_{max} is maximum operating pressure and d is bore diameter and σ is the maximum permissible stress.

2.2.2 Regenerator design

Regenerator consists of absorbent matrix or steel wool as depicted in Fig. 3. The regenerator acts as a heat sponge to improve the engine efficiency by storing and heat exchanging between heater and cooler while working fluid is circulating. The regenerator is also a crucial component to enhance the thermal efficiency of the engine.

For this prototype engine, the stainless mesh wire regenerator is considered because of cheap and available.

Fig.3 Stainless wire mesh regenerator

2.2.3 Cooler design

The common type of cooler is shell and tube heat exchanger, they consist of the number of tube bundles for carrying hot temperature of working fluid, enclosed within a shell carrying the water as depicted in Fig. 4.

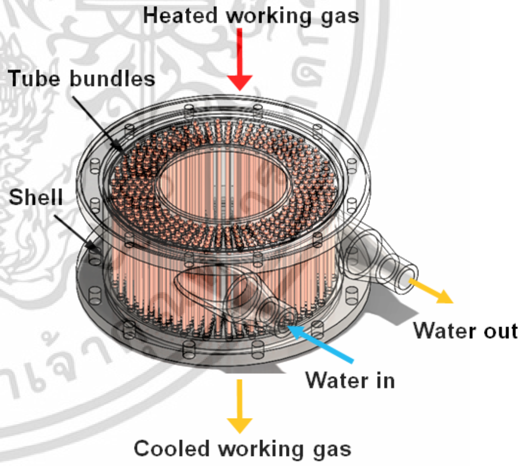


Fig.4 Shell and tube cooler

The analysis can be approximately estimated by a simple equation as in Eq. (4).

$$h_t = \frac{h_w}{(1 + 0.882 h_w)} \tag{4}$$

Where h_t is the total heat transfer coefficient and h_w is the heat transfer coefficient of the water film derived from Eq. (5).

$$h_w = 0.35 \mathrm{Re}^{0.55} \mathrm{Pr}^{0.33} k_w d_o \tag{5}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Where Re is Reynolds numbers, Pr is Prandtl numbers k_w is the water thermal conductivity and d_o is the outer diameter of water tube.

2.3 Rhombic drive mechanism parameters

The Rhombic drive mechanism is suitable used for beta-type Stirling engine because it can fit in an engine configuration.

The mechanism comprises of a piston yoke, a displacer yoke, two piston connection rods, two displacer connecting rods and two symmetric spur gears [8] as illustrated in Fig.5.

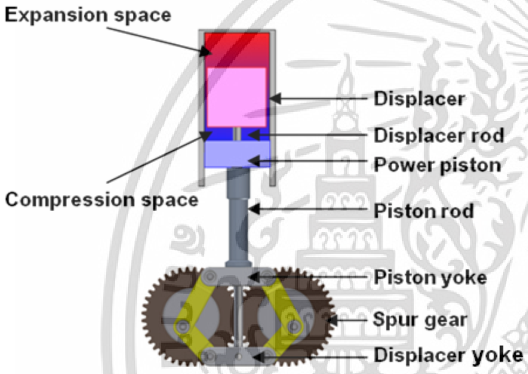


Fig.5 Rhombic-drive mechanism

The major parametes for analysis and design considerations can be obtained from a compact engine design as given by General Motors [14]. The geometric parameters of a rhombic mechanism are determined in Eqs. (6) - (7), by the piston and displacer motions in which σ =2.5 and ρ =0.96 yield an exceptionally good cycle [11].

$$\sigma = \frac{L}{R} \tag{6}$$

$$\rho = \frac{D-E}{R} \tag{7}$$

Where L is connecting rod length, E is yoke length, R is crank radius and D is gear pitch crank radius.

The design specification of engine prototype is given in Table 1 and the prototype of Stirling engine is illustrated in Fig.6 respectively.

Table.1 Design specifications of rhombic drive Stirling engine prototype

Engine Type	Beta
Working Fluid	Air, N_2
Average Pressure (bar)	31
Engine Speed(rpm)	1800
Engine Power(W)	1500
Hot-side Temperature(K)	923
Cold-side Temperature(K)	338
Bore Diameter(mm.)	60
Stroke (mm.)	40
Engine Size (cm^3)	113

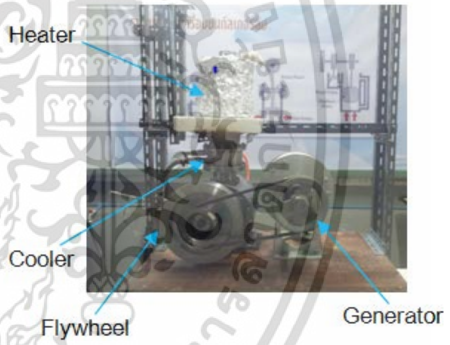


Fig.6 The prototype of Stirling engine-generator

3. Experimental Set Up

Before coupling the Stirling engine prototype with a commercial generator and gasified burner, the engine characteristics must be evaluated and proved of concept device.

The laboratory tests of the engine performance were conducted by using LPG as fuel for precise and steady heat supply. Engine and equipment used in the experiment are exhibited in Fig.7.

Gas burner is equipped with a LPG tank. Pressure regulator and an adjustable valve are used to control fuel delivering to power the

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

engine. Gas consumption is measured by gas flow meter model ST75V. The inlet and outlet temperatures of cooling water are detected by J-type thermocouples. The insulation block is installed for heat loss prevention of burner. The engine's head surface temperature is measured by K-type thermocouples. Engine speed is detected by a photo tachometer DIGICON DT-250TP for rotational revolution observation.

A rope-brake dynamometer is used to measure the engine torque. The pulley diameter of 11 cm is used as a brake drum. Loading weight is applied on the opposite rotational direction of flywheel. The braking load is measured by the loading weight.

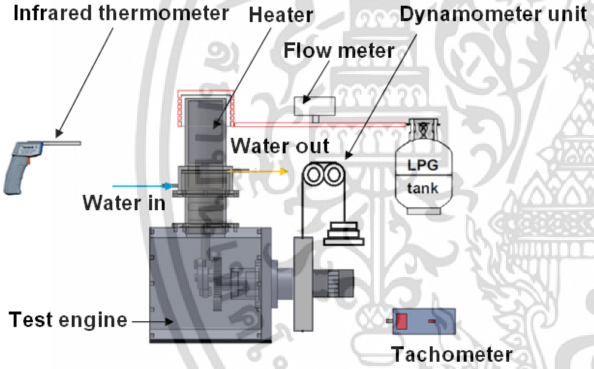


Fig.7 Prototype and experimental set up

4. Experimental Results

The prototype was observed the operating behavior. The engine can be operated in a few minutes for transient period. Because of heat gaining during pre-heating, the starting revolution was drastically increased and reached the steady speed as presented in Fig.8.

At initial charged pressure of N_2 at 0.7 MPa, the prototype can be operated within one minute after heat supplied during the transient period. The engine, then, reached the steady speed in 30 minutes after heated. The maximum speed was 1209 rpm at the heater temperature was 547 °C.

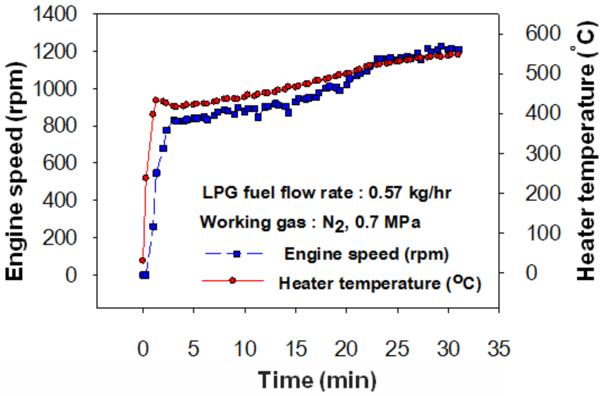


Fig.8 The relationship between engine speed and heater temperature of pressurized N_2

4.1 Engine torque

The torque characteristic with the variation of pressure and engine speed is illustrated in Figs. 9 and 10. Torque increases with speed before reaching the maximum value then decreases with the increasing of the speed. The engine can be operated with wider speed range when the charged pressure of engine is increased.

When the engine was pressurized with air at 0.5 MPa, the maximum torque was produced approximately 1.50 Nm with the engine speed of 279 rpm as plotted in Fig.9.

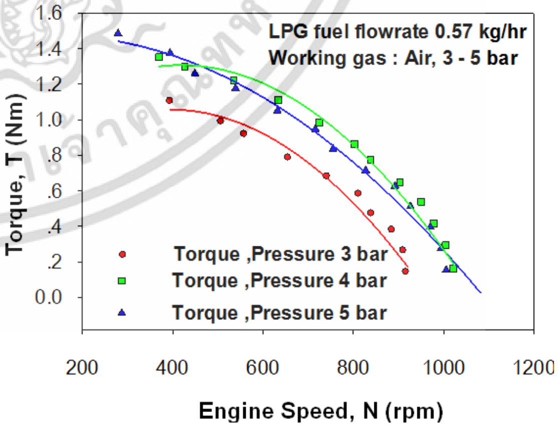


Fig.9 Variation of engine torque and speed at different air pressure charged of 0.3 to 0.5 MPa

Figure 10 shows the maximum torque was 1.75 Nm at engine speed of 387 rpm with 0.7 MPa pressurized by N_2 and 0.57 kg/hr of LPG consumption rate.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

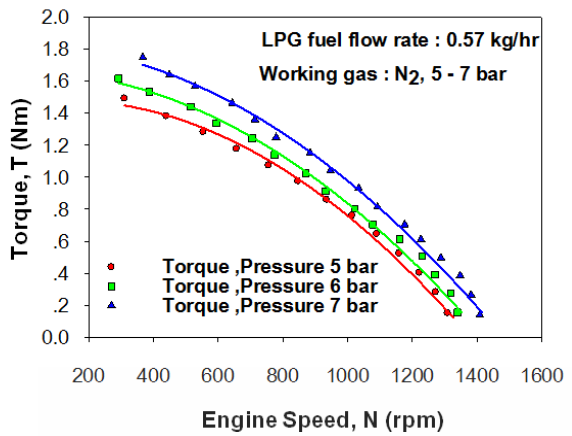


Fig.10 The variation of engine torque and speed at different N_2 pressure charge of 0.5 to 0.7 MPa

4.2 Engine power

The variations of output power with engine speed are depicted in Figs. 11 and 12. When the engine pressure is enhanced, the operating range is shifted to higher running and the maximum power is greater. However, at any specified pressure, the engine power increases with speed until the maximum power achieves, and then the power decreases even if the engine speed increases.

Figure 11 the maximum power was 75 W at engine speed of 724 rpm with charged air of 0.4 MPa and LPG consumption rate of 0.57 kg/hr.

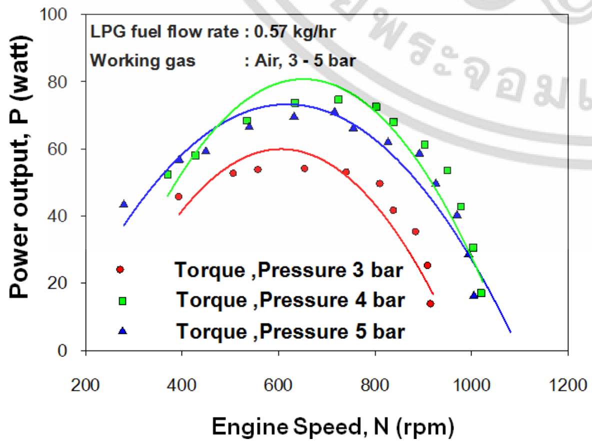


Fig.11 The variation of engine power and speed at different air pressure charge of 0.3 to 0.5 MPa

When N_2 was pressurized at 0.7 MPa, the engine produced the maximum power of 106 W at speed of 884 rpm and LPG consumption rate of 0.57 kg/hr of as demonstrated in Fig.12.

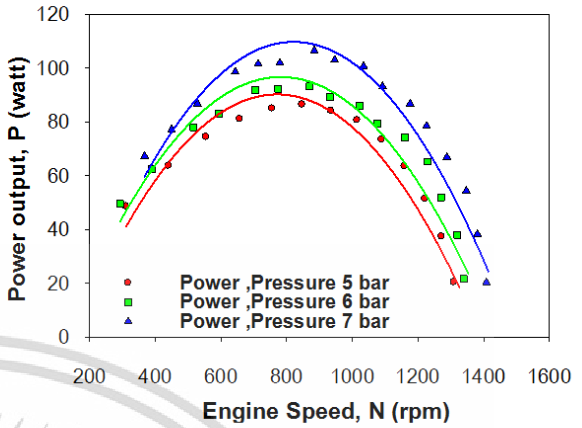


Fig.12 The variation of engine power and speed at different N_2 pressure charge of 0.5 to 0.7 MPa

5. Conclusion and Recommendation

A pressurized beta-type Stirling engine with rhombic drive was designed, built and tested. The engine size is 113 cm^3 with bore and stroke of 60 mm and 40 mm, respectively. The proof of concept device, LPG is fueled between 0.5 - 0.57 kg/hr of flow rate. Air and N_2 were used as working gas and charged at the pressure range of 0.1 – 0.7 MPa.

The experimental results revealed that engine with N_2 pressurization of 0.7 MPa can be started to drive in one minute and 260 rpm of starting revolution with the heater temperature of 547 $^{\circ}$C.

The engine pressurization with air of 0.5 MPa and LPG consumption rate of 0.57 kg/hr, the maximum torque and power were 1.5 Nm at 279 rpm and 75 W at 724 rpm, respectively.

The prototype with N_2 charged pressure of 0.7 MPa and LPG consumption rate of 0.57 kg/hr, gave the maximum speed of 1209 rpm and the maximum power and torque of 106 W at 884 rpm and 1.75 Nm at 387 rpm, respectively.

In a comparison between the prototype engine and the tested engine of [11] with the

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

same total swept volume and applied air as a working fluid condition, it was found that the prototype delivered more power and torque than that of [11]. In addition, when applied N_2 as a working gas, the greater of power and torque than that of [11] is 39 W and 0.43 Nm, respectively.

The higher pressure charging, the greater fuel consumption rate needs. The prototype with pressurized of both air and N_2 is needed to supply more consumption rate. However, this investigation has to take heat loss from the furnace into account. The engine, thus, performance can be increased by furnace improvement and heat loss reduction.

6. Acknowledgement

The financial support of this research from the Office of the Higher Education Commission of Thailand (OHEC) is gratefully acknowledgement.

7. References

[1] The Japan Institute of Energy (2008), the Asian Biomass Handbook.

[2] Saxena, R.C. Adhikari, D.K. and Goyal, H.B. (2007). Biomass-Based energy fuel through biochemical routes: A review, *Renewable & Sustainable reviews vol. (13), 2009,* pp. 167-178.

[3] United Nations (1998), Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention Climate Change.

[4] National Economics and Social Development Board Office of the Prime Minister (2012), The 11th National Economics and Social Development Plan (2012-2016).

[5] Timoumi, Y. Tlili, I. Nasrallah, S.B. (2008). Performance optimization of Stirling engines, *Renewable Energy*, vol. 33(9), September 2008, pp. 2134 – 2144.

[6] Shendang, D.J. Kedare, S.B. and Bapat, S.L. (2011) An analysis of beta type Stirling engineee with rhombic drive mechanism, *Renewable Energy*, vol. 36, 2011, pp. 289 - 297.

[7] Miccio, F. (2013). On the integration between fluidized bed and Stirling engine for microgeneration, *Applied Thermal Engineering,* vol. (52), 2013, pp. 46 – 53.

[8] Aksoy, F. Cinar, C. (2013). Thermodynamic analysis of a beta-type Stirling engine with rhombic drive mechanism, *Energy Conversion and Management,* vol. (75), 2013, pp. 319 – 324.

[9] Sripakagorn, A. Srikam, C. (2011). Design and performance of a moderate temperature differrence Stirling engine, *Renewable Energy*, vol. (36), 2011, pp. 1728 – 1733.

[10] Corria, M.E Cobas, V.M. and Lora, E.S. Perspectives of Stirling engines use for distributed generation in Brazil, Energy Policy, vol. (34), 2006, pp. 3402 – 3408.

[11] Kwankaomeng, S. Silpsakoolsook, B. Kongtragool, B. and Klinhom, S. Design Aspects of a 2HP Stirling Engine for Powering Brown Rice Husking Machine, the 4th International Conference on mechanical Engineering, (16 - 28), October 2013.

[12] Thombare, D.G. and Verma, S.K. Technological development in the Stirling cycle engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. (12), 2008, pp. 1 – 38.

[13] Walker G. (1980).Stirling engine. Oxford Clarendon Press, Calgaryl.

[14] Meijer, R.J. (1960). The philips Stirling thermal-engine. Technische Hogschool Delft, New York.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก จ. ผลการทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.1 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 2 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	494	0	0	0	0
2	488	0.04	0.5	0.23	11.7
3	461	0.145	1	0.42	20.3
4	407	0.28	1.5	0.6	25.6
5	318	0.37	2	0.8	26.6
6	247	0.485	2.5	0.99	25.6

ตารางภาคผนวกที่ จ.2 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 3 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	664	0	0	0	0
2	660	0.19	0.5	0.15	10.4
3	634	0.4	1	0.29	19.2
4	594	0.5	1.5	0.49	30.5
5	541	0.6	2	0.69	39.1
6	445	1	2.5	0.74	34.5
7	337	1.5	3	0.74	26.1
8	311	1.6	3.5	0.93	30.3
9	302	2.2	4	0.88	27.8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.3 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 4 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	760	0	0	0	0
2	759	0.1	0.5	0.2	15.9
3	740	0.2	1	0.39	30.2
4	707	0.5	1.5	0.49	36.3
5	656	0.9	2	0.54	37.1
6	591	1.1	2.5	0.69	42.7
7	530	1.4	3	0.78	43.3
8	420	1.8	3.5	0.83	36.5
9	340	2.1	4	0.93	33.1
10	262	2.4	4.5	1.03	28.2

ตารางภาคผนวกที่ จ.4 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 5 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	878	0	0	0	0
2	846	0.165	0.5	0.16	14.2
3	806	0.36	1	0.31	26.2
4	743	0.575	1.5	0.45	35
5	669	0.805	2	0.59	41.3
6	621	1.065	2.5	0.7	45.5
7	537	1.333	3	0.82	46.1
8	452	1.635	3.5	0.91	43.1
9	400	1.995	4	0.98	41
10	314	2.325	4.5	1.07	35.2
11	250	2.745	5	1.11	29

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.5 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 6 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	875	0	0	0	0
2	871	0.23	0.5	0.13	11.9
3	852	0.47	1	0.26	23.2
4	821	0.78	1.5	0.35	30.1
5	796	1.06	2	0.46	38.3
6	746	1.36	2.5	0.56	43.7
7	677	1.71	3	0.63	44.6
8	640	1.98	3.5	0.75	50.2
9	552	2.11	4	0.93	53.7
10	450	2.69	4.5	0.89	41.9
11	352	2.79	5	1.08	39.8
12	238	3.02	5.5	1.22	30.4

ตารางภาคผนวกที่ จ.6 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 7 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	961	0	0	0	0
2	953	0.24	0.5	0.13	13
3	943	0.51	1	0.24	23.7
4	914	0.8	1.5	0.34	32.5
5	870	1.09	2	0.45	41
6	844	1.39	2.5	0.54	47.7
7	787	1.7	3	0.64	52.7
8	723	2.01	3.5	0.73	55.2
9	651	2.21	4	0.88	60
10	608	2.65	4.5	0.91	57.9
11	522	2.98	5	0.99	54.1
12	428	3.28	5.5	1.09	48.8
13	328	3.6	6	1.18	40.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.7 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 8 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	1074	0	0	0	0
2	1052	0.24	0.5	0.13	14.3
3	1021	0.55	1	0.22	23.5
4	995	0.9	1.5	0.29	30.2
5	962	1.1	2	0.44	44.3
6	921	1.42	2.5	0.53	51.1
7	862	1.75	3	0.61	55
8	781	2.05	3.5	0.71	58
9	692	2.15	4	0.91	65.9
10	642	2.65	4.5	0.91	61.1
11	571	2.65	4.5	0.91	54.4
12	481	3.4	5.5	1.03	51.9
13	410	3.6	6	1.18	50.6
14	351	3.8	6.5	1.32	48.5

ตารางภาคผนวกที่ จ.8 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 9 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	1160	0	0	0	0
2	1108	0.25	0.5	0.12	13.9
3	1090	0.62	1	0.19	21.7
4	993	0.95	1.5	0.27	28.1
5	981	1.25	2	0.37	38
6	925	1.4	2.5	0.54	52.3
7	899	1.53	3	0.72	67.7
8	854	2.2	3.5	0.64	57.2
9	803	2.35	4	0.81	68.1
10	731	2.65	4.5	0.91	69.6
11	710	3.01	5	0.98	72.8
12	604	3.3	5.5	1.08	68.3
13	502	3.67	6	1.14	59.9
14	400	3.8	6.5	1.32	55.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.9 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 10 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	1210	0	0	0	0
2	1195	0.24	0.5	0.13	16.3
3	1162	0.72	1	0.14	17
4	1124	1	1.5	0.25	29.4
5	1092	1.24	2	0.37	42.3
6	1043	1.65	2.5	0.42	45.9
7	1010	1.82	3	0.58	61.3
8	961	2.2	3.5	0.64	64.4
9	905	2.48	4	0.75	71
10	895	2.78	4.5	0.84	78.7
11	817	3.3	5	0.83	71
12	729	3.5	5.5	0.98	74.8
13	655	3.9	6	1.03	70.6
14	563	4.15	6.5	1.15	67.8
15	480	4.25	7	1.35	67.8
16	391	4.35	7.5	1.55	63.4

ตารางภาคผนวกที่ จ.10 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 2 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	524	0	0	0	0
2	518	0.03	0.5	0.23	12.5
3	506	0.12	1	0.43	22.8
4	434	0.25	1.5	0.61	27.7
5	327	0.31	2	0.83	28.4
6	262	0.42	2.5	1.02	28
7	524	0	0	0	0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.11 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 3 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	718	0	0	0	0
2	711	0.19	0.5	0.15	11.2
3	681	0.34	1	0.32	22.8
4	649	0.49	1.5	0.5	34
5	551	0.48	2	0.75	43.3
6	455	0.83	2.5	0.82	39.1
7	347	1.34	3	0.81	29.4
8	283	1.47	3.5	1	29.6
9	258	1.87	4	1.04	28.1

ตารางภาคผนวกที่ จ.12 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 4 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	800	0	0	0	0
2	812	0.1	0.5	0.2	17
3	824	0.18	1	0.4	34.5
4	743	0.45	1.5	0.52	40.4
5	680	0.78	2	0.6	42.7
6	627	1.05	2.5	0.71	46.6
7	587	1.41	3	0.78	47.9
8	462	1.53	3.5	0.97	46.9
9	374	1.68	4	1.14	44.6
10	282	1.92	4.5	1.27	37.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.13 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 5 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	924	0	0	0	0
2	905	0.15	0.5	0.17	16.1
3	898	0.34	1	0.32	30.1
4	780	0.51	1.5	0.49	40
5	693	0.73	2	0.62	45
6	658	0.93	2.5	0.77	53
7	594	1.26	3	0.85	52.8
8	497	1.46	3.5	1	52
9	439	1.69	4	1.13	51.9
10	338	1.86	4.5	1.29	45.6
11	269	2.21	5	1.37	38.6

ตารางภาคผนวกที่ จ.14 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 6 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	929	0	0	0	0
2	925	0.21	0.5	0.14	13.6
3	936	0.4	1	0.29	28.4
4	877	0.68	1.5	0.4	36.7
5	820	0.9	2	0.54	46.3
6	794	1.19	2.5	0.64	53.2
7	721	1.54	3	0.72	54.3
8	685	1.8	3.5	0.83	59.5
9	589	1.86	4	1.05	64.7
10	475	2.37	4.5	1.04	51.7
11	382	2.54	5	1.21	48.4
12	259	2.66	5.5	1.39	37.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.15 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 7 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	1036	0	0	0	0
2	1043	0.23	0.5	0.13	14.2
3	1075	0.46	1	0.26	29.3
4	982	0.72	1.5	0.38	39.1
5	923	0.95	2	0.52	50.2
6	916	1.33	2.5	0.57	54.6
7	891	1.5	3	0.74	69
8	813	1.8	3.5	0.83	70.6
9	733	2.13	4	0.92	70.6
10	670	2.55	4.5	0.96	67.3
11	576	2.74	5	1.11	66.9
12	472	3.02	5.5	1.22	60.3
13	348	3.35	6	1.3	47.4

ตารางภาคผนวกที่ จ.16 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 8 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	1141	0	0	0	0
2	1117	0.22	0.5	0.14	16.4
3	1122	0.46	1	0.26	30.5
4	1062	0.79	1.5	0.35	38.9
5	991	0.94	2	0.52	53.9
6	980	1.24	2.5	0.62	63.6
7	918	1.58	3	0.7	67.3
8	836	1.86	3.5	0.8	70
9	739	1.89	4	1.03	79.7
10	678	2.34	4.5	1.06	75.2
11	620	2.41	4.5	1.03	66.8
12	524	3	5.5	1.23	67.5
13	431	3.15	6	1.4	63.2
14	376	3.36	6.5	1.54	60.6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.17 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 9 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	1232	0	0	0	0
2	1177	0.23	0.5	0.13	16
3	1198	0.52	1	0.24	30.1
4	1060	0.83	1.5	0.33	36.6
5	1011	1.06	2	0.46	48.7
6	984	1.23	2.5	0.62	63.9
7	957	1.38	3	0.79	79.1
8	914	2	3.5	0.74	70.8
9	857	2.07	4	0.95	85.2
10	772	2.34	4.5	1.06	85.7
11	771	2.74	5	1.11	89.6
12	659	2.91	5.5	1.27	87.6
13	527	3.21	6	1.37	75.6
14	426	3.36	6.5	1.54	68.7
15	363	3.7	7	1.62	61.6
16	319	3.62	7.5	1.9	63.4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.18 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 10 บาร์ ใช้แหวนรองแบบเดิมที่ทำด้วยวัสดุเทปล่อน (PTFE)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	1285	0	0	0	0
2	1269	0.21	0.5	0.14	18.6
3	1277	0.52	1	0.24	32.1
4	1200	0.83	1.5	0.33	41.4
5	1125	1.1	2	0.44	51.8
6	1110	1.35	2.5	0.56	65.1
7	1075	1.64	3	0.67	75.4
8	1028	1.9	3.5	0.78	83.9
9	966	2.2	4	0.88	89
10	945	2.43	4.5	1.02	100.9
11	887	3.21	5	0.88	81.7
12	795	3.41	5.5	1.03	85.7
13	688	3.8	6	1.08	77.8
14	600	4.08	6.5	1.19	74.7
15	510	4.18	7	1.38	73.7
16	430	4.21	7.5	1.61	72.5
17	335	4.43	8	1.75	61.4
18	244	4.5	8.5	1.96	50.1

ตารางภาคผนวกที่ จ.19 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 1 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	135	0	0	0	0
2	125	0.05	0.5	0.22	2.9
3	115	0.1	1	0.44	5.3
4	93	0.15	1.5	0.66	6.4
5	48	0.20	2	0.88	4.4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.20 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 2 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	535	0	0	0	0
2	520	0.1	0.5	0.2	10.9
3	495	0.2	1	0.39	20.2
4	460	0.2	1.5	0.64	30.8
5	390	0.3	2	0.83	33.9
6	290	0.4	2.5	1.03	31.3
7	235	0.5	3	1.23	30.3

ตารางภาคผนวกที่ จ.21 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 3 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	692	0	0	0	0
2	685	0.2	0.5	0.15	10.8
3	670	0.3	1	0.34	23.8
4	632	0.4	1.5	0.54	35.7
5	585	0.5	2	0.74	45.3
6	501	0.9	2.5	0.78	40.9
7	420	1.4	3	0.78	34.3
8	353	1.5	3.5	0.98	36.2
9	312	1.9	4	1.03	33.6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.22 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 4 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	802	0	0	0	0
2	785	0.1	0.5	0.2	16.4
3	775	0.2	1	0.39	31.6
4	750	0.4	1.5	0.54	42.4
5	700	0.8	2	0.59	43.2
6	635	1	2.5	0.74	49.2
7	569	1.3	3	0.83	49.4
8	440	1.6	3.5	0.93	42.8
9	379	1.9	4	1.03	40.9
10	280	2.15	4.5	1.15	33.7

ตารางภาคผนวกที่ จ.23 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 5 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	905	0	0	0	0
2	882	0.13	0.5	0.18	16.6
3	841	0.3	1	0.34	29.9
4	785	0.5	1.5	0.49	40.3
5	731	0.75	2	0.61	46.7
6	642	0.95	2.5	0.76	51.1
7	571	1.2	3	0.88	52.6
8	492	1.6	3.5	0.93	47.9
9	421	1.8	4	1.08	47.6
10	321	2.2	4.5	1.13	38
11	265	2.6	5	1.18	32.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.24 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 6 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	915	0	0	0	0
2	885	0.2	0.5	0.15	13.9
3	871	0.4	1	0.29	26.4
4	831	0.7	1.5	0.39	33.9
5	810	1	2	0.49	41.5
6	778	1.3	2.5	0.59	48
7	721	1.6	3	0.69	52.1
8	682	1.9	3.5	0.78	55.7
9	582	2	4	0.98	59.7
10	480	2.4	4.5	1.03	51.7
11	372	2.7	5	1.13	44
12	270	3	5.5	1.23	34.8

ตารางภาคผนวกที่ จ.25 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 7 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	991	0	0	0	0
2	983	0.2	0.5	0.15	15.4
3	962	0.5	1	0.25	25.2
4	931	0.8	1.5	0.34	33.1
5	882	1	2	0.49	45.2
6	865	1.3	2.5	0.59	53.4
7	830	1.7	3	0.64	55.6
8	742	2	3.5	0.74	57.5
9	670	2.1	4	0.93	65.2
10	621	2.5	4.5	0.98	63.7
11	540	2.85	5	1.05	59.3
12	441	3.2	5.5	1.13	52.2
13	341	3.5	6	1.23	43.9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.26 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 8 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	1167	0	0	0	0
2	1102	0.2	0.5	0.15	17.3
3	1080	0.53	1	0.23	26
4	1040	0.85	1.5	0.32	34.8
5	980	1.07	2	0.46	47.2
6	951	1.35	2.5	0.56	55.7
7	891	1.72	3	0.63	58.8
8	802	2	3.5	0.74	62.1
9	721	2.1	4	0.93	70.2
10	662	2.55	4.5	0.96	66.5
11	571	2.9	5	1.03	61.6
12	470	3.25	5.5	1.1	54.1
13	365	3.5	6	1.23	47
14	321	3.7	6.5	1.37	46

ตารางภาคผนวกที่ จ.27 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 9 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	1210	0	0	0	0
2	1196	0.21	0.5	0.14	17.5
3	1188	0.58	1	0.21	26.1
4	1121	0.9	1.5	0.29	34
5	1067	1.2	2	0.39	43.6
6	991	1.37	2.5	0.55	57
7	959	1.5	3	0.74	74.3
8	897	2.2	3.5	0.64	60.1
9	847	2.3	4	0.83	73.6
10	775	2.6	4.5	0.93	75.4
11	732	2.97	5	1	76.6
12	646	3.3	5.5	1.08	73
13	552	3.6	6	1.18	68.2
14	452	3.7	6.5	1.37	64.8
15	385	3.81	7	1.56	62.9
16	340	4.2	7.5	1.62	57.7
17	210	4.3	8	1.81	39.8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.28 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 2 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	577	0	0	0	0
2	531	0.07	0.5	0.21	11.7
3	518	0	1	0.49	26.6
4	501	0.18	1.5	0.65	34.1
5	402	0.26	2	0.85	35.8
6	295	0.35	2.5	1.05	32.4
7	200	0	3	1.47	30.8

ตารางภาคผนวกที่ จ.29 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 3 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	748	0	0	0	0
2	738	0.2	0.5	0.15	11.6
3	720	0.25	1	0.37	27.9
4	690	0.35	1.5	0.56	40.4
5	596	0.4	2	0.78	48.7
6	512	0.75	2.5	0.86	46.1
7	432	1.25	3	0.86	38.9
8	321	1.38	3	0.79	26.5
9	267	1.62	3.5	0.92	25.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.30 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 4 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	865	0	0	0	0
2	802	0.1	0.5	0.2	16.8
3	834	0.15	1	0.42	36.7
4	818	0.32	1.5	0.58	49.7
5	713	0.65	2	0.66	49.3
6	648	0.84	2.5	0.81	54.9
7	486	1.13	3	0.92	46.8
8	448	1.45	3.5	1.01	47.4
9	324	1.62	4	1.17	39.7
10	284	2	4.5	1.23	36.6

ตารางภาคผนวกที่ จ.31 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 5 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	953	0	0	0	0
2	944	0	0.5	0.25	24.7
3	937	0.28	1	0.35	34.3
4	825	0.45	1.5	0.52	44.9
5	758	0.68	2	0.65	51.6
6	681	0.83	2.5	0.82	58.4
7	632	1.14	3	0.91	60.2
8	541	1.43	3.5	1.02	57.8
9	463	1.53	4	1.21	58.6
10	352	1.76	4.5	1.34	49.4
11	290	2.1	5	1.42	43.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.32 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 6 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	986	0	0	0	0
2	969	0.19	0.5	0.15	15.2
3	993	0.36	1	0.31	32.2
4	893	0.63	1.5	0.43	40.2
5	859	0.87	2	0.55	49.4
6	844	1.24	2.5	0.62	54.8
7	816	1.41	3	0.78	66.6
8	767	1.7	3.5	0.88	70.6
9	655	1.93	4	1.02	69.9
10	529	2.31	4.5	1.07	59.2
11	411	2.61	5	1.17	50.3
12	298	2.91	5.5	1.27	39.6

ตารางภาคผนวกที่ จ.33 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 7 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	1052	0	0	0	0
2	1044	0.19	0.5	0.15	16.4
3	1002	0.42	1	0.28	29.4
4	994	0.7	1.5	0.39	40.6
5	920	0.85	2	0.56	53.9
6	908	1.13	2.5	0.67	63.7
7	883	1.53	3	0.72	66.5
8	770	1.81	3.5	0.83	66.9
9	702	1.84	4	1.06	77.9
10	640	2.2	4.5	1.13	75.7
11	586	2.5	5	1.23	75.4
12	480	2.82	5.5	1.31	65.8
13	352	3.06	6	1.44	53.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.34 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 8 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	1240	0	0	0	0
2	1170	0.19	0.5	0.15	18.4
3	1186	0.44	1	0.27	33.5
4	1110	0.74	1.5	0.37	43
5	1009	0.91	2	0.53	56
6	956	1.18	2.5	0.65	65
7	930	1.55	3	0.71	69.1
8	858	1.81	3.5	0.83	74.5
9	769	1.9	4	1.03	82.9
10	702	2.24	4.5	1.11	81.6
11	620	2.63	5	1.16	75.3
12	512	2.86	5.5	1.29	69.1
13	383	3	6	1.47	58.9
14	343	3.27	6	1.34	48.1

ตารางภาคผนวกที่ จ.35 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 9 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	1285	0	0	0	0
2	1270	0.19	0.5	0.15	19.9
3	1230	0.48	1	0.26	33.5
4	1150	0.78	1.5	0.35	42.1
5	1099	1.02	2	0.48	55.2
6	1054	1.19	2.5	0.64	70.6
7	1021	1.54	3	0.72	76.9
8	959	1.85	3.5	0.81	81.3
9	904	2.02	4	0.97	91.8
10	817	2.29	4.5	1.08	92.4
11	795	2.7	5	1.13	94
12	704	2.9	5.5	1.28	94.3
13	579	3.15	6	1.4	84.8
14	480	3.27	6.5	1.58	79.4
15	408	3.35	7	1.79	76.4
16	373	3.71	7.5	1.86	72.6
17	224	3.8	8	2.06	48.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางภาคผนวกที่ จ.36 ผลการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 0.5 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของน้ำ 0.06 กิโลกรัมต่อวินาที ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 10 บาร์ ใช้ซีลแบบโอริง (O-ring)

No.	n (rpm)	W1	W2	T (n*m)	P (watt)
1	1360	0	0	0	0
2	1338	0.21	0.5	0.14	19.6
3	1300	0.52	1	0.24	32.7
4	1265	0.83	1.5	0.33	43.7
5	1197	1.1	2	0.44	55.1
6	1168	1.35	2.5	0.56	68.5
7	1124	1.64	3	0.67	78.8
8	1093	1.9	3.5	0.78	89.2
9	991	2.16	4	0.9	93.4
10	954	2.22	4.5	1.12	111.8
11	915	2.82	5	1.07	102.5
12	818	3.08	5.5	1.19	101.9
13	718	3.33	6	1.31	98.4
14	639	3.62	6.5	1.41	94.3
15	472	3.7	7	1.62	80
16	403	3.8	7.5	1.81	76.3
17	330	3.9	8	2.01	69.4
18	276	4.21	8.5	2.1	60.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติส่วนตัว

ชื่อ-นามสกุล นายเกรียงไกร เพชรลิ

วัน เดือน ปีเกิด 18 กรกฎาคม 2526

ที่อยู่ 585 ห้อง 607/270 ลุมพินีคอนโด สุขุมวิท 77 โครงการ 1 อาคาร 1
แขวงสวนหลวง เขตสวนหลวง กรุงเทพมหานคร 10520

ประวัติการศึกษา 2550 หลักสูตรวิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

2560 หลักสูตรวิศวกรรมศาสตร์มหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ผลงานทางวิชาการ

Designing and Manufacturing Development of Stirling Engine-Generator, 5th TSME International Conference on Mechanical Engineering, 17-19th December 2014, The Empress, Chiangmai, Thailand

หน้าที่การงาน

2559-ปัจจุบัน Assistant Manager, Chassis Design Department, Isuzu Global CV Engineering Center Co.,ltd.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้