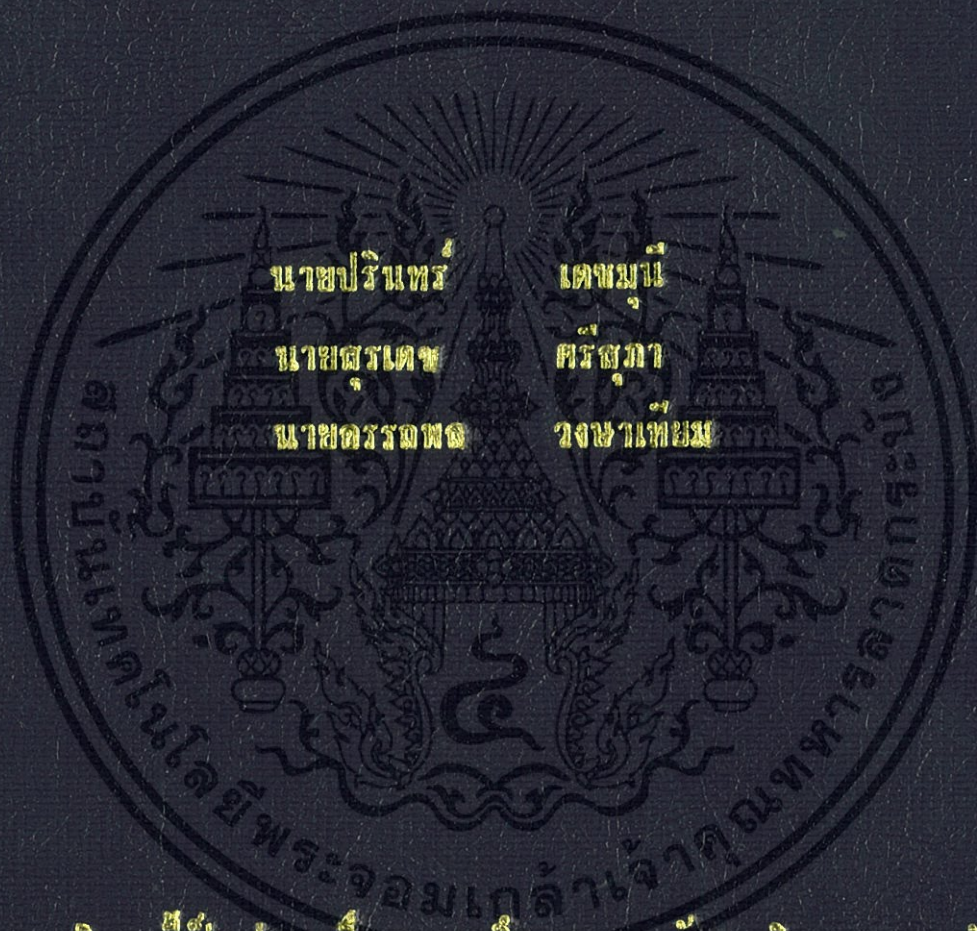


การพัฒนาเครื่องชนิดสเตอร์ลิง ชนิดแกมมา
DEVELOPMENT OF GAMMA TYPE STIRLING ENGINE



โครงการพิเศษนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาดำเนินการตามหลักสูตรวิทยาศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาฟิสิกส์ประยุกต์

คณะวิทยาศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2555

การพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา
DEVELOPMENT OF GAMMA TYPE STIRLING ENGINE



โครงการพิเศษนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิทยาศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาฟิสิกส์ประยุกต์
คณะวิทยาศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2555
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DEVELOPMENT OF GAMMA TYPE STIRLING ENGINE



**A SPECIAL PROJECT SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF BACHELOR OF SCIENCE
IN APPLIED PHYSICS
FACULTY OF SCIENCE
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

ACADEMIC YEAR 2012

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อโครงการพิเศษ การพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้น ชนิดแกมมา
DEVELOPMENT OF GAMMA TYPE STIRLING ENGINE

ชื่อนักศึกษา นายปรินทร์ เฉลมนิ
นายสุรเดช ศรีสุภา
นายอรรถพล วงษาเทียม

ปริญญา วิทยาศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชา ฟิสิกส์ประยุกต์

อาจารย์ที่ปรึกษา รองศาสตราจารย์ สาหรัย เล็กชะอุ่ม

อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม ผศ.ผอ. โรงไฟฟ้าพลังน้ำ ภาคตะวันออกเฉียงเหนือ นายปรีชา ศรีน้อย

คณะวิทยาศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง อนุมัติให้
โครงการพิเศษนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร วิทยาศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาฟิสิกส์
ประยุกต์ ประจำปีการศึกษา 2555

คณะกรรมการการสอบ	ลายมือชื่อ
ดร.กฤษฎ์ ศรีนวลจันทร์	
อ.ธรรมรัตน์ แต่งตั้ง	
อ.สุรชาติ กมลฉลิค	
รศ.สาหรัย เล็กชะอุ่ม	
ผศ.ผอ. โรงไฟฟ้าพลังน้ำ ภาคตะวันออกเฉียงเหนือ นายปรีชา ศรีน้อย	

ลิขสิทธิ์ของคณะวิทยาศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อโครงการพิเศษ	การพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา
ชื่อนักศึกษา	นายปรินทร์ เชนมณี
	นายสุรเดช ศรีสุภา
	นายอรรถพล วงษาเทียม
ปริญญา	วิทยาศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชา	ฟิสิกส์ประยุกต์
อาจารย์ที่ปรึกษา	รองศาสตราจารย์ สาหร่าย เล็กชะอุ่ม
อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม	ผศ.ผอ. โรงไฟฟ้าพลังน้ำ ภาคตะวันออกเฉียงเหนือ นายปรีชา ศรีน้อย

บทคัดย่อ

การศึกษาและการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบขนาดเล็กชนิดแกมมา ประกอบด้วย การออกแบบและพัฒนาด้วยโปรแกรม solid work การออกแบบพัฒนาสร้างชิ้นส่วนอุปกรณ์ประกอบ ได้แก่ ปริมาตรกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์และกระบอกสูบกำลังคือ 5084.178 mm^3 และ 4976.268 mm^3 ตามลำดับ ลูกสูบคิสเพลสเซอร์และลูกสูบกำลังมีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 25mm และ 20mm ตามลำดับ บูชคิสเพลสเซอร์ขนาดรัศมีภายใน 5mm รัศมีภายนอก 15mm ล้อเกียร์ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 80mm และฐานรองกระบอกสูบขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10mm ความสูง 125mm การทดสอบที่มุมข้อเหวี่ยง 0 ถึง 360 องศา ผลการทำงานของเครื่องยนต์ โดยใช้ตะเกียงแอลกอฮอล์เป็นแหล่งกำเนิดความร้อนให้กับกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ แบ่งการทดสอบออกเป็น 2 ตอน คือ การทดสอบเชิงอุณหพลศาสตร์ เป็นการหาความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงคิสเพลสเซอร์กับปริมาตรและความดันภายในระบบ และการทดสอบทางเชิงกลเพื่อหาความสัมพันธ์ของความเร็วรอบการหมุนกับทอร์กของระบบรัศมีของข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลัง 9 mm ผลของการทดสอบพบว่า มุมข้อเหวี่ยง ที่ $\theta = 0$ องศาปริมาตรขยายสูงสุดเท่ากับ 17.9464 cm^3 ที่ $\theta = 180$ องศาและมีปริมาตรบีบอัดต่ำสุดเท่ากับ 8.474234 cm^3 ที่ $\theta = 80$ องศา ปริมาตรบีบอัดสูงสุดเท่ากับ 11.01528 cm^3 ที่ $\theta = 280$ องศา ปริมาตรบีบอัดมีเฟสนำปริมาตรอัดอยู่ 80 องศา ใช้เวลาก่อนเริ่มทำงาน 98 วินาที ความเร็วรอบสูงสุด 568.95 RPM อัตราเร่งเชิงมุมเท่ากับ 4.5748 rad/s^2 . มีค่าทอร์กเท่ากับ 1.897 N-mm ค่าแรงดันที่กระทำกับลูกสูบมีค่าเท่ากับ 101.325kPa และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีค่าเท่ากับ 48.21%

คำสำคัญ : เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา, มุมข้อเหวี่ยงเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Title	A Prototype of Gamma Type Micro Stirling Engine	
Students	Mr.Parin	Dechmune
	Mr.Suradet	Srisupa
	Mr.Attapon	Wongsatiem
Degree	Bachelor of Science	
Major Program	Applied Physics	
Academic Year	2012	
Advisor	Associate Professor. Sarai Lekchaum	
Co – Advisor	Assistant Director of Hydroelectric Power Northeast. Mr.Pricha Sinoi	

ABSTRACT

Education and development of Stirling engine gamma type, Small prototype of the Stirling engine gamma type, The program for the design and development of components. Including volume of displacer cylinder and power cylinder is 5084.178 mm^3 and 4976.268 mm^3 . Diameter of the displacer and power piston is 25mm and 20mm. Internal radius and external radius of displacer bush is 5mm and 15mm. Diameter of gear wheel is 80mm. Diameter of the cylinder base is 10mm and the height is 125mm. The test the crank angle from 0 to 360 degrees, the performance of the engine, An alcohol lamp is a source of heat to the displacer cylinder. Divided into two part test, Testing the thermodynamics, The correlation between the crank angle and volume or the pressure within the system. And mechanical testing, The correlation of the speed of rotation and torque of the crankshaft radial piston is 9 mm. The results of the experiment showed that Crank angle at maximum volume equal to 17.9464 cm^3 and low volume compressed equal to 8.474234 cm^3 , Maximum volume compression 11.01528cm. Volumetric compression phase difference of 80 degrees. It takes 98 seconds before starting work. Top speed 568.95 RPM. Angular acceleration is equal to 4.5748. The torque is $1.897 \text{ N} \cdot \text{mm}$. Pressure acting on the piston is equal 101.325 kPa . And efficiency of the Stirling engine is equal 48.21%.

Keywords : Stirling engine type gamma, The Stirling engine's crankshaft

กิตติกรรมประกาศ

โครงการพิเศษเรื่องนี้สามารถสำเร็จลุล่วงได้ด้วยเนื่องมาจากได้รับการช่วยเหลือและสนับสนุนโดยรองศาสตราจารย์สาทราย เล็กชะอุ่ม เป็นผู้ให้โอกาสแก่นักศึกษาได้เริ่มจัดทำโครงการพิเศษนี้เพื่อให้ผู้จัดทำได้ค้นหาศักยภาพของตนเอง ให้คำแนะนำปรึกษาทางด้านวิชาการ และแนวทางการแก้ไขปัญหาให้คณะผู้จัดทำได้นำมาประยุกต์ใช้กับการทำโครงการพิเศษได้อย่างดี

ขอขอบคุณ นายปรีชา ศรีน้อย ผู้ช่วยผู้อำนวยการ โรงไฟฟ้าพลังน้ำภาคตะวันออกเฉียงเหนือ ให้โอกาสและเอื้อเฟื้อสถานที่ทำงาน พร้อมทั้งอุปกรณ์และบุคลากรที่มีคุณภาพในการช่วยจัดทำ พร้อมทั้งแนวทางการสร้างงานนำไปสู่การพัฒนาโครงการพิเศษเป็นอย่างดี

ขอขอบคุณ นายทองทศ แก้วกล้า และเจ้าหน้าที่แผนกซ่อมบำรุงอุปกรณ์โรงไฟฟ้าพลังงานน้ำเขื่อนอุบลรัตน์ สนับสนุนสถานที่และเครื่องมือปฏิบัติงาน และคอยให้คำปรึกษาเรื่องการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงและสอนเทคนิคการกลึงที่ถูกต้อง เป็นส่วนช่วยผู้จัดทำในการสร้างชิ้นส่วนอุปกรณ์และร่วมหาแนวทางแก้ไข เป็นส่วนสำคัญในการทำให้โครงการพิเศษนี้ลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณ อาจารย์ธวัชชัย ขาวประเสริฐ อาจารย์สาโรจน์ ชูอำไพ และอาจารย์ประจำฝึกซ่อมสร้าง คณะวิทยาศาสตร์ทุกท่านที่ให้การสนับสนุนในส่วนของการปฏิบัติงานและเครื่องมือที่ในการทำโครงการพิเศษและเป็นที่ปรึกษาพร้อมทั้งให้กำลังใจที่ติดลอดมา ซึ่งเป็นส่วนสำคัญในการทำให้โครงการพิเศษนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณนายจิระศักดิ์ ตัญญะภักดิ์ เป็นส่วนสำคัญให้ความร่วมมือในการสร้างและสอนผู้ปฏิบัติให้เรียนรู้ถึงการทำงานโครงการพิเศษให้สำเร็จลุล่วงและสอนให้ผู้ปฏิบัติรู้ถึงค่าว่าใจผู้ปฏิบัติงานเป็นส่วนสำคัญในการดำเนินงาน

สุดท้ายนี้ ขอกราบขอบพระคุณอาจารย์ทุกท่านที่เมตตาตั้งแต่การศึกษาภาคบังคับจนถึงปัจจุบันตลอดจน กราบขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ ที่คอยให้คำปรึกษา เป็นทุนทรัพย์และคอยเป็นแรงผลักดันให้คณะผู้จัดทำมีกำลังใจในการทำโครงการพิเศษซึ่งเป็นส่วนที่สำคัญที่สุดในการศึกษาและการทำโครงการพิเศษนี้

นายปรินทร์ เดชมณี

นายสุรเดช ศรีสุภา

นายอรรถพล วงษาเทียม

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VIII
สารบัญรูป	IX
คำย่อและสัญลักษณ์	XIV
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของงานวิจัย	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	3
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย	3
1.4 ขั้นตอนของการวิจัยและวิธีการดำเนินงาน	3
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	4
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	5
2.1 ความรู้พื้นฐานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	6
2.1.1 หลักทางกลศาสตร์	6
2.1.2 กฎทางอุณหพลศาสตร์	10
2.1.3 วัฏจักรสเตอร์ลิง(Stirling Cycle)ในทางอุณหพลศาสตร์	12
2.2 ชนิดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	16
2.2.1 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟา (Stirling engine type Alpha)	16
2.2.2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า (Stirling engine type Beta)	17
2.2.3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา (Stirling engine type Gamma)	18
2.3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบขนาดเล็ก ชนิดแกมมา	19
2.3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในเมื่อลูกสูบคิสเพลสเซอร์ และลูกสูบกำลังเป็นอิสระต่อกัน	20

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.3.2 ความสัมพันธ์ของมุมข้อเหวี่ยงที่มีผลต่อปริมาตรการบีบอัด และขยายตัวของอากาศ	22
2.3.3 การหาความสัมพันธ์ความดันภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ	24
2.3.4 การหาความสัมพันธ์ของอัตราเร่งเชิงมุม กำลังงาน แรงที่เกิดจากทอร์คที่มุมข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลัง	28
2.4 ทฤษฎีทางวัสดุศาสตร์	30
2.4.1 แก้ว (Glass)	31
2.4.2 สแตนเลส (Stainless)	35
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงานวิจัย	36
3.1 การศึกษาแนวทางการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา จากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบขนาดเล็ก ชนิดแกมมา	36
3.2 การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมาที่พัฒนา โดยใช้โปรแกรม Solid Works และ โปรแกรม AutoCAD และรูปแบบการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	40
3.2.1 การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา โดยโปรแกรม Solid Works	40
3.2.2 การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา โดยโปรแกรม AutoCAD	50
3.2.3 รูปแบบการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมาด้วย โปรแกรม	58
3.2 การสร้างชิ้นส่วนและประกอบอุปกรณ์ชิ้นส่วน ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมาที่พัฒนา	59
3.3.1 เครื่องมือสำหรับการสร้างชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	59
3.3.2 การสร้างชิ้นส่วนและประกอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	61
3.3.2.1 การกำหนดขนาดชิ้นส่วน	61
3.3.2.2 วิธีการสร้างชิ้นส่วนที่กำหนด	63

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.4 ทดสอบและวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเกมมาที่พัฒนาขึ้น	64
4. ผลการวิจัยและอภิปรายผล	68
4.1 การประกอบและจำลองการทำงานเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดเกมมาด้วย โปรแกรม SolidWork	68
4.2 การทดสอบชิ้นส่วนประกอบระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	69
4.2.1 การทดสอบระบบปิดของกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์	69
4.2.2 การทดสอบระบบปิดของกระบอกสูบกำลัง	70
4.2.3 การทดสอบการตั้งค่าสล็อตเกียร์กระตุ้น	70
4.3 การทดสอบเชิงความร้อนและเชิงกล	72
4.3.1 การทดสอบเชิงความร้อน	72
4.3.2 การทดสอบเชิงกล	88
5. สรุปผลวิจัยและข้อเสนอแนะ	
5.1 สรุปผลการทดสอบจากการวัดและวิเคราะห์	93
5.1.1 ผลการออกแบบและจำลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดเกมมา ด้วย โปรแกรม SolidWorks	93
5.1.1.1 โหมค Part	93
5.1.1.2 โหมค Assembly	93
5.1.1.3 โหมค Drawing	93
5.1.2 การทดสอบชิ้นส่วนประกอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	93
5.1.2.1 การทดสอบระบบปิดของกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์	93
5.1.2.2 การทดสอบระบบปิดของกระบอกกำลัง	94
5.1.2.3 การทดสอบการตั้งสล็อตเกียร์กระตุ้น	94
5.1.3 การทดสอบเชิงความร้อนและทดสอบเชิงกล	94

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
5.1.3.1 การทดสอบเชิงความร้อน	94
5.1.3.2 การทดสอบเชิงกล	94
เอกสารอ้างอิง	98

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines

ภาคผนวก ข การประดิษฐ์เครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดอัลฟา

ภาคผนวก ค การออกแบบและสร้างชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยใช้อากาศร้อน



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 แนวทางการดำเนินการ	3
2.1 ปริมาตรพื้นที่การกวาดของลูกสูบกำลังและลูกสูบคิสเพลสเซอร์	22
2.2 คำนวณน้ำหนักตามชนิดแก้ว	32
2.3 ความสัมพันธ์ความเร็วรอบ อุณหภูมิและเวลา	34
4.1 ปริมาตรพื้นที่การกวาดของลูกสูบกำลังและลูกสูบคิสเพลสเซอร์และปริมาตรตายในส่วนในพื้นที่การขยายและบีบอัดภายในระบบของเครื่องยนต์	77
4.2 ผลการคำนวณการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของพื้นที่การขยายและการบีบอัดภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชุดเครื่องยนต์ต้นแบบและชุดเครื่องยนต์ออกแบบที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณโดยสมการ (2.38), (2.39) ที่ $d\theta = 90^\circ$	78
4.3 ผลการคำนวณหาค่าความดันภายในระบบเนื่องจากปริมาตรภายในระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มุมข้อเหวี่ยงลูกสูบต่างๆ	84
4.4 แรงและแรงดันที่คำนวณได้จากทอร์คที่มุมข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังที่ระยะข้อเหวี่ยง $r_p = 4.0 \text{ mm}$ และ 6.0 mm (เครื่องยนต์ออกแบบ)	91

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 วัตถุที่ถูกกระทำด้วยแรงสองแรงซึ่งจะทำให้หยุดนิ่งหรือเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่	6
2.2 ลูกสูบเคลื่อนที่ด้วยความเร่ง a ที่มีผลมาจากการกระทำของผลรวมของแรง \vec{F}	7
2.3 แรงเสียดทานที่มีผลต่อการเคลื่อนที่ของวัตถุ	7
2.4 แสดงทิศทางแรงสู่ศูนย์กลาง	7
2.5 แสดงการเคลื่อนที่แบบหมุน	8
2.6 แสดงทิศทางของทอร์กที่ตั้งฉากกับระนาบการหมุน	9
2.7 แสดงการเกิดงาน	9
2.8 งานของเพลลา	10
2.9 แผนภาพ $P-V$, $T-S$ ของวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ	14
2.10 แสดงงานในระบบที่กักอัดได้	14
2.11 องค์ประกอบและชนิดเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	16
2.12 กระบวนการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟา	17
2.13 กระบวนการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า	18
2.14 กระบวนการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา	19
2.15 แสดงการส่งผ่านความร้อน และการกำหนดเครื่องหมายของความร้อน	18
2.16 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบขนาดเล็กชนิดแกมมา	19
2.17 กระบวนการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา	20
2.18 ความสัมพันธ์ความดันภายในกระบอกสูบเมื่อไม่ให้ความร้อน	21
2.19 ความสัมพันธ์ความดันภายในกระบอกสูบให้ความร้อน	21
2.20 แสดงตำแหน่งระยะข้อเหวี่ยงของแกนลูกสูบคิสเพลสเซอร์	22
2.21 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเปลี่ยนแปลงปริมาตรที่ $r_p = 7.5 \text{ mm}$	23
2.22 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลรวมการเปลี่ยนแปลงปริมาตรที่ $r_p = 7.5 \text{ mm}$	24
2.23 หลอดรูปตัว U ภายในบรรจุน้ำ	24
2.24 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรกับความดันภายในเมื่อ $r_p = 7.5 \text{ mm}$	27
2.25 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างระยะข้อเหวี่ยงกับความดันและปริมาตรเมื่อ $r_p = 7.5 \text{ mm}$	28
2.26 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลัง, แรงดันภายใน, แรง $r_p = 7.5 \text{ mm}$	30

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.1 แสดงชิ้นส่วนต่างๆ ของโมเดลเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา	37
3.2 ครอบอกสูบคิสเพลสเซอร์,ฮีทซิงค์,ฮีทเตอร์	37
3.3 สูบคิสเพลสเซอร์	38
3.4 ลูกสูบกำลัง และแขนเหวี่ยงกำลัง	38
3.5 ครอบอกสูบกำลัง	39
3.6 ข้อเหวี่ยงกำลัง	39
3.7 ล้อเกียร์กระตุ้น	40
3.8 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (1)	41
3.9 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (3)	41
3.10 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (4)	42
3.11 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (5)	43
3.12 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (6)	43
3.13 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (7)	44
3.14 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (8)	44
3.15 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (9)	44
3.16 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (10)	45
3.17 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (12)	45
3.18 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (13)	45
3.19 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (14)	46
3.20 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (15)	46
3.21 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (16)	46
3.22 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (17)	47
3.23 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (18)	47
3.24 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (19)	47
3.25 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (20)	48
3.26 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (21)	48
3.27 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (22)	49

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.28 รูปแสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (23)	49
3.29 แสดงหน้าต่างโปรแกรม AutoCAD (1)	50
3.30 แสดงหน้าต่างโปรแกรม AutoCAD (2)	50
3.31 แสดงหน้าต่างโปรแกรม AutoCAD (3)	51
3.32 แสดงหน้าต่างโปรแกรม AutoCAD (4)	51
3.33 แสดงหน้าต่างโปรแกรม AutoCAD (5)	52
3.33 แสดงหน้าต่างโปรแกรม AutoCAD (6)	52
3.34 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFACM (1)	53
3.35 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFACM (2)	54
3.36 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFACM (3)	54
3.37 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFACM (4)	55
3.38 (ก)แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFACM (5)	56
(ข)แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFACM (6)	
3.39 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFACM (7)	57
3.40 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFACM (8)	57
3.41 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFACM (9)	57
3.42 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFACM (10)	58
3.43 แสดงองค์ประกอบต่างๆของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาที่พัฒนา	58
3.44 เครื่องกลึงแบบเดิม	59
3.45 เครื่องกลึง ชนิด NC	60
3.46 เครื่องกลึงชนิด CNC	60
3.47 เครื่องเจาะ	60
3.48 ครอบอกสูบคิสเพลสเซอร์,ฮีทเตอร์,ฮีทซิงค์	61
3.49 ก้านลูกสูบคิสเพลสเซอร์และแกนคิสเพลสเซอร์	61
3.50 ลูกสูบก้ำลึงและแขนเหวี่ยงก้ำลึง	62
3.51 ครอบอกลูกสูบก้ำลึง	62
3.52 ข้อเหวี่ยงก้ำลึง	62

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.53 ล้อเกียร์กระตุ้น	63
3.54 การตั้งค่าการทำงานเครื่องกลึง CNC	64
3.55 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา	64
3.56 ตะเกียงแอลกอฮอล์	65
3.57 (ก) เครื่องวัดรอบหรือ Digital Tachometer	65
(ข) Specification ของเครื่อง	
3.58 เครื่อง Infrared Thermometer	66
4.1 รูปภาพจากโปรแกรม Solid Work (1)	67
4.2 รูปภาพจากโปรแกรม Solid Work (2)	67
4.3 รูปภาพจากโปรแกรม Solid Work (3)	68
4.4 รูปภาพจากโปรแกรม Solid Work (4)	68
4.5 รูปภาพจากโปรแกรม Solid Work (5)	68
4.6 การจำลองการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา	69
4.7 การทดสอบรอยรั่วกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์	69
4.8 การทดสอบรอยรั่วกระบอกสูบกำลัง	70
4.9 การทดสอบรอยรั่วท่อส่งผ่านอากาศ	70
4.10 การตั้งค่าระยะห่างระหว่างข้อเหวี่ยงและล้อเกียร์	71
4.11 ระยะของแกนเหวี่ยงกับล้อเกียร์กระตุ้น	72
4.12 แสดงการเคลื่อนที่ของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ที่มีผลต่อการเคลื่อนลูกสูบกำลัง โดยไม่ให้ความร้อนแก่ระบบ	73
4.13 แสดงการเคลื่อนที่ของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ที่มีผลต่อการเคลื่อนลูกสูบกำลัง โดยให้ความร้อนแก่ระบบ	74
4.14 แสดงการกำหนดตัวแปรค่าของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา	76
4.15 แสดงตำแหน่งระยะข้อเหวี่ยงของแกนลูกสูบดิสเพลสเซอร์บนล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง ที่ทำมุมกับระนาบแกนนอนเป็นมุม $\Delta\theta = 0^\circ$ และที่นำหน้าตำแหน่งระยะข้อเหวี่ยงของแกนลูกสูบกำลังเป็นมุม $\Delta\theta = 90^\circ$ และทั้งสองหมุนตามเข็มนาฬิกา	76
4.16 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงปริมาตรการขยาย, การบีบอัดจากมุมข้อเหวี่ยง $r_p = 9 \text{ mm}$	80

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.17 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงปริมาตรการขยาย, การบีบอัดจากมุมข้อเหวี่ยง $r_p = 11$ mm	80
4.18 กราฟแสดงผลรวมการเปลี่ยนแปลงปริมาตรพื้นที่การขยายและการบีบอัด ที่เกิดจากมุมข้อเหวี่ยง $r_p = 9$ mm และ $r_p = 11$ mm	81
4.19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรกับความดันภายใน เมื่อ $r_p = 9$ mm	86
4.20 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างระยะข้อเหวี่ยงกับความดันและปริมาตรภายในระบบ เครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อ $r_p = 9$ mm	86
4.21 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรกับความดันภายใน เมื่อ $r_p = 11$ mm	87
4.22 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างระยะข้อเหวี่ยงกับความดันและปริมาตรภายในระบบ เครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อ $r_p = 11$ mm	87
4.23 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังกับแรงดันภายใน และแรงของเครื่องยนต์ ที่ $r_p = 9$ mm	92
4.24 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังกับแรงดันภายใน และแรงของเครื่องยนต์ ที่ $r_p = 11$ mm	93

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของงานวิจัย

ปัจจุบันการศึกษาเรื่องของการนำพลังงานทางเลือกใช้ผลิตกระแสไฟฟ้าเป็นที่สนใจมาก และในพลังงานทางเลือกที่ได้รับความนิยม คือพลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานแสงอาทิตย์จัดเป็นหนึ่งในพลังงานทดแทนที่มีศักยภาพสูง ปราศจากมลพิษทางสิ่งแวดล้อม อีกทั้งเกิดใหม่ได้ไม่สิ้นสุด และยังเป็นต้นกำเนิดของพลังงานน้ำ พลังงานเคมีในอาหาร เป็นต้นกำเนิดของพลังงาน และเป็นต้นกำเนิดพลังงานคลื่น นอกจากนี้พลังงานความร้อนได้พิภพก็ยิ่งถือว่ามีรากฐานมาจากความร้อนจากดวงอาทิตย์อีกด้วย ดังนั้นพลังงานแสงอาทิตย์หรือรังสีอาทิตย์ถือเป็นพลังงานที่เทคโนโลยีในปัจจุบันหากนำมาใช้ร่วมกับหลักการผลิตกระแสไฟฟ้า นับได้ว่ามีความน่าสนใจเป็นอย่างมาก ซึ่งปัจจุบันการสร้างอุปกรณ์เปลี่ยนแปลงรังสีอาทิตย์ไปสู่รูปแบบพลังงานไฟฟ้า มีการศึกษามากมาย อาทิเช่น เซลล์แสงอาทิตย์(Solar cells) รางพาราโบลา จานสะท้อนแบบพาราโบลา(Parabolic reflector)ซึ่งสามารถใช้ร่วมกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เป็นต้น แต่อย่างไรก็ตามเทคโนโลยีเหล่านี้ยังคงต้องมีการพัฒนาเพื่อใช้งานทางด้านพลังงานทดแทนได้อย่างมั่นคงในอนาคต ด้วยกระบวนการผลิตแล้วในปัจจุบัน เซลล์แสงอาทิตย์(Solar cells) เป็นที่นิยมในการศึกษาและวิจัยอย่างมากเนื่องจากเป็นพลังงานสะอาด แต่ด้วยหลักการผลิตของเซลล์แสงอาทิตย์(Solar cells)นั้นมาจาก เทคโนโลยีของสารกึ่งตัวนำซึ่งเป็นมลพิษต่อสิ่งแวดล้อม ด้วยเหตุผลดังกล่าวเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจึงเป็นอีกเทคโนโลยีหนึ่งที่น่าสนใจเพราะเป็นเครื่องยนต์พลังงานสะอาด และอนุรักษ์สิ่งแวดล้อม

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์เป็นเครื่องยนต์ใช้หลักการแปลงพลังงานความร้อนให้อยู่ในรูปของพลังงานกลและสามารถปรับใช้กับหลักการผลิตกระแสไฟฟ้าได้ และเป็นเครื่องยนต์ที่มีการพัฒนาอย่างต่อเนื่อง โดยเริ่มต้นมาจากในช่วงปี ค.ศ. 1816 คือ เครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Stirling Engine) ซึ่งผู้ประดิษฐ์คิดค้นคือโดยบาทหลวง โรเบิร์ต สเตอร์ลิง (Robert Stirling)เครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานโดยอาศัยหลักการของอากาศร้อนขยายตัว ในขณะที่อากาศเย็นหดตัว ดังนั้นการควบคุมให้ระบบดำเนินไปภายในกระบอกสูบ โดยการนำกลไกเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาผลิตกระแสไฟฟ้าในช่วงแรกเริ่มต้นใช้แหล่งความร้อนจากการเผาขยะ หรือ สิ่งของที่เหลือใช้ นำมาเป็นเชื้อเพลิงซึ่งเกิดมลพิษทางอากาศ แต่ด้วยเทคโนโลยีที่พัฒนาขึ้นพบว่าสามารถปรับใช้พลังงานความร้อนจาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รังสีอาทิตย์ เป็นพลังงานต้นทางของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงก็ได้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในประเทศที่มีความเข้มของรังสีอาทิตย์มากๆ โดยจะใช้หลักการรวมแสงจากรังสีอาทิตย์เพื่อให้เกิดความร้อนและนำความร้อนที่ได้ไปเป็นแหล่งกำเนิดความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีการทำงานแบบสันดาปภายนอก และถึงแม้พลังงานความร้อนจากรังสีอาทิตย์จะใช้ได้เพียง 1 ใน 3 ของวัน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงก็ยังสามารถรับความร้อนจากแหล่งพลังงานอื่นๆ ได้ด้วย อาทิเช่น พลังงานความร้อนใต้พิภพ(Geothermal Energy) หรือ พลังงานเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวล(Biomass) เป็นต้น นอกจากนี้เหตุผลข้างต้นแล้ว เครื่องยนต์สเตอร์ลิงก็มีข้อดีอีกหนึ่งข้อที่สำคัญคือ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานเบาทำให้ไม่ก่อให้เกิดมลพิษทางเสียง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถสามารถแบ่งได้เป็น 3 ชนิดซึ่งใช้หลักการทางอุณหพลศาสตร์เหมือนกันแต่มีความแตกต่างกันทางด้านรูปแบบทางกลศาสตร์ ได้แก่

1.เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิด อัลฟา (Type alpha stirling engine) ประกอบด้วย สองลูกสูบในกระบอกสูบแยกและมีการจัดเรียง โดยมีลักษณะเป็นแผนแบบง่าย ๆ ซึ่งสองลูกสูบนี้แบ่งออกเป็น ลูกสูบริ้อนและลูกสูบเย็น ในรูปแบบนี้จะไม่มีดิสเพลสเซอร์(Displacer)

2.เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า (Type beta stirling engine) ประกอบด้วย ลูกสูบดิสเพลสเซอร์มีหน้าที่ในการส่งผ่านความร้อนให้ของไหลภายในทำงานและลูกสูบกำลังที่มีหน้าที่ส่งผ่านกำลังให้เครื่อง อาศัยอยู่ในกระบอกสูบเดียวกันและมีการจัดเรียงที่ซับซ้อน

3.เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา (Type gamma stirling engine) ประกอบด้วย ลูกสูบดิสเพลสเซอร์และลูกสูบกำลังในกระบอกสูบแยกและมีการจัดเรียงแบบง่าย ๆ โดยทั้งสองกระบอกสูบนี้เชื่อมต่อกันและมีหลักการการทำงานเช่นเดียวกันกับชนิดเบต้า

จากการศึกษาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบขนาดเล็ก ชนิดแกมมาจะพบว่า มีข้อเสนอแนะประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์ในเรื่องของระบบปิดของกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์และกระบอกสูบกำลังยังเป็นระบบปิดที่ไม่สมบูรณ์

ด้วยเหตุผลที่กล่าวข้างต้นผู้ศึกษาวิจัยจึงมีความสนใจและพัฒนาการออกแบบชิ้นส่วนและวัสดุเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา เพื่อทดสอบและวิเคราะห์เชิงความร้อนและทางเชิงกลเพื่อหาประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์ เพื่อนำไปสู่การประยุกต์สำหรับผลิตกระแสไฟฟ้าในอนาคต

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1. เพื่อศึกษาวัสดุที่เหมาะสมกับการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์
2. เพื่อศึกษาการออกแบบและพัฒนาชิ้นส่วนการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์

ชนิดเกมมา

3. เพื่อทดสอบและวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1. ศึกษาหลักการการทำงานของเครื่องยนต์และวัฏจักรของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์
2. สร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์ต้นแบบเดิมตรวจสอบประสิทธิภาพ
3. ออกแบบและสร้างอัตราส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์ชุดพัฒนา
4. ศึกษาวัสดุที่เหมาะสมต่อการสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์
5. สร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์ชุดพัฒนา
6. วัดค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์

1.4 ขั้นตอนของการวิจัยและวิธีการดำเนินงาน

โครงการมีระยะเวลาในการจัดทำ รวมทั้งสิ้น 12 เดือน โดยเริ่มตั้งแต่เดือนมีนาคม พ.ศ. 2555 ถึง เดือนกุมภาพันธ์ พ.ศ. 2556 ซึ่งมีการดำเนินการดังนี้ จากแนวทางการดำเนินการข้างต้น สามารถแสดงระยะเวลาดำเนินงานได้ดังตารางที่ 1.1

ตารางที่ 1.1 แนวทางการดำเนินการ

แผนการดำเนินการ	มี.ค.	เม.ย.	พ.ค.	มิ.ย.	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.
1. เสนองานวิจัย												
2. ศึกษาหาข้อมูล												
3. ศึกษาเครื่องต้นแบบ												
4. จัดอุปกรณ์และวัสดุ												
5. ออกแบบและสร้าง												
6. ทดสอบประสิทธิภาพ												

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ได้รับความรู้เรื่องของพลังงานทดแทนและนำไปสู่การพัฒนาตนเองและสังคม
2. ได้รับความรู้เรื่องเครื่องมือทางกลศาสตร์และเครื่องมือวัดนำไปสู่การใช้การประกอบสัมมาอาชีพ
3. ได้รับแนวทางการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์ในอนาคตและเผยแพร่แก่ผู้ที่สนใจได้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์เป็นเครื่องยนต์ความร้อนระบบปิด ใช้หลักการของการบีบอัดและการขยายตัวของของไหลภายในระบบ โดยใช้การเผาไหม้ภายนอกหรือเรียกว่าสันดาปภายนอก โดยผู้ได้นำความคิดริเริ่มนี้มาสร้างคือ บาทหลวงโรเบิร์ต สเตอร์ลิง (Robert Stirling) ชาวสกอตแลนด์ เมื่อปี ค.ศ.1816 ซึ่งของไหลจะทำงานในระดับอุณหภูมิที่แตกต่างกันทำให้มีการเปลี่ยนแปลงสุทธิของความร้อนกับพลังงานกล ทั้งหมดนี้เป็นหลักการถ่ายโอนความร้อนของไหลที่จะเกิดการงานขึ้นผ่านบริเวณผนังเครื่องยนต์ (โดยทั่วไปของวัฏจักรเครื่องยนต์ความร้อนทั่วไปประกอบด้วยการบีบอัดก๊าซเย็น การขยายตัวก๊าซร้อนและสุดท้ายก๊าซเย็นลงก่อนการเกิดวัฏจักรซ้ำ) แตกต่างกับเครื่องยนต์สันดาปภายในที่เป็นความร้อนโดยการเผาไหม้ของน้ำมันเชื้อเพลิง และแตกต่างจากเครื่องจักรไอน้ำที่ (หรือโดยทั่วไปเรียกว่าเครื่องยนต์วัฏจักร Rankine) เมื่อเปรียบเทียบแล้วเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์มีข้อดีกว่าที่ว่า เครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์มีการใช้ของไหลที่ปริมาณคงที่ทำงานได้เงียบและปลอดภัยกว่าเครื่องจักรไอน้ำซึ่งมีการระเบิดอยู่หลายครั้ง ในอดีตเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์นำมาขับเครื่องสูบน้ำ มีข้อเสียตรงที่มีกำลังในการขับเคลื่อนต่ำ เมื่อเปรียบเทียบกับตัวมันเองอาจจะใช้ความร้อนให้สูงขึ้นได้แต่ถ้าความร้อนสูงเกินไปจะทำให้ส่วนของอุปกรณ์รับความร้อนเกิดความเสียหายได้ เกิดจากข้อจำกัดของวัสดุที่เลือกนำมาใช้ เมื่อเทคโนโลยีด้านต่างๆได้รับการพัฒนาอย่างรวดเร็ว ผู้คนส่วนใหญ่จึงหันมานิยมใช้เครื่องยนต์เผาไหม้ภายในและมอเตอร์ไฟฟ้ากันมากขึ้น เพราะมีความสะดวกในการใช้งานมากกว่า เครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์จึงเสื่อมความนิยมลงไป เมื่อเกิดภาวะราคาน้ำมันแพง ทำให้มีผู้สนใจนำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์มาพัฒนาให้มีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น เมื่อราวปี ค.ศ.1940 บริษัทฟิลลิปส์ ได้พัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์ออกจำหน่ายเพื่อใช้กับเครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาดเล็ก จากนั้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์จึงเริ่มเป็นที่สนใจอีกทั้งทั่วทั้งยุโรปและอเมริกา เครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์ในปัจจุบัน มีประสิทธิภาพการทำงานสูงขึ้น และมีการเผาไหม้ที่สะอาด เนื่องจากกระบวนการเผาไหม้เกิดขึ้นภายนอกกระบอกสูบ ทำให้ควบคุมคุณภาพอากาศเสียได้ง่ายกว่า สามารถใช้เชื้อเพลิงได้หลายชนิด เช่น พลังงานความร้อนที่ได้จาก น้ำมันเชื้อเพลิง วัสดุที่ติดไฟได้ เช่น ขยะ ชีวมวลทางการเกษตร และแสงอาทิตย์ เป็นต้น ของไหลภายในที่ใช้ในการทำงานของเครื่องยนต์ ได้แก่ อากาศ ก๊าซไฮโดรเจน ก๊าซฮีเลียม ก๊าซไนโตรเจน นีออนและก๊าซอื่นๆ โดยการการทำงานจะอยู่ภายใต้ระดับอุณหภูมิที่แตกต่างกันและทำงานในวัฏจักรสเตอร์ลิงค์ เพื่อให้มีประสิทธิภาพสูง และเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์ยังมีชิ้นส่วนในการทำงานไม่มาก จึงทำให้การบำรุงรักษาทำได้ง่าย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นอกจากนี้ตามทฤษฎีเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะใช้หลักการอุณหพลศาสตร์ทำให้เกิดวัฏจักรแบบผันกลับได้ ทำให้ในบางครั้งได้ถูกนำไปปรับใช้กับเครื่องปั๊มทางความร้อน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงยังคงมีประโยชน์อีกหลากหลายประการแต่ในปัจจุบันประเทศไทยยังไม่ได้ถูกศึกษาพัฒนามากนัก แต่เนื่องจากปัจจุบันมีความสนใจทางด้านพลังงานทดแทนมากขึ้น เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจึงเป็นเครื่องยนต์อีกชนิดหนึ่งที่ผู้คนให้ความสนใจในเรื่องของ การนำพลังงานความร้อนรังสีอาทิตย์เปลี่ยนแปลงเป็นพลังงานกลและไฟฟ้าตามลำดับ

2.1 ความรู้พื้นฐานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ความรู้พื้นฐานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในที่นี้จะขอกล่าวที่สำคัญ คือ หลักทางกลศาสตร์ กฎทางอุณหพลศาสตร์ และเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในทางอุณหพลศาสตร์ ดังมีรายละเอียดต่อไปนี้

2.1.1 หลักทางกลศาสตร์

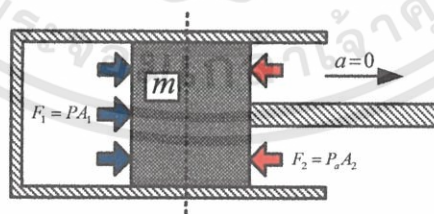
หลักทางกลศาสตร์ที่จะนำมาวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งสามารถแบ่งออกเป็นหัวข้อต่างๆ ได้ดังต่อไปนี้

1. การเคลื่อนที่และแรง (Force)

จะแบ่งการพิจารณาการเคลื่อนที่และแรงเป็นรูปแบบได้ 2 แบบ คือ การเคลื่อนที่ในแนวเชิงเส้นและการเคลื่อนที่แบบวงกลม ดังนี้
การเคลื่อนที่ในแนวเชิงเส้น

กฎการเคลื่อนที่ข้อที่ 1 ของนิวตัน “วัตถุที่อยู่นิ่งจะคงสภาพนิ่งนั้นหรือวัตถุที่กำลังเคลื่อนที่เป็นเส้นตรงด้วยอัตราเร็วคงตัวก็จะคงสภาพการเคลื่อนที่นั้นต่อไป ยกเว้นมีแรงลัพธ์ที่ไม่เป็นศูนย์มากระทำ” จากรูปที่ 2.1 สมการการเคลื่อนที่ตามกฎการเคลื่อนที่ข้อที่ 1 ของนิวตัน คือ

$$\sum F = 0 \quad \text{.....(2.1)}$$

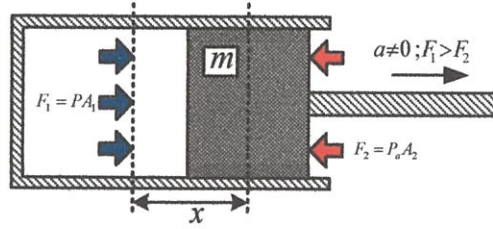


รูปที่ 2.1 วัตถุที่ถูกกระทำด้วยแรงสองแรงซึ่งจะทำให้หยุดนิ่งหรือเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่

กฎการเคลื่อนที่ข้อที่ 2 ของนิวตัน “เมื่อมีแรงลัพธ์ที่มีค่าไม่เท่ากับศูนย์มากระทำต่อวัตถุ จะทำให้วัตถุเกิดอัตราเร่งในทิศเดียวกับแรงลัพธ์ที่มากระทำและขนาดของอัตราเร่งนี้จะแปรผันตรงกับขนาดของแรงลัพธ์ และแปรผกผันกับมวลของวัตถุ” ดังรูปที่ 2.2 ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$\sum F = ma \quad \text{.....(2.2)}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.2 วัตถุเคลื่อนที่ด้วยอัตราเร่ง a ที่มีผลมาจากการกระทำของผลรวมของแรง F

แรงเสียดทานกล่าวว่า “แรงที่พยายามต้านการเคลื่อนที่ของวัตถุ มีทิศตรงข้ามกับทิศการเคลื่อนที่ของวัตถุเสมอ” ดังรูปที่ 2.3 สามารถแบ่งออกเป็น 2 ชนิด ได้แก่

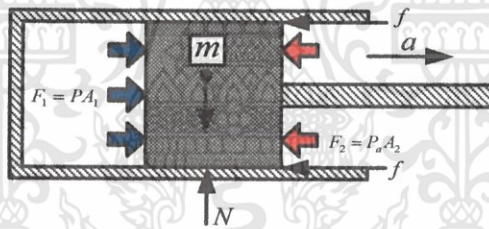
1) แรงเสียดทานสถิต f_s เป็นแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในขณะที่วัตถุยังไม่เคลื่อนที่ หาได้จากสมการ

$$f_s = \mu_s N \quad \dots\dots(2.4)$$

จะมีค่ามากที่สุดเมื่อวัตถุกำลังจะเคลื่อนที่พอดี $f_{s,max}$

2) แรงเสียดทานจลน์ f_k เป็นแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในขณะที่วัตถุมีการเคลื่อนที่ หาได้จากสมการ

$$f_k = \mu_k N \quad \dots\dots(2.5)$$

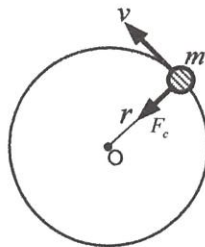


รูปที่ 2.3 แรงเสียดทานที่มีผลต่อการเคลื่อนที่ของวัตถุ

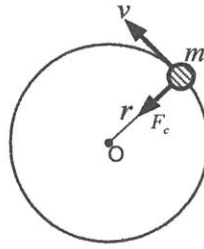
การเคลื่อนที่แบบวงกลม

แรงสู่ศูนย์กลาง F_c กล่าวว่า “แรงที่มีทิศทางเข้าสู่จุดศูนย์กลางของการหมุน เพื่อรักษาการเคลื่อนที่ของอนุภาคให้เป็นวงกลม” ดังรูปที่ 2.4 จะแสดงความสัมพันธ์ของสมการได้ดังนี้

$$F_c = \frac{mv^2}{r} \quad \dots\dots(2.3)$$

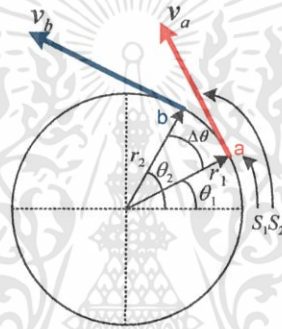


รูปที่ 2.4 แสดงทิศทางแรงสู่ศูนย์กลาง



รูปที่ 2.4 แสดงทิศทางแรงสู่ศูนย์กลาง

การเคลื่อนที่เชิงมุมจะเกี่ยวข้องกับ มุมของการเคลื่อนที่ อัตราเร็วเชิงมุมและอัตราเร่งเชิงมุมที่มีความสัมพันธ์กับระยะการกระจัด อัตราเร็วเชิงเส้นและอัตราเร่งเชิงเส้น ดังรูปที่ 2.5 จะสามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังต่อไปนี้



รูปที่ 2.5 แสดงการเคลื่อนที่แบบหมุน

ความสัมพันธ์ระหว่างมุม θ และระยะการกระจัด S หาได้จากสมการ

$$S = r\theta \quad \text{.....(2.6)}$$

ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วเชิงมุมกับความเร็วเชิงเส้น

ความเร็วเชิงมุม ω ก็คืออัตราการเปลี่ยนแปลงมุม ในหนึ่งหน่วยเวลา

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad \text{.....(2.7)}$$

จากรูปที่ 2.5 จะสามารถหาความสัมพันธ์ระหว่าง ความเร็วเชิงมุม ω กับ ความเร็วเชิงเส้น v ได้ดังนี้ จากสมการที่ (2.6) จะได้ว่า

$$\frac{dS}{dt} = r \frac{d\theta}{dt} \quad \text{.....(2.8)}$$

ซึ่งจะเท่ากับ

$$v = \omega r \quad \text{.....(2.9)}$$

ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งเชิงมุมกับความเร่งเชิงเส้น

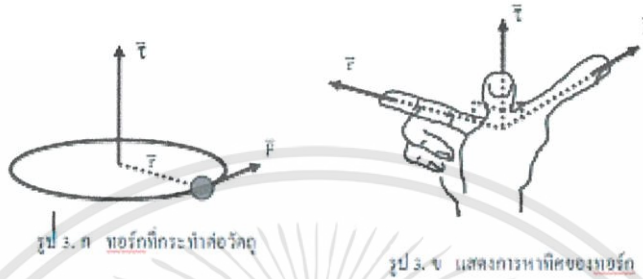
ความเร่งเชิงมุม α ก็คืออัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วเชิงมุมในหนึ่งหน่วยเวลา จากสมการที่ (2.9) จะได้ว่า

$$\frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt} \quad \dots\dots(2.10)$$

ซึ่งจะพบว่าความเร่งเชิงเส้นจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร่งเชิงมุม นั่นคือ

$$a = \alpha r \quad \dots\dots(2.11)$$

2. ทอร์กของแรง



รูปที่ 2.6 แสดงทิศทางของทอร์กที่ตั้งฉากกับระนาบการหมุน

ทอร์ก τ หรือขนาดของโมเมนต์ของแรง เท่าผลของแรงคูณกับระยะตั้งฉากจากจุดหมุนไปยังแนวแรงเป็นปริมาณเวกเตอร์ ดังรูปที่ 2.6 และจะหาความสัมพันธ์ของสมการของทอร์ก คือ

$$\tau = \sum F \cdot R \sin \theta \quad \dots\dots(2.12)$$

จากกฎการเคลื่อนที่ข้อที่ 2 ของนิวตันสำหรับการหมุนจะได้สมการของทอร์กใหม่ คือ

$$\tau = \alpha \sum_{i=1}^n m_i R_i^2 \quad \text{เมื่อ} \quad I = \sum_{i=1}^n m_i R_i^2 \quad \text{คือ โมเมนต์ความเฉื่อย}$$

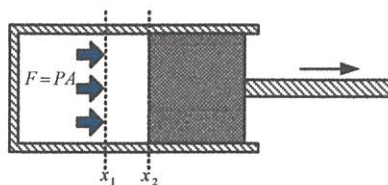
ดังนั้น

$$\tau = I\alpha = I \frac{d\omega}{dt} \quad \dots\dots(2.13)$$

3. งาน (Work)

งาน(Work) หมายถึง ผลที่เกิดจากแรง F กระทำต่อวัตถุและทำให้วัตถุนั้นเคลื่อนที่ไปได้ระยะทาง x งานจะมีค่าเท่ากับผลคูณของแรงกับระยะทางที่อยู่ในทิศเดียวกันนั่นคือ $dW = Fdx$ ดังรูปที่ 2.7 จะได้ว่า

$$W = \int_{x_1}^{x_2} Fdx \quad \dots\dots(2.14)$$



รูปที่ 2.7 แสดงการเกิดงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

งานของเพลา (Shaft Work, W_{sh})

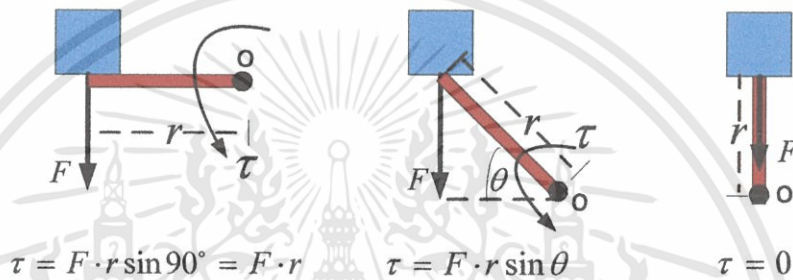
ถ้า F มีค่าคงที่จะทำให้เกิดแรงบิด (τ , Torque) ที่มีค่าคงที่ และทำให้เพลาหมุนด้วยความเร็วรอบ N (RPM) ดังรูปที่ 2.8 งานของเพลาจะหาได้ดังนี้

จากสมการ(2.12)

$$\tau = Fr \rightarrow F = \frac{\tau}{r}$$

$$x = 2\pi r \quad \dots\dots(2.15)$$

$$W_{sh} = Fx = \left[\frac{\tau}{r} \right] (2\pi r) = 2\pi\tau \quad \dots\dots(2.16)$$



รูปที่ 2.8 งานของเพลา (Shaft Work)

และสามารถหาค่าลังงาน P_{sh} ที่เพลาได้จากสมการ

$$P_{sh} = \frac{W_{sh}}{t} = Fv = Fr\omega$$

$$P_{sh} = \left[\frac{\tau}{r} \right] \left[\frac{2\pi Nr}{60} \right] = \frac{2\pi N\tau}{60} \quad \dots\dots(2.17)$$

2.1.2 กฎทางอุณหพลศาสตร์

กฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์ (First law of thermodynamics)

พลังงานในระบบอุณหพลศาสตร์หนึ่งๆ จะมีค่ารวมเท่าเดิมเสมอ ความร้อนที่เกิดขึ้นคือ กระบวนการนำพลังงานเข้าสู่ระบบจากแหล่งอุณหภูมิต่ำ หรือสูญเสียออกจากระบบ โดยส่งออกไปยังแหล่งอุณหภูมิต่ำ พลังงานนี้อาจสูญเสียไปจากการเกิดงานทางกลต่อสิ่งแวดล้อมของระบบ หรืออาจกล่าวว่าการทำให้เกิดงานทางกลต่อสิ่งแวดล้อมทำให้เกิดพลังงานขึ้นก็ได้ กฎข้อที่หนึ่งกล่าวถึงพลังงานเหล่านี้ว่ามีผลรวมคงที่ นั่นคือ การเปลี่ยนแปลงของพลังงานภายใน ย่อมจะเท่ากับปริมาณความร้อนที่นำเข้าสู่ระบบ ลบด้วยปริมาณความร้อนที่สูญเสียออกจากระบบ (ซึ่งทำให้เกิดงานทางกลต่อสิ่งแวดล้อม) กฎข้อที่หนึ่งนี้สามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$dU = dQ - dW \quad \dots\dots(2.18)$$

โดยที่ dU คือปริมาณการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในระบบ

dQ คือความร้อนที่เข้าสู่ระบบ และ dW คืองานที่เกิดจากระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กฎข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์ (Second law of thermodynamics)

หลักฐานที่ได้จากการทดลองบอกเราว่ามันเป็นไปได้ที่จะสร้างเครื่องจักรความร้อนที่สามารถเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดไปเป็นงานได้ นั่นคือ “ไม่มีเครื่องจักรความร้อนใดที่มีประสิทธิภาพเป็น 100%” นี่เป็นที่มาของคำอธิบายหนึ่งของกฎข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์ ดังนี้ “ไม่มีระบบใดที่สามารถเปลี่ยนสภาวะแบบวัฏจักร โดยดึงความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนที่อุณหภูมิหนึ่งแล้วเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดไปเป็นงานกล” คำอธิบายนี้เรียกว่า “Engine statement” ของกฎข้อที่สอง กฎข้อที่สองไม่ได้ขัดแย้งกับกฎข้อที่หนึ่ง นั่นคือถึงแม้ว่าในกฎข้อที่หนึ่งความร้อนที่ระบบได้รับอาจเปลี่ยนเป็นพลังงานกลได้ คราบไคที่มีการอนุรักษ์ของพลังงาน กฎข้อที่สองจึงไม่ได้เป็นผลจากกฎข้อที่หนึ่ง แต่เป็นอีกกฎหนึ่งของธรรมชาติที่แยกออกมา กฎข้อที่หนึ่งพูดถึงการไม่สูญหายไปหรือการเปลี่ยนรูปของพลังงาน แต่กฎข้อที่สองให้ข้อจำกัดต่อการใช้และการเปลี่ยนรูปของพลังงาน ในการวิเคราะห์เรื่องเครื่องทำความเย็นในหัวข้อที่แล้ว จะได้คำอธิบายอีกอันหนึ่งสำหรับกฎข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์ ความร้อนไหลจากที่ที่ร้อนกว่าไปยังที่ที่เย็นกว่า ไม่มีการผันกลับ แต่เครื่องทำความเย็นนำเอาความร้อนจากที่ที่เย็นกว่าไปยังที่ที่ร้อนกว่าโดยมันต้องการพลังงานกลหรืองานจากภายนอก ซึ่งกล่าวได้ว่า “ไม่มีระบบการใดที่สามารถส่งผ่านความร้อนจากที่ที่เย็นกว่าไปยังที่ที่ร้อนกว่าด้วยตนเองได้” จะเรียกคำอธิบายนี้ว่า “Refrigerator statement” ของกฎข้อที่สอง

เอนโทรปี(Entropy)

เอนโทรปี เป็นปริมาณที่วัดความไม่เป็นระเบียบ (Disorder) เราจะทำความเข้าใจ กับคำนี้ โดยพิจารณาจาก Infinitesimal isothermal expansion ของก๊าซอุดมคติ เมื่อเราให้ความร้อน dQ แก่ก๊าซ แล้วปล่อยให้ก๊าซขยายตัวโดยที่อุณหภูมิกคงที่ เนื่องจากพลังงานภายในของก๊าซอุดมคติขึ้นกับอุณหภูมิเท่านั้น พลังงานภายในจึงมีค่าคงที่ในกระบวนการ Isothermal นี้ ดังนั้นจากกฎข้อที่หนึ่งงาน dW ที่ทำโดยก๊าซจะเท่ากับความร้อน dQ ที่ใส่เข้าไป นั่นคือ

$$dQ = -dW = PdV = \frac{mRT}{V}dV \quad \dots\dots(2.19)$$

หรือ
$$\frac{dV}{V} = \frac{dQ}{mRT} \quad \dots\dots(2.20)$$

ก๊าซจะมีความไม่เป็นระเบียบมากขึ้น หลังจากที่มันขยายตัว เนื่องจากโมเลกุลกำลังเคลื่อนที่ในปริมาตรที่มากกว่า และมีตำแหน่งที่ไม่แน่นอนมากขึ้น ดังนั้นเราอาจใช้อัตราการเปลี่ยนของปริมาตร dV/V เป็นตัววัดการเพิ่มขึ้นของความไม่เป็นระเบียบได้ และจากสมการข้างต้นเนื่องจากมันแปรผันกับปริมาณ dQ/T ถ้าให้สัญลักษณ์ S แทนเอนโทรปีของระบบ และให้นิยามของเอนโทรปีปริมาณน้อย ๆ (Infinitesimal entropy) dS สำหรับกระบวนการแบบผันกลับได้เล็ก ๆ (Infinitesimal reversible process) ที่อุณหภูมิตัมบูรณ์ T คือ

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad \text{.....(2.21)}$$

ถ้ามีความร้อนปริมาณ Q ใส่เข้าไปในช่วง Reversible isothermal process ที่อุณหภูมิสัมบูรณ์ T เอนโทรปีของระบบจะเปลี่ยนไปทั้งสิ้น $\Delta S = S_2 - S_1$ ดังนี้

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \frac{Q}{T} \quad \text{.....(2.22)}$$

ถ้าสารอยู่ในที่เย็นตอนตั้งต้น โมเลกุลมีการเคลื่อนที่เล็กน้อย เมื่อใส่ความร้อน Q ให้กับมัน จะทำให้โมเลกุลมีการเคลื่อนที่มากขึ้นและความไม่เป็นระเบียบมีมากขึ้น แต่ถ้าสารร้อนอยู่แล้ว ตั้งแต่ตั้งต้น ใส่ความร้อนปริมาณเท่าเดิม ให้กับมันจะเพิ่มการเคลื่อนที่ และความไม่เป็นระเบียบให้กับ โมเลกุล (ซึ่งมีความไม่เป็นระเบียบอยู่แล้ว) เพียงเล็กน้อยเท่านั้น ดังนั้น Q/T จึงเป็นปริมาณที่เหมาะสม ในการบรรยายถึงการเพิ่มขึ้นของความไม่เป็นระเบียบเมื่อมีความร้อนไหลเข้าไปในระบบ เราสามารถเขียนนิยาม ของการเปลี่ยนของเอนโทรปี ให้อยู่ในรูปทั่วไปสำหรับ กระบวนการแบบผันกลับ ได้ใด ๆ เมื่อระบบมีการเปลี่ยนจากสภาวะตั้งต้น ไปเป็นสภาวะสุดท้าย ไม่ว่าจะ กระบวนการนั้นจะเป็นแบบ Isothermal หรือไม่ก็ตาม ในแต่ละขั้นตอนของกระบวนการเปลี่ยน สภาวะ ปริมาณความร้อนน้อย ๆ dQ จะถูกใส่เข้าไปในระบบที่อุณหภูมิสัมบูรณ์ T จากนั้นเราหา ผลรวมโดยการอินทิเกรตอัตราส่วน dQ/T สำหรับทั้งกระบวนการ จะได้

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad \text{.....(2.23)}$$

ลิมิตของการอินทิเกรต 1 และ 2 หมายถึงสภาวะเริ่มต้นและสุดท้าย ตามลำดับ

- เอนโทรปีเป็นตัววัดความไม่เป็นระเบียบของระบบ ที่สภาวะใดสภาวะหนึ่ง มันจะต้องมีค่า ขึ้นกับ สภาวะปัจจุบันของระบบ ไม่ขึ้นกับสภาวะในอดีต
- เมื่อระบบเปลี่ยนจากสภาวะเริ่มต้นซึ่งมีเอนโทรปี S_1 ไปยังสภาวะสุดท้ายซึ่งมีเอนโทรปี S_2 การเปลี่ยนของเอนโทรปีคือ $\Delta S = S_2 - S_1$ ซึ่งไม่ขึ้นกับเส้นทางที่ใช้ในการเปลี่ยนสภาวะ นั่นคือ ΔS จะเท่ากันสำหรับทุกเส้นทางหรือทุกกระบวนการที่ใช้ในการเปลี่ยนจากสภาวะที่ 1 ไปยังสภาวะที่ 2 เอนโทรปีกับกฎข้อที่สอง (Entropy and the second law)

และสามารถให้คำอธิบายอีกอันหนึ่งสำหรับกฎข้อที่สองโดยอาศัยเอนโทรปีได้ดังนี้ “กระบวนการที่เกิดขึ้นได้เองในธรรมชาติ จะเกิดขึ้นในทิศทางที่ทำให้เอนโทรปีรวมของระบบมีค่า คงที่ หรือไม่ก็เพิ่มขึ้นเท่านั้น” ซึ่งเราอาจเขียนให้อยู่ในรูปสมการได้เป็น

$$\Delta S \geq 0 \quad \text{.....(2.24)}$$

2.1.3 วัฏจักรสเตอร์ลิง (Stirling Cycle) ในทางอุณหพลศาสตร์

เครื่องจักรสเตอร์ลิงมีการทำงานเป็นลักษณะวนไปมาภายใต้อุณหภูมิต่ำและสูง เรียกว่า วัฏจักรสเตอร์ลิง ซึ่งมีความแตกต่างจากเครื่องจักรสันดาปภายใน ดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ก๊าซที่บรรจุอยู่ภายในกระบอกสูบของเครื่องจักรสเตอร์ลิง จะอยู่ในระบบปิดอยู่ภายในกระบอกสูบ ไม่สามารถรั่วไหลออกมาได้ จึงไม่ต้องมีวาล์วไอเสีย เหมือนกับเครื่องจักรก๊าซโซลีน หรือดีเซล และไม่มีการจู่ระเบิดของหัวเทียนหรือน้ำมันเชื้อเพลิง เครื่องจึงเดินเงียบมาก
- พลังงานของเครื่องจักรสเตอร์ลิงมาจากความร้อนภายนอกกระบอกสูบ จึงไม่มีการเผาไหม้ภายในกระบอกสูบ

เครื่องจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ คือ ไม่มีความเสียดหรือแรงเสียดทานจุดเคลื่อนที่ต่างและชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่ต้องมีมวลเบา ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์สามารถคำนวณได้จากแผนภาพ $P-V$ ปริมาตรภายในเครื่องยนต์สามารถคำนวณได้โดยใช้หลักการหาค่าภายในของรูปทรงเรขาคณิต โดยเริ่มต้นจะสามารถหาค่าความดันของระบบเมื่อมีการกำหนดค่าของปริมาตร (V) มวลของก๊าซ (m) และค่าอุณหภูมิ (T) ค่าความดัน P ของระบบจะสามารถคำนวณได้จากทฤษฎีก๊าซในอุดมคติซึ่งแสดงได้ดังสมการ

$$PV = mRT \quad \dots\dots(2.25)$$

ค่าความดันของเครื่องยนต์จะสามารถคำนวณได้จะต้องอยู่ภายใต้เงื่อนไขของสมมติฐานดังนี้

- 1) ไม่มีการสูญเสียความดันในการแลกเปลี่ยนความร้อนและไม่มีความแตกต่างของความดันภายใน
- 2) ในกระบวนการบีบอัดและการขยายตัวจะต้องเกิดขึ้นจากการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ
- 3) เงื่อนไขในการทำงานของก๊าซนั้นจะต้องเปลี่ยนเป็นเงื่อนไขของก๊าซในอุดมคติทั้งหมดต้องมีการผันกลับที่สมบูรณ์แบบ
- 4) การขยายตัวของปริมาตรตายจะต้องมีการคงค่าของอุณหภูมิในการขยายตัวของก๊าซ (T_E) และอุณหภูมิในการบีบอัดตัวของก๊าซ (T_C) ระหว่างรอบวัฏจักร
- 5) อุณหภูมิในการผันกลับของก๊าซจะต้องเป็นค่าเฉลี่ยระหว่างอุณหภูมิในการขยายตัวของก๊าซ (T_E) และอุณหภูมิในการบีบอัดตัวของก๊าซ (T_C)
- 6) ปริมาตรของการขยาย (V_E) และปริมาตรของการบีบอัด (V_C) จะเปลี่ยนแปลงตามสมการเส้นโค้งแบบไฮเพอร์โบลา

วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติจะประกอบด้วยกระบวนการทางอุณหพลศาสตร์ที่แตกต่างกัน 4 กระบวนการ คือ Isothermal 2 กระบวนการ และ Isometric 2 กระบวนการ ซึ่งกระบวนการในวัฏจักรนี้ใช้อากาศเป็นสารตัวกลางและทุกกระบวนการจะเป็นกระบวนการที่ย้อนกลับได้ (reversible process) ดังรูปที่ 2.9

จากรูปที่ 2.1 เมื่อนำมาวิเคราะห์จะมีกระบวนการทั้งหมด 4 กระบวนการคือ

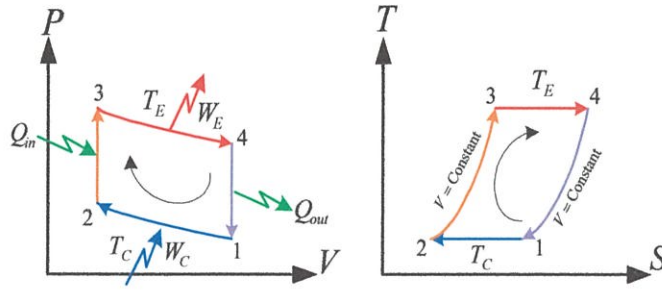
กระบวนการที่ 1-2: Isothermal compression process

กระบวนการที่ 2-3: Isometric heating process

กระบวนการที่ 3-4: Isothermal expansion process

กระบวนการที่ 4-1: Isometric cooling process

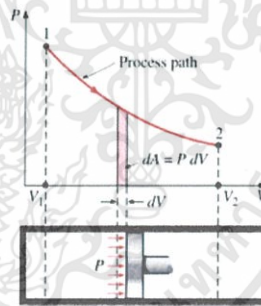
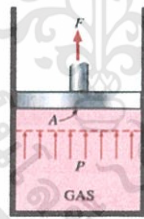
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.9 แผนภาพ P-V, T-S ของวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ (Ideal stirling cycle)

สมการที่ใช้พิจารณาการวิเคราะห์ในแต่ละกระบวนการมีดังนี้
 คุณสมบัติของก๊าซที่ทำให้เกิดงานในทางอุณหพลศาสตร์

- ถ้าให้ปริมาตรของก๊าซที่อยู่ในกระบอกสูบคงที่ เมื่อเพิ่มอุณหภูมิของก๊าซ ความดันของก๊าซจะเพิ่มขึ้น
 - ถ้าให้ความดันของก๊าซที่อยู่ในกระบอกสูบคงที่ เมื่อลดอุณหภูมิของก๊าซ ปริมาตรในกระบอกสูบลดลง อุณหภูมิของก๊าซจะเพิ่มขึ้น
- งานในระบบกักอัด (Work in Compressible System)



$$\delta W_{12} = Fds = PAds = PdV$$

$$W_{12} = \int_1^2 PdV = \text{Area on P - V diagram}$$

รูปที่ 2.10 งานในระบบที่กักอัดได้

งานในระบบกักอัด (Work in Compressible System) เช่นงานที่เกิดจากการเคลื่อนที่ขึ้นลงของลูกสูบในกระบอกสูบจะได้สมการในรูปที่ 2.10

$$W_{12} = \int_1^2 PdV \tag{2.26}$$

งานในระบบกักอัดที่มีกระบวนการอุณหภูมิคงที่ของสารตัวกลางเป็นก๊าซอุดมคติ คือ

$$PV = mRT_o = C \rightarrow P = \frac{C}{V} \quad \text{.....(2.27)}$$

$$W_{12} = \int_1^2 P dV = \int_1^2 \frac{C}{V} dV = C \ln \left[\frac{V_2}{V_1} \right]$$

$$W_{12} = P_1 V_1 \ln \left[\frac{V_2}{V_1} \right] \quad \text{.....(2.28)}$$

จากพลังงานภายในของก๊าซคือ

$$U = \frac{3}{2} N k_B T \quad \text{.....(2.29)}$$

เมื่อ U คือ พลังงานภายในของก๊าซ ในหน่วยจูล (J)

N คือ จำนวนโมเลกุลของก๊าซ

k_B คือ ค่าคงที่ของโบลซ์มันน์ ในหน่วยจูลต่อเคลวิน ((J/K)

และ T คือ อุณหภูมิ ในหน่วยเคลวิน (K)

กระบวนการที่ 3-4: Isothermal expansion

ความร้อนเพิ่มในระหว่าง Isothermal Expansion ที่อุณหภูมิคงที่ T_E

$$Q_E = NkT_E \ln \left(\frac{V_4}{V_3} \right) \quad \text{.....(2.30)}$$

เมื่อ Q_E คือ ปริมาณความร้อนที่เพิ่มขึ้น ในหน่วยจูล (J)

T_E คือ อุณหภูมิในการขยายตัวของก๊าซ ในหน่วยเคลวิน (K)

V_3 เพิ่มขึ้นไปเป็น V_4 คือ ปริมาตรของการขยาย (V_E) ในหน่วยลูกบาศก์เมตร (m^3)

กระบวนการที่ 1-2: ความร้อนลดลงในระหว่างอัดตัวของกระบอกสูบที่อุณหภูมิคงที่ T_C

$$-Q_C = NkT_C \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) \quad \text{.....(2.31)}$$

เมื่อ Q_C คือ ปริมาณความร้อนที่ลดลง ในหน่วยจูล (J)

T_C คือ อุณหภูมิในการบีบอัดตัวของก๊าซ ในหน่วยเคลวิน (K)

V_1 ลดลงไปเป็น V_2 คือ ปริมาตรของการบีบอัด (V_C) ในหน่วยลูกบาศก์เมตร (m^3)

ความร้อนจากกระบวนการผันกลับได้

ในระหว่างกระบวนการ Isothermal expansion ความร้อนที่ผันกลับคือ

$$Q_E = \int_E P dV$$

$$Q_E = nRT_E \ln(V_E / V_C) \quad \text{.....(2.32)}$$

ในระหว่างกระบวนการ Isochoric heating จะได้ว่า

$$Q_{heat} = nC_v(T_E - T_C) \quad \text{.....(2.33)}$$

เมื่อ C_v คือค่าปริมาตรคงที่ของแก๊ส เมื่อมีการให้ความร้อนจาก $T_C - T_E$ ดังนั้นผลรวมของ

ความร้อนคือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Q_{total} = nC_v(T_E - T_C) + nRT_E \ln(V_E / V_C) \quad \dots\dots(2.34)$$

ค่าประสิทธิภาพของวัฏจักร จะสามารถเขียนสมการค่าประสิทธิภาพของวัฏจักรสเตอร์ลิงได้ดังนี้

$$\eta = [R(T_E - T_C) \ln(V_E - V_C)] \quad \dots\dots(2.35)$$

ซึ่งค่าประสิทธิภาพดังกล่าวมีค่าเทียบเท่ากับประสิทธิภาพคาร์โน

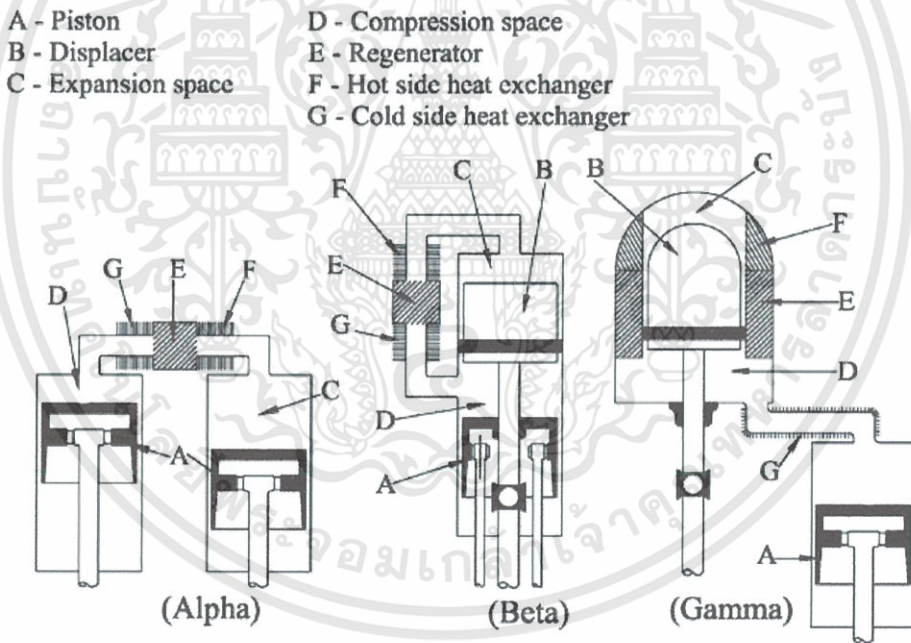
ประสิทธิภาพคาร์โนมีค่าเป็น

$$\eta_{carnot} = 1 - (T_C / T_E) \quad \dots\dots(2.36)$$

ค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในกรณีที่นำมาใช้กับ Regenerator จะมีค่าดังนี้

$$\eta_{stirling} = 1 - (T_C / T_E) \quad \dots\dots(2.37)$$

2.2 ชนิดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

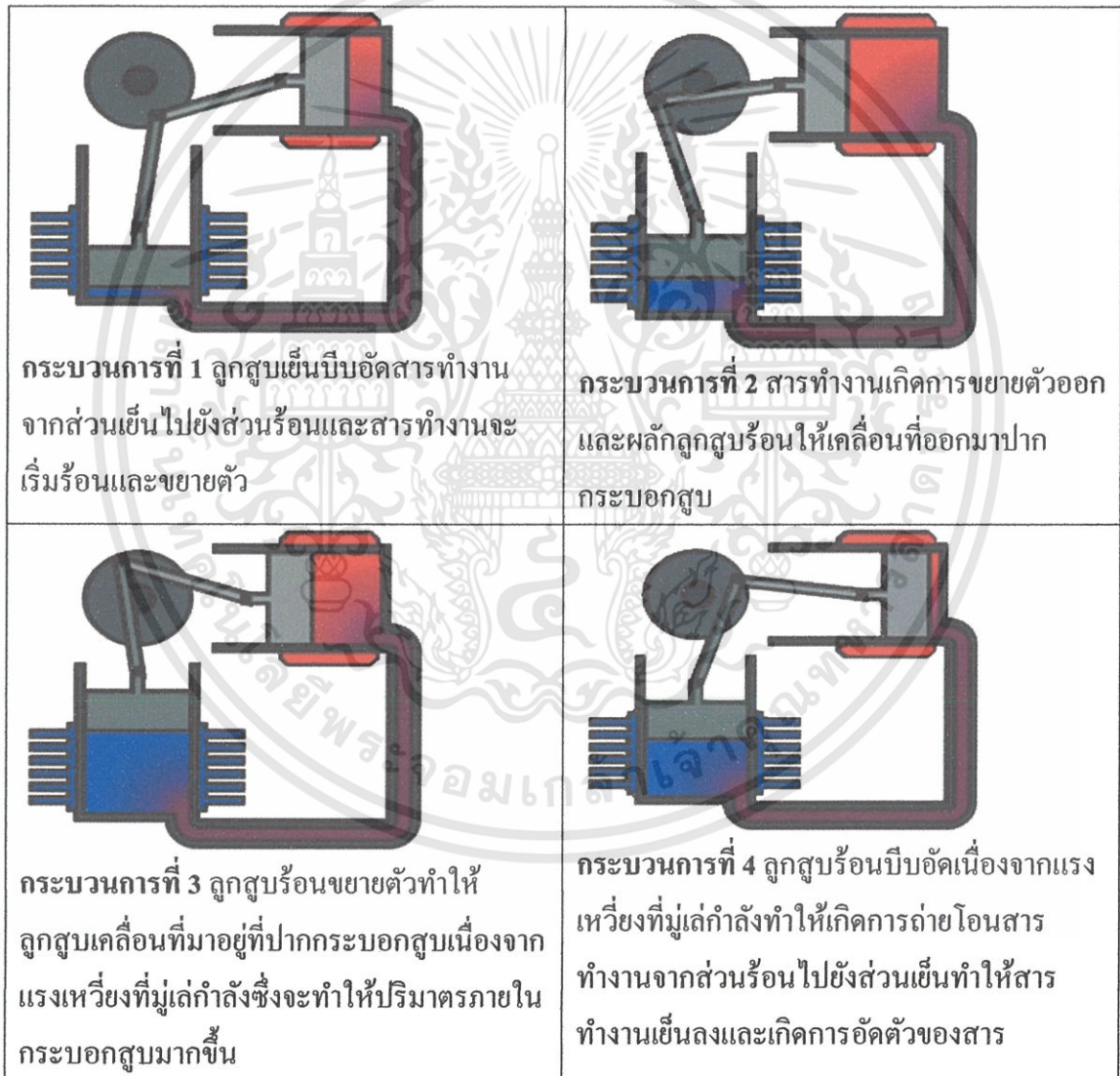


รูปที่ 2.11 องค์ประกอบและชนิดเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

จากรูปที่ 2.11 แสดงองค์ประกอบในส่วนต่างๆและชนิดเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งแบ่งออกเป็นสามชนิด คือ อัลฟา เบต้า และแกมมา ที่มีการจัดเรียงลูกสูบที่แตกต่างกัน แต่ลักษณะการทำงานยังเหมือนกัน ดังนี้

2.2.1 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟา (Stirling engine type Alpha)

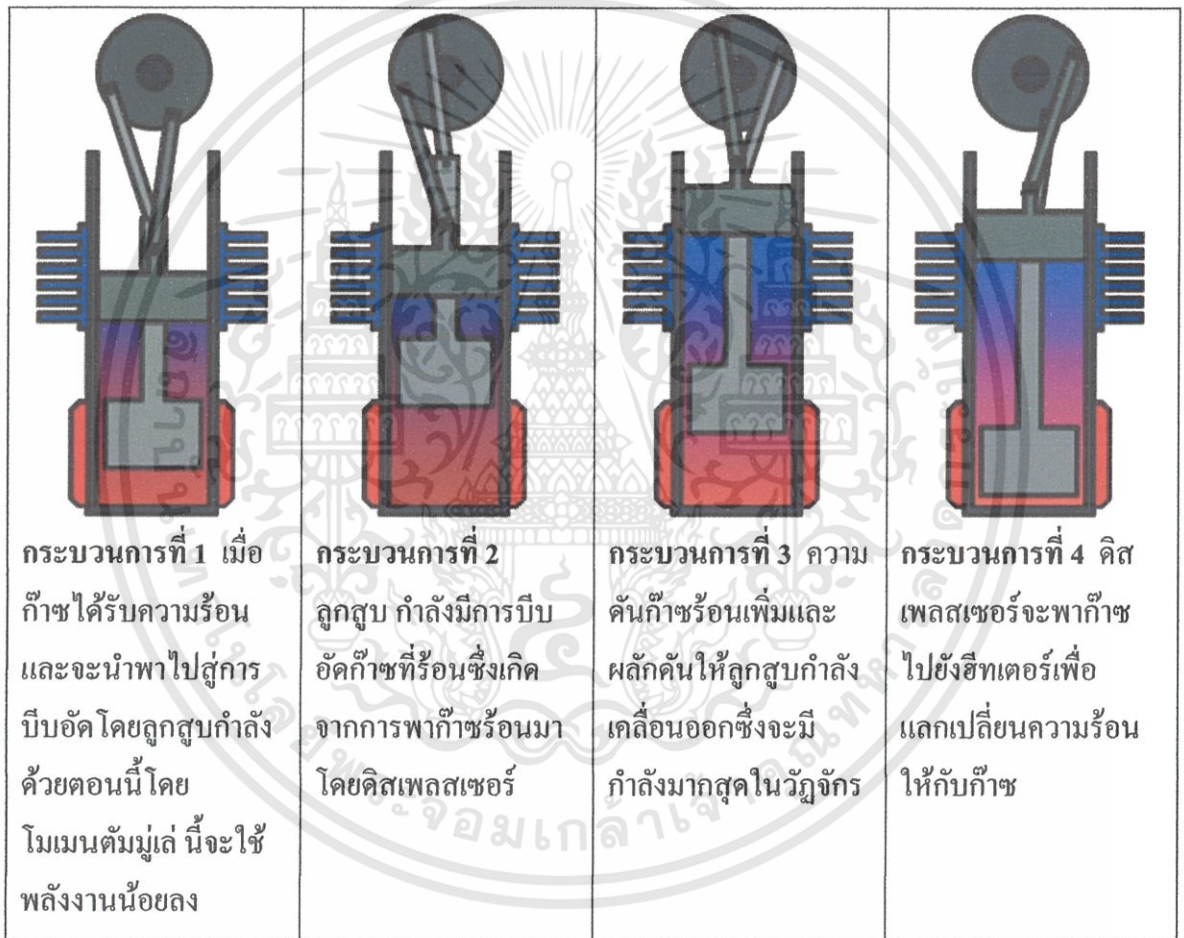
ประกอบด้วย สองลูกสูบในกระบอกสูบแยกและมีการจัดเรียง โดยมีลักษณะเป็นแผนแบบง่าย ๆ ซึ่งสองลูกสูบนี้แบ่งออกเป็นลูกสูบร้อนและลูกสูบเย็น ลูกสูบเหล่านี้มีการเคลื่อนที่ในลักษณะที่ทำให้มีปริมาตรในระบบคงที่ เมื่อสารทำงานทั้งหมดถูกดันให้อยู่ในกระบอกสูบเดียวกัน ลูกสูบหนึ่งจะหยุดและลูกสูบหนึ่งจะเคลื่อนที่ขยายและอัดสารทำงาน งาน ได้จากการขยายตัวที่ลูกสูบร้อน ดังรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.12 กระบวนการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟา

2.2.2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า (Stirling engine type Beta)

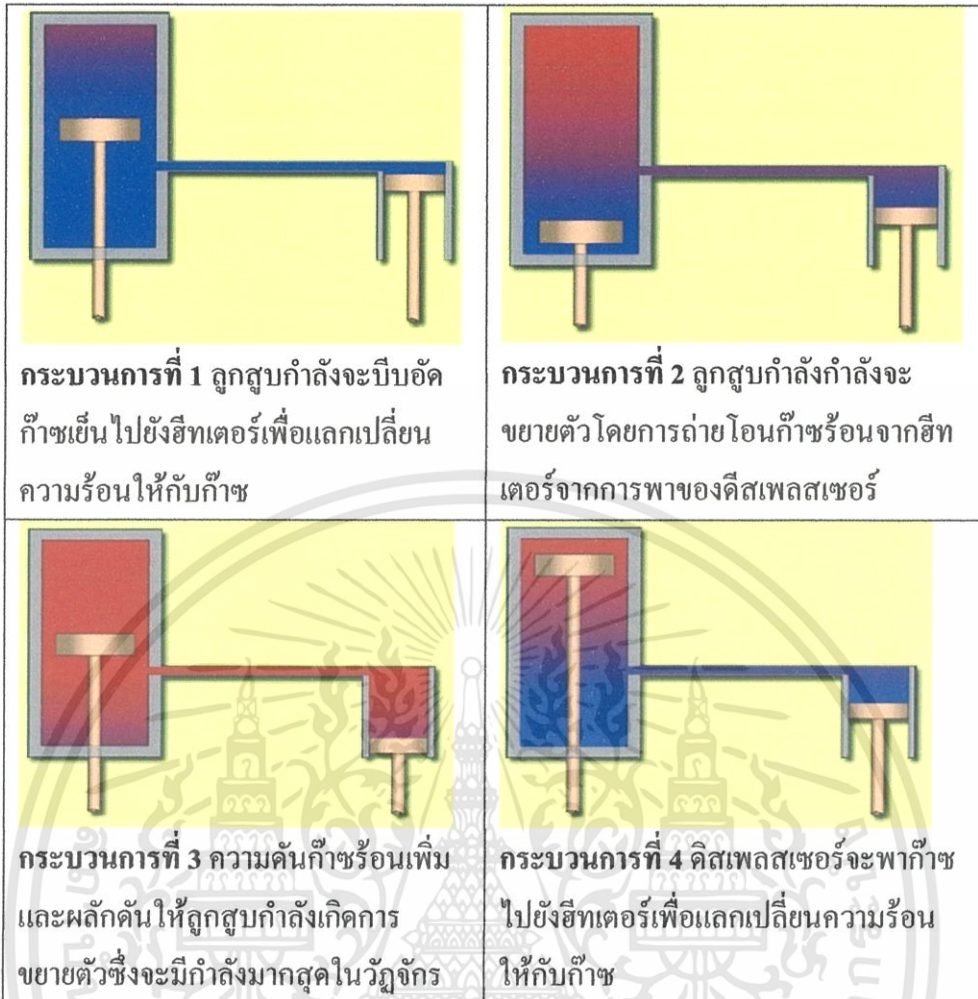
ประกอบด้วย ดิสเพลสเซอร์และลูกสูบที่อาศัยอยู่ในกระบอกสูบเดียวกันและมีการจัดเรียงที่ซับซ้อน ในลักษณะการทำงานดิสเพลสเซอร์จะดันสารทำงานระหว่างส่วนร้อนและส่วนเย็นของกระบอกสูบ ส่วนลูกสูบอยู่ในส่วนเย็นของกระบอกสูบซึ่งทำหน้าที่อัดเมื่อสารทำงานอยู่ในส่วนเย็นและขยายตัวเมื่อสารทำงานเคลื่อนที่ไปยังส่วนร้อนซึ่งสารทำงานเคลื่อนที่ไปมาจากส่วนร้อนไปส่วนเย็นและจากส่วนเย็นไปส่วนร้อนนี้เกิดจากการพาของดิสเพลสเซอร์ ดังรูปที่ 2.13



รูปที่ 2.13 กระบวนการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า

2.2.3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา (Stirling engine type Gamma)

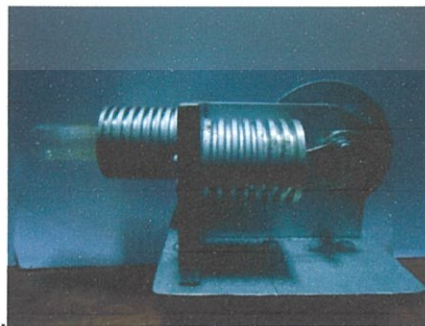
ประกอบด้วย ดิสเพลสเซอร์และลูกสูบในกระบอกสูบแยกและมีการจัดเรียงแบบง่ายๆ โดยทั้งสองกระบอกสูบนี้เชื่อมต่อถึงกันและมีหลักการทำงานเช่นเดียวกับชนิดเบต้า แต่มีประสิทธิภาพเชิงกลสูงสุดในทางทฤษฎี ดังรูปที่ 2.14



รูปที่ 2.14 กระบวนการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

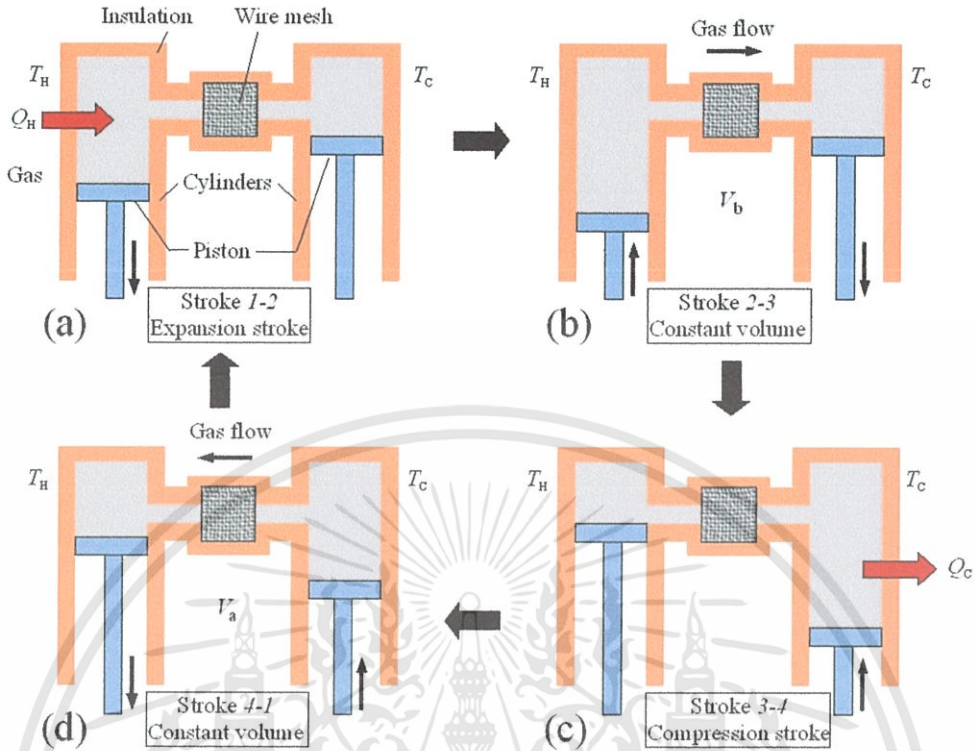
2.3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบขนาดเล็ก ชนิดแกมมา

ส่วนประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมาประกอบด้วย ลูกสูบดีสเพลสเซอร์และลูกสูบกำลังในกระบอกสูบแยกและมีการจัดเรียงแบบง่ายๆ โดยทั้งสองกระบอกสูบนี้เชื่อมต่อกันและหลักการทำงานเช่นเดียวกับชนิดเบต้าแต่มีประสิทธิภาพเชิงกลสูงสุดในทางทฤษฎี ดังรูปที่ 2.16



รูปที่ 2.16 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบขนาดเล็ก ชนิดแกมมา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



- (a) Stroke 1-2 คือก๊าซในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีการขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่(อุณหภูมิร้อน) ลูกสูบคิสเพลสเซอร์เคลื่อนตัวลงแต่ลูกสูบกำลังอยู่กับที่
- (b) Stroke 2-3 ที่ปริมาตรคงที่ อุณหภูมิร้อน เย็นตัวลง ก๊าซในลูกสูบคิสเพลสเซอร์บีบตัว ก๊าซลูกสูบกำลังขยายตัว
- (c) Stroke 3-4 คือก๊าซในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีการบีบตัวที่อุณหภูมิคงที่(อุณหภูมิต่ำ) ลูกกำลังเคลื่อนตัวขึ้นแต่ลูกสูบคิสเพลสเซอร์อยู่กับที่
- (d) Stroke 4-1 ที่ปริมาตรคงที่ อุณหภูมิเย็น ร้อนมากขึ้น ก๊าซในลูกสูบคิสเพลสเซอร์ขยายตัว ก๊าซลูกสูบกำลังขยายตัว

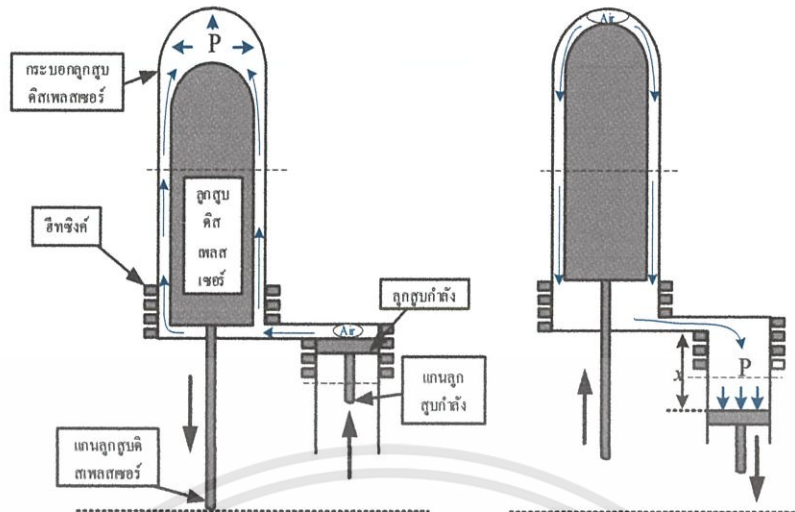
รูปที่ 2.17 กระบวนการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

การหาความสัมพันธ์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบขนาดเล็ก ชนิดแกมมา

2.3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในเมื่อลูกสูบคิสเพลสเซอร์และลูกสูบกำลังเป็นอิสระต่อกัน

แบ่งการพิจารณาความสัมพันธ์เป็น 2 รูปแบบ คือ

1. แบบไม่ให้ความร้อนแก่ระบบ

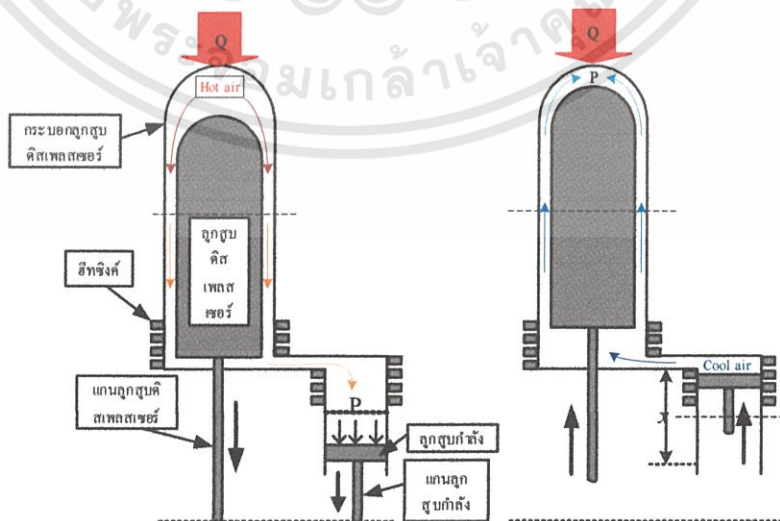


รูปที่ 2.18 ความสัมพันธ์ความดันภายในระบบอกสูบเมื่อไม่ให้ความร้อน

โดยการใช้มือชักลูกสูบด้านหนึ่งอย่างต่อเนื่องซึ่งเกิดการณ์เคลื่อนที่ของลูกสูบอีกฝั่งหนึ่งซึ่งผลที่ได้คือจะเห็นว่าเมื่อลูกสูบคิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ลงจะทำให้อากาศถูกไล่จากระบบอกลูกสูบกำลังไปยังระบบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ซึ่งจะเกิดความดันที่จุดปลายระบบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์และจะทำให้ลูกสูบกำลังถูกดูดเข้าไปในระบบอกสูบทำให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ขึ้น และจะกลับกันเมื่อลูกสูบคิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ขึ้นซึ่งจะทำให้อากาศถูกไล่จากระบบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ไปยังระบบอกลูกสูบกำลังซึ่งจะเกิดความดันที่ระบบอกลูกสูบกำลัง และทำให้ลูกสูบกำลังถูกดันออกมาด้วยความดันภายใน ทำให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ลง ซึ่งจะพบว่าถ้าเป็นไปดังผลการทดสอบนี้อย่างดี จะบ่งบอกถึงการทำงานของลูกสูบคิสเพลสเซอร์ สามารถทำงานไล่อากาศได้ดี เป็นไป ดังรูปที่

2.18

2. แบบการให้ความร้อนแก่ระบบ

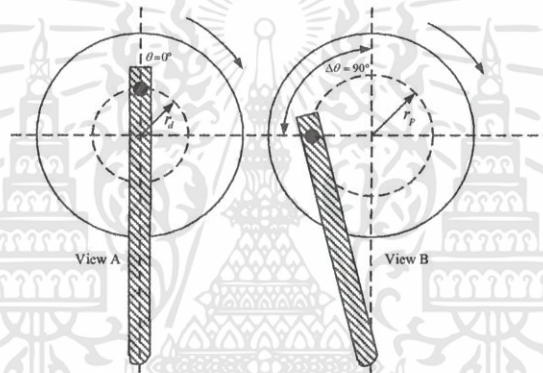


รูปที่ 2.19 ความสัมพันธ์ความดันภายในระบบอกสูบให้ความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อให้ความร้อน บริเวณฮีตเตอร์เร็วสึงเกิดการเคลื่อนที่ ผลที่ได้การตอบสนองระหว่าง ลูกสูบกำลังและลูกสูบดิสเพลสเซอร์จะตอบสนองมากขึ้น ระเบิดอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์และ ระเบิดอกลูกสูบกำลังจะทำให้เกิดความดันภายใน เนื่องจากความร้อนภายในระบบถูกบีบอัดจนเกิด เป็นความดันสูงและขยายให้เกิดความดันต่ำเมื่อลูกสูบดิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ขึ้น ซึ่งความดันเหล่านี้ จะไปผลึกและดูดลูกสูบให้ทำงาน ดังนั้นลูกสูบดิสเพลสเซอร์ที่ดีควรมีใหญ่จนพอดีกับระเบิดอก ลูกสูบดิสเพลสเซอร์จะทำให้ไม่มีการถ่ายเทอากาศร้อนไปยังระเบิดอกลูกสูบกำลังและไม่มีการถ่าย เทอากาศเย็นไปยังระเบิดอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์ไม่เกิดเป็นวัฏจักร แต่ถ้าลูกสูบดิสเพลสเซอร์เล็กมาก เกินไปเมื่อเทียบกับระเบิดอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์ซึ่งจะทำให้การบีบอัดความร้อนได้ไม่ดีทำให้ ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ลดลง ดังรูปที่ 2.19

2.3.2 ความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงที่มีผลต่อปริมาตรการบีบอัดและขยายตัวของ อากาศ



รูปที่ 2.20 แสดงตำแหน่งระยะข้อเหวี่ยงของแกนลูกสูบดิสเพลสเซอร์บนล้อเกียร์กระดุนกำลังที่ทำ มุมกับระนาบแกนนอนเป็นมุม $\theta = 0^\circ$ (View A) และที่นำหน้าตำแหน่งระยะข้อเหวี่ยง ของแกนลูกสูบกำลังเป็นมุม $\Delta\theta = 90^\circ$ (View B) และทั้งสองหมุนตามเข็มนาฬิกา

ตารางที่ 2.1 ปริมาตรพื้นที่การกวาดของลูกสูบกำลังและลูกสูบดิสเพลสเซอร์และ ปริมาตรตายในส่วนของพื้นที่การขยาย (V_{DE}) และบีบอัด (V_{DC}) ภายในระบบของ เครื่องยนต์

ปริมาตรภายในที่ได้ จากการวัดและคำนวณ	ระยะข้อเหวี่ยงของ ของลูกสูบกำลัง ที่ $r_p = 7.5\text{mm}$
$V_{DE}(\text{cm}^3)$	6.0743
$V_{DC}(\text{cm}^3)$	4.7420
$V_{SE}(\text{cm}^3)$	5.8643
$V_{SC}(\text{cm}^3)$	3.7700
$V_p(\text{cm}^3)$	1.6964

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเปลี่ยนแปลงปริมาตรการบีบอัดและขยายตัวสามารถคำนวณได้ดังนี้

ในพื้นที่การบีบอัด (V_C) การเปลี่ยนแปลงปริมาตรจะมีความละเอียดและสามารถประมาณเป็นรูปสัญญาไฮน์ ซึ่งจะหาได้จากสมการคือ

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2}(1 - \cos \theta) + \frac{V_P}{2}(1 - \cos(\theta - \Delta\theta)) + V_{DC} \quad \dots\dots(2.38)$$

หาค่าการคำนวณปริมาตรการบีบอัดภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ดังรูปที่ 2.11 ระยะข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลังที่ $r_p = 7.5 \text{ mm}$ คำนวณที่มุม $\theta = 0^\circ$ และ $\Delta\theta = 90^\circ$ ดังนี้

$$V_C = \frac{1.6964 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos 0^\circ) + \frac{3.7700 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos(0^\circ - 90^\circ)) + 4.7420 \text{ cm}^3$$

$$V_C = 5.9703 \text{ cm}^3$$

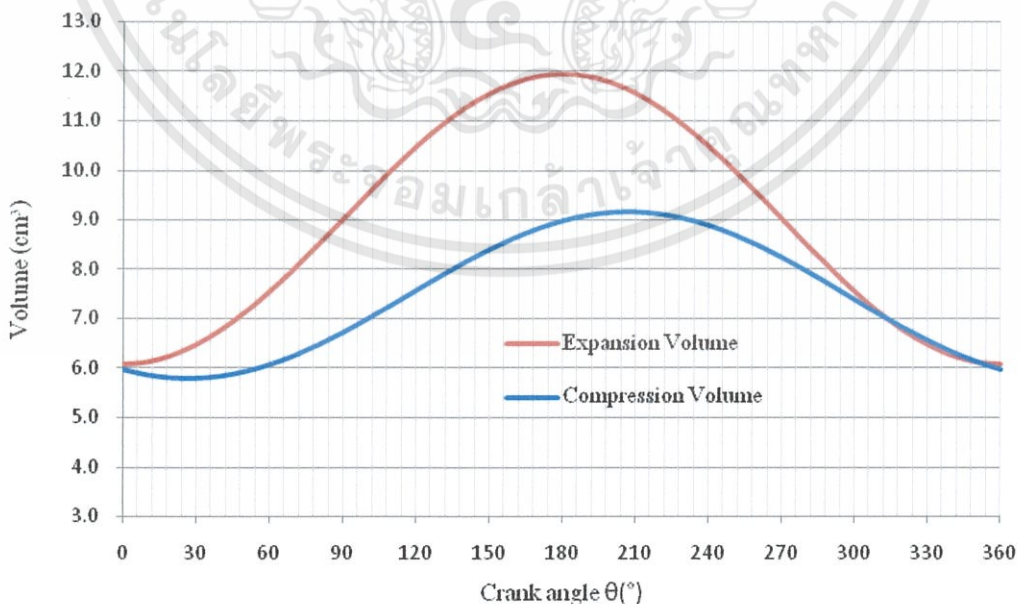
ในพื้นที่การขยายตัว (V_E) การเปลี่ยนแปลงปริมาตรจะสามารถประมาณเป็นรูปสัญญาไฮน์ จากข้อมูลในตารางที่ 2.1 ที่มุม $\theta = 0^\circ$ ซึ่งจะหาได้จากสมการดังนี้

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos \theta) + V_{DE} \quad \dots\dots(2.39)$$

$$V_E = \frac{5.8643 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos 0^\circ) + 6.0743 \text{ cm}^3$$

$$V_E = 6.0743 \text{ cm}^3$$

ถ้าเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเปลี่ยนแปลงปริมาตรพื้นที่การขยายและการบีบอัดที่เกิดจากมุมข้อเหวี่ยง ที่ $r_p = 7.5 \text{ mm}$ เมื่อมุมข้อเหวี่ยงมีค่า $\theta = 0^\circ - 360^\circ$ จะเป็นดังรูปที่ 2.21



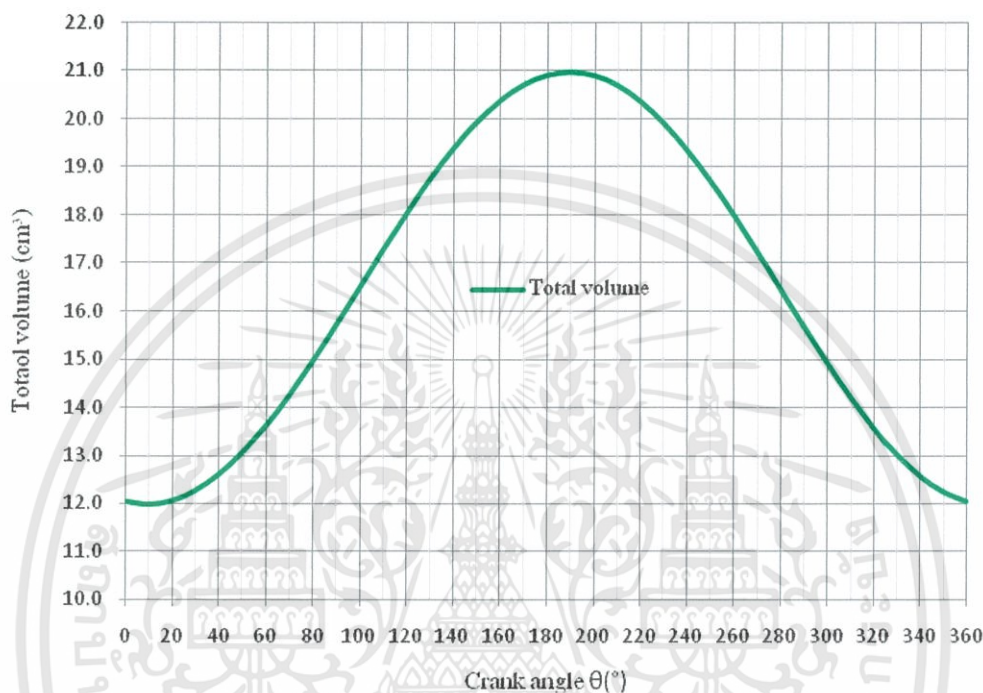
รูปที่ 2.21 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเปลี่ยนแปลงปริมาตรพื้นที่การขยายและการบีบอัดที่เกิดจากมุมข้อเหวี่ยง ที่ $r_p = 7.5 \text{ mm}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำนวณหาค่าผลรวมของปริมาตร (V) ดังรูปที่ 2.22 ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ที่ $r_p = 7.5\text{mm}$ จะสามารถหาได้จากสมการคือ

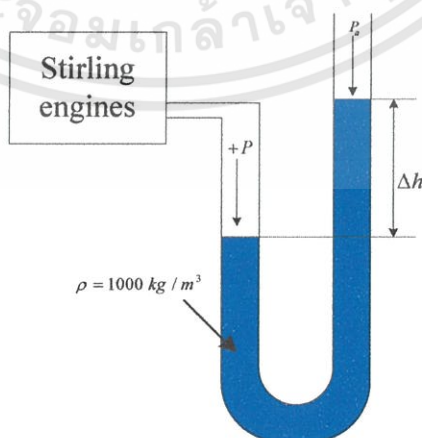
$$V = V_E + V_C \quad \dots\dots(2.40)$$

$$V = 6.0743\text{cm}^3 + 5.9703\text{cm}^3 = 12.0466\text{ cm}^3$$



รูปที่ 2.22 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลรวมการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรพื้นที่การขยาย และการบีบอัดที่เกิดจากมุมข้อเหวี่ยง ที่ $r_p = 7.5\text{ mm}$

2.3.3 การหาความสัมพันธ์ความดันภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ



รูปที่ 2.23 หลอดรูปตัว U ภายในบรรจุน้ำ (U-Tube Manometer)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 2.23 การหาค่าความดันเฉลี่ยภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยอาศัยหลักการของหลอดแก้วรูปตัว U ภายในบรรจุน้ำ (U-Tube Manometer) แล้วหาค่าผลต่างระดับน้ำ (Δh) ที่เกิดขึ้น ซึ่งจะหาค่าความดันภายในได้ดังสมการต่อไปนี้

$$P_{mean} = \frac{P_{max} + P_{min}}{2} \quad \dots\dots(2.41)$$

เมื่อ $P_{max} = P_{min} = P_a \pm \rho g \Delta h \quad \dots\dots(2.42)$

ค่าความดันภายในที่คำนวณได้บ่งบอกถึงพฤติกรรมการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ได้ดังนี้

1. ถ้าความดันภายในเป็นบวก(+) หมายถึงค่าความดันภายในระบบมากกว่าความดันบรรยากาศจะทำให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ออก (P_{max})
2. ถ้าความดันภายในเป็นลบ(-)หมายถึงค่าความดันภายในระบบน้อยกว่าความดันบรรยากาศจะทำให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่เข้า (P_{min})

จากค่าความดัน และ ปริมาตรที่คำนวณได้ข้างต้น การคำนวณค่าความดันภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มุมข้อเหวี่ยง (θ) ต่างๆ (ดูที่มุมข้อเหวี่ยงลูกสูบคิสเพลสเซอร์เป็นหลัก ตามที่แสดงในรูปที่ 2.10) และคำนวณหางานทั้งหมดที่หาได้จาก 1 รอบวัฏจักร (W_i) และกำลังของเครื่องยนต์ (P_i) ได้ดังสมการต่อไปนี้

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{1-C^2}}{1-C \cdot \cos(\theta-a)} = \frac{P_{min} (1+C)}{1-C \cdot \cos(\theta-a)} = \frac{P_{max} (1-C)}{1-C \cdot \cos(\theta-a)} \quad \dots\dots(2.43)$$

ค่าความดันเฉลี่ย (P_{mean}) คำนวณได้จาก

$$P_{mean} = \frac{P_{max} + P_{min}}{2} = \frac{2P_a + \rho g (\Delta h_{max} - \Delta h_{min})}{2} \quad \dots\dots(2.44)$$

ถ้า $\Delta h_{max} = \Delta h_{min}$ นั่นคือ $P_{mean} = 101.3250 \text{ kPa}$

จากสมการที่ (2.43) ค่าพารามิเตอร์ C สามารถคำนวณได้จาก

$$C = \frac{B}{S} \quad \dots\dots(2.45)$$

คำนวณหา B ได้จากสมการ คือ

$$B = \sqrt{T_i^2 + 2(T_i - 1)V_s \cos(\Delta\theta) + V_s^2 - 2T_i + 1} \quad \dots\dots(2.46)$$

คำนวณหา S ได้จากสมการ คือ

$$S = T_i + 2T_i X_{DE} + V_s + 2X_{DC} + 1 \quad \dots\dots(2.47)$$

ดังนั้นที่ $\Delta\theta = 90^\circ$ เมื่อ $T_C = 31^\circ C = 304 \text{ K}$ และ $T_E = 424.6^\circ C = 697.6 \text{ K}$

ค่าปริมาตร $V_{DE}, V_{DC}, V_{SE}, V'_{SC} = V_{SC} + V_P = 5.4664 \text{ cm}^3$ ได้จากตารางที่ 4.1

หาค่าอัตราส่วนของอุณหภูมิ ได้ดังสมการ คือ

$$T_i = \frac{T_C}{T_E} = \frac{304 \text{ K}}{697.6 \text{ K}} = 0.4358 \quad \dots\dots(2.48)$$

หาค่าอัตราส่วนของปริมาตรการกวาดได้ดังสมการ คือ

$$V_S = \frac{V'_{SC}}{V_{SE}} = \frac{5.4664 \text{ cm}^3}{5.8643 \text{ cm}^3} = 0.9321 \quad \text{.....(2.49)}$$

หาค่าอัตราส่วนของปริมาตรตายค้ำนขยาย ได้ดังสมการ คือ

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} = \frac{6.0743 \text{ cm}^3}{5.8643 \text{ cm}^3} = 1.0358 \quad \text{.....(2.50)}$$

หาค่าอัตราส่วนของปริมาตรตายค้ำนบีบอัด ได้ดังสมการ คือ

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SC}} = \frac{4.7420 \text{ cm}^3}{5.4664 \text{ cm}^3} = 0.8675 \quad \text{.....(2.51)}$$

และสามารถหาค่า C และ a ได้จากสมการคือ

$$a = \tan^{-1} \left(\frac{V_S \sin(\Delta\theta)}{T_i + \cos(\Delta\theta) + 1} \right) \quad \text{.....(2.52)}$$

$$a = \tan^{-1} \left(\frac{(0.9321) \sin(90^\circ)}{(0.4358) + \cos(90^\circ) + 1} \right) = 32.991^\circ$$

คำนวณหาค่า S ได้จากสมการ (2.47) คือ

$$S = 0.4358 + (2 \times 0.4358 \times 1.0358) + 0.9321 + (2 \times 0.8675) + 1$$

ดังนั้น $S = 6.0567$

คำนวณหาค่า B ได้จากสมการ (2.46)

$$B = \sqrt{(0.4358)^2 + (2 \times (0.4358 - 1) \times 0.9321 \times \cos 90^\circ) + (0.9321)^2 - (2 \times 0.4358) + 1}$$

ดังนั้น $B = 1.0896$

และจะสามารถหา C ได้จากสมการ (2.45) ได้คือ

$$C = \frac{1.0896}{6.0567} = 0.1799$$

ดังนั้นจะสามารถหาความดันภายในระบบได้จากสมการ (2.43) ที่มุมข้อเหวี่ยง $\theta = 0^\circ = 0^\circ$

$$P = \frac{(101.3 \times 10^3 \text{ Pa}) \sqrt{1 - (0.1799)^2}}{1 - (0.1799 \times \cos(0^\circ - 32.991^\circ))} = 117.3553 \text{ kPa}$$

การคำนวณหางาน กำลัง และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง สามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

หางานที่ได้จากพื้นที่ของการขยาย W_E หาได้จากสมการ คือ

$$W_E = \int P dV_E = \frac{\pi P_{mean} V_{SE} C \sin a}{1 + \sqrt{1 - C^2}} \quad \text{.....(2.53)}$$

$$W_E = \frac{\pi (101.3 \times 10^3 \text{ Pa}) (5.8643 \text{ cm}^3) \times 0.1799 \times \sin(32.991^\circ)}{1 + \sqrt{1 - (0.1799)^2}}$$

$$W_E = 9.2159 \times 10^{-2} \text{ J}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หางานที่ได้จากพื้นที่การบีบอัด W_C (J) จะสามารถได้จากสมการ คือ

$$W_C = \int P dV_C = \frac{\pi P_{mean} V_{SE} C T_i \sin \alpha}{1 + \sqrt{1 - C^2}} \quad \dots\dots(2.54)$$

$$W_C = - \frac{\pi(101.3 \times 10^3 \text{ Pa})(5.8643 \text{ cm}^3) \times 0.1799 \times 0.4358 \times \sin 32.991^\circ}{1 + \sqrt{1 - (0.1799)^2}}$$

$$W_C = -4.0163 \times 10^{-2} \text{ J}$$

หางานทั้งหมดที่ได้จาก 1 รอบวัฏจักร (W_i) สามารถหาได้จาก คือ

$$W_i = W_E + W_C \quad \dots\dots(2.55)$$

$$W_i = (9.2159 - 4.0163) \times 10^{-2} \text{ J} = 5.1996 \times 10^{-2} \text{ J}$$

ที่ระยะข้อเหวี่ยง $r_p = 7.5 \text{ mm}$ ให้ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (N) มากสุดที่ 789.8 RPM

ดังนั้น สามารถหาค่ากำลังรวมของเครื่องยนต์ $P_i(W)$ ได้จากสมการคือ

$$P_i = W_i N \quad \dots\dots(2.56)$$

$$P_i = \frac{(5.1996 \times 10^{-2} \text{ J})(789.8 \text{ RPM})}{60} = 0.6844 \text{ W}$$

ดังนั้นหาค่ากำลังรวมของเครื่องยนต์ เท่ากับ 684.4 mW

ค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ (η) สามารถคำนวณได้จากสมการ คือ

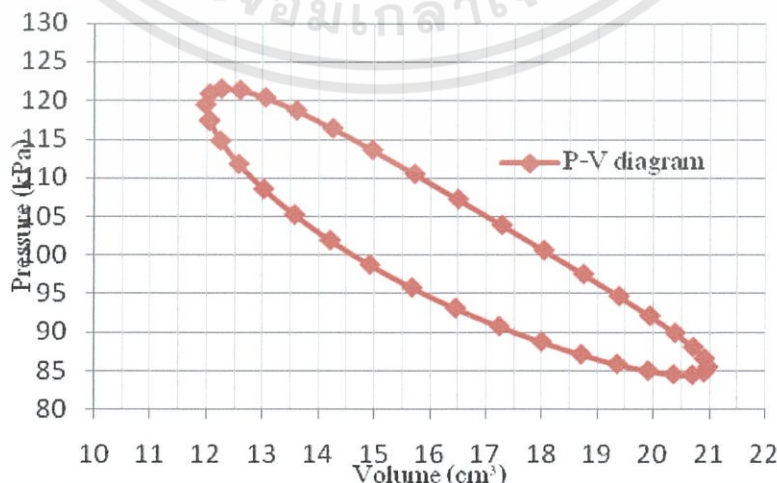
$$\eta = \frac{W_i}{W_E} \times 100\% \quad \dots\dots(2.57)$$

$$\eta = \frac{5.1996 \times 10^{-2} \text{ J}}{9.2159 \times 10^{-2} \text{ J}} \times 100\% = 56.42\%$$

หรือ

$$\eta = (1 - T_i) \times 100\% = (1 - 0.4358) \times 100\% = 56.42\%$$

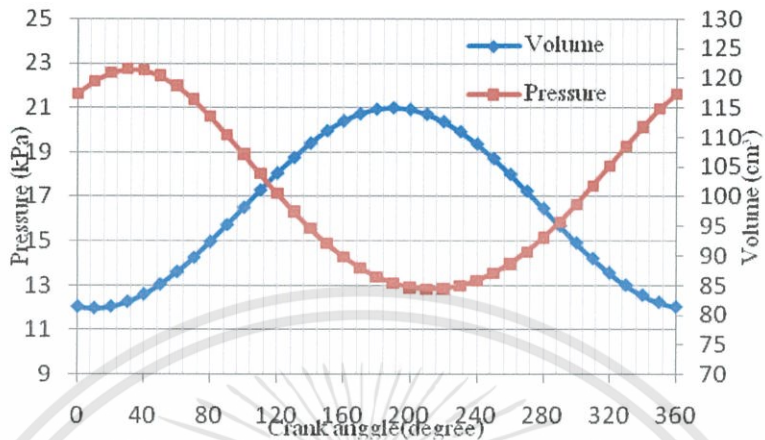
จากตัวอย่างการคำนวณถ้าเขียนกราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรกับความดันภายในระบบ เครื่องยนต์สเตอร์ลิง จะเป็นดังรูปที่ 2.24



รูปที่ 2.24 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรกับความดันภายใน เมื่อ $r_p = 7.5 \text{ mm}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น มิอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากตัวอย่างการคำนวณถ้าเขียนกราฟความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงกับปริมาตรและความดันภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อมุมข้อเหวี่ยงมีค่า $\theta = 0^\circ - 360^\circ$ จะเป็นดังรูปที่ 2.25



รูปที่ 2.25 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างระยะข้อเหวี่ยงกับความดันและปริมาตรภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อ $r_p = 7.5 \text{ mm}$

2.3.4 การหาความสัมพันธ์ของอัตราเร่งเชิงมุม กำลังงาน แรงที่เกิดจากทอร์คที่มุมข้อ

เหวี่ยงของลูกสูบกำลัง

การคำนวณหาอัตราเร่งเชิงมุมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดเครื่องยนต์ออกแบบที่ $r_p = 7.5 \text{ mm}$ สตาร์ทเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดเครื่องยนต์ออกแบบจนได้ความเร็วรอบของเครื่องยนต์สูงสุดแล้วหยุดการหมุนของเครื่องยนต์และให้แรงแก่เครื่องยนต์เพื่อเริ่มการหมุนใหม่และวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ (N_0) ที่เวลา 0.00วินาที ($t_0 = 0.00\text{s}$) ความเร็วรอบเครื่องยนต์ (N_1) ที่เวลา t_1 วินาที บันทึกผลการวัด

เมื่อ $N_0 = 424 \text{ RPM}$ ที่เวลา $t_0 = 0.00\text{s}$

$N_1 = 646.7 \text{ RPM}$ ที่เวลา $t_1 = 7.85\text{s}$

จะสามารถหาอัตราเร่งเชิงมุมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดเครื่องยนต์ออกแบบได้จากสมการ

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad \text{เมื่อ} \quad \omega = \frac{2\pi N}{60} \quad \dots\dots(2.58)$$

ดังนั้นจะได้

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{2\pi(N_1 - N_0)}{(t_1 - t_0)(60\text{s})}$$

$$\alpha = \frac{2\pi(646.7 - 424.0)}{(7.85\text{s})(60\text{s})} = 2.972 \text{ rad/s}^2$$

การคำนวณหาทอร์คจากอัตราเร่งเชิงมุม จะสามารถหาได้จากสมการ คือ

$$\tau = I\alpha = I \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad \dots\dots(2.59)$$

สามารถคำนวณหาโมเมนต์ความเฉื่อยได้จากสมการ

$$I = \sum_{i=1}^n m_i R_i^2 = \frac{1}{2} m R^2 \quad \text{.....(2.60)}$$

เนื่องจากรูปร่างวัตถุเป็นแผ่นกลมมีมวล m_F และรัศมี R_F และอีกวัตถุหนึ่งมีรูปร่างเป็นทรงกระบอกตันมีมวล m_{rod} รัศมี R_{rod} และยาว l

ดังนั้น โมเมนต์ความเฉื่อยของล้อเกียร์กระตุ้นกำลังเมื่อ $m_F = 0.155 \text{ kg}$, $R_F = 40.57 \text{ mm}$ จะได้

$$I_F = \frac{1}{2} m_F R_F^2 = \frac{1}{2} (0.155 \text{ kg})(40.57 \text{ mm})^2$$

ดังนั้น $I_F = 0.1287 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

โมเมนต์ความเฉื่อยของแกนล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง เมื่อ $m_{rod} = 0.0035 \text{ kg}$, $R_{rod} = 2 \text{ mm}$ จะได้

$$I_{rod} = \frac{1}{2} m_{rod} R_{rod}^2 = \frac{1}{2} (0.0035 \text{ kg})(2 \text{ mm})^2$$

ดังนั้น $I_{rod} = 7 \times 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

โมเมนต์ความเฉื่อยของข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังเมื่อ $m_p = 0.0128 \text{ kg}$, $R_p = 14.5 \text{ mm}$ คำนวณได้จาก

$$I_{r_p} = \frac{1}{2} m_p R_p^2 = \frac{1}{2} (0.0128 \text{ kg})(14.5 \text{ mm})^2$$

ดังนั้น $I_{r_p} = 1.3456 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

โมเมนต์ความเฉื่อยรวมทั้งหมด คือ

$$I = I_F + I_{rod} + I_{r_p} \quad \text{.....(2.61)}$$

ดังนั้น $I = 130.0526 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

หาทอร์คจากอัตราเร่งเชิงมุม $\alpha = 2.9705 \text{ rad} / \text{s}^2$ จะได้

$$\tau = (130.0526 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2)(2.9705 \text{ rad} / \text{s}^2)$$

$$\tau = 0.3863 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

การคำนวณหาค่ากำลังงานของเครื่องยนต์ได้คือ

$$P_{sh} = \frac{W_{sh}}{t} = Fv = Fr\omega$$

$$P_{sh} = \left[\frac{\tau}{r} \right] \left[\frac{2\pi Nr}{60} \right] = \frac{2\pi N\tau}{60} \quad \text{.....(2.63)}$$

ดังนั้นกำลังงานของเครื่องยนต์ที่ได้จากทอร์คที่มุมข้อเหวี่ยง ที่ $r_p = 7.5 \text{ mm}$ ให้ความเร็วรอบ

$N = 789.8 \text{ RPM}$ คือ

$$P_{sh} = \frac{2\pi N\tau}{60}$$

$$P_{sh} = \frac{2\pi(789.8 \text{ RPM})(0.3863 \text{ N} \cdot \text{mm})}{60} = 31.95 \text{ mW}$$

การหาความสัมพันธ์ระหว่างแรงและแรงดันภายในจากค่าทอร์ค

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แรงที่กระทำต่อลูกสูบกำลังจะหาได้ คือ

$$\tau = \sum F \cdot R \sin \theta$$

ที่ระยะข้อเหวี่ยง $r_p = 7.5 \text{ mm}$ จำนวนที่มุม $\theta = 90^\circ$ ซึ่งจะให้แรงมากที่สุด นั่นคือ

$$F = \frac{\tau}{r_p \sin \theta} \quad \dots\dots(2.63)$$

$$F = \frac{0.3863 \text{ N} \cdot \text{mm}}{(7.5 \text{ mm})(\sin 90^\circ)} = 0.0515 \text{ N}$$

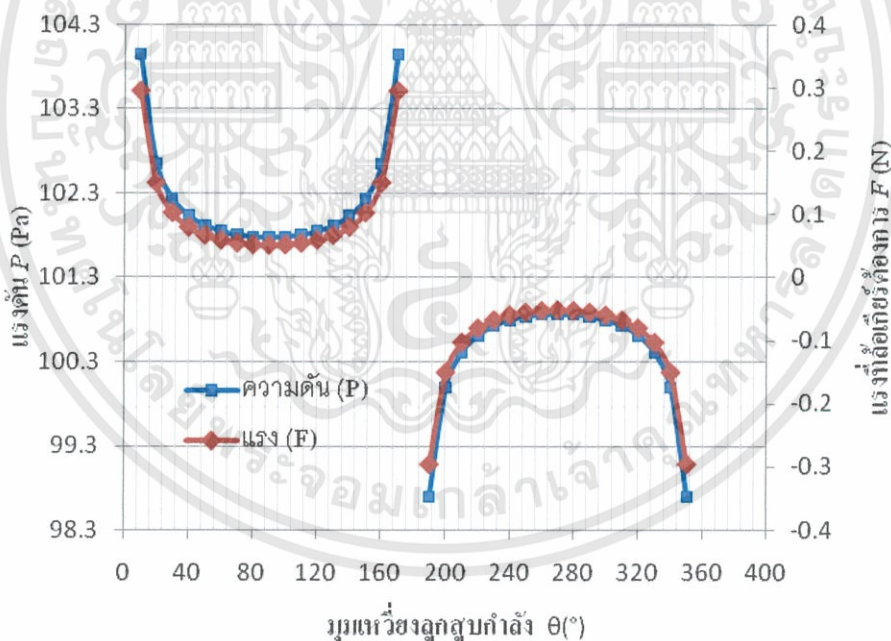
ดังนั้นสามารถคำนวณความดันจากค่าของแรงได้ดังนี้

$$P = P_a + \frac{F}{A}$$

$$P = (101.325 \text{ kPa}) + \frac{0.0515 \text{ N}}{\pi(7.5 \text{ mm})^2}$$

$$P = 101.7805 \text{ kPa}$$

ถ้าเขียนกราฟความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังกับแรงดันที่เครื่องยนต์ต้องการและแรงของเครื่องยนต์ จะแสดงดังรูปที่ 2.26



รูปที่ 2.26 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังกับแรงดันภายในและแรงของเครื่องยนต์ ที่ $r_p = 7.5 \text{ mm}$

2.4 ทฤษฎีทางวัสดุศาสตร์

วัสดุศาสตร์ (Materials Science) เป็นศาสตร์ที่เกี่ยวกับการค้นคว้าหาความรู้ขั้นพื้นฐาน (basic knowledge) เกี่ยวกับลักษณะของโครงสร้างภายใน สมบัติต่างๆ และกระบวนการผลิตวัสดุ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เหล่านี้ วัสดุวิศวกรรม(Materials Engineering) เป็นศาสตร์ที่เกี่ยวข้องอย่างเป็นทางการในด้านหลักของการใช้หลักการพื้นฐานและการประยุกต์ความรู้ของวัสดุ เพื่อปรับปรุงสมบัติแล้วนำมาผลิตเป็นผลิตภัณฑ์ที่ต้องการได้ หรือให้เป็นไปตามความต้องการของสังคม ดังนั้นชื่อของวิชา materials science and engineering นี้จึงได้มาจากการรวมกันของทั้ง materials science และ materials engineering วัสดุศาสตร์เป็นความรู้พื้นฐานทั้งหมดของวัสดุ และวัสดุวิศวกรรมเป็นการประยุกต์ความรู้ทั้งหมดให้เป็นประโยชน์ดังนั้นวิชาทั้งสองนี้จึงไม่มีเส้นแบ่งขอบเขตอย่างชัดเจน

เนื่องจากประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง มีผลจากอุณหภูมิ กระบวนการทางความร้อน การถ่ายเททางความร้อน ดังนั้นวัสดุที่เลือกนำมาใช้เป็นองค์ประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง พลังงานความร้อนนั้น จะต้องเลือกวัสดุที่สามารถรองรับทางอุณหภูมิสูงๆ นอกจากนั้นวัสดุที่นำมาใช้จะต้องคำนึงถึงกลไกทางกลศาสตร์ เช่น การเคลื่อนที่ของล้อเกียร์กระดุน กับการเคลื่อนตัวของลูกสูบในแง่ของวัสดุมีส่วนสำคัญ เช่น น้ำหนักของวัสดุ โดยหากวัสดุทำลูกสูบนี้น้ำหนักหนาเกินไปความเหมาะสม ลูกสูบอาจเคลื่อนที่ไม่ได้เนื่องจากพลังงานทางความร้อนไม่เพียงพอ หรืออาจเคลื่อนที่ได้แต่ใช้พลังงานสูงมาก หรือหากจะใช้ลูกสูบน้ำหนักเบาเกินไปลูกสูบอาจเคลื่อนที่ได้จากพลังงานทางความร้อน แต่อาจเสียดสีกับล้อเกียร์ คือ ไม่มีแรงพอที่จะผลักหรือจากห่วงล้อเกียร์ให้หมุนได้ ทั้งหมดนี้เป็นความสำคัญทางเรื่องวัสดุศาสตร์ที่มีผลโดยตรงกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง พลังงานความร้อน โดยส่วนองค์ประกอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ได้นำมาวิเคราะห์เรื่องวัสดุได้แก่ ลูกสูบดิสเพลสเซอร์(displacer) กระจกสูบร้อน กระจกสูบเย็น (ฮีทซิงค์) ฮีทเตอร์(Heater) เป็นต้น วัสดุเดิมที่ใช้ทำกระจกสูบร้อน ลูกสูบดิสเพลสเซอร์ และ ฮีทเตอร์(Heater) ใช้วัสดุประเภทแก้วเป็นหลักซึ่งจะมีข้อดีในเรื่องของน้ำหนักเหมาะสม และลดเสียงของแรงเสียดทาน แต่มีข้อเสียในเรื่องของความทนทานต่อความร้อนซึ่งสามารถทนความร้อนได้น้อย เมื่อเปรียบเทียบกับวัสดุที่จะนำมาวิเคราะห์ใหม่คือ แสตนเลส ซึ่งในหัวข้อนี้จะพุดคุณสมบัติเชิงวัสดุศาสตร์ และ ความเป็นไปได้ของประสิทธิภาพของการนำไปใช้งาน ของแก้ว และ แสตนเลส

2.4.1 แก้ว (Glass)

แก้วเป็นวัสดุที่มีลักษณะพิเศษซึ่งไม่มีวัสดุวิศวกรรมใดเหมือนเพราะเนื่องจากเป็นวัสดุที่โปร่งใส แข็งที่อุณหภูมิห้อง พร้อมกันนั้นจึงมีความแข็งแรงเพียงพอและทนทานต่อการกัดกร่อน ในสภาพแวดล้อมต่างๆ ดังนั้นจึงทำให้แก้วเป็นวัสดุที่ขาดไม่ได้ในงานวิศวกรรมต่างๆ เช่น งานก่อสร้าง กระจกของยานพาหนะต่างๆ หลอดสุญญากาศ และหลอดไฟสำหรับใช้งานทางด้านอุตสาหกรรมไฟฟ้า และเครื่องมือเครื่องแก้วต่างๆ ที่ ใช้ในงานอุตสาหกรรมเคมี เป็นต้น โดยนิยามแล้ว แก้ว คือ วัสดุแข็งที่มีรูปลักษณะอยู่ตัวและเป็นเนื้อเดียว ตามปกติแล้วจะเกิดจากการเย็นตัวลงอย่างฉับพลันของวัสดุหลอมหนืด ไม่แสดงให้เห็นถึงลักษณะที่เป็นผลึก ซึ่งจะสามารถสังเกตได้จากรอยแตกหักซึ่งมีลักษณะละเอียด (conchoidal fracture) แก้วสามารถที่จะเกิดได้หลากหลายวิธี จะได้มาจากปฏิกิริยา ของวัตถุดิบ โดยในระหว่างการหลอมวัตถุดิบ จะเกิดการเปลี่ยนแปลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทางเคมี และ โครงสร้าง โดยจะทำให้เกิดฟองอากาศที่ต้องกำจัดออกไป สำหรับผลิตภัณฑ์เชิงพาณิชย์ที่ต้อง

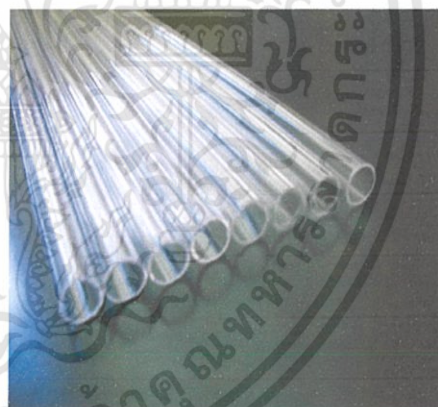
การการขึ้นรูปทรงที่เฉพาะจะทำโดยมีการใช้กระบวนการทางความร้อนเข้าช่วย เพื่อกำจัด Stress ที่เกิดขึ้นเนื่องจากการเย็นตัวลงอย่างรวดเร็ว ความหนาแน่นของแก้วธรรมดาประมาณ 2.5 ซึ่งทำให้กระจกที่มีความหนา 1 มิลลิเมตร และขนาด 1 ตารางมิลลิเมตร มีน้ำหนัก 2.5 กิโลกรัม ถ้าเป็นแก้วชนิดอื่นจะมีน้ำหนักตามสัดส่วนข้างต้นต่างๆกันไป ดังตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 แสดงค่าน้ำหนักตามชนิดของแก้ว

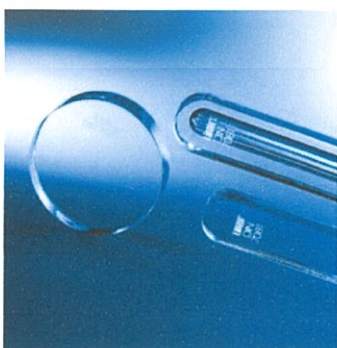
ชนิดของแก้ว	น้ำหนัก (กิโลกรัม)
Lead Silicate	2.85 – 3.12
Soda-lime	2.48 – 2.60
Aluminosilicate	2.47 – 2.65
Borosilicate	2.24 – 2.41
96% Silica (Vycor)	2.20



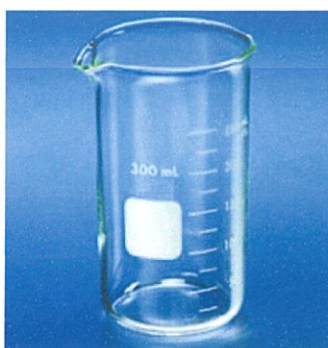
(a) Lead – Silicate



(b) Soda – lime



(c) Aluminosilicate



(d) Borosilicate

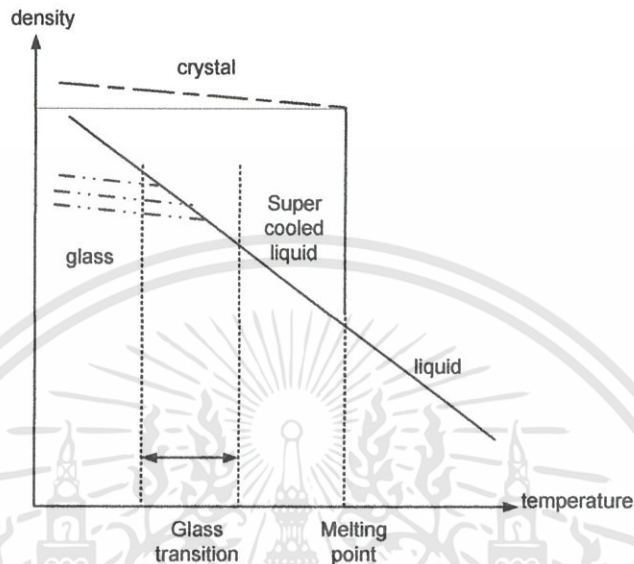


(e) 96% Silica (Vycor)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คุณสมบัติเชิงความร้อนของแก้ว

สมบัติพื้นฐานของวัสดุอสัณฐานหรือแก้วคือ Glass transition temperature หรือ T_g จึงเป็นคุณสมบัติที่สำคัญอันหนึ่งที่จะบอกว่าวัสดุนั้นเป็นวัสดุอสัณฐานหรือแก้วหรือไม่



จากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาแน่นเมื่ออุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น เปรียบเทียบกันระหว่างวัสดุแก้วกับผลึก สำหรับผลึกนั้นเมื่อเราเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นจนถึงจุดหนึ่งจะมีการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นของมันอย่างรวดเร็ว นั่นคือเกิดการหลอมละลายกลายเป็นของเหลวที่จุดหลอมเหลว หรือ T_m แต่สำหรับแก้วแล้วจะเกิดการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นเพียงเล็กน้อยที่ Glass transition temperature หรือ T_g กลายเป็นของเหลวที่มีความหนืดสูงมาก เรียกว่า supercooled liquid ก่อนที่จะหลอมเหลวเป็นของเหลวต่อไป ค่าที่เกี่ยวข้องกับการขยายตัวของแก้วสัมพันธ์กับอุณหภูมิมิฉะนั้น

Linear expansion

ค่า Linear expansion จะแสดงด้วยค่าสัมประสิทธิ์ซึ่งวัดจากการยืดออกต่อหน่วยความยาวเมื่อมีการเปลี่ยนอุณหภูมิทุก 1°C โดยทั่วไปค่านี้จะวัดที่อุณหภูมิในช่วง $20\text{-}300^\circ\text{C}$ ค่าสัมประสิทธิ์ของ linear expansion ของแก้วคือ $9 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ เช่น แก้วความยาว 2 ม. เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น 30°C จะยาวเพิ่มขึ้น $= (2000\text{mm.}) \times (9 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}) \times (30^\circ\text{C}) = 0.54\text{mm.}$

Thermal stress

เนื่องจากแก้วมีการนำความร้อนที่ต่ำ การทำให้แผ่นแก้วร้อนหรือเย็นเฉพาะที่จะทำให้เกิดความเค้นที่ทำให้แผ่นแก้วแตกได้ เช่น กระจกที่ใส่กรอบและทิ้งไว้ในที่มีแสงแดดจัด อุณหภูมิของขอบกระจกที่อยู่ในกรอบจะเพิ่มขึ้นช้ากว่าส่วนอื่น จึงเป็นเรื่องจำเป็นในการคำนึงถึงคุณสมบัติข้อนี้ในการใช้งานกระจก การทำ heat treatment จะทำให้แก้วทนความต่างของอุณหภูมิได้ประมาณ $150\text{-}200^\circ\text{C}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แก้วโดยทั่วไปนั้นทำจาก ซิลิคอนไดออกไซด์ (SiO₂-silicon dioxide) ซึ่งอาจอยู่ในรูปของสารประกอบทางเคมีใน แร่ควอตซ์ (quartz) หรือในรูป polycrystalline ของทราย ซิลิกาบริสุทธิ์ มีจุดหลอมเหลวที่ 2000 °C (3632 °F) เพื่อความสะดวกในกระบวนการผลิต จะมีการผสมสาร 2 ชนิดลงไปด้วย ชนิดแรกคือ โซดาแอส (Soda Ash) ซึ่งมีองค์ประกอบหลักคือ โซเดียมคาร์บอเนต (sodium carbonate-Na₂CO₃) หรือสารประกอบโปตัสเซียม เช่น โปตัสเซียมคาร์บอเนต เพื่อช่วยให้อุณหภูมิในการหลอมเหลวนั้นต่ำลงอยู่ที่ประมาณ 1000~1500 °C แต่อย่างไรก็ตามสารนี้จะส่งผลข้างเคียงทำให้แก้วนั้นละลายน้ำได้ จึงต้องมีการเติมสารอีกชนิด คือ หินปูน ซึ่งมีองค์ประกอบหลักคือ แคลเซียมคาร์บอเนต (calcium carbonate-CaCO₃) (และเมื่ออยู่ในเนื้อแก้ว จะกลายเป็นแคลเซียมออกไซด์ ;calcium oxide-CaO) เพื่อให้แก้วนั้นไม่ละลายน้ำ



ก. กระจกสูบ



ข. ลูกสูบคิสเพลสเซอร์

สำหรับแก้วที่นำมาใช้ทำส่วนประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นแก้วชนิดซิลิกาประเภทโบโรซิลิเกต มีความสามารถในการทนความร้อนประมาณ 550 องศาเซลเซียส ในอุณหภูมิห้องโดยประสิทธิภาพเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ใช้วัสดุประเภทแก้วเมื่อเทียบความเร็วรอบได้ดังตารางต่อไปนี้

ครั้งที่	t_0 (s)	T_E (°C)	N_{max} (RPM)	t_1 (s)
1	75	416.8	792.0	146
2	70	425.7	791.0	150
3	72	431.2	789.0	147
4	70	420.2	786.1	154
เฉลี่ย	72	423.5	789.5	149

ในที่นี้ใช้รัศมีข้อเหวี่ยงที่ 7.5 มิลลิเมตรให้ t_0 คือ ระยะเวลาให้ความร้อนก่อนเริ่มทำงาน

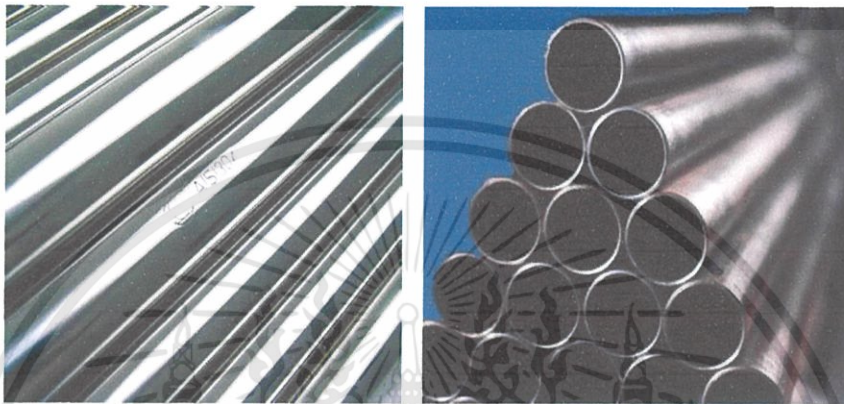
t_1 คือ ระยะเวลาหลังหยุดให้ความร้อนก่อนหยุดทำงาน

T_E คือ อุณหภูมิที่ใช้ในการทำงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.4.2 สแตนเลส (Stainless)

สแตนเลส หรือ เหล็กกล้าไร้สนิม เป็นเหล็กที่มีปริมาณคาร์บอนต่ำ(น้อยกว่า 2%) ของน้ำหนัก มีส่วนผสมของ โครเมียม อย่างน้อย 10.5% กำเนิดขึ้นในปี พ.ศ.1903 เมื่อ การเติมนิเกิล โมบิลินัม ไททาเนียม ไนโอเนียม หรือโลหะอื่นแตกต่างกันไปตามชนิด ของคุณสมบัติเชิงกล และ การใช้ลงในเหล็กกล้าธรรมดา ทำให้เหล็กกล้ามีความต้านทานการเกิดสนิมได้



ประเภทของสแตนเลส

เกรด ออสเทนิติก (Austenitic) แม้เหล็กจะดูไม่ติด นอกจากส่วนผสมของ โครเมียม 18% แล้ว ยังมีนิเกิลที่ช่วยเพิ่มความต้านทานการกัดกร่อนอีกด้วย ชนิดออสเทนิติกเป็นที่นิยมใช้อย่างกว้างขวางมากที่สุด ในบรรดาสแตนเลสด้วยกัน ส่วนออสเทนิติกที่มีโครเมียมผสมอยู่สูง 20% ถึง 25% และนิเกิล 1%ถึง 20% จะสามารถทนการเกิดออกซิไดซ์ได้ที่อุณหภูมิสูง ซึ่งใช้ใน ส่วนประกอบของเตาหลอม ท่อนำความร้อน และแผ่นกันความร้อนในเครื่องยนต์ จะเรียกว่า เหล็กกล้าไร้สนิม ชนิดทนความร้อน (Heat Resisting Steel)

เกรดเฟอร์ริติก (Ferritic) แม้เหล็กจะดูติด มีส่วนผสมของคาร์บอนต่ำ และมีโครเมียม เป็นส่วนผสมหลัก คือประมาณ 13% หรือ 17%

เกรดมาร์เทนซิติก (Martensitic) แม้เหล็กจะดูติด โดยทั่วไปจะมีโครเมียมผสมอยู่ 12%และมีส่วนผสมของคาร์บอนในระดับปานกลาง มักนำไปใช้ทำส้อม มีด เครื่องมือตัด และ เครื่องมือวิศวกรอื่นๆ ซึ่งต้องการคุณสมบัติเด่นในด้าน การต้านทานการสึกกร่อน และ ความ แข็งแรงทนทาน

เกรดดูเพล็กซ์ (Duplex) แม้เหล็กจะดูติด มีโครงสร้างผสมระหว่างเฟอร์ไรต์และ ออสเทนไนต์ มีโครเมียมผสมอยู่ประมาณ 18-28% และนิเกิล 4.5-8% เหล็กชนิดนี้มักถูกนำไปใช้งาน ที่มีคลอรีนสูงเพื่อป้องกันมิให้เกิดการกัด กร่อนแบบรูเข็ม (Pitting corrosion) และช่วยเพิ่มความ ต้านทานการกัดกร่อน ที่เป็นรอยร้าวอันเนื่องมาจากแรงกดดัน (Stress corrosion cracking resistance) เหล็กกล้าชุบแข็งแบบตกผลึก (Precipitation Hardening Steel) มีโครเมียมผสมอยู่ 17 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และมีนิเกิล ทองแดง และไนโอเบียมผสมอยู่ด้วย เนื่องจากเหล็กชนิดนี้สามารถชุบแข็งได้ในคราวเดียว จึงเหมาะสำหรับทำแกน ปัม หัววาล์ว และส่วนประกอบของอากาศยาน สเตนเลส สตีล ที่นิยมใช้ทั่วไปคือ ออสเทนิก และเฟอร์ริติก ซึ่งคิดเป็น 95%ของเหล็กกล้าไร้สนิม ที่ใช้งานอยู่ในปัจจุบัน

คุณสมบัติทางกายภาพ

คุณสมบัติเกี่ยวกับความร้อนความสามารถทนความร้อนของสเตนเลส จะมีการพิจารณาได้ 3 ประการคือ

1. การที่มีจุดหลอมเหลวสูงทำให้มีอัตราความคืบคืบ เมื่อเทียบกับเซรามิกที่อุณหภูมิต่ำกว่า 1000°C
2. การที่มีค่านำความร้อนระดับปานกลาง ทำให้สเตนเลสเหมาะที่จะใช้ในงานที่ต้องทนความร้อน (คอนเทนเนอร์) หรือต้องการคุณสมบัตินำความร้อนได้ดี (เครื่องถ่ายความร้อน)
3. การมีค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวระดับปานกลาง จึงสามารถใช้ความยาวมากๆ ได้โดยใช้ตัวเชื่อมน้อย (เช่น ในการทำหลังคา)

คุณสมบัติเชิงกล

สเตนเลสโดยทั่วไปจะมีส่วนผสมของเหล็กประมาณ 70-80% จึงทำให้มีคุณสมบัติของเหล็กที่สำคัญ 2 ประการคือ ความแข็งและความแกร่ง สเตนเลสจะให้ค่าที่เป็นกลางของทั้งความแข็ง ความแกร่ง และความเหนียว เนื่องจากมีส่วนผสมของธาตุเหล็กอยู่มาก และจะมีเพิ่มขึ้นอีกในชนิดออสเทนิติก สำหรับค่าความแข็งแรงสูงสุด (Ultimate Tensile Strength) ของสเตนเลส ไม่ว่าจะชนิดที่อ่อนตัวง่าย ซึ่งสามารถทำให้ขึ้นรูปเย็นได้ดี เช่น การขึ้นรูปลึก (Deep Drawing) จนถึงชนิดความแข็งแรงสูงสุด ซึ่งได้จากการขึ้นรูปเย็นหรือการทำให้เย็นตัวโดยเร็ว (Quenching) หรือชนิดชุบแข็ง แบบตกผลึก (Precipitation Hardening) ซึ่งเหมาะใช้ทำสปริง

ด้วยคุณสมบัติของสเตนเลสทางด้านน้ำหนัก การถ่ายเทความร้อน และการทนความร้อนที่กล่าวมานี้สามารถจะนำมาใช้เป็นตัวขึ้นชิ้นส่วนในการทำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ โดยที่สเตนเลสสามารถทำงานและถ่ายเทความร้อนได้ที่ประมาณ 350°C ขึ้นไป มีจุดหลอมเหลวสูงถึงมากกว่า 1000°C ดังนั้นมีความเป็นไปได้ว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำด้วยวัสดุชนิดสเตนเลส อาจจะมีผลถึงประสิทธิภาพที่ดีขึ้นได้

บทที่ 3

วิธีการดำเนินงานวิจัย

การดำเนินงานวิจัยในการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา จะมีขั้นตอนการดำเนินงานดังต่อไปนี้

ขั้นตอนที่ 1 การศึกษาแนวทางการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาจาก เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบขนาดเล็ก ชนิดแกมมา

ขั้นตอนที่ 2 การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมาที่พัฒนาด้วยโปรแกรม SolidWork และ AutoCAD และรูปแบบการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ขั้นตอนที่ 3 การสร้างชิ้นส่วนและประกอบอุปกรณ์ชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมาที่พัฒนา

ขั้นตอนที่ 4 ทดสอบและวิเคราะห์ผลการสร้างชิ้นส่วนและการประกอบชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมาที่พัฒนาขึ้น

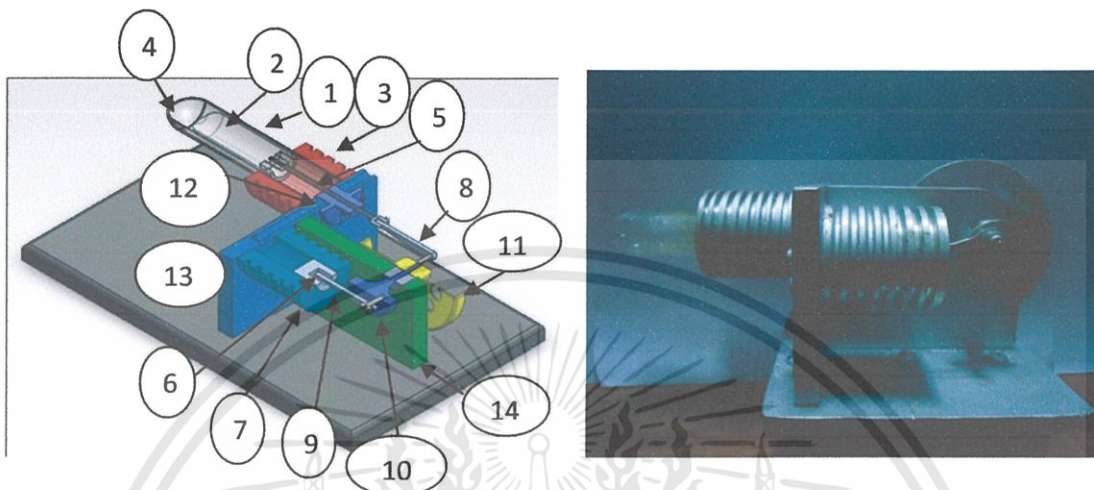
ขั้นตอนที่ 5 ทดสอบและวิเคราะห์หาค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมาที่พัฒนา
ซึ่งในแต่ละขั้นตอนจะมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

3.1 การศึกษาแนวทางการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบขนาดเล็ก ชนิดแกมมา

การศึกษาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา จากเครื่องยนต์ต้นแบบดังรูปที่ 3.1 สามารถแบ่งส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์ได้แก่ องค์ประกอบหลักอย่าง ลูกสูบกำลัง(6) ลูกสูบดิสเพลสเซอร์(2) ซึ่งทำงานแยกกันระหว่าง ภายในกระบอกสูบกำลัง(7) และกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์(1) ซึ่งในการสร้างกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์(1)จะรวมเป็นส่วนเดียวกับ ฮีทซิงค์(3) และที่ส่วนปลายของกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์(1) จะเป็นฮีทเตอร์(4) ซึ่งเป็นส่วนรับความร้อนจากภายนอกโดยตรงเพื่อใช้ในกระบวนการบีบอัดและขยายตัวของของไหลภายในกระบอกสูบ ลูกสูบดิสเพลสเซอร์(2) จะต่อแกนดิสเพลสเซอร์(5) ซึ่งยื่นออกมาต่อกับข้อเหวี่ยง (8) ซึ่งเป็นส่วนสำคัญในการรับแรงและส่งแรงให้ลูกสูบดิสเพลสเซอร์(2) ให้เกิดการบีบอัดและขยายตัว โดยข้อเหวี่ยงของดิสเพลสเซอร์จะต้องทำมุม 90 องศา กับลูกสูบกำลัง โดยการบีบอัดนี้จะทำให้เกิดความดันที่ไปผลักดันลูกสูบกำลัง(6)ให้เคลื่อนที่โดยการเคลื่อนที่ของลูกสูบจะทำให้เกิดแรงส่งไปยังก้านลูกสูบกำลัง(9) และข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลัง(10)เพื่อกระตุ้นให้ล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง(11) หมุนอย่างต่อเนื่องซึ่งความคล่องตัวของล้อเกียร์กระตุ้นกำลังจะขึ้นอยู่กับการวางสมดุลแกนระหว่างล้อเกียร์กับข้อเหวี่ยงกำลัง การซึลเพื่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

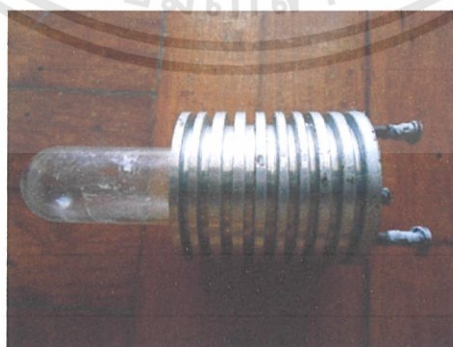
ป้องกันการรั่วของอากาศภายในกระบอกสูบเพื่อไม่ให้เกิดการสูญเสียความดันภายในกระบอกสูบ ต้องอาศัยบูช(12) ที่มีการปิดอย่างสนิทและจะเกิดการสึกหรอและรั่วซึมของอากาศเนื่องจากการใช้งาน ซึ่งเกิดจากการเสียดสีของแกนลูกสูบคิสเพลสเซอร์(5) ที่เคลื่อนที่ตลอดการทำงาน



รูปที่ 3.1 แสดงองค์ประกอบต่างๆ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบขนาดเล็ก ชนิดแกมมา

1: กระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์; 2: ลูกสูบคิสเพลสเซอร์; 3: ฮีทซิงค์; 4: ฮีทเตอร์; 5: แกนลูกสูบคิสเพลสเซอร์; 6: ลูกสูบกำลัง; 7: กระบอกสูบ; 8: ข้อเหวี่ยงคิสเพลสเซอร์; 9: ก้านลูกสูบกำลัง; 10: ข้อเหวี่ยงสำหรับลูกสูบกำลัง; 11: ล้อเกียร์กระดุน; 12: บูช; 13: ฐานเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา กระดุน; 14: ฐานรับล้อเกียร์

1. กระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ รูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 กระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์(1) ฮีทซิงค์(3) และฮีทเตอร์(4) .

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดของกระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์(1)

ความยาวของกระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ $l_{Cy,d} = 52 \text{ mm}$

เส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ $d_{Cy,d} = 25 \text{ mm}$

ขนาดของฮีทซิงค์(3)

เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของฮีทซิงค์ $d_{head} = 47 \text{ mm}$

เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของฮีทซิงค์ $d_{head} = 25 \text{ mm}$

ความยาวของฮีทซิงค์. $l_{heat} = 53 \text{ mm}$

2. ลูกสูบคิสเพลสเซอร์และแกนคิสเพลสเซอร์ ดังรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 ลูกสูบคิสเพลสเซอร์(2)

ขนาดของลูกสูบคิสเพลสเซอร์(2)

เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบคิสเพลสเซอร์ $d_d = 20 \text{ mm}$

พื้นที่หน้าตัดของลูกสูบคิสเพลสเซอร์ $A_d = \pi \left(\frac{d_p}{2} \right)^2 = 314.1593 \text{ mm}^2$

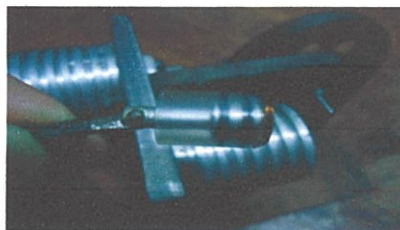
ความยาวของลูกสูบคิสเพลสเซอร์ $l_d = 75 \text{ mm}$

ขนาดของแกนคิสเพลสเซอร์(5)

เส้นผ่านศูนย์กลางแกนคิสเพลสเซอร์ $d = 5 \text{ mm}$

ความยาวแกนคิสเพลสเซอร์ $l = 45 \text{ mm}$

3. ลูกสูบกำลัง ดังรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 ลูกสูบกำลัง(6) และ แขนเหวี่ยงกำลัง(9)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดของลูกสูบกำลัง(6)

เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง

$$d_p = 12 \text{ mm}$$

พื้นที่หน้าตัดของลูกสูบกำลัง

$$A_p = \pi \left(\frac{d_p}{2} \right)^2 = 113.097 \text{ mm}^2$$

ความยาวของลูกสูบกำลัง

$$l_p = 17.5 \text{ mm}$$

4. ครอบอกสูบกำลัง ดังรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 ครอบอกลูกสูบกำลัง(6)

ขนาดของครอบอกลูกสูบกำลัง(8)

ความยาวของครอบอกลูกสูบกำลัง

$$l_{Cy,p} = 44 \text{ mm}$$

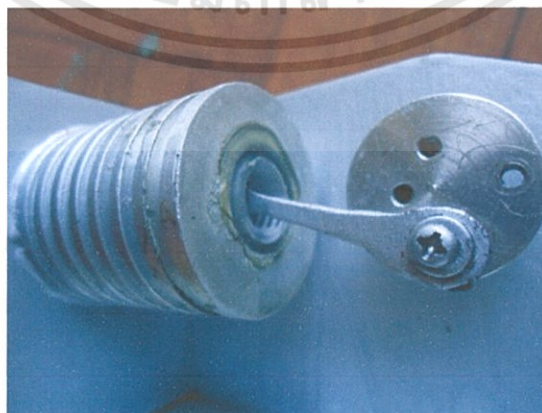
ปริมาตรภายในครอบอกลูกสูบ

$$V_{Cy,p} = A_p l_{Cy,p} = 4976.268 \text{ mm}^3$$

เส้นผ่านศูนย์กลางภายในนอกครอบอกสูบ

$$d_{Cy,p} = 40 \text{ mm}$$

5. ข้อเหวี่ยงสำหรับลูกสูบกำลัง ดังรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 ข้อเหวี่ยงกำลัง(10)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดข้อเหวี่ยงกำลัง(10)

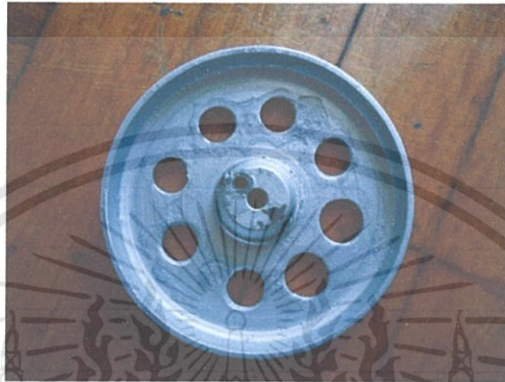
เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกข้อเหวี่ยงกำลัง

$$d_k = 30 \text{ mm}$$

เส้นผ่านศูนย์กลางภายในข้อเหวี่ยงกำลัง

$$d_k = 25 \text{ mm}$$

6. ล้อเกียร์กระตุ้น ดังรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 ล้อเกียร์กระตุ้น(11)

ขนาดของล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง(13)

เส้นผ่าศูนย์กลางของล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง

$$d_F = 81.5 \text{ mm}$$

ความหนาของล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง

$$l_F = 9 \text{ mm}$$

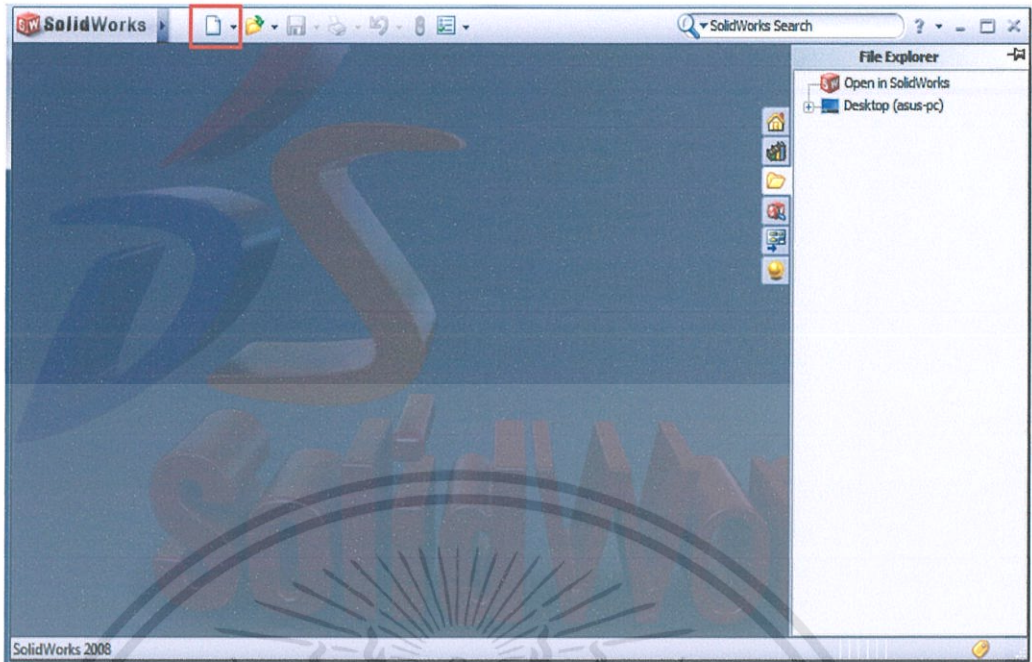
3.2 การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดเกมมาที่พัฒนาโดยใช้โปรแกรม Solid Works และโปรแกรม AutoCAD และรูปแบบการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

3.2.1 การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดเกมมาโดยโปรแกรม Solidworks

การใช้โปรแกรม Solidworks เบื้องต้นในการเขียนแบบเพื่อสร้างชิ้นงานและจำลองการเคลื่อนที่ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเบื้องต้นเพื่อศึกษาและวิเคราะห์ความเป็นไปได้ของขนาดที่จะนำมาสร้างชิ้นงานเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์

โปรแกรม Solidworks เป็นโปรแกรมออกแบบโดยการวาดเส้นให้เกิดรูปภาพตามขนาด หรือตามความต้องการได้ ซึ่งรูปภาพที่ได้ จะเป็นลักษณะ 2 มิติ และ 3 มิติ

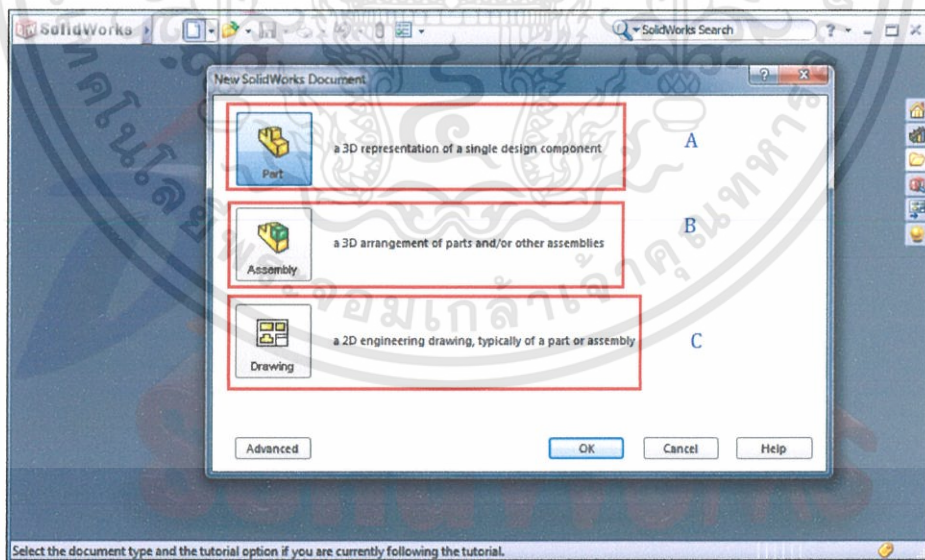
เริ่มใช้งานโปรแกรม Solidworks โดยการเปิดไอคอน Solidworks  หลังจากนั้นจะปรากฏหน้าต่าง Solidworks ดังรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.8 รูปแสดงหน้าต่าง โปรแกรม Solidworks (1)

เริ่มต้นการวาดภาพ 2 มิติและ 3 มิติ บนพื้นผิวที่แบนเรียบเริ่มจากการคลิกที่ ไอคอน New

รูปที่ 3.8 จะปรากฏหน้าต่างดังรูป 3.9



รูปที่ 3.9 แสดงหน้าต่าง โปรแกรม Solidworks (3)

จากรูปที่ 3.9 จะมีรายละเอียดได้ดังนี้

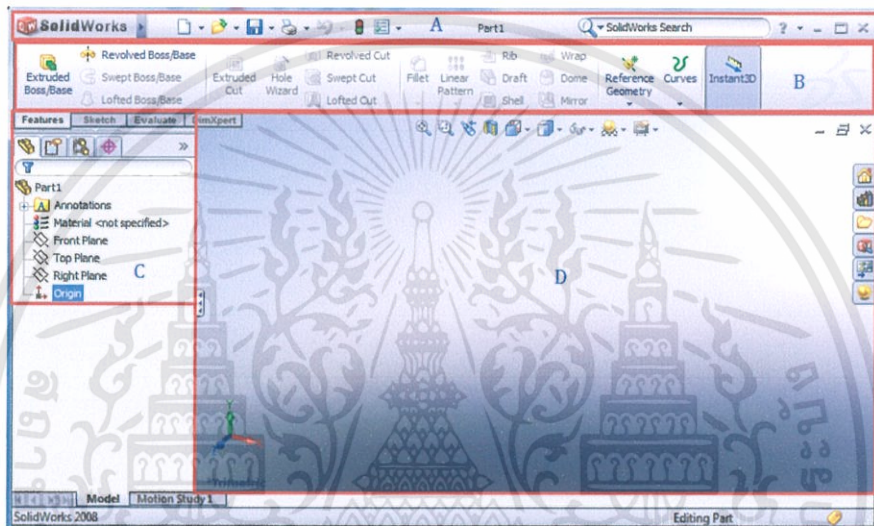
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

A โหมค Part เป็นส่วนของการสร้างชิ้นงานที่เป็น 3 มิติ เป็นโหมคเริ่มต้นในการร่างแบบภาพสำหรับออกแบบเบื้องต้น และนำไปสู่การประกอบชิ้นส่วน

B โหมค Assembly เป็นส่วนของการนำชิ้นส่วน ที่ได้สร้างไว้มาประกอบชิ้นส่วนงาน ได้รวมถึงการจำลองการทำงานของเครื่องจักรด้วย

C โหมค Drawing เป็นส่วนที่สำคัญเป็นส่วนที่นำชิ้นส่วนจากส่วนที่ A นำมาเป็นภาพ 2 มิติ สำหรับการเป็นแบบสร้างงานจริง

เริ่มต้น โหมค Part ออกแบบเบื้องต้น จะเห็นภาพดังรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 แสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (4)

จากรูปที่ 3.10 จะมีรายละเอียดดังนี้

A: เป็นส่วนของคำสั่งหลักของโปรแกรมส่วนนี้จะมีอยู่ในลักษณะ Top-Down Menu

B: ส่วนนี้จะเป็นคำสั่งที่ต้องใช้งาน (โหมคเครื่องมือ) กับโหมคที่เราเลือกเสียส่วนใหญ่ จะเห็นว่าคำสั่งที่มีตัวอักษรกำกับอยู่ข้างล่างนั้นเป็นคำสั่งหลักที่เราต้องใช้ขึ้นรูป 3D

C: ในส่วนนี้จะเป็นส่วนที่เรียกว่าจัดการระบบการทำงานให้รู้ถึงขั้นตอนการขึ้นรูป ต่าง ๆ เพื่อการแก้ไขติดตาม

D: พื้นที่แสดงผล

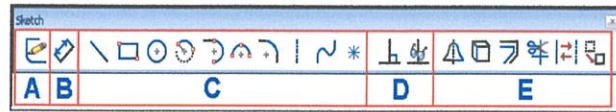
การใช้คำสั่งในการสร้างชิ้นงาน

ลองสร้างแบบในลักษณะ 2 มิติ และ 3 มิติ หน่วยมิลลิเมตร

1. การวาดรูป

Toolbars สำหรับใช้วาดภาพใน Solidworks ดังรูปที่ 3.11

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.11 แสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (5)

A เป็นคำสั่งเมื่อต้องการสเก็ตภาพ 2 มิติลงบนระนาบหรือพื้นผิวแบนเรียบ

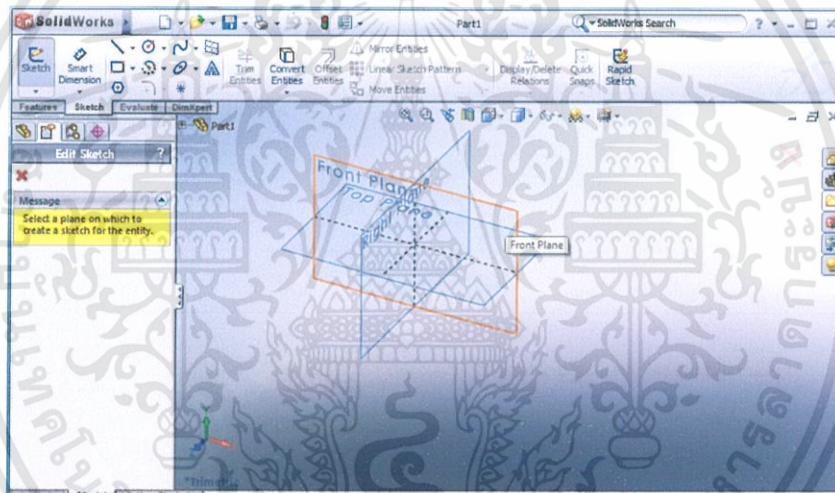
B เป็นคำสั่งในการให้ขนาด

C เป็นชุดคำสั่งในการสร้างเส้นทางเรขาคณิต

D เป็นคำสั่งที่ใช้กำหนดความสัมพันธ์

E การตกแต่งเส้นที่มีการวาดมาก่อนแล้ว

เริ่มต้นในการวาดรูปคลิก ส่วนการทำงาน A หน้าจอจะขึ้นให้เลือกระนาบการใช้งานให้เลือกระนาบตามเนื้อหาที่จะใช้จริงดังรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.12 แสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (6)

การสร้างชิ้นส่วนอุปกรณ์ด้วยโปรแกรม Solid Works

1. กระบอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์

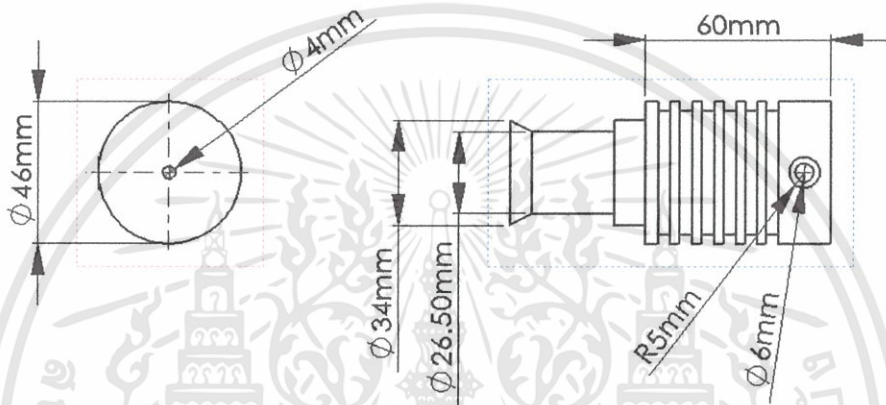
1.1 ใช้คำสั่ง line ร่างเส้นตามขนาดของกระบอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์จริง

1.2 ใช้คำสั่ง Revolved Boss/Base สร้างภาพซ้ำหมุนรอบแกน โดยการเลือกบริเวณที่ต้องการทำซ้ำ 1 ครั้ง จากนั้นเลือกเส้นแกนที่จะหมุนรอบ โดยแกนที่จะหมุนรอบนั้นจะต้องสร้างขึ้นด้วยเส้นปะเท่านั้น และจะได้ภาพกระบอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์ที่สมบูรณ์ดังรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.13 แสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (7)


ขนาดของกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์



รูปที่ 3.14 แสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (8)

2. ลูกสูบคิสเพลสเซอร์

2.1 ใช้คำสั่ง line  ร่างเส้นตามขนาดของลูกสูบคิสเพลสเซอร์

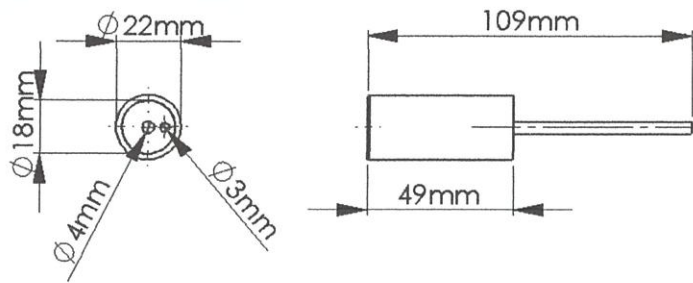
2.2 ใช้คำสั่ง Revolved Boss/Base  สร้างภาพซ้ำหมุนรอบแกน โดยการเลือกบริเวณที่ต้องการทำซ้ำ 1 ครั้ง จากนั้นเลือกเส้นแกนที่จะหมุนรอบ โดยแกนที่จะหมุนรอบนั้นจะต้องสร้างขึ้นด้วยเส้นปะเท่านั้น จะได้ภาพลูกสูบคิสเพลสเซอร์ที่สมบูรณ์ดังรูปที่ 3.15



รูปที่ 3.15 แสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (9)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดลูกสูบคิสเพลสเซอร์

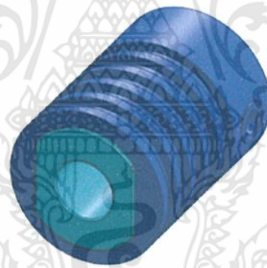


รูปที่ 3.16 แสดงหน้าต่าง โปรแกรม Solidworks (10)

3. กระบอกสูบกำลัง

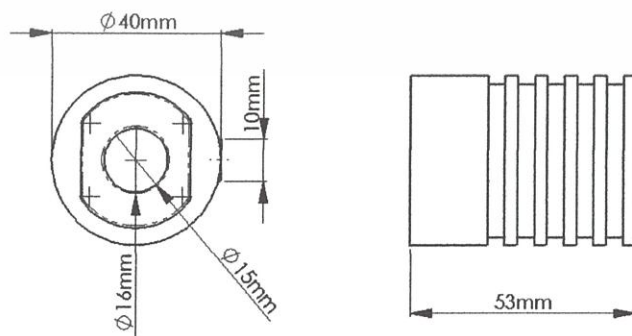
3.1 ใช้คำสั่ง line  ร่างเส้นตามขนาดของกระบอกสูบกำลังจริงดังรูปที่ 3.17

3.2 ใช้คำสั่ง Revolved Boss/Base  สร้างภาพจำลองหมุนรอบแกน โดยการเลือกบริเวณที่ต้องการทำซ้ำ 1 ครั้ง จากนั้นเลือกเส้นแกนที่จะหมุนรอบ โดยแกนที่จะหมุนรอบนั้นจะต้องสร้างขึ้นด้วยเส้นปะเท่านั้น และจะได้ภาพกระบอกสูบกำลังที่สมบูรณ์ดังรูปที่ 3.17



รูปที่ 3.17 แสดงหน้าต่าง โปรแกรม Solidworks (12)

ขนาดกระบอกสูบกำลัง



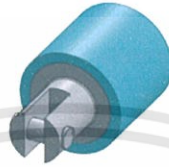
รูปที่ 3.18 แสดงหน้าต่าง โปรแกรม Solidworks (13)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. ลูกสูบกำลัง

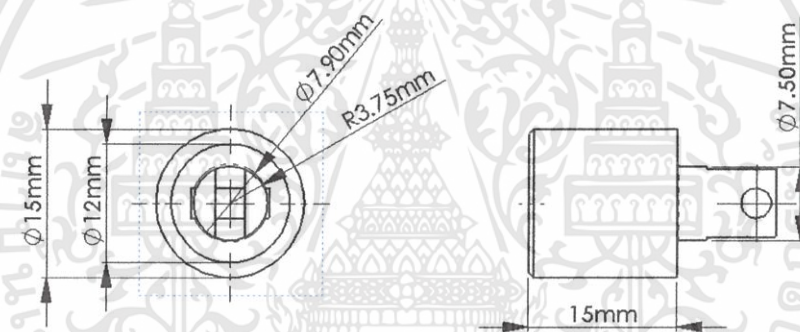
4.1 ใช้คำสั่ง line  ร่างเส้นตามขนาดของกระบอกสูบกำลังจริงดังรูปที่ 3.17

4.2 ใช้คำสั่ง Revolved Boss/Base  สร้างภาพซ้ำหมุนรอบแกน โดยการเลือกบริเวณที่ต้องการทำซ้ำ 1 ครั้ง จากนั้นเลือกเส้นแกนที่จะหมุนรอบ โดยแกนที่จะหมุนรอบนั้นจะต้องสร้างขึ้นด้วยเส้นปะเท่านั้น และจะได้ภาพกระบอกสูบกำลังที่สมบูรณ์ดังรูปที่ 3.19



รูปที่ 3.19 แสดงหน้าต่าง โปรแกรม Solidworks (14)


ขนาดลูกสูบกำลัง



รูปที่ 3.20 แสดงหน้าต่าง โปรแกรม Solidworks (15)

5. บุษตีสเพลสเซอร์

5.1 ใช้คำสั่ง line  ร่างเส้นตามขนาดของกระบอกสูบกำลังจริงดังรูปที่ 3.17

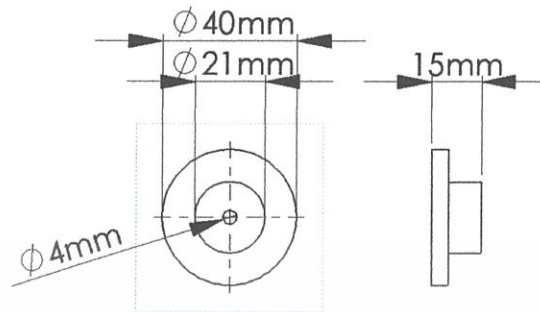
5.2 ใช้คำสั่ง Revolved Boss/Base  สร้างภาพซ้ำหมุนรอบแกน โดยการเลือกบริเวณที่ต้องการทำซ้ำ 1 ครั้ง จากนั้นเลือกเส้นแกนที่จะหมุนรอบ โดยแกนที่จะหมุนรอบนั้นจะต้องสร้างขึ้นด้วยเส้นปะเท่านั้น และจะได้ภาพกระบอกสูบกำลังที่สมบูรณ์ดังรูปที่ 3.21



รูปที่ 3.21 แสดงหน้าต่าง โปรแกรม Solidworks (16)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดบุชคิสเพลสเซอร์



รูปที่ 3.22 แสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (17)

6. แกนเหวี่ยง

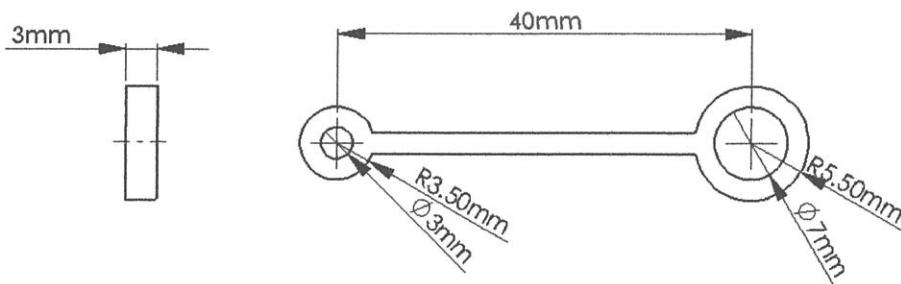
6.1 ใช้คำสั่ง line ร่างเส้นตามขนาดของกระบอกลูกสูบกำลังจริงดังรูปที่ 3.17

6.2 ใช้คำสั่ง Revolved Boss/Base สร้างภาพจำลองรอบแกน โดยการเลือกบริเวณที่ต้องการทำซ้ำ 1 ครั้ง จากนั้นเลือกเส้นแกนที่จะหมุนรอบ โดยแกนที่จะหมุนรอบนั้นจะต้องสร้างขึ้นด้วยเส้นปะเท่านั้น และจะได้ภาพกระบอกลูกสูบกำลังที่สมบูรณ์ดังรูปที่ 3.23



รูปที่ 3.23 แสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (18)



ขนาดแกนเหวี่ยง




รูปที่ 3.24 แสดงหน้าต่างโปรแกรม Solidworks (19)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. ล้อเกียร์

7.1 ใช้คำสั่ง circle  ในการขึ้นรูปวงกลม โครงสร้าง และ สร้างวงกลมสำหรับจะสร้างรูของล้อเกียร์ต่างๆ รูรอบๆล้อเกียร์ 6 รู เป็นรูช่วยในการเคลื่อนที่ ซึ่งหากถ้าวาดปกติก็จะยุ่งยาก ดังนั้นจึงใช้คำสั่ง line  ในการกำหนดระยะห่างรู จากจุดศูนย์กลาง 1 รูหลักจากนั้นใช้คำสั่ง array รอบจุดศูนย์กลางล้อ จะได้วงกลมลักษณะเดียวกันรอบจุดศูนย์กลางล้อเกียร์

7.2 ใช้คำสั่ง Extruded Boss/Base  ในการขึ้นรูป 3 มิติโดยการเลือกเฉพาะส่วนที่ต้องการให้ยื่นออกมาเป็นลักษณะ 3 มิติ แล้วกำหนดระยะที่ยื่นออกมา ส่วนที่ไม่ได้เลือกก็จะเกิดเป็นรู หรือช่องว่าง ดังรูปที่ 3.25



รูปที่ 3.26 แสดงหน้าต่าง โปรแกรม Solidworks (21)

8. ฐานรองกระบอสูบ

8.1 ใช้คำสั่ง line  สำหรับขึ้นรูปฐาน และสร้างระยะของวงกลมที่สำหรับเจาะรูวางอุปกรณ์ในส่วนต่างๆ และใช้คำสั่ง circle  ในการขึ้นรูปวงกลมสำหรับเจาะรู

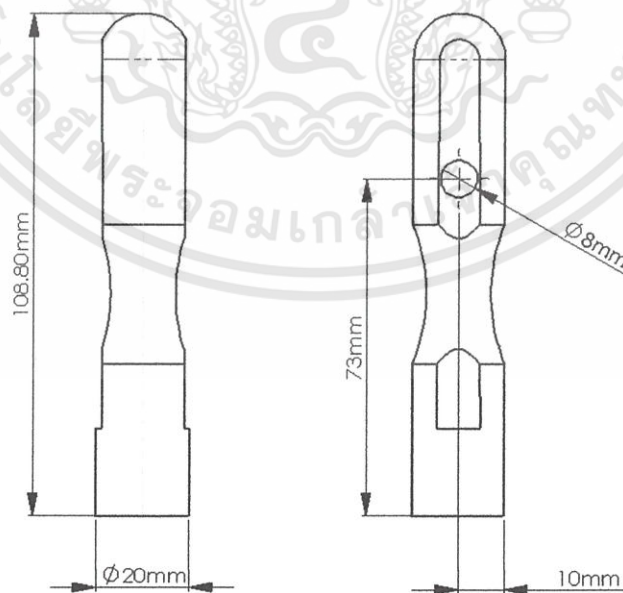
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8.2 ใช้คำสั่ง Extruded Boss/Base ในการขึ้นรูป 3 มิติ โดยการเลือกเฉพาะส่วนที่ต้องการให้ยื่นออกมาเป็นลักษณะ 3 มิติ แล้วกำหนดระยะที่ยื่นออกมา ส่วนที่ไม่ได้เลือกก็จะเกิดเป็นรูหรือช่องว่าง ดังรูปที่ 3.27



รูปที่ 3.25 แสดงหน้าต่าง โปรแกรม Solidworks (22)

ขนาดฐานรองกระบอกลูกสูบ



รูปที่ 3.26 แสดงหน้าต่าง โปรแกรม Solidworks (23)

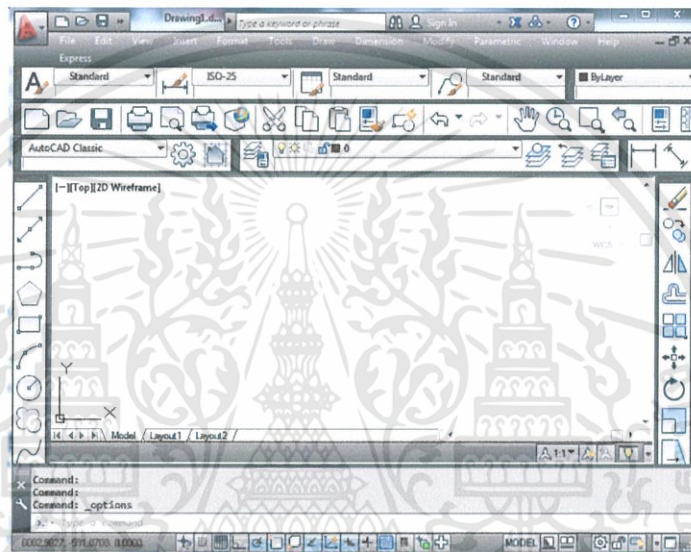
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.2 การออกแบบเครื่องขนำตเตอร์ลิ่ง ชนิดเกมมาโดยใช้โปรแกรม AutoCAD

3.2.2.1 โครงสร้างทั่วไปและวิธีการใช้โปรแกรม AutoCAD

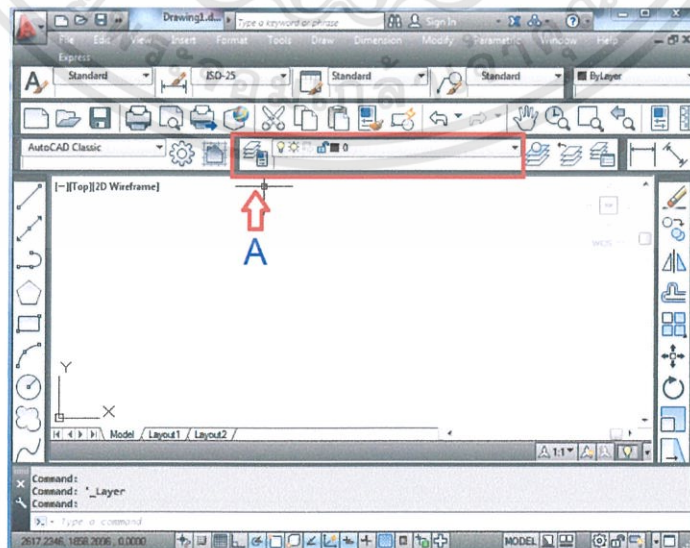
การออกแบบด้วยโปรแกรม AutoCAD ในที่นี้นอกจากใช้เพื่ออ่านและปฏิบัติการสร้างชิ้นงานจริงแล้ว ยังจำเป็นที่จะนำไปใช้กับโปรแกรม Surfcam ในการปฏิบัติงานกับเครื่อง Computer Numerical Control (CNC) สำหรับสร้างชิ้นงานอัตโนมัติอีกด้วย ดังนั้นถือเป็นเรื่องจำเป็น การสร้างงานด้วยโปรแกรม AutoCAD มีขั้นตอนดังนี้

1. เปิดโปรแกรม AutoCAD จะเห็นหน้าต่างดังรูปที่ 3.27



รูปที่ 3.27 แสดงหน้าต่างโปรแกรม AutoCAD(1)

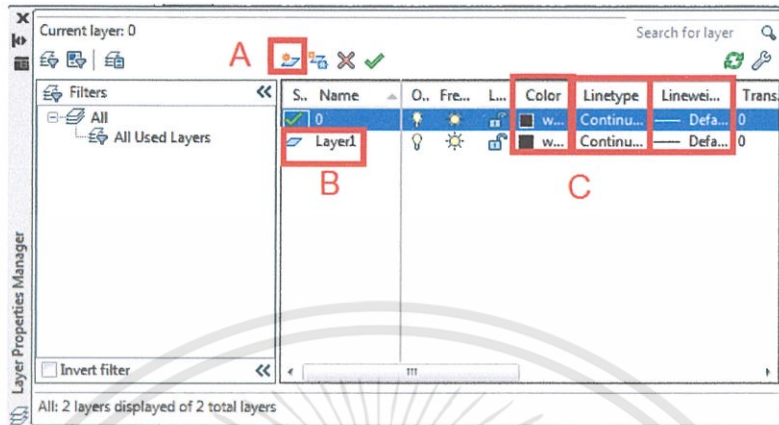
2. กำหนดรูปแบบเส้นแต่ละการใช้งานโดยวิธีดังนี้



รูปที่ 3.29 แสดงหน้าต่างโปรแกรม AutoCAD(2)

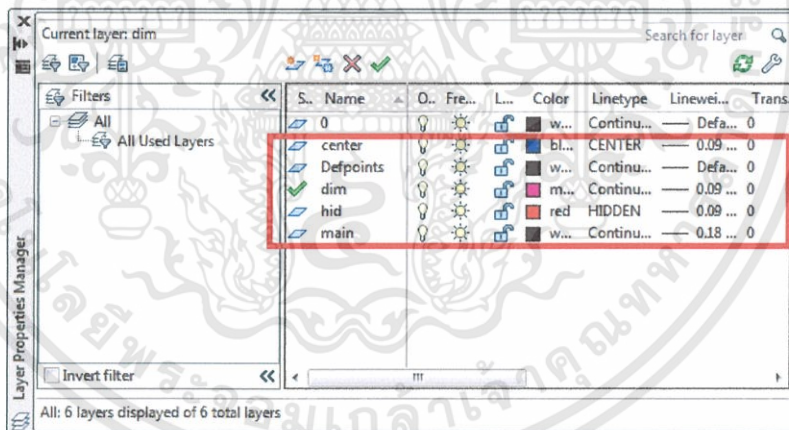
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 3.28 คลิกที่ไอคอนตำแหน่ง A เพื่อทำการเพิ่มรูปแบบเส้นที่ต้องการ เมื่อทำการคลิกจะขึ้นหน้าต่างดังรูปที่ 3.29



รูปที่ 3.30 แสดงหน้าต่างโปรแกรม AutoCAD(3)

จากนั้นเลือกไอคอนที่ตำแหน่ง A จะขึ้น layer แถวตำแหน่ง B และ C มาให้ โดยเราสามารถเปลี่ยนชื่อรูปแบบเส้นได้ในรูปแบบ B และ เปลี่ยนลักษณะเส้น สีเส้น ขนาดเส้น ในตำแหน่ง C เช่นดังรูปที่ 3.30



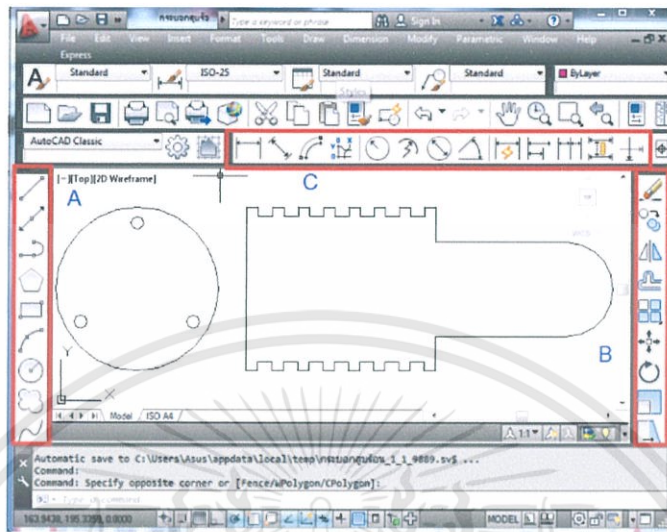
รูปที่ 3.31 แสดงหน้าต่างโปรแกรม AutoCAD(4)

จากรูปกำหนดดังตารางต่อไปนี้

ชื่อ	สี	ชนิด	ขนาด
Main	Black	Continues	0.18
Dimension	Pink	Continues	0.09
Center	Blue	CENTER	0.09
Hidden	Red	HIDDEN	0.09

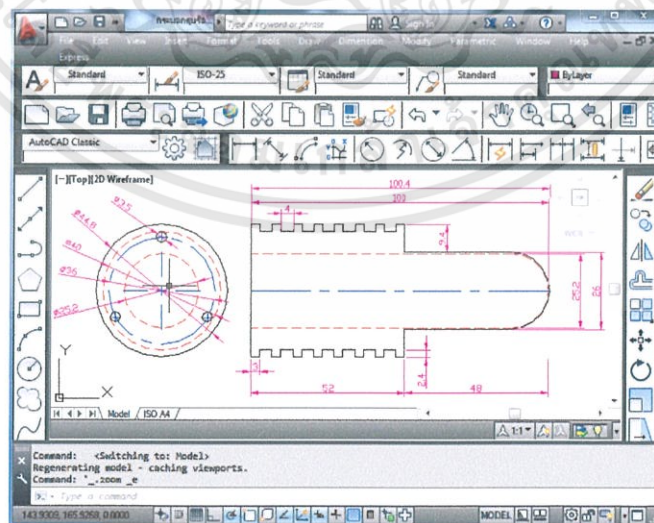
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. เริ่มวาดรูปหลักด้านหน้าและด้านข้างดังรูปที่ 3.30 ใช้คำสั่งเครื่องมือตำแหน่ง A สำหรับการวาดเส้นชิ้นงานปกติแล้วจะใช้เส้น Main ในการวาด



รูปที่ 3.32 แสดงหน้าต่างโปรแกรม AutoCAD(5)

ตำแหน่ง A คือ ไอคอนเครื่องมือสำหรับการวาดรูปแบบต่างๆ ตำแหน่ง B ใช้สำหรับแก้ไขงานจากนั้นสร้างเส้นกึ่งกลางด้วยเส้นแบบ Center รูปที่ไม่แสดงออกใช้เส้น Hidden ในการวาดและเส้นบอกขนาดใช้เส้น Dimension ซึ่งการบอกขนาดต่างๆใช้ ไอคอนในตำแหน่ง C เมื่อใส่รายละเอียดดังกล่าวแล้วจะได้ภาพดังนี้



รูปที่ 3.33 แสดงหน้าต่างโปรแกรม AutoCAD(6)

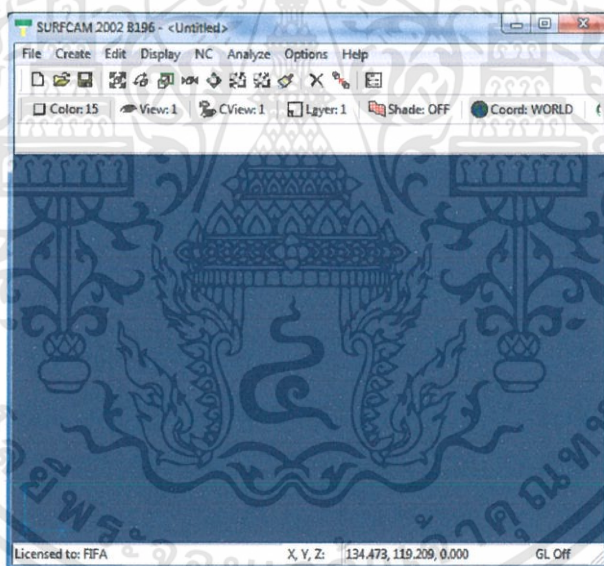
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากนั้นจัดรูปแบบงานให้พร้อมก่อนการพิมพ์เอกสาร ซึ่งขึ้นอยู่กับลักษณะงาน เนื่องจากการพิมพ์รูปที่ออกแบบเป็นสีขาวดำ การจัดสรรขนาดเส้นที่ตีจะทำให้รูปลายเส้นที่ออกมาคมและง่ายต่องานนำมาใช้อ่านควบคู่กับการสร้างงานนั่นเอง


นอกจากโปรแกรม AutoCAD จะใช้สำหรับสร้างโครงสร้างรูปแบบของอุปกรณ์ได้อย่างละเอียดและเหมาะต่อการนำไปใช้งานจริงแล้ว เราสามารถนำภาพจากโปรแกรม AutoCAD ใช้กับ โปรแกรม SURFCAM ซึ่งเป็นโปรแกรมในการกำหนดการสร้างชิ้นส่วนอุปกรณ์อัตโนมัติซึ่งนำไปป้อนกับเครื่องกลึง เครื่องกัด ที่ทำงานด้วยคำสั่งจากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ได้หรือที่เรียกว่า เครื่อง Computer Numerical Control (CNC)

3.2.2.2 โครงสร้างทั่วไป และวิธีการใช้โปรแกรม SURFCAM

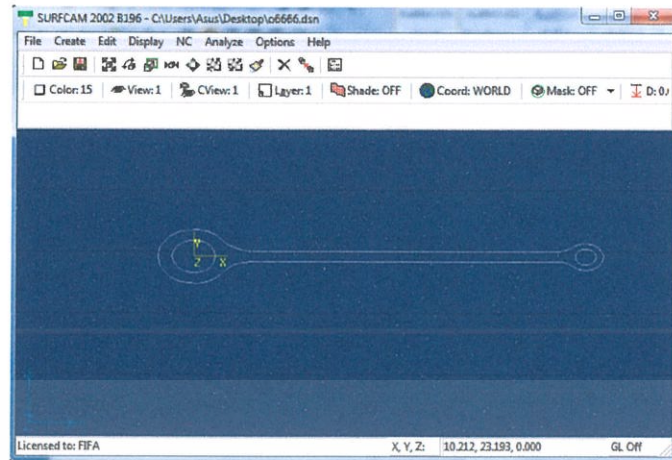
1. เปิดโปรแกรม SURFCAM โดยการเลือก ไอคอน  จะแสดงหน้าต่างดังรูปที่ 3.33



รูปที่ 3.34 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFCAM(1)

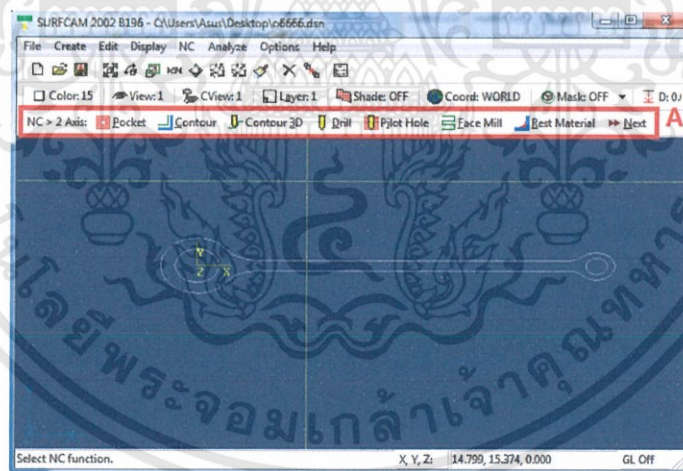
2. เปิดภาพจากโปรแกรม AutoCAD โดยใช้คำสั่ง Open  เลือกไฟล์ภาพที่สร้างจาก AutoCAD ในที่นี้ค่า Dimension ต่างๆที่ได้ระบุไว้ในภาพ AutoCAD ไม่จำเป็นต้องใส่ลงมาเพราะโปรแกรม SURFCAM จะเปิดขนาดเท่าขนาดจริงที่ AUTOCAD ได้ระบุรูปแบบไว้ นอกจากนี้โปรแกรม SURFCAM สามารถสร้างโครงสร้างของอุปกรณ์ได้ในตัวเองเช่นกัน แต่มีความยากในการเขียนมากกว่า ตัวอย่าง รูปแขนเหวี่ยง ดังรูปที่ 3.34

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.35 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFACM(2)

3. กำหนดกระบวนการกัดต่างๆในการสร้างชิ้นส่วน เช่นการเจาะรูอุปกรณ์ การกัดผิว อุปกรณ์ต่างๆ โดยเลือกคำสั่ง NC บน menu bar แล้วเลือก 2 Axis (ในที่นี้เราใช้การกระทำในการสร้าง 2 มิติเท่านั้น) ก็จะปรากฏคำสั่งการกระทำต่างๆ ในตำแหน่ง A ของรูป 3.35

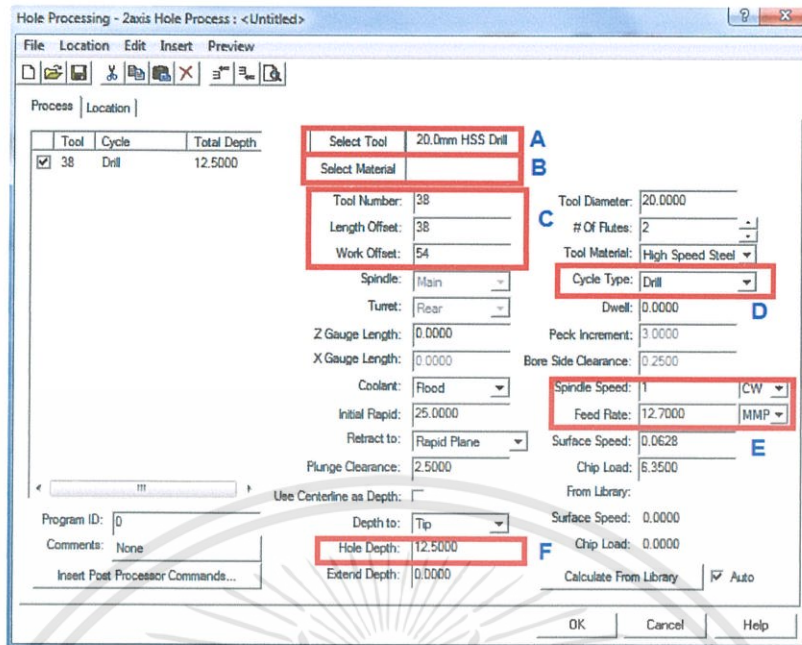


รูปที่ 3.36 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFACM(3)

4. เลือกใช้คำสั่งเพื่อการสร้าง Code เพื่อไปใช้กับเครื่อง CNC ในที่นี้คำสั่งที่ใช้ในการสร้าง แขนเหวี่ยง มี 2 คำสั่ง คือ

4.1 คำสั่งเจาะรู  Drill เมื่อกดเลือกคำสั่งแล้ว ให้เลือกกรูที่ต้องการเจาะ จากนั้นกด Done จะขึ้นหน้าจอดังรูป 3.36



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

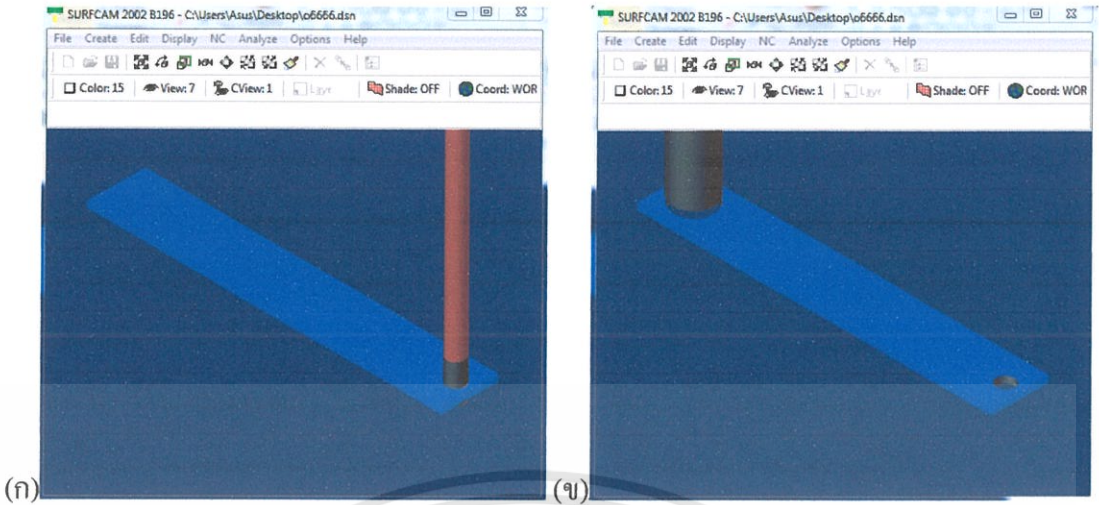


รูปที่ 3.3 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFACM(4)

คำอธิบายคำสั่ง

- A : สำหรับการเลือกชนิดและขนาดของสว่าน ที่ใช้ในการเจาะ
- B : สำหรับเลือกวัสดุที่นำมาสร้าง
- C : สำหรับกำหนดค่าอุปกรณ์ให้ตรงกับค่าบนเครื่อง CNC
- D : กำหนดรูปแบบการเจาะรู
- E : กำหนดความเร็วของการหมุนของสว่านในการเจาะรู และความเร็วในการเข้าหาชิ้นงาน
- F : กำหนดความลึกการเจาะ

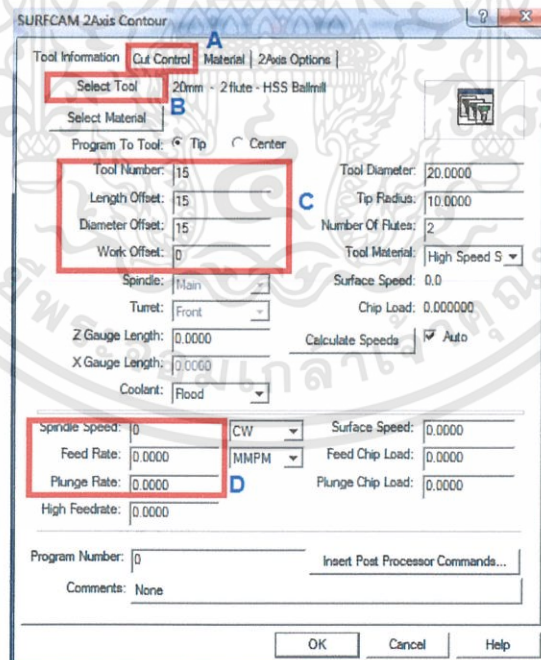
ระบุค่าต่างๆข้างต้นครบแล้ว กด OK โปรแกรมจะทำการสร้างCode และจำลองการเจาะรูตามคำสั่ง ต้องการทำการจำลองการทำงาน เลือกคำสั่ง Operations Manager  จากนั้นเลือกคำสั่ง Run Surfcam Verify in Auto Mode  โปรแกรมจะทำการจำลองการทำงานดังรูปที่ 3.37(ก) และ 3.37(ข)



รูปที่ 3.38 (ก) แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFCAM(5)

(ข) แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFCAM(6)

4.2 คำสั่ง Contour  คำสั่งกัดผิวของชิ้นงาน เลือกคำสั่งแล้วให้เลือกบริเวณที่ต้องการกัดผิวแล้วกด Done จากนั้น จะปรากฏหน้าต่างดังรูป 3.38



รูปที่ 3.39 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFCAM(7)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำอธิบายคำสั่ง

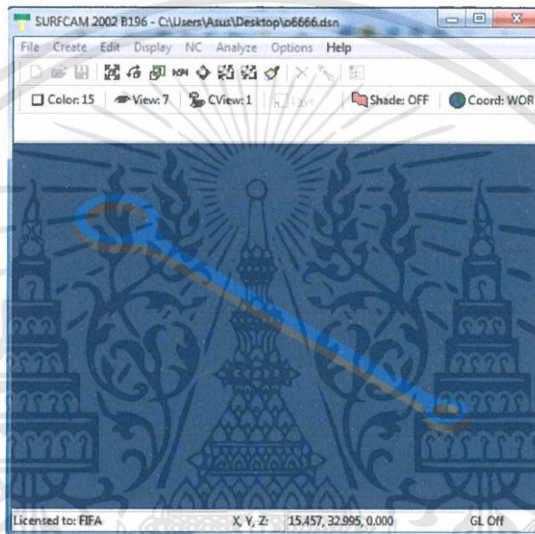
A : สำหรับการเลือกขนาดการกัดชิ้นงานและระดับความลึกในการกัด

B : สำหรับเลือกมีดสำหรับกัดชิ้นงานและเลือกวัสดุที่นำมาสร้าง

C : สำหรับกำหนดค่าอุปกรณ์ให้ตรงกับค่าบนเครื่อง CNC

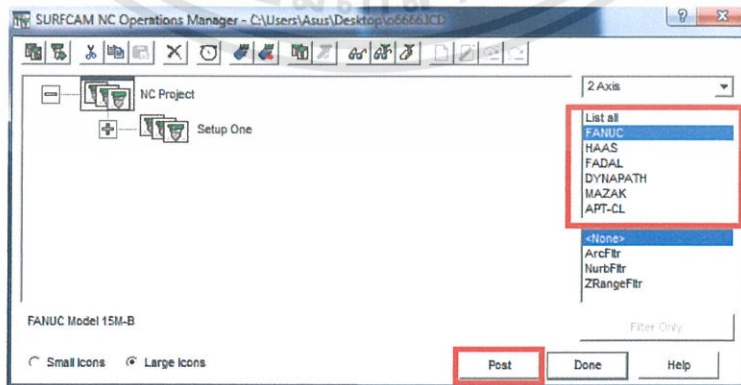
D : กำหนดความเร็วของการหมุนของสว่านในการเจาะรู และความเร็วในการเข้าหาชิ้นงาน

โดยเมื่อระบุค่าครบแล้วทำการจำลองลักษณะเดียวกับการเจาะรูชิ้นงาน ดังรูปที่ 3.39



รูปที่ 3.40 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFCAM(8)

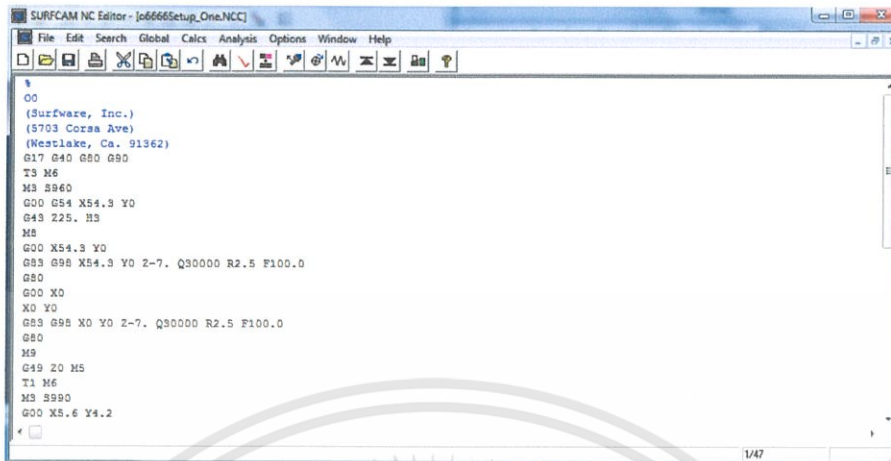
ทำการสร้าง Code สำหรับให้ข้อมูลกับ เครื่องCNC โดยเลือกคำสั่ง Operations Manager
จากนั้นเลือก รูปแบบ FANUC แล้วกด POST รูปที่ 3.40



รูปที่ 3.41 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFCAM(9)

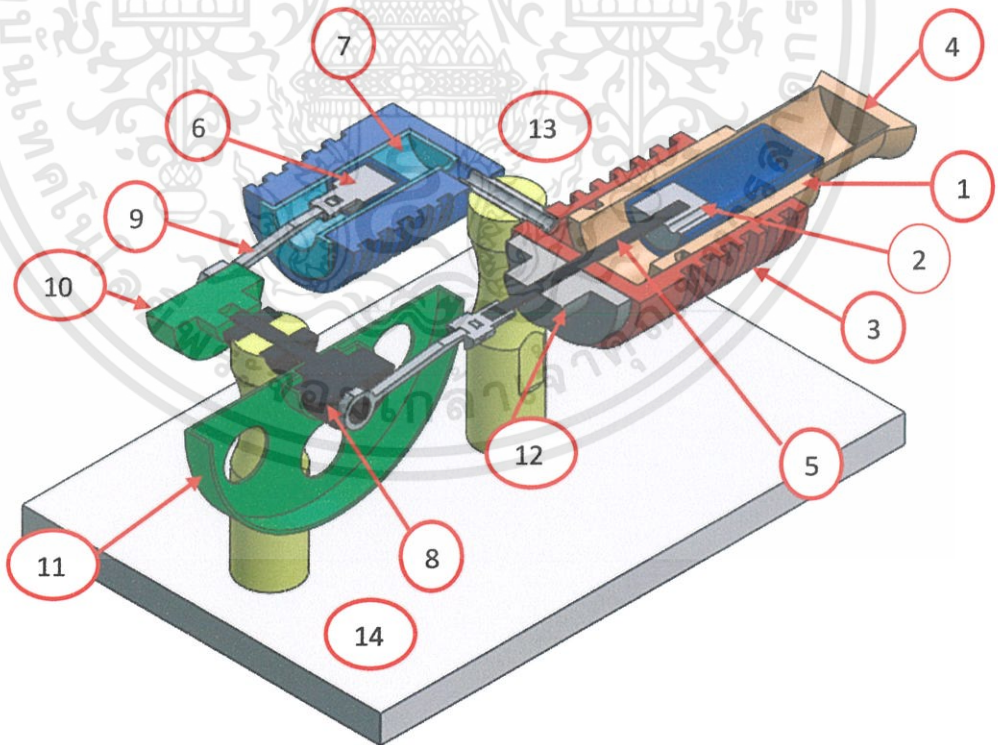
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะปรากฏหน้าต่างแสดง Code ที่จะนำไปใช้เป็นคำสั่งของเครื่อง CNC ต่อไป ดังรูปที่ 3.41



รูปที่ 3.42 แสดงหน้าต่างโปรแกรม SURFCAM(10)

3.2.3 รูปแบบการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยโปรแกรม



รูปที่ 3.43 แสดงองค์ประกอบต่างๆ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมาที่พัฒนา

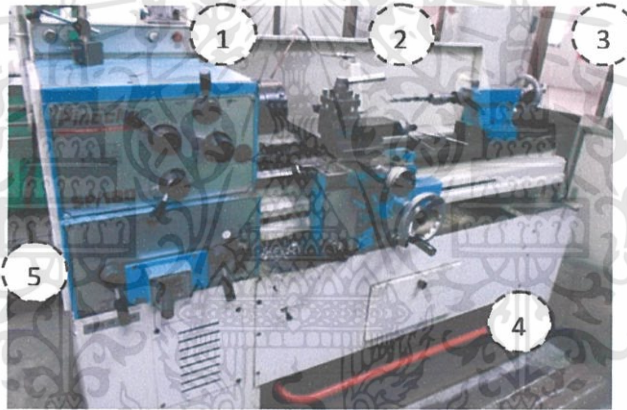
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1: ครอบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์; 2: ลูกสูบคิสเพลสเซอร์; 3: ฮีทซิงค์; 4: ฮีทเตอร์; 5: แกนลูกสูบคิสเพลสเซอร์; 6: ลูกสูบกำลัง; 7: ครอบอกสูบ; 8: ข้อเหวี่ยงคิสเพลสเซอร์; 9: ก้านลูกสูบกำลัง; 10: ข้อเหวี่ยงสำหรับลูกสูบกำลัง; 11: ล้อเกียร์กระตุน; 12: บูช; 13: ฐานเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมากระตุน, 14: ฐานรับล้อเกียร์

3.3 การสร้างชิ้นส่วนและประกอบอุปกรณ์ชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมาที่พัฒนา

3.3.1 เครื่องมือสำหรับการขึ้นส่วนของสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

1. เครื่องกลึง ใช้สำหรับขึ้นรูปร่างชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เครื่องกลึงมีหลายประเภท ได้แก่ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเดิม เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบนิวเมอริคัลคอนโทรล(NC) เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบคอมพิวเตอร์นิวเมอริคัลคอนโทรล โดยส่วนประกอบหลักของเครื่องกลึงมีดังรูปที่ 3.43

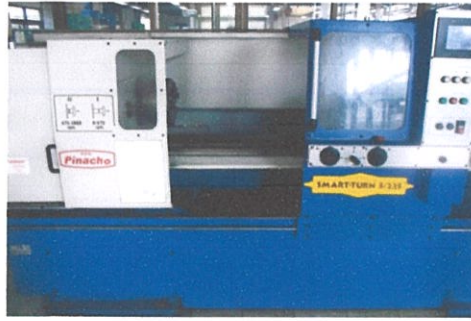


รูปที่ 3.44 เครื่องกลึงแบบเดิม

ส่วนประกอบของเครื่องกลึงจากภาพ

1. หัวจับชิ้นงาน
2. ส่วนรับใบมีดกลึงและใบมีดกลึงชิ้นงาน
3. หัวจับส่วนสำหรับเจาะรู และ ตั้งจุดศูนย์กลางของชิ้นงาน
4. ส่วนป้อนระยะการกลึงชิ้นงาน
5. ส่วนปรับความเร็วรอบ ความเร็วป้อนงาน

นอกจากนี้ยังมีเครื่องกลึงชนิดที่ควบคุมอัตโนมัติด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ดังรูปที่ 3.44 และรูปที่ 3.45



รูปที่ 3.45 เครื่องกลึง ชนิด NC



รูปที่ 3.46 เครื่องกลึงชนิด CNC

2. เครื่องเจาะรู ดังรูปที่ 3.46



รูปที่ 3.47 เครื่องเจาะรู

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

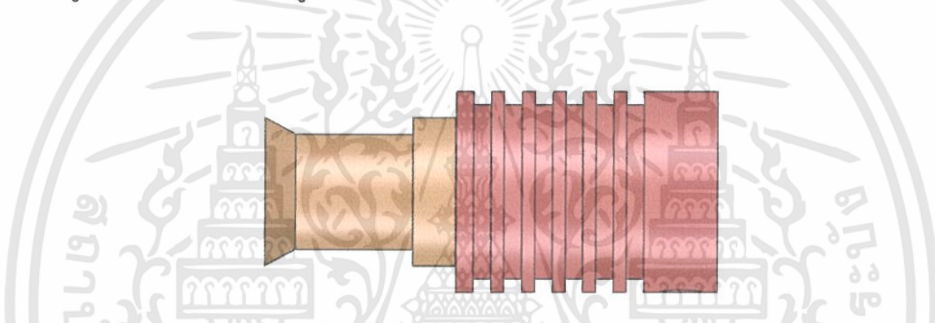
3.3.2 การสร้างชิ้นส่วนและการประกอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

จากผลการทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงดัดแปลงขนาดเล็กชนิดเกมมาจะพบว่ายังมีประสิทธิภาพค่อนข้างต่ำซึ่งเป็นผลมาจากขนาดของชิ้นส่วนเครื่องยนต์ที่ออกแบบนั้น เมื่อนำมาประกอบกันยังไม่เป็นระบบปิดที่สมบูรณ์ ดังนั้นในการสร้างชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่พัฒนาขึ้นนี้จะพิจารณาในส่วนการทำให้เป็นปริมาตรปิดมากที่สุดซึ่งจุดที่สำคัญที่ต้องป้องกันไม่ให้อากาศรั่วมากที่สุดคือแกนชักของลูกสูบคิสเพลสเซอร์

3.3.2.1 การกำหนดขนาดของชิ้นส่วน

การกำหนดขนาดชิ้นส่วนเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่พัฒนานี้จะประกอบด้วย ครอบอกสูบคิสเพลสเซอร์ ลูกสูบคิสเพลสเซอร์และแกนคิสเพลสเซอร์ ลูกสูบกำลัง ครอบอกสูบกำลัง ข้อเหวี่ยงสำหรับลูกสูบกำลัง ล้อเกียร์กระตุ้น ดังมีรายละเอียดต่อไปนี้

1. ครอบอกสูบคิสเพลสเซอร์ ดังรูปที่ 3.47



รูปที่ 3.48 ครอบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์(1) ฮีทซิงค์(3) และฮีทเตอร์(4)

ขนาดของครอบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์(1)

ความยาวของครอบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ $l_{Cy,d} = 48 \text{ mm}$

เส้นผ่านศูนย์กลางของครอบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ $d_{Cy,d} = 26 \text{ mm}$

ขนาดของฮีทซิงค์(3)

เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของฮีทซิงค์ $d_{head} = 42 \text{ mm}$

เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของฮีทซิงค์ $d_{head} = 25 \text{ mm}$

ความยาวของฮีทซิงค์ $l_{heat} = 52 \text{ mm}$

2. ลูกสูบคิสเพลสเซอร์ และ แกนคิสเพลสเซอร์ ดังรูปที่ 3.48



รูปที่ 3.49 ลูกสูบคิสเพลสเซอร์(2) และแกนคิสเพลสเซอร์(5)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดของลูกสูบคิสเพลสเซอร์(2)

เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบคิสเพลสเซอร์ $d_d = 25 \text{ mm}$

พื้นที่หน้าตัดของลูกสูบคิสเพลสเซอร์ $A_d = \pi \left(\frac{d_p}{2} \right)^2 = 490.873 \text{ mm}^2$

ความยาวของลูกสูบคิสเพลสเซอร์ $l_d = 66 \text{ mm}$

ขนาดของแกนคิสเพลสเซอร์(5)

เส้นผ่านศูนย์กลางแกนคิสเพลสเซอร์ $d = 6 \text{ mm}$

ความยาวแกนคิสเพลสเซอร์ $l = 50 \text{ mm}$

3. ลูกสูบกำลัง ดังรูปที่ 3.49



รูปที่ 3.50 ลูกสูบกำลัง(6) และ แขนเหวี่ยงกำลัง(9)

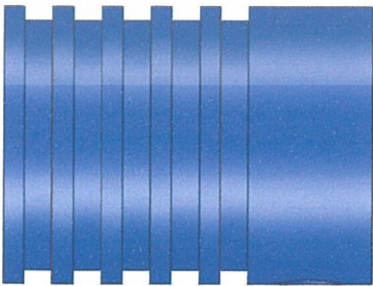
ขนาดของลูกสูบกำลัง(6)

เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง $d_p = 20 \text{ mm}$

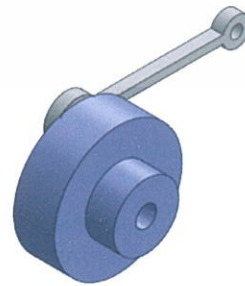
พื้นที่หน้าตัดของลูกสูบกำลัง $A_p = \pi \left(\frac{d_p}{2} \right)^2 = 314.159 \text{ mm}^2$

ความยาวของลูกสูบกำลัง $l_p = 28 \text{ mm}$

4. ครอบอกสูบกำลัง ดังรูปที่ 3.50



รูปที่ 3.51 ครอบอกลูกสูบกำลัง(6)



รูปที่ 3.52 ข้อเหวี่ยงกำลัง(10)

ขนาดของกระบอกลูกสูบกำลัง(8)

ความยาวของกระบอกลูกสูบกำลัง

$$l_{Cy,p} = 52 \text{ mm}$$

ปริมาตรภายในกระบอกลูกสูบ

$$V_{Cy,p} = A_p l_{Cy,p} = 16,336.268 \text{ mm}^3$$

เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกกระบอกลูกสูบ

$$d_{Cy,p} = 42 \text{ mm}$$

5. ข้อเหวี่ยงสำหรับลูกสูบกำลัง

ขนาดข้อเหวี่ยงกำลัง(10) ดังรูปที่ 3.51

เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกข้อเหวี่ยงกำลัง

$$d_k = 30 \text{ mm}$$

เส้นผ่านศูนย์กลางภายในข้อเหวี่ยงกำลัง

$$d_k = 25 \text{ mm}$$

6. ล้อเกียร์กระตุน ดังรูปที่ 3.52



รูปที่ 3.53 ล้อเกียร์กระตุน(11)

ขนาดของล้อเกียร์กระตุนกำลัง(13)

เส้นผ่าศูนย์กลางของล้อเกียร์กระตุนกำลัง

$$d_F = 80 \text{ mm}$$

ความหนาของล้อเกียร์กระตุนกำลัง

$$l_F = 9 \text{ mm}$$

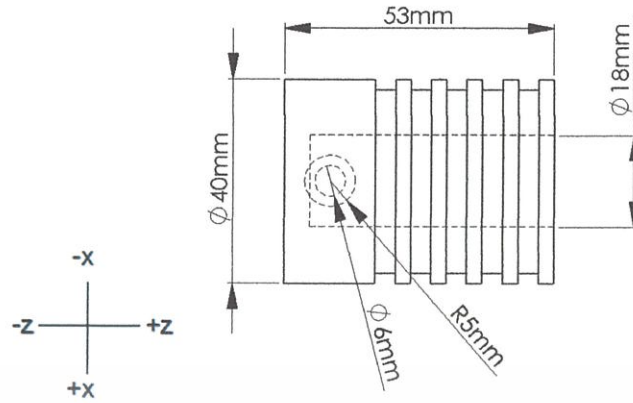
3.3.2.2 วิธีการสร้างชิ้นส่วนที่กำหนด

การสร้างชิ้นส่วนเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต่างๆ ที่ได้กล่าวในหัวข้อก่อนหน้านี้มีหลักการและวิธีการสร้างที่มีความเฉพาะตัวของแต่ละชิ้นส่วน โดยมีเครื่องกลึงเป็น เครื่องมือหลักในการสร้าง โดยขั้นตอนและวิธีการสร้างแต่ละชิ้นส่วนหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีดังนี้

1. กระบอกสูบกำลัง และ ฮีทซิงค์

ใช้เครื่องกลึงชนิด CNC ในการสร้าง โดยเป็นการสร้างด้วยการใช้โปรแกรมกำหนดของเครื่องกลึง CNC โดยตรง โดยวิธีการสั่งงานเครื่องกลึงจะต้องระบุขนาดและทิศทางของการกลึงที่ต้องการให้เครื่องทำการกลึงชิ้นส่วนอุปกรณ์ให้ ตัวอย่างการตั้งค่าขนาดดังภาพ ที่ 3.53

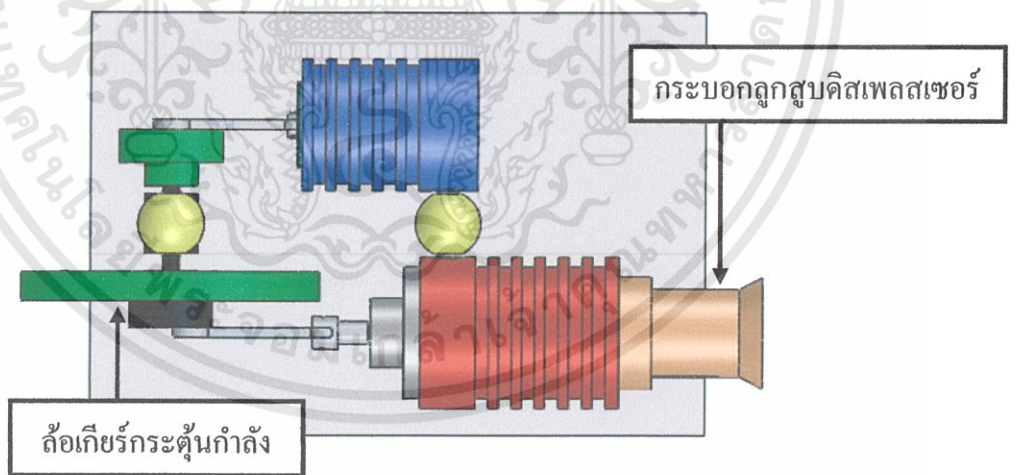
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.54 การตั้งค่าการทำงานเครื่องกลึง CNC

จากภาพเครื่องกลึงทำงานกลึงจากขวาไปซ้าย โดยปกติแล้ววัสดุที่จะนำมาเข้าเครื่อง CNC นี้จะมีขนาดมากกว่าขนาดที่ต้องการ เริ่มต้นให้ตั้งค่าปลายมีดกลึงให้อยู่ตรงปลายมุมของชิ้นงาน ตั้งค่าจุดนั้นเป็นค่า $z = 0$ และ x จะมีค่าเท่ากับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางวัสดุที่นำมาใช้เช่นกำหนดให้เป็น 60 มิลลิเมตร กำหนดให้จุดนี้เป็นจุดเริ่มต้นเป็น

3.4 ทดสอบและวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาที่พัฒนาขึ้น



รูปที่ 3.55 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

จากรูปที่ 3.54 การทำงานเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา ทำได้โดยการให้ความร้อนที่จุดปลายกระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์จนมีความร้อนสะสมภายในระบบร้อนพอควร จากนั้นทำการกระตุ้นให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงาน โดยให้แรงที่ล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง และสังเกตผลการทำงานของเครื่องยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุปกรณ์ในการทดสอบ

1. ตะเกียงแอลกอฮอล์



รูปที่ 3.56 ตะเกียงแอลกอฮอล์

2. นาฬิกาจับเวลาแบบดิจิทัล

3. Digital Tachometer (Rang 10 to 99,999 รอบต่อนาที) ทำการวัดรอบของล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง



(ก)

SPECIFICATIONS

Display	5 digits, 10 mm (0.4") LCD, With function annunciation
Measurement & Range	10 to 99,999 RPM
Resolution	0.1RPM (<1,000 RPM) 1 RPM ($\geq 1,000$ RPM)
Accuracy	$\pm (0.05\% + 1\text{digit})$

(ข)

รูปที่ 3.57 (ก) เครื่องวัดรอบหรือ Digital Tachometer (ข) Specification ของเครื่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.เครื่อง Infrared Thermometer (Rang -18 to +1,500°C) ทำการวัดอุณหภูมิที่ผิวปลาย กระบอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์และที่ผิวกระบอกลูกสูบกำลัง



รูปที่ 3.58 เครื่อง Infrared Thermometer

ขั้นตอนการทดลองการทำงานเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา

1. ให้ความร้อนที่จุดปลายของกระบอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์ ดังรูปที่ พร้อมทั้งจับเวลาไปด้วย
2. ทำการกระตุ้นล้อเกียร์กระตุ้นกำลังไปเรื่อยๆ จนกระทั่งเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมานี้สามารถหมุนอย่างต่อเนื่องได้เองและบันทึกเวลาเริ่มต้นที่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา นี้สามารถหมุนอย่างต่อเนื่องได้เอง
3. ทำการวัดอุณหภูมิสูงสุดที่ผิวปลายของกระบอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์และที่ผิวกระบอกลูกสูบกำลัง และบันทึกผลการวัด
4. ทำการวัดรอบที่ระยะข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังที่ระยะ 8 mm และ 9.0 mm แล้วบันทึกผล

บทที่ 4

ผลการวิจัยและอภิปรายผล

ผลการวิจัยจะมีการทดสอบและวิเคราะห์การทำงานของการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา แบ่งออกเป็น 3 ตอน คือ การประกอบและการจำลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา ด้วยโปรแกรม SolidWork การทดสอบชิ้นส่วนประกอบระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง และการทดสอบเชิงความร้อนและทดสอบเชิงกล มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

4.1 การประกอบและการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา ด้วยโปรแกรม SolidWork

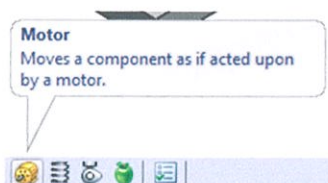
การ simulation เพื่อดูการหมุนหรือการเคลื่อนที่ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา โดยใช้ฟังก์ชันการสั่งงานในโปรแกรม Solid work มีขั้นตอนดังนี้

1. เปิดไฟล์ชิ้นงานที่ประกอบในส่วนของ Assembly



รูปที่ 4.1 รูปภาพจากโปรแกรม SolidWork(1)

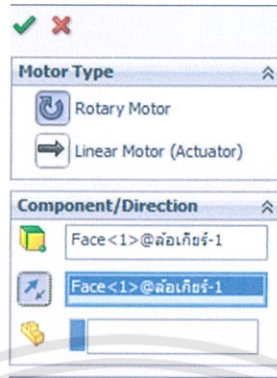
2. คลิก Motion Study แล้วเลือกคำสั่ง Motor



รูปที่ 4.2 รูปภาพจากโปรแกรม SolidWork(2)

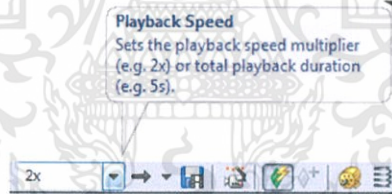
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ใช้เมาส์เลือกชิ้นส่วนที่ต้องการให้หมุน คือส่วนล้อเกียร์



รูปที่ 4.3 รูปภาพจากโปรแกรม SolidWork(3)

4. คลิกเครื่องหมายลูกศรเพื่อจบคำสั่ง
5. ตั้งค่าความเร็วในการหมุน Play Speed ตามต้องการ



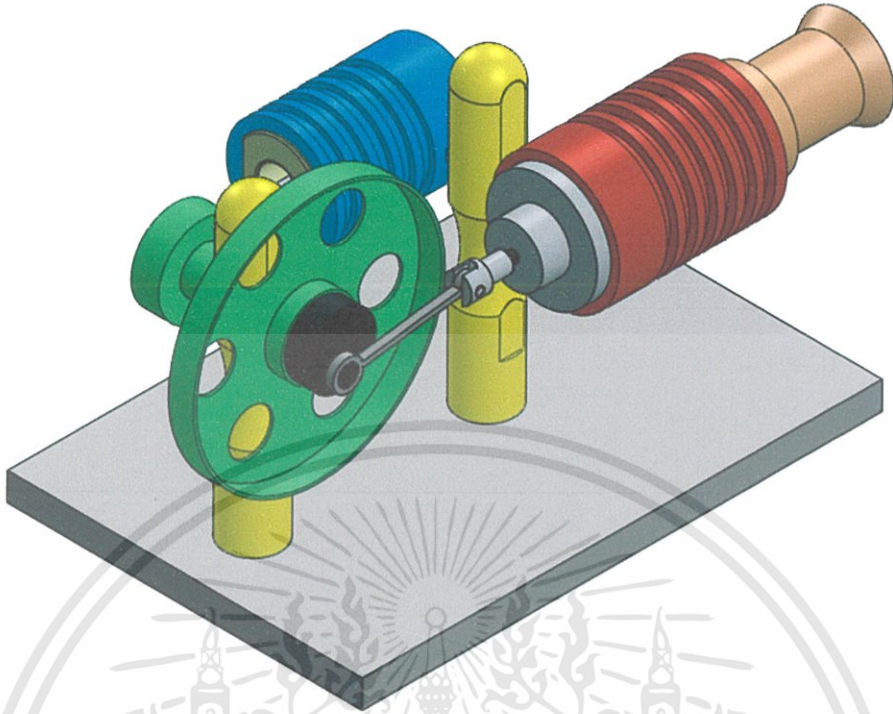
รูปที่ 4.4 รูปภาพจากโปรแกรม SolidWork(4)

6. คลิกเลือกคำสั่ง Play เพื่อให้ชิ้นงานเคลื่อนที่ตามคำสั่ง



รูปที่ 4.5 รูปภาพจากโปรแกรม SolidWork(5)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

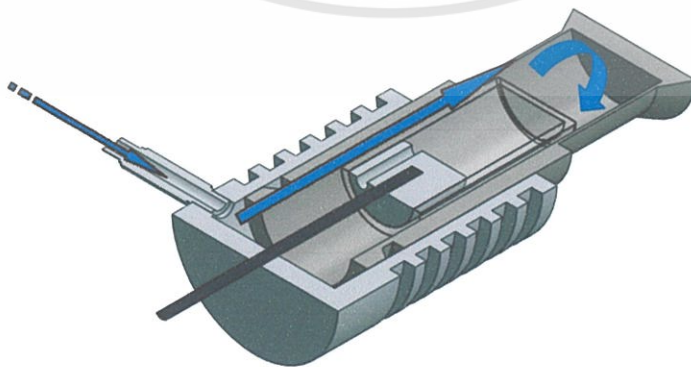


รูปที่ 4.6 การจำลองการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา

4.2 การทดสอบชิ้นส่วนประกอบระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

4.2.1 การทดสอบระบบปิดของกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์

กระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ หลังการประกอบกระบอกสูบกับลูกสูบคิสเพลสเซอร์ แล้วทำการทดสอบหารอยรั่ว โดยการเป่าลมเข้าทางรูที่เชื่อมต่อกับกระบอกสูบกำลัง สังเกตพฤติกรรม ลูกสูบคิสเพลสเซอร์ ดังรูปที่ 4.7



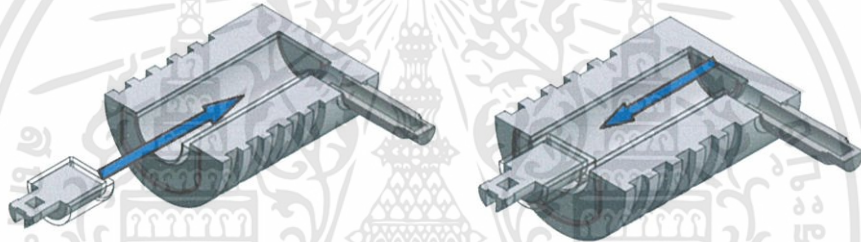
รูปที่ 4.7 การทดสอบรอยรั่วกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

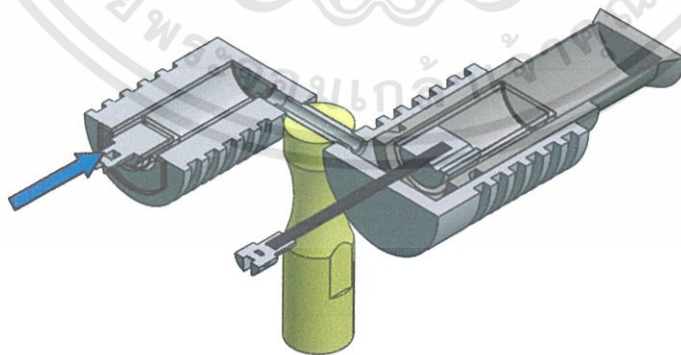
สังเกตได้จากก้านของลูกสูบคิสเพลสเซอร์มีการเคลื่อนออกมา เนื่องจากลูกสูบคิสเพลสเซอร์ถูกอากาศดันออกมา จากรูปที่ 4.7 จะเห็นว่ากระบอกสูบคิสเพลสเซอร์มีการเจาะรู 2 จุด คือ รูเชื่อมต่อกับรูแกนคิสเพลสเซอร์ การทดลองนี้ใช้การเป่าลมเข้าสู่รูเชื่อมต่อดังนั้นหากจะมีรอยรั่วก็จะเกิดบริเวณรูคิสเพลสเซอร์กับก้านสูบขนาดไม่พอดีกันเกิดรอยรั่วมาก ซึ่งถ้าหากเกิดรอยรั่วจะทำให้อากาศที่เป่าให้ดันลูกสูบคิสเพลสเซอร์รั่วออกไม่มีแรงดันให้ลูกสูบคิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ได้

4.2.2 การทดสอบระบบปิดของกระบอกสูบกำลัง

เนื่องจากหลักการของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง จำเป็นต้องให้ลูกสูบกำลังมีแรงดันอากาศภายในมากๆ ดังนั้นในการออกแบบจึงจำเป็นต้องให้ลูกสูบลูกสูบมีขนาดเท่ากับเส้นผ่านศูนย์กลางภายในกระบอกสูบต้องไม่เกิดรอยรั่ว โดยการทดสอบด้วยวิธีการอุดรูเชื่อมต่อของกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ แล้วปล่อยลูกสูบเข้ากระบอกสูบดังรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 การทดสอบรอยรั่วกระบอกสูบกำลัง

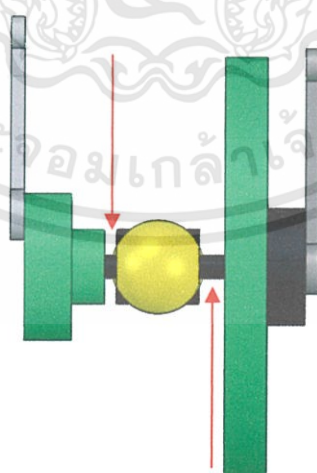


รูปที่ 4.8 การทดสอบรอยรั่วท่อส่งผ่านอากาศ

กระบอกสูบกำลังที่ทำการปิดรูเชื่อมต่อกับกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ ภายในกระบอกสูบ จะมีแรงดันอากาศสูงมาก ดังนั้นขนาดลูกสูบเท่ากับเส้นผ่านศูนย์กลางภายในกระบอกสูบ ลูกสูบกำลังที่ใส่เข้าไปในกระบอกสูบที่อุดรอยต่ออย่างสนิทจะทำให้ลูกสูบกำลังนั้นจะถูกดันออกมาโดยแรงดันอากาศภายใน เมื่อประกอบกระบอกสูบและลูกสูบทั้ง 2 ส่วนเป็นระบบปิดแล้วข้างต้นเข้าด้วยกัน ระบบควรจะเป็นระบบปิดแต่อาจจะมีรอยรั่วระหว่างรอยต่อกับรูเชื่อมต่อกับท่อส่งผ่านอากาศด้วย ดังนั้นจะทดสอบด้วยวิธีการเดียวกับการทดสอบรอยรั่วด้านกระบอกสูบกำลังอีก ครั้ง หากแรงดันมีค่าน้อยลงมากนั้นหมายความว่าอาจเกิดรอยรั่วที่บริเวณรอยต่อระหว่างท่อ ส่งผ่าน ดังรูปที่ 4.8

4.2.3 การทดสอบการตั้งล้อเกียร์กระตุ้น

การตั้งค่าระยะห่างล้อเกียร์กระตุ้นมีความสำคัญต่อการขับเคลื่อนของระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เป็นส่วนสำคัญของความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยแบ่งการวิเคราะห์ส่วนที่เกี่ยวข้องกับการตั้งระยะห่างล้อเกียร์กระตุ้นมีอยู่ 3 ส่วน ได้แก่ ระยะห่างแกนระหว่างข้อเหวี่ยงและล้อเกียร์กระตุ้น การตั้งค่าระยะห่างระหว่างข้อเหวี่ยงและล้อเกียร์ ดังรูปที่ 4.9 จะต้องมีระยะห่างของล้อเกียร์และข้อเหวี่ยงห่างจากฐานรับล้อเกียร์ซึ่งรองรับแกน เนื่องจากถ้าล้อเกียร์อยู่ติดกับฐานมาก จะทำให้เกิดแรงเสียดสีระหว่างฐานกับล้อเกียร์ระหว่างหมุน นอกจากนี้ระยะห่างจะต้องให้ได้ระยะ ซึ่งเกิดสมดุลเมื่อทำการต่อกับลูกสูบทั้ง 2 ด้าน จึงจะเป็นค่าที่ได้ความเร็วรอบสูงสุด

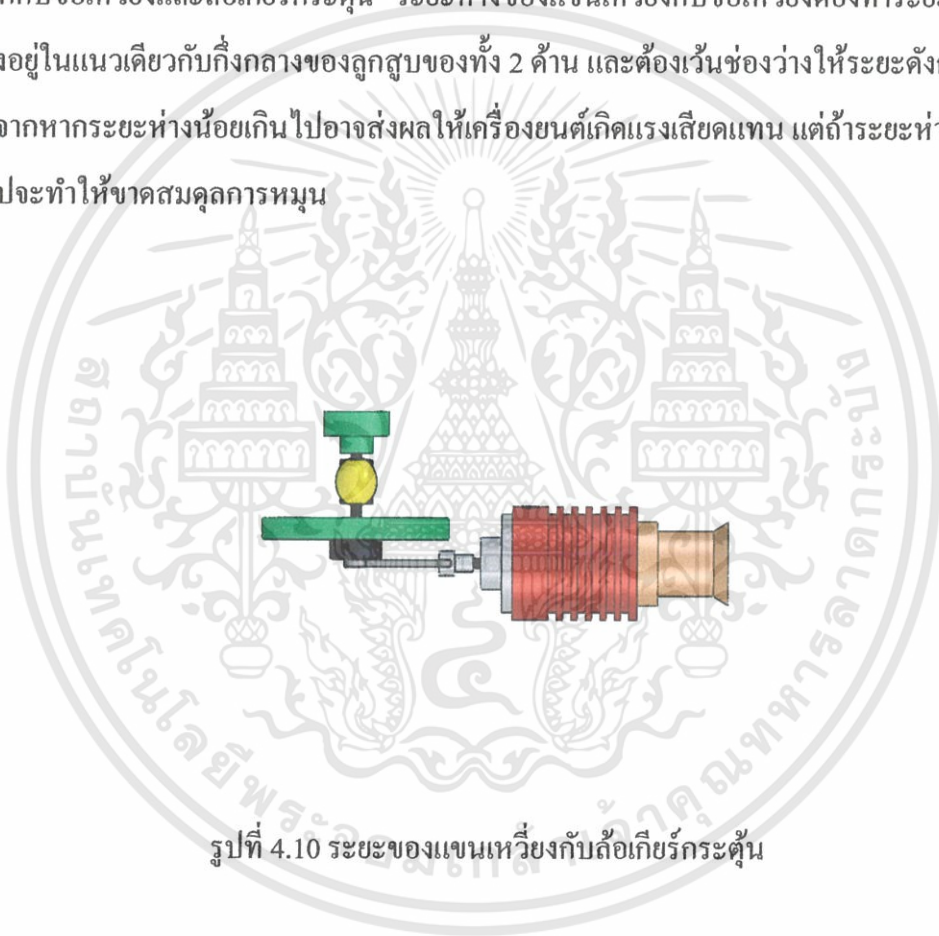


รูปที่ 4.9 การตั้งค่าระยะห่างระหว่างข้อเหวี่ยงและล้อเกียร์

ดังนั้นการหาความเร็วรอบสูงสุดจากระยะดังกล่าวจะต้องพิจารณาระยะห่างของกระบอกสูบทั้ง 2 ด้าน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ได้จัดทำระยะที่ทำการหาได้ คือ ระยะห่างระหว่างฐานของล้อยเกียร์และข้อเหวี่ยงห่างจากฐานด้านละ 0.5 mm

ระยะห่างแกนเหวี่ยงกับข้อเหวี่ยงและล้อยเกียร์กระตุ้น

ระยะของแกนเหวี่ยงกับล้อยเกียร์กระตุ้น ดังรูปที่ 4.10 จัดเป็นอีกส่วนประกอบที่ส่งผลต่อความเร็วรอบระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง การตั้งค่าจะต้องให้ส่วนแกนสำหรับเชื่อมต่อแกนเหวี่ยงตั้งฉากกับข้อเหวี่ยงและล้อยเกียร์กระตุ้น ระยะห่างของแกนเหวี่ยงกับข้อเหวี่ยงต้องทำระยะให้แกนเหวี่ยงอยู่ในแนวเดียวกับกึ่งกลางของลูกสูบของทั้ง 2 ด้าน และต้องเว้นช่องว่างให้ระยะดังกล่าว เนื่องจากหากระยะห่างน้อยเกินไปอาจส่งผลให้เครื่องยนต์เกิดแรงเสียดทาน แต่ถ้าระยะห่างมากเกินไปจะทำให้ขาดสมดุลการหมุน



รูปที่ 4.10 ระยะของแกนเหวี่ยงกับล้อยเกียร์กระตุ้น

4.3 การทดสอบเชิงความร้อนและทดสอบทางเชิงกล

4.3.1 การทดสอบเชิงความร้อน

การทดสอบเชิงความร้อนหรือทางอุณหพลศาสตร์จะมีการทดสอบดังนี้

1) การทดสอบความสัมพันธ์ของความดันภายในในระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยลูกสูบลิตเพลสเซอร์เป็นอิสระจากลูกสูบกำลัง

2) มุมข้อเหวี่ยงที่มีผลต่อปริมาตรการบีบอัด (V_C) และการขยายตัว (V_E)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภายในระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

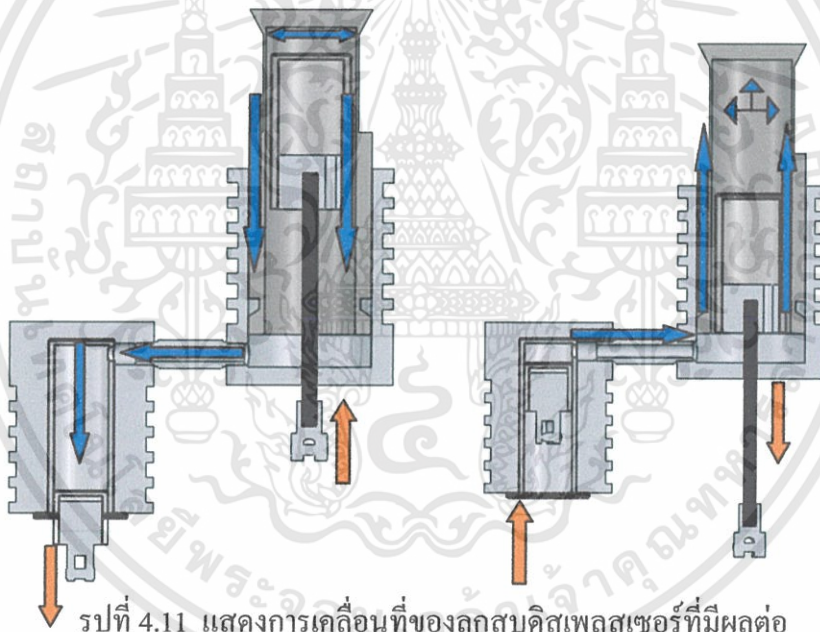
3) การคำนวณหาค่าความดันภายในระบบเนื่องจากปริมาตรภายในระบบ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ

1) การทดสอบความสัมพันธ์ของความดันภายในระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยลูกสูบดิสเพลสเซอร์เป็นอิสระจากลูกสูบกำลัง

การทดสอบ 2 แบบ คือการไม่ให้ความร้อนแก่ระบบและให้ความร้อนแก่ระบบแบบที่ 1 การทดสอบโดยการไม่ให้ความร้อนแก่ระบบ

วิธีการทดสอบ

- 1) ไม่ให้ความร้อนแก่ระบบ
- 2) ใช้มือจับแกนลูกสูบดิสเพลสเซอร์แล้วเคลื่อนลูกสูบดิสเพลสเซอร์ขึ้นลง
- 3) สังเกตการณ์เคลื่อนที่ของลูกสูบกำลัง ซึ่งจะเห็นการเปลี่ยนแปลงดังรูปที่ 4.11



รูปที่ 4.11 แสดงการเคลื่อนที่ของลูกสูบดิสเพลสเซอร์ที่มีผลต่อการเคลื่อนลูกสูบกำลังโดยไม่ให้ความร้อนแก่ระบบ

วิเคราะห์ผลที่ได้จากการทดสอบ

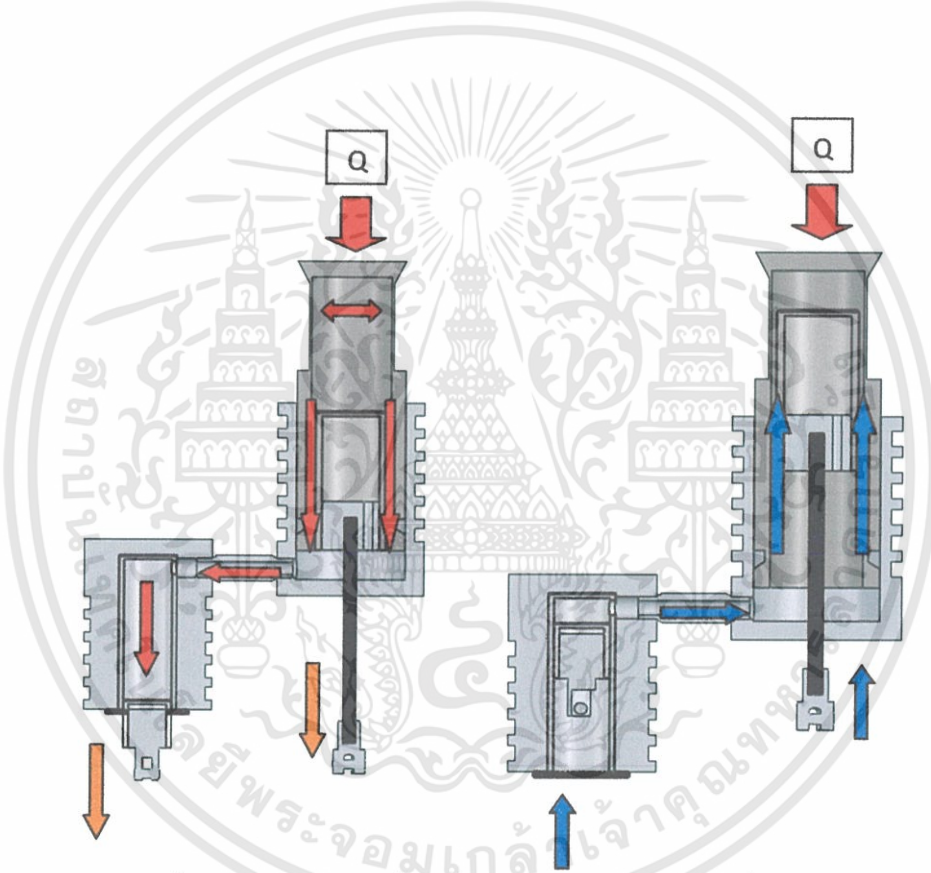
จากการทดสอบความสัมพันธ์ความดันภายในระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยลูกสูบดิสเพลสเซอร์เป็นอิสระจากลูกสูบกำลังโดยไม่ให้ความร้อนแก่ระบบ จากรูปที่ 4.11 จะเห็นว่าเมื่อลูกสูบดิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ลงจะทำให้อากาศถูกไล่จากกระบอกลูกสูบกำลังไปยังกระบอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์ซึ่งจะเกิดความดันที่จุดปลายกระบอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์และจะทำให้ลูกสูบกำลังถูกดูดเข้าไปในกระบอกสูบทำให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ขึ้น และจะกลับกันเมื่อลูกสูบดิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ขึ้นจะทำให้อากาศถูกไล่จากกระบอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์ไปยังกระบอกลูกสูบกำลังซึ่งจะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เกิดความดันที่กระบอกลูกสูบกำลังและทำให้ลูกสูบกำลังถูกดันออกมาด้วยความดันภายใน ทำให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ลง

จากการทดสอบนี้จะทำให้เห็นว่าลูกสูบดีเซลเซอร์ที่ดีควรไล่อากาศจากจุดปลายกระบอกลูกสูบดีเซลเซอร์(ส่วนขยาย)ไปยังกระบอกลูกสูบกำลังและไล่อากาศจากกระบอกลูกสูบกำลังไปยังจุดปลายของกระบอกลูกสูบดีเซลเซอร์ได้ ซึ่งจะทำให้การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีประสิทธิภาพมากขึ้น แต่ในกรณีที่ลูกสูบดีเซลเซอร์ไม่ดีจะไล่อากาศได้ไม่ดีและจะทำให้การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีประสิทธิภาพต่ำลง

แบบที่ 2 การทดสอบ โดยการให้ความร้อนแก่ระบบ



รูปที่ 4.12 แสดงการเคลื่อนที่ของลูกสูบดีเซลเซอร์ที่มีผลต่อการเคลื่อนลูกสูบกำลัง โดยให้ความร้อนแก่ระบบ

อุปกรณ์

- 1) ตะเกียงแอลกอฮอล์

วิธีการทดสอบ

- 1) ให้ความร้อนแก่ระบบ
- 2) ใช้มือจับแกนลูกสูบดีเซลเซอร์แล้วเคลื่อนลูกสูบดีเซลเซอร์ขึ้นลง
- 3) สังเกตดูการเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังซึ่งจะเห็นการเปลี่ยนแปลงดังรูปที่ 4.12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วิเคราะห์ผลที่ได้จากการทดสอบ

จากการทดสอบความสัมพันธ์ความดันภายในระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยลูกสูบคิสเพลสเซอร์เป็นอิสระจากลูกสูบกำลัง โดยให้ความร้อนแก่ระบบ จากรูปที่ 4.12 จะเห็นว่าเมื่อลูกสูบคิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ลงจะทำให้อากาศร้อนถูกพาจากกระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ไปยังกระบอกลูกสูบกำลัง ทำให้อากาศในกระบอกลูกสูบกำลังซึ่งจะเกิดความดันที่กระบอกลูกสูบกำลังจะเกิดความดันที่กระบอกลูกสูบกำลังและทำให้ลูกสูบกำลังถูกดันออกมาด้วยความดันภายใน ทำให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ลง และจะกลับกันเมื่อลูกสูบคิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ขึ้นจะทำให้อากาศเย็นจะถูกพาจากกระบอกลูกสูบกำลังไปยังกระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ซึ่งจะทำให้กระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์เย็นลงและทำให้ความดันที่กระบอกลูกสูบกำลังหรือส่วนของปริมาตรการบีบอัดลดลง ทำให้ลูกสูบกำลังถูกดูดเข้าไปในกระบอกสูบ ซึ่งทำให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ลง

จากการทดลองนี้จะเห็นได้ว่าถ้าเลือกใช้ขนาดของลูกสูบคิสเพลสเซอร์ได้สัมพันธ์กับกระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์และกระบอกลูกสูบกำลังจะทำให้เกิดความดันภายในเนื่องจากความร้อนภายในระบบถูกบีบอัดจนเกิดเป็นความดันสูงและขยายให้เกิดความดันต่ำเมื่อลูกสูบคิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ขึ้น ซึ่งความดันเหล่านี้จะไปผลักและดูดลูกสูบให้เคลื่อนที่ลงและขึ้นหรือออกและเข้าสลับกับกันในระหว่างการทำงาน ดังนั้นลูกสูบคิสเพลสเซอร์ที่ดีควรมีใหญ่จนพอดีกับกระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ซึ่งจะทำให้ไม่มีการถ่ายเทอากาศร้อนไปยังกระบอกลูกสูบกำลังและไม่มีการถ่ายเทอากาศเย็นไปยังกระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ จะทำให้ไม่เกิดความดันไปผลักและดูดลูกสูบกำลังซึ่งจะทำให้ไม่เกิดเป็นวัฏจักร และถ้าลูกสูบคิสเพลสเซอร์เล็กมากเกินไปเมื่อเทียบกับกระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ซึ่งจะทำให้การบีบอัดความร้อนได้ไม่ดีทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ลดลง

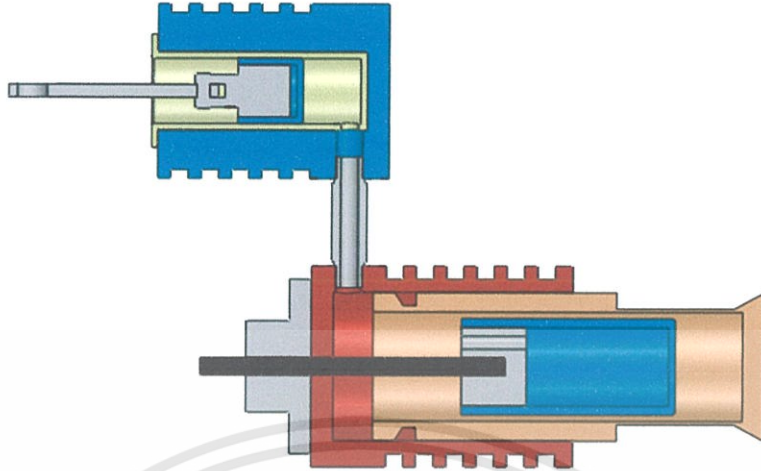
2) มุมข้อเหวี่ยงที่มีผลต่อปริมาตรการบีบอัด (V_C) และการขยายตัว (V_E) ภายในระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

อุปกรณ์

1) เวอร์เนียคาลิเปอร์

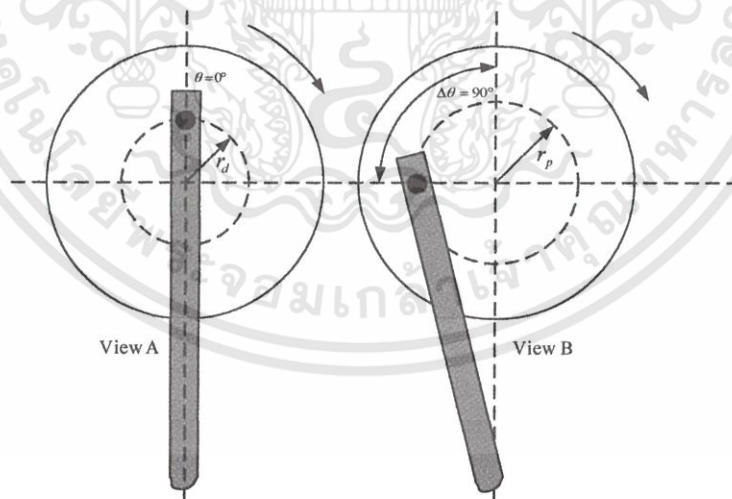
วิธีการทดสอบ

1) กำหนดตัวแปรของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ดังรูปที่ 4.13



รูปที่ 4.13 แสดงการกำหนดตัวแปรค่าของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

- 2) วัดขนาดและคำนวณหาปริมาตรพื้นที่การกวาดของลูกสูบและลูกสูบดีเซลเพลสเซอร์ ซึ่งจะได้อ้าง ตารางที่ 4.1
- 3) คำนวณหาปริมาตรการเปลี่ยนแปลงของพื้นที่การบีบอัด (สมการ 2.38) และพื้นที่การขยาย (สมการ 2.39) ที่เกิดจากมุมของข้อเหวี่ยง (θ) (ดูที่มุมข้อเหวี่ยงลูกสูบดีเซลเพลสเซอร์เป็นหลัก ตามที่แสดงในรูปที่ 4.13) บันทึกผลลงในตารางที่ 4.2



รูปที่ 4.13 แสดงตำแหน่งระยะข้อเหวี่ยงของแกนลูกสูบดีเซลเพลสเซอร์บนล้อเกียร์กระตุ้นกำลังที่ทำมุมกับระนาบแกนนอนเป็นมุม $\theta = 0^\circ$ (View A) และที่นำหน้าตำแหน่งระยะข้อเหวี่ยงของแกนลูกสูบกำลังเป็นมุม $\Delta\theta = 90^\circ$ (View B) และทั้งสองหมุนตามเข็มนาฬิกา

4) เขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเปลี่ยนแปลงปริมาตรพื้นที่การขยายและการบีบอัดที่เกิดจากมุมข้อเหวี่ยงที่ $r_p = 9 \text{ mm}$ และ $r_p = 11 \text{ mm}$ เมื่อมุมข้อเหวี่ยงมีค่า $\theta = 0^\circ - 360^\circ$ ดังรูปกราฟที่ 4.14 และดังรูปกราฟที่ 4.15 ตามลำดับ

5) เขียนกราฟแสดงผลรวมการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรการขยายและการบีบอัดที่เกิดจากข้อเหวี่ยงที่ $r_p = 9 \text{ mm}$ และ $r_p = 11 \text{ mm}$ เมื่อมุมข้อเหวี่ยงมีค่า $\theta = 0^\circ - 360^\circ$ ดังรูปกราฟที่ 4.16

ตารางที่ 4.1 ปริมาตรพื้นที่การกวาดของลูกสูบกำลังและลูกสูบคิสเพลสเซอร์และปริมาตรตายในส่วนของพื้นที่การขยาย (V_{DE}) และบีบอัด (V_{DC}) ภายในระบบของเครื่องยนต์

ปริมาตรภายในที่ได้จากการวัดและคำนวณ	ระยะข้อเหวี่ยง	
	$r_p = 9 \text{ mm}$	$r_p = 11 \text{ mm}$
$V_{DE} (\text{cm}^3)$	13.4664	13.4664
$V_{DC} (\text{cm}^3)$	7.4813	7.4813
$V_{SE} (\text{cm}^3)$	4.480	4.819
$V_{SC} (\text{cm}^3)$	1.714	1.374
$V_p (\text{cm}^3)$	2.885	2.885

วิเคราะห์ผลที่ได้จากการทดสอบ

การเปลี่ยนแปลงปริมาตรการบีบอัดและขยายตัวสามารถคำนวณได้ดังนี้

ในพื้นที่การบีบอัด (V_C) การเปลี่ยนแปลงปริมาตรจะมีความละเอียดและสามารถประมาณเป็นรูปสัญญาณไซน์ ซึ่งจะหาได้จากสมการคือ

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2}(1 - \cos\theta) + \frac{V_p}{2}(1 - \cos(\theta - \Delta\theta)) + V_{DC}$$

หาค่าการคำนวณปริมาตรการบีบอัดภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ระยะข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลังที่ $r_p = 8 \text{ mm}$ จำนวนที่มุม $\theta = 0^\circ$ และ $\Delta\theta = 90^\circ$ ดังนี้

$$V_C = \frac{1.6964 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos 0^\circ) + \frac{3.7700 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos(0^\circ - 90^\circ)) + 4.7420 \text{ cm}^3$$

$$V_C = 5.9703 \text{ cm}^3$$

ในพื้นที่การขยายตัว (V_E) การเปลี่ยนแปลงปริมาตรจะสามารถประมาณเป็นรูปสัญญาณไซน์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากข้อมูลในตารางที่ 4.1 ที่มุม $\theta = 0^\circ$ ซึ่งจะหาได้จากสมการดังนี้

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

$$V_E = \frac{5.8643 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos 0^\circ) + 6.0743 \text{ cm}^3$$

$$V_E = 6.0743 \text{ cm}^3$$

ตารางที่ 4.2 ผลการคำนวณการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของพื้นที่การขยายและการบีบอัดภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชุดเครื่องยนต์ต้นแบบและชุดเครื่องยนต์ออกแบบที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณโดยสมการ (2.38) และ (2.39) ที่ $\Delta\theta = 90^\circ$

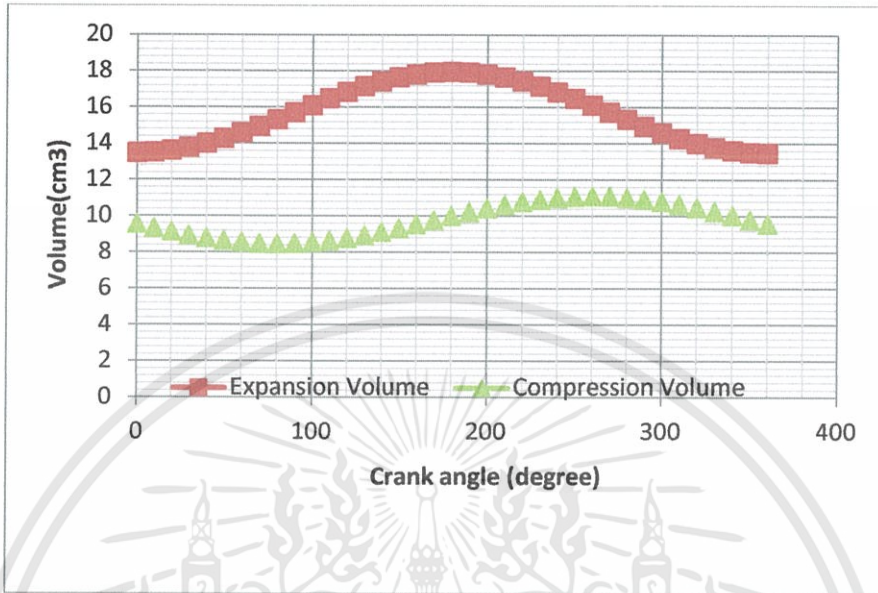
Crank angle (degree)	$r_p = 9 \text{ mm}$			$r_p = 11 \text{ mm}$		
	$V_E \text{ (cm}^3\text{)}$	$V_C \text{ (cm}^3\text{)}$	$V \text{ (cm}^3\text{)}$	$V_E \text{ (cm}^3\text{)}$	$V_C \text{ (cm}^3\text{)}$	$V \text{ (cm}^3\text{)}$
0	13.4664	9.570146	23.03655	13.4664	9.570146	23.03655
10	13.5004	9.349521	22.92992	13.50297	9.346941	22.92992
20	13.60135	9.141986	23.04334	13.61156	9.131744	23.04334
30	13.76621	8.953842	23.22005	13.78889	8.931089	23.22005
40	13.98995	8.790799	23.58075	14.02957	8.751065	23.58075
50	14.2658	8.657806	23.8236	14.32629	8.597138	23.8236
60	14.58537	8.558901	24.2427	14.67004	8.473979	24.2427
70	14.93897	8.497085	24.8606	15.0504	8.385327	24.8606
80	15.31587	8.474234	25.2901	15.45582	8.333873	25.2901
90	15.70462	8.491042	25.69566	15.87398	8.321178	25.69566
100	16.09342	8.547	25.84042	16.29221	8.347628	25.84042
110	16.47048	8.640408	26.11088	16.69779	8.41242	26.11088
120	16.82434	8.768431	26.59277	17.07843	8.513588	26.59277
130	17.14427	8.927184	26.87145	17.42257	8.64806	26.87145
140	17.42005	9.11847	27.2324	17.71976	8.811755	27.2324

ตารางที่ 4.2 ผลการคำนวณการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของพื้นที่การขยายและการบีบอัดภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชุดเครื่องยนต์ต้นแบบและชุดเครื่องยนต์ออกแบบที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณโดยสมการ (2.38) และ (2.39) ที่ $\Delta\theta = 90^\circ$ (ต่อ)

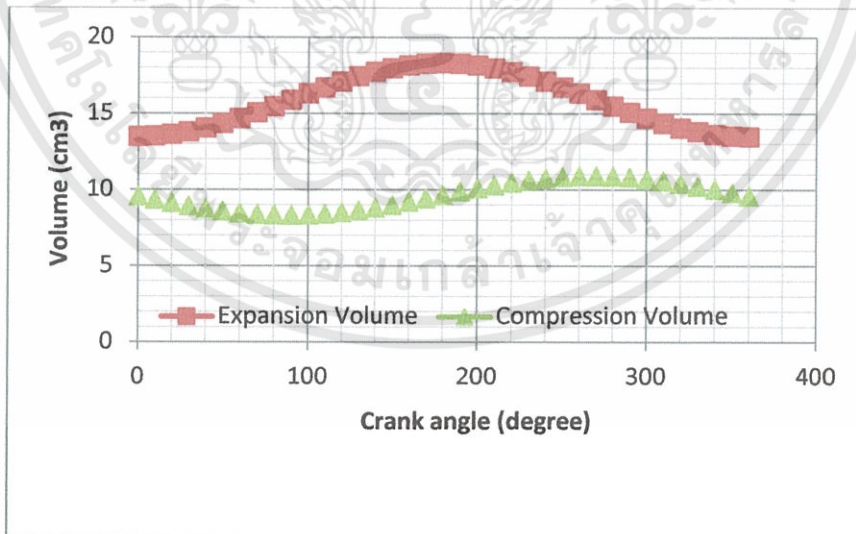
Crank angle (degree)	$r_p = 9 \text{ mm}$			$r_p = 11 \text{ mm}$		
	$V_E \text{ (cm}^3\text{)}$	$V_C \text{ (cm}^3\text{)}$	$V \text{ (cm}^3\text{)}$	$V_E \text{ (cm}^3\text{)}$	$V_C \text{ (cm}^3\text{)}$	$V \text{ (cm}^3\text{)}$
150	17.64481	9.316815	27.76162	17.96099	8.999703	27.76162
160	17.81022	9.535867	27.94609	18.13892	9.206201	27.94609
170	17.91178	9.762353	28.37414	18.24816	9.42498	28.37414
180	17.9464	9.9894	28.6358	18.2854	9.6494	28.6358
190	17.91302	10.21011	28.82313	18.24949	9.872648	28.82313
200	17.81266	10.4178	28.73046	18.14154	10.08795	28.73046
210	17.64837	10.60615	28.70452	17.96482	10.28876	28.70452
220	17.42514	10.76944	28.63458	17.7247	10.469	28.63458
230	17.14973	10.90273	27.82248	17.42845	10.62319	27.82248
240	16.83052	11.00196	27.6113	17.08508	10.74665	27.6113
250	16.47718	11.06413	27.18778	16.705	10.83563	27.18778
260	16.10045	11.08734	26.78264	16.29976	10.88743	26.78264
270	15.71175	11.07089	26.33818	15.88166	10.90048	26.33818
280	15.32289	11.01528	25.86788	15.46337	10.87439	25.86788
290	14.94568	10.92221	25.38604	15.05761	10.80994	25.38604
300	14.59155	10.79448	24.90726	14.67669	10.70909	24.90726
310	14.27127	10.63599	24.44608	14.33217	10.57491	24.44608
320	13.99454	10.45154	24.01651	14.03451	10.41146	24.01651
330	13.76978	10.24673	23.63158	13.79274	10.22371	23.63158
340	13.6038	10.02778	23.30297	13.6142	10.01735	23.30297
350	13.50165	9.801328	23.1074	13.50431	9.798653	23.1074
360	13.46641	9.574255	23.04067	13.46641	9.574254	23.04067

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรการขยายและการบีบอัดกับมุมข้อเหวี่ยง (θ) ที่ได้จากผลการคำนวณในตารางที่ 4.2

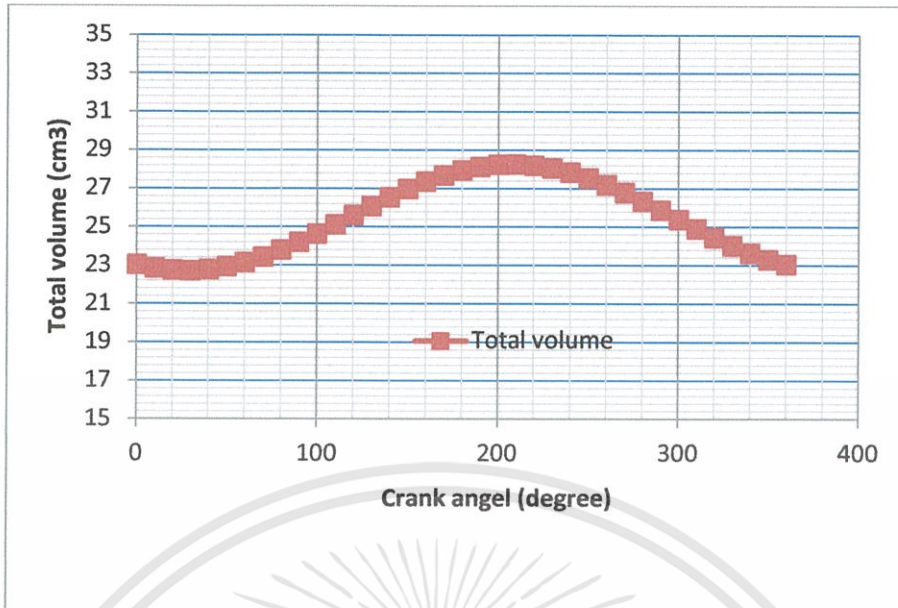


รูปที่ 4.14 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงปริมาตรพื้นที่การขยายและการบีบอัดที่เกิดจากมุมข้อเหวี่ยง $r_p = 9$ mm



รูปที่ 4.15 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงปริมาตรพื้นที่การขยายและการบีบอัดที่เกิดจากมุมข้อเหวี่ยง ที่ $r_p = 11$ mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.16 กราฟแสดงผลรวมการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรพื้นที่การขยาย และการบีบอัดที่เกิดจากมุมข้อเหวี่ยง $r_p = 9 \text{ mm}$ และ $r_p = 11 \text{ mm}$

3) การคำนวณหาค่าความดันภายในระบบเนื่องจากปริมาตรภายในระบบของเครื่องยนต์ สเตอริง ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ

วิธีการทดสอบ

1) จากการตารางที่ 4.1 ปริมาตรภายในระบบเครื่องยนต์สเตอริง ชุดเครื่องยนต์ต้นแบบและชุดเครื่องยนต์ออกแบบ นำมาคำนวณหาค่าความดันภายในระบบเครื่องยนต์สเตอริงที่มุมข้อเหวี่ยง (θ) ต่างๆ บันทึกผลลงในตารางที่ 4.3 และคำนวณหางานทั้งหมดที่หาได้จาก 1 รอบวัฏจักร (W_i) และกำลังของเครื่องยนต์ (P_i)

2) เขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรและความดันภายในระบบของเครื่องยนต์ สเตอริง ชุดเครื่องยนต์ต้นแบบและชุดเครื่องยนต์ออกแบบและกราฟความสัมพันธ์ระหว่างระยะข้อเหวี่ยงกับความดันและปริมาตรภายในระบบเครื่องยนต์สเตอริง ดังรูปกราฟที่ 4.17, 4.18 และรูปกราฟที่ 4.19, 4.20 ตามลำดับ

การวิเคราะห์ผล

จากค่าความดัน และ ปริมาตรที่คำนวณได้ข้างต้น การคำนวณค่าความดันภายในระบบเครื่องยนต์สเตอริงที่มุมข้อเหวี่ยง (θ) และคำนวณหางานทั้งหมดที่หาได้จาก 1 รอบวัฏจักร (W_i) และกำลังของเครื่องยนต์ (P_i) ได้ดังสมการที่ (2.43) คือ

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{1-C^2}}{1-C \cdot \cos(\theta-a)} = \frac{P_{min}(1+C)}{1-C \cdot \cos(\theta-a)} = \frac{P_{max}(1-C)}{1-C \cdot \cos(\theta-a)}$$

จากสมการที่ (2.43) ค่าพารามิเตอร์ C สามารถคำนวณได้จาก

$$C = \frac{B}{S}$$

คำนวณหา B ได้จากสมการที่ (2.46) คือ

$$B = \sqrt{T_i^2 + 2(T_i - 1)V_S \cos(\Delta\theta) + V_S^2 - 2T_i + 1}$$

คำนวณหาค่า S ได้จากสมการที่ (2.47) คือ

$$S = T_i + 2T_i X_{DE} + V_S + 2X_{DC} + 1$$

ดังนั้นที่ $\Delta\theta = 90^\circ$ เมื่อ

$$T_C = 29.2^\circ\text{C} = 302.2 \quad T_E = 157.375^\circ\text{C} = 430.375\text{K}$$

ค่าปริมาตร $V'_{SC} = V_{SC} + V_p = 4.599 \text{ cm}^3$ ได้จากตารางที่ 4.1

หาค่าอัตราส่วนของอุณหภูมิ ได้ตั้งสมการที่ (2.48) คือ

$$T_i = \frac{T_C}{T_E} = \frac{304\text{K}}{697.6\text{K}} = 0.70217$$

หาค่าอัตราส่วนของปริมาตรการกวาดได้ตั้งสมการที่ (2.49) คือ

$$V_S = \frac{V'_{SC}}{V_{SE}} = \frac{5.4664 \text{ cm}^3}{5.8643 \text{ cm}^3} = 0.3825$$

หาค่าอัตราส่วนของปริมาตรตายด้านขยาย ได้ตั้งสมการที่ (2.50) คือ

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} = \frac{6.0743 \text{ cm}^3}{5.8643 \text{ cm}^3} = 3.0058$$

หาค่าอัตราส่วนของปริมาตรตายด้านบีบอัด ได้ตั้งสมการที่ (2.51) คือ

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SC}} = \frac{4.7420 \text{ cm}^3}{5.4664 \text{ cm}^3} = 4.3648$$

และสามารถหาค่า C และ a ได้จากสมการที่ (2.52) คือ

$$a = \tan^{-1} \left(\frac{V_S \sin(\Delta\theta)}{T_i + \cos(\Delta\theta) + 1} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{(0.3825) \sin(90^\circ)}{(0.70217) + \cos(90^\circ) + 1} \right)$$

จะได้ $a = 12.6647^\circ$

คำนวณหาค่า S ได้จากสมการ (2.47) คือ

$$S = 0.70217 + (2 \times 0.70217 \times 3.0058) + 0.3825 + (2 \times 0.8675) + 1$$

$$\text{ดังนั้น } S = 15.0354$$

คำนวณหาค่า B ได้จากสมการ (2.46)

$$B = \sqrt{(0.70217)^2 + (2 \times (0.70217 - 1) \times 0.3825 \times \cos(90^\circ)) + (0.3825)^2 - (2 \times 0.70217) + 1}$$

$$\text{ดังนั้น } B = 0.4847$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และจะสามารถหา C ได้จากสมการ (2.45) ได้คือ

$$C = \frac{B}{S} = \frac{0.4847}{15.0354} = 0.03223$$

ดังนั้นจะสามารถหาความดันภายในระบบได้จากสมการ (2.43) ที่มุมข้อเหวี่ยง $\theta = 0^\circ = 0^\circ$

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{1-C^2}}{1-C \cdot \cos(\theta - \alpha)} = \frac{101.325 \times 10^3 \text{ Pa} \sqrt{1-(0.03223)^2}}{1-(0.03223 \times \cos(0^\circ - 12.6649^\circ))} = 104.5603 \text{ kPa}$$

การคำนวณหางาน กำลัง และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง สามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้หางานที่ได้จากพื้นที่ของการขยาย W_E หาได้จากสมการที่ (2.53) คือ

$$W_E = \iint PdV_E = \frac{\pi P_{mean} V_{SE} C \sin \alpha}{1 + \sqrt{1-C^2}}$$

$$W_E = \frac{(101.3 \times 10^3 \text{ Pa})(4.48 \text{ cm}^3) \times \pi \times 0.0345 \times \sin(12.6649^\circ)}{1 + \sqrt{1-(0.0345)^2}}$$

$$W_E = 5.393 \times 10^{-2} \text{ J}$$

หางานที่ได้จากพื้นที่การบีบอัด W_C (J) จะสามารถได้จากสมการที่ (2.54) คือ

$$W_C = \iint PdV_C = \frac{\pi P_{mean} V_{SE} C T_i \sin \alpha}{1 + \sqrt{1-C^2}}$$

$$W_C = \frac{(101.3 \times 10^3 \text{ Pa})(4.48 \text{ cm}^3) \times \pi \times 0.0345 \times 0.70217 \times \sin(12.6649^\circ)}{1 + \sqrt{1-(0.0345)^2}}$$

$$W_C = -2.787 \times 10^{-2} \text{ J}$$

หางานทั้งหมดที่ได้จาก 1 รอบวัฏจักร (W_i) สามารถหาได้จากสมการที่ (2.55) คือ

$$W_i = W_E + W_C$$

$$W_i = (9.2159 - 4.0163) \times 10^{-2} \text{ J} = 5.1996 \times 10^{-2} \text{ J}$$

ที่ระยะข้อเหวี่ยง $r_p = 7.5 \text{ mm}$ ให้ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (N) มากสุดที่ 789.8 RPM

ดังนั้น สามารถหากำลังรวมของเครื่องยนต์ $P_i(W)$ ได้จากสมการที่ (2.56) คือ

$$P_i = W_i N$$

$$P_i = \frac{(5.1996 \times 10^{-2} \text{ J})(789.8 \text{ RPM})}{60} = 0.6844 \text{ W}$$

ดังนั้นหาค่ากำลังรวมของเครื่องยนต์ เท่ากับ 684.4 mW

ค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ (η) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2.57) คือ

$$\eta = \frac{W_i}{W_E} \times 100\%$$

$$\eta = \frac{W_i}{W_E} \times 100\% = \frac{2.6 \times 10^{-2} \text{ J}}{5.393 \times 10^{-2} \text{ J}} \times 100\% = 48.21\%$$

ตารางที่ 4.3 ผลการคำนวณหาค่าความดันภายในระบบเนื่องจากปริมาตร
ภายในระบบของเครื่องยนต์สี่สเตอร์ลิงที่มุมข้อเหวี่ยงลูกสูบต่างๆ

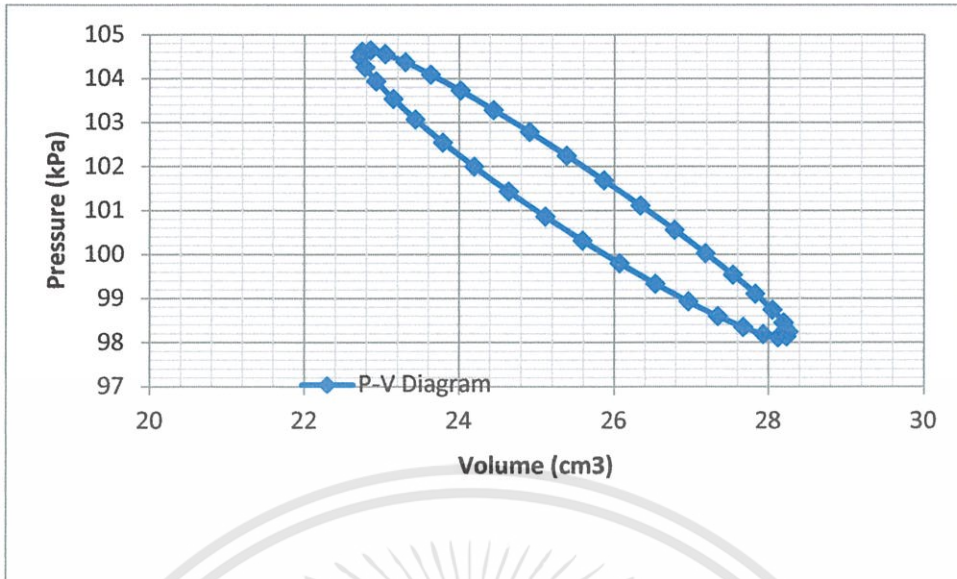
Crank angle (degree)	$r_p = 9 \text{ mm}$		$r_p = 11 \text{ mm}$	
	$V \text{ (cm}^3\text{)}$	$P \text{ (kPa)}$	$V \text{ (cm}^3\text{)}$	$P \text{ (kPa)}$
0	23.03655	104.56038	23.03655	104.43951
10	22.84991	104.64129	22.84991	104.48481
20	22.74331	104.61662	22.74331	104.42971
30	22.71998	104.48724	22.71998	104.27619
40	22.78063	104.25785	22.78063	104.02976
50	22.92342	103.93666	22.92342	103.69915
60	23.14402	103.53502	23.14402	103.29589
70	23.43573	103.06685	23.43573	102.83378
80	23.78969	102.54798	23.78969	102.32826
90	24.19516	101.99551	24.19516	101.79578
100	24.63983	101.42709	24.63983	101.25316
110	25.11021	100.86033	25.11021	100.71701
120	25.59202	100.31218	25.59202	100.20325
130	26.07063	99.798521	26.07063	99.726639
140	26.53152	99.333754	26.53152	99.300472
150	26.96069	98.930512	26.96069	98.936298
160	27.34512	98.599459	27.34512	98.643741
170	27.67314	98.349142	27.67314	98.43037
180	27.9348	98.185902	27.9348	98.301613
190	28.12214	98.113816	28.12214	98.260709
200	28.22949	98.134671	28.22949	98.308682
210	28.25359	98.24795	28.25359	98.44433
220	28.1937	98.45084	28.1937	98.664241
230	28.05164	98.738242	28.05164	98.962811

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.3 ผลการคำนวณหาค่าความดันภายในระบบเนื่องจากปริมาตรภายในระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มุมข้อเหวี่ยงลูกสูบต่างๆ ที่คำนวณได้จากสมการ (2.140) และสมการ (2.141) (ต่อ)

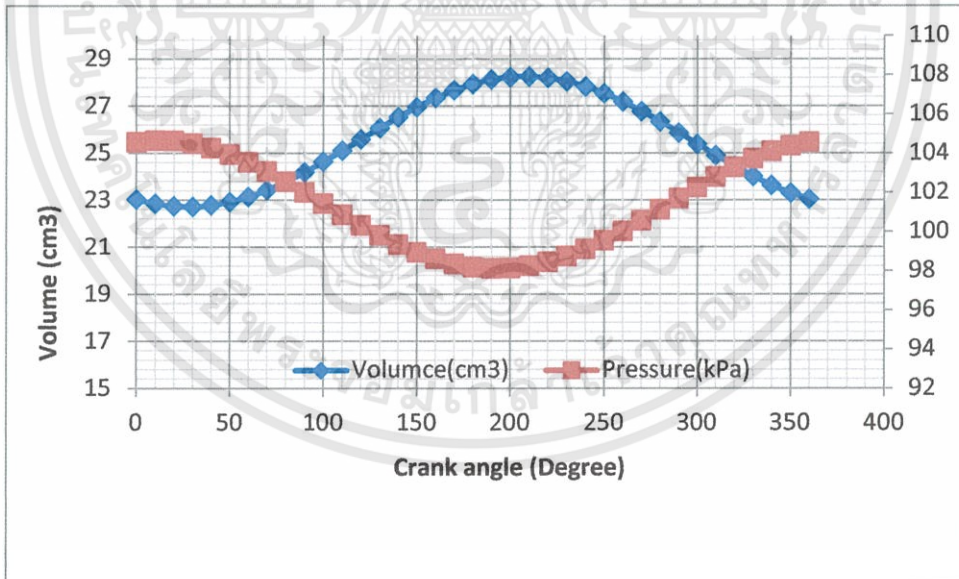
Crank angle (degree)	$r_p = 9 \text{ mm}$		$r_p = 11 \text{ mm}$	
	$V \text{ (cm}^3\text{)}$	$P \text{ (kPa)}$	$V \text{ (cm}^3\text{)}$	$P \text{ (kPa)}$
240	27.83173	99.10282	27.83173	99.332306
250	27.54063	99.535064	27.54063	99.762941
260	27.18719	100.02341	27.18719	100.24302
270	26.78214	100.55439	26.78214	100.75912
280	26.33776	101.11292	26.33776	101.29638
290	25.86755	101.68257	25.86755	101.83881
300	25.38579	102.24604	25.38579	102.36976
310	24.90708	102.78562	24.90708	102.87241
320	24.44597	103.28383	24.44597	103.33038
330	24.01644	103.72406	24.01644	103.72833
340	23.63155	104.09124	23.63155	104.05262
350	23.30297	104.37253	23.30297	104.29193
360	23.04067	104.55793	23.04067	104.43776

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



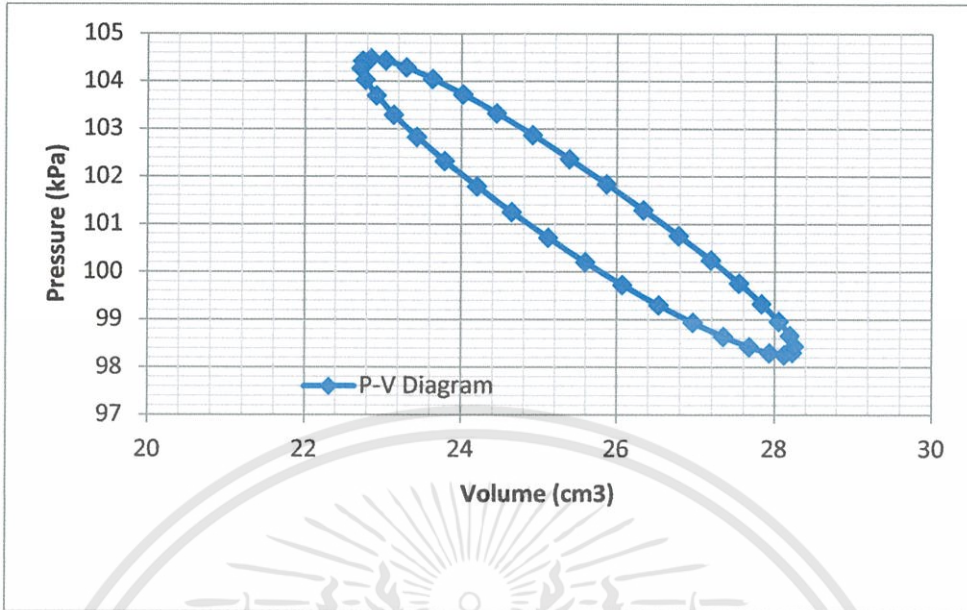
รูปที่ 4.17 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรกับความดันภายใน เมื่อ $r_p = 9 \text{ mm}$

ถ้าเขียนกราฟความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงกับปริมาตรและความดันภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อมุมข้อเหวี่ยงมีค่า $\theta = 0^\circ - 360^\circ$ จะเป็นดังรูปที่ 4.18



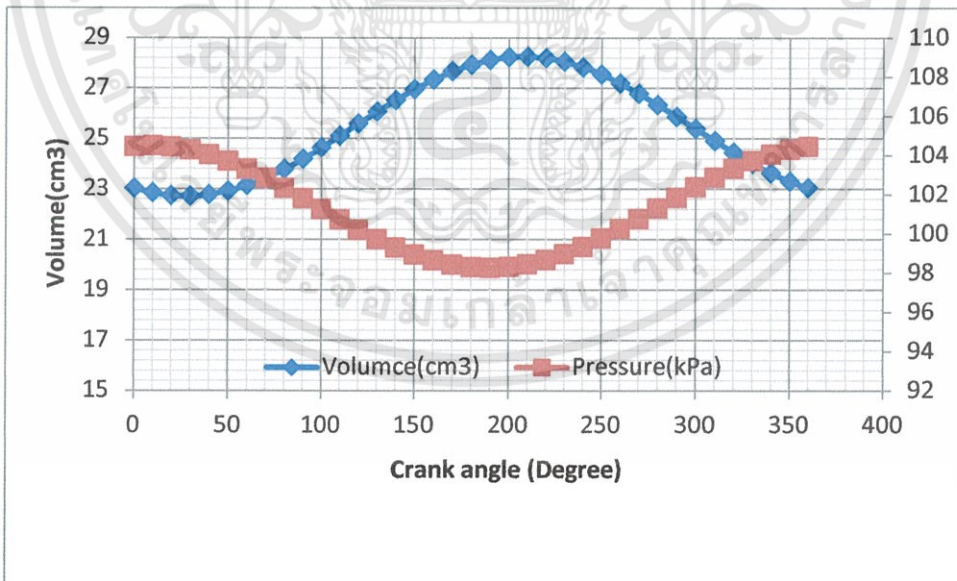
รูปที่ 4.18 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างระยะข้อเหวี่ยงกับความดันและปริมาตรภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อ $r_p = 9 \text{ mm}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรกับความดันภายใน เมื่อ $r_p = 11$ mm

ถ้าเขียนกราฟความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงกับปริมาตรและความดันภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อมุมข้อเหวี่ยงมีค่า $\theta = 0^\circ - 360^\circ$ จะเป็นดังรูปที่ 4.20



รูปที่ 4.20 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างระยะข้อเหวี่ยงกับความดันและปริมาตรภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อ $r_p = 11$ mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.2 การทดสอบทางเชิงกล

การทดสอบเชิงกลจะมีการทดสอบดังนี้

- 1) การทดสอบความสัมพันธ์ของระหว่างรัศมีของข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลังที่มีผลต่อเวลาเริ่มต้นและหยุดการทำของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง และความเร็วยรอบเครื่องยนต์สูงสุดที่อุณหภูมิสูงสุด
- 2) การทดสอบความสัมพันธ์ระหว่างรัศมีของข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลังที่มีผลต่อความเร็วยรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงและหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
- 3) การทดสอบเพื่อหาอัตราเร่งเชิงมุมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชุดเครื่องยนต์ออกแบบ
- 4) การคำนวณหาค่าทอร์คจากค่าของอัตราเร่งเชิงมุมที่ระยะข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังต่างๆ และคำนวณหาค่ากำลังงานจากทอร์คที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่เป็นผลมาจากระยะข้อเหวี่ยงลูกสูบที่ระยะต่างๆ และคำนวณหาแรงที่เกิดจากทอร์คที่มุมข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังต่างๆ และแรงดันที่คำนวณได้จากแรงที่มุมข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังต่างๆ

1) การทดสอบความสัมพันธ์ของระหว่างรัศมีของข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลังที่มีผลต่อเวลาเริ่มต้นและหยุดการทำของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ความเร็วยรอบเครื่องยนต์ที่อุณหภูมิสูงสุด อุปกรณ์

- 1) ตะเกียงแอลกอฮอล์
- 2) นาฬิกาจับเวลา
- 3) เครื่อง Infrared Thermometer
- 4) เครื่อง Digital Tachometer

วิธีการทดสอบ

- 1) กำหนดระยะรัศมีของข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลัง ที่ $r_p = 9 \text{ mm}$
- 2) ให้ความร้อนแก่ปลายของกระบอกสูบทางด้านร้อน (กระบอกสูบของคิสเพลสเซอร์) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงพร้อมทั้งจับเวลาไปด้วย

3) ให้แรงเริ่มต้นแก่อ็เกียร์กระตุ้นกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงพร้อมทั้งบันทึกเวลา และจะให้แรงและบันทึกเวลาอย่างนี้ไปเรื่อยๆจนเครื่องยนต์สามารถหมุนอย่างต่อเนื่องได้ด้วยตัวเอง (เวลาที่ให้แรงแก่อ็เกียร์กระตุ้นกำลังแล้วทำให้เครื่องยนต์หมุนอย่างต่อเนื่อง คือเวลาเริ่มต้น (t_0) การทำงานของเครื่องยนต์) (ตารางที่ 4.4)

4) วัดอุณหภูมิสูงสุดและความเร็วยรอบสูงสุดของเครื่องยนต์และบันทึกผล (ตารางที่ 4.4)

5) เมื่อเครื่องยนต์ได้อุณหภูมิสูงสุดและความเร็วยรอบสูงสุดแล้ว เอาความร้อนออกจากระบบพร้อมทั้งจับเวลาจนกระทั่งเครื่องยนต์หยุดหมุนอย่างต่อเนื่อง คือ เวลาหยุด (t_1) การทำงานของเครื่องยนต์และบันทึกผล (ตารางที่ 4.6)

6) รองนกว่าเครื่องยนต์เข่นแล้วทำการทดสอบตามข้อ (1)-(6) ซ้ำอีก 4 ครั้ง

7) นำค่าเฉลี่ยแต่ละระยะรัศมีของข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังมาวาดกราฟความสัมพันธ์ระหว่างระยะข้อเหวี่ยงลูกสูบกับเวลาเริ่มและหยุดการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง และกราฟความสัมพันธ์ระหว่างระยะข้อเหวี่ยงลูกสูบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ดังรูปกราฟที่ 4.21

2) การหาความสัมพันธ์ของอัตราเร่งเชิงมุม กำลังงาน แรงแรงที่เกิดจากทอร์คที่มุมข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลัง

การคำนวณหาอัตราเร่งเชิงมุมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดเครื่องยนต์ออกแบบที่ $r_p = 9 \text{ mm}$ สตาร์ทเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดเครื่องยนต์ออกแบบจนได้ความเร็วรอบของเครื่องยนต์สูงสุดแล้วหยุดการหมุนของเครื่องยนต์และให้แรงแก่เครื่องยนต์เพื่อเริ่มการหมุนใหม่และวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ (N_0) ที่เวลา 0.00 วินาที ($t_0 = 0.00 \text{ s}$) ความเร็วรอบเครื่องยนต์ (N_1) ที่เวลา t_1 วินาที บันทึกผลการวัด

เมื่อ $N_0 = 278.65 \text{ RPM}$ ที่เวลา $t_0 = 0.00 \text{ s}$

$N_1 = 568.95 \text{ RPM}$ ที่เวลา $t_1 = 6.645 \text{ s}$

จะสามารถหาอัตราเร่งเชิงมุมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดเครื่องยนต์ออกแบบได้จากสมการที่ (2.58)

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad \text{เมื่อ } \omega = \frac{2\pi N}{60}$$

ดังนั้นจะได้

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{2\pi(N_1 - N_0)}{(t_1 - t_0)(60 \text{ s})}$$

$$\alpha_{r_p=4} = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{2\pi(N_1 - N_0)}{(t_1 - t_0)(60 \text{ s})} = \frac{2\pi(568.95 - 278.65)}{(6.645 \text{ s} - 0)(60 \text{ s})} = 4.5748 \text{ rad/s}^2$$

การคำนวณหาทอร์คจากอัตราเร่งเชิงมุม จะสามารถหาได้จากสมการที่ (2.59) คือ

$$\tau = I\alpha = I \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

สามารถคำนวณหาโมเมนต์ความเฉื่อยได้จากสมการที่ (2.60)

$$I = \sum_{i=1}^n m_i R_i^2 = \frac{1}{2} m R^2$$

เนื่องจากรูปร่างวัตถุเป็นแผ่นกลมมีมวล m_F และรัศมี R_F และอีกวัตถุหนึ่งมีรูปร่างเป็นทรงกระบอกตันมีมวล m_{rod} รัศมี R_{rod} และยาว l

ดังนั้น โมเมนต์ความเฉื่อยของล้อเกียร์กระตุ้นกำลังเมื่อ $m_F = 0.490 \text{ kg}$, $R_F = 37.5 \text{ mm}$

$$I_F = \frac{1}{2} m_F R_F^2 = \frac{1}{2} (0.49 \text{ kg})(37.5 \text{ mm})^2$$

ดังนั้น $I_F = 0.3445 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

โมเมนต์ความเฉื่อยของแกนล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง เมื่อ $m_{rod} = 0.0045 \text{ kg}$, $R_{rod} = 2.5 \text{ mm}$

$$I_{rod} = \frac{1}{2} m_{rod} R_{rod}^2 = \frac{1}{2} (0.0045 \text{ kg})(2.5 \text{ mm})^2$$

ดังนั้น $I_{rod} = 14.0625 \times 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

โมเมนต์ความเฉื่อยของข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังเมื่อ $m_{r_p} = 0.0110 \text{ kg}$, $R_{r_d} = 40 \text{ mm}$

$$I_{r_p} = \frac{1}{2} m_{r_p} R_{r_p}^2 = \frac{1}{2} (0.0110 \text{ kg})(40 \text{ mm})^2$$

ดังนั้น $I_{r_p} = 8.8 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

โมเมนต์ความเฉื่อยรวมทั้งหมด จากสมการที่ (2.61) คือ

$$I = I_F + I_{rod} + I_{r_p} = 0.3445 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 14.0625 \times 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 8.8 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

ดังนั้น $I = 353.314 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

หาทอร์คจากอัตราเร่งเชิงมุม $\alpha = 4.5748 \text{ rad/s}^2$ จะได้

$$\tau = I\alpha = (353.314 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2)(4.5748 \text{ rad/s}^2) = 1.617 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

จากสมการที่ (2.63) การคำนวณหาค่ากำลังงานของเครื่องยนต์ ได้คือ

$$P_{sh} = \frac{W_{sh}}{t} = Fv = Fr\omega$$

$$P_{sh} = \left[\frac{\tau}{r} \right] \left[\frac{2\pi Nr}{60} \right] = \frac{2\pi N\tau}{60}$$

ดังนั้นกำลังงานของเครื่องยนต์ที่ได้จากทอร์คที่มุมข้อเหวี่ยง ที่ $r_p = 9 \text{ mm}$ ให้ความเร็วรอบ

$N = 568.95 \text{ RPM}$ คือ

$$P_{sh} = \frac{2\pi N\tau}{60}$$

$$P_{sh} = \frac{2\pi N\tau}{60} = \frac{2\pi(568.95 \text{ RPM})(1.617 \text{ N} \cdot \text{mm})}{60} = 96.341 \times 10^{-3} \text{ W}$$

การหาความสัมพัทธ์ระหว่างแรงและแรงดันภายในจากค่าทอร์ค

แรงที่กระทำต่อลูกสูบกำลังจะหาได้ คือ

$$\tau = \sum F \cdot R \sin \theta$$

ที่ระยะข้อเหวี่ยง $r_p = 9 \text{ mm}$ จำนวนที่มุม $\theta = 90^\circ$ ซึ่งจะให้แรงมากที่สุด นั่นคือ

$$F = \frac{\tau}{r_p \sin \theta}$$

$$F = \frac{\tau}{r_p \sin \theta} = \frac{1.617 \text{ N} \cdot \text{mm}}{(9 \text{ mm})(\sin(90))} = 0.17966 \text{ N}$$

ดังนั้นสามารถคำนวณความดันจากค่าของแรงได้ดังนี้

$$P = P_a + \frac{F}{A}$$

$$P = P_a + \frac{F}{A} = (101.325 \text{ kPa} + \frac{0.1796 \text{ N}}{\pi(7.35 \text{ mm})^2}) = 101.326 \text{ kPa}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

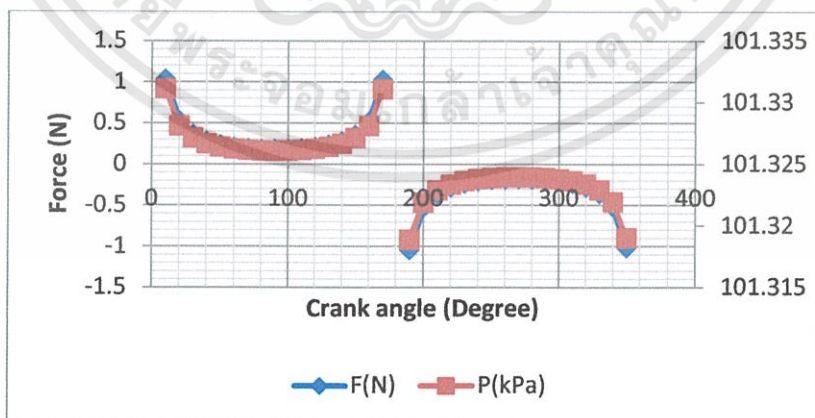
Crank angle (degree)	$r_p = 9.0$ mm		$r_p = 11.0$ mm	
	$F(N)$	$P(kPa)$	$F(N)$	$P(kPa)$
0	-	-	-	-
10	1.035179	101.3311	0.846964	101.33
20	0.525566	101.3281	0.430008	101.3275
30	0.359499	101.3271	0.294135	101.3267
40	0.27963	101.3266	0.228788	101.3263
50	0.234625	101.3264	0.191966	101.3261
60	0.207525	101.3262	0.169793	101.326
70	0.19124	101.3261	0.156469	101.3259
80	0.182461	101.3261	0.149286	101.3259
90	0.179667	101.3261	0.147	101.3259
100	0.18241	101.3261	0.149244	101.3259
110	0.19113	101.3261	0.156379	101.3259
120	0.207334	101.3262	0.169637	101.326
130	0.234312	101.3264	0.19171	101.3261
140	0.2791	101.3266	0.228354	101.3263
150	0.35851	101.3271	0.293326	101.3267
160	0.523275	101.3281	0.428134	101.3275
170	1.025909	101.331	0.83938	101.3299
180	-	-	-	-
190	-1.04462	101.3188	-0.85469	101.32
200	-0.52788	101.3219	-0.4319	101.3225
210	-0.36049	101.3229	-0.29495	101.3233
220	-0.28016	101.3233	-0.22922	101.3236
230	-0.23494	101.3236	-0.19222	101.3239
240	-0.20772	101.3238	-0.16995	101.324
250	-0.19135	101.3239	-0.15656	101.3241

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ตารางที่ 4.8 แรงและแรงดันที่คำนวณได้จากทอร์คที่มุมข้อเหวี่ยง ลูกสูบกำลังที่ระยะข้อเหวี่ยง $r_p = 9.0$ mm และ 11.0 mm (เครื่องยนต์ออกแบบ)

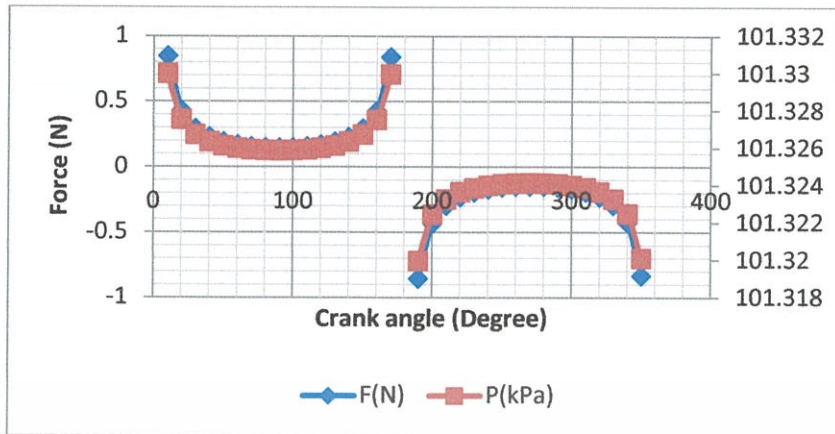
Crank angle (degree)	$r_p = 9.0$ mm		$r_p = 11.0$ mm	
	$F(N)$	$P(kPa)$	$F(N)$	$P(kPa)$
260	-0.18251	101.3239	-0.14933	101.3241
270	-0.17967	101.3239	-0.147	101.3241
280	-0.18236	101.3239	-0.1492	101.3241
290	-0.19102	101.3239	-0.15629	101.3241
300	-0.20714	101.3238	-0.16948	101.324
310	-0.234	101.3236	-0.19145	101.3239
320	-0.27857	101.3234	-0.22792	101.3237
330	-0.35753	101.3229	-0.29252	101.3233
340	-0.52101	101.3219	-0.42628	101.3225
350	-1.01681	101.319	-0.83193	101.3201
360	-	-	-	-

ถ้าเขียนกราฟความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังกับแรงดันที่เครื่องยนต์ต้องการ และแรงของเครื่องยนต์ จะแสดงดังรูปที่ 4.21 และรูปที่ 4.22



รูปที่ 4.21 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังกับแรงดันภายในและแรงของเครื่องยนต์ ที่ $r_p = 9.0$ mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.22 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังกับแรงดันภายในและแรงของเครื่องยนต์ที่ $r_p = 11.0$ mm



บทที่ 5

สรุปผลวิจัยและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดสอบจากวัดและวิเคราะห์

การทดสอบการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง สามารถสรุปผลของการทดสอบได้เป็น 3 ตอน แบ่งเป็น การจำลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา ด้วยโปรแกรม SolidWork การทดสอบชิ้นส่วนประกอบระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง และการทดสอบเชิงความร้อนและทดสอบเชิงกล สรุปผลของการทดสอบได้ดังนี้

5.1.1 ผลการออกแบบและการจำลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา ด้วยโปรแกรม

SolidWorks

การออกแบบด้วย โปรแกรม SolidWorks สามารถเขียนรูปโครงสร้างพื้นฐาน และประกอบได้เป็นแบบจำลอง และทำการจำลองการทำงานเสมือนจริงได้ นอกจากนั้นยังสามารถตัดแปลงรูป ในรูปแบบภาพฉายสำหรับการนำไปใช้เป็นแบบ เป็นแนวในการสร้างและประกอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเบื้องต้น โดยแบ่งการใช้งานเป็น 3 กลุ่มหลัก คือการสร้างชิ้นส่วน การประกอบ และการจำลองการทำงาน ผลการทดสอบพบว่าสามารถจำลองการทำงานจริงจากโปรแกรมได้

5.1.2 การทดสอบชิ้นส่วนประกอบระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

การประกอบชิ้นส่วนเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ปัจจัยสำคัญคือเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นระบบปิด และทำงานลักษณะของความสัมพันธ์ของการเคลื่อนที่เส้นตรงและวงกลม ดังนั้นการต้องผ่านการทดสอบรอยร้าว และการจัดสมดุลความเร็วรอบ แบ่งการทดสอบได้ดังนี้

5.1.2.1 การทดสอบระบบปิดของกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ โดยการเป่าลมเข้าทางรูเชื่อมต่อกับกระบอกสูบกำลัง สังเกตพฤติกรรมลูกสูบคิสเพลสเซอร์ ถ้ามีการเคลื่อนออกมา เนื่องจากลูกสูบคิสเพลสเซอร์ถูกอากาศดันออกมา ซึ่งถ้าหากเกิดรอยร้าวจะทำให้อากาศที่เป่าให้ดันลูกสูบคิสเพลสเซอร์รั่วออก ไม่มีแรงดันให้ลูกสูบคิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ได้

5.1.2.2 การทดสอบระบบปิดของกระบอกสูบกำลัง โดยการทดสอบด้วยวิธีการอุดรูเชื่อมต่อกับกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ กระบอกสูบกำลังที่ทำการปิดรู จะมีแรงดันอากาศสูงมากแล้วปล่อยลูกสูบเข้ากระบอกสูบ

5.1.2.3 การทดสอบการตั้งล้อยเกียร์กระตุ้น ระยะห่างแกนระหว่างข้อเหวี่ยงและล้อยเกียร์ กระตุ้นระยะห่างจะต้องให้ได้ระยะ ซึ่งเกิดสมดุลเมื่อทำการต่อกับลูกสูบทั้ง 2 ด้าน จึงจะเป็นค่าที่ได้ความเร็วรอบสูงสุด ระยะห่างระหว่างฐานของล้อยเกียร์และข้อเหวี่ยงห่างจากฐานด้านละ 0.5 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.3 การทดสอบเชิงความร้อนและทดสอบเชิงกล

5.1.3.1 การทดสอบความสัมพันธ์อิสระต่อกันระหว่างลูกสูบ

ซึ่งในการทดสอบความสัมพันธ์นี้จะสามารถแบ่งการทดสอบออกเป็น 2 ตอน คือการไม่ให้ความร้อนแก่ระบบและให้ความร้อนแก่ระบบ

แบบที่ 1 การทดสอบ โดยการไม่ให้ความร้อนแก่ระบบ

ความสัมพันธ์ลูกสูบคิสเพลสเซอร์กับลูกสูบกำลังที่ดีเมื่อไม่ให้ความร้อนแก่ระบบนั้นพบว่า เมื่อลูกสูบคิสเพลสเซอร์เคลื่อนลงจะทำให้ลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นซึ่งเป็นผลมาจากการเคลื่อนตัวเพื่อแทนที่ช่องว่างของอากาศที่ปริมาตรตายบนในกระบอกสูบ ในทางกลับกันหากลูกสูบคิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ขึ้นจะทำให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ลงเป็นผลมาจากการเคลื่อนตัวของอากาศเพื่อแทนที่ช่องว่างตรงจุดปริมาตรตายระหว่างลูกสูบคิสเพลสเซอร์และลูกสูบกำลังภายในกระบอกเช่นกัน

แบบที่ 2 การทดสอบ โดยการให้ความร้อนแก่ระบบ

ความสัมพันธ์ลูกสูบคิสเพลสเซอร์กับลูกสูบกำลังที่ดีเมื่อให้ความร้อนแก่ระบบนั้นพบว่าเมื่อลูกสูบคิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ลงจะทำให้อากาศร้อนถูกพาจากกระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ไปยังกระบอกลูกสูบกำลังทำให้อากาศในกระบอกลูกสูบกำลังซึ่งจะเกิดความดันที่กระบอกลูกสูบกำลังจะเกิดความดันที่กระบอกลูกสูบกำลังและทำให้ลูกสูบกำลังถูกดันออกมาด้วยความดันภายใน ทำให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ลง ในทางกลับกันเมื่อลูกสูบคิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ขึ้นจะทำให้อากาศเย็น (อากาศร้อนที่ถูกระบายความร้อนด้วยอิทธิพลของ) จะถูกพาจากกระบอกลูกสูบกำลังไปยังกระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ซึ่งจะทำให้กระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์เย็นลงและทำให้ความดันที่กระบอกลูกสูบกำลังหรือส่วนของปริมาตรการบีบอัดลดลง ทำให้ลูกสูบกำลังถูกดูดเข้าไปในกระบอกสูบซึ่งทำให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ลง

5.1.3.2 มุมของเหวี่ยงที่มีผลต่อปริมาตรการบีบอัด (V_C) และการขยายตัว (V_E) ของสารภายใน

ซึ่งจากการทดสอบความสัมพันธ์นี้จะทำการทดสอบ 2 ครั้งที่ระยะ $r_p = 9$ mm และ $r_p = 11$ mm เมื่อนำค่าที่ได้จากการคำนวณมาทำการวิเคราะห์กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรกับมุมของข้อเหวี่ยงพบว่า

ระยะ $r_p = 9$ mm มีปริมาตรขยายต่ำสุดเท่ากับ 13.4664 cm^3 ที่ $\theta = 0$ ปริมาตรขยายสูงสุดเท่ากับ 17.9464 cm^3 ที่ $\theta = 180$ องศา และมีปริมาตรบีบอัดต่ำสุดเท่ากับ 8.474234 cm^3 ที่ $\theta = 80$ องศา ปริมาตรบีบอัดสูงสุดเท่ากับ 11.01528 cm^3 ที่ $\theta = 280$ องศา ซึ่งจากการวิเคราะห์นั้นจะพบว่าปริมาตรบีบอัดมีเฟสนำปริมาตรอัดอยู่ 80 องศา

ระยะ $r_p = 11$ mm มีปริมาตรขยายต่ำสุดเท่ากับ 13.4664 cm^3 ที่ $\theta = 0$ ปริมาตรขยายสูงสุดเท่ากับ 18.2854 cm^3 ที่ $\theta = 180$ องศา และมีปริมาตรบีบอัดต่ำสุดเท่ากับ 8.321178 cm^3 ที่

$\theta = 90$ องศา ปริมาตรบีบอัดสูงสุดเท่ากับ 10.90048^3 ที่ $\theta = 270$ องศา ซึ่งจากการวิเคราะห์นั้นจะพบว่าปริมาตรขยายมีเฟสนำปริมาตรอัดอยู่ 90 องศา

ซึ่งเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่จะทำให้มีประสิทธิภาพสูงสุดนั้นต้องมีเฟสของปริมาตรขยายนำปริมาตรอัดอยู่เท่ากับ 90 องศา พบว่าเครื่องยนต์ได้ค่าใกล้เคียงประสิทธิภาพสูงสุดตามทฤษฎีข้างต้น

5.1.3.3 การคำนวณหาค่าความดันภายในระบบเนื่องจากปริมาตรภายในระบบของเครื่องยนต์ สเตอร์ลิงที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ

การทดสอบความสัมพันธ์ความดันภายในกับปริมาตรภายในระบบสามารถนำไปสู่การคำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงซึ่งการทดสอบจะพบความสัมพันธ์เมื่อปริมาตรเพิ่มขึ้นค่าความดันจะมีค่าลงซึ่งความสัมพันธ์ดังกล่าวจะเปลี่ยนไปตามมุมของข้อเหวี่ยง และความความสัมพันธ์นี้จะนำมาคำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงซึ่งค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่หาได้จะมีค่าเท่ากับ 48.21%

5.1.2 ผลการทดสอบทางกลศาสตร์

5.1.2.1 การทดสอบความสัมพันธ์ของระหว่างรัศมีของข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลังที่มีผลต่อเวลาเริ่มต้นและหยุดการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่อุณหภูมิสูงสุด เมื่อทำการทดสอบความสัมพันธ์ดังกล่าวจะพบว่า ที่ระยะรัศมีข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังที่ค่าน้อยๆ จะใช้เวลามากในการเริ่มหมุนอย่างต่อเนื่องด้วยตัวเองเนื่องจากที่ระยะรัศมีข้อเหวี่ยงน้อยๆ ต้องการแรงดันมากซึ่งแรงดันภายในนี้ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและที่ระยะรัศมีข้อเหวี่ยงหลายๆ จะใช้เวลาน้อยเริ่มต้นการหมุนอย่างต่อเนื่องด้วยตัวเองซึ่งแรงดันที่เครื่องยนต์ต้องการจะมีค่าน้อยตามด้วย เช่นที่ $r_p = 11$ mm ใช้เวลาเริ่ม 113 วินาที ความเร็วรอบสูงสุด 658.3RPM และ $r_p = 9$ mm ใช้เวลาเริ่ม 98 วินาที ความเร็วรอบสูงสุด 568.95 RPM เป็นต้น

5.1.2.3 การทดสอบเพื่อหาอัตราเร่งเชิงมุมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชุดเครื่องยนต์ออกแบบ

จากการทดสอบข้างต้นสามารถแบ่งการทดสอบออกเป็น 2 ส่วน ตามระยะรัศมีของข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงซึ่งจะพบว่า

ที่ระยะรัศมีของข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลังมีค่าเท่ากับ 9.0 mm. จะมีค่าอัตราเร่งเชิงมุมเท่ากับ 4.5748 rad/s^2

ที่ระยะรัศมีของข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลังมีค่าเท่ากับ 11.0 mm. จะมีค่าอัตราเร่งเชิงมุมเท่ากับ 5.3701 rad/s^2

ซึ่งจากการทดสอบสามารถสรุปได้ว่า เมื่อระยะรัศมีของข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลังเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าอัตราเร่งของลูกสูบกำลังเพิ่มขึ้นด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.2.4 หาค่าทอร์กจากค่าของอัตราเร่งเชิงมุมที่ระยะข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังต่างๆและคำนวณหาค่ากำลังงานจากทอร์กที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่เป็นผลมาจากระยะข้อเหวี่ยงลูกสูบที่ระยะต่างๆ และคำนวณหาแรงที่เกิดจากทอร์กที่มุมข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังต่างๆ และแรงดันที่คำนวณได้จากแรงที่มุมข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลังต่างๆ

จากการทดสอบข้างต้นสามารถแบ่งการทดสอบออกเป็น 4 ส่วน ตามระยะรัศมีของข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงซึ่งจะพบว่า

ที่ระยะรัศมีของข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลังมีค่าเท่ากับ 9.0 mm. มีค่าทอร์กเท่ากับ 1.617 N·mm แรงที่กระทำกับลูกสูบกำลังมีค่าเท่ากับ 0.17966 และค่าแรงดันที่กระทำกับลูกสูบมีค่าเท่ากับ 101.326 kPa

ที่ระยะรัศมีของข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลังมีค่าเท่ากับ 11.0 mm. มีค่าทอร์กเท่ากับ 1.897 N·mm แรงที่กระทำกับลูกสูบกำลังมีค่าเท่ากับ 0.172 N และค่าแรงดันที่กระทำกับลูกสูบมีค่าเท่ากับ 101.325kPa

ซึ่งจากการทดสอบสามารถสรุปได้ว่าที่ระยะรัศมีของข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลังที่มีค่าเท่ากับ 9.0 mm. มีค่าทอร์ก แรงที่กระทำกับลูกสูบกำลัง และค่าแรงที่กระทำกับลูกสูบมีค่ามากที่สุด

5.2 วิจารณ์ผลการทดสอบ

การพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจากเครื่องยนต์ต้นแบบที่ออกแบบสามารถทำงานได้เข้าใกล้อุดมคติ ประสิทธิภาพเครื่องยนต์ดี แต่ยังไม่เสถียรภาพ ยังคงมีรอยร้าวซึ่งทำให้เครื่องยนต์เป็นระบบปิดที่ไม่สมบูรณ์ นอกจากนี้เครื่องยนต์ไม่สามารถถอดเพื่อวัดความดันภายในได้

5.3 ข้อเสนอแนะ

1. ในการทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้น เครื่องยนต์ที่ออกแบบต้องทำให้เป็นปริมาตรปิดส่วนที่มีการรั่วสูงสุดคือรูก้านคิสเพลสเซอร์
2. การศึกษาเรื่องสมดุลและกลไกการหมุนของล้อเป็นตัวช่วยกำหนดความเร็วรอบสูงสุดซึ่งนำไปสู่ประสิทธิภาพสูงสุดของสเตอร์ลิง
3. การที่จะนำเอาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ออกแบบนำไปใช้กับชีวิตประจำวันต้องมีการศึกษาให้ลึกซึ้งกว่านี้เพื่อที่จะให้ประสิทธิภาพสูงสุดในการทำงาน

เอกสารอ้างอิง

- [1] คณะวิทยาศาสตร์ เทคโนโลยีราชมงคล. เครื่องจักรสเตอร์ลิง. [ออนไลน์]. เข้าถึงได้จาก :
<http://www.rmutphysics.com/charud/naturemystery/stiring%20engine/index.htm>.
 (วันที่ค้นข้อมูล : 1 พฤศจิกายน 2555)
- [2] Solar Stirling engines. [ออนไลน์]. เข้าถึงได้จาก :
<http://www.stirlingengines.org.uk/>(วันที่ค้นข้อมูล : 1 พฤศจิกายน 2556)
- [3] Stirling Engine construction and design. [ออนไลน์]. เข้าถึงได้จาก :
[http:// www.genoastirling.com/](http://www.genoastirling.com/)(วันที่ค้นข้อมูล : 1 พฤศจิกายน 2556)
- [3] Stirling engine Gamma model. [ออนไลน์]. เข้าถึงได้จาก :
http://www.robertstirlingengine.com/gamma_uk.php. (วันที่ค้นข้อมูล : 10 มกราคม 2556)
- [4] Stirling Engine Models. [ออนไลน์]. เข้าถึงได้จาก :
<http://www.cnccookbook.com/CCStirlingModels.htm>. (วันที่ค้นข้อมูล : 10 มกราคม 2556)
- [5] YUNUS A.CENGEL, MICHAEL A. BOLES. (2554). Thermodynamics: An Engineering Approach. กรุงเทพมหานคร. แมคกรอ-ฮิล.
- [6] WILLIAM D. CALLISTER. (2548). วัสดุศาสตร์และวิศวกรรมวัสดุพื้นฐาน (MATERIALS SCIENCE AND ENGINEERING AN INTRODUCTION)
- [7] J. Shigley , C. Mischke , R.Budynas. (2554). การออกแบบเครื่องจักรกล (Mechanical Engineering Design) 2



ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22
15-17 ตุลาคม 2551 มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต

การประดิษฐ์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟา Manufacturing of a Alpha Type Stirling Engine

สุรัชย์ จิระชาคริต^{1*} บรรเทิง คิลปิสกุลสุข² นัฐพล ปานพรมมินทร์³

- ¹ ภาควิชาวิศวกรรมยานยนต์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสยาม 235 ซว.บางหว้า ซ.ภาษีเจริญ จ.กรุงเทพฯ 10160
โทร 0-2457-0068 โทรสาร 0-2457-3982 *อีเมล s_chirachakrit@yahoo.com
- ² ภาควิชาวิทยาศาสตร์พื้นฐาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสยาม 235 ซว.บางหว้า ซ.ภาษีเจริญ จ.กรุงเทพฯ 10160
โทร 0-2457-0068 โทรสาร 0-2457-3982 อีเมล banterngs@yahoo.com
- ³ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสยาม 235 ซว.บางหว้า ซ.ภาษีเจริญ จ.กรุงเทพฯ 10160
โทร 0-2457-0068 โทรสาร 0-2457-3982 อีเมล nattapon.panp@hotmail.com

บทคัดย่อ

โครงการนี้ได้ทำการสร้างและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงบรรจุอากาศชนิดอัลฟา มีปริมาตรกวาด 5.03 มิลลิลิตร โดยวัดค่าความเร็วและแรงบิดซึ่งแปรผันอุณหภูมิในช่วง 540 องศาเซลเซียส ถึง 560 องศาเซลเซียส ที่ความดันบรรยากาศ การทดลองนี้ต้องการหาค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่อุณหภูมิแหล่งจ่ายความร้อนแตกต่างกัน พบว่ากำลังงานสูงสุดวัดได้ 83 มิลลิวัตต์ ที่อุณหภูมิ 560 องศาเซลเซียส

คำสำคัญ : เครื่องยนต์สเตอร์ลิง, เครื่องยนต์เผาไหม้ภายนอก, ชนิดอัลฟา

Abstract

An air charged α -type Stirling engine, having 5.03 mL swept volume, was manufactured and tested. Speed-torque characteristics of the engine were obtained for different temperatures at atmospheric pressure in the range of 540 °C - 560 °C . The experiments intended to determine the performance characteristics of the engine at different set up values of hot source temperature. Maximum output power was obtained at 560 °C as 83 mW.

Keyword : Stirling engine, external combustion engine, alpha type

1. บทนำ

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์เผาไหม้ภายนอก โดยภายในเครื่องยนต์จะบรรจุอากาศหรือก๊าซบางชนิดเป็นก๊าซสำหรับทำงาน (working gas) เครื่องยนต์มีความยืดหยุ่นในการใช้เชื้อเพลิงทั้งที่เป็นสถานะของแข็งหรือของเหลวก็ตาม สิ่งนี้ทำให้เครื่องยนต์ชนิดนี้เป็นที่สนใจ โดยเฉพาะในสภาวะที่โลกต้องเผชิญกับภาวะขาดแคลนพลังงาน โดยเฉพาะน้ำมันปิโตรเลียมที่อยู่ในรูปของเหลวและมีราคาแพงขึ้นตามลำดับ พลังงานทดแทนเช่นพลังงานชีวมวลซึ่งมักอยู่ในรูปของแข็ง สามารถใช้กับเครื่องยนต์ชนิดนี้ได้ดี เครื่องยนต์สเตอร์ลิงประดิษฐ์ขึ้นโดย Robert Stirling ชาว สกอตแลนด์เมื่อปี ค.ศ.1816 เครื่องยนต์ให้กำลังต่ำ ใช้ทำงานเป็นเครื่องยนต์สูบน้ำตั้งแต่กลางศตวรรษที่ 19 จนถึงประมาณปี ค.ศ. 1920 ก็เสื่อมความนิยม เนื่องจากการเข้ามาแทนของเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในซึ่งให้กำลังงานที่สูงกว่า (เมื่อเทียบน้ำหนักของเครื่องยนต์ที่เท่ากัน)

ประมาณปี ค.ศ.1937 ห้องปฏิบัติการวิจัยของฟิลลิปส์แห่งฮอลแลนด์ได้เริ่มพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขั้นสูงระดับเทคโนโลยีที่สูงขึ้น โดยในเบื้องต้นได้ทำการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ใช้ร่วมกับเครื่องปั่นไฟฟ้าสำหรับเครื่องรับวิทยุที่ใช้ในห้องดินกันดาร [1], [2] นอกจากนี้ทีมนักวิจัยของฟิลลิปส์ยังพัฒนาวัสดุที่เหมาะสมสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง จนถึงปี ค.ศ. 1952 เครื่องยนต์สเตอร์ลิง "102 C" ได้รับการพัฒนาขึ้นจนมีกำลังงานสูง 30 เท้าของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในสมัยแรกเริ่ม [3] ปัญหาสิ่งแวดล้อมที่เกิดจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในก็เป็นปัญหาสำคัญสำหรับโลกยุคปัจจุบัน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีข้อดีในแง่ที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม โดยเครื่องยนต์ทำงานเงียบมากและการควบคุมการเผาไหม้ที่อยู่ภายนอกเครื่องยนต์สามารถทำได้ง่ายกว่า ทำให้ได้ผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ที่สะอาดกว่า เครื่องยนต์เผาไหม้ภายใน ในด้านพลังงานแสงอาทิตย์ ระบบที่นิยมใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงคือระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานร่วมกับจานรับแสงอาทิตย์ (Stirling-Dish Module) โดยแสงอาทิตย์จะเปลี่ยนเป็นไฟฟ้า ปัจจุบันมีเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีประสิทธิภาพสูงคือเครื่องยนต์ที่ผลิตจาก Cummins Motor Company ซึ่งให้ประสิทธิภาพถึงร้อยละ 32 ในการแปลงพลังแสงเป็นพลังงานไฟฟ้า และเครื่องยนต์ที่ผลิตจาก Stirling Technology Company ซึ่งให้ประสิทธิภาพร้อยละ 30.7 ในการแปลงพลังงานแสงเป็นพลังงานไฟฟ้า

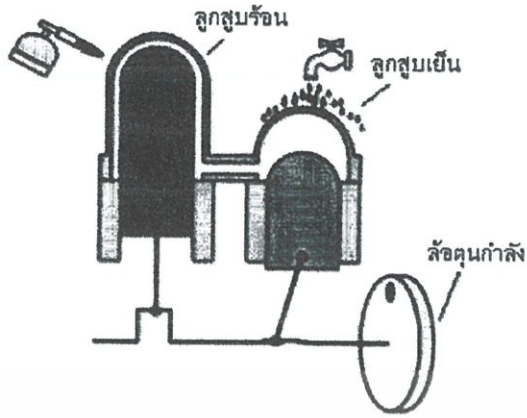
งานวิจัยที่สนับสนุนโดย National Space Development Agency ของประเทศญี่ปุ่น [4] ได้พัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิด semi free piston ขึ้น เครื่องยนต์สามารถแปลงพลังงานแสงเป็นพลังงานไฟฟ้าด้วยประสิทธิภาพร้อยละ 20 และมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency) ร้อยละ 33 สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ใช้พลังงานจากเชื้อเพลิงชีวมวลก็มีการวิจัยพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานคู่กับเตาเผาชีวภาพ เพื่อผลิตกระแสไฟสำหรับใช้ในหมู่บ้านชนบท โดยก๊าซที่ใช้ทำงาน (working gas) ของเครื่องยนต์คืออากาศธรรมดาที่มีกำลังอัด 33 บาร์ ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 600 รอบต่อนาที จะให้กำลังเพลลา (shaft power) 3.2 กิโลวัตต์ และประสิทธิภาพรวม (overall efficiency) ร้อยละ 25 [5]

แม้ว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะมีข้อดีหลายประการแต่ก็มีข้อด้อยและอุปสรรคบางประการที่ทำให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงยังไม่สามารถขยายการใช้งานและแข่งขันเชิงพาณิชย์กับเครื่องยนต์ชนิดอื่นในห้องตลาดได้ อุปสรรคที่สำคัญได้แก่กำลังที่ผลิตได้น้ำหนักเครื่องที่ต่ำ ทำให้เครื่องยนต์มีขนาดใหญ่ โดยเฉพาะสำหรับในอุตสาหกรรมยานยนต์ ส่วนอุปสรรคอื่นๆ ที่รองลงมาได้แก่ราคาขายในขณะเริ่มต้นที่ค่อนข้างสูง เนื่องจากยังเป็นสินค้าที่ผลิตจำนวนน้อยชิ้น ซึ่งการแก้ปัญหาสามารถแก้ได้โดยการเลือกใช้ชิ้นส่วนที่จะนำมาใช้สร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่เป็นชิ้นส่วนของเครื่องจักรอื่นที่มีการผลิตทางอุตสาหกรรมที่ละมากๆ อยู่แล้ว ดังตัวอย่างเช่น งานวิจัยพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟ่าที่ใช้ชิ้นส่วนของข้อเหวี่ยงจากเครื่องยนต์ของรถจักรยานยนต์ [5] หรือการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา ที่มีกำลัง 1 กิโลวัตต์ ขึ้นโดยใช้บางส่วนของ compressor จากเครื่องทำความเย็นเป็นองค์ประกอบ [6]

แต่อย่างไรประเทศไทยก็ยังมีกรวิจัยทางด้านเครื่องยนต์สเตอร์ลิงน้อยอยู่ ดังนั้นจึงน่าจะมีการวิจัยทางด้านนี้ขึ้นเพื่อใช้กับพลังงานทางเลือกอื่นนอกจากเชื้อเพลิงปิโตรเลียม ซึ่งควรเริ่มจากเครื่องยนต์ระดับโมเดลไปจนถึงระดับกำลังสูงที่สามารถทำงานได้จริงต่อไป

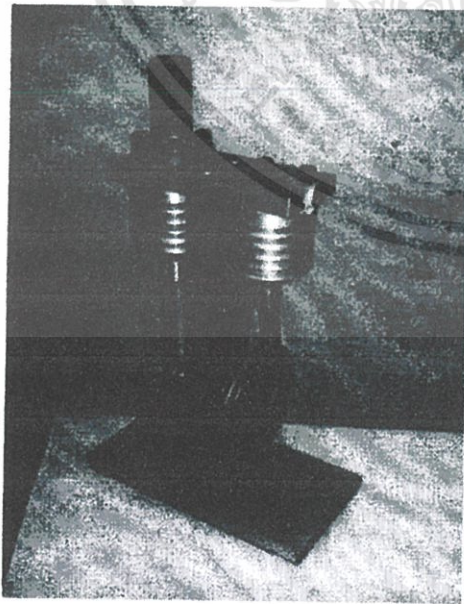
2. หลักการและเหตุผล

การศึกษาและออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟ่านี้เป็นเครื่องยนต์ระดับโมเดล มีเป้าหมายเบื้องต้นให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้และไม่กำหนดกำลังที่ออกมาเพื่อเป็นการศึกษาเบื้องต้น และเน้นประเด็นที่สามารถพัฒนาให้ได้กำลังสูงขึ้นได้ในอนาคต เพื่อสามารถใช้ร่วมกับพลังงานแสงอาทิตย์และเชื้อเพลิงชีวมวล ซึ่งประเทศไทยมีศักยภาพสูงและเหมาะสมกับการนำมาใช้ได้ต่อไป



รูปที่ 1 แสดงส่วนประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟ่า

ซึ่งงานหลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟ่า เครื่องยนต์มีลูกสูบและกระบอกสูบ 2 ชุด ซึ่งถูกเชื่อมต่อกัน ดังรูปที่ 1 โดยลูกสูบและกระบอกสูบชุดแรกเป็นชุดรับความร้อน มีปลอกกระบอกสูบที่มีพื้นที่รับความร้อน (hot cap) โดยเฉพาะ ส่วนลูกสูบและกระบอกสูบชุดที่สองอยู่ด้านเย็น มีหน้าที่ระบายความร้อนจากอากาศที่เคลื่อนที่มาจากลูกสูบและกระบอกสูบชุดร้อน ทั้งนี้การเคลื่อนที่ของลูกสูบทั้งสองชุดจะมีรอบต่างกัน 90 องศาตามทฤษฎีของวัฏจักรเครื่องยนต์สเตอร์ลิง งานวิจัยนี้ใช้กระบอกสูบและลูกสูบ ซึ่งทำขึ้นจากเซรามิกที่มีคุณสมบัติเหมาะสมสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงระดับโมเดลคือมีความเสียดทานต่ำสามารถหล่อลื่นได้โดยตัวของมันเอง (self lubricated) ไม่ต้องใช้น้ำมันหล่อลื่นและยังมีสมบัติการซีลที่ดี อากาศรั่วไหลได้น้อย



รูปที่ 2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟ่าที่สร้างเสร็จแล้ว

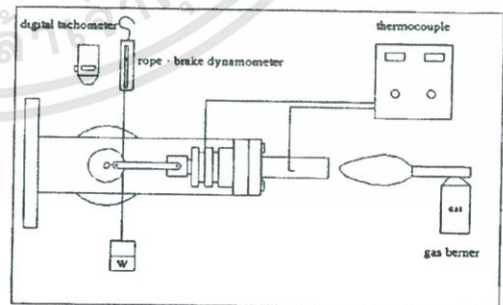
ส่วนรับความร้อน (hot cap) ใช้วัสดุที่เป็นทองเหลืองเพราะเป็นวัสดุที่สามารถทนความร้อนในย่านการใช้งานในระดับเครื่องชนิดโมเดลและมีความทนทานสนิม ส่วนปลอกกระบอกสูบทำหน้าที่หุ้มกระบอกสูบเซรามิกด้วยวัสดุที่เป็นอลูมิเนียม ซึ่งมีคุณสมบัติการระบายความร้อนได้ดี นอกจากนี้ตัวปลอกกระบอกสูบยังมีครีระบายความร้อนช่วยในการระบายความร้อนด้วยอากาศ ส่วนก้านสูบทำขึ้นจากอลูมิเนียมเพื่อให้มีน้ำหนักเบา ข้อเหวี่ยงทำจากโลหะสเตนเลสขัดผิวส่วนล้อคุนกำลังทำจากทองเหลือง ส่วนของแท่นและฐานทำขึ้นจากโลหะอลูมิเนียมประกอบเป็นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟ่าตามรูปที่ 2 ข้อมูลของเครื่องยนต์แสดงดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1 แสดงข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์

รายการ	ขนาด
เส้นผ่าศูนย์กลางกระบอกสูบ (Cylinder bore)	20 mm
ช่วงชักกระบอกสูบ (Cylinder stroke)	16 mm
ปริมาตรกวาด (Swept volume)	5.03 cm ³
สถานะองศา (Phase angle)	90°
กำลังงานสูงสุดของเครื่องยนต์ (Max. engine power)	83 mW ที่ 300 RPM
สารทำงาน (Working gas)	อากาศ
อัตราส่วนการอัด (Compression ratio)	1.54:1

3. การทดสอบเครื่องยนต์

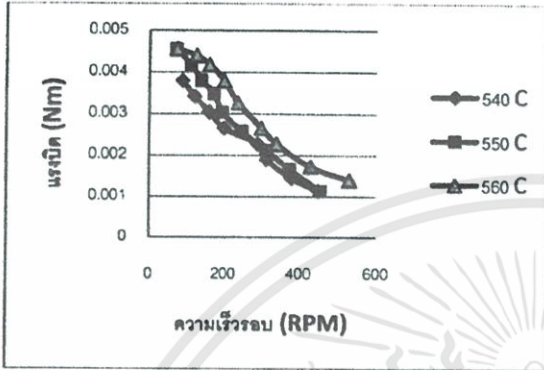
เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟ่าที่สร้างขึ้นได้รับการทดสอบวัดค่าแรงบิดและความเร็วรอบที่อุณหภูมิต่างกัน โดยเครื่องมือวัดแรงบิดที่ใช้คือเชือกเบรก (rope brake) การติดตั้งอุปกรณ์ดังแผนภูมิรูปที่ 3



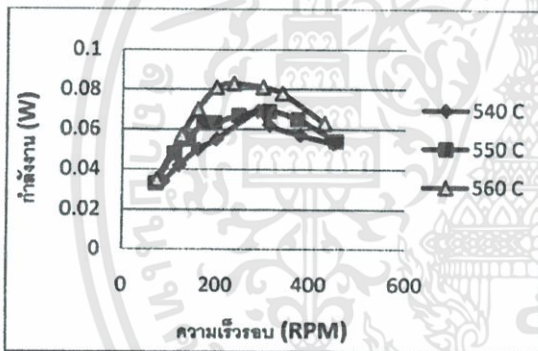
รูปที่ 3 แสดงแผนภูมิการทดสอบเครื่องยนต์

ผลการทดสอบเครื่องยนต์สามารถเคลื่อนที่ได้เมื่อให้อุณหภูมิเริ่มต้นที่ 190 °C เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ แต่ผลการทดสอบใช้อุณหภูมิทดสอบในช่วง 540 °C – 560 °C ในการเก็บข้อมูลเนื่องจากช่วงอุณหภูมิดังกล่าวให้ผลการทดสอบที่เสถียรและสามารถหาค่ากำลังสูงสุดของ

เครื่องยนต์ได้ จากข้อมูลสามารถนำไปสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบตามรูปที่ 4 และค่าความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความเร็วรอบตามรูปที่ 5 ซึ่งจากกราฟตามรูปที่ 5 สามารถประมาณค่ากำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ได้เท่ากับ 83 mW ที่ 300 RPM อุณหภูมิ 560 °C



รูปที่ 4 แสดงค่าความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบของเครื่องยนต์



รูปที่ 5 แสดงค่าความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความเร็วรอบของเครื่องยนต์

4. สรุปผลการทดลอง

ผลการทดลองชี้ให้เห็นว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟาในระดับโมเดลที่สร้างขึ้น สามารถทำงานได้ที่อุณหภูมิเริ่มต้นที่ 190 °C ขึ้นไป และได้กำลังงานสูงสุด 83 mW ที่ความเร็วรอบ 300 RPM อุณหภูมิหัวเผาที่ 560 °C

ซึ่งผลการทดลองชี้ให้เห็นว่าการใช้วัสดุทองเหลืองเป็นส่วนหัวรับความร้อน การใช้เข็มฉีดยาเป็นชุดลูกสูบกำลัง และการใช้ลুমินีเยมเป็นปลอกกระบอกสูบช่วยการระบายความร้อน สามารถสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟาในระดับโมเดลได้ ซึ่งข้อมูลที่ได้นี้จะเป็นประโยชน์ที่จะพิจารณาวัสดุในการสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีกำลังสูงขึ้นไป โดยต้องให้ความสำคัญถึงความเบา ความแข็งแรงมากขึ้นด้วย

5. เอกสารอ้างอิง

- [1] Senft, JR.,1993 "Ringbonm Striling Engines." Oxford University Press, New York.
- [2] Walpita, SH.,1983 "Development of the Solar Receiver for a Small Stirling Engine." Special study project report no. ET-83-1. Bangkok. Asian Institute of Technology. p.3.
- [3] West, CD.,1988 "A Historical Perspective on Stirling Engine Performance." 23 rd IECEC.
- [4] Hoshino, T., Fujihara, T., Eguchi, K.,1999 "Basic Research on Solar Stirling Power Technology for Future Space Applications." 34 th IECEC.
- [5] Prodesser, E.,1999 "Electrical Production in Rural Villages with Biomass Stirling Engine." Renewable Energy, 16 pp. 1049-1052.
- [6] Raggi, L., Katsuta, M., Sekiya, H.,1997 "Design of a 1 kW Class Gamma Type Stirling Engine." 32 nd IECEC.

การออกแบบและสร้างชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยใช้อากาศร้อน

Designing and Constructing of an Apparatus for Stirling Engine by Hot Gas

อัศวรัตน์ พูลกระจ่าง^{1*} ขวัญชัย จ้อยเจริญ²

Akkarat Poolkrajang¹ Kwanchai Choicharoen²

บทคัดย่อ

การวิจัยครั้งนี้มีวัตถุประสงค์ เพื่อออกแบบและสร้างชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยใช้ อากาศเป็นสารทำงาน สำหรับใช้เป็นสื่อการเรียนการสอนในวิชาเทอร์โมไดนามิกส์ ตามหลักสูตร วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ประดิษฐ์ขึ้นเป็น แบบชนิดแอลฟา มีปริมาตรกวาดของลูกสูบการขยายเท่ากับ 2,256 ลูกบาศก์มิลลิเมตร ปริมาตร กวาดของลูกสูบการอัดเท่ากับ 900 ลูกบาศก์มิลลิเมตร ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์เท่ากับ 264 ลูกบาศก์ มิลลิเมตร มีอัตราส่วนการอัดเท่ากับ 3 : 1 ความดันเฉลี่ยเท่ากับ 101.3 กิโลนิวตันต่อตารางเมตร ซึ่ง ทำการทดลองหาความเร็วรอบ โดยการเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นเรื่อยๆ ตามลำดับ จนถึงอุณหภูมิ ทำงานสูงสุดแล้วนำค่าต่างๆ ที่ได้จากการทดลองไปคำนวณหาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน อัตราส่วนการอัด พลังงานเชิงความร้อน และกำลังงานของชุดทดลอง

จากผลการทดลองพบว่า เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเริ่มทำงานได้เองที่อุณหภูมิ 100 องศา เซลเซียส ขึ้นไป โดยมีความเร็วรอบเริ่มต้นเท่ากับ 860 รอบต่อนาที และที่อุณหภูมิสูงสุด 250 องศา เซลเซียส เครื่องยนต์จะมีความเร็วรอบสูงสุดเท่ากับ 2,790 รอบต่อนาที อุณหภูมิต่ำสุดเท่ากับ 38 องศาเซลเซียส และมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำสุดร้อยละ 15.82 และสูงสุดร้อยละ 39.20 และ พบว่าความแตกต่างของอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจะทำให้ความเร็วรอบ และประสิทธิภาพเชิงความร้อน สูงขึ้น ซึ่งค่าความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน แปรผัน ตามความแตกต่างของอุณหภูมิ

คำสำคัญ: ชุดทดลอง เครื่องยนต์สเตอร์ลิง

Keywords: Apparatus Stirling engine

*ผู้นิพนธ์ประสานงาน ไปรษณีย์อิเล็กทรอนิกส์ akkarat8@hotmail.com โทร 0-2549-4744-5 ต่อ 25

¹ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ สาขาวิชาเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

² ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

เอกสารนี้เป็นเอกสารทบทวนเนื้อหาสำหรับการเรียนการสอนเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ในการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ABSTRACT

The objective of this research was to design and construct an apparatus for Stirling engine by hot gas, which was used as the instruction media in a thermodynamic course in technical education and mechanical technology. The design was Alpha-type which had displacement volume of $2,256 \text{ mm}^3$, clearance volume of 900 mm^3 , regenerator volume of 264 mm^3 , compression ratios of 3:1, and mean pressure of 101.3 kN/m^2 . The speed was evaluated by increasing temperature to higher temperature. Then the results from the experiment were used to calculate thermal efficiency, compression ratios, thermal energy and power. The experiment showed that the Stirling engine started operation by itself at the temperature of $100 \text{ }^\circ\text{C}$, and starting speed of 860 rpm. At the highest temperature of $250 \text{ }^\circ\text{C}$, the engine speed was 2,790 rpm. It was also found that the lowest temperature was $38 \text{ }^\circ\text{C}$, the lowest thermal efficiency was 15.82%, and the highest thermal efficiency was 39.20%. When the temperature increased, the speed and the thermal efficiency increased. Hence, the speed and thermal efficiency varied according to the temperature.

บทนำ

ในสภาวะการณปัจจุบัน ทุกประเทศทั่วโลกกำลังประสบปัญหาของราคาน้ำมันเชื้อเพลิงที่สูงขึ้น และยังมีผลทำให้ราคาสินค้าอุปโภคและบริโภคสูงขึ้นตามไปด้วย สำหรับประเทศไทยรัฐบาลได้มีการรณรงค์และกำหนดมาตรการประหยัดพลังงานทั้งน้ำมันเชื้อเพลิงและพลังงานไฟฟ้า โดยให้ประชาชนและหน่วยงานต่างๆ ทั้งภาครัฐและภาคเอกชนช่วยกันประหยัด อาทิเช่น ขับรถด้วยความเร็วไม่เกิน 90 กิโลเมตรต่อชั่วโมงเปิด-ปิดไฟแสงสว่างเท่าที่จำเป็น หรือเปลี่ยนไปใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล (Gasohol) ทดแทนการใช้น้ำมันเบนซิน เป็นต้น จะช่วยลดการนำเข้าน้ำมันเชื้อเพลิงที่ต้องซื้อจากต่างประเทศ น้ำมันเชื้อเพลิงจัดเป็นแหล่งพลังงานความร้อนที่สำคัญและมีการใช้เป็นปริมาณมากต่อวัน ไม่ว่าจะเป็นยานพาหนะ เครื่องจักรกลอุตสาหกรรมต่างๆ หรือแม้แต่การผลิตไฟฟ้าล้วนใช้น้ำมันเชื้อเพลิงทั้งสิ้น ดังนั้น จึงควรช่วยกันลดการใช้ น้ำมันเชื้อเพลิงและพลังงานไฟฟ้าให้น้อยลง ซึ่งอาจจะทำได้หลายแนวทาง คือใช้พลังงานเท่าที่จำเป็น แต่ถ้าจำเป็นต้องใช้ก็ใช้ให้คุ้มค่าที่สุด และแนวทางที่สำคัญคือต้องช่วยกันคิดค้นเครื่องจักรกลหรืออุปกรณ์ต่างๆ ให้มีการใช้พลังงานน้อยลงแต่มีประสิทธิภาพเท่าเดิมหรือสูงขึ้น หรือเปลี่ยนไปใช้พลังงานทางเลือกได้แก่ พลังงานจากรังสีอาทิตย์ พลังงานความร้อนเหลือทิ้ง พลังงานลม หรือพลังงานทดแทนรูป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อื่นๆ เป็นต้น ดังที่หลายประเทศได้พยายามศึกษาวิจัยกัน คณะผู้วิจัยจึงได้สังเกตเห็นว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องจักรกลประเภทหนึ่งที่ควรนำมาใช้เพื่อแก้ไขปัญหา ดังกล่าว และมีความเป็นไปได้อย่างยิ่ง ดังที่เห็นได้ในต่างประเทศ แต่สำหรับประเทศไทยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเสมือนของใหม่ เพราะว่ายังไม่มีการศึกษาวิจัยกันอย่างจริงจัง เนื่องจากเครื่องยนต์มีราคาแพง ชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจึงไม่แพร่หลาย ทำให้ขาดความเข้าใจในการทำงาน ดังนั้นคณะผู้วิจัยจึงได้เริ่มต้นคิดทำโครงการนี้ขึ้นมา

จากการศึกษางานวิจัยทั้งในและต่างประเทศดังกล่าวข้างต้น พบว่างานวิจัยมุ่งเน้นในด้านการนำพลังงานทางเล็กลงมาใช้ การหาสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง และการวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง แต่เมื่อพิจารณาแล้วพบว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ใช้ในการวิจัยดังกล่าวส่วนมาก ไม่ได้ประดิษฐ์ขึ้นเอง และเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีโครงสร้างแบบชนิดแกมมา และบีตาซึ่งเป็นแบบชนิดที่มีโครงสร้างซับซ้อน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงดังกล่าวต้องสั่งนำเข้ามาด้วยราคาสูง ด้วยสาเหตุนี้ การศึกษาวิจัยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในประเทศไทยจึงมีไม่มาก ดังนั้นโอกาสที่จะนำมาพัฒนาเพื่อให้อาศัยได้จริงในประเทศจึงมีน้อย ประกอบกับในสภาวะการณ์ขณะนี้ ได้มีผู้ให้ความสนใจเกี่ยวกับเครื่องจักรกลที่ใช้พลังงานทดแทนมากขึ้นในการเรียนการสอนในสายวิศวกรรมศาสตร์ วิศวกรรมอุตสาหการ และสาขาวิศวกรรมศาสตร์นั้น วิชาเทอร์โมไดนามิกส์เป็นวิชาพื้นฐานรายวิชาหนึ่งที่ต้องเรียน ซึ่งเนื้อหาส่วนหนึ่งจะต้องเรียนเกี่ยวกับวัฏจักรสเตอร์ลิงที่เป็นวัฏจักรพื้นฐานทางความร้อนวัฏจักรหนึ่ง แต่โดยทั่วไปแล้วส่วนใหญ่จะเรียนกันในทางทฤษฎีเท่านั้น ทำให้ผู้เรียนไม่สามารถสร้างจินตภาพได้ และไม่เข้าใจอย่างลึกซึ้งในวัฏจักรสเตอร์ลิง ทำให้ผู้เรียนขาดความสนใจ ดังนั้นคณะผู้วิจัยจึงคิดสร้างชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยใช้อากาศร้อนเป็นสารทำงาน เพื่อใช้เป็นสื่อการเรียนการสอนในวิชาเทอร์โมไดนามิกส์ของหลักสูตรวิศวกรรมอุตสาหการ และวิศวกรรมศาสตร์ เพื่อช่วยให้ผู้เรียนมีความเข้าใจหลักการของวัฏจักรสเตอร์ลิงมากยิ่งขึ้น มีความสนใจที่จะเรียน และสามารถที่จะพัฒนารูปแบบใหม่ๆ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ต่อไป

วิธีการวิจัย

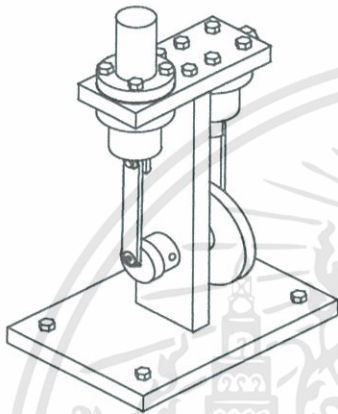
ศึกษาข้อมูลและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย

1. ทำการค้นคว้าหาหนังสือต่างๆ ที่เกี่ยวข้อง และข้อมูลจากอินเทอร์เน็ต เพื่อที่จะได้ศึกษาและทำความเข้าใจเกี่ยวกับเรื่องคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ วัฏจักรมาตรฐานอากาศของสเตอร์ลิง หลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เพลา แบริ่ง คุณสมบัติต่างๆ ของวัสดุที่ใช้สร้างชุดทดลอง ฯลฯ

2. ศึกษาแนวคิดในการสร้างชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยการศึกษาจากงานวิจัยในต่างประเทศ จากทางอินเทอร์เน็ต

ออกแบบโครงสร้าง

ทำการออกแบบโครงสร้างชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยใช้อากาศร้อนเป็นสารทำงาน (ภาพที่ 1)



ภาพที่ 1 แสดง โครงสร้างชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยใช้อากาศร้อนเป็นสารทำงาน

สร้างชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

การดำเนินการสร้างชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยใช้อากาศร้อนเป็นสารทำงานได้มีการแบ่งออกเป็นข้อๆ ดังนี้

1. เขียนแบบโครงสร้างชุดทดลอง และ ชิ้นส่วนต่างๆ ของชุดทดลอง
2. นำแบบที่ได้ออกแบบไว้ไปให้ช่างกลึง ตามแบบ ดังภาพที่ 2-9
3. นำหลอดฉีดยาแบบแก้วไปให้ช่างตัด กระจกตัดตามแบบที่ได้ออกแบบไว้ เพื่อที่จะนำมาใช้เป็น Piston และ Cylinder

ดำเนินการทดลองและเก็บรวบรวมข้อมูล

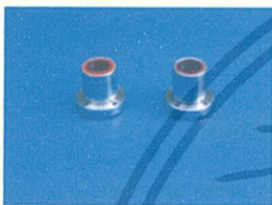
- ขั้นตอนที่ 1 ให้ความร้อนแก่ชุดทดลอง (ภาพที่ 13)
- ขั้นตอนที่ 2 ทำการช่วยสตาร์ทเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (ภาพที่ 14)
- ขั้นตอนที่ 3 ใช้เครื่องมือตรวจวัดอุณหภูมิ (ภาพที่ 15)
- ขั้นตอนที่ 4 ใช้เครื่องมือตรวจวัดความเร็วรอบ (ภาพที่ 16)

ผลการวิจัยและวิจารณ์

ผลการทดลอง

ผลการทดลอง พบว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเริ่มทำงานได้เองที่อุณหภูมิ 100°C ขึ้นไป โดยมีความเร็วรอบเริ่มต้นเท่ากับ 860 rpm และที่ อุณหภูมิสูงสุด 250°C เครื่องยนต์จะมีความเร็ว รอบสูงสุดเท่ากับ 2,785 rpm และมีประสิทธิภาพ เชิงความร้อน สูงสุดเท่ากับ 39.20% (ตารางที่1)

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเริ่มทำงานได้เองที่ อุณหภูมิ 100°C ขึ้นไป โดยมีความเร็วรอบเริ่มต้นเท่ากับ 900 rpm และที่อุณหภูมิสูงสุด 250°C เครื่องยนต์จะมีความเร็วรอบสูงสุดเท่ากับ 2,700 rpm และมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดเท่ากับ 39.01% (ตารางที่2)



ภาพที่ 2 Cylinder cover



ภาพที่ 6 Piston holder



ภาพที่ 10 หลอดวัดระดับแก้วหลังจากติดตั้ง



ภาพที่ 13 การให้ความร้อนแก่ชุดทดลอง



ภาพที่ 3 Heater



ภาพที่ 7 Joint board



ภาพที่ 11 การติดตั้ง Piston holder เข้ากับ Piston



ภาพที่ 14 การชั่งสเกลาร์ท



ภาพที่ 4 Flywheel



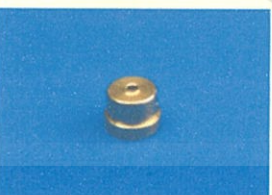
ภาพที่ 8 Base



ภาพที่ 12 ชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยใช้อากาศร้อนเป็นสารทำงาน



ภาพที่ 15 การวัดอุณหภูมิโดยใช้เครื่องวัดอุณหภูมิแบบอินฟราเรด



ภาพที่ 5 Crank disk



ภาพที่ 9 Shaft



ภาพที่ 16 การวัดความเร็วรอบโดยใช้เครื่องวัดความเร็วรอบแบบอินฟราเรด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 1 ผลการทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
โดยใช้อากาศร้อนเป็นสารทำงาน
ผลการทดลองครั้งที่ 1

อุณหภูมิ ด้านต่ำ °C	อุณหภูมิ ด้านสูง °C	ประสิทธิภาพ เชิงความร้อน %	ความเร็ว รอบ rpm	หมายเหตุ
38	80	11.90	-	หมุนไม่ค่อย
39	100	16.35	860	หมุนต่อเนื่อง
39	120	20.61	1,750	หมุนต่อเนื่อง
40	140	24.21	1,860	หมุนต่อเนื่อง
41	160	27.48	1,970	หมุนต่อเนื่อง
41	180	30.68	2,480	หมุนต่อเนื่อง
42	200	33.40	2,590	หมุนต่อเนื่อง
43	220	35.90	2,650	หมุนต่อเนื่อง
44	240	38.21	2,730	หมุนต่อเนื่อง
45	250	39.20	2,780	หมุนต่อเนื่อง

ตารางที่ 2 ผลการทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
โดยใช้อากาศร้อนเป็นสารทำงานผล
การทดลอง ครั้งที่ 2

อุณหภูมิ ด้านต่ำ °C	อุณหภูมิ ด้านสูง °C	ประสิทธิภาพ เชิงความร้อน %	ความเร็ว รอบ rpm	หมายเหตุ
38	100	16.62	900	หมุนต่อเนื่อง
38	120	20.87	1,600	หมุนต่อเนื่อง
41	140	23.97	1,750	หมุนต่อเนื่อง
43	160	27.02	1,850	หมุนต่อเนื่อง
43	180	30.24	2,500	หมุนต่อเนื่อง
45	200	32.77	2,550	หมุนต่อเนื่อง
46	220	35.29	2,650	หมุนต่อเนื่อง
45	240	38.01	2,700	หมุนต่อเนื่อง
46	250	39.01	2,700	หมุนต่อเนื่อง

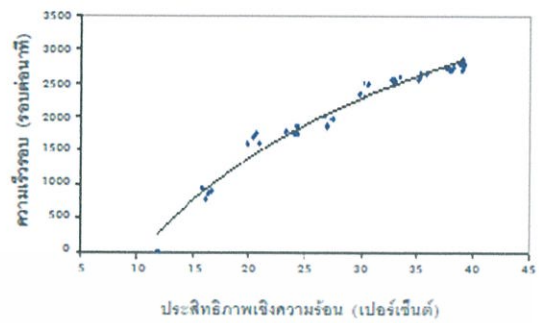
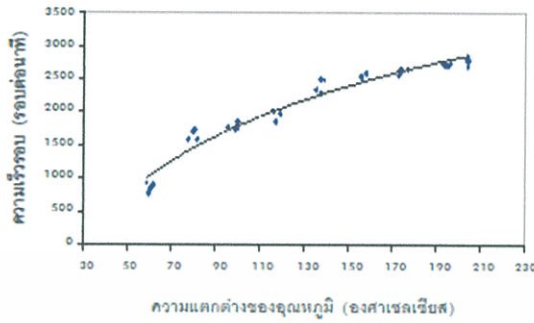
ตารางที่ 3 ผลการทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
โดยใช้อากาศร้อนเป็นสารทำงาน
ผลการทดลองครั้งที่ 3

อุณหภูมิ ด้านต่ำ °C	อุณหภูมิ ด้านสูง °C	ประสิทธิภาพ เชิงความร้อน %	ความเร็ว รอบ rpm	หมายเหตุ
40	100	16.09	780	หมุนต่อเนื่อง
40	120	20.36	1,700	หมุนต่อเนื่อง
40	140	24.21	1,750	หมุนต่อเนื่อง
43	160	27.02	1,870	หมุนต่อเนื่อง
45	180	29.80	2,340	หมุนต่อเนื่อง
44	200	32.98	2,490	หมุนต่อเนื่อง
47	220	35.09	2,560	หมุนต่อเนื่อง
47	240	37.62	2,730	หมุนต่อเนื่อง
47	250	38.81	2,790	หมุนต่อเนื่อง

ตารางที่ 4 ผลการทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
โดยใช้อากาศร้อนเป็นสารทำงาน
ผลการทดลองครั้งที่ 4

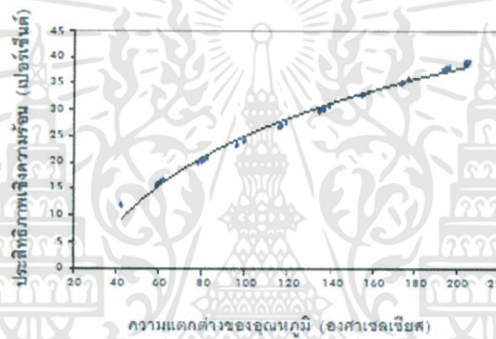
อุณหภูมิ ด้านต่ำ °C	อุณหภูมิ ด้านสูง °C	ประสิทธิภาพ เชิงความร้อน %	ความเร็ว รอบ rpm	หมายเหตุ
41	100	15.82	940	หมุนต่อเนื่อง
42	120	19.85	1,600	หมุนต่อเนื่อง
44	140	23.24	1,780	หมุนต่อเนื่อง
44	160	26.79	2,020	หมุนต่อเนื่อง
43	180	30.24	2,300	หมุนต่อเนื่อง
44	200	32.98	2,540	หมุนต่อเนื่อง
46	220	35.29	2,600	หมุนต่อเนื่อง
46	240	37.82	2,710	หมุนต่อเนื่อง
46	250	39.01	2,850	หมุนต่อเนื่อง

ผลรวมของความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนและความแตกต่างของอุณหภูมิ



ภาพที่ 17 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบ และความแตกต่างของอุณหภูมิ (รวม)

ภาพที่ 18 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบ และประสิทธิภาพเชิงความร้อน (รวม)



ภาพที่ 19 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพเชิงความร้อนและความแตกต่างของอุณหภูมิ (รวม)

การทดลองพบว่าเมื่อความแตกต่างของอุณหภูมิเพิ่มขึ้น จะทำให้ความเร็วรอบ และ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้น ซึ่งค่าความสัมพันธ์ระหว่าง ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ความแตกต่างของอุณหภูมิ และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนแปรผันกัน ดังแสดงในภาพที่ 18-19 โดยพบว่า

1. ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ แปรผันตามความแตกต่างของอุณหภูมิโดยค่าความเร็วรอบเพิ่มขึ้นตามค่าความแตกต่างของอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น
2. ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ แปรผันตามประสิทธิภาพเชิงความร้อน โดยค่าความเร็วรอบเพิ่มขึ้นตามประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่เพิ่มขึ้น
3. ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ แปรผันตามความแตกต่างของอุณหภูมิ โดยค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นตามความแตกต่างของอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น

สรุป

งานวิจัยครั้งนี้ได้ชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยใช้อากาศร้อนเป็นสารทำงาน เพื่อใช้สำหรับเป็นสื่อการเรียนรู้ในวิชาเทอร์โมไดนามิกส์ ตามหลักสูตรครุศาสตร์อุตสาหกรรมและอุตสาหกรรมศาสตร์บัณฑิต สาขาวิชาเครื่องกล คณะครุศาสตร์อุตสาหกรรม โดยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่สร้างขึ้นเป็นแบบชนิดแอลฟา มีปริมาตรกวาดของลูกสูบขยายเท่ากับ $2,256 \text{ mm}^3$ ปริมาตรกวาดของลูกสูบการอัดเท่ากับ 900 mm^3 ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์เท่ากับ 264 mm^3 มีอัตราส่วนการอัดเท่ากับ 3:1 และความดันเฉลี่ยเท่ากับ 101.3 kN/m^2 จากผลการทดลองพบว่า เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเริ่มทำงานได้เองที่อุณหภูมิ 100°C ขึ้นไป โดยมีความเร็วรอบเริ่มต้นเท่ากับ 860 rpm และที่อุณหภูมิสูงสุด 250°C เครื่องยนต์จะมีความเร็วรอบสูงสุดเท่ากับ $2,790 \text{ rpm}$ อุณหภูมิต่ำสุดเท่ากับ 38°C และมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำสุดและสูงสุดเท่ากับ 15.82% และ 39.20% ตามลำดับ และพบว่าความแตกต่างของอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจะทำให้ความเร็วรอบ และประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้นซึ่งค่าความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน แปรผันกันเพิ่มขึ้น ตามความแตกต่างของอุณหภูมิ

อภิปรายผลการวิจัย

จากผลการวิจัย แสดงให้เห็นว่า เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเริ่มทำงานได้เองที่อุณหภูมิ 100°C ขึ้นไป โดยมีความเร็วรอบเริ่มต้นเท่ากับ 860 rpm และที่อุณหภูมิสูงสุด 250°C เครื่องยนต์จะมีความเร็วรอบสูงสุดเท่ากับ $2,790 \text{ rpm}$ อุณหภูมิต่ำสุดเท่ากับ 38°C และมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำสุดและสูงสุดเท่ากับ 15.82% และ 39.20% เนื่องจากงานวิจัยในครั้งนี้ คณะผู้วิจัยได้ออกแบบและสร้างชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อใช้ในการทดลองในเห็นภาพของการทำงานในวัฏจักรสเตอร์ลิง จึงสร้างชุดทดลองเป็นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาดเล็ก ทำให้ค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ได้จากการทดลองต่ำ เนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิต่ำ แต่ถ้าพิจารณาจากความเร็วรอบของเครื่องยนต์มีความเร็วรอบสูงสุดอยู่ที่ $2,790 \text{ rpm}$ ซึ่งถือว่าอยู่ในความเร็วรอบที่สูงมาก สอดคล้องกับคณีย์ [1] ในการทดลองเดินเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบมีวาล์วควบคุมปริมาณสารทำงานมีความเร็วรอบสูงสุดที่ $2,200 \text{ rpm}$ และจากการทดลองจะพบว่าเมื่อความแตกต่างของอุณหภูมิเพิ่มขึ้น จะทำให้ความเร็วรอบ และประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้น ซึ่งค่าความสัมพันธ์ระหว่าง ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ความแตกต่างของอุณหภูมิ และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนแปรผันกัน ซึ่งสอดคล้องกับ Cinar *et. al.* [2] พบว่าแรงบิด และกำลังขาออกผันแปรได้จากอัตราเร็วเครื่องยนต์ที่แตกต่างกัน การทดสอบเครื่องยนต์ได้ค่าสูงสุดเท่ากับ 5.98 W ที่ ความเร็วรอบ 208 rpm ที่อุณหภูมิแหล่งความร้อนเท่ากับ $1,000^\circ\text{C}$ และสอดคล้องกับ Kongtragool *et. al.* [3,4] พบว่า ทฤษฎีกำลังความดันเฉลี่ยมีความเหมาะสมมากสำหรับการคำนวณ โครงแบบแกมมาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีความแตกต่างอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อเสนอแนะในการวิจัย

1. การสร้างชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในครั้งนี้นี้ยังไม่ได้ออกแบบชุดทดลองให้สามารถวัดกำลังของเครื่องยนต์ได้ ดังนั้นการสร้างชุดทดลองครั้งต่อไปควรออกแบบให้ชุดทดลองมีเพลลาเชื่อมต่อสำหรับติดอุปกรณ์ตรวจวัดกำลังด้วยเพื่อให้การทดลองสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น
2. การวิจัยครั้งนี้ได้เลือกแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแอลฟา ซึ่งเป็นแบบที่มีโครงสร้างง่ายที่สุด แต่เป็นแบบที่มีสมรรถนะต่ำที่สุด ดังนั้นจึงควรออกแบบให้เครื่องยนต์เป็นแบบรูปชนิดอื่นๆ เพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องยนต์ได้ และควรออกแบบให้เครื่องยนต์มีขนาดใหญ่ขึ้น มีความแข็งแรงมากขึ้น
3. การทดลองครั้งนี้ได้ใช้ความร้อนของแก๊สชีวภาพที่ระป้อ ดังนั้นจึงควรเปลี่ยนรูปแบบของแหล่งความร้อนต่างๆ ด้วย เพื่อนำมาเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องยนต์กับรูปแบบแหล่งความร้อนต่างๆ กัน
4. ควรออกแบบให้เครื่องยนต์สามารถใช้แหล่งความร้อนจากรังสีได้ด้วย โดยการออกแบบจนวนรรมรังสีอาทิตย์

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยในครั้งนี้ได้รับทุนอุดหนุนงานวิจัยงบประมาณผลประโยชน์ของคณะครุศาสตร์อุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ในปีงบประมาณ 2549 คณะผู้วิจัยขอขอบคุณมา ณ ที่นี้

เอกสารอ้างอิง

- [1] คณั อร่ามธรรมมาพร. 2539. การศึกษาความเป็นไปได้ในการนำพลังงานความร้อนจากโปรดิเวเซอร์แก๊สมาเดินเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยใช้ไอน้ำเป็นสารทำงาน กรุงเทพฯ. วิทยานิพนธ์ วิทยาศาสตร์มหาบัณฑิต คณะพลังงานและวัสดุ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- [2] Cinar, Can Sendar Yucesu, Tolga Topgul and Melih Okur.2005. **Beta-type Stirling engine operating at atmospheric pressure.** Applied Energy, Volume 81, Issue 4, August 2005, Pages 351-357.
- [3] Kongtragool Bancha and Somchai Wongwises. 2005a. **Optimum absorber temperature of a once-reflecting full conical concentrator of a low temperature differential Stirling engine.** Renewable Energy, Volme 30, Issue 11, Septemer 2005, pages 1923-1941.
- [4] Kongtragool Bancha and Somchai Wongwises. 2005b. **Investigation on power output of the gamma-configuration low temperature differential Stirling engines.** Rewable Energy, Volume 30, Issue 3, March 2005, Pages 465-476.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines

Bancha Kongtragool^a, Somchai Wongwises^{b,*}

^a *The Joint Graduate School of Energy and Environment, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangmod, Bangkok 10140, Thailand*

^b *Fluid Mechanics, Thermal Engineering and Multiphase Flow Research Laboratory (FUTURE), Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi, 91 Prachautit Road, Bangmod, Thungkru, Bangkok 10140, Thailand*

Received 19 July 2002; received in revised form 12 September 2002; accepted 3 October 2002

Abstract

This article provides a literature review on solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines technology. A number of research works on the development of Stirling engines, solar-powered Stirling engines, and low temperature differential Stirling engines is discussed. The aim of this review is to find a feasible solution which may lead to a preliminary conceptual design of a workable solar-powered low temperature differential Stirling engine. Results from the study indicate that Stirling engines working with relatively low temperature air are potentially attractive engines of the future, especially solar-powered low temperature differential Stirling engines with vertical, double-acting, gamma-configuration.

© 2003 Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

Keywords: Stirling engine; Hot-air engine; Solar-powered heat engine

1. Introduction

Solar energy is one of the more attractive renewable energy sources that can be used as an input energy source for heat engines. In fact, any heat energy source can be used with the Stirling engine. The solar radiation can be focused onto the displacer hot-end of the Stirling engine, thereby creating a solar-powered prime mover. The direct conversion of solar power into mechanical power reduces both the cost and complexity of the prime mover. In theory, the principal advantages of Stirling engines are their use of an external heat source and their high

efficiency. Stirling engines are able to use solar energy that is a cheap source of energy. Since during two-thirds of the day, solar energy is not available, solar/fuel hybrids are needed.

Since the combustion of the Stirling engine is continuous process, it can burn fuel more completely and is able to use all kinds of fuel with any quality. Because of its simple construction, and its manufacture being the same as the reciprocating internal combustion engine, and when produced in a large number of units per year, the Stirling engine would obtain the economy of scale and could be built as a cheap power source for developing countries. For solar electric generation in the range of 1–100 kWe, the Stirling engine was considered to be the cheapest [1]. Although the Stirling engine efficiency may be low, reliability is high and costs are low. Moreover, simplicity and reliability are keys to a cost effective Stirling solar generator. The objective of this article is to provide a basic background and review of existing literature on solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engine technology. A number of Stirling engine configurations and designs, including the engine's development, are provided and discussed. It is hoped that this article will be useful in discovering feasible solutions that may lead to a preliminary conceptual design of a solar-powered low temperature differential Stirling engine.

2. General principles

Stirling engines are mechanical devices working theoretically on the Stirling cycle, or its modifications, in which compressible fluids, such as air, hydrogen, helium, nitrogen or even vapors, are used as working fluids. The Stirling engine offers possibility for having high efficiency engine with less exhaust emissions in comparison with the internal combustion engine. The earlier Stirling engines were huge and inefficient. However, over a period of time, a number of new Stirling engine models have been developed to improve the deficiencies.

The modern Stirling engine is more efficient than the early engines and can use any high temperature heat source. The Stirling engine is an external combustion engine. Therefore, most sources of heat can power it, including combustion of any combustible material, field waste, rice husk or the like, biomass methane and solar energy. In principle, the Stirling engine is simple in design and construction, and can be operated easily.

Direct solar-powered Stirling engines may be of great interest to countries where solar energy is available in unlimited quantity. To use direct solar energy, a solar concentrator and absorber must be integrated with the engine system.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The Stirling engine could be used in many applications and is suitable where [2]:

1. multi-fueled characteristic is required;
2. a very good cooling source is available;
3. quiet operation is required;
4. relatively low speed operation is permitted;
5. constant power output operation is permitted;
6. slow changing of engine power output is permitted;
7. a long warm-up period is permitted.

2.1. Stirling engine configurations

2.1.1. Mechanical configurations of the Stirling engine

Various machine components have been combined to provide the Stirling cycle. The cycle provides a constant-volume process during the transfer of working fluid between the hot and cold space of the engine, and provides a constant-temperature heating and cooling process during compression and expansion. The compression and expansion processes of the cycle generally take place in a cylinder (called power cylinder) with a piston (called power piston). A displacer piston (simply called displacer) shuttles the working fluid back and forth through the heater, regenerator, and cooler at constant volume. As shown in Fig. 1, a displacer that moves to the cold space, displaces the working fluid from the cold space causing it to flow to the hot space and vice versa. Three different configurations, namely the alpha-, beta-, and gamma-configurations, are commonly used. Each configuration has the same thermodynamic cycle but has different mechanical design characteristics [1].

In the alpha-configuration a displacer is not used. Two pistons, called the hot and cold pistons, are used on either side of the heater, regenerator, and cooler. These pistons move uniformly in the same direction to provide constant-volume heating or cooling processes of the working fluid. When all the working fluid has been transferred into one cylinder, one piston will be fixed and the other piston moves to expand or compress the working fluid. The expansion work is done by the hot piston while the compression work is done by the cold piston [1].

In the beta-configuration, a displacer and a power piston are incorporated in the same cylinder. The displacer moves working fluid between the hot space and the cold space of the cylinder through the heater, regenerator, and cooler. The power piston, located at the cold space

of the cylinder, compresses the working fluid when the working fluid is in the cold space and expands the working fluid when the working fluid is moved into the hot space [1].

The gamma-configuration uses separated cylinders for the displacer and the power

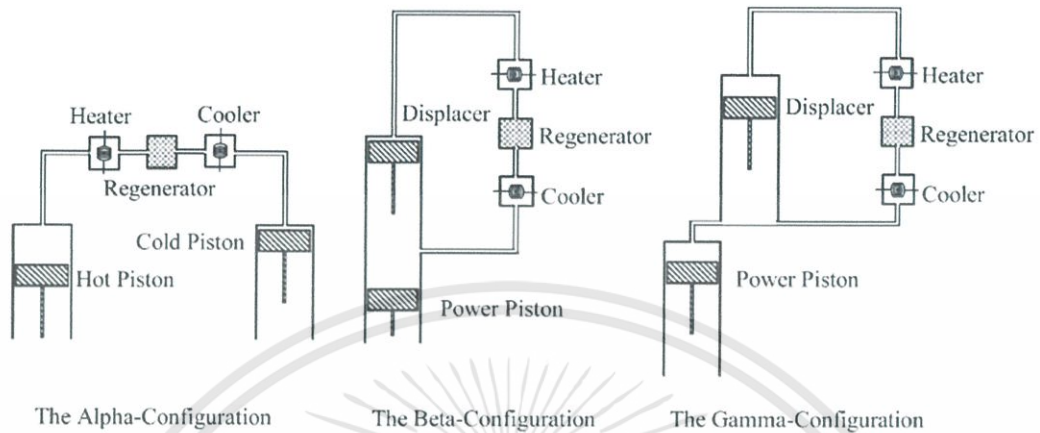


Fig. 1. Three basic mechanical configurations for Stirling engine.

pistons, with the power cylinder connected to the displacer cylinder. The displacer moves working fluid between the hot space and the cold space of the displacer cylinder through the heater, regenerator, and cooler. In this configuration, the power piston both compresses and expands the working fluid. The gamma-configuration with double-acting piston arrangement has theoretically the highest possible mechanical efficiency. This configuration also shows good self-pressurization [3]. However, the engine cylinder should be designed in vertical type rather than horizontal in order to reduce bushing friction [4].

2.1.2. Low temperature differential engine configurations

A low temperature differential (LTD) Stirling engine can be run with small temperature difference between the hot and cold ends of the displacer cylinder [5]. It is different from other types of Stirling-cycle engines, which have a greater temperature difference between the two ends, and therefore the power developed from the engine can be greater.

LTD engines may be of two designs. The first uses single-crank operation where only the power piston is connected to the flywheel, called the Ringbom engine. This type of engine, that has been appearing more frequently, is based on the Ringbom principle. A short, large-diameter displacer rod in a precise-machined fitted guide has been used to replace the displacer connecting rod [5]. The other design is called a kinematic engine, where both the displacer and the power piston are connected to the flywheel. The kinematic engine with a normal 90° phase angle is a gammaconfiguration engine [5].

Some characteristics of the LTD Stirling engine [5] are as follows.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. Displacer to power piston swept volumes ratio is large;
2. diameter of displacer cylinder and displacer is large;
3. displacer is short;
4. effective heat transfer surfaces on both end plates of the displacer cylinder are large;
5. displacer stroke is small;
6. dwell period at the end of the displacer stroke is rather longer than the normal Stirling engine;
7. operating speed is low.

LTD Stirling engines provide value as demonstration units, but they immediately become of interest when considering the possibility of power generation from many low temperature waste heat sources in which the temperature is less than 100 °C [2]. A calculation using the Carnot cycle formula shows that an engine operating with a source temperature of 100 °C and a sink temperature of 35 °C gives a maximum thermal efficiency of about 17.42%. If an engine could be built for achieving 50% of the maximum thermal efficiency, it would have about 8.71% overall Carnot efficiency. Even the calculated thermal efficiency seems rather low, but LTD Stirling engines could be used with free or cheap low temperature sources. This engine should be selected when the low cost engines are put into consideration. Although the specific power developed by LTD Stirling engines is low, lightweight and cheap materials such as plastics can be used as engine parts.

2.2. Principle of operation

The Stirling hot air engine is a simple type of engine that uses a compressible fluid as the working fluid. Because the working fluid is in a closed system, there are no problems with contamination and working fluid costs. Heat transfer to the working fluid is very important. High mass flow is needed for good heat transfer. The working fluid should be that of low viscosity to reduce pumping losses. Using higher pressure or lower viscosity, or combinations thereof, could reduce the high mass flow required.

The Stirling engine could theoretically be a very efficient engine in upgrading from heat to mechanical work with the Carnot efficiency. The thermal limit of the operation of the Stirling engine depends on the material used for construction. Engine efficiency ranges from about 30 to

40% resulting from a typical temperature range of 923–1073 K, and a normal operating speed range from 2000 to 4000 rpm [1].

2.2.1. Stirling cycle

The ideal Stirling cycle has three theoretical advantages. First, the thermal efficiency of the cycle with ideal regeneration is equal to the Carnot cycle. During the transfer strokes, the regenerator, which is a typical temporary energy storage, rapidly absorbs and releases heat to the working fluid which is passing through. Therefore, the quantity of heat taken from the external heat source is reduced, this results in improving the thermal efficiency (Fig. 2). The second advantage, over the Carnot cycle, is obtained by substitution of two isentropic processes with two constant-volume processes. This results in increasing the p - v diagram area. Therefore, a reasonable amount of work from the Stirling cycle is obtained without the necessity to use very high pressures and large swept

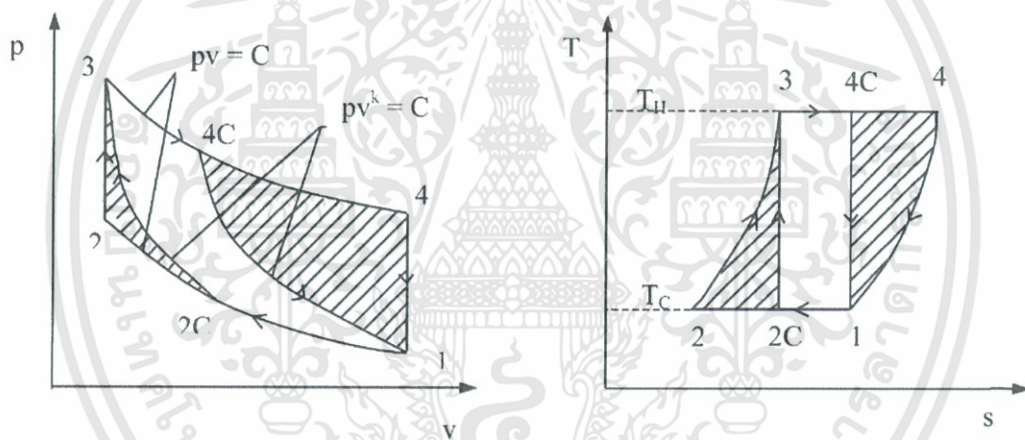


Fig. 2. Stirling and Carnot cycle.

volumes, as in the Carnot cycle. The Stirling cycle compared with the Carnot cycle between the same given limits of pressure, volume, and temperature, is shown in Fig. 2. The shaded areas 2C-2-3 and 1-4C-4 indicate the additional work available by replacing two isentropic processes with two constant-volume processes. The Carnot cycle isothermal processes (1-2C and 3-4C) are, respectively, extended to process 1-2 and 3-4. The amount of available work is increased in the same proportion as the heat supplied to—and rejected from—the Stirling cycle [10].

The third advantage has recently been discovered. Compared with all reciprocal piston heat engines working at the same temperature limits, the same volume ratios, the same mass of ideal working fluid, the same external pressure, and mechanism of the same overall effectiveness, the ideal Stirling engine has the maximum possible mechanical efficiency [3]. These three advantages reveal that the Stirling engine is a theoretical equivalent of all heat engines [3].

2.2.1.1. *Stirling engine operation [5]* Isothermal compression process 1–2 (heat transfer from working fluid at low temperature to an external sink): After the displacer has pushed the working fluid into the cold space of the cylinder, where it was cooled, it was then held stationary at its top dead center (TDC) (Fig. 3). This indicated the state 1 and the pressure at this state is p_1 . The power piston is then being pushed from bottom dead center (BDC) to TDC by flywheel momentum helped by partial vacuum created by the cooling working fluid. The working fluid is in the cold space and is under compression by power piston, which is approaching TDC, and compressing working fluid from 1 to 2 at constant temperature. The work done on the working fluid indicated by the area under process 1–2.

Constant-volume heating process 2–3 (heat transfer to the working fluid from regenerator): The displacer is moving from TDC to BDC and transferring working fluid from the cold space to the hot space, while the power piston remains stationary at its TDC, awaiting increase in pressure as a result of expanding working fluid. The displacer is pushing the working fluid into the hot space, passing through a regenerator which has stored heat, and already a certain amount is being heated. Heat given up by the regenerator raises the temperature and pressure of the working fluid from 2 to 3 at constant volume. Heat stored in the regenerator is added to the working fluid.

Isothermal expansion process 3–4 (heat transfer to the working fluid at high temperature supplied by an external source): After the displacer has pushed all the working fluid into the hot space, with a corresponding increase in pressure to the maximum, it is then kept at rest at its BDC. The working fluid is in the hot space and is expanding to pressure p_4 , while a constant temperature process 3–4 is maintained applied at the hot space. The power piston is being pushed from TDC to BDC by the increased pressure, and is applying force to the flywheel, thus creating mechanical energy. This energy will be utilized throughout the remaining processes of the cycle. The work done by the working fluid is indicated by the area under process 3–4.

Constant-volume cooling process 4–1 (heat transfer from the working fluid to the regenerator): After the power piston has reached its BDC and has supplied its energy to the flywheel, it remains stationary and is ready to travel back to TDC under

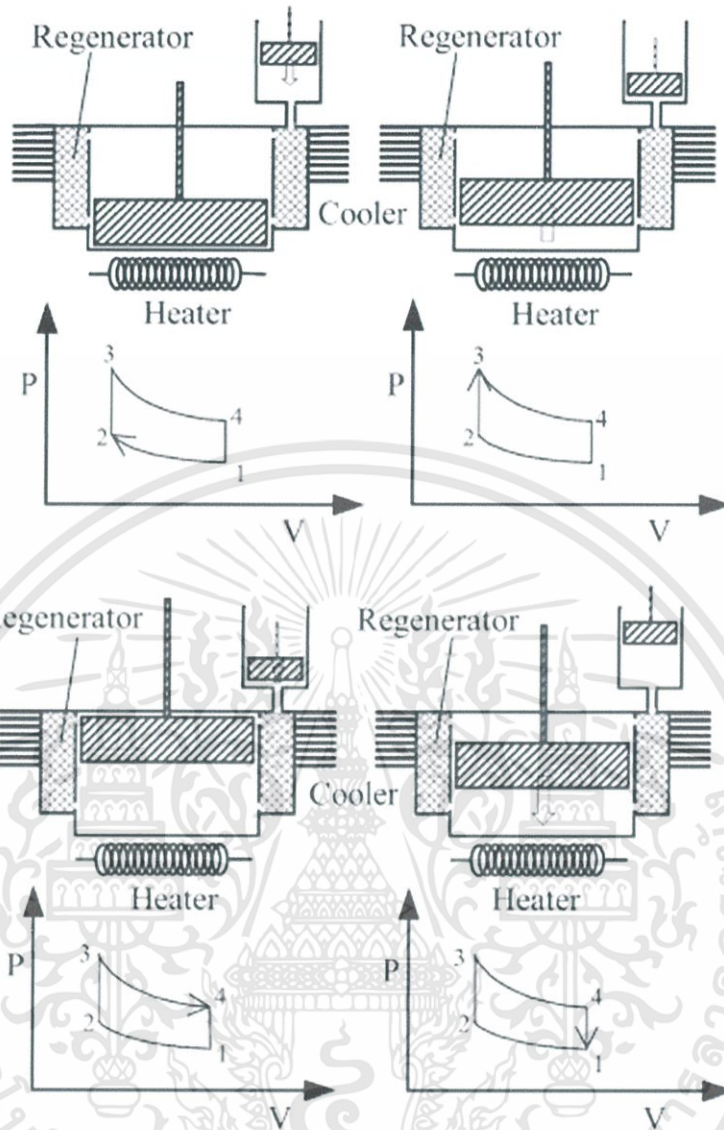


Fig. 3. Stirling engine operation.

flywheel momentum and the sucking action of the partial vacuum created by the falling pressure. The displacer is moving from BDC to TDC and is transferring working fluid to the cold space where the pressure will fall and a partial vacuum is created, through the regenerator, causing a fall in temperature and pressure of the working fluid from 4 to 1 at constant volume. Heat is transferred from the working fluid to the regenerator.

2.2.1.2. Motion diagram The movement of the power piston and the displacer require an out-of-phase motion. There is a calculated gap both in time and in motion—then the displacer and the power piston do not move backwards and forwards at the same time. To obtain this out-of-phase motion, this gap should be a 90° phase angle, with the stroke of the displacer always leading the power piston

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

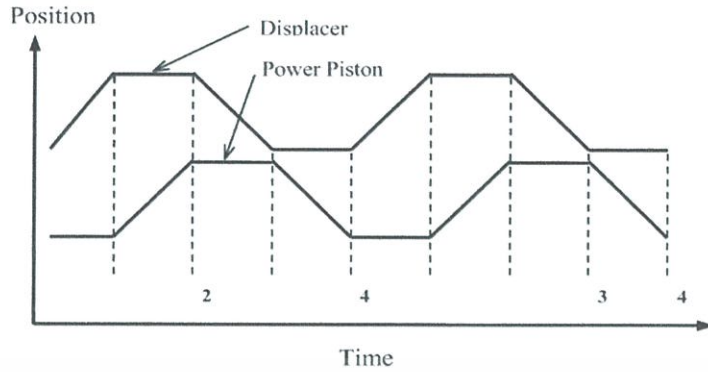


Fig. 4. Ideal motion diagram of a gamma-configuration Stirling engine.

by approximately 90°. The function of the displacer is to transfer working fluid from one end of the cylinder to the other. The function of the power piston is to convert the expansion of working fluid at high pressure and compression of working fluid at low temperature and to transfer this conversion into motion by means of a crankshaft and flywheel [5]. Fig. 4 shows the ideal motions of a gamma-configuration Stirling engine and Fig. 5 shows how well sinusoidal motion can fit the ideal motion [3].

2.2.2. Stirling cycle efficiency

For an air-standard Stirling cycle, the amounts of heat added and rejected per unit mass of working fluid are as follows [6]:

$$Q_{\text{added}} = xc_v(T_H - T_C) + RT_H \ln v_1 / v_2 \quad (1)$$

$$Q_{\text{rejected}} = xc_v(T_C - T_H) + RT_C \ln v_2 / v_1 \quad (2)$$

where x is the fractional deviation from ideal regeneration (i.e. $x = 1$ for no regeneration and $x = 0$ for ideal regeneration), c_v the specific heat capacity at constant volume in J/(kg K), T_H the source temperature in the Stirling cycle in K, T_C the sink temperature in K, R the gas constant in J/(kg K), v_1 and v_2 are specific volumes of the constant-volume regeneration processes of the cycle in m³/kg, and v_2/v_1 is the volume compression ratio. The Stirling cycle efficiency can be expressed as [6]:

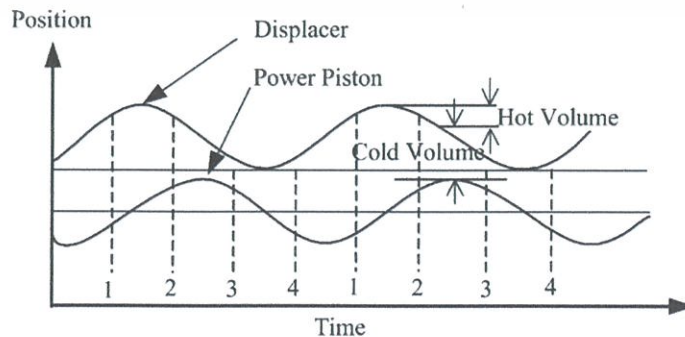


Fig. 5. Sinusoidal motion diagram of a gamma-configuration Stirling engine with a 90° phase angle.

$$\eta_s = \frac{\Sigma Q}{Q_{\text{added}}} = \frac{(T_H - T_C)R \ln v_1/v_2}{x c_v(T_H - T_C) + R T_H \ln v_1/v_2}$$

then

$$\eta_s = \frac{1 - T_C/T_H}{1 + (x c_v/R \ln v_1/v_2)(1 - T_C/T_H)} \quad (3)$$

or

$$\eta_s = \frac{1 - 1/\theta}{1 + C_s(1 - (1/\theta))} \quad (4)$$

where

$$\theta = T_H/T_C \quad (5)$$

and

$$C_s = x c_v/[R \ln v_1/v_2] \quad (6)$$

2.2.3. Engine indicated work

2.2.3.1. *Schmidt formula* Schmidt [7] showed a mathematically exact expression for determining the indicated work per cycle of a Stirling engine. The Schmidt formula may be shown in various forms depending on the notations used. Because of its complexity, it takes time to verify the calculation [3]. The calculation for gamma configuration Stirling engines is as follows [8]:

$$W_{\text{Schmidt}} = \pi(1-\tau)p_{\text{max}}V_D \frac{k_p \sin \alpha}{Y + \sqrt{Y^2 - X^2}} \sqrt{\frac{Y-X}{Y+X}} \quad (7)$$

where:

$$k_p = V_p/V_D \quad (8)$$

$$V_D = A_D L_D \quad (9)$$

$$V_p = A_p L_p \quad (10)$$

$$X = \sqrt{(1-\tau)^2 - 2(1-\tau)k_p \cos \alpha + k_p^2} \quad (11)$$

$$Y = 1 + \tau + \frac{4k_s \tau}{1 + \tau} + k_p \quad (12)$$

$$\tau = T_C/T_H \quad (13)$$

$$k_s = V_s/V_D \quad (14)$$

where W_{Schmidt} is the indicated work per cycle in N m, p_{max} the maximum pressure attained during cycle in N/m^2 , k_p the swept volume ratio, k_s the dead space volume ratio, V_D the displacer swept volume in m^3 , V_p the power piston swept volume in m^3 , V_s the dead space volume in m^3 , A_D the displacer cylinder cross-section area in m^2 , A_p the power cylinder cross-section area in m^2 , L_D the displacer stroke in m, L_p the power piston stroke in m, α the phase angle lead of the displacer over the power piston in degrees, and t is the temperature ratio.

Because it is more convenient to use the mean or average cycle pressure, p_m , instead of the maximum cycle pressure, p_{max} , the maximum pressure under the Schmidt assumptions is related to the average cycle pressure [3]. It is as follows:

$$p_{max} = p_m \sqrt{\frac{Y+X}{Y-X}} \quad (15)$$

Substituting Eq. (15) into Eq. (7) gives the simpler form of the Schmidt formula for determining the indicated cyclic work of the gamma-configuration Stirling engine:

$$W_{Schmidt} = \pi(1-\tau)p_m V_D \frac{k_p \sin \alpha}{Y + \sqrt{Y^2 - X^2}} \quad (16)$$

2.2.3.2. *West formula* West [9] proposed a simpler formula to determine indicated work as follows:

$$W_{West} = \frac{\pi p_m}{2} \frac{V_D V_P}{V_D + \frac{V_P}{2} + V_S} \frac{(T_H - T_C)}{(T_H + T_C)} \sin \alpha \quad (17)$$

Eq. (17) gives an error of the indicated work for sinusoidal motion compared to the exact solution from Eq. (16). However, it is more popular because of its simplicity.

2.2.4. Engine power output

2.2.4.1. *Beale formula* Beale [10] noted that the power output of several Stirling engines observed could be calculated approximately from the equation:

$$P = 0.015 p_m f V_P \quad (18)$$

where P is the engine power output in Watts, p_m the mean cycle pressure in bar, f the cycle frequency in Hz, and V_P is displacement of power piston in cm^3 . The Beale formula can be used for all configurations and for various sizes of Stirling engines. Eq. (18) may be written in a general form as follows:

$$P / (p_m f V_P) = \text{constant} \quad (19)$$

The resulting dimensionless parameter $P / (p_m f V_P)$ is called the Beale number. It is clear that the Beale number is a function of both source and sink temperatures. The solid line in Fig. 6 indicates the relationship between the Beale number and source temperature. The upper bound represents the high efficiency, well-designed engines with low sink temperatures, while the lower bound represents the moderate efficiency, less well-designed engines with high sink temperatures [10].

2.2.4.2. *Mean pressure power formula* The Beale number correlation was modified by Walker [11], West [12], and Senft [13]. This correlation is used to determine the Stirling engine shaft power output as follows:

$$P = F p_m f V_P \frac{T_H - T_C}{T_H + T_C} \quad (20)$$

Eq. (20) is a powerful tool in the first step of the design. Senft [13] proved that the factor F in Eq. (20) is 2 for the ideal Stirling cycle. However in this ideal cycle, F does not take into account the mechanical loss, friction etc. Senft [3] and West [9] described that an F value of 0.25–0.35 may be used for practical use.

A more accurate calculation of the shaft power than offered by the Beale formula that was used to initiate the preliminary design stage, can be made by using either the Schmidt or West formula. Martini [8] recommended that the shaft power could be obtained by reducing the Schmidt formula by an ‘experience factor’ of around 35% [3].

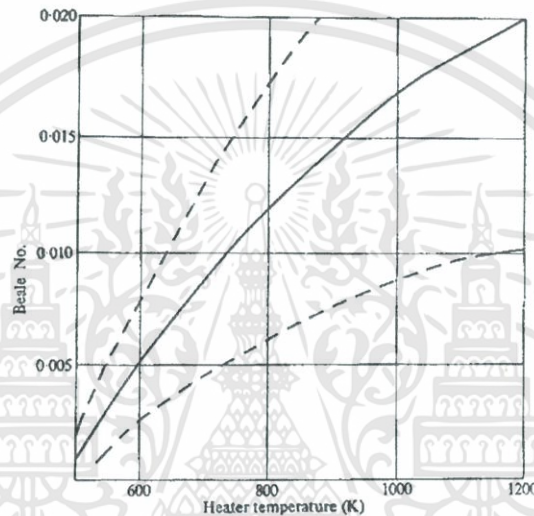


Fig. 6. Beale number as a function of source temperature. Source: Walker [10].

3. Development of Stirling engines

3.1. First era of Stirling engines

The Stirling engine was the first invented regenerative cycle heat engine. Robert Stirling patented the Stirling engine in 1816 (patent no. 4081). Engines based upon his invention were built in many forms and sizes until the turn of the century. Because Stirling engines were simple and safe to operate, ran almost silently on any combustible fuel, and were clean and efficient compared to steam engines, they were quite popular [3]. These Stirling engines were small and the power produced from the engine was low (100 W to 4 kW).

In 1853, John Ericsson built a large marine Stirling engine having four 4.2 m diameter pistons with a stroke of 1.5 m producing a brake power of 220 kW at 9 rpm [10]. The first era of the Stirling engine was terminated by the rapid development of the internal combustion engine and electric motor.

3.2. Second era of Stirling engines

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The second era of the Stirling engine began around 1937 [3], when the Stirling engine was brought to a high state of technological development by the Philips Research Laboratory in Eindhoven, Holland, and has progressed continuously since that time. Initial work was focused on the development of small thermal-power electric generators for radios and similar equipment used in remote areas [3,4].

New materials were one of the keys to Stirling engine success. The Philips research team used new materials, such as stainless steel [3]. Another key to success was a better knowledge of thermal and fluid physics than in the first era. The specific power of the small '102C' engine of 1952 was 30 times that of the old Stirling engines [14].

The progress in further development made by Philips and many other industrial laboratories, together with the need for more energy resources, has sustained the second era of Stirling engine development until today [3].

3.3. Stirling engines for industries

Intensive research by Philips and industrial laboratories led to the development of small Stirling engines with high efficiencies of 30% or more. In 1954, Philips developed an engine using hydrogen as a working fluid. This engine produced 30 kW for a maximum cycle temperature of 977 K at 36% thermal efficiency. The efficiency of the same engine was later improved to 38%. The experimental studies of engines of various sizes up to 336 kW were studied [4]. Other attempts to further develop Stirling engines under license of Philips, were carried out by General Motors from 1958 to 1970 [10].

Other licenses were granted by Philips to United Stirling AB of Malmö, Sweden in 1968 and to the West German consortium of MAN and MWM in 1967 [10]. In 1973, the Philips/Ford 4-125 experimental automotive Stirling engine accomplished a specific power of over 300 times that of the early Stirling engines [3].

3.4. Stirling engines for rural and remote areas

Trayser and Eibling [15] carried out a design study to determine the technical feasibility of developing a 50 W portable solar-powered generator for use in remote areas. The results of their study indicates that it is possible to build a solar-powered lightweight portable, reliable, Stirling engine at a reasonable cost.

Gupta et al. [16] developed 1 and 1.9 kW solar-powered reciprocating engines for rural applications. Engine efficiencies were found to be between 5.5 and 5.7% and

overall efficiency was found to be 2.02% [17]. Pearch et al. [18] proposed and analyzed a 1 kW domestic, combined heat and power (DCHP) system. The results show that 30% of a home's electrical demand could be generated and electricity cost could be reduced by about 25%.

Podesser [19] designed, constructed and operated a Stirling engine, heated by the flue gas of a biomass furnace, for electricity production in rural villages. With a working gas pressure of 33 bar at 600 rpm and a shaft power of 3.2 kW, an overall efficiency of 25% was obtained. He expected to extend the shaft power to 30 kW in the next step.

Dixit and Ghodke [20] designed compact power generating systems capable of using the combination of a wide variety of solid fuels as a local power source. The system was a heat pipe-based, biomass energy-driven Stirling engine. The macroscopic thermal design of the engine along with the calculation of various energy losses was reported.

3.5. Stirling engine optimization

Usually the design point of a Stirling engine will be somewhere between the two limits of: (1) maximum efficiency point; and (2) maximum power point. Markman et al. [21] conducted an experiment using the beta-configuration of the Stirling engine to determine the parameters of a 200 W Stirling engine by measuring the thermal-flux and mechanical-power losses. The aim of the project was to optimize and increase the engine efficiency.

Orunov et al. [22] presented a method to calculate the optimum parameters of a single-cylinder Stirling engine. They concluded that mass and size characteristics of the engine could be improved by using the correct choice of the optimal parameters which would result in larger efficiency.

Abdalla and Yacoub [23] studied the feasibility of using waste heat from a refuse incinerator with a Stirling engine. Heat from incineration was used to power the desalination plant and the Stirling engine. Using saline feed raw water as the cooling water and by assuming 50% heat recovery efficiency, they claimed that the engine efficiency could be improved and a thermal efficiency of 27% was obtained.

Nakajima et al. [24] developed a 10 g micro Stirling engine with an approximately 0.05 cm³ piston swept volume. An engine output power of 10 mW at 10 Hz was reported. The problems of scaling down were discussed.

Aramtummaphon [25] tested an open cycle Stirling engines by using steam heated from producer gas. The first engine produced an indicated power of about 1.36 kW at a maximum

speed of 950 rpm, while the second engine, improved from the first one, produced an indicated power of about 2.92 kW at a maximum speed of 2200 rpm.

Hirata et al. [26] evaluated the performance of a small 100 W displacer-type Stirling engine Ecoboy-SCM81. An analysis model using an isothermal method considering a pressure loss in the regenerator, a buffer space loss, and a mechanical loss for the prototype engine was developed to improve the engine performance. After the effectiveness of the analysis model was evaluated, some improvements for the prototype engine were discussed.

Costea and Feidt [27] studied the effect of the variation of the overall heat transfer coefficient on the optimum state and on the optimum distribution of the heat transfer surface conductance or area of the Stirling engine heat exchanger. The results pointed out either an optimum variation range for some model parameters, or some significant differences of the power output, source and sink temperature differences, heat transfer characteristic values with respect to each of the studied cases.

Wu et al. [28] analyzed the optimal performance of a Stirling engine. The influences of heat transfer, regeneration time and imperfect regeneration on the optimal performance of the irreversible Stirling engine cycle were discussed. The results of their work provided a new theoretical basis for evaluating performance and improving Stirling engines.

Wu et al. [29] studied the optimal performance of forward and reverse quantum Stirling cycles. The finite time thermodynamic performance bound, optimization criteria and sensitivity analysis were presented. The results showed that the quantum Stirling cycle was different from the classical thermodynamic one. This was because of the different characters of the working fluids.

Wu et al. [30] studied the finite-time exergoeconomic optimal performance of a quantum Stirling engine. The maximum exergoeconomic profit, the optimal thermal efficiency and power output corresponding to performance bound of an endoreversible quantum Stirling engine were presented. The result of this work showed a profit bound for designing a real Stirling engine working with a quantum fluid.

Gu et al. [31] attempted to design a high efficiency Stirling engine using a composite working fluid, e.g. two-component fluid: gaseous carrier and phase-change component and single multi-phase fluid, together with supercritical heat recovery process. The results were compared with those of common Stirling engines. The criteria for the choice of working fluid were

discussed. Calculation by using sulfur hexafluoride as the working fluid was given as an example to show the thermal efficiency and optimum condensing pressure and temperature.

Winkler and Lorenz [32] described the integration of thin tubular solid oxide fuel cells (SOFCs) and heat engine system. The heat engines investigated were microturbines and Stirling engines. A high system efficiency, low specific volumes, and a small available unit of solid oxide fuel cells was expected from Stirling engine system. Further development for industrial projects was recommended.

Hsu et al. [33] studied the integrated system of a free-piston Stirling engine and an incinerator. The performance of a free-piston Stirling engine was investigated using the averaged heat transfer model. The efficiency and the optimal power output, including the effect induced by internal and external irreversibility, were described.

Petrescu et al. [34] presented a method for calculating the efficiency and power of a Stirling engine. The method was based on the first law of thermodynamics for processes with finite speed and the direct method for closed systems. The results showed good agreement with the actual engine performance obtained from 12 different Stirling engines over a range from economy to maximum power output.

4. Development of solar-powered Stirling engines

4.1. Solar-powered Stirling engines in the first era

In 1864, Ericsson [5] invented a solar-powered hot air engine using a reflector to heat the displacer cylinder hot-end. Jordan and Ibele [35] reported that between 1864 and 1870, Ericsson used parabolic trough collectors to heat steam and used steam to drive his engine [36]. In 1870, the Stirling engine was adapted by Ericsson to operate with solar energy ([37] cited in Ref. [38]).

Spencer [36] reported that in 1872, Ericsson built an open-cycle hot-air engine using a spherical mirror concentrator. This engine was the first solar-powered hot air engine. It was also reported that the engine could work at 420 rpm at noon on a clear sky day in New York [36].

Meinel and Meinel [39] commented on the conclusions made by Ericsson pointing out that solar-powered engines would be economical only in remote areas where sunshine was available and pointing out their cost was 10 times higher than conventional engines. The amount of solar-powered Stirling engines built in the first era was quiet small. Reader and Hooper [40] reported that in 1908 a solar-powered Stirling engine was proposed for a water pumping system.

4.2. Solar-powered Stirling engines in the second era

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

During 1950–1955, Ghai and Khanna worked with an open cycle solar-powered Stirling engine using a parabolic collector in India [4,17,38]. The solar energy was focused on the metal engine head but they had problems with heat loss. Jordan and Ibele [35] described the 100 W solar-powered Stirling engine for water pumping. Ghai [41] pointed out the point of economy and technical simplicity of a solarpowered device eventhough its competitor was the internal combustion engine.

Later works [42–44] related to solar-powered Stirling engines and heat pipes were previously reviewed by Spencer [17]. Other works concerning the different varieties and arrangements of the cylinder and displacer including construction and operation of solar-powered Stirling engines [45–50] have been reported by Daniels [38]. More details of solar-powered Stirling engines can be found from Jordan and Ibele [35] and Jordan [50].

4.2.1. Stirling engines with transparent quartz window

Daniels [38] and Spencer [17] described many research works on solar-powered Stirling engines with transparent quartz windows and related works [15,51–55]. The problems of this engine could be with the heat transfer and fouling effects. However, Walpita [4] proposed a design for a solar receiver made from a spiral steel tube of 3.175 mm outside diameter for a solar-powered Stirling engine. The heat transfer from solar radiation to the working fluid was analyzed and an optimum heat transfer area was obtained.

4.2.2. Stirling engines with concentrating collector

The review work on a 15 W solar-powered Stirling engine with concentrating collector was described by Daniels [38]. Other works on Stirling engine with concentrating collectors [56–64] have been comprehensively reviewed by Spencer [17]. Ahmed et al. [65] reported briefly the operation of a 50 kW solar-powered Stirling engine for electricity production using a single membrane dish concentrator and hydrogen as a working gas. They described the problems of the tracking system due to errors in design and difficulties in starting during the winter season due to improper control part selection.

Childs et al. [66] presented an innovative concept to determine the cost-effectiveness of new approaches to solar-powered desalting technology. These approaches combined modern solar conversion technology with newly developed, hydraulicdriven pumping and energy recovery technology for solar-powered desalting. A solar dish concentrator-Stirling engine electric module, **having overall efficiency of 22% for 10 h/day average production, was reported.**

Audy et al. [67] reported a solar dynamic power system using a Stirling engine for space station applications. Theoretical models for four different representative orbit configurations were developed. The simulation results were compared to those of a solar dynamic power module using a Brayton gas turbine. Moreover, they showed that the complex unsteady behavior with either the Brayton cycle or Stirling cycle can be simplified on the basis of parameterizations and energy balances.

4.2.3. Solar dish/engine technology

Solar dish/engine systems convert solar energy to mechanical energy and then electrical energy. In order to obtain the required temperature for efficient energy conversion, solar dish/engine systems use a mirror array to track the sun. These systems can be characterized by efficiency, modularity, autonomous operation and the capability to work with either a conventional fuel or solar energy. Among many solar technologies, these systems have been accepted to be the systems with the highest solar-to-electrical conversion efficiency [68].

High-temperature and high-pressure Stirling engines working with hydrogen or helium are normally used in solar dish/Stirling system engines. Modern high performance Stirling engines usually operate with a working fluid temperature of over 973 K and a pressure as high as 200 bar. The efficiencies of conversion from heat to electricity of the best Stirling engines are about 40% [9,10,69]. At this moment the kinematic Stirling engines, the Kockums (United Stirling) 4-95 25-kWe, Stirling Thermal Motors STM 4-120 25-kWe, and the SOLO 161 11-kWe are the examples for the engines used for dish/Stirling systems.

Solar dish/engine technology is one of the oldest solar technologies. In the late 1970s and early 1980s modern solar dish/engine technology was developed by Advanco Corporation, United Stirling AB, McDonnell Douglas Aerospace Corporation (MDA), the US Department of Energy (DOE), and NASA's Jet Propulsion Laboratory.

It was reported that [68,70] the Advanco Vanguard system, 25-kWe nominal output module, using the United Stirling Power Conversion Unit (PUC), obtained a solar-toelectric conversion efficiency of 29.4%. MDA attempted to commercialize a system consisting of their own designed dish and the United Stirling PCU. Before the program was cancelled in 1986, MDA produced eight prototype systems. The rights to the MDA hardware were sold later to Southern California Edison (SCE). In 1988, an annual efficiency of over 23% was expected to be obtained without outages [71–74].

The Dish/Stirling Joint Venture Program (DSJVP) was initiated in 1991 [75]. The aim of the program was to develop a 5–10-kWe dish/Stirling system for applications in remote areas. The Utility Scale Joint Venture Program (USJVP) for 25-kWe dish/engine system was started in late 1993 [76]. The comparably priced systems obtained by the lower-cost stretch-membrane design and its improved operational flexibility were projected by SAIC [77].

The Advanced Dish Development System (ADDS) project plan and technical approach were reported by Diver et al. [78]. The aims of the project were to develop and validate a 9-kWe dish/Stirling solar power system for remote power markets. The system was composed of the WGAssociates solar concentrator and controls, and the SOLO 161 Stirling power conversion unit. The main system components, features, test results and project status were also reported.

Davenport et al. [79] reported the operational results and experiences from a prototype of the SunDish system at the Salt River Project (SRP). This project was executed through the cooperation of SRP, SAIC, STM, and DOE. The methane gas collected from a landfill was used as fuel when solar energy was not available. They also discussed the design changes and system improvements resulting from operation with the prototype of the SunDish system.

Davenport et al. [80] reported the operation of the second-generation of dish/Stirling power systems (SAIC/STM SunDish systems). Many improvements to both the engine and dish subsystems were made to increase reliability, to improve system performance, to simplify installation, and to correct problems encountered during operation. They reported that the power output was improved from below 20 kW in 1998 to over 23 kW in 2002. An instantaneous peak power of 23.3 kW and efficiency of 26% were observed.

4.3. Solar-powered Stirling engine optimization

When a solar collector system is used as a heat input source for power generation, the solar collector and working conditions giving the optimum values of the cost of the system and the optimum power output must be considered. Some theoretical work to optimize solar-powered Stirling engine design was carried out by Umarov et al. [81,82], however the applications on the engine were not shown in the research papers.

Howell and Bannerot [6] determined the optimum value of the outlet temperature of the solar collector to maximize the work output of Carnot, Stirling, Ericsson, and Brayton cycle engines powered by a solar collector. Eldighidy et al. [83] optimized the conditions for maximum solar energy absorbed by a flat-plate collector used with a plane reflector. A simple flat-plate

collector/flat-sheet reflector was analyzed completely. Later, Eldighily [84] theoretically investigated the optimum outlet temperatures of the solar collector for the maximum work output for an Otto air-standard cycle with ideal regeneration. This work may be applied to an air-standard Stirling cycle.

Gordon [85] examined the accuracy of the energetic optimization of solar-driven heat engines. The results were obtained for the two limiting cases of maximum efficiency and maximum power. Altfeld et al. [86,87] minimized the sum of exergy losses, including exergy losses by absorption of radiation at the absorber temperature level by maximizing the net exergy flow. The optimum designs of the absorbers and flow ducts were presented. Costea et al. [88] studied the effect of pressure losses and actual heat transfer on solar Stirling engine cycle performance. The results indicated that when the engine was operated at the optimum temperature, the real cycle efficiency was approximately half the ideal cycle efficiency.

Chen et al. [89] proposed a non-image focusing heliostat consisting of a number of grouped slave mirrors for solar-powered Stirling engines. An experiment with a low power Stirling engine was reported. They proposed that a solar-powered engine of 20–50 kW was most in demand and would be less costly under stationary conditions.

5. Development of LTD Stirling engines

Haneman [90] studied the possibility of using air with low temperature sources. An unusual engine, in which the exhaust heat was still sufficiently hot to be useful for other purposes, was constructed. In practice, such an engine would produce only little useful work relative to the collector system size, and would give little gain compared to the additional maintenance required [91].

A simply constructed low temperature heat engine modeled on the Stirling engine configurations was patented in 1983 by White [92]. White suggested improving performance by pressurizing the displacer chamber. Efficiencies were claimed to be around 30%, but this can be regarded as quite high for a low temperature engine. In 1984, O'Hare [93] patented a device passing cooled and heated streams of air through a heat exchanger for changing the pressure of air inside the bellows. The practical usefulness of this device was not shown in detail as in the case of Haneman's work.

Kolin [5] experimented with a number of LTD Stirling engines, over a period of many years. In 1983, he presented a model that worked on a temperature difference between the hot and

cold ends of the displacer cylinder of as low as 15 °C. After Kolin published his work, Senft [2] made an in-depth study of the Ringbom engine and its derivatives, including the LTD engine. Senft's research in LTD Stirling engines resulted in the most interesting engine, which had an ultra-low temperature difference of 0.5 °C. It is very difficult to create any development better than this result. Senft's work [94] showed the principal motivation for Stirling and general heat engines, their target being to develop an engine operating with a temperature difference of 2 °C or lower.

Senft [3] described the design and testing of a small LTD Ringbom Stirling engine powered by a 60° conical reflector. He reported that the 60° test conical reflector producing a hot-end temperature of 93 °C under running conditions, worked very well.

6. Conclusions

This article describes a number of research works on the technology of Stirling engines, solar-powered Stirling engines, and LTD Stirling engines. The keys to the success of the Stirling engine are new materials and good heat transfer to the working fluid. Good heat transfer needs high mass flows, then a lower viscosity working fluid is used to reduce pumping losses, or higher pressure is used to reduce the required flow or the combination of both.

Current research and development efforts on solar-powered LTD Stirling engines show considerable promise for future applications. The Stirling engine efficiency may be low, but reliability is high and costs are low. Simplicity and reliability are key to a cost effective Stirling solar generator.

The aim of this study is to find a feasible solution which may lead to a preliminary conceptual design of a workable solar-powered LTD Stirling engine. Since this engine is designed for use in rural areas, the engine design should be as simple as possible. The most appropriate type of solar-powered Stirling engine would be the LTD Stirling engine. The engine design should be that of a gamma-configuration, double-acting, vertical, LTD Stirling engine.

Since, during two-thirds of the day, solar energy is not available, solar/fuel hybrids are needed. This engine should be powered both by solar energy and heat from any combustible material. A supporting structure, which allows positioning of the engine to be powered both by solar energy and combustion heat, is needed.

For solar operation, the reflector focuses the solar energy directly on a displacer hot-end external surface for subsequent transfer by conduction to the air inside the displacer cylinder. As

this cover plate acts as the solar absorber and also the displacer cylinder head, it must be able to tolerate the effects of high maximum internal pressures and temperatures.

The solar radiation concentrates on the absorber, which are the absorber and also the displacer hot-end head. As the absorber receives solar power, it heats up, and passes the heat to the air inside the displacer cylinder. The air expands under the pressure generated by the heat and moves the power piston. The power piston turns the crankshaft developing useful mechanical power.

Acknowledgements

The authors would like to thank the Joint Graduate School of Energy and Environment (JGSEE) and the Thailand Research Fund (TRF) for their financial support.

References

- [1] Stine WB. Stirling engines. In: Kreith F, editor. The CRC handbook of mechanical engineers. Boca Raton: CRC Press; 1998. p. 8-7-8-6.
- [2] Van Arsdell BH. Stirling engines. In: Zumerchik J, editor. Macmillan encyclopedia of energy, vol.3. Macmillan Reference USA; 2001. p. 1090-95.
- [3] Senft JR. Ringbom Stirling engines. New York: Oxford University Press, 1993.
- [4] Walpita SH. Development of the solar receiver for a small Stirling engine. In: Special study project report no. ET-83-1. Bangkok: Asian Institute of Technology; 1983.
- [5] Rizzo JG. The Stirling engine manual. Somerset: Camden miniature steam services, 1997.
- [6] Howell JR, Bannerot RB. Optimum solar collector operation for maximizing cycle work output. Sol Energy 1977;19:149-53.
- [7] Schmidt G. Theorie der Lehmannschen calorischen maschine. Zeit Des Vereines deutsch Ing 1871;15(1-12):97-112.
- [8] Martini WR. Stirling engine design manual. 2nd ed. NASA CR-168088; 1983.
- [9] West CD. Principles and applications of Stirling engines. New York: Van Nostrand Reinhold, 1986.
- [10] Walker G. Stirling engines. Oxford: Clarendon Press, 1980.
- [11] Walker G. Elementary design guidelines for Stirling engines. In: Proceedings of the 14th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Paper 799230. Boston: American Chemical Society;1979.

- [12] West CD. Theoretical basis for the Beale number. In: Proceedings of the 16th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Paper 819787. Atlanta: American Society of Mechanical Engineers; 1981.
- [13] Senft JR. A simple derivation of the generalized Beale number. In: Proceedings of the 17th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Paper 829273. Los Angeles: Institute of Electrical and Electronic Engineers; 1982.
- [14] West CD. A historical perspective on Stirling engine performance. In: Proceedings of the 23rd Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Paper 889004. Denver: American Society of Mechanical Engineers; 1988.
- [15] Trayser DA, Eibling JA. A 50-Watts portable generator employing a solar-powered Stirling engine. *Sol Energy* 1967;11:153–9.
- [16] Gupta RK, Deshpande AM, Brave KM. Development of 1 kW solar powered reciprocating engine for rural applications. In: International Solar Energy Congress, New Delhi. 1978. p. 2016–20.
- [17] Spencer LC. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part I.I. Research since 1950—“Conventional” engines up to 100 kW. *Sol Energy* 1989;43:197–210.
- [18] Pearce JM, Al Zahawi BA, Auckland DW, Starr F. Electricity generation in the home: evaluation of single-house domestic combined heat and power. *IEE Proc-A* 1996;143:345–50.
- [19] Prodessor E. Electricity production in rural villages with biomass Stirling engine. *Renew Energy* 1999;16:1049–52.
- [20] Dixit DK, Ghodke SV. Renewable energy powered Stirling engines—a viable energy alternative. In: Sayigh AAM, editor. *Renewable energy technology and the environment. Proceedings of the Second World Renewable Energy Congress, vol. 2.* 1992. p. 934–8.
- [21] Markman MA, Shmatok YI, Krasovkii VG. Experimental investigation of a low-power Stirling engine. *Geliotekhnika* 1983;19:19–24.
- [22] Orunov B, Trukhov VS, Tursunbaev IA. Calculation of the parameters of a symmetrical rhombic drive for a single-cylinder Stirling engine. *Geliotekhnika* 1983;19:29–33.
- [23] Abdalla S, Yacoub SH. Feasibility prediction of potable water production using waste heat from refuse incinerator hooked up at Stirling cycling machine. *Desalination* 1987;64:491–500.

- [24] Nakajima N, Ogawa K, Fujimasa I. Study on microengines: miniaturizing Stirling engines for actuators. *Sensor Actuator* 1989;20:75–82.
- [25] Aramtummaphon D. A study of the feasibility of using heat energy from producer gas for running stirling engine by steam as working Fluid. Master thesis, King Mongkut's University of technology Thonburi; 1996.
- [26] Hirata K, Iwamoto S, Toda F, Hamaguchi K. Performance evaluation for a 100 W Stirling engine. In: *Proceedings of Eighth International Stirling Engine Conference*. 1997. p. 19–28.
- [27] Costea M, Feidt M. The effect of the overall heat transfer coefficient variation on the optimal distribution of the heat transfer surface conductance or area in a Stirling engine. *Energ Convers Manage* 1998;39:1753–63.
- [28] Wu F, Chen L, Wu C, Sun F. Optimum performance of irreversible Stirling engine with imperfect regeneration. *Energ Convers Manage* 1998;39:727–32.
- [29] Wu F, Chen L, Sun F, Wu C, Zhu Y. Performance and optimization criteria for forward and reverse quantum Stirling cycles. *Energ Convers Manage* 1998;39:733–9.
- [30] Wu F, Chen L, Sun F, Wu C. Finite-time exergoeconomic performance bound for a quantum Stirling engine. *Int J Eng Sci* 2000;38:239–47.
- [31] Gu Z, Sato H, Feng X. Using supercritical heat recovery process in Stirling engines for high thermal efficiency. *Appl Therm Eng* 2001;21:1621–30.
- [32] Winkler W, Lorenz H. Design studies of mobile applications with SOFC-heat engine modules. *J Power Sources* 2002;106:338–43.
- [33] Hsu ST, Lin FY, Chiou JS. Heat-transfer aspects of Stirling power generation using incinerator waste energy. *Renew Energ* 2003;28:59–69.
- [34] Ptrescu S, Costea M, Harman C, Florea T. Application of the direct method to irreversible Stirling cycles with finite speed. *Int J Energ Res* 2002;26:589–609.
- [35] Jordan RC, Ibele WE. Mechanical energy from solar energy. In: *Proceedings of the World Symposium on Applied Solar Energy*, Phoenix. 1955. p. 81–101.
- [36] Spencer LC. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part I. A history of solar-powered devices up to 1950. *Sol Energy* 1989;43:191–6.
- [37] Ericsson J. Sun power; the solar engine. *Contributions to the Centennial Exhibition*, Philadelphia: John Ericsson, 1870. p. 571–77.
- [38] Daniels F. *Direct use of the sun's energy*. New Haven: Yale University Press, 1964.

- [39] Meinel AB, Meinel MP. Applied solar energy: an introduction. Reading, MA: Addison-Wesley, 1976.
- [40] Reader GT, Hooper C. Stirling engines. London: Cambridge University Press, 1983.
- [41] Ghai ML. Small solar power plants. In: Daneils F, Duffie JA, editors. Solar energy research. London: Thames and Hudson; 1955. p. 81–4 [Section 4].
- [42] Dunn PD. Solar powered pumps. Joint Conference: University of Reading and U. K. I.S.E.S.: Solar Energy in Agriculture; 1976. p. 55–7.
- [43] Meijer RJ. STM4-120 Stirling engine for solar application. Abs. I.S.E.S, Solar World Congress, Hamburg; 1987. p. 2, 13, 16.
- [44] Khanna ML. Studies on hot-air engine run with solar energy conducted at the National Physical Laboratory, New Delhi, and a critical review of its present status, Paper 7/14, I.S.E.S. Conference, Melbourne; 1970. p. 1–7.
- [45] Finkelstein T. Generalized thermodynamic analysis of Stirling engines. American Society of Automotive Engineers, Paper 118 B. Annual Meeting; 1960.
- [46] Finkelstein T. Cyclic processes in closed regenerative gas machines. American Society of Mechanical Engineers, Paper 61-SA-21. Annual Meeting; 1961.
- [47] Finkelstein T. Conversion of solar radiation into power. American Society of Mechanical Engineers, Paper 61-WA-297. Annual Meeting; 1961.
- [48] Farber EA. A closed cycle solar engine. In: Solar Energy Symposium. Gainesville: University of Florida; 1964.
- [49] Farber EA. An open cycle solar engine. In: Solar Energy Symposium. Gainesville: University of Florida; 1964.
- [50] Jordan RC. Conversion of solar to mechanical energy. In: Zarem AM, Erway DD, editors. Introduction to the utilization of solar energy. New York: McGraw-Hill; 1963. p. 125–52.
- [51] Utz JA, Braun RA. Design and initial tests of a Stirling engine for solar energy applications. MS thesis, Mechanical Engineering Department, University of Wisconsin; 1960.
- [52] Finkelstein T. Internally focussing solar power systems. American Society of Mechanical Engineers, Paper 61-WA-297. Annual Meeting; 1961.
- [53] Gurtler RW. Optically driven solar engine. U.S. Patent; 1979. p. 4, 173, 123.

- [54] Walker G, Kentfield J, Johnson E, Fauvel R, Srinivasen V. Coal-fired Stirling engines for railway locomotive and stationary applications. *Proc Inst Mech Eng* 1983;197:46.
- [55] Hull PG, Hunt AJ. A reciprocating solar-heated engine utilizing direct absorption by small particles. *J Sol Eng Trans ASME* 1984;106:29–34.
- [56] Holland MB. The Stirling engine—power plant of the future? *Charter Mech Eng* 1979;April:60–3.
- [57] Pons RL, Fox RJ. A solar/Stirling total energy system. In: *Sharing the Sun, Solar Technology in the 1970s Conference, Winnipeg, 1976*. p. 77–91.
- [58] Brown CT, Mackie PE, Neale DH. Advanced component research in the solar thermal program. In: *Proceedings of the Solar World Congress, Perth, 1983*. p. 1421–5.
- [59] Marriott AT. Solar electric power from parabolic dishes. In: *Proceedings of the Solar World Congress, Perth, 1983*. p. 1438–43.
- [60] Selcuk MK, Bowyer JM. Dish Stirling module performance analysis as evaluated from tests of various TBC concentrator/USAB engine configurations as the parabolic dish test site. *Ext. Abst. Intersol '85, Montreal; 1985*. p. 313.
- [61] McGlaun MA. The LaJet energy large scale innovative solar concentrator study of wind loading effects. *Abs., I.S.E.S. Solar World Congress, Hamburg; 1987*. p. 2, 18, 15.
- [62] Schlaich J. Solar power plants with a membrane concave mirror-50 kW. *Abs., I.S.E.S. Solar World Congress, Hamburg; 1987*. p. 2, 18, 16.
- [63] Al-Rebaian A, Hansen J. 50 kW Solar concentrators with stirling generators—results of the first six mounts of operation in Saudi Arabia. *Abs., I.S.E.S. Solar World Congress, Hamburg; 1987*. p. 2,13, 15.
- [64] Leibowitz L, Hanseth E. Solar thermal technology-outlook the 80's. *Mech Eng* 1982;104:30–5.
- [65] Ahmed A, Al-Agami M, Al-Garni M. Solar powered Stirling engine with a single membrane dish concentrator. In: *Proceedings of the First World Renewable Energy Congress, Energy and the Environment, Reading, UK, September 23–28, vol. 2, 1990*. p. 1202–7.
- [66] Childs WD, Dabiri AE, Al-Hinai HA, Abdullah HA. VARI-RO solar-powered desalting technology. *Desalination* 1999;125:155–66.
- [67] Audy Ch, Fischer M, Messerschmid EW. Nonsteady behaviour of solar dynamic power systems with Stirling cycle for space stations. *Aerosp Sci Technol* 1999;1:49–58.

- [68] Washom B. Parabolic dish Stirling module development and test results. In: Proceedings of the IECEC, Paper No. 849516, San Francisco. 1984.
- [69] Stine WB, Diver RP. A compendium of solar dish/Stirling technology. Sandia National Laboratories, Albuquerque, Report SAND93-7026 UC-236; 1994.
- [70] Droher J, Squier S. Performance of the Vanguard solar dish-Stirling module. Electric Power Research Institute, Palo Alto, Report AP-4608; 1986.
- [71] Lopez CW, Stone KW. Design and performance of the Southern California Edison Stirling dish. In: Proceedings of the 1992 ASME-JSES-KSES International Solar Energy Conference, Maui. 1992.
- [72] Lopez CW, Stone KW. Design and performance of the Southern California Edison Stirling dish. Sandia National Laboratories, Albuquerque, Report SAND93-7098; 1993.
- [73] Stone KW, Drubka RE. Impact of Stirling engine operational requirements on dish-Stirling system life cycle costs. In: Proceedings of the 1994 ASME Solar Energy Conference, San Francisco. 1994.
- [74] Stone KW, Lopez CW, McAlister R. Economic performance of the SCE Stirling dish. In: Proceedings of the IECEC, Atlanta. 1993.
- [75] Bean JR, Diver RB. The CPG 5-kWe dish/Stirling development program. In: Proceedings of the IECEC, San Diego, Paper No. 929181. 1992.
- [76] Gallup DR, Mancini TR, Christensen J, Beninga K. The utility scale joint-venture program. In: Proceedings of the IECEC, Monterey, AIAA-94-3945-CP. 1994.
- [77] Beninga K, Davenport R, Sellars J, Smith D, Johansson S. Performance results for the SAIC/STM prototype dish/Stirling systems. In: Proceedings of the 1997 ASME International Solar Energy Conference, Washington. 1997.
- [78] Diver R, Andraka CE, Rawlinson KS, Goldberg V, Thomas G. The advanced dish development system project. In: Proceedings of the Solar Forum 2001, Technical paper. 2001.
- [79] Davenport R, Mayette J, Forristall RE. The salt river project sundish/Stirling system. In: Proceedings of the ASME Solar Forum 2001, Washington. 2001.
- [80] Davenport RL, Butler BL, Taylor R, Forristall R, Johansson S, Ulrich J et al. Operation of second generation dish/Stirling power systems. In: Proceedings of the ASES 2002 Solar Conference, Reno. 2002.

- [81] Umarov GY, Orunov BB, Klyuchevskii YE, Tursunbaev IA, Trukhov VS. Thermodynamic analysis and choice of optimal parameters of dynamic converter for solar energy plant. *Geliotekhnika* 1976;12:31–4.
- [82] Umarov GY, Trukhov VS, Tursunbaev IA, Orunov BB. A method for optimizing heat exchangers of a stirling engine. *Geliotekhnika* 1976;12(6):18–23.
- [83] Eldighidy SM, Taha IS, Darwish MA. Optimum conditions for maximum solar energy absorbed by flat plate collector augmented by plane reflector. In: *Proceedings of the Energy Symposium (ISATED)*, Montreux, Swiss. 1979. p. 28–32.
- [84] Eldighidy SM. Optimum outlet temperature of solar collector for maximum work output for an Otto air-standard cycle with ideal regeneration. *Sol Energy* 1993;51:175–82.
- [85] Gordon JM. On optimized solar-driven heat engines. *Sol Energy* 1988;40:457–61.
- [86] Altfeld K, Leiner W, Feebig M. Second law optimization of flat-plate air heaters. Part I: the concept of net exergy flow and the modeling of solar air heaters. *Sol Energy* 1988;41:127–32.
- [87] Altfeld K, Leiner W, Feebig M. Second law optimization of flat-plate air heaters. Part II: results of optimization and analysis of sensibility to variations of operating conditions. *Sol Energy* 1988;41:127–32.
- [88] Costea M, Petrescu S, Harman C. The effect of irreversibilities on solar Stirling engine cycle performance. *Energ Convers Manage* 1999;40:1723–31.
- [89] Chen YT, Chong KK, Bligh TP, Chen LC, Yunus J, Kannan KS et al. Non-imaging, focusing heliostat. *Sol Energy* 2001;71:155–64.
- [90] Haneman D. Theory and principles of low-temperature hot air engines fuelled by solar energy. Report Prepared for U.S. Atomic Energy Comm. Contract W-7405-Eng-48; 1975.
- [91] Spencer LC. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part III. Research since 1950-“unconventional” engines up to 100 kW. *Sol Energy* 1989;43:211–25.
- [92] White EW. Solar heat engines, U.S. Patent; 1983. p. 4, 414, 814.
- [93] O’Hare R. Convection powered solar engine, U.S. Patent; 1984. p. 4, 453, 382.
- [94] Senft JR. An ultra low temperature differential Stirling engine. In: *Proceedings of the Fifth International Stirling Engine Conference, Paper ISEC 91032, Dubrovnik, May. 1991.*