

การพัฒนากระบอกสูบดีเซลเพลตเซอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

DEVELOPMENT ON DISPLACER OF GAMMA TYPE

STIRLING ENGINE

นายก้องเกียรติ สีนธาวาศิริกุลชัย

นายกเนิงชาติ แส่นยศ

นายธนนชาติ มุ่งเพ็ชรพันธ์

โครงการพิเศษนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาคำถามหลักศูนย์วิทยาศาสตร์บัณฑิต

สาขาวิชาฟิสิกส์ประยุกต์

คณะวิทยาศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา ๒๕๕๐

การพัฒนากระบอกลูกสูบดีเซลเพลสเซอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

DEVELOPMENT ON DISPLACER OF GAMMA TYPE

STIRLING ENGINE

นายก้องเกียรติ สินธาราศิริกุลชัย

นายคณินชาติ แสนยศ

นายชนชาติ มุ่งเพียรพันธ์

โครงการพิเศษนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิทยาศาสตร์บัณฑิต

สาขาวิชาฟิสิกส์ประยุกต์

คณะวิทยาศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2556

**DEVELOPMENT ON DISPLACER OF GAMMA TYPE
STIRLING ENGINE**

MR.KONGKIAT

SINTARASIRIKULCHAI

MR.KHANEUNGCHAT

SAENYOT

MR.THANACHART

MOONGPIENPHAN

**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 2013**

หัวข้อโครงการพิเศษ การพัฒนากระบอกสูบดีสเพลสเซอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา
 DEVELOPMENT ON DISPLACER OF GAMMA TYPE STIRLING ENGINE





ชื่อนักศึกษา นายก้องเกียรติ สินธราศิริกุลชัย
 นายคณิงชาติ แสนยศ
 นายธนชาติ มุ่งเพียรพันธ์

ปริญญา วิทยาศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชา ฟิสิกส์

อาจารย์ที่ปรึกษา รศ.สาหรัย เล็กชะอุ่ม

คณะวิทยาศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง อนุมัติให้
 โครงการพิเศษนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร วิทยาศาสตรบัณฑิต สาขาวิชา
 ฟิสิกส์ประยุกต์ ประจำปีการศึกษา 2556

คณะกรรมการสอบ	ลายมือชื่อ
ดร.เกียรติยศ ศรีนวลจันทร์	
ดร.อาภาภรณ์ สกุลการะเวก	
ดร.ณัฐพร พรหมรศ	
รศ.สาหรัย เล็กชะอุ่ม	

ลิจสิทธิ์ของคณะวิทยาศาสตร์
 สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

หัวข้อโครงการพิเศษ	การพัฒนากระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา
ชื่อนักศึกษา	นายก้องเกียรติ สินธาราศิริกุลชัย นายคณิงชาติ แสนยศ นายธนชาติ มุ่งเพียรพันธ์
ปริญญา	วิทยาศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชา	ฟิสิกส์
อาจารย์ที่ปรึกษา	รศ. สาหรัย เล็กชะอุ่ม

บทคัดย่อ

โครงการพิเศษนี้เป็นการศึกษาและพัฒนากระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา โดยวัสดุที่นำมาพัฒนากระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ คือ แก้ว สแตนเลส และทองเหลือง และการทดสอบการพัฒนากระบอกลูกสูบจะแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ การทดสอบเชิงเทอร์โมไดนามิกส์เพื่อหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่พัฒนา ใช้ความร้อนจากตะเกียงแอลกอฮอล์ วัสดุอุณหภูมิที่กระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์แบบแต่ละสัมผัส และการทดสอบหาอัตราส่วนกำลังอัดเพื่อหาค่าการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนไปเป็นพลังงานกลในการหมุน ผลการทดสอบพบว่าเชิงเทอร์โมไดนามิกส์ที่อุณหภูมิเฉลี่ยของกระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์ที่เป็นแก้ว สแตนเลส และทองเหลืองมีค่า 260.53°C , 192.13°C และ 175.04°C ตามลำดับ มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากับ 42.9816 %, 34.6807 % และ 30.5910 % ตามลำดับ และพบว่าอัตราส่วนกำลังอัดของวัสดุที่เป็น แก้ว สแตนเลส และทองเหลืองมีค่า 1.9090, 2.2000 และ 3.3999 ตามลำดับ ซึ่งจะเห็นว่ายิ่งอุณหภูมิมีค่าสูงก็จะทำให้มีประสิทธิภาพทางความร้อนมากและถ้าอัตราส่วนกำลังอัดมีค่ามากจะส่งผลให้ได้พลังงานกลมากขึ้น

คำสำคัญ : เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา, การนำความร้อนวัสดุ, อัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์

Title	DEVELOPMENT ON DISPLACER OF GAMMA TYPE STIRLING ENGINE	
Student	Mr. KONGKIAT	SINTARASIRIKULCHAI
	Mr. KHANEUNGCHAT	SAENYOT
	Mr. THANACHART	MOONGPIENPHAN
Degree	Bachelor of Science	
Program	Physics	
Academic year	2013	
Advisor	Asst. Prof. Sarrai	Lekchaum

ABSTRACT

The objectives of (special problem) were to study and develop cylindrical displacer of gamma stirling engine. Materials that were used to improve cylindrical displacer are glass, stainless steel, and brass. The improvement of method for testing were divided into 2 parts; thermodynamics test to find for thermal efficiency by measuring temperature of cylindrical displacer, which was heated by alcohol burner, measured the temperature using contact thermometer and compression ratio testing to find the conversion of thermal energy to rotational mechanical energy. The results, of average temperature of glass, stainless steel, and brass cylindrical displacer were is 260.53 oC, 192.13 oC, and 175.04 oC respectively and the thermal efficiency of materials were 42.9816 %, 34.6807 % and 30.5910 % respectively. In addition, The compression ratio of glass, stainless steel, and brass material were 1.9090, 2.2000, and 3.3999 respectively. In conclusion, indicated that high temperature could lead to increase the value of thermal efficiency and in the same way the more compression ratio causes the more mechanical energy.

Keyword : gamma type stirling engine, conductivity of material, compression ratio

กิตติกรรมประกาศ

โครงการพิเศษนี้สามารถเสร็จลุล่วงไปได้ด้วยดีเนื่องจากการได้รับความช่วยเหลือและสนับสนุนจากผู้ช่วยศาสตราจารย์สาหร่าย เล็กชะอุ่ม ผู้ให้คำแนะนำปรึกษาทางวิชาการที่ดีตลอดและยังเสนอแนะข้อสงสัยต่างๆ ทำให้คณะผู้จัดทำมีความรู้ความเข้าใจและแนวทางที่จะนำไปประยุกต์ใช้ในการทำโครงการพิเศษนี้ด้วย

ขอขอบคุณ นายปรีชา ศรีน้อย ผู้ช่วยผู้อำนวยการ โรงไฟฟ้าพลังน้ำภาคตะวันออกเฉียงเหนือที่ให้ความรู้และเป็นคนเสนอแนวคิดให้ทำการสร้างและการศึกษาพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงและให้คำปรึกษาที่ดีในการทดสอบระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ขอขอบคุณ นายทองทศ แก้วกล้า นายไพฑูย์ ไพศาล และพี่ๆพนักงานหน่วยผลิตอุปกรณ์ การไฟฟ้าฝ่ายผลิต เขื่อนอุบลรัตน์ จังหวัดขอนแก่น ที่ดูแลและอำนวยความสะดวกสถานที่สำหรับการผลิตชิ้นส่วนอุปกรณ์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง สอนเทคนิคต่างๆในการใช้อุปกรณ์เครื่องกลโรงงานได้อย่างถูกต้อง และให้กำลังใจที่ดีในการทำโครงการพิเศษมาโดยตลอด

ขอขอบคุณ อาจารย์สาโรจน์ ชูอำไพ และอาจารย์ประจำตึกซ่อมสร้าง คณะวิทยาศาสตร์ทุกท่าน ที่ให้การสนับสนุนสถานที่ปฏิบัติงานและเครื่องมือที่สำคัญในการทำโครงการพิเศษและเป็นที่ปรึกษาพร้อมทั้งให้กำลังใจที่ดีตลอดมา ซึ่งเป็นส่วนสำคัญที่ทำให้โครงการพิเศษนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณ เพื่อนๆสาขาวิชาฟิสิกส์ประยุกต์ทุกคนที่ให้คำปรึกษา ช่วยเหลือและให้กำลังใจในการทำโครงการพิเศษมาโดยตลอด

สุดท้ายนี้ ขอกราบขอบพระคุณอาจารย์ทุกท่าน ที่เมตตาตั้งแต่การศึกษาระดับมัธยมศึกษาจนถึงปัจจุบัน ตลอดจน กราบขอบพระคุณ บิดา มารดา ที่คอยให้คำปรึกษา ให้ทุนทรัพย์และคอยเป็นแรงผลักดันให้คณะผู้จัดทำมีกำลังใจในการทำโครงการพิเศษซึ่งเป็นส่วนสำคัญที่สุดในการศึกษาและการทำโครงการพิเศษนี้

นายก้องเกียรติ สินธาราศิริกุลชัย

นายคณินชาติ แสนยศ

นายชนชาติ มุ่งเพียรพันธ์

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญ(ต่อ)	V
สารบัญตาราง	VI
สารบัญตาราง(ต่อ)	VII
สารบัญรูป	VIII
สารบัญรูป(ต่อ)	IX
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของงานวิจัย	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	2
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย	2
1.4 ขั้นตอนของการวิจัยและวิธีดำเนินงาน	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
2.1 ลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	4
2.2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา	7
2.3 หลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา	10
2.4 กระบวนการการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา	19
2.5 การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา	21
2.6 การหางาน กำลัง และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	22
2.7 ทฤษฎีทางวัสดุศาสตร์	24

สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
บทที่ 3 ขั้นตอนการดำเนินงาน	33
3.1 ศึกษาปัญหาที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเกมมาจากต้นแบบเดิม และหาแนวทางในการแก้ไขเพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนา	33
3.2 การออกแบบชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเกมมา ด้วยโปรแกรม Solid work	39
3.3 การสร้างและประกอบชิ้นส่วนเข้ากับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเกมมา	49
3.4 ศึกษาหลักการความสัมพันธ์ในการทดสอบและวิเคราะห์หาค่าพารามิเตอร์ที่สำคัญ	58
3.5 ขั้นตอนการทดสอบและวิเคราะห์หาค่าประสิทธิภาพ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเกมมาที่พัฒนา	63
บทที่ 4 ผลวิจัยและอภิปรายผล	65
4.1 การทดสอบและวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์	66
บทที่ 5 สรุปผลวิจัยและข้อเสนอแนะ	106
5.1 การทดสอบและวิเคราะห์ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์	106
5.2 ผลการคำนวณหาอัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	109
5.3 วิจัยณ์ผลการทดสอบ	109
5.4 ข้อเสนอแนะ	110
อ้างอิง	111
ภาคผนวก	

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 แนวทางดำเนินการ	3
2.1 โมเมนต์ความเฉื่อยของวัตถุรูปทรงต่างๆ	14
2.2 คุณสมบัติของวัสดุชนิดต่างๆ	32
4.1 ค่าที่ได้จากการวัดและคำนวณของปริมาตรภายในทั้งหมด ของระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแต่ละเครื่องที่ระยะ $r_p = 9 \text{ mm}$ และ $r_p = 12 \text{ mm}$	70
4.2 ผลการคำนวณการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของพื้นที่การขยายและการบีบอัดภายใน ระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ A และ B ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณโดยสมการ (4.1) และ (4.2) ที่ $\Delta\theta = 90^\circ$	74
4.3 ผลการคำนวณการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของพื้นที่การขยายและการบีบอัดภายใน ระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ C ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณโดยสมการ (4.1) และ (4.2) ที่ $\Delta\theta = 90^\circ$	76
4.4 ค่าอุณหภูมิด้านร้อนที่ได้จากการวัดด้วย thermometer type K ตามตำแหน่ง ต่างๆดังรูปที่ 4.9 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด A	84
4.5 ค่าอุณหภูมิด้านเย็นที่ได้จากการวัดด้วย thermometer type K ตามตำแหน่ง ต่างๆดังรูปที่ 4.10 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด A	84
4.6 ค่าอุณหภูมิด้านร้อนที่ได้จากการวัดด้วย thermometer type K ตามตำแหน่ง ต่างๆดังรูปที่ 4.11ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด B	85
4.7 ค่าอุณหภูมิด้านเย็นที่ได้จากการวัดด้วย thermometer type K ตามตำแหน่ง ต่างๆดังรูปที่ 4.12 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด B	85
4.8 ค่าอุณหภูมิด้านร้อนที่ได้จากการวัดด้วย thermometer type K ตามตำแหน่ง ต่างๆดังรูปที่ 4.13 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด C	86
4.9 ค่าอุณหภูมิด้านเย็นที่ได้จากการวัดด้วย thermometer type K ตามตำแหน่ง ต่างๆดังรูปที่ 4.14 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด C	86
4.10 ผลการคำนวณหาค่าความดันภายในระบบกับปริมาตรภายในระบบของเครื่องยนต์ สเตอร์ลิงภาพ A และ B ที่เปลี่ยนแปลงตามมุมข้อเหวี่ยงที่ $r_p = 9 \text{ mm}$	93

สารบัญตาราง(ต่อ)

ตารางที่	หน้า
4.11 ผลการคำนวณหาค่าความดันภายในระบบกับปริมาตรภายในระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ C ที่เปลี่ยนแปลงตามมุมข้อเหวี่ยงที่ $r_p = 12 \text{ mm}$	95
4.12 แสดงเปรียบเทียบปริมาตรก่อนการอัดตัวและปริมาตรหลังการอัดตัวและอัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา	105

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แสดงส่วนประกอบที่สำคัญภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	5
2.2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแอลฟา	6
2.3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า	6
2.4 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมา	7
2.5 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมาชนิดอุณหภูมิต่ำ	8
2.6 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมาชนิด Ringbom	9
2.7 แสดงส่วนประกอบทั้งหมดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา	9
2.8 วัตถุที่ถูกกระทำด้วยแรงสองแรงซึ่งจะทำให้หยุดนิ่งหรือเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่	10
2.9 วัตถุเคลื่อนที่ด้วยอัตราเร่ง a ที่มีผลมาจากการกระทำของผลรวมของแรง F	10
2.10 แรงเสียดทานที่มีผลต่อการเคลื่อนที่ของวัตถุ	11
2.11 แสดงการเคลื่อนที่แบบหมุน	11
2.12 แสดงทิศทางของทอร์กที่ตั้งฉากกับระนาบการหมุน	12
2.13 แสดงวัตถุเกร็งที่ประกอบด้วยมวลก้อนเล็กๆ	13
2.14 แสดงการเกิดงาน	15
2.15 งานของเพลา (Shaft Work)	16
2.16 แผนภาพ $P-V$, $T-S$ ของวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ (Ideal stirling cycle)	18
2.17 แสดงกระบวนการ Isothermal compression process	18
2.18 แสดงกระบวนการ Isometric heating process	19
2.19 แสดงกระบวนการ Isothermal expansion process	19
2.20 แสดงกระบวนการ Isometric cooling process	19
2.21 กระบวนการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา	20
2.22 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา	21
2.23 แสดงอิทธิพลของอุณหภูมิต่อค่าความจุความร้อนที่ปริมาตรคงที่	27
2.24 แสดงการขยายตัวเชิงเส้น	28

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
2.25 แสดงการขยายตัวของเหล็กกล้าและทองเหลือง	29
2.26 แสดงรางรถไฟที่ต้องเว้นช่องว่างเพื่อป้องกันการขยายตัวเมื่อรางรถไฟมีอุณหภูมิสูงขึ้น	30
2.27 แสดงการนำความร้อน	31
2.28 การไหลของความร้อนจากอุณหภูมิสูง (T2) ไปยังอุณหภูมิต่ำ (T1)	32
3.1 ต้นแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา	33
3.2 ครอบอกสูบกำลังตัวเค็มที่หล่อขึ้น	35
3.3 หลอดแก้วด้านฮีเตอร์ภายในครอบอกสูบคิสเพลสเซอร์	35
3.4 เพลาข้อเหวี่ยงที่เชื่อมต่อกับลูกสูบกำลัง	35
3.5 ข้อเหวี่ยงที่ต่อกับก้านสูบคิสเพลสเซอร์	36
3.6 เพลาสำหรับยึดข้อเหวี่ยง	36
3.7 ฮีเตอร์	36
3.8 ล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง	37
3.9 ครอบอกสูบคิสเพลสเซอร์	37
3.10 บูชสำหรับป้องกันการรั่ว	37
3.11 ฐานเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา	38
3.12 ครอบอกสูบกำลัง	39
3.13 ครอบอกสูบกำลัง (1), (2)	40
3.14 ครอบอกสูบคิสเพลสเซอร์ (1), (2)	41
3.15 ฮีเตอร์ (1), (2)	42
3.16 ล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง (1), (2)	43
3.17 แขนเหวี่ยง (1), (2)	44
3.18 ข้อเหวี่ยง (1), (2)	45
3.19 ฐานยึดล้อเกียร์กระตุ้น (1), (2)	46
3.20 ฐานยึดครอบอกสูบ (1), (2)	47
3.21 ฐานรองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (1), (2)	48
3.22 เครื่องกลึงขั้นศูนย์แบบธรรมดา	49

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.23 หัวเครื่องกลึงขั้นศูนย์	50
3.24 แท่นเลื่อน	51
3.25 ขั้นศูนย์ท้าย	52
3.26 ระบบป้อน	53
3.27 เครื่องกลึงขั้นศูนย์ชนิด NC และ CNC	53
3.28 เครื่องเจาะรู	54
3.29 เครื่องตัดโลหะ	54
3.30 ไดอัลเกจและเวอร์เนียร์คาลิปเปอร์	54
3.31 การทดสอบรอยรั่วกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์	55
3.32 การทดสอบรอยรั่วกระบอกสูบกำลัง	55
3.33 การทดสอบรอยรั่วท่อส่งผ่านอากาศ	56
3.34 การตั้งค่าระยะห่างระหว่างข้อเหวี่ยงและล้อเกียร์	57
3.35 ระยะของแกนเหวี่ยงกับล้อเกียร์กระตุ้น	57
3.36 แสดงตำแหน่งปริมาตร $V_{DE}, V_{SE}, V_{SC}, V_{DC}, V_{SP}$ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง แบบแกมมา	59
3.37 แสดงตำแหน่งปริมาตร V_E และ V_C	59
3.38 แสดงตำแหน่งของ BDC และ TDC	62
3.39 ตะเกียงแอลกอฮอล์	63
3.40 เครื่อง Thermometer	63
4.1 ภาพ A แสดงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่กระบอกสูบดิสเพลสเซอร์ทำจากแก้ว ภาพ B แสดงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่กระบอกสูบดิสเพลสเซอร์ทำจากสแตนเลส ภาพ C แสดงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่กระบอกสูบดิสเพลสเซอร์ทำจากทองเหลือง	65
4.2 แสดงตำแหน่งของปริมาตรภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำการวัดและคำนวณ	66
4.3 แสดงตำแหน่งของระยะที่ทำการวัดเพื่อคำนวณปริมาตรภายในต่างๆ	66

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.4 แสดงตำแหน่งระยะข้อเหวี่ยงของแกนลูกสูบคิสเพลสเซอร์บนล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง มุมกับระนาบแกนนอนเป็นมุม $\theta = 0^\circ$ และที่นำหน้าตำแหน่งระยะข้อเหวี่ยง ของแกนลูกสูบกำลังเป็นมุม และทั้งสองหมุนตามเข็มนาฬิกา	70
4.5 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงปริมาตรพื้นที่การขยายและการบีบอัดที่เกิดจากมุม ข้อเหวี่ยง ที่ = 9 mm ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ A	78
4.6 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงปริมาตรพื้นที่การขยายและการบีบอัดที่เกิดจากมุม ข้อเหวี่ยงที่ = 9 mm ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ B	78
4.7 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงปริมาตรพื้นที่การขยายและการบีบอัดที่เกิดจากมุม ข้อเหวี่ยงที่ = 9 mm ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ C	79
4.7 กราฟแสดงปริมาตรรวมที่เปลี่ยนแปลงไปตามมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ สเตอร์ลิงต้นแบบชุด A, B และ C	79
4.9 แสดงตำแหน่งที่ติดหัววัดอุณหภูมิบนกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์	80
4.10 แสดงตำแหน่งที่ติดหัววัดอุณหภูมิบนกระบอกสูบกำลัง	80
4.11 แสดงตำแหน่งที่ติดหัววัดอุณหภูมิบนกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์	81
4.12 แสดงตำแหน่งที่ติดหัววัดอุณหภูมิบนกระบอกสูบกำลัง	81
4.13 แสดงตำแหน่งที่ติดหัววัดอุณหภูมิบนกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์	82
4.14 แสดงตำแหน่งที่ติดหัววัดอุณหภูมิบนกระบอกสูบกำลัง	82
4.15 Thermometer Type-K รุ่น TM-9475D	83
4.16 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงที่เปลี่ยนแปลงกับปริมาตรรวม (V) และความดัน (P) ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ A ที่เปลี่ยนแปลงไปเมื่อ	97
4.17 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรรวม (V) กับความดัน (P) ภายในระบบ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเมื่อเครื่องยนต์สเตอร์ลิงกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากแก้วภาพ A	97

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.18 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงที่เปลี่ยนแปลงกับปริมาตรรวม (V)และความดัน(P)ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ B ที่เปลี่ยนแปลงไปเมื่อ $r_p = 9 \text{ mm}$	98
4.19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรรวม (V) กับความดัน (P)ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อ $r_p = 9 \text{ mm}$ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่กระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากสแตนเลสภาพ B	98
4.20 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงที่เปลี่ยนแปลงกับปริมาตรรวม (V)และความดัน (P) ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ C ที่เปลี่ยนแปลงไป เมื่อ $r_p = 12 \text{ mm}$	99
4.21 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรรวม (V) กับความดัน (P) ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อ $r_p = 12 \text{ mm}$ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่กระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากทองเหลืองภาพ C	99
4.22 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรรวม (V) กับความดัน (P) ภายในระบบของเครื่องสเตอร์ลิงเปรียบเทียบกันชุด A ,B และ C	100
4.23 แผนภาพแสดงตำแหน่งการเคลื่อนที่ของลูกสูบคิสเพลสเซอร์ จาก BDC ถึง TDC ที่สัมพันธ์กับข้อเหวี่ยง	101

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของงานวิจัย

ปัจจุบันประเทศไทยมีก๊าซธรรมชาติเป็นแหล่งเชื้อเพลิงในการผลิตกระแสไฟฟ้าถึง 65-70 เปอร์เซ็นต์ ทำให้เกิดความเสี่ยงที่จะเกิดปัญหาด้านพลังงาน เนื่องจากก๊าซธรรมชาติจัดเป็นพลังงานที่ใช้แล้วหมดไป (Non renewable energy) จึงต้องเร่งหาพลังงานทดแทนเพื่อกระจายความเสี่ยงในอนาคต เมื่อพิจารณาความเหมาะสมทางสภาพภูมิประเทศของไทยซึ่งตั้งอยู่ในเขตร้อนใกล้เส้นศูนย์สูตรและมีค่าพลังงานแสงอาทิตย์เฉลี่ยค่อนข้างสูงประมาณ 4.7 กิโลวัตต์.ชั่วโมงต่อตารางเมตร ดังนั้น พลังงานจากแสงอาทิตย์ (Solar energy) น่าจะเป็นพลังงานที่เหมาะสม ซึ่งการที่จะนำพลังงานมาใช้จะต้องเปลี่ยนรูปพลังงานจากพลังงานแสงอาทิตย์เป็นพลังงานไฟฟ้า อุปกรณ์ที่ทำหน้าที่นี้ได้แก่ เซลล์แสงอาทิตย์ (Solar cell) รางพาราโบลาครวมแสง งานสะท้อนแสงแบบพาราโบลา (Parabolic reflector) ที่สามารถใช้ร่วมกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งปัจจุบันได้มีการนำเซลล์แสงอาทิตย์มาใช้งานกันในหลายที่แต่ด้วยราคาต้นทุนที่สูง ประสิทธิภาพของตัวเซลล์แสงอาทิตย์ยังค่อนข้างต่ำและกระบวนการผลิตที่ยังมีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมเนื่องจากเซลล์แสงอาทิตย์สร้างจากวัสดุสารกึ่งตัวนำเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีประสิทธิภาพที่ดีกว่าและสร้างจากวัสดุประเภทโลหะจึงสามารถนำมาหลอมใช้ใหม่ได้ซึ่งจัดว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นอุปกรณ์ที่น่าสนใจ โดยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงถูกประดิษฐ์ขึ้นครั้งแรกโดยโรเบิร์ต สเตอร์ลิง (Robert stirling) ในปี ค.ศ 1816 ซึ่งอาศัยหลักการของอากาศร้อนที่ขยายตัว ในขณะที่อากาศเย็นหดตัวภายในกระบอกสูบซึ่งสามารถควบคุมได้โดยการทำให้กระบอกสูบมีอุณหภูมิร้อนและเย็นสลับกันเป็นวัฏจักร เรียกว่า วัฏจักรสเตอร์ลิง (Stirling cycle) โดยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะมี 3 ชนิด ได้แก่ ชนิดแอลฟา (Alpha type) ชนิดเบต้า (Beta type) ชนิดแกมมา (Gamma type)

ในการศึกษาวิจัยนี้ต้องการสร้างโมเดลเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาที่พัฒนาจากต้นแบบเดิมเพื่อเป็นแนวทางในการศึกษาโครงสร้างของเครื่องยนต์ วิเคราะห์โมเมนต์และปรับปรุงสื่อเกี่ยวกับกระตุ้นกำลัง วิเคราะห์ผลของปริมาตรตายเพื่อนำไปแก้ไข ทดลองขยายสเกลของโมเดลเครื่องยนต์สเตอร์ลิง และเปลี่ยนวัสดุที่ใช้ทำกระบอกสูบให้มีความเหมาะสม

จากหลักการดังกล่าวผู้ศึกษาวิจัยคิดว่าการศึกษาระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Stirling engine) ชนิดแกมมาเพื่อพัฒนาให้สามารถนำไปใช้กับจานสะท้อนแสงแบบพาราโบลา (Parabolic Reflector) จะเป็นอีกหนึ่งทางเลือกที่นำพลังงานแสงอาทิตย์มาผลิตกระแสไฟฟ้าเพื่อช่วยแก้ปัญหาด้านพลังงานได้ในอนาคต

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1. ศึกษาและสร้างโมเดลเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาชุดพัฒนา
2. ศึกษาวัสดุที่เลือกระหว่างทองเหลืองกับอะลูมิเนียมสำหรับสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
3. เพื่อทดสอบและวิเคราะห์ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1. ศึกษาการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาและหลักการของวัฏจักรสเตอร์ลิง
2. ศึกษาและพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจากโมเดลต้นแบบ
3. ออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดพัฒนา
4. ทดสอบและวิเคราะห์หาประสิทธิภาพเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

1.4 ขั้นตอนของการวิจัยและวิธีดำเนินงาน

โครงการมีระยะเวลาในการจัดทำ รวมทั้งสิ้น 12 เดือน โดยเริ่มตั้งแต่เดือนมีนาคม พ.ศ. 2556 ถึงเดือนกุมภาพันธ์ พ.ศ. 2557 ซึ่งมีการดำเนินงานดังตารางต่อไปนี้

ตารางที่ 1.1 แผนการดำเนินการ

แผนการดำเนินงาน	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. เสนองงานวิจัย	■	■	■									
2. ศึกษาหาข้อมูล			■	■	■	■	■	■				
3. ศึกษาเครื่องต้นแบบ			■	■	■	■	■	■	■			
4. จัดหาอุปกรณ์และวัสดุ								■	■	■	■	
5. ออกแบบและสร้าง									■	■	■	■
6. ทดสอบประสิทธิภาพ											■	■

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ได้รับความรู้ในเรื่องของการสร้างและพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
2. ได้นำความรู้ทางด้านฟิสิกส์ที่เรียนมาประยุกต์ใช้กับงานจริง
3. ได้ใช้เครื่องมือวัดในการตรวจสอบวัดค่าพารามิเตอร์ต่างๆที่เกี่ยวข้องกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
4. เข้าใจถึงหลักการทำงานของเครื่องยนต์ทางกลศาสตร์และเทอร์โมไดนามิกส์

บทที่ 2

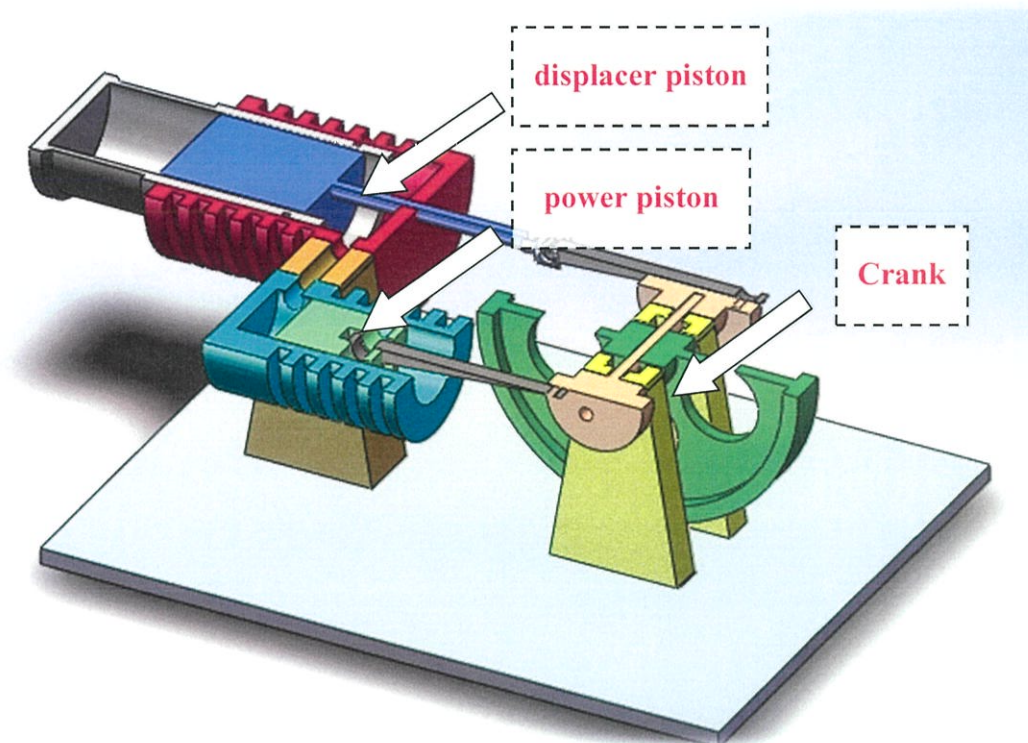
ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นอุปกรณ์ทางกลศาสตร์ที่ทำงานตามวัฏจักรสเตอร์ลิง ถูกประดิษฐ์ขึ้นครั้งแรกโดย บาทหลวง โรเบิร์ต สเตอร์ลิง (Robert Stirling) ชาวสกอตแลนด์ เมื่อปี ค.ศ.1816 โดยเป็นเครื่องยนต์ระบบปิดที่มีการสันดาปภายนอก อาศัยหลักการบีบอัดและขยายตัวของอากาศหรือก๊าซอื่นๆ ในอดีตส่วนใหญ่นิยมนำมาใช้สำหรับขับเคลื่อนเรือดำน้ำเนื่องจากมีความปลอดภัยและเงียบกว่าเครื่องจักรไอน้ำ ซึ่งมักจะเกิดระเบิดขึ้นบ่อยครั้ง ส่วนในปัจจุบันนั้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ถูกพัฒนาเพื่อนำไปใช้กับเครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาดเล็กและด้วยเทคโนโลยีในปัจจุบันทำให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีประสิทธิภาพดีขึ้นและถูกนำไปประยุกต์ใช้กับแหล่งความร้อนหลายชนิด ได้แก่ ความร้อนจากการเผาไหม้กากของเสียต่างๆ น้ำมันเชื้อเพลิง ก๊าซมีเทนจากชีวมวลและความร้อนจากแสงอาทิตย์ซึ่งมีความน่าสนใจสำหรับเป็นทางเลือกในการผลิตกระแสไฟฟ้า โดยหลักการที่เกี่ยวข้องคือ หลักการทางกลศาสตร์ หลักการทางเทอร์โมไดนามิกส์ การวิเคราะห์ส่วนของเครื่องยนต์และวัสดุที่นำมาใช้ ดังต่อไปนี้

2.1 ลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องจักรที่ทำงานตามทฤษฎีของวัฏจักรสเตอร์ลิง โดยมีสารทำงาน(Working fluid) ที่เป็นของไหลที่อัดตัวได้ เช่น อากาศ ฮีเลียม ไฮโดรเจน ไนโตรเจน หรือไอน้ำ ที่ประกอบด้วยกระบวนการปริมาตรคงที่ในขณะที่มีการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนร้อนและส่วนเย็นและกระบวนการอุณหภูมิคงที่ขณะมีการรับและคายความร้อน กระบวนการอัดและขยายตัวจะเกิดที่กระบอกที่มีลูกสูบกำลัง (Power piston) ส่วนลูกสูบดันแก๊ส (Displacer) จะดันแก๊สให้เคลื่อนที่ไปกลับระหว่างส่วนร้อนผ่าน รีเจนเนอเรเตอร์ และส่วนเย็นที่ปริมาตรคงที่

2.1.1 ส่วนประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง



รูปที่ 2.1 แสดงส่วนประกอบที่สำคัญภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ประกอบด้วยส่วนสำคัญ 4 ส่วนหลัก ๆ คือ

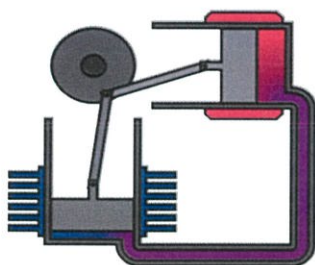
- 1) ลูกสูบไต่ (displacer piston) ทำหน้าที่ในการไต่อากาศร้อนให้เคลื่อนที่ระหว่างด้านร้อนและด้านเย็น
- 2) ลูกสูบกำลัง (power piston) เป็นลูกสูบที่ก่อให้เกิดกำลังกับเครื่องยนต์ ซึ่งจะมีขนาดเล็กกว่า ลูกสูบไต่
- 3) รีเจนเนอเรเตอร์ (regenerator) เป็นส่วนประกอบของเครื่องซึ่งใช้ในการเก็บพลังงานความร้อนจากของไหลทำงาน (working fluid) ในระหว่างกระบวนการและถ่ายเทคืนสู่ของไหลทำงานในอีกกระบวนการหนึ่ง การที่มี regenerator อยู่ด้วยจะส่งผลให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น
- 4) เพลาข้อเหวี่ยง (crank) คือ ส่วนรับแรงจากลูกสูบทำให้เกิดการเคลื่อนที่ เพื่อนำพลังงานจลน์ไปใช้งาน

2.1.2 ชนิดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

มี 3 ชนิด คือ

1) เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแอลฟา (Stirling engine type alpha)

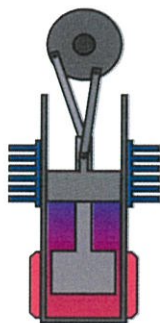
ประกอบด้วย สองลูกสูบในระบบบอสูบที่แยกจากกันและมีการออกแบบให้มีลักษณะรูปแบบง่ายๆ ซึ่งลูกสูบทั้งสองนี้แบ่งออกเป็นลูกสูบฝั่งร้อนและเย็น ลูกสูบทั้งสองนี้มีการเคลื่อนที่สัมพันธ์กันในขณะที่ทำให้มีปริมาตรในระบบคงที่ เมื่อสารทำงานทั้งหมดถูกดันอยู่ในกระบอกสูบเดียวกัน ลูกสูบหนึ่งจะหยุดและลูกสูบหนึ่งจะเคลื่อนที่ขยายและอัดสารทำงาน งานได้จากการขยายตัวที่ลูกสูบร้อน ดังรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแอลฟา

2) เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า (Stirling engine type Beta)

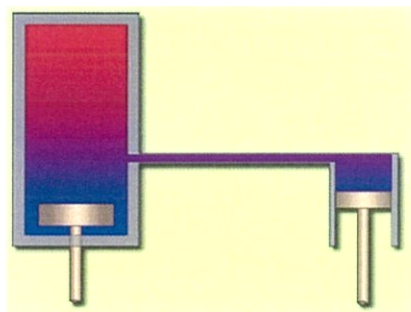
ประกอบด้วย ลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (ลูกสูบไล่อากาศ) และลูกสูบกำลังที่อยู่ในกระบอกสูบเดียวกันและมีการจัดเรียงที่ค่อนข้างซับซ้อน ในการทำงานลูกสูบดิสเพลสเซอร์จะดันสารทำงานระหว่างส่วนร้อนและส่วนเย็นภายในกระบอกสูบ ส่วนลูกสูบอยู่ในส่วนเย็นของกระบอกสูบซึ่งทำหน้าที่อัดเมื่อสารทำงานอยู่ในส่วนเย็นและขยายตัวเมื่อสารทำงานเคลื่อนที่ไปยังส่วนร้อนซึ่งสารทำงานเคลื่อนที่ไปมาจากส่วนร้อนไปส่วนเย็นและจากส่วนเย็นไปส่วนร้อนนี้เกิดจากการพาความร้อนของดิสเพลสเซอร์ ดังรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า

3) เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา (Stirling engine type Gamma)

ประกอบด้วย ลูกสูบคิสเพลสเซอร์และลูกสูบกำลังในกระบอกสูบแยกและมีการออกแบบง่าย ๆ โดยทั้งสองกระบอกสูบนี้เชื่อมต่อกันและมีหลักการทำงานเช่นเดียวกันกับชนิดเบต้า แต่มีประสิทธิภาพทางเชิงกลสูงสุดตามทฤษฎี ดังรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมา

2.2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาประกอบด้วยลูกสูบคิสเพลสเซอร์และลูกสูบกำลัง ทั้งสองกระบอกสูบแยกจากกันซึ่งจะมีการออกแบบง่าย ๆ โดยทั้งสองกระบอกสูบนี้จะเชื่อมต่อกัน การแยกกันของกระบอกสูบนี้ทำให้มีการแยกกันอย่างสมบูรณ์ระหว่างส่วนแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกี่ยวข้องกับกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์และงานที่เกิดขึ้นจากการบีบอัดและขยายตัวของลูกสูบกำลัง โดยทั่วไปกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์จะมีขนาดใหญ่กว่ากระบอกสูบของลูกสูบกำลังหลายเท่าเป็นผลให้โอกาสการเกิดปริมาตรตายนั้นจะมีมากกว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแอลฟาหรือแบบเบต้า

แม้ว่ากระบอกสูบของลูกสูบทั้งสองนี้จะแยกออกจากกันแต่จะมีเพียงกระบอกสูบหนึ่งเท่านั้นที่ต้อง (มีลูกสูบกำลังอยู่ใน) ป้อนกันการรั่วซึ่งจะแตกต่างจากเครื่องยนต์แบบแอลฟา นอกจากนี้การแยกกันของกระบอกสูบทั้งสองยังทำให้ลูกสูบกำลังปราศจากปัญหาในเรื่องการสะสมทางความร้อนส่งผลให้มีความแปรปรวนที่เป็นผลจากขนาดกระบอกสูบน้อยลงเนื่องจากการสร้างหรือการขยายตัว การป้อนกันการรั่วนี้จะง่ายกว่าเครื่องยนต์ชนิดอื่นๆ โดยเฉพาะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแอลฟาการป้อนกันการรั่วของลูกสูบร้อนนั้นมีความท้าทาย ซึ่งปัจจุบันนี้การป้อนกันการรั่วมีความสำคัญอย่างมากในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงหลายชนิดซึ่งจะต้องมี

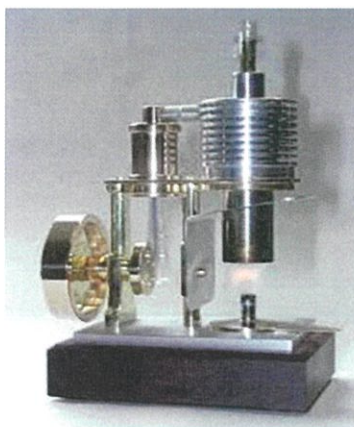
ความเหมาะสมและเป็นที่ยอมรับ โดยที่สามารถซ่อมบำรุงเพื่อประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์ การอุดรอยรั่วของเครื่องยนต์ชนิดเกมมาเมื่อเทียบกันแล้วจะง่ายกว่าทำให้เป็นที่ชื่นชอบในกลุ่มผู้สร้างโมเดลและที่ทำงานอดิเรกเนื่องจากสร้างได้ง่ายในห้องปฏิบัติการ

ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกแยกออกจากกระบอกสูบกำลังแต่จะรวมอยู่กับกระบอกดิสเพลสเซอร์ที่มีขนาดใหญ่กว่าซึ่งการออกแบบและการจัดวางตัวแลกเปลี่ยนความร้อนจะกลายเป็นเรื่องที่ยังกว่าจึงทำให้สามารถใช้ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดใหญ่กว่าและดีกว่าและสามารถใช้ในพื้นที่ที่ต้องการได้

โดยส่วนใหญ่งานวิจัยมักจะสนใจเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเกมมาเนื่องจากความสะดวกในการสร้างซึ่งจะมีอยู่สองแบบเรียกว่า เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลิ่งริงบอม (Ringbom stirling engine) และเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอุณหภูมิต่ำ (Low temperature stirling engine) โดยที่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอุณหภูมิต่ำจะเป็นที่นิยมมากที่สุดและบ่อยครั้งมักถูกใช้เป็นตัวแบบ

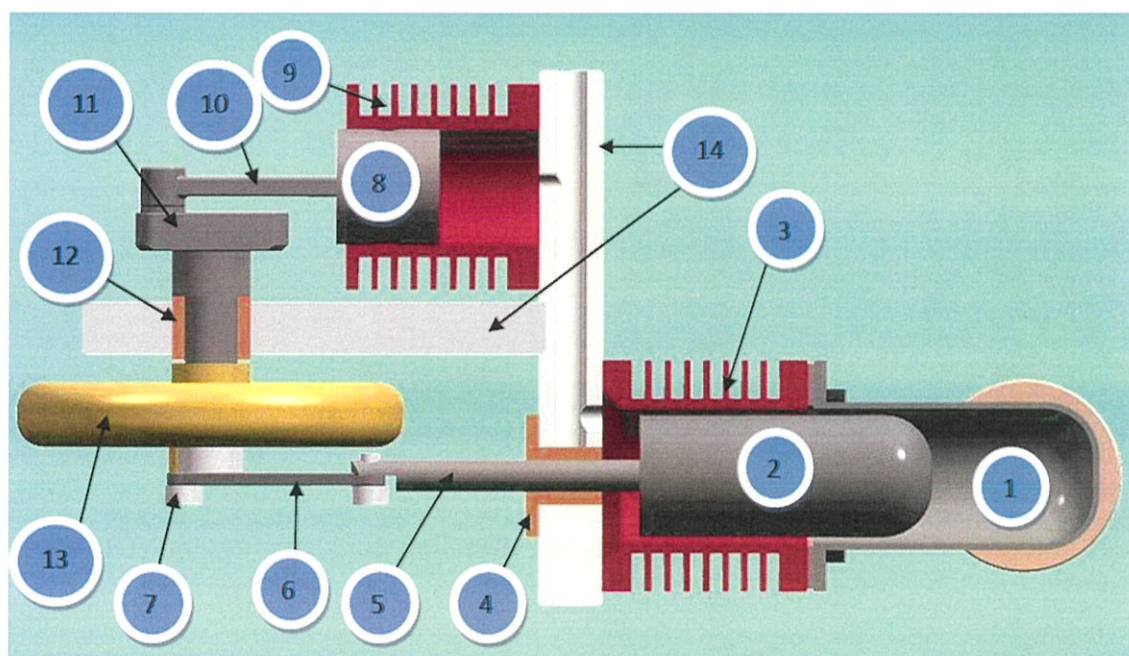


รูปที่ 2.5 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเกมมาชนิดอุณหภูมิต่ำ



รูปที่ 2.6 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมาชนิด Ringbom

ส่วนประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา



รูปที่ 2.7 แสดงส่วนประกอบทั้งหมดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา

1: ฮีตเตอร์; 2: ลูกสูบคิสเพลสเซอร์; 3: ฮีตซิงค์; 4: บูช; 5: แกนลูกสูบคิสเพลสเซอร์; 6: แขนเหวี่ยงสำหรับลูกสูบคิสเพลสเซอร์; 7: ข้อเหวี่ยงสำหรับลูกสูบคิสเพลสเซอร์; 8: ลูกสูบกำลัง; 9: ครอบสูบ; 10: ก้านลูกสูบกำลัง; 11: ข้อเหวี่ยงสำหรับลูกสูบกำลัง; 12: บูชเพลลาข้อเหวี่ยง; 13: สลักเกียร์กระตุ้น; 14: ฐานยึดจับในแนวตั้ง

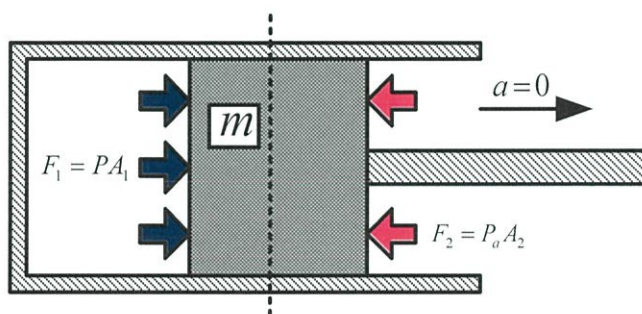
2.3 หลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

2.3.1 หลักการทางกลศาสตร์

1) กฎการเคลื่อนที่ของนิวตันและแรงเสียดทาน

กฎข้อที่ 1 “วัตถุที่อยู่นิ่งจะคงสภาพนิ่งนั้นหรือวัตถุที่กำลังเคลื่อนที่เป็นเส้นตรงด้วยอัตราเร็วคงตัวก็จะคงสภาพการเคลื่อนที่นั้นต่อไป ยกเว้นมีแรงลัพธ์ที่ไม่เป็นศูนย์มากระทำ”

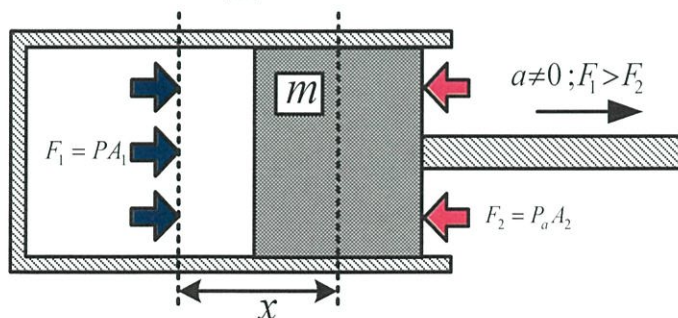
$$\sum F = 0 \quad (2.1)$$



รูปที่ 2.8 วัตถุที่ถูกกระทำด้วยแรงสองแรงซึ่งจะทำให้หยุดนิ่งหรือเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่

กฎข้อที่ 2 “เมื่อมีแรงลัพธ์ที่มีค่าไม่เท่ากับศูนย์มากระทำต่อวัตถุ จะทำให้วัตถุเกิดอัตราเร่งในทิศเดียวกับแรงลัพธ์ที่มากระทำและขนาดของอัตราเร่งนี้จะแปรผันตรงกับขนาดของแรงลัพธ์และแปรผกผันกับมวลของวัตถุ”

$$\sum F = ma \quad (2.2)$$



รูปที่ 2.9 วัตถุเคลื่อนที่ด้วยอัตราเร่ง a ที่มีผลมาจากการกระทำของผลรวมของแรง F

แรงเสียดทาน “แรงที่พยายามต้านการเคลื่อนที่ของวัตถุ มีทิศตรงข้ามกับทิศการเคลื่อนที่ของวัตถุเสมอ” สามารถแบ่งออกเป็น 2 ชนิด ได้แก่

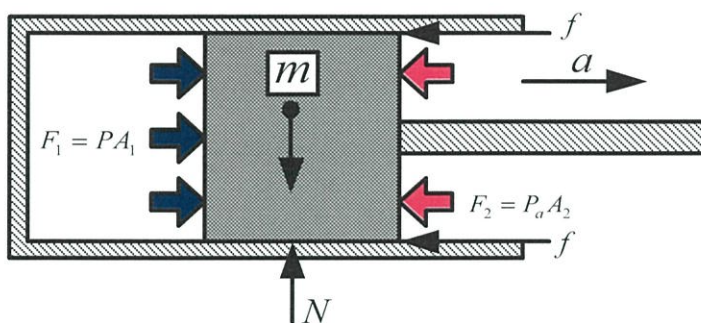
แรงเสียดทานสถิต “แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในขณะที่วัตถุยังไม่เคลื่อนที่” หาได้จากสมการ

$$f_s = \mu N \quad (2.3)$$

จะมีค่ามากที่สุดเมื่อวัตถุกำลังจะเคลื่อนที่พอดี $f_{s,max}$

แรงเสียดทานจลน์ “แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในขณะที่วัตถุมีการเคลื่อนที่” หาได้จากสมการ

$$f_s = \mu N \quad (2.4)$$

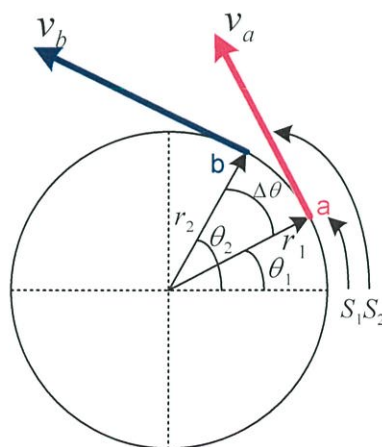


รูปที่ 2.10 แรงเสียดทานที่มีผลต่อการเคลื่อนที่ของวัตถุ

2) การเคลื่อนที่เชิงมุมและทอร์กของแรง

การเคลื่อนที่เชิงมุม

การเคลื่อนที่เชิงมุมจะว่าด้วย มุมของการเคลื่อนที่ อัตราเร็วเชิงมุมและอัตราเร่งเชิงมุมที่มีความสัมพันธ์กับระยะ อัตราเร็วเชิงเส้นและอัตราเร่งเชิงเส้น จะสามารถหาได้ดังต่อไปนี้



รูปที่ 2.11 แสดงการเคลื่อนที่แบบหมุน

ความสัมพันธ์ระหว่างมุมและระยะการกระจัด หาได้จากสมการ

$$S = r\theta \quad (2.5)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วเชิงมุมกับความเร็วเชิงเส้น

ความเร็วเชิงมุม ก็คืออัตราการเปลี่ยนแปลง มุม ในหนึ่งหน่วยเวลา

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (2.6)$$

จากรูปที่ 2.11 เราสามารถหาความสัมพันธ์ระหว่าง ความเร็วเชิงมุม กับ ความเร็วเชิงเส้น ได้ดังนี้

จากสมการที่ (2.6) จะได้ว่า

$$\frac{dS}{dt} = r \frac{d\theta}{dt} \quad (2.7)$$

ซึ่งจะเท่ากับ

$$v = \omega r \quad (2.8)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งเชิงมุมกับความเร่งเชิงเส้น

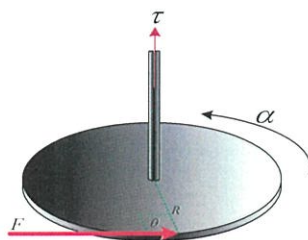
ความเร่งเชิงมุม ก็คืออัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วเชิงมุมในหนึ่งหน่วยเวลา จากสมการที่ (2.8) จะได้ว่า

$$\frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt} \quad (2.9)$$

ซึ่งจะเท่ากับ

$$a = \alpha r \quad (2.10)$$

ทอร์กของแรง



รูปที่ 2.12 แสดงทิศทางของทอร์กที่ตั้งฉากกับระนาบการหมุน

ทอร์กหรือขนาดของโมเมนต์ของแรง เท่าผลของแรงคูณกับระยะตั้งฉากจากจุดหมุนไปยังแนวแรง เป็นปริมาณเวกเตอร์

สมการของทอร์ก คือ

$$\tau = \sum F \cdot R \sin \theta \quad (2.11)$$

จากกฎการเคลื่อนที่ข้อที่ 2 ของนิวตันสำหรับการหมุนจะได้สมการของทอร์กใหม่ คือ

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

ดังนั้นจะได้ว่า

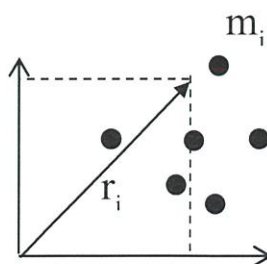
$$\tau = I\alpha = I \frac{d\omega}{dt} \quad (2.12)$$

3) โมเมนต์ความเฉื่อย

เป็นสมบัติอย่างหนึ่งเกิดขึ้นเมื่อวัตถุหมุน เป็นปริมาณที่บอกความเฉื่อยในการหมุน (Rotational Inertia) ของวัตถุในการที่จะพยายามรักษาสภาพเดิมของการหมุนเอาไว้ โดยวัตถุมีโมเมนต์ความเฉื่อยมาก ก็จะทำให้วัตถุนั้นเปลี่ยนสภาพของการหมุนเดิมได้ยากซึ่งโมเมนต์ความเฉื่อยของวัตถุมีค่าขึ้นกับแกนหมุน รูปร่างของวัตถุและลักษณะการเรียงตัวของวัตถุรอบแกนหมุน

แบ่งได้เป็น 2 กรณี

- 1) วัตถุแข็งเกร็งประกอบด้วยมวลก้อนเล็ก ๆ โมเมนต์ความเฉื่อยคำนวณได้จากสมการ



รูปที่ 2.13 แสดงวัตถุเกร็งที่ประกอบด้วยมวลก้อนเล็ก ๆ

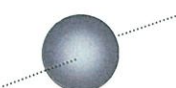
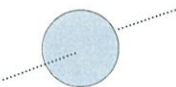
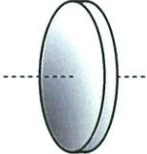

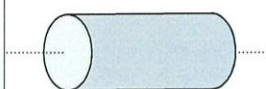

$$I = \sum_1^n m_i r_i^2 \quad (2.13)$$

2) วัตถุแข็งเกร็งเป็นวัตถุรูปทรงเรขาคณิต หรือ วัตถุที่มีมวลกระจายต่อเนื่องกันเสมือนเป็นเนื้อเดียวกัน คำนวณหาค่าโมเมนต์ของความเฉื่อย ของวัตถุ

$$I = \sum_1^n m_i r_i^2 = \int r^2 dm \quad (2.14)$$

โมเมนต์ความเฉื่อยของวัตถุ

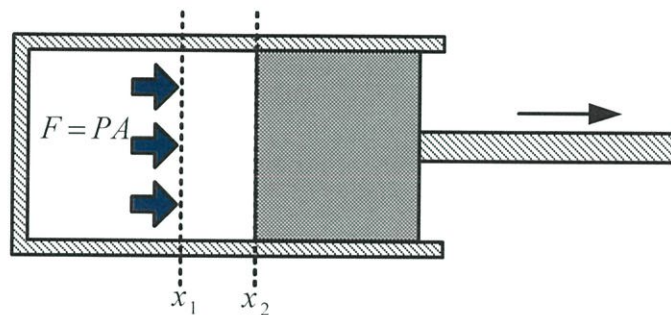
ตารางที่ 2.1 โมเมนต์ความเฉื่อยของวัตถุรูปทรงต่างๆ มีดังตาราง

รูปร่างวัตถุ	แกนหมุน	รูป	โมเมนต์ความเฉื่อย
ทรงกลมตัน มวล m รัศมี R	รอบแกนผ่านจุดศูนย์กลาง		$I = \frac{2}{5}mR^2$
ทรงกลมกลวง มวล m รัศมี R	รอบแกนผ่านจุดศูนย์กลาง		$I = \frac{2}{3}mR^2$
แผ่นกลมบาง มวล m รัศมี R	รอบแกนผ่านศูนย์กลาง ตั้งฉากกับแผ่น		$I = \frac{1}{2}mR^2$
	รอบแกนผ่านศูนย์กลางบน ระนาบแผ่น		$I = \frac{1}{4}mR^2$
ทรงกระบอกตัน มวล m รัศมี R ยาว l	รอบแกนทรงกระบอก		$I = \frac{1}{2}mR^2$
แท่งวัตถุเล็ก มวล m ยาว l	รอบแกนผ่านศูนย์กลาง มวล ตั้งฉากกับแท่งวัตถุ		$I = mR^2$

4) งานและกำลังของเพลลา

งาน(Work) หมายถึง ผลที่เกิดจากแรง F กระทำต่อวัตถุและทำให้วัตถุนั้นเคลื่อนที่ไปได้ระยะทาง x งานจะมีค่าเท่ากับผลคูณของแรงกับระยะทางที่อยู่ในทิศเดียวกันนั้นคือ $\delta W = Fdx$ จะได้ว่า

$$W = \int_{x_1}^{x_2} Fdx \quad (2.15)$$



รูปที่ 2.14 แสดงการเกิดงาน

งานของเพลลา (Shaft Work)

ถ้า F มีค่าคงที่จะทำให้เกิดแรงบิด (τ , Torque) ที่มีค่าคงที่ และทำให้เพลลาหมุนด้วยความเร็วรอบ N (RPM)

จากสมการ(2.12)

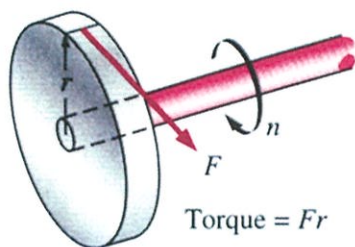
$$\tau = Fr \rightarrow F = \frac{\tau}{r}$$

$$x = 2\pi r \quad (2.16)$$

$$W_{sh} = Fx = \left[\frac{\tau}{r} \right] (2\pi r) = 2\pi\tau \quad (2.17)$$

และสามารถหาค่าลังงาน $P(W)$ ที่เพลลาได้จากสมการ

$$P_{sh} = \frac{W_{sh}}{t} = Fv = Fr\omega = \left[\frac{\tau}{r} \right] \left[\frac{2\pi Nr}{60} \right] = \frac{2\pi N\tau}{60} \quad (2.18)$$



รูปที่ 2.15 งานของเพลา (Shaft Work)

2.3.2. หลักการทางเทอร์โมไดนามิกส์

1) กฎทางอุณหพลศาสตร์ (Thermodynamics)

กฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์ (First law of thermodynamics) “การเปลี่ยนแปลงของพลังงานภายใน ย่อมจะเท่ากับปริมาณความร้อนที่นำเข้าสู่ระบบ ลบด้วยปริมาณความร้อนที่สูญเสียออกจากระบบ ” ซึ่งทำให้เกิดงานทางกลต่อสิ่งแวดล้อม

กฎข้อที่หนึ่งนี้สามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$dU = dQ - dW \quad (2.19)$$

โดยที่ dU คือปริมาณการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในระบบ

dQ คือความร้อนที่เข้าสู่ระบบ

dW คืองานที่เกิดจากระบบ

กฎข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์ (Second law of thermodynamics) ” การเพิ่มขึ้นของเอนโทรปีหรือพลังงานเสียในระบบอิสระ ” สามารถอธิบายได้หลายแบบดังนี้

- “ไม่มีเครื่องจักรความร้อนใด ๆ ที่จะให้ประสิทธิภาพ 100 % ” หมายความว่าไม่มีระบบใดที่สามารถเปลี่ยนสถานะแบบวัฏจักร โดยดึงความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนที่อุณหภูมิต่ำแล้วเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดไปเป็นงานกล คำอธิบายนี้เรียกว่า “Engine statement”
- “ความร้อนจากแหล่งที่มีอุณหภูมิต่ำ ไม่สามารถถ่ายเทไปยังแหล่งที่มีอุณหภูมิสูงกว่าได้โดยธรรมชาติ” หมายความว่าไม่มีระบบการใดที่สามารถส่งผ่านความร้อนจากที่ที่เย็นกว่าไปยังที่ที่ร้อนกว่าด้วยตนเองได้ จะเรียกคำอธิบายนี้ว่า “Refrigerator statement”

- “กระบวนการที่เกิดขึ้นได้เองในธรรมชาติ จะเกิดขึ้นในทิศทางที่ทำให้เอนโทรปีรวมของระบบมีค่าคงที่ หรือไม่ก็เพิ่มขึ้นเท่านั้น”

$$\Delta S \geq 0 \quad (2.20)$$

2) วัฏจักรสเตอร์ลิง (Stirling Cycle) ในทางอุณหพลศาสตร์

เครื่องจักรสเตอร์ลิงมีการทำงานเป็นลักษณะวนไปมาภายใต้อุณหภูมิต่ำและสูง เรียกว่า วัฏจักรสเตอร์ลิง ซึ่งมีความแตกต่างจากเครื่องจักรสันดาปภายใน ดังต่อไปนี้

- ก๊าซที่บรรจุอยู่ภายในกระบอกสูบของเครื่องจักรสเตอร์ลิง จะอยู่ในระบบปิดอยู่ภายในกระบอกสูบ ไม่สามารถรั่วไหลออกมาได้ จึงไม่ต้องมีวาล์วไอเสีย เหมือนกับเครื่องจักรก๊าซโซลีนหรือดีเซล และไม่มีการจุดระเบิดของหัวเทียนหรือน้ำมันเชื้อเพลิง เครื่องจึงเดินเงียบมาก

พลังงานของเครื่องจักรสเตอร์ลิงมาจากความร้อนภายนอกกระบอกสูบ จึงไม่มีการเผาไหม้ภายในกระบอกสูบ

เครื่องจักรสเตอร์ลิงในอุณหพลศาสตร์ คือ ไม่มีความฝืดหรือแรงเสียดทานจุดเคลื่อนที่ต่างและชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่ต้องมีมวลเบา ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์สามารถคำนวณได้จากแผนภาพ $P-V$ ปริมาตรภายในเครื่องยนต์สามารถคำนวณได้โดยใช้หลักการหาค่าภายในของรูปทรงเรขาคณิต โดยเริ่มต้นจะสามารถหาค่าความดันของระบบเมื่อมีการกำหนดค่าของปริมาตร (V) มวลของก๊าซ (m) และค่าอุณหภูมิ (T) ค่าความดัน P ของระบบจะสามารถคำนวณได้จากทฤษฎีก๊าซในอุณหพลศาสตร์ซึ่งแสดงได้ดังสมการ

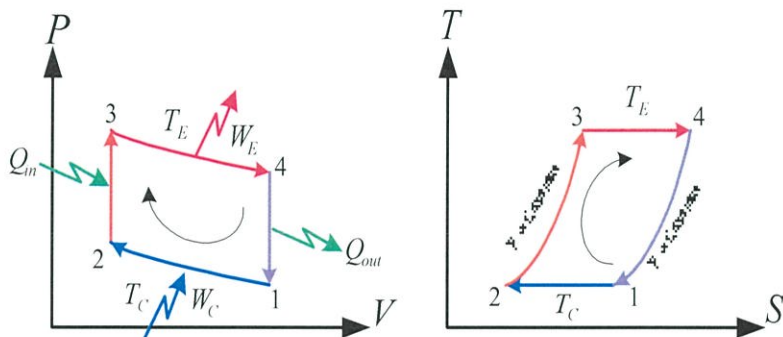
$$PV = mRT \quad (2.21)$$

ค่าความดันของเครื่องยนต์จะสามารถคำนวณได้จะต้องอยู่ภายใต้เงื่อนไขของสมมติฐานดังนี้

- 1) ไม่มีการสูญเสียความดันในการแลกเปลี่ยนความร้อนและไม่มีความแตกต่างของความดันภายใน
- 2) ในกระบวนการบีบอัดและการขยายตัวจะต้องเกิดขึ้นจากการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ
- 3) เงื่อนไขในการทำงานของก๊าซนั้นจะต้องเปลี่ยนเป็นเงื่อนไขของก๊าซในอุณหพลศาสตร์ทั้งหมดต้องมีการผันกลับที่สมบูรณ์แบบ
- 4) การขยายตัวของปริมาตรจะต้องมีการคงค่าของอุณหภูมิในการขยายตัวของก๊าซ (T_E) และอุณหภูมิในการบีบอัดตัวของก๊าซ (T_C) ระหว่างรอบวัฏจักร
- 5) อุณหภูมิในการผันกลับของก๊าซจะต้องเป็นค่าเฉลี่ยระหว่างอุณหภูมิในการขยายตัวของก๊าซ (T_E) และอุณหภูมิในการบีบอัดตัวของก๊าซ (T_C)

6) ปริมาตรของการขยาย (V_E) และปริมาตรของการบีบอัด (V_C) จะเปลี่ยนแปลงตามสมการเส้นโค้งแบบไฮเพอร์โบลิก

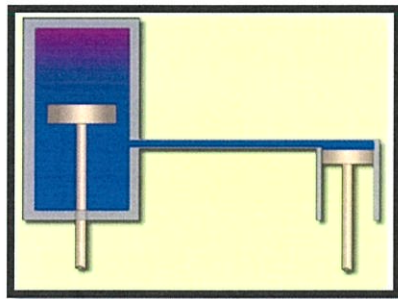
วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติจะประกอบด้วยกระบวนการทางอุณหพลศาสตร์ที่แตกต่างกัน 4 กระบวนการ คือ **Isothermal 2 กระบวนการ** และ **Isometric 2 กระบวนการ** ซึ่งกระบวนการในวัฏจักรนี้ใช้ก๊าซเป็นสารตัวกลางและทุกกระบวนการจะเป็นกระบวนการที่ย้อนกลับได้ (reversible process) ดังรูปที่ 2.14



รูปที่ 2.16 แผนภาพ P-V, T-S ของวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ (Ideal Stirling cycle)

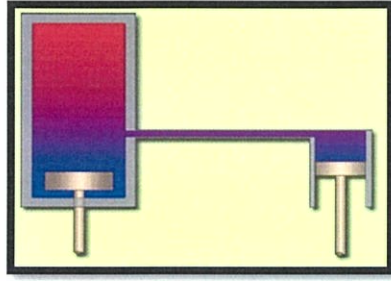
จากรูปที่ 2.14 เมื่อนำมาวิเคราะห์จะมีกระบวนการทั้งหมด 4 กระบวนการคือ

กระบวนการที่ 1-2: Isothermal compression process ลูกสูบกำลังจะบีบอัดก๊าซขึ้นไปยังฮีตเตอร์เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับก๊าซ



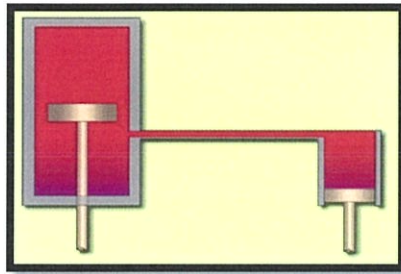
รูปที่ 2.17 แสดงกระบวนการ Isometric heating process

กระบวนการที่ 2-3: Isometric heating process ลูกสูบกำลังกำลังจะขยายตัวเนื่องจากความดันภายใน เกิดโดยการถ่ายโอนความร้อนจากฮีตเตอร์จากการพาของลูกสูบดีสเพลสเซอร์



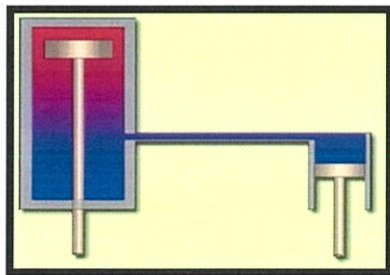
รูปที่ 2.18 แสดงกระบวนการ Isometric heating process

กระบวนการที่ 3-4: Isothermal expansion process ความดันก๊าซร้อนเพิ่มและผลัดกันในลูกสูบกำลังเกิดการขยายตัวซึ่งจะมีกำลังมากสุดในวัฏจักร



รูปที่ 2.19 แสดงกระบวนการ Isothermal expansion process

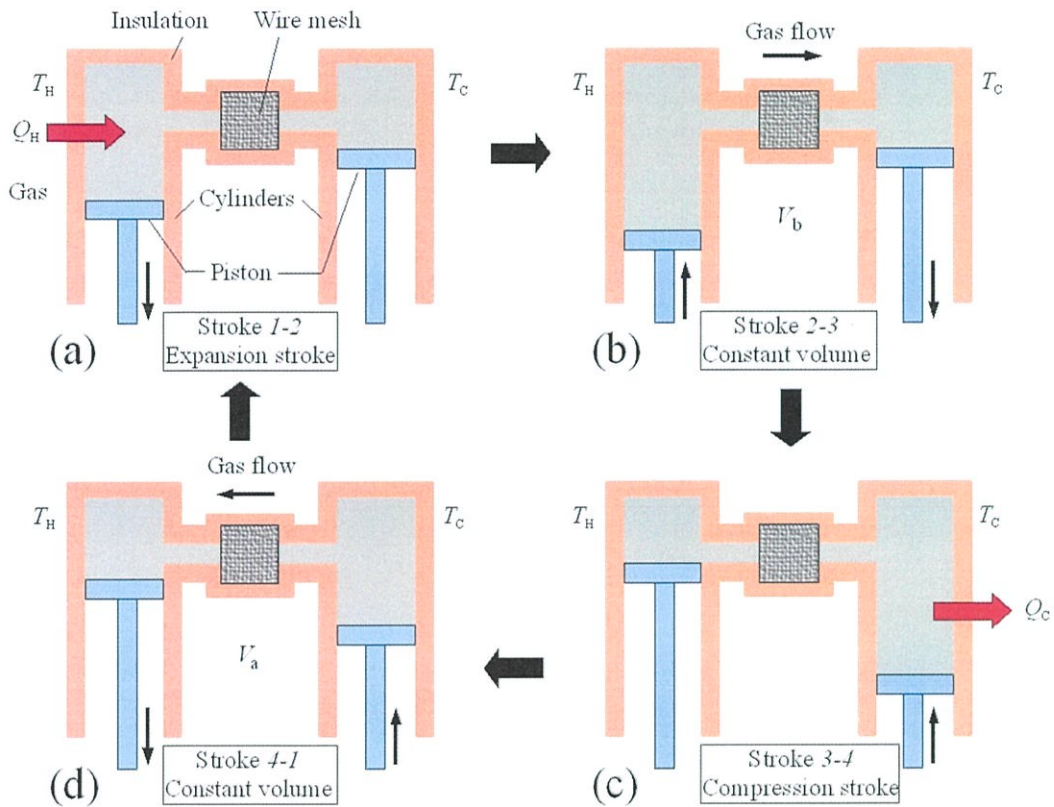
กระบวนการที่ 4-1: Isometric cooling process ลูกสูบดิสเพลสเซอร์จะพาก๊าซเย็นจากการระบบความร้อนจากฮีตซิงค์ไปยังฮีตเตอร์เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับก๊าซ



รูปที่ 2.20 แสดงกระบวนการ Isometric cooling process

2.4 กระบวนการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

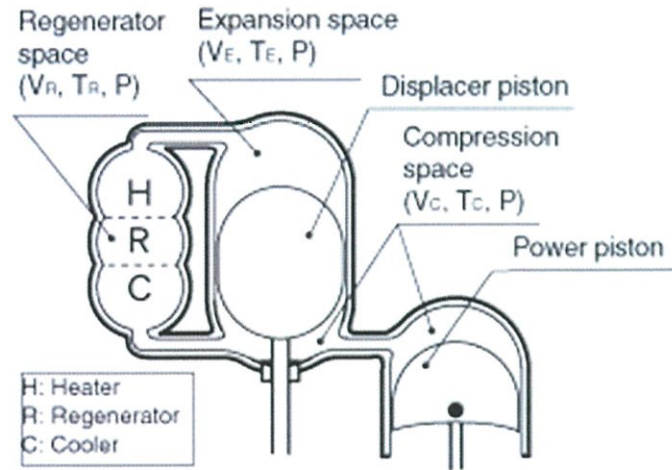
การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาสามารถพิจารณาได้ 4 ขั้นตอนซึ่งจะเป็นไปตามวัฏจักรสเตอร์ลิงดังรูปที่ 2.19



รูปที่ 2.21 กระบวนการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

- (a) Stroke 1-2 คือก๊าซในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีการขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่ (อุณหภูมิร้อน) ลูกสูบเคลื่อนตัวลงแต่ลูกสูบกำลังอยู่กับที่
- (b) Stroke 2-3 ที่ปริมาตรคงที่ อุณหภูมิร้อน เย็นตัวลง ก๊าซในลูกสูบเคลื่อนตัว บีบตัว ก๊าซลูกสูบกำลังขยายตัว
- (c) Stroke 3-4 คือก๊าซในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีการบีบตัวที่อุณหภูมิคงที่ (อุณหภูมิต่ำ) ลูกสูบกำลังเคลื่อนตัวขึ้นแต่ลูกสูบเคลื่อนตัวอยู่กับที่
- (d) Stroke 4-1 ที่ปริมาตรคงที่ อุณหภูมิเย็น ร้อนมากขึ้น ก๊าซในลูกสูบเคลื่อนตัวขยายตัว ก๊าซลูกสูบกำลังขยายตัว

2.5 การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา



รูปที่ 2.22 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

จากรูป 2.22 แสดงโมเดลการคำนวณของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา สมการที่ใช้ในการคำนวณคล้ายกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดอัลฟาและเบต้า ปริมาตรขยาย (V_E) และปริมาตรบีบอัด (V_C) จะสามารถอธิบายได้ตามสมการ (2.22) และ (2.23) เมื่อปริมาตรกวาดของลูกสูบคิสเพลสเซอร์ด้านขยาย (V_{SE}) ปริมาตรกวาดของลูกสูบคิสเพลสเซอร์ด้านบีบอัด (V_{SC}) ปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลัง (V_p) และมุมเฟส ($\Delta\theta$) อยู่ระหว่างลูกสูบคิสเพลสเซอร์และลูกสูบกำลัง

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos(\theta)) + V_{DE} \quad (2.22)$$

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2}(1 - \cos(\theta)) + \frac{V_p}{2}(1 - \cos(\theta - \Delta\theta)) + V_{DC} \quad (2.23)$$

ปริมาตรรวม (V) สามารถอธิบายได้ตามสมการ

$$V = V_E + V_R + V_C \quad (2.24)$$

ความดันของเครื่องยนต์ (P) จะใช้ค่าความดันเฉลี่ย (P_{mean}) ค่าความดันต่ำสุด (P_{min}) และความดันสูงสุด (P_{max}) ในการคำนวณ ซึ่งสามารถหาได้ตามสมการ

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{1 - C^2}}{1 - C \cdot \cos(\theta - a)} = \frac{P_{min} (1 + C)}{1 - C \cdot \cos(\theta - a)} = \frac{P_{max} (1 - C)}{1 - C \cdot \cos(\theta - a)} \quad (2.25)$$

กำหนดให้ V'_{SC} เป็นผลรวมของปริมาตรที่กวาดไปของลูกสูบลูกสูบคิสเพลสเซอร์ด้วยบีบอัด (V_{SC}) และปริมาตรที่กวาดไปของลูกสูบลูกสูบกำลัง (V_p)

เมื่อ

$$T_t = \frac{T_C}{T_E} \quad (2.26)$$

$$V_S = \frac{V'_{SC}}{V_{SE}} \quad (2.27)$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} \quad (2.28)$$

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V'_{SC}} \quad (2.29)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \quad (2.30)$$

$$a = \tan^{-1} \left(\frac{V_S \sin(\Delta\theta)}{T_t + \cos(\Delta\theta) + 1} \right) \quad (2.31)$$

$$S = T_t + 2T_t X_{DE} + \frac{4T_t V_R}{1+T_t} + V_S + 2X_{DC} + 1 \quad (2.32)$$

$$B = \sqrt{T_t^2 + 2(T_t - 1)V_S \cos(\Delta\theta) + V_S^2 - 2T_t + 1} \quad (2.33)$$

$$C = \frac{B}{S} \quad (2.34)$$

แผนภาพ $P-V$ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเกมมาสามารถหาได้จากสมการข้างต้น

2.6 การหางาน กำลัง และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

การหางาน (พื้นที่ของแผนภาพ $P-V$) ในพื้นที่ของการบีบอัดและการขยาย สามารถคำนวณและวิเคราะห์ผลลัพธ์ของประสิทธิภาพได้ งานที่ได้จากพื้นที่ของการขยาย $W_E(J)$ จะใช้ค่าความดันเฉลี่ย (P_{mean}) ค่าความดันต่ำสุด (P_{min}) และความดันสูงสุด (P_{max}) ในการคำนวณจะสามารถอธิบายได้ตามสมการ

$$\begin{aligned} W_E &= \oint P dV_E = \frac{P_{mean} V_{SE} \pi \cdot C \sin(a)}{1 + \sqrt{1 - C^2}} \\ &= \frac{P_{min} V_{SE} \pi \cdot C \sin(a)}{1 + \sqrt{1 - C^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + C}}{\sqrt{1 - C}} \\ &= \frac{P_{max} V_{SE} \pi \cdot C \sin(a)}{1 + \sqrt{1 - C^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - C}}{\sqrt{1 + C}} \end{aligned} \quad (2.35)$$

งานที่ได้จากพื้นที่การบีบอัด $W_C(J)$ อธิบายได้จากสมการต่อไป

$$\begin{aligned} W_C &= \oint P dV_C = \frac{P_{mean} V_{SE} \pi \cdot C \sin(a)}{1 + \sqrt{1 - C^2}} \\ &= - \frac{P_{min} V_{SE} \pi \cdot C \sin(a)}{1 + \sqrt{1 - C^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + C}}{\sqrt{1 - C}} \end{aligned}$$

$$= -\frac{P_{\max} V_{SE} \pi \cdot C \sin(a)}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - C}}{\sqrt{1 + C}} \quad (2.36)$$

งานทั้งหมดที่หาได้จาก 1 รอบวัฏจักร (W_i) สามารถหาได้จากสมการ

$$\begin{aligned} W_i &= W_E + W_C \\ &= \frac{P_{\text{mean}} V_{SE} \pi \cdot C \cdot (1 - T_t) \sin(a)}{1 + \sqrt{1 - C^2}} \\ &= -\frac{P_{\min} V_{SE} \pi \cdot C \cdot (1 - T_t) \sin(a)}{1 + \sqrt{1 - C^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + C}}{\sqrt{1 - C}} \\ &= -\frac{P_{\max} V_{SE} \pi \cdot C \cdot (1 - T_t) \sin(a)}{1 + \sqrt{1 - C^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - C}}{\sqrt{1 + C}} \end{aligned} \quad (2.37)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างความดัน P_{mean} , P_{\min} และ P_{\max} สามารถหาได้จากสมการ

$$\frac{P_{\min}}{P_{\max}} = \sqrt{\frac{1 - C}{1 + C}} \quad (2.38)$$

$$\frac{P_{\max}}{P_{\min}} = \sqrt{\frac{1 + C}{1 - C}} \quad (2.39)$$

กำลังที่ได้จากการขยาย $P_E(W)$ กำลังที่ได้จากการบีบอัด $P_C(W)$ และกำลังรวมของเครื่องยนต์ $P_i(W)$ สามารถหาได้ตามสมการโดยใช้ความเร็วของเครื่องยนต์ (N) รอบต่อวินาที (RPS, Hz)

$$P_E = W_E N \quad (2.40)$$

$$P_C = W_C N \quad (2.41)$$

$$P_i = W_i N \quad (2.42)$$

งานที่ได้จากการขยาย (W_E) หาได้จากสมการ (2.150) คือการให้ความร้อนจากแหล่งกำเนิด ความร้อนแก่เครื่องยนต์ งานที่ได้จากการบีบอัด (W_C) คำนวณได้จากสมการ (2.152) คือการที่ไม่มี ความร้อน เกิดจากการหล่อเย็นด้วยน้ำหรืออากาศดังนั้นค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ (η) สามารถคำนวณได้จาก

$$\eta = \frac{W_i}{W_E} = 1 - T_t \quad (2.43)$$

ประสิทธิภาพนี้จะเท่ากับประสิทธิภาพคาร์โนต์ ซึ่งเป็นประสิทธิภาพสูงสุดเมื่อเครื่องจักรสามารถ ระบายความร้อนได้ทั้งหมด

2.7 ทฤษฎีทางวัสดุศาสตร์

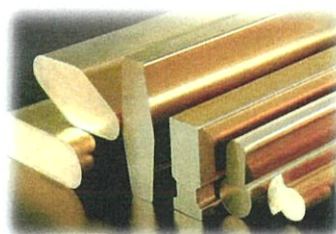
1) วัสดุที่เลือกนำมาใช้งาน

- อะลูมิเนียม (Aluminium)



อะลูมิเนียมเป็นโลหะที่อ่อนและเบาที่มีลักษณะไม่เป็นเงา เนื่องจากเกิดการออกซิเดชันชั้นบาง ๆ ที่เกิดขึ้นเร็วเมื่อสัมผัสกับอากาศ โลหะอะลูมิเนียมไม่เป็นสารพิษ ไม่เป็นแม่เหล็ก และไม่เกิดประกายไฟ อะลูมิเนียมบริสุทธิ์มีแรงด้านการดึงประมาณ 49 ล้านปาสกาล (MPa) และ 400 MPa ถ้าทำเป็นโลหะผสม อะลูมิเนียมมีความหนาแน่นเป็น 1/3 ของเหล็กกล้าและทองแดง อ่อนสามารถตัดได้ง่าย สามารถกลึงและหล่อแบบได้ง่าย และมีความสามารถต่อต้านการกร่อนและความทนเนื่องจากชั้นออกไซด์ที่ป้องกัน พื้นหน้ากระจกเงาที่เป็นอะลูมิเนียมมีการสะท้อนแสงมากกว่าโลหะอื่น ๆ ในช่วงความยาวคลื่น 200-400 nm (UV) และ 3000-10000 nm (IR ไกล) ส่วนในช่วงที่มองเห็นได้ คือ 400-700 nm โลหะเงินสะท้อนแสงได้ดีกว่าเล็กน้อย และในช่วง 700-3000 (IR ใกล้) โลหะเงิน ทองคำและทองแดง สะท้อนแสงได้ดีกว่า อะลูมิเนียมเป็นโลหะที่ตัดได้ง่ายเป็นอันดับ 2 (รองจากทองคำ) และอ่อนเป็นอันดับที่ 6 อะลูมิเนียมสามารถนำความร้อนได้ดี จึงเหมาะสมที่จะทำหม้อหุงต้มอาหาร

- ทองเหลือง (Brass)



เป็นโลหะผสมที่มีทองแดงและสังกะสีเป็นส่วนประกอบหลัก ปริมาณของสังกะสีนั้นแปรเปลี่ยนไป ระหว่าง 5 - 45 เปอร์เซ็นต์ ทำให้ได้ทองเหลืองที่มีคุณสมบัติเฉพาะตัวที่แตกต่างกัน

ไป ทองเหลืองแตกต่างจากสำริดตรงที่ สำริดมีส่วนประกอบของทองแดงและดีบุกเป็นหลัก แต่ทองเหลืองบางชนิดก็ถูกเรียกว่า "สำริด" ก็มีทองเหลืองนั้นมีสีเหลือง จึงมีลักษณะบางส่วนคล้ายทองคำ มีความต้านทานต่อการเกิดสนิมได้ดีพอสมควร จึงนิยมนำมาทำเป็นเครื่องประดับตกแต่งภายในบ้านเรือน

ในอุตสาหกรรมผลิตทองเหลืองต่างๆไป จะแยกมาตรฐานออกไปสองกลุ่ม คือ ประเภทรีดเป็นแท่ง หรือเป็นแผ่น (Wrough copper alloys) กับอีกกลุ่มหนึ่งจะเป็นประเภทหล่อ (Cast copper) การผลิตทองเหลืองนั้น อาศัยการหลอมละลายทองแดงกับแร่คาลาไมน์ ซึ่งเป็นสินแร่สังกะสีชนิดหนึ่ง ในกระบวนการนี้ สังกะสีจะถูกคูดออกมาจากคาลาไมน์ และผสมเข้ากับทองแดง

ทองเหลืองแบ่งเป็นประเภทต่างๆ ดังนี้

- Admiralty brass ประกอบด้วย สังกะสี 30% ดีบุก 1% ซึ่งยับยั้งการเกิดปฏิกิริยา dezincification
- Alpha brasses (Prince's metal) ประกอบด้วยสังกะสีน้อยกว่า 35% ทองเหลืองชนิดนี้สามารถตีเป็นแผ่นได้ เหมาะกับการใช้งานอุณหภูมิต่ำ
- Alpha-beta brass (Muntz metal หรือ called duplex brass) มีสังกะสี 35-45% เหมาะกับการใช้งานอุณหภูมิสูง ประกอบด้วย α กับ β' phase
- Aluminium brass (Nordic gold) ประกอบด้วยอลูมิเนียม ทนทานการกัดกร่อน ใช้ทำเหรียญยูโร
- Arsenical brass มีส่วนผสมของสารหนู และมักจะใส่อลูมิเนียมด้วย ใช้ทำหม้อของห้องเผาไหม้
- Beta brasses มีสังกะสี 45-50% ใช้ในงานที่มีอุณหภูมิสูง มีความแข็งแรงทนทาน เหมาะกับการหล่อ
- Cartridge brass มีสังกะสี 30% มีคุณสมบัติในการใช้งานที่อุณหภูมิต่ำ
- Common brass (rivet brass) มีสังกะสี 37% ราคาถูกและใช้ในที่เย็นได้
- DZR brass มีส่วนผสมของสารหนูเล็กน้อย มีคุณสมบัติต่อต้านปฏิกิริยา Dezincification
- Gilding metal เป็นทองเหลืองที่อ่อนที่สุด มีทองแดง 95% และสังกะสี 5% มักใช้เป็นส่วนประกอบของกระสุน
- High brass มีทองแดง 65% และสังกะสี 35% มีความยืดหยุ่นสูง ใช้ทำสปริง สกรู หมุด
- Leaded brass คล้ายกับชนิด alpha-beta brass แต่ใส่ตะกั่วเพิ่ม มีความสามารถในการขึ้นรูปไหลสูง

- Low brass เป็นโลหะผสมของทองแดงกับสังกะสี มีสังกะสี 20% มีสีทองอ่อนๆ สามารถทำให้เป็นเส้นบางๆ ได้ดีเยี่ยม ใช้ทำท่อส่งน้ำ/แก๊สที่ียดหุ่่นสูง
- Naval brass คล้ายกับ admiralty brass มีสังกะสี 40% และดีบุก 1%
- Red brass สูตรคือ CuZnSn มักเรียกว่า gunmetal
- Rich low brass มีทองแดง 85% สังกะสี 15% ใช้เป็นส่วนประกอบของเครื่องประดับ
- White brass มีสังกะสีมากกว่า 50% เปราะบาง
- Yellow brass มีสังกะสี 33%

คุณสมบัติเชิงกลของทองเหลือง

สังกะสีมีบทบาทสำคัญในการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติเชิงกลของทองเหลือง โดยเพิ่มทั้งความ แข็ง ความเหนียว และความแข็งให้กับทองแดง ในช่วงที่สังกะสีสามารถละลายให้สารละลายของแข็งในทองแดง แต่เมื่อเลยพิกัดการเป็นสารละลายของแข็ง ไปแล้ว สังกะสีจะให้สารประกอบเชิงโลหะกับทองแดง ซึ่งจะมีความแข็งและเปราะ ในช่วงนี้ความแข็งแรงกับความเหนียวจะค่อยๆ ลดลง แต่คงจะเพิ่มแต่ความแข็งเท่านั้น

2) สมบัติทางความร้อนของวัสดุ

สมบัติทางความร้อนเป็นการตอบสนองของวัสดุต่อปฏิบัติการทางความร้อนเช่นการดูดซับพลังงานของของแข็งในรูปของความร้อนด้วยการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิและขนาดพลังงานจะถ่ายเทไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าถ้าวัสดุมีสองบริเวณที่มีอุณหภูมิต่างกัน โดยวัสดุอาจเกิดการหลอมเหลวในบริเวณที่มีอุณหภูมิสูง ความจุความร้อน การขยายตัวจากความร้อนและการนำความร้อนเป็นสมบัติทางความร้อนที่สำคัญของวัสดุของแข็งในการนำไปใช้งาน

2.1) ความจุความร้อน (heat capacity)

วัสดุของแข็งเมื่อ ได้รับความร้อนอุณหภูมิจะสูงขึ้นด้วยการดูดซับพลังงานบางส่วนความจุความร้อนเป็นสมบัติที่แสดงถึงความสามารถของวัสดุในการดูดซับความร้อนจากบริเวณรอบนอก ซึ่งเป็นปริมาณพลังงานที่ต้องการในการเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้น ดังสมการ

$$C = dQ / dT \quad (2.44)$$

เมื่อ C คือความจุความร้อน dQ คือพลังงานที่ต้องการในการทำให้อุณหภูมิเปลี่ยนไป dT มีหน่วยเป็นปกติค่าความจุความร้อนจะระบุเป็นต่อหน่วยโมลของวัสดุ เช่น จูลต่อ โมลเคลวิน

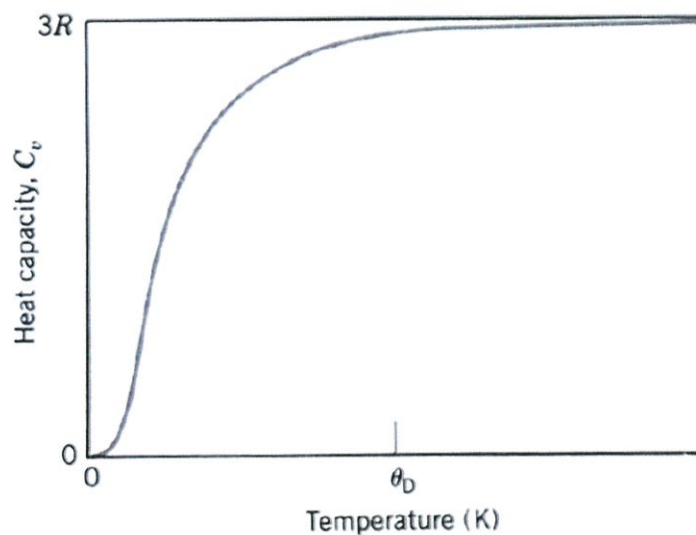
(J/mol.K) หรือ แคลอรีต่อโมลเคลวิน (cal/mol.K) ความร้อนจำเพาะ (specific heat) บางครั้งใช้แสดงความร้อนต่อหน่วยน้ำหนัก และมีหน่วยต่างๆกัน เช่น จูลต่อกิโลกรัมเคลวิน (J/kg.K) หรือ แคลอรีต่อกรัมเคลวิน (cal/g.K) หรือ บีทียูต่อปอนด์ฟาเรนไฮต์ (Btu/lbm.° F)

- อิทธิพลของอุณหภูมิต่อความจุความร้อน (temperature dependence of the heat capacity)

เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นคลื่นผลึกจะมีความสามารถที่เพิ่มขึ้นในการเพิ่มพลังงานเฉลี่ย และที่อุณหภูมิ ต่ำความสัมพันธ์ระหว่าง C_v กับอุณหภูมิสุทธิ T จะเป็นดังสมการที่

$$C_v = AT^3 \quad (2.45)$$

เมื่อ A คือค่าคงที่อุณหภูมิอิสระเหนืออุณหภูมิที่เรียกว่า Debye, θ_D ซึ่งเป็นจุดที่ระดับค่า C_v เป็นอิสระจากอุณหภูมิที่ค่าประมาณ $3R$ เมื่อ R คือค่าคงที่แก๊ซ อย่างไรก็ตามพลังงานทั้งหมดของวัสดุจะเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นโดยที่ปริมาณพลังงานที่ทำให้อุณหภูมิเปลี่ยนไปหนึ่งองศาที่มีค่าคงที่ ค่าของ θ_D จะต่ำกว่าอุณหภูมิห้องสำหรับวัสดุของแข็งหลายชนิด และค่า C_v ของ วัสดุของแข็งที่อุณหภูมิห้องจะมีค่าประมาณ 25 J/mol.K (6 cal/mol.K) ดังแสดงในตารางที่ 2.3 ซึ่งแสดงความร้อนจำเพาะจากการทดลองของวัสดุต่างๆ



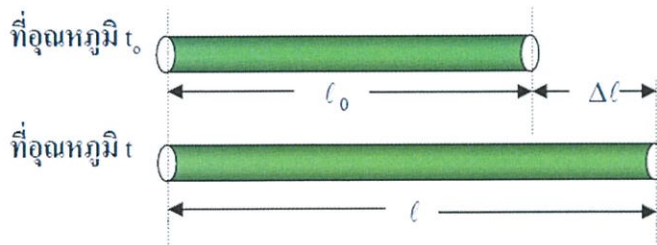
รูปที่ 2.23 แสดงอิทธิพลของอุณหภูมิต่อค่าความจุความร้อนที่ปริมาตรคงที่

2.2) การขยายตัวของวัตถุเนื่องจากความร้อน

วัตถุเมื่อได้รับความร้อนนอกจากจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น และอาจทำให้วัตถุเกิดการขยายตัว สำหรับวัตถุที่เฉลี่ยความร้อนได้ทั่วทั้งก้อน (Isotropic) โดยการขยายตัวของของแข็ง โดยทั่วไปเมื่อให้ความร้อนแก่ของแข็งใดๆ ของแข็งนั้นจะขยายตัวทุกทิศทางจึงมีผลทำให้รูปทรงของวัตถุนั้นเหมือนเดิม แต่จะมีการเปลี่ยนแปลงในด้านของความยาว พื้นที่และปริมาตร โดยการขยายตัวนั้นจะ

มีค่ามากหรือน้อยขึ้นอยู่กับชนิดของของแข็งนั้น ๆ การขยายตัวของของแข็งแบ่งการพิจารณาได้เป็น 3 แบบ คือ

- การขยายตัวตามเส้น (Linear Expansion)



รูปที่ 2.24 แสดงการขยายตัวเชิงเส้น

$$\begin{aligned}\Delta l &\propto l_0 \Delta t \\ \Delta l &= \alpha l_0 \Delta t\end{aligned}\quad (2.46)$$

ให้ α เป็นค่าคงที่เฉพาะของสารแต่ละชนิด เรียกว่า สัมประสิทธิ์ของการขยายตัวตามเส้น (Coefficient of linear expansion)

$$\alpha = \frac{\Delta l}{l_0 \Delta t}\quad (2.47)$$

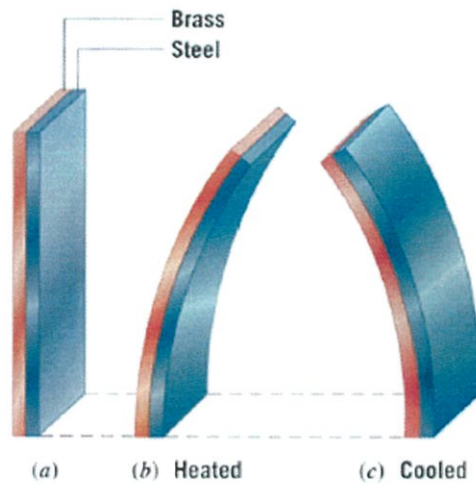
ดังนั้นสัมประสิทธิ์ของการขยายตัวตามเส้น คือ ความยาวของวัตถุที่เปลี่ยนไปต่อหนึ่งหน่วยความยาวเดิม และต่อหนึ่งองศาของอุณหภูมิของวัตถุที่เปลี่ยนไป มีหน่วยเป็นต่อองศา $(^{\circ}\text{C})^{-1}$ เมื่อแทนค่า $\Delta l = l - l_0$ ลงในสมการที่ (2.46) จะได้ความยาวของวัตถุ ดังนี้

$$l = l_0(1 + \alpha \Delta l)\quad (2.48)$$

- การขยายตัวตามพื้นที่

วัตถุต่างชนิดกันจะยึดตัวไม่เท่ากัน เช่น เหล็กกล้ากับทองเหลืองยาวเท่ากัน เผลาให้ร้อนเท่ากัน ทองเหลืองจะยึดตัวได้มากกว่าเหล็กกล้า เนื่องจากสัมประสิทธิ์การขยายตัวของทองเหลืองมีค่ามากกว่าเหล็กกล้า ดังนั้นเมื่อเอาเหล็กกล้ากับทองเหลืองประกบกัน แล้วตรึงด้วยหมุดให้แน่นเมื่อเผลาไฟให้ร้อนจะงอโค้ง โดยมีทองเหลืองโค้งอยู่วงนอก เพราะ

ขณะที่ร้อนทองเหลืองยาวกว่าเหล็กกล้า ในทำนองเดียวกันถ้าทำให้เย็นลง ทองเหลืองจะหดตัวมากกว่าเหล็กกล้า มันจะดึงกันให้งอไปอีกทางหนึ่งดังรูป



รูปที่ 2.25 แสดงการขยายตัวของเหล็กกล้าและทองเหลือง

วัตถุที่มีพื้นที่ A_0 เมื่ออุณหภูมิ t_0 °C ถ้าได้รับความร้อนเพิ่มขึ้นจนมีอุณหภูมิเป็น t °C จะมีพื้นที่ A ดังนั้นพื้นที่เพิ่มขึ้นคือ $\Delta A = A - A_0$ จะได้ว่า

$$A = A_0(1 + \beta \Delta t) \quad (2.49)$$

เมื่อ β เป็นสัมประสิทธิ์ของการขยายตัวตามพื้นที่ของวัตถุ คือ พื้นที่เปลี่ยนไปต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่เดิมและต่อหนึ่งองศาของอุณหภูมิของวัตถุที่เปลี่ยนไป มีหน่วยเป็นต่อองศา ($^{\circ}\text{C}^{-1}$) เนื่องจากการคำนวณหาพื้นที่ได้จากผลคูณความยาวของด้าน 2 ด้าน ดังนั้นทำให้ความสัมพันธ์ระหว่าง β และ α เป็นดังนี้

$$\beta = 2\alpha \quad (2.50)$$

- การขยายตัวเชิงปริมาตร

วัตถุที่มีปริมาตร V_0 เมื่ออุณหภูมิ t_0 °C ถ้าได้รับความร้อนเพิ่มขึ้นจนมีอุณหภูมิ t °C จะมีปริมาตร V ดังนั้นปริมาตรเพิ่มขึ้นคือ $\Delta V = V - V_0$ จะได้ว่า

$$V = V_0(1 + \gamma \Delta t) \quad (2.51)$$

เมื่อ γ เป็นสัมประสิทธิ์ของการขยายตัวตามปริมาตร คือ ปริมาตรที่เปลี่ยนไปต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรเดิม และต่อหนึ่งองศาของอุณหภูมิของวัตถุที่เปลี่ยนไป มีหน่วยเป็นต่อองศา ($^{\circ}\text{C}^{-1}$) ความสัมพันธ์ระหว่าง γ , β และ α เป็นดังนี้

$$\gamma = 3\alpha$$

หรือ

$$\gamma = \frac{3}{2}\beta \quad (2.52)$$

การขยายตัวของวัตถุตามปริมาตรมีความสัมพันธ์กับความหนาแน่น โดยเมื่อปริมาตรของวัตถุเปลี่ยนทำให้ความหนาแน่นของวัตถุเปลี่ยนไปด้วย เนื่องจากความหนาแน่นเท่ากับจำนวนมวลต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร ดังนั้นเมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลง ปริมาตรก็ย่อมจะเปลี่ยนแปลง แต่มวลของวัตถุจะคงเดิมเสมอ ดังนั้น ถ้าให้

ρ_0 แทนความหนาแน่นของวัตถุเมื่อปริมาตรเป็น V_0 เมื่ออุณหภูมิเป็น t_0

ρ แทนความหนาแน่นของวัตถุเมื่อปริมาตรเป็น V (เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นเป็น t)

จาก $\rho = \frac{m}{V_0}$ โดยที่ m แทนมวลของวัตถุ และ V แทนปริมาตรวัตถุ ดังนั้น

$$\rho_0 = \frac{m}{V_0} \text{ และ } \rho = \frac{m}{V} \quad (2.53)$$

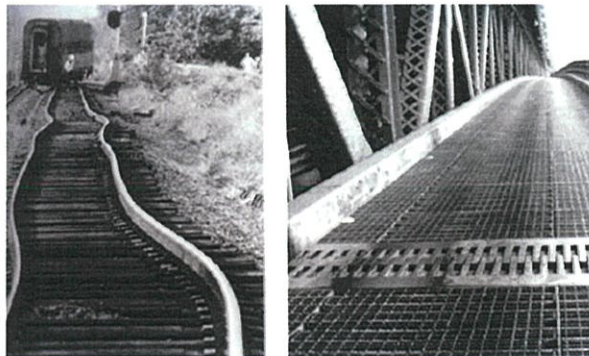
$$\frac{\rho_0}{\rho} = \frac{m}{V_0} \times \frac{V}{m} = \frac{V}{V_0} \quad (2.54)$$

แต่เนื่องจาก แทนค่า $V = V_0 (1 + \gamma\Delta t)$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = (1 + \gamma\Delta t) = \frac{V}{V_0}$$

ดังนั้นจะได้

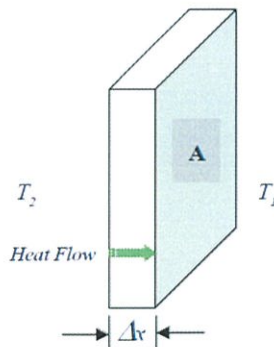
$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \gamma\Delta t} \quad (2.55)$$



รูปที่ 2.26 แสดงรางรถไฟที่ต้องเว้นช่องว่างเพื่อป้องกันการขยายตัวเมื่อรางรถไฟมีอุณหภูมิสูงขึ้น

2.3) การนำความร้อน (Heat Conduction)

การส่งผ่านความร้อนจะเกิดขึ้นได้เมื่ออุณหภูมิที่จุด 2 จุดของเนื้อวัตถุมีค่าต่างกัน เรียกการส่งผ่านความร้อนแบบนี้ว่า การนำความร้อน โดยพลังงานความร้อนจะเคลื่อนที่จากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าผ่านอนุภาคที่อยู่ติดกันต่อเนื่องกันไปพิจารณาแผ่นวัสดุความหนา Δx และมีพื้นที่หน้าตัด A โดยทั้งสองด้านมีอุณหภูมิแตกต่างกัน ด้านที่พิจารณามีอุณหภูมิ T_1 และ ด้านตรงกันข้ามมีอุณหภูมิ T_2 เมื่อ $T_2 > T_1$ ดังรูป



รูปที่ 2.27 แสดงการนำความร้อน

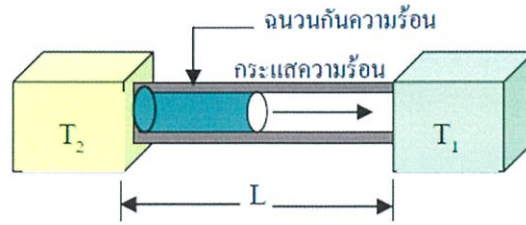
โดยจากการทดลองพบว่าปริมาณความร้อน Q ที่ส่งผ่านจากด้านที่ร้อนกว่าไปสู่ด้านที่เย็นกว่า เมื่อเวลาผ่านไป Δt และ $(\Delta Q / \Delta t)$ แปรผันตรงกับพื้นที่หน้าตัด A ความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT และเป็นสัดส่วนผกผันกับความหนา Δx เขียนเป็นสมการได้ว่า

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.56)$$

$$\frac{dQ}{dt} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.57)$$

สมการที่ (2.50) เรียกว่า กฎของฟูเรียร์ (Fourier's Law) ค่าคงตัว k เรียกว่า สภาพนำความร้อน (Thermal Conductivity) ของวัตถุ ซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดของวัตถุ มีหน่วยเป็นวัตต์ต่อเมตร-เคลวิน ($W/m \cdot K$), dT/dx คือความลาดชันของอุณหภูมิ (Temperature Gradient) เครื่องหมายลบ แสดงให้เห็นว่าการนำความร้อนเป็นไปในลักษณะที่เมื่อระยะทางเพิ่มขึ้นอุณหภูมิจะลดลง เรียก dQ/dt ว่า กระแสความร้อน (heat current, H) คืออัตราการไหลของความร้อนผ่านพื้นที่หน้าตัด A หรือ พลังงานความร้อนที่ไหลผ่านพื้นที่หน้าตัด A ในหนึ่งหน่วยเวลา มีหน่วยเป็นวัตต์ (W) ดังนั้น

$$H = \frac{dQ}{dt} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.58)$$



รูปที่ 2.28 การไหลของความร้อนจากอุณหภูมิสูง(T_2)ไปยังอุณหภูมิต่ำ(T_1)

ถ้าพิจารณารูปทรงกระบอกยาว L พื้นที่หน้าตัดสม่ำเสมอ A ซึ่งด้านข้างถูกหุ้มด้วยฉนวนป้องกันการรั่วไหลของความร้อน ดังรูป ในสถานะคงตัวพบว่า dT/dx มีค่าคงตัวตลอดทั้งวัตถุ นั่นคือ

$$-\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.59)$$

แทนในสมการที่ (2.51) จะได้

$$H = \frac{dQ}{dt} = kA \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.60)$$

ตารางที่ 2.2 แสดงคุณสมบัติของวัสดุชนิดต่างๆ

วัสดุ	ความจุความร้อน C_p (J/kg.K)	ส.ป.ส การขยายตัว เชิงเส้น α [$^{\circ}\text{C}$]- 1×10^{-6}]	ค่าสภาพ การนำความร้อน k (W/m.K)
อลูมิเนียม(Aluminum)	900	23.6	247
ทองแดง(Copper)	386	16	398
เหล็ก(steel)	486	12	51.9
ทองเหลือง(Brass)	375	20	120
ทังสเตน(Tungsten)	138	4.5	178
แก้ว(Glass)	840	9.0	1.7
แก้วไพเรกซ์(Pyrex)	850	3.3	1.4
สแตนเลส(Stainless)	502	16	15.9

บทที่ 3

ขั้นตอนการดำเนินงาน

การดำเนินงานวิจัยในการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาจากต้นแบบเดิม จะมีขั้นตอนการดำเนินงานดังต่อไปนี้

ขั้นตอนที่ 1 ศึกษาปัญหาที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาจากต้นแบบเดิมเพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนา

ขั้นตอนที่ 2 การออกแบบชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมาด้วยโปรแกรม Solid work

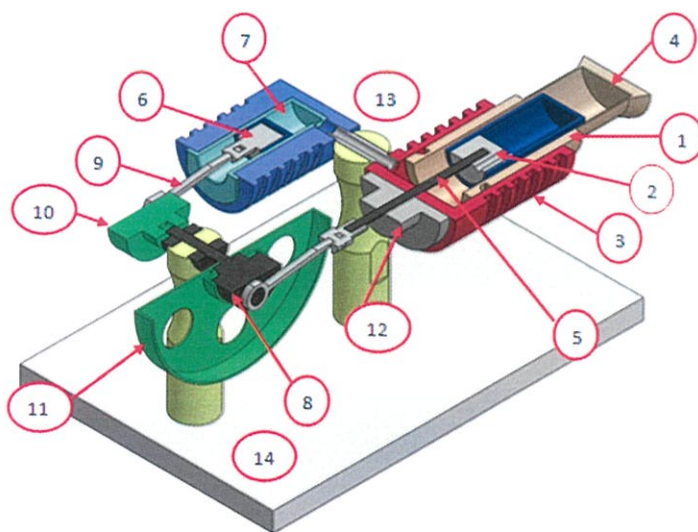
ขั้นตอนที่ 3 การสร้างและประกอบชิ้นส่วนเข้ากับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

ขั้นตอนที่ 4 หลักการความสัมพันธ์ในการทดสอบและวิเคราะห์ค่าหาพารามิเตอร์ที่สำคัญ

ขั้นตอนที่ 5 ขั้นตอนการทดสอบและวิเคราะห์หาค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาที่พัฒนา

ซึ่งจากขั้นตอนดังกล่าวจะมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

3.1 ศึกษาปัญหาที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาจากต้นแบบเดิม และหาแนวทางในการแก้ไขเพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนา



รูปที่ 3.1 ต้นแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

จากเครื่องยนต์ต้นแบบดังรูปที่ 3.1 การศึกษาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์ ชนิดแกมมา สามารถแบ่งส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์ได้แก่

- (1) กระจกอบลูกสูบคิสเพลสเซอร์ คือ กระจกอบที่มีลูกสูบคิสเพลสเซอร์อยู่ภายในซึ่งจะเชื่อมต่อกับฮีทเตอร์
- (2) ลูกสูบคิสเพลสเซอร์ คือ ลูกสูบที่มีหน้าที่สำหรับไล่อากาศจากฝั่งร้อนไปยังฝั่งเย็น
- (3) ฮีทซิงค์ คือ ส่วนที่ช่วยในการระบายความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์
- (4) ฮีทเตอร์ คือ ส่วนที่รับความร้อนโดยตรงจากแหล่งกำเนิดความร้อน (ตะเกียงแอลกอฮอล์) เพื่อใช้ในกระบวนการบีบอัดและขยายตัวของของไหลภายในกระจกอบ
- (5) แกนลูกสูบคิสเพลสเซอร์ คือ ส่วนสำคัญในการรับแรงและส่งแรงให้ข้อเหวี่ยงคิสเพลสเซอร์
- (6) ลูกสูบกำลัง คือ ลูกสูบสำหรับขับเคลื่อนเพื่อส่งต่อไปยังล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง
- (7) กระจกอบกำลัง คือ กระจกอบที่มีลูกสูบกำลังอยู่ภายในซึ่งจะต้องเชื่อมต่อกับกระจกอบคิสเพลสเซอร์
- (8) ข้อเหวี่ยงคิสเพลสเซอร์ คือ ส่วนที่เชื่อมต่อกับแกนลูกสูบคิสเพลสเซอร์และล้อเกียร์เพื่อถ่ายทอดกำลัง
- (9) แกนลูกสูบกำลัง คือ ส่วนสำคัญในการรับแรงและส่งแรงให้ข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลัง
- (10) ข้อเหวี่ยงสำหรับลูกสูบกำลัง คือ ส่วนที่เชื่อมต่อกับแกนลูกสูบกำลังและล้อเกียร์เพื่อถ่ายทอดกำลัง
- (11) ล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง คือ ส่วนที่ใช้ในการสะสมพลังงานจลน์ซึ่งถือว่าเป็นเอาท์พุทของระบบ
- (12) บูช คือ ตัวที่ใช้ซีลเพื่อป้องกันการรั่วของอากาศภายในกระจกอบเพื่อไม่ให้เกิดการสูญเสียความดันภายในกระจกอบ
- (13) ฐานเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์ ชนิดแกมมา คือ ส่วนที่ใช้ยึดกระจกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงค์ โดยภายในจะมีท่อที่ใช้เชื่อมต่อเพื่อและเปลี่ยนอากาศระหว่างกระจกอบคิสเพลสเซอร์และกระจกอบกำลัง
- (14) ฐานรับล้อเกียร์ คือ ส่วนที่ใช้ยึดล้อเกียร์กระตุ้นกำลังกับตัวข้อเหวี่ยงคิสเพลสเซอร์และข้อเหวี่ยงลูกสูบกำลัง

ภาพของชิ้นส่วนต้นแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาแต่ละชิ้น



รูปที่ 3.2 ครอบอกสูบกำลังตัวเดิมที่หล่อขึ้น



รูปที่ 3.3 หลอดแก้วด้านฮีทเตอร์ภายในครอบอกสูบคิสเพลสเซอร์



รูปที่ 3.4 เฟลาข้อเหวี่ยงที่เชื่อมต่อกับลูกสูบกำลัง



รูปที่ 3.5 ข้อเหวี่ยงที่ต่อกับก้านสูบคิสเพลสเซอร์



รูปที่ 3.6 เฟลาสำหรับยึดข้อเหวี่ยง



รูปที่ 3.7 ฮีทเตอร์



รูปที่ 3.8 ล้อเกียร์กระตุ้นกำลัง



รูปที่ 3.9 ครอบอกสูบดีเซลเซอร์



รูปที่ 3.10 บูชสำหรับป้องกันการรั่ว



รูปที่ 3.11 ฐานเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา

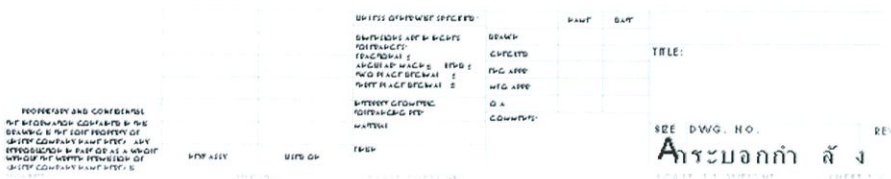
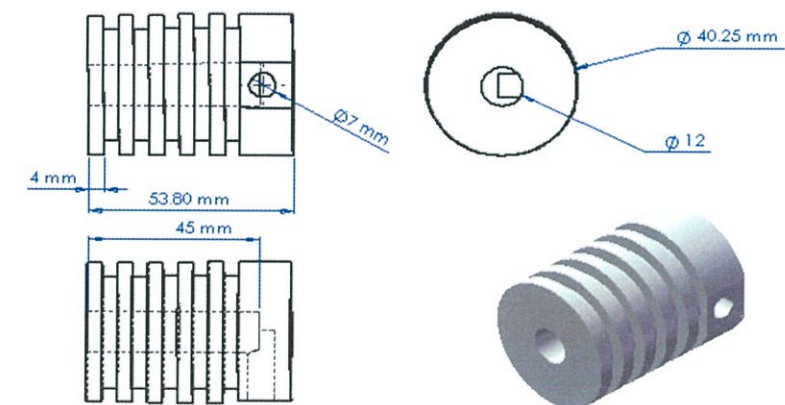
จากการศึกษาต้นแบบในเบื้องต้นพบปัญหาว่า

- 1) เมื่อทดลองใช้ไปนานๆจะเกิดรอยไหม้ที่ตัวหลอดแก้วด้านในฝั่งฮีทเตอร์ซึ่งอาจเป็นผลมาจาก การสะสมความร้อนและรูรั่วตรงรอยต่อบริเวณ (13) ฐานเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมาที่มีท่อเชื่อมต่อระหว่างอากาศภายในกระบอกสูบกำลังกับกระบอกดีสเพลสเซอร์ เนื่องจากเมื่อมีการถอดและประกอบตัวกระบอกสูบทั้งสองบ่อยๆจะทำให้เกิดยว่วนจน หลวมจึงต้องนำเอาปะเก็นมาทาไว้เพื่ออุดรอยรั่วที่เกิดขึ้น แต่เมื่อใช้ไปนานๆก็จะพบปัญหา อีกคือ เมื่อเราให้ความร้อนนานๆจะทำให้กาวปะเก็นที่ทาไว้ละลายออกส่งผลให้เกิดรอยรั่ว ที่ตรงบริเวณจุดเดิม
- 2) เนื่องจากอลูมิเนียมที่นำมาสร้างกระบอกสูบกำลังนั้นเป็นอลูมิเนียมที่หล่อขึ้นทำให้เนื้อ อลูมิเนียมภายในมีฟองเล็กๆกระจายอยู่ทั่วไป ทำให้เมื่อใช้งานจะส่งผลต่อการ สูญเสียทางความร้อนของระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

3.2 การออกแบบชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมาด้วยโปรแกรม solid work

3.2.1 ชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบที่ต้องการแก้

1) ครอบอกสูบกำลัง



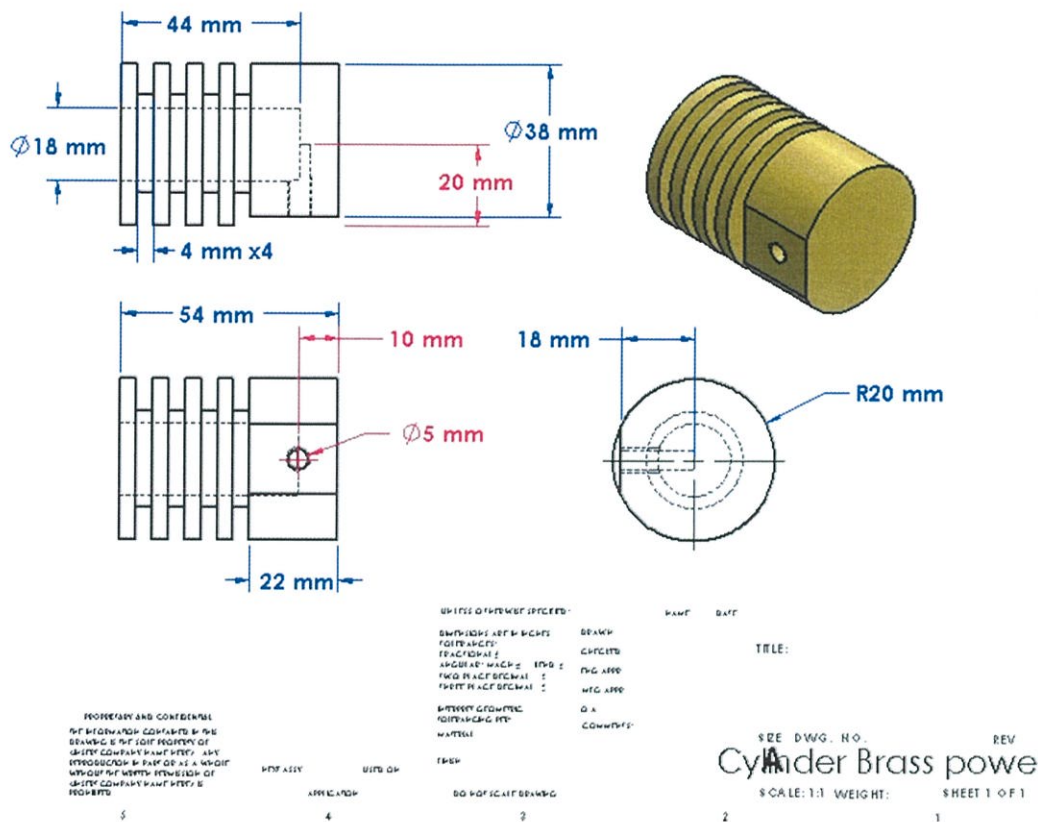
แบบ drawing solidwork ครอบอกสูบกำลัง



รูปที่ 3.12 ครอบอกสูบกำลัง

3.2.2 ชิ้นส่วนเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดพัฒนา

1) ครอบอกสูบกำลังทองเหลือง



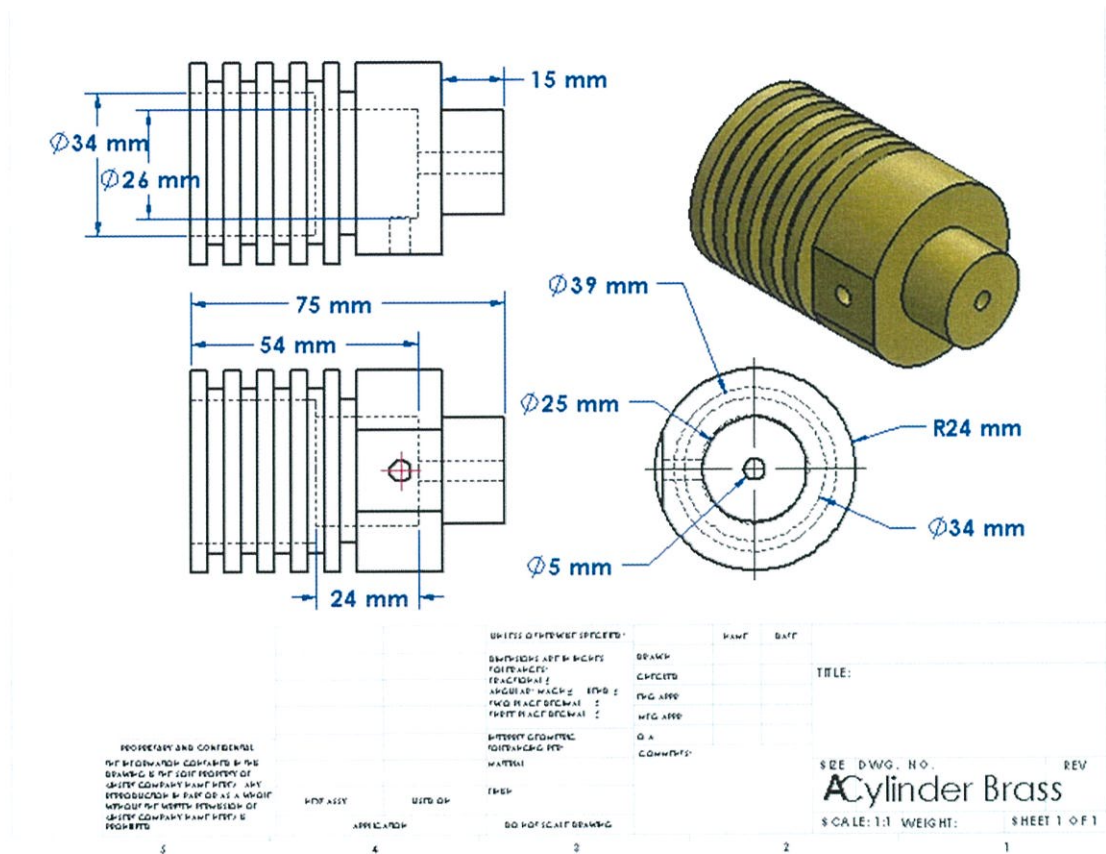
(1) แบบ drawing solidwork ครอบอกสูบกำลัง



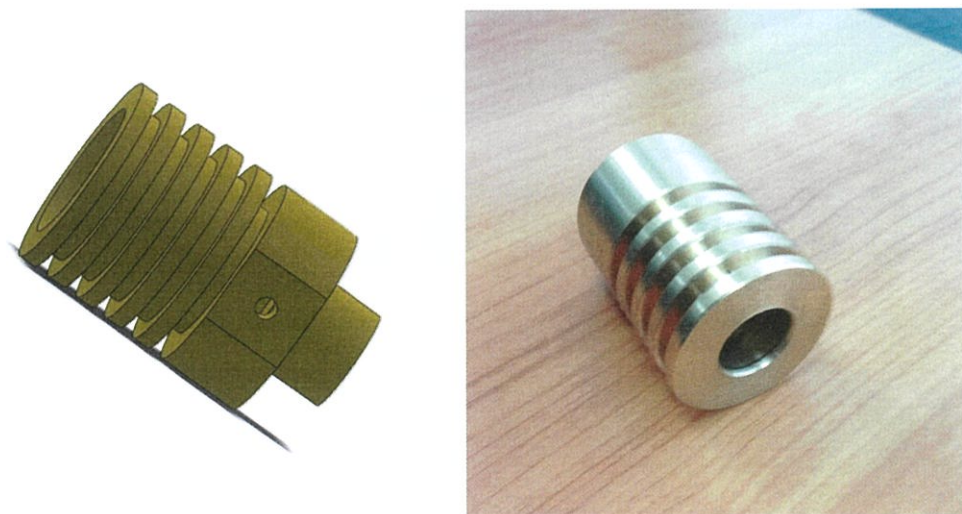
(2) รูปครอบอกสูบกำลังใน solidwork และ ชิ้นงานจริงที่กลึงขึ้น

รูปที่ 3.13 ครอบอกสูบกำลัง (1), (2)

2) ครอบอกสูบคิสเพลสเซอร์



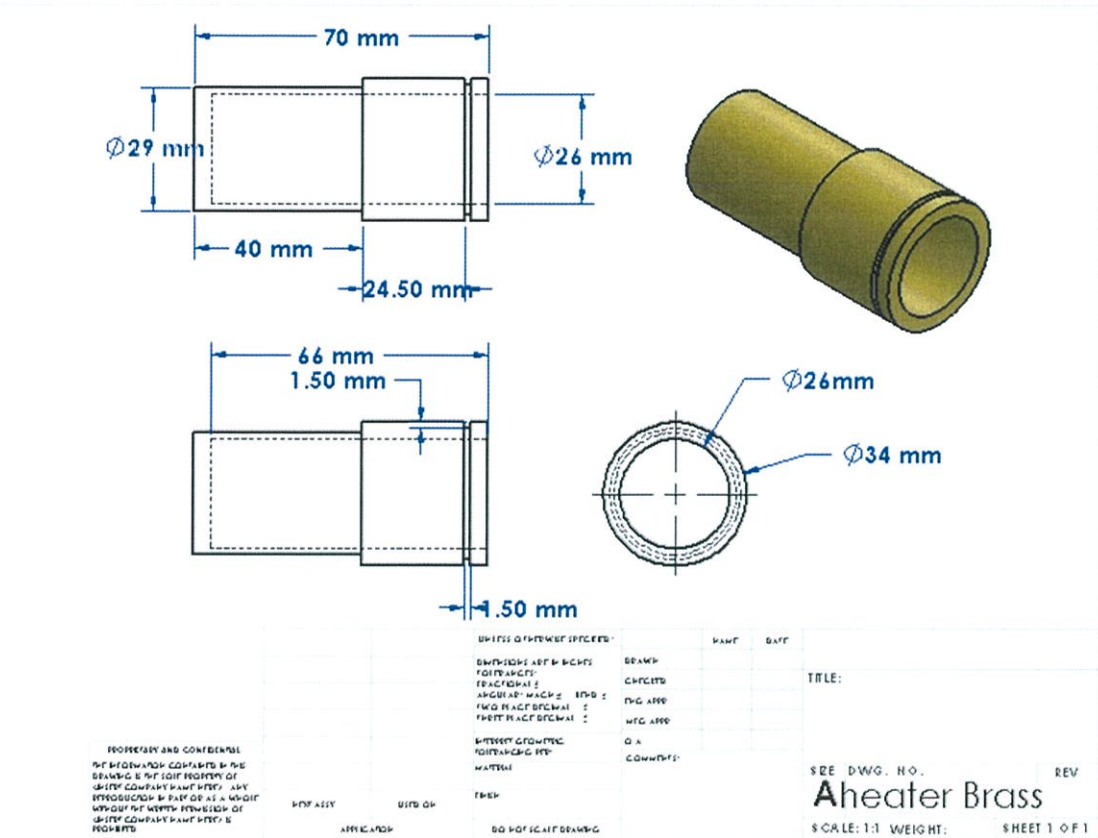
(1) แบบ drawing solidwork ครอบอกสูบคิสเพลสเซอร์



(2) รูปครอบอกสูบคิสเพลสเซอร์ใน solidwork และ ชิ้นงานจริงที่กลึงขึ้น

รูปที่ 3.14 ครอบอกสูบคิสเพลสเซอร์ (1), (2)

3. ฮีทเตอร์



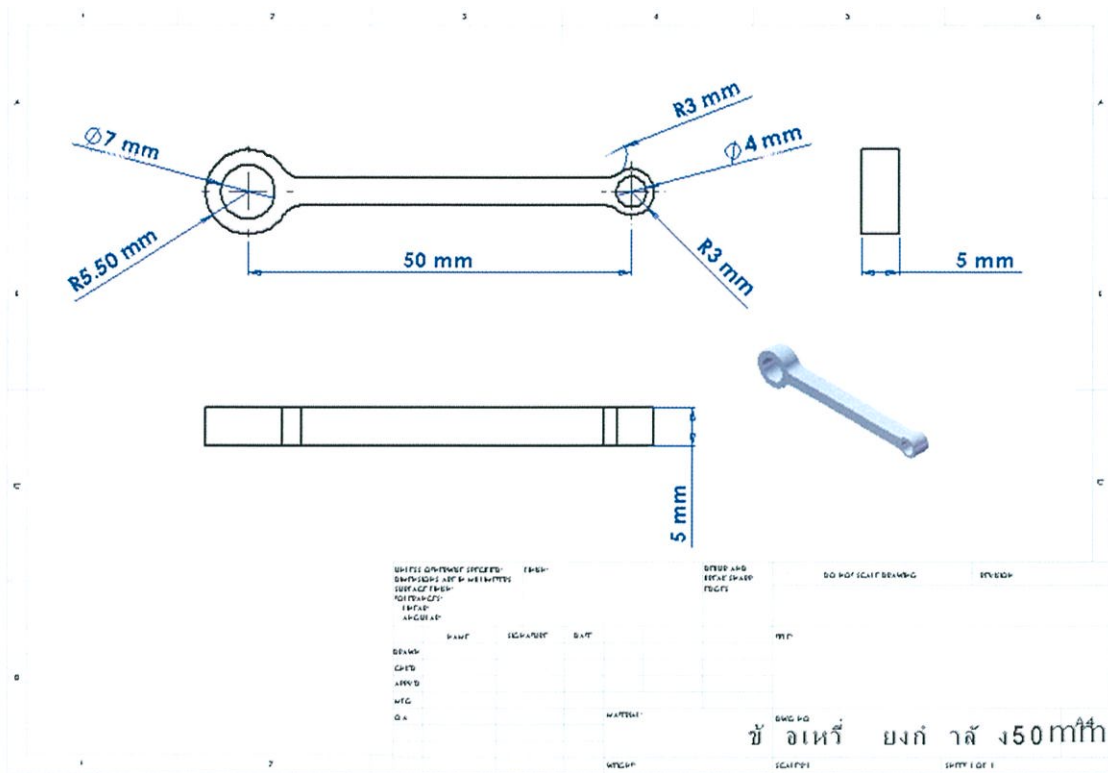
(1) แบบ drawing solidwork ครอบอกสูบลดิสเพลสเซอร์



(2) รูปฮีทเตอร์ใน solidwork 3D และชิ้นงานจริงที่กึ่งถึง

รูปที่ 3.15 ฮีทเตอร์ (1), (2)

5) แขนเหวี่ยง



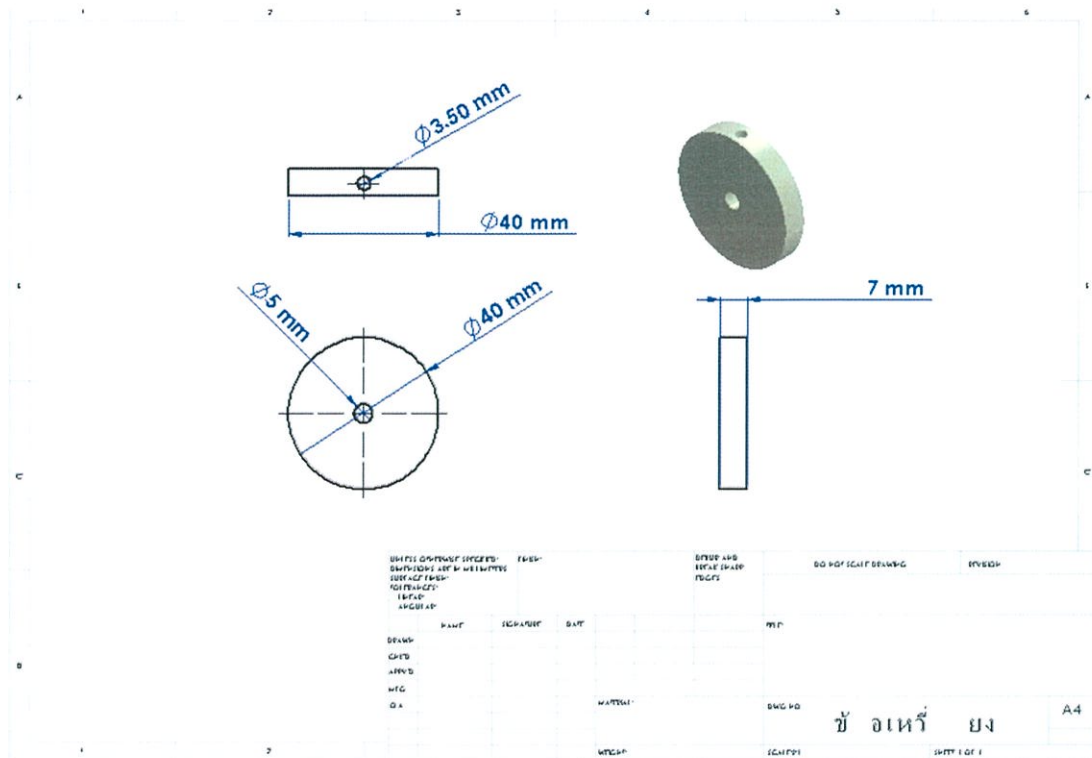
(1) แบบ drawing solidwork แขนเหวี่ยงยาว 40mm, 50 mm, 60 mm, 70 mm



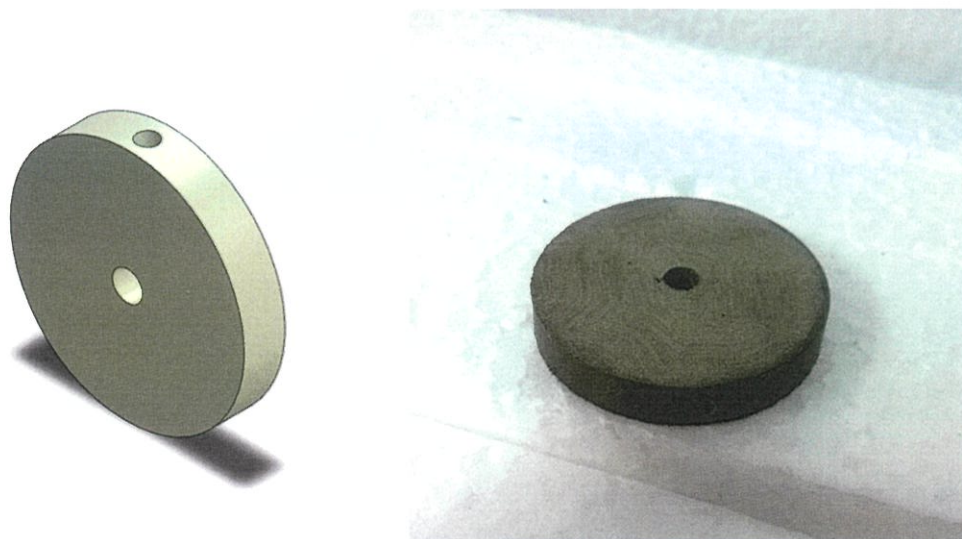
(2) แขนเหวี่ยง solidwork 3D และชิ้นงานจริง

รูปที่ 3.17 แขนเหวี่ยง (1), (2)

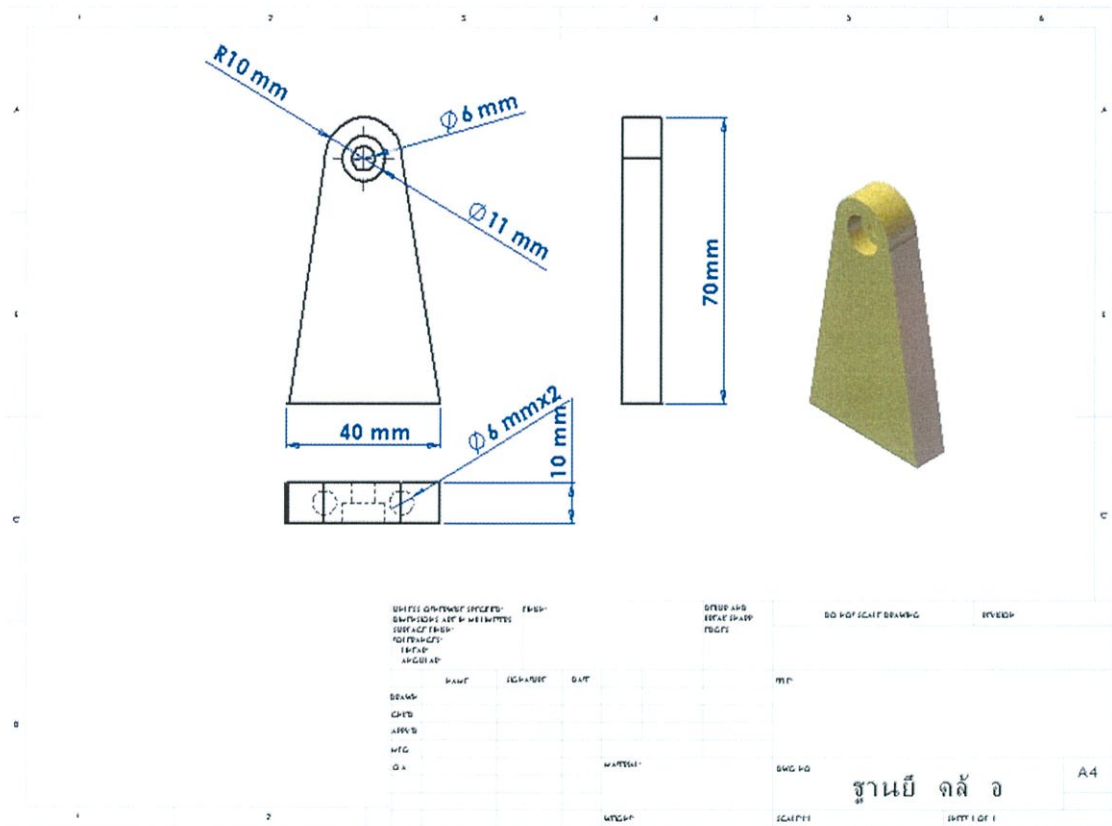
6) ข้อเหวี่ยง



(1) แบบ drawing solidwork ข้อเหวี่ยง

2) ข้อเหวี่ยง solidwork 3D และชิ้นงานจริง
รูปที่ 3.18 ข้อเหวี่ยง (1), (2)

7) ฐานยึดล้อเกียร์กระตุ้น



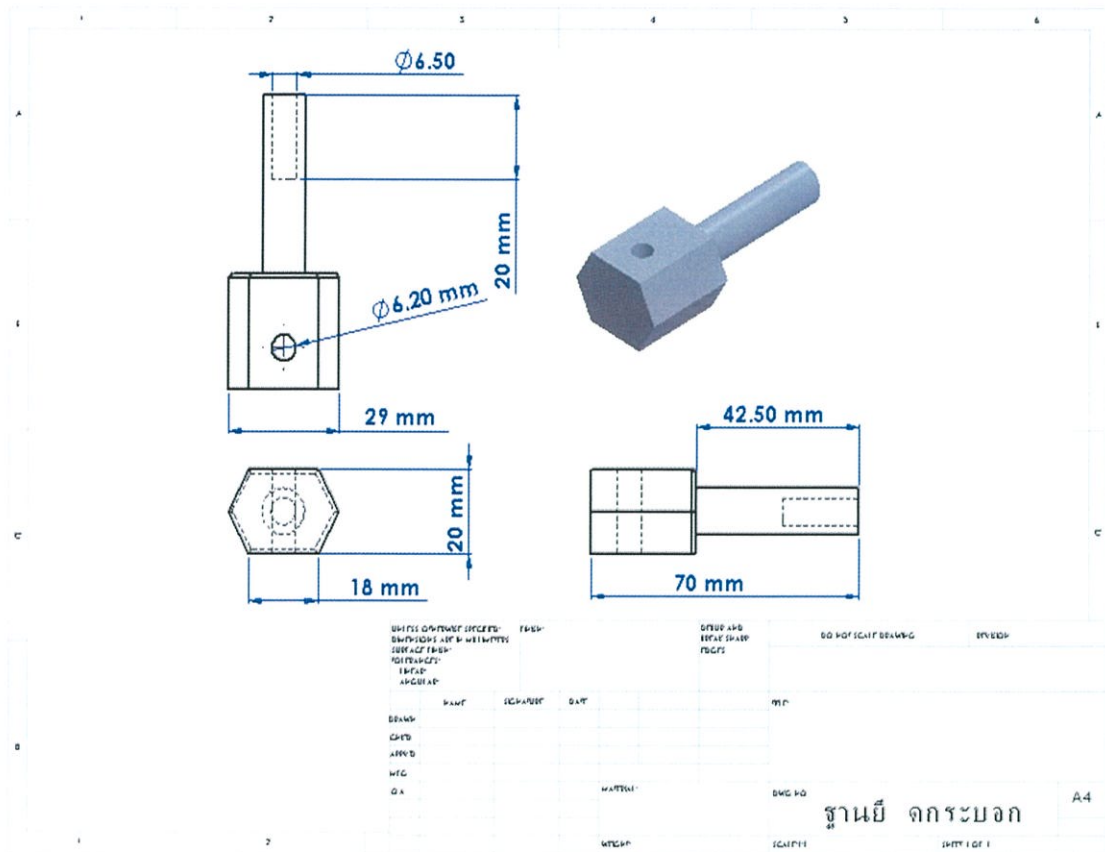
(1) แบบ drawing solidwork ฐานยึดล้อเกียร์กระตุ้น



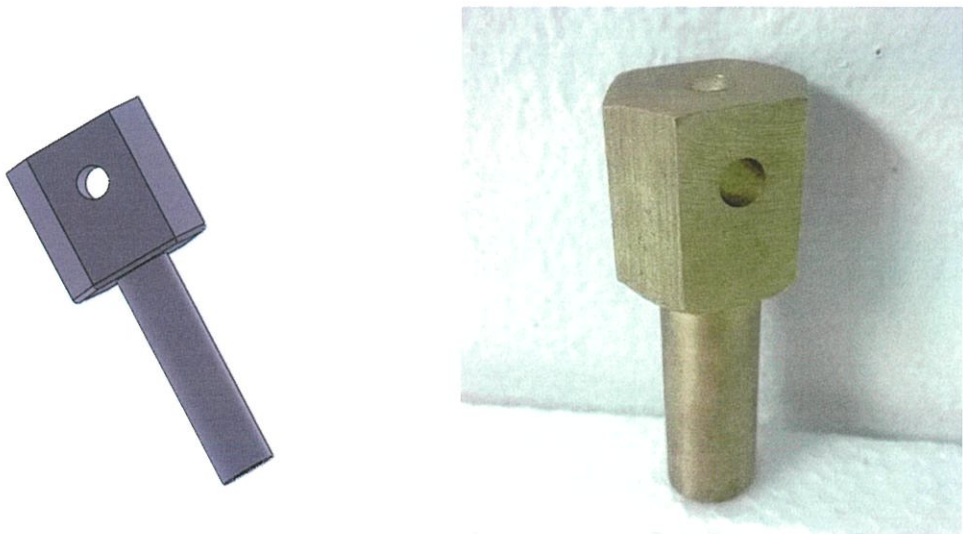
(2) รูปฐานยึดล้อเกียร์กระตุ้นใน solidwork 3D และชิ้นงานจริง

รูปที่ 3.19 ฐานยึดล้อเกียร์กระตุ้น(1), (2)

8) ฐานยึดกระบอบอกสูบ



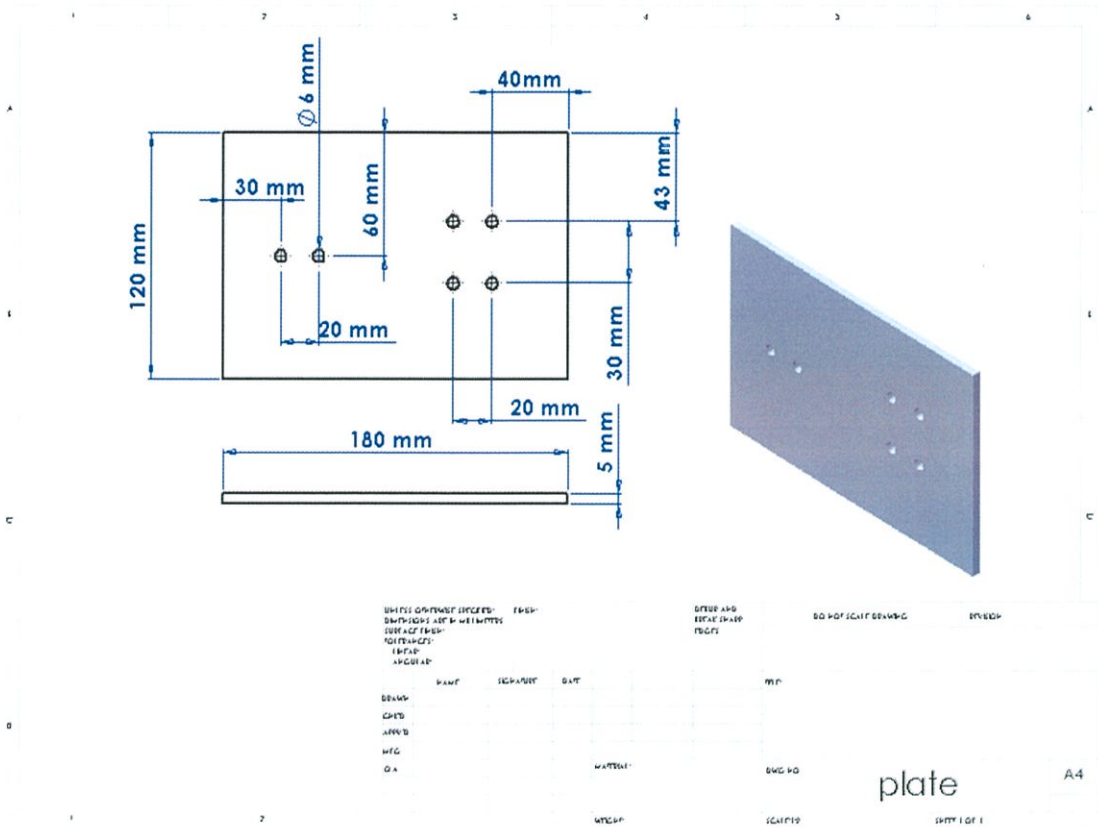
(1) แบบ drawing solidwork ฐานยึดกระบอบอกสูบ



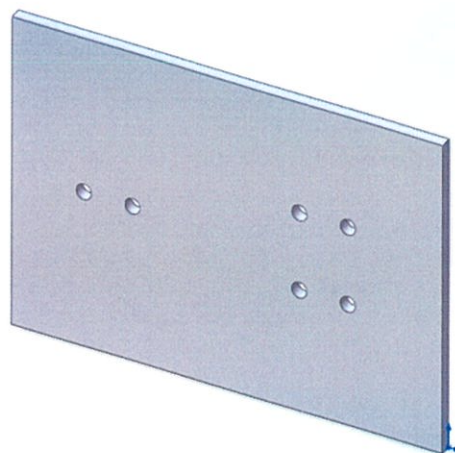
(3) รูปฐานยึดกระบอบอกสูบใน solidwork 3D และชิ้นงานจริง

รูปที่ 3.20 ฐานยึดกระบอบอกสูบ(1), (2)

9) ฐานรองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง



(1) แบบ drawing solidwork ฐานรองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง



(2) รูปฐานรองเครื่องยนต์สเตอร์ลิงใน solidwork 3D และชิ้นงานจริง

รูปที่ 3.21 ฐานรองเครื่องยนต์สเตอร์ลิง(1), (2)

3.3 การสร้างและประกอบชิ้นส่วนเข้ากับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

3.3.1 เครื่องมือที่ใช้ในการสร้างชิ้นส่วนเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

1. เครื่องกลึงยืนศูนย์ ใช้สำหรับในการขึ้นรูปชิ้นงานทรงกระบอก เช่น กระบอกสูบกำลังและ กระบอกสูบลิตเพลสเซอร์ หรือชิ้นส่วนอื่นๆที่สามารถทำได้ ได้แก่

- เครื่องกลึงยืนศูนย์แบบธรรมดา



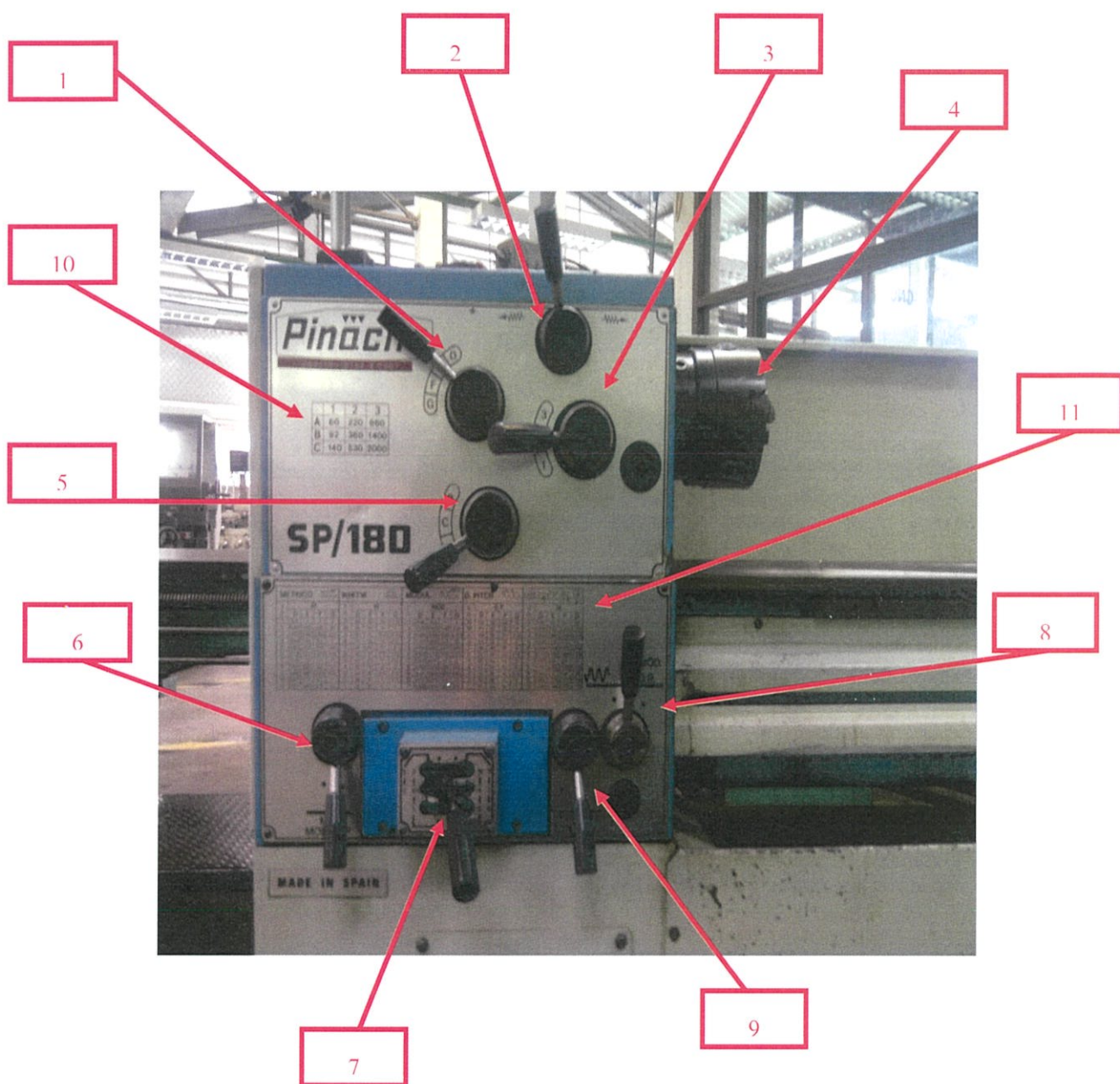
รูปที่ 3.22 เครื่องกลึงยืนศูนย์แบบธรรมดา

ส่วนประกอบของเครื่องกลึงยืนศูนย์สามารถแยกเป็น 5 ส่วนสำคัญคือ

- 1) หัวเครื่องกลึง (Head Stock)
- 2) แท่นเลื่อน (Carriage)
- 3) ยันศูนย์ท้าย (Tail Stock)
- 4) ระบบป้อน (Feed Mechanism)
- 5) ฐานเครื่องกลึง (Bed)

1) หัวเครื่องกลึง (Head Stock)

ส่วนประกอบของหัวเครื่องกลึง (Head stock)



รูปที่ 3.23 หัวเครื่องกลึงขั้นสูง

1. Feed control

ใช้กำหนดความเร็วในการการกินผิวงาน

2. Feed direction control

ใช้สั่งการเลื่อนทิศทางป้อนมีดในการกด Auto

3. Speed control

ใช้กำหนดความเร็วรอบ ใช้คู่กับตารางความเร็ว

4. Face plate	แทนที่ใช้ยึดจับโลหะ
5. Speed control	ใช้กำหนดความเร็วรอบ ใช้คู่กับตารางความเร็ว
6. QC gearbox control	คัน โยกเข้าระบบเกลิยว
7. Selector	คัน โยกเลือกระยะ pitch
8. QC gearbox selection	คัน โยกเลือกระบบเกลิยว
9. QC gearbox control	คัน โยกเข้าระบบเกลิยว
10. ตารางความเร็วรอบ	อ้างอิงความเร็วรอบจากเครื่อง
11. ตารางระบบเกลิยว ระยะ pitch	อ้างอิงเพื่อกำหนดระยะ pitch

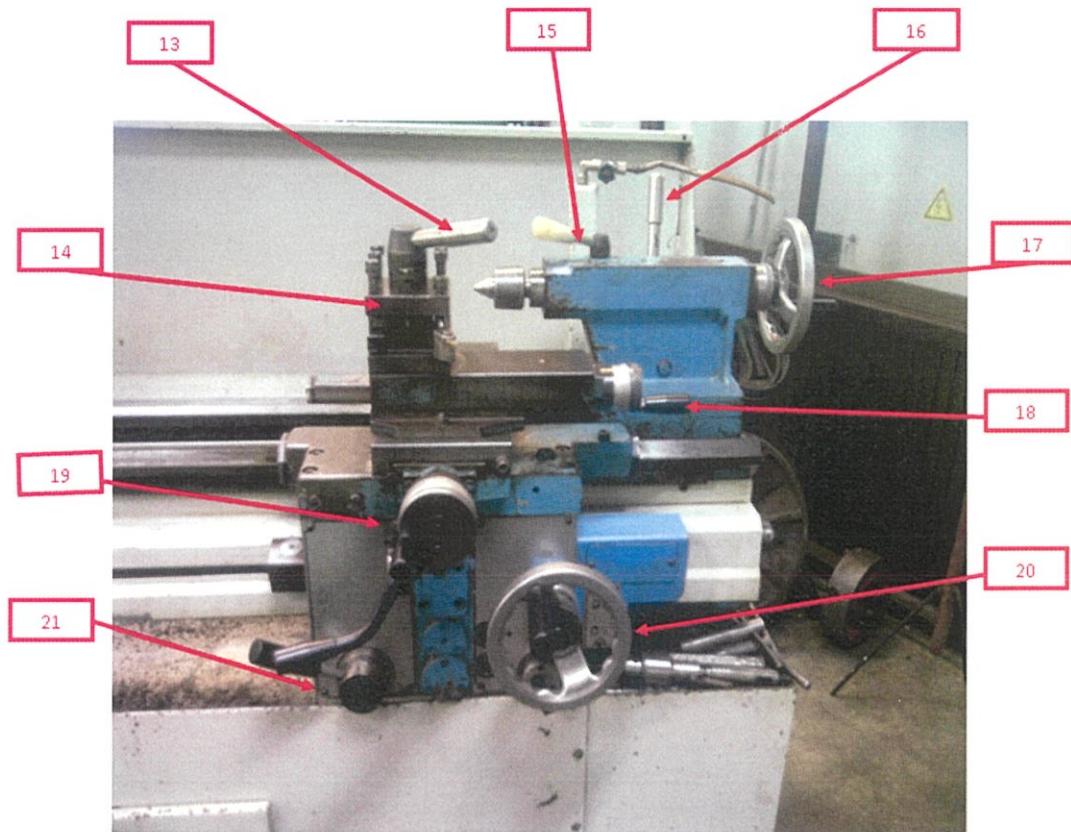
2) แทนเลื่อน (Carriage) ประกอบด้วย



รูปที่ 3.24 แทนเลื่อน

12. ลางเลื่อนป้อมมีด

3) ยันศูนย์ท้าย (Tail Stock) ประกอบด้วย



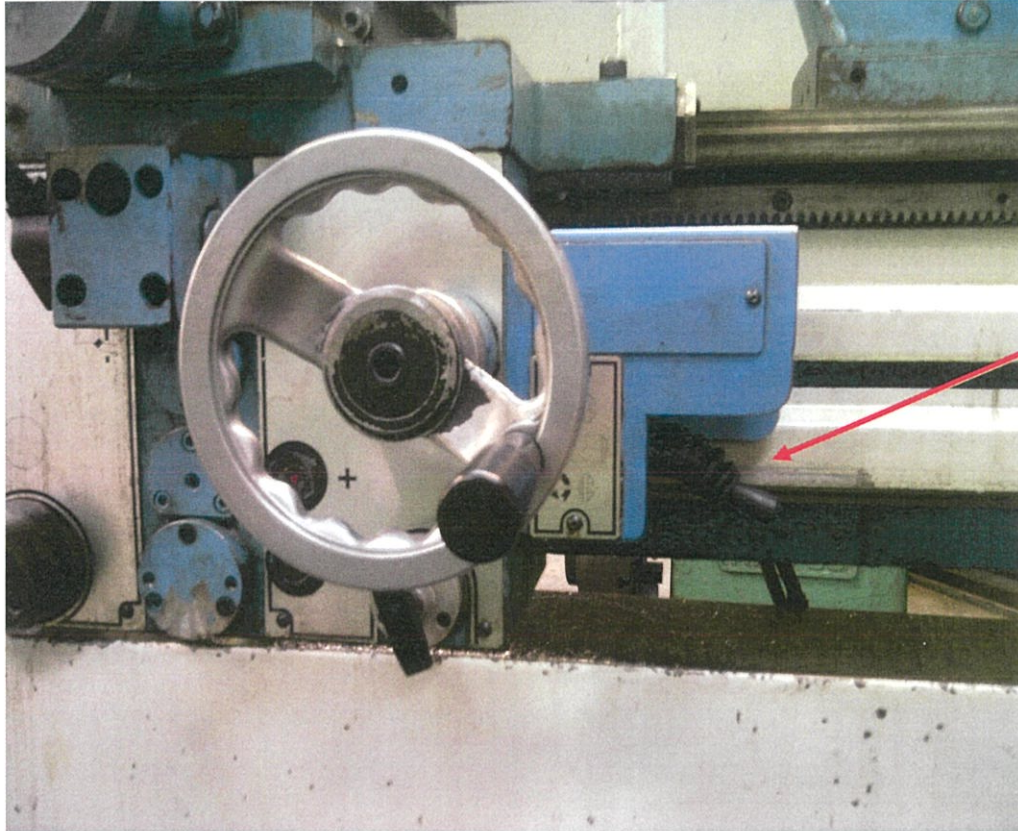
รูปที่ 3.25 ยันศูนย์ท้าย

13. Tool post	ที่ล็อกป้อมมีด
14. ป้อมมีด	ใช้สำหรับวางชุดใบมีด
15. Tailstock barrel lock	ที่ล็อกยันศูนย์ท้ายแทนเพื่อไม่ให้เกิดการแกว่ง
16. Tailstock lock	ที่ล็อกไม่ให้แทนยันศูนย์ยับ
17. Tailstock hand wheel	หมุนเพิ่มความยาวยันศูนย์
18. Top slide	หมุนเลื่อนในแกน Z แบบละเอียด
19. Cross slide	หมุนเลื่อนในแกน X
20. Top slide hand wheel	หมุนเลื่อนในแกน Z หยาบ

21. Lead nut control

คันโยกเข้าระบบ lead

4) ระบบป้อน (Feed Mechanism)



รูปที่ 3.26 ระบบป้อน

22. On switch

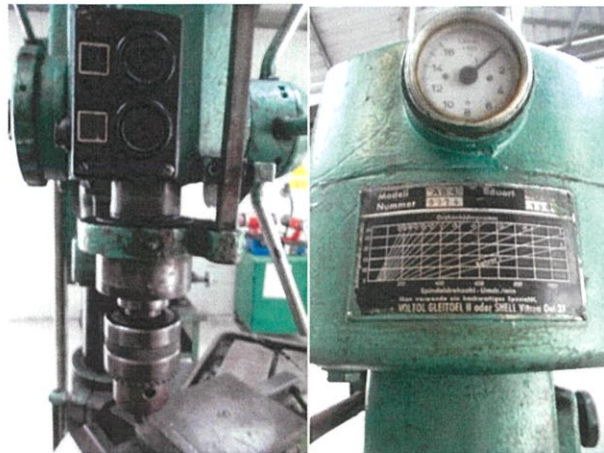
สวิตช์สั่งทำงาน โยกลงเครื่องจะ spin มา
 ด้านหน้า โยกขึ้นจะหมุนไปด้านหลัง

- นอกจากนี้ยังมีเครื่องกลึงขั้นสูงชนิดที่ควบคุมอัตโนมัติด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ คือ NC และ CNC



รูปที่ 3.27 เครื่องกลึงขั้นสูงชนิด NC และ CNC

2. เครื่องเจาะรู



รูปที่ 3.28 เครื่องเจาะรู

3. เครื่องตัดโลหะ



รูปที่ 3.29 เครื่องตัดโลหะ

4. อุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดและตั้งค่าต่างๆ

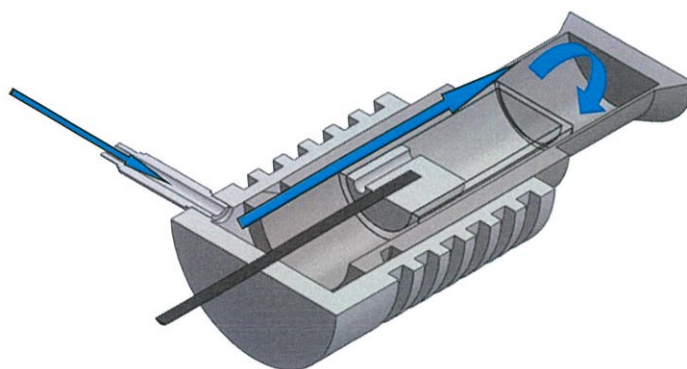


รูปที่ 3.30 ไดอัลเกจและเวอร์เนียร์คาลิปเปอร์

3.3.2 ขั้นตอนการทดสอบเพื่อประกอบระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

1) การทดสอบระบบปิดของกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์

เริ่มจากประกอบกระบอกสูบเข้ากับลูกสูบคิสเพลสเซอร์แล้วทำการทดสอบหารอยรั่วโดยวิธีการเป่าลมเข้าทางรูท่อเชื่อมต่อกับกระบอกสูบกำลังแล้วสังเกตพฤติกรรมลูกสูบคิสเพลสเซอร์ ดังรูปที่ 3.30

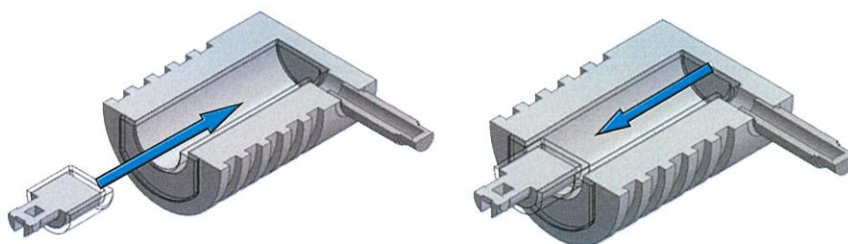


รูปที่ 3.31 การทดสอบรอยรั่วกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์

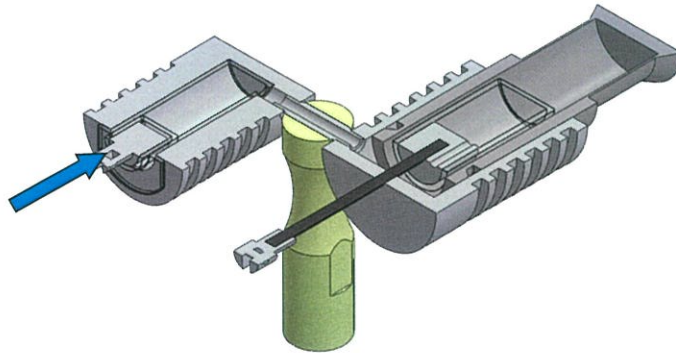
จากรูปจะเห็นว่ากระบอกสูบคิสเพลสเซอร์มีการเจาะรู 2 จุด คือ รูเชื่อมต่อกับรูแกนคิสเพลสเซอร์ โดยเมื่อทำการเป่าลมเข้าทางรูท่อเชื่อมต่อกับหัวมีรอยรั่วเกิดขึ้นลมที่เป่าดันจะไม่มีแรงดันพอที่จะทำให้ลูกสูบคิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ได้

2) การทดสอบระบบปิดของกระบอกสูบกำลัง

เนื่องจากหลักการของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง จำเป็นต้องให้ลูกสูบกำลังมีแรงดันอากาศภายในมากๆ ดังนั้นในการออกแบบจึงจำเป็นต้องให้ลูกสูบลูกสูบมีขนาดเท่ากับเส้นผ่านศูนย์กลางภายในกระบอกสูบเพื่อไม่ให้เกิดรอยรั่ว โดยการทดสอบด้วยวิธีการอุดรูท่อเชื่อมต่อของกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ แล้วปล่อยลูกสูบเข้ากระบอกสูบดังรูปที่ 3.32



รูปที่ 3.32 การทดสอบรอยรั่วกระบอกสูบกำลัง

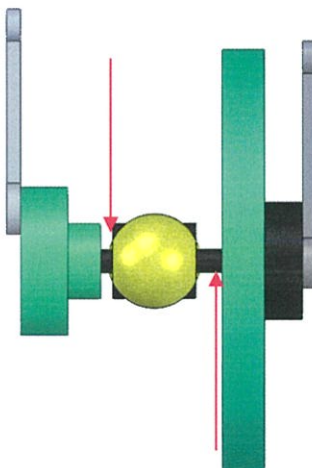


รูปที่ 3.33 การทดสอบรอยรั่วท่อส่งผ่านอากาศ

กระบอกสูบกำลังที่ทำการปิดรูเชื่อมต่อกับกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ ภายในกระบอก จะมีแรงดันอากาศสูงมาก ดังนั้นขนาดลูกสูบเท่ากับเส้นผ่านศูนย์กลางภายในกระบอกสูบ ลูกสูบกำลังที่ใส่เข้าไปในกระบอกสูบที่อุดรูรอยต่ออย่างสนิทจะทำให้ลูกสูบกำลังนั้นจะถูกดันออกมาโดยแรงดันอากาศภายใน เมื่อประกอบกระบอกสูบและลูกสูบทั้ง 2 ส่วนเป็นระบบปิดแล้วข้างต้นเข้าด้วยกัน ระบบควรจะเป็นระบบปิดแต่อาจจะมียูรั่วระหว่างรอยต่อกับรูเชื่อมต่อกับท่อส่งผ่านอากาศด้วย ดังนั้นจะทดสอบด้วยวิธีการเดียวกันกับการทดสอบรอยรั่วด้านกระบอกสูบกำลังอีกครั้ง หากแรงดันมีค่าน้อยลงมากนั้นหมายความว่าอาจเกิดรอยรั่วที่บริเวณรอยต่อระหว่างท่อส่งผ่าน ดังรูปที่ 3.33

3) การทดสอบการตั้งล้อเกียร์กระตุ้น

การตั้งค่าระยะห่างล้อเกียร์กระตุ้นมีความสำคัญต่อการขับเคลื่อนของระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาก เป็นส่วนสำคัญของความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยแบ่งการวิเคราะห์ส่วนที่เกี่ยวข้องกับการตั้งระยะห่างล้อเกียร์กระตุ้นมีอยู่ 3 ส่วนได้แก่ ระยะห่างแกนระหว่างข้อเหวี่ยงและล้อเกียร์กระตุ้น การตั้งค่าระยะห่างระหว่างข้อเหวี่ยงและล้อเกียร์ ดังรูปที่ 4.9 จะต้องมีระยะห่างของล้อเกียร์และข้อเหวี่ยงห่างจากฐานรับล้อเกียร์ซึ่งรองรับแกน เนื่องจากถ้าล้อเกียร์อยู่ติดกับฐานมาก จะทำให้เกิดแรงเสียดสีระหว่างฐานกับล้อเกียร์ระหว่างหมุน นอกจากนี้ระยะห่างจะต้องให้ได้ระยะ ซึ่งเกิดสมดุลเมื่อทำการต่อกับลูกสูบทั้ง 2 ด้าน จึงจะเป็นค่าที่ได้ความเร็วรอบสูงสุด

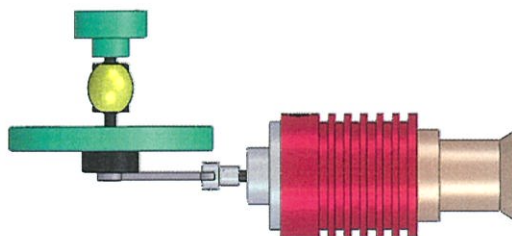


รูปที่ 3.34 การตั้งค่าระยะห่างระหว่างข้อเหวี่ยงและล้อเกียร์

ดังนั้นการหาความเร็วรอบสูงสุดจากระยะดังกล่าวจะต้องพิจารณาระยะห่างของกระบอกสูบทั้ง 2 ด้าน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ได้จัดทำระยะที่ทำการหาได้ คือ ระยะห่างระหว่างฐานของล้อเกียร์และข้อเหวี่ยงห่างจากฐานด้านละ 0.5 mm

ระยะห่างแกนเหวี่ยงกับข้อเหวี่ยงและล้อเกียร์กระตุ้น

ระยะของแกนเหวี่ยงกับล้อเกียร์กระตุ้น จัดเป็นอีกส่วนประกอบที่ส่งผลต่อความเร็วรอบระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง การตั้งค่าจะต้องให้ส่วนแกนสำหรับเชื่อมต่อแกนเหวี่ยงตั้งฉากกับข้อเหวี่ยงและล้อเกียร์กระตุ้น ระยะห่างของแกนเหวี่ยงกับข้อเหวี่ยงต้องทำระยะให้แกนเหวี่ยงอยู่ในแนวเดียวกับกึ่งกลางของลูกสูบของทั้ง 2 ด้าน และต้องเว้นช่องว่างให้ระยะดังกล่าวเนื่องจากหากระยะห่างน้อยเกินไปอาจส่งผลให้เครื่องยนต์เกิดแรงเสียดทาน แต่ถ้าระยะห่างมากเกินไปจะทำให้ขาดสมดุลการหมุน



รูปที่ 3.35 ระยะของแกนเหวี่ยงกับล้อเกียร์กระตุ้น

3.4 ศึกษาหลักการความสัมพันธ์ในการทดสอบและวิเคราะห์ค่าหาพารามิเตอร์ที่สำคัญ

1) ปริมาตร (Volume: V) หน่วย cm^3

1.1) ปริมาตรช่วงชักลูกสูบ (Swept volume : V_S) คือปริมาตรที่ลูกสูบกวาดได้ในระหว่างการเคลื่อนที่จาก BDC ถึง TDC (ดังรูป 3.37) ซึ่งจะเกี่ยวข้องกับระยะชักลูกสูบ แบ่งออกเป็น 3 ส่วน

- ปริมาตรช่วงชักลูกสูบด้านขยาย (Expansion swept volume : V_{SE})
- ปริมาตรช่วงชักลูกสูบด้านบีบอัด (Compression swept volume : V_{SC})
- ปริมาตรช่วงชักลูกสูบกำลัง (Power piston swept volume : V_{SP})

1.2) ปริมาตรตาย (Dead volume: V_D) คือปริมาตรส่วนที่ลูกสูบไม่สามารถเคลื่อนที่ไปถึง แบ่งเป็น 2 ส่วน

- ปริมาตรตายด้านขยาย (Expansion dead volume : V_{DE})
- ปริมาตรตายด้านบีบอัด (Compression dead volume : V_{DC})

1.3) ปริมาตรการขยาย (Expansion volume : V_E) คือปริมาตรที่เปลี่ยนแปลงไปจากเดิมต่อหนึ่งหน่วยอุณหภูมิที่เปลี่ยนไป หาได้จากสมการ

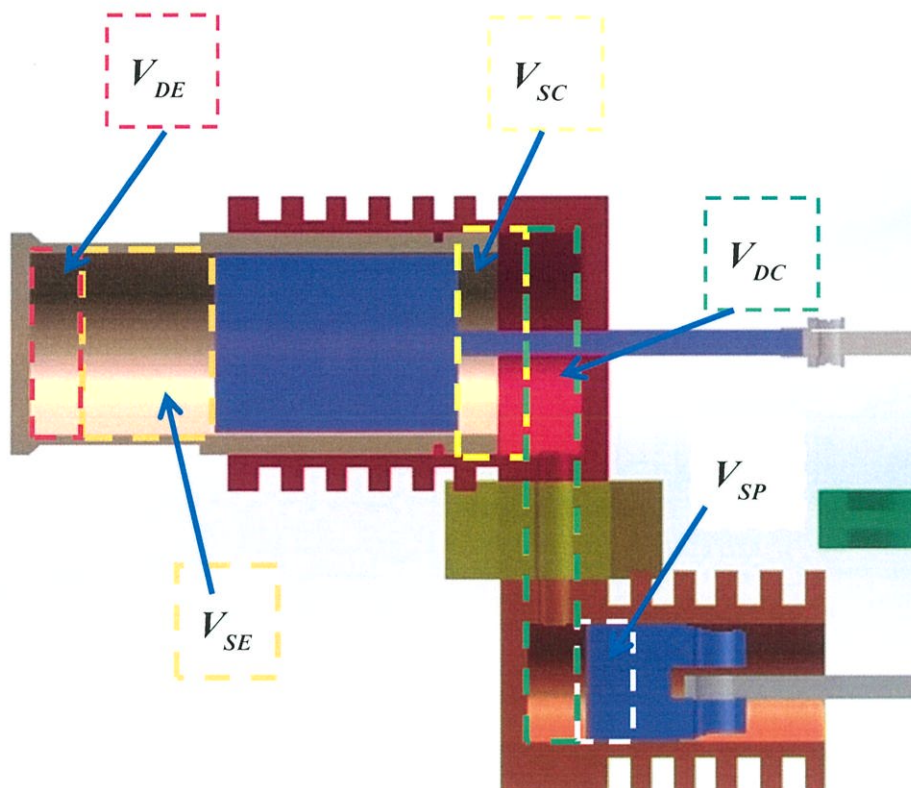
$$V_E = \left(\frac{V_{SE}}{2}\right)(1 - \cos \theta) + V_{DE} \quad (3.1)$$

1.4) ปริมาตรการบีบอัด (Compression volume : V_C) คือปริมาตรที่ระยะระหว่างลูกสูบลิสเพลสเซอร์กับปลายกระบอกสูบหรือเรียกว่าปริมาตรห้องเผาไหม้ หาได้จากสมการ

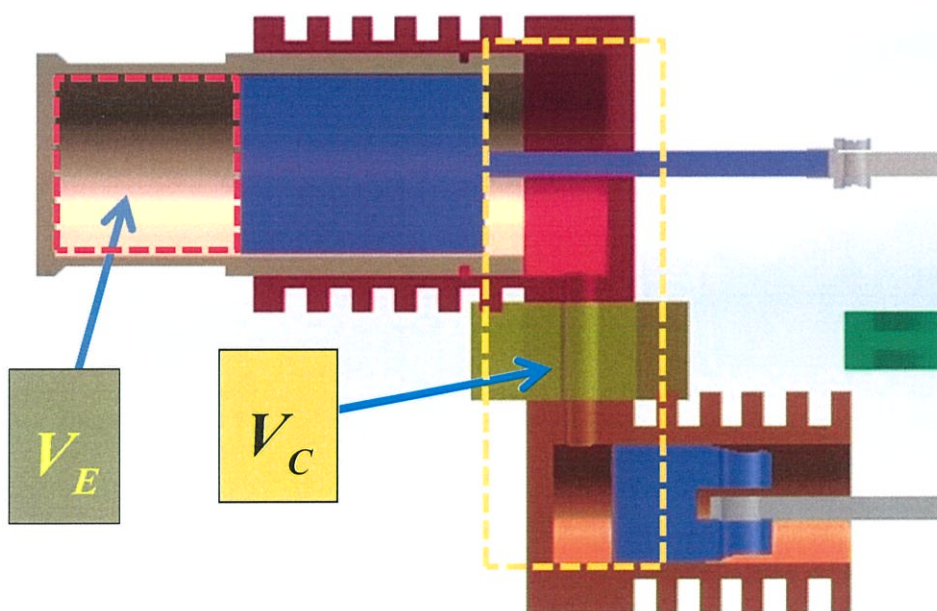
$$V_C = \frac{V_{SC}}{2}(1 - \cos \theta) + \frac{V_{SP}}{2}(1 - \cos(\theta - \Delta\theta)) + V_{DC} \quad (3.2)$$

1.5) ปริมาตรรวม (Total volume : V) หน่วย cm^3 คือ ปริมาตรทั้งหมดของกระบอกสูบสามารถหาจากสมการ

$$V = V_C + V_E \quad (3.3)$$



รูปที่ 3.36 แสดงตำแหน่งปริมาตร V_{DE} , V_{SE} , V_{SC} , V_{DC} , V_{SP} ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง แบบแกมมา



รูปที่ 3.37 แสดงตำแหน่งปริมาตร V_E และ V_C

2) ความดัน (Pressure : P) หน่วย kPa คือ แรงที่ของไหลกระทำต้งฉาก ต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ใดๆ โดยความดันในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถหาได้จากสมการ

$$P = \frac{P_{mean}\sqrt{1-C^2}}{1-C\cos(\theta-a)} \quad (3.4)$$

หาค่า P_{mean} จาก

$$P_{mean} = \frac{P_{max} + P_{min}}{2} = \frac{Pa + Pa + \rho g(\Delta h_{max} - \Delta h_{min})}{2} \quad (3.5)$$

ซึ่ง $\Delta h_{max} = \Delta h_{min}$ ดังนั้น

$$P_{mean} = Pa = 101.3250kPa$$

หาค่า a จากสมการ

$$a = \tan^{-1}\left(\frac{V_s \sin(\Delta\theta)}{T_i + \cos(\Delta\theta) + 1}\right) \quad (3.6)$$

โดยที่ $T_i = \frac{T_c}{T_E}$

หาค่า C จากสมการ

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

โดยที่

$$B = \sqrt{T_i^2 + 2(T_i - 1)V_s \cos(\Delta\theta) + V_s^2 - 2T_i + 1} \quad (3.7)$$

$$V_s = \frac{V_{SC}'}{V_{SE}}; V_{SC}' = \frac{V_{SC}}{V_P}$$

และ

$$S = T_i + 2T_i X_{DE} + \frac{4T_i V_R}{1 + T_i} + V_s + 2X_{DC} + 1 \quad (3.8)$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}}, X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SC}}$$

3) อุณหภูมิ (Temperatur : T) คือ เป็นตัวบ่งชี้ระดับของพลังงานภายในและเอนทัลปีของระบบ เครื่องยนต์สเตอร์ลิง

4) งาน (Work: W) หน่วย J คือ ในทางเทอร์โมไดนามิกส์เป็นปฏิกริยารวมที่ข้างขอบเขตระหว่างระบบกับสิ่งแวดล้อม ทำให้ระบบเปลี่ยนภาวะ งานแบ่งออกเป็นได้ 2 ประเภท ได้แก่ งานจากการแทนที่และงานภายนอก

$$W_C = \oint P dV_C = \frac{P_{mean} V_{SE} \pi \cdot C \sin(a)}{1 + \sqrt{1 - C^2}} \quad (3.9)$$

$$W_E = \iint P dV_E = \frac{P_{mean} V_{SE} \pi \cdot T_i C \sin(a)}{1 + \sqrt{1 - C^2}} \quad (3.10)$$

งานทั้งหมดที่หาได้จาก 1 รอบวัฏจักร (W_i) สามารถหาได้จากสมการ

$$W_i = W_E + W_C \quad (3.11)$$

5) ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ (Efficiency : η) คือ อัตราส่วนระหว่างงานทั้งหมดที่หาได้จาก 1 รอบวัฏจักร กับ งานที่ได้จากการขยายตัว หาได้จากสมการ

$$\eta = \frac{W}{W_E} \times 100\% \quad (3.12)$$

หรือ

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

6) แรงบิดหรือทอร์ค (Torque) คือ ผลของแรงคูณกับระยะตั้งฉากจากจุดหมุนไปยังแนวแรงหรือในทางเครื่องยนต์คือแรงหมุนของเพลาคือเครื่องยนต์ เป็นแรงที่ใช้เพื่อส่งกำลังของเครื่องยนต์ไปหมุนเกียร์ เพลา และ ล้อรถ เพื่อให้รถเคลื่อนที่ไปได้ แรงบิดจะมีค่าแตกต่างกันไปที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่างๆ

$$\tau = FR = I\alpha \quad (3.13)$$

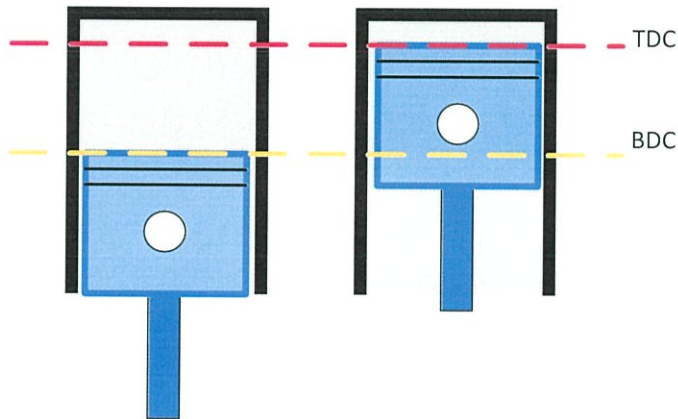
7) โมเมนต์ความเฉื่อย (Moment of inertia: I) หน่วย $kg \cdot m^2$ คือ สมบัติอย่างหนึ่งเกิดขึ้นเมื่อวัตถุหมุน เป็นปริมาณที่บอกความเฉื่อยในการหมุน (Rotational Inertia) ของวัตถุในการที่จะพยายามรักษาสภาพเดิมของการหมุนเอาไว้ ถ้าพิจารณากรณีล้อเกียร์กระตุ้นกำลังเป็นแผ่นกลมบางมวล m รัศมี R เราจะสามารถหาโมเมนต์ความเฉื่อยจากสมการ

$$I = \frac{1}{2} mR^2 \quad (3.14)$$

8) กำลังงานของเครื่องยนต์ (Engine power : P_{sh}) หน่วย W คือ กำลังงานที่เกิดขึ้นจากทอร์คที่มุมข้อเหวี่ยงที่มีรัศมีข้อเหวี่ยง $r(m)$ ทำให้เพลลาหมุนด้วยความเร็วรอบ $N(RPM)$ มีความสัมพันธ์ดังนี้

$$P_{sh} = \frac{2\pi N\tau}{60} \quad (3.15)$$

9) อัตราส่วนกำลังอัดเครื่องยนต์ (Engine compression ratio: Cr) คือ ปริมาตรทั้งหมดในกระบอกสูบก่อนการอัดตัวต่อปริมาตรหลังการอัดตัว หรือ ปริมาตรไอดีที่ลูกสูบเครื่องตัวจากตำแหน่ง BDC ขึ้นไปสู่ตำแหน่ง TDC ในจังหวะอัด (Compression stroke) โดยคำนวณจากปริมาตรอากาศภายในกระบอกสูบ ณ ที่ลูกสูบอยู่ในตำแหน่ง BDC หารด้วยปริมาตรอากาศในขณะลูกสูบเคลื่อนตัวสู่ตำแหน่ง TDC ดังรูปต่อไปนี้



รูปที่ 3.38 แสดงตำแหน่งของ BDC และ TDC

หา Cr สมการ

$$Cr = \frac{V_s + V_c}{V_c} \quad (3.16)$$

หา ปริมาตรก่อนการอัดตัว V_s จาก

$$V_s = \frac{(\pi D^2)}{4L} \quad (3.17)$$

โดยที่

D = เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ cm

L = ระยะชักลูกสูบหรือช่วงชัก cm^2

หา ปริมาตรหลังการอัดตัว V_c จาก

$$V_c = V_{DE} \quad (3.18)$$

3.5 ขั้นตอนการทดสอบและวิเคราะห์หาค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมาที่พัฒนา

3.5.1 การทดสอบทางเทอร์โมไดนามิกส์การเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา

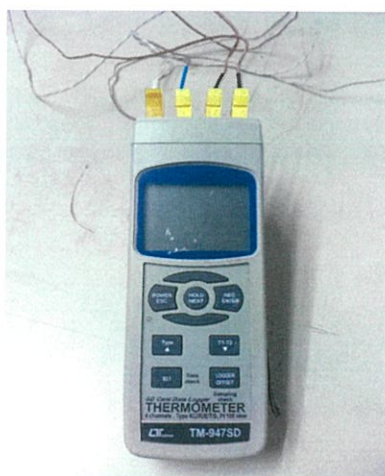
อุปกรณ์

1. ตะเกียงแอลกอฮอล์ สำหรับให้ความร้อนแก่อีทเตอร์



รูปที่ 3.39 ตะเกียงแอลกอฮอล์

4. Thermometer (Rang -10 to +850°C) ทำการวัดอุณหภูมิที่ผิวปลายกระบอกลูกสูบ ดิสเพลสเซอร์และที่ผิวกระบอกลูกสูบกำลัง



รูปที่ 3.40 เครื่อง Thermometer

ขั้นตอนการทดสอบทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมา

1. ให้ความร้อนที่จุดปลายของอีทเตอร์ซึ่งเชื่อมต่อกับกระบอกลูกสูบดิสเพลสเซอร์พร้อมทั้งทดสอบโดยการจับเวลาไปด้วย

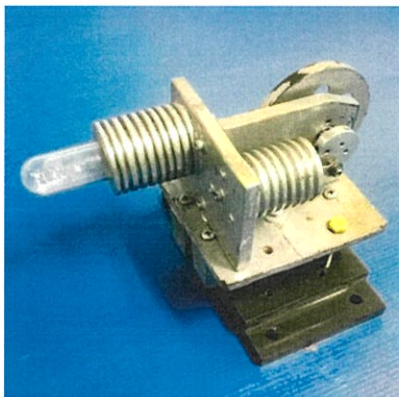
2. ทำการกระตุ้นสื่อเก็บกระดูกง่าลงไปเรื่อยๆ จนกระทั่งเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดแกมมานี้สามารถหมุนอย่างต่อเนื่องได้เองและบันทึกเวลาเริ่มต้นที่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมานี้สามารถหมุนอย่างต่อเนื่องได้เอง
3. ทำการวัดอุณหภูมิสูงสุดที่ผิวปลายของกระบอกลูกสูบคิสเพลสเซอร์และที่ผิวกระบอกลูกสูบง่าลง และบันทึกผลการวัด
4. ทำการวัดรอบที่ระยะข้อเหวี่ยงลูกสูบง่าลงที่ระยะ 10 mm. แล้วบันทึกผล
5. นำผลที่ได้มาเปรียบเทียบกับข้อมูลการทดลองของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมาต้นแบบเพื่อวิเคราะห์ผลของการพัฒนา

บทที่ 4

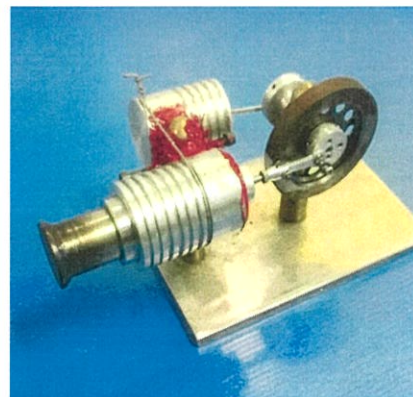
ผลวิจัยและอภิปรายผล

การทดสอบและวิเคราะห์การพัฒนากระบอสูบคิสเพลสเซอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแก๊วมาซึ่งมีกระบอสูบคิสเพลสเซอร์ของเครื่องยนต์ทำด้วยวัสดุสามชนิดคือชุดที่หนึ่งแก้ว ชุดที่สองทำด้วยสแตนเลส ชุดที่สามทำด้วยทองเหลือง ซึ่งผลการทดสอบจะแบ่งออกเป็นสองส่วน คือ การทดสอบและวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์และการทดสอบและวิเคราะห์อัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์ มีรายละเอียดขึ้นตอนดังต่อไปนี้

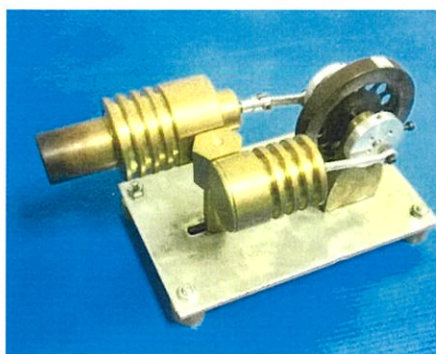
ภาพแสดงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทั้งสามเครื่องที่ทำการทดสอบ



(A)



(B)



(C)

รูปที่ 4.1 ภาพ A แสดงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่กระบอสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากแก้ว

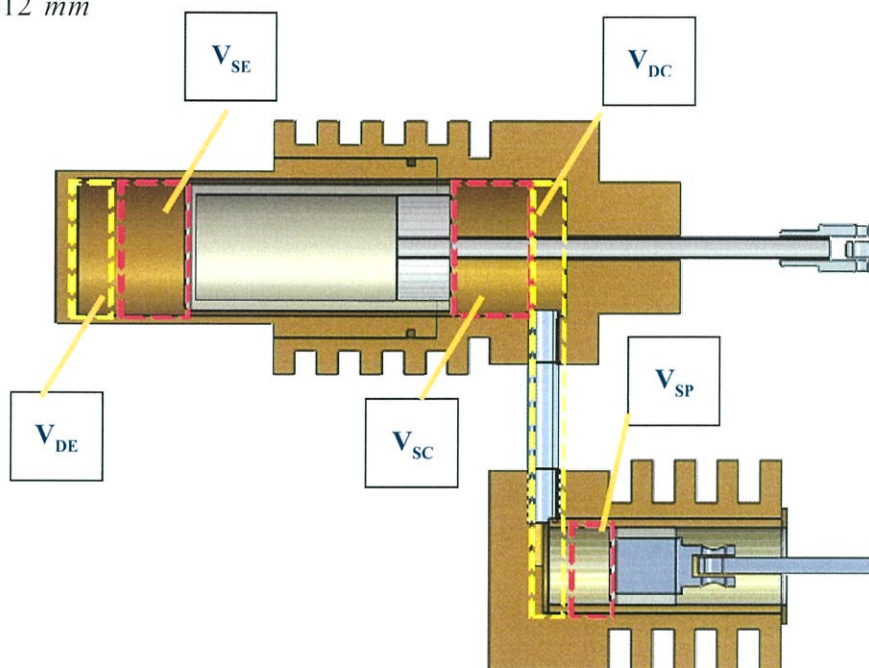
ภาพ B แสดงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่กระบอสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากสแตนเลส

ภาพ C แสดงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่กระบอสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากทองเหลือง

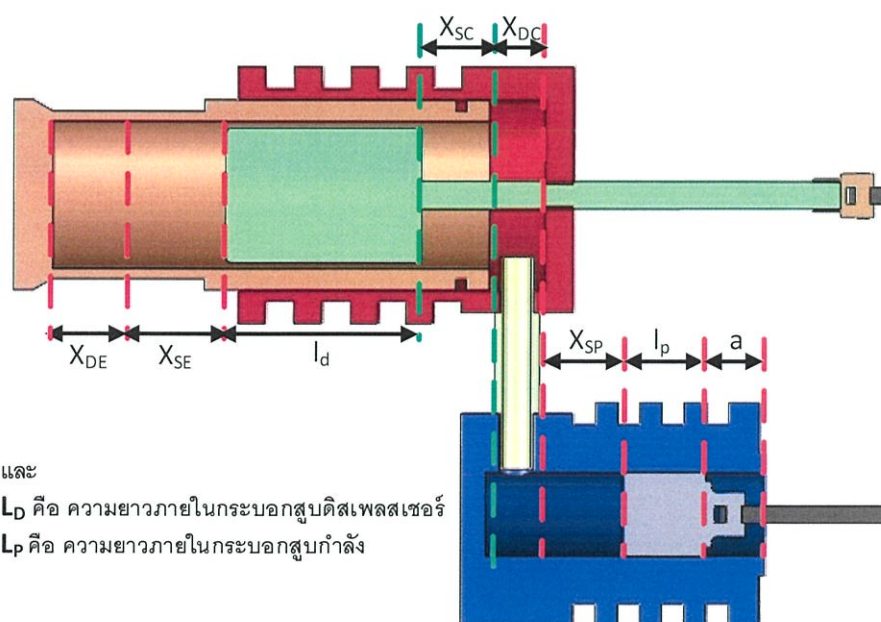
4.1 การทดสอบและวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์

4.1.1 การวัดและคำนวณหาค่าปริมาตรเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ระยะข้อเหวี่ยง $r_p = 9 \text{ mm}$

และ $r_p = 12 \text{ mm}$



รูปที่ 4.2 แสดงตำแหน่งของปริมาตรภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำการวัดและคำนวณ



รูปที่ 4.3 แสดงตำแหน่งของระยะที่ทำการวัดเพื่อคำนวณปริมาตรภายในต่างๆ

ดังนั้นจากรูปที่ 4.4 สามารถคำนวณปริมาตรภายในของระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ดังต่อไปนี้
เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่กระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากแก้วภาพ A

1. จากการวัดค่า $X_{DE} = 11 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{DE} จากสมการ

$$\begin{aligned} V_{DE} &= \frac{\pi D_D^2 X_{DE}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(24 \text{ mm})^2 (11 \text{ mm})}{4} \\ &= 4976.28 \text{ mm}^3 = 4.9763 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

2. จากการวัดค่า $X_{SE} = 10 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{SE} จากสมการ

$$\begin{aligned} V_{SE} &= \frac{\pi D_D^2 X_{SE}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(24 \text{ mm})^2 (10 \text{ mm})}{4} \\ &= 4523.89 \text{ mm}^3 = 4.5239 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

3. จากการวัดค่า $X_{SC} = 10 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{SC} จากสมการ

$$\begin{aligned} V_{SC} &= \frac{\pi D_D^2 X_{SC}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(24 \text{ mm})^2 (10 \text{ mm})}{4} \\ &= 4523.89 \text{ mm}^3 = 4.5239 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

4. จากการวัดค่า $X_{DC} = 18 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{DC} จากสมการ

$$\begin{aligned} V_{SC} &= \frac{\pi D_D^2 [L_D - (X_{DE} + X_{SE} + l_d)]}{4} + \frac{\pi D^2 [L_P - (l_p + r_p + a)]}{4} \\ &= \frac{\pi(24)^2 [103 - (11 + 10 + 75)]}{4} + \frac{\pi(24)^2 [44 - (17.5 + 9 + 16)]}{4} \\ &= 3336.37 \text{ mm}^3 \\ &= 3.3364 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

5. จากการวัดค่า $X_{SP} = 18 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{DC} จากสมการ

$$\begin{aligned} V_{SP} &= \frac{\pi D_P^2 X_{SP}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(12 \text{ mm})^2 (18 \text{ mm})}{4} \\ &= 2035.75 \text{ mm}^3 = 2.0358 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

เครื่องยนต์ชุดที่กระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากสแตนเลสภาพ B

1. จากการวัดค่า $X_{DE} = 13 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{DE} จากสมการ

$$\begin{aligned} V_{DE} &= \frac{\pi D_D^2 X_{DE}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(24 \text{ mm})^2 (15 \text{ mm})}{4} \\ &= 6785.84 \text{ mm}^3 = 6.7858 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

2. จากการวัดค่า $X_{SE} = 18 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{SE} จากสมการ

$$\begin{aligned} V_{SE} &= \frac{\pi D_D^2 X_{SE}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(24 \text{ mm})^2 (18 \text{ mm})}{4} \\ &= 8143.0 \text{ mm}^3 = 8.1430 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

3. จากการวัดค่า $X_{SC} = 18 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{SC} จากสมการ

$$\begin{aligned} V_{SC} &= \frac{\pi D_D^2 X_{SC}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(24 \text{ mm})^2 (18 \text{ mm})}{4} \\ &= 8143.0 \text{ mm}^3 = 8.1430 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

4. จากการวัดค่า $X_{DC} = 18 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{DC} จากสมการ

$$\begin{aligned} V_{DC} &= \frac{\pi D_D^2 [L_D - (X_{DE} + X_{SE} + l_d)]}{4} + \frac{\pi D^2 [L_p - (l_p + r_p + a)]}{4} \\ &= \frac{\pi(24)^2 [87 - (15 + 18 + 43)]}{4} + \frac{\pi(24)^2 [49 - (12.5 + 9 + 18.3)]}{4} \\ &= 66020 \text{ mm}^3 \\ &= 6.602 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

5. จากการวัดค่า $X_{SP} = 18 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{DC} จากสมการ

$$\begin{aligned} V_{SP} &= \frac{\pi D_P^2 X_{SP}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(15 \text{ mm})^2 (18 \text{ mm})}{4} \\ &= 3180.8 \text{ mm}^3 \\ &= 3.1808 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

เครื่องยนต์ชุดที่กระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากทองเหลืองภาพ C

1. จากการวัดค่า $X_{DE} = 10 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{DE} จากสมการ

$$\begin{aligned} V_{DE} &= \frac{\pi D_D^2 X_{DE}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(25 \text{ mm})^2 (10 \text{ mm})}{4} \\ &= 4906.3 \text{ mm}^3 = 4.9063 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

2. จากการวัดค่า $X_{SE} = 24 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{SE} จากสมการ

$$\begin{aligned} V_{SE} &= \frac{\pi D_D^2 X_{SE}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(25 \text{ mm})^2 (24 \text{ mm})}{4} \\ &= 11775.0 \text{ mm}^3 = 11.7750 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

3. จากการวัดค่า $X_{SC} = 24 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{SC} จากสมการ

$$\begin{aligned} V_{SC} &= \frac{\pi D_D^2 X_{SC}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(25 \text{ mm})^2 (24 \text{ mm})}{4} \\ &= 11775.0 \text{ mm}^3 = 11.7750 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

4. จากการวัดค่า $X_{DC} = 14.4 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{DC} จากสมการ

$$\begin{aligned} V_{DC} &= \frac{\pi D_D^2 [L_D - (X_{DE} + X_{SE} + l_d)]}{4} + \frac{\pi D^2 [L_P - (l_p + r_p + a)]}{4} \\ &= \frac{\pi (25)^2 [90 - (10 + 24 + 55)]}{4} + \frac{\pi (15)^2 [44 - (13.1 + 12 + 5.5)]}{4} \\ &= 2858.8 \text{ mm}^3 \\ &= 2.8588 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

5. จากการวัดค่า $X_{SP} = 24 \text{ mm}$ ดังนั้นสามารถคำนวณหาปริมาตร V_{DC} จากสมการ

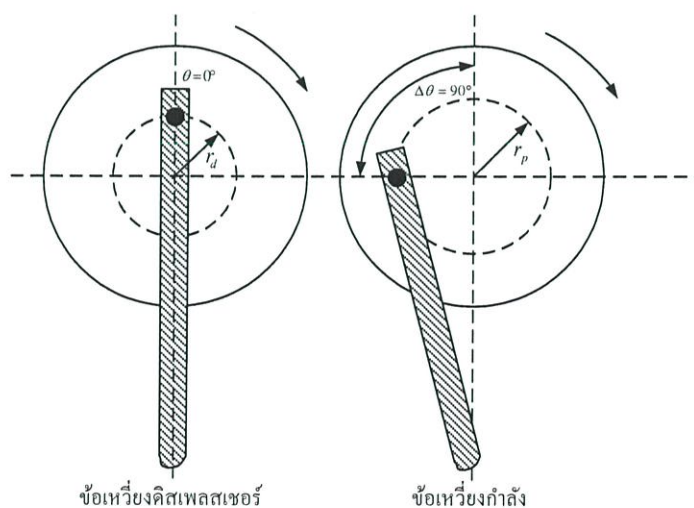
$$\begin{aligned} V_{SP} &= \frac{\pi D_P^2 X_{SP}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(15 \text{ mm})^2 (24 \text{ mm})}{4} \\ &= 4239.2 \text{ mm}^3 \\ &= 4.2392 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

ตารางที่ 4.1 แสดงค่าที่ได้จากการวัดและคำนวณของปริมาตรภายในทั้งหมดของระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแต่ละเครื่องที่ระยะ $r_p = 9 \text{ mm}$ และ $r_p = 12 \text{ mm}$

ปริมาตรภายในที่ได้จากการวัดและคำนวณ	$r_p = 9 \text{ mm}$		$r_p = 12 \text{ mm}$
	ภาพ A	ภาพ B	ภาพ C
$V_{DE}(\text{cm}^2)$	4.9763	6.7858	4.9063
$V_{DC}(\text{cm}^2)$	3.3364	6.6020	2.8588
$V_{SE}(\text{cm}^2)$	4.5239	8.1430	11.7750
$V_{SC}(\text{cm}^2)$	4.5239	8.1430	11.7750
$V_{SP}(\text{cm}^2)$	2.0358	3.1808	4.2392

4.1.2 ผลทดสอบที่ได้จากการวัดและคำนวณหาปริมาตรที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆที่ระยะข้อเหวี่ยง 9 mm และ 12 mm

โดยมุมข้อเหวี่ยงที่มีผลต่อปริมาตรการบีบอัด (V_C) และการขยายตัว (V_E) ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแสดงดังรูปที่ 4.4



รูปที่ 4.4 แสดงตำแหน่งระยะข้อเหวี่ยงของแกนลูกสูบดิสเพลสเซอร์บนล้อเกียร์กระตุ้นกำลังที่ทำมุมกับระนาบแกนนอนเป็นมุม $\theta = 0^\circ$ และที่นำหน้าตำแหน่งระยะข้อเหวี่ยงของแกนลูกสูบกำลังเป็นมุม $\Delta\theta = 90^\circ$ และทั้งสองหมุนตามเข็มนาฬิกา

การเปลี่ยนแปลงปริมาตรการบีบอัดและขยายตัวสามารถคำนวณได้ดังนี้
จากตารางที่ 4.1 ปริมาตรภายในตำแหน่งต่างๆของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ A

สามารถหาพื้นที่การบีบอัด (V_C) การเปลี่ยนแปลงปริมาตรจะมีความละเอียดและประมาณเป็นรูปสัญญาณไซน์ ซึ่งจะหาได้จากสมการคือ

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2}(1 - \cos \theta) + \frac{V_P}{2}(1 - \cos(\theta - \Delta\theta)) + V_{DC} \quad (4.1)$$

จากสมการที่ 4.1 จำนวนปริมาตรการบีบอัดภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ระยะข้อเหวี่ยงของลูกสูบกำลังที่ $r_p = 9 \text{ mm}$ จำนวนที่มุม $\theta = 0^\circ$ และ $\Delta\theta = 90^\circ$ ดังนี้

$$V_C = \frac{4.5239 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos 0) + \frac{2.0358 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos(0 - 90)) + 3.3364 \text{ cm}^3$$

$$V_C = 3.3364 \text{ cm}^3$$

หาพื้นที่การขยายตัว (V_E) การเปลี่ยนแปลงปริมาตรจะสามารถประมาณเป็นรูปสัญญาณไซน์ จากข้อมูลในตารางที่ 4.1 ที่มุม $\theta = 0^\circ$ ซึ่งจะหาได้จากสมการดังนี้

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos \theta) + V_{DE} \quad (4.2)$$

จากสมการที่ 4.2 หาพื้นที่การขยายตัวภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

$$V_E = \frac{4.5239 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos 0^\circ) + 4.9763 \text{ cm}^3$$

$$V_E = 4.9763 \text{ cm}^3$$

ผลรวมของปริมาตร (V) ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ที่ $r_p = 9 \text{ mm}$ สามารถหาได้จากสมการ

$$V = V_E + V_C$$

$$V = (4.9763 + 3.3364) \text{ cm}^3 = 8.3127 \text{ cm}^3$$

จากนั้นนำผลวิเคราะห์ที่ได้มาหาปริมาตรการบีบอัด (V_C) และการขยายตัว (V_E) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ จะได้ค่าตามตาราง 4.2

จากปริมาตรภายในตำแหน่งต่างๆของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ B

สามารถหาพื้นที่การบีบอัด (V_C) การเปลี่ยนแปลงปริมาตรจะมีความละเอียดและประมาณเป็นรูปสัญญาณไซน์ ซึ่งจะหาได้จากสมการคือ

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

จากสมการที่ 4.1 คำนวณปริมาตรการบีบอัดภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ระยะข้อเหวี่ยงของ ลูกสูบกำลังที่ $r_p = 9 \text{ mm}$ คำนวณที่มุม $\theta = 0^\circ$ และ $\Delta\theta = 90^\circ$ ดังนี้

$$V_C = \frac{8.1430 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos 0) + \frac{3.1808 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos(0 - 90)) + 6.6020 \text{ cm}^3$$

$$V_C = 4.9063 \text{ cm}^3$$

หาพื้นที่การขยายตัว (V_E) การเปลี่ยนแปลงปริมาตรจะสามารถประมาณเป็นรูปสัญญาไซน์ จากข้อมูลในตารางที่ 4.1 ที่มุม $\theta = 0^\circ$ ซึ่งจะหาได้จากสมการดังนี้

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

จากสมการที่ 4.2 หาพื้นที่การขยายตัวภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

$$V_E = \frac{8.1430 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos 0^\circ) + 6.7858 \text{ cm}^3$$

$$V_E = 6.7858 \text{ cm}^3$$

ผลรวมของปริมาตร (V) ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ $r_p = 9 \text{ mm}$ สามารถหาได้จาก สมการ

$$V = V_E + V_C$$

$$V = (6.7858 + 8.1924) \text{ cm}^3 = 14.9782 \text{ cm}^3$$

จากนั้นนำผลวิเคราะห์ที่ได้มาหาปริมาตรการบีบอัด (V_C) และการขยายตัว (V_E) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ จะได้ค่าตามตาราง 4.2

จากปริมาตรภายในตำแหน่งต่างๆของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ C

การหาพื้นที่การบีบอัด (V_C) การเปลี่ยนแปลงปริมาตรจะมีความละเอียดและสามารถ ประมาณเป็นรูปสัญญาไซน์ ซึ่งจะหาได้จากสมการคือ

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

จากสมการที่ 4.1 คำนวณปริมาตรการบีบอัดภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ระยะข้อเหวี่ยงของ ลูกสูบกำลังที่ $r_p = 12 \text{ mm}$ คำนวณที่มุม $\theta = 0^\circ$ และ $\Delta\theta = 90^\circ$ ดังนี้

$$V_C = \frac{11.7750 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos 0) + \frac{4.2392 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos(0 - 90)) + 2.8588 \text{ cm}^3$$

$$V_C = 4.9783 \text{ cm}^3$$

การหาพื้นที่การขยายตัว (V_E) การเปลี่ยนแปลงปริมาตรจะสามารถประมาณเป็นรูปสัญญาไนซ์ จากข้อมูลในตารางที่ 4.1 ที่มุม $\theta = 0^\circ$ ซึ่งจะหาได้จากสมการดังนี้

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

จากสมการที่ 4.2 หาพื้นที่การขยายตัวภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

$$V_E = \frac{11.7750 \text{ cm}^3}{2}(1 - \cos 0^\circ) + 2.8588 \text{ cm}^3$$

$$V_E = 4.9063 \text{ cm}^3$$

ผลรวมของปริมาตร (V) ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ $r_p = 9 \text{ mm}$ สามารถหาได้จากสมการ

$$V = V_E + V_C$$

$$V = (4.9063 + 4.9783) \text{ cm}^3 = 9.8846 \text{ cm}^3$$

จากนั้นนำผลวิเคราะห์ที่ได้มาหาปริมาตรการบีบอัด (V_C) และการขยายตัว (V_E) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ จะได้อัตราตามตาราง 4.3

ตารางที่ 4.2 ผลการคำนวณการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของพื้นที่การขยายและการบีบอัดภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เครื่องยนต์ต้นแบบชุด A และ B ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณโดยสมการ (4.1) และ (4.2) ที่ $\Delta\theta = 90^\circ$

Crank angle (degree)	เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด A			เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด B		
	V_E (cm ³)	V_C (cm ³)	V (cm ³)	V_E (cm ³)	V_C (cm ³)	V (cm ³)
0	4.9763	4.3543	9.3306	6.7858	8.1924	14.9782
10	5.010664	4.211908	9.222572	6.847655	7.978085	14.82574
20	5.112712	4.14257	9.255282	7.031341	7.893993	14.92533
30	5.279344	4.148394	9.427738	7.331278	7.942678	15.27396
40	5.505496	4.229202	9.734698	7.73835	8.122661	15.86101
50	5.784297	4.38254	10.16684	8.24019	8.428473	16.66866
60	6.107275	4.603748	10.71102	8.82155	8.850823	17.67237
70	6.464618	4.886104	11.35072	9.464765	9.376878	18.84164
80	6.845467	5.221031	12.0665	10.15029	9.990653	20.14094
90	7.23825	5.59835	12.8366	10.8573	10.6735	21.5308
100	7.631033	6.006598	13.63763	11.56431	11.40467	22.96898
110	8.011882	6.433369	14.44525	12.24984	12.16195	24.41178
120	8.369225	6.865698	15.23492	12.89305	12.92232	25.81537
130	8.692203	7.290447	15.98265	13.47441	13.66269	27.1371
140	8.971004	7.694711	16.66571	13.97625	14.36056	28.33681
150	9.197156	8.066206	17.26336	14.38332	14.99472	29.37804
160	9.363788	8.393645	17.75743	14.68326	15.54591	30.22917
170	9.465836	8.667079	18.13292	14.86694	15.99737	30.86432
180	9.5002	8.8782	18.3784	14.9288	16.3354	31.2642
190	9.465836	9.020592	18.48643	14.86694	16.54971	31.41666

ตารางที่ 4.2 (ต่อ) ผลการคำนวณการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของพื้นที่การขยายและการบีบอัดภายในระบบเครื่องยนต์สี่ลูกสูบ A และ B ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณโดยสมการ (4.1) และ (4.2) ที่ $\Delta\theta = 90^\circ$

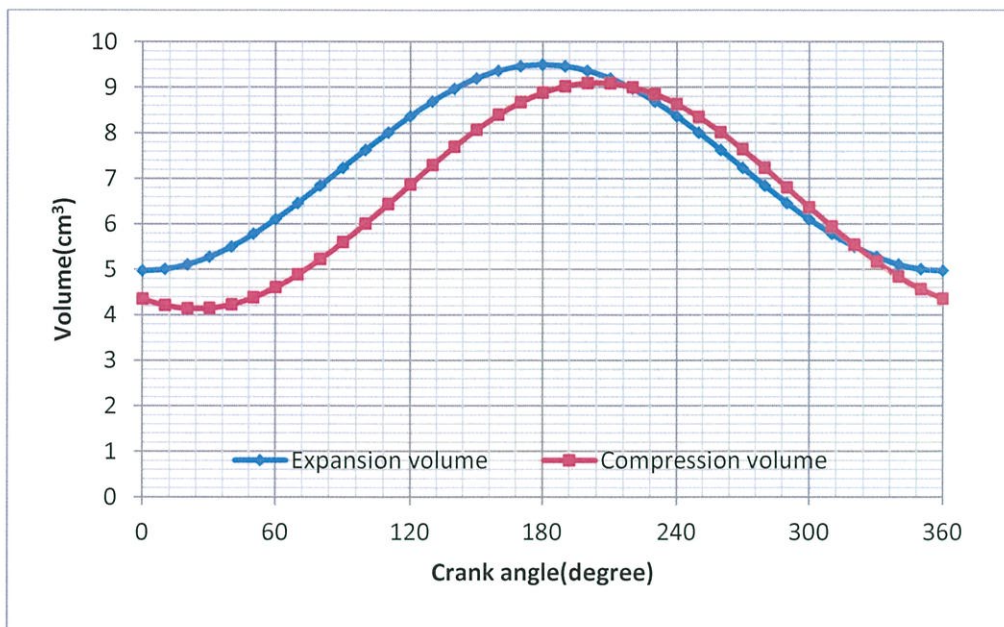
Crank angle (degree)	เครื่องยนต์สี่ลูกสูบ A			เครื่องยนต์สี่ลูกสูบ B		
	V_E (cm ³)	V_C (cm ³)	V (cm ³)	V_E (cm ³)	V_C (cm ³)	V (cm ³)
200	9.363788	9.08993	18.45372	14.68326	16.63381	31.31707
210	9.197156	9.084106	18.28126	14.38332	16.58512	30.96844
220	8.971004	9.003298	17.9743	13.97625	16.40514	30.38139
230	8.692203	8.84996	17.54216	13.47441	16.09933	29.57374
240	8.369225	8.628752	16.99798	12.89305	15.67698	28.57003
250	8.011882	8.346396	16.35828	12.24984	15.15092	27.40076
260	7.631033	8.011469	15.6425	11.56431	14.53715	26.10146
270	7.23825	7.63415	14.8724	10.8573	13.8543	24.7116
280	6.845467	7.225902	14.07137	10.15029	13.12313	23.27342
290	6.464618	6.799131	13.26375	9.464765	12.36585	21.83062
300	6.107275	6.366802	12.47408	8.82155	11.60548	20.42703
310	5.784297	5.942053	11.72635	8.24019	10.86511	19.1053
320	5.505496	5.537789	11.04329	7.73835	10.16724	17.90559
330	5.279344	5.166294	10.44564	7.331278	9.533078	16.86436
340	5.112712	4.838855	9.951567	7.031341	8.98189	16.01323
350	5.010664	4.565421	9.576085	6.847655	8.530425	15.37808
360	4.9763	4.3543	9.3306	6.7858	8.1924	14.9782

ตารางที่ 4.3 ผลการคำนวณการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของพื้นที่การขยายและการบีบอัดภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ C ที่มีมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณโดยสมการ (4.1) และ (4.2) ที่ $\Delta\theta = 90^\circ$

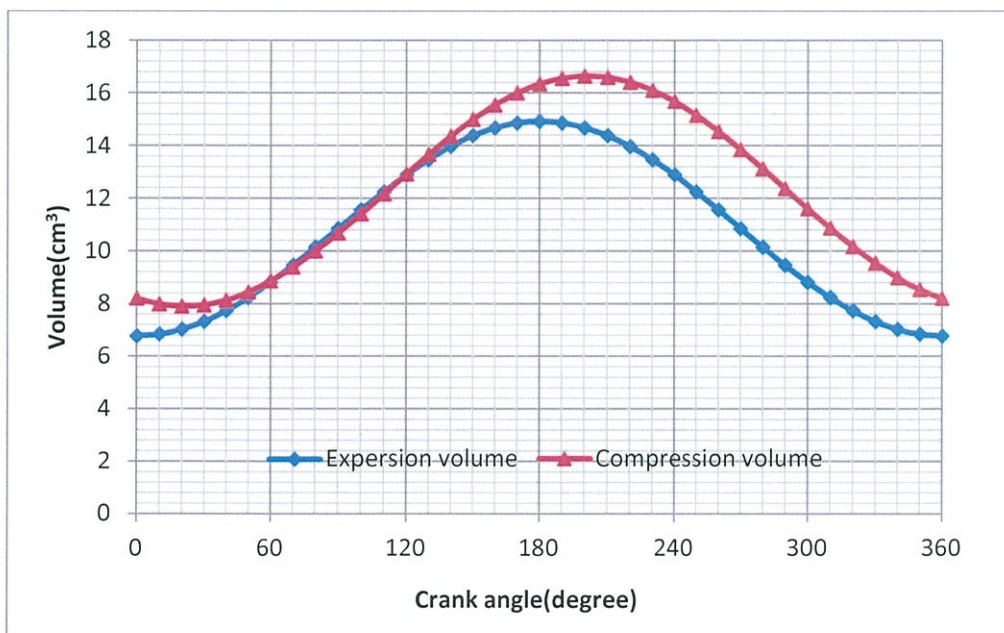
Crank angle (degree)	เครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ C		
	V_E (cm ³)	V_C (cm ³)	V (cm ³)
0	4.9063	4.9783	9.8846
10	4.995744	4.699697	9.695441
20	5.26136	4.608448	9.869808
30	5.695075	4.707325	10.4024
40	6.283713	4.993325	11.27704
50	7.009388	5.457757	12.46714
60	7.85005	6.086509	13.93656
70	8.780156	6.860478	15.64063
80	9.771446	7.756146	17.52759
90	10.7938	8.7463	19.5401
100	11.81615	9.800854	21.61701
110	12.80744	10.88777	23.69521
120	13.73755	11.97401	25.71156
130	14.57821	13.02658	27.60479
140	15.30389	14.0135	29.31738
150	15.89252	14.90477	30.7973
160	16.32624	15.67333	31.99957
170	16.59186	16.29581	32.88766
180	16.6813	16.7533	33.4346
190	16.59186	17.0319	33.62376

ตารางที่ 4.3 (ต่อ) ผลการคำนวณการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของพื้นที่การขยายและการบีบอัดภายในระบบเครื่องยนต์สี่เตอรืลิ่ง เครื่องยนต์ต้นแบบชุด A และ B ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณโดยสมการ (4.1) และ (4.2) ที่ $\Delta\theta = 90^\circ$

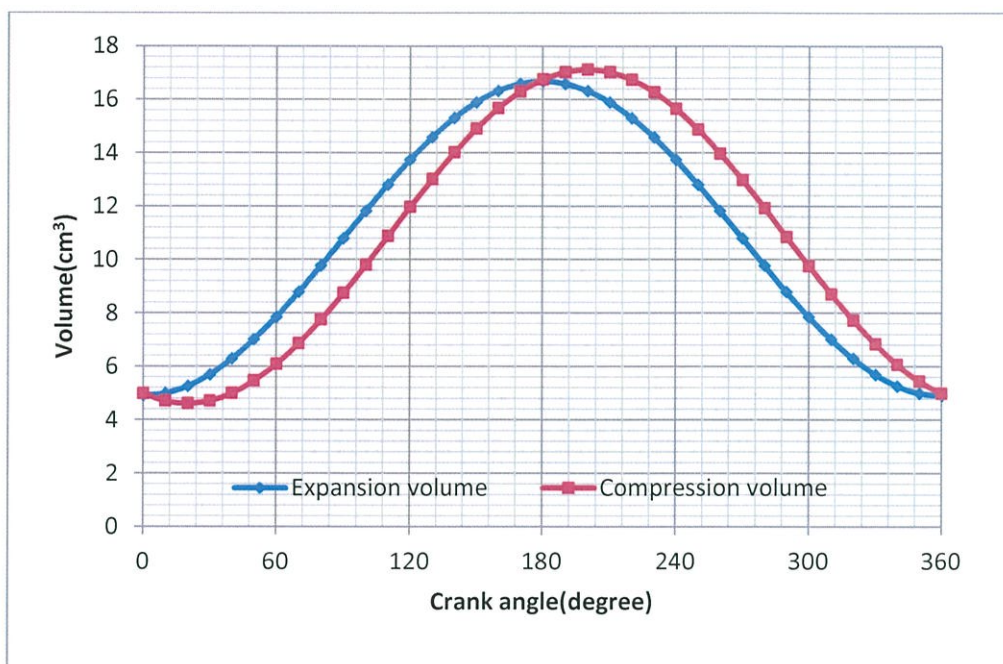
Crank angle (degree)	เครื่องยนต์สี่เตอรืลิ่งชุด A		
	V_E (cm ³)	V_C (cm ³)	V (cm ³)
200	16.32624	17.12315	33.44939
210	15.89252	17.02427	32.9168
220	15.30389	16.73827	32.04216
230	14.57821	16.27384	30.85206
240	13.73755	15.64509	29.38264
250	12.80744	14.87112	27.67857
260	11.81615	13.97545	25.79161
270	10.7938	12.9853	23.7791
280	9.771446	11.93075	21.70219
290	8.780156	10.84383	19.62399
300	7.85005	9.757591	17.60764
310	7.009388	8.705019	15.71441
320	6.283713	7.718102	14.00182
330	5.695075	6.826825	12.5219
340	5.26136	6.058271	11.31963
350	4.995744	5.435792	10.43154
360	4.9063	4.9783	9.8846



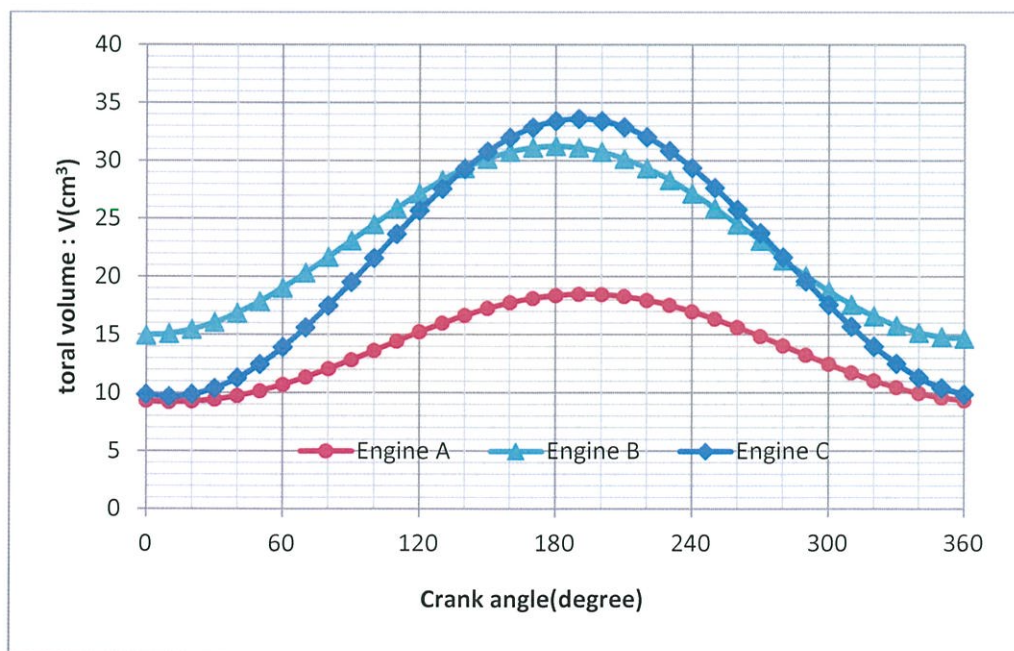
รูปที่ 4.5 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงปริมาตรพื้นที่การขยายและการบีบอัดที่เกิดจากมุมข้อเหวี่ยง ที่ $r_p = 9$ mm ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ A



รูปที่ 4.6 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงปริมาตรพื้นที่การขยายและการบีบอัดที่เกิดจากมุมข้อเหวี่ยงที่ $r_p = 9$ mm ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ B



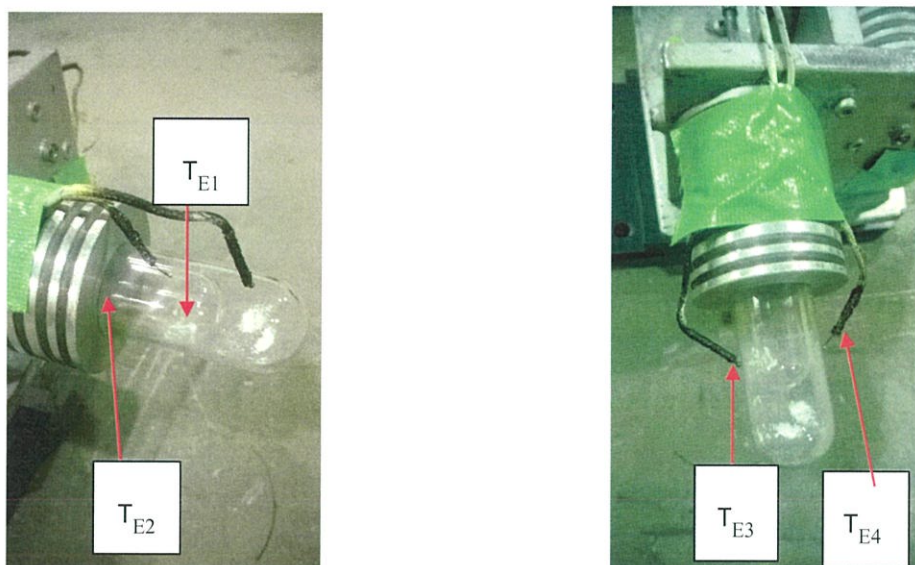
รูปที่ 4.7 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงปริมาตรพื้นที่การขยายและการบีบอัดที่เกิดจากมุมข้อเหวี่ยงที่ $r_p = 9$ mm ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ C



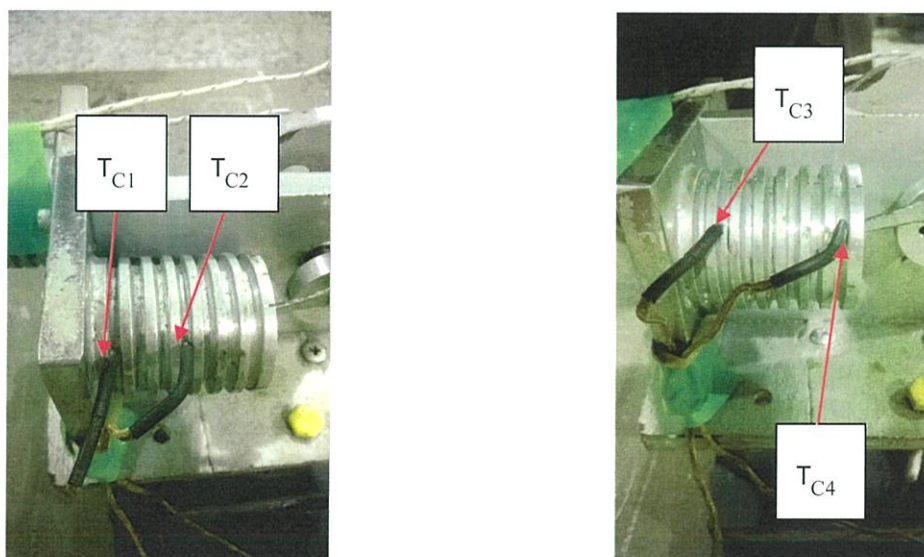
รูปที่ 4.8 กราฟแสดงปริมาตรรวมที่เปลี่ยนแปลงไปตามมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบชุด A , B และ C

4.1.3 การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อใช้ในการคำนวณ

ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด A

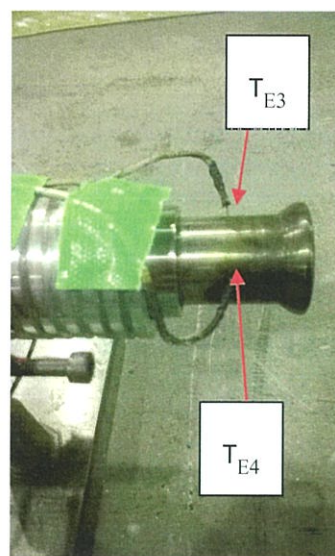
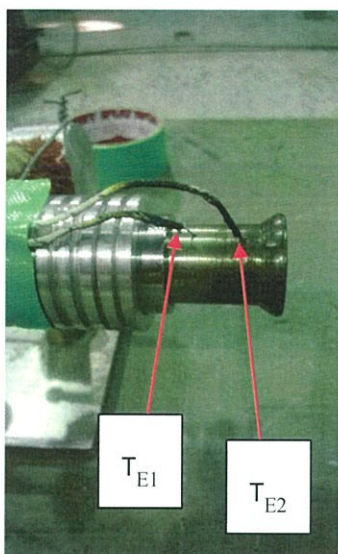


รูปที่ 4.9 แสดงตำแหน่งที่ติดตั้งหัววัดอุณหภูมิบนกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์

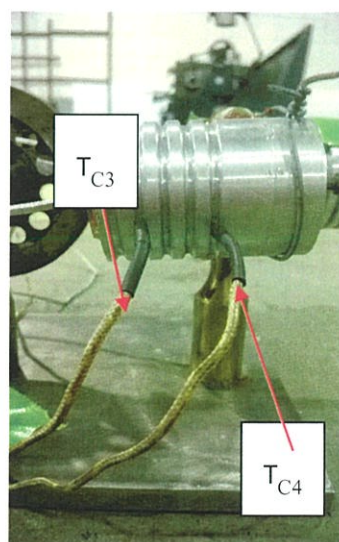
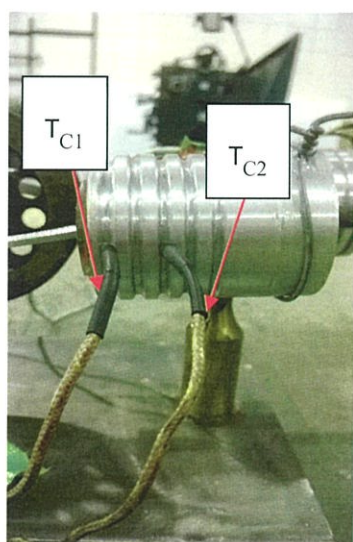


รูปที่ 4.10 แสดงตำแหน่งที่ติดตั้งหัววัดอุณหภูมิบนกระบอกสูบกำลัง

ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด B

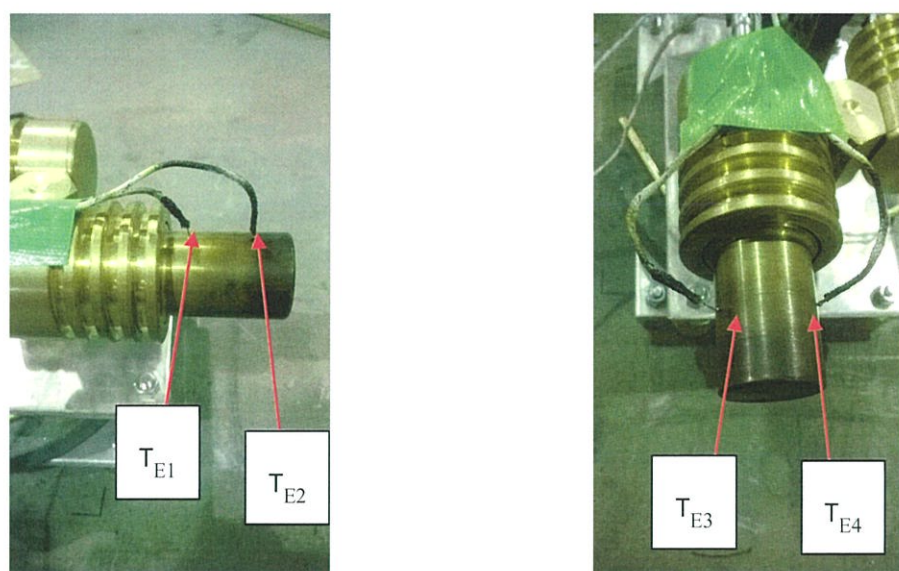


รูปที่ 4.11 แสดงตำแหน่งที่ติดหัววัดอุณหภูมิบนกระบอกสูบดีเซลเพลสเซอร์

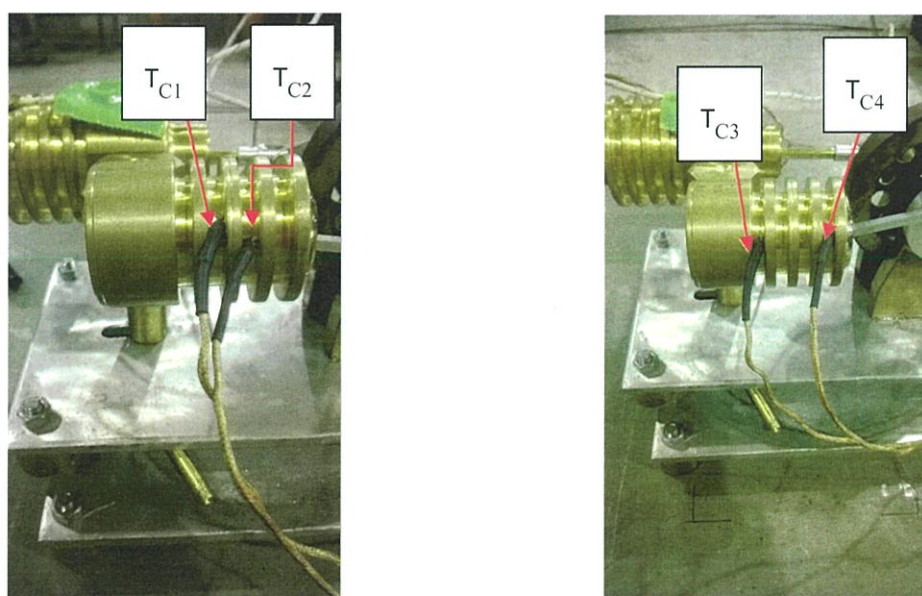


รูปที่ 4.12 แสดงตำแหน่งที่ติดหัววัดอุณหภูมิบนกระบอกสูบกำลัง

ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด C



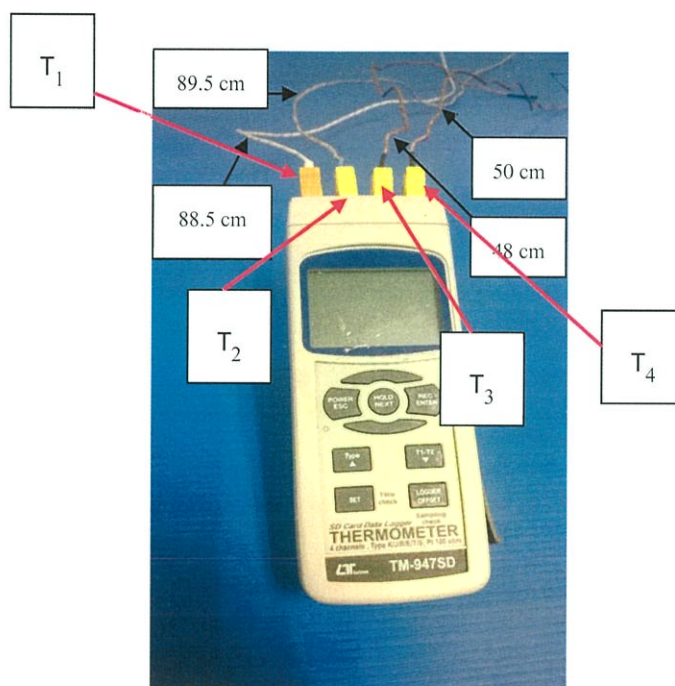
รูปที่ 4.13 แสดงตำแหน่งที่ติดหัววัดอุณหภูมิบนกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์



รูปที่ 4.14 แสดงตำแหน่งที่ติดหัววัดอุณหภูมิบนกระบอกสูบกำลัง

วิธีการที่ใช้คือการวัดอุณหภูมิแบบสัมผัส(Contact-measurement)

อุปกรณ์ที่ใช้คือ Thermometer Type-K รุ่น TM-9475D ซึ่งสายที่ใช้วัดมีความยาวดังรูปที่ 4.12



รูปที่ 4.15 Thermometer Type-K

รุ่น TM-9475D

ขั้นตอนการทดสอบวัดอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็น

1. ดัดหัววัด thermocouple type K ตามตำแหน่งต่างๆ ดังรูปที่ 4.8-4.11 โดยจะทำการติดที่ตำแหน่ง T_{E1} , T_{E2} , T_{C1} และ T_{C2} ก่อน โดยทดสอบที่อุณหภูมิห้อง
2. ให้ความร้อนที่กระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ โดยการจุดตะเกียงแอลกอฮอล์
3. ทำการกระตุ้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงไปเรื่อยๆ จนกว่าเครื่องยนต์จะทำงานเองได้
4. สังเกตให้เครื่องยนต์ทำงานได้เต็มประสิทธิภาพบันทึกอุณหภูมิที่เครื่องยนต์สามารถทำงานเองได้
5. ทำการทดลองซ้ำ โดยเปลี่ยนตำแหน่งของ thermocouple มาเป็น T_{E3} , T_{E4} , T_{C3} และ T_{C4} ตามลำดับ

ผลการวัดอุณหภูมิทำงานเครื่องยนต์ชุดที่กระบอกสุบคิสเพลสเซอร์ทำจากแก้วภาพ A

ตารางที่ 4.4 แสดงค่าอุณหภูมิด้านร้อนที่ได้จากการวัดด้วย thermometer type K ตามตำแหน่งต่างๆ
 ดังรูปที่ 4.9

ครั้งที่	$T_E (^{\circ}C)$				
	จุด1	จุด2	จุด3	จุด4	เฉลี่ย
1	191.7	206.2	332.2	293.3	255.85
2	209.7	221.3	310.6	343.9	271.375
3	199.6	203.2	322.5	297.6	255.725
4	206.2	212.9	318.4	299.1	259.15
					260.525

ตารางที่ 4.5 แสดงค่าอุณหภูมิด้านเย็นที่ได้จากการวัดด้วย thermometer type K ตามตำแหน่งต่างๆ
 ดังรูปที่ 4.10

ครั้งที่	$T_C (^{\circ}C)$				
	จุด1	จุด2	จุด3	จุด4	เฉลี่ย
1	27.5	27.5	32	31.9	29.725
2	31.2	31.7	30.8	30.8	31.125
3	32.4	32.7	31.2	31.2	31.875
4	33.3	33	31.1	31.1	32.125
					31.2125

จากตารางแสดงค่าที่ได้จากการวัดอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็นด้วย thermometer type K จะได้ค่า
 อุณหภูมิดังนี้

$$T_E = 260.53 ^{\circ}C = 260.53 + 273 = 533.53 K$$

$$T_C = 31.21 ^{\circ}C = 31.21 + 273 = 304.21 K$$

ผลการวัดอุณหภูมิทำงานเครื่องยนต์ชุดที่กระบอกสุบคิสเพลสเซอร์ทำจากสแตนเลสภาพ B

ตารางที่ 4.6 แสดงค่าอุณหภูมิด้านร้อนที่ได้จากการวัดด้วย thermometer type K ตามตำแหน่งต่างๆ
 ดังรูปที่ 4.11

ครั้งที่	$T_E (^{\circ}C)$				
	จุด1	จุด2	จุด3	จุด4	เฉลี่ย
1	184.2	191.8	201.8	209.4	196.8
2	183.2	185.0	205.4	197.2	190.2
3	183.3	191.1	210.2	198.7	196
4	180.5	183.5	190.5	187.5	185.5
					192.125

ตารางที่ 4.7 แสดงค่าอุณหภูมิด้านเย็นที่ได้จากการวัดด้วย thermometer type K ตามตำแหน่งต่างๆ
 ดังรูปที่ 4.12

ครั้งที่	$T_C (^{\circ}C)$				
	จุด1	จุด2	จุด3	จุด4	เฉลี่ย
1	30.8	31.9	32	31.9	31.65
2	30.2	31.8	30.8	31.2	31.25
3	30.1	29.6	31.2	30.5	30.20
4	30.1	30.0	30.2	30.1	30.10
					30.80

จากตารางแสดงค่าที่ได้จากการวัดอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็นด้วย thermometer type K
 จะได้ค่าอุณหภูมิดังนี้

$$T_E = 192.13 ^{\circ}C = 192.13 + 273 = 465.13 K$$

$$T_C = 30.80 ^{\circ}C = 30.80 + 273 = 303.80 K$$

ผลการวัดอุณหภูมิทำงานเครื่องยนต์ชุดที่กระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากทองเหลืองภาพ C

ตารางที่ 4.8 แสดงค่าอุณหภูมิด้านร้อนที่ได้จากการวัดด้วย thermometer type K ตามตำแหน่งต่างๆ
 ดังรูปที่ 4.13

ครั้งที่	$T_E (^{\circ}C)$				
	จุด1	จุด2	จุด3	จุด4	เฉลี่ย
1	198	166.8	164.8	185.2	178.7
2	180	152.7	174.9	186.5	173.525
3	199.1	155.4	162.4	179	173.975
4	197.4	148.7	168.5	181.2	173.95
					175.0375

ตารางที่ 4.9 แสดงค่าอุณหภูมิด้านเย็นที่ได้จากการวัดด้วย thermometer type K ตามตำแหน่งต่างๆ
 ดังรูปที่ 4.14

ครั้งที่	$T_C (^{\circ}C)$				
	จุด1	จุด2	จุด3	จุด4	เฉลี่ย
1	32.3	30.6	38.4	38.8	35.025
2	36.8	37.1	37.9	38.3	37.525
3	40.1	40.5	38.3	38.8	39.425
4	41.1	40.9	38.8	38.9	39.925
					37.975

จากตารางแสดงค่าที่ได้จากการวัดอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็นด้วย thermometer type K จะได้ค่า
 อุณหภูมิดังนี้

$$T_E = 175.04 ^{\circ}C = 175.04 + 273 = 448.04 K$$

$$T_C = 37.98 ^{\circ}C = 37.98 + 273 = 310.98 K$$

4.1.4 การคำนวณหาค่าความดันภายในระบบเนื่องจากปริมาตรภายในระบบเครื่องยนต์

สเตอร์ลิงที่ $r_p = 9 \text{ mm}$ จากสมการ

$$P = \frac{P_{\text{mean}}\sqrt{1-C^2}}{1-C\cos(\theta-a)} = \frac{P_{\text{min}}(1+C)}{1-C\cos(\theta-a)} = \frac{P_{\text{max}}(1-C)}{1-C\cos(\theta-a)} \quad (4.3)$$

จากการทดลองโดยใช้หลอดรูปตัว U ภายในบรรจุน้ำจะได้ $\Delta h_{\text{max}} = \Delta h_{\text{min}}$

จะได้ว่า

$$P_{\text{mean}} = \frac{P_{\text{max}} - P_{\text{min}}}{2} = \frac{2Pa + pg(\Delta h_{\text{max}} - \Delta h_{\text{min}})}{2} \quad (4.4)$$

ดังนั้น

$$P_{\text{mean}} = 101.3250 \text{ kPa}$$

จากตาราง 4.1 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่กระบอกสูบดิสเพลสเซอร์ทำจากแก้ว A

$$V_{\text{DE}} = 4.9763 \text{ cm}^3$$

$$V_{\text{DC}} = 3.3364 \text{ cm}^3$$

$$V_{\text{SE}} = 4.5239 \text{ cm}^3$$

$$V_{\text{SC}} = 4.5239 \text{ cm}^3$$

$$V_{\text{SP}} = 2.0358 \text{ cm}^3$$

$$V'_{\text{SP}} = V_{\text{SC}} + V_{\text{SP}} = 4.9763 \text{ cm}^3 + 2.0358 \text{ cm}^3 = 6.5597 \text{ cm}^3$$

$$T_{\text{C}} = 31.21 \text{ }^\circ\text{C} = 304.21 \text{ K}$$

$$T_{\text{E}} = 260.53 \text{ }^\circ\text{C} = 533.53 \text{ K}$$

สามารถหาค่า อัตราส่วนอุณหภูมิได้จากสมการ

$$T_t = \frac{T_{\text{C}}}{T_{\text{E}}} = \frac{304.21}{533.53} = 0.5701$$

อัตราส่วนของปริมาตรระยะช่วงชัก หาได้จากสมการ

$$V_s = \frac{V'_{\text{SC}}}{V_{\text{SE}}} = \frac{6.5597 \text{ cm}^3}{4.5239 \text{ cm}^3} = 1.4500$$

อัตราส่วนของปริมาตรตายด้านขยาย หาได้จากสมการ

$$X_{\text{DE}} = \frac{V_{\text{DE}}}{V_{\text{SE}}} = \frac{4.9763 \text{ cm}^3}{4.5239 \text{ cm}^3} = 1.1000$$

อัตราส่วนของปริมาตรตายด้านบีบอัด หาได้จากสมการ

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SC}} = \frac{3.3364 \text{ cm}^3}{4.5239 \text{ cm}^3} = 0.7375$$

จากนั้นสามารถคำนวณหามุม a ได้จากสมการ

$$a = \tan^{-1}\left(\frac{V_s \sin(\Delta\theta)}{T_i + \cos(\Delta\theta) + 1}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{(1.4500) \sin(90^\circ)}{(0.5701) + \cos(90^\circ) + 1}\right) = 50.1566^\circ$$

สามารถคำนวณหามุม S ได้จากสมการ

$$S = T_i + 2T_i X_{DE} + \frac{4T_i V_R}{1 + T_i} + 2X_{DC} + 1 \quad (4.5)$$

$$S = 0.5701 + (2 \times 0.5701 \times 1.1000) + (2 \times 0.7375) + 1$$

ดังนั้น

$$S = 5.9558$$

สามารถคำนวณหามุม B ได้จากสมการ

$$B = \sqrt{T_i^2 + 2(T_i - 1)V_s \cos(\Delta\theta) + V_s^2 - 2T_i + 1} \quad (4.6)$$

$$B = \sqrt{0.5701^2 + 2(0.5701 - 1)(1.4500)(\cos(90^\circ)) + 1.4500^2 - 2(0.5701) + 1}$$

$$B = 1.5123$$

และจะสามารถหา C ได้จากสมการ

$$C = \frac{B}{S} = \frac{1.5123}{5.9558} = 0.2539$$

ดังนั้นจะสามารถหาความดันภายในระบบได้จากสมการที่ (4.3) ที่มุมข้อเหวี่ยง $\theta = 0^\circ$

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{1 - C^2}}{1 - C \cos(\theta - a)} = \frac{101.3 \times 10^3 \text{ Pa} \sqrt{1 - (0.2539)^2}}{1 - 0.2539 \cos(0^\circ - 50.1566^\circ)} = 117.0155 \text{ kPa}$$

ความดันภายในระบบที่มุมข้อเหวี่ยง $\theta = 10^\circ$

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{1 - C^2}}{1 - C \cos(\theta - a)} = \frac{101.3 \times 10^3 \text{ Pa} \sqrt{1 - (0.2539)^2}}{1 - 0.2539 \cos(10^\circ - 50.1566^\circ)} = 121.5717 \text{ kPa}$$

ความดันภายในระบบที่มุมข้อเหวี่ยง $\theta = 20^\circ$

$$P = \frac{P_{mean}\sqrt{1-C^2}}{1-C\cos(\theta-a)} = \frac{101.3 \times 10^3 \text{ Pa} \sqrt{1-(0.2539)^2}}{1-0.2539\cos(20^\circ-50.1566^\circ)} = 125.5413 \text{ kPa}$$

และที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆดังตารางที่ 4.11

จากตาราง 4.1 เครื่องยนต์สี่เตอร่ถึงชุดที่กระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากสแตนเลสภาพ B

$$V_{DE} = 6.7858 \text{ cm}^3$$

$$V_{DC} = 6.6020 \text{ cm}^3$$

$$V_{SE} = 8.1430 \text{ cm}^3$$

$$V_{SC} = 8.1430 \text{ cm}^3$$

$$V_{SP} = 3.1808 \text{ cm}^3$$

$$V'_{SP} = V_{SC} + V_{SP} = 8.1430 \text{ cm}^3 + 3.1808 \text{ cm}^3 = 11.3238 \text{ cm}^3$$

$$T_C = 30.8^\circ\text{C} = 303.80 \text{ K}$$

$$T_E = 192.1^\circ\text{C} = 465.13 \text{ K}$$

สามารถหาค่า อัตราส่วนอุณหภูมิได้จากสมการ

$$T_t = \frac{T_C}{T_E} = \frac{303.80}{465.13} = 0.6532$$

อัตราส่วนของปริมาตรระยะช่วงชัก หาได้จากสมการ

$$V_s = \frac{V'_{SC}}{V_{SE}} = \frac{11.3238 \text{ cm}^3}{8.1924 \text{ cm}^3} = 1.3906$$

อัตราส่วนของปริมาตรตายด้านขยาย หาได้จากสมการ

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} = \frac{6.7858 \text{ cm}^3}{8.1430 \text{ cm}^3} = 0.8333$$

อัตราส่วนของปริมาตรตายด้านบีบอัด หาได้จากสมการ

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SC}} = \frac{6.6020 \text{ cm}^3}{8.1430 \text{ cm}^3} = 0.8108$$

จากนั้นสามารถคำนวณหามุม a ได้จากสมการ

$$a = \tan^{-1}\left(\frac{V_s \sin(\Delta\theta)}{T_i + \cos(\Delta\theta) + 1}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{(1.3906) \sin(90^\circ)}{(0.6532) + \cos(90^\circ) + 1}\right) = 40.06^\circ$$

สามารถคำนวณหามุม S ได้จากสมการ

$$S = T_i + 2T_i X_{DE} + \frac{4T_i V_R}{1 + T_i} + 2X_{DC} + 1$$

$$S = 0.6532 + (2 \times 0.6532 \times 0.8333) + (2 \times 0.8108) + 1$$

ดังนั้น

$$S = 5.7539$$

สามารถคำนวณหามุม B ได้จากสมการ

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

$$B = \sqrt{0.6532^2 + 2(0.6532 - 1)(1.3906)(\cos(90^\circ)) + 1.3906^2 - 2(0.6532) + 1}$$

$$B = 1.4332$$

และจะสามารถหา C ได้จากสมการ

$$C = \frac{B}{S} = \frac{1.4332}{5.7539} = 0.2490$$

ดังนั้นจะสามารถหาความดันภายในระบบได้จากสมการที่ (4.3) ที่มุมข้อเหวี่ยง $\theta = 0^\circ$

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{1 - C^2}}{1 - C \cos(\theta - a)} = \frac{101.3 \times 10^3 \text{ Pa} \sqrt{1 - (0.2490)^2}}{1 - 0.2490 \cos(0^\circ - 40.06^\circ)} = 121.2091 \text{ kPa}$$

ความดันภายในระบบที่มุมข้อเหวี่ยง $\theta = 10^\circ$

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{1 - C^2}}{1 - C \cos(\theta - a)} = \frac{101.3 \times 10^3 \text{ Pa} \sqrt{1 - (0.2490)^2}}{1 - 0.2490 \cos(10^\circ - 40.06^\circ)} = 125.0614 \text{ kPa}$$

ความดันภายในระบบที่มุมข้อเหวี่ยง $\theta = 20^\circ$

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{1 - C^2}}{1 - C \cos(\theta - a)} = \frac{101.3 \times 10^3 \text{ Pa} \sqrt{1 - (0.2490)^2}}{1 - 0.2490 \cos(20^\circ - 40.06^\circ)} = 128.0625 \text{ kPa}$$

และที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆดังตารางที่ 4.11

จากตาราง 4.2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดที่กระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากทองเหลืองภาพ C

$$V_{DE} = 4.9063 \text{ cm}^3$$

$$V_{DC} = 2.8588 \text{ cm}^3$$

$$V_{SE} = 11.7750 \text{ cm}^3$$

$$V_{SC} = 11.7750 \text{ cm}^3$$

$$V_{SP} = 4.2392 \text{ cm}^3$$

$$V'_{SP} = V_{SC} + V_{SP} = 11.7750 \text{ cm}^3 + 4.2392 \text{ cm}^3 = 16.0142 \text{ cm}^3$$

$$T_C = 37.98 \text{ }^\circ\text{C} = 310.98 \text{ K}$$

$$T_E = 175.04 \text{ }^\circ\text{C} = 448.04 \text{ K}$$

สามารถหาค่า อัตราส่วนอุณหภูมิได้จากสมการ

$$T_i = \frac{T_C}{T_E} = \frac{310.98}{448.04} = 0.6940$$

อัตราส่วนของปริมาตรระยะช่วงชัก หาได้จากสมการ

$$V_s = \frac{V'_{SC}}{V_{SE}} = \frac{16.0142 \text{ cm}^3}{11.7750 \text{ cm}^3} = 1.3600$$

อัตราส่วนของปริมาตรตายด้านขยาย หาได้จากสมการ

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} = \frac{4.9063 \text{ cm}^3}{11.7750 \text{ cm}^3} = 0.4166$$

อัตราส่วนของปริมาตรตายด้านบีบอัด หาได้จากสมการ

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SC}} = \frac{2.8588 \text{ cm}^3}{11.7750 \text{ cm}^3} = 0.2428$$

จากนั้นสามารถคำนวณหามุม a ได้จากสมการ

$$a = \tan^{-1} \left(\frac{V_s \sin(\Delta\theta)}{T_i + \cos(\Delta\theta) + 1} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{(1.3600) \sin(90^\circ)}{(0.6940) + \cos(90^\circ) + 1} \right) = 47.33^\circ$$

สามารถคำนวณหามุม S ได้จากสมการ

$$S = T_t + 2T_t X_{DE} + \frac{4T_t V_R}{1+T_t} + 2X_{DC} + 1$$

$$S = 0.6940 + (2 \times 0.6940 \times 0.4166) + (2 \times 0.2428) + 1$$

ดังนั้น

$$S = 4.1179$$

สามารถคำนวณหามุม B ได้จากสมการ

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

$$B = \sqrt{0.6940^2 + 2(0.6940 - 1)(1.3600)(\cos(90^\circ)) + 1.3600^2 - 2(0.6940) + 1}$$

$$B = 1.3940$$

และจะสามารถหา C ได้จากสมการ

$$C = \frac{B}{S} = \frac{1.3940}{4.1179} = 0.3385$$

ดังนั้นจะสามารถหาความดันภายในระบบได้จากสมการที่ (4.3) ที่มุมข้อเหวี่ยง $\theta = 0^\circ$

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{1 - C^2}}{1 - C \cos(\theta - a)} = \frac{101.3 \times 10^3 \text{ Pa} \sqrt{1 - (0.3385)^2}}{1 - 0.3385 \cos(0^\circ - 47.33^\circ)} = 123.6982 \text{ kPa}$$

ความดันภายในระบบที่มุมข้อเหวี่ยง $\theta = 10^\circ$

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{1 - C^2}}{1 - C \cos(\theta - a)} = \frac{101.3 \times 10^3 \text{ Pa} \sqrt{1 - (0.3385)^2}}{1 - 0.3385 \cos(10^\circ - 47.33^\circ)} = 130.4236 \text{ kPa}$$

ความดันภายในระบบที่มุมข้อเหวี่ยง $\theta = 20^\circ$

$$P = \frac{P_{mean} \sqrt{1 - C^2}}{1 - C \cos(\theta - a)} = \frac{101.3 \times 10^3 \text{ Pa} \sqrt{1 - (0.3385)^2}}{1 - 0.3385 \cos(20^\circ - 47.33^\circ)} = 136.3093 \text{ kPa}$$

และที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆดังตารางที่ 4.12

ตารางที่ 4.10 ผลการคำนวณหาค่าความดันภายในระบบกับปริมาตรภายในระบบของเครื่องยนต์
สเตอร์ลิงภาพ A และ B ที่เปลี่ยนแปลงตามมุมข้อเหวี่ยงที่ $r_p = 9 \text{ mm}$

Crank angle (degree)	เครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ A		เครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ B	
	$V(\text{cm}^3)$	$P(\text{kPa})$	$V(\text{cm}^3)$	$P(\text{kPa})$
0	8.3127	117.0155	14.9782	121.2091
10	8.396892	121.5717	15.10191	125.0614
20	8.646911	125.5413	15.46928	128.0625
30	9.05516	128.6423	16.06916	129.9758
40	9.609235	130.6269	16.8833	130.6383
50	10.2923	131.3233	17.88698	129.9914
60	11.0836	130.6689	19.0497	128.0923
70	11.95909	128.7225	20.33613	125.1029
80	12.89218	125.653	21.70718	121.2593
90	13.8545	121.7064	23.1212	116.8322
100	14.81682	117.1643	24.53522	112.0899
110	15.74991	112.305	25.90627	107.2712
120	16.6254	107.3747	27.1927	102.5707
130	17.4167	102.5729	28.35542	98.13499
140	18.09977	98.04849	29.3591	94.06629
150	18.65384	93.90446	30.17324	90.43025
160	19.06209	90.20592	30.77312	87.26466
170	19.31211	86.98946	31.14049	84.5877
180	19.3963	84.27182	31.2642	82.4049
190	19.31211	82.05711	31.14049	80.71461
200	19.06209	80.34239	30.77312	79.51201
210	18.65384	79.12179	30.17324	78.79187
220	18.09977	78.3893	29.3591	78.55037
230	17.4167	78.14062	28.35542	78.78614

ตารางที่ 4.10 (ต่อ) ผลการคำนวณหาค่าความดันภายในระบบกับปริมาตรภายในระบบของ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ A และ B ที่เปลี่ยนแปลงตามมุมข้อเหวี่ยงที่ $r_p = 9 \text{ mm}$

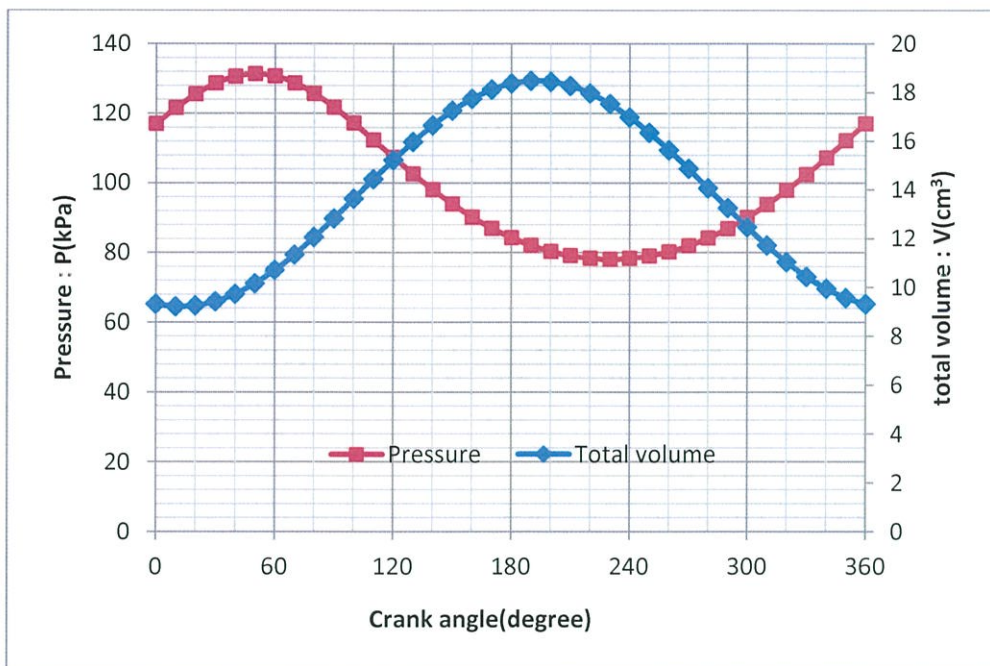
Crank angle (degree)	เครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ A		เครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ B	
	$V(\text{cm}^3)$	$P(\text{kPa})$	$V(\text{cm}^3)$	$P(\text{kPa})$
240	16.6254	78.37418	27.1927	79.50052
250	15.74991	79.09147	25.90627	80.6973
260	14.81682	80.2967	24.53522	82.3817
270	13.8545	81.99585	23.1212	84.55857
280	12.89218	84.19483	21.43101	87.22962
290	11.95909	86.89673	20.05996	90.38942
300	11.0836	90.09773	18.77353	94.01999
310	10.2923	93.78161	17.61081	98.08383
320	9.609235	97.9125	16.60713	102.5157
330	9.05516	102.4263	15.79299	107.2138
340	8.646911	107.2215	15.19311	112.0321
350	8.396892	112.1505	14.82574	116.7767
360	8.3127	117.0155	14.70203	121.2091

ตารางที่ 4.11 ผลการคำนวณหาค่าความดันภายในระบบกับปริมาตรภายในระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ C ที่เปลี่ยนแปลงตามมุมข้อเหวี่ยงที่ $r_p = 12 \text{ mm}$

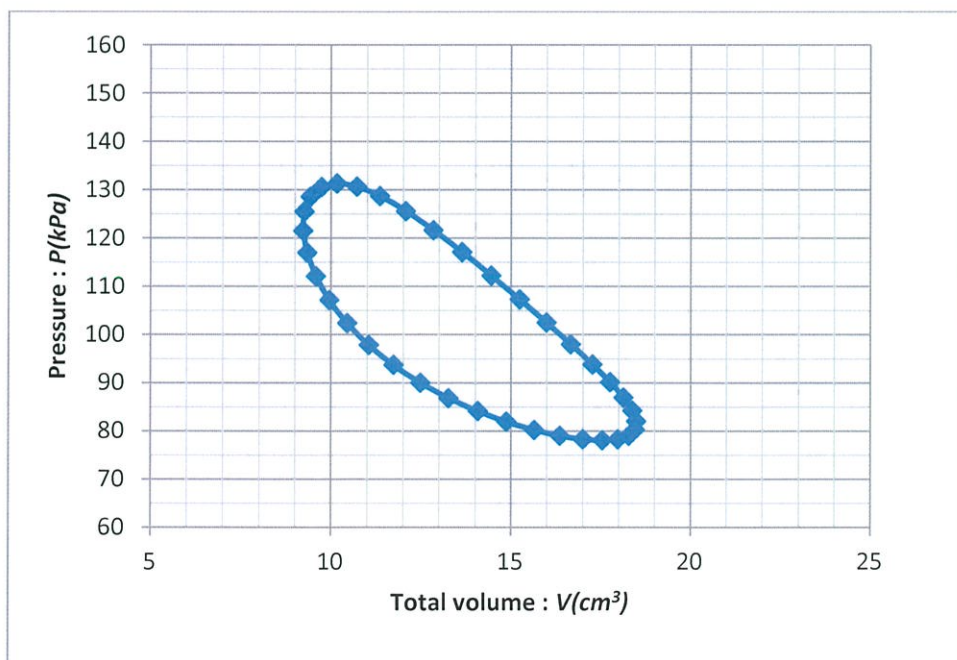
Crank angle (degree)	เครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ C	
	$V(\text{cm}^3)$	$P(\text{kPa})$
0	9.8846	123.6982
10	9.695441	130.4236
20	9.869808	136.3093
30	10.4024	140.8244
40	11.27704	143.4961
50	12.46714	144.0167
60	13.93656	142.3239
70	15.64063	138.6175
80	17.52759	133.3062
90	19.5401	126.9069
100	21.61701	119.9414
110	23.69521	112.8612
120	25.71156	106.0105
130	27.60479	99.62383
140	29.31738	93.84154
150	30.7973	88.73318
160	31.99957	84.32016
170	32.88766	80.5945
180	33.4346	77.53267
190	33.62376	75.10522
200	33.44939	73.28304
210	32.9168	72.04125
220	32.04216	71.36155
230	30.85206	71.23349

ตารางที่ 4.11 (ต่อ) ผลการคำนวณหาค่าความดันภายในระบบกับปริมาตรภายในระบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ C ที่เปลี่ยนแปลงตามมุมข้อเหวี่ยงที่ $r_p = 12 \text{ mm}$

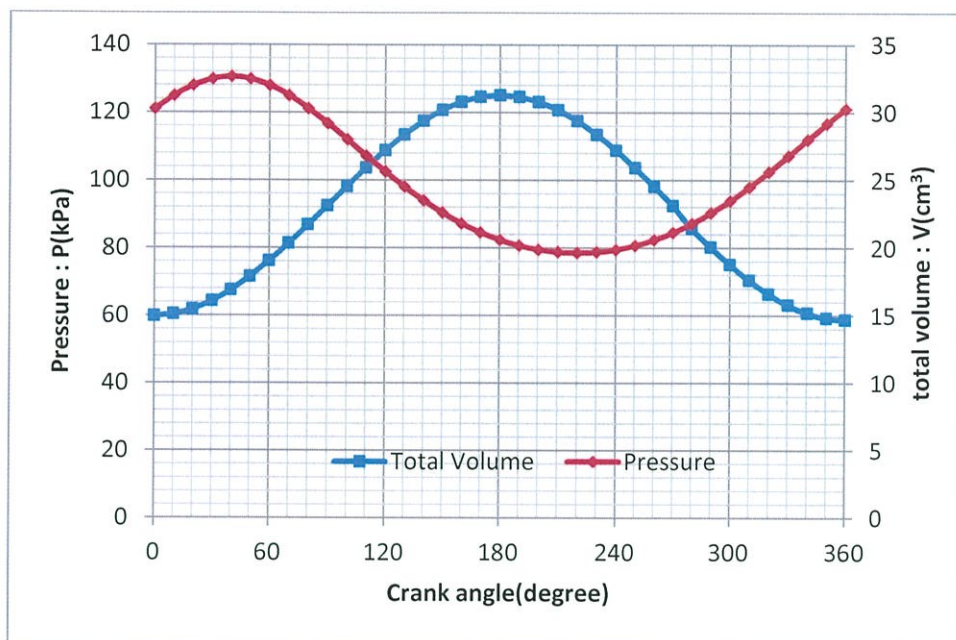
Crank angle (degree)	เครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ C	
	$V \text{ (cm}^3\text{)}$	$P \text{ (kPa)}$
240	29.38264	71.65505
250	27.67857	72.63281
260	25.79161	74.1815
270	23.7791	76.32316
280	21.70219	79.08529
290	19.62399	82.4978
300	17.60764	86.58796
310	15.71441	91.37244
320	14.00182	96.84558
330	12.5219	102.9629
340	11.31963	109.6201
350	10.43154	116.6292
360	9.8846	123.6982



รูปที่ 4.16 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงที่เปลี่ยนแปลงกับปริมาตรรวม (V) และความดัน (P) ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ A ที่เปลี่ยนแปลงไปเมื่อ $r_p = 9 \text{ mm}$

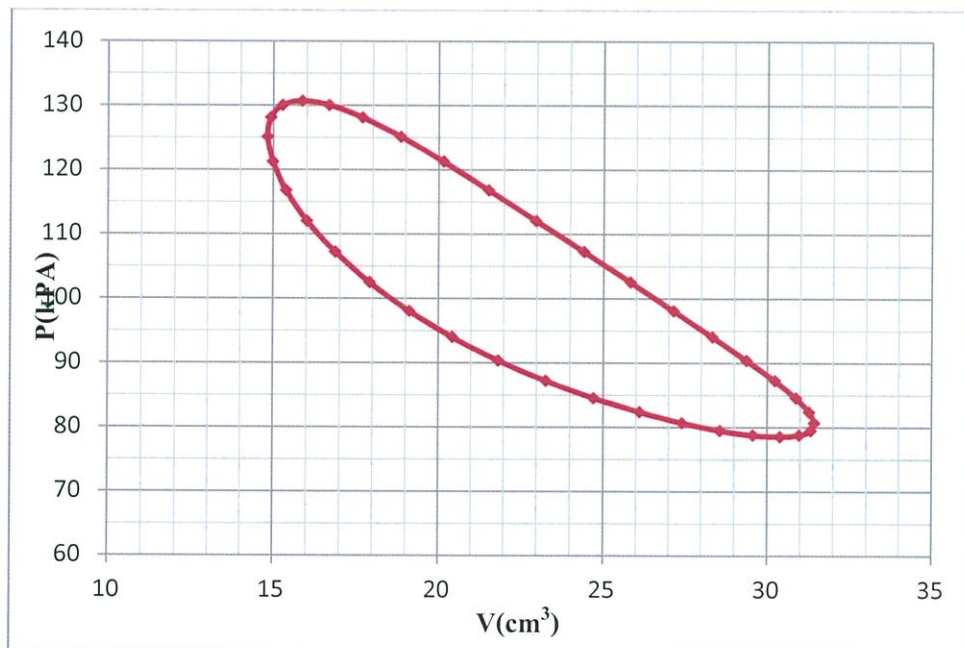


รูปที่ 4.17 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรรวม (V) กับความดัน (P) ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อ $r_p = 9 \text{ mm}$ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์ทำจากแก้วภาพ A

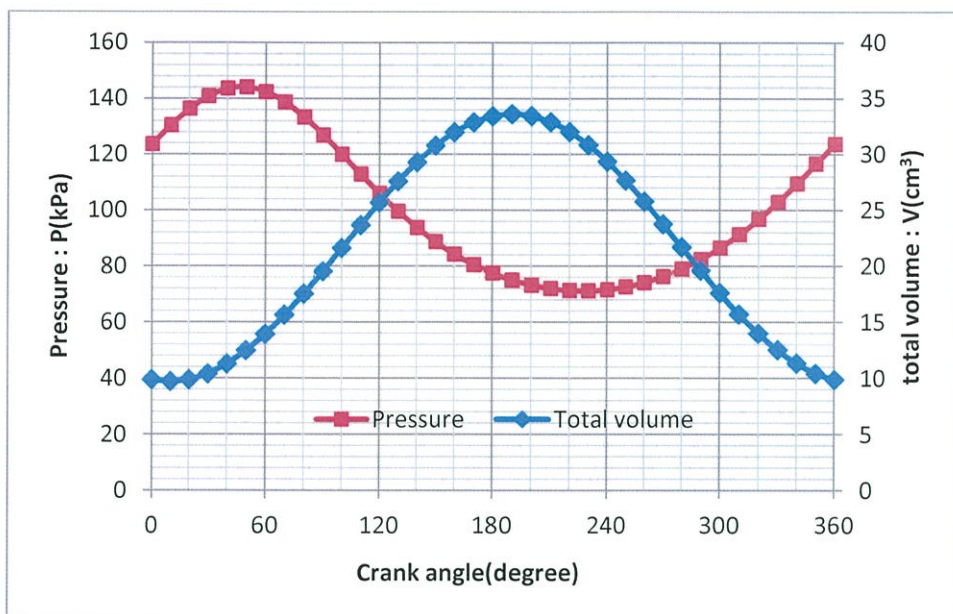


รูปที่ 4.18 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงที่เปลี่ยนแปลงกับปริมาตรรวม (V) และความดัน (P) ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ B ที่เปลี่ยนแปลงไปเมื่อ

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

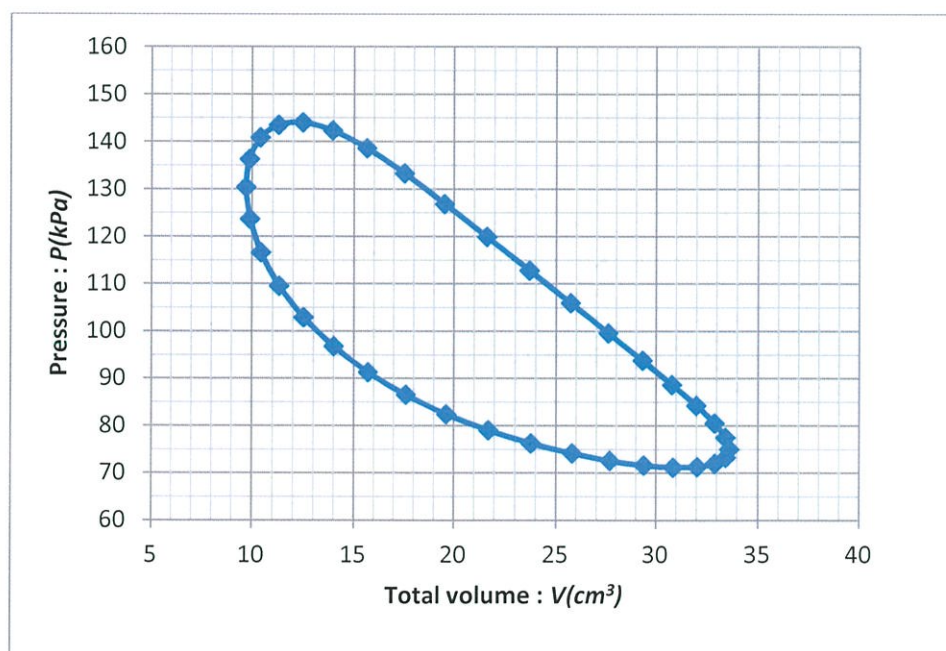


รูปที่ 4.19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรรวม (V) กับความดัน (P) ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อ $r_p = 9 \text{ mm}$ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่กระบอกสูบดิสเพลสเซอร์ทำจากสแตนเลสภาพ B

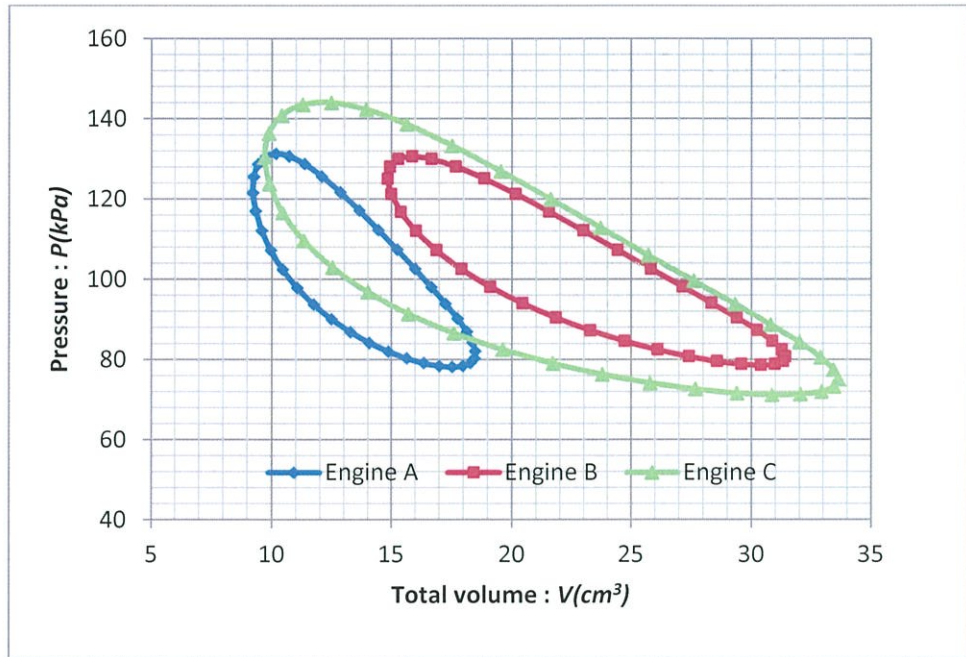


รูปที่ 4.20 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมข้อเหวี่ยงที่เปลี่ยนแปลงกับปริมาตรรวม (V) และความดัน (P) ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงภาพ C ที่เปลี่ยนแปลงไปเมื่อ

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



รูปที่ 4.21 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรรวม (V) กับความดัน (P) ภายในระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อ $r_p = 12 \text{ mm}$ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่กระบอกสูบดิสเพลสเซอร์ ทำจากทองเหลืองภาพ C



รูปที่ 4.22 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรรวม(V)กับความดัน(P)ภายในระบบของเครื่องยนต์สี่ลูกสูบเปรียบเทียบกันชุด A ,B และ C

4.1.5 การคำนวณหาประสิทธิภาพเครื่องยนต์สี่ลูกสูบทั้งสามเครื่อง

พบว่า ที่ระยะข้อเหวี่ยง $r_p = 9 \text{ mm}$ และ $r_p = 12 \text{ mm}$ จะสามารถคำนวณหาประสิทธิภาพจากสมการ

$$\eta = 1 - T_i \times 100\% \quad (4.10)$$

โดยที่

$$T_i = \frac{T_C}{T_E} \quad (4.11)$$

จะได้ว่า

$$\eta = 1 - \frac{T_C}{T_E} \times 100 \% \quad (4.12)$$

ดังนั้นคำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ระยะ $r_p = 9 \text{ mm}$

- เครื่องยนต์สี่ลูกสูบที่กระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ทำแก้วสภาพ A

จะได้

$$\eta = 1 - \frac{304.21}{533.53} \times 100 \%$$

$$= 42.9816 \%$$

- เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ระบบอกสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากสแตนเลสภาพ B
จะได้

$$\eta = 1 - \frac{303.8}{465.1} \times 100 \%$$

$$= 34.6807 \%$$

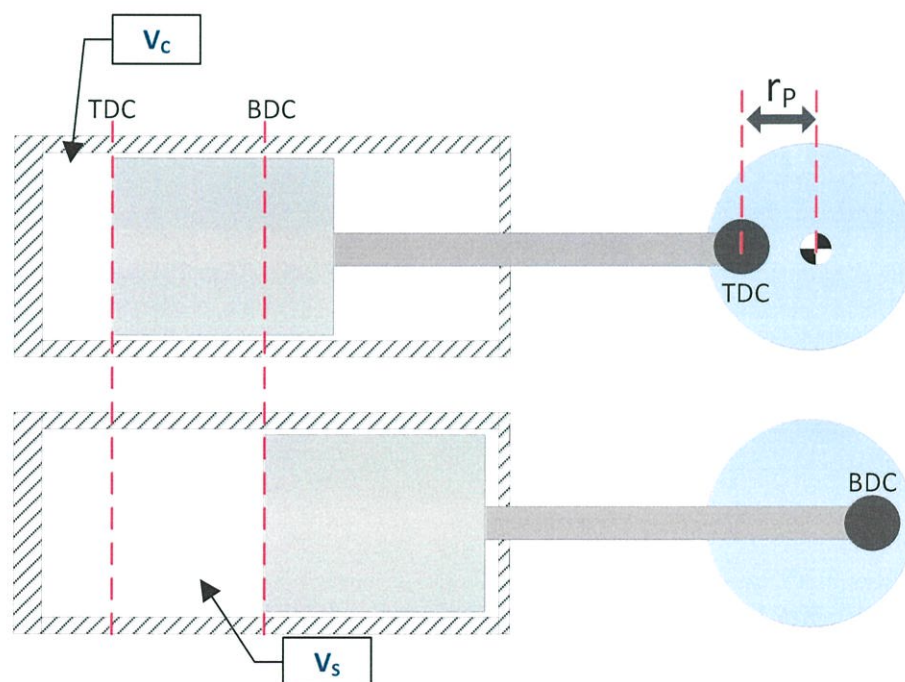
ดังนั้นคำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ระยะ $r_p = 12 \text{ mm}$

- เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ระบบอกสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากทองเหลือง ภาพ C
จะได้

$$\eta = 1 - \frac{310.98}{448.04} \times 100 \%$$

$$= 30.5910 \%$$

4.2 การทดสอบและวิเคราะห์หาอัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง



รูปที่ 4.23 แผนภาพแสดงตำแหน่งการเคลื่อนที่ของลูกสูบคิสเพลสเซอร์จาก BDC ถึง TDC ที่สัมพันธ์กับข้อเหวี่ยง

จากรูปที่ 4.23

TDC: Top dead center

BDC: Bottom dead center

V_C : Compression volume หรือ Clearance volume

V_S : Stroke volume หรือ Swept volume

พิจารณาที่กระบอกสูบดิสเพลสเซอร์(Displacer cylinder)เนื่องจากมีลูกสูบดิสเพลสเซอร์(Displacer piston)ทำหน้าที่ไล่อากาศร้อนจากกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์(Displacer cylinder)ผ่านท่อเชื่อมต่อไปยังกระบอกสูบกำลัง(power cylinder)เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศเย็นทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของลูกสูบทั้งสอง โดยเราสามารถหาอัตราส่วนกำลังอัดจากสมการ

$$\text{Compression ratio}(C_R) = \frac{V_S + V_C}{V_C} \quad (4.13)$$

หา ปริมาตรกวาด V_S จาก

$$V_S = \frac{(\pi D^2)}{4} L \quad (4.14)$$

เมื่อ D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบหน่วย mm

L คือ ระยะชักลูกสูบหรือช่วงชักที่เคลื่อนที่ขึ้นลงระหว่าง TDC กับ BDC ($2r_p$) หน่วย mm

และหาปริมาตรหลังการอัดตัว V_C จาก

$$V_C = V_{DE} = \frac{\pi D^2 X_{DE}}{4} \quad (4.15)$$

เมื่อ X_{DE} คือ ระยะของปริมาตรตาย

โดยที่ปริมาตรก่อนการอัดตัวคือ $V_S + V_C$ (4.16)

การคำนวณอัตราส่วนกำลังอัดเครื่อง A

จากสมการที่ (4.14)

$$\begin{aligned} V_s &= \frac{(\pi D^2)}{4} L \\ &= \frac{(\pi)(24 \text{ mm})^2 (10 \text{ mm})}{4} \\ &= 4523.89 \text{ mm}^3 \\ &= 4.5239 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

และจากสมการที่ (4.15)

$$\begin{aligned} V_c &= V_{DE} = \frac{\pi D_D^2 X_{DE}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(24)^2 (11)}{4} \\ &= 4976.28 \text{ mm}^3 \\ &= 4.9763 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

จากสมการที่ (4.16) ดังนั้นปริมาตรก่อนการอัดตัว

$$\begin{aligned} V_s + V_c &= 4.5239 \text{ cm}^3 + 4.9763 \text{ cm}^3 \\ &= 9.5002 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

จะได้ค่า compression ratio คือ

$$\begin{aligned} \text{Compression ratio}(C_R) &= \frac{V_s + V_c}{V_c} \\ &= \frac{9.5002 \text{ cm}^3}{4.9763 \text{ cm}^3} \\ &= 1.9090 \end{aligned}$$

การคำนวณอัตราส่วนกำลังอัดเครื่อง B

จากสมการที่ (4.14)

$$\begin{aligned} V_s &= \frac{(\pi D^2)}{4} L \\ &= \frac{(\pi)(24^2)(18)}{4} \\ &= 8143.00 \text{ mm}^3 \\ &= 8.1430 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

และจากสมการที่ (4.15)

$$\begin{aligned} V_C = V_{DE} &= \frac{\pi D_D^2 X_{DE}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(24\text{mm})^2(15\text{mm})}{4} \\ &= 6785.84 \text{ mm}^3 \\ &= 6.7858 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

จากสมการที่ (4.16) ดังนั้น ปริมาตรก่อนการอัดตัว

$$\begin{aligned} V_S + V_C &= 8.1430\text{cm}^3 + 6.7858\text{cm}^3 \\ &= 14.9288\text{cm}^3 \end{aligned}$$

จะได้ค่า compression ratio คือ

$$\begin{aligned} \text{Compression ratio}(C_R) &= \frac{V_S + V_C}{V_C} \\ &= \frac{14.9288 \text{ cm}^3}{6.7858 \text{ cm}^3} \\ &= 2.2000 \end{aligned}$$

การคำนวณอัตราส่วนกำลังอัดเครื่อง C

จากสมการที่ (4.14)

$$\begin{aligned} V_S &= \frac{(\pi D^2)}{4} L \\ &= \frac{(\pi)(25^2)(24)}{4} \\ &= 11775.0\text{mm}^3 \\ &= 11.7750\text{cm}^3 \end{aligned}$$

และจากสมการที่ (4.15)

$$\begin{aligned} V_C = V_{DE} &= \frac{\pi D_D^2 X_{DE}}{4} \\ &= \frac{(\pi)(25\text{mm})^2(10\text{mm})}{4} \\ &= 4906.30 \text{ mm}^3 \\ &= 4.9063 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

จากสมการที่ (4.16) ดังนั้น ปริมาตรก่อนการอัดตัว

$$\begin{aligned} V_s + V_c &= 11.7750 \text{ cm}^3 + 4.9063 \text{ cm}^3 \\ &= 16.6813 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

จะได้ค่า compression ratio คือ

$$\begin{aligned} \text{Compression ratio}(C_R) &= \frac{V_s + V_c}{V_c} \\ &= \frac{16.6813 \text{ cm}^3}{4.9063 \text{ cm}^3} \\ &= 3.3999 \end{aligned}$$

ตารางที่ 4.12 แสดงเปรียบเทียบปริมาตรก่อนการอัดตัวและปริมาตรหลังการอัดตัวและอัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกมมา

ตัวแปร	เครื่องยนต์สเตอร์ลิง ภาพ A	เครื่องยนต์สเตอร์ลิง ภาพ B	เครื่องยนต์สเตอร์ลิง ภาพ C
$V_c(\text{cm}^3)$	4.5239	6.7858	4.9063
$V_s(\text{cm}^3)$	4.9763	8.1430	11.7750
$V_c + V_s(\text{cm}^3)$	9.5002	14.9288	16.6813
C_R	1.9090	2.200	3.3999

บทที่ 5

สรุปผลวิจัยและข้อเสนอแนะ

จากการทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแก๊วมมาทั้งเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์เป็นแก้ว(ภาพ A) เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์เป็นสแตนเลส(ภาพ B) และเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์เป็นทองเหลือง(ภาพ C) สามารถสรุปผลของการทดสอบแบ่งเป็น 2 ตอน คือ การทดสอบและวิเคราะห์เชิงเทอร์โมไดนามิกส์และการทดสอบและวิเคราะห์หาอัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์

5.1 การทดสอบและวิเคราะห์ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์

5.1.1 ผลการวัดและคำนวณหาค่าปริมาตรเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

จากการวัดและคำนวณปริมาตรภายในของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทั้งสามชุดได้ผลดังนี้

ปริมาตรภายในที่ได้จากการวัดและคำนวณ	เครื่องยนต์สเตอร์ลิง		
	ชุด A	ชุด B	ชุด C
$V_{DE}(cm^2)$	4.9763	6.7858	4.9063
$V_{DC}(cm^2)$	3.3364	6.6020	2.8588
$V_{SE}(cm^2)$	4.5239	8.1430	11.7750
$V_{SC}(cm^2)$	4.5239	8.1430	11.7750
$V_{SP}(cm^2)$	2.0358	3.1808	4.2392

จากผลจะพบว่าปริมาตรกวาด V_{SE} และ V_{SC} ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด C มีค่ามากที่สุดส่งผลให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด C มีการเปลี่ยนแปลงปริมาตรภายในสูงสุดเมื่อมุมข้อเหวี่ยงเปลี่ยนแปลงไปส่วนเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด B จะมีการเปลี่ยนแปลงปริมาตรภายในเมื่อมุมข้อเหวี่ยงเปลี่ยนแปลงไปรองลงมาและเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด A จะมีการเปลี่ยนแปลงปริมาตรภายในเมื่อมุมข้อเหวี่ยงเปลี่ยนแปลงไปน้อยสุด ซึ่งเป็นไปตามกราฟรูปที่ 4.8

5.1.2 ผลการวิเคราะห์และคำนวณปริมาตรที่มุมของเหวี่ยงต่างๆของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

จากการทดสอบความสัมพันธ์ระหว่างปริมาตรการขยายและปริมาตรการบีบอัดกับมุมข้อเหวี่ยงที่เปลี่ยนแปลงไป ของทั้งเครื่องยนต์ชุด A, B และ C เมื่อนำค่าที่ได้จากการคำนวณมาทำการวิเคราะห์เป็นกราฟความสัมพันธ์ปริมาตรการขยายและปริมาตรการบีบอัดกับมุมข้อเหวี่ยงที่เปลี่ยนแปลงไป พบว่า

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่มีกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์เป็นแก้ว(ภาพ A) มีปริมาตรขยายต่ำสุดเท่ากับ 6.7858 cm^3 ที่มุม $\theta=0^\circ$ มีปริมาตรขยายสูงสุดเท่ากับ 9.5002 cm^3 ที่มุม $\theta=180^\circ$ และมีปริมาตรบีบอัดต่ำสุดเท่ากับ 4.14257 cm^3 ที่มุม $\theta=20^\circ$ ปริมาตรบีบอัดสูงสุดเท่ากับ 9.08993 cm^3 ที่มุม $\theta=200^\circ$ ซึ่งจากการวิเคราะห์พบว่าปริมาตรบีบอัดมีเฟสนำปริมาตรขยายอยู่ 20 องศา

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่มีกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์เป็นสแตนเลส(ภาพ B) มีปริมาตรขยายต่ำสุดเท่ากับ 4.9763 cm^3 ที่มุม $\theta=0^\circ$ มีปริมาตรขยายสูงสุดเท่ากับ 14.9288 cm^3 ที่มุม $\theta=180^\circ$ และมีปริมาตรบีบอัดต่ำสุดเท่ากับ 7.89399 cm^3 ที่มุม $\theta=20^\circ$ ปริมาตรบีบอัดสูงสุดเท่ากับ 16.63381 cm^3 ที่มุม $\theta=200^\circ$ ซึ่งจากการวิเคราะห์พบว่าปริมาตรบีบอัดมีเฟสนำปริมาตรขยายอยู่ 20 องศา

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่มีกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์เป็นทองเหลือง(ภาพ C) มีปริมาตรขยายต่ำสุดเท่ากับ 4.9063 cm^3 ที่มุม $\theta=0^\circ$ มีปริมาตรขยายสูงสุดเท่ากับ 16.6813 cm^3 ที่มุม $\theta=180^\circ$ และมีปริมาตรบีบอัดต่ำสุดเท่ากับ 4.60844 cm^3 ที่มุม $\theta=20^\circ$ ปริมาตรบีบอัดสูงสุดเท่ากับ 17.12315 cm^3 ที่มุม $\theta=200^\circ$ ซึ่งจากการวิเคราะห์พบว่าปริมาตรบีบอัดมีเฟสนำปริมาตรขยายอยู่ 20 องศา

ซึ่งเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะมีประสิทธิภาพสูงสุดเมื่อมีเฟสของปริมาตรขยายนำของปริมาตรบีบอัดอยู่ 90 องศา ดังนั้นจากการทดสอบพบว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบทั้งชุด A , B และ C ยังไม่สามารถทำงานให้มีประสิทธิภาพสูงสุดได้

5.1.3 ผลการวัดอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

จากการทดสอบวัดอุณหภูมิโดยใช้การวัดอุณหภูมิแบบสัมผัสด้วย Thermometer type K ระหว่างด้านร้อนและด้านเย็นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด A , B และ C พบว่า

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่มีลูกสูบคิสเพลสเซอร์เป็นแก้ว(ภาพ A) วัดอุณหภูมิด้านร้อนได้เท่ากับ 260.53°C ด้านเย็นเท่ากับ 31.21°C ซึ่งมีอุณหภูมิต่างกันระหว่างด้านร้อนและด้านเย็นเท่ากับ 229.32°C

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่มีลูกสูบคิสเพลสเซอร์เป็นสแตนเลส(ภาพ B) วัดอุณหภูมิด้านร้อนได้เท่ากับ 192.13°C ด้านเย็นเท่ากับ 30.80°C ซึ่งมีอุณหภูมิต่างกันระหว่างด้านร้อนและด้านเย็นเท่ากับ 161.33°C

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่มีลูกสูบคิสเพลสเซอร์เป็นทองเหลือง(ภาพ C) ที่วัดอุณหภูมิด้านร้อนได้เท่ากับ 175.04°C ด้านเย็นเท่ากับ 37.98°C ซึ่งมีอุณหภูมิต่างกันระหว่างด้านร้อนและด้านเย็นเท่ากับ 137.06°C

จากพบการทดสอบวัดอุณหภูมิทั้งสามเครื่องจะเห็นว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่มีกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ที่ทำจากแก้วมีผลต่างอุณหภูมิด้านร้อนต่อด้านเย็นมากที่สุด รองลงมาคือเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่มีกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากสแตนเลสและเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่มีกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ทำจากทองเหลืองตามลำดับ สาเหตุที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากการนำความร้อนของแก้วมีค่าน้อยที่สุดเนื่องจากเป็นฉนวน ส่วนสแตนเลสก็นำความร้อนมีค่าน้อยกว่าทองเหลือง จึงทำให้เมื่อทำการวัดอุณหภูมิที่ปลายกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ที่นำความร้อนได้ดีนั้นจะวัดได้อุณหภูมิได้น้อยเนื่องจากสามารถถ่ายโอนความร้อนได้ไว ส่งผลต่อการคำนวณหาประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์

5.1.4 ผลการคำนวณหาค่าประสิทธิภาพเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

จากการคำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยใช้หลักการทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบทั้งชุด A,B และ C พบว่า

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด A มีค่าอัตราส่วนอุณหภูมิด้านเย็นต่อด้านร้อนเท่ากับ 0.5701 และมีค่าประสิทธิภาพเท่ากับ 42.9816 %

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด B มีค่าอัตราส่วนอุณหภูมิด้านเย็นต่อด้านร้อนเท่ากับ 0.6532 และมีค่าประสิทธิภาพเท่ากับ 34.6807 %

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุด C มีค่าอัตราส่วนอุณหภูมิด้านเย็นต่อด้านร้อนเท่ากับ 0.6940 และมีค่าประสิทธิภาพเท่ากับ 30.5910 %

จะเห็นว่ายิ่งอัตราส่วนอุณหภูมิด้านเย็นต่อด้านร้อนมีค่าน้อยหรือมีผลต่างกันน้อยจะทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ต่ำ เพราะฉะนั้นเครื่องยนต์ที่จะมีค่าประสิทธิภาพดีควร

จะมีผลต่างอุณหภูมิระหว่างด้านเย็นกับด้านร้อนมากๆ ซึ่งจะขึ้นกับคุณสมบัติการถ่ายโอนความร้อนของวัสดุที่ใช้ทำกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์และแหล่งให้ความร้อนโดยในที่นี้คือตะเกียงแอลกอฮอล์

5.2 ผลการคำนวณหาอัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

จากการทดสอบหาลำดับอัดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจากกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ของทั้งเครื่องยนต์ชุด A , B และ C พบว่า

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่มีกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์เป็นแก้ว(ภาพ A) คำนวณหาปริมาตรก่อนการอัดตัวได้เท่ากับ 9.5002 cm^3 ปริมาตรหลังการอัดตัวเท่ากับ 4.5239 cm^3 ซึ่งจากการวิเคราะห์กำลังอัดมีค่าเท่ากับ 1.9090

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่มีกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์เป็นสแตนเลส(ภาพ B) คำนวณหาปริมาตรก่อนการอัดตัวได้เท่ากับ 14.9288 cm^3 ปริมาตรหลังการอัดตัวเท่ากับ 6.7858 cm^3 ซึ่งจากการวิเคราะห์กำลังอัดมีค่าเท่ากับ 2.2000

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่มีกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์เป็นทองเหลือง(ภาพ C) คำนวณหาปริมาตรก่อนการอัดตัวได้เท่ากับ 16.6813 cm^3 ปริมาตรหลังการอัดตัวเท่ากับ 4.9063 cm^3 ซึ่งจากการวิเคราะห์กำลังอัดมีค่าเท่ากับ 3.3999

จากการวิเคราะห์ผลจะเห็นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชุดที่มีกระบอกสูบคิสเพลสเซอร์เป็นทองเหลือง มีกำลังอัดสูงสุดเนื่องจากมีผลต่างระหว่างปริมาตรก่อนการอัดตัวกับหลังการอัดตัวมากที่สุดซึ่งสัมพันธ์กับระยะข้อเหวี่ยง ซึ่งจะแสดงให้เห็นว่าเครื่องยนต์สามารถที่จะดึงพลังงานความร้อนจากการขยายตัวเปลี่ยนเป็นพลังงานกลได้มากกว่าสองตัวแรกสังเกตได้จากพื้นที่ใต้กราฟ P-V diagram

5.3 วิจัยรณผลการทดสอบ

จากผลการทดลองพบว่ากระบอกสูบคิสเพลสเซอร์ที่ทำจากแก้วให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนดีที่สุดแต่เนื่องจากแก้วนั้นมีจุดหลอมเหลวต่ำถ้าให้ความร้อนสูงจะทำให้แก้วแตกซึ่งไม่เหมาะสมที่จะเลือกใช้ในกรณีแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูง ส่วนสแตนเลสและทองเหลืองนั้นจะให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำลงตามลำดับเนื่องจากสแตนเลสและทองเหลืองมีการถ่ายโอนความร้อนได้ดีกว่าแก้วจึงทำให้การรักษาความร้อนภายในระบบทำได้น้อยกว่า

5.4 ข้อเสนอแนะ

1. ในการทดสอบวัดอุณหภูมิของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้นควรจะใช้ Thermometer type K วัดอุณหภูมิหลายๆจุดแล้วนำมาเฉลี่ยกันเพื่อความแม่นยำเนื่องจากแหล่งกำเนิดความร้อนนั้นอยู่ทางด้านล่างของตัวฮีทเตอร์
2. ควรหาวิธีในการวัดอุณหภูมิของอากาศภายในกระบอกสูบจะให้ผลที่แม่นยำกว่าการวัดจากภายนอก
3. การเลือกออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงควรใช้วัสดุมากกว่าหนึ่งชนิดเนื่องจากถ้าเราเลือกใช้วัสดุชนิดเดียวการส่งผ่านความร้อนจะเท่ากันทำให้เมื่อให้ความร้อนไปนานๆจะทำให้อุณหภูมิกะบอกสูบทั้งสองเท่ากันส่งผลให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงไม่สามารถทำงานได้
4. ในการประกอบชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงควรทำให้ชิ้นส่วนสมดุลกัน เนื่องจากความสมดุลมีผลต่อการเคลื่อนที่ของเครื่องยนต์

เอกสารอ้างอิง

- [1] จีระศักดิ์ ตัญญาภักดิ์,อดิศร พูลสวัสดิ์ และอานนท์ พรหมแก้ว. “เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบขนาดเล็ก ชนิดแกมมา”.(วิทยานิพนธ์ระดับปริญญาตรี สาขาฟิสิกส์ประยุกต์ คณะวิทยาศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีลาดกระบัง,2554)
- [2] ปรีนทร์ เดชมุณี,สุรเดช ศรีสุภา และอรรถพล วงษาเทียม. “การพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบชนิดแกมมา”.(วิทยานิพนธ์ระดับปริญญาตรี สาขาฟิสิกส์ประยุกต์ คณะวิทยาศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีลาดกระบัง,2555)
- [3] William R Martini,“Stirling engine design manual”.(University of Washington,1978)
- [4] How to work stirling[ออนไลน์],20 มกราคม 2557.
แหล่งที่มา : <http://www.somaiya.edu/projects/stirling.pdf>
- [5] Aina T., Folayan C. O. and Pam G. Y.” Influence of compression ratio on the performance characteristics of a spark ignition engine”,(Ahmadu Bello University,2012)
หน้า 1915-1922
- [6] Calculate the compression ratio of an IC engine[ออนไลน์],22 มกราคม 2556
แหล่งที่มา : <http://chainganger.co.uk/Page2/PDF/CalcCR.pdf>
- [7] Caleb C. Lloyd. “A low temperature differential stirling enging for power generation”.
(Thesis in master of engineering ,University of Canterbury,2009)
- [8] G.walker.”Stirling Engine”.(Oxford University Press,1980)
- [9] Solar Heat Engines[ออนไลน์],17 กุมภาพันธ์ 2557 แหล่งที่มา :
<http://www.solarheatengines.com/2012/02/09/power-piston-sizing-for-stirling-engines>

ภาคผนวก

Influence of compression ratio on the performance characteristics of a spark ignition engine

Aina T., Folayan C. O. and Pam G. Y.

Department of Mechanical Engineering, Ahmadu Bello University, Zaria, Nigeria

ABSTRACT

The need to improve the performance characteristics of the gasoline engine has necessitated the present research. Increasing the compression ratio below detonating values to improve on the performance is an option. The compression ratio is a factor that influences the performance characteristics of internal combustion engines. This work is an experimental and theoretical investigation of the influence of the compression ratio on the brake power, brake thermal efficiency, brake mean effective pressure and specific fuel consumption of the Ricardo variable compression ratio spark ignition engine. Compression ratios of 5, 6, 7, 8 and 9, and engine speeds of 1100 to 1600 rpm, in increments of 100 rpm, were utilised. The results show that as the compression ratio increases, the actual fuel consumption decreases averagely by 7.75%, brake thermal efficiency improves by 8.49 % and brake power also improves by 1.34%. The maximum compression ratio corresponding to maximum brake power, brake thermal efficiency, brake mean effective pressure and lowest specific fuel consumption is 9. The theoretical values were compared with experimental values. The grand averages of the percentage errors between the theoretical and experimental values for all the parameters were evaluated. The small values of the percentage errors between the theoretical and experimental values show that there is agreement between the theoretical and experimental performance characteristics of the engine.

Keywords: Compression ratio, brake power, brake thermal efficiency, specific fuel consumption, brake mean effective pressure.

INTRODUCTION

Improving internal combustion (IC) engine efficiency is a prime concern today. A lot of engineering research has gone into the improvement of the thermal efficiency of the (IC) engines, so as to get more work from the same amount of fuel burnt. Of the energy present in the combustion chamber only a portion gets converted to useful output power. Most of the energy produced by these engines is wasted as heat. In addition to friction losses and losses to the exhaust, there are other operating performance parameters that affect the thermal efficiency. These include the fuel lower calorific value, Q_{LV} , compression ratio, r_c and ratio of specific heats, γ [7].

Compression ratio is the ratio of the total volume of the combustion chamber when the piston is at the bottom dead centre to the total volume of the combustion chamber when piston is at the top dead center. Theoretically, increasing the compression ratio of an engine can improve the thermal efficiency of the engine by producing more power output. The ideal theoretical cycle, the Otto cycle, upon which spark ignition (SI) engines are based, has a thermal efficiency, η_T , which increases with compression ratio, r_c and is given by [5].

$$\eta_T = \left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}\right) \quad (1)$$

where, γ is ratio of specific heats (for air $\gamma = 1.4$)

However, changing the compression ratio has effects on the actual engine for example, the combustion rate. Also over the load and speed range, the relative impact on brake power and thermal efficiency varies. Therefore, only testing on real engines can show the overall effect of the compression ratio. Knocking, however, is a limitation for increasing the compression ratio [5].

Yuh and Tohru (2005) conducted a research on the effect of higher compression ratios in two-stroke engines. The results show that the actual fuel consumption improved by 1-3% for each unit increase in the compression ratio range of 6.6 to 13.6. It was concluded that the rate of improvement was smaller as compared to the theoretical values. The discrepancies were mainly due to increased mechanical and cooling losses, short-circuiting at low loads and increased time losses at heavy loads. Power output also improved, but the maximum compression ratio was limited due to knock and the increase in thermal load. In addition, the investigation covered the implementation of higher compression ratio in practical engines by retarding the full-load ignition timing.

Asif *et al.* (2008) conducted a research on performance evaluation of a single cylinder four stroke petrol engine. In the research, the actual size of the engine parameters like the bore, stroke, swept volume, clearance volume, compression ratio and engine speed were recorded and computed. Based on the actual size of the engine parameters, the indicated horse power, brake power, and friction horse power were determined and were found to be 1.54, 1.29 and 0.25 respectively. The mechanical efficiency and the thermal efficiency were also calculated and were found to be 83% and 20.5% respectively. The fuel consumption per hour was found to be 0.8 litre/hour while the fuel consumption per distance traveled was found to be 60 km/litre.

This paper investigates for a four stroke spark ignition engine (The Ricardo variable compression ratio engine), the influence of compression ratio on the brake power, brake thermal efficiency, specific fuel consumption, brake mean effective pressure. The theoretical performance characteristics for the engine, obtained from derived equations, were also presented.

i) **Basic Theory:**

The engine torque, T is given by [4]

$$T = WR, \quad (2)$$

where, W is the brake load in Newton and R is the torque arm in metres.

The actual power available at the crank shaft is the brake power, B_p , given by

$$B_p = \frac{\pi NT}{30} \quad (3)$$

where, N is the engine speed in revolution per minute.

The brake mean effective pressure ($BMEP$) is the mean effective pressure which would have developed power equivalent to the brake power if the engine were frictionless, and for a four stroke engine is given by [4]

$$BMEP = \frac{2B_p}{V_s N n} \quad (4)$$

where, n is the number of cylinders and V_s is the swept volume.

The brake thermal efficiency, η_{BT} is the ratio of the brake power to the power supplied by the fuel, Q_{in} and is given by

$$\eta_T = \frac{B_p}{Q_{in}} \quad (5)$$

And

$$Q_{in} = m_f Q_{LV} \quad (6)$$

where, m_f is the mass flow rate of the fuel and Q_{LV} is the lower calorific value of the fuel.

The specific fuel consumption (*SFC*) is the total fuel consumed per kilowatt power developed and it is given by [4]

$$SFC = \frac{3600 m_f}{B_p} \quad (7)$$

ii) Torque Gain:

Increase in compression ratio induces greater turning effect on the cylinder crank [6]. That means that the engine is getting more push on the piston, and hence more torque is generated. The torque gain due to compression ratio increase can be given as the ratio of a new compression ratio ($new r_c$) to the old compression ratio ($old r_c$) given by [8]

$$Torque\ gain/loss = \left(\frac{new r_c}{old r_c} \right)^{0.4} \quad (8)$$

MATERIALS AND METHODS

i) The Test Engine:

The Ricardo variable compression ratio engine with direct current electric dynamometer is a four stroke water-cooled single cylinder petrol engine. It has a 76.2mm cylinder bore and 111.1mm stroke, giving a swept volume of 506,399mm³. Variation of the compression ratio was achieved by raising the cylinder head up in order to decrease the compression ratio and by lowering it down to increase the compression ratio.

ii) Theoretical Determination of Performance Characteristics:

In the cylinders the combustion process takes place, and converts the chemical energy in the fuel to mechanical power. Ideally, all the heat stored in the fuel may be converted to power; in that case the delivered power is given by taking the product of the heating value of the fuel, Q_{LV} , and the fuel mass flow, m_f , through the cylinders. However there will be losses during the energy conversion, thus it will be multiplied with the brake thermal efficiency, η_{BT} [2]. Thus,

$$B_p = \eta_{BT} Q_{LV} m_f \quad (9)$$

If equations (3) and (9) are equated, an equation for the relation between the engine torque and mass flow rate of the fuel is developed as

$$T = \eta_{BT} \frac{30 Q_{LV} m_f}{\pi N} \quad (10)$$

If the whole process is approximated to an Otto cycle multiplied by a constant, the brake thermal efficiency can be calculated by [2]

$$\eta_{BT} = k \left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \right) \quad (11)$$

k in equation (11) is a constant and it is introduced because in equation (1), energy losses due to incomplete combustion, heat transfer from gas to cylinder walls and timing losses have been neglected. Thus, equation (10) then becomes

$$T = \frac{k}{2\pi} \left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \right) \frac{30 Q_{LV} m_f}{N} \quad (12)$$

The values for K (from 1100 to 1600rpm in increment of 100rpm) were determined experimentally for a reference compression ratio of 7 using equation (12). The theoretical torque gain for compression ratios 5, 6, 7, 8 and 9 were calculated by means of equation (8). The theoretical brake power, brake mean effective pressure, brake thermal efficiency and specific fuel consumption were calculated by means of equations (3), (4), (5) and (7) respectively.

iii) Experimental Determination of Performance Characteristics:

The brake load was measured through a dynamometer by the following procedure:

The engine was motor-started when the transformer was switched on by a switch gear (lever). The motor at this point becomes the load to the engine and it absorbs the engines power (as a dynamometer). The torque arm was measured; the brake load and time taken for 50ml of the fuel to be consumed were taken and recorded. The experimental values for the engine torque, brake power, brake mean effective pressure, brake thermal efficiency and specific fuel consumption were similarly calculated by equations (2), (3), (4), (5) and (7) respectively.

iv) Error Analysis:

The percentage errors in the performance characteristics were calculated by the following equation [2]

$$Error = \frac{\text{Theoretical value} - \text{Experimental value}}{\text{Experimental value}} \times 100\% \quad (13)$$

RESULTS AND DISCUSSION

Figures 1 to 4 are the experimentally obtained graphs for the brake power, brake thermal efficiency, brake mean effective pressure and specific fuel consumption from the Ricardo variable compression ratio engine test. Comparisons between the theoretical and experimental values are also shown graphically in figures 5 to 8 for the various compression ratios of 5, 6, 7, 8 and 9 for each of the performance characteristics. The graphs presented for the comparisons are for an engine speed of 1500 rpm.

From figure 1, it is seen that the engine brake power increases as the compression ratio increases. This is due to the increase in brake torque at high compression ratios. Increase in compression ratio induces greater turning effect on the cylinder crank. That means that the engine is giving more push on the piston, and more torque is generated. Equation (3) shows that the engine torque is directly related to the brake power.

In Figure 2, the maximum thermal efficiency occurred at compression ratio of 9. By compressing the available air and fuel mixture into a smaller space, with the heat of compression, causes better mixing and evaporation of the fuel. Greater combustion efficiency from increase in compression ratio means that the combustion of the fuel pays greater dividends by more energy release from the fuel. The net result is that the increase in energy available is greater.

As the compression ratio increases, the fuel mixture is sufficiently compressed thereby increasing the thermal efficiency, so that less fuel is required to produce the same amount of energy. Fuel consumption is reduced at higher compression ratios between 8 and 9.

Table 1. Grand averages of the percentage error

r_c	B_p (%)	η_{BT} (%)	SFC (%)	$BMEP$ (%)
5	0.75	2.13	2.57	0.75
6	1.64	1.36	1.38	1.63
7	0.18	0.43	0.69	0.21
8	2.29	3.67	3.86	2.30
9	1.85	9.89	11.17	1.85

As the compression ratio increases (up to 8 and 9), the theoretical brake power increases beyond the experimental values (figure 5), which is understandable due to practical losses. In figure 6, as the compression ratio increases, the theoretical thermal efficiency decreases below the experimental value. It means that the theoretical thermal efficiency was underestimated for compression ratio beyond 7. Similar trends are obtained for the specific fuel

consumption and the brake mean effective pressure (figures 7 and 8). Increase in the compression ratio up to 8 and 9, increases the fuel consumption and brake mean effective pressure increases beyond the experimental values.

The errors in the theoretical performance characteristics of the engine were evaluated and are shown in table 1.

Table1 shows that the percentage discrepancy between the theoretical and experimental values ranged from 0.18 to 2.29% for the brake power, 0.43 to 9.89% for the brake thermal efficiency, 0.69 to 11.17 % for the specific fuel consumption and 0.21 to 2.3% for the brake mean effective pressure.

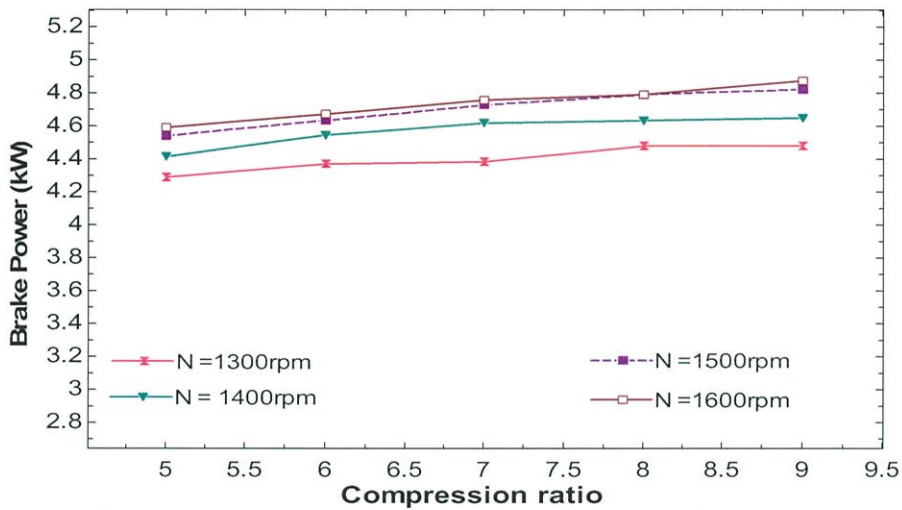


Figure 1. Variation of brake power with compression ratio for different engine speeds.

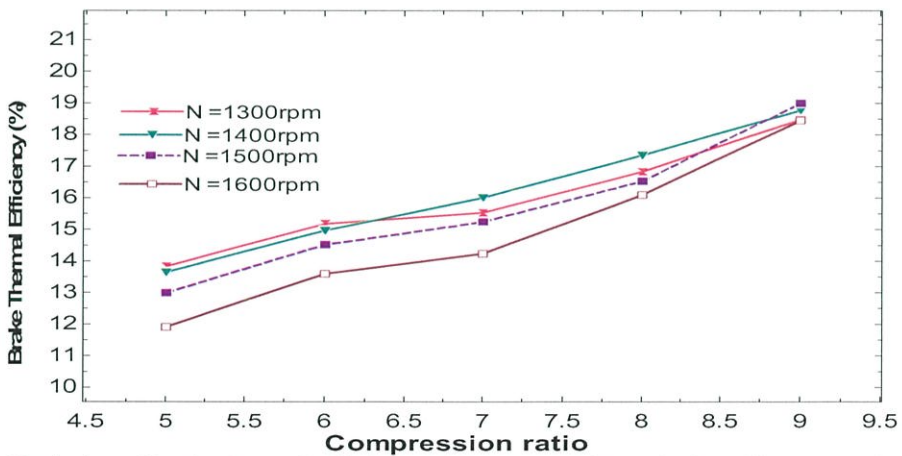


Figure 2. Variation of brake thermal efficiency with compression ratio for different engine speeds.

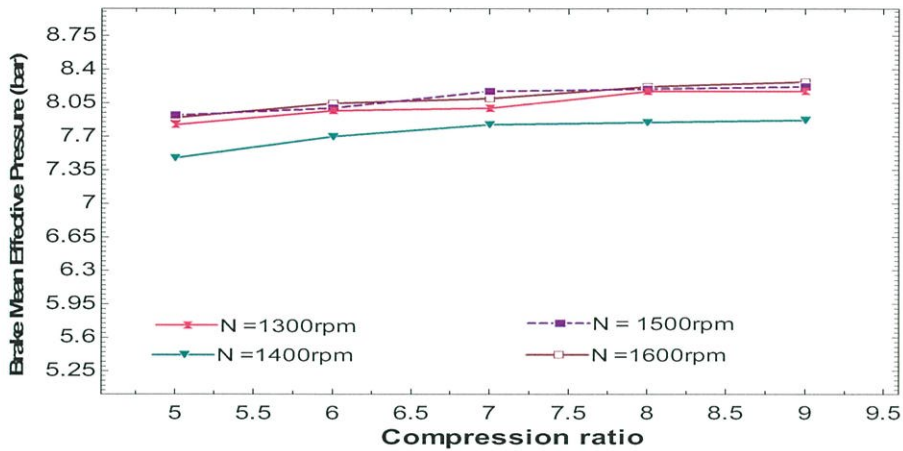


Figure 3. Variation of brake mean effective pressure with compression ratio for different engine speeds.

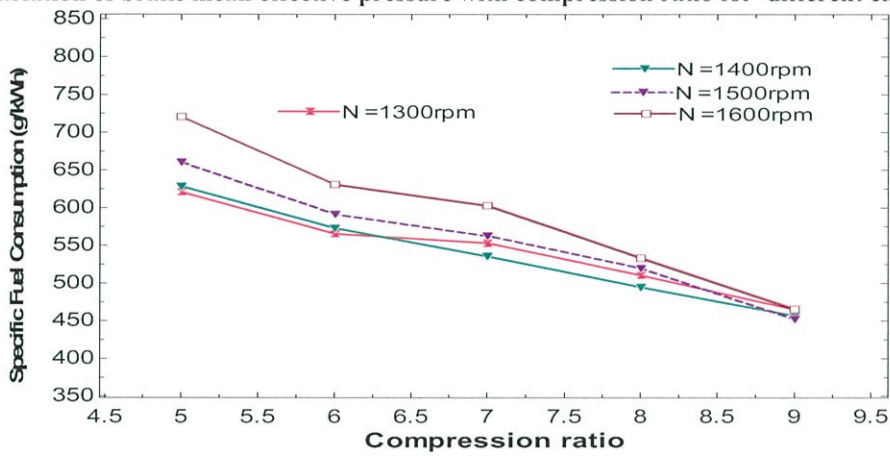


Figure 4. Variation of specific fuel consumption with compression ratio for different engine speeds.

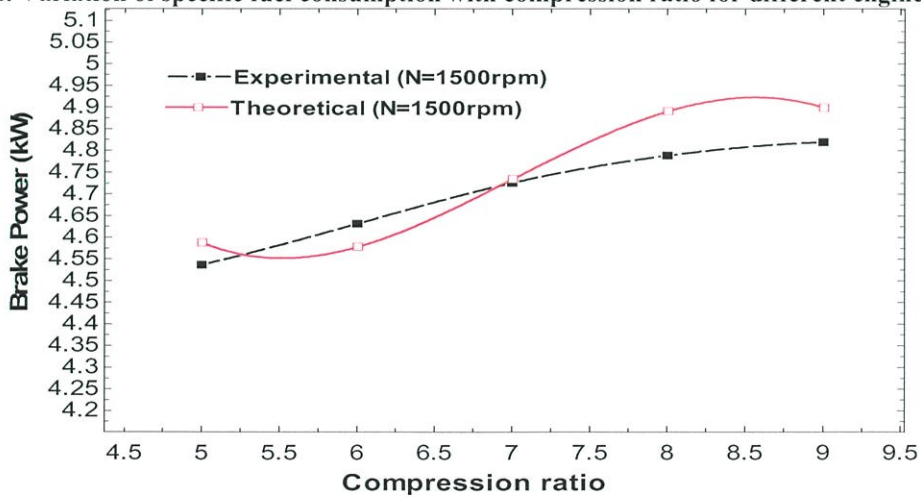


Figure 5. Variation of brake power with compression ratio at engine speed of 1500rpm

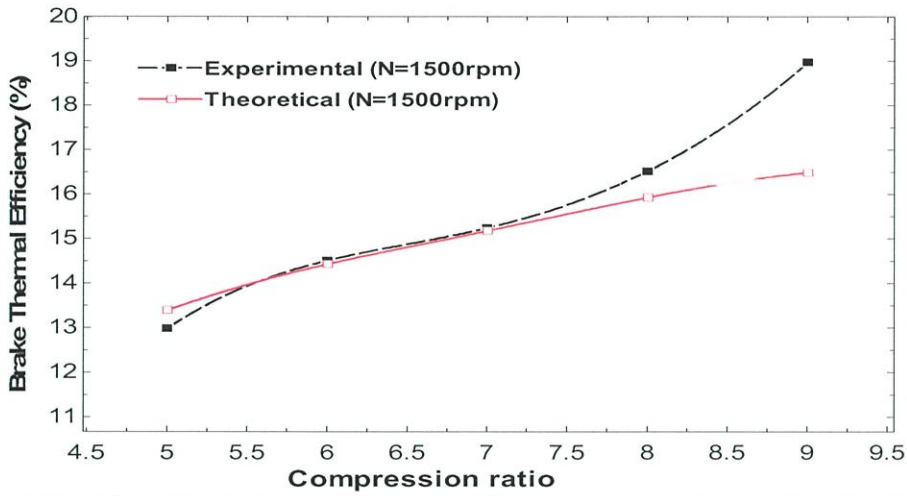


Figure 6. Variation of brake thermal efficiency with compression ratio at engine of 1500 rpm

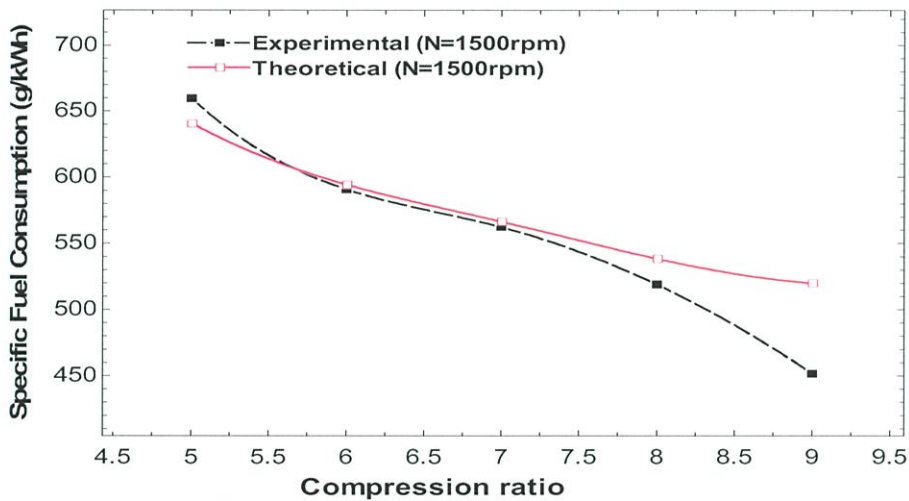


Figure 7. Variation of the specific fuel consumption with compression ratio at engine speed of 1500 rpm

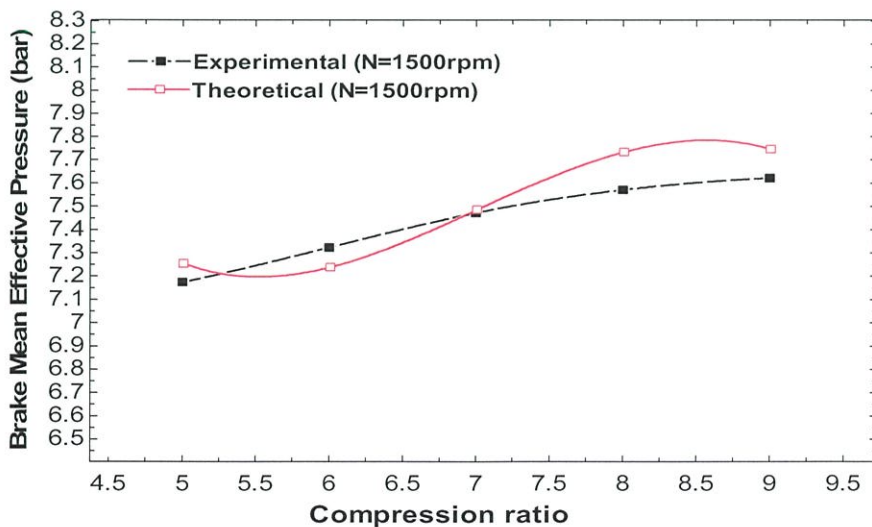


Figure 8. Variation of brake mean effective pressure with compression ratio at engine speed of 1500 rpm.

CONCLUSION

The general conclusions drawn from the results of this research work are as follows:

- Increase in compression ratio on the Ricardo variable compression ratio engine increases the brake power, brake thermal efficiency, brake mean effective pressure and reduction in the specific fuel consumption. It means that higher compression ratios make it possible to improve the performance characteristics of spark ignition engines.
- The highest compression ratio corresponding to the maximum brake thermal efficiency and brake power is 9.
- The small values of the percentage errors between the theoretical and experimental values show that there is agreement between the theoretical and experimental performance characteristics of the engine.

REFERENCES

- [1] Abdel Rahman, A.A. and Osman, M.M. *Experimental investigation of varying compression ratio of spark ignition engine working under different Ethanol-Gasoline fuel blends*. 1997. Vol. 21, issue 1.
- [2] Andreas, B., *Torque Modeling and Control of a Variable Compression Engine*, Performed in Vehicular System, Dept. of Electrical Engineering at Linkopings University, Sweden. 2003.
- [3] Asif, A.M., Jandool, K., Saeed, A.S. and Ali, A.C., 2008, *Performance Evaluation of a Single Cylinder Four Stroke Petrol Engine*, Farm machinery institute, National Agricultural Research Centre, Islamabad, Pakistan.
- [4] Eastop, T.D. and McConkey, A. *Applied Thermodynamics for Engineering Technologists*, ELBS with Longman, 5th Edition, 1995, pp 420-439.
- [5] Chaiyot, D. and Somrat, K., 2005, *Experimental Influence of Compression Ratio on to Performance and Emission of Compressed Natural Gas Retrofit Engine*, King Mongkut's Institute of Technology North Bangkok.
- [6] Heywood J. B., *Internal combustion Engines Fundamentals*. McGraw Hill Book Company, 1988.
- [7] Mohit, S. and Lamar S., 2010, *Making more efficient combustion engines*, Bright Hub Publisher.
- [8] Philip, H.S. and David, N.W., *The Design and Tuning of Competition Engines*. Bentley publisher, 6th edition, 1954.
- [9] Yuh, M. and Tohru, G., 2010, *The Effect of Higher Compression Ratio in Two-Stroke Engines*, Yamaha Motor Co, Ltd. pp 355-362.

Design of Stirling Engine

The compression ratio, or volume ratio V_R , is defined as the gas volume with the piston at top dead centre (TDC) divided by the gas volume with the piston at bottom dead centre (BDC). It is typically very low in LTD engines due to the large overall gas volume that is generally required for these engines to operate. Kolin [1] describes a 'rule of the thumb' for approximating the ideal volume ratio which depends on the temperature difference of the engine in question. The formula states:

$$V_R = \left(1 + \frac{\Delta T}{1100} \right) \quad (1)$$

The phase angle is almost always fixed at 90° however this is not necessarily the optimum value, as indicated by the graph in Figure 1 which describes a numerical analysis of a certain Philips Stirling engine.

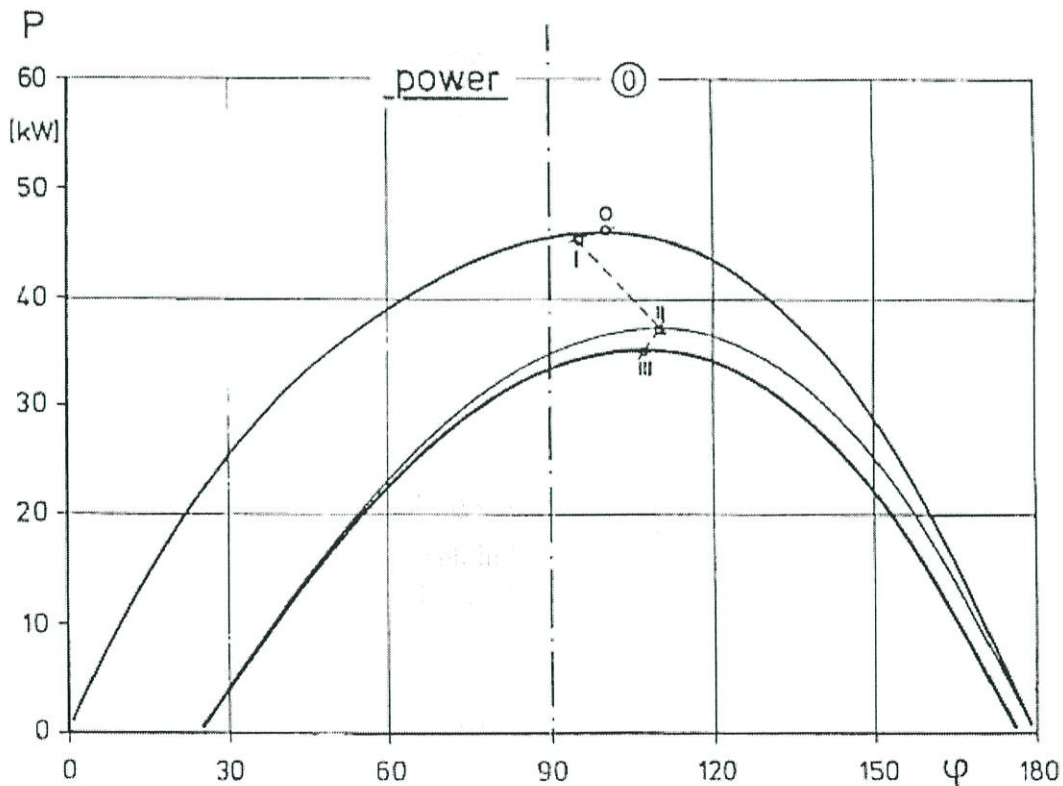


Figure 1: Graph of power output vs. phase angle for 3 different dead volumes [2]

One such estimate is made using the Beale number, an empirically derived number named after William Beale, inventor of the free-piston Stirling engine. He noted that the performance of many Stirling Engines tended to conform to the following simple equation

relating indicated power, P_o (W), to pressure p (bar), operating frequency f (Hz) and expansion space volume V_e (cm³) with the Beale number B_n .

$$P_o = B_n p f V_e \tag{2}$$

Figure 2 shows a graph plotted by measuring data from many Stirling Engines. The solid line in the middle is typical of most Stirling Engines while the upper and lower lines denote unusually high or low performing engines. Based on this graph, with a heater temperature of 90°C (363K), it would be reasonable to expect a Beale number in the range of 0.002 to 0.008. For further calculations a Beale number of 0.005 is used.

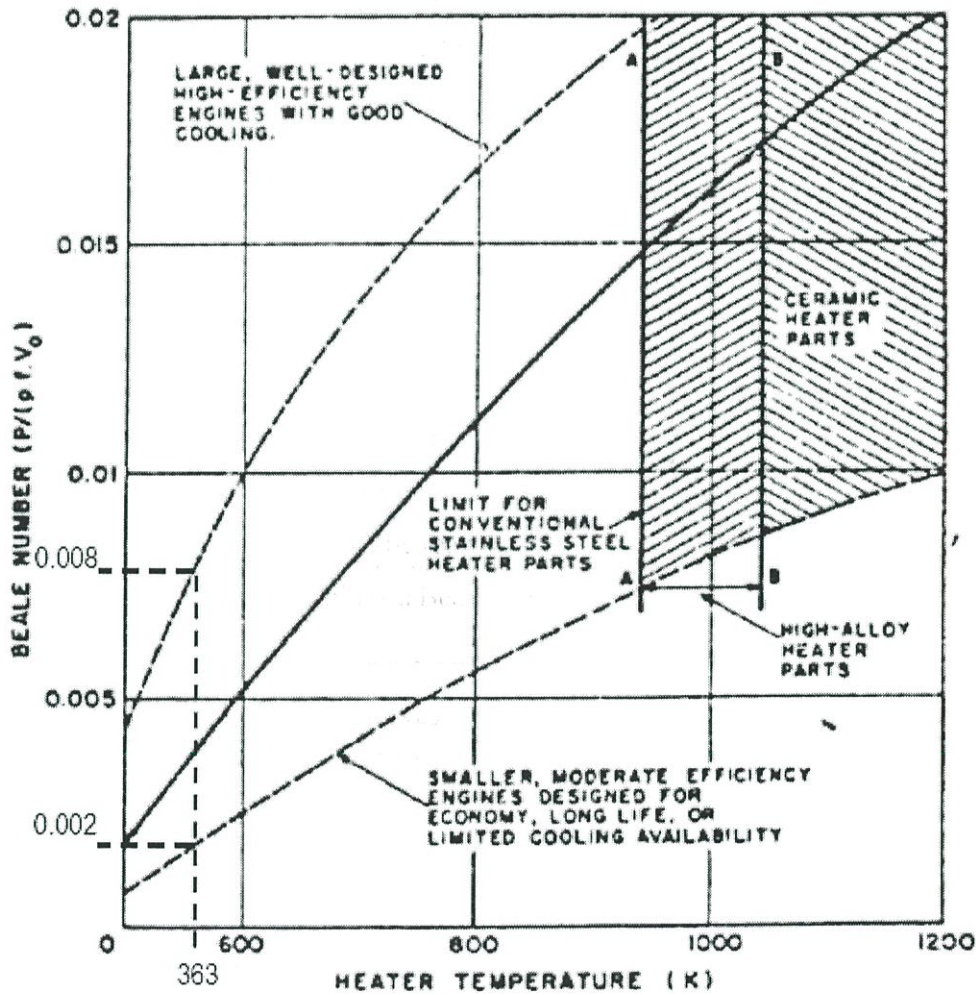


Figure 2: Graph of Beale number vs. heater temperature for a range of engines [2]

At this point, Equation 2 can be rearranged and solved to find an estimate of the expansion space volume needed to reach the target power output based on the Beale number. Choosing an average Beale number of 0.005 and solving for a nominal output of 500 W:

$$V_e = \frac{P_o}{B_n pf} = \frac{500}{0.005 \times 10 \times 2} = 5000 \text{ cm}^3 = 5 \text{ l}$$

Which means the piston must sweep about 5 litres of volume. From Equation 1 the volume ratio VR can be calculated and this will then give an indication of the size of displacer chamber needed.

$$V_R = \left(1 + \frac{\Delta T}{1100}\right) = \left(1 + \frac{70}{1100}\right) = 1.06$$

And

$$V_R = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_c + V_e}{V_c}$$

Therefore

$$V_c = \frac{V_e}{V_R - 1} = \frac{5000}{0.06} = 83,000 = 83 \text{ l}$$

So for a maximum expected temperature difference of 70°C the volume of the displacer chamber (the compression space) should be about 83 litres. The volume of the compression space is fixed once chosen, and since the engine also should run on temperatures less than 70°C, a value of around 130 litres is more appropriate. This allows the engine to run ideally on temperature differences of around 40-50°C, and if the stroke is reduced (thus reducing both VR and V_e) then the temperature difference should be able to drop to around 20°C while still maintaining a close to optimal volume ratio. This does leave the engine somewhat short on compression towards the higher end of its operating temperature range, however in the interests of researching a low temperature differential engine it was considered more beneficial to skew the design in this direction and investigate lower temperature differential operating limits.

After examining available sizes in steam pipes and other available pipes in large diameters it was found the biggest readily available diameter size was a nominal bore of 800 mm (813 od x 10.0 wt). This spiral pipe was chosen for use as displacer chamber, giving an internal diameter d_c of 793 mm. To calculate the required length L_c of the displacer chamber for a swept volume V_c of 130 litres:

$$V_c = \frac{1}{3} \pi \left(\frac{d_c}{2}\right)^2 L_c \quad (3)$$

Therefore

$$L_c = \frac{3V_c}{\pi \left(\frac{d_c}{2} \right)^2} = \frac{3 \times 0.13}{\pi \left(\frac{0.793}{2} \right)^2} = 0.79 \text{ m} \approx 800 \text{ mm}$$

Hence a value of 800 mm was used for the length of the displacer chamber. Note the factor of three used in the equation is because the displacer and heat exchangers take up a third of the volume each, leaving one third of the remaining volume as swept volume.

The cylinder in which the power piston resides needs to be a honed tube, i.e. perfectly round and smooth inside. Available sizes of honed tube are somewhat limited, with 228 mm being the largest readily available size. A cylinder of this diameter has a cross-sectional area of 0.0408 m², meaning a stroke of only 122 mm is needed to obtain the desired expansion space volume of 5 litres. It was decided to use a maximum possible stroke length of 150 mm to allow some room for adjustment on either side. This would allow the use of higher temperatures through a higher volume ratio.

A stroke length of 150 mm dictates the length of the cylinder (stroke length + height of piston) and the size of the chamber in which the crankshaft resides. This chamber is also made of steam pipe similar to the displacer chamber. A pipe with a nominal bore of 450 mm was chosen for this as it provides adequate clearance for the crank.

Reference:

1. **Kolin, Ivo.** *Stirling Motor - History, Theory, Practice.* Dubrovnik : Zagreb University Publications, Ltd., 1991.
2. **Martini, W. R.** *Stirling Engine Design Manual.* Richland : Martini Engineering, 1983.

Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator

Bancha Kongtragool, Somchai Wongwises*

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 Suksawas 48, Bangmod, Bangkok 10140, Thailand

Abstract

This paper provides a theoretical investigation on the thermodynamic analysis of a Stirling engine. An isothermal model is developed for an imperfect regeneration Stirling engine with dead volumes of hot space, cold space and regenerator that the regenerator effective temperature is an arithmetic mean of the heater and cooler temperature. Numerical simulation is performed and the effects of the regenerator effectiveness and dead volumes are studied. Results from this study indicate that the engine net work is affected by only the dead volumes while the heat input and engine efficiency are affected by both the regenerator effectiveness and dead volumes. The engine net work decreases with increasing dead volume. The heat input increases with increasing dead volume and decreasing regenerator effectiveness. The engine efficiency decreases with increasing dead volume and decreasing regenerator effectiveness.

© 2005 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Keywords: Stirling engine; Hot-air engine; Regenerative heat engine

* Corresponding author. Tel.: +662 470 9115; fax: +662 470 9111.

E-mail address: somchai.won@kmutt.ac.th (S. Wongwises).

Nomenclature

C_V	specific heat at constant volume (J/kg K)
e	regenerator effectiveness
E_S	Stirling engine thermal efficiency
K	factor defined by Eq. (9)
k	specific heat ratio
k_{SH}	V_{SH}/V_S is hot space dead volume ratio
k_{SR}	V_{SR}/V_S is regenerator dead volume ratio
k_{SC}	V_{SC}/V_S is cold space dead volume ratio
k_{SDP}	$V_S/(V_D + V_P)$ is total dead volume to total volume ratio
k_{ST}	V_S/V_1 is total dead volume to total volume ratio
m	total working fluid mass contained in the engine (kg)
p	absolute pressure (N/m ²)
p_m	cycle mean effective pressure (N/m ²)
Q_{in}	total heat added from an external source to the cycle (J)
Q_{out}	total heat rejected from the cycle to an external sink (J)
R	gas constant (J/kg K)
T_3	working fluid temperature in the hot space (K)
$T_{3'}$	working fluid temperature at regenerator outlet (K)
T_1	working fluid temperature in the cold space (K)
$T_{1'}$	working fluid temperature at regenerator inlet (K)
T_R	effective working fluid temperature in regenerator dead space (K)
T_C	cooler temperature (K)
T_H	heater temperature (K)
V_{SH}	hot-space dead volume (m ³)
V_{SR}	regenerator dead volume m ³
V_{SC}	cold-space dead volume (m ³)
V_S	total dead volume (m ³)
V_D	displacer swept volume (m ³)
V_P	power piston swept volume (m ³)
W_{net}	engine network (J)

1. Introduction

The Stirling engine is a simple type of external-combustion engine that uses a compressible fluid as a working fluid. The Stirling engine can theoretically be a very efficient engine to convert heat into mechanical work at Carnot efficiency. The thermal limit for the operation of a Stirling engine depends on the material used for its construction. In most instances, the engines operate with a heater and cooler temperature of 923 and 338 K, respectively [1]. Engine efficiency ranges from about 30 to 40% resulting from a typical temperature range of 923–1073 K, and normal operating speed range from 2000 to 4000 rpm [2].

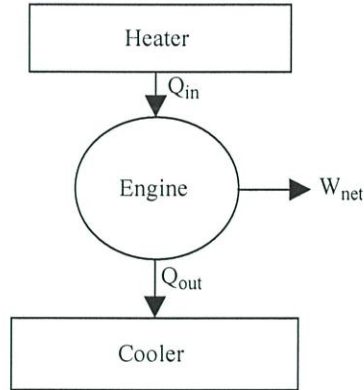


Fig. 1. Schematic diagram.

Fig. 1 shows a simplified schematic diagram of an imperfect-regeneration Stirling engine. The $p-v$ diagram for the Stirling cycle with imperfect regeneration is shown in Fig. 2. For an ideal regeneration, the total heat rejected during process 4-1 is absorbed by a perfect regenerator and released to the working fluid during process 2-3 since in the ideal regeneration an infinite heat-transfer area or an infinite regeneration time is needed.

For an imperfect regenerator, the working fluid temperature at the regenerator outlet and inlet will be $T_{3'}$ and $T_{1'}$, respectively. An external heat input and output is required to increase $T_{3'}$ to T_3 and decrease $T_{1'}$ to T_1 [1]. Although regenerator effectiveness values of 95, 98–99, and 99.09% have been reported [3–7], engine developers who do not have efficient-regenerator technology in hand should take into account the regenerator effectiveness, and then an analysis with imperfect regeneration should be made.

Dead volume is defined as the total void volume in a Stirling engine. In general, the dead volume is referred to as the volume of working fluid contained in the total dead space in the engine, including the regenerator and transfer port. It is evidenced that a real Stirling

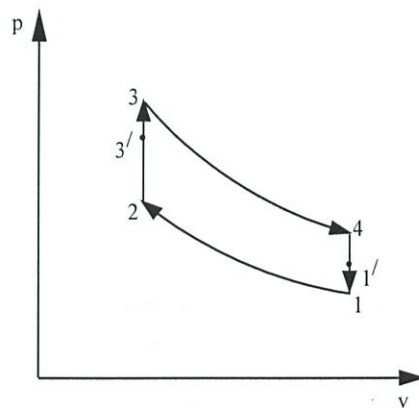


Fig. 2. $p-v$ Diagram.

engine must have some unavoidable dead volume. In normal Stirling engine design practice, the total dead volume is approximately 58% of the total volume [8].

Although many researchers have analyzed Stirling engines, there still remains room for further development. Investigation on Stirling engine analysis [9] shows that almost all literature deals with ideal regeneration and zero dead volume. The imperfect regeneration Stirling engine including dead volumes has received comparatively little attention in literature and should be studied in more detail.

The Stirling engine including dead volume can be analyzed by the Schmidt technique [10]. However, ideal regeneration is assumed in the Schmidt analysis [1,11]. For Stirling engines with large dead volumes, having the correct working fluid temperature in the regenerator is important. The effective temperature of the working fluid contained in the regenerator dead space can be calculated by separating the dead volume into two [8,11], one half is at T_3' and the other half is at T_1' . The regenerator effective temperature in another ways is the arithmetic mean [1,8,11] and the log mean temperatures [8,11] of working fluid at the outlet and inlet of regenerator.

Martini [8] used the log-mean regenerator effective temperature in the analysis of a Stirling engine with dead volume. The log-mean regenerator effective temperature was found to be infinite at 50% regenerator effectiveness, since T_3' equals T_1' . Therefore, the log-mean regenerator effective temperature should not be used with variable regenerator effectiveness. However, the definition of the regenerator effectiveness used by Martini [8] is different from the definition commonly used by others [1,11]. The arithmetic-mean regenerator effective temperature should give good approximation [11].

The objective of this article is to analyze an imperfect regeneration Stirling engine with dead volume, based on classical thermodynamics. The analysis is in a general form that takes into account both the regenerator effectiveness and the dead volume. The results obtained in this article will provide a generalized guideline for the analysis of a Stirling engine with imperfect regeneration and dead volume.

2. Stirling cycle analysis

2.1. Dead volumes

Assume that the hot space, regenerator and cold space dead volumes, in m^3 , are respectively V_{SH} , V_{SR} and V_{SC} , then, the total dead volume is

$$V_S = V_{SH} + V_{SR} + V_{SC} = (k_{SH} + k_{SR} + k_{SC})V_S \quad (1)$$

where $k_{SH} = V_{SH}/V_S$ is the hot space dead volume ratio, $k_{SR} = V_{SR}/V_S$ is the regenerator dead volume ratio and $k_{SC} = V_{SC}/V_S$ is the cold space dead volume ratio.

Let the total dead volume to total volume ratio be represented as $k_{ST} = V_S/V_1$, then the total dead volume can be expressed in terms of total volume as

$$V_S = k_{ST}V_1 = k_{ST}(V_S + V_D + V_P) \quad (2)$$

where V_D and V_P are the displacer and power piston swept volumes in m^3 , respectively. The dead volume is more conveniently expressed in terms of the total swept volume as:

$$V_S = k_{SDP}(V_D + V_P) \quad (3)$$

Therefore, the dead volume to the total volume ratio, and the dead volume to the total swept volume ratio are related by:

$$k_{ST} = k_{SDP}/(1 + k_{SDP}) \text{ or } k_{SDP} = k_{ST}/(1 - k_{ST}) \quad (4)$$

2.2. Imperfect regenerator

The regenerator effectiveness, e , of an imperfect regenerator is defined as [1,8,9]:

$$e = (T_{3'} - T_1)/(T_3 - T_1) \quad (5)$$

The value of e is 1 for 100% effectiveness or ideal regeneration and e is 0 for 0% effectiveness or no regeneration. The working fluid temperature at the regenerator outlet can be expressed in terms of the regenerator effectiveness as:

$$T_{3'} = T_1 + e(T_3 - T_1) \quad (5a)$$

For a regenerator having equal effectiveness in heating and cooling, $Q_{2-3'} = Q_{4-1'}$, the working fluid temperature at the regenerator inlet is:

$$T_{1'} = T_3 + e(T_1 - T_3) = T_3 - e(T_3 - T_1) \quad (6)$$

For the Stirling engines with large dead volumes, having the correct working fluid temperature for the regenerator is important. The effective temperature of the working fluid contained in the regenerator dead space can be determined using the arithmetic mean [1,8,11]:

$$T_R = (T_{3'} + T_{1'})/2 \quad (7)$$

Substitute Eqs. (5a) and (6) into Eq. (7) gives:

$$T_R = (T_3 + T_1)/2 \quad (7a)$$

It can be seen that by using the arithmetic mean the regenerator effective temperature is not dependent on the regenerator effectiveness.

2.3. Equation of state

Assume that the hot space and cold space volumes are, respectively, V_H and V_C and that the working fluid temperatures in the hot space, regenerator, and cold space are, respectively, T_3 , T_R and T_1 . The equation of state for the isothermal compression process 1-2 with dead volumes V_{SH} , V_{SR} and V_{SC} is [8]

$$p = mR/(V_H/T_3 + V_{SH}/T_3 + V_{SR}/T_R + V_{SC}/T_1 + V_C/T_1) = mR/(V_H/T_3 + K + V_C/T_1) \quad (8)$$

where

$$K = V_{SH}/T_3 + V_{SR}/T_R + V_{SC}/T_1 \quad (9)$$

and m is the total working fluid mass contained in the engine in kg. Substitute Eqs. (1) and (7a) into Eq. (9) gives:

$$K = \left(\frac{k_{SH}}{T_3} + \frac{2k_{SR}}{T_3 + T_1} + \frac{k_{SC}}{T_1} \right) V_S \quad (9a)$$

It is clear that, for a given hot-side and cold-side working fluid temperature, the factor K in general is a function of the dead volumes.

2.4. Isothermal compression process

In the compression process, the cold-side working fluid is compressed from $V_{C1} = V_D + V_P$ to $V_{C2} = V_D$. The hot-space working fluid swept volume, V_H , is 0 throughout this process. Then the heat rejected during the isothermal compression process 1-2 is:

$$\begin{aligned} Q_{1-2} = W_{1-2} &= \int_{V_{C1}}^{V_{C2}} p \, dV_C = mRT_1 \int_{V_{C1}}^{V_{C2}} dV_C / (V_C + KT_1) \\ &= mRT_1 \ln[(V_{C2} + KT_1)/(V_{C1} + KT_1)] \\ &= mRT_1 \ln[(V_D + KT_1)/(V_D + V_P + KT_1)] \end{aligned} \quad (10)$$

It should be noted that the compression work depends only on the factor K , which is a function of the dead volumes.

2.5. Isochoric heating process

In principle, the heat added during the isochoric heating process 2-3 is:

$$Q_{2-3} = mC_V(T_3 - T_2) = mC_V(T_3 - T_1) \quad (11)$$

where C_V is the specific heat at constant volume in J/kg K, and is assumed to be constant. Without regeneration, this amount of heat is added by an external source and for ideal regeneration this amount of heat is released from an ideal regenerator.

The regeneration heat released from an imperfect regenerator during this process is:

$$Q_{2-3'} = mC_V(T_{3'} - T_2) = emC_V(T_3 - T_1) \quad (12)$$

Heat added from an external source during process 3'-3 is:

$$Q_{3-3'} = mC_V(T_3 - T_{3'}) = (1 - e)mC_V(T_3 - T_1) \quad (13)$$

It can be seen that the heat input to this process depends on the regenerator effectiveness only.

2.6. Isothermal expansion process

In the expansion process, the hot-side working fluid volume changes from $V_{H3} = V_D$ to $V_{H4} = V_D + V_P$. The cold-space working fluid swept volume, V_C , is 0 throughout this process. The heat added to the cycle during the isothermal expansion process 3-4 is:

$$\begin{aligned} Q_{3-4} &= W_{3-4} = m \int_{V_{H3}}^{V_{H4}} p \, dV_H = mRT_3 \int_{V_{H3}}^{V_{H4}} dV_H / (V_H + KT_3) \\ &= mRT_3 \ln[(V_{H4} + KT_3)/(V_{H3} + KT_3)] \\ &= mRT_3 \ln[(V_D + V_P + KT_3)/(V_D + KT_3)] \end{aligned} \quad (14)$$

It is evidenced that the expansion work is dependent on the dead volumes.

2.7. Isochoric cooling process

The heat rejected during the isochoric cooling process 4-1 is:

$$Q_{4-1} = mC_V(T_1 - T_4) = -mC_V(T_3 - T_1) \quad (15)$$

Without regeneration, this amount of heat is rejected to an external sink and for ideal regeneration, an ideal regenerator absorbs this amount of heat.

For an imperfect regeneration, the heat absorbed by a regenerator is:

$$Q_{4-1'} = mC_V(T_{1'} - T_4) = -emC_V(T_3 - T_1) \quad (16)$$

The heat rejected to an external sink during process 1'-1 is:

$$Q_{1-1'} = mC_V(T_1 - T_{1'}) = -(1 - e)mC_V(T_3 - T_1) \quad (17)$$

It can be seen that the heat transfer in the cooling process depends only on the regenerator effectiveness.

2.8. Total heat added

For an imperfect regeneration, the total heat added from an external source to the cycle is:

$$Q_{in} = Q_{3-3'} + Q_{3-4} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} Q_{in} &= mC_V\{(T_3 - T_{3'}) + (k - 1)T_3 \ln[(V_{H4} + KT_3)/(V_{H3} + KT_3)]\} \\ &= mC_V\{(1 - e)(T_3 - T_1) + (k - 1)T_3 \ln[(V_D + V_P + KT_3)/(V_D + KT_3)]\} \end{aligned} \quad (18a)$$

where k is the specific heat ratio. Therefore, the heat input to the engine depends on both the regenerator effectiveness and dead volumes.

Without regeneration, the total heat added from an external source is:

$$Q_{in} = Q_{2-3} + Q_{3-4} \quad (19)$$

However, for an ideal regeneration, the total heat added from an external source will be:

$$Q_{in} = Q_{3-4} \quad (20)$$

2.9. Total heat rejected

For an imperfect regeneration, the total heat rejected from the cycle to an external sink is:

$$Q_{out} = Q_{1-1'} + Q_{1-2} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} Q_{out} &= -mC_V\{(T_1 - T_{1'}) + (k - 1)T_1 \ln[(V_{C1} + KT_1)/(V_{C2} + KT_1)]\} \\ &= -mC_V\{(1 - e)(T_3 - T_1) + (k - 1)T_1 \ln[(V_D + V_P + KT_1)/(V_D + KT_1)]\} \end{aligned} \quad (21a)$$

The heat rejected from the engine also depends on both the dead volumes and regenerator effectiveness.

Without regeneration, the total heat rejected to an external sink is:

$$Q_{out} = Q_{4-1} + Q_{1-2} \quad (22)$$

For an ideal regeneration, the total heat rejected to an external sink can be only:

$$Q_{out} = Q_{1-2} \quad (23)$$

It is evidenced that the amounts of heat added to the cycle and rejected from the cycle are dependent on the regeneration heating and cooling.

2.10. Net work

The surplus energy of the two isothermal processes 1-2 and 3-4 is converted into useful mechanical work. The net work for an imperfect-regeneration engine with dead volumes can be determined from:

$$\begin{aligned} W_{net} &= \sum Q = Q_{in} - Q_{out} = Q_{3-3'} + Q_{3-4} + Q_{1-1'} + Q_{1-2} = Q_{3-4} + Q_{1-2} \\ &= mR\{T_3 \ln[(V_{H4} + KT_3)/(V_{H3} + KT_3)] - T_1 \ln[(V_{C1} + KT_1)/(V_{C2} + KT_1)]\} \end{aligned} \quad (24)$$

Note that $V_{H4} = V_{C1} = V_D + V_P = V_1$ and $V_{H3} = V_{C2} = V_D = V_2$, therefore:

$$W_{net} = mR\{T_3 \ln[(V_D + V_P + KT_3)/(V_D + KT_3)] - T_1 \ln[(V_D + V_P + KT_1)/(V_D + KT_1)]\} \quad (24a)$$

It is evidenced that the cycle net work depends on the dead volumes.

In a case of zero dead volume, the cycle net work is:

$$W_{net} = mR \ln(V_1/V_2)(T_3 - T_1) \quad (25)$$

Eq. (25) can be found in many textbooks on thermodynamics. It should be noted that in the case of zero dead volume, the cycle net work is not dependent on the regenerator effectiveness.

2.11. Mean effective pressure

The engine net work can be determined from the cycle mean effective pressure, p_m , and total volume changed, $V_{H4} - V_{H3} = V_{C1} - V_{C2} = V_1 - V_2 = V_P$:

$$W_{\text{net}} = p_m V_P \quad (26)$$

Equate Eq. (26) to Eq. (24a), then:

$$p_m = (mR/V_P)\{T_3 \ln[(V_D + V_P + KT_3)/(V_D + KT_3)] - T_1 \ln[(V_D + V_P + KT_1)/(V_D + KT_1)]\} \quad (27)$$

It should be noted that the mean effective pressure depends on the dead volumes. For zero dead volume, by using the perfect gas law and noting that $T_1 = T_2$ and $V_2 = V_3$:

$$p_m = [(p_3 - p_2)V_3/(V_1 - V_2)]\ln(V_1/V_2) = [(p_3 - p_2)/(V_1/V_2 - 1)]\ln(V_1/V_2) \quad (28)$$

2.12. Thermal efficiency

The Stirling engine thermal efficiency can be determined from:

$$E_S = W_{\text{net}}/Q_{\text{in}} \quad (29)$$

$$E_S = \{T_3 \ln[(V_D + V_P + KT_3)/(V_D + KT_3)] - T_1 \ln[(V_D + V_P + KT_1)/(V_D + KT_1)]\} / \{T_3 \ln[(V_D + V_P + KT_3)/(V_D + KT_3)] + (T_3 - T_1)(1 - e)/(k - 1)\} \quad (29a)$$

It can be seen that the Stirling engine efficiency also depends on both the regenerator effectiveness and dead volume.

In the case of zero dead volume, Eq. (29a) will be reduced to:

$$E_S = (T_3 - T_1)/[T_3 + (T_3 - T_1)/(k - 1)\ln(V_1/V_2)] \quad (30)$$

Even when the different notation is used as in Eq. (30), the results are the same as in former works approached by classical thermodynamics [8,11,12] and finite-time thermodynamics [13]. Without regeneration, $e=0$, which is the worst case of Stirling cycle efficiency, the thermal efficiency is:

$$E_S = (T_3 - T_1)/[T_3 + (T_3 - T_1)/(k - 1)\ln(V_1/V_2)] \quad (31)$$

For an ideal regeneration, $e=1$, which is the best case of Stirling cycle efficiency, the thermal efficiency is:

$$E_S = (T_3 - T_1)/T_3 \quad (32)$$

This is the Carnot efficiency of an engine operating at the source and sink temperature of T_3 and T_1 , respectively.

It is evidenced that, in theory, the Stirling engine can be a very efficient device for converting heat into mechanical work requiring high-temperature difference. The efficiency of the Stirling cycle with ideal regeneration and zero dead volume equals that of the Carnot cycle, the most efficient of all ideal thermodynamic cycles. However, different from the Carnot cycle, the Stirling-cycle engine is a practical engine that can actually be used to produce useful work.

3. Solution method

In order to examine the effect of dead volume on engine performance, the equations for engine performance should be expressed in terms of the regenerator effectiveness and dead volumes. A non-pressurized air engine, with a conventional compression ratio of $CR = V_D/V_P = 1.5$, is used to as a numerical example. The initial principal engine design parameters given are:

- Hot space temperature $T_3 = 923$ K
- Cold space temperature $T_1 = 338$ K
- Power piston swept volume $V_P = 50,000$ cc
- Displacer swept volume $V_D = 1.5$, $V_P = 75,000$ cc
- Hot-space dead volume ratio $k_{SH} = 0.2$
- Regenerator dead volume ratio $k_{SR} = 0.6$
- Cold-space dead volume ratio $k_{SC} = 0.2$

Computation procedure for an imperfect regeneration Stirling engine with a given regenerator effectiveness and total dead volume can be described as follows:

- (1) From Eq. (7a), for the working fluid temperature maintained at $T_3 = 923$ K and $T_1 = 338$ K, the effective regenerator temperature is:

$$T_R = (T_3 + T_1)/2 = 630.5 \text{ K}$$

- (2) Working cylinder volumes are:

$$V_{C1} = V_{H4} = V_D + V_P = 75,000 + 50,000 = 125,000 \text{ cc} = 0.125 \text{ m}^3$$

$$V_{C2} = V_{H3} = V_D = 75,000 \text{ cc} = 0.075 \text{ m}^3$$

From Eq. (4), dead volume to total swept volume ratio is

$$k_{SDP} = V_S/(V_D + V_P) = V_S/(0.125) \quad (33)$$

and dead volume to total volume is:

$$k_{ST} = k_{SDP}/(1 + k_{SDP}) = [V_S/(0.125)]/[1 + V_S/(0.125)] \quad (34)$$

From Eq. (1), dead volumes in hot space, regenerator and cold space are:

$$V_{SH} + V_{SR} + V_{SC} = (k_{SH} + k_{SR} + k_{SC})V_S = (0.2 + 0.6 + 0.2)V_S \text{ m}^3 \quad (35)$$

(3) From Eq. (9), the factor K is:

$$\begin{aligned} K &= \left(\frac{k_{SH}}{T_3} + \frac{k_{SR}}{T_R} + \frac{k_{SC}}{T_1} \right) V_S \\ &= [0.2/923 + (0.6)/630.5 + 0.2/338]V_S \text{ m}^3/\text{K} = 1.76 \times 10^{-3} V_S \text{ m}^3/\text{K} \end{aligned} \quad (36)$$

The products of factor K and heater and cooler temperature are:

$$KT_1 = 338\{1.76 \times 10^{-3}\}V_S \text{ m}^3 = 0.5948V_S \text{ m}^3 \quad (37)$$

$$KT_3 = 923\{1.76 \times 10^{-3}\}V_S \text{ m}^3 = 1.6245V_S \text{ m}^3 \quad (38)$$

(4) In the isothermal compression process 1-2, the power piston compresses the working fluid from State 1, $p_1 = 1.013 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ and $V_{C1} = 0.125 \text{ m}^3$, to State 2, $V_{C2} = 0.075 \text{ m}^3$. At State 1, as the total working fluid is contained only in cold space and dead space, the mass of the working fluid at State 1 is then calculated from Eq. (8):

$$\begin{aligned} m &= (p/R)(V_H/T_3 + K + V_C/T_1) = [(1.013 \times 10^5)/(287)](0 + 1.76 \times 10^{-3} V_S \\ &\quad + 0.125/338) \text{ kg} = 352.9617(1.76 \times 10^{-3} V_S + 369.823 \times 10^{-6}) \text{ kg} \\ &= 0.1305 + 0.6212V_S \text{ kg} \end{aligned} \quad (39)$$

(5) From Eq. (10), the compression work 1-2 is:

$$\begin{aligned} W_{1-2} &= mRT_1 \ln[(V_D + KT_1)/(V_D + V_P + KT_1)] = (0.1305 \\ &\quad + 0.6212V_S)(287)(338) \ln[(0.075 + 0.5948V_S)/(0.125 + 0.5948V_S)] \text{ J} \end{aligned} \quad (40)$$

(6) From Eq. (14), the expansion work 3-4 is:

$$\begin{aligned} W_{3-4} &= Q_{3-4} = mRT_3 \ln[(V_D + V_P + KT_3)/(V_D + KT_3)] = (0.1305 \\ &\quad + 0.6212V_S)(287)(923) \ln[(0.125 + 1.6245V_S)/(0.075 + 1.6245V_S)] \text{ J} \end{aligned} \quad (41)$$

(7) From Eq. (13), the heat added from an external source during process 3'-3 is:

$$\begin{aligned} Q_{3-3'} &= (1 - e)mC_V(T_3 - T_1) \\ &= (1 - e)(0.1305 + 0.6212 V_S)(718)(585) \text{ J} \\ &= (1 - e)(420, 030)(0.1305 + 0.6121 V_S) \text{ J} \end{aligned} \quad (42)$$

Since the engine network and mean effective pressure have the same characteristics, then only the engine network is studied. The compression work 1-2, the expansion work 3-4, and heat added from an external source during process 3'-3 can be determined by substituting a given regenerator effectiveness and total dead volume into Eqs. (36)–(42). After that, the cycle network, total heat input from an external heat source, and thermal efficiency can be determined from Eqs. (24), (18) and (29), respectively.

4. Results and discussion

Effects of dead volume and regenerator effectiveness on the compression work, expansion work, engine net work, total heat input, and thermal efficiency at various total dead volume ratios ($k_{ST}=0, 0.2, 0.3333, 0.5, 0.6, 0.6667$ or $k_{SDP}=0, 0.25, 0.5, 1, 1.5, 2$) and various regenerator effectiveness values ($e=0, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1$) are shown in Figs. 3–6. In these figures, the engine performances are shown in dimensionless form. The additional subscript * represents the condition at zero dead volume and 100% regenerator effectiveness.

Fig. 3 shows the relationship between working fluid mass and total dead volume ratio. Since the arithmetic-mean regenerator effective temperature is not affected by the regenerator effectiveness, then the working fluid mass depends only on dead volume. It can be seen from this figure that the working fluid mass increases with increasing dead volume.

Fig. 4 shows the variations of compression work, expansion work, and engine net work with total dead volume ratio. The characteristics of these curves are similar and independent of the regenerator effectiveness. The compression work, expansion work, and engine network decrease with increasing dead volume. An engine with a large dead

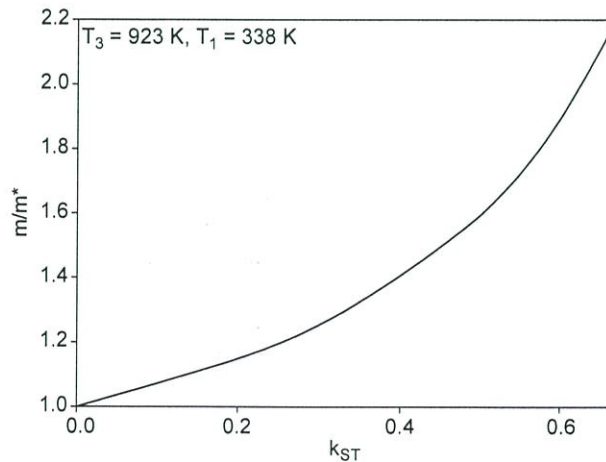


Fig. 3. Working fluid mass against total dead volume ratio.

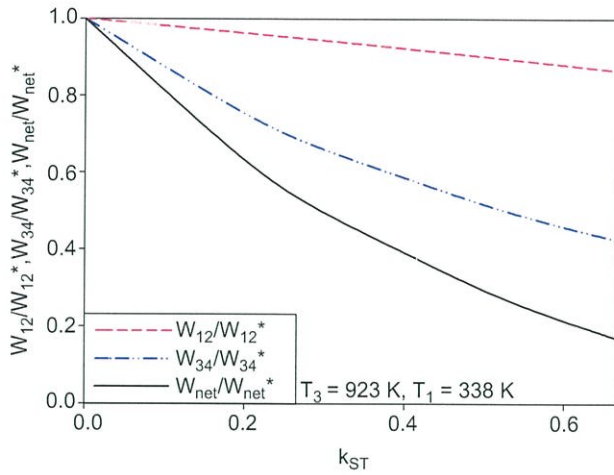


Fig. 4. Compression work, expansion work, and net work against total dead volume ratio.

volume requires a small amount of compression work and gives a small amount of expansion work. Even in the case of an engine of large dead volume, a small amount of engine network can be produced. An engine with a smaller dead volume gives more engine network than an engine with a larger dead volume.

Fig. 5 shows the variations of the total heat input with total dead volume ratio and regenerator effectiveness. The total heat input is the sum of the expansion work and the external heat input. For a perfect regenerator, the external heat input and output is not required and the total heat input decreases with increasing dead volume. An imperfect regenerator requires external heat input, however, the total heat input is likely to increase with increasing dead volume and decreasing regenerator effectiveness. For low

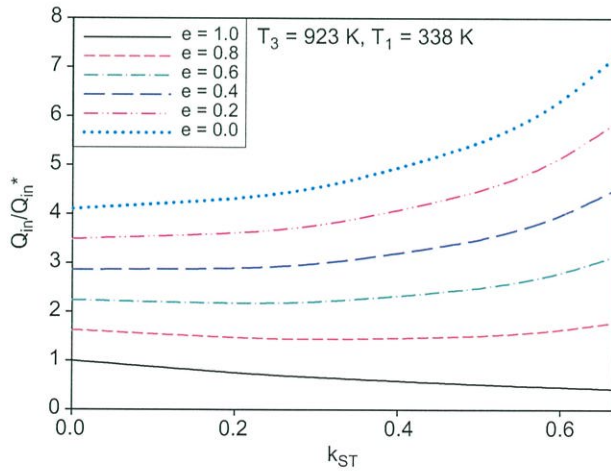


Fig. 5. Total heat input against total dead volume ratio.

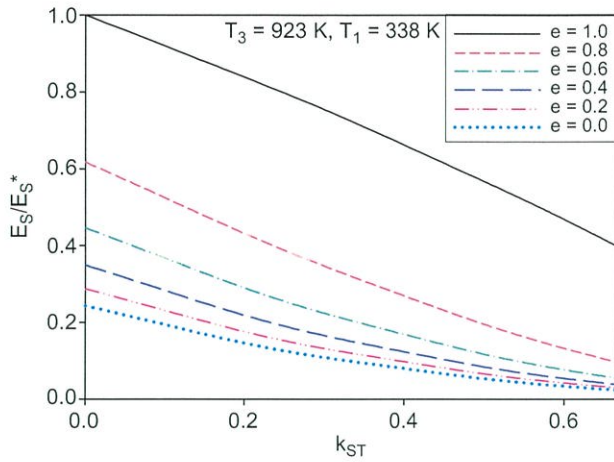


Fig. 6. Thermal efficiency against total dead volume ratio.

regenerator effectiveness values, the total heat input sharply increases with increasing dead volume. An engine with lower regenerator effectiveness requires more total heat input than that with a higher one. An engine with a large dead volume requires a large amount of total heat input.

Effects of dead volume and regenerator effectiveness on thermal efficiency are shown in Fig. 6. The thermal efficiency increases with increasing regenerator effectiveness and decreasing dead volume. An engine with an efficient regenerator and small dead volume will give a high efficiency. It should be noted that a low thermal efficiency can be obtained from a Stirling engine even when it has no regenerator and has a large dead volume.

5. Conclusions

The thermodynamic analysis for an imperfect regeneration Stirling engine with dead volumes is presented in this article. This study shows that an imperfect regeneration Stirling engine with dead volumes and an arithmetic-mean regenerator effective temperature can be analyzed by using basic classical thermodynamics. The analysis presented provides a more generalized and more realistic analytical method for Stirling engine performance evaluation and improvement.

Results from this study indicate that, for an imperfect regeneration Stirling engine with dead volumes and an arithmetic-mean regenerator effective temperature, elements of the engine performance are affected only by the dead volume and others are affected by both the dead volume and the regenerator effectiveness. From this study, we can conclude that:

- (1) For a Stirling engine with a given dead volume, an inefficient regenerator will not affect the engine network if the regenerator effective temperature is an arithmetic

mean of the heater and the cooler temperature. However, an engine with an inefficient regenerator needs more heat input and better cooling than an efficient one.

- (2) The dead volume will decrease both the engine network and the thermal efficiency and will increase both the external heat input and output. However, a real engine must have some unavoidable dead volume.
- (3) A small amount of engine network can be produced even when the engine has a large dead volume.
- (4) To attain high efficiency, a good regenerator is needed. However, the Stirling engine is able to attain a low efficiency without a regenerator.

Acknowledgements

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

References

- [1] Walker G. Stirling engines. Oxford: Clarendon Press; 1980 p. 24–5, see also pages 50, 52, 73.
- [2] Stine WB. Stirling engines. In: Kreith F, editor. The CRC handbook of mechanical engineers. Boca Raton: CRC Press; 1998. p. 8–67 see also pages 8–76.
- [3] 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.
- [4] Blank DA, Wu C. Power potential of a terrestrial solar-radiant Stirling heat engine. *Int J Ambient Energy* 1994;15(3):131–9.
- [5] Blank DA, Wu C. Power optimization of an extra-terrestrial, solar-radiant Stirling heat engine. *Energy* 1995;20(6):523–30.
- [6] Blank DA. Universal power optimized work for reciprocating internally reversible Stirling-like heat engine cycles with regeneration and linear external heat transfer. *J Appl Phys* 1998;84(5):2385–92.
- [7] Blank DA, Wu C. Finite-time power limit for solar-radiant Ericsson engines in space applications. *Appl Therm Eng* 1998;18:1347–57.
- [8] Martini WR. Stirling engine design manual, report no. NASA CR-135382. In: M.J. Collie, editor. Stirling engine design and feasibility for automotive use. New Jersey: Noyes data corp.; 1979. p. 60 see also pages 64, 67, 70, 77.
- [9] Kongtragool B, Wongwises S. A review of solar powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renew Sust Energy Rev* 2003;7:131–54.
- [10] Schmidt G. Theorie der Lehmannschen calorischen maschine. *Zeit Des Vereines deutsch Ing* 1871;15:1–12 see also pages 97–112.
- [11] Reader GT, Hooper C. Stirling engines. London: Cambridge University Press; 1983 p. 172–73, see also pages 369–71, 390.
- [12] Howell JR, Bannerot RB. Optimum solar collector operation for maximizing cycle work output. *Solar Energy* 1977;19:149–53.
- [13] Wu F, Chen L, Wu C, Sun F. Optimum performance of irreversible Stirling engine with imperfect regeneration. *Energy Convers Manage* 1998;39:727–32.