ผลกระทบของอัตราส่วนการอัดที่มีต่อสมรรถนะและมลพิษ
ของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนระบบหัวฉีดแบบอิเล็กทรอนิกส์ที่ใช้
แก๊สโซฮอล์ E85 เป็นเชื้อเพลิง

EFFECTS OF COMPRESSION RATIO ON PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSION OF EFI GASOLINE ENGINE FUELED WITH E85-GASOHOL

ประพนธ์ ชูประเสริฐ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
ปีการศึกษา 2557

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

ผลกระทบของอัตราส่วนการอัดที่มีต่อสมรรถนะและมลพิษ
ของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนระบบหัวฉีดแบบอิเล็กทรอนิกส์ที่ใช้
แก๊สโซฮอล์ E85 เป็นเชื้อเพลิง

ประพนธ์ ชูประเสริฐ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
ปีการศึกษา 2557

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์	ผลกระทบของอัตราส่วนการอัดที่มีต่อสมรรถนะและมลพิษของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนระบบหัวฉีดแบบอิเล็คทรอนิกส์ที่ใช้แก๊สโซฮอล์ E85 เป็นเชื้อเพลิง Effects of Compression Ratio on Performance and Exhaust Emission off EFI Gasoline Engine fueled with E85-Gasohol
ชื่อ - นามสกุล	นายประพนธ์ ชูประเสริฐ
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	ผู้ช่วยศาสตราจารย์บุญย์ฤทธิ์ ประสาทแก้ว, D.Eng.
ปีการศึกษา	2557

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.... ประธานกรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์เทอดเกียรติ ลิมปิทีปราการ, Ph.D.)

.... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์วสันต์ ศรีเมือง, ปร.ด.)

.... กรรมการ
(อาจารย์สโรชา เจริญวัย, ปร.ด.)

.... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์บุญย์ฤทธิ์ ประสาทแก้ว, D.Eng.)

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี อนุมัติวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญามหาบัณฑิต

....คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ศิวกร อ่างทอง, Ph.D.)
วันที่ 7 เดือน มกราคม พ.ศ. 2558

หัวข้อวิทยานิพนธ์	ผลกระทบของอัตราส่วนการอัดที่มีต่อสมรรถนะและมลพิษของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนระบบหัวฉีดแบบอิเล็คทรอนิกส์ที่ใช้แก๊สโซฮอล์ E85 เป็นเชื้อเพลิง
นักศึกษา	นายประพนธ์ ชูประเสริฐ
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	ผู้ช่วยศาสตราจารย์บุณย์ฤทธิ์ ประสาทแก้ว, D.Eng.
ปีการศึกษา	2557

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลกระทบของค่าอัตราส่วนการอัด (CR) ที่มีต่อสมรรถนะและมลพิษในไอเสียของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้ระบบหัวฉีดแบบอิเล็คทรอนิกส์และใช้แก๊สโซฮอล์ E85 เป็นเชื้อเพลิง ในงานวิจัยนี้เลือกใช้เครื่องยนต์ขนาด 1,500 cc เนื่องจากเป็นขนาดที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในปัจจุบัน โดยการปรับเปลี่ยนค่า CR ทำโดยวิธีการปาดฝาสูบของเครื่องยนต์แล้วปรับเพิ่มและลดค่า CR โดยการลดและเพิ่มจำนวนปะเก็นฝาสูบ จึงได้ค่า CR เท่ากับ 9.9 (ค่ามาตรฐานจากผู้ผลิต), 13.5 และ 16 (เป็นค่าสูงสุดที่ไม่ทำให้ให้เกิดการชนกันระหว่างวาล์วและหัวลูกสูบ)

ผลการศึกษาถึงผลกระทบของค่า CR ต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์โดยใช้เชื้อเพลิง E85 พบว่า CR=16 ให้กำลังเบรกเพิ่มขึ้น (เมื่อเปรียบเทียบกับ CR เท่ากับ 9.9 และ 13.5 เพิ่มขึ้นคิดเป็น 28.6% และ 7.4% ตามลำดับ) ให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc) ลดลง (เมื่อเปรียบเทียบกับ CR เท่ากับ 9.9 และ 13.5 ลดลงคิดเป็น 1.3% และ 30.2% ตามลำดับ) จึงส่งผลให้มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเป็น 54% ผลการตรวจวิเคราะห์แก๊สไอเสียของเครื่องยนต์พบว่าการเพิ่มค่า CR ส่งผลให้ปริมาณไฮโดรคาร์บอน (HC) มีค่าเพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 181-239 ppm ค่า CR เท่ากับ 16 มีปริมาณ HC สูงสุดเท่ากับ 239 ppm สำหรับมลพิษอื่นทั้งปริมาณคาร์บอนมอนน๊อกไซด์ (CO) และไนโตรเจนออกไซด์ (NO_X) ผลการศึกษาพบว่าการเพิ่มค่า CR ส่งผลให้มลพิษเหล่านี้ลดลง แต่มีการเปลี่ยนแปลงในปริมาณไม่มากนัก

จากผลการศึกษาจะเห็นได้ว่า การเพิ่มค่า CR ส่งผลให้เครื่องยนต์ทดสอบที่ใช้แก๊สโซฮอล์ E85 เป็นเชื้อเพลิง มีสมรรถนะสูงขึ้น โดยเมื่อเปรียบเทียบกับ ค่า CR เดิม (CR=9.9) จะเห็นว่าเมื่อเพิ่มค่า CR เป็น 16 เครื่องยนต์จะให้ค่าแรงบิดสูงที่สุด กำลังเบรกสูงสุด อัดตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกและประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกเพิ่มขึ้นคิดเป็นร้อยละประมาณ 29, 7, 30 และ 23 ตามลำดับ

นอกจากนี้การเพิ่มค่า CR ส่งผลให้มลพิษในไอเสียลดลงทั้ง CO และ NO_X แม้ว่า HC จะมีปริมาณเพิ่มขึ้น แต่ในปริมาณไม่มากนัก จึงสรุปได้ว่าการเพิ่มค่า CR ของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงที่มีค่าออกเทนนัมเบอร์สูงเหมือนเชื้อเพลิง E85 จะสามารถทำให้สมรรถนะของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นได้

คำสำคัญ: สมรรถนะของเครื่องยนต์ แก๊สโซฮอล์ E85 อัตราส่วนการอัด

Thesis Title	Effects of Compression Ratio on the Performance and Exhaust Emission of EFI Gasoline Engine fueled with E85-Gasohol
Name - Surname	Mr. Praphon Chooprasert
Program	Mechanical Engineering
Thesis Advisor	Assistant Professor Boonrit Prasartkaew, D.Eng.
Academic Year	2014

ABSTRACT

The objective of this thesis is to study on the influences of compression ratio (CR) variation on the performance and exhaust gas emission of the EFI gasoline engine fueled with gasoline E85. A 1,500 cc engine is selected for this thesis due to it is vastly used nowadays. The cylinder head of engine was grinded to increase the compression ratio and the CR can be varied by inserting few of cylinder head gaskets. Three compression ratios: 9.9 (standard from manufacturer), 13.5 and 16, were studied.

The study results show that, when the CR of engine was increased to be 16, its performance was increased. The brake power was increased, compared to CR=9.9 and CR=13.5 at 28.6% and 7.4%, respectively. The brake specific fuel consumption (bsfc) was decreased, compared to CR=9.9 and CR=13.5 at 1.3% and 30.2%, respectively. Then the thermal efficiency of the tested engine was increased to be 54%. The emission gases were measured via exhaust gas analyzer. The results show that the hydrocarbon (HC) exhaust gases of the engine increases to the range 181-239 ppm. In addition when the compression ratio is 16 the HC exhaust gases can reach the maximum point at 239 ppm. While the other emission: carbon monoxide (CO) and nitrogen oxide (NO_X), increasing of CR can be moderately reduced these emissions.

The study results demonstrated that, when this engine was fueled with E85-gasohol, the compression ratio of 16 outperforms the others. Compared to the standard value (CR=9.9), the obtained maximum torque, maximum brake power, brake specific fuel consumption and thermal brake efficiency were decreased at about 29%, 7%, 30% and 23%, respectively. In addition, increasing of CR can reduce the emission, CO and NO_X. However, the HC emission was slightly

increased. It can be concluded that increment of compression ratio, together with higher octane number fuel like E85-gasohol, all of important performance parameters can be improved.

Keywords: engine performance, gasohol E85, compression ratio

กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.บุณย์ฤทธิ์ ประสาทแก้ว อาจารย์ที่ปรึกษา ที่ได้ให้คำปรึกษาและข้อเสนอแนะในการทำวิจัย รวมถึงแนวทางการแก้ปัญหาและการจัดหาอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในการทำวิจัยทำให้วิทยานิพนธ์สำเร็จไปด้วยดี

ขอขอบพระคุณคณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วสันต์ ศรีเมือง กรรมการผู้ทรงคุณวุฒิภายนอก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เทอดเกียรติ ลิมปิทีปราการ ประธานกรรมการ และ ดร.สโรชา เจริญวัย กรรมการ ที่ได้สละเวลาในการให้ข้อเสนอแนะ เพื่อให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความสมบูรณ์

ขอขอบพระคุณ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะอุตสาหกรรมและเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน วิทยาเขตสกลนครและบุคคลากรทุกท่านที่ได้ให้ความอนุเคราะห์เครื่องทดสอบเครื่องยนต์และอุปกรณ์เครื่องมือต่างๆที่จำเป็นต้องใช้สำหรับงานวิจัยนี้ ตลอดจนอำนวยความสะดวกในเรื่องต่างๆให้กับผู้เขียน

ขอขอบพระคุณบิดา มารดา ครูอาจารย์และผู้มีพระคุณทุกท่านที่มีส่วนในการช่วยเหลือให้งานวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

ประพนธ์ ชูประเสริฐ

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย ..... (3)
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ ..... (5)
กิตติกรรมประกาศ ..... (7)
สารบัญ ..... (8)
สารบัญรูปภาพ ..... (10)
สารบัญตาราง ..... (11)
บทที่ 1 บทนำ 15
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา 15
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย 16
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย 17
1.4 ข้อจำกัดในการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนการอัด 17
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ 17
บทที่ 2 ทฤษฎีและวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง 18
2.1 การทำงานของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 18
2.2 ระบบหัวฉีดแบบอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic Fuel Injection, EFI) 24
2.3 อุปกรณ์ควบคุมการทำงานของหัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 41
2.4 สมรรถนะเครื่องยนต์ 42
2.5 มลพิษที่เกิดจากเครื่องยนต์ 47
2.6 วรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง 57
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงานวิจัย 62
3.1 ขั้นตอนการดำเนินงาน 62
3.2 ตัวแปรที่ทำการศึกษา 64
3.3 ขั้นตอนการคำนวณ 65
3.4 แผนการดำเนินงานวิจัย 66
3.5 เครื่องมือและวิธีการ 67
3.6 วิธีการทดสอบ 72

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

บทที่ 4 ผลการวิจัยและการอภิปราย 76

4.1 ผลกระทบจากชนิดของน้ำมันเชื้อเพลิงและอัตราส่วนการอัดที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ 76

4.2 ผลกระทบจากชนิดของน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์และอัตราส่วนการอัดที่มีต่อมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์ 84

4.3 ภาพรวมผลการสอบเครื่องยนต์ 90

บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ 91

5.1 สรุปผล 91

5.2 ข้อเสนอแนะ 93

บรรณานุกรม 94

ภาคผนวก 96

ภาคผนวก ก ผลการการทดลอง ตัวอย่างการคำนวณและสมรรถนะเครื่องยนต์ 97

ภาคผนวก ข วิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ 105

ภาคผนวก ค ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่ 108

ประวัติผู้เขียน 128

สารบัญตาราง

หน้า

ตารางที่ 2.1	เปรียบเทียบสารไอระเหยไฮโดรคาร์บอน	49
ตารางที่ 2.2	แสดงประเภทและที่มาของแก๊สที่ได้จากไอเสีย	52
ตารางที่ 2.3	แสดงแหล่งที่มาและอันตรายของแก๊สพิษในไอเสีย	53
ตารางที่ 2.4	แสดงปริมาณแก๊สพิษที่เกิดจากแหล่งต่างๆ ของเครื่องยนต์	54
ตารางที่ 3.1	แผนการดำเนินงาน	66
ตารางที่ 3.2	ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์	71
ตารางที่ 4.1	ผลการทดสอบสมรรถนะ ที่ CR เท่ากับ 9.9 : 1 โดยใช้น้ำมัน E10, E20 และ E85	90
ตารางที่ 4.2	ผลการทดสอบสมรรถนะ โดยใช้น้ำมัน E85 ที่ CR เท่ากับ 9.9 : 1, 13.5:1 และ 16.0:1	90
ตารางที่ ก.1	ผลการทดลองเชื้อเพลิง E10 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 9.9 : 1	98
ตารางที่ ก.2	ผลการทดลองเชื้อเพลิง E20 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 9.9 : 1	98
ตารางที่ ก.3	ผลการทดลองเชื้อเพลิง E85 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 9.9 : 1	99
ตารางที่ ก.4	ผลการทดลองเชื้อเพลิง E85 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 13.5 : 1	99
ตารางที่ ก.5	ผลการทดลองเชื้อเพลิง E85 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 16.0 : 1	99
ตารางที่ ก.6	คุณสมบัติของน้ำมันเชื้อเพลิง	100
ตารางที่ ก.7	สมรรถนะเครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิง E10 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 9.9 : 1	102
ตารางที่ ก.8	สมรรถนะเครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิง E20 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 9.9 : 1	102
ตารางที่ ก.9	สมรรถนะเครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิง E85 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 9.9 : 1	103
ตารางที่ ก.10	สมรรถนะเครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิง E85 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 13.5 : 1	103
ตารางที่ ก.11	สมรรถนะเครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิง E85 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 16.0 : 1	104

สารบัญภาพ

		หน้า
รูปที่ 1.1	สัดส่วนการใช้พลังงานของประเทศปี 2554	15
รูปที่ 2.1	การทำงานของวัฏจักรออตโต	18
รูปที่ 2.2	P-V ไดอะแกรมของวัฏจักรของออตโต (Otto Cycle)	19
รูปที่ 2.3	การทำงานของเครื่องยนต์ 4 จังหวะ (Otto Four Stroke Cycle Engine)	20
รูปที่ 2.4	ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิรูปเชิงความร้อนวัฏจักรออตโตกับอัตราส่วนการอัด	21
รูปที่ 2.5	แสดงตำแหน่ง TDC และ BDC ของลูกสูบ	22
รูปที่ 2.6	Valve Timing Diagram ของ Austin A-40	23
รูปที่ 2.7	ระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบอิเล็กทรอนิกส์	25
รูปที่ 2.8	โครงสร้าง Map Sensor	26
รูปที่ 2.9	D-Jetronic ที่ใช้ Map sensor อ่านแรงดันสุญญากาศ	27
รูปที่ 2.10	วงจร Map Sensor ที่เชื่อมต่อกับกล่อง ECU	27
รูปที่ 2.11	กราฟแสดง Voltage Output ที่แปรผันกลับแรงดันในท่อร่วม	28
รูปที่ 2.12	L-Jetronic ที่ใช้ Flap Air Flow Meter วัดอัตราการไหลของอากาศ	29
รูปที่ 2.13	L-Jetronic ที่ใช้ Hot Wire Air Flow Meter วัดอัตราการไหลของอากาศ	30
รูปที่ 2.14	กราฟแสดง Voltage Output ของ Air Flow Sensor	31
รูปที่ 2.15	Crank Sensor และ Cam Sensor	32
รูปที่ 2.16	สัญญาณ Crank Sensor และ สัญญาณ Cam Sensor	32
รูปที่ 2.17	Throttle Position Sensor	33
รูปที่ 2.18	วงจรตรวจจับองศาลิ้นปีกผีเสื้อแบบเชิงเส้น	34
รูปที่ 2.19	วงจรจุดระเบิดแบบทรานซิสเตอร์	35
รูปที่ 2.20	เครื่องกำเนิดสัญญาณ	36
รูปที่ 2.21	การกำเนิดสัญญาณ	36
รูปที่ 2.22	การทำงานของระบบจุดระเบิดแบบทรานซิสเตอร์ เมื่อเปิดสวิตซ์จุดระเบิด	37
รูปที่ 2.23	การทำงานของระบบจุดระเบิดแบบทรานซิสเตอร์ เมื่อสตาร์ทเครื่องยนต์	38
รูปที่ 2.24	การทำงานของระบบจุดระเบิดแบบทรานซิสเตอร์ เมื่อทรานซิสเตอร์ไม่ทำงาน	38

สารบัญภาพ (ต่อ)

หน้า

รูปที่ 2.25 วงจรจุดระเบิดแบบ CDI 39

รูปที่ 2.26 ระบบจุดระเบิดแบบ DLI 40

รูปที่ 2.27 การเชื่อมโยงสัญญานของกล่อง E85 42

รูปที่ 2.28 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันกับปริมาตร 44

รูปที่ 2.29 สารมลพิษที่เกิดจากรถยนต์และอื่นๆ 47

รูปที่ 2.30 แสดงแหล่งที่เกิดมลพิษจากรถยนต์ 48

รูปที่ 2.31 แสดงแหล่งการเกิดมลพิษจากรถยนต์ 48

รูปที่ 2.32 แสดงรูปแบบของกระบวนการสันดาปและผลผลิตที่ได้จากการสันดาป 50

รูปที่ 2.33 แสดงรูปแบบกระบวนการการสันดาปที่ไม่สมบูรณ์ 51

รูปที่ 2.34 แสดงปริมาณแก๊สพิษที่เกิดจากส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 54

รูปที่ 2.35 แสดงความสัมพันธ์ปริมาณการเกิดแก๊สพิษที่ระดับอัตราส่วนผสมต่างๆ กัน 56

รูปที่ 3.1 ฝาสูบที่ใช้ทดสอบ 63

รูปที่ 3.2 การวัดปริมาตรห้องเผาไหม้ 63

รูปที่ 3.3 เสื้อสูบเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ 64

รูปที่ 3.4 ชุดทดสอบสมรรถนะ 67

รูปที่ 3.5 แผนผังชุดทดสอบสมรรถนะ 68

รูปที่ 3.6 ตู้ควบคุมและแสดงผล 69

รูปที่ 3.7 แผนผังระบบน้ำมันเชื้อเพลิง 71

รูปที่ 3.8 วัดรอบเครื่องยนต์ 73

รูปที่ 3.9 การปรับไฮดรอลิคส์ไดนาโมมิเตอร์ 73

รูปที่ 3.10 แผงควบคุมแสดงแรงบิดเครื่องยนต์ 74

รูปที่ 3.11 เครื่องวัดมลพิษไอเสียเครื่องยนต์ 74

รูปที่ 3.12 แสดงการวัดมลพิษไอเสียเครื่องยนต์ 75

รูปที่ 4.1 แสดงความสัมพันธ์ของแรงบิดเทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ใช้
น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 76

สารบัญภาพ (ต่อ)

หน้า

รูปที่ 4.2 แสดงความสัมพันธ์ของแรงบิดเทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 77

รูปที่ 4.3 แสดงความสัมพันธ์ของกำลังเบรกของเครื่องยนต์เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 78

รูปที่ 4.4 แสดงความสัมพันธ์ของกำลังเบรกของเครื่องยนต์เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 79

รูปที่ 4.5 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (BSFC) เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 80

รูปที่ 4.6 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (BSFC) เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 81

รูปที่ 4.7 แสดงความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อนเทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 82

รูปที่ 4.8 แสดงความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อน เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 83

รูปที่ 4.9 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC) ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 84

รูปที่ 4.10 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC) ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 โดยใช้เชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 85

รูปที่ 4.11 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์(CO)ที่โดยใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 86

รูปที่ 4.12 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์(CO) ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 โดยใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85 87

สารบัญภาพ (ต่อ)

หน้า

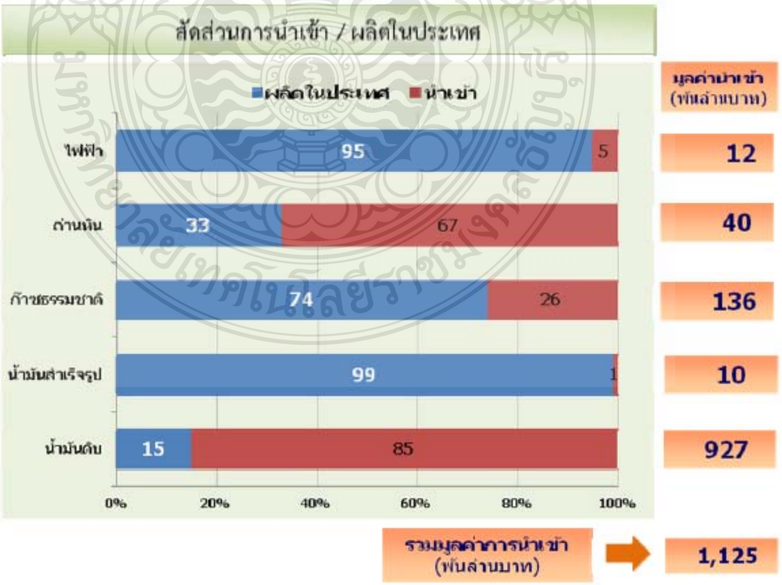
รูปที่ 4.13 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NOx) ที่โดยใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 88

รูปที่ 4.14 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NOx) ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 โดยใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85 89

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ประเทศไทยต้องพึ่งพาการนำเข้าพลังงานจากต่างประเทศเป็นหลัก จากข้อมูลในปี 2554 มาพบว่ากว่าร้อยละ 60 ของความต้องการพลังงานเชิงพาณิชย์ขั้นต้นมาจากการนำเข้า โดยมีสัดส่วนการนำเข้าน้ำมันสูงถึงร้อยละ 80 ของปริมาณการใช้น้ำมันทั้งหมดภายในประเทศและยังมีแนวโน้มจะสูงขึ้นอีกเพราะไม่สามารถเพิ่มปริมาณการผลิตปิโตรเลียมในประเทศได้ทันกับความต้องการใช้งาน การพัฒนาพลังงานทดแทนอย่างจริงจังจะช่วยลดการพึ่งพาและการนำเข้าน้ำมันเชื้อเพลิงและพลังงานชนิดอื่น และยังช่วยกระจายความเสี่ยงในการจัดหาเชื้อเพลิงเพื่อการผลิตไฟฟ้าของประเทศซึ่งเดิมต้องพึ่งพาก๊าซธรรมชาติเป็นหลักมากกว่าร้อยละ 70 โดยพลังงานทดแทน ถือเป็นหนึ่งในเชื้อเพลิงเป้าหมายที่คาดว่าจะสามารถนำมาใช้ในการผลิตไฟฟ้าทดแทนก๊าซธรรมชาติได้อย่างมีนัยสำคัญ โดยเฉพาะพลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานลมแบบทุ่งกังหันลม พลังน้ำขนาดเล็ก ชีวมวล ก๊าซชีวภาพและขยะ และหากเทคโนโลยีพลังงานทดแทนเหล่านี้มีต้นทุนถูกลงและได้รับการยอมรับอย่างกว้างขวาง ก็อาจสามารถพัฒนาให้เป็นพลังงานหลักในการผลิตไฟฟ้าสำหรับประเทศไทยได้ในอนาคต [1]



รูปที่ 1.1 สัดส่วนการใช้พลังงานของประเทศปี 2554 [1]

น้ำมันแก๊สโซฮอล์ (Gasohol) คือน้ำมันที่มีส่วนผสมของน้ำมันเบนซินและแอลกอฮอล์ น้ำมันแก๊สโซฮอล์สามารถใช้เติมเครื่องยนต์ได้เช่นเดียวกับน้ำมันเบนซิน มาตรฐานทั่วไป โดยไม่ทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ลดลง ในขณะเดียวกันกลับส่งผลดีโดยทำให้เครื่องยนต์ปล่อยไอเสียออกมาน้อยลงมาก ช่วยให้คุณภาพอากาศดีขึ้นเป็นอย่างมาก

น้ำมันแก๊สโซฮอล์ในประเทศไทยมีใช้กันอยู่ 3 ประเภทคือ

1. น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10
2. น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20
3. น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85

น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10 คือน้ำมันที่มีส่วนผสมของน้ำมันเบนซิน 90 ส่วนและแอลกอฮอล์ 10 ส่วน สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภทคือ น้ำมันแก๊สโซฮอล์ 95 และ น้ำมันแก๊สโซฮอล์ 91 น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E20 คือน้ำมันที่มีส่วนผสมของน้ำมันเบนซิน 80 ส่วนและแอลกอฮอล์ 20 ส่วน น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85 คือน้ำมันที่มีส่วนผสมของน้ำมันเบนซิน 15 ส่วนและแอลกอฮอล์ 85 ส่วนการใช้คือน้ำมันน้ำมันแก๊สโซฮอล์นอกจากจะช่วยชาติประหยัดเงินตราต่างประเทศในการซื้อมันดิบแล้วยังช่วยให้เกษตรกรมีรายได้สูงขึ้นด้วย เนื่องจากแอลกอฮอล์ที่ใช้ผสมในแอลกอฮอล์นั้นคือแอทิลแอลกอฮอล์ ซึ่งเราสามารถผลิตได้เองในประเทศไทย โดยสามารถผลิตได้จากพืชจำพวก อ้อย ข้าว ข้าวโพดและมันสำปะหลัง [2]

จุดมุ่งหมายของการวิจัยนี้ เพื่อศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิง พร้อมทั้งเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สโซฮอล์ E85 และเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆที่มีขายในปัจจุบัน และศึกษาผลกระทบจากอัตราส่วนการอัดที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เครื่องยนต์ Nissan รุ่น QG-15 DE ขนาดปริมาตรกระบอกสูบ 1,497 ซีซี สำหรับการทดลอง

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1.2.1 เพื่อศึกษาผลกระทบของน้ำมันเชื้อเพลิงและอัตราส่วนการอัดที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดอิเล็คทรอนิกส์ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85

1.2.2 เพื่อศึกษาผลกระทบของน้ำมันเชื้อเพลิงและอัตราส่วนการอัดที่มีต่อมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดอิเล็คทรอนิกส์ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1.3.1 เครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 สูบ ระบบหัวฉีดอิเล็คทรอนิกส์ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ

1.3.2 ทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ด้วยไฮดรอลิกไดนาโมมิเตอร์ โดยใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10, E20, และ E85

1.3.3 ความเร็วรอบเครื่องยนต์ในการทดลอง 5 ระดับคือ 3,000, 3,500, 4,000, 4,500 และ 5,000 rpm

1.3.4 อัตราส่วนการอัดที่ใช้ในการทดลอง เท่ากับ 9.9, 13.5 และ 16.0

1.3.5 ศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการอัดที่มีผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์

1.3.6 ศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการอัดที่มีผลกระทบต่อมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์

1.4 ข้อจำกัดในการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนการอัด

1.4.1 ไม่สามารถเพิ่มอัตราส่วนการอัดได้มากกว่า 16.0 เนื่องจาก ถ้าสูงมากว่านี้จะเกิดการชิงจุดระเบิดก่อนถึงตำแหน่งที่จะจุดระเบิดจริง หรือเรียกว่าเกิดการน๊อคของเครื่องยนต์นั้นเอง ประการที่สองคือ ไม่สามารถที่จะไสฝาสูบได้มากกว่านี้ เนื่องจากจะทำให้วาล์วไอดีและไอเสียเคลื่อนที่ชนกับหัวลูกสูบ

1.4.2 อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 9.9 เป็นอัตราส่วนที่เดิมๆ มาจากทางผู้ผลิต จึงเป็นอัตราส่วนที่น้อยที่สุดที่จะทำได้

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 ได้ทราบถึงสมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 สูบ ระบบหัวฉีดอิเล็คทรอนิกส์ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ใช้แก๊สโซฮอล์ E85 เป็นเชื้อเพลิง เทียบกับน้ำมันเชื้อเพลิงชนิดอื่น

1.5.2 ได้ทราบถึงผลกระทบจากอัตราส่วนการอัดที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดอิเล็คทรอนิกส์ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85

1.5.3 ได้ทราบถึงผลกระทบจากอัตราส่วนการอัดที่มีต่อมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์ระบบหัวฉีดอิเล็คทรอนิกส์ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85

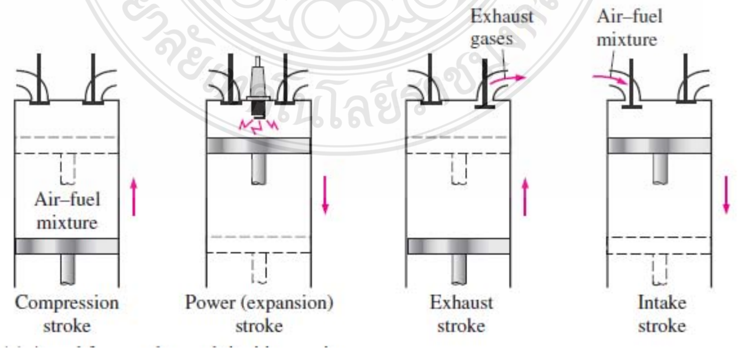
1.5.4 เพื่อเป็นแนวทางในการปรับปรุงใช้เครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 สูบ ระบบหัวฉีดอิเล็คทรอนิกส์ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85 ให้มีสมรรถนะสูงขึ้น

บทที่ 2
ทฤษฎีและวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง

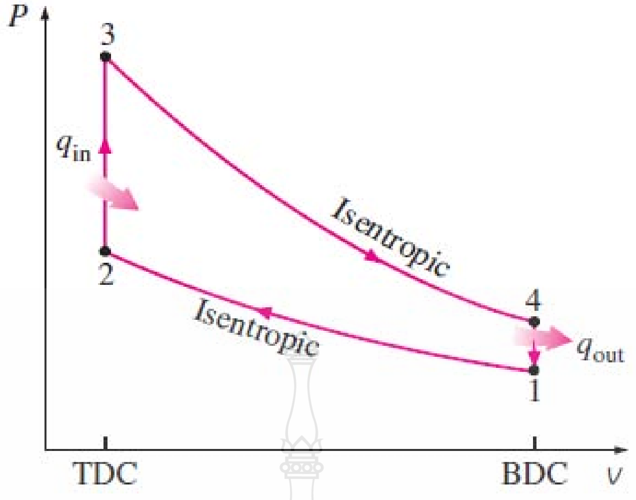
ปัจจุบันพลังงานเชื้อเพลิงที่ใช้ในปัจจุบันเริ่มมีหลากหลายมากขึ้น แก๊สโซฮอล์ E85 ก็เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่สามารถนำมาใช้ได้

2.1 การทำงานของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน

เครื่องยนต์แก๊สโซลีน (Gasoline Engine) เป็นเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟขณะที่ลูกสูบเคลื่อนที่ลงในจังหวะดูด (Suction Stroke) จะดูดเอาส่วนผสมระหว่างอากาศกับน้ำมันเชื้อเพลิง (ไอดี) เข้าไปในกระบอกสูบเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นในจังหวะอัด (Compression Stroke) ก่อนสิ้นสุดจังหวะอัดเล็กน้อยหัวเทียนจะเกิดประกายไฟจุดไอดีให้เกิดการลุกไหม้และระเบิดทำให้มีแรงดันเกิดขึ้นในกระบอกสูบแรงดันที่เกิดขึ้นจะดันให้ลูกสูบเคลื่อนที่ลงเป็นจังหวะงาน (Power Stroke) จากนั้นเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นอีกครั้งเป็นการทำงานในจังหวะคายไอเสีย (Exhaust Stroke) เครื่องยนต์แก๊สโซลีนส่วนใหญ่เป็นเครื่องยนต์ขนาดเล็กและขนาดกลางที่มีอัตราส่วนอัดต่ำ (Compression Ratio) ประมาณ 10:1 ใช้กับรถยนต์นั่งและรถบรรทุกขนาดเล็กเป็นต้นเครื่องยนต์แก๊สโซลีนแบ่งตามการทำงานได้ 2 ชนิดคือเครื่องยนต์ 2จังหวะ โดยเพลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์หมุน 1 รอบได้งาน 1 ครั้ง และเครื่องยนต์ 4 จังหวะเพลาข้อเหวี่ยงเครื่องยนต์หมุน 2 รอบได้งาน 1 ครั้งหรือครบ 1 กลวัตรเครื่องยนต์แก๊สโซลีนทำงานตามวัฏจักรออตโตชาวเยอรมันซึ่งเป็นผู้วางหลักการทำงานของวัฏจักรนี้วัฏจักรนี้จะประกอบด้วยกระบวนการต่างๆดังรูปที่ 2.1 [3]



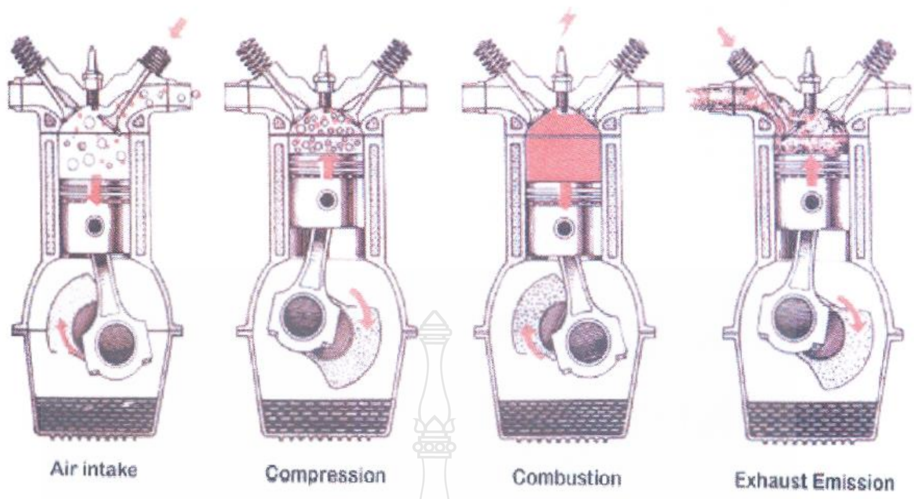
รูปที่ 2.1 การทำงานของวัฏจักรออตโต



รูปที่ 2.2 P-V ไดอะแกรมของวัฏจักรของออตโต (Otto Cycle)

จาก 1 – 2 เป็นกระบวนการอัดแบบ Isentropic ซึ่งอยู่ในจังหวะอัดของเครื่องยนต์ จาก 2 – 3 เป็นการให้ความร้อนแบบปริมาตรคงที่ (Constant Volume) เป็นการให้ความร้อนที่เกิดขึ้นอย่างรวดเร็วไอดีจะถูกเผาไหม้หมดโดยลูกสูบยังไม่ทันที่จะเคลื่อนที่จึงถือว่าปริมาตรยังเท่าเดิมหลังจากการเผาไหม้แล้วลูกสูบจึงเริ่มเคลื่อนที่ลง (จาก 2-3 เป็นช่วงเวลาการลุกไหม้เป็นจังหวะระเบิดของเครื่องยนต์) จาก 3-4 เป็นการขยายตัวของแก๊สที่เกิดจากการจุดระเบิดในลักษณะกระบวนการ Isentropic เป็นจังหวะงานของเครื่องยนต์ จาก 4 – 1 เป็นการส่งความร้อนออกในลักษณะปริมาตรคงที่เป็นจังหวะคายหรือจังหวะไล่ไอเสีย

2.1.1 เครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 จังหวะ (Gasoline Four Stroke Engine) บางครั้งเรียกว่า Otto Cycle เพราะเครื่องยนต์ชนิดนี้ทำงานตามทฤษฎีวัฏจักรของออตโต (OttoCycle) ซึ่งเป็นชาวเยอรมันเป็นผู้ที่วางหลักการทำงานของวัฏจักรนี้ [3]



รูปที่ 2.3 การทำงานของเครื่องยนต์ 4 จังหวะ (Otto Four Stroke Cycle Engine) [3]

หลักการทำงานของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 จังหวะดังรูปที่ 2.3 มีการทำงาน 4 จังหวะคือ จังหวะดูดจังหวะอัดจังหวะระเบิดหรือจังหวะกำลังและจังหวะคายเพลาข้อเหวี่ยงหมุน 2 รอบจุดระเบิด 1 ครั้งได้งาน 1 ครั้งการประจุไอดีและคายไอเสียจะใช้กลไกช่วยให้เกิดการปิด-เปิดวาล์วไอดีและไอเสียสัมพันธ์กับการเคลื่อนที่ขึ้นลงของลูกสูบ

1. จังหวะดูด (Suction Stroke) ลูกสูบเลื่อนลงจากศูนย์ตายบน (Top Dead Center, T.D.C.) วาล์วไอดีเปิดวาล์วไอเสียปิดไอดีผ่านเข้าทางลิ้นไอดีจากแรงดูดของการเคลื่อนที่ลงของลูกสูบจังหวะนี้จะมีต่อไปเรื่อยๆจนลูกสูบเลื่อนลงถึงศูนย์ตายล่าง (Bottom Dead Center, B.D.C.) จึงสิ้นสุดจังหวะดูด

2. จังหวะอัด (Compression Stroke) เริ่มทำงานต่อจากจังหวะดูดคือเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นจาก B.D.C สู่ T.D.C. จะมีกลไกทำให้วาล์วไอดีและวาล์วไอเสียปิดสนิทลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นอัดไอดีให้มีปริมาตรเล็กลงแรงดันภายในกระบอกสูบก็จะเพิ่มมากอุณหภูมิสูงขึ้นจังหวะนี้จะสิ้นสุดลงก่อนที่ลูกสูบจะถึง T.D.C.เล็กน้อยเครื่องยนต์หมุนได้ 1 รอบ

3. จังหวะงาน (Power Stroke) เริ่มทำงานต่อจากจังหวะอัดคือก่อนที่ลูกสูบจะเคลื่อนที่ถึง T.D.C. เล็กน้อยหัวเทียนจะเกิดประกายไฟจุดไอดีให้เกิดลุกไหม้และระเบิดแรงดันที่เกิดจากการระเบิดจะดันให้ลูกสูบเคลื่อนที่ลงสู่ B.D.C. จังหวะงานนี้จะสิ้นสุดเมื่อลูกสูบเคลื่อนถึง B.D.C.

4. จังหวะคาย (Exhaust Stroke) เริ่มทำงานต่อจากจังหวะงานคือก่อนที่ลูกสูบจะถึงB.D.C. เล็กน้อยวาล์วไอเสียจะเปิดทำให้ไอเสียซึ่งเกิดจากการเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงและแรงดันสูงผ่านออกทาง

วาล์วไอเสียออกสู่ท่อร่วมไอเสียลูกสูบจะเคลื่อนที่ขึ้นสู่ T.D.C.เพื่อเป็นการไล่ไอเสียให้ออกจากกระบอกสูบจังหวะนี้สิ้นสุดเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ถึง T.D.C. เครื่องยนต์หมุน 2 รอบในจังหวะคายขณะที่ลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นก่อนถึง T.D.C. เล็กน้อยวาล์วไอดีจะเริ่มเปิดทำให้ไอดีส่วนหนึ่งเข้ามาขับไล่ไอเสียให้หมดจดยิ่งขึ้นเมื่อเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ลงเลย T.D.C. เล็กน้อยวาล์วไอเสียก็จะปิดสนิทวาล์วไอดีเปิดเต็มที่ก็จะเป็นการทำงานในจังหวะดูดอีกต่อจากนั้นก็จะเป็นจังหวะอัดระเบิดและคายการทำงานจะเป็นเช่นนี้ต่อไปตลอดเวลาที่เครื่องยนต์ทำงานอยู่

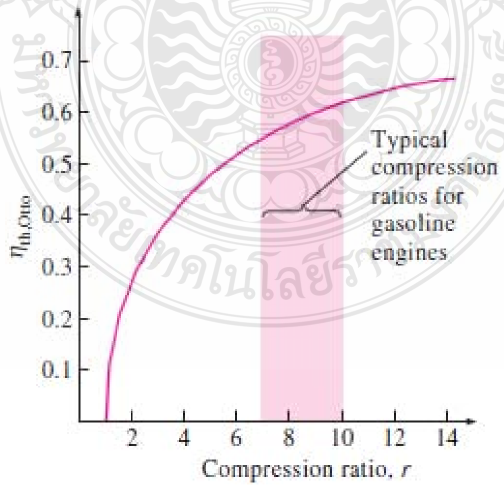
2.1.2 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนทางอุดมคติของวัฏจักรออตโต

$$\eta_{otto} = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \tag{2.1}$$

เมื่อ r_c คือ อัตราส่วนการอัด

k คือ อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ C_P/C_V

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรออตโตทางจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนการอัดสูงขึ้นรูปที่ 2.4 เป็นกราฟความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อนกับอัตราส่วนการอัด ที่อัตราส่วนความร้อนจำเพาะของอากาศที่อุณหภูมิห้อง k = 1.4 เมื่อพิจารณาแล้วจะเห็นว่าเส้นโค้งประสิทธิภาพจะต่ำที่อัตราส่วนการอัดต่ำ แต่จะสูงขึ้นเมื่ออัตราส่วนการอัดสูง



รูปที่ 2.4 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพเชิงความร้อนวัฏจักรออตโตกับอัตราส่วนการอัด

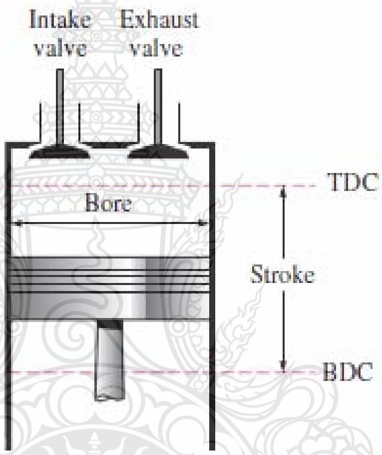
2.1.3 อัตราส่วนการอัด

$$r_c = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}} \tag{2.2}$$

เมื่อ

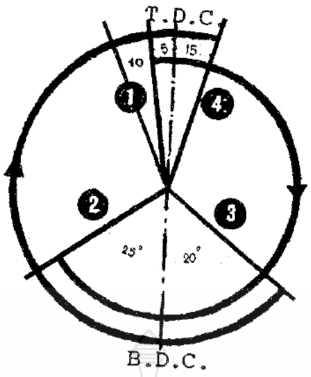
V_{BDC} คือ ปริมาตรกระบอกสูบที่ตำแหน่งศูนย์ตายล่าง (cc.)

V_{TDC} คือ ปริมาตรกระบอกสูบที่ตำแหน่งศูนย์ตายบน(cc.)



รูปที่ 2.5 แสดงตำแหน่ง TDC และ BDC ของลูกสูบ

2.1.3 วาล์วไทมิ่งไดอะแกรมเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 จังหวะ (Valve Timing Diagram) ดังรูปที่ 2.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการปิด - เปิดของวาล์วไอดีและไอเสียการเคลื่อนขึ้นลงของลูกสูบองศาการเกิดประกายไฟหรือการจุดระเบิดของเครื่องยนต์ 4 จังหวะจากหลักการทำงานของเครื่องยนต์เราไม่ทราบการปิด-เปิดของวาล์วไอดีและไอเสียที่แน่นอนทราบเพียงคร่าวๆเท่านั้นแต่ถ้ามี ValveTiming Diagram โดยเฉพาะของเครื่องยนต์นั้นประกอบแล้วจะทำให้รู้องศาการปิด - เปิดของวาล์วไอดี-ไอเสียของเครื่องยนต์นั้นๆได้ชัดเจนยิ่งขึ้นและนำเอาไปใช้ในการปรับตั้งวาล์วไอดี–ไอเสียได้อย่างถูกต้ององศาที่กำหนดใน Valve Timing Diagram จะวัดจากตำแหน่งของเพลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์แต่ละเครื่องจะไม่เหมือนกันทั้งนี้ขึ้นอยู่กับผู้ออกแบบเครื่องยนต์นั้นๆแต่ Valve Timing Diagram สำหรับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 จังหวะแล้วจะเหมือนกัน



รูปที่ 2.6 Valve Timing Diagram ของ Austin A-40 [4]

1. วาล์วไอดีเปิด (Inlet Valve Opened)
2. วาล์วไอดีปิด (Inlet Valve Closed)
3. วาล์วไอเสียเปิด (Exhaust Valve Opened)
4. วาล์วไอเสียปิด (Exhaust Valve Closed)

จากรูปที่ 2.6 ก่อนที่ลูกสูบถึง T.D.C. 15^0 วาล์วไอดีจะเปิดวาล์วไอดีจะเปิดไปเรื่อยๆจนกว่าลูกสูบจะเลย B.D.C. ไป 25^0 วาล์วไอดีจะปิดซึ่งก็คือจังหวะดูดนั่นเองเพราะฉะนั้นระยะที่วาล์วไอดีเปิดอยู่เท่ากับ 220^0 (15+180+25) เมื่อวาล์วไอดีปิดกระบอกสูบนั้นจะอยู่ในจังหวะอัดลูกสูบจะอัดส่วนผสมระหว่างอากาศกับน้ำมันเชื้อเพลิงขึ้นไปเรื่อยๆจังหวะนี้จะสิ้นสุดลงก่อนที่ลูกสูบจะถึง T.D.C. เล็กน้อยเพราะฉะนั้นลูกสูบจะอัดอากาศกับน้ำมันอยู่นานเท่ากับ 150^0 (180-25-5) ถ้าการจุดระเบิดเริ่มก่อน T.D.C 5^0 เมื่อลูกสูบอัดไอดีก่อนถึง T.D.C. 5^0 หัวเทียนจะเกิดประกายไฟจุดไอดีทำให้เกิดการระเบิดดันลูกสูบให้เคลื่อนที่ลงสู่ B.D.C. ซึ่งก็คือจังหวะงานนั้นเองจังหวะงานนี้จะอยู่นาน 160^0 เมื่อสิ้นสุดจังหวะงานก็จะเริ่มจังหวะคายก่อนลูกสูบจะเคลื่อนถึง B.D.C. 20^0 วาล์วไอเสียจะเปิดช่วงนี้ไอเสียจะออกไปทางท่อไอเสียด้วยแรงดันของมันเองเมื่อลูกสูบเคลื่อนถึง B.D.C. และเริ่มเคลื่อนขึ้น T.D.C. ลูกสูบจะทำการไล่ไอเสียอีกครั้งหนึ่งการไล่ไอเสียจะดำเนินต่อไปเรื่อยๆจนกระทั้งลูกสูบเลย T.D.C ไป 10^0 รวมระยะที่วาล์วไอเสียเปิดนาน 210^0 แต่ก่อนที่ลูกสูบจะเคลื่อนที่ถึง T.D.C 15^0 วาล์วไอดีจะเปิดเพราะฉะนั้นจะมีระยะที่วาล์วไอดีกับลิ้นไอเสียเปิดร่วมกันอยู่นาน 25^0 เรียกว่า Valve Over Lab เพื่อต้องการให้ไอดีทำการขับไล่ไอเสียออกนอกกระบอกสูบให้หมดจดยิ่งขึ้น

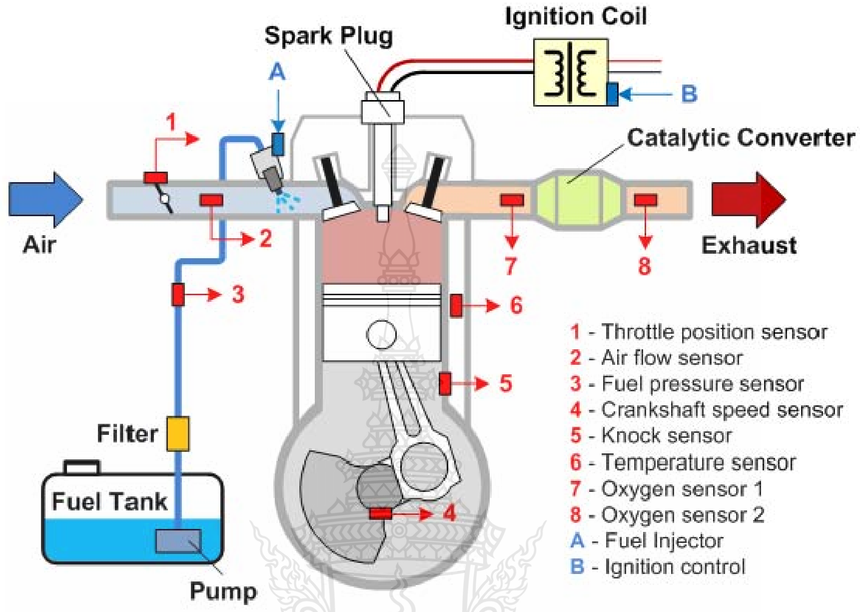
2.2 ระบบหัวฉีดแบบอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic Fuel Injection, EFI)

ในปัจจุบันรถยนต์ได้นำเอาระบบควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เข้ามาควบคุมการจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง ซึ่งสามารถควบคุมได้แม่นยำกว่าคาร์บูเรเตอร์ จึงทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สูงขึ้น ประหยัดเชื้อเพลิง และยังช่วยลดมลพิษให้น้อยลง [4]

หน่วยควบคุมอิเล็กทรอนิกส์(Electronic Control Unit: ECU) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับควบคุมระยะเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงของหัวฉีดให้ได้อัตราส่วนผสมของอากาศและน้ำมันเชื้อเพลิง ที่เหมาะสมกับความต้องการของเครื่องยนต์ในสภาวะการทำงานต่างๆ โครงสร้างภายในของหน่วยควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ จะประกอบด้วย ตัวความต้านทาน ไดโอด คาปาซิเตอร์ ทรานซิสเตอร์ และไอซี ฯลฯ หน่วยควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ นิยมเรียกกันว่า “คอมพิวเตอร์” เนื่องจากหน่วยควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ของเครื่องยนต์รุ่นใหม่ในปัจจุบัน ได้ใช้ไมโครโพรเซสเซอร์ในการประมวลผลข้อมูลที่ได้รับจากตัวตรวจรับสัญญาณต่างๆ หน่วยควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ในเครื่องยนต์หัวฉีด EFI รุ่นแรกๆ จะมีหน้าที่อยู่เพียง 2 ประการคือ ควบคุมจังหวะการฉีด และควบคุมระยะเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงของหัวฉีด ระบบ EFI ที่ใช้หน่วยควบคุมอิเล็กทรอนิกส์แบบนี้เรียกว่า “ระบบ EFI แบบธรรมดา” สำหรับหน่วยควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ในปัจจุบัน ได้ถูกพัฒนาให้มีหน้าที่การทำงานหลายๆ อย่างเพิ่มขึ้นจากเดิม เช่น ควบคุมการจุดระเบิด ควบคุมความเร็วรอบเดิน ควบคุมการทำงานของปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิง วินิจฉัยข้อขัดข้องของอุปกรณ์ในระบบ ฯลฯ หน่วยควบคุมอิเล็กทรอนิกส์แบบที่มีหน้าที่การทำงานหลายๆอย่าง จะมีชื่อเรียกแตกต่างกัน ตามบริษัทผู้ผลิตเช่น TCCS, ECCS, MOTRONIC, PGM-FI เป็นต้น

หลักการทำงานของระบบ EFI (Electronic Fuel Injection) เริ่มต้นจากเมื่อมีการสตาร์ทเครื่องยนต์เริ่มขึ้น Crank Sensor และ Cam Sensor จะทำการอ่านรอบของเครื่องยนต์ เพื่อให้ทราบถึงวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์เมื่อมีการดูดจากกระบอกสูบจะเกิดแรงดันสุญญากาศภายในท่อร่วมไอดีโดยใช้ Map Sensor (Manifold Absolute Pressure Sensor – MAP) เป็นอุปกรณ์อ่านค่าแรงดันสุญญากาศ และในกรณีของ Maf Sensor (Mass Air Flow Sensor) จะใช้หลักการดึงอากาศก่อนเข้าลิ้นปีกผีเสื้อในการวัดปริมาณอากาศ อุปกรณ์ทั้ง 2 ชนิดนี้จะทำการส่งแรงดัน 0-5V เพื่อป้อนอินพุทไปยังกล่อง ECU และในขณะที่ทำการแตะคันเร่งจะใช้ TPS (Throttle Position Sensor) อ่านค่า voltage เพื่อให้ทราบองศาการเปิดของลิ้นปีกผีเสื้อเป็นอินพุทให้กับกล่อง ECU ประมวลผลปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงเข้าห้องเผาไหม้ และกำหนดองศาการจุดระเบิดส่งสัญญาณทริกไปยัง Igniter ทำให้คอยล์แรงสูงทำการจุดระเบิดที่หัวเทียน เครื่องยนต์จึงเริ่มทำงานและในขณะที่เรื่องยนต์ทำงานจะเกิดอุณหภูมิสูงขึ้นในระดับคงที่จะใช้ Water temp วัดอุณหภูมิน้ำของเครื่องยนต์ อ่านค่า voltage แปรผันตามอุณหภูมิส่งอินพุทไปที่กล่อง ECU เพื่อคำนวณค่าชดเชยในการฉีดเชื้อเพลิงในขณะสูงขึ้น ใช้ Air

Temp วัดอุณหภูมิของอากาศเพื่ออ่านค่าแปรผัน voltageของอุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ส่ง Input ไปยังกล่อง ECU จึงสามารถทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างราบเรียบและสมบูรณ์



รูปที่ 2.7 ระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบอิเล็กทรอนิกส์

ระบบฉีดเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน แบ่งออกเป็น 3 แบบ[5] คือ

1.ระบบฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงแบบกลไก (K-Jetronic)

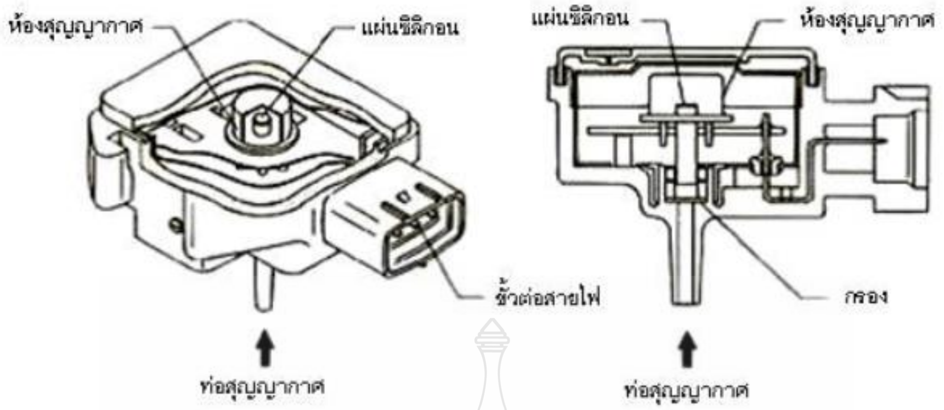
2.ระบบฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงแบบกลไกร่วมกับอิเล็กทรอนิกส์ (KE-Jetronic)

3.ระบบฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงอิเล็กทรอนิกส์ (EFI)

ระบบฉีดเชื้อเพลิงในแบบที่ 3 ได้รับความนิยมมากในปัจจุบัน และยังแบ่งออกไปอีก 2 แบบ คือ แบบ D-Jetronicและแบบ L-Jetronic

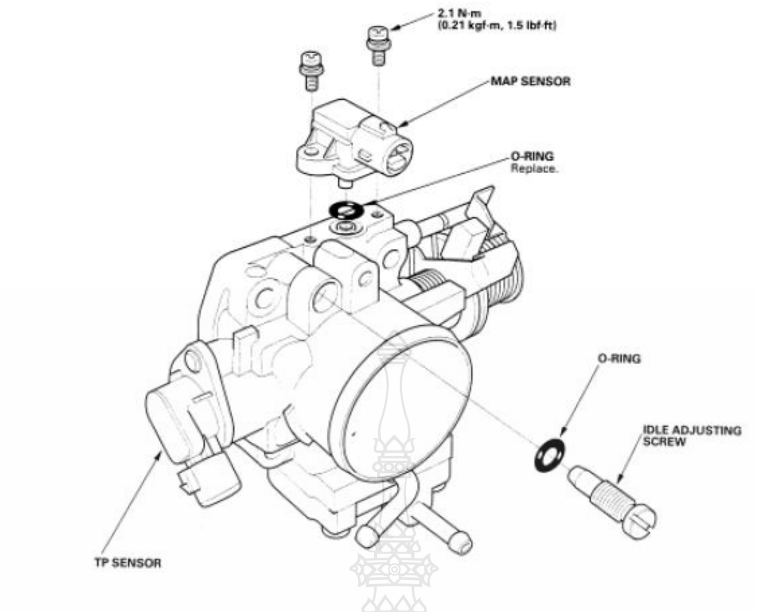
2.2.1 ระบบสัญญาณสุญญากาศและมวลอากาศในท่อไอดี

2.2.1.1 ระบบ D-Jetronic จะมี Map Sensor (เซนเซอร์ตรวจจับสุญญากาศในท่อร่วมไอดี)ในระบบ เป็นระบบที่มีการควบคุมระยะเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงของหัวฉีดด้วยวิธีการวัดความดันของอากาศ (Map Sensor) ภายในท่อไอดี (หลังลิ้นปีกผีเสื้อ) หรือที่เรียกว่า เซนเซอร์วัดความดันในท่อร่วมไอดี

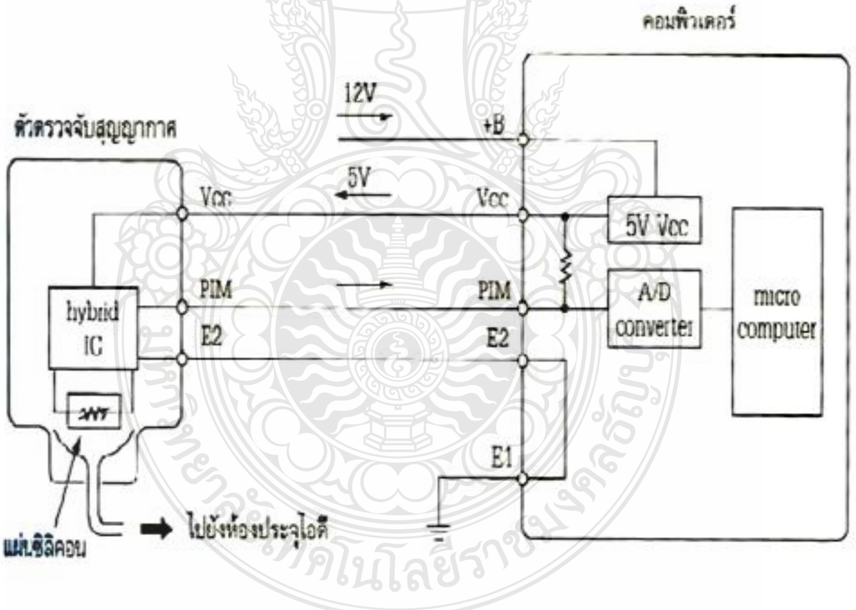


รูปที่ 2.8 โครงสร้าง Map Sensor

ตัวตรวจจับสุญญากาศ จะมีลักษณะโครงการสร้างและส่วนประกอบภายใน ดังแสดงในรูปที่ 2.8 ภายในตัวตรวจจับสุญญากาศจะประกอบด้วยตัวความตัวทาน ที่ทำจากแผ่นซิลิกอน ต่อวงจรร่วมตัวไอซี (Integrate Circuit: IC) โดยแผ่นซิลิกอนจะติดตั้งไว้ที่ปลายของท่อสุญญากาศ ที่ต่อมาจากท่อร่วมไอดีของเครื่องยนต์ และปลายของท่อสุญญากาศจะยื่นเข้าไปในห้องสุญญากาศสัมบูรณ์ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงของแรงดันอากาศในท่อร่วมไอดีจะมีผลให้แผ่นซิลิกอนบิดตัว ทำให้ค่าความต้านของแผ่นซิลิกอนเปลี่ยนแปลงไปตามค่าของแรงดันอากาศ จากการเปลี่ยนแปลงค่าความต้านทานของแผ่นซิลิกอนไปตามแรงดันอากาศ ตัวไอซีต่อวงจรร่วมกับแผ่นซิลิกอนจะเปลี่ยนแปลงค่าความต้านทานเป็นค่าแรงดันไฟฟ้า โดยแรงดันไฟฟ้าจะมีค่าต่ำ เมื่อแรงดันอากาศในท่อร่วมไอดีต่ำ (สุญญากาศมาก) และแรงดันไฟฟ้าสูงเมื่อแรงดันอากาในท่อรวมไอดีสูง (สุญญากาศน้อย) สัญญาณไฟฟ้าจากตัวตรวจจับสุญญากาศจะส่งอินพุทไปยังกล่อง ECU

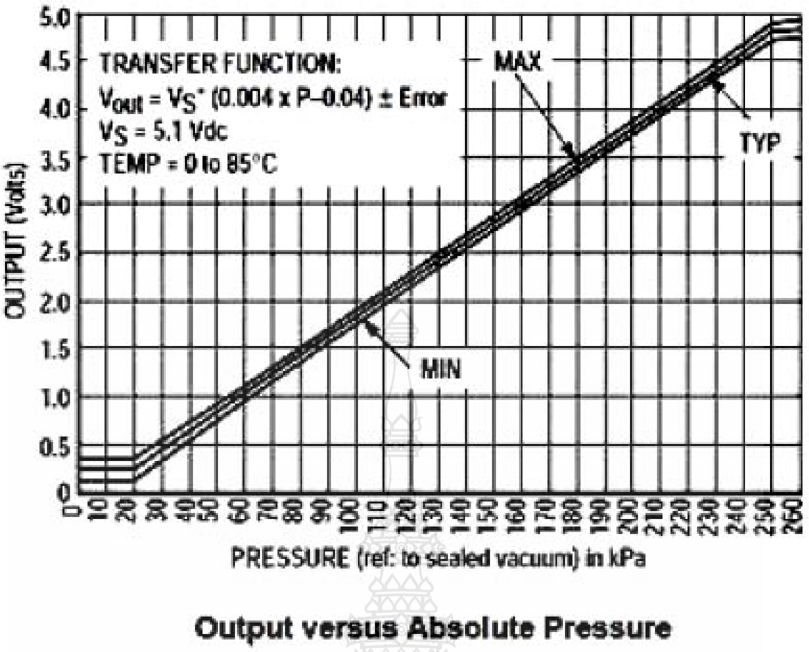


รูปที่ 2.9 D-Jetronic ที่ใช้ Map sensor อ่านแรงดันสุญญากาศ



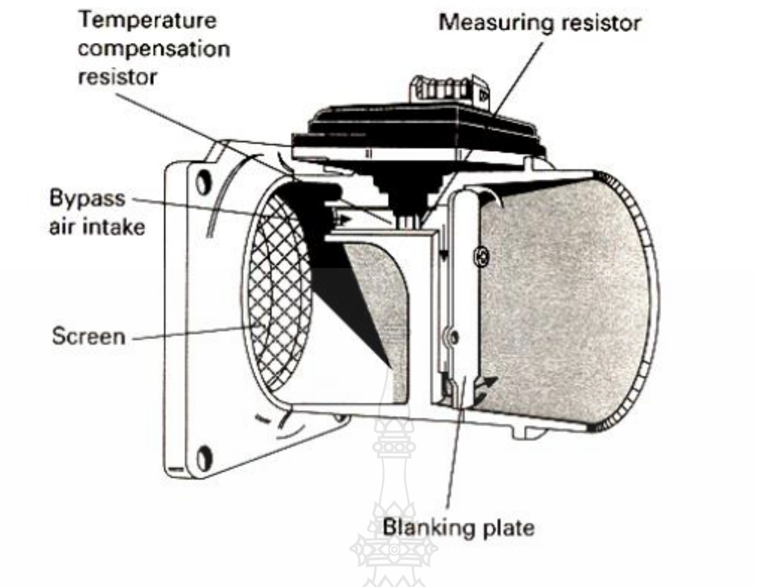
รูปที่ 2.10 วงจร Map Sensor ที่เชื่อมต่อกับกล่อง ECU

หลักการทำงาน จากวงจร Map Sensor จะได้รับแรงดันไฟฟ้าคงที่ 5V จากขั้ว VCC ของ ECU ขั้ว E2 เป็นกราวด์ของตัวตรวจจับสัญญาณ และขั้ว PIM เป็นขั้วสัญญาณแรงดันไฟฟ้า 0-5V จะส่งค่าแปรผันตามแรงดันสุญญากาศในท่อร่วมไอดีเป็นอินพุทให้กับ ECU เพื่อใช้ในการประมวลผลในการสั่งจ่ายปริมาณการฉีดของเชื้อเพลิง



รูปที่ 2.11 กราฟแสดง Voltage Output ที่แปรผันกลับแรงดันในท่อร่วม

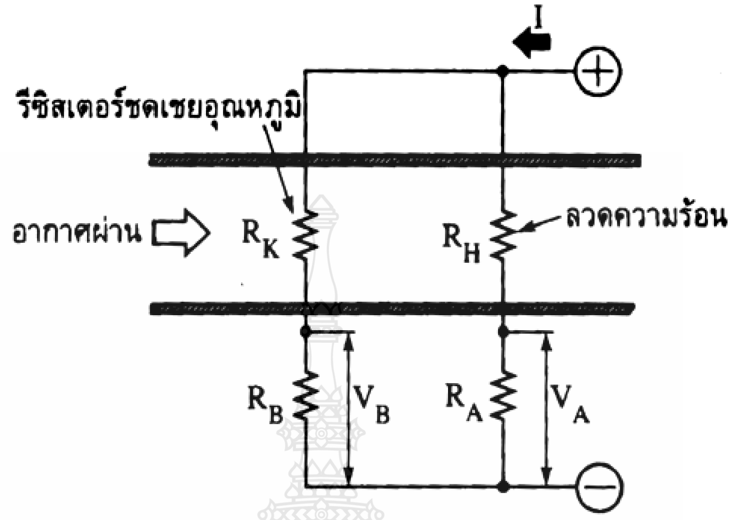
2.2.1.2 ระบบ L-Jetronic จะมี Mass Air Flow Sensor (MAF) วัดอัตราการไหลมวลอากาศ ระบบชนิดนี้เป็นที่มีการควบคุมระยะเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงของหัวฉีด ด้วยวิธีการวัดปริมาณของอากาศที่ไหลเข้ากระบอกสูบ ทำหน้าที่เปลี่ยนปริมาณอากาศโดยใช้มาตรวัดอัตราการไหลของอากาศ (Air Flow Meter) ที่ไหลเข้าเครื่องยนต์เป็นสัญญาณแรงดันไฟฟ้า 0-5 V ไปยังกล่อง ECU แล้วส่งสัญญาณแรงดันไฟฟ้า ร่วมกับสัญญาณความเร็วรอบของเครื่องยนต์ เพื่อกำหนดระยะเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงให้เหมาะสมกับปริมาณของอากาศที่เข้ากระบอกสูบ



รูปที่ 2.12 L-Jetronic ที่ใช้ Flap Air Flow Meter วัดอัตราการไหลของอากาศ

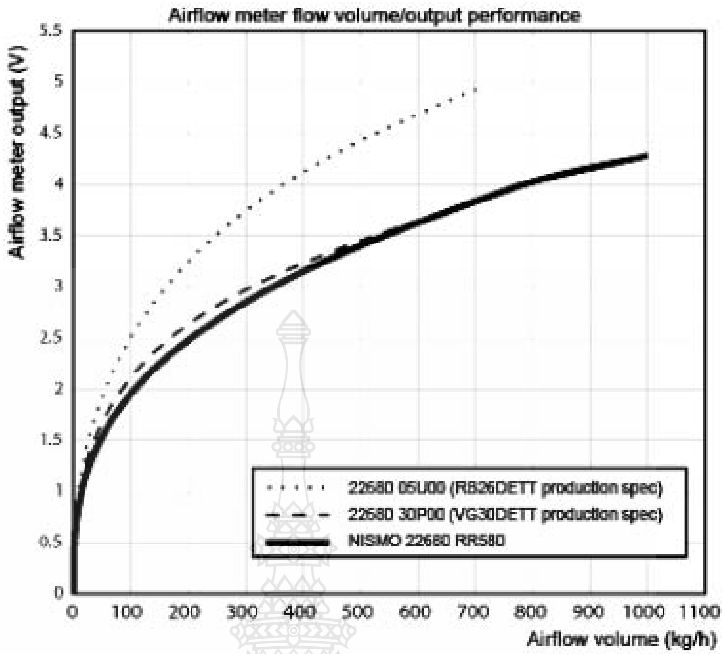
ในการควบคุมภาระของเครื่องยนต์ ปริมาณน้ำมันที่จะต้องฉีด จังหวะในการจุดระเบิด และเวลาที่จะต้องเปลี่ยนเกียร์ โดยจะติดตั้งอยู่ระหว่างตัวหม้อกรองอากาศและลิ้นปีกผีเสื้อมีในระบบ EFI แบบ L-Jetronic มีด้วยกัน 2 แบบดังนี้ แบบที่ 1 มาตรวัดการไหลของอากาศแบบใช้วัดแผ่นวัด (Flap Air Flow Meter) ทำงานโดยอาศัยการเปลี่ยนแปลงค่าความต้านทานและส่งแรงเคลื่อนไฟฟ้ากลับไปยัง ECU แรงดันจะอยู่ในระดับประมาณ 5V เมื่อไม่มีอากาศไหลผ่าน Air Flow และเมื่อมีอากาศไหลผ่านก็จะให้แรงเคลื่อนไฟฟ้าลดลง ตามปริมาณอากาศที่ไหลผ่าน โดยจะเข้าใกล้ 0V เมื่อมีอากาศไหลผ่านเป็นจำนวนมาก นอกจากนี้ยังมีอุปกรณ์ที่ติดตั้งให้ทำงานร่วมกับ Air Flow อีกสองตัว คือ ตัวจับอุณหภูมิอากาศ (Air Temperature Sensor) โดยเซนเซอร์นี้จะเปลี่ยนค่าความต้านทานไฟฟ้าตามอุณหภูมิของอากาศสวิตช์ ปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิง (Fuel Pump Switch) ใช้ในการควบคุมการทำงานของปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิง (Fuel Pump) ให้หยุดจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงเมื่อเครื่องยนต์ไม่ได้ทำงานหรือดับ ช่วยป้องกันไม่ให้เกิดเพลิงไหม้เวลาเกิดอุบัติเหตุแบบที่ 2 มาตรวัดการไหลของอากาศแบบใช้ขดลวดความร้อน (Hot Wire Air Flow Meter) มาตรวัดชนิดนี้วัดการไหลของอากาศโดยใช้ขดลวดความร้อน ในขณะที่มีอากาศไหลผ่านมากอุณหภูมิของขดลวดจะลดลง(ความต้านทานลดลง ทำให้กระแสจะไหลผ่านขดลวดมากขึ้น) และเมื่ออากาศไหลผ่านน้อยอุณหภูมิของขดลวดจะเพิ่มขึ้น (ความต้านทานเพิ่มขึ้นทำให้กระแสไหลผ่านขดลวดน้อยลง) ข้อดีของระบบมาตรวัดการไหลของอากาศแบบใช้ขดลวดความร้อนนี้คือ ขอบเขตการวัดปริมาณของอากาศที่ไหลผ่านอยู่ในช่วงที่กว้างกว่า แบบใช้แผ่นวัด ดังนั้นจึงเหมาะสมกับเครื่องยนต์ที่ติดตั้งเทอร์โบ มาตรวัดชนิดนี้ยังคงทำงานได้ดี

ไม่จำเป็นต้องใช้อุปกรณ์ปรับชดเชยการจ่ายน้ำมัน ในขณะที่มาตรวัดแบบแผ่น ต้องใช้อุปกรณ์ปรับชดเชยเนื่องจากส่วนผสมน้ำมันเชื้อเพลิง กับอากาศหนาเกินไป



รูปที่ 2.13 L-Jetronicที่ใช้ Hot Wire Air Flow Meter วัดอัตราการไหลของอากาศ

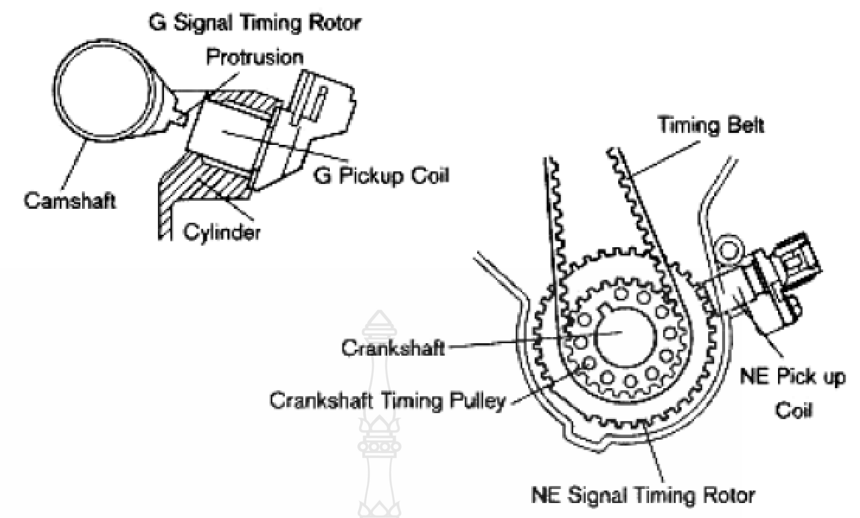
หลักการทำงาน ในรูปที่ 2.13 วงจรควบคุมกระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่านเส้นลวดความร้อน (I) จะมีความสัมพันธ์กับค่าความต้านทานที่เกิดกับเส้นลวดความร้อน (RH) ดังนั้นจะทำให้แรงเคลื่อนไฟฟ้า VA และ VB เท่ากัน กระแสไฟฟ้าจะคงรักษาระดับที่คงที่ แต่แรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ไหลผ่านเส้นลวดความร้อนจะสูงขึ้นและต่ำลงตามความต้านทานที่เปลี่ยนแปลงไป ค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่เปลี่ยนแปลงจะส่งสัญญาณไปยัง ECU เพื่อควบคุมปริมาตรการฉีดเชื้อเพลิงให้ถูกต้องแม่นยำ



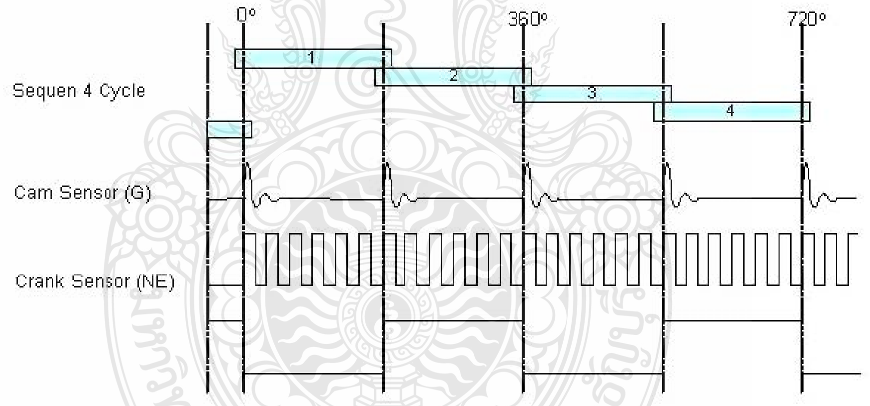
รูปที่ 2.14 กราฟแสดง Voltage Output ของ Air Flow Sensor

2.2.3 ระบบสัญญาณวัดรอบเครื่องยนต์

สัญญาณวัดรอบ (Revolutions Per Minute - RPM) เกิดจากการประมวลผลของกล่อง ECU เป็นสัญญาณ Pulse โดย 1 รอบการทำงานของเครื่องยนต์จะหมุน 720 องศาที่เพลาข้อเหวี่ยง เมื่อตัวตรวจจับองศาเพลาข้อเหวี่ยง (Crank Sensor) และตัวตรวจจับองศาลูกเบี้ยว (Cam Sensor) ทำหน้าที่ส่งสัญญาณตำแหน่งของลูกสูบกับเพลาข้อเหวี่ยง และความเร็วรอบของเครื่องยนต์ไปยังกล่อง ECU เพื่อกำหนดปริมาณการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง (Fuel Injection Amount Control) จังหวะการฉีดเชื้อเพลิง (Fuel Injection Timing) และควบคุมการจุดระเบิด (Ignition Power Distribution Control) โดย เครื่องยนต์จะใช้สัญญาณ G (Cam Sensor) ในการแจ้งตำแหน่งของลูกสูบไปยังกล่อง ECU เพื่อกำหนด จังหวะการฉีดของน้ำมันเชื้อเพลิง และสัญญาณ NE (Crank Sensor) กำหนดองศาการจุดระเบิดจะใช้ใน การวัดรอบของเครื่องยนต์ และมุมของเพลาข้อเหวี่ยง เพื่อให้กล่อง ECU กำหนดระยะเวลาในการฉีดของหัวฉีด (Injection Time) และควบคุมการจุดระเบิดล่วงหน้า (Ignition Advance Angle Control)



รูปที่ 2.15 Crank Sensor และ Cam Sensor



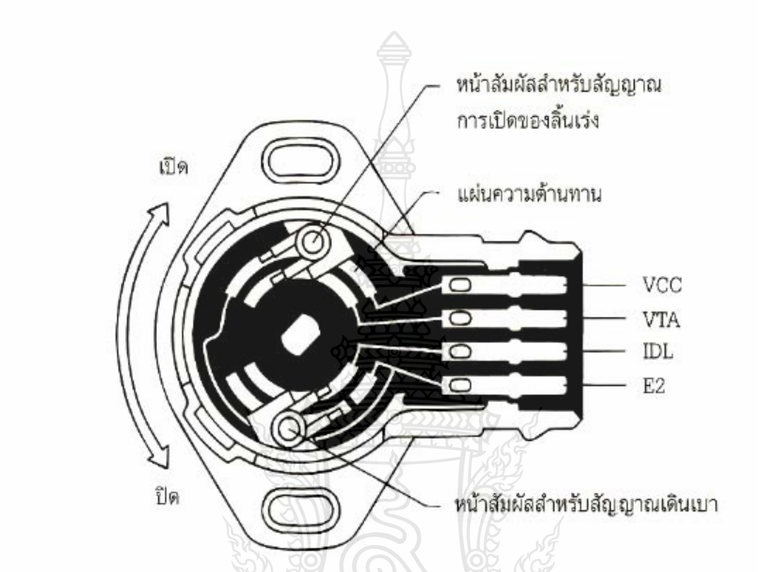
รูปที่ 2.16 สัญญาณ Crank Sensor และ สัญญาณ Cam Sensor

2.2.4 สัญญาณตรวจจับองศาลิ้นปีกผีเสื้อ (Throttle Signal)

Throttle Position Sensor (TPS) หรือตัวตรวจจับองศาลิ้นปีกผีเสื้อ จะทำหน้าที่บอกตำแหน่งการเปิดของลิ้นเร่ง หรือบอกสภาวะการรับภาระของเครื่องยนต์ ในรูปของสัญญาณไฟฟ้าให้กับ ECU เพื่อเพิ่มระยะเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง หรือ ตัดการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง ซึ่งลิ้นปีกผีเสื้อจะขยับเคลื่อนที่ เมื่อมีการกดที่แป้นคันเร่ง เพื่อยอมให้อากาศไหลผ่านมากหรือน้อย แล้วส่งสัญญาณไปให้ ECU เพื่อปรับระยะเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงและปรับจังหวะการจุดระเบิด ซึ่งมีอยู่ 2 แบบดังนี้

1) แบบสวิตช์เปิด-ปิด (Switch Type) เป็นแบบที่ไม่เป็นที่นิยม เนื่องจากความละเอียดต่ำ

2) แบบเชิงเส้น (Linear Type) มีลักษณะการทำงานเหมือนตัวต้านทานปรับค่าได้ ทำงานโดยอาศัยการเปลี่ยนค่าความต้านทานสัมพันธ์กับการเหยียบคันเร่ง เป็นแบบที่นิยมใช้กัน เนื่องจากให้ความละเอียดสูงกว่าแบบสวิตช์เปิด-ปิด

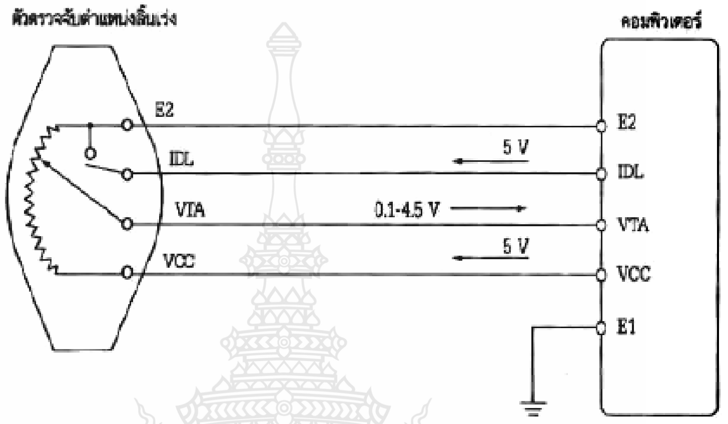


รูปที่ 2.17 Throttle Position Sensor

ตัวตรวจจับองศาลิ้นปีกผีเสื้อแบบเชิงเส้น (Linear type) ภายในตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่งแบบเชิงเส้นจะประกอบด้วยแผ่นความต้านทาน ชุดหน้าสัมผัส สัญญาณเดินเบา ชุดหน้าสัมผัสสัญญาณการ เปิดลิ้นเร่ง และแผ่นวงจรไฟฟ้าในการทำงานชุดหน้าสัมผัสทั้งสอง ที่ทำจากโลหะจะหมุนไปพร้อมกับการ หมุนของลิ้นเร่ง ชุดหน้าสัมผัสจะเป็นสะพานไฟเชื่อมต่อระหว่างขั้ว ของตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่ง โดย ชุดหน้าสัมผัสสัญญาณเดินเบาจะต่อเชื่อมระหว่างขั้ว IDL และ E2 และชุดหน้าสัมผัสสัญญาณการเปิดของลิ้นเร่งจะต่อเชื่อมระหว่างขั้ว VTA และ VCC ซึ่งมีตัวต้านทานต่ออยู่

หลักการทำงานที่ตำแหน่งเดินเบาลิ้นปีกผีเสื้อปิด ชุดหน้าสัมผัสสัญญาณทั้งสองจะหมุนมาอยู่ในทิศทางทวนเข็มนาฬิกาจนสุด โดยชุดหน้าสัมผัสสัญญาณเดินเบา จะต่อวงจรระหว่างขั้ว IDL และ E2 และชุดหน้าสัมผัสสัญญาณการเปิดลิ้นเร่งจะต่อที่ปลายของแผ่นความต้านทานของขั้ว VCC และ แผ่นวงจรของขั้ว VTA ในตำแหน่งนี้ค่าความต้านทานระหว่างขั้ว VCC และ VTA จะมาก เมื่อเร่งเครื่องยนต์ชุดหน้าสัมผัสสัญญาณเดินเบาและการเปิดของลิ้นเร่ง หมุนไปในทิศทานตามเข็ม

นาฬิกา พร้อมๆกัน ทำให้เครื่องยนต์ต่อวงจรระหว่างขั้ว IDL และ E2 จะถูกตัดเนื่องจากชุดหน้าสัมผัสสัญญาณ เดินเบาสัมผัสเลยตำแหน่งที่แผ่นวงจรไฟของขั้ว ขาด ในขณะเดียวกันชุดหน้าสัมผัสสัญญาณการเปิด ของลิ้นเร่งจะหมุนเลื่อนไป ทำให้ความยาวของแผ่นความต้านทานที่สัมผัสกับชุดหน้าสัมผัสลดลง ส่งผล ให้ความต้านทานระหว่างขั้ว VCC และ VTA ลดลงด้วย



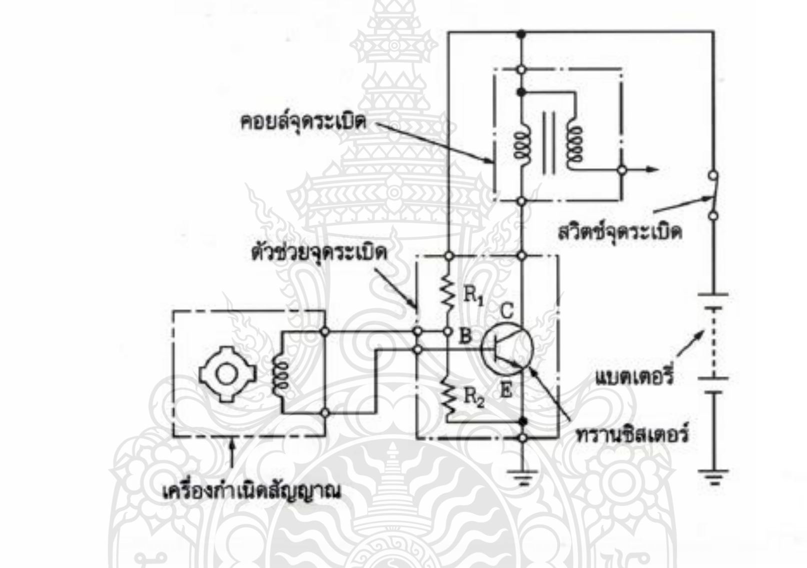
รูปที่ 2.18 วงจรตรวจจับองศาลิ้นปีกผีเสื้อแบบเชิงเส้น

จากรูปที่ 2.18 วงจรตัวตรวจจับองศาลิ้นปีกผีเสื้อแบบเชิงเส้น (Linear Type) ECU จะจ่ายแรงดันไฟฟ้าคงที่ประมาณ 5V เข้าที่ขั้ว VCC ของตัวตรวจจับตำแหน่งลิ้นเร่งผ่านตัวความต้านทานภายใน ออกทานขั้ว VTA ป้อนอินพุทกลับเข้า ECU เป็นสัญญาณการเปิดของลิ้นเร่ง และลงกราวด์ที่ขั้ว E2 และ ECU จ่ายแรงดันไฟฟ้าคงที่ 5V ออกทานขั้ว IDL เพื่อรอลงกราวด์ที่ขั้ว E2 ที่ตำแหน่งเดินเบาหน้าสัมผัสเดินเบา (ขั้วIDL และ E2) จะต่อถึงกันทำให้แรงดันไฟฟ้า V5 ที่ขั้ว IDL มาลงที่กราวด์ที่ขั้ว E2 ซึ่งบอกสภาวะเดินเบาของเครื่องยนต์หรือลิ้นเร่งปิดให้คอมพิวเตอร์ทราบส่วนที่ชุดหน้าสัมผัสสัญญาณ การเปิดของลิ้นเร่งในตำแหน่งเดินเบาค่าความ ต้านทานระหว่างขั้ว VCC และ VTA จะมาก ทำให้แรงดันไฟฟ้าที่ไหลผ่านจากขั้ว VCC ออกทานขั้ว VTA มีค่าน้อยประมาณ 0.1-0.5 V ที่ตำแหน่งเร่งเครื่องยนต์ชุดหน้าสัมผัสสัญญาณเดินเบา จะตัดวงจรระหว่างขั้ว IDL และ E2 ทำให้กระแสไฟฟ้าจากขั้ว IDL ของ ECU ไม่สามารถลงกราวด์ได้ ซึ่งเป็นการบ่งบอกถึงเครื่องยนต์ได้อยู่ในสภาวะเดินเบา ส่วนชุด หน้าสัมผัสสัญญาณเปิดของลิ้นเร่งในสภาวะนี้ค่าความต้านทานระหว่างขั้ว VCC และ VTA จะลดลง ตามมุมการเปิดของลิ้นปีกผีเสื้อ ทำให้ค่าแรงดันไฟฟ้าที่ออกมาจากขั้ว VTA เพิ่มขึ้นจาก 0.1-0.5V ที่ ตำแหน่งเดินเบาจนถึงประมาณ 4.5 V ที่ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิดสุด

2.2.5 ระบบจุดระเบิด

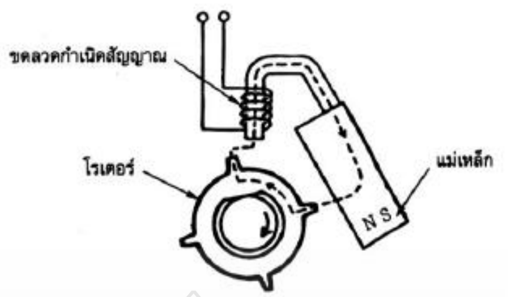
ระบบจุดระเบิด (Ignition system) หน้าที่ของระบบจุดระเบิด คือ การจ่ายประกายไฟเพื่อจุดระเบิด ไอดีภายในกระบอกสูบตามจังหวะการจุดระเบิด ที่เหมาะสมของเครื่องยนต์องค์ประกอบที่ทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างสมบูรณ์เต็มประสิทธิภาพกำลังอัดของเครื่องยนต์สูงจังหวะจุดระเบิดเหมาะสม และประกายไฟแรงส่วนผสมน้ำมันกับอากาศดีการทำงานของระบบจุดระเบิดที่ดีประกายไฟแรง แรงเคลื่อนไฟฟ้าที่เกิดขึ้นจะต้องสูงพอสามารถจุดประกายไฟระหว่างเขี้ยวหัวเทียนได้จังหวะการจุดระเบิดที่เหมาะสม ต้องมีระยะเวลาในการจุดระเบิดที่เหมาะสมกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์และภาระมีความทนทานต่อการสั่น สะเทือนและความร้อนของเครื่องยนต์

2.2.5.1 ระบบจุดระเบิดแบบทรานซิสเตอร์ (Transistor Ignition System)

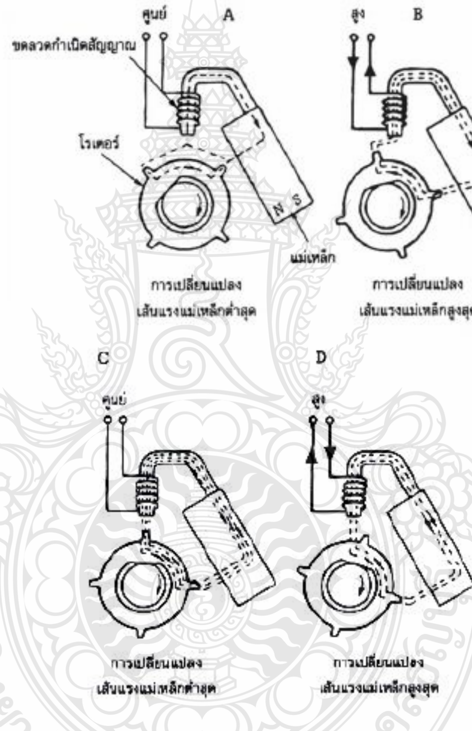


รูปที่ 2.19 วงจรจุดระเบิดแบบทรานซิสเตอร์

ระบบจุดระเบิดแบบกึ่งทรานซิสเตอร์สามารถแก้ปัญหากระแสไฟฟ้าแรงเคลื่อนสูงไม่พอที่ความเร็วสูงได้แต่ก็มีขีดจากัด เนื่องจากเกิดอาการเต้นของหน้าทองขาว (Point Bounce) จึงมีผู้ออกแบบ ระบบจุดระเบิดแบบทรานซิสเตอร์ขึ้น ระบบจุดระเบิดแบบทรานซิสเตอร์ จะแตกต่างจากระบบจุดระเบิด แบบกึ่งทรานซิสเตอร์ตรงที่ไม่มีหน้าทองขาว แต่จะใช้เครื่องกำเนิดสัญญาณ (Signal Generator) ซึ่งประกอบไปด้วยขดลวดสัญญาณ (Pick-up Coil) แม่เหล็ก (Magnet) และโรเตอร์ (Signal Rotor) ดูรูปที่ 2.19



รูปที่ 2.20 เครื่องกำเนิดสัญญาณ



รูปที่ 2.21 การกำเนิดสัญญาณ

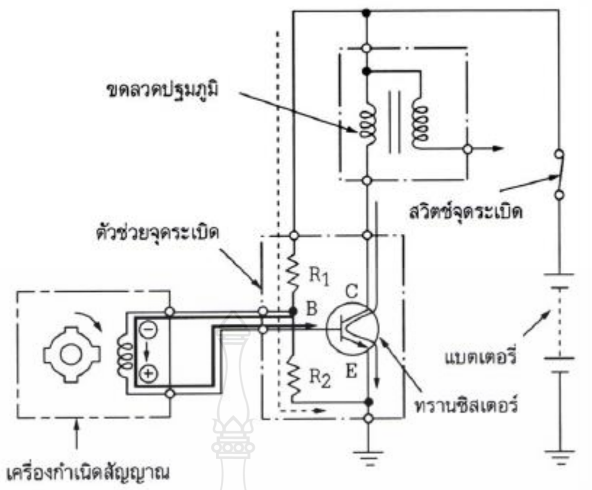
รูปที่ 2.21 แสดงให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงเส้นแรงแม่เหล็กในขดลวดสัญญาณและแรงเคลื่อนไฟฟ้าในตำแหน่ง A ระยะห่างของขดลวดสัญญาณกับฟันของโรเตอร์จะห่างมากที่สุด ความหนาแน่นของเส้นแรงแม่เหล็กจึงน้อย ในตำแหน่งนี้ไม่มีแรงเคลื่อนไฟฟ้าเกิดขึ้นในตำแหน่ง B เมื่อฟันของโรเตอร์เคลื่อนที่เข้ามาใกล้ขดลวดสัญญาณ การเปลี่ยนแปลงของเส้น แรงแม่เหล็กมากที่สุด กำเนิดแรงเคลื่อนไฟฟ้ามากที่สุด ในตำแหน่ง C เมื่อฟันของโรเตอร์เคลื่อนที่มาตรงกับขดลวดสัญญาณ การเปลี่ยนแปลงเส้นแรง แม่เหล็กไม่มี ทำให้การกำเนิดแรงเคลื่อนไฟฟ้าไม่มีด้วย ใน

ตำแหน่ง D เมื่อฟันของโรเตอร์เคลื่อนที่ออกห่างขดลวดสัญญาณการเปลี่ยนแปลงเส้นแรง แม่เหล็กมากที่สุด การกำเนิดแรงเคลื่อนไฟฟ้ามากที่สุด แต่ขั้วของแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ผลิตออกมานี้จะมีขั้วตรงข้ามกับขั้วไฟฟ้าในตำแหน่ง B ฉะนั้นกระแสไฟฟ้าที่ขดลวดสัญญาณผลิตออกมาจึงเป็นไฟฟ้ากระแสสลับ

2.2.5.2 การทำงานของระบบจุดระเบิดแบบทรานซิสเตอร์

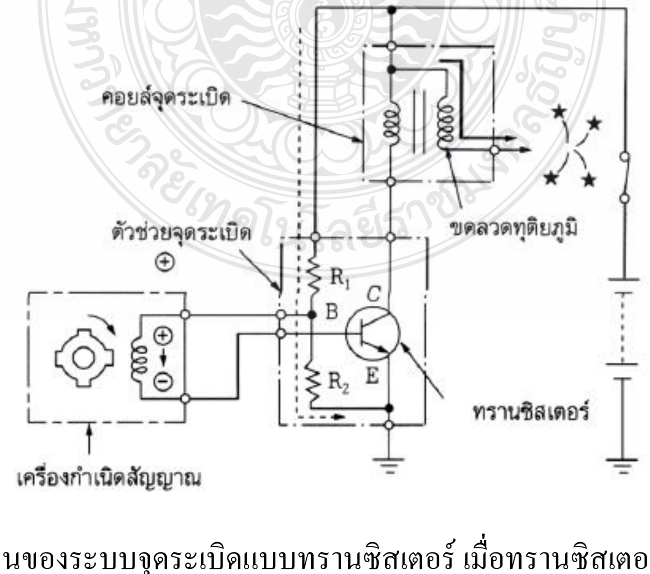
รูปที่ 2.22 การทำงานของระบบจุดระเบิดแบบทรานซิสเตอร์ เมื่อเปิดสวิตซ์จุดระเบิด

จากรูปที่ 2.22 เมื่อเปิดสวิตซ์จุดระเบิด การะแสไฟฟ้าจากแบตเตอร์รี่จะไหลผ่าน R1 และ R2 แล้วลงกราวด์ ในขณะที่ทรานซิสเตอร์ยังไม่ทำงาน เนื่องจากยังไม่มีกระแสไฟฟ้าไปกระตุ้นที่ขั้ว B ของ ทรานซิสเตอร์ ดังนั้นจึงไม่มีกระแสไฟฟ้าไหลผ่านขดลวดปฐมภูมิในคอยล์จุดระเบิด



รูปที่ 2.23 การทำงานของระบบจุดระเบิดแบบทรานซิสเตอร์ เมื่อสตาร์ทเครื่องยนต์

จากรูปที่ 2.23 เมื่อสตาร์ทเครื่องยนต์ จะเกิดแรงเคลื่อนไฟฟ้ากระแสสลับในขดลวดสัญญาณ ทำงานด้านบนของขดลวดสัญญาณเป็นขั้วลบ ส่วนทำงานด้านล่างของขดลวดสัญญาณเป็นขั้วบวก แรงเคลื่อนไฟฟ้าในขดลวดสัญญาณจึงไหลไปกระตุ้นที่ขั้ว B ผ่านไปยังขั้ว E แล้วลงกราวด์ จากผลอันนี้ จึงทำให้มีกระแสไฟฟ้าไหลผ่านขดลวดปฐมภูมิ ผ่านขั้ว C ไปยังขั้ว E แล้วลงกราวด์ ดังนั้นจึงเกิดสนามแม่เหล็กขึ้นที่เหล็กอ่อนของคอยล์จุดระเบิด



รูปที่ 2.24 การทำงานของระบบจุดระเบิดแบบทรานซิสเตอร์ เมื่อทรานซิสเตอร์ไม่ทำงาน

จากรูปที่ 2.24 เมื่อเครื่องยนต์หมุนต่อไป ทำให้แรงเคลื่อนไฟฟ้ากระแสสลับที่ขดลวดสัญญาณเปลี่ยนขั้วไปจากเดิม จึงไม่มีกระแสไปกระตุ้นที่ขั้ว B ของทรานซิสเตอร์ ทรานซิสเตอร์จึงหยุดการทำงานจากผลอันนี้จะทำให้กระแสไฟฟ้าจากขดลวดปฐมภูมิหยุดไหล ดังนั้นจึงทำให้เกิดการเหนี่ยวนำในขดลวดทุติยภูมิเกิดกระแสไฟแรงเคลื่อนสูงส่งไปยังหัวเทียนระบบจุดระเบิดแบบทรานซิสเตอร์และได้มีการพัฒนาขึ้นไปอีกโดยใช้กล่องคอมพิวเตอร์ (ECU) เป็นตัวควบคุมการทำงานของทรานซิสเตอร์ ซึ่งบางบริษัทเรียกระบบจุดระเบิดแบบนี้ว่า ระบบจุดระเบิดทรานซิสเตอร์ด้วยดิจิตอล (Digitally Controlled Transistorized System)

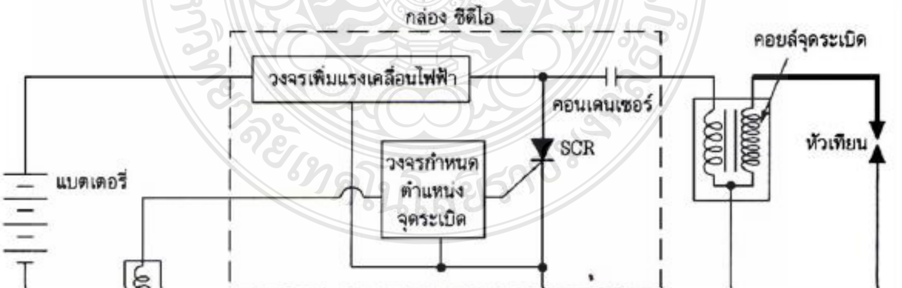
2.2.5.3 ระบบจุดระเบิดแบบซีดีไอ (Capacitive Discharge Ignition System: CDI) ระบบจุดระเบิดแบบทรานซิสเตอร์ที่กล่าวมาแล้วนั้น มีข้อเสียคือ ใช้กระแสไฟฟ้าสูงมาก อาจทำให้กระแสไฟฟ้าในแบตเตอรี่ไม่พอใช้ ระบบจุดระเบิดซีดีไอมีโครงสร้างหลักอยู่ 4 ส่วน คือ

1) DC-DC Converter เป็นอุปกรณ์เพิ่มแรงเคลื่อนไฟฟ้า โดยทำหน้าที่แปลงกระแสไฟฟ้าจาก แบตเตอรี่ให้เป็นไฟฟ้ากระแสตรงแรงเคลื่อนสูงประมาณ 300-400 โวลท์

2) คอนเดนเซอร์ (Condenser) ทำหน้าที่รับหรือเก็บประจุไฟฟ้ากระแสตรงแรงเคลื่อนสูงจาก DC-DC Converter

3) ชุดควบคุม (Control) ใช้ SCR (Silicon Control Rectifier) ร่วมกับตัวกำเนิดสัญญาณที่จานจ่าย(Pulse Generator) ควบคุมการคายประจุของคอนเดนเซอร์เพื่อให้เกิดกระแสไฟแรงเคลื่อนสูงที่คอยล์

4) คอยล์จุดระเบิด (Ignition Coil) ทำหน้าที่แปลงกระแสไฟฟ้าแรงเคลื่อนต่ำให้เป็นกระแสไฟฟ้าแรงเคลื่อนสูง

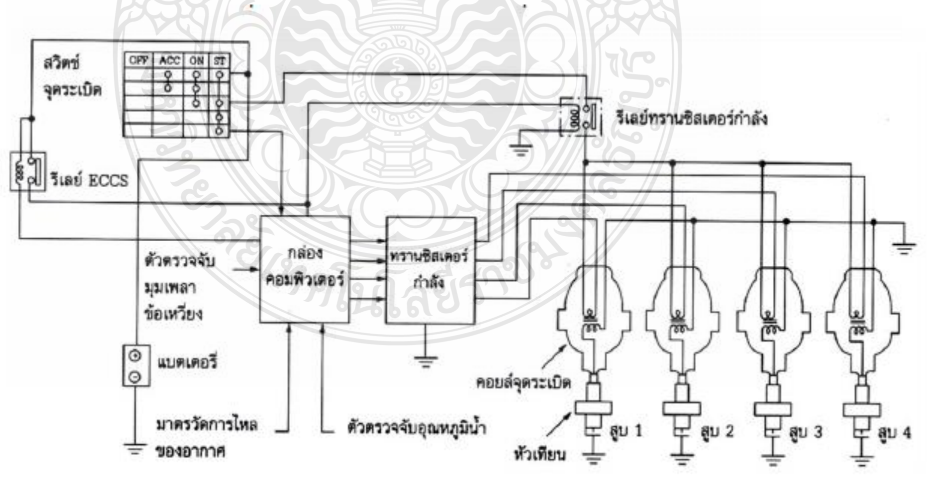


รูปที่ 2.25 วงจรจุดระเบิดแบบ CDI

จากรูปที่ 2.25 ไฟฟ้ากระแสตรงแรงเคลื่อน 12 โวลท์จากแบตเตอรี่จะไหลผ่านอุปกรณ์เพิ่มแรงเคลื่อนไฟฟ้า (DC-DC Converter) เพื่อแปลงให้เป็นไฟฟ้ากระแสตรงแรงเคลื่อนสูงประมาณ 400 โวลท์ แล้วไหลเข้าประจุ (Charge) ในคอนเดนเซอร์

เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่อยู่ในตำแหน่งจุดระเบิด ตัวกำเนิดสัญญาณ (Pulse Generator) ในตัวเรือน จานจ่ายจะผลิตสัญญาณออกมา สัญญาณนี้จะไหลไปยังตัวกำหนดตำแหน่งจุดระเบิด (Tigger) เพื่อกำหนดตำแหน่งจุดระเบิดให้ถูกต้องตามสภาวะของเครื่องยนต์และขยายสัญญาณ ต่อจากนั้นสัญญาณจะ ไหลไปกระตุ้น SCR ที่ขั้ว G (Gate) ทำให้ SCR เป็นตัวนำไฟฟ้าคอนเดนเซอร์จะคายประจุ (Dicharge) ผ่าน SCR ไปยังขดลวดปฐมภูมิ (Primary Winding) ทำให้เกิดการเหนี่ยวนำในขดลวดทุติยภูมิเกิดกระแสไฟแรงเคลื่อนสูงประมาณ 30 กิโลโวลท์ ไหลไปกระโดดข้ามช่องว่างของหัวเทียน

2.2.5.4 ระบบจุดระเบิดแบบไม่มีจานจ่าย (Distributorless Ignition System: DLI) คือระบบจุดระเบิดแบบอิเล็กทรอนิกส์ ซึ่งคอยจุดระเบิด จะจ่ายกระแสไฟฟ้าแรงเคลื่อนสูงไปยังหัวเทียนโดยตรง โดยไม่ต้องผ่านจานจ่าย เป็นการขจัดปัญหา กระแสไฟแรงเคลื่อนสูงลดลงเนื่องจากช่องว่างของขั้วจานจ่าย จากรูปที่ 2.25 ระบบจุดระเบิดแบบไม่มีจานจ่าย ตัวช่วยจุดระเบิด (Igniter) จะติดอยู่กับกล่อง คอมพิวเตอร์ ส่วยคอยล์จุดระเบิดจะมีอยู่ 3 ชุด ชุดแรกสำหรับสูบที่ 1 และ 6 ชุดที่ 2 สำหรับสูบที่ 2 และ 5 ชุดที่ 3 สำหรับสูบที่ 3 และ 4 นั้นแสดงว่าแต่ละสูบจะจุดระเบิด 2 ครั้ง ใน 1วัฏจักร (1 Cycle)



รูปที่ 2.26 ระบบจุดระเบิดแบบ DLI

จากรูปที่ 2.26 เป็นระบบจุดระเบิดแบบไม่มีจานจ่ายของระบบ ECCS หรืออาจจะเรียกว่า ระบบจุดระเบิดตรง (Direct Ignition System) ลักษณะของระบบนี้จะไม่มีจานจ่ายและสายไฟแรงสูง (High - tension Wires) คอยล์จุดระเบิดจะต่อเข้ากับหัวเทียนโดยตรง

การทำงานของระบบจุดระเบิดแบบไม่มีจานจ่ายของระบบ ECCS จะคล้ายกับระบบจุดระเบิด แบบไม่มีจานจ่ายของระบบ TCCS กล่าวคือ เมื่อเปิดสวิตช์จุดระเบิดให้อยู่ในตำแหน่ง ON กระแสไฟฟ้า จากแบตเตอรี่จะไหลผ่านขดลวดปฐมภูมิของคอยล์จุดระเบิดไปรอลงกราวด์ที่ทรานซิสเตอร์กาลัง (Power Transistor)

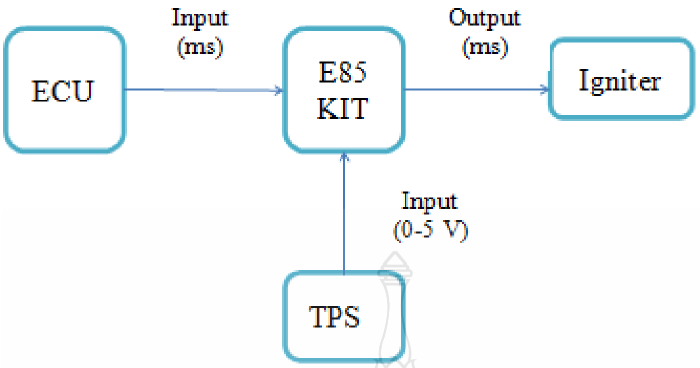
เมื่อสตาร์ทเครื่องยนต์ ตัวตรวจจับมุมเพลาข้อเหวี่ยง (Crank Angle Sensor) จะส่งสัญญาณมุม เพลาข้อเหวี่ยงและสัญญาณความเร็วของรอบเครื่องยนต์ไปยังกล่องคอมพิวเตอร์ กล่องคอมพิวเตอร์จะ คำนวณมุมการจุดระเบิดแล้วส่งสัญญาณไฟฟ้าไปกระตุ้นให้ทรานซิสเตอร์ ทำให้เกิดการเหนี่ยวนำในคอยล์จุดระเบิด เกิดกระแสไฟแรงเคลื่อนสูงไปกระโดดข้ามที่ช่องว่างที่หัวเทียนตามลำดับ การจุดระเบิด

2.3 อุปกรณ์ควบคุมการทำงานของหัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85

หลักการทำงานเบื้องต้นของอุปกรณ์ดังกล่าวจะต่อพ่วงกับอุปกรณ์ควบคุมการทำงานของเครื่องยนต์ (ECU) เดิม โดยรับเอาสัญญาณหัวฉีดเดิมของ ECU ร่วมกับ สัญญาณตำแหน่งปีกผีเสื้อ (TPS) ของคันเร่ง (Throttle signal) เป็น input มาทำการประมวลผล และส่งสัญญาณการฉีดใหม่ เพิ่มระยะเวลาที่ใช้ฉีดเชื้อเพลิงออกมาเป็น output และส่งไปยังหัวฉีดน้ำมัน

2.3.1 การติดตั้ง กล่อง E85

ก่อนทำการต่อกล่อง E85 จะต้องทำการหาสายไฟ +12v, GND และสัญญาณ TPS จากลิ้นปีกผีเสื้อของเครื่องยนต์ก่อนจะทำต่อกับกล่อง Easy tuner ลักษณะการทำงานของกล่อง E85 จะเป็นในลักษณะอ้างอิงสัญญาณเดิมจากกล่อง ECU ดังนี้



รูปที่ 2.27 การเชื่อมโยงสัญญานของกล่อง E85

ขั้นตอนการติดตั้งกล่อง E85

1) ต่อแรงดันไฟฟ้า 12V ไปที่ขั้ว บวกของกล่อง E85
2) ต่อสัญญาณกราวด์ไปยังขั้ว กราวด์ของกล่อง E85
3) ต่อสัญญาณคันเร่งโดยการเกาะสัญญาณ (ต่อพ่วง) ไปที่ขา TPS ของกล่อง E85

2.4 สมรรถนะเครื่องยนต์

สมรรถนะของเครื่องยนต์หมายถึงความสามารถในการทำงานของเครื่องยนต์เป็นเครื่องบ่งบอกให้ทราบถึงคุณลักษณะเฉพาะตัวของเครื่องยนต์นั้นอันสามารถจะนำมาใช้เป็นข้อพิจารณาในการเลือกและใช้เครื่องยนต์ได้อย่างถูกต้องตามวัตถุประสงค์พารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะเครื่องยนต์คือความสามารถในการทำงานของเครื่องยนต์เช่นประสิทธิภาพแรงบิดกำลังงานความเร็วรอบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเป็นต้นการที่จะศึกษาเรื่องดังกล่าวนี้จำเป็นต้องใช้เครื่องมือทดสอบและวิธีการต่างๆอย่างถูกต้องเหมาะสมประสิทธิภาพของเครื่องยนต์คืออัตราส่วนของพลังงานที่เครื่องยนต์ผลิตได้ต่อค่าของพลังงานทั้งหมดที่ถูกใช้ไปขณะที่แรงบิดของเครื่องยนต์จะบอกถึงความสามารถของเครื่องยนต์ในเทอมของแรงคูณระยะทางกำลังของเครื่องยนต์จะบอกถึงความสามารถของเครื่องยนต์ในเทอมของแรงบิดคูณกับความเร็วเชิงมุมของเพลาข้อเหวี่ยงกำลังของเครื่องยนต์ (Power of Engine) สามารถแบ่งออกเป็น 3 ชนิดคือกำลังงานเบรค (Brake power, W_B) กำลังงานอินดิเคต (Indicated power, W_I) และกำลังงานความฝืด(Friction power, W_F) [3]

2.4.1 กำลังงานเบรค (Brake Power, W_B) เป็นกำลังที่เกิดขึ้นจากการขยายตัวของแก๊สร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้ที่มีแรงดันสูงผลักดันให้ลูกสูบเคลื่อนที่ลงลูกสูบจะถ่ายกำลังไปหมุนเพลาข้อ

เหวี่ยงซึ่งยึดติดกับล้อช่วยแรง (Flywheel) ออกมาเป็นกำลังงานเพลาหรือกำลังงานเบรคการวัดกำลังงานเบรคโดยใช้ไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer) เป็นเครื่องมือที่ดูดซับกำลังเอาไว้และสามารถแสดงผลออกมาในเทอมของแรงบิด (Torque) และความเร็วเชิงมุม สามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{W}_B = T\omega \tag{2.3}$$

เมื่อ $\dot{W}_B$ คือ กำลังงานเบรก (kW)

T คือ แรงบิดเพลา (N.m)

ω คือ ความเร็วเชิงมุม (rev/sec)

และ

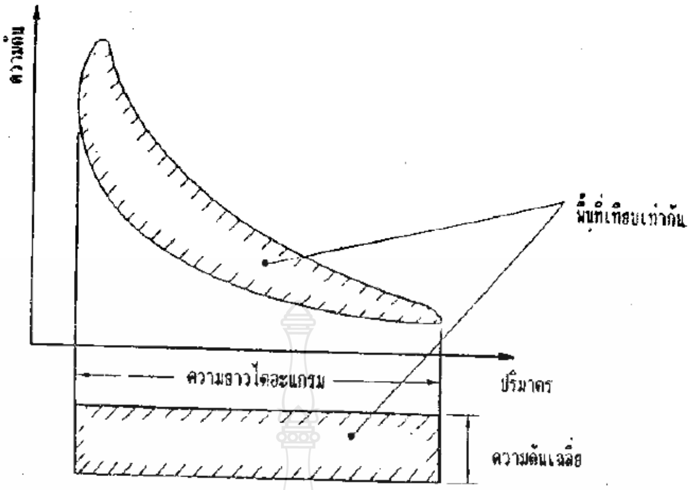
$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \tag{2.4}$$

เมื่อ ω คือ ความเร็วเชิงมุม (rev/sec)

n คือ ความเร็วรอบ (rpm)

2.4.2 กำลังงานอินดิเคต (Indicated power, W_I)

เป็นกำลังที่เกิดขึ้นบนหัวลูกสูบเนื่องจากความดันที่ได้จากการเผาไหม้ไอดีในกระบอกสูบ การวัดความดันภายในกระบอกสูบทำได้โดยติดตั้งเพรสเซอร์ทรานสดิวเซอร์ (Pressure Transducer) มาที่ออสซิโลสโคปเมื่อออสซิโลสโคปรับสัญญานแล้วก็จะสั่งให้ระบบกลไก (Mechanics)เขียนรูปความดันกับปริมาตรออกมาพื้นที่ P-V diagram ดังรูปที่ 2.26สามารถหาได้โดยใช้แพลนนิมิเตอร์ (Planimeter) เมื่อนำพื้นที่ในแผนรูปความดันและปริมาตร (P-V diagram) หารด้วยความยาวฐานของ P-V diagram ก็สามารถหาค่าความสูงเฉลี่ยของ P-V diagram ได้นำความสูงเฉลี่ยคูณด้วยค่าความแข็งของสปริงหรือค่าคงที่ก็จะได้ค่าความดันเฉลี่ยอินดิเคต (Indicated mean effective pressure, PM)



รูปที่ 2.28 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันกับปริมาตร

$$\dot{W}_I = \frac{P_M L A_D n k}{60} \qquad (2.5)$$

เมื่อ $\dot{W}_I$ คือ กำลังงานอินดิเคต(kW)

P_M คือ ความดันเฉลี่ยอินดิเคต (kN/m^2)

L คือ ระยะชักกระบอกสูบ (m)

A_D คือ พื้นที่หน้าตัดของลูกสูบ (m^2)

n คือ ความเร็วรอบ (rpm)

k คือ จำนวนลูกสูบของเครื่องยนต์

2.4.3 กำลังงานความฝืด (Friction power, W_F)

เป็นกำลังสูญเสียที่ไม่ต้องการแต่เกิดขึ้นเนื่องจากความเสียดทานของชิ้นส่วนต่างๆของเครื่องยนต์ที่เคลื่อนที่เช่นลูกสูบกับกระบอกสูบแหวนลูกสูบกับกระบอกสูบแบริ่งกับเพลาข้อเหวี่ยงเป็นต้นกำลังความฝืดสามารถหาได้หลายวิธีดังนี้

2.4.3.1 วิธีของมอร์ส (Morse testing) ใช้กับเครื่องยนต์หลายๆสูบการทดสอบให้เดินเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบหนึ่งแล้ววัดทอร์คเครื่องยนต์ไว้จากนั้นทำให้สูบใดสูบหนึ่งไม่ทำงานแล้วเดินเครื่องยนต์ที่รอบเท่ากับการวัดทอร์คครั้งแรกจึงวัดทอร์คของเครื่องยนต์อีกครั้งนำผลต่างของทอร์คที่วัดได้นำไปหากำลังกำลังที่ได้คือกำลังงานอินดิเคตของสูบที่ไม่ทำงาน

2.4.3.2 วิธีการขับด้วยมอเตอร์ (Motoring Testing) ใช้ไดนาโมทำหน้าที่เป็นทั้งมอเตอร์ (Motor)และเจนเรเตอร์ (Generator) ขับเครื่องยนต์ให้หมุนกำลังของมอเตอร์ที่ใช้ก็คือกำลังงานความฝืดของเครื่องยนต์ทั้งหมดกำลังงานของมอเตอร์สามารถคำนวณจากแรงเคลื่อนไฟฟ้า (Voltage) คูณด้วยกระแสไฟฟ้า (Ampare)

2.4.3.3 วิธีอินดิเคเตอร์ไดอะแกรม (Indicator diagram testing) สามารถหาจากความดันเฉลี่ยอินดิเคต(imep) จากรูป PV-diagram และนำค่าความดันเฉลี่ยอินดิเคตคำนวณหาค่ากำลังงานอินดิเคต (W_I)กำลังงานความฝืดสามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{W}_F = \dot{W}_I - \dot{W}_B \tag{2.6}$$

เมื่อ $\dot{W}_F$ คือ กำลังงานความฝืด (kW)

2.4.4 อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง (Specific fuel consumption, m_f)

อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจะเป็นสิ่งที่ช่วยชี้ให้เห็นถึงสมรรถนะของเครื่องยนต์แต่ละเครื่องได้การเปรียบเทียบความสามารถการผลิตกำลังส่งออกของเครื่องยนต์ที่ได้จากเชื้อเพลิงจำนวนหนึ่งความสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงได้ถูกกำหนดให้เป็นอัตราส่วนระหว่างปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงที่ใช้ไปต่อช่วงเวลาหนึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\dot{m}_F = \frac{m_F}{t_F} \tag{2.7}$$

เมื่อ $\dot{m}_F$ คือ อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง(kg/s)

m_F คือ มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกใช้(kg)

t_F คือ เวลาที่เชื้อเพลิงที่ถูกใช้(sec)

อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะ (Specific fuel consumption, sfc) ซึ่งหมายถึงอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงต่อกำลังที่เครื่องยนต์ผลิตได้สามารถแบ่งออกได้ 2 กรณี

1) อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค (Brake Specific Fuel Consumption,bsfc) อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคคืออัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงต่อกำลังงานเบรคของเครื่องยนต์หาได้จากสมการ

$$bsfc = \frac{\dot{m}_F}{\dot{W}_B} \times 3600 \tag{2.8}$$

เมื่อ $bsfc$ คือ อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (kg/kW.h)

2) อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะอินดิเคต (Indicated Specific Fuel Consumption,bsfc) อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะอินดิเคตคือ อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงต่อกำลังงานอินดิเคตของเครื่องยนต์สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$isfc = \frac{\dot{m}_F}{\dot{W}_I} \times 3600 \tag{2.9}$$

เมื่อ $isfc$ คือ อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะอินดิเคต (kg/kW.h)

2.4.5 อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (Air fuel ratio, A/F)

การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงในกระบอกสูบของเครื่องยนต์จะสมบูรณ์เพียงใดขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายประการเช่นระยะเวลาในการเผาไหม้การคลุกเคล้าระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงในกระบอกสูบ อุณหภูมิและออกซิเจนต้องมากเพียงพอ [5]

$$\text{A/F} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_F} \tag{2.10}$$

2.4.6 ประสิทธิภาพทางความร้อน (Thermal efficiency, η_{TH})

เครื่องยนต์เป็นเครื่องมือที่เปลี่ยนพลังงานความร้อนของน้ำมันเชื้อเพลิงให้เป็นพลังงานกล ประสิทธิภาพจะเป็นตัวชี้ให้ทราบว่าเครื่องยนต์มีความสามารถในการเปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกลได้มากน้อยเพียงใดประสิทธิภาพเชิงความร้อนแบ่งออกเป็น 2 ชนิด

2.4.6.1 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรค (Brake thermal efficiency, η_{BTH}) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\eta_{BTH} = \frac{\dot{W}_B}{LHV \times \dot{m}_F} \times 100\% \tag{2.11}$$

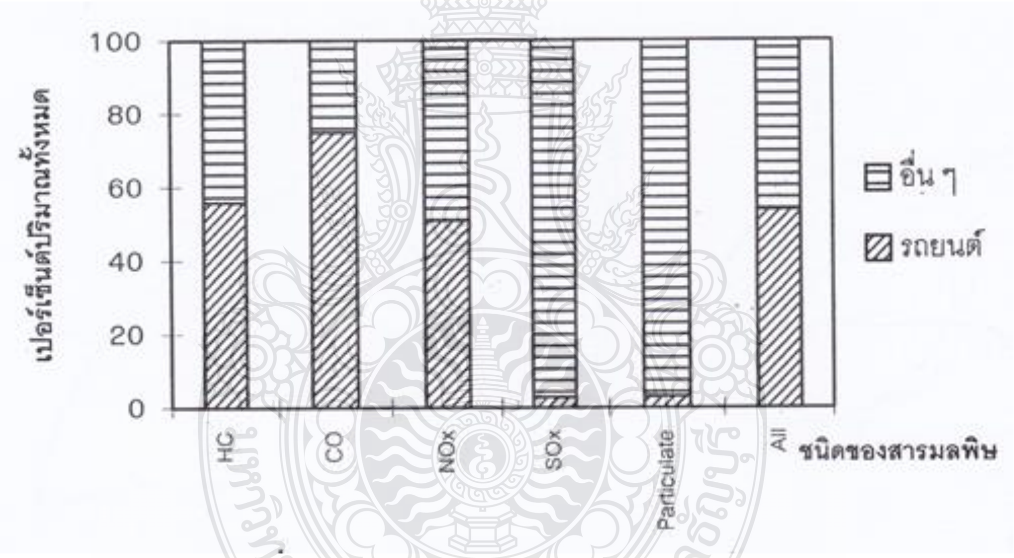
เมื่อ LHV คือ ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง(kJ/kg)

2.4.6.2 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนอินดิเคต (Indicated thermal efficiency,η_{ITH}) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\eta_{ITH} = \frac{\dot{W}_I}{LHV \times \dot{m}_F} \times 100\% \tag{2.12}$$

2.5 มลพิษที่เกิดจากเครื่องยนต์

มลพิษที่เกิดขึ้นทุกวันนี้มีที่มาที่สำคัญ คือ จากเครื่องยนต์นั่นเอง ซึ่งเครื่องยนต์เป็นต้นกำเนิดสารพิษต่างๆ เช่น คาร์บอนมอนอกไซด์ ไฮโดรคาร์บอน และไนโตรเจนออกไซด์ เป็นส่วนใหญ่ ส่วนซัลเฟอร์ไดออกไซด์และเขม่ามีปริมาณไม่มากนักหากเทียบจากแหล่งกำเนิดอื่น [6]

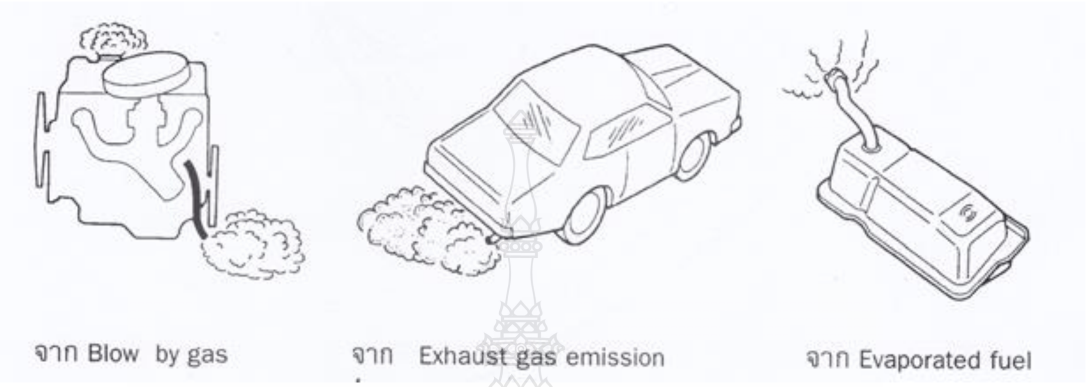


รูปที่ 2.29 สารมลพิษที่เกิดจากรถยนต์และอื่นๆ

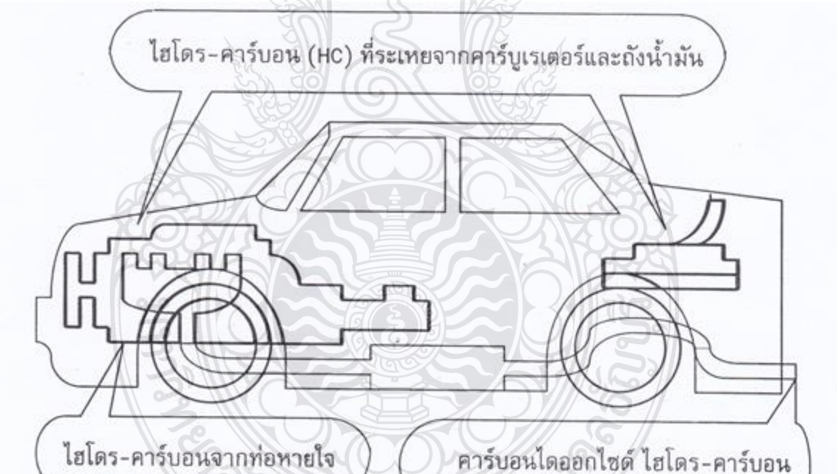
จากรูปจะเห็นว่ามลพิษที่เกิดขึ้นโดยรูปรวมทั้งหมดมากกว่า 50 เปอร์เซ็นต์ เกิดจากการใช้ยวดยาน (เครื่องยนต์) โดยเฉพาะสารไฮโดรคาร์บอน คาร์บอนมอนอกไซด์ และไนโตรเจนออกไซด์ จะมีปริมาณเท่ากับ 55.8, 75.0 และ 51.0 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ ซึ่งมากเกินครึ่งของสารมลพิษที่เกิดขึ้นทั้งหมด สำหรับซัลเฟอร์ไดออกไซด์และเขม่ามีปริมาณเท่ากับ 2.9 และ 3.1 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ

เป็นที่ทราบแล้วว่ามลพิษที่มนุษย์สร้างขึ้นเกิดจากรถยนต์เป็นส่วนใหญ่ และมลพิษที่เกิดจากรถยนต์ เกิดจากแหล่งใหญ่ๆ 3 แหล่ง คือ มลพิษที่ปนออกมากับไอเสียจากท่อไอเสีย (Exhaust gas

emission) แก๊สที่รั่วผ่านแหวนลูกสูบลงไปในห้องเพลาข้อเหวี่ยงและระบายออกที่ท่อระบายแก๊ส (Blow by gas) และไอระเหยที่ระเหยออกมาจากถังน้ำมันและคาร์บูเรเตอร์ (Evaporated fuel) ดังแสดงในรูปที่ 2.30 และ 2.31



รูปที่ 2.30 แสดงแหล่งที่เกิดมลพิษจากรถยนต์



รูปที่ 2.31 แสดงแหล่งการเกิดมลพิษจากรถยนต์

2.5.1 มลพิษจากการระเหยของเชื้อเพลิง

มลพิษที่เกิดจากการระเหยของน้ำมันเชื้อเพลิง หมายถึงปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงที่ระเหยออกจากถังน้ำมันเชื้อเพลิงและจากคาร์บูเรเตอร์ ปัจจัยการระเหยของน้ำมันเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับอุณหภูมิรอบข้าง เช่น อุณหภูมิอากาศ อุณหภูมิเครื่องยนต์ และคุณสมบัติการระเหยตัวของสารเชื้อเพลิงนั้นๆ นอกจากนั้นการเปิดปิดถังน้ำมันบ่อยๆ ก็เป็นสาเหตุการระเหยของน้ำมันมากขึ้น ในส่วนของการ

ระเหยของไอน้ำมันเชื้อเพลิงที่คาร์บูเรเตอร์ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิเครื่องยนต์ เพราะคาร์บูเรเตอร์จะได้รับความร้อนจากเครื่องยนต์มากโดยเฉพาะเมื่อดับเครื่องยนต์

ตารางที่ 2.1 เปรียบเทียบสารไอระเหยไฮโดรคาร์บอน

สารเชื้อเพลิง	ระเหยจากถังน้ำมันเชื้อเพลิง	ระเหยจากคาร์บูเรเตอร์
น้ำมันฐานพาราฟินส์		
จำนวนคาร์บอน $C_1 – C_5$	17.70 กรัม/วัน	13.10 กรัม/วัน
จำนวนคาร์บอน C_6ขึ้นไป	4.50 กรัม/วัน	18.10 กรัม/วัน
น้ำมันฐานโอเลฟินส์		
จำนวนคาร์บอน $C_2 – C_4$	0.45 กรัม/วัน	0.45 กรัม/วัน
จำนวนคาร์บอน C_5ขึ้นไป	5.90 กรัม/วัน	7.26 กรัม/วัน
น้ำมันฐานอาโรเมติกส์		
$C_8 H_{18}$	0.90 กรัม/วัน	0.45 กรัม/วัน
อื่นๆ ที่ไม่ใช้ $C_8 H_{18}$	1.36 กรัม/วัน	1.81 กรัม/วัน

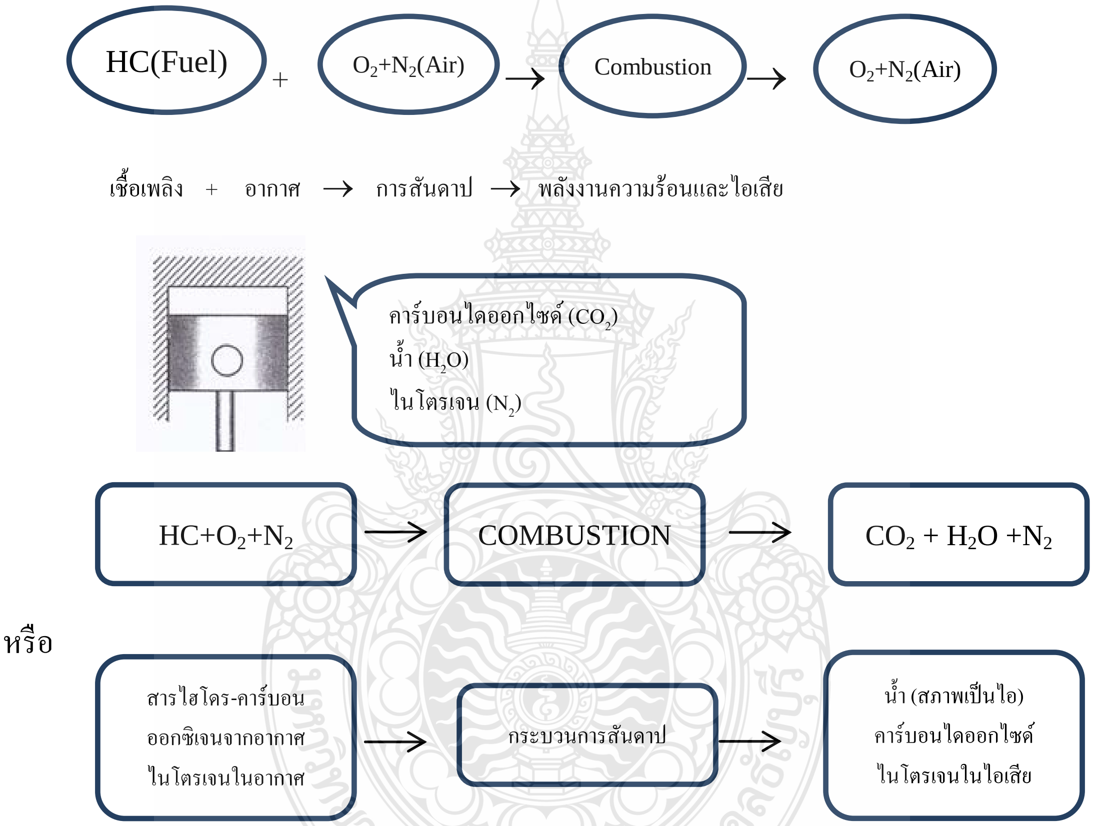
2.5.2 แก๊สที่รั่วผ่านห้องเพลาข้อเหวี่ยง

แก๊สที่รั่วผ่านแหวนลูกสูบจะลงมาสู่ห้องเพลาข้อเหวี่ยงทั้งในจังหวะอัดและจังหวะกำลัง ปกติแก๊สนี้จะประกอบด้วย ไฮโดรคาร์บอนและอากาศประมาณ 85% และไอเสีย 15% ดังนั้นส่วนใหญ่ของแก๊สดังกล่าวจะมีสารพิษพวกไฮโดรคาร์บอนที่เป็นพิษ และแก๊สเหล่านี้จำเป็นที่ต้องระบายออกจากท้องอ่าง มิฉะนั้นจะทำให้เกิดแรงดันในห้องเพลาข้อเหวี่ยง ปะเก็นซีลต่างๆ อาจชำรุดเสียหาย อีกทั้งอาจทำให้เกิดปฏิกิริยารวมตัวกันเกิดเป็นตะกอน และเป็นกรดกัดกร่อนโลหะต่างๆ ทำให้เครื่องยนต์เสียหายได้ การขจัดแก๊สดังกล่าวแต่เดิมใช้วิธีปล่อยออกสู่บรรยากาศโดยท่อระบาย ซึ่งเป็นอันตรายต่อสิ่งแวดล้อมมาก แต่ในปัจจุบันมีกฎหมายห้ามปล่อยแก๊สนี้ออกสู่บรรยากาศโดยตรง และส่วนใหญ่การแก้ปัญหาดังกล่าวจะใช้วิธีนำแก๊สดังกล่าวมาเผาในห้องเผาไหม้ซ้ำ

2.5.3 แก๊สพิษที่ออกทางท่อไอเสีย

มลพิษในไอเสียเกิดจากกระบวนการสันดาปะหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ โดยทั่วไปเชื้อเพลิงจะเป็นส่วนประกอบของไฮโดร-คาร์บอน เป็นพื้นฐาน นอกจากนั้นอาจมีส่วนประกอบอื่นๆ เช่น ตะกั่ว กำมะถัน และฟอสฟอรัส หากเชื้อเพลิงกับอากาศมีการสันดาปที่สมบูรณ์ (ในห้องเผาไหม้) ภายหลังการสันดาปจะได้น้ำ (Water) และคาร์บอนไดออกไซด์ (Carbon dioxide) สำหรับไนโตรเจนเป็นแก๊สเฉื่อยไม่มีผลต่อกระบวนการสันดาป นั่นคือปรากฏก่อนการสันดาปเท่าใดภายหลังการ

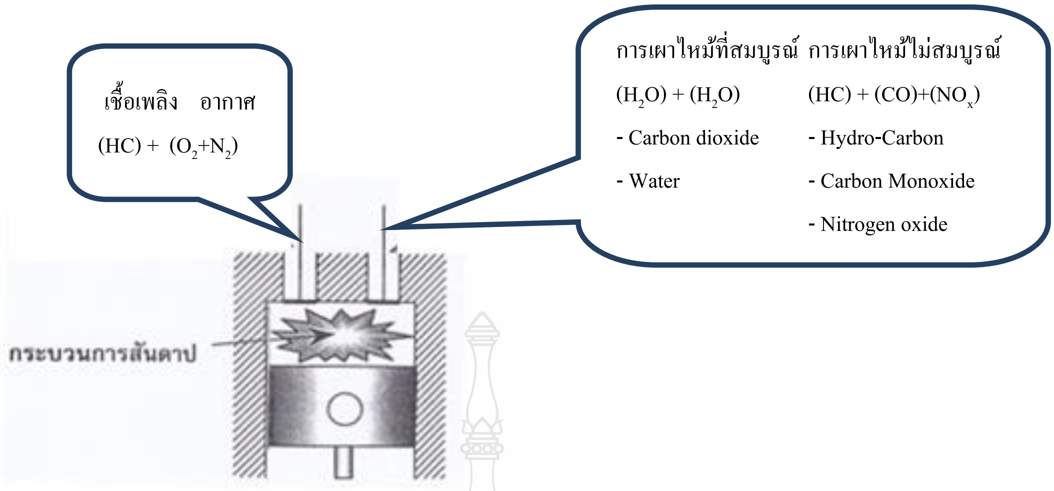
สันดาปก็จะปรากฏเท่าเดิมเสมอ แต่ในทางปฏิบัตินั้นในไอเสียที่เกิดจากการสันดาปอาจจะปรากฏทั้ง คาร์บอนไดออกไซด์ คาร์บอนมอนอกไซด์ น้ำไฮโดรคาร์บอน และไนโตรเจนออกไซด์ เป็นต้น แต่สัดส่วนของแก๊สหรือสารเหล่านี้จะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายประการ เช่น ในกรณีที่การเผาไหม้ที่อุณหภูมิสูง จะลดปริมาณไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนไดออกไซด์ลง แต่จะเพิ่มปริมาณแก๊สไนโตรเจนออกไซด์มากขึ้นเป็นต้น สำหรับกระบวนการสันดาปเชื้อเพลิงอย่างสมบูรณ์สามารถแสดงเป็นรูปอย่างง่ายได้ดังรูปที่ 2.32



รูปที่ 2.32 แสดงรูปแบบของกระบวนการสันดาปและผลผลิตที่ได้จากการสันดาป

จากรูปที่ 2.32 จะเห็นว่าเมื่อเชื้อเพลิงผสมกับอากาศซึ่งเราเรียกว่า “ไอดี” นำไปให้ความร้อนโดยการอัดให้มีปริมาตรลดลง จากนั้นใช้หัวเทียนจุดประกายไฟ ทำให้เกิดการเผาไหม้ และภายหลังการเผาไหม้จะได้ความร้อน (Heat) และไอเสีย (Exhaust gas) ซึ่งเมื่อมีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ไอเสียที่ได้จะประกอบไปด้วยน้ำ คาร์บอนไดออกไซด์และไนโตรเจน

ไนโตรเจน (N_2) เป็นแก๊สเฉื่อยไม่ติดไฟและไม่ช่วยให้ไฟติด เนื่องจากไนโตรเจนมีสัดส่วนประมาณ 2 ใน 3 ส่วนของอากาศ ดังนั้นเมื่อนำอากาศสันดาปกับเชื้อเพลิงจึงปรากฏไนโตรเจนทั้งก่อนและหลังการสันดาป



$$HC + O_2 + N_2 \rightarrow COMBUSTION \rightarrow H_2O + CO_2 + CO + HC + NO_X$$

รูปที่ 2.33 แสดงรูปแบบกระบวนการการสันดาปที่ไม่สมบูรณ์

จากรูปที่ 2.33 แสดงให้เห็นว่าเมื่อเกิดการสันดาปที่ไม่สมบูรณ์ ซึ่งอาจเกิดจากสาเหตุหลายๆ สาเหตุ เช่น การเผาไหม้ที่ไม่สม่ำเสมอ การเผาไหม้เชื้อเพลิงที่ไม่หมด จะเห็นว่าภายหลังการสันดาป นอกจากจะเกิดน้ำและคาร์บอนไดออกไซด์แล้ว ยังเกิดสารประกอบไฮโดร-คาร์บอน (Hydro-Carbon) คาร์บอนมอนอกไซด์ (Carbon monoxide) และไนโตรเจนออกไซด์ (Nitrogen oxide) ซึ่งแก๊สเหล่านี้มีพิษและเป็นอันตรายต่อร่างกายมนุษย์และสิ่งมีชีวิต

2.5.4 ส่วนประกอบของไอเสีย (Emission components)

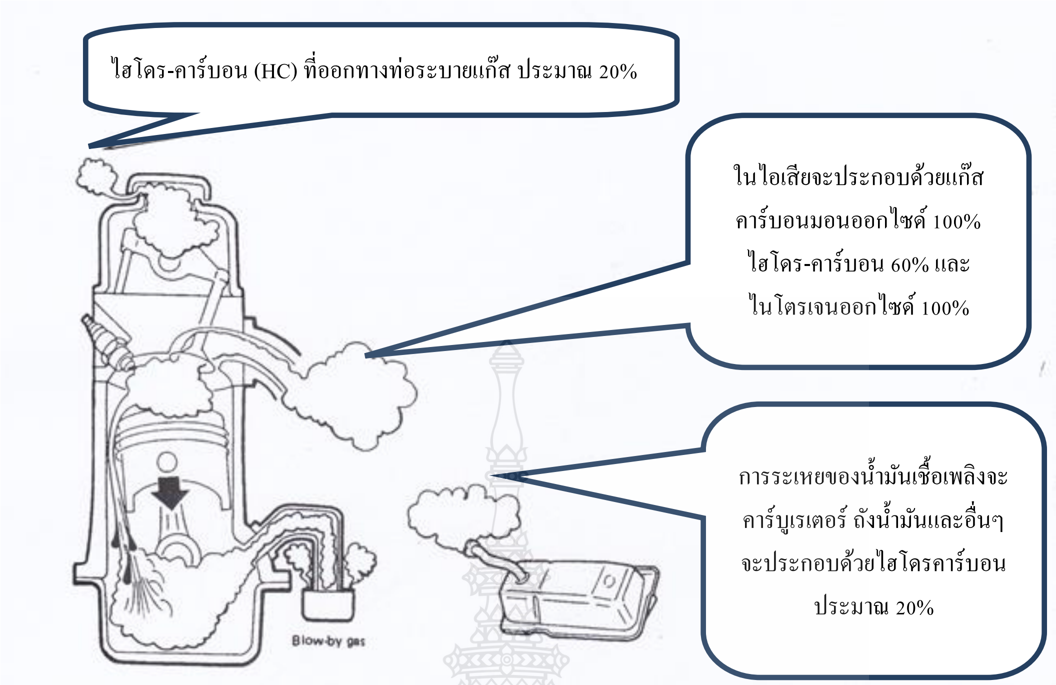
ไอเสียที่ได้จากการสันดาปส่วนใหญ่จะเป็นแก๊สที่ไม่มีอันตรายต่อร่างกาย สำหรับแก๊สที่มีอันตรายต่อร่างกายจะเป็นแก๊สส่วนน้อยในไอเสีย เพื่อแสดงให้เห็นถึงส่วนประกอบทั้งแก๊สที่มีอันตรายต่อร่างกายและไม่เป็นอันตรายต่อร่างกาย ตลอดจนที่มาของแก๊สดังกล่าว ดังแสดงในตารางที่ 2.2 และ 2.3

ตารางที่ 2.2 แสดงประเภทและที่มาของแก๊สที่ได้จากไอเสีย

คุณสมบัติของแก๊ส	สัญลักษณ์	ชื่อแก๊ส	ได้จาก
ไม่เป็นอันตรายต่อร่างกาย	N_2	ไนโตรเจน	จากอากาศ
	O_2	ออกซิเจน	จากอากาศ
	CO_2	คาร์บอนไดออกไซด์	จากปฏิกิริยาเคมีที่ได้จากการสันดาประหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ
	H_2O	น้ำ (สถานะไอ)	จากปฏิกิริยาเคมีที่ได้จากการสันดาประหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ
เป็นอันตรายต่อร่างกาย	CO	คาร์บอนมอนอกไซด์	เผาไหม้ไม่สมบูรณ์
	HC	ไฮโดรคาร์บอน	เผาไหม้ไม่สมบูรณ์และการระเหยของน้ำมัน
	NO_x	ไนโตรเจนออกไซด์	จากปฏิกิริยาเคมีที่ได้จากการสันดาปเชื้อเพลิงกับอากาศที่อุณหภูมิสูง
	SO_x	ซัลเฟอร์ออกไซด์	จากปฏิกิริยาเคมีที่ได้จากการสันดาปเชื้อเพลิงกับอากาศ
	Particulate	เขม่า	จากไอเสียเครื่องยนต์ดีเซล
	Pb	ตะกั่ว	จากไอเสียเครื่องยนต์แก๊สโซลีน

ตารางที่ 2.3 แสดงแหล่งที่มาและอันตรายของแก๊สพิษในไอเสีย

แก๊สพิษ	แหล่งที่ปล่อยแก๊สพิษ	%	ผลกระทบต่อร่างกายมนุษย์
คาร์บอนมอนอกไซด์(CO)	- รถยนต์ -โรงไฟฟ้าและอื่นๆ	93 7	- ปริมาณ 30 - 40 ppm ขัดขวางการแลกเปลี่ยนออกซิเจนในโลหิตและเป็นสาเหตุของอาการแพ้ -ปริมาณ 500 ppm จะทำให้ระบบประสาทอัตโนมัติจะหมดความรู้สึกหรือเป็นอัมพาต - หากมีมากกว่า 500 ppm จะทำให้หายใจติดขัดและปวดศีรษะ และอาจเสียชีวิตได้
ไฮโดรคาร์บอน(HC)	- รถยนต์ - โรงกลั่นน้ำมัน ปิโตรเลียมและการใช้ละลาย	57 43	- ทำให้เกิดความระคายเคืองกับเยื่อบุอวัยวะที่ใช้ในการหายใจ
ไนโตรเจนออกไซด์(NO_x)	- รถยนต์ - โรงงานอุตสาหกรรม โรงงานไฟฟ้าและการกลั่นน้ำมันปิโตรเลียม ฯลฯ	39 61	-ทำให้ระคายเคืองต่อดวงตา จมูก คอ อาการระคายเคืองมีรุนแรงเป็นเหตุของอาการไอปวดศีรษะและปอดอักเสบ -ปริมาณ 3-5 ppm จะทำให้ระคายเคืองต่อตาและจมูกและถ้ามี 10-30 ppm จะทำให้เกิดอาการไอและปวดศีรษะ และถ้ามีปริมาณ 30-50 ppmจะทำให้เป็นลมและหมดสติ
ซัลเฟอร์ออกไซด์(SO_2)	- รถยนต์(ดีเซล) - โรงงานอุตสาหกรรม เครื่องกำเนิดพลังงาน ระบบทำความร้อน ฯลฯ	1 99	-ทำให้เกิดความระคายเคืองกับระบบหายใจหรือเนื้อเยื่อ และเป็นสาเหตุของการอักเสบของทางเดินหายใจ



รูปที่ 2.34 แสดงปริมาณแก๊สพิษที่เกิดจากส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน

จากรูปที่ 2.34 แสดงปริมาณแก๊สที่เกิดขึ้นจากแหล่งต่างๆ ของเครื่องยนต์ (เครื่องยนต์แก๊สโซลีน) หากเมื่อเรากำหนดปริมาณแก๊สพิษ ซึ่งได้แก่ แก๊สไฮโดรคาร์บอน (HC) แก๊สคาร์บอน มอนอกไซด์ (CO) และไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ที่เกิดจากเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 100 เปอร์เซ็นต์ และสามารถสรุปได้ดังตารางที่ 2.4

ตารางที่ 2.4 แสดงปริมาณแก๊สพิษที่เกิดจากแหล่งต่างๆ ของเครื่องยนต์

ชนิดของแก๊สพิษ	CO (%)	HC (%)	NO_x (%)
แก๊สที่เกิดจากการระเหยของน้ำมันเชื้อเพลิง	-	20	-
แก๊สที่รั่วผ่านแหวนลูกสูบสู่ห้องแคร้งออกท่อระบาย	-	20	-
แก๊สที่ออกที่ท่อไอเสีย	100	60	100

จากที่กล่าวมาข้างต้นพอจะสรุปได้ว่าเมื่อเครื่องยนต์มีการสันดาปที่สมบูรณ์ สิ่งที่ได้ภายหลังการสันดาป คือ แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) และน้ำ (H_2O) แต่หากเมื่อมีการสันดาปที่ไม่สมบูรณ์จะทำให้เกิดแก๊สต่างๆ เหล่านี้

การเกิดแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ซึ่งเกิดเนื่องจากมีปริมาณออกซิเจนไม่เพียงพอในขณะเกิดกระบวนการสันดาป (ในห้องเผาไหม้)หรือเรียกอีกอย่างหนึ่งว่าส่วนผสมหนา ซึ่งปกติแล้วมักเข้าใจว่าจะไม่เกิดแก๊สนี้เมื่อส่วนผสมหนา แต่ในความเป็นจริงแล้วแก๊สนี้จะเกิดได้จากหลายสาเหตุแม้กระทั่งส่วนผสมบางดังมีรายละเอียด คือ

1. เกิดจากการดับของเปลวไฟขณะกระบวนการเผาไหม้ เนื่องจากไอดีที่อยู่บริเวณติดกับผนังห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิต่ำ ทำให้การสันดาปไม่สมบูรณ์
2. เกิดจากการเผาไหม้ที่ไม่สม่ำเสมอ ซึ่งเกิดจากการจ่ายน้ำมันเข้าห้องเผาไหม้ไม่สม่ำเสมอ ทำให้การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นไม่สมบูรณ์
3. แก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์สามารถเปลี่ยนเป็นแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ได้ เมื่อเพิ่มออกซิเจนเข้าไปในกระบวนการ แต่ปฏิกิริยาดังกล่าวจะเกิดขึ้นอย่างช้าๆ ทำให้ไม่สามารถเปลี่ยนคาร์บอนมอนอกไซด์เป็นคาร์บอนไดออกไซด์ได้หมดในแต่ละกลวัฏร ดังแสดงในสมการ

แก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์กับออกซิเจน แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์

$$\mathbf{2C + O_2 \longrightarrow 2CO_2}$$

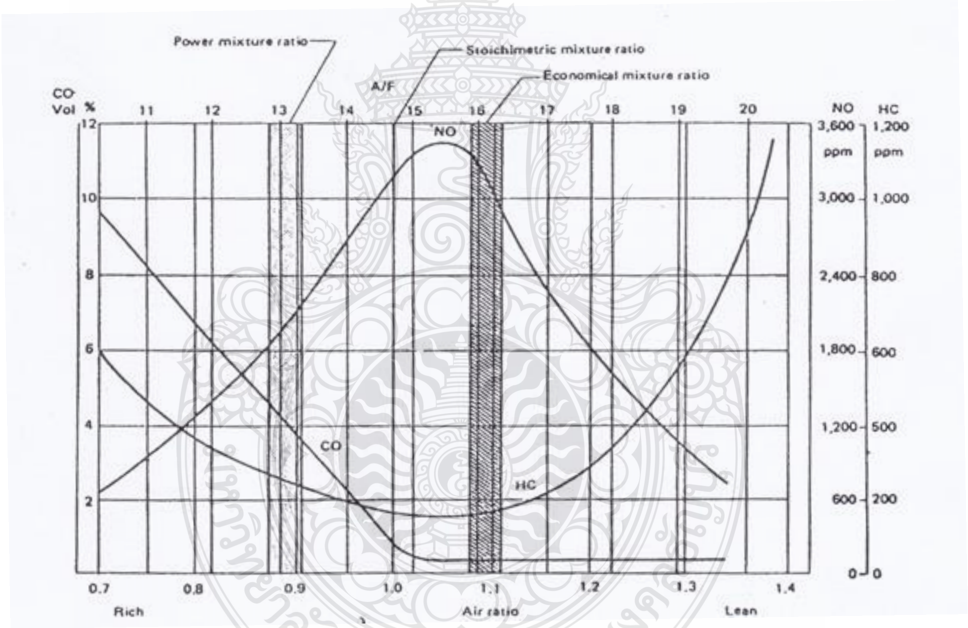
การเกิดแก๊สไฮโดรคาร์บอน (HC) เป็นธาตุหลักของเชื้อเพลิงซึ่งเมื่อเกิดการสันดาป ธาตุไฮโดรเจนและคาร์บอนในเชื้อเพลิงจะเปลี่ยนสถานะโดย ธาตุไฮโดรเจนจะเปลี่ยนเป็นน้ำ (H_2O) และคาร์บอนจะเปลี่ยนเป็นคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) แต่เมื่อมีไฮโดรเจนและคาร์บอนในไอเสีย ก็แสดงว่าเกิดการสันดาปที่ไม่สมบูรณ์ซึ่งสาเหตุอาจเกิดจากไฮโดรเจนและคาร์บอนเป็นธาตุที่ติดไฟ นั่นหมายความว่าเกิดการเผาไหม้ไม่หมดจึงหลงเหลือเชื้อเพลิง (ไฮโดรคาร์บอน) ปนออกมากับไอเสียซึ่งการเกิดแก๊สดังกล่าวมีหลายสาเหตุ คือ

1. เกิดจากความดันในกระบอกสูบต่ำ ในกรณีที่เหยียบเบรก ลิ้นเร่งจะเปิดแคบทำให้อากาศเข้าบรรจุกระบอกสูบได้น้อย เกิดความดันในกระบอกสูบต่ำ ขณะเดียวกันวงจรเดินเบาจะทำงาน หมายความว่าอากาศจะมีปริมาณน้อยไม่เพียงพอกับการสันดาปเชื้อเพลิงที่สมบูรณ์ จึงเหลือเชื้อเพลิงบางส่วนที่ไม่เผาไหม้
2. สัดส่วนหรืออัตราส่วนผสมระหว่างน้ำมันกับอากาศไม่ถูกต้องเหมาะสม ไม่ว่าจะเป็นส่วนผสมหนาหรือส่วนผสมบาง เพราะส่วนผสมหนาจะทำให้ออกซิเจนที่ใช้ในการสันดาปไม่เพียงพอเชื้อเพลิงจึงเผาไหม้ไม่หมด ในขณะเดียวกันหากส่วนผสมบางจะทำให้การแพร่กระจายของเปลวไฟลดลง ทำให้ส่วนผสมบางส่วนเผาไหม้ไม่ทันและหลงเหลือออกมากับไอเสีย

3. เกิดจากส่วนผสมบางส่วนหลุดปนออกไปกับไอเสียในจังหวะที่ลิ้นไอดีและลิ้นไอเสียเปิดเหลื่อมกัน (Overlap)

4. เกิดจากเกิดการดับของการเผาไหม้ เนื่องจากไอดีที่อยู่ติดผนังกระบอกสูบมีอุณหภูมิต่ำ จึงไม่เกิดการลุกไหม้และถูกกวาดออกไปในจังหวะคาย

การเกิดแก๊สไนโตรเจนออกไซด์ (NOx) เกิดจากการสันดาปที่มีอุณหภูมิสูงเกินไปคืออุณหภูมิสูงเกิน 1,800^{o}C จะทำให้ไนโตรเจนรวมตัวกับออกซิเจนแก๊สไนโตรเจนออกไซด์จะเกิดได้นั้นต้องมีปัจจัย 2 อย่าง คือ อุณหภูมิในห้องเผาไหม้และอัตราส่วนผสมระหว่างอากาศกับน้ำมันเชื้อเพลิง สำหรับอัตราส่วนผสมที่ระดับต่างๆ กันจะมีผลทำให้เกิดแก๊สพิษในปริมาณที่แตกต่างกัน ดังแสดงในกราฟรูปที่ 2.35



รูปที่ 2.35 แสดงความสัมพันธ์ปริมาณการเกิดแก๊สพิษที่ระดับอัตราส่วนผสมต่างๆ กัน

จากรูปที่ 2.35 แสดงการเกิดแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ โฮโดรคาร์บอน และแก๊สไนโตรเจนออกไซด์ ที่ระดับอัตราส่วนผสมต่างๆ กัน จากกราฟจะเห็นว่าที่อัตราส่วนอากาศ : น้ำมัน เท่ากับ 13 : 1 จะเป็นส่วนผสมที่เครื่องยนต์ให้กำลังสูงสุด (Power mixture ratio) และที่อัตราส่วนผสมประมาณ 14.7 : 1 เป็นอัตราส่วนผสมที่เกิดการสันดาปสมบูรณ์ที่สุด (Stoichiometric ratio) และที่อัตราส่วนผสมประมาณ 16 : 1 จะเป็นส่วนผสมที่ประหยัด (Economical mixture ratio) จากกราฟแสดง

ปริมาณแก๊สพิษต่างๆ จะเห็นว่าที่อัตราส่วนผสมระหว่าง 15 : 1-16 : 1 จะเกิดปริมาณไนโตรเจนออกไซด์มากที่สุด เพราะว่าอัตราส่วนผสมนี้จะเกิดความร้อนสูงที่สุดในห้องเผาไหม้ ในขณะเดียวกันที่อัตราส่วนดังกล่าวจะเกิดแก๊สไฮโดรคาร์บอนในปริมาณน้อยที่สุด และจะมีปริมาณมากขึ้นเมื่อส่วนผสมบาง (ส่วนผสมบางมีผลทำให้เกิดการสันดาปที่ไม่สมบูรณ์) เช่นเดียวกันที่ส่วนผสมดังกล่าวปริมาณแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์จะเกิดน้อยที่สุด และจะมีปริมาณคงที่เมื่อส่วนผสมบางมากขึ้น

แก๊สที่ระเหยจากน้ำมันเบนซิน โดยปกติน้ำมันเบนซินเมื่ออยู่ในอุณหภูมิปกติก็จะมีการระเหยอยู่แล้ว แต่หากรอบข้างมีอุณหภูมิสูงขึ้นการระเหยก็จะมากขึ้น การระเหยมักเกิดบริเวณถังน้ำมันและคาร์บูเรเตอร์ เป็นต้น

แก๊สที่ระบายจากเครื่องยนต์ แก๊สที่รั่วผ่านแหวนลูกสูบลงไปห้องเพลาข้อเหวี่ยง (Blow-by gas) แก๊สนี้อาจเป็นทั้งแก๊สที่เกิดจากการเผาไหม้ที่สมบูรณ์และไม่สมบูรณ์ ส่วนใหญ่เป็นแก๊สไฮโดรคาร์บอน ซึ่งเป็นพิษต่อร่างกาย

จริงแล้วปัจจัยที่ทำให้เกิดมลภาวะของเครื่องยนต์สันดาปภายในมีมากมาย เช่น สภาพการสึกหรอของชิ้นส่วนอุปกรณ์ เช่น แหวนลูกสูบ กระบอกสูบ ลิ้น ปลอกนำลิ้น การทำงานบกพร่องของอุปกรณ์ผสมน้ำมันเชื้อเพลิงกับอากาศ ตลอดจนการบกพร่องของระบบหล่อลื่น ระบบหล่อเย็น และอื่นๆ อีกมากมาย

2.6 วรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง

สถิตย์ เนียมสูงเนิน และ อุทัย อึ๋งเจริญ [7] ได้ทำการศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะและมลพิษไอเสียระหว่างเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้น้ำมันเบนซินกับแก๊สโซฮอล์มีค่าออกเทนต่างกันทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ TOYOTA 5A-FE ปริมาตรความจุ 1,498 cc. อัตราส่วนการอัด 9.8:1 ระบบการจ่ายเชื้อเพลิงเป็นแบบหัวฉีดเปรียบเทียบสมรรถนะได้แก่แรงบิดกำลังเบรกและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกรวมทั้งมลพิษไอเสียซึ่งประกอบด้วยคาร์บอนมอนอกไซด์และไฮโดรคาร์บอนทดสอบที่ความเร็วรอบ 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 และ 4000 รอบต่อนาทีผลการทดสอบแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ 1.เชื้อเพลิงชนิดเดียวกันแต่ค่าออกเทนต่างกันซึ่งเปรียบเทียบค่าออกเทนระหว่าง 95 กับ 91 พบว่าแรงบิดและกำลังเบรกของเชื้อเพลิงที่มีค่าออกเทน 95 นั้นมีค่าสูงกว่าประมาณ 0.75 และ 0.76% ตามลำดับอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเชื้อเพลิงที่มีค่าออกเทน 95 มีค่าต่ำกว่าประมาณ 0.22% ส่วนปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และไฮโดรคาร์บอนพบว่าไม่มีความแตกต่างกัน 2.เชื้อเพลิงต่างชนิดกันแต่ค่าออกเทนเท่ากันพบว่าแรงบิดและกำลังเบรกของเบนซินมีค่าสูงกว่าแก๊สโซฮอล์ประมาณ 1.39 และ 1.67% ตามลำดับอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกพบว่าแก๊ส

โซฮอล์มีค่าสูงกว่าประมาณ 3.32% ส่วนปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์และไฮโดรคาร์บอนพบว่าแก๊สโซฮอล์มีปริมาณต่ำกว่าประมาณ 17.95 และ 17.28% ตามลำดับ

ธนวัฒน์ ศรีรักษา และ จินดา เจริญพรพาณิชย์ [8] ได้ทำการศึกษาการปรับแต่งเครื่องยนต์รถจักรยานยนต์แบบสูบเดียวขนาด 125 CC. เพื่อใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงโดยการศึกษาทั้งระบบหัวฉีดและคาร์บูเรเตอร์ในการที่นำเอทานอลมาใช้งานนั้นต้องเปลี่ยนวัสดุให้ทนต่อการกัดกร่อนเพิ่มปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงให้มากขึ้นเพื่อที่ชดเชยค่าความร้อนของเอทานอลที่มีน้อยกว่าแก๊สโซลีนและเพิ่มกำลังอัดของเครื่องยนต์ให้สูงขึ้นเพื่อให้เหมาะกับคุณสมบัติของเอทานอล และได้ทำการวัดกำลังงานเบรกของเครื่องยนต์อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงและมลพิษผลการทดสอบเมื่อใช้เอทานอลกำลังงานเบรกของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น12% เมื่อเทียบกับแก๊สโซลีนมลพิษจำพวก CO, HC และNOx ลดลง 34% , 38% และ 53% ตามลำดับเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ (BSFC) เมื่อใช้เอทานอลสิ้นเปลืองกว่าแก๊สโซลีน 38%โดยปริมาตรและอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ (BSFC) เมื่อใช้เอทานอลลดลง 16% เมื่อเทียบกับแก๊สโซลีนจากผลการทดสอบจะเห็นได้ว่าเอทานอลสามารถนำมาใช้ในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนได้แต่ต้องมีการปรับแต่งเครื่องยนต์เพื่อให้เหมาะสมกับคุณสมบัติของเอทานอล

อนนต์ ช่วยเกิด [9] ได้ทำการศึกษาและปรับปรุงสมรรถนะเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้แก๊สโซฮอล์เป็นเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สโซลีนเดิมเป็นเชื้อเพลิงโดยใช้เครื่องยนต์ MITSUBISHI รุ่น G 13 BEP 7606 เป็นเครื่องที่ทำการศึกษาซึ่งได้ทำการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์โดยใช้แก๊สโซลีนเป็นเชื้อเพลิงก่อนจากนั้นจะใช้เครื่องยนต์เครื่องเดียวกันทดสอบแก๊สโซลีนผสมเอทานอลบริสุทธ์ 99.5%ในอัตราส่วน E 10, E 15, E 20, E 25, E 30 และ E 40 โดยการทดสอบนั้นได้เปลี่ยนแปลงความเร็วรอบตั้งแต่ 1500 ถึง 6000 rpm ซึ่งให้ภาระงานเต็มที่ (Full Load) และจะใช้เชื้อเพลิง 200 cc. ต่อครั้งเครื่องทดสอบสมรรถนะซึ่งใช้ EDDY CURRENT TEST BED และใช้ Oliver K 9000 เป็นอุปกรณ์วิเคราะห์ก๊าซไอเสียผลการทดสอบพบว่าที่อัตราส่วน E 30 ให้ค่าแรงบิด (Torque) สูงสุด 96 Nm กำลังงานเบรคสูงสุด 45.5 kW และมีคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ต่ำสุดเฉลี่ย 2.28% Vol. และไฮโดรคาร์บอน (HC) ต่ำสุดเฉลี่ย 273 ppm. Vol. จึงเลือกอัตราส่วน E 30 เพราะมีแนวโน้มให้สมรรถนะสูงสุดและมลพิษต่ำที่สุดและได้นำเครื่องยนต์มาดัดแปลงโดยการดัดแปลงเครื่องยนต์ได้เปลี่ยน Main Jet ในคาร์บูเรเตอร์จากเบอร์ 102 และ 155 เพิ่มขึ้นเป็น 115 และ 160 ตามลำดับเพื่อให้อัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงเฉลี่ยประมาณ 12.85 : 1 และปรับตั้งองศาการจุดระเบิดที่ 12°ก่อนศูนย์ตายบน (Before Top Dead Center, BT.D.C.) ที่ 850 rpm ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ที่ดัดแปลงใช้อัตราส่วน E30 พบว่าเครื่องยนต์ซึ่งใช้ E 30 ให้ค่าแรงบิดเฉลี่ยสูงกว่าประมาณ 2% กำลังงานเบรคเฉลี่ยสูงกว่าประมาณ 4%

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคสูงกว่าประมาณ 20% อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคลดลงเมื่อเทียบเป็นพลังงานโดยเฉลี่ยประมาณ 3% ก๊าซคาร์บอนมอนออกไซด์ลดลง 60-70% และไฮโดรคาร์บอนลดลง 26% และจากการทดสอบเครื่องยนต์ที่ใช้อัตราส่วน E 30 พบว่าเครื่องยนต์ทำงานเรียบอาการสั่นน้อยแรงบิดและกำลังงานเบรคมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สโซลีนเล็กน้อย ทั้งนี้เพราะเครื่องยนต์ที่ใช้ E 30 มีประสิทธิภาพเชิงปริมาตรสูงกว่าและค่าออกเทนของเชื้อเพลิงสูงกว่าจึงสามารถเพิ่มเวลาการเผาไหม้ให้เหมาะสมมากขึ้นโดยจากการที่ได้ปรับองศาการจุดระเบิดก่อนศูนย์ตายบนมากขึ้นมีผลให้เครื่องยนต์เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์ขึ้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคสูงขึ้นจึงประหยัดเชื้อเพลิงกว่าแก๊ซโซลีนเมื่อเทียบในเทอมพลังงาน

วิลักษณ์นาม ผลเจริญ [10] ได้ทำการศึกษาแนวทางการดัดแปลงและทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ใช้เชื้อเพลิงเอทานอล E100 และเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 เปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน 91 เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบเป็นเครื่องยนต์สูบเดียว 4 จังหวะ คูโบต้า รุ่น K230 ปริมาตรกระบอกสูบ 232 CC. อัตราส่วนการอัด 6.4 : 1 ระบบการจ่ายน้ำมันแบบคาร์บูเรเตอร์ จำนวน 3 เครื่อง เครื่องยนต์ 2 เครื่องถูกดัดแปลงให้ใช้ E100 และ E85 ได้ โดยปรับส่วนผสมอากาศกับน้ำมันให้เหมาะสม โดยเพิ่มขนาดนมหนูหลักในคาร์บูเรเตอร์ และปรับลิ้นโช้คอากาศให้เปิด 50% ส่วนอีกเครื่องหนึ่งไม่ดัดแปลงเพราะใช้ทดสอบเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน 91 เพื่อเป็นข้อมูลอ้างอิง โดยทำการศึกษา ค่าแรงบิด กำลังเบรค จากเพลาข้อเหวี่ยง และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค ทดสอบที่ความเร็ว 1800, 2100, 2400, 2700, 3000 และ 3300 rpm ผลการศึกษาสรุปได้ว่า นำเชื้อเพลิงเอทานอลบริสุทธิ์ E100 และแก๊สโซฮอล์ E85 มาใช้โดยการปรับส่วนผสมอากาศ และเชื้อเพลิงที่เหมาะสม ทำให้ ค่าแรงบิด ค่ากำลังเบรค ของเครื่องยนต์เพิ่มสูงขึ้นจนมีค่าใกล้เคียงกับใช้เชื้อเพลิงแก๊สโซลีนปกติ แต่จะมีอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเพิ่มขึ้น

Brinkman [11] ได้ทำการศึกษาผลของอัตราส่วนการอัด (Compression ratio, CR) และ Equivalenceratio ต่อสมรรถนะและการปล่อยมลพิษของเครื่องยนต์ที่ใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกับที่ใช้แก๊สโซลีนเป็นเชื้อเพลิงใช้เครื่องยนต์ Waukesha ทดสอบเป็นเครื่องยนต์สูบเดียวฝาสูบสามารถปรับอัตราส่วนการอัดได้ (Removable dome head, RDH) และใช้เอทานอลบริสุทธ์ 99.5% การทดสอบโดยปรับค่า CR เริ่มที่ 7.5 ถึง 18 และค่าEquivalence ratioเริ่มที่ 1.2 ถึงระดับบางสุด (lean limit) และปรับองศาการจุดระเบิดที่กำลังสูงสุด (Minimum advance for best torque, MBT) โดยการเปรียบเทียบแก๊สโซลีนที่ CR 7.5 เครื่องยนต์ที่ใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงที่ค่า CR เท่ากันซึ่งได้ผลการทดสอบจะให้ค่าต่างๆดังนี้

ประสิทธิภาพทางความร้อนเพิ่มขึ้น 3% การปลดปล่อย NO_X สูงสุดลดลง 40% การปลดปล่อยเชื้อเพลิงที่ไม่เผาไหม้ (Unburned fuel, UBF) และ CO ไม่ต่างกันการปลดปล่อยอินทรีย์สาร

(aldehyde) เพิ่มขึ้น 110 – 360% เมื่อเพิ่มค่า CRจาก 7.5-18 เครื่องยนต์ที่ใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงให้ค่าต่างๆดังนี้ประสิทธิภาพทางความร้อนเพิ่มขึ้น 18% การปลดปล่อย NO_Xสูงสุดลดลง 30% การปลดปล่อยคาร์บอนมอนอกไซด์มีค่าใกล้เคียงกันการปลดปล่อยเชื้อเพลิงที่ไม่เผาไหม้(Unburned fuel, UBF) เพิ่มขึ้น 25–200%การปลดปล่อยอินทรีย์สาร (aldehyde) เพิ่มขึ้น 50–140%

Paul [12] ได้ทำการศึกษาการใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนใช้เอทานอลบริสุทธ์ 96%ได้ผลการทดลองดังนี้การเปลี่ยนอัตราส่วนการอัด (Compression ratio,CR.) ได้ทำการทดลองกับเครื่องยนต์ที่มี CRเท่ากับ 7.2 และ 11 ปรากฏว่าที่ CR เท่ากับ 7.2 อัตราการใช้เชื้อเพลิงเอทานอลมากกว่าแก๊สโซลีนเมื่อเทียบกับระยะทาง (km/L) เนื่องจากเอทานอลมีค่าความร้อน(Heating value) ต่ำกว่าแต่ถ้าเปรียบเทียบเป็นพลังงานที่ใช้แล้วเอทานอลจะประหยัดกว่าถึง 20% จากการทดสอบใช้เอทานอลที่ CR. เท่ากับ 11 จะประหยัดกว่าเมื่อเดินเครื่องยนต์ที่ CR เท่ากับ 7.2 ประมาณ 4%ที่ CR. เท่ากันทดสอบโดยใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงโดยการปรับให้เอทานอลเข้าระบบเผาไหม้เพิ่มอีก 65% เพื่อทดแทนที่ค่าความร้อนของเอทานอล (เอทานอลมีค่าความร้อน 26,900 kJ/kg และแก๊สโซลีน 44,000 kJ/kg) พบว่าเอทานอลให้กำลังสูงกว่าเล็กน้อยเมื่อใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงในการทดสอบที่ CRสูงขึ้นจะให้กำลังงาน (Power output) และแรงบิดสูงสุด (maximum torque) ของเครื่องยนต์สูงขึ้นด้วย

Schaefer and Hardenberg [13] ได้ทำการดัดแปลงเครื่องยนต์ใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงโดยใช้เอทานอล 85% แก๊สโซลีน 15% เรียกว่า E85โดยใช้เครื่องยนต์ 4 สูบ 4 จังหวะควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงไฟฟ้า (Electronic Control Unit) โดยได้รับการสนับสนุนจากบริษัท General Motor จำกัด เป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงปัญหาหลักที่พบคือเครื่องยนต์สตาร์ทยากที่อุณหภูมิต่ำเนื่องจากเอทานอลมี Vapor pressure ต่ำเพราะฉะนั้นการดัดแปลงเครื่องยนต์ก็เพื่อแก้ไขปัญหาดังกล่าวจากการทดสอบพบว่าเครื่องยนต์สามารถสตาร์ทได้ในสรูปอุณหภูมิต่ำได้และสามารถลดก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ไฮโดรคาร์บอนได้ประมาณ 50-60% อัตราเร่งเพิ่มขึ้น 20% ในการขับทดสอบพบว่าสามารถวิ่งได้ระยะทางเพิ่มประมาณ 28–32 km. เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน

Turkoz, Erkus, Karamangil, Surmen, and Arslanoglu [14] ได้ทำการศึกษาตำแหน่งองศาจุดระเบิด ของเครื่องยนต์ SI ใช้แก๊สโซฮอล์E85 เป็นเชื้อเพลิง โดยทำการเปลี่ยนองศาจุดระเบิด ทดลองสมรรถนะเครื่องยนต์ ได้แก่ กำลัง และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ โดยใช้เครื่องยนต์ 4 จังหวะ 4 สูบ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ แบบคาร์บูเรเตอร์ที่ใช้นมหนู ผลการทดลองพบว่า เมื่อเพิ่ม องศาการจุดระเบิด ทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ ปล่อยก๊าซ HC เพิ่มมากขึ้น และมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากขึ้น

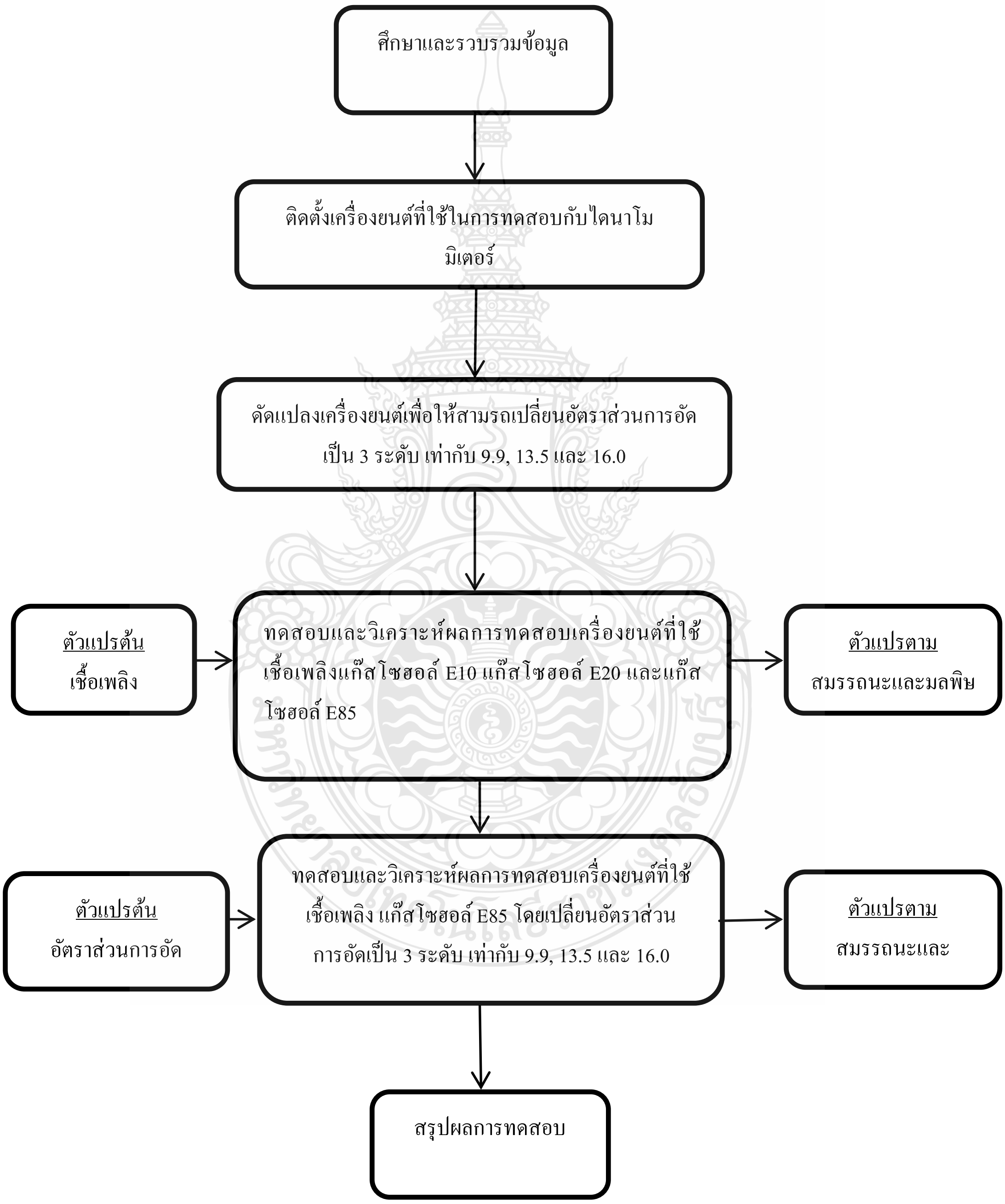
BalkiandSayin [15] ได้ทำการศึกษาผลกระทบของอัตราส่วนการอัด ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ใช้ เอทานอลบริสุทธ์ เมทานอลบริสุทธ์ และ น้ำมันเบนซินไร้สารตะกั่ว เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ มีอัตราส่วนการอัด 8.5 : 1 เครื่องยนต์สูบเดียว ระบายอากาศด้วยลม ในการทดสอบปรับเปลี่ยนค่าอัตราส่วนการอัด 4 ระดับ คือ 8.0 : 1, 8.5 : 1, 9.0 : 1 และ 9.5 : 1 ผลการทดสอบพบว่า เอทานอลบริสุทธ์ และเมทานอลบริสุทธ์ ปล่อยมลพิษต่ำกว่า น้ำมันเบนซินไร้สารตะกั่ว ในทุกอัตราส่วนการอัด และเมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัด ความดันของแก๊สในกระบอกสูบ และความร้อน จะเพิ่มมากกว่าน้ำมันเบนซินไร้สารตะกั่ว

จากงานวิจัยที่ผ่านมาได้มีการศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์ในหลายรูปแบบ ได้แก่ศึกษาการใช้เชื้อเพลิงทางเลือกกับเครื่องยนต์สูบเดียว และเป็นระบบคาร์บูเรเตอร์ เป็นส่วนใหญ่ มีการศึกษาการใช้เชื้อเพลิงทางเลือก กับเครื่องยนต์ 4 สูบ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ระบบฉีดเชื้อเพลิงอิเล็กทรอนิกส์ (EFI) ค่อนข้างน้อย และยังไม่มีการศึกษาอัตราส่วนที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์ EFI ขนาดปริมาตรกระบอกสูบประมาณ 1500 CC. อย่างจริงจัง ซึ่งเป็นรถประเภท ECOCAR และมีปริมาณอยู่เป็นจำนวนมากในปัจจุบัน

ดังนั้น งานวิจัยนี้จึงได้มีวัตถุประสงค์เพื่อที่จะศึกษา อัตราส่วนการอัด ที่เหมาะสมกับการใช้เชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 กับเครื่องยนต์สำหรับรถประเภทนี้

บทที่ 3
วิธีการดำเนินงานวิจัย

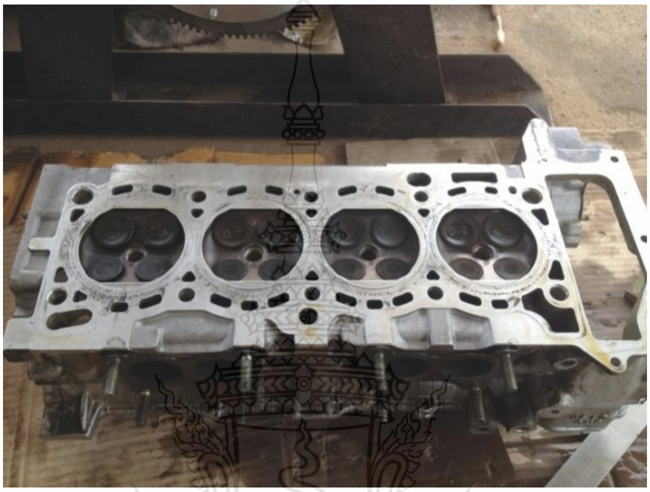
3.1 ขั้นตอนการดำเนินงาน



3.1.1 ศึกษาและรวบรวมข้อมูล

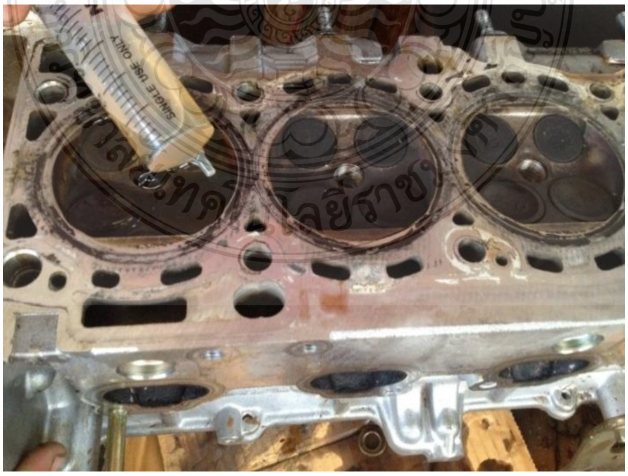
3.1.2 ดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อให้สามารถเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดได้

3.1.2.1 อัตราส่วนการอัด 9.9:1 ซึ่งเป็นอัตราส่วนการอัดมาตรฐาน จากนั้นทำการดัดแปลงเครื่องยนต์โดยการไสฝาสูบดังภาพที่ 3.1 โดยครั้งแรกไสฝาสูบ 1 mm. เพื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดเป็น 13.5:1ครั้งที่สองไสฝาสูบเพิ่มอีก 1 mm. เพิ่มอัตราส่วนการอัดเป็น 16.0:1

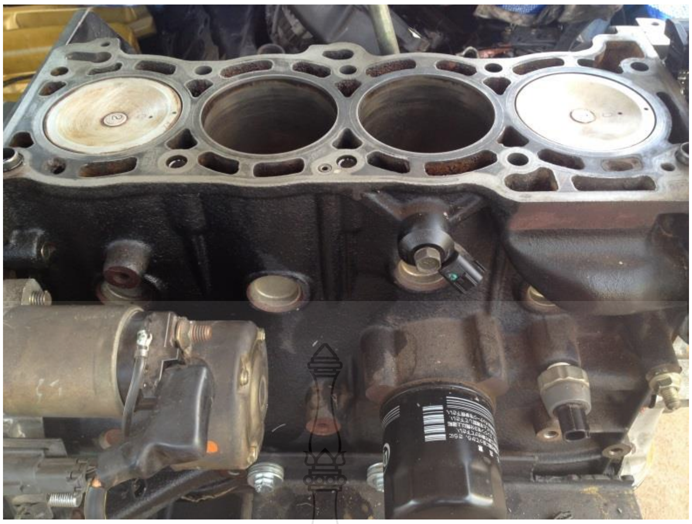


รูปที่ 3.1 ฝาสูบที่ใช้ทดสอบ

3.1.2.2 คำนวณหาค่าอัตราส่วนการอัด



รูปที่ 3.2 การวัดปริมาตรห้องเผาไหม้



รูปที่ 3.3 เสื้อสูบเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ

3.1.3 ติดตั้งเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบบนแท่นเครื่องและเชื่อมต่อกับไดนาโมมิเตอร์

3.1.4 ทดสอบและวิเคราะห์ผลการทดสอบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10 แก๊สโซฮอล์ E20 และแก๊สโซฮอล์ E85 ที่อัตราส่วนการอัดมาตรฐาน 9.9:1

3.1.5 ทดสอบและวิเคราะห์ผลการทดสอบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง แก๊สโซฮอล์ E85 โดยเปลี่ยนอัตราส่วนการอัด

3.1.6 สรุปผลการทดสอบ

3.1.7 จัดพิมพ์รายงาน ผลงานวิจัย

3.2 ตัวแปรที่ทำการศึกษา

3.2.1 ตัวแปรต้น

3.2.1.1 ประเภทเชื้อเพลิง

1) แก๊สโซฮอล์ E10

2) แก๊สโซฮอล์ E20

3) แก๊สโซฮอล์ E85

3.2.1.2 อัตราส่วนการอัด

1) อัตราส่วนการอัดที่ 9.9 : 1

2) อัตราส่วนการอัดที่ 13.5 : 1

3) อัตราส่วนการอัดที่ 16.0 : 1

3.2.2 ตัวแปรตาม

3.2.2.1 สมรรถนะเครื่องยนต์

1) แรงบิดเครื่องยนต์

2) กำลังงานเบรคเครื่องยนต์

3) อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

4) ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกเครื่องยนต์

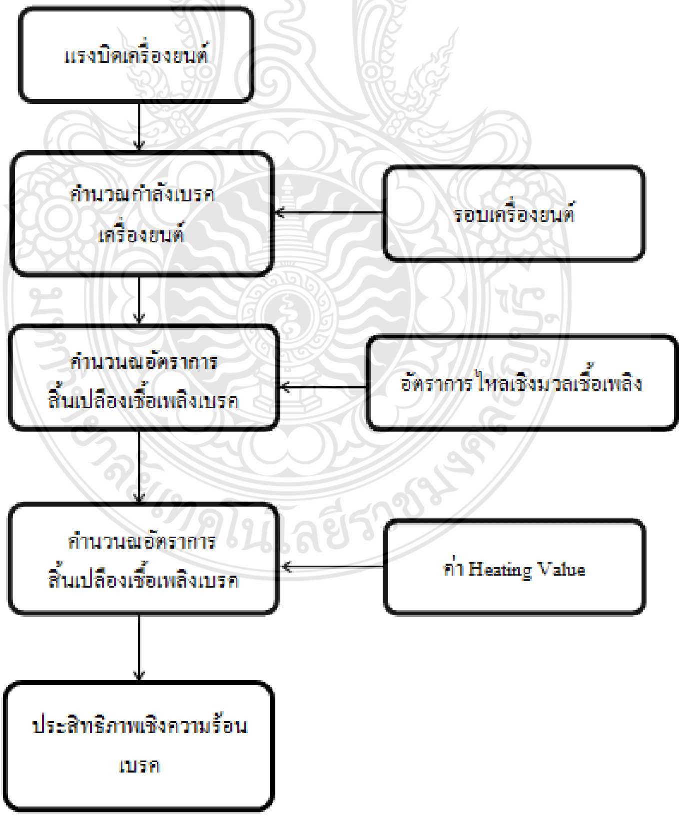
3.2.2.2 มลพิษไอเสียเครื่องยนต์

1) ปริมาณไฮโดรคาร์บอน (HC)

2) ปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนนอกไซด์ (CO)

3) ปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_X)

3.3 ขั้นตอนการคำนวณ



3.4 แผนการดำเนินงานวิจัย

ตารางที่ 3.1 แผนการดำเนินงาน

ขั้นตอนการดำเนินงาน	เดือน – ปี									
	ก.พ. 2557	มี.ค. 2557	เม.ย. 2557	พ.ค. 2557	มิ.ย. 2557	ก.ค. 2557	ส.ค. 2557	ก.ย. 2557	ต.ค. 2557	พ.ย. 2557
ศึกษาและรวบรวมข้อมูล	■	■								
ติดตั้งเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบกับไดนาโมมิเตอร์		■	■							
ดัดแปลงเครื่องยนต์			■	■						
ทดสอบและวิเคราะห์ผลการทดสอบเมื่อใช้เชื้อเพลิงแก๊สโซลีน 91 แก๊สโซฮอล์ E20 และ E85				■	■					
ทดสอบและวิเคราะห์ผลเมื่อใช้เชื้อเพลิง แก๊สโซฮอล์ E85 โดยเปลี่ยน CR					■	■				
สรุปผลการทดสอบ						■	■			
จัดพิมพ์วิทยานิพนธ์							■	■	■	■

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

3.5 เครื่องมือและวิธีการ

เครื่องมือที่ใช้ในงานวิจัย ครั้งนี้ประกอบด้วย

3.5.1 ชุดทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์

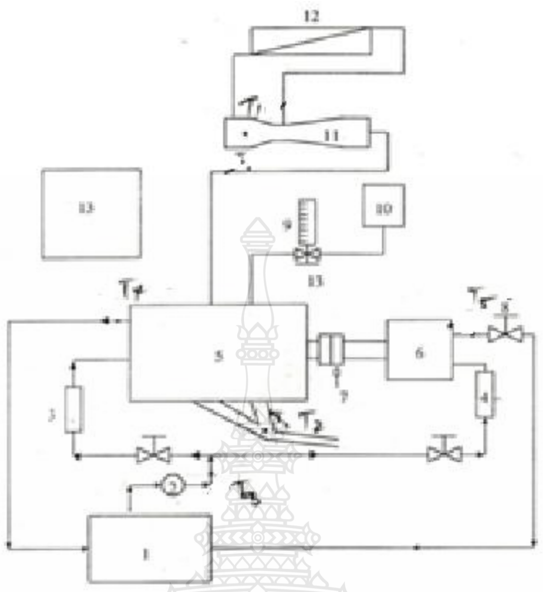
รูปที่ 3.4 ชุดทดสอบสมรรถนะ

ชุดทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์แบบไฮโดรลิกส์ไดนาโมมิเตอร์ ประกอบด้วยอุปกรณ์ต่าง ๆ ดังนี้

3.5.1.1 ไดนาโมมิเตอร์ มีรายละเอียดโดยย่อดังนี้

รุ่น	MPX – 5
ชนิด	โรเตอร์เดี่ยว แบบทำงาน 2 หน้า (Double acting)
รอบ	1000 – 7500 รอบต่อนาที
ขนาด	120 kW

3.5.1.2 แผนผังแสดงส่วนต่างๆ ของเครื่องทดสอบดังแสดงในรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 แผนผังชุดทดสอบสมรรถนะ

1) ถังเก็บน้ำระบายความร้อน
2) ปั๊มน้ำ
3) มาตรวัดอัตราการไหลของน้ำเข้าเครื่องยนต์
4) มาตรวัดอัตราการไหลของน้ำเข้าไดนาโมมิเตอร์
5) เครื่องยนต์
6) ไดนาโมมิเตอร์
7) หัววัดความเร็วรอบ
8) วาล์วควบคุมอัตราการไหลน้ำออกจากไดนาโมมิเตอร์ (ควบคุม Load)
9) กระบอกตวงน้ำมันเชื้อเพลิง
10) ท่อเวนจูรี
11) ถังน้ำมันเชื้อเพลิง
12) มาโนมิเตอร์เอียง
13) แผนควบคุม ซึ่งมีจอความเร็วรอบ แรงบิด และอุณหภูมิ, หน้าปัดไฟชาร์จ สวิทช์สตาร์ทและไฟแสดงการทำงานของอุปกรณ์ต่างๆ

3.5.1.3 ตู้ควบคุม

เพื่อความสะดวกและการอ่านข้อมูลและควบคุมชุดทดสอบนี้ได้ออกแบบให้สามารถอ่านข้อมูลต่างๆ ได้ที่แผงหน้าปัด ตามรายละเอียดข้างล่าง

รูปที่ 3.6 ตู้ควบคุมและแสดงผล

1) อุปกรณ์วัดความเร็วรอบแบบตัวเลข
2) อุปกรณ์วัดแรงบิดแบบตัวเลข
3) อุปกรณ์วัดอุณหภูมิแบบตัวเลข พร้อมสวิทช์เลือกจุดวัดอุณหภูมิ
   T_1หมายเลข 1. อุณหภูมิน้ำเข้าเครื่องยนต์และ ไดนาโมมิเตอร์
   T_2หมายเลข 2. อุณหภูมิน้ำออกจากเครื่องยนต์
   T_3หมายเลข 3. อุณหภูมิออกจากไดนาโมมิเตอร์
   T_4 หมายเลข 4. อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์
   T_5หมายเลข 5. อุณหภูมิอากาศออกจากเครื่องยนต์
4) อุปกรณ์วัดอัตราการไหลน้ำมัน
5) กระบอกตวงการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง
6) ไฟแสดงความดันน้ำมันหล่อลื่น ไฟจะดับเมื่อความดันน้ำมันหล่อลื่นถึงเกณฑ์ปกติ
7) แอมมิเตอร์ วัดกระแสไฟฟ้าในวงจรประจุไฟแบตเตอร์รี่
8) หลอดไฟสัญญาณการประจุไฟของอัลเตอร์เนเตอร์ ไฟจะดับเมื่ออัลเตอร์เนเตอร์ทำงานเป็นปกติ

9) ไฟสัญญาณแสดงการเปิด ปิดสวิทช์ไฟกระแสสลับ 220 โวลท์เป็นสวิทช์ควบคุมการจ่ายไฟเข้าเครื่องทดสอบ ไฟสว่างแสดงว่าสวิทซ์อยู่ในตำแหน่ง “ON”

10) มาตรวัดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น ซึ่งแยกเป็นมาตรสำหรับน้ำหล่อเย็นเครื่องยนต์ และมาตรสำหรับน้ำหล่อเย็นไดนาโมมิเตอร์ ซึ่งมาตรแต่ละตัวมีวาล์วปรับอัตราการไหล

11) Inclined Manometer ใช้วัดปริมาณลมที่เข้าไปในเครื่องโดยผ่าน Venturi meter

3.5.1.4 ระบบน้ำมันเชื้อเพลิง ประกอบด้วย

1) ถังใส่เชื้อเพลิงพร้อมฝาเปิด
- น้ำมันเบนซิน (Gasoline)
- น้ำมันดีเซล (Diesel)

2) หลอดวัดปริมาตรน้ำมันเชื้อเพลิงและวาล์ว ซึ่งทำงาน ดังนี้
- น้ำมันเชื้อเพลิงจากถังเข้าเครื่องยนต์ผ่านมาตรวัดอัตราการไหล

เปิด V1 , V3 , V6 , V7ปิด V2 , V4 , V5 สำหรับน้ำมันเบนซิน (Gasoline)

เปิด V2 , V3 , V6 , V7ปิด V1 , V4 , V5 สำหรับน้ำมันดีเซล (Diesel)

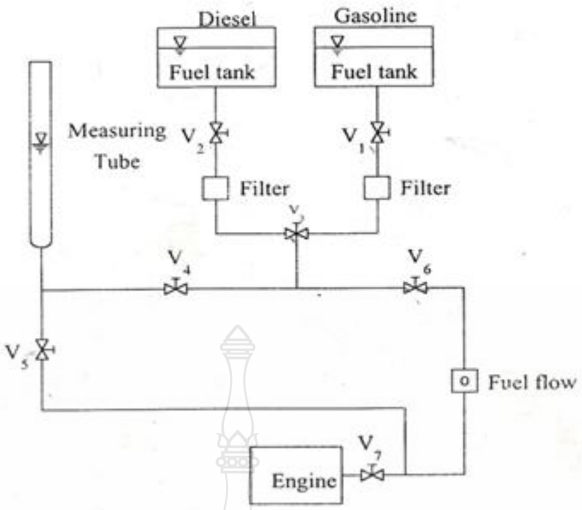
- น้ำมันเชื้อเพลิงเข้าเครื่องและกระบอกตวงพร้อมกัน เมื่อน้ำมันในกระบอกตวงมีระดับสูงกว่าขีด “0” เล็กน้อย

ให้ปิด V2 , V5เปิด V1 , V3 , V4 , V6 , V7สำหรับน้ำมันเบนซิน (Gasoline)

ให้ปิด V1 , V5 เปิด V2 , V3 , V4 , V6 , V7สำหรับน้ำมันดีเซล (Diesel)

- เมื่อต้องการจะวัดปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้เป็น 100 ซีซี หรือ 200 ซีซี

ปิด V4 , V6 เปิด V5 , V7 เครื่องยนต์จะใช้เชื้อเพลิงจากกระบอกตวงโดยตรงเมื่อระดับน้ำมันลดลง ถึงขีด “0” ถ้าเริ่มเริ่มจับเวลาไปกระทั่งถึงขีด 100 หรือ 200 ซีซี ตามต้องการเสร็จ แล้วปรับวาล์วตามข้อ 1.4.2.2 เพื่อเติมน้ำมันในกระบอกตวง ให้สูงกว่าขีดศูนย์เล็กน้อย แล้ว จึงปรับวาล์วตามข้อ 1.4.2.1 เพื่อให้เครื่องใช้เชื้อเพลิงจากถังโดยตรง เมื่อต้องการจะวัดอัตราการสิ้นเปลือง ก็สามารถวัดได้ทันทีโดยปิด V4 , V6 เปิด V5 , V7 ได้เลยไม่ต้องเสียเวลาเติมน้ำมันในกระบอกตวง



รูปที่ 3.7 แผนผังระบบน้ำมันเชื้อเพลิง

3.5.2 เครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 สูบ ระบบหัวฉีดอิเล็คทรอนิกส์ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ

ตารางที่ 3.2 ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์

รายการ	ข้อมูลทางเทคนิค
เครื่องยนต์	**ยี่ห้อ Nissan รุ่น QG-15 DE**
จำนวนสูบ	Inline 4 Cylinder
กระบอกสูบ x ระยะชัก	73.6 mm x 88.0 mm
ปริมาตรกระบอกสูบ	1,497 CC.
อัตราส่วนกำลังอัด	9.9 : 1
กำลังม้าสูงสุด	78 kW / 6,000 rpm
แรงบิดสูงสุด	143 Nm / 4,400 rpm

3.6 วิธีการทดสอบ

3.6.1 วัตถุประสงค์ของการทดสอบ

ในการทดสอบนั้น จะทำการทดสอบเพื่อศึกษาคุณลักษณะของเครื่องยนต์ เช่น

1) ทดสอบโดยรักษาความเร็วรอบให้คงที่ เปลี่ยนแปลงภาระจากน้อยไปมากสุด จนไม่สามารถจะควบคุมความเร็วที่ตั้งไว้ได้

2) ทดสอบที่ภาวะคงที่ โดยกำหนดไว้ขนาดหนึ่ง ปรับความเร็วสูงขึ้นที่ละขั้นจนคันเร่งเปิดสุด

วิธีการทดลองนั้นจะเริ่มติดเครื่องยนต์ อุ่นเครื่องจนถึงอุณหภูมิใช้งาน ปรับไดนาโมมิเตอร์ให้มีภาระเล็กน้อยเปิดคันเร่งเครื่องยนต์ (throttle) บันทึกความเร็วอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง และแรงบิดของเครื่องยนต์ต่อไปเพิ่มภาระให้มากขึ้นเป็นขั้น ๆ บันทึกข้อมูลเหมือนครั้งแรก ทดสอบไปจนกระทั่งเมื่อเพิ่มภาระมากจนเครื่องยนต์ดับ แล้วจึงนำข้อมูลที่บันทึกไว้คำนวณกำลัง ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะและแรงบิดของเครื่อง นำผลการคำนวณนี้มาเขียนกราฟ แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังความสิ้นเปลืองจำเพาะ แรงบิดกับความเร็วรอบ หรือกำลังเครื่องยนต์ กราฟที่ได้นี้จะแสดงถึงสมรรถนะของเครื่องยนต์นั้น

3.6.2 การเตรียมเครื่องทดสอบ

1) เติมน้ำมันหล่อเย็นลงในถังเก็บจนเกือบเต็มถังเติมน้ำยากันสนิม

2) เติมน้ำมันเชื้อเพลิงลงในถังเก็บและต่อสายเชื้อเพลิงไปยังเครื่องยนต์โดยผ่านหรือไม่ผ่านมาตรวัดอัตราการไหล

3) ต่อสายน้ำหล่อเย็น ระหว่างเครื่องยนต์, ไดนาโมมิเตอร์, แผงควบคุมน้ำหล่อเย็นและถังน้ำหล่อเย็น

4) ต่อสายน้ำมันเชื้อเพลิงจากแผงควบคุมไปยังเครื่องยนต์

5) ต่อสายลมจากอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศไปยังท่อไอดี / เครื่องยนต์

6) เปิดวาล์วน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์และไดนาโมมิเตอร์เพียงเล็กน้อย

7) เปิดสวิทช์ไฟเข้าเครื่องทดลอง-แผงอุปกรณ์วัดจะมีไฟสว่างขึ้น

8) สตาร์ทเครื่องยนต์เพื่อเดินเบา (Idling)

9) ปรับคันเร่งและปรับภาระ(Load) ของไดนาโมมิเตอร์ตามที่ต้องการ

3.6.3 การบันทึกข้อมูล

เมื่อเครื่องเดินเป็นปกติแล้ว ให้เติมน้ำมันเชื้อเพลิงลงในกระบอกวัด และเริ่มจับเวลาเมื่อระดับน้ำมันอ่านที่ “0” และบันทึกข้อมูลลงในใบกรอกข้อมูล ดังนี้

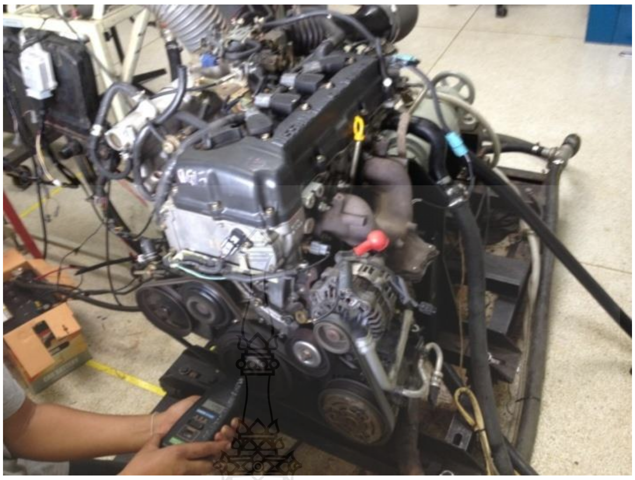
1) อัตราส่วนการอัด

2) ความเร็วรอบของเครื่องยนต์

3) แรงบิดจากไดนาโมมิเตอร์ที่รอบ 3000, 3500,4000,4500 และ 5000 rpm

4) เวลาการใช้เชื้อเพลิงปริมาตร 200 cc. ที่รอบ 3000, 3500,4000,4500 และ 5000 rpm

5) มลพิษของเครื่องยนต์ ที่รอบ 3000, 3500,4000,4500 และ 5000 rpm



รูปที่ 3.8 วัดรอบเครื่องยนต์

รูปที่ 3.9 การปรับไฮดรอลิคส์ไดนาโมมิเตอร์

รูปที่ 3.10 แผงควบคุมแสดงแรงบิดเครื่องยนต์

รูปที่ 3.11 เครื่องวัดมลพิษไอเสียเครื่องยนต์

รูปที่ 3.12 แสดงการวัดมลพิษไอเสียเครื่องยนต์

3.6.3 การคำนวณ

จากข้อมูลที่บันทึกนำมาคำนวณ ดังนี้

1) คำนวณกำลังของเครื่องยนต์

2) คำนวณอัตราการใช้เชื้อเพลิง

3) คำนวณหา Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)

4) คำนวณประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์

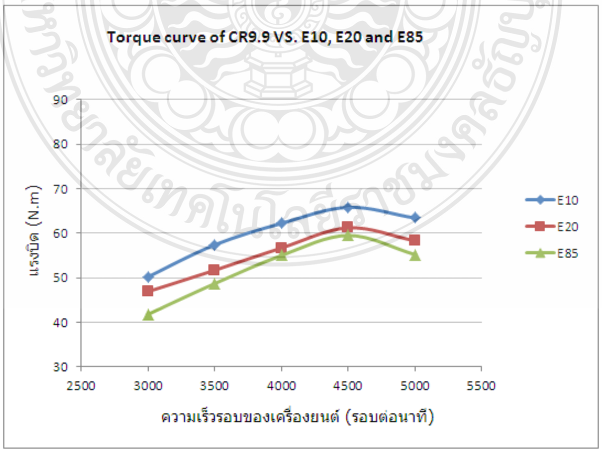
บทที่ 4
ผลการวิจัยและการอภิปราย

การวิจัยนี้เป็นการศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 สูบ ระบบหัวฉีดอิเล็คทรอนิกส์ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 เป็นเชื้อเพลิง โดยเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์เป็น 3 ระดับ คือ 9.9, 13.5 และ 16.0 ตามลำดับ เครื่องยนต์ถูกติดตั้งเข้ากับชุดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์แบบไฮดรอลิกส์ไดนาโมมิเตอร์ ทดสอบที่ความเร็วรอบ 5 ระดับคือ 3000, 3500, 4000, 4500 และ 5000 รอบต่อนาที เพื่อทราบผลกระทบจากอัตราส่วนการอัดที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์และการปล่อยก๊าซมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์ โดยมีผลการทดลองดังต่อไปนี้

4.1 ผลกระทบจากชนิดของน้ำมันเชื้อเพลิงและอัตราส่วนการอัดที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์

4.1.1 ผลกระทบของชนิดน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์และอัตราส่วนการอัดที่มีต่อแรงบิดของเครื่องยนต์ (Torque of Engine)

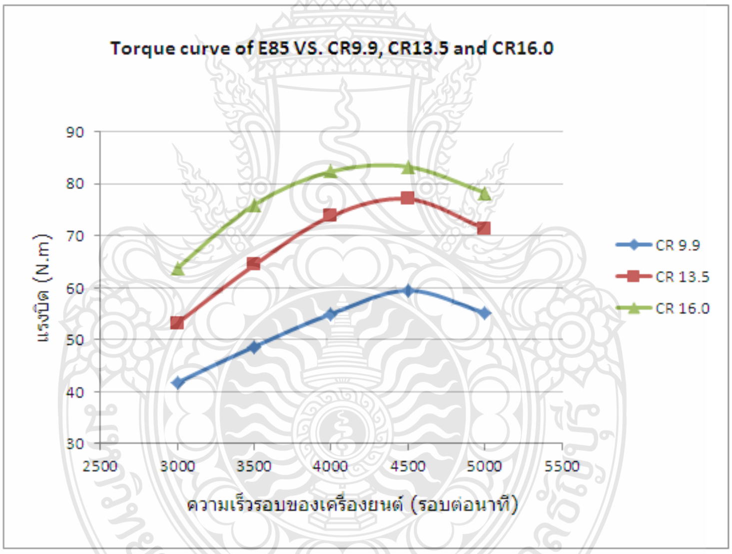
แรงบิดของเครื่องยนต์ (Torque of Engine) ที่วัดได้ที่เพลาข้อเหวี่ยงหรือที่ล้อต้นกำลังของเครื่องยนต์ ซึ่งสามารถนำไปพลอตกราฟ เพื่อศึกษาความสัมพันธ์แรงบิดของเครื่องยนต์ ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ โดยผลการทดลองเป็นดังต่อไปนี้



รูปที่ 4.1 แสดงความสัมพันธ์ของแรงบิดเทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85

จากรูปที่ 4.1 แสดงความสัมพันธ์ของแรงบิดเทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 ในการทดลอง พบว่าเมื่อใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 ค่าแรงบิดของเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น โดยที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 4500 rpm เมื่อใช้น้ำมันเชื้อเพลิง E10, E20 และ E85 จะให้ค่าแรงบิดสูงสุดเท่ากับ 65.8 N.m, 61.2 N.m และ 59.5 N.m ตามลำดับ และที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 5000 rpm ค่าแรงบิดจะลดลงเนื่องจากที่ความเร็วรอบสูงนั้นการสันดาปที่เกิดขึ้นจะใช้เวลาสั้นมากทำให้แรงบิดที่ได้ลดลง

เมื่อเปรียบเทียบค่าแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10 จะให้ค่าแรงบิดมากกว่า น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E20 และ E85 ตามลำดับ เนื่องจากในน้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10 มีส่วนผสมของเอทานอลน้อยกว่า จึงมีค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (LHV) มากที่สุด ส่งผลต่อค่าแรงบิดของเครื่องยนต์



รูปที่ 4.2 แสดงความสัมพันธ์ของแรงบิดเทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85

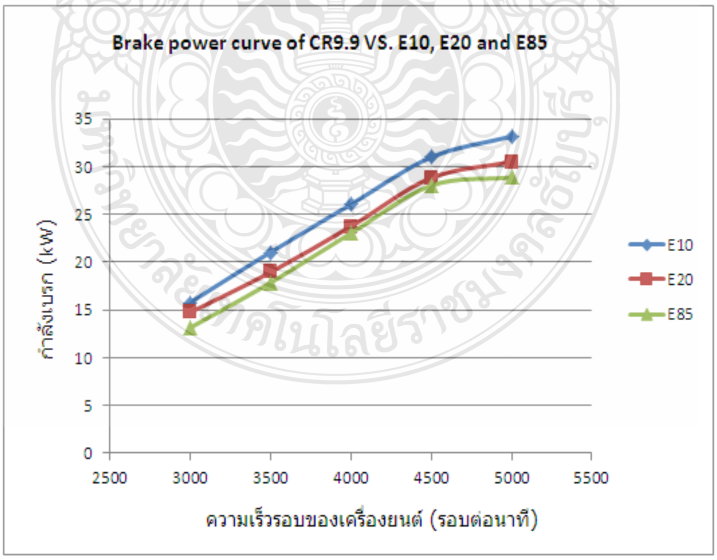
จากภาพที่ 4.2 แสดงความสัมพันธ์ของแรงบิดเทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 ตามลำดับ โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 จากการทดลองพบว่าค่าแรงบิดของเครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น เมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นจาก 9.9 เป็น 13.5 และ 16.0 พบว่าที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 4500 rpm จะให้ค่าแรงบิดสูงสุด

เท่ากับ 59.5 N.m, 71.1 N.m และ 83.3 N.m ตามลำดับ และที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 5000 rpm ค่าแรงบิดจะลดลงอันเป็นผลสอดคล้องกัน เพราะมีภาระกระทำกับเครื่องยนต์และที่ความเร็วรอบสูงนั้นการสันดาปเกิดขึ้นใช้เวลาสั้นมากทำให้กำลังที่ได้ลดลง และเมื่อเปรียบเทียบค่าแรงบิดของเครื่องยนต์ที่อัตราส่วนการอัด 16.0 จะให้ค่าแรงบิดสูงสุด เนื่องจากที่อัตราส่วนการอัดสูงส่งผลต่อการเผาไหม้จะมีความร้อนสูงและความดันภายในห้องเผาไหม้สูง จะทำให้เกิดแรงระเบิดที่เพิ่มมากขึ้นส่งผลให้ค่าของแรงบิดเพิ่มมากขึ้น

นอกจากนี้ผลการทดลองแรงบิดของเครื่องยนต์ ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 พบว่าน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 ให้ค่าแรงบิดต่ำสุด เมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 16.0 ส่งผลทำให้ค่าแรงบิดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นสูงสุด 28.6 % ซึ่งเป็นผลมาจากอัตราส่วนการอัดที่สูงขึ้น ส่งผลต่อการเผาไหม้จะมีความร้อนสูงและความดันสูง ทำให้เกิดแรงระเบิดที่หัวลูกสูบเพิ่มมากขึ้นส่งผลให้ค่าของแรงบิดเพิ่มมากขึ้น

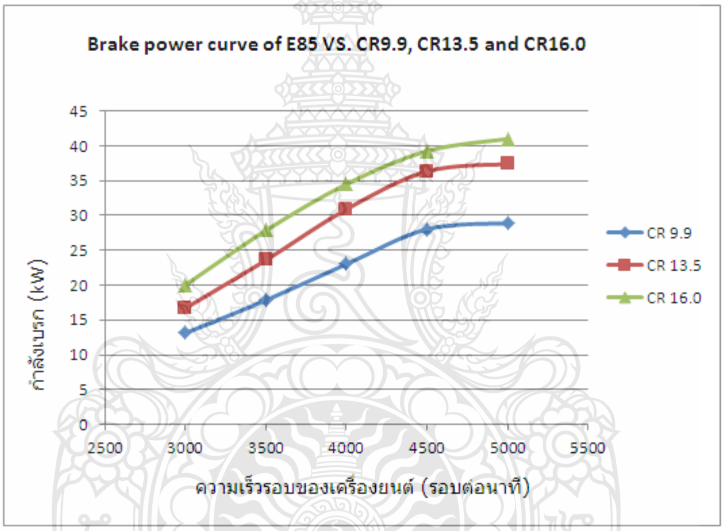
4.1.2 ผลกระทบของน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์และอัตราส่วนการอัดที่มีต่อกำลังเบรกของเครื่องยนต์ (Brake power, Pb)

กำลังเบรกของเครื่องยนต์ (Brake power, Pb) เป็นกำลังที่วัดได้ที่เพลาข้อเหวี่ยงหรือที่ล้อต้นกำลังของเครื่องยนต์ ซึ่งเป็นกำลังที่นำไปใช้งาน การวัดกำลังเบรกจะใช้เครื่องมือที่เรียกว่า ไดนาโมมิเตอร์ วัดได้ในรูปของแรงบิดและรอบการหมุนของเครื่องยนต์ ซึ่งสามารถนำไปคำนวณหาแรงบิดและกำลังเบรก โดยผลการทดลองพบว่า



รูปที่ 4.3 แสดงความสัมพันธ์ของกำลังเบรกของเครื่องยนต์เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85

จากรูปที่ 4.3 แสดงความสัมพันธ์ของกำลังเบรกของเครื่องยนต์เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 ในการทดลอง พบว่าเมื่อใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 กำลังเบรกของเครื่องยนต์มีค่าสัมพันธ์กันกับค่าแรงบิดซึ่งจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น โดยที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 4500 rpm เมื่อใช้น้ำมันเชื้อเพลิง E10, E20 และ E85 จะให้ค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์สูงสุด เท่ากับ 31.01 kW, 28.84 kW และ 28.04 kW ตามลำดับ และมีแนวโน้มลดลงเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงกว่า และเมื่อเปรียบเทียบค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10 จะให้ค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์มากกว่า น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E20 และ E85 เนื่องจาก มีค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (LHV) มากที่สุดเช่นเดียวกัน



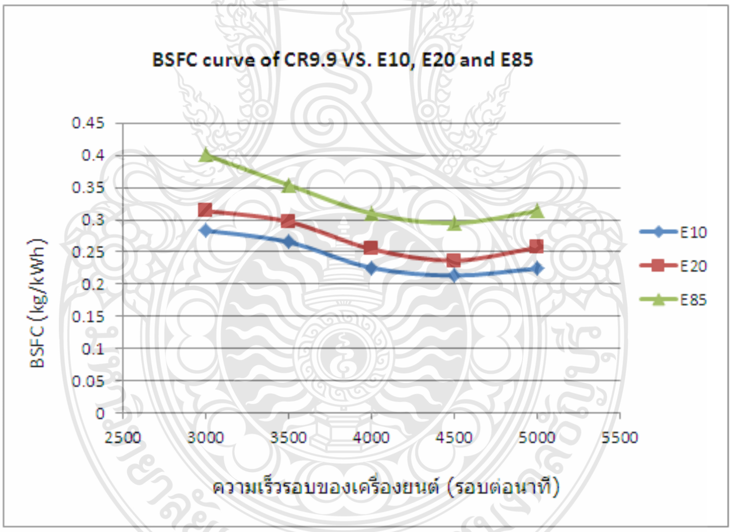
รูปที่ 4.4 แสดงความสัมพันธ์ของกำลังเบรกของเครื่องยนต์เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85

จากรูปที่ 4.4 แสดงความสัมพันธ์ของกำลังเบรกของเครื่องยนต์เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 ตามลำดับ โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 จากการทดลองพบว่าค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น เมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 9.9, 13.5 และ 16.0 พบว่าที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 4500 rpm จะให้ค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์สูงสุด เท่ากับ 28.04 kW, 36.33 kW และ 39.25 kW ตามลำดับ และมีแนวโน้มลดลงเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงกว่า อันเป็นผลสอดคล้องกันกับค่าแรงบิด เพราะ

มีภาระกระทำกับเครื่องยนต์และที่ความเร็วรอบสูงนั้นการสันดาปเกิดขึ้นใช้เวลาสั้นมากทำให้กำลังเบรกที่ได้ลดลงซึ่งผลการทดลองที่ได้สอดคล้องกับงานวิจัยของ ธีระพัฒน์ กู่วรรณรัตน์ และเมื่อเปรียบเทียบค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์ ที่อัตราส่วนการอัด 16.0 จะให้ค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์สูงสุด

จากผลการทดลองกำลังเบรกของเครื่องยนต์ (Brake power) ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 เมื่อเปรียบเทียบค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์ พบว่าน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 ให้ค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์ต่ำสุด เมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 16.0 ส่งผลทำให้ค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์ เพิ่มขึ้นสูงสุด 28.6% เนื่องจากอัตราส่วนการอัดที่สูงขึ้น ส่งผลต่อการเผาไหม้จะมีความร้อนและความดันสูง อันทำให้เกิดแรงต้านเพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้ค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์ เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน เนื่องจาก ค่ากำลังเบรกขึ้นอยู่กับค่าแรงบิดและรอบของเครื่องยนต์

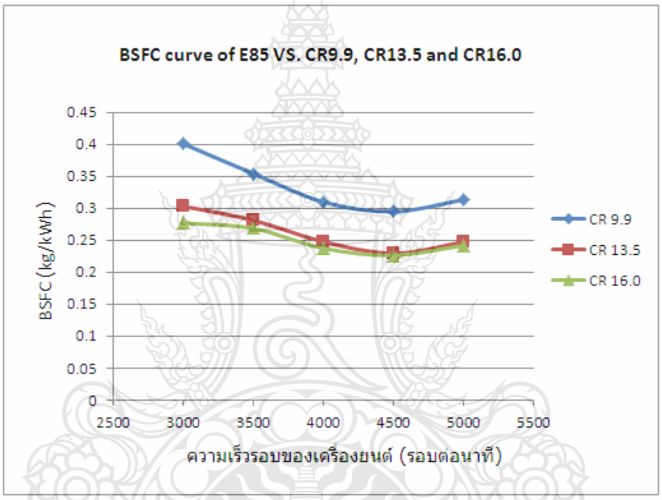
4.1.3 ผลกระทบของน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์และอัตราส่วนการอัดที่มีต่ออัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (BSFC)



รูปที่ 4.5 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (BSFC) เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85

จากรูปที่ 4.5 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (BSFC) เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 จากผลการทดลองพบว่าอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกมีค่าลดลง เมื่อความเร็วรอบ

เครื่องยนต์เพิ่มขึ้น เนื่องจากกำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น และที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 4500 rpm เมื่อใช้น้ำมันเชื้อเพลิง E10, E20 และ E85 จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุด เท่ากับ 0.214 kg/kWh, 0.237 kg/kWh และ 0.295 kg/kWh ตามลำดับ เนื่องจากเป็นรอบที่ให้กำลังเครื่องยนต์มากที่สุด และที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 5000 rpm ค่าอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เนื่องจากกำลังเบรคของเครื่องยนต์ลดลง เมื่อเปรียบเทียบจากผลการทดลองเมื่อใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก มากกว่า E10 และ E20 เนื่องจากมีส่วนผสมของเอทานอลมากสุด และมีค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (LHV) น้อยที่สุด จึงทำให้มีอัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงมากที่สุด



รูปที่ 4.6 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (BSFC) เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85

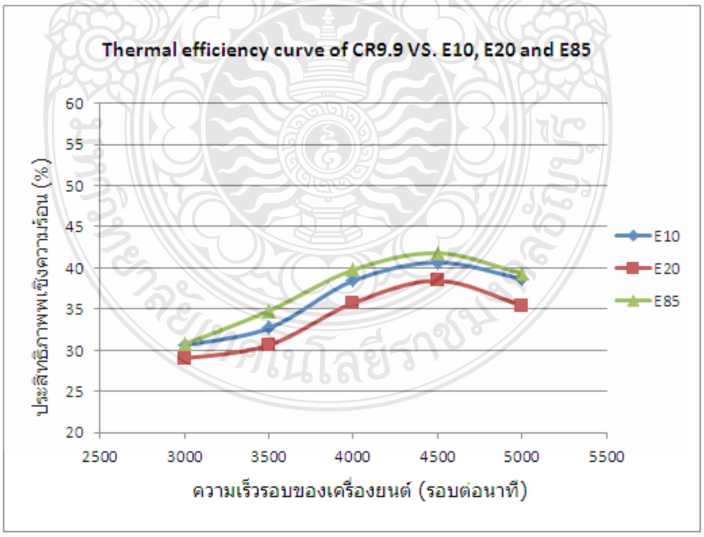
จากรูปที่ 4.6 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (BSFC) เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 ตามลำดับ โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 จากการทดลองพบว่าค่าอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเป็นในทิศทางเดียวกัน อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกมีค่าลดลงเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น เนื่องจากกำลังเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น และที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 4500 rpm จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุด เท่ากับ 0.295 kg/kWh, 0.230 kg/kWh และ 0.227 kg/kWh ตามลำดับ เนื่องจากเครื่องยนต์มีกำลังมากที่สุด นอกจากนี้ที่ความเร็ว

รอบเครื่องยนต์ 5000 rpm ค่าอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เนื่องจากกำลังเบรคลดลง และอัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศมากขึ้น ส่งผลทำให้อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบค่าอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก พบว่าน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 ให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกลดลงต่ำสุดเมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 16.0 ส่งผลทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกลดลง 30.2 % เนื่องจากค่า CR สูงขึ้น ส่งผลให้เครื่องยนต์มีกำลังเบรคเพิ่มขึ้นด้วย

เมื่อพิจารณาผลของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจะลดลงไปตามความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากระยะเวลาของของการสูญเสียความร้อนสั้นลง และกำลังเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเรื่อยๆ แต่เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์ผ่านจุดที่แรงบิดสูงสุดแล้วนั้น เวลาในการสันดาปลดลงไปเรื่อยๆ กำลังของเครื่องยนต์ก็จะลดลงตามไปด้วย ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้นอีก ขณะเดียวกันในช่วงความเร็วรอบต่ำที่เริ่มมีภาระมากระทำกับเครื่องยนต์ ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจะสูงขึ้นเช่นเดียวกัน

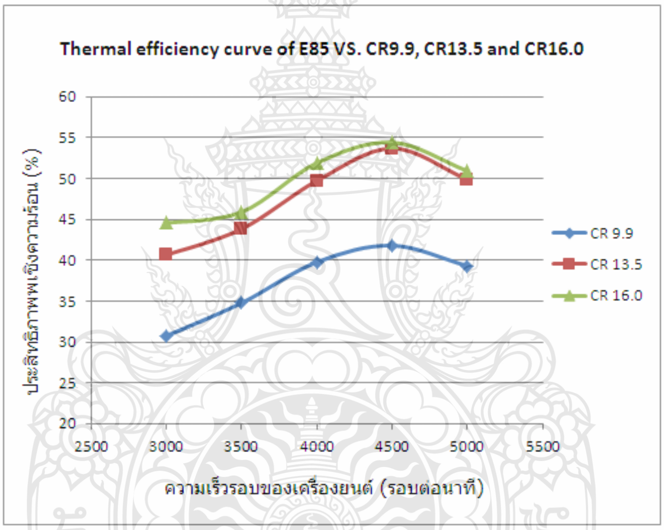
4.1.4 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ (Thermal Efficiency)

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเป็นความสามารถในการเปลี่ยนแปลงพลังงานเนื่องจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงให้เป็นกำลังงานของเครื่องยนต์ จากการทดลองพบว่า



รูปที่ 4.7 แสดงความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อนเทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85

จากรูปที่ 4.7 แสดงความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อนเทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซออล์ E10, E20 และ E85 จากการทดลองพบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น เมื่อทดลองที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 4500 rpm ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซออล์ E10, E20 และ E85 จะให้ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุด เท่ากับ 40.7 %, 38.5 % และ 41.8 % ตามลำดับ นอกจากนี้ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 5000 rpm ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์จะมีค่าลดลง เมื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์พบว่า เมื่อใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 ได้ประสิทธิภาพทางความร้อนมากกว่าน้ำมัน E10 และ E20 ทั้งนี้เนื่องจากน้ำมัน E85 มีค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิงน้อยที่สุด (LHV) จึงส่งผลต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อน



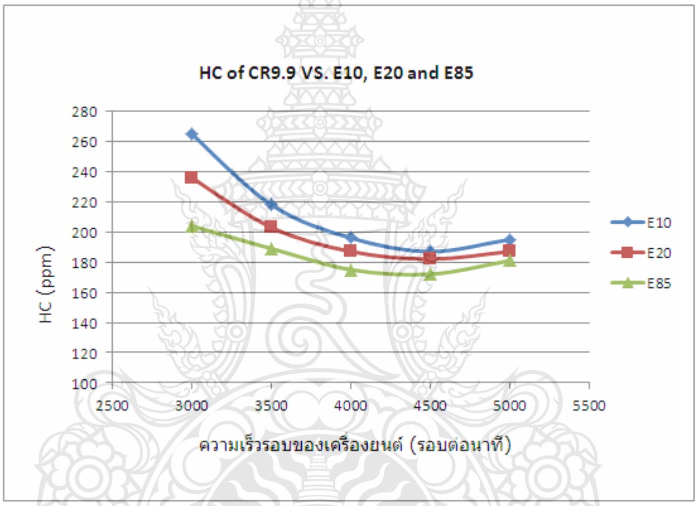
รูปที่ 4.8 แสดงความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อน เทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85

จากรูปที่ 4.8 แสดงความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อนเทียบกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 ตามลำดับ โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 จากการทดลองพบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น จนกระทั่งที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 4500 rpm จะให้ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุดเท่ากับ 41.8%, 53.7% และ 54.4% ตามลำดับ นอกจากนี้ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 5000 rpm ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์จะมีค่าลดลง เมื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อน

ของเครื่องยนต์ พบว่าเมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 16.0 จะให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนมากสุด ทั้งนี้เนื่องจากเมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดส่งผลต่อการเผาไหม้ ทำให้ได้กำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น จึงส่งผลต่อประสิทธิภาพทางความร้อนอันเป็นผลสืบเนื่องกัน

4.2 ผลกระทบจากชนิดของน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์และอัตราส่วนการอัดที่มีต่อมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์

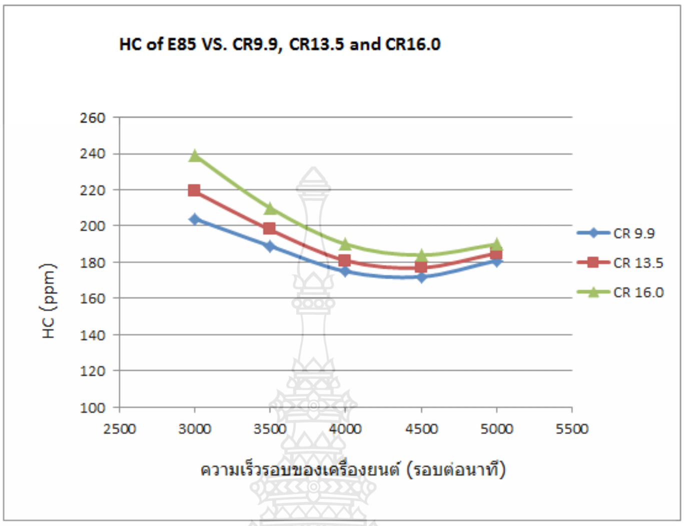
4.2.1 ผลกระทบของน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ที่มีต่อปริมาณการปล่อยก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC)



รูปที่ 4.9 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC) ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85

จากรูปที่ 4.9 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC) ที่อัตราส่วนการอัด 9.9 โดยใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 จากการทดลองพบว่าปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน มีค่าลดลงเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ส่งผลต่อปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 3000, 3500, 4000, 4500 และ 5000 rpm น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 มีค่าปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอนต่ำสุด เท่ากับ 204, 189, 175, 172 และ 181 ppm ตามลำดับ รองลงมาคือ น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E20 มีค่าปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน เท่ากับ 236, 203, 187, 182 และ

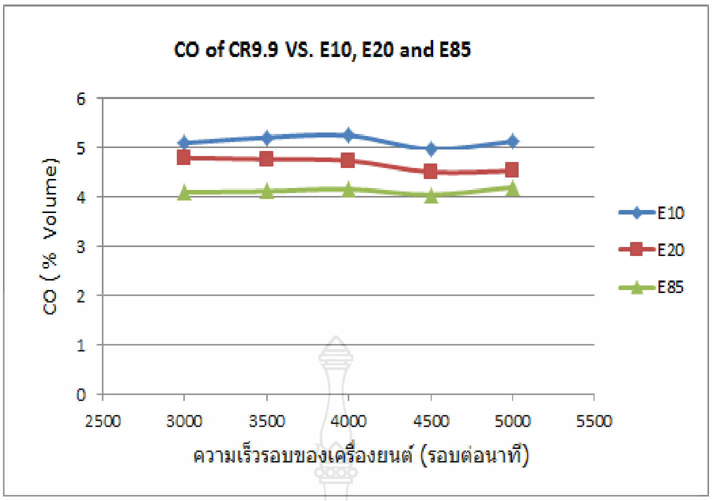
187 ppm ตามลำดับ และน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10 มีค่าปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน เท่ากับ 265, 218, 196, 187 และ 195 ppm ตามลำดับ



รูปที่ 4.10 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC) ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 โดยใช้เชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85

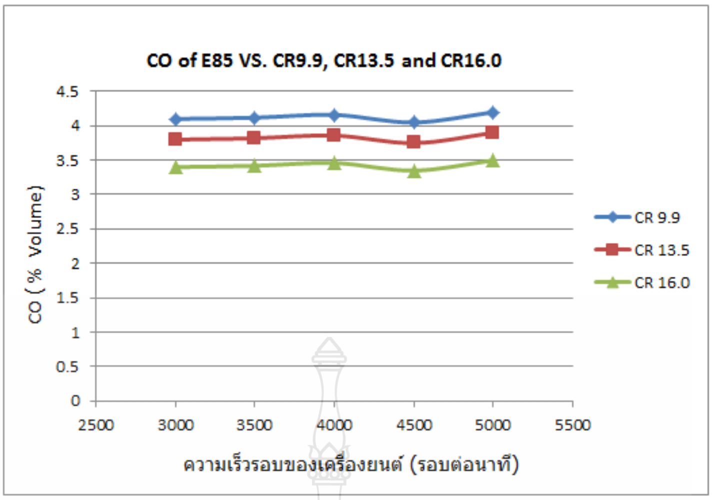
จากรูปที่ 4.10 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC) ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 ตามลำดับ โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 จากการทดลองพบว่าปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC) มีค่าลดลงเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ซึ่งส่งผลต่อปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC) เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 3000, 3500, 4000, 4500 และ 5000 rpm น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 เมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 16.0 พบว่ามีค่าปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC) เพิ่มขึ้นสูงสุด เท่ากับ 239, 210, 190, 184 และ 190 ppm ตามลำดับ รองลงมาคือที่อัตราส่วนการอัด 13.5 ปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน เท่ากับ 219, 198, 181, 177 และ 185 ppm ตามลำดับ และที่อัตราส่วนการอัด 9.9 ปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน เท่ากับ 204, 189, 175, 172 และ 181 ppm ตามลำดับ ทั้งนี้เนื่องจากองค์ประกอบของเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นรุนแรง ภายใต้อุณหภูมิที่สูงกว่า สารประกอบไฮโดรคาร์บอนซึ่งเป็นสารอะตอมหนักเผาไหม้ยากที่อุณหภูมิต่ำ จึงเผาไหม้ได้มากกว่า

4.2.2 ผลกระทบของน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ที่มีต่อปริมาณการปล่อยก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO)



รูปที่ 4.11 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ที่โดยใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85

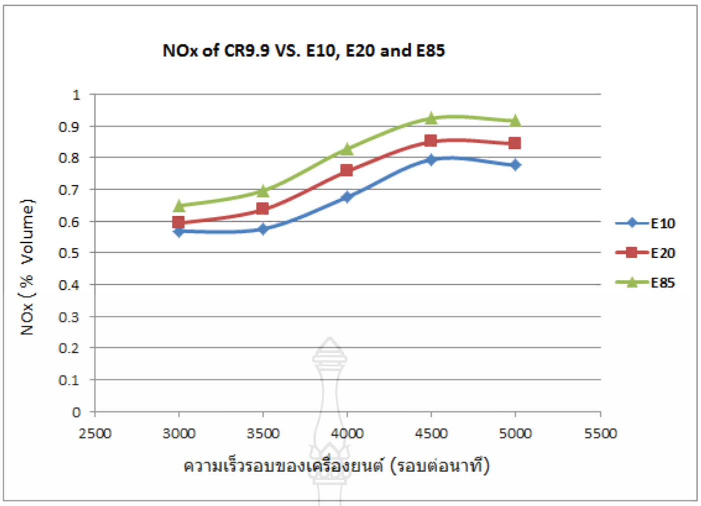
จากรูปที่ 4.11 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ที่อัตราส่วนการอัด 9.9 โดยใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 จากการทดลองพบว่าเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ส่งผลต่อปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) โดย เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 3000, 3500, 4000, 4500 และ 5000 rpm น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 มีค่าปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ลดลงต่ำสุด เท่ากับ 4.10, 4.12, 4.16, 4.05 และ 4.20 % ตามลำดับ รองลงมาคือ น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E20 ค่าปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ เท่ากับ 4.80, 4.77, 4.74, 4.51 และ 4.53 % ตามลำดับ และน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10 ค่าปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ เท่ากับ 5.10, 5.21, 5.25, 4.97 และ 5.13 % ตามลำดับ



รูปที่ 4.12 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์(CO) ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 โดยใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85

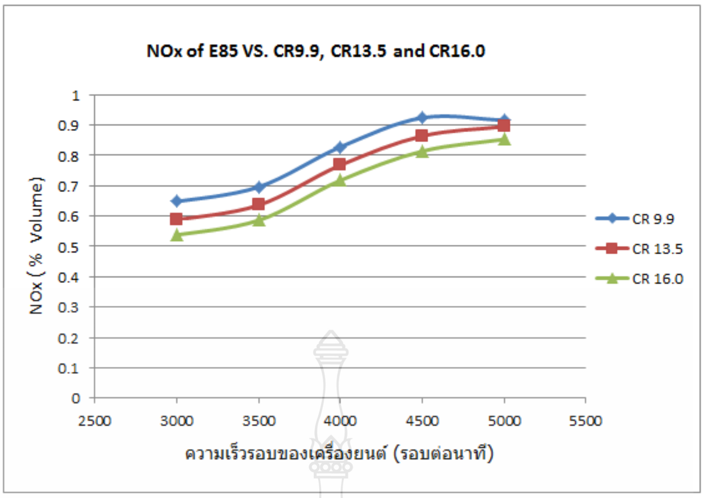
จากรูปที่ 4.12 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 ตามลำดับ โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 จากการทดลองพบว่าเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ส่งผลต่อปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) โดย เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 3000, 3500, 4000, 4500 และ 5000 rpm น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 เมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 16.0 พบว่ามีค่าปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ลดลงต่ำสุด เท่ากับ 3.40, 3.40, 3.50, 3.40 และ 3.50% ตามลำดับ รองลงมาคือ ที่อัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 13.5 ค่าปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) เท่ากับ 3.80, 3.80, 3.90, 3.80 และ 3.90% ตามลำดับ และที่อัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 9.9 ค่าปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) เท่ากับ 4.10, 4.10, 4.20, 4.10และ 4.20 % ตามลำดับ ทั้งนี้เนื่องจากเมื่ออัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูง จึงส่งผลให้การเผาไหม้สมบูรณ์ขึ้น ทำให้ปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ที่ปล่อยออกมามีค่าลดลง

4.2.3 ผลกระทบของน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ที่มีต่อปริมาณการปล่อยก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x)



รูปที่ 4.13 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NOx) ที่โดยใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85

จากรูปที่ 4.13 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ที่อัตราส่วนการอัด 9.9 โดยใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 จากการทดลองพบว่าปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ส่งผลต่อปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) โดย เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 3000, 3500, 4000, 4500 และ 5000 rpm น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 มีค่าปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) เพิ่มขึ้นสูงสุดเท่ากับ 0.648, 0.696, 0.828, 0.924 และ 0.916 % ตามลำดับ รองลงมาคือ น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E20 มีค่าปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) เท่ากับ 0.593, 0.636, 0.757, 0.850 และ 0.844 % ตามลำดับ และน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10 มีค่าปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) เท่ากับ 0.568, 0.575, 0.676, 0.794 และ 0.776 % ตามลำดับ ซึ่งก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) เป็นก๊าซที่วัดออกมา โดยบอกถึงอุณหภูมิในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์และระยะเวลาในการลามของเปลวไฟในห้องเผาไหม้ ถ้าการลามของเปลวไฟในการเผาไหม้นี้ใช้เวลานานก็ทำให้เกิด NOx มากกว่าปกติ



รูปที่ 4.14 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NOx) ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 โดยใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85

จากรูปที่ 4.14 เปรียบเทียบปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 ตามลำดับ โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 จากการทดลองพบว่าค่าปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) เพิ่มขึ้น เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ส่งผลต่อปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) โดยเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 3000, 3500, 4000, 4500 และ 5000 rpm น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 เมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 16.0 พบว่ามีค่าปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ลดลงต่ำสุด เท่ากับ 0.538, 0.586, 0718, 0.814 และ 0.853 % ตามลำดับ รองลงมาคือ ที่อัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 13.5 มีค่าปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) เท่ากับ 0.588, 0.636, 0768, 0.864 และ 0.895 % ตามลำดับ และที่อัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 9.9 มีค่าปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) เท่ากับ 0.648, 0.696, 0.828, 0.924 และ 0.916 % ตามลำดับ ทั้งนี้อันเป็นผลซึ่งเกิดมาจากระยะเวลาในการเผาไหม้ของเอทานอลใช้เวลาในการเผาไหม้น้อยกว่า เนื่องมาจากน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 มีส่วนผสมของเอทานอลมากกว่า อีกทั้งเอทานอลเองมีออกซิเจนผสมอยู่ด้วยทำให้การผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับออกซิเจนได้ง่ายกว่าแก๊สโซลีน

4.3 ภาพรวมผลการสอบเครื่องยนต์

ผลการทดสอบเครื่องยนต์รวมให้อยู่ในรูปแบบตารางได้ดังนี้

ตารางที่ 4.1 ผลการทดสอบสมรรถนะ ที่ CR เท่ากับ 9.9 : 1 โดยใช้น้ำมัน E10, E20 และ E85

อัตราส่วนการอัดที่ 9.9 : 1			
ตัวแปรที่ทำการศึกษา ที่รอบเครื่องยนต์ 4500 rpm	**น้ำมัน E10**	**น้ำมัน E20**	**น้ำมัน E85**
แรงบิดสูงสุด (Nm)	65.8	61.2	59.5
กำลังสูงสุด (kW)	31.01	28.84	28.04
อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค (kg/kWh)	0.214	0.237	0.295
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรค (%)	40.7	38.5	41.8
ก๊าซไฮโดรคาร์บอน (ppm)	187	182	172
ก๊าซคาร์บอนมอนนอกไซด์ (% Vol)	4.97	4.51	4.05
ก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (% Vol)	0.794	0.850	0.924

ตารางที่ 4.2 ผลการทดสอบสมรรถนะ โดยใช้น้ำมัน E85 ที่ CR เท่ากับ 9.9 : 1, 13.5:1 และ 16.0:1

ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85			
ตัวแปรที่ทำการศึกษา ที่รอบเครื่องยนต์ 4500 rpm	**CR 9.9:1**	**CR 13.5:1**	**CR 16.0:1**
แรงบิดสูงสุด (Nm)	59.5	71.1	83.3
กำลังสูงสุด (kW)	28.04	36.33	39.25
อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค (kg/kWh)	0.295	0.230	0.227
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรค (%)	41.8	53.7	54.4
ก๊าซไฮโดรคาร์บอน (ppm)	172	177	184
ก๊าซคาร์บอนมอนนอกไซด์ (% Vol)	4.1	3.8	3.4
ก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (% Vol)	0.924	0.864	0.814

บทที่ 5
สรุปผลและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผล

การศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 สูบ ระบบหัวฉีดอิเล็คทรอนิกส์ จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 เป็นเชื้อเพลิง ที่อัตราส่วนการอัดเดิม 9.9 :1 และทำการเพิ่มอัตราส่วนการอัดจากเดิม 9.9 : 1 เป็น 13.5 : 1 และ 16.0 :1 ทดสอบที่ความเร็วรอบ 5 ระดับคือ 3000, 3500, 4000, 4500 และ 5000 rpm ที่มีต่อสมรรถนะและการปล่อยก๊าซมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์ ซึ่งผู้วิจัยได้สรุปผลการวิจัยตามลำดับดังนี้

5.1.1 ผลกระทบจากชนิดของน้ำมันเชื้อเพลิงและอัตราส่วนการอัดที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์

5.1.1.1 ผลกระทบของชนิดน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์และอัตราส่วนการอัดที่มีต่อแรงบิดของเครื่องยนต์ (Torque of Engine) และกำลังเบรกของเครื่องยนต์ (Brake power)

แรงบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E10 จะให้ค่าแรงบิดมากกว่า น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E20 และ E85 ตามลำดับ เนื่องจากในน้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10 มีส่วนผสมของเอทานอลน้อยกว่า จึงมีค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (LHV) มากที่สุด ส่งผลต่อค่าแรงบิดของเครื่องยนต์ และเมื่อเปรียบเทียบที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 ตามลำดับ พบว่าแรงบิดของเครื่องยนต์ (Torque of Engine) ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 ให้ค่าแรงบิดต่ำสุด และเมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 16.0 ส่งผลทำให้ค่าแรงบิดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นสูงสุด 28.6 % ซึ่งเป็นผลมาจากอัตราส่วนการอัดที่สูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับผลของกำลังเบรกของเครื่องยนต์ (Brake power) เมื่อใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 ให้ค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์ต่ำสุด และเมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 16.0 ส่งผลทำให้ค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์ เพิ่มขึ้นสูงสุด 28.6 % ซึ่งเป็นผลสืบเนื่องกัน

5.1.1.2 ผลกระทบของน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์และอัตราส่วนการอัดที่มีต่ออัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (BSFC)

เมื่อใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกมากกว่า E10 และ E20 เนื่องจากมีส่วนผสมของเอทานอลมากสุด และมีค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (LHV) น้อยที่สุด เมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 16.0 น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 ให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกลดลงต่ำสุด เท่ากับ 30.2 % ซึ่งอัตราการสิ้นเปลือง

เชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจะลดลงไปตามความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากระยะเวลาของของการสูญเสียความร้อนสั้นลงกำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น แต่เมื่อความเร็วของเครื่องยนต์สูงกว่าระดับปานกลางแรงเสียดทานที่เพิ่มขึ้นอย่างมาก ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้นอีก ขณะเดียวกันในช่วงความเร็วรอบต่ำที่เริ่มมีภาระมากระทำกับเครื่องยนต์ และกำลังของเครื่องยนต์ยังต่ำอยู่ ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจะสูงขึ้นเช่นเดียวกัน

5.1.1.3 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ (Thermal Efficiency)

พบว่าเมื่อใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 ได้ประสิทธิภาพทางความร้อนมากกว่าน้ำมัน E10 และ E20 ทั้งนี้เนื่องจากน้ำมัน E85 มีค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิงน้อยที่สุด (LHV) จึงส่งผลต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อน และเมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่อัตราส่วนการอัด โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 ยังพบว่าเมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 16.0 จะให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนมากสุด ทั้งนี้เนื่องจากเมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดส่งผลต่อการเผาไหม้ภายใต้อุณหภูมิที่สูงกว่าทำให้ได้กำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น จึงส่งผลต่อประสิทธิภาพทางความร้อนอันเป็นผลสืบเนื่องกัน

5.1.2 ผลกระทบจากชนิดของน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์และอัตราส่วนการอัดที่มีต่อมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์

5.1.2.1 ผลกระทบของน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ที่มีต่อปริมาณการปล่อยก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC)

ผลกระทบจากอัตราส่วนการอัดที่มีต่อมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์ ที่ใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85 โดยเปรียบเทียบปริมาณก๊าซมลพิษที่ปล่อยออกมาจากไอเสียเครื่องยนต์ ที่อัตราส่วนการอัด 9.9, 13.5 และ 16.0 ตามลำดับ พบว่าปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC) มีค่าลดลงเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ซึ่งส่งผลต่อปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC) โดยเมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 9.9, 13.5 และ 16.0 พบว่าปริมาณปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC) มีค่าเพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 181 – 239 ppm และเมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 16.0 พบว่ามีค่าปริมาณก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC) เพิ่มขึ้นสูงสุด

5.1.2.2 ผลกระทบของน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ที่มีต่อปริมาณการปล่อยก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO)

ผลกระทบจากอัตราส่วนการอัดที่มีต่อปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) โดยเมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้น พบว่าปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) มีค่าลดลงอยู่ในช่วง 3.40 – 3.90 % และเมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 16.0 พบว่ามีค่าปริมาณก๊าซคาร์บอนมอ-

นอกไซด์ (CO) ลดลงต่ำสุด

5.1.2.3 ผลกระทบของน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ที่มีต่อปริมาณการปล่อยก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x)

ผลกระทบจากอัตราส่วนการอัดที่มีต่อปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ส่งผลต่อปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) โดยเมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเป็น 9.9, 13.5 และ 16.0 พบว่าปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) มีค่าอยู่ในช่วง 0.538 – 0.924 % เมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 16.0 พบว่ามีค่าปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ลดลงต่ำสุด ทั้งนี้อันเป็นผลซึ่งเกิดมาจากระยะเวลาในการเผาไหม้ของ เอทานอลใช้เวลาในการเผาไหม้น้อยกว่า เนื่องมาจากน้ำมันเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ E85 มีส่วนผสมของเอทานอลมากกว่า อีกทั้งเอทานอลเองมีออกซิเจนผสมอยู่ด้วยทำให้การผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับออกซิเจนได้ง่ายกว่าแก๊สโซลีน ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ [ธนวัฒน์ ศรีรักษา]

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ควรมีการศึกษาเกี่ยวกับความร้อนที่เกิดขึ้นของเครื่องยนต์เนื่องมาจากการไสฝาสูบเพื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัด

5.2.2 ควรมีการศึกษาเกี่ยวกับการสึกหรอของเครื่องยนต์ที่และผลกระทบต่ออุปกรณ์ในระบบเชื้อเพลิง

บรรณานุกรม

กระทรวงพลังงาน. (2555). **แผนพัฒนาพลังงานทดแทนและพลังงานทางเลือก 25% ใน 10 ปี (พ.ศ.2555-2564)**

ศูนย์ความรู้รอบตัว. (2556). **น้ำมันแก๊สโซฮอล์คืออะไร**, สืบค้นจาก http://www.knowledge2u.com.

Cengel, Y.A. and Boles, M.A. (1994). **Thermodynamics an Engineering Approach** (2nd ed.) New York: McGrawHill.

พิเชฐ เขียวสีม่วง. (2553). **อิเล็กทรอนิคส์รถยนต์.** กรุงเทพฯ: สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น).

บุญธรรม ภัทธาจารุกุล. (2542). **เครื่องยนต์หัวฉีดแก๊สโซลีน.** กรุงเทพฯ: ซีเอ็ดยูเคชั่น.

ธีรยุทธ สุวรรณประทีป. (2532). **วิศวกรรมยานยนต์.** กรุงเทพฯ: มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.

Purkrabek, W.W. (1997). **Engineering Fundamental of the Internal Combustion Engine.** New York: McGrawHill.

เสมอขวัญ ตันติกุล. (2544). **เครื่องยนต์สันดาปภายใน.** กรุงเทพฯ: ศูนย์ส่งเสริมอาชีวะ.

สถิตย์ เนียมสูงเนิน และอุทัย อึ้งเจริญ. (2549). การเปรียบเทียบสมรรถนะและมลพิษไอเสียระหว่างเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้น้ำมันเบนซินกับแก๊สโซฮอล์ที่มีค่าออกเทนต่างกัน.ใน **รายงานการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 20**. นครราชสีมา

ธนวัฒน์ ศรีรักษา และ จินดา เจริญพรพาณิชย์. (2552). การปรับแต่งเครื่องยนต์เพื่อใช้เชื้อเพลิงผสมเอทานอล.ใน **รายงาน การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23.** เชียงใหม่

อนนต์ ช่วยเกิด (2545). การศึกษาและปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ใช้แก๊สโซฮอล์เป็นเชื้อเพลิง. (วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี).

วิลักษณ์นาม ผลเจริญ. (2554). การศึกษาปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องยนต์ SI ที่ใช้เชื้อเพลิงเอทานอล (E100) และเชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ (E85). (วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต, มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี).

Brinkman, N.D. (1981). Ethanol Fuel a Single-Cylinder Engine Study of Efficiency and Exhaust Emission. In **Paper 810345 presented at the International Congress and Exposition** (pp. 191-205). Michigan.,USA.

Paul, J.K. (1979). Ethyl Alcohol Production and Use a Motor fuel. In **Proceeding: Presented symposium on Alcohol Fuel Technology** (pp. 64-70).,USA.

Schaefer, A.J. and Hardenberg , H.O. (1981). Ignition Improvers for Fthanol Fuels. In **Paper 810249 Daimler-Benz AG** (pp.9-20). Stuttgret, Germany.

Turkoz, N., Erkus, B., Karamangil, M.I., Surmen, A. and Arslanoglu, N. (2014). Experimental investigation of the effect of E85 on engine performance and emissions under various ignition timings, In **Paper Fuel.** (p826 – 832).

Balki, M.K., Sayin, C. (2014). The effect of compression ratio on the performance, emissions and combustion of an SI (spark ignition) engine fueled with pure ethanol, methanol and unleaded gasoline, In **Paper Energy**. (p194 – 201).

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก

ผลการการทดลอง ตัวอย่างการคำนวณและสมรรถนะเครื่องยนต์

ผลการการทดลอง

ตารางที่ ก.1 ผลการทดลองเชื้อเพลิง E10 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 9.9 : 1

Speed (rpm)	Torque (N.m)	Consumption		Specific fuel consumption (kg/s)	HC (ppm)	CO (%)	Nox (ppm)
		Volume (cc.)	Time (min)				
3,000	50.2	200	2.00	0.0012	265	5.10	0.568
3,500	57.4	200	1.60	0.0016	218	5.21	0.575
4,000	62.2	200	1.52	0.0016	196	5.25	0.676
4,500	65.8	200	1.35	0.0018	187	4.97	0.794
5,000	63.4	200	1.20	0.0021	195	5.13	0.776

ตารางที่ ก.2 ผลการทดลองเชื้อเพลิง E20 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 9.9 : 1

Speed (rpm)	Torque (N.m)	Consumption		Specific fuel consumption (kg/s)	HC (ppm)	CO (%)	Nox (ppm)
		Volume (cc.)	Time (min)				
3,000	46.9	200	1.95	0.0013	236	4.80	0.593
3,500	51.7	200	1.60	0.0016	203	4.77	0.636
4,000	56.7	200	1.49	0.0017	187	4.74	0.757
4,500	61.2	200	1.32	0.0019	182	4.51	0.850
5,000	58.3	200	1.15	0.0022	187	4.53	0.844

ตารางที่ ก.3 ผลการทดลองเชื้อเพลิง E85 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 9.9 : 1

Speed (rpm)	Torque (N.m)	Consumption		Specific fuel consumption (kg/s)	HC (ppm)	CO (%)	Nox (ppm)
		Volume (cc.)	Time (min)				
3,000	41.8	200	1.79	0.0015	204	4.10	0.648
3,500	48.7	200	1.49	0.0018	189	4.12	0.696
4,000	55.0	200	1.32	0.0020	175	4.16	0.828
4,500	59.5	200	1.14	0.0023	172	4.05	0.924
5,000	55.2	200	1.04	0.0025	181	4.20	0.916

ตารางที่ ก.4 ผลการทดลองเชื้อเพลิง E85 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 13.5 : 1

Speed (rpm)	Torque (N.m)	Consumption		Specific fuel consumption (kg/s)	HC (ppm)	CO (%)	Nox (ppm)
		Volume (cc.)	Time (min)				
3,000	53.2	200	1.86	0.0014	219	3.80	0.588
3,500	64.4	200	1.42	0.0018	198	3.82	0.636
4,000	73.8	200	1.23	0.0021	181	3.86	0.768
4,500	77.1	200	1.13	0.0023	177	3.75	0.864
5,000	71.4	200	1.02	0.0026	185	3.90	0.895

ตารางที่ ก.5 ผลการทดลองเชื้อเพลิง E85 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 16.0 : 1

Speed (rpm)	Torque (N.m)	Consumption		Specific fuel consumption (kg/s)	HC (ppm)	CO (%)	Nox (ppm)
		Volume (cc.)	Time (min)				
3,000	63.8	200	1.70	0.0015	239	3.40	0.538
3,500	76.0	200	1.26	0.0021	210	3.42	0.586
4,000	82.4	200	1.15	0.0023	190	3.46	0.718
4,500	83.3	200	1.06	0.0025	184	3.35	0.814
5,000	78.3	200	0.95	0.0028	190	3.50	0.853

ตัวอย่างการคำนวณสมรรถนะของเครื่องยนต์

อัตราส่วนการอัด 9.9 : 1

เชื้อเพลิงแก๊สโซฮอล์ 91 (E10)

Speed	3,000	rpm
Torque	50.2	Nm
Fuel Volume	200	cc.
Time	2	min
Specific fuel consumption	0.0012	kg/s

ตารางที่ ก.6 คุณสมบัติของน้ำมันเชื้อเพลิง

Fuel Blend	Vol. % Ethanol	LHV KJ/g	Density g/cc	Wt.% Water	RON
ASTM	D5501	D240	D4052	E203	D2699
E0*	0	43.397	.7426	0.013	90.8
EEE#	0	42.890	.742	0	96.8
E10	10.46	41.47	.7449	.1289	95.6
E20	21	39.53	.7512	.2373	99.7
E50	49.7	34.38	.7666	.4947	104
E85	82.2	29.2	.7854	.7653	106
E85C	82.8	29.16	.7856	.8179	(-)
E100 x	96.6	26.7	.794	0.9	(-)
* 91 RON (87 (R+M)/2) Test fuel M52642 -Gage products					
# EPA TIER II EEE – Haltermann Products					
x Ethanol feed stock includes 2% denaturant					

Density	785.4	kg/m^3
LHV	41,470	kJ/kg

1. กำลังงานเบรค (Brake Power, W_B)

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

$$= \frac{2\pi x 3000}{60}$$

$$= 314.2 \text{ rev/sec}$$

$$\dot{W}_B = T\omega$$

$$= 50.2x314.2$$

$$= 15.8 \text{ kW}$$

2. อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค (Brake Specific Fuel Consumption,bsfc)

$$bsfc = \frac{\dot{m}_F}{\dot{W}_B} \times 3600$$

$$= \frac{0.0012}{15.8} \times 3600$$

$$= 0.283 \frac{kg}{kWh}$$

3. ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรค (Brake thermal efficiency, η_{BTH})

$$\eta_{BTH} = \frac{15.8}{41{,}470 \times 0.0012} \times 100\%$$

$$= 30.63 \%$$

สมรรถนะเครื่องยนต์

ตารางที่ ก.7 สมรรถนะเครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิง E10 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 9.9 : 1

Speed (rpm)	Brake Power (kW)	Specific fuel consumption (kg/s)	BSFC (kg/kW.h)	LHV. (kJ/kg)	Thermal Eff. (%)
3,000	15.8	0.0012	0.283	41,470	30.63
3,500	21.0	0.0016	0.266	41,470	32.69
4,000	26.1	0.0016	0.226	41,470	38.46
4,500	31.0	0.0018	0.214	41,470	40.65
5,000	33.2	0.0021	0.224	41,470	38.69

ตารางที่ ก.8 สมรรถนะเครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิง E20 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 9.9 : 1

Speed (rpm)	Brake Power (kW)	Specific fuel consumption (kg/s)	BSFC (kg/kW.h)	LHV. (kJ/kg)	Thermal Eff. (%)
3,000	4.7	0.0013	0.3137	39,530	29.03
3,500	18.9	0.0016	0.2973	39,530	30.63
4,000	23.8	0.0017	0.2547	39,530	35.75
4,500	28.8	0.0019	0.2368	39,530	38.46
5,000	30.5	0.0022	0.2568	39,530	35.47

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

ตารางที่ ก.9 สมรรถนะเครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิง E85 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 9.9 : 1

Speed (rpm)	Brake Power (kW)	Specific fuel consumption (kg/s)	BSFC (kg/kW.h)	LHV. (kJ/kg)	Thermal Eff. (%)
3,000	13.1	0.0015	0.401	29,200	30.75
3,500	17.8	0.0018	0.354	29,200	34.79
4,000	23.0	0.0020	0.310	29,200	39.78
4,500	28.0	0.0023	0.295	29,200	41.81
5,000	28.9	0.0025	0.314	29,200	39.32

ตารางที่ ก.10 สมรรถนะเครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิง E85 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 13.5 : 1

Speed (rpm)	Brake Power (kW)	Specific fuel consumption (kg/s)	BSFC (kg/kW.h)	LHV. (kJ/kg)	Thermal Eff. (%)
3,000	16.7	0.0014	0.303	29,200	40.67
3,500	23.6	0.0018	0.281	29,200	43.84
4,000	30.9	0.0021	0.248	29,200	49.74
4,500	36.3	0.0023	0.230	29,200	53.71
5,000	37.4	0.0026	0.247	29,200	49.88

ตารางที่ ก.11 สมรรถนะเครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิง E85 ที่อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 16.0 : 1

Speed (rpm)	**Brake Power (kW)**	**Specific fuel consumption (kg/s)**	**BSFC (kg/kW.h)**	**LHV. (kJ/kg)**	**Thermal Eff. (%)**
3,000	20.0	0.0015	0.277	29,200	44.57
3,500	27.9	0.0021	0.269	29,200	45.91
4,000	34.5	0.0023	0.237	29,200	51.92
4,500	39.3	0.0025	0.227	29,200	54.43
5,000	41.0	0.0028	0.242	29,200	50.95

ภาคผนวก ข

วิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

ระยะเวลาคืนทุน

<u>สมมุติฐาน</u>

1. อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10 ของรถยนต์ 1500 cc ทั่วไป เท่ากับ 9.7 กม/ลิตร
2. การใช้รถยนต์ วิ่ง ระยะทาง 50 กม/วัน , 1500 กม/เดือน
3. เปรียบเทียบน้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10 กับน้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85 เนื่องจากได้รับความนิยม เพราะ ราคาแตกต่างกันมาก ถึง ลิตรละ 11.4 บาท
4. ราคาน้ำมัน ณ วันที่ 10 ธันวาคม พ.ศ. 2557 ดังแสดงในตาราง

น้ำมัน	ราคา (บาท/ลิตร)
เบนซิน 95	43.66
Gasohol 95	36.60
Gasohol 91	34.58
Gasohol E20	32.78
Gasohol E85	23.18

<u>คำนวณระยะเวลาคืนทุน</u>

พิจารณาที่รอบเครื่องยนต์ 4500 rpm

1. อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (BSFC) ของน้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10 ที่ CR เท่ากับ 9.9

   BSFC = 0.214 kg/kWh

2. อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (BSFC) ของน้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85 ที่ CR เท่ากับ 16.0

   BSFC = 0.227 kg/kWh

3. BSFC ของน้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85 มากกว่า น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10 = 6.1 %

4. อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85 ของรถยนต์ 1500 cc ทั่วไป เท่ากับ 7.0 กม/ลิตร

1) ดังนั้น จะใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E10 = 154.6 ลิตร/เดือน คิดเป็นเงินเท่ากับ 5,347 บาท/เดือน

2) และ จะใช้น้ำมันแก๊สโซฮอล์ E85 = 164.0 ลิตร/เดือน คิดเป็นเงินเท่ากับ 3,802 บาท/เดือน

3) เนื่องจากน้ำมัน E85 มีราคาถูกกว่า จึงจะสามารถประหยัดเงินได้ถึง 1,545 บาท/เดือน

งบประมาณลงทุนดัดแปลงเครื่องยนต์

1. ค่ากล่อง E85 KIT	7,900	บาท
2. ค่าไสฝาสูบ	1,500	บาท
3. ค่าประเก็นฝาสูบ	800	บาท
4. ค่าแรงถอดประกอบ	2,000	บาท
รวม	12,200	บาท

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = \frac{12{,}200 \text{ บาท}}{1{,}545 \text{ บาท/เดือน}}$$

$$= 8 \text{ เดือน}$$

ภาคผนวก ค
ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่

ptt Group
TREC-7
การประชุมสัมมนาเชิงวิชาการ
รูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 7
The 7th Thailand Renewable Energy for Community Conference (TREC-7)
"ตามรอยพ่อ ถ่ายทอดวิถีต้นแบบ พลังงานทดแทนสู่ชุมชน"
ผลงานทางวิชาการ 7 สาขา
CP ไฟฟ้าชุมชน
CT ความร้อนชุมชน
CF เชื้อเพลิงชุมชน
ES การประหยัดพลังงาน
EN สิ่งแวดล้อมเพื่อชุมชน
IR นวัตกรรมพลังงานทดแทน
EM การจัดการพลังงานในชุมชน
RMUTR
12-14 พฤศจิกายน 2557
ณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลรัตนโกสินทร์ วิทยาเขตวังไกลกังวล ประจวบคีรีขันธ์

TREC-7

สมาคมพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย ร่วมกับ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลรัตนโกสินทร์

ขอมอบเกียรติบัตรฉบับนี้ให้ไว้เพื่อแสดงว่า

ประพนธ์ ชูประเสริฐ และบุณย์ฤทธิ์ ประสาทแก้ว

ได้นำเสนอผลงานวิชาการภาคบรรยาย

เรื่อง การเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องยนต์ระบบหัวฉีด EFI ที่ใช้แก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 เป็นเชื้อเพลิง

ในการประชุมสัมมนาเชิงวิชาการรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย ครั้งที่ ๗

"ตามรอยพ่อ ถ่ายทอดวิถีต้นแบบ พลังงานทดแทนสู่ชุมชน"

ระหว่างวันที่ ๑๒ – ๑๔ พฤศจิกายน ๒๕๕๗

ณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลรัตนโกสินทร์ วิทยาเขตวังไกลกังวล

อำเภอหัวหิน จังหวัดประจวบคีรีขันธ์

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิรชัย โรยนรินทร์)
นายกสมาคมพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ศิวะ วสุนธราภิวัฒก์)
อธิการบดีมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลรัตนโกสินทร์

สารบัญ

สาขาเชื้อเพลิงชุมชน (CF)			หน้า
O-CF01	การศึกษาการผลิตเชื้อเพลิงเขียวจากวัสดุเหลือทิ้งจากการแปรรูปมะขาม	กิ่งกานต์ พันธุวาณิชย์	222
O-CF02	การผลิตถ่านไม้ไผ่สำหรับเป็นสารดูดซับความชื้น	สุรจิตร์ พระเมือง	227
O-CF03	การสำรวจศักยภาพพลังงานชีวมวลและชีวภาพในตำบลนาบอน จังหวัดกาฬสินธุ์	อนุสรณ์ แสงประจักษ์	231
O-CF04	การศึกษาจลนพลศาสตร์ปฏิกิริยาทรานส์เอสเทอริฟิเคชั่นของน้ำมันปาล์มและเมทานอลโดยใช้ตัวเร่งปฏิกิริยาโซเดียมคาร์บอเนตบนตัวรองรับเซรามิกริงค์	ธวัชชัย บัวทิพย์	236
O-CF05	การผลิตก๊าซชีวภาพจากของเสียในบ่อเกรอะ	กัญญา สอนสนิท	243
O-CF06	การวิเคราะห์ไบโอดีเซลอย่างง่ายด้วยเทคนิคทินเลเยอร์โครมาโทกราฟี (TLC)	วุฒิชัย รสชาติ	248
O-CF07	การผลิตไบโอดีเซลจากน้ำมันที่ใช้แล้วที่อุณหภูมิห้องโดยใช้แคลเซียมออกไซด์เป็นตัวเร่งปฏิกิริยา	วุฒิชัย รสชาติ	253
O-CF08	การผลิตเชื้อเพลิงแข็งอัดแท่งจากซังข้าวโพดด้วยเทคนิคเอ็กซ์ทรูชันโดยใช้แป้งมันและปูนขาวเป็นตัวประสาน	อดิศร ฌมยา	258
O-CF09	การวิเคราะห์คุณภาพถ่านด้วยเทคนิคจุลทรรศน์อิเล็กตรอน	วุฒิศาสตร์ โชคเกื้อ	262
O-CF10	การเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อนของเตาเผาถ่านขนาด 200 ลิตร โดยใช้ฉนวนกันความร้อน	ปองพล รักการงาน	266
O-CF11	การเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องยนต์ระบบหัวฉีด EFI ที่ใช้แก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 เป็นเชื้อเพลิง	ประพนธ์ ชูประเสริฐ	272
O-CF12	น้ำหวานจากสำหรับการผลิตเอทานอล	พงษ์ศักดิ์ นพรัตน์	276
O-CF13	การผลิตน้ำส้มควันไม้จากการเผาถ่านไม้ 3 ชนิดด้วยถัง 200 ลิตร	เพชรรัตน์ ใจบุญ	280
O-CF14	การประเมินวัฏจักรชีวิตของ เชื้อเพลิง RDF-5 ที่มีส่วนประกอบของขยะที่ผ่านกระบวนการบำบัดเชิงกลชีวภาพและกากตะกอนน้ำมันดิบ	สมชาย มณีวรรณ์	286
P-CF15	ผลิตแก๊สชีวมวลจากเปลือกกระจับโดยแก๊สซิฟิเคชั่น	จีรัฐติกุล กล้าหาญ	293
P-CF16	การศึกษาผลการเกิดก๊าซชีวภาพจากเศษอาหารของโรงอาหารมหาวิทยาลัยราชภัฏกำแพงเพชร	ภาคิณ มณีโชติ	300
P-CF17	การศึกษาความความเหมาะสมที่จะนำวัสดุเหลือใช้จากตาลโตนดไปเป็นวัสดุเชื้อเพลิงชีวมวล	อนุรักษ์ เกษวัฒนากุล	303
P-CF18	การผลิตไฟฟ้าจากชีวมวลโดยใช้เทคโนโลยีแก๊สซิฟิเคชัน	เจนศักดิ์ เอกบูรณะวัฒน์	307

O-CF11

การเปรียบเทียบสมรรถณะเครื่องยนต์ระบบหัวฉีด EFI ที่ใช้แก๊สโซฮอล์ E10, E20 และ E85 เป็นเชื้อเพลิง
Performance Test of EFI Engine Run on E10, E20 and E85 Fuel

ประพนธ์ ชูประเสริฐ* และ บุณย์ฤทธิ์ ประสาทแก้ว

ห้องปฏิบัติการการเผาไหม้และพลังงานแสงอาทิตย์ (CASE Lab.) คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี 12110
E-mail: praphon@gmail.com

บทคัดย่อ

บทความนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อเปรียบเทียบสมรรถณะของเครื่องยนต์เบนซินจุดระเบิดด้วยประกายไฟ เมื่อใช้น้ำมันเชื้อเพลิง แก๊สโซฮอล์ 91(E10) เปรียบเทียบกับน้ำมันเชื้อเพลิง E20 และ E85 เครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ เป็นเครื่องยนต์เบนซินระบบหัวฉีด EFI4 สูบ ยี่ห้อ Nissan รุ่น QG 15 DE ขนาด 1,497 ซีซี อัตราส่วนการอัด 9.9:1 การทดสอบที่ความเร็วรอบต่างๆ โดยใช้ Hydraulic Dynamo meter test เป็นเครื่องวัดสมรรถณะของเครื่องยนต์ จากการทดสอบพบว่า ที่รอบเครื่องยนต์เท่ากับ 4500 rpm น้ำมัน E10 ให้ แรงบิดสูงสุดและ กำลังเบรคสูงที่สุด เท่ากับ 65.8 N.m และ 31.01 kW ซึ่งสูงกว่า E20 และ E85 เมื่อคิดเป็นเปอร์เซ็นต์แล้วมีค่าสูงกว่าเท่ากับ 7.5% และ 10.6% ตามลำดับ น้ำมันE10 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคต่ำที่สุดเท่ากับ 0.214 kg/kWh ซึ่งต่ำกว่า E20 และ E85 เท่ากับ 10.9% และ 38.1% ตามลำดับ น้ำมัน E85 ให้ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงที่สุดเท่ากับ 41.8% ซึ่งสูงกว่า E20 และ E10 เท่ากับ 8.7% และ 2.9% ตามลำดับ

คำสำคัญ : สมรรถณะเครื่องยนต์ เชื้อเพลิง E85

1. วัตถุประสงค์ของการศึกษา

ประเทศไทยต้องพึ่งพาการนำเข้าพลังงานจากต่างประเทศเป็นหลักจากข้อมูลในปี 2554 มาพบว่ากว่า 60 %ของความต้องการพลังงานเชิงพาณิชย์ขั้นต้นมาจากการนำเข้าโดยมีสัดส่วนการนำเข้าน้ำมันสูงถึง 80 % ของปริมาณการใช้น้ำมันทั้งหมดภายในประเทศและยังมีแนวโน้มจะสูงขึ้นอีกเพราะไม่สามารถเพิ่มปริมาณการผลิตปิโตรเลียมในประเทศได้ทันกับความต้องการใช้งานการพัฒนาพลังงานทดแทนอย่างจริงจังจะช่วยลดการพึ่งพาและการนำเข้าน้ำมันเชื้อเพลิงและพลังงานชนิดอื่น[1]

การทดลองนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษาเปรียบเทียบสมรรถณะของรถยนต์ขนาด 1500 cc ซึ่งได้มีใช้กันอย่างมากในปัจจุบัน และในปัจจุบันได้มีการสนใจในการใช้พลังงานทางเลือกมากขึ้น แต่ยังไม่ได้ทำการทดลองกันอย่างแพร่หลายนัก

2. ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 การหาสมรรถณะเครื่องยนต์ [2,3]

2.1.1 แรงบิดของเครื่องยนต์ (Torque)

แรงบิดของเครื่องยนต์คือแรงหมุนของเพลาข้อเหวี่ยงภายในเครื่องยนต์ ซึ่งจะส่งกำลังของเครื่องยนต์ไปขับเกียร์ เพลาและล้อให้รถเคลื่อนที่ไปได้ ซึ่งในเครื่องยนต์แต่ละรุ่นจะมีการออกแบบให้แรงบิดสูงสุดไม่เท่ากัน และในอัตราความเร็วรอบที่แตกต่างกันออกไปตามการใช้งาน

$$T = FR \tag{1}$$

เมื่อ T = แรงบิด (N.m)
F = แรงตามแนวเส้นสัมผัส (N)
R = แขนของแรง (m)

2.1.2 กำลังเบรกของเครื่องยนต์ (Brake power)

กำลังเบรกคือค่าที่บอกกำลังของเครื่องยนต์ ค่า BHP (Brake Horse Power) หมายถึง กำลังของเครื่องยนต์ ที่ถูกหักด้วยแรงเสียดทานภายในถ้ามีการนำค่ามาเขียนลงกราฟแสดงรอบเครื่องยนต์ จะเห็นได้ว่า แรงม้าสูงสุดของเครื่องจะอยู่ในตำแหน่งรอบเครื่องที่สูงกว่า แรงบิดสูงสุด

$$W_B = 2\pi Tn / 60 \tag{2}$$

เมื่อ WB = กำลังเบรก (kW)
T = แรงบิด (N.m)
n = ความเร็วรอบ (rpm)

2.1.3 อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake. specific. fuel. consumption, bsfc) หมายถึงปริมาณหรือมวลเชื้อเพลิงที่ใช้หมดไปต่อแรงม้าเบรกหรือกำลังเบรกที่ได้ดังสมการ

$$bsfc = \frac{m_F}{W_B} \times 3600 \tag{3}$$

เมื่อ bsfc =อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (kg/kWh)
mf = อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง (kg/s)

2.1.4 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรค (Brake thermal efficiency)

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก เป็นความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานที่เครื่องยนต์ส่งออก กับ พลังงานที่เกิดขึ้นจากการสันดาปของน้ำมันเชื้อเพลิง ซึ่งพลังงานความร้อนนี้ไม่สามารถนำไปใช้ได้หมด เนื่องมาจากต้องสูญเสียความร้อนให้กับ ระบบระบายความร้อน จากการคายไอเสียหรือเสียไปกับระบบหล่อลื่น

$$\mathrm{eff} = \frac{W_B}{LHV \times m_F} \times 100\% \qquad (4)$$

เมื่อ eff = ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรค (%)

LHV = ค่าความร้อนจำเพาะ (kJ/kg)

2.2 คุณสมบัติของน้ำมันเชื้อเพลิง เนื่องจากค่าออกเทนนัมเบอร์ (RON) มีผลต่อการน็อคของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน

ตารางที่ 1: แสดงคุณสมบัติน้ำมันเชื้อเพลิง [4]

Fuel Blend	Vol. % Ethanol	LHV KJ/g	Density g/cc	Wt.% Water	RON
ASTM	D5501	D240	D4052	E203	D2699
E0*	0	43.397	.7426	0.013	90.8
EEE#	0	42.890	.742	0	96.8
E10	10.46	41.47	.7449	.1289	95.6
E20	21	39.53	.7512	.2373	99.7
E50	49.7	34.38	.7666	.4947	104
E85	82.2	29.2	.7854	.7653	106
E85C	82.8	29.16	.7856	.8179	(-)
E100 x	96.6	26.7	.794	0.9	(-)
* 91 RON (87 (R+M)/2) Test fuel M52642 -Gage products					
# EPA TIER II EEE – Haltermann Products					
x Ethanol feed stock includes 2% denaturant					

น้ำมัน E10, E20 และ E85 มีค่า RON เท่ากับ 95.6, 99.7 และ 106 ตามลำดับ ซึ่งมีค่า RON สูงกว่า เบนซิน 91

3. วัสดุ อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

การดำเนินงานวิจัยนี้เป็นการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์แก๊สโซลีนระบบหัวฉีดอิเล็คทรอนิคส์ EFI ยี่ห้อ นิสสัน รุ่น QG 15 DE 4 สูบ มาติดตั้งบนเครื่องทดสอบไฮดรอลิคส์ไดนาโมมิเตอร์ขนาด 120 kW

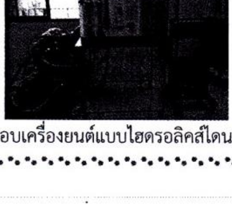
<u>3.1 อุปกรณ์ที่ใช้ทำการทดสอบ</u>

3.1.1 เครื่องยนต์ (Engine) ซึ่งมีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 2

ตารางที่ 2: ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ

Description	Specification
Engine	Nissan QG-15 DE
Cylinder	Inline 4 Cylinder
Borex Stroke	73.6 mm x 88.0 mm
Size	1,497 CC.
Compression ratio	9.9 : 1

3.1.2 ไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer) เป็นอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบและภาระของเครื่องยนต์ซึ่งในการทดสอบนี้ใช้ Dynamometer แบบ Hydraulic ซึ่งอาศัยของเหลวในการสร้างภาระ (Load) ให้กับเครื่องยนต์ดังแสดงในรูป



รูปที่ 1: ชุดทดสอบเครื่องยนต์แบบไฮดรอลิคส์ไดนาโมมิเตอร์

3.2 การดำเนินการทดสอบ

การทดสอบจะกระทำโดยติดตั้งเครื่องยนต์เข้ากับไดนาโมมิเตอร์ดังรูปที่ 1 โดยทำการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิง E10, E20 และ E85ตามลำดับ

ทำการศึกษาตัวแปรที่สนใจคือ แรงบิดของเครื่องยนต์กำลังเบรกเครื่องยนต์ อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะและประสิทธิภาพทางความร้อนซึ่งทดสอบที่รอบของเครื่องยนต์ 3000, 3500, 4000, 4500 และ 5000 รอบต่อนาทีซึ่งมีการทดสอบดังนี้

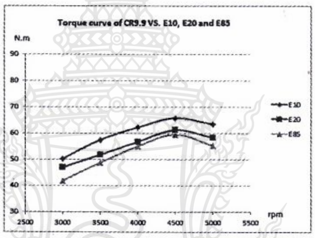
การทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ทำการเดินเครื่องให้อุณหภูมิของชิ้นส่วนเครื่องยนต์อุณหภูมิคงที่ที่อุณหภูมิทำงานแล้วทำการปรับรอบเครื่องยนต์ให้ได้ตามต้องการ แล้วเพิ่มภาระโดยหมุนไฮดรอลิคส์ไดนาโมมิเตอร์เพื่อเพิ่มแรงบิดจนได้ค่าแรงบิดสูงสุด ทำการบันทึกค่าของแรงบิดที่ได้จากหน้าจอแสดงผลทดสอบที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 3000, 3500, 4000, 4500 และ 5000 รอบต่อนาทีทำการบันทึกค่าของแรงบิดที่ได้ในแต่ละความเร็วรอบซึ่งค่าที่ได้จากการบันทึกนำไปคำนวณหากำลังของเครื่องยนต์โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงเป็นน้ำมัน E10, E20 และ E85 ตามลำดับ

การทดสอบหาอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงโดยใช้น้ำมันเติมที่หลอดแก้วในเครื่องทดสอบปริมาตร 200 cc. ทำการเดินเครื่องจนน้ำมันเชื้อเพลิงหมดหลอดแก้ว แล้วทำการบันทึกเวลาที่เครื่องยนต์ใช้น้ำมันไปทั้งหมด โดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิงเป็นน้ำมัน E10, E20 และE85 ตามลำดับซึ่งหลังจากทำการเปลี่ยนเชื้อเพลิงจะทำการเดินเครื่องยนต์ทิ้งไว้เป็นเวลาประมาณ 5 นาที เพื่อให้เชื้อเพลิงเดิมที่ค่างในระบบหมดไป แล้วจึงทำการทดลอง และเก็บข้อมูล

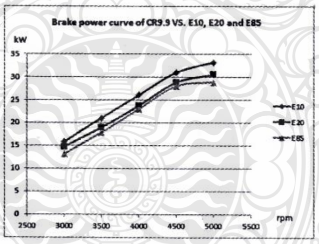
4. ผลการทดลองและวิจารณ์

4.1 แรงบิดและกำลังเบรกของเครื่องยนต์

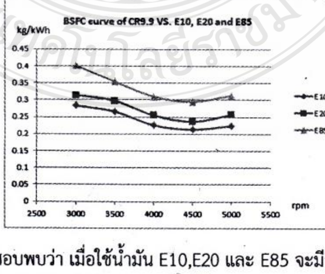
การทดสอบเดินเครื่องยนต์ทำการเปรียบเทียบโดยใช้น้ำมันเชื้อเพลิง E10, E20 และ E85



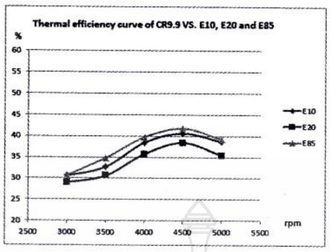
เครื่องยนต์ที่รอบ 4500 rpm ผลการทดสอบพบว่าจะให้แรงบิดสูงสุด เมื่อใช้น้ำมัน E10, E20 และ E85 จะให้แรงบิดสูงสุด เท่ากับ 65.8 N.m, 61.2 N.m และ 59.5 N.m ตามลำดับ จากการทดสอบ E10 ให้แรงบิดมากกว่า E20 และ E85 เนื่องจากมีค่าความร้อนจำเพาะ มากที่สุด



เครื่องยนต์ที่รอบ 4500 rpm ผลการทดสอบพบว่า เมื่อใช้น้ำมัน E10, E20 และ E85 จะให้กำลังเบรค เท่ากับ 31.01 kW, 28.84 kW และ 28.04 kW ตามลำดับจากการทดสอบ E10 ให้กำลังเบรคมากกว่า E20 และ E85 เนื่องจาก มีค่าความร้อนจำเพาะ มากที่สุดเช่นเดียวกัน



เครื่องยนต์ที่รอบ 4500 rpm ผลการทดสอบพบว่า เมื่อใช้น้ำมัน E10,E20 และ E85 จะมีอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc) เท่ากับ 0.214 kg/kWh, 0.237 kg/kWh และ 0.295 kg/kWh ตามลำดับจากการทดสอบ E85มีอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกมากกว่า E10 และ E20เนื่องจาก มีค่าความร้อนจำเพาะ น้อยที่สุด



เครื่องยนต์ที่รอบ 4500 rpm ผลการทดสอบพบว่า เมื่อใช้น้ำมัน E10,E20 และ E85 จะให้ประสิทธิภาพทางความร้อน เท่ากับ 40.7%, 38.5% และ 41.8% ตามลำดับจากการทดสอบ E85 มีประสิทธิภาพทางความร้อน มากกว่า E10 และ E20 เนื่องจาก มีค่าความร้อนจำเพาะน้อยที่สุด

5. สรุปผลการทดลอง

ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เปรียบเทียบ ระหว่าง E10, E20 และ E85 จากการทดสอบพบว่า E10 ให้ Maximum torque และ Brake power สูงที่สุด เท่ากับ 65.8 N.m และ 31.01 kW ซึ่งสูงกว่า E20 และ E85 เมื่อคิดเป็นเปอร์เซ็นต์แล้วมีค่าสูงกว่าเท่ากับ 7.5% และ 10.6% ตามลำดับและมีอัตรา bsfcต่ำที่สุดเท่ากับ 0.214 kg/kWh ซึ่งต่ำกว่า E20 และ E85 เท่ากับ 10.9% และ 38.1% ตามลำดับ เนื่องจากมีค่าความร้อนจำเพาะมากที่สุด

E85 ให้ Thermal efficiency สูงที่สุดเท่ากับ 41.8% ซึ่งสูงกว่า E20 และ E10 เท่ากับ 8.7% และ 2.9% ตามลำดับ ตามลำดับ เนื่องจากมีค่าความร้อนจำเพาะน้อยที่สุด

6. บรรณานุกรม

[1] กระทรวงพลังงาน, พ.ศ.2555-2564,“แผนพัฒนาพลังงานทดแทนและพลังงานทางเลือก 25% ใน 10 ปี (พ.ศ.2555-2564),” www.eppo.go.th/e-learning.php [24 กุมภาพันธ์ 2557]

[2] YUNUS A. CEGEL and MICHAEL A. BOLES., 1994, “Thermodynamics an Engineering Approach,”

[3] ธีรยุทธ สุวรรณประทีป 2532, “วิศวกรรมยานยนต์”, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

[4] Wayne Moore, Matthew Foster and Kevin Hoyer (2011). Engine Efficiency Improvements Enabled by Ethanol Fuel Blends in a GDi VVA Flex Fuel Engine, paper presented in the SAE International 2011, USA.

2014

TSME-ICoME

ASEAN AND BEYOND

The 5th International Conference on Mechanical Engineering

On December 17-19, 2014

in Chiang Mai, Thailand

Hosted by

Department of Mechanical Engineering
King Mongkut's Institute of Technology
Ladkrabang

and

Thai Society of Mechanical Engineers (TSME)

Certificate of Attendance

TSME-ICoME 2014
ASEAN AND BEYOND

This is to certify that

Praphon Chooprasert, Boonrit Prasartkaew

For the paper entitled

"Effects of Compression Ratio on the Performance of EFI Gasoline Engine Fueled with E85-Gasohol"

Has participated in

The 5th International Conference on Mechanical Engineering

December 17-19,2014 at The Empress Hotel,Chiang Mai

(Prof.Dr.Sumrerng Jugjai)

(Asst.Prof.Dr.Unnat Pinsopon)

Abstract Content

The 5th TSME International Conference on Mechanical Engineering

Alternative Energy and Combustion: AEC

		Page
AEC001	Effects of Compression Ratio on the Performance of EFI Gasoline Engine Fueled with E85-Gasohol *Praphon Chooprasert, Boonrit Prasartkaew*	2
AEC004	Study of Laminar Flow Flame using a Coaxial DBD Plasma Actuator *Koki Okuyama, Motoaki Kimura, Koji Yosida*	3
AEC005	An Experimental Study on Combustion Performance of a Flexible Porous Medium Burner (FPMB) *Anuwat Homraruen, Sumrueng Jagjai*	4
AEC006	Numerical Simulation of a Self-aspirating Porous Medium Burner *Anek Bunkwang, Amornrat Kaewpradap, Sumrueng Jugjai, Kanokkarn Jirakulsom*	5
AEC007	Development of a Novel Condensing Porous Heat Exchanger (CPHE) with Integrated Porous Burner (PB) *Patchara Maka, Amornrat Kaewpradap, Sumrueng Jugjai*	6
AEC008	Design of a Self-aspirating Annular Porous Medium Burner *Archawin Petchsangkoon, Sumrueng Jugjai*	7
AEC010	Vibration and Electrical Responses of a Modified Piezoelectric Cantilever Beam with the Unbalanced Spinning Cup *Sorabhop Limpanasil, Pruittikorn Smithmaitrie*	8
AEC012	Self-aspirating, Liquid fuel, Annular Porous Burner (SLAPB) *Kumnuan Pontree, Sumrerng Jugjai*	9
AEC013	Effects of High Ethanol Content Blended Fuels on Performance and Emissions of a Conventional SI Engine *Pham Huu Tuyen, Tran Anh Trung, Nguyen Khanh Tung*	10
AEC016	Experimental and Equilibrium Modeling Investigation of Rice Husk Stratified Downdraft Gasifier *Kasemsil Onthong, Kittipass Wasinarom, Kridsada Boonsiri, Jaruwat Charoensuk*	11
AEC021	Effects of Hydrous Ethanol Fuels on the Performance of Small Spark Ignition Engine and Deterioration of Engine Oil *Supoj Sirisenapan, Preechar Karin, Chinda Chareonphonphanich*	12
AEC022	Properties and Spray Characteristics of Heated Pure Coconut Oil Aiming a Direct Use in Conventional Diesel Engines *Hoang Anh Tuan, Luong Cong Nho, Le Anh Tuan*	13

Effects of Compression Ratio on the Performance of EFI Gasoline Engine Fueled with E85-Gasohol

Praphon Chooprasert* and Boonrit Prasartkaew

Combustion and Solar Energy Research Laboratory (CASE Lab.), Department of Mechanical Engineering,
Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Thanyaburi, Klong 6, Patumthani, 12110, Thailand
*Corresponding Author: e-mail: praphon.tmec@gmail.com, Tel.: +66 804801040

Abstract

Nowadays, energy crisis and global warming become two major issues which substantially affect on all lives on the earth. They must be mitigated with the efficient means as soon as possible. One of the best ways to simultaneously address these serious problems is the renewable/alternative energy utilization via a high efficiency system. It can be said that these problems are attributed to the fossil fuel combustion, mainly in the internal combustion engines. Almost all internal combustion engines are reciprocation piston engine. From the theoretical analysis shown that, the compression ratio is proportion to the thermal efficiency and it is limited by the auto ignition, owing to the properties of fuel. This research aims to study on the performance of the variable-compression-ratio EFI petrol engine run on gasohol E85. Regarding its size in the near future transportation sector and hence due to its popularity, 1,500 cc engine has been selected for present experimental investigations. The comparison study was carried out to show how the performance obtained by comparing with the other fuels. The study results show that increasing of compression ratio has resulted in the increase of engine performance.

Keywords: Spark ignition engine, Engine performance test, Gasohol E85.

1. Introduction

Over the last few decades, the most major issues affecting on the human being are the energy crisis and environment problems. To mitigate or tackle these serious issues, renewable energy with the environmental friendly systems should be encouraged. Regarding the energy utilization, however, not only the energy conservation should be implemented but the energy efficiency should be also taken into account [1].

Almost all energy used in Thailand is imported from many countries. In 2011, more than 60% of all commercial primary energy requirements were imported. Among this primary energy, more than 80% of fuel used in Thailand was also imported and the usage trend was continuously increased. To address this issue, exploration of alternative fuel and renewable

energy based fuel should be intently promoted. If this measure can be widely opted, the aforesaid issues can be possibly mitigated.

Ethanol has been used as a fuel for engines since 19th century. It is known as the most suited renewable, bio-based and eco-friendly fuel for spark-ignition (SI) engines. The most attractive properties of ethanol are that it can be produced from renewable energy sources such as sugar, cane, cassava, many types of waste biomass materials, corn and barley. In addition, it has positive influence on engine performance and reduces exhaust emissions owing to higher evaporation heat, octane number and flammability temperature [2].

Gasohol is one of the renewable energy based fuel which is mostly used for gasoline engines. Currently, there are three types of gasohol are being sold in the fuel stations, E10 (90% gasoline blended with 10% ethanol), E20 (80% gasoline blended with 20% ethanol) and E85 (15% gasoline blended with 85% ethanol). Each type of gasohol can be utilized efficiently via appropriate internal combustion engine which should be designed or modified for it.

The Thermodynamics theory demonstrates that the thermal efficiency of Otto cycle (theoretical cycle for gasoline engine) is direct proportion to the compression ratio (CR) [3]. However, the compression ratio of all conventional gasoline engines is limited by the uncontrolled knocking or pre-ignition phenomena. This behavior substantially affects on the engine performance. To overcome this problem, the high octane number fuel may be required.

Regarding the fuel octane number or anti-knock property of fuel, the literatures reveal that all types of gasohol have higher octane number, compared to gasoline fuel [2,3], as shown in Table 1. Therefore, using gasohol as fuel, the knocking phenomena will be reduced and the compression ratio may be increased. To know what is the compression ratio which is appropriate for E85-gasohol fuel, this paper presents the experimental study on the performance of the variable-compression-ratio EFI petrol engine.

Table 1. Properties of gasohol fuels [3]

Fuel Blend	Vol. % Ethanol	LHV KJ/g	Density g/cc	Wt.% Water	RON
ASTM	D5501	D240	D4052	E203	D2699
E0*	0	43.397	.7426	0.013	90.8
EEE#	0	42.890	.742	0	96.8
E10	10.46	41.47	.7449	.1289	95.6
E20	21	39.53	.7512	.2373	99.7
E50	49.7	34.38	.7666	.4947	104
E85	82.2	29.2	.7854	.7653	106
E85C	82.8	29.16	.7856	.8179	(-)
E100 x	96.6	26.7	.794	0.9	(-)
* 91 RON (87 (R+M)/2) Test fuel M52642 -Gage products					
# EPA TIER II EEE – Haltermann Products					
x Ethanol feed stock includes 2% denaturant					

There are many researches were carried out to study on the influence of ethanol blending to the gasoline fuel. He et.al. [5] investigated on the effect of ethanol blended gasoline fuels on emissions and catalyst conversion efficiencies in a spark ignition engine with an electronic fuel injection (EFI) system. Their results show that ethanol can decrease engine-out regulated emissions. The fuel containing 30% ethanol by volume can drastically reduce engine-out total hydrocarbon emissions, CO and NOx emissions, but unburned ethanol and acetaldehyde emissions increase. Moreover, the blended fuels can decrease brake specific energy consumption.

Bayraktar [6] investigated experimentally and theoretically on the effects of ethanol addition to gasoline on an SI engine performance and

exhaust emissions. Experimental studies were carried out with the blends containing 1.5, 3, 4.5, 6, 7.5, 9, 10.5 and 12 vol% ethanol, whilst the numerical study was performed up to 21 vol% ethanol. His results obtained shown that among the various blends, the blend of 7.5% ethanol was the most suitable one from the engine performance and CO emissions points of view.

The effects of ethanol gasoline blended fuel on cold-start emissions of an SI engine were studied by Chen et.al. [7]. In their study, the content of E5, E10, E20, and E30 were used. Their results showed that HC and CO emissions decreased significantly with more ethanol than 20% added. However, for E40 the engine idling became unstable because the air-fuel mixture was too lean. Therefore, the ethanol content in gasoline for best cold-start emissions was determined to be at least 20% but no greater than 30%.

Tutak [8] experimentally investigated the potential of E85 fuelling in a diesel engine as a dual-fuelling system, E85 is introduced into the intake manifold using a port-fuel injector while diesel is injected directly into the cylinder. His study was performed using a three-cylinder a direct injection diesel engine. His objective aims to determine the operating parameters of the engine powered on E85 bio-ethanol fuel in dual fuel system. His results showed that with E85 fuel participation, NOx and soot emissions were reduced, whereas CO and HC emissions increased considerably. It was found that E85 participation in a combustible mixture reduced the excess air factor for the engine and this led to increased emissions of CO and HC, but decreased emissions of nitrogen oxides and soot.

Turkoz et.al. [9] investigated the best ignition timing in an SI engine using an E85 ethanol blend by altering the timing angle with respect to gasoline use regarding the output performance parameters such as power and efficiency. Their experiments were carried out on a 4-stroke, 4-cylinder spark ignition engine and the fuel orifice holes of the carburetor were suitably enlarged for the E85 ethanol blend. They reported that increasing the delay in ignition timing caused poorer combustion and hence more HC emissions and fuel consumption.

Yucesu et.al. [10] studied on the effects of ethanol–gasoline blends and compression ratio on engine performance and exhaust emissions in a single cylinder, four stroke, with variable compression ratio and spark ignition engine.

Koc et.al [11] also experimentally investigated on the effects of gasoline–ethanol blends (E50 and E85) on engine performance and pollutant emissions in a single cylinder four-stroke spark-ignition engine at two compression ratios (10:1 and 11:1). Their results showed that ethanol addition to gasoline increase the engine torque, power and fuel consumption and reduce carbon monoxide (CO), nitrogen oxides (NOx) and hydrocarbon (HC) emissions. It was also found that ethanol–gasoline blends allow increasing compression ratio (CR) without knock occurrence.

Costa and Sodré [12] investigated the influence of compression ratio on the performance of a spark ignition engine fuelled by a blend of 78% gasoline-22% ethanol (E22) or hydrous ethanol (E100) in a 1.0-L, eight-valve, four cylinder, production engine. Three compression ratios were investigated: 10:1, 11:1

and 12:1. Their results showed that higher compression ratios improved engine performance for both fuels throughout all the speed range investigated, with major effects being observed when hydrous ethanol was used.

Balki and Sayin [13] also investigated experimentally on the effect of compression ratio (CR) on a spark ignition using pure ethanol, methanol and unleaded gasoline. In the experiments, an engine having a CR of 8.5:1, having a single cylinder and air-cooled was used. These tests were conducted on four different CRs of 8.0:1, 8.5:1, 9.0:1 and 9.5:1. The test results obtained shown that pure ethanol and methanol provided a lower exhaust emission compared to gasoline's emissions at all CRs. Furthermore, with an increasing CR, the cylinder gas pressure generally increased and heat release rate rose earlier than those values in unleaded gasoline.

From aforesaid literature reviews, it can be summarized that there are some major research gaps: the good fit between commercial fuel (E85) and commercial engine (with size that widely used) with higher compression ratio (all above are lower than 12), should be taken into account. This study aims at addressing these regarding research gaps.

2. Engine performance calculation

2.1 Torque

Torque of engine was calculated as [4,5]:

$$T = FR \tag{1}$$

where,

T = Torque (N.m)

F = Tangent force on dynamometer rotor (N)

R = Radius of dynamometer rotor (m)

2.2 Brake power

Brake power of engine was calculated as [4,5]:

$$W_B = 2\pi Tn / 60 \tag{2}$$

where, W_B = Brake power (kW)

T = Torque of engine (N.m)

n = Speed of engine (rpm)

2.3 Brake specific fuel consumption

Brake specific fuel consumption (bsfc) is quality or mass of fuel consumed per a unit of brake power [14,15], can be determined as:

$$bsfc = \frac{m_F}{W_B} \times 3600 \tag{3}$$

where,

$bsfc$ = Brake specific fuel consumption (kg/kWh)

m_F = fuel mass consumption rate (kg/s)

2.4 Brake thermal efficiency

Brake thermal efficiency was calculated as [4,5]:

$$eff = \frac{W_B}{LHV \times m_F} \times 100\% \tag{4}$$

Where,

eff = Brake thermal efficiency (%)

LHV = Low heating value of fuel (kJ/kg)

3. Experimental Setup

The test engine used in this study is an EFI water cooled gasoline engine (NISSAN, QG 15DE), four stroke, four cylinders. The technical specifications of the test engine are given in Table 2. It was modified for tested on laboratory

based variable compression ratio with different loads and compression ratios of the engine.

Table 2. Specifications of the test engine

Description	Specification
Engine	Nissan QG-15 DE
Cylinder	Inline 4 Cylinder
Bore x Stroke	73.6 mm x 88.0 mm
Size	1,497 CC.
Compression ratio	9.9 : 1

A 120 kW hydraulic brake dynamometer was employed for measuring engine torque and power. The fuel consumption is assessed using load-cell weighting and monitoring via digital monitor. Almost all required data was recorded via a built-in data logger. The schematic layout of the experimental setup of the engine and its attachments are shown in Fig. 1. The engine was coupled to a dynamometer. The inlet side of the engine consists of anti pulsating drum and air temperature measuring device. The actual photo for the test engine rig and its control panel are shown in Fig. 2 and 3, respectively.

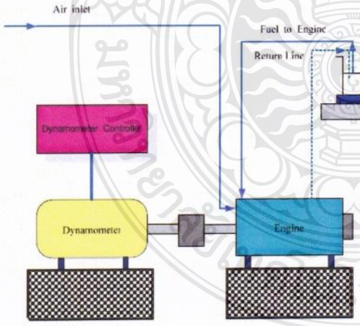


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental setup

Fig. 2 The actual photo for the test engine rig

The engine speed was measured manually using a tachometer, DIGICON, model: DT 235T, as shown in Fig. 4

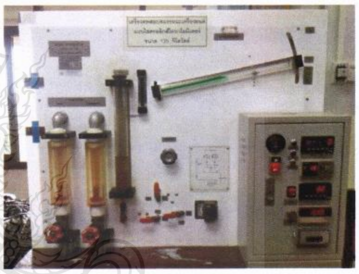


Fig. 3 Control and monitoring panel

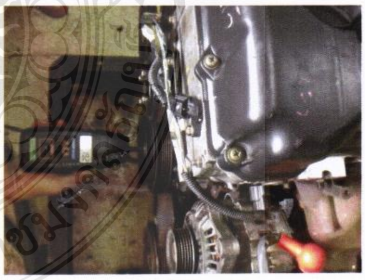


Fig. 4 Measurement of engine speed using tachometer

3.2 Experimental Procedure

After the engine was installed on the test rig, before starting the tests some pre-commissions have been taken such as checking cooling water supply to the dynamometer, engine lubricating oil level, and the control panel power supply. First, the engine is started under no load condition for a few minutes so that the speed stabilizes at the rated value. It is fueled with E85gasohol. These test subjected to engine performance test. In this current study, the engine was run at three different compression ratios (9.9, 13.5 and 16), where the ratio of 9.9 is a standard value.

First, the commercial E85 gasohol (with the properties shown in Table 1.) was used for the standard engine with the compression ratio of 9.9. To vary the compression ratio the cylinder head of the test engine, as shown in Fig. 5, was removed and grinded via CNC machine. In this study, the compression ratio was measured using oil filling to know the current clearance volume of the cylinder head. From this measurement, it was found that when the thickness of cylinder head was cut out for 1 mm, the compression ratio was increased to be 13.5. With this compression ratio, the engine was reinstalled and tested as same as the first time. With the same procedure, the compression ratio of the tested engine was increased to be 16. With this compression ratio, the engine was tested under the same operating conditions to assess its performance.

The test subjected to engine performance indices, e.g.: torque, brake power, specific fuel consumption and thermal efficiency of engine. These parameters were measured, via dynamometer, at different engine speed of 3000, 3500, 4000, 4500 and 5000 rpm. Actually, only torque and fuel consumption at each engine speed were recorded and the other parameters were calculated using these test data. The engine tests were done for the compression ratio of 9.9, 13.5 and 16, respectively, with the same manner.

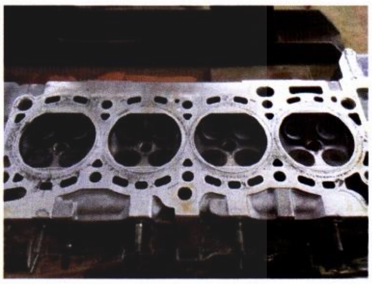


Fig. 5 Cylinder head of the test engine

The fuel consumption is measured using 200 cc. burette and stop watch. A damping tank and an orifice plate along with manometer are used to measure air flow rate.

4. Experimental Results and Discussions

Figure 6 shows the measured torques as a function of engine speed of the proposed engine which was tested at different compression ratio. The engine performance tests show that the maximum torque at the compression ratio of 9.9, 13.5 and16 are 59.5 N.m, 71.1 N.m and83.3 N.m, respectively. The results demonstrated that when the increment of compression ratio can improve the torque of engine at all engine speed.

The effect of compression ratio on the engine brake power is shown in Fig.7. The study results show that, when the compression ratio was increased from 9.9 to 16, the maximum brake power of the proposed engine was improved with the trend varied in the range of28 to 40 kW.

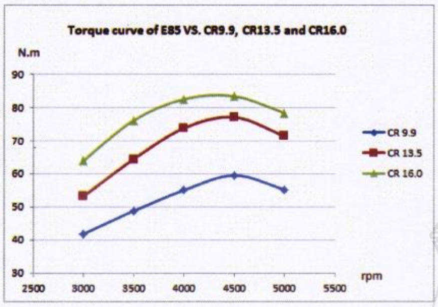


Fig. 6 Measured torques as a function of engine speed of the proposed engine which was tested at different compression ratio

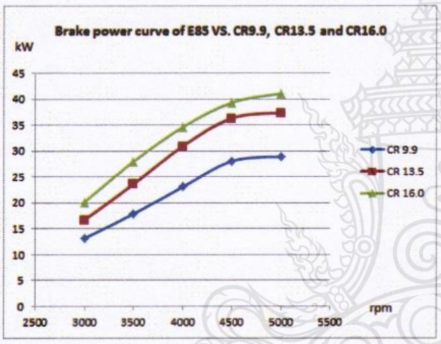


Fig. 7 Effect of compression ratio on the engine brake power

Figure 8 shows the influence of compression ratio on the brake specific fuel consumption at different engine speed. The obtained minimum of brake specific fuel consumption at the compression ratio of 9.9, 13.5 and16 are0.295 kg/kWh, 0.230 kg/kWhand0.227 kg/kWh, respectively.

Figure 9 shows the effect of compression ratio on the brake thermal efficiency of the proposed engine at any engine speed. It can be observed that when the compression ratio was increased and this engine was fueled with E85-gasohol, the brake thermal efficiency of the proposed can be increased. However, the test results show that the maximum compression ratio for this engine was about 16 with the maximum efficiency of about 54% was obtained.

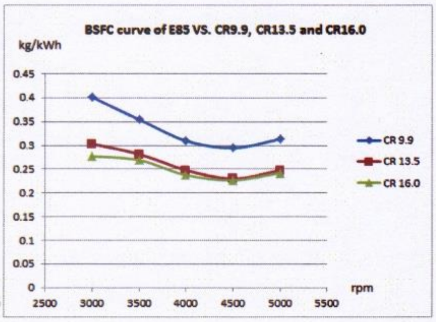


Fig. 8 Influence of compression ratio on the brake specific fuel consumption at different engine speed

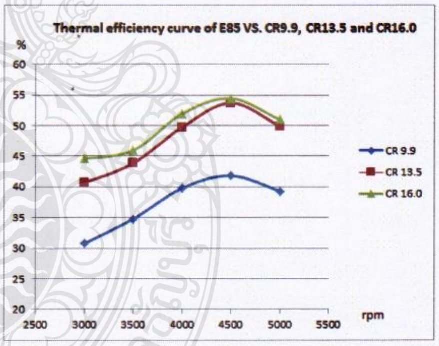


Fig. 9 Effect of compression ratio on the brake thermal efficiency of the proposed engine at any engine speed

5. Conclusion

The effect of compression ratio on performance parameters of the proposed engine fueled with E85-gasoholwas evaluated. The

experiments are performed using combination of different preset of compression ratios of 9.9, 13.5, and 16 varying engine speed from 3,000 rpm to 5,000rpm in steps of 500rpm. The performance parameters investigated are torque, brake thermal efficiency and brake specific fuel consumption.

The experiment results demonstrate that, when this engine was fueled with E85-gasohol, the compression ratio of 16 outperforms the others with the maximum of torque, power and efficiency at 83.3 N.m, 39.25 kW and 54.4%, respectively. Compared to the standard compression ratio, these performance parameters can be increased for28.6%, 7.4%, and 23.2%, respectively. The brake specific fuel consumption was also decreased about 30.2%, compared with the standard compression ratio.

It can be also concluded that increment of compression ratio, together with higher octane number fuel like E85-gasohol, all of important performance parameters can be improved.

6. Acknowledgement

The author is greatly indebted to The Rajamangala University of Technology Thunyaburi for providing the financial support for his research and publications. The author also expresses their sincere thank to Rajamangala University of Technology Isan for supporting the experimental laboratory for this research.

7. References

[1] Pongsing, C. and Prasartkaew, B. (2014). Experimental Investigation on the Performance of a Porous-Medium Combustor for Solid Feedstock, *1st International Conference on Engineering Science and Innovative Technology (ESIT 2014)*, Krabi, Thailand.

[2] Koc, M., Sekmen, Y., Topgul, T. and Yucesu, H. S. (2009) . The effects of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine, *Renewable Energy*, 34, pp. 2101 – 2106.

[3] Cegel, Y. A. and Boles, M. A. (1994), "Thermodynamics an Engineering Approach,"

[4] Brinkman, N.D. (1981), "Ethanol Fuel a Single-Cylinder Engine Study of Efficiency and Exhaust Emission, paper presented in the International Congress and Exposition, USA.

[5] He, B.Q., Wang, J.X., Hao, J.M., Yan, X.G. and Xiao, J.H. (2003). A study on emission characteristics of an EFI engine with ethanol blended gasoline fuels, *Atmospheric Environment*, 37, pp. 949 – 957.

[6] Bayraktar, H. (2005). Data bank: Experimental and theoretical investigation of using gasoline–ethanol blends in spark-ignition engines, *Renewable Energy*, 30, pp. 1733 – 1747.

[7] Chen, R.H., Chiang, L.B., Chen, C.N. and Lin, T.H. (2011). Cold-start emissions of an SI engine using ethanol gasoline blended fuel, *Applied Thermal Engineering*, 31, pp. 1463 – 1467.

[8] Tutak, W. (2014). Bioethanol E85 as a fuel for dual fuel diesel engine, Energy Conversion and Management, 86, pp. 39 – 48.

[9] Turkoz, N., Erkus, B., Karamangil, M. I., Surmen, A. and Arslanoglu, N. (2014). Experimental investigation of the effect of E85 on engine performance and emissions under various ignition timings, *Fuel*, 115, pp. 826 – 832.

[10] Yucesu, H. S., Topgul, T., Cinar, C. and Okur, M. (2006). Effect of ethanol–gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in different compression ratios, *Applied Thermal Engineering*, 26, pp. 2272 – 2278.

[11] Koc, M., Sekmen, Y., Topgul, T. and Yucesu, H. S. (2009) . The effects of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine, *Renewable Energy*, 34, pp. 2101 – 2106.

[12] Costa, R. C., Sodré, J. R. (2011). Compression ratio effects on an ethanol/gasoline fuelled engine performance, *Applied Thermal Engineering*, 31, pp. 278 - 283.

[13] Balki, M. K., Sayin, C. (2014). The effect of compression ratio on the performance, emissions and combustion of an SI (spark ignition) engine fueled with pure ethanol, methanol and unleaded gasoline, *Energy*, 71, pp. 194 – 201.

[14] Willard. W. P. (1997) "Engineering Fundamental of the Internal Combustion Engine,"

[15] Heywood, J.B. (1988). "Internal Combustion Engine Fundaments," Mc Graw Hill Inc., Newyork.

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ – สกุล	นายประพนธ์ ชูประเสริฐ
วัน เดือน ปีเกิด	20 ธันวาคม 2515
ที่อยู่	89/127 หมู่บ้าน นนท์ณิชา ถ.รัตนาธิเบศร์ต.ไทรม้า อ.เมืองจ.นนทบุรี 11000
การศึกษา	
พ.ศ. 2540	สำเร็จการศึกษาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วศ.บ.) สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยขอนแก่น
พ.ศ. 2557	สำเร็จการศึกษาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วศ.ม.) สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
ประสบการณ์การทำงาน	
พ.ศ. 2548-2550	วิศวกรเครื่องกล บริษัท น้ำตาลกุมภวาปี จำกัด
พ.ศ. 2550-2551	วิศวกรเครื่องกล บริษัท บัวใหญ่ไบโอเพาเวอร์ จำกัด
พ.ศ. 2551-2554	หัวหน้าแผนกโรงไฟฟ้า บริษัท คริสตอลลา จำกัด กลุ่มไทยเจริญคอปเปอร์เรชั่น
พ.ศ. 2554-2555	ผู้จัดการฝ่ายวิศวกรรม บริษัท ไทยเทอร์โบเจนเนอร์เรเตอร์ จำกัด
พ.ศ. 2555-ปัจจุบัน	หุ้นส่วนผู้จัดการ บจก.ไทยเมคคานิคอล เอ็นจิเนียริ่งแอนด์ คอนซัลแทนต์ ห้างหุ้นส่วนสามัญ ไทยเมคคานิคอล เซอร์วิส