

การศึกษามรรณนะของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ก๊าซปิโตรเลียมเหลว(LPG) เป็นส่วนผสม

ปริญญานิพนธ์

ของ

ธนากร กรอบสนิท

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

พฤษภาคม 2552

การศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ก๊าซปิโตรเลียมเหลว(LPG) เป็นส่วนผสม

ปริญญานิพนธ์

ของ

ธนากร กรอบสนิท

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

พฤษภาคม 2552

ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

การศึกษามรรณวะของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ก๊าซปิโตรเลียมเหลว(LPG) เป็นส่วนผสม

บทคัดย่อ

ของ

ธนากร กรอบสนิท

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

พฤษภาคม 2552

ธนากร กรอบสนิท. (2552). การศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ก๊าซปิโตรเลียมเหลว (LPG) เป็นส่วนผสม.ปริญญาานิพนธ์ วศ.ม.(เครื่องกล). กรุงเทพฯ:บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ คณะกรรมการควบคุม:ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิชัย อัมภุมงคล,ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จุฑารัตน์ คุรุเจริญ

ปริญญาานิพนธ์ ฉบับนี้ เป็นการศึกษาเพื่อหาอัตราส่วนของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่เหมาะสมที่เครื่องยนต์ดีเซลสามารถเดินเครื่องได้ตามปกติ โดยก๊าซแอลพีจีจะผสมกับอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ เครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบคือเครื่องยนต์ดีเซล โดยดัด 2L ชนิด 4 สูบ 4 จังหวะ ขนาด 2499 ccการทดสอบจะเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องยนต์ ความสะอาดในห้องเผาไหม้ ปริมาณไอเสียที่เกิดขึ้น ความสึกหรอของเครื่องยนต์ดีเซลและเครื่องยนต์ดีเซลผสมแอลพีจี การศึกษาจะทำการทดสอบเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบ 1500, 2000, 2500 และ 3000 รอบต่อนาทีตามลำดับ โดยแต่ละรอบเครื่องยนต์จะทำการปรับแรงบิดที่ 50, 90 และ 120 นิวตันเมตรตามลำดับ

ผลการศึกษาสามารถสรุปได้ดังนี้ อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีเท่ากับ 30% โดยน้ำหนัก คืออัตราส่วนผสมสูงสุดที่เครื่องยนต์สามารถเดินเครื่องได้ปกติ และให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลเฉลี่ย 19.51% พลังงานสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงดีเซล อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง พบว่าต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลเฉลี่ย 3.17% สำหรับการศึกษากการปล่อยไอเสียพบว่า ปริมาณ CO และ HC สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ปริมาณ O_2 , CO_2 , NO_x และควันดำต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล การวัดค่าความสึกหรอของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีกับเชื้อเพลิงดีเซล พบว่าความสึกหรอของเชื้อเพลิงทั้ง 2 ชนิดไม่แตกต่างกันและความสะอาดในห้องเผาไหม้ดีเซลผสมแอลพีจีมีคราบเขม่าน้อยกว่า จากการตรวจวิเคราะห์ปริมาณของการเจือปนของโลหะหนักในน้ำมันเครื่อง พบว่าปริมาณเหล็ก(Fe)ของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี มีค่ามากกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซล ส่วนปริมาณอะลูมิเนียม(Al)ปริมาณทองแดง(Cu)และปริมาณซิลิคอน(Si) พบว่าจากการใช้เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีและเชื้อเพลิงดีเซลมีปริมาณอะลูมิเนียม ทองแดง ซิลิคอนลดลงเมื่อช่วงเื่องการทดสอบเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกันแต่ปริมาณที่ต่างกันของโลหะหนักนั้นยังไม่มีความสำคัญพอที่จะสรุปว่ามีการสึกหรอของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงต่างกัน

A STUDY OF DIESEL ENGINE PERFORMANCE USING LIQUEFIED
PETROLEUM GAS FUEL

AN ABSTRACT
BY
THANAKORN KROBSANIT

Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Master of Engineering Degree in Mechanical Engineering
at Srinakharinwirot University

May 2009

Thanakorn Krobsanit (2009). *A Study of Diesel Engine Performance Using Liquefied Petroleum Gas Fuel*. Master Degree thesis, M.Eng. (Mechanical Engineering).
Bangkok: Graduate School, Srinakharinwirot University. Advisor Committee :
Asst.Prof.Dr. Pichai Asadamongkon , Asst. Prof. Dr. Jutarrat Kurucharoen

The aim of this thesis was to determine the maximum ratio of diesel fuel and LPG gas mix that use in a diesel engine as the same condition with pure diesel fuel. The test engines were 4-stroke, 2499 cc, diesel engines (TOYOTA model 2L). The mixing ratio of LPG starts from 0 to 40% by weight of mixed fuels then compares the engine performance; fuel combustion and engine wear between mixed fuels and pure diesel fuel. The test will be operated at the engine speed of 1500, 2000, 2500 and 3000 rpm. and at each engine speed, the engine torque will be varied at 50, 90 and 120 N.m. respectively.

The results show that the 30% of LPG mixed with fuel is the maximum ratio that the diesel engine can work normally without any modification. By this mixing ratio, the break thermal efficiency was 19.51% more effective than pure diesel fuel. The break specific fuel consumption was slightly lower than pure diesel fuel. The air-fuel ratio was 3.17% lower than pure diesel fuel. The fuel consumption was no significant difference from pure diesel fuel. However, the CO and HC were higher than pure diesel fuel. The O₂, CO₂, NOx and smoke was lower than pure diesel fuel. The method of evaluating engine wear was to measure the dimension of the engine major components as well as to the amount of heavy metal in engine oil before and after the test. The engine wear results were also found that no significantly difference results in both engine component and the contamination of heavy metal in engine oil.

ประกาศคุณูปการ

ผู้จัดทำปฏิญยานิพนธ์ ขอขอบพระคุณท่านอาจารย์ ผศ.ดร.พิชัย อัมภมมงคล และ ผศ.ดร.จุฑารัตน์ คุรุเจริญ ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำอันมีค่ายิ่ง และเสียสละเวลาในการตรวจสอบแก้ไข ข้อบกพร่องต่าง ๆ ด้วยดีตลอดมา และต้องขอขอบคุณ บริษัทผู้เพิ่มพูน พีที จำกัด ที่สนับสนุนเครื่องมือ และอุปกรณ์ในการทำปฏิญยานิพนธ์นี้ ตลอดจนคณาจารย์ทุกท่านที่ได้มอบความรู้ ผู้วิจัยขอกราบ ขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้

ขอบพระคุณ บิดา มารดา และภรรยา ตลอดจนเพื่อนร่วมงานทุกท่าน ในความสนับสนุน ช่วยเหลือและให้กำลังใจเป็นอย่างดีตลอดเวลา ตั้งแต่ต้นจนกระทั่ง ปฏิญยานิพนธ์นี้เสร็จสมบูรณ์

ท้ายสุดผู้วิจัย ขอขอบคุณเพื่อนร่วมชั้นรุ่นที่ 3 และรุ่นพี่หลักสูตรปริญญาโท สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านที่ให้ความช่วยเหลือและเป็นกำลังใจตลอดมา

ธนากร กรอบสนิท

สารบัญ

บทที่	หน้า
1 บทนำ.....	1
ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหาที่ทำการวิจัย.....	1
วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	2
ขอบเขตของการวิจัย.....	2
วิธีการดำเนินการวิจัย.....	2
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
บทปริทัศน์วรรณกรรม.....	4
กระบวนการสันดาปในเครื่องยนต์ดีเซล.....	10
ขั้นตอนของการสันดาป.....	13
ความล่าช้าของการจุดระเบิด.....	14
การน็อคในเครื่องยนต์ดีเซล.....	15
การควบคุมดีเซลน็อค.....	17
เครื่องยนต์ 4 จังหวะ.....	18
เวลาการ ปิด เปิด ลิ้นของเครื่องยนต์ 4 จังหวะ.....	19
LPG คือ อะไร.....	21
คุณสมบัติของ LPG.....	22
จุดวาบไฟ และจุดติดไฟ.....	23
ค่าออกเทน.....	24
ส่วนประกอบของ LPG.....	24
คุณสมบัติที่ใช้งานกับรถยนต์.....	25
ลักษณะพิเศษของเครื่องยนต์ที่ใช้ LPG.....	26
การคำนวณสมรรถนะของเครื่องยนต์.....	29
ปฏิริยาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง.....	31

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
2 (ต่อ)	
ไอเสียที่เกิดจากเครื่องยนต์ดีเซล.....	31
มาตรฐานมลพิษ.....	33
3 เครื่องมือ อุปกรณ์ และวิธีทดลอง.....	38
อุปกรณ์และเครื่องมือในการทดลอง.....	39
วิธีการทดสอบ.....	48
4 ผลการวิจัย.....	51
ผลการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องยนต์.....	51
ปริมาณแก๊สไอเสีย.....	64
ผลการวัดการสึกหรอ.....	79
ความสะอาดในห้องเผาไหม้.....	83
ผลการตรวจปริมาณโลหะในน้ำมันเครื่อง.....	85
5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ.....	91
บรรณานุกรม.....	95
ภาคผนวก.....	98
ภาคผนวก ก.....	99
ภาคผนวก ข.....	106
ภาคผนวก ค.....	109
ภาคผนวก ง.....	125
อภิธานศัพท์.....	129
ประวัติย่อผู้วิจัย.....	131

บัญชีตาราง

ตาราง	หน้า
1 สัดส่วนของอากาศ.....	10
2 คุณสมบัติของ LPG.....	22
3 ประเภทของLPG.....	24
4 มาตรฐานของ LPG ที่ใช้กับรถยนต์.....	26
5 เป็นตารางที่แสดงเป็นส่วนประกอบของก๊าซเสียจากเครื่องยนต์แต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆกัน.....	27
6 แสดงค่ามาตรฐานไอเสียของสหรัฐอเมริกา.....	34
7 แสดงค่ามาตรฐานมลพิษของ EEC.....	35
8 แสดงค่ามาตรฐานมลพิษตามค่ามาตรฐานของ EEC เมื่อใช้น้ำมันเกรดเป็นเกณฑ์...	35
9 มาตรฐานมลพิษสำหรับยานพาหนะใหม่.....	36
10 มาตรฐานมลพิษทางอากาศจากรถใช้งาน (รถยนต์ดีเซล).....	37
11 ขนาดของเพลาค้อนเหวี่ยงก่อนและหลังการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล.....	79
12 ขนาดของเพลาค้อนเหวี่ยงก่อนและหลังการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลผสม.... ก๊าซแอลพีจี.....	79
13 ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกสูบก่อนและหลังการทดสอบของน้ำมันดีเซล....	80
14 ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกสูบก่อนและหลังการทดสอบของน้ำมันดีเซล ผสมก๊าซแอลพีจี.....	81
15 น้ำหนักแหวนลูกสูบก่อนและหลังการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล.....	81
16 น้ำหนักแหวนลูกสูบก่อนและหลังการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลผสมก๊าซ แอลพีจี.....	82
17 ขนาดของสลักลูกสูบก่อนและหลังการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล.....	82
18 ขนาดของสลักลูกสูบก่อนและหลังการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลผสม ก๊าซแอลพีจี.....	82
19 แสดงปริมาณโลหะในน้ำมันเครื่องกับช่วงเวลาการทดสอบเดินเครื่องยนต์ตัว เปล่าโดยใช้เชื้อเพลิงดีเซลเพียงอย่างเดียว.....	85
20 แสดงปริมาณโลหะในน้ำมันเครื่องกับช่วงเวลาการทดสอบเดินเครื่องยนต์ตัว เปล่าโดยใช้เชื้อเพลิงดีเซลผสมกับก๊าซแอลพีจี.....	85

บัญชีภาพประกอบ

ภาพประกอบ	หน้า
1 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิกับแรงดันระหว่างกระบวนการสันดาป.....	12
2 ขั้นตอนการสันดาปในเครื่องยนต์ดีเซล.....	14
3 เส้นโค้งความสัมพันธ์ระหว่างความดันกับเวลา.....	15
4 เปรียบเทียบระยะเวลาของการสะสมเชื้อเพลิง.....	16
5 เส้นโค้งแสดงการจุดระเบิดล่าช้าและการน็อคในเครื่องยนต์ดีเซล.....	17
6 ลักษณะของรูปเบี่ยงนําร่อง.....	18
7 ลำดับการทำงานของเครื่องยนต์ 4 จังหวะ.....	19
8 แผนภาพแสดงเวลาการปิดเปิดลิ้นของเครื่องยนต์ดีเซล 4 จังหวะ.....	20
9 กระบวนการผลิต LPG.....	21
10 แสดงการเกิดคาร์บอนมอนนอกไซด์และไนโตรเจนออกไซด์เมื่อเทียบกับอัตราส่วน เชื้อเพลิงต่ออากาศ.....	32
11 แสดงการเกิดคาร์บอนมอนนอกไซด์ ไฮโดรคาร์บอนและไนโตรเจนออกไซด์.....	33
12 แสดงไดอะแกรมของอุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบ.....	38
13 แสดงเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ.....	39
14 แสดงไดนาโมมิเตอร์แบบกระแสเหนี่ยวนำ (Eddy Current).....	40
15 แสดงชุดควบคุมไดนาโมมิเตอร์.....	41
16 แสดงอุปกรณ์การวัดอุณหภูมิ.....	41
17 แสดงเซนเซอร์วัดอุณหภูมิน้ำเข้า(T_1)เซนเซอร์วัดอุณหภูมิน้ำออก(T_2).....	42
18 แสดงเซนเซอร์วัดอุณหภูมิไอเสีย(T_3).....	42
19 แสดงเครื่องมือวัดควันทํา.....	43
20 แสดงเครื่องมือวัดแก๊สไอเสีย.....	44
21 แสดงอุปกรณ์วัดปริมาณอากาศ.....	45
22 แสดงอุปกรณ์วัดอัตราการใช้เชื้อเพลิง.....	45
23 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น.....	46
24 อุปกรณ์ถังบรรจุก๊าซแอลพีจี.....	46
25 ชุดอุปกรณ์ควบคุมการจ่ายก๊าซ.....	47
26 แสดงอุปกรณ์วัดอัตราการสิ้นเปลืองแก๊สแอลพีจี.....	47

บัญชีภาพประกอบ (ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
27 ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองของก๊าซ.....	48
28 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร.....	52
29 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร.....	53
30 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร	54
31 เปรียบเทียบอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิง ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร.....	55
32 เปรียบเทียบอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร.....	56
33 เปรียบเทียบอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร.....	57
34 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร.....	58
35 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร.....	59
36 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร.....	60
37 แสดงกราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร	61
38 แสดงกราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร	62
39 แสดงกราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร	63
40 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO ₂ ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร.....	64
41 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO ₂ ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร.....	65
42 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO ₂ ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร.....	66
43 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร.....	67
44 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส คาร์บอนมอนนอกไซด์ ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร.....	68
45 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร.....	69
46 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส O ₂ ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร.....	70
47 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส O ₂ ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร.....	71
48 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส O ₂ ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร.....	72
49 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส NO _x ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร.....	73
50 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส NO _x ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร.....	74

บัญชีภาพประกอบ (ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
51 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส NO _x ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร.....	75
52 แสดงกราฟปริมาณแก๊สไฮโดรคาร์บอน ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร.....	76
53 แสดงกราฟปริมาณแก๊สไฮโดรคาร์บอน ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร.....	77
54 แสดงกราฟปริมาณแก๊สไฮโดรคาร์บอน ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร.....	78
55 แสดงตำแหน่งการวัดเส้นผ่าศูนย์กลางของเพลาช้อเหวี่ยง.....	79
56 การวัดขนาดของกระบอกสูบ.....	80
57 การวัดขนาดของสลักลูกสูบ.....	82
58 แสดงความสะอาดในห้องเผาไหม้ก่อนทดสอบน้ำมันดีเซล.....	83
59 แสดงปริมาณเขม่าที่จับที่ปลายลูกสูบหลังการทดสอบด้วยน้ำมันดีเซล.....	83
60 แสดงความสะอาดในห้องเผาไหม้ก่อนการทดสอบน้ำมันดีเซลผสมก๊าซแอลพีจี...	84
61 แสดงความสะอาดในห้องเผาไหม้หลังการทดสอบน้ำมันดีเซลผสมก๊าซแอลพีจี...	84
62 แสดงปริมาณโลหะหนักของซิลิคอนระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจี..	86
63 แสดงปริมาณโลหะหนักของเหล็กระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจี...	87
64 แสดงปริมาณโลหะหนักของทองแดงระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจี	88
65 แสดงปริมาณโลหะหนักของอลูมิเนียมระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจี	89

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหาที่ทำการวิจัย

ปัจจุบันประเทศไทยกำลังประสบปัญหาในเรื่องราคาของน้ำมันเชื้อเพลิงที่เพิ่มสูงขึ้นเรื่อยๆ จนในขณะนี้ยังไม่มีแนวโน้มว่าจะลดลง หรือทรงตัวแต่ในสภาพปัจจุบันความต้องการ การใช้พลังงานจากน้ำมันเชื้อเพลิงกับเครื่องยนต์ต้นกำลังกับมีแนวโน้มสูงขึ้นมาก โดยส่วนใหญ่การนำเข้าของน้ำมันเชื้อเพลิงโดยคิดเป็นสัดส่วนเปรียบเทียบกับเมื่อปี 2548 พบว่า ความต้องการการใช้ของน้ำมันดีเซลสูงถึง 49 เปอร์เซนต์ รองลงมาคือน้ำมันเบนซิน 19 เปอร์เซนต์ และยังพบว่าปริมาณการใช้ของน้ำมันเชื้อเพลิงสูงมากในด้าน การคมนาคมขนส่ง อุตสาหกรรมและการเกษตร ซึ่งส่วนใหญ่ใช้น้ำมันดีเซล การที่มีการใช้น้ำมันในด้านนี้สูงก็ย่อมเกิดปัญหาทางด้านการขาดดุลการค้ากับต่างประเทศอย่างแน่นอน สาเหตุเป็นเพราะประเทศไทยยังต้องนำเข้าน้ำมันดิบเพื่อการกลั่นเป็นน้ำมันดีเซลและน้ำมันเชื้อเพลิงสำเร็จรูปอื่นๆ และยังต้องนำเข้าน้ำมันดีเซลสำเร็จรูปเข้ามาบางส่วนอีกด้วย ดังนั้นการนำพลังงานเชื้อเพลิงทดแทนมาใช้ เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่ดีและมีประโยชน์ต่อประเทศชาติเป็นอย่างมากซึ่งในปัจจุบันพบว่า มีการศึกษาค้นคว้าและวิจัยทั้งในภาครัฐและภาคเอกชนกันมากขึ้น ทั้งนี้ก็เพื่อค้นหาชนิดของเชื้อเพลิงที่จะนำมาใช้ทดแทน หรือผสมเพื่อลดปริมาณการใช้เชื้อเพลิงหลักให้มากที่สุดโดยในขณะนี้ได้มีการวิจัยและพัฒนาการนำก๊าซปิโตรเลียมเหลว(Liquefied Petroleum Gas)หรือLPG มาใช้ทดแทนและผสมกับน้ำมันเชื้อเพลิงหลัก

สำหรับก๊าซปิโตรเลียมเหลว(Liquefied Petroleum Gas)หรือLPG นั้น ถือว่าเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่จะสามารถนำมาทดแทนหรือผสมกับน้ำมันเชื้อเพลิงหลักได้และ นอกจากนี้ยังไม่ต้องทำการดัดแปลงเครื่องยนต์มากนัก เพราะเมื่อเทียบค่าคุณสมบัติต่างๆกันกับน้ำมันดีเซลแล้วพบว่าสามารถที่จะผสมกันได้ในส่วนที่พอเหมาะ โดยให้น้ำมันดีเซลเป็นตัวจุดระเบิดนำและพบว่าเมื่อผสมกันแล้วยังให้ค่าความร้อนเชื้อเพลิงที่สูงกว่า ค่าออกเทน ก็มากขึ้นและยังลดควันดำ เศษฝุ่นละออง ก๊าซที่เป็นมลภาวะต่างๆ ที่เกิดจากการใช้เครื่องยนต์ดีเซล 100 เปอร์เซนต์อีกด้วย และยังพบว่าสามารถผลิตก๊าซปิโตรเลียมเหลว(Liquefied Petroleum Gas)หรือLPG ได้ในประเทศส่วนหนึ่ง ดังนั้นจึงคาดว่าจะสามารถนำมาผสมกับน้ำมันดีเซลเพื่อใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนได้อีกทั้งยังจะเป็นการส่งเสริมให้ลดการนำเข้าของน้ำมันที่มีแนวโน้มสูงขึ้นและยังส่งผลถึงเศรษฐกิจโดยรวมของประเทศอีกด้วย

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1. เพื่อหาอัตราส่วนที่เหมาะสมระหว่างเชื้อเพลิงแอลพีจีกับน้ำมันดีเซลเพื่อใช้สำหรับเครื่องยนต์ดีเซล
2. เพื่อศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้แอลพีจีเป็นส่วนผสม
3. เพื่อวิเคราะห์ส่วนประกอบไอเสียจากเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงผสม
4. เพื่อหาอัตราการสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิงผสมระหว่างแอลพีจีกับน้ำมันดีเซล
5. เพื่อเปรียบเทียบความสะอาดในห้องเผาไหม้เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลปกติกับเชื้อเพลิงผสม
6. เพื่อเปรียบเทียบการสึกหรอของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลปกติกับเชื้อเพลิงผสม

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

เพื่อหาสมรรถนะของเครื่องยนต์และส่วนประกอบในไอเสีย ดังนั้นจึงจำกัดขอบเขตของการวิจัยไว้ดังนี้

1. เชื้อเพลิงที่ใช้เป็นเชื้อเพลิงผสมระหว่างแอลพีจีกับน้ำมันดีเซลในอัตราส่วนต่าง ๆ กัน โดยน้ำหนัก
2. ทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซล 4 สูบ 4 จังหวะ 89 แรงม้า 2446 ซีซี ทอร์ค 156 นิวตัน-เมตร ที่ 2400 รอบต่อนาที ที่ติดตั้งบนไดนาโมมิเตอร์ ในห้องปฏิบัติการเพื่อหาสมรรถนะของเครื่องยนต์และส่วนประกอบในไอเสีย โดยทดสอบที่ความเร็วรอบ 1500 , 2000 , 2500 และ 3000 รอบต่อนาที และในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์ จะทำการเปลี่ยนค่าโหลด 3 ค่าคือ 50 นิวตัน-เมตร 90 นิวตัน-เมตร และ 120 นิวตัน-เมตร ตามลำดับ

1.4 วิธีการดำเนินการวิจัย

1. เก็บ/วิเคราะห์ข้อมูลพื้นฐานการทำวิจัย(ทฤษฎี)
2. ออกแบบติดตั้งระบบ
3. จัดซื้อ/จัดหาอุปกรณ์
4. ทดสอบการทำงานขั้นต้น/แก้ไขปรับปรุง
5. เก็บข้อมูล วิเคราะห์ข้อมูล สรุปผล
6. สรุปรายงาน เขียน นำเสนอ วิทยานิพนธ์

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ได้ข้อมูล/วิธีการในการปรับปรุงสมรรถนะเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้แอลพีจีผสมกับน้ำมันดีเซล
2. เป็นการช่วยลดการใช้ น้ำมันดีเซล
3. เป็นทางเลือกใหม่สำหรับการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงกับเครื่องยนต์ดีเซล
4. เป็นแนวทางสำหรับการศึกษาค้นคว้าต่อไป

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 บทปริทัศน์วรรณกรรม (Literature Review)

จากการศึกษาข้อมูลที่เกี่ยวข้องในการทำงานวิจัยครั้งนี้ มีผู้ที่ศึกษาวิจัยดังนี้

เจียมศักดิ์ นันทนาเนตร (2519) ได้ทำงานวิจัยเรื่อง สมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลเมื่อใช้แก๊สผสมน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง การวิจัยนี้ศึกษาผลของการใช้แก๊สหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงผสมในเครื่องยนต์ดีเซล โดยการพิจารณาเปรียบเทียบ สมรรถนะ เชื้อเพลิงและแก๊สจากไอเสียของเครื่องยนต์เมื่อเดินเครื่องยนต์ด้วยน้ำมันดีเซลอย่างเดียว และเมื่อเดินโดยใช้แก๊สผสมกับน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง การทดลองได้กระทำที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์คงที่ด้วยเครื่องยนต์สองเครื่อง เป็นเครื่องยนต์สูบเดี่ยวและสองสูบ ผลการทดลองปรากฏว่า การใช้แก๊สเป็นเชื้อเพลิงผสมช่วยเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ พร้อมทั้งลดควันดำและแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ เมื่อเครื่องยนต์รับภาระหนักโดยเฉพาะที่ความเร็วรอบต่ำการศึกษาพบว่าส่วนผสมของน้ำมันและแก๊สที่พอเหมาะเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพทางความร้อนและสภาพไอเสียของเครื่องยนต์ดีที่สุด ขึ้นอยู่กับชนิดและความเร็วรอบของเครื่องยนต์ปริมาณแก๊สอยู่ระหว่างร้อยละ 20 – 30 ของเชื้อเพลิงทั้งหมดโดยน้ำหนัก สำหรับเครื่องยนต์ที่ใช้ทดลอง

กิตติพงษ์ ฤทธิ์สิทธิ์ (2526) ได้ทำงานวิจัยเรื่องอัตราส่วนกำลังอัดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์เบนซินที่ใช้ก๊าซหุงต้มวิธานิพนธ์นี้ เป็นการศึกษาเพื่อหาอัตราส่วนกำลังอัด ที่เหมาะสมของเครื่องยนต์เบนซินเมื่อใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิง ในการทดลอง ได้ใช้ทั้งน้ำมันเบนซินที่มี Reserch Octane Number 96.5 และก๊าซหุงต้มที่มี Reserch Octane Number 101.48 เป็นเชื้อเพลิงที่อัตราส่วนกำลังอัดและความเร็วรอบต่างๆ ทุกการทดลองได้ทำการปรับส่วนผสมอากาศต่อเชื้อเพลิงและองศาการจุดระเบิดเพื่อให้ได้กำลังสูงสุด การใช้เชื้อเพลิงจำเพาะต่ำสุดและการน็อคจากเครื่องยนต์ นอกจากนั้นได้เปรียบเทียบสมรรถนะและไอเสียจากเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงทั้งสองชนิด

ผลจากการทดลองแสดงให้เห็นว่า ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงที่สามารถใช้ในเครื่องยนต์ที่มีอัตราส่วนกำลังอัดสูงได้ดีกว่า น้ำมันเบนซินโดยไม่เกิดการน็อค อัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์ที่เหมาะสมเมื่อใช้ก๊าซหุงต้มมีค่าประมาณ 10 ต่อ 1 ในอัตราส่วนกำลังอัดเดียวกัน กำลังสูงสุดเมื่อใช้ก๊าซหุงต้มจะต่ำกว่าเมื่อใช้น้ำมันเบนซิน 2 – 5% ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะจะต่ำกว่า 8 – 10% และมลพิษจากไอเสียลดน้อยกว่า

พิพล บุญจันตะและคณะ (2526) ได้ทำงานวิจัยเรื่องการใช้เชื้อเพลิงก๊าซแอลพีจีในเครื่องยนต์ดีเซล จากการศึกษาการใช้เชื้อเพลิงก๊าซแอลพีจีร่วมกับน้ำมันดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซลพบว่าปริมาณก๊าซแอลพีจีสามารถทดแทนน้ำมันดีเซลได้ประมาณ 30% โดยปริมาณก๊าซแอลพีจีที่ใช้นี้ เมื่อผสมกับอากาศแล้วส่วนผสมยังไม่อยู่ในอัตราส่วนที่ถูกติดไฟได้เอง ดังนั้น น้ำมันดีเซลที่ถูกฉีดเข้าไปยังห้องเผาไหม้ จะเป็นตัวที่ทำให้ก๊าซรอบๆ ละอองน้ำมันดีเซลติดไฟ เมื่อเป็นเช่นนี้ในรอบเดินเบาของเครื่องยนต์หรือขณะที่ภาระของเครื่องยนต์มีไม่มาก ปริมาณน้ำมันดีเซลที่ฉีดเข้าไปมีจำนวนน้อยไม่เพียงพอที่จะช่วยให้ก๊าซเผาไหม้ได้หมด จึงไม่ควรป้อนก๊าซในช่วงนี้ ช่วงที่เหมาะสมในการป้อนก๊าซ คือ ช่วงที่เครื่องยนต์มีภาระปานกลางขึ้น

ณรงค์ วงษ์พัฒน์พงษ์ (2526) ได้ทำงานวิจัยเรื่อง การใช้ CNG เป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ก๊าซโซลีนของรถยนต์ การวิจัยนี้เป็นการศึกษาถึงผลของการใช้ CNG (Compressed Natural Gas) เป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ก๊าซโซลีนของรถยนต์ โดยพิจารณาเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องยนต์ อุณหภูมิของน้ำระบายความร้อน ไอเสีย น้ำมันหล่อลื่นและวัดปริมาณของ HC & CO ในไอเสียตลอดจนค่าใช้จ่ายระหว่างการใช้ น้ำมันเบนซินเป็นเชื้อเพลิงกับการใช้ CNG เป็นเชื้อเพลิง โดยใช้เครื่องยนต์นิสสัน สแตนซ่า ขนาด 1,600 ซี.ซี. ติดตั้งบนฟลูอิดส์ไดนาโมมิเตอร์และ CNG ที่ใช้เป็นก๊าซธรรมชาติที่ได้จากอ่าวไทยโดยมิได้ผ่านกระบวนการแยกก๊าซใดๆ ยกเว้นการแยกความชื้นและสิ่งสกปรกออก ณ แท่นเจาะก่อนส่งเข้าท่อส่งก๊าซของการปิโตรเลียมฯเท่านั้น

จากผลการทดสอบปรากฏว่า เมื่อใช้ CNG เป็นเชื้อเพลิงจะทำให้กำลังของเครื่องยนต์ แรงบิด และ Bmep มีค่าลดลง แต่จะประหยัดเชื้อเพลิงมากขึ้นและประสิทธิภาพทางความร้อนมีค่าสูงขึ้น อุณหภูมิของน้ำระบายความร้อน ไอเสีย น้ำมันหล่อลื่นและปริมาณของ HC & CO ในไอเสียจะมีค่าลดลงและ Initial Spark Advance 28 องศา จะให้สมรรถนะของเครื่องยนต์ดีและเหมาะสมที่สุดสำหรับก๊าซธรรมชาติจากอ่าวไทย ส่วนค่าใช้จ่ายนั้นเมื่อใช้ CNG เป็นเชื้อเพลิงจะประหยัดมากกว่าเมื่อใช้น้ำมันเบนซินเป็นเชื้อเพลิง

สุรศักดิ์ เลานกุลเวทิต (2528) ได้ทำงานวิจัยเรื่องการใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงเสริมในเครื่องยนต์ดีเซล การทดสอบและวิจัยในเรื่องนี้มีจุดประสงค์เพื่อศึกษาถึงความเป็นไปได้ในการที่จะนำเอาก๊าซหุงต้มมาใช้เป็นเชื้อเพลิงเสริมในเครื่องยนต์ดีเซลของ “HINO” แบบ DM-100 6 สูบ ชนิด Precombustion chamber โดยจะศึกษาทั้งในด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์และไอเสียที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์ เปรียบเทียบกันระหว่างการใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงเพียงอย่างเดียว กับการใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงเสริมกับน้ำมันดีเซล การทดสอบขั้นต้นเพื่อศึกษาผลจากการแปรเปลี่ยนมุมเริ่มฉีด น้ำมันเชื้อเพลิง และหามุมที่เหมาะสมเพื่อใช้ในการทดสอบขั้นที่สองทดสอบหาสมรรถนะและไอเสียที่ความเร็วรอบต่างๆโดยการแปรเปลี่ยนภาระกรรมที่ให้แก่เครื่องยนต์ และแปรเปลี่ยนอัตราส่วน

เป็นเปอร์เซ็นต์ของก๊าซหุงต้มกับอากาศและที่ภาระกรรมสูงสุดของแต่ละความเร็วรอบ จะทดสอบแปรเปลี่ยนอัตราส่วนเป็นเปอร์เซ็นต์ของก๊าซหุงต้มกับเชื้อเพลิงที่จ่ายเข้าเครื่องยนต์ทั้งหมด

ผลการทดสอบปรากฏว่ามูมเริ่มฉีดน้ำมันดีเซล ที่เหมาะสมในการเดินเครื่องโดยใช้ก๊าซหุงต้มเสริมคือมูม 18° BTDC ในด้านประสิทธิภาพเชิงความร้อนเมื่อใช้ก๊าซหุงต้มเสริมต่ำกว่าเมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงอย่างเดียวที่ภาระกรรมต่ำๆ ซึ่งเป็นเพราะการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ แต่ที่ภาระกรรมสูงๆมีแนวโน้มที่การใช้ก๊าซหุงต้มจะให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้น ในด้านควันไอเสียนั้นการใช้ก๊าซหุงต้มช่วยลดควันลงได้ที่ภาระกรรมต่ำๆ และมีค่าสูงขึ้นที่ภาระกรรมเพิ่มขึ้น ในด้าน Carbon monoxide (CO) และ Hydrocarbon (HC) การใช้ก๊าซหุงต้ม เสริมให้ค่าสูงกว่าที่ทุกภาระกรรมและโดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ภาระกรรมต่ำๆ สำหรับอัตราส่วนเป็นเปอร์เซ็นต์สูงสุดเท่าที่สามารถจ่ายได้ของก๊าซหุงต้มต่อเชื้อเพลิงทั้งหมดอยู่ที่ค่าประมาณ 50 – 60% (โดยพลังงาน) แต่เมื่อพิจารณาถึงด้านประสิทธิภาพเชิงความร้อนและไอเสียที่เกิดขึ้นค่าที่เหมาะสม ควรอยู่ระหว่าง 30 – 40%

สมสิทธิ์ มูลสถาน (2534) ได้ทำงานวิจัยเรื่อง การศึกษาการทำงานของเครื่องยนต์ก๊าซโซลีนที่ใช้ก๊าซธรรมชาติอัดเป็นเชื้อเพลิง การศึกษานี้เป็นการศึกษาเพื่อหาจุดเหมาะสมของการทำงานของเครื่องยนต์ก๊าซโซลีนใช้ก๊าซธรรมชาติอัด (CNG) ที่ผ่านการแยกก๊าซแล้วมาเป็นเชื้อเพลิงใน 2 ด้าน คือ ขนาดของอุปกรณ์ผสมก๊าซ และการตั้งองศาจุดระเบิด สำหรับเครื่องยนต์ขนาด 1600 cc. ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของอุปกรณ์ผสมก๊าซที่ทำการศึกษจะอยู่ในช่วง 17 – 21 mm. และศึกษาผลการทำงานของเครื่องยนต์เมื่อมีการตั้งองศาจุดระเบิดที่ 24 , 26 , 28 , 30 และ 32 องศา ก่อนศูนย์ตายบนจากการศึกษาพบว่าจุดเหมาะสมของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของอุปกรณ์ผสมก๊าซ คือ 17.5 mm และการตั้งองศาจุดระเบิดที่ 26 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ในการทดลอง จะเก็บโดยควบคุมลิ้นผีเสื้อเปิดที่ 30 , 45 , 60 , 75 และ 90 องศา กับแนวระดับ เครื่องยนต์ทดสอบให้กำลังงานเบรคสูงสุด 34 kW ที่ความเร็ว 4200 รอบ/นาที ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคต่ำสุด 0.2682 kg/kW-hr ที่ความเร็ว 2600 รอบ/นาที เทียบกับเมื่อใช้น้ำมันเบนซินซูเปอร์เดินเครื่องยนต์ โดยมีการตั้งองศาจุดระเบิดที่ 12 องศา ก่อนศูนย์ตายบน กำลังงานเบรคสูงสุด 47 kW ที่ความเร็ว 4,200 รอบ/นาที ความสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคต่ำสุด 0.2989 kg-hr ที่ความเร็วรอบ 2,600 รอบ/นาที เมื่อเทียบการใช้ CNG เป็นเชื้อเพลิงจะประหยัดมากกว่าเมื่อใช้น้ำมันเบนซินซูเปอร์ประมาณ 14% และสามารถลดภาวะในอากาศ โดยคาร์บอนมอนนอกไซด์ (CO) ลดลง 52% และไฮโดรคาร์บอน (HC) ลดลง 13% ตามลำดับ

สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท.การปิโตรเลียมแห่งประเทศไทย (2544) ได้ทำการทดสอบและประเมินผลการใช้ก๊าซธรรมชาติในรถยนต์เบนซินและดีเซล ผลที่ได้คือ การใช้อุปกรณ์ก๊าซระบบเลือกเชื้อเพลิงแบบหัวฉีดก๊าซช่วยให้คาร์บอนมอนอกไซด์ลดลงเล็กน้อย แต่แบบผสมก๊าซจุดเดียวทำให้คาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มขึ้นเล็กน้อย อุปกรณ์ก๊าซระบบเลือกเชื้อเพลิงทั้งสองแบบ ทำให้ไฮโดรคาร์บอนรวมและออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้นมาก กำลังขับ อัตราเร่ง และการประหยัดเชื้อเพลิงลดลง ความทนทานของอุปกรณ์ก๊าซยังไม่ดีมากนักและพบว่า ในรถยนต์บางคันเกิดข้อบกพร่องและชำรุดเสียหายของอุปกรณ์ก๊าซ ส่วนการใช้อุปกรณ์ก๊าซระบบเชื้อเพลิงร่วมในรถยนต์ดีเซลขนาดใหญ่ช่วยให้ปริมาณฝุ่นลดลงร้อยละ 70 คิวบิคดอลลดได้ถึงร้อยละ 80 แต่ไฮโดรคาร์บอนรวมและคาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มขึ้นมาก ส่วนออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้นเล็กน้อย กำลังขับอัตราเร่งและการประหยัดเชื้อเพลิงลดลง ความทนทานของอุปกรณ์ก๊าซยังไม่ดีมากนัก

พิพล บุญจันติ (2548) ได้บรรยายการฝึกอบรมเรื่องการ ใช้ก๊าซเอ็นจีวีเป็นเชื้อเพลิงหลัก โดยเข้าไปในเครื่องยนต์ทางท่อไอดีในจังหวะดูดแล้วฉีดน้ำมันดีเซลเข้าไปในห้องเผาไหม้ในปลายจังหวะอัดเพียงเล็กน้อย เพื่อทำให้เกิดเปลวไฟจุดนำการเผาไหม้ของส่วนผสมก๊าซเอ็นจีวีกับอากาศที่ถูกอัดอยู่ในห้องเผาไหม้ เรียกเครื่องยนต์แบบนี้ว่าเป็นเครื่องยนต์แบบ Pilot injection เครื่องยนต์แบบนี้สามารถใช้ก๊าซเอ็นจีวีเป็นเชื้อเพลิง ได้เกือบทั้งหมดและใช้น้ำมันดีเซลเพียงเล็กน้อย (ประมาณ ร้อยละ 1 หรือ 2 เท่านั้น) ดังนั้นหากไม่มีก๊าซเอ็นจีวี เครื่องยนต์แบบนี้จะไม่สามารถใช้งานได้ การดัดแปลงจากเครื่องยนต์ดีเซลทำได้โดยการลดอัตราส่วนอัดลงเหลือประมาณ 12 เพื่อไม่ให้เกิดการชิงจุดระเบิดของก๊าซเอ็นจีวี แต่ต้องสูงพอที่น้ำมันดีเซลที่ฉีดนำการเผาไหม้จะติดไฟในปลายจังหวะอัดได้ ไม่เช่นนั้นอาจจะต้องใช้เทคนิคอย่างอื่นช่วยให้น้ำมันดีเซล ที่ฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ติดไฟได้ เช่น อาจจะต้องใช้หัวเผา เป็นต้น เทคนิคการดัดแปลงแบบนี้ทำได้ยาก เนื่องจากจะต้องมีการวิเคราะห์เชิงวิศวกรรมเกี่ยวกับการเผาไหม้ที่สลับซับซ้อน จนเกือบเทียบเท่ากับการออกแบบเครื่องยนต์ใหม่

พิพล บุญจันติ (2548) ได้บรรยายการฝึกอบรมเรื่อง การใช้เอ็นจีวีเป็นเชื้อเพลิงเพียงอย่างเดียว โดยจุดระเบิดเริ่มการเผาไหม้ด้วยหัวเทียนเหมือนในเครื่องยนต์เบนซิน ก๊าซเอ็นจีวีจะผสมกับอากาศและเข้าไปในเครื่องยนต์ได้ทางท่ออากาศเดิม (ซึ่งในกรณีนี้ต้องเรียกว่าเป็นท่อไอดี) เมื่อดัดแปลงจากเครื่องยนต์ดีเซล จะต้องลดอัตราส่วนอัดลงเหลือประมาณ 11-12 ขึ้นอยู่กับคุณลักษณะเฉพาะของเครื่องยนต์แต่ละรุ่นติดตั้งระบบจ่ายก๊าซ เพื่อจ่ายก๊าซเอ็นจีวีเข้าผสมกับอากาศในท่อไอดี และติดตั้งระบบจุดระเบิดแบบใช้หัวเทียนแทนที่ ระบบหัวฉีดน้ำมันดีเซลเดิม เนื่องจากอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์แบบนี้จะสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลเดิม อาจจะต้องมีการดัดแปลงระบบน้ำหล่อเย็นและระบบหล่อลื่นให้เหมาะสมกับการใช้ก๊าซเอ็นจีวีเป็นเชื้อเพลิงการดัดแปลงเครื่องยนต์โดยวิธีนี้มีความสลับซับซ้อนสูง จึงควรจะมีการพัฒนาการดัดแปลงเครื่องยนต์เป็นต้นแบบเฉพาะรุ่นก่อนการดัดแปลง

ให้ใช้งานจริง ค่าใช้จ่ายในการพัฒนาดังกล่าวอาจจะสูงถึงรุ่นละ 2-10 ล้านบาท ขึ้นอยู่กับรุ่นเครื่องยนต์และขอบเขตของการดัดแปลง

Saiful Bari (1996) ได้ทำการวิจัยเรื่อง ผลกระทบของส่วนประกอบของคาร์บอนไดออกไซด์ที่มีอยู่ในไบโอแก๊สที่นำไปใช้เป็นส่วนประกอบในเครื่องยนต์ดีเซล ผลที่ได้คือมีเทนและคาร์บอนไดออกไซด์ ทั้งสองคือส่วนประกอบส่วนใหญ่ที่มีอยู่ในไบโอแก๊สซึ่งส่วนที่เหลือจะเป็นพวกไนโตรเจน ไฮโดรเจน ออกซิเจน และไฮโดรเจนซัลไฟด์ เมื่อเครื่องยนต์ดีเซลใช้เชื้อเพลิงร่วมโดยใช้ไบโอแก๊สการเผาไหม้ไม่ดีเหมือนใช้ดีเซล สาเหตุหลักอาจเป็นเพราะปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ที่มีอยู่ในไบโอแก๊ส งานวิจัยนี้จึงได้ ศึกษาผลกระทบของปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ที่มีอยู่ในไบโอแก๊สโดยการจำลองภาระของเครื่องยนต์ดีเซลโดยใช้ไบโอแก๊ส และทำการศึกษาดังผลต่างของปริมาณมีเทนและคาร์บอนไดออกไซด์

Cheikh Mansour and Abdelhamid (2000) ได้ทำการวิจัยเรื่อง การศึกษาผลกระทบทางสิ่งแวดล้อมจากเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมโดยศึกษาจากแบบจำลอง งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาผลกระทบทางมลพิษกับประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ดีเซล เพื่อการพาณิชย์ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติร่วมกับเชื้อเพลิงดีเซลหรือที่เรียกว่าระบบเชื้อเพลิงร่วม โดยใช้ระบบหัวฉีดโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์วิเคราะห์ลักษณะทางเคมี และลักษณะทางกลสำหรับเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมโดยการศึกษาเกี่ยวกับก๊าซที่เป็นมลพิษโดยเฉพาะก๊าซไนโตรเจนไดออกไซด์และ การศึกษาการเผาไหม้โดยจะทำการศึกษาเกี่ยวกับอุณหภูมิกับความดันและการกัดกร่อนในห้องเผาไหม้ งานวิจัยนี้ จะอธิบายเกี่ยวกับเครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบและการวิเคราะห์เชิงตัวเลขโดยใช้แบบจำลองและนำผลที่ได้จากการทดสอบเครื่องยนต์มาเปรียบเทียบกัน ผลที่ได้เป็นที่น่าพอใจซึ่งสามารถนำผลของแบบจำลองมาใช้งานได้จริง

Jin Kusaka and Takashi Okamoto (2000) ได้ทำการวิจัยเรื่อง การศึกษาการเผาไหม้และการปล่อยไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงร่วม งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ก๊าซธรรมชาติ เป็นเชื้อเพลิงร่วมซึ่งจะได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงโดยการฉีดก๊าซธรรมชาติก่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้และใช้ดีเซลจุดระเบิดนำร่องก่อน ผลปรากฏว่าที่ภาระต่ำหรือรอบเดินเบาจะได้ THC และประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำ จากปัญหาที่เกิดขึ้นสามารถแก้ไขปัญหามาโดยใช้ระบบ EGR และการอุ่นไอดีก่อนเข้าห้องเผาไหม้ซึ่งจะช่วยลดปัญหาด้านมลพิษและเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ งานวิจัยนี้ได้ใช้การจำลองด้วยโปรแกรม 3-CFD เพื่อจำลองและวิเคราะห์การเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้ ผลที่ได้สามารถวัดประสิทธิภาพเชิงความร้อนและมลพิษที่ภาระต่ำหรือรอบเดินเบาซึ่งใช้การแก้ปัญหานี้โดยใช้ระบบ EGR และการอุ่นไอดีก่อนเข้าห้องเผาไหม้

G.H. Abd Alla and H.A. Soliman (2000) ได้ทำการวิจัยเรื่อง แบบจำลองการเผาไหม้ 2 โชนสำหรับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมซึ่ง แบบจำลองนี้ใช้ทำนายการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมโดยใช้ก๊าซธรรมชาติร่วมกับน้ำมันดีเซลซึ่งก๊าซธรรมชาติมีก๊าซมีเทนเป็นเชื้อเพลิงหลัก โดยใช้ระบบหัวฉีดเป็นตัวจ่ายเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ดีเซลโดย ที่ระบบนี้ต้องการจะศึกษาผลกระทบทางเคมี(ความหนืดระหว่างการผสมกันระหว่างน้ำมันดีเซลกับก๊าซโดยที่ค่าความหนืดเท่ากับ 178 ที่ปฏิกิริยาและ 41 ที่ปฏิกิริยาออกซิเดชันสำหรับเชื้อเพลิงก๊าซเริ่มจากจังหวะอัดสิ้นสุดที่จังหวะคาย แบบจำลองการเผาไหม้นี้สามารถพัฒนาให้เห็นกระบวนการเผาไหม้ต่อเวลา การทำงานของเครื่องยนต์และสามารถแสดงผลของความดัน อุณหภูมิ ค่าพลังงานแต่ละจุดภายในห้องเผาไหม้โดยที่ผลการจำลองนั้นพบว่าก๊าซมีเทนเป็นที่น่าพอใจมาก

Mohamed Y.E. Selim (2003) ได้ทำการวิจัยเรื่อง การศึกษากระบวนการเผาไหม้และการน็อคของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วม ผลที่ได้คือ เสียงที่เกิดจากการเผาไหม้และการน็อครวมถึงขีดจำกัดของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงร่วมโดย จะศึกษาจากก๊าซธรรมชาติ (มีเทนอย่างเดียวและก๊าซธรรมชาติอัด) และเชื้อเพลิงเหลว(น้ำมันดีเซล) ที่ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้จะทำการวัดเสียงที่เกิดขึ้นในห้องเผาไหม้ขีดจำกัด ในการจุดระเบิดซึ่งจะวัดได้จากแรงบิดที่ส่งออกมา ร่วมกับการจุดระเบิดและการน็อคของเครื่องยนต์เครื่องมือที่ใช้ทดสอบนี้สามารถวัดเสียง ที่เกิดจากการเผาไหม้รวมทั้งขีดจำกัดในการจุดระเบิดที่เชื้อเพลิงแตกต่างกัน เครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบคือ Ricardo E6 เป็นเครื่องยนต์ดีเซลซึ่งสามารถทำงานโดยใช้เชื้อเพลิงร่วม และสามารถคำนวณหา กำลังอัดในกระบอกสูบมุมของเพลาช้อเหวี่ยง และทำงานร่วมกับคอมพิวเตอร์โดยใช้คอมพิวเตอร์เป็นตัววิเคราะห์โดยที่เครื่องยนต์จะส่งสัญญาณข้อมูลความเร็วรอบ มุมฉีดเชื้อเพลิง แรงดันของเชื้อเพลิง อัตราส่วนผสมและสัญญาณเสียงของการเผาไหม้การน็อค ค่าแรงบิด ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนในการเดินเครื่องค่าที่ได้ทั้งหมดนี้คือผลที่ได้จากการทดลองเพื่อใช้ในการออกแบบเครื่องยนต์และหา ค่าที่เกี่ยวข้องต่อไป

สรุปผลที่ได้จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้องทั้งใน และนอกประเทศเกี่ยวกับการใช้เครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ก๊าซปิโตรเลียมเหลวหรือแอลพีจีเป็นส่วนผสมพบว่า การที่จะนำก๊าซปิโตรเลียมเหลวผสมกับน้ำมันดีเซลยังแทนได้น้อย ซึ่งถือว่ายังน้อยและยังไม่คุ้มค่าจากการลงทุน ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงทำการทดสอบเพื่อหาสมรรถนะ การสึกหรอและวิเคราะห์แก๊สไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลรอบสูงเมื่อใช้ก๊าซปิโตรเลียมเหลว(Liquefied Petroleum Gas)หรือ LPG ผสมกับน้ำมันดีเซลในอัตราส่วนต่างๆ เพื่อหาอัตราส่วนที่เหมาะสมและต้องการลดส่วนผสมลงให้มากขึ้นและความเป็นไปได้ของการนำเชื้อเพลิงผสมชนิดนี้มาใช้ต่อไปในอนาคต ซึ่งจะเป็นการลดการนำเข้าน้ำมันดิบและส่งผลดีต่อเศรษฐกิจโดยรวมของประเทศ

2.2 กระบวนการสันดาปในเครื่องยนต์ดีเซล

การที่เครื่องยนต์สันดาปภายในสมรรถนะดีมาน้อยเพียงใดนั้น ขึ้นอยู่กับการเปลี่ยนแปลงพลังงานทางเคมีของเชื้อเพลิงในกระบอกสูบไปเป็นพลังงานความร้อนได้รวดเร็วและสมบูรณ์เพียงใด ปฏิกิริยาที่จะเกิดขึ้นได้นี้จะต้องอาศัยการระเหยเป็นไอของเชื้อเพลิงและการผสมของเชื้อเพลิงนั้นกับอากาศร้อนที่อัดตัวภายในกระบอกสูบ ซึ่งจะทำให้คาร์บอนและไฮโดรเจนของเชื้อเพลิงรวมตัวกับออกซิเจน (อากาศ) เกิดการสันดาปขึ้นตามมา

จากการทดลองจริง ปรากฏการระเหยเป็นไอของเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์เบนซินมีโอกาสทำให้เกิดไอน้ำได้สมบูรณ์มากกว่าของเครื่องยนต์ดีเซลด้านกำลังของเครื่องยังขึ้นอยู่กับจำนวนอากาศที่เครื่องสามารถดูดเข้าไปและอัดในแต่ละวัฏจักร นอกจากนี้ ออกซิเจนคืออากาศเกือบทั้งหมดจะต้องถูกใช้ไปเพื่อการสันดาปกับเชื้อเพลิง กำลังที่ได้ออกมาจากเครื่องยนต์จึงจะมีมาก

2.2.1 คุณลักษณะทางเคมี

อากาศประกอบด้วยออกซิเจนและไนโตรเจนเป็นองค์ประกอบใหญ่กับมีอาร์กอน คาร์บอนไดออกไซด์ ไฮโดรเจน และก๊าซอื่นๆปะปนบ้างแต่มีจำนวนน้อยมาก ในการสันดาปที่เกิดขึ้นในกระบอกสูบ ถ้าคำนวณดูแล้วจำนวนอากาศที่ใช้ไปเพื่อการนี้ซึ่งเป็นส่วนผสมของออกซิเจนและไนโตรเจนอาจจะได้สัดส่วนกัน

ทั้งเชื้อเพลิงที่เป็นของเหลวและเชื้อเพลิงที่เป็นก๊าซประกอบด้วยสารสำคัญ 2 ชนิด คือ ไฮโดรเจนกับคาร์บอนเป็นส่วนใหญ่ เช่น น้ำมันเชื้อเพลิงที่กลั่นได้จากปิโตรเลียม ถ่านหิน ฯลฯ การสันดาปของเชื้อเพลิงจึงเกิดขึ้นจากปฏิกิริยาความสัมพันธ์ระหว่างไฮโดรเจน คาร์บอนและออกซิเจน สิ่งปรากฏภายหลังปฏิกิริยา การสันดาปแล้วส่วนใหญ่จึงประกอบด้วยคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) และไอน้ำ (H_2O)

ตาราง 1 สัดส่วนของอากาศ

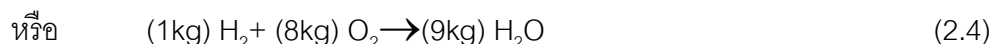
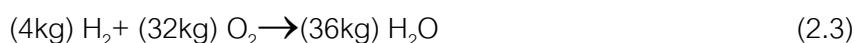
ธาตุ	โดยปริมาณ		โดยน้ำหนัก	
	เปอร์เซ็นต์	อัตราส่วน	เปอร์เซ็นต์	อัตราส่วน
ไนโตรเจน	79	3.76	76.8	3.31
ออกซิเจน	21	1.00	23.2	1.00
อากาศรวม	100		100	

สำหรับปฏิกิริยาเคมีระหว่างไฮโดรเจนกับออกซิเจน อาจแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ในรูปของสมการเคมีได้ดังนี้



แสดงว่าไอน้ำเพียง 2 โมเลกุลเกิดขึ้นได้จากการรวมตัวของไฮโดรเจน 2 โมเลกุลกับออกซิเจน 1 โมเลกุล ในทำนองเดียวกัน จากกฎของอาโวกาโด (Avogadro law's) จะได้ว่า ไฮโดรเจน 2 ลูกบาศก์เมตรรวมกับออกซิเจน 1 ลูกบาศก์เมตรจะได้ไอน้ำ 2 ลูกบาศก์เมตร

เนื่องจากโมเลกุลของไฮโดรเจนหนัก 2 กิโลกรัม โมเลกุลของออกซิเจนหนัก 32 กิโลกรัม และแต่ละโมเลกุลของไอน้ำหนัก 18 กิโลกรัม เพราะฉะนั้นจากสมการข้างต้นจะเห็นได้ว่าไฮโดรเจนหนัก 4 กิโลกรัม เมื่อรวมกับออกซิเจนหนัก 32 กิโลกรัม จะได้ไอน้ำหนัก 36 กิโลกรัม



ความสัมพันธ์ที่ได้จากสมการเหล่านี้เป็นหลักการเบื้องต้นของการสันดาป จะเห็นว่าโมเลกุลของสารที่ต้องใช้ไปเพื่อให้เกิดการสันดาป อย่างไรก็ตาม ไฮโดรเจน 4 กิโลกรัมรวมกับออกซิเจน 32 กิโลกรัม ทำให้ได้ไอน้ำ 36 กิโลกรัม แสดงว่าน้ำหนักของสารที่เกิดขึ้นภายหลังจะต้องเท่ากับน้ำหนักของสารเดิมทั้งหมด

ในทำนองเดียวกันเมื่อเกิดการสันดาปของคาร์บอนกับออกซิเจน ก็อาจจะแสดงให้เห็นในรูปของสมการได้ คือ



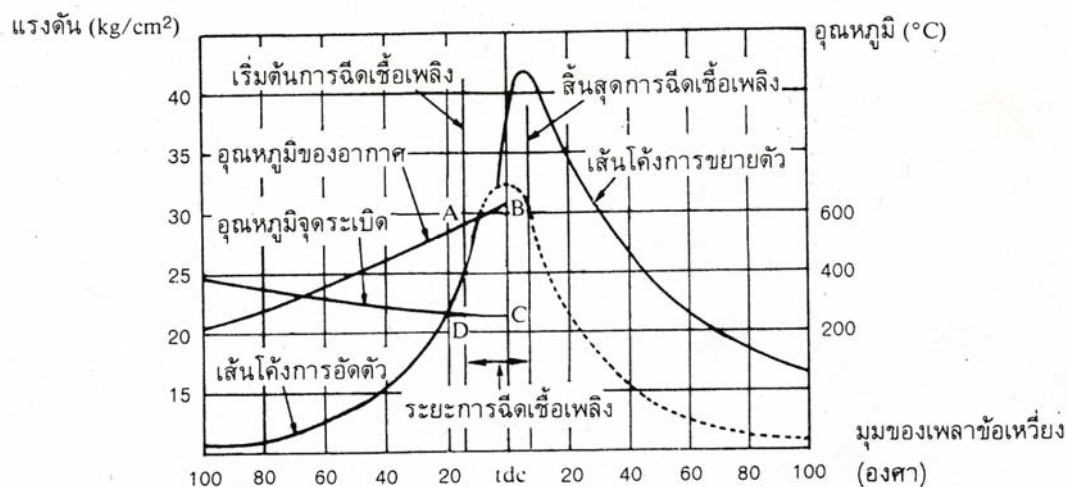
หมายความว่าคาร์บอน 1 โมเลกุล รวมกับออกซิเจน 1 โมเลกุล จะได้คาร์บอนไดออกไซด์เกิดขึ้น 1 โมเลกุลหรือคาร์บอนหนัก 12 กิโลกรัม รวมกับออกซิเจน 32 กิโลกรัม จะได้คาร์บอนไดออกไซด์ 44 กิโลกรัม และถ้าคาร์บอน 1 โมเลกุล รวมกับออกซิเจนเพียงครึ่งโมเลกุล หลังปฏิกิริยาการสันดาปก็จะได้เป็นคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) จะเห็นได้ว่าออกซิเจนขาดไปครึ่งหนึ่ง แต่ถ้าคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ได้รวมกับออกซิเจนอีกครั้งโมเลกุลก็จะได้คาร์บอนมอนอกไซด์เกิดขึ้น

จากหลักเกณฑ์ดังกล่าวซึ่งคาร์บอนกับออกซิเจนสามารถเข้าทำปฏิกิริยากันได้ในทำนองเดียวกันก็อาจรวมกับสารประกอบเคมีได้ ดังนั้นสมการสันดาปของเชื้อเพลิงซึ่งเป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอน เช่น มีเทน (methane) และสารออกเทน (octane) ก็อาจจะเขียนได้ดังนี้



2.2.2 สภาวะของการสันดาปและอุณหภูมิ

ถ้าสมมุติว่าแรงดันของอากาศภายในกระบอกสูบในระหว่างที่ถูกอัดตัวและภายหลังการอัดตัวแสดงให้เห็นได้ตามเส้นโค้งดังภาพประกอบ 1 ตามเส้นโค้งกำลังอัดจะเห็นว่าเมื่อยังไม่มีการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงค่าแรงดันสูงสุดขึ้นไปประมาณ 31.5 kg/cm^2 ในทำนองเดียวกันอุณหภูมิของอากาศอัดตัวแสดงให้เห็นได้จากเส้นโค้งอุณหภูมิของอากาศ จะสังเกตเห็นได้ว่าการจุดของเชื้อเพลิงจะเริ่มขึ้นที่อุณหภูมิประมาณ 400°C ส่วนอุณหภูมิที่เชื้อเพลิงจุดระเบิดขึ้นได้เองต่ำกว่า คือประมาณ 270°C ดังแสดงด้วยเส้นโค้งอุณหภูมิจุดระเบิด เพราะฉะนั้นอุณหภูมิของอากาศจึงร้อนกว่าของเชื้อเพลิงถึง 130°C ดังนั้นการสันดาปจึงเกิดขึ้นในขณะที่แรงดันกำลังเพิ่มขึ้นต่อกัน เมื่อลูกสูบขึ้นไปเกือบจะถึงศูนย์ตายบน หัวฉีดก็จะเริ่มต้นฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงติดต่อกันไปเป็นระยะประมาณ 15°C ถึง 30°C ของมุมข้อเหวี่ยง พื้นที่ ABCD ในภาพประกอบที่ 1 แสดงระยะการจุดเชื้อเพลิงไปจนถึงศูนย์ตายบน แรงดันจากการสันดาปจะเพิ่มขึ้นสูงกว่ากำลังอัด เมื่อการจุดเชื้อเพลิงสิ้นสุดลง ค่าแรงดันสูงสุดจากการสันดาปจะขึ้นไปถึง 44.1 kg/cm^2 หลังจากนั้นก็จะเกิดการขยายตัว



ภาพประกอบ 1 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิกับแรงดันระหว่างกระบวนการสันดาป

น้ำมันเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปในห้องสันดาปของเครื่องยนต์ดีเซลจะฉีดออกไปในลักษณะกระจายออกเป็นฝอยละอองเล็กๆ แต่ละอนุของน้ำมันจะต้องรับออกซิเจนจากอากาศที่อัดตัวอย่างเพียงพอจึงจะเกิดการลุกไหม้ เนื่องจากอุณหภูมิของอากาศในขณะที่หัวฉีดเริ่มฉีดน้ำมันจะสูงกว่าอุณหภูมิของเชื้อเพลิงจะสูงกว่าอุณหภูมิของเชื้อเพลิงที่จะจุดระเบิดขึ้นมาเอง โดยเหตุนี้ละอองน้ำมันส่วนแรกที่ฉีดจากหัวฉีดจึงดูดซับเอาความร้อนไว้ช่วยให้กลายเป็นไอได้เร็วขึ้นจนถึงจุดเดือด ถ้าละออง

น้ำมันได้รับออกซิเจนอย่างสม่ำเสมอ การสันดาปของเชื้อเพลิงก็จะเกิดขึ้นอย่างสม่ำเสมอด้วยแต่เนื่องจากระยะเวลาหลังจากที่เชื้อเพลิงเริ่มฉีดจนถึงก่อนที่จะเกิดการสันดาปสมบูรณ์ผ่านพ้นไปอย่างจำกัด ดังนั้นอุณหภูมิและแรงดันจึงไม่อาจเพิ่มขึ้นทันทีทันใดและสม่ำเสมอ แต่อาจจะเป็นผลทำให้แรงดันเพิ่มขึ้นในอัตราสูง อันเป็นสาเหตุหนึ่งของการเกิด ดีโทเนชั่น (detonation) ในเครื่องยนต์ดีเซล อาจเรียกว่าดีเซลน็อกก็ได้

2.3 ขั้นตอนของการสันดาป

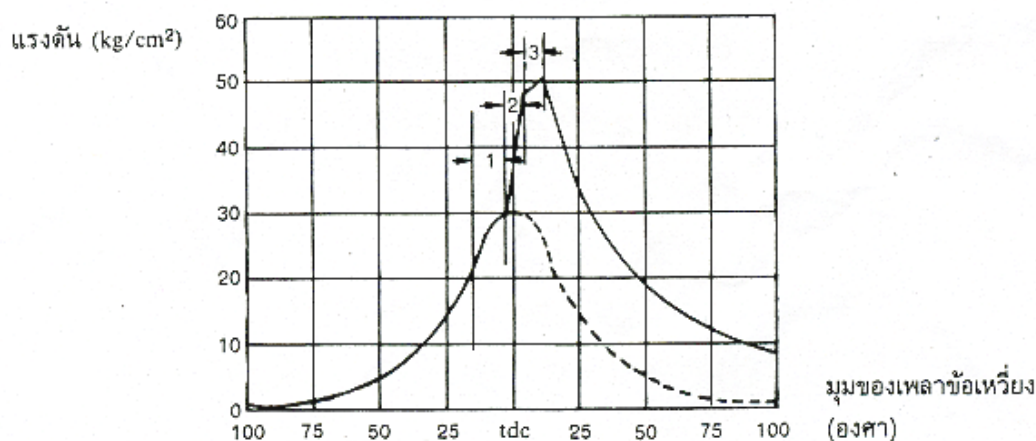
การสันดาปของเชื้อเพลิงในห้องของสันดาปของเครื่องยนต์ดีเซลจะเกิดขึ้นเป็น 3 ขั้นตอนซึ่งอาจแสดงให้เห็นได้จากเส้นโค้งแรงดันในภาพประกอบที่ 2 ถ้าไม่มีการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงในกระบอกสูบเส้นโค้งแรงดันหรือการขยายตัวอาจแสดงให้เห็นได้ตามแนวเส้นปะแต่ถ้ามีการฉีดเชื้อเพลิงให้การสันดาปจะได้แรงดันตามแนวเส้นทึบ

ขั้นที่ 1 ช่วงความล่าช้า เมื่อน้ำมันเชื้อเพลิงเริ่มฉีดออกจากหัวฉีด จะก่อนหรือที่ปลายสุดของจังหวะอัดก็ตาม จะยังไม่เกิดการจุดระเบิดขึ้น และหลังจากนั้นเมื่ออุณหภูมิขึ้นถึงจุดของการจุดระเบิดเอง จึงเกิดการสันดาประยะเวลาจากจุดเริ่มต้นที่น้ำมันเริ่มฉีดจนถึงจุดที่ละอองน้ำมันเริ่มสันดาปเรียกว่าเป็นระยะความล่าช้าของการจุดระเบิด (ignition lag หรือ delay period)

ขั้นที่ 2 ระยะการสันดาปรวดเร็ว หลังจากเกิดการจุดระเบิดในขั้นที่ 1 เปลวของการสันดาปจะแผ่กระจายไปทั่วห้องสันดาป การแผ่กระจายนี้ขึ้นอยู่กับความหนืดของมวลของกระแสดอากาศและสามารถควบคุมได้โดยการเปลี่ยนแปลงลักษณะความหนืดของอากาศ ทำให้เกิดการรวมตัวกับออกซิเจนอย่างทั่วถึง ความร้อนที่สะสมไว้เนื่องจากการจุดระเบิดอนุภาคแรกๆ ของเชื้อเพลิงจะทำให้เกิดการสันดาปขึ้นอย่างรวดเร็วในระยะนี้

ขั้นที่ 3 การสันดาปของเชื้อเพลิงส่วนที่ยังเหลือ เปลวของการสันดาปที่แผ่กระจายไปทั่วห้องสันดาปเนื่องจากการสันดาปที่รวดเร็วในขั้นที่ 2 จะทำให้ทั้งแรงดันและอุณหภูมิเพิ่มขึ้น ละอองของน้ำมันจากหัวฉีดที่ยังไม่สิ้นสุดการฉีดจึงเกิดการสันดาปเป็นระยะสุดท้าย การสันดาปขั้นสุดท้ายนี้อาจจะควบคุมได้ทางกลไก เช่นเปลี่ยนแปลงอัตราการฉีดของเชื้อเพลิง

จะสังเกตเห็นว่ในขั้นที่ 2 เชื้อเพลิงยังคงฉีดอยู่ และขั้นที่ 2 จะเริ่มต้นขณะที่ลูกสูบเลื่อนขึ้นก่อนจะถึงศูนย์ตายบน แต่การลุกไหม้จะยังไม่สมบูรณ์จนลูกสูบผ่านศูนย์ตายบนไปแล้ว แรงดันในกระบอกสูบขึ้นสูงสุดและจะไม่เพิ่มต่อไปอีกจนกระทั่งลูกสูบเลื่อนลงในจังหวะกำลัง

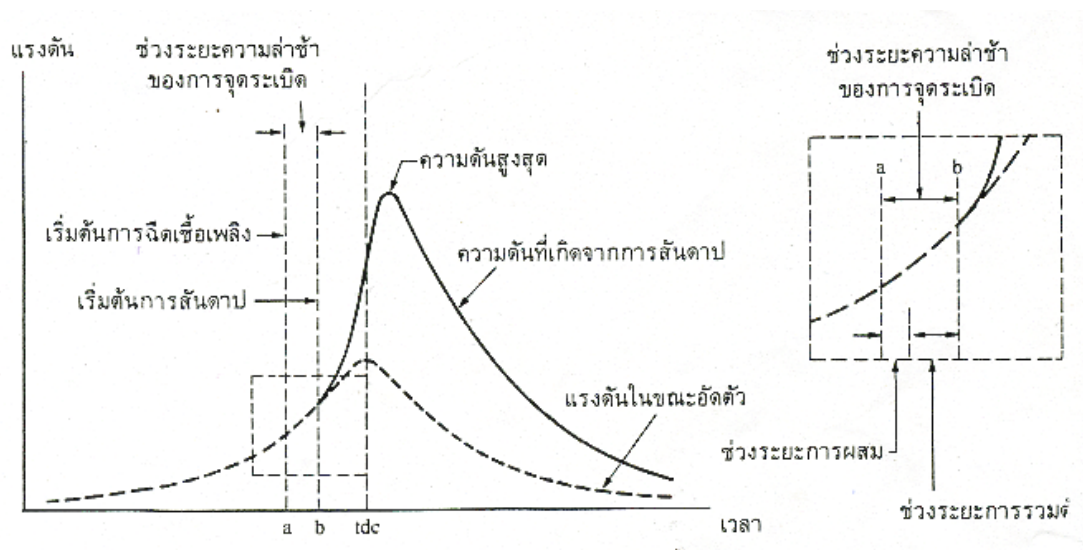


ภาพประกอบ 2 ขั้นตอนการสันดาปในเครื่องยนต์ดีเซล

2.4 ความล่าช้าของการจุดระเบิด

ความล่าช้าของการจุดระเบิดเป็นปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในขั้นตอนที่ 1 เพื่อที่จะช่วยให้เข้าใจในเรื่องนี้ดีขึ้น จึงขอเสนอเส้นโค้งความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันกับเวลา (pressure time หรือ p-t diagram) มาอธิบายตามภาพประกอบที่ 3 ซึ่งได้แยกให้เห็นเฉพาะส่วนของระยะความล่าช้า จะเห็นว่าช่วงระยะความล่าช้าเกิดขึ้นในช่วงระหว่างจุด a กับจุด b จุด a เป็นจุดเริ่มต้นที่น้ำมันเชื้อเพลิงเริ่มฉีดออกจากหัวฉีด และจุด b เป็นจุดเริ่มต้นของการสันดาปที่แท้จริง ในช่วงระยะความล่าช้าแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ ส่วนที่ 1 จะเป็นช่วงระยะการผสม เป็นช่วงที่ละอองหรือไอของน้ำมันเชื้อเพลิงต้องการผสมกับอากาศ ส่วนที่ 2 เป็นช่วงระยะการรวมตัว เป็นช่วงที่โมเลกุลของน้ำมันเชื้อเพลิงซึ่งผสมกับอากาศแล้วเตรียมจะเผาไหม้จริงๆ

เมื่อพิจารณาถึงระยะความล่าช้าซึ่งแบ่งออกเป็น 2 ส่วนจะเห็นว่า ส่วนที่ 1 นั้นเป็นลักษณะของความล่าช้าทางฟิสิกส์ เป็นความล่าช้าในด้านความต้องการเกี่ยวกับการทำให้เชื้อเพลิงเกิดเป็นละอองเพื่อผสมกับอากาศ ซึ่งจะเป็นผลให้ละอองน้ำมันผสมกับอากาศได้ง่าย สำหรับส่วนที่ 2 นั้นจัดว่าเป็นความล่าช้าทางเคมี เป็นความล่าช้าที่เกิดขึ้นในภายหลังความล่าช้าทางฟิสิกส์ ปฏิกริยาที่เกิดขึ้นระหว่างความล่าช้าทางเคมี คือ ระยะเวลาที่เกิดเปลวไฟลุกไหม้ขึ้นก่อน เนื่องจากปฏิกิริยาทางเคมีระหว่างเชื้อเพลิงกับออกซิเจนอุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นระหว่าง 540°C ถึง 1100°C ต่อจากนั้นเกิดการสันดาปอย่างรวดเร็ว

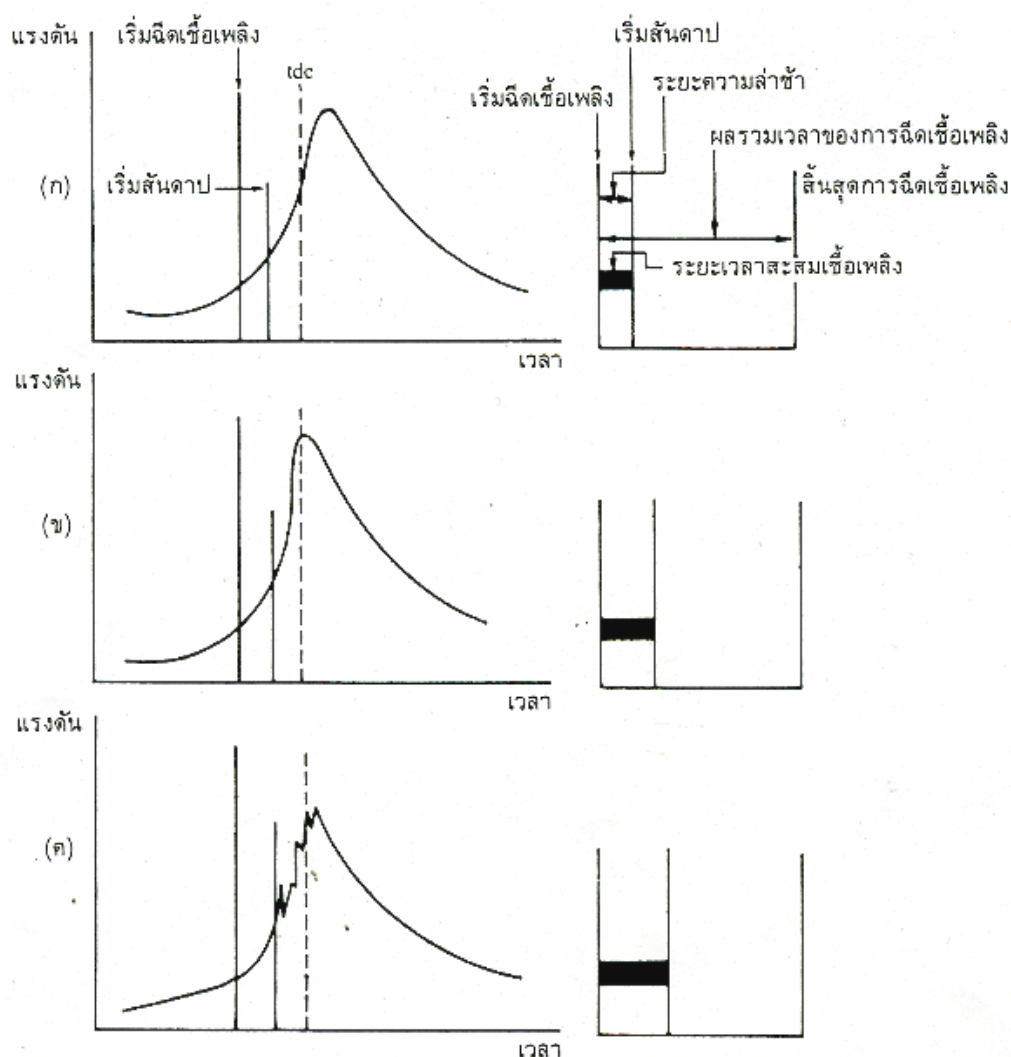


ภาพประกอบ 3 เส้นโค้งความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันกับเวลา

2.5 การน็อคในเครื่องยนต์ดีเซล

เครื่องยนต์ดีเซลจะเดินได้เรียบสม่ำเสมอขึ้นอยู่กับอัตราการเพิ่มขึ้นของแรงดันในกระบอกสูบระหว่างช่วงการสันดาป การเพิ่มขึ้นของแรงดันภายในกระบอกสูบถ้าสูงและรุนแรง ก็จะทำให้เครื่องเดินไม่เรียบ ปกติในการจุดระเบิดให้เชื้อเพลิงสันดาปภายในกระบอกสูบ จะต้องจุดระเบิดเชื้อเพลิงอนุภาคแรกๆ ให้ลุกไหม้ขึ้นก่อนจะสิ้นสุดการฉีดของหัวฉีด แต่ถ้าหากเชื้อเพลิงมีการจุดระเบิดล่าช้ามากเกินไป คือถ้าต้องรอจนกระทั่งสิ้นสุดการฉีดของหัวฉีดแล้ว ก็จะทำให้เชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปยังห้องสันดาปสะสมกัน จนมีปริมาณมากแล้วต้องมีการจุดระเบิดพร้อมกัน ดังนั้นจึงทำให้มีการเกิดการจุดระเบิดขึ้นรุนแรง กำลังดันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วทำให้เกิดคลื่นเสียง เกิดเสียงเคาะดังขึ้นเรียกว่าเป็นการน็อคของเครื่องยนต์ดีเซล หรือเรียกว่า คอมบัสชั่นน็อค (combustion knock) เพราะเป็นการน็อคที่เกิดจากการสันดาปซึ่งคล้ายกับการเกิดดีโทเนชั่นในเครื่องยนต์เบนซินซึ่งจุดระเบิดด้วยหัวเทียน

ถ้าความล่าช้าของการจุดระเบิดมีช่วงระยะเวลาอันสั้น คือเชื้อเพลิงไม่หน่วงเหนี่ยวทำให้มีความล่าช้าต่อการจุดระเบิดอยู่นาน ละอองของน้ำมันเชื้อเพลิงอนุภาคแรกๆ ก็จะสันดาปได้ในเวลาอันรวดเร็ว นั่นคือ ละอองของน้ำมันที่สะสมอยู่ในห้องสันดาปเพื่อรอการสันดาปจึงมีโอกาสะสมอยู่น้อย ดังนั้นอัตราส่วนผสมของมวลที่สันดาปจริงต่ำ แรงดันจากการสันดาปจริงจึงไม่เพิ่มขึ้นอย่างรุนแรง ลูกสูบจึงได้รับแรงดันที่ราบเรียบ ในทางตรงข้ามถ้าความล่าช้าของการจุดระเบิดมีมาก ปริมาณเชื้อเพลิงก็จะสะสมไว้เพื่อการสันดาปมาก ดังนั้นเมื่อถึงเวลาที่เชื้อเพลิงสันดาปจึงเกิดการสันดาปที่รวดเร็วและรุนแรง ผลที่ได้รับก็คือลูกสูบได้รับแรงกระแทกจากการสันดาปบนหัวสูบรุนแรงมาก เครื่องจะเดินไม่เรียบดังภาพประกอบที่ 4

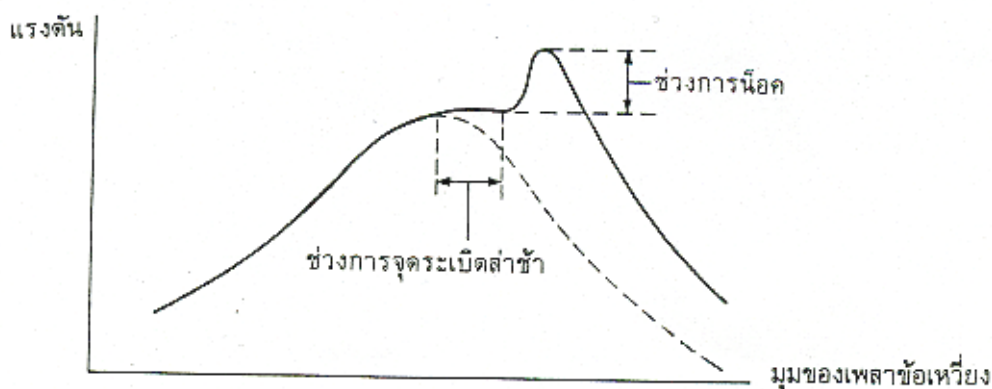


ภาพประกอบ 4 เปรียบเทียบระยะเวลาของการสะสมเชื้อเพลิง

จากภาพประกอบ 4 เปรียบเทียบให้เห็นช่วงเวลาที่น้ำมันเชื้อเพลิงฉีดสะสม ภาพประกอบ 4 (ค) เป็นช่วงที่มีระยะเวลาเหมาะสมของเชื้อเพลิงมากที่สุด ดังนั้นเมื่อเกิดการสันดาปจึงให้แรงดันสูง และรุนแรงจึงเกิดการน็อคของเครื่องยนต์ดังกล่าว

อย่างไรก็ตามการน็อคของเครื่องยนต์ดีเซลยากที่จะหลีกเลี่ยงได้ ทั้งนี้เนื่องจากเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ดีเซลยังมีความล่าช้าของการจุดระเบิดอยู่ ซึ่งการจุดระเบิดมักจะเริ่มขึ้นปลายระยะของความล่าช้า หลังจากนั้นจึงทำให้เชื้อเพลิงต้องสันดาปอย่างรวดเร็วและรุนแรงจนไม่อาจจะควบคุมได้ การเพิ่มขึ้นของแรงดันอย่างรวดเร็วนี้จึงทำให้เกิดมีเสียงน็อคของเครื่องยนต์ ผลอันนี้อาจแสดงให้เห็นได้ดังภาพประกอบ 5 ซึ่งหากไม่เกิดการน็อคหรือไม่เกิดการจุดระเบิดเกิดขึ้น เส้นโค้งแรงดันจะได้เป็น

เส้นโค้งปกติตามแนวเส้นปะ เป็นการเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วของแรงดัน ซึ่งเป็นผลให้มีการน็อคเกิดขึ้น เป็นระยะความล่าช้าของการจุดระเบิด



ภาพประกอบ 5 เส้นโค้งแสดงการจุดระเบิดล่าช้าและการน็อคในเครื่องยนต์ดีเซล

สาเหตุที่ทำให้เกิดการน็อคในเครื่องยนต์ส่วนมาก จะเกิดจากการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงที่มีค่าซีเทนต่ำเกินไป ทำให้มีความล่าช้าของการจุดระเบิดมาก เวลาการฉีดน้ำมันของหัวฉีดเร็วเกินไป อัตราส่วนความอัดสูงมากเกินไป การออกแบบห้องสันดาปไม่ดี เป็นต้น

ปกติอัตราการเพิ่มขึ้นของแรงดันภายในกระบอกสูบจะคิดเป็นจำนวน lb/in^2 หรือ kg/cm^2 หรือ bar ต่อองศาการหมุนของข้อเหวี่ยง จากการทดสอบภายในห้องทดสอบปรากฏว่า การน็อคของเครื่องยนต์ดีเซล จะไม่เกิดขึ้นถ้าอัตราการเพิ่มขึ้นของแรงดันต่ำกว่าประมาณ 2kg/cm^2 ต่อมุมของข้อเหวี่ยง ปกติจะเกิดขึ้นในอัตราที่สูงกว่า 3.5kg/cm^2 ต่อมุมของข้อเหวี่ยง

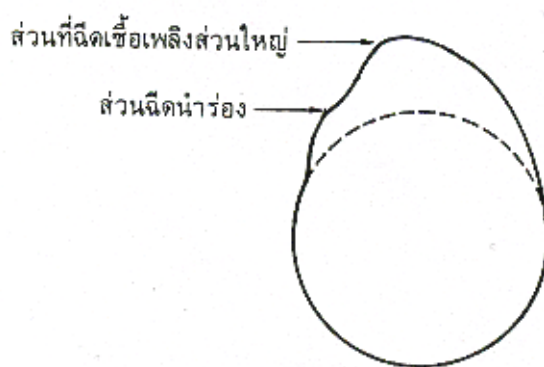
2.6 การควบคุมดีเซลน็อค

ในขบวนการสันดาปหากสามารถที่จะควบคุมช่วงระยะความล่าช้าเอาไว้ได้ หรือถ้าระยะความล่าช้านี้สามารถที่จะลดลงได้เองแล้ว ก็เท่ากับการควบคุมอัตราการเพิ่มขึ้นอย่างรุนแรงของแรงดันที่เป็นสาเหตุให้เกิดการน็อค มีอีกวิธีหนึ่งที่จะแก้ไขปัญหานี้ได้คือ ลดอัตราการเพิ่มขึ้น อย่างรวดเร็วและรุนแรงของแรงดันที่ติดตามการหน่วงเหนี่ยวการจุดระเบิดตามมา วิธีปฏิบัติคือควบคุมปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงส่วนแรกที่ฉีดเข้าสู่สูบซึ่งมีอยู่ 2 วิธีคือ

1. วิธีแยกให้มีการฉีดน้ำมันนำร่อง วิธีนี้แบ่งแยกการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงในแต่ละจังหวะฉีดหนึ่งๆ ออกเป็น 2 ขั้นตอน กล่าวคือ ต้นระยะการฉีดเชื้อเพลิงจะมีเชื้อเพลิงจำนวนน้อยฉีดนำเข้าสู่สูบก่อน เชื้อเพลิงส่วนใหญ่จะติดตามเข้าไปในขณะที่ยังมีเชื้อเพลิงส่วนแรกเริ่มต้นสันดาปแล้ว เชื้อเพลิงส่วนใหญ่จึง

มิได้อยู่ในช่วงระยะความล่าช้า การสันดาปจึงเรียบไม่รุนแรงและแรงดันก็ไม่เพิ่มขึ้นสูงมากเกินไป แต่ก็พอที่จะทำให้เครื่องยนต์อยู่ในสภาวะการทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ นอกจากนี้ น้ำมันเชื้อเพลิงส่วนที่ฉีดนำก็ถูกจำกัดให้มีจำนวนน้อย ซึ่งทำให้อัตราการเพิ่มขึ้นของแรงดันต่ำและไม่รุนแรง จึงเท่ากับลดหรือควบคุมการน็อคของเครื่องยนต์ให้ต่ำลง

2. วิธีฉีดน้ำมันต่อเนื่องกับการฉีดนำร่อง วิธีนี้ถูกพัฒนาขึ้นโดยบริษัท ซีเอวี จำกัด แห่งประเทศอังกฤษ โดยหลักการแยกฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงออกเป็น 2 ตอน หนึ่งมาออกแบบลูกเบี้ยวของปั๊มฉีดเชื้อเพลิงให้มีลักษณะพิเศษต่างจากแบบธรรมดา (ดูภาพประกอบ 6) วิธีนี้จะลดอัตราการฉีดเชื้อเพลิงในช่วงระยะความล่าช้าให้ต่ำลง แล้วจึงตามด้วยเชื้อเพลิงส่วนใหญ่ที่มีอัตราสูงและไม่ขาดตอน โดยวิธีนี้จะมีการลดหรือควบคุมการน็อคได้อีกวิธีหนึ่ง



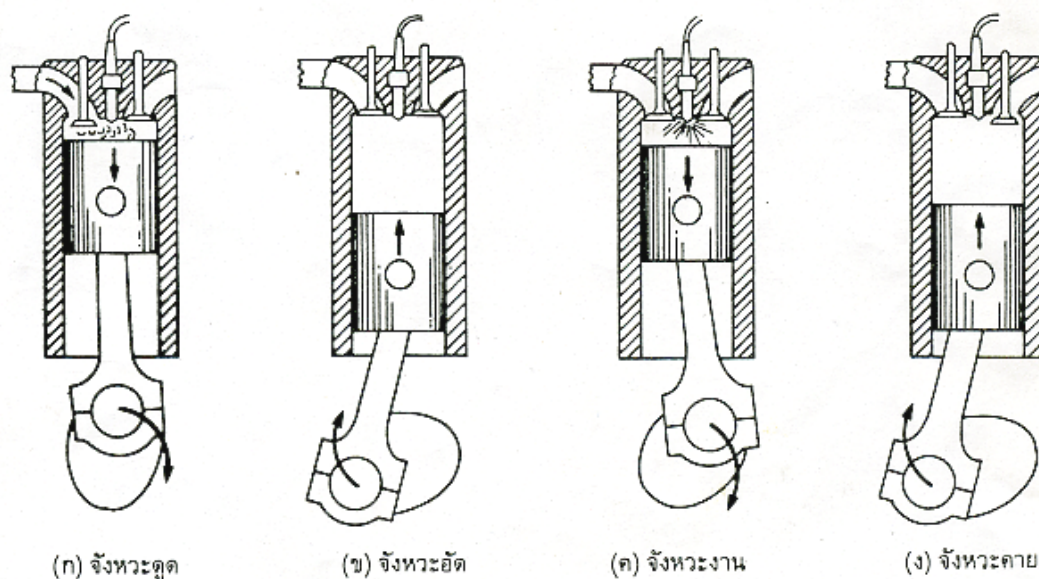
ภาพประกอบ 6 ลักษณะของลูกเบี้ยวนำร่อง

2.7 เครื่องยนต์ 4 จังหวะ

เครื่องยนต์ชนิด 4 จังหวะเป็นเครื่องยนต์ประเภทที่ต้องการทำงานสมบูรณ์ด้วยการเคลื่อนที่ขึ้นของลูกสูบ 2 ครั้ง และเคลื่อนที่ลงของลูกสูบ 2 ครั้ง ลำดับการทำงานที่เกิดขึ้นทั้ง 4 จังหวะจะเริ่มจาก จังหวะดูด จังหวะอัด จังหวะงาน จังหวะคาย

1. จังหวะดูด (suction stroke) เป็นช่วงที่ลูกสูบจะเลื่อนจากศูนย์ตายบนลงไปยังศูนย์ตายล่างระหว่างนี้ลิ้นไอดีจะเปิด อากาศจะถูกดูดเข้าไปบรรจุอยู่ภายในกระบอกสูบ

2. จังหวะอัด (compression stroke) จังหวะนี้จะทำงานต่อเนื่องจากจังหวะดูดลิ้นไอดีปิดและลูกสูบเลื่อนขึ้นอัดอากาศให้มีกำลังดันและมีอุณหภูมิสูงขึ้น เมื่อใกล้จะสุดจังหวะอัดนี้ ถ้ากำหนดให้เชื้อเพลิงฉีดเข้าไปในอากาศที่อัดตัวร้อนนั้นก็จะเกิดการสันดาปขึ้น เป็นผลทำให้เกิดก๊าซมีกำลังดันมากขึ้น เกิดแรงผลักดันให้ลูกสูบเลื่อนลง



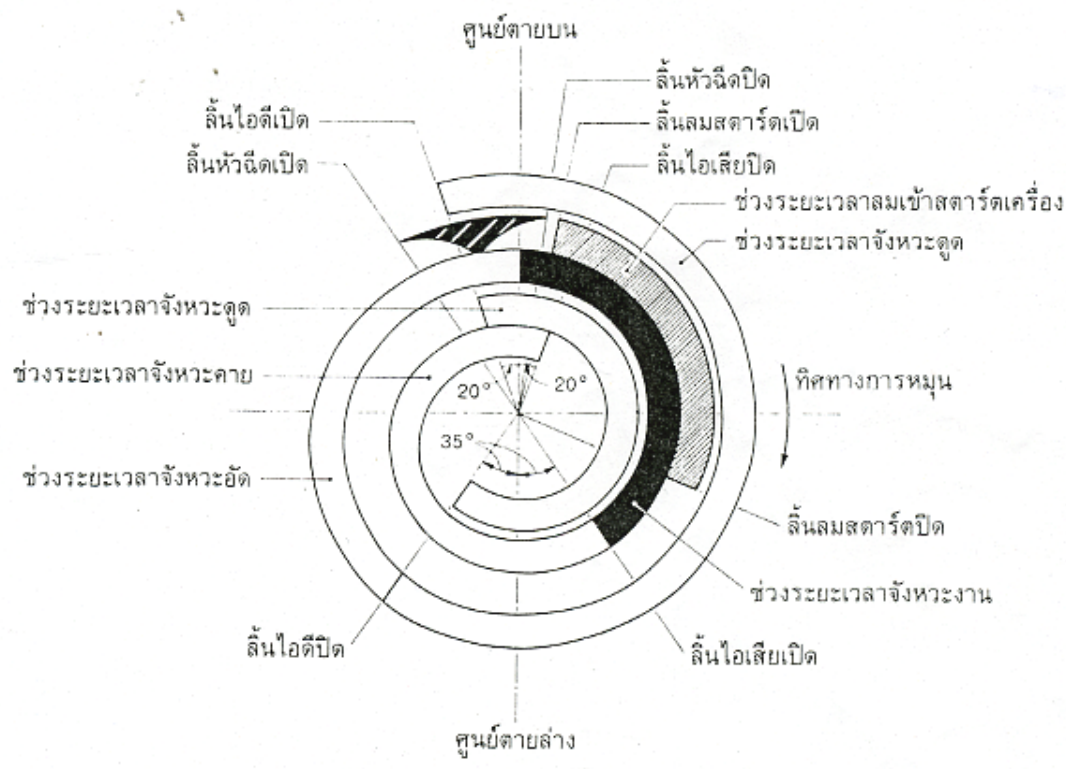
ภาพประกอบ 7 ลำดับการทำงานของเครื่องยนต์ 4 จังหวะ

3. จังหวะงาน (power stroke) จะเป็นช่วงที่ก๊าซเกิดการขยายตัว และลูกสูบเลื่อนลงเนื่องจากการจุดระเบิดที่ปลายจังหวะอัด ก๊าซที่สันดาปจะขับให้ลูกสูบเลื่อนลงและถ่ายกำลังให้กับเพลาช้อเหวี่ยง จังหวะนี้ทั้งลิ้นไอดีและลิ้นไอเสียจะปิดสนิท

4. จังหวะคาย (exhaust stroke) เมื่อใกล้จะสุดจังหวะงานก่อนที่ลูกสูบจะลงถึงศูนย์ตายล่าง ลิ้นไอเสียจะเปิด เมื่อลูกสูบผ่านศูนย์ตายล่างและเลื่อนขึ้น ก็จะขับไล่ไอเสียออก หลังจากนั้นลิ้นไอเสียจะเปิดและลิ้นไอดีเปิด เป็นการเริ่มต้นการทำงานรอบใหม่ต่อไป

2.8 เวลาการเปิดปิดลิ้นของเครื่องยนต์ 4 จังหวะ

ในช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ 4 จังหวะจะมีเวลาการเปิดปิดของลิ้นแตกต่างกัน จากภาพประกอบที่ 8 แสดงให้เห็นการหมุนของเพลาช้อเหวี่ยงโดยสอดคล้อง กับวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์ 4 จังหวะเรียกว่า แผนภาพเวลาการเปิด-ปิดลิ้นของเครื่องยนต์ (valve timing diagram) จะเห็นได้ว่าลิ้นไอดีเริ่มเปิดเมื่อช้อเหวี่ยงอยู่ในตำแหน่งก่อนถึงศูนย์ตายบน 20° ลูกสูบเลื่อนลงดูดอากาศเข้าสูบ และจัดให้สิ้นสุดเมื่อช้อเหวี่ยงผ่านศูนย์ตายล่างไปแล้ว 35° ลิ้นไอดีจึงปิด อากาศจึงเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงจะช่วยดันตัวมันเองผ่านลิ้นไอดีเข้าสูบ แม้ว่าลูกสูบจะลงถึงลิ้นไอดีตายล่างและผ่านไปเริ่มจังหวะอัดแล้วก็ตาม การที่จะให้ลิ้นไอดีปิดเมื่อผ่านศูนย์ตายล่างไปแล้วเช่นนี้ เป็นการป้องกันอากาศบางส่วนเป็นการย้อนกลับออกมาทางช่องไอดี



ภาพประกอบ 8 แสดงเวลาการปิดเปิดลิ้นของเครื่องยนต์ดีเซล 4 จังหวะ

หลังจากที่ลิ้นไอดีปิดแล้ว ขบวนการต่อไปลูกสูบจะอัดอากาศที่ดูดเข้ามาทั้งหมด จังหวะนี้คือ จังหวะอัด เมื่อสุดที่จังหวะนี้ก่อนที่ลูกสูบจะถึงศูนย์ตายบนเล็กน้อย หัวฉีดจะเริ่มฉีดเชื้อเพลิง มุมล่วงหน้าก่อนถึงศูนย์ตายบนซึ่งหัวฉีดเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิงนี้เรียกว่าอินเจกชันแอดวานซ์ (injection advance) ซึ่งถือว่าเป็นสิ่งจำเป็นอย่างยิ่ง ทั้งนี้เนื่องจากเชื้อเพลิงมีความล่าช้าในการจุดระเบิด โดยวิธีนี้จะช่วยให้ลูกสูบได้พลังงานจากเชื้อเพลิงมาก

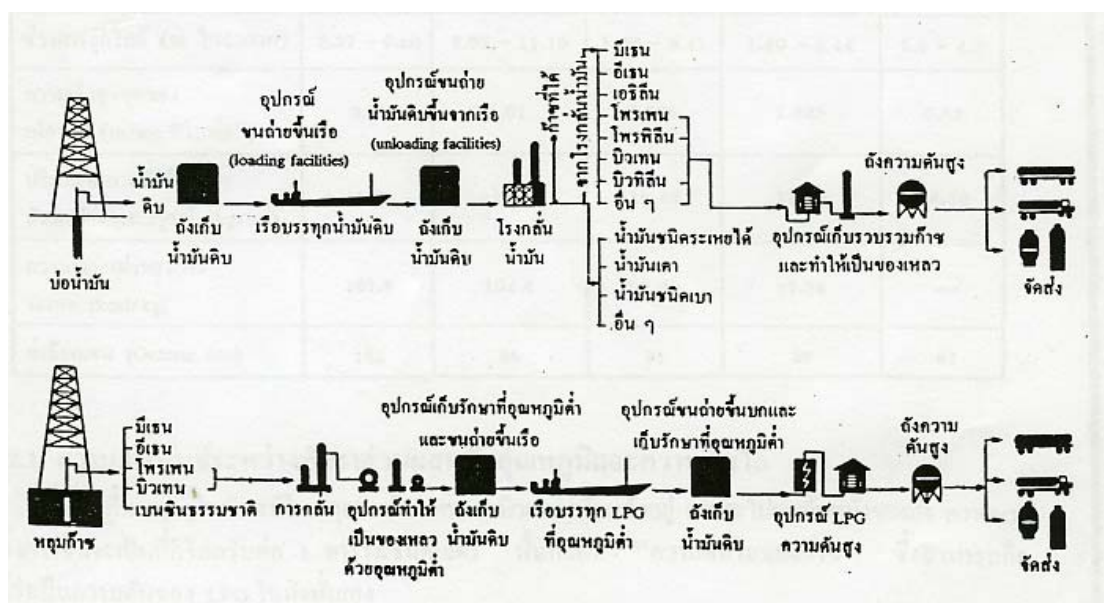
ก่อนที่ข้อเหวี่ยงจะหมุนลงถึงศูนย์ตายล่าง 35° ลิ้นไอเสียจะเริ่มเปิดช่วยให้ไอเสียคายออกโดยการลดแรงดันของมันเอง แรงดันภายในกระบอกสูบจะลดลงเกือบเท่ากับความกดดันของบรรยากาศปกติ ต่อไปเมื่อลูกสูบเลื่อนขึ้นเพื่อขับไล่ไอเสีย จังหวะนี้เป็นจังหวะคาย ลิ้นไอเสียยังคงเปิดให้ไอเสียออกจนกระทั่งผ่านศูนย์ตายบนไปแล้ว 20° จะสังเกตเห็นว่าลิ้นไอดีจะเริ่มเปิดเมื่อใกล้จะสุดจังหวะคายไอเสีย ดังนั้นที่ศูนย์ตายบนทั้งลิ้นไอดีและลิ้นไอเสียจะเปิดร่วมกัน (valva overlap) การที่ลิ้นไอดีและลิ้นไอเสียเปิดร่วมกันเป็นการช่วยให้ไอดีบรรจุเข้ากระบอกได้มากเนื่องจากการของไอเสีย โอกาสที่ไอดีและไอเสียจะผสมกันมีน้อยมาก

มุมเปิดเปิดของลิ้นตามภาพประกอบที่ 8 นี้เป็นเพียงตัวอย่างหนึ่งเท่านั้น เครื่องยนต์ดีเซลอื่นๆ อาจจะมีมุมของการเปิดเปิดแตกต่างกันไปจากนี้ ระยะเวลาที่มีผลต่อความเร็วของเครื่องมีอยู่ 2 กรณี คือ ช่วงเวลาการทำงานของลิ้น และช่วงเวลาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง

2.9 ก๊าซปิโตรเลียมเหลว (LPG) คืออะไร

LP gas (LPG) คำที่ย่อซึ่งได้มาจากอักษรตัวหน้าของก๊าซปิโตรเลียมเหลว (Liquefied Petroleum Gas) และเป็นส่วนประกอบที่เบาที่สุดที่มีอยู่ในน้ำมันปิโตรเลียม LPG เป็นสารประกอบ ขึ้นอยู่กับการรวมตัวของไฮโดรคาร์บอนมีหลายชนิดด้วยกัน ขึ้นอยู่กับการรวมตัวของคาร์บอนอะตอม และไฮโดรเจนอะตอม ได้แก่ โพรเพน (C_3H_8) โพรพิลีน (C_3H_6) บิวเทน (C_4H_{10}) บิวทิลีน (C_4H_8) เป็นต้น โดยมีส่วนประกอบที่สำคัญคือ โพรเพน (Propane) และบิวเทน (Butane) ก๊าซเหล่านี้มีคุณสมบัติพิเศษที่ว่าเมื่อได้รับความเย็น หรือความดันจะเปลี่ยนสภาพเป็นของเหลวได้โดยง่าย อนึ่งในทางกลับกัน เมื่อให้ความร้อนหรือความดันจะกลายเป็นก๊าซซึ่งจะมีน้ำหนักประมาณ 1.5-2 เท่าของอากาศ โดยปกติ LPG จะถูกทำให้เป็นของเหลวโดยได้รับความดัน และจะถูกเก็บในภาชนะความดันสูง

LPG มี 2 ชนิดคือ ชนิดก๊าซปอน้ำมัน (oil field gas) ที่ได้จากการแยกและกลั่นก๊าซธรรมชาติ กับชนิดก๊าซโรงกลั่นน้ำมันที่ได้จากการแยกก๊าซ อันเป็นผลพลอยได้ซึ่งเกิดจากการกลั่นน้ำมันดิบ เนื่องจาก LPG มีสภาพเป็นก๊าซที่อุณหภูมิและความดันปกติ จึงทำให้เป็นของเหลวอยู่เสมอ โดยการอัดความดันหรือแช่แข็ง แล้วต้องขนส่งเรือที่ต้องใช้บรรจุทุก LPG โดยเฉพาะกระบวนการที่กล่าวมาแล้วแสดงไว้ดังในภาพประกอบ 9



ภาพประกอบ 9 กระบวนการผลิต LPG

เนื่องจาก LPG ลูกไฟง่าย (ช่วงที่เกิดการลุกไหม้คือเมื่อมี LPG อยู่ประมาณ 2-9% ในอากาศ) หนึ่ง เนื่องจากเป็นก๊าซที่หนักกว่าอากาศด้วย จึงมีอันตรายมาก ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องระมัดระวังในการใช้ให้มาก ตัว LPG เอง ไม่มีสีและไม่กลิ่น แต่เพื่อป้องกันอันตรายเมื่อเกิดจากการรั่วไหลจึงมีการใช้กลิ่นไว้ในระดับที่สามารถรู้สึกได้ หนึ่ง LPG นั้นแตกต่างจาก Town Gas ตรงที่ว่าไม่มีคาร์บอนมอนอกไซด์ผสมอยู่เลยจึงไม่มีพิษ

2.10 คุณสมบัติของก๊าซปิโตรเลียมเหลว (Liquefied Petroleum Gas)

คุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของ LPG มีแสดงไว้ดังในตารางที่ 2

ตาราง 2 คุณสมบัติของ LPG

ชื่อ	LPG				น้ำมันเบน
คุณสมบัติ	PROPANE	PROPYLENE	N-BUTANE	ISO-BUTANE	ซิน
สูตรโมเลกุล	C_3H_8	C_3H_6	C_4H_{10}	C_4H_{10}	C_8H_{18}
จุดเดือด ($^{\circ}C$)	-42.07	-47.70	-0.50	-11.73	128
ความดันไอ ($kg/cm^3, 20^{\circ}C$)	8.0	9.8	2.0	2.95	-
ถ.พ. ของเหลว น้ำ = 1 ($15^{\circ}C$)	0.508	0.522	0.584	0.563	0.66-0.75
ก๊าซ อากาศ =1($15^{\circ}C$)	1.548	1.453	2.071	2.067	-
จุดติดไฟ ($^{\circ}C$)	481	458	441	544	210-300
ค่าความร้อน (kcal/kg)	12,034	11,692	11,832	11,797	11,200
ช่วงการลุกไหม้ (% ในอากาศ)	2.37-9.50	2.00-11.10	1.86-8.41	1.80-8.44	1.5-4.7

ตาราง 2 (ต่อ)

ชื่อ คุณสมบัติ	LPG				น้ำมันเบน ซิน
	PROPANE	PROPYLENE	N-BUTANE	ISO-BUTANE	ซีล
สูตรโมเลกุล	C_3H_8	C_3H_6	C_4H_{10}	C_4H_{10}	C_8H_{18}
จุดเดือด ($^{\circ}C$)	-42.07	-47.70	-0.50	-11.73	128
ความเร็วสูงสุด ของ เปลวไฟ (m/sec “ในท่อ”)	0.81	1.01	0.825	1.825	0.83
ปริมาณอากาศที่ ใช้ในการสันดาป อย่างสมบูรณ์ (kg/kg)	15.71	14.80	15.49	15.49	14.70
ความร้อนแฝง ของการระเหย (kcal/kg)	101.8	104.6	62.09	87.56	-
ค่าออกเทน	125	85	91	99	87

2.11 จุดวาบไฟและการจุดไฟติด

ดังที่กล่าวมาแล้วช่วงลุกไหม้จะมีค่าคงที่สำหรับเชื้อเพลิงแต่ละชนิด ตัวอย่างเช่น ในกรณีของน้ำมันเบนซิน อุณหภูมิที่สูงพอที่ทำให้เกิดไอจากน้ำมันเบนซินไปผสมกับอากาศกลายเป็นก๊าซผสมในช่วงการลุกไหม้ เรียกว่า จุดวาบไฟ (Flash Point) แต่ถ้าไม่มีสาเหตุให้เกิดการติดไฟ เชื้อเพลิงที่จุดวาบไฟก็จะไม่เกิดการลุกไหม้หรือติดไฟขึ้น อาจกล่าวได้ว่า LPG ที่อุณหภูมิปกติอยู่เหนือจุดวาบไฟเสมอ

อนึ่ง เมื่อค่อยๆเพิ่มอุณหภูมิให้กับเชื้อเพลิงจนเลยอุณหภูมิค่าหนึ่งแล้ว แม้จะไม่มีสาเหตุของการติดไฟ เชื้อเพลิงที่จะลุกไหม้ตามธรรมชาติ อุณหภูมิต่ำสุดที่เริ่มเกิดจากลุกไหม้ตามธรรมชาตินี้ เรียกว่า จุดไฟติด (Ignition Point) เนื่องจากจุดติดไฟของโพรเพนคือ $490-550^{\circ}C$ และบิวเทน คือ $470-540^{\circ}C$ LPG จึงติดไฟได้ยากเมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซิน ซึ่งมีจุดติดไฟ $360-380^{\circ}C$ เมื่อคิดรวมเรื่องนี้กับการลุกไหม้ จึงพูดได้ว่า LPG มีความปลอดภัยค่อนข้างสูง

2.12 ค่าออกเทน(Octane Number)

LPG มีค่าออกเทนสูงเมื่อวัดโดยวิธีงานวิจัย (Research Method) จะได้ค่าออกเทนของ โพรเพนเท่ากับ 111.4 ไอโซบิวเทนเท่ากับ 94.0 ซึ่งสูงกว่าน้ำมันเบนซินโดยทั่วไปประมาณ 10-20 ดังนั้น LPG จึงเหมาะกับการใช้เป็นเชื้อเพลิงของรถยนต์มาก

2.13 ส่วนประกอบของ LPG

ถ้าเราทราบอุณหภูมิและความดัน ก็จะสามารถบอกส่วนประกอบของ LPG ได้อย่างคร่าวๆ หนึ่ง เพื่อให้ส่วนประกอบของ LPG เป็นอันหนึ่งอันเดียวกัน มาตรฐานอุตสาหกรรมของญี่ปุ่น (JIS-K-2240) ได้กำหนดมาตรฐานคุณภาพของ LPG ไว้แสดงในตารางที่ 3 (ที่ใช้กับรถยนต์ส่วนใหญ่ จะเป็นเบอร์ 4)

ตาราง 3 ประเภทของ LPG

ประเภท	ลักษณะส่วนประกอบ	การใช้งานส่วนใหญ่
เบอร์ 1	โพรเพนเป็นองค์ประกอบหลัก	เชื้อเพลิงในอุตสาหกรรม
เบอร์ 2	โพรเพนและโพรพิลีนเป็นองค์ประกอบหลัก	เชื้อเพลิงในอุตสาหกรรม
เบอร์ 3	ปริมาณของโพรเพนและโพรพิลีนมีมากกว่าของบิวเทนและบิวทิลีน	เชื้อเพลิงในครัวเรือน, เชื้อเพลิงในสำนักงาน
เบอร์ 4	ปริมาณของโพรเพนและโพรพิลีนมีมากกว่าของบิวเทนและบิวทิลีนมาก	เชื้อเพลิงใช้กับรถยนต์, เชื้อเพลิงในอุตสาหกรรม
เบอร์ 5	บิวเทนและบิวทิลีนเป็นองค์ประกอบหลัก	เชื้อเพลิงในอุตสาหกรรม, เชื้อเพลิงใช้กับรถยนต์
เบอร์ 6	บิวเทนเป็นองค์ประกอบหลัก	เชื้อเพลิงในอุตสาหกรรม, เชื้อเพลิงใช้กับรถยนต์, ใช้เป็นสารช่วยสเปร์ย์

2.14 คุณสมบัติที่ใช้งานกับรถยนต์

ในการเลือก LPG เพื่อใช้เป็นเชื้อเพลิงในรถยนต์ คุณสมบัติต่อไปนี้เป็นสิ่งจำเป็น

- ก. มีค่าความดันไอที่เหมาะสม ($1\text{kg/cm}^2 - 10\text{kg/cm}^2$)
- ข. มีคุณสมบัติดีเยี่ยมในเรื่อง antiknock
- ค. มีไฮโดรคาร์บอนจำพวกโอลีฟินน้อย (Olefins)
- ง. มีปริมาณกำมะถันน้อย
- จ. มีสารพวบน้ำมันดิบ (tar) เจือปนอยู่น้อย เป็นต้น

ความดันไอที่เหมาะสมหมายถึงคุณสมบัติการระเหยที่จำเป็นในการติดเครื่องและเดินเครื่องยนต์

รถยนต์ที่ใช้ LPG ไม่มีปั๊มส่งเชื้อเพลิงแต่อาศัยความดันของอากาศเองในการไหลออกจากถังเก็บไปยังหม้อต้ม (vaporizer) ในเวลาอากาศหนาวจัด ความดันในถังเก็บก็จะลดลง ทำให้ไม่สามารถส่งเชื้อเพลิงออกมาได้ จะไม่สามารถติดเครื่องได้ นั่นคือ LPG ต้องมีความดันไอเพียงพอที่ไม่เกิดอุปสรรคในการเดินเครื่องแม้แต่ตอนเช้าของฤดูหนาวซึ่งมีอุณหภูมิต่ำสุด ส่วนในฤดูร้อน LPG ที่ประกอบด้วยบิวเทน 100 % ก็ยังมีความดันไอเพียงพอที่จะติดเครื่องยนต์ได้ แต่ในฤดูหนาว LPG ซึ่งมีแต่บิวเทนจะมีความดันต่ำ ฉะนั้นจึงต้องผสมโพรเพนเข้าใน LPG เพื่อเพิ่มความดันไอให้สูงขึ้น

อนึ่ง หากลดไฮโดรคาร์บอนจำพวกโอลีฟินใน LPG ให้น้อยลง คุณสมบัติ antiknock จะสูงขึ้น และการเกิดของสารพวบน้ำมันดิบและยางก็จะน้อยลงด้วย ไฮโดรคาร์บอนจำพวกโอลีฟิน เช่น โพรพิลีน บิวทิลีน เป็นต้น มีคุณสมบัติในการเกิดปฏิกิริยาสูง จึงเกิดโพลิเมอร์ไรเซชัน (polymerization) ได้ง่าย และให้สารพวบน้ำมันดิบและยาง ซึ่งเป็นสาเหตุไม่เพียงแต่หม้อต้มก๊าซเกิดความเสียหายเท่านั้น แต่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง และทำให้ไดอะแฟรม (diaphragm) เสียหาย ผลก็คือ อายุการใช้งานของอุปกรณ์จะสั้นลง

การตรวจสอบคุณภาพของ LPG อย่างง่าย ๆ ทำได้โดยการตวงน้ำมันดิบที่ไหลออกมาเมื่อเปิดก๊อกระบาย (drain cock) ที่อยู่ด้านล่างของหม้อต้ม (regulator) ในขณะที่หม้อต้ม (เครื่องควบคุม) ยังอุ่นอยู่หลังจากที่ให้เครื่องยนต์วิ่งมาเป็นระยะทางหนึ่งที่กำหนดให้ทุกครั้งถ้ายังมีน้ำมันดิบอยู่น้อยเท่าใด ก็แสดงว่าเป็น LPG ที่ดีเท่านั้น

ตาราง 4 มาตรฐานของ LPG ที่ใช้กับรถยนต์

หัวข้อ		เบอร์1 (ใช้ในฤดูหนาว) (1 พ.ย.-ปลายมี.ค.)	เบอร์2 (ใช้ในฤดูร้อน) (1 เม.ย.-ปลายต.ค.)
ความถ่วงจำเพาะ		0.55-0.56	0.56-0.58
อุณหภูมิที่ระเหย °C	95%	ต่ำกว่า0	ต่ำกว่า0
	100%	ต่ำกว่า+2	ต่ำกว่า+2
ความดันไอ(37.8 °C) kg/cm ³		5.0-8.5	3.0-5.5
ปริมาณกำมะถัน(นน.)%		ต่ำกว่า0.01	ต่ำกว่า0.01
ปริมาณความชื้น		ไม่พบ	ไม่พบ
การกัดกร่อนแผ่นทองแดง 50°C 1h		ต่ำกว่า 1 มม.	ต่ำกว่า 1 มม.
ส่วนประกอบ (นน.)%	โพรเพน	20-60	0-20
	บิวเทน	80-40	100-80
	N-BUTANE และ ISO-BUTANE 6:4)		
	บิวเทนและอื่นๆ	ต่ำกว่า5	ต่ำกว่า5
ส่วนที่เหลือ (residue)%		ต่ำกว่า0.5	ต่ำกว่า0.5

2.15 ลักษณะพิเศษของเครื่องยนต์ที่ใช้ LPG

2.15.1 น้ำมันเครื่อง (Engine Oil)

โดยปกติยิ่งใช้เครื่องยนต์มากขึ้น ความหนืดของน้ำมันเครื่องก็จะลดลงปฏิกิริยาออกซิเดชัน (oxidation) ก็จะเพิ่มขึ้นและน้ำมันเครื่องก็จะค่อยๆเสื่อมคุณภาพลงไปเรื่อยๆ แต่ LPG มีการสันดาปอย่างสมบูรณ์ จึงเกิดคาร์บอนไดออกไซด์น้อย และการเกิดของตะกอน (sludge) ที่เป็นสาเหตุของความเสียหายต่างๆก็น้อย ดังนั้นการให้น้ำมันเครื่องสกปรกเสียหายจึงมีน้อย ทำให้อายุการใช้งานของน้ำมันเครื่องยาวนานขึ้น และโอกาสที่น้ำมันเครื่องจะถูกเจือจางโดยเชื้อเพลิงเหลวก็ไม่มี ฉะนั้นการลดลงของความหนืดของน้ำมันเครื่องจึงมีน้อย

2.15.2 การน็อกของเครื่องยนต์ (Knocking)

LPG มีค่าออกเทนค่อนข้างสูงเมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซิน ค่าออกเทนของโพรเพนคือ 125, บิวเทน 91-99, น้ำมันเบนซิน 87 (ในประเทศไทยเบนซินธรรมดา 83 ซูเปอร์ 95จากผลิตภัณฑ์ของ

บริษัทหนึ่ง) ดังนั้นจึงสามารถใช้ขับเคลื่อนเครื่องยนต์ที่มีอัตราส่วนของการอัด (compression ratio) สูงได้โดยไม่เกิดการน็อค

อนึ่ง โดยปกติกำลังที่ได้ (power output) จะลดลงน้อย แต่กล่าวกันว่า ไม่มีปัญหาเกี่ยวกับเรื่องแรงขึ้นเนิน แม้ที่ความเร็วต่ำก็เกิดการน็อคได้ยาก ทำให้เครื่องยนต์มีความทนทานมากขึ้น

2.15.3 การสึกหรอของเครื่องยนต์ (Engine Wear)

เนื่องจาก LPG เข้าไปในกระบอกสูบ (cylinder) ในสภาพของก๊าซโดยสมบูรณ์ ฉะนั้นจึงไม่มีการชะล้างน้ำมันเครื่องออกจากผิวของกระบอกสูบ ซึ่งเป็นการเร่งการสึกกร่อน ดังเช่นน้ำมันเบนซิน อนึ่ง เนื่องจากการเจือจางและการสกรปรกเสียหายของน้ำมันเครื่องก็น้อย และการน็อกละก็เกิดได้ยาก ดังนั้นอายุการใช้งานของเครื่องยนต์จึงยาวนาน เมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันเบนซิน

2.15.4 ก๊าซเสีย (ไอเสีย)

LPG ไม่มีสารพิษจำพวกสารประกอบของตะกั่ว หรือสารกระตุ้นจำพวกอัลดีไฮด์ ซึ่งใช้เติมน้ำมันเบนซินเพื่อเพิ่มค่าออกเทน นอกจากนี้ การเกิดของก๊าซซัลเฟอร์ก็มีน้อย เพราะมีปริมาณกำมะถันน้อย อนึ่ง ในเรื่องของคาร์บอนมอนอกไซด์และไฮโดรคาร์บอน ในกรณีของเครื่องยนต์ที่ใช้ LPG การแจกจ่ายก๊าซผสม (ไอดี) ไปยังกระบอกสูบแต่ละตัวเป็นไปด้วยดี ทำให้การสันดาปในแต่ละกระบอกสูบเป็นไปอย่างสม่ำเสมอ และยังสามารถใช้อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงสูงได้ (ส่วนผสมจาง) จึงสามารถทำให้ได้ก๊าซเสียค่อนข้างสะอาด

ตาราง 5 ส่วนประกอบของก๊าซไอเสียจากเครื่องยนต์แต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานที่ต่างกัน

เชื้อเพลิง	สภาวะการทำงาน	คาร์บอนมอนอกไซด์	ไฮโดรคาร์บอน	ไนโตรเจนออกไซด์	ซัลเฟอร์ไดออกไซด์
น้ำมันเบนซิน	เครื่องเดินเบา (idling)	4.0-15.0	300-2,000	50-1,000	0
	ความเร็ว(0→40 km/h)	0.7-5.0	300-600	1,000-4,000	0
	ความเร็วคงที่(40 km/h)	0.5-4.0	200-400	1,000-3,000	0
	ลดความเร็ว(40→0 km/h)	105-4.5	1,000-3,000	5-50	0
LPG	เครื่องเดินเบา	2.0-5.0	150-1,000	40-1,000	0
	ความเร็ว	0.7-2.0	190-350	1,200-2,000	0
	ความเร็วคงที่	0.4-1.0	120-200	4,500-	0
	ลดความเร็ว	1.5-4.0	2,000-4,000	60-	0

ตาราง 5 (ต่อ)

เชื้อเพลิง	สภาวะการทำงาน	คาร์บอน มอนอกไซด์	ไฮโดร คาร์บอน	ไนโตรเจน ออกไซด์	ซัลเฟอร์ได ออกไซด์
น้ำมัน	เครื่องเดินเบา	0	300-500	50-70	20-100
ดีเซล	ความเร็ว	0-0.1	200	800-1,070	20-100
	ความเร็วคงที่	0	90-150	200-1,000	20-100
	ลดความเร็ว	0	300-400	30-00	20-100

2.15.5 กำลังที่ได้ (Power Output)

ค่าความร้อนต่อหน่วย นน.ของ LPG จะสูงกว่าของน้ำมันเบนซินเล็กน้อย แต่ถ้าเปรียบเทียบค่าความร้อนต่อหน่วยปริมาณของก๊าซผสมกับอากาศ จะมีค่าน้อยกว่าน้ำมันเบนซินประมาณ 5% ฉะนั้นถ้าใช้เครื่องยนต์เหมือนกันภายใต้สภาวะการทำงานที่เหมือนกัน กำลังที่ได้ในกรณีที่ใช้ LPG จะต่ำกว่ากรณีที่ใช้น้ำมันเบนซิน

อนึ่ง เนื่องจาก LPG ถูกป้อนให้แก่เครื่องยนต์ในสภาพที่เป็นก๊าซอย่างสมบูรณ์ จึงเกิดการลดของกำลังที่ได้ เนื่องจากประสิทธิภาพของการดูดเข้าลดลง (เทียบกับน้ำมันเบนซินแล้วลดลงประมาณ 6%) โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ความเร็วสูงๆกำลังที่ได้จะลดลงประมาณ 5-10% แต่ในกรณีที่ความเร็วต่ำซึ่งมีการดูดเข้าของอากาศน้อยจะไม่ค่อยมีผลมากนัก

2.15.6 ความเป็นอันตราย

เนื่องจาก LPG มีความดันสูงจึงรั่วง่าย ในกรณีที่เกิดการรั่วไหลในสภาพที่เป็นของเหลวก็จะกลายเป็นก๊าซที่มีปริมาตรมากกว่าเดิมประมาณ 250 เท่า และหนักกว่าอากาศประมาณ 2 เท่า จึงมีอันตรายเนื่องจากการสะสมอยู่ที่ต่ำได้ง่าย จึงต้องระมัดระวังให้มาก ในระหว่างการทำงานต้องคอยดูแลให้มีอากาศหมุนเวียนถ่ายเทอย่างพอเพียง

อนึ่ง ในกรณีที่มีการตรวจสอบภายในห้องเครื่องยนต์ หรือห้องเก็บของท้ายรถ ในตอนกลางคืน จะต้องใช้ไฟฉายเสมอ ห้ามใช้ไม้ขีดไฟ หรือไฟฟแช่กอย่างเด็ดขาด นอกจากนี้การที่ LPG มีความดันสูงขึ้นตามอุณหภูมิที่สูงขึ้น ฉะนั้นจำเป็นต้องป้องกันภาชนะบรรจุ (ถัง) มิให้โดนแสงอาทิตย์โดยตรง หรือทำให้ร้อนเกินไป

2.16 การคำนวณสมรรถนะของเครื่องยนต์

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค (Brake Specific Fuel Consumption) คือปริมาณของเชื้อเพลิงที่ใช้ไปต่อหนึ่งหน่วยเวลาต่อกำลังงานเบรคของเครื่องยนต์ หาได้จากสมการ

$$Bsfc = \frac{\dot{m}_f \times 3600}{BP} \quad (2.10)$$

เมื่อ $Bsfc$ คือ อัตราการเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค (kg/kW.hr.)
 $\dot{m}_f$ คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (kg/hr.)

สามารถหาอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงได้โดย

$$\dot{m}_f = \frac{w_f \times 3600}{t} \quad (2.11)$$

เมื่อ w_f คือ มวลของเชื้อเพลิง (kg)
 t คือ เวลาที่เชื้อเพลิงถูกใช้ไป (sec.)

อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรค (Brake Specific Energy Consumption) คือจำนวนของพลังงานที่ได้จากเชื้อเพลิงต่อหนึ่งหน่วยเวลาต่อกำลังงานเบรคของเครื่องยนต์ ซึ่งเป็นตัวบ่งบอกถึงความสามารถในการเปลี่ยนพลังงานที่ได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเป็นกำลังงานเบรคของเชื้อเพลิง หาได้จากสมการ

$$Bsec = Q_{HV} \times Bsfc \quad (2.12)$$

เมื่อ $Bsec$ คือ อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรค (kJ/kW.hr.)
 Q_{HV} คือ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (kJ/kg)

กำลังงานเชื้อเพลิง (Fuel Power) เป็นการคิดค่ากำลังงานที่ได้จากเชื้อเพลิง จากอัตราการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ ซึ่งหาได้จาก

$$FP = \dot{m}_f \times Q_{HV} \quad (2.13)$$

เมื่อ FP คือ กำลังงานเชื้อเพลิง (kW)

Q_{HV} คือ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (kJ/kg)

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรค (Brake Thermal Efficiency) เป็นความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานที่เครื่องยนต์ส่งออก (Power Output) กับพลังงาน (Energy) ที่เกิดจากการสันดาปน้ำมันเชื้อเพลิง ความร้อนที่ได้จากการสันดาปเชื้อเพลิง ไม่สามารถนำไปมาใช้ได้ทั้งหมด เพราะความร้อนบางส่วนต้องสูญเสียให้กับระบบหล่อเย็น (Cooling) ระบบหล่อลื่น (Lubricating) และยังสูญเสียไปกับการระบายแก๊สร้อนหรือไอเสีย ซึ่งถือว่าปริมาณการสูญเสียมากที่สุดในเครื่องยนต์ การสูญเสียความร้อนดังกล่าวเป็นเหตุให้ประสิทธิภาพความร้อนลดลง

ประสิทธิภาพความร้อนสามารถหาได้จากหลายกรณีบางครั้งอาจหาได้จากกำลังม้าอินดิเคต เรียกว่าประสิทธิภาพทางความร้อนบ่งชี้หรือฐานอินดิเคต (Indicated Thermal Efficiency: η_i) หรืออาจหาจากกำลังม้าเบรค ซึ่งเรียกประสิทธิภาพทางความร้อนเบรคหรือบนฐานเบรค (Brake Thermal Efficiency: η_{BTH})

$$\eta_{BTH} = \frac{BP}{FP} \times 100 \quad (2.14)$$

η_{BTH} คือ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรค (%)

BP คือ กำลังงานเบรคของเครื่องยนต์ที่ได้จากการทดสอบ (kW)

FP คือ กำลังงานเชื้อเพลิง (kW)

การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงในระบบอกสูบของเครื่องยนต์จะสมบูรณ์เพียงใดขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายประการ เช่น ระยะเวลาในการเผาไหม้ การคลุกเคล้าระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงในระบบอกสูบ และปัจจัยที่สำคัญประการหนึ่งคือ ปริมาณอากาศที่จะเข้าระบบอกสูบน้อยเพียงใด

$$A/F = \dot{m}_a / \dot{m}_f \quad (2.15)$$

เมื่อ

A/F คือ อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง

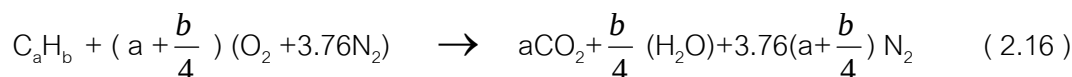
$\dot{m}_a$ คือ ปริมาณอากาศเข้าระบบอกสูบ (kg/hr.)

$\dot{m}_f$ คือ อัตราส่วนสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (kg / hr.)

อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงตามทฤษฎี (Stoichiometric Air Fuel Ratio) ของเครื่องยนต์ดีเซลที่ต้องการเพื่อการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ ทราบได้จากคุณสมบัติทางเคมีของเชื้อเพลิง สำหรับน้ำมันดีเซล A/F ratio เท่ากับ 14.327 : 1

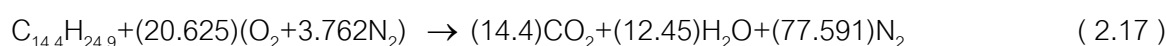
2.17 ปฏิริยาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง

การเผาไหม้อย่างสมบูรณ์พอดี (Stoichiometric combustion) เกิดจากปฏิกิริยาทางเคมีของสารทำปฏิกิริยาโดยใช้เชื้อเพลิงและตัวออกซิไดซ์ในอัตราที่พอดีทำให้ผลปฏิกิริยาเป็น CO_2 และ H_2O เท่านั้น ปฏิริยาการเผาไหม้พื้นฐานจะใช้เชื้อเพลิง และสารทำปฏิกิริยาโดยเฉพาะในอากาศนั้นจะมีการเผาไหม้พื้นฐานและไนโตรเจนนั้นเป็นองค์ประกอบของอากาศ พิจารณาปฏิกิริยาการเผาไหม้ระหว่างเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอน C_aH_b กับอากาศเผาไหม้ จะพบว่ามีสมการดังนี้



ตามทฤษฎี (Theoretical air) เมื่อเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้กับเชื้อเพลิงจะเกิด O_2 ขึ้น ถ้าใช้อากาศ 30% ของอากาศเกินพอดีจะคิดเป็น 1.3 เท่าของอากาศทางทฤษฎี หากพิจารณากรณีที่การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปิโตรเลียม ปฏิริยาการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นเป็น

2.16.1 สมการการเผาไหม้น้ำมันดีเซล ($\text{C}_{14.2}\text{H}_{24.9}$) และอากาศ 100%



อัตราส่วนอากาศ / เชื้อเพลิง

$$\begin{aligned} \text{A/F ratio} &= \frac{(20.625 \times 32) + (20.625 \times 3.762 \times 28)}{(14.4 \times 12) + (24.9 \times 1)} \\ &= 14.327 \text{ kg}_a / \text{kg}_f \end{aligned} \quad (2.19)$$

2.18 ไอเสียที่เกิดจากเครื่องยนต์ดีเซล

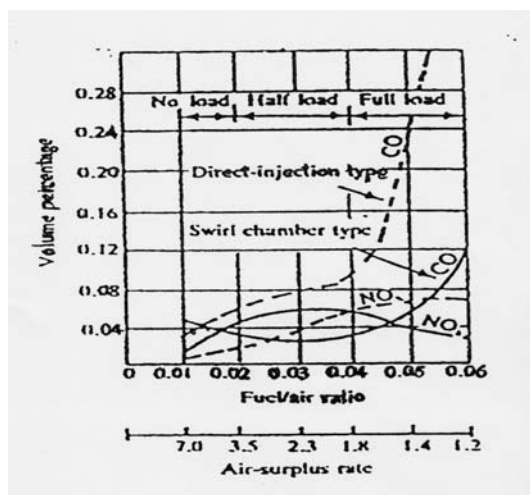
ในเครื่องยนต์ดีเซลสารมลพิษจากเครื่องยนต์ที่มีปริมาณมากที่สุดจากไอเสียคือ ไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) และอนุภาคของแข็ง (ควันดำ) มีไฮโดรคาร์บอน HC และคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) บ้างแล้วแต่กรณีนอกจากนั้นภาวะมลพิษที่ถือว่าร้ายแรงอีกคือกลิ่นและเสียง และแอลดีไฮด์ จะเห็นว่าแตกต่างจากเครื่องยนต์เบนซิน ทั้งนี้เนื่องจากกระบวนการทำงานการสันดาปภายในกระบอกสูบและ

คุณสมบัติของเชื้อเพลิง โดยลักษณะการเกิดแก๊สชนิดต่างๆดังกล่าวสามารถแสดงได้ดังภาพประกอบ 10 และ 11 ดังนี้

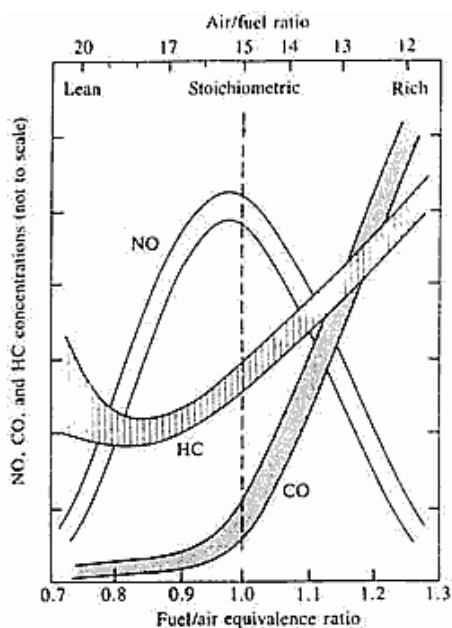
ไฮโดรคาร์บอน เครื่องยนต์ดีเซลจะปล่อยไฮโดรคาร์บอนออกมาน้อยมากด้วยเหตุผลเดียวกับการปล่อยคาร์บอนมอนนอกไซด์ แต่ปริมาณไฮโดรคาร์บอนจะเพิ่มด้วยเหตุผลอื่นอีกคือ

1. ส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงที่หนาจะสัมผัสผนังเสื้อสูบที่อุณหภูมิต่ำซึ่งเป็นเหตุให้เกิดไฮโดรคาร์บอนที่ไม่ได้ทำปฏิกิริยากับออกซิเจน และไม่เกิดการเผาไหม้เลย
2. หากส่วนผสมเบามากเกินไปเปลวไฟจะดับ ทำให้เกิดไฮโดรคาร์บอนมาก
3. น้ำมันเหลือหลังการฉีดของหัวฉีด และส่วนที่เหลือเป็นหยดนี้ไม่สามารถเผาไหม้ต่อไปได้ทำให้เกิดไฮโดรคาร์บอน

4. เชื้อเพลิงหล่อลื่นในเสื้อสูบและกระบอกสูบเผาไหม้จนเกิดการไหม้ จะทำให้เกิดไฮโดรคาร์บอน และไนโตรเจนออกไซด์ โดยเกิดการเกิดไนโตรเจนออกไซด์ก็เกิดทำนองเดียวกับเครื่องยนต์เบนซิน เป็นการยากที่จะบอกว่าไนโตรเจนออกไซด์เกิดมากน้อยเท่าไร และเกิดจากที่ไหนในกระบอกสูบ เนื่องจากอัตราส่วนของอากาศกับเชื้อเพลิงและอุณหภูมินั้นเปลี่ยนแปลงตามกันอย่างซับซ้อนมาก ระหว่างช่องของการเกิดการสันดาปในกระบอกสูบที่มีออกซิเจนมาก จะเป็นการสันดาปที่ดี การเผาไหม้จะสมบูรณ์และรวดเร็ว ทำให้อุณหภูมิสูงมาก และที่อุณหภูมิสูงนี้เองจะทำให้เกิดไนโตรเจนออกไซด์ในช่วงนี้มาก



ภาพประกอบ 10 แสดงการเกิดคาร์บอนมอนนอกไซด์และไนโตรเจนออกไซด์เมื่อเทียบกับอัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศ



ภาพประกอบ 11 แสดงการเกิดคาร์บอนมอนอกไซด์ ไฮโดรคาร์บอนและไนโตรเจนออกไซด์

2.19 มาตรฐานมลพิษ

มาตรฐานและกฎหมายควบคุมมลพิษจากเครื่องยนต์ละโรงงานอุตสาหกรรมของแต่ละประเทศมีความแตกต่างกันแล้วแต่สถานการณ์และความเหมาะสม ซึ่งปกติมักมีการเปลี่ยนแปลงอยู่เสมอ ปกติมลพิษที่เกิดจากรถยนต์ที่สำคัญได้แก่ แก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ ไฮโดรคาร์บอน และไนโตรเจนออกไซด์ นอกจากนี้แก๊สดังกล่าวยังเกิดจากโรงงานอุตสาหกรรมและโรงงานพลังงานความร้อนต่างๆ ความรุนแรงของปัญหาเกี่ยวกับมลพิษอาจแตกต่างกัน เช่น เมืองที่มีความหนาแน่นของรถยนต์มากๆ ก็จะมี ความรุนแรงของปัญหามากกว่า เป็นต้น ซึ่งมาตรฐานมลพิษที่มีอยู่ ณ ปัจจุบัน ได้แก่ มาตรฐานมลพิษของสหรัฐอเมริกา การควบคุมมลพิษจากแก๊สไอเสียครั้งแรก โดยออกกฎหมายบังคับที่รัฐแคลิฟอร์เนียของประเทศสหรัฐอเมริกาเมื่อปี ค.ศ. 1960 ดังนั้นความเป็นมาของการควบคุมมลพิษจากรถยนต์ในประเทศสหรัฐอเมริกาพอสรุปได้ ดังนี้

ปี ค.ศ. 1943 ที่เมือง ลอสแอนเจลิสเกิดหมอกควันอย่างรวดเร็วสาเหตุเกิดจากควันไอเสียของรถยนต์ เนื่องจากเมืองดังกล่าวมีการเจริญเติบโตอย่างรวดเร็วมีรถยนต์เป็นจำนวนมาก

ปี ค.ศ. 1952 ศาสตราจารย์เฮเกน สมิท (A.J. Haagen Smith) แห่งมหาวิทยาลัยแคลิฟอร์เนีย ได้หยิบยกปัญหาไอเสียจากรถยนต์ซึ่งเป็นเหตุของปฏิกิริยาม่านควัน ซึ่งกันแสงอาทิตย์ส่องลงมายังโลกมาพิจารณา

ปี ค.ศ. 1960 มีการประกาศกฎหมายควบคุมมลภาวะจากไอเสียของรถยนต์ โดยเฉพาะแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ และไฮโดรคาร์บอน ในรัฐแคลิฟอร์เนีย

ปี ค.ศ. 1970 มีการนำพระราชบัญญัติอากาศสะอาดมาใช้ ได้กำหนดค่ามาตรฐานหรือค่ามากที่สุดของระดับแก๊สคาร์บอนมอนนอกไซด์ ไฮโดรคาร์บอน และไนโตรเจนออกไซด์ จากแก๊สไอเสียรถยนต์ ให้เหมาะสมสำหรับรถที่ผลิตในอเมริกาส่วนใหญ่ และนำมาใช้ในปี ค.ศ. 1975 และพระราชบัญญัติดังกล่าวเป็นพื้นฐานของมาตรฐานการควบคุมมลภาวะในปัจจุบันของสหรัฐอเมริกา นับจากนั้นมากกฎหมายในลักษณะคล้ายคลึงกันได้ถูกบัญญัติขึ้นมาในประเทศญี่ปุ่น ยุโรปและประเทศอื่นๆ ตามลำดับ

ตาราง 6 แสดงค่ามาตรฐานไอเสียของสหรัฐอเมริกา

เมืองที่กำหนด	ค่ากำหนดแก๊สที่ควบคุม (กรัม/ไมล์)		
	CO	HC	NO _x
สหพันธ์	3.4	0.41	1.0
รัฐแคลิฟอร์เนีย	7.0	0.39	0.4*

ค่า NO_x ซึ่งกำหนดขึ้นสำหรับรถยนต์ในรุ่นปี 1989 เป็นต้นไป (บางรุ่นอาจยอมให้มีค่าถึง 0.7 ได้) สำหรับแคลิฟอร์เนีย

2.19.1 มาตรฐานมลพิษประชาคมยุโรป

กลุ่มประเทศยุโรปส่วนใหญ่ จะใช้มาตรฐานทางมลพิษแตกต่างไปจากสหรัฐอเมริกา เช่น ประเทศสวีเดนและสวิตเซอร์แลนด์ จะใช้มาตรฐานมลพิษหรือมลภาวะของ EEC (European Economic Community) ซึ่งมาตรฐาน EEC ได้พัฒนาโดยกลุ่มตลาดร่วมประชาคมยุโรปมีอยู่ 3 แบบ คือ แบบที่ 1 คือ ทดสอบโดยนำรถยนต์วิ่งบนแซลชีสไดนาโมมิเตอร์ การทดสอบแบบนี้คล้ายคลึงกับการทดสอบของประเทศสหรัฐอเมริกา โดยเริ่มทดสอบที่เครื่องยนต์อุณหภูมิต่ำ (ให้รถยนต์ที่จะทดสอบเป็ยงโชกด้วยน้ำอย่างต่ำ 6 ชั่วโมง) ที่อุณหภูมิ 20°C – 30°C ในการทดสอบน้ำหนักของ CO, HC, และ NO_x ถูกตรวจวัดขณะที่รถยนต์วิ่งครบ 1 วัฏจักรการทดสอบ ซึ่งมีทั้งหมด 15 รูปแบบการทดสอบ รวมถึงการเดินเบา การเร่ง การตรวจวัดความหนาแน่นของคาร์บอนมอนนอกไซด์ขณะเดินเบาโดยคิดเป็นเปอร์เซ็นต์ และแบบที่ 3 จะเป็นการตรวจวัดแก๊สที่ระบายจากเครื่องยนต์

ตาราง 7 แสดงค่ามาตรฐานมลพิษของ EEC

	ปริมาณความจุ กระบอกสูบ (cc)	ปริมาณแก๊สพิษ (กรัม/รอบการทดสอบ)		
		CO	HC	NO _x
รถยนต์โดยสารที่มี น้ำหนักบรรทุก 2.5 ตัน หรือน้อยกว่า	น้อยกว่า	45	15	6
	1,400-2000	30	8	6
	มากกว่า 2,000	25	6.5	3.5

ตาราง 8 แสดงค่ามาตรฐานมลพิษตามค่ามาตรฐานของ EEC เมื่อใช้น้ำหนักรถเป็นเกณฑ์

สารมลพิษ (กรัม /ร อ บ ก า ร ทดสอบ)	น้ำหนักรถยนต์ (กิโลกรัม)								
	750	850	1020	1250	1470	1700	1930	2150	>2150
CO	100	109	112	234	152	167	186	203	220
HC	8.0	8.4	8.7	9.4	10.1	10.8	11.4	14.1	12.8

2.19.2 มาตรฐานมลพิษของประเทศไทย (มาตรฐานมลพิษจากแหล่งกำเนิดเคลื่อนที่จากยานพาหนะ)

ตาราง 9 มาตรฐานมลพิษสำหรับยานพาหนะใหม่

ประเภทมาตรฐาน	ระดับที่	มาตรฐานอ้างอิง	หมายเลขมาตรฐานของ สมอ.	ประกาศในราชกิจจานุเบกษา (มาตรฐานทั่วไป)	ประกาศในพระราชกฤษฎีกา (มาตรฐานบังคับ)
รถยนต์ ดีเซลขนาดใหญ่	2	95/542(A)/EEC (EURO 1.)	มอก. 1290-2538	เล่มที่ 112 ตอนที่ 77 ง วันที่ 26 กันยายน 2538	12 พฤษภาคม 2541
	3	95/542(B)/EEC (EURO 2.)	มอก. 1295-2541	เล่มที่ 112 ตอนที่ 77 ง วันที่ 26 กันยายน 2538	23 พฤษภาคม 2543

ที่มา : * เป็นมติคณะกรรมการสิ่งแวดล้อมแห่งชาติ มาตรฐานระดับที่ 5 อยู่ระหว่างการนำเสนอคณะกรรมการสิ่งแวดล้อมแห่งชาติ

ตาราง 10 มาตรฐานมลพิษทางอากาศจากรถใช้งาน (รถยนต์ดีเซล)

ประเภท รถ	มลพิษ	ค่า มาตรฐาน	เครื่องมือ	วิธีตรวจวัด
รถยนต์ ดีเซล	ควัน ดำ	50%	เครื่องมือวัดควันดำ ระบบกระดาศกรอง	ตรวจวัดขณะรถยนต์จอดอยู่กับที่ไม่มีภาระ โดยเร่งเครื่องยนต์อย่างรวดเร็วจนสุดคันเร่ง
		45%	เครื่องมือวัดควันดำ ระบบวัดความทึบแสง	
		40%	เครื่องมือวัดควันดำ ระบบกระดาศกรอง	ตรวจวัดขณะรถยนต์มีภาระ และอยู่บนเครื่องทดสอบ ที่มีความเร็วรอบร้อยละ 60 ของความเร็วรอบที่ให้กำลัง สูงสุด
		35%	เครื่องมือวัดควันดำ ระบบวัดความทึบแสง	

ที่มา : ดัดแปลงจาก

- 1.ประกาศกระทรวงวิทยาศาสตร์ เทคโนโลยีและสิ่งแวดล้อม ฉบับที่ 2 (พ.ศ. 2540) เรื่อง
การกำหนด มาตรฐานค่าควันดำจากท่อไอเสียของรถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์ดีเซล ลงวันที่ 17 มิถุนายน
2540 ประกาศในราชกิจจานุเบกษา เล่ม 114 ตอนที่ 76 ง ลงวันที่ 23 กันยายน พ.ศ. 2540
2. ประกาศกระทรวงวิทยาศาสตร์ เทคโนโลยีและสิ่งแวดล้อม ฉบับที่ 4 (พ.ศ. 2541) เรื่อง การกำหนด
มาตรฐานค่าควันดำจากท่อไอเสียของรถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์ดีเซล ลงวันที่ 9 กันยายน 2541 ประกาศ
ในราชกิจจานุเบกษา เล่ม 115 ตอนพิเศษที่ 100 ง ลงวันที่ 27 ตุลาคม พ.ศ. 2541⁽¹⁾

เครื่องมือ อุปกรณ์ และวิธีการทดลอง

The diagram illustrates the test rig for the Oliver K 9000 engine. Key components and their connections are as follows:

- Engine:** The central component, labeled "ENGINE".
- Fuel System:** Includes a "FUEL TANK", "FUEL CONTROL", and "CARBURATOR". A "THERMO COUPLE" is located between the fuel control and the carburetor.
- Air System:** Includes an "AIR BOX" with an "AIR INLET" and a "THERMO COUPLE". It is connected to the carburetor.
- Control and Measurement:** A "Control Unit" receives "ELECTRIC CURRENT" from the engine and provides feedback to the "FUEL CONTROL". A "DYNAMOMETER" is connected to the engine's output shaft.
- Cooling System:** An "Engine Cooling" system with a "ROTAMETER" is connected to the engine. A "Cooling Tower" is also connected to the engine's cooling circuit.
- Exhaust:** An "EXHAUST MUFFLER" is connected to the engine's exhaust port.
- Sensors:** Multiple "THERMO COUPLE" sensors are placed at various points: one in the air inlet, one between the fuel control and carburetor, one on the exhaust muffler, and two on the engine block.

ภาพประกอบ 12 แสดงไดอะแกรมของอุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบ

3.1 อุปกรณ์และเครื่องมือการทดสอบประกอบด้วย

3.1.1 เครื่องยนต์ดีเซล (Diesel Engine)



ภาพประกอบ 13 แสดงเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ

เครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ เป็นเครื่องยนต์ยี่ห้อโตโยต้า ที่มีสภาพพร้อมใช้งาน โดยมีข้อมูลทางเทคนิคต่างๆ ดังต่อไปนี้

เครื่องยนต์ / รุ่น	: โตโยต้า / 2L
แบบเครื่องยนต์	: 4 สูบ 4 จังหวะ (เรียงแนวตั้ง)
ขนาดกระบอกสูบ	: 93 mm
ระยะชัก	: 92 mm
ความจุกระบอกสูบ	: 2,499 cc
อัตราส่วนการอัด	: 18.4 ต่อ 1
กำลังงานสูงสุด	: 90 hp ที่ 4,200 rpm
แรงบิดสูงสุด	: 17.5 kg.m ที่ 2,000 rpm
องศาฉีदनํ้ามัน	: 12 องศา ก่อนศูนย์ตายบน
ลักษณะห้องเผาไหม้ / หัวฉีด	: Direct injection

3.1.2 ไดนาโมมิเตอร์ (Dynamo Meter)



ภาพประกอบ 14 แสดงไดนาโมมิเตอร์แบบกระแสเหนี่ยวนำ (Eddy Current)

แบบกระแสเหนี่ยวนำ	: รุ่น Froude Consine
ชนิด	: AG 250 Project 00468
ความเร็วรอบสูงสุด	: 6000 rpm
ระบบระบายความร้อน	: ระบายความด้วยน้ำ
การวัดแรงบิด	: แบบโหลดเซลล์ (Load Cell)
ความเร็วรอบเครื่องยนต์	: เซ็นเซอร์ความเร็ว (Speed Sensor)

3.1.3 ชุดควบคุมไดนาโมมิเตอร์ (Control Unit)

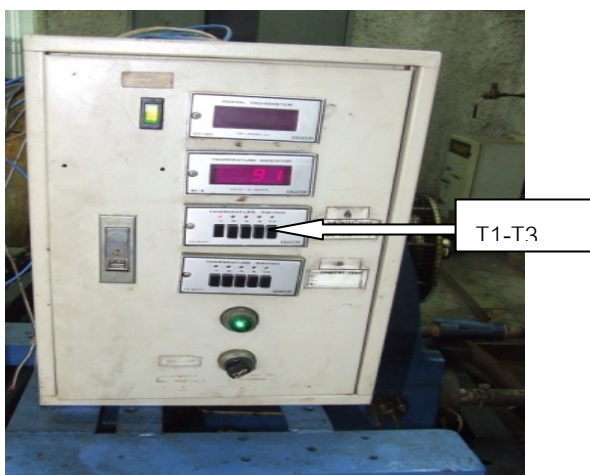


ภาพประกอบ 15 แสดงชุดควบคุมไดนาโมมิเตอร์

ชุดควบคุมและประมวลผล (Control Unit)

ผลิตโดย	: Hewlett Packard
ระบบปฏิบัติการ	: Windows 98
โปรแกรมควบคุม	: Compend 20000
	Microsoft Excel

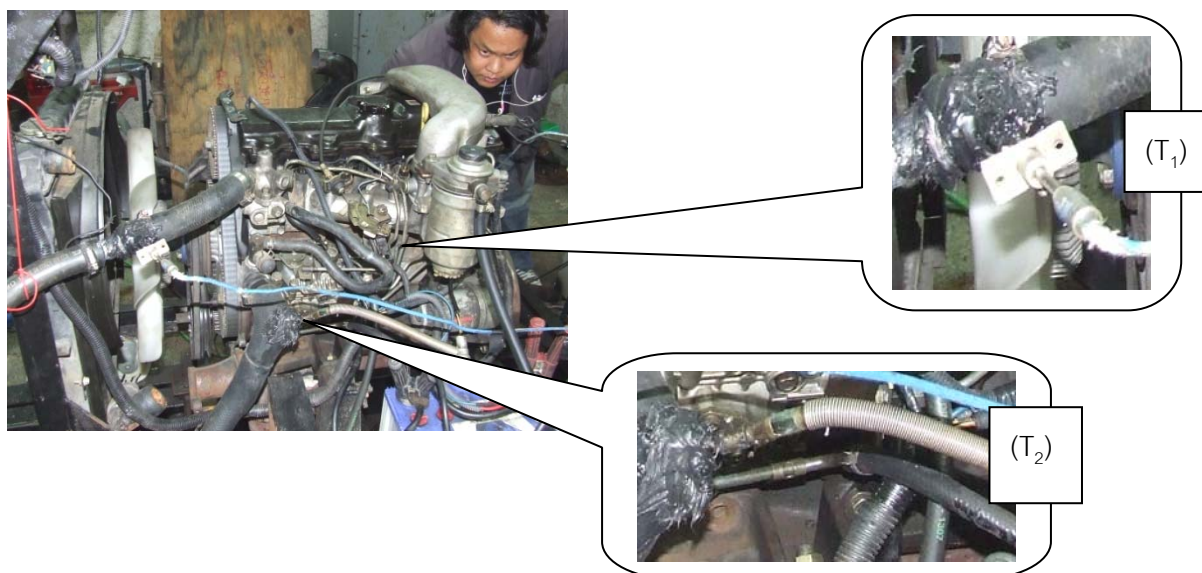
3.1.4 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (Measuring Temperature Box)



ภาพประกอบ 16 แสดงอุปกรณ์การวัดอุณหภูมิ

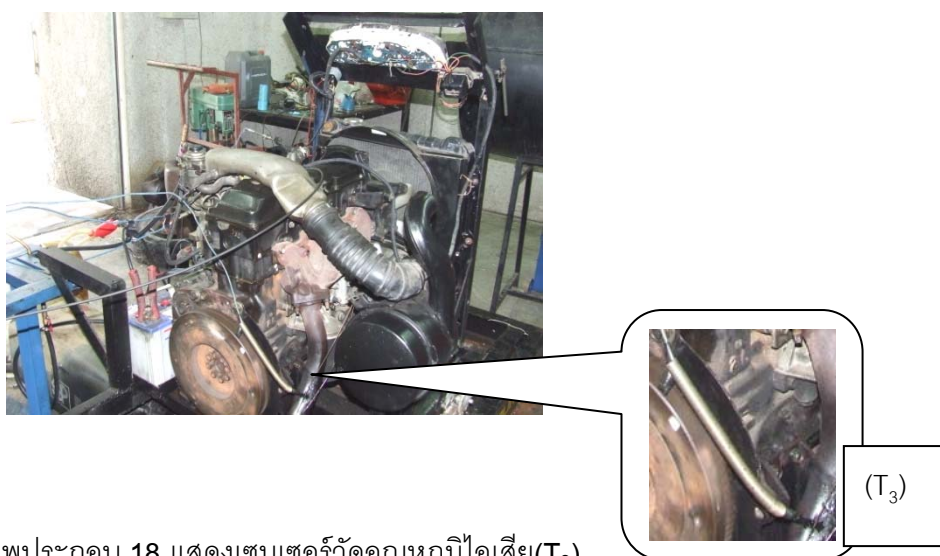
อุปกรณ์วัดอุณหภูมิจะรับสัญญาณจากอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (Thermo Couple) ตามจุดต่างๆ
ดังนี้

3.1.5 เซนเซอร์วัดอุณหภูมิน้ำเข้า(T_1)เซนเซอร์วัดอุณหภูมิน้ำออก(T_2)



ภาพประกอบ 17 แสดงเซนเซอร์วัดอุณหภูมิน้ำเข้า(T_1)เซนเซอร์วัดอุณหภูมิน้ำออก(T_2)

3.1.6 เซนเซอร์วัดอุณหภูมิไอเสีย(T_3)



ภาพประกอบ 18 แสดงเซนเซอร์วัดอุณหภูมิไอเสีย(T_3)

3.1.7 อุปกรณ์วัดควันดำ (Smoke Meter)



ภาพประกอบ 19 แสดงเครื่องมือวัดควันดำ

เป็นเครื่องมือวัดควันดำของเครื่องยนต์ดีเซล โดยใช้วิธีการวัดแบบทึบแสง การใช้อุปกรณ์วัดควันดำชนิดนี้ จะทำการวัดค่าของควันดำออกมาเป็นเปอร์เซ็นต์ (%) โดยจะทำการวัด 3 ครั้ง แล้วหาค่าเฉลี่ยของเปอร์เซ็นต์ควันดำออกมา

ผลิตโดย	:	Tecnotest Garage Equipment Production
รุ่น	:	Tecno Test รุ่น 460
อุณหภูมิสูงสุดในการทดสอบ	:	200 °C
ระบบไฟฟ้ากระแสตรง	:	12 Volts

3.1.8 อุปกรณ์วัดแก๊สไอเสีย



ภาพประกอบ 20 แสดงเครื่องมือวัดแก๊สไอเสีย

เป็นเครื่องมือที่ใช้ในการวัดปริมาณแก๊สไอเสียจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ ได้แก่ CO_2 , CO , O_2 , NO_x และ HC

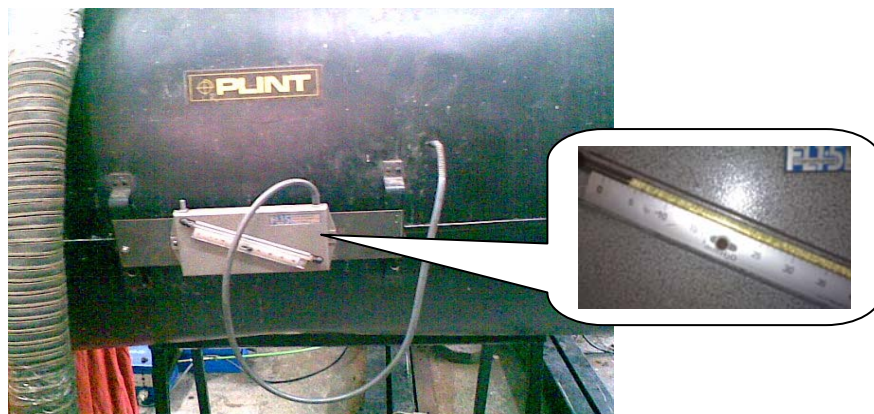
ผลิตโดย : CODA product Australia

รุ่น : SFA 990

อุณหภูมิใช้งาน : 0 - 50 °C

ระบบไฟฟ้ากระแสตรง : 24 Volt

3.1.9 อุปกรณ์วัดความเร็วลม



ภาพประกอบ 21 แสดงอุปกรณ์วัดปริมาณอากาศ

เครื่องมือชุดนี้ประกอบด้วยถังลมขนาดใหญ่และमानอร์มิเตอร์มีไว้สำหรับวัดความแตกต่างของความดันอากาศภายนอกและความดันอากาศภายในถัง โดยมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง Orifice ทางเข้า 64 มิลลิเมตร Inclined สำหรับวัดความแตกต่างความดันต่อเข้ากับทางเข้าไอดีของเครื่องยนต์

3.1.10 อุปกรณ์วัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง



ภาพประกอบ 22 แสดงอุปกรณ์วัดอัตราการใช้เชื้อเพลิง

ประกอบด้วย

1. กระบอกตวงที่มีสเกลบอกระดับน้ำมันและชุดวาล์วควบคุมการเปิด ปิด
2. นาฬิกาจับเวลาเพื่อทำการจับเวลาทุก ๆ 50 มิลลิลิตร

3.1.11 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเครื่องยนต์



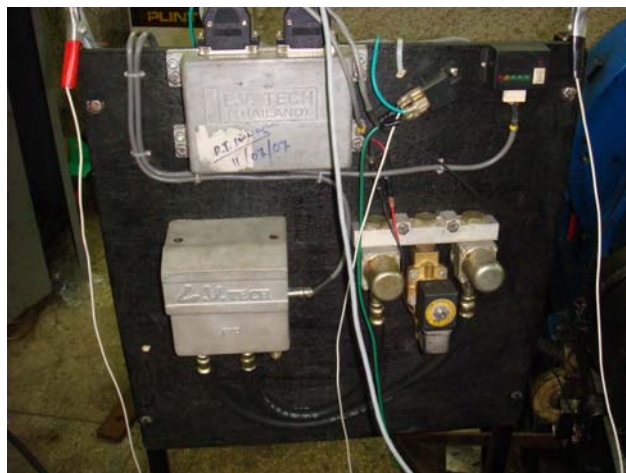
ภาพประกอบ 23 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น

3.1.12 อุปกรณ์เก็บก๊าซหรือถังก๊าซแอลพีจี



ภาพประกอบ 24 อุปกรณ์ถังบรรจุก๊าซแอลพีจี

3.1.13 ชุดอุปกรณ์ควบคุมการจ่ายก๊าซ



ภาพประกอบ 25 ชุดอุปกรณ์ควบคุมการจ่ายก๊าซ

ชุดอุปกรณ์นี้จะทำการจ่ายก๊าซโดยมีกล่อง ECU ควบคุมซึ่งจะฉีดก๊าซเข้าท่อร่วมไอดีและจ่ายตามรอบเครื่องของเครื่องยนต์

3.1.14 อุปกรณ์วัดอัตราการสิ้นเปลืองแก๊สแอลพีจี



ภาพประกอบ 26 แสดงอุปกรณ์วัดอัตราการสิ้นเปลืองแก๊สแอลพีจี

ยี่ห้อ : Omega

Range scale : 2 – 20 l/min. at 20 °C

3.1.15 ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองของก๊าซ



ภาพประกอบ 27 ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองของก๊าซ

เป็นชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองของก๊าซโดยเทียบโดยน้ำหนักกับเวลาที่ทำการทดสอบโดยทำการทดสอบที่รอบเครื่องและทอร์คที่เปลี่ยนไป

3.2 วิธีการทดสอบ

ก่อนการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ด้วยเชื้อเพลิงชนิดต่าง ๆ ได้ทำการเปลี่ยนแวนลูกสูบและปะเก็นเสื้อสูบใหม่ ทำความสะอาดห้องเผาไหม้ใหม่ทั้งหมด จากนั้นได้แบ่งการทดสอบเป็น 3 ช่วงด้วยกัน คือ

ช่วงที่ 1 ช่วงการทดสอบเปลี่ยนความเร็วรอบและเปลี่ยนแรงบิดของเครื่องยนต์

ขั้นตอนที่ 1.1 ทำการทดสอบโดยใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงเพียงอย่างเดียว แล้วทำการปรับรอบเครื่องยนต์ที่ 1500, 2000, 2500 และ 3000 rpm และปรับแรงบิดของเครื่องยนต์เป็น 50, 90 และ 120 นิวตันเมตร เมื่อเครื่องยนต์ถูกทดสอบแต่ละความเร็วรอบและแต่ละแรงบิด จะทำการบันทึกค่าต่าง ๆ เพื่อเป็นข้อมูลเปรียบเทียบสำหรับการวิจัยดังนี้

- แรงบิดของเครื่องยนต์
- กำลังงานเบรก
- อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงผสม
- อัตราการไหลของอากาศ ที่ทางเข้าท่อร่วมไอดี
- ค่าการปล่อยควันดำ

- ปริมาณแก๊ส CO_2 , CO , O_2 , NO_x และ HC
- อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น
- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้า – น้ำหล่อเย็นออก
- อุณหภูมิห้องทดสอบ อุณหภูมิไอเสีย และอุณหภูมิน้ำมันเครื่อง

ขั้นตอนที่ 1.2 ทำการทดสอบโดยใช้น้ำมันดีเซล 90 % ผสมแอลพีจี 10 % เป็นเชื้อเพลิงหลัก และปรับค่าความเร็วรอบ 1500, 2000, 2500 และ 3000 rpm แต่ละความเร็วรอบจะปรับค่าแรงบิดของเครื่องยนต์เป็น 50, 90 และ 120 นิวตันเมตร เมื่อเครื่องยนต์ถูกทดสอบแต่ละความเร็วรอบและแต่ละแรงบิด จะทำการบันทึกค่าต่างๆ เหมือนขั้นตอนที่ 1.1

ขั้นตอนที่ 1.3 ทำการทดสอบโดยใช้น้ำมันดีเซล 80 % ผสมแอลพีจี 20 % เป็นเชื้อเพลิงหลัก และปรับค่าความเร็วรอบ 1500, 2000, 2500 และ 3000 rpm แต่ละความเร็วรอบจะปรับค่าแรงบิดของเครื่องยนต์เป็น 50, 90 และ 120 นิวตันเมตร เมื่อเครื่องยนต์ถูกทดสอบแต่ละความเร็วรอบและแต่ละแรงบิด จะทำการบันทึกค่าต่างๆตามตารางในภาคผนวก ก เหมือนขั้นตอนที่ 1.1

ขั้นตอนที่ 1.4 ทำการทดสอบโดยใช้น้ำมันดีเซล 70 % ผสมแอลพีจี 30 % เป็นเชื้อเพลิงหลัก และปรับค่าความเร็วรอบ 1500, 2000, 2500 และ 3000 rpm แต่ละความเร็วรอบจะปรับค่าแรงบิดของเครื่องยนต์เป็น 50, 90 และ 120 นิวตันเมตร เมื่อเครื่องยนต์ถูกทดสอบแต่ละความเร็วรอบและแต่ละแรงบิด จะทำการบันทึกค่าต่างๆเหมือนขั้นตอนที่ 1.1

ขั้นตอนที่ 1.5 ทำการทดสอบโดยใช้น้ำมันดีเซล 60 % ผสมแอลพีจี 40 % เป็นเชื้อเพลิงหลัก และปรับค่าความเร็วรอบ 1500, 2000, 2500 และ 3000 rpm แต่ละความเร็วรอบจะปรับค่าแรงบิดของเครื่องยนต์เป็น 50, 90 และ 120 นิวตันเมตร เมื่อเครื่องยนต์ถูกทดสอบแต่ละความเร็วรอบและแต่ละแรงบิด จะทำการบันทึกค่าต่างๆเหมือนขั้นตอนที่ 1.1

ช่วงที่ 2 การทดสอบที่ความเร็วรอบคงที่ เดินเครื่องตัวเปล่าไม่มีแรงบิด เพื่อทดสอบการสึกหรอ

ขั้นตอนที่ 2.1 ทำการปลดเพลาชับเครื่องยนต์ออกจากชุดทดสอบไดนาโมมิเตอร์ และเปลี่ยนถ่าน้ำมันเครื่องใหม่

ขั้นตอนที่ 2.2 ทำการปรับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ประมาณ 1500 rpm โดยใช้น้ำมันดีเซลและเชื้อเพลิงผสมระหว่างน้ำมันดีเซล 70 % กับแอลพีจี 30 %

ขั้นตอนที่ 2.3 แต่ละเชื้อเพลิง ทำการทดสอบเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบคงที่ดังขั้นตอนที่ 2.2 เป็นเวลา 300 ชั่วโมง โดยเก็บตัวอย่างน้ำมันเครื่องทุกๆ 100 ชั่วโมง เพื่อส่งตรวจหาปริมาณโลหะในห้องปฏิบัติการที่ได้มาตรฐาน

ขั้นตอนที่ 2.4 ทำการถอดชิ้นส่วนเครื่องยนต์เพื่อตรวจเช็คความสะอาดของห้องเผาไหม้ วัดขนาดของกระบอกสูบ แหวนลูกสูบ เพื่อตรวจสอบการสึกหรอของชิ้นส่วนเครื่องยนต์

ช่วงที่ 3 การทดสอบคุณสมบัติของเชื้อเพลิงผสมระหว่างน้ำมันดีเซลและแอลพีจี ที่อัตราส่วนผสมต่าง ๆ และทดสอบหาปริมาณส่วนผสมของเหล็กในน้ำมันเครื่อง

ขั้นตอนที่ 3.1 การนำตัวอย่างน้ำมันเชื้อเพลิงผสมและตัวอย่างน้ำมันเครื่องไปทดสอบหาคุณสมบัติต่าง ๆ ที่ห้องปฏิบัติการที่ได้มาตรฐาน

หมายเหตุ การทดสอบ

เนื่องจากความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ 1500 rpm เมื่อใช้เกียร์เดินหน้าสูงสุด (เกียร์ 5) จะได้ความเร็วของรถยนต์โดยประมาณ 55 - 60 กิโลเมตร ต่อ ชั่วโมง จากการทดสอบเมื่อครบ 300 ชั่วโมง ก็พบว่า จะได้ระยะทางโดยประมาณ 16,500 – 18,000 กิโลเมตร แต่ในการใช้งานจริงจะใช้เพียง 1 ใน 3 ของระยะทางโดยประมาณเท่านั้น ซึ่งเป็นระยะทางที่ครบวงจรรอบการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ ตามสภาพใช้งาน

บทที่ 4

ผลการวิจัย

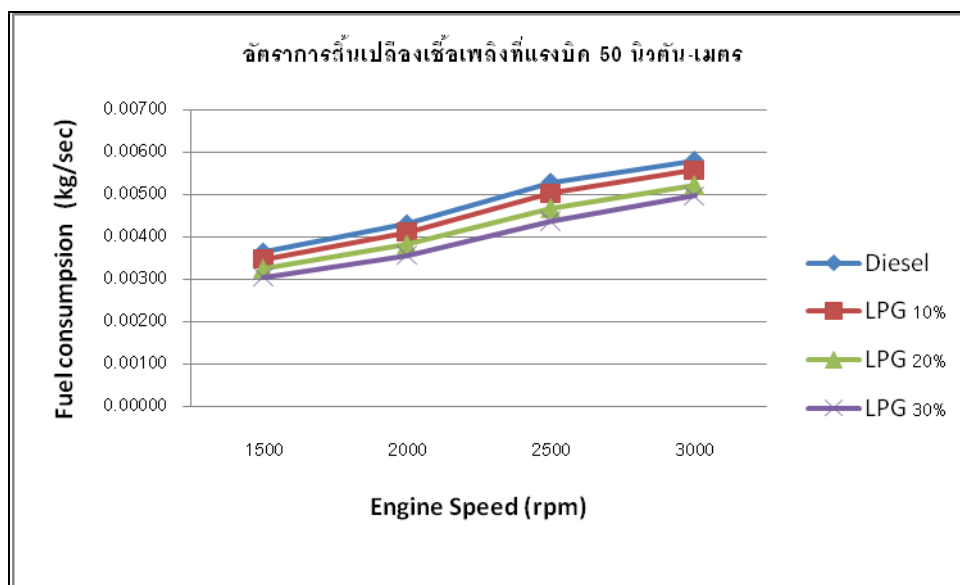
เมื่อทำการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงผสมระหว่างน้ำมันดีเซลและก๊าซแอลพีจีที่อัตราส่วนผสมต่างๆ กันดังกล่าวไว้ในบทที่ 3 แล้วนำผลที่ได้มาวิเคราะห์โดยแบ่งตามแต่ละช่วงการทดสอบได้ดังนี้

4.1 ผลการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลผสมก๊าซแอลพีจี กับ สมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลเพียงอย่างเดียว

ทำการทดสอบโดยเริ่มจากน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงเพียงอย่างเดียว และเชื้อเพลิงผสมระหว่างน้ำมันดีเซลกับก๊าซแอลพีจีที่อัตราส่วน 90:10 (ดีเซล 90% โดยน้ำหนักและแอลพีจี 10% โดยน้ำหนัก) และที่อัตราส่วน 80:20 (ดีเซล 80% โดยน้ำหนักและแอลพีจี 20% โดยน้ำหนัก) และที่อัตราส่วน 70:30 (ดีเซล 70% โดยน้ำหนักและแอลพีจี 30% โดยน้ำหนัก) และที่อัตราส่วน 60:40 (ดีเซล 60% โดยน้ำหนักและแอลพีจี 40% โดยน้ำหนัก) แต่จากการทดสอบพบว่าที่อัตราส่วน 60:40 ไม่สามารถทำการทดสอบได้เนื่องจากเกิดดีเซลน็อคในเครื่องยนต์ ดังนั้นจึงทำการทดสอบจนถึงที่อัตราส่วน 70:30 และขั้นตอนต่อไปคือทำการปรับรอบเครื่องยนต์ที่ 1500, 2000, 2500 และ 3000 rpm และปรับแรงบิดของเครื่องยนต์เป็น 50, 90, และ 120 นิวตัน-เมตรตามลำดับ เมื่อเครื่องยนต์ถูกทดสอบแต่ละความเร็วรอบและแต่ละแรงบิดและแต่ละอัตราส่วน จึงทำการบันทึกค่าต่างๆ ตามตารางในภาคผนวก ก เพื่อเป็นข้อมูลเปรียบเทียบสำหรับการวิจัยดังนี้

- แรงบิดของเครื่องยนต์
- กำลังงานเบรค
- อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงผสม
- อัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้าท่อร่วมไอดี
- ค่าการปล่อยควันดำ
- ปริมาณแก๊ส CO_2 , CO , O_2 , NO_x และ HC
- อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น
- อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเข้า – น้ำหล่อเย็นออก

หลังจากนั้นนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลผสมก๊าซแอลพีจี และสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลเพียงอย่างเดียว แล้วนำมาเขียนกราฟความสัมพันธ์ของค่าต่างๆ เพื่อเปรียบเทียบกันได้ดังนี้

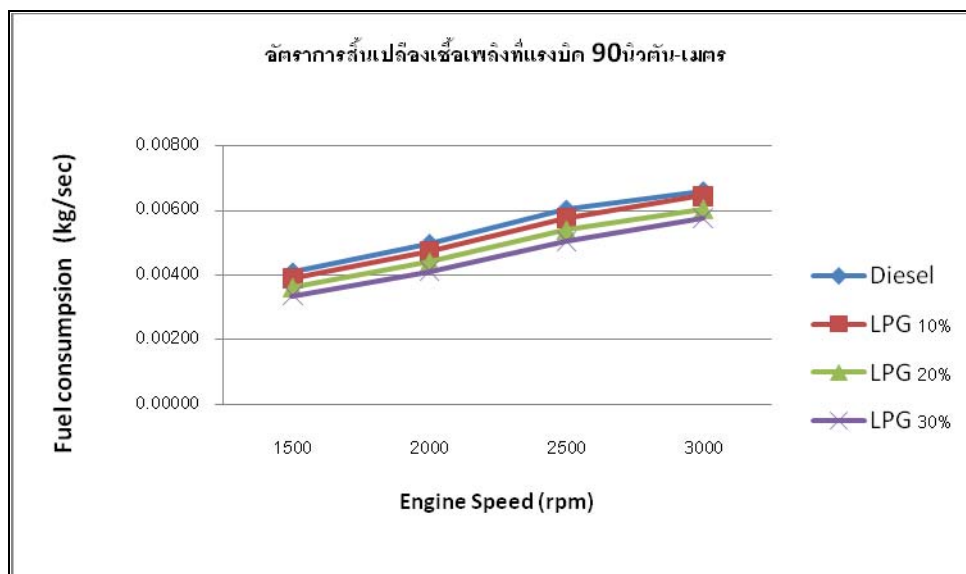


ภาพประกอบ 28 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร

จากภาพประกอบที่ 28 เป็นกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า ทั้งเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ความต้องการปริมาณเชื้อเพลิงและอากาศจะมากขึ้นทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงขึ้น และจากกราฟจะเห็นได้ว่า เมื่อเทียบดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจี พบว่าที่อัตราส่วนผสมแอลพีจี 30% โดยน้ำหนักมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำกว่าดีเซลในทุกความเร็วรอบของเครื่องยนต์ เนื่องจากก๊าซแอลพีจีมีความร้อนจำเพาะของเชื้อเพลิงสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

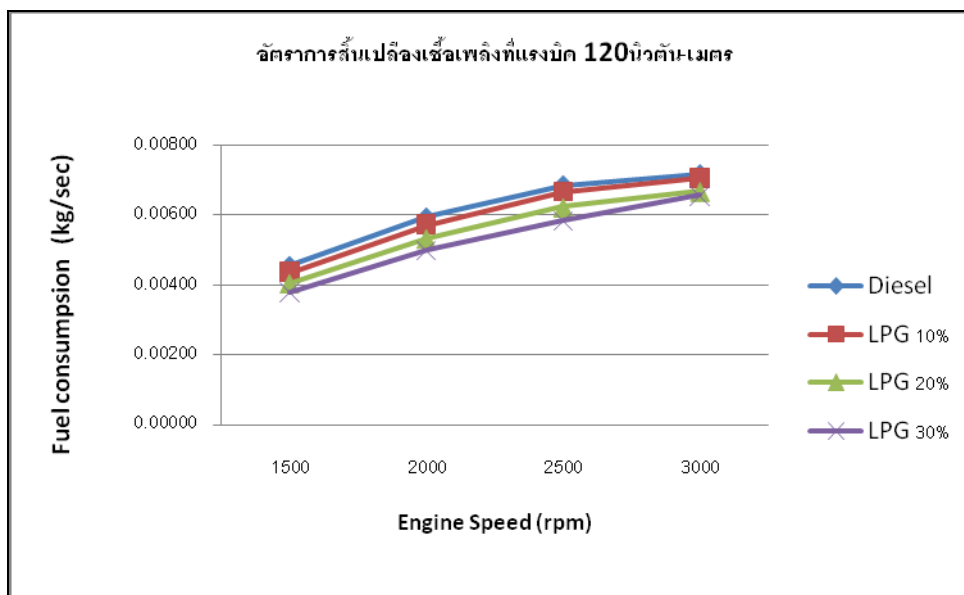


ภาพประกอบ 29 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร

จากภาพประกอบ 29 เป็นกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลในทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า ทั้งเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ความต้องการปริมาณเชื้อเพลิงและอากาศจะมากขึ้นทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงขึ้น และจากกราฟจะเห็นได้ว่า เมื่อเทียบดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจี พบว่าที่อัตราส่วนผสมแอลพีจี 30% โดยน้ำหนักมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำกว่าดีเซลในทุกความเร็วรอบของเครื่องยนต์ เนื่องจากก๊าซแอลพีจีมีค่าความร้อนจำเพาะของเชื้อเพลิงสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

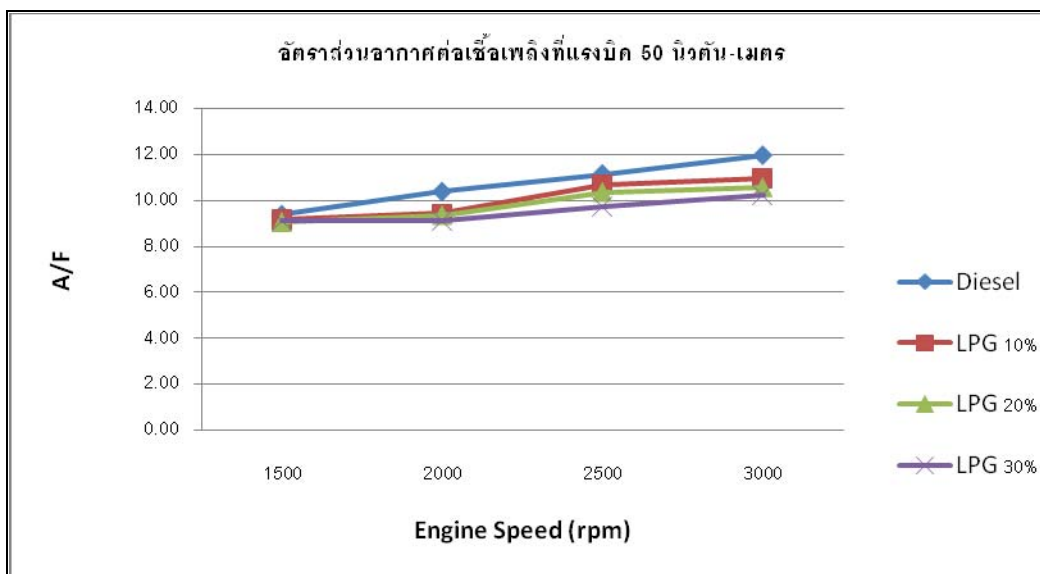


ภาพประกอบ 30 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร

จากภาพประกอบ 30 เป็นกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า ทั้งเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ความต้องการปริมาณเชื้อเพลิงและอากาศจะมากขึ้นทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงขึ้น และจากกราฟจะเห็นได้ว่า เมื่อเทียบดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจี พบว่าที่อัตราส่วนผสมแอลพีจี 30% โดยน้ำหนักมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำกว่าดีเซลในทุกความเร็วรอบของเครื่องยนต์ เนื่องจากก๊าซแอลพีจีมีค่าความร้อนจำเพาะของเชื้อเพลิงสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

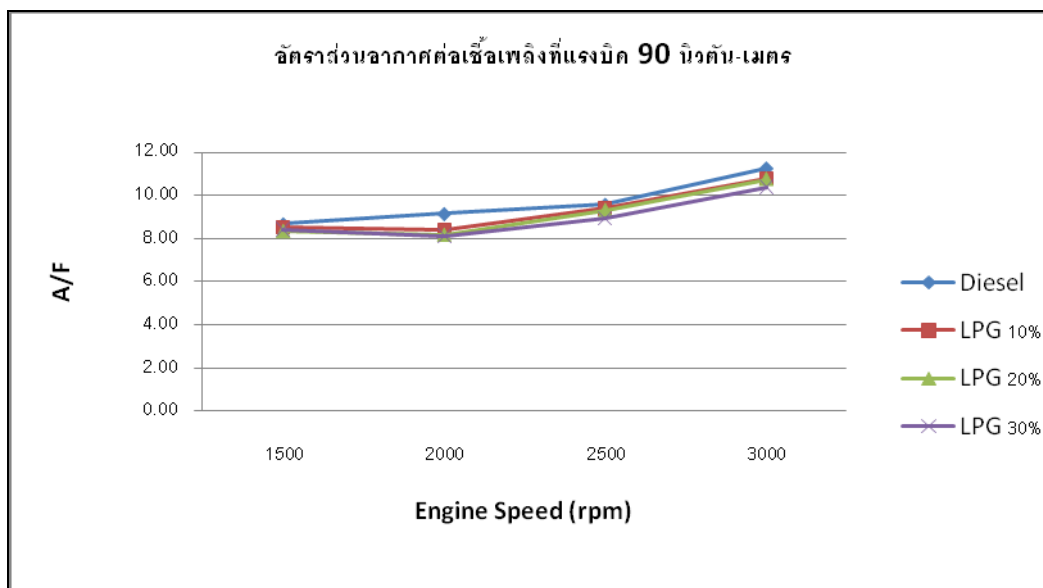


ภาพประกอบ 31 เปรียบเทียบอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิง ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร

จากภาพประกอบที่ 31 เป็นกราฟเปรียบเทียบอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีค่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนักโดยพิจารณาที่ความเร็วรอบที่มากกว่า 2,000 รอบขึ้นไป

จากกราฟสรุปได้ว่า เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นทั้งเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีและที่ทุกความเร็วรอบพบว่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีจะต่ำกว่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซล และเมื่อพิจารณาเชื้อเพลิงที่มีอัตราส่วนผสมแอลพีจี 30 % โดยน้ำหนักพบว่าค่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงมีค่าต่ำที่สุด เนื่องจากการลดอัตราส่วนของเชื้อเพลิงดีเซลลง ทำให้อัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงลดลง



ภาพประกอบ 32 เปรียบเทียบอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร

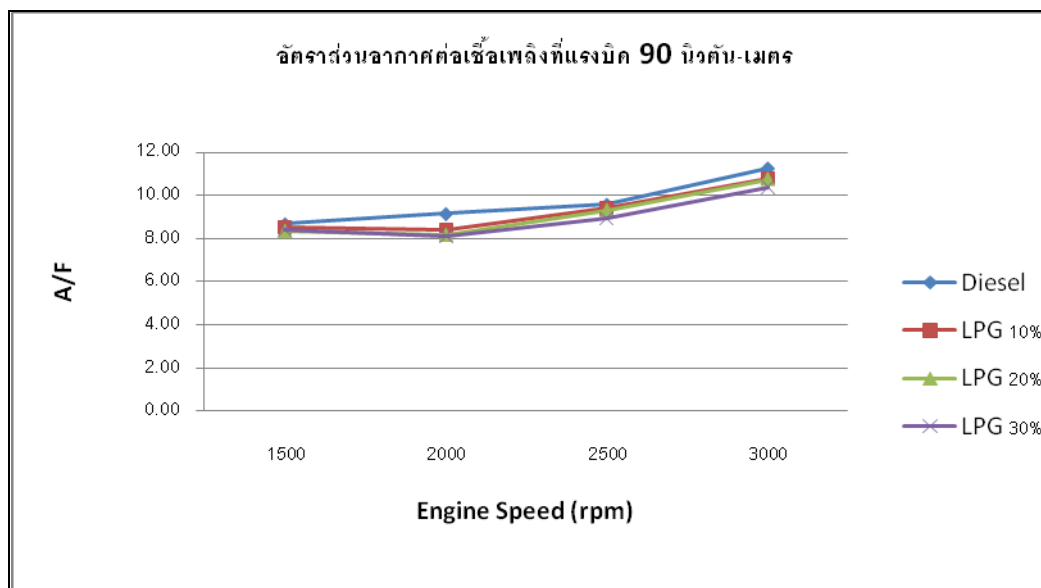
จากภาพประกอบที่ 32 เป็นกราฟเปรียบเทียบอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง

2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ

3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีค่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนักโดยพิจารณาที่ความเร็วรอบที่มากกว่า 2,000 รอบขึ้นไป

จากกราฟสรุปได้ว่า เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นทั้งเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีและที่ทุกความเร็วรอบพบว่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลผสมก๊าซแอลพีจีจะต่ำกว่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซล และเมื่อพิจารณาเชื้อเพลิงที่มีอัตราส่วนผสมก๊าซแอลพีจี 30 % โดยน้ำหนักพบว่าค่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงมีค่าต่ำที่สุด เนื่องจากการลดอัตราส่วนของเชื้อเพลิงดีเซลลง ทำให้อัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงลดลง

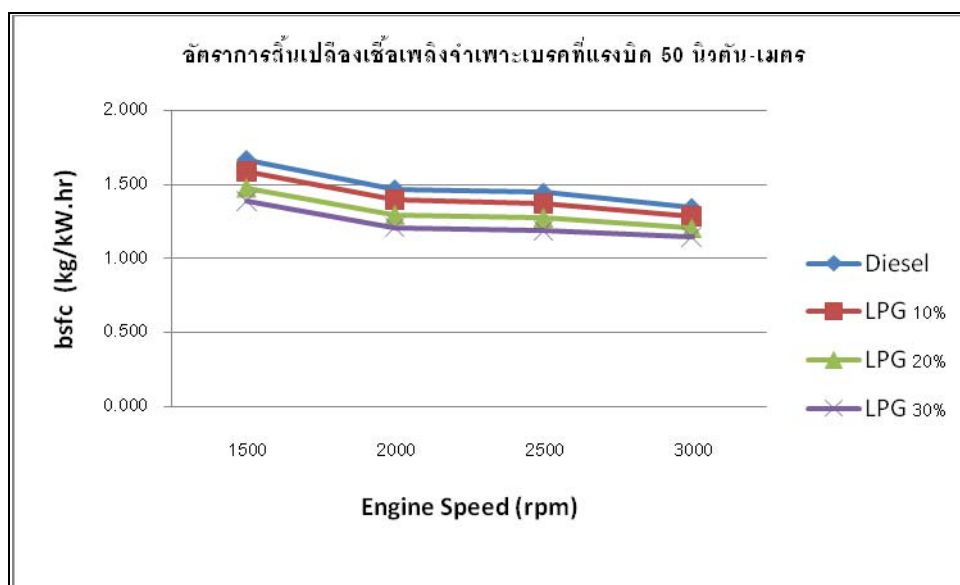


ภาพประกอบ 33 เปรียบเทียบอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร

จากภาพประกอบที่ 33 เป็นกราฟเปรียบเทียบอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่า ที่รอบเครื่องยนต์ 1,500 และ 2,000 เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ส่วนที่รอบเครื่องยนต์ 2,500 และ 3,000 ค่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงใกล้เคียงกัน
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีค่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนักโดยพิจารณาที่ความเร็วรอบที่มากกว่า 2,000 รอบขึ้นไป

จากกราฟสรุปได้ว่า เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นทั้งเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีและที่ทุกความเร็วรอบพบว่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีจะต่ำกว่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซล และเมื่อพิจารณาเชื้อเพลิงที่มีอัตราส่วนผสมแอลพีจี 30 % โดยน้ำหนักพบว่าค่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงมีค่าต่ำที่สุด เนื่องจากการลดอัตราส่วนของเชื้อเพลิงดีเซลลง ทำให้อัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงลดลง



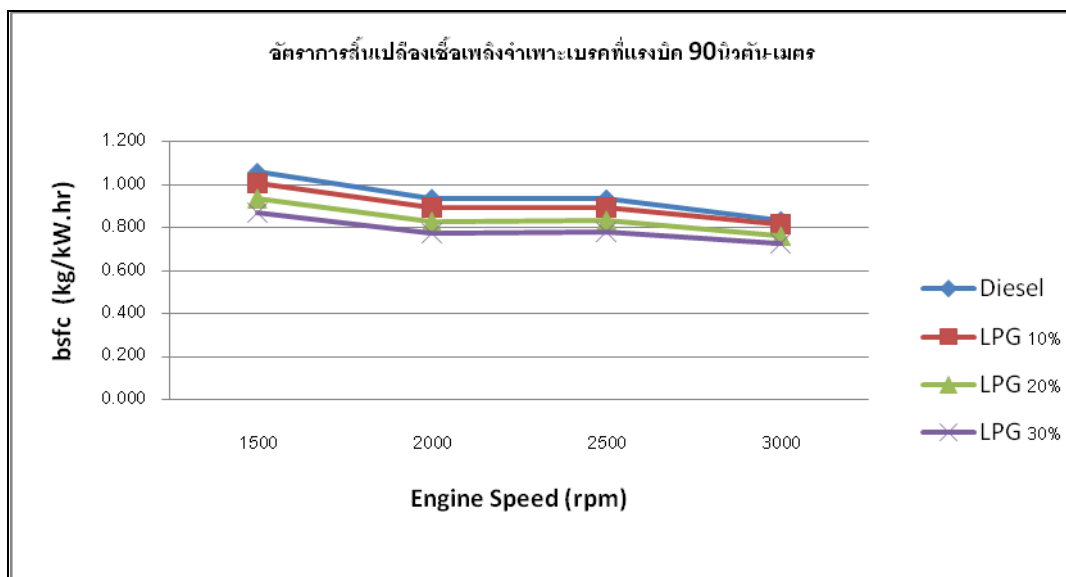
ภาพประกอบ 34 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร

จากภาพประกอบที่ 34 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคลดลงในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ

3. จากกราฟพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักและเชื้อเพลิงดีเซลมีแนวโน้มลดลงเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น และจากการทดสอบพบว่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรคของเชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลร่วมกับแอลพีจีมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซลที่ภาวะโหลดเท่ากัน เนื่องจากก๊าซแอลพีจีมีค่าความร้อนจำเพาะสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล



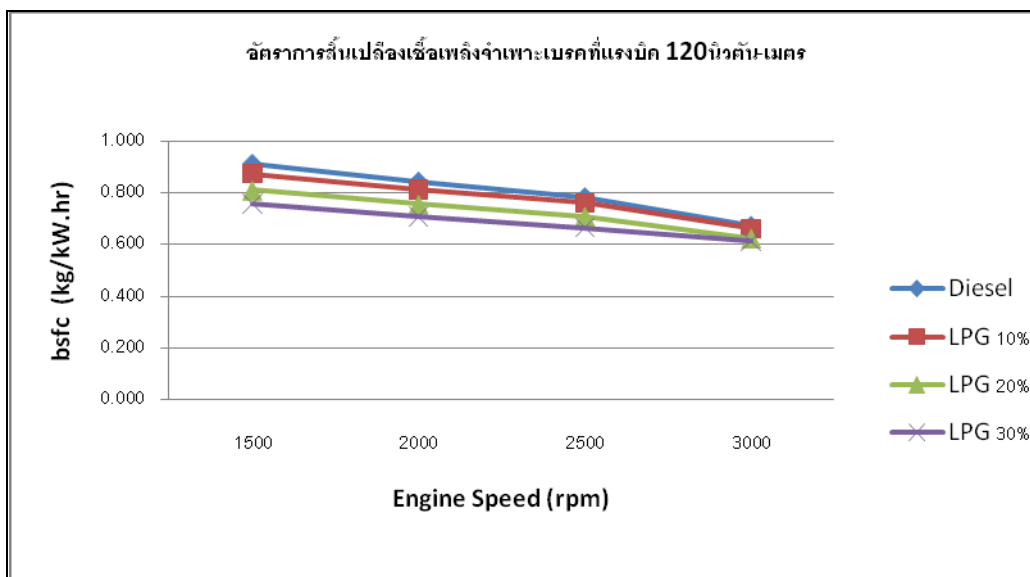
ภาพประกอบ 35 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร

จากภาพประกอบที่ 35 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคลดลงในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ

3. จากกราฟพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักและเชื้อเพลิงดีเซลมีแนวโน้มลดลงเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น และจากการทดสอบพบว่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรคของเชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลร่วมกับแอลพีจีมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซลที่ภาวะโหลดเท่ากัน เนื่องจากก๊าซแอลพีจีมีความร้อนจำเพาะสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล



ภาพประกอบ 36 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร

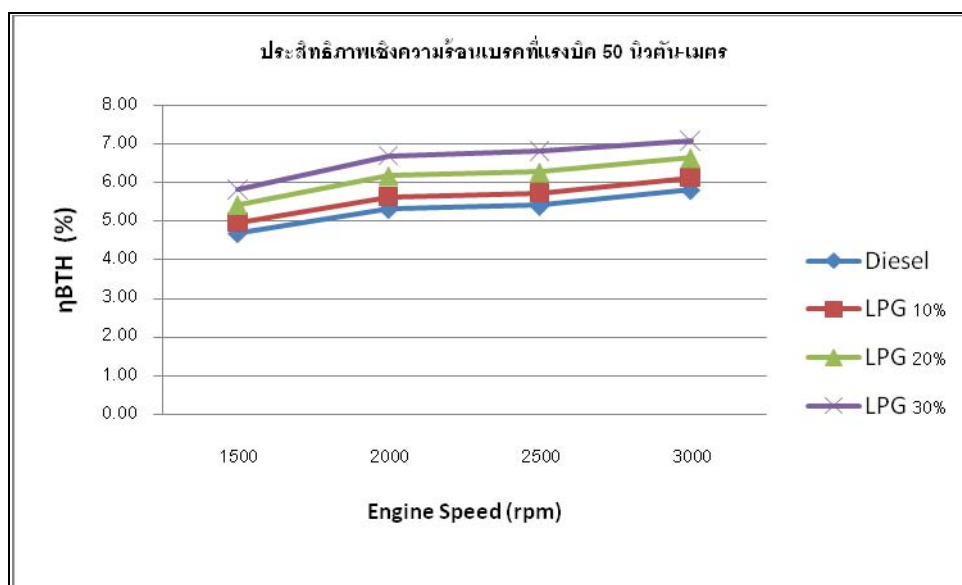
จากภาพประกอบที่ 36 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคลดลงในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง

2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ

3. จากกราฟพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักและเชื้อเพลิงดีเซลมีแนวโน้มลดลงเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น และจากการทดสอบพบว่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรคของเชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลร่วมกับแอลพีจีมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซลที่ภาวะโหลดเท่ากัน เนื่องจากก๊าซแอลพีจีมีค่าความร้อนจำเพาะสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล



ภาพประกอบ 37 แสดงกราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคที่แรงบิด 50 นิวตันเมตร

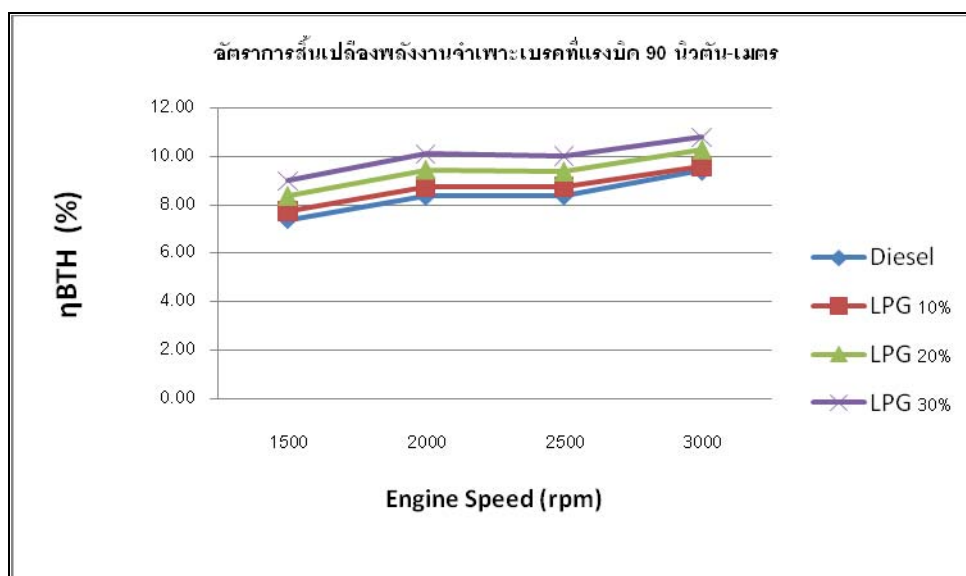
ภาพประกอบ 37 เป็นกราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคที่แรงบิด 50 นิวตันเมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคเพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง

2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ

3. จากกราฟพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคสูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดก็เพิ่มขึ้นด้วย เมื่อเปรียบเทียบระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีและเชื้อเพลิงดีเซล จะเห็นได้ว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี จะให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคที่สูงกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซล เนื่องจากเมื่อเพิ่มอัตราส่วนผสมของแอลพีจีและลดอัตราส่วนของเชื้อเพลิงดีเซลลงทำให้มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคเพิ่มขึ้น



ภาพประกอบ 38 แสดงกราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร

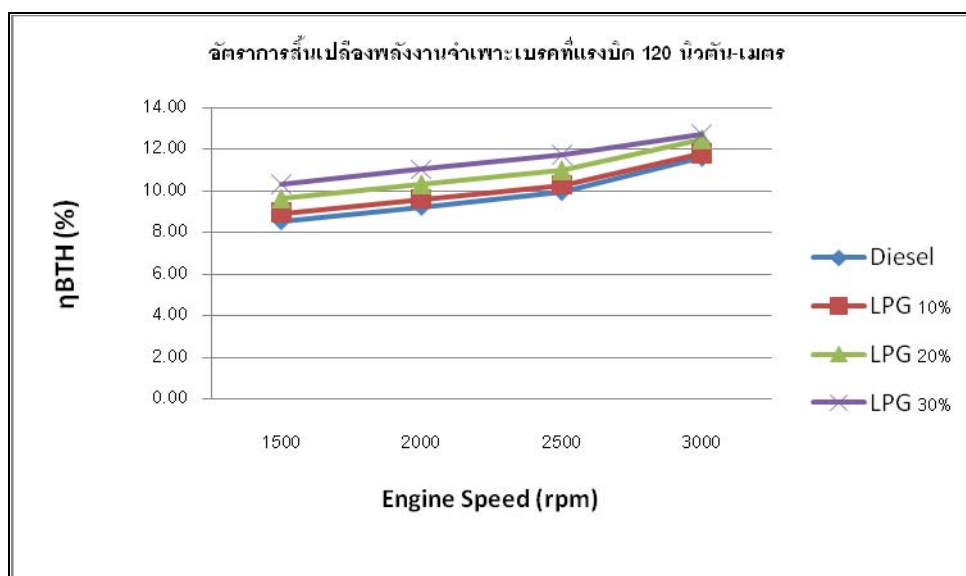
ภาพประกอบ 38 เป็นกราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคเพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง

2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ

3. จากกราฟพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคสูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดก็เพิ่มขึ้นด้วย เมื่อเปรียบเทียบระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีและเชื้อเพลิงดีเซล จะเห็นได้ว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี จะให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคที่สูงกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซล เนื่องจากเมื่อเพิ่มอัตราส่วนผสมของแอลพีจีและลดอัตราส่วนของเชื้อเพลิงดีเซลลงทำให้มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคเพิ่มขึ้น



ภาพประกอบ 39 แสดงกราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร

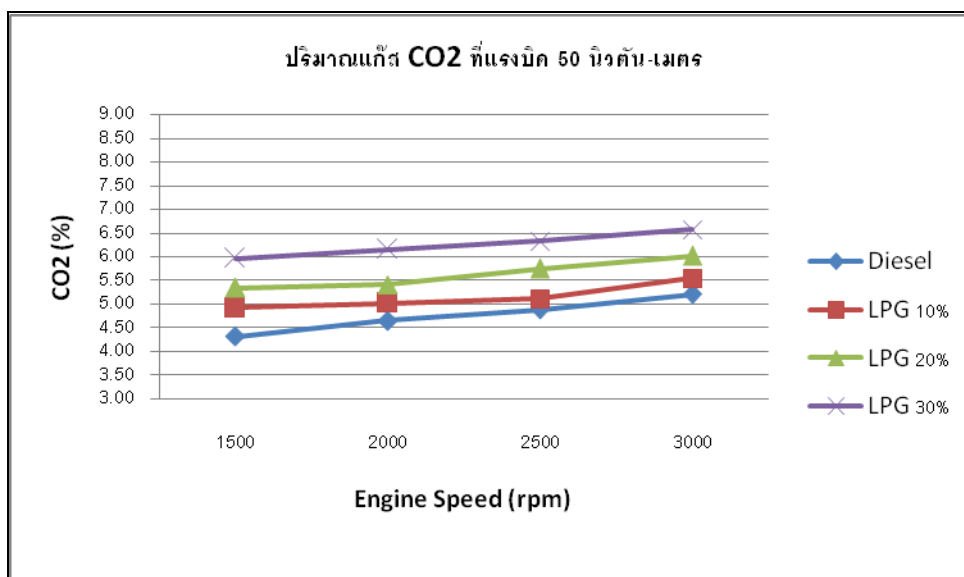
ภาพประกอบ 39 เป็นกราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคเพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคสูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดก็เพิ่มขึ้นด้วย เมื่อเปรียบเทียบระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีและเชื้อเพลิงดีเซล จะเห็นได้ว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี จะให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคที่สูงกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซล เนื่องจากเมื่อเพิ่มอัตราส่วนผสมของแอลพีจีและลดอัตราส่วนของเชื้อเพลิงดีเซลลงทำให้มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคเพิ่มขึ้น

4.2 ปริมาณแก๊สไอเสีย

ผลการวัดแก๊สไอเสียเครื่องยนต์ที่ทดสอบโดยเชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลร่วมกับแอลพีจีและเชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลเพียงอย่างเดียว สามารถนำมาเปรียบเทียบข้อมูลได้ดังภาพประกอบดังต่อไปนี้

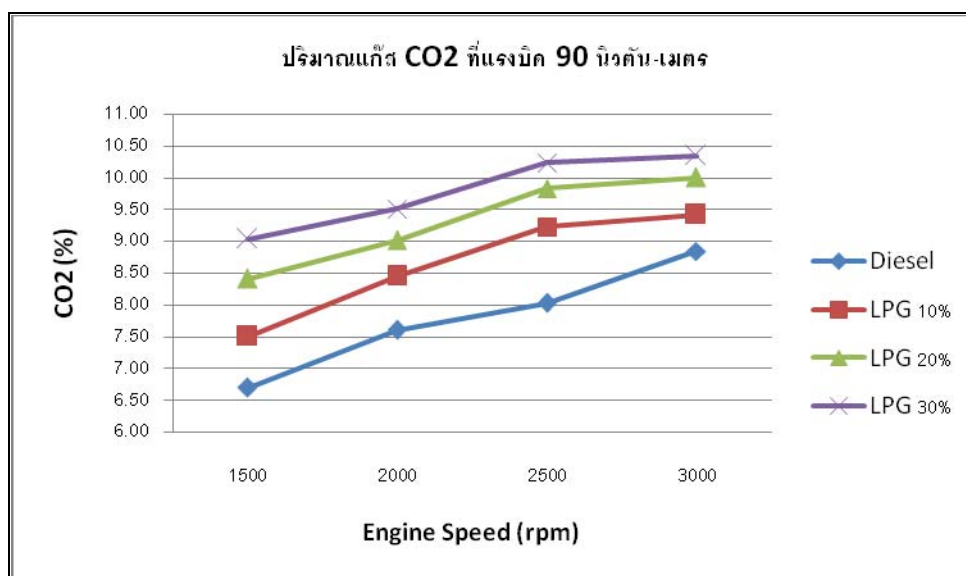


ภาพประกอบ 40 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO₂ ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 40 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO₂ ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส CO₂ สูงขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส CO₂ สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส CO₂ สูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ปริมาณ CO₂ ของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงมากขึ้นตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น จากแก๊สไอเสียของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล จากการวิเคราะห์พบว่า เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีการเผาไหม้เชื้อเพลิงมากขึ้นแต่อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ลดลงเป็นผลให้ปริมาณแก๊ส CO₂ สูงขึ้นตามไปด้วย

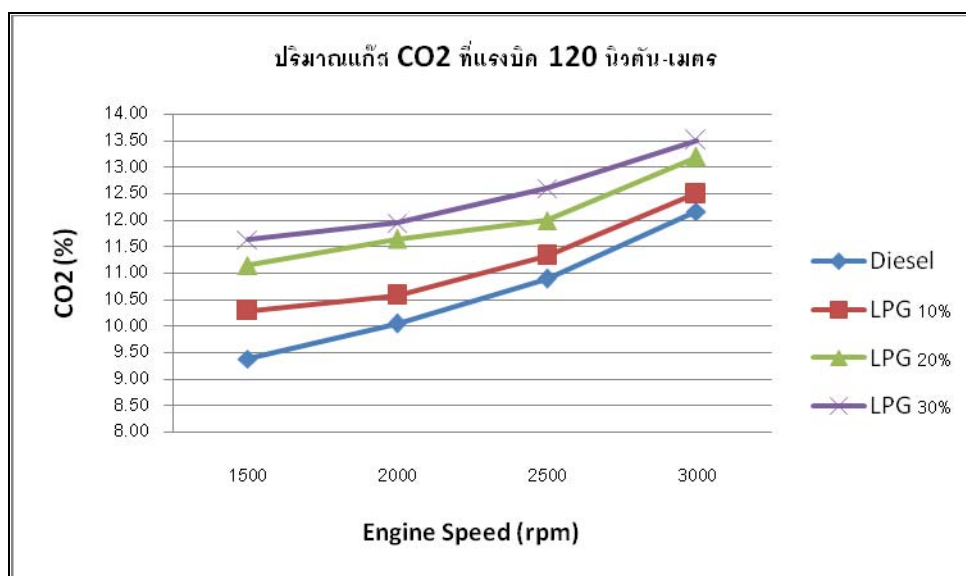


ภาพประกอบ 41 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO₂ ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 41 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO₂ ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส CO₂ สูงขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส CO₂ สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส CO₂ สูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20%และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ปริมาณ CO₂ ของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงมากขึ้นตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น จากแก๊สไอเสียของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล จากการวิเคราะห์พบว่า เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีการเผาไหม้เชื้อเพลิงมากขึ้นแต่อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ลดลงเป็นผลให้ปริมาณแก๊ส CO₂ สูงขึ้นตามไปด้วย

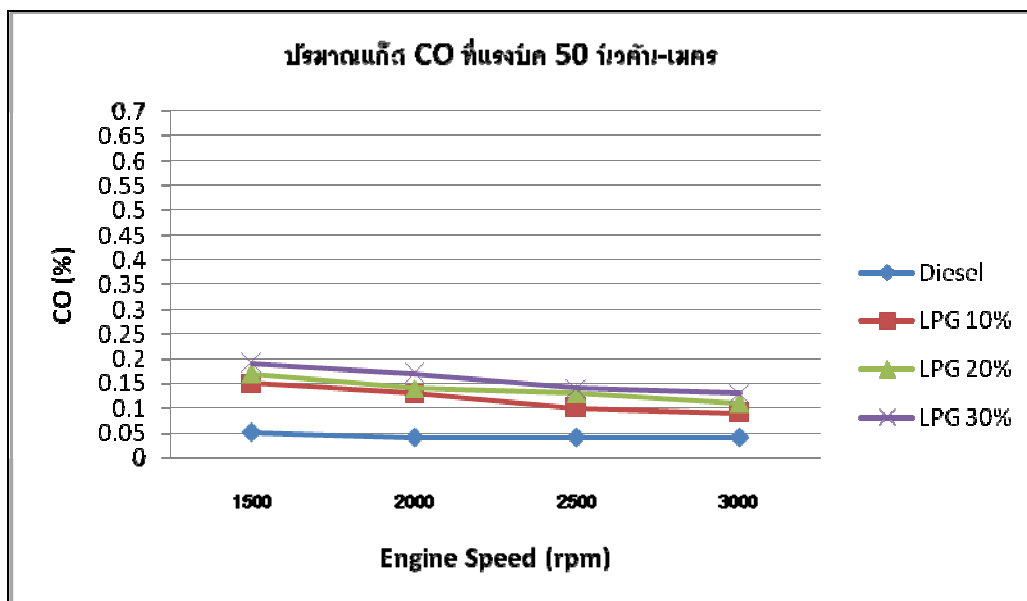


ภาพประกอบ 42 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO₂ ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 42 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO₂ ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส CO₂ สูงขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่มีปริมาณแก๊ส CO₂ สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส CO₂ สูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ปริมาณ CO₂ ของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงมากขึ้นตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น จากแก๊สไอเสียของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล จากการวิเคราะห์พบว่า เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีการเผาไหม้เชื้อเพลิงมากขึ้นแต่อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ลดลงเป็นผลให้ปริมาณแก๊ส CO₂ สูงขึ้นตามไปด้วย

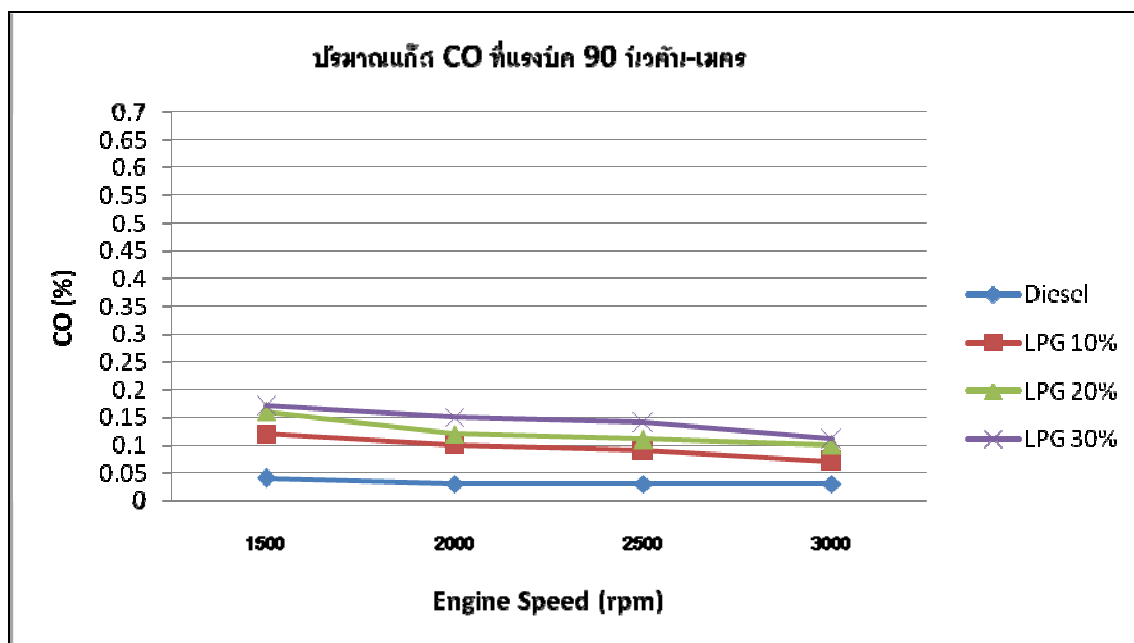


ภาพประกอบ 43 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 43 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส CO ลดลงในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิงยกเว้นเชื้อเพลิงดีเซลที่รอบ 2,500 และ 3,000 ค่อนข้างคงที่
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส CO สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส CO สูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่าปริมาณแก๊ส CO จากแก๊สไอเสียของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส CO สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ทั้งนี้เพราะว่าในองค์ประกอบของแก๊สแอลพีจีมีส่วนประกอบของไฮโดรเจนและคาร์บอนสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ดังนั้นเมื่อมีการเพิ่มปริมาณก๊าซแอลพีจี ทำให้ขบวนการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์จึงมีแก๊สหลงเหลือออกมาในรูปของแก๊ส CO มากขึ้น

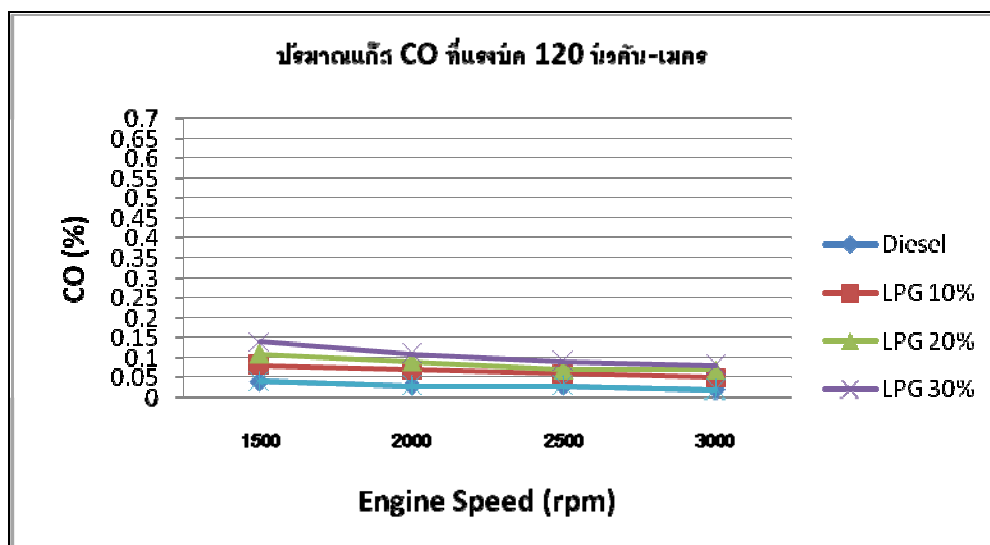


ภาพประกอบ 44 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 44 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส CO ลดลงในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิงยกเว้นเชื้อเพลิงดีเซลที่รอบ 2,500 และ 3,000 ค่อนข้างคงที่
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส CO สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส CO สูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่าปริมาณแก๊ส CO จากแก๊สไอเสียของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส CO สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ทั้งนี้เพราะว่าในองค์ประกอบของแก๊สแอลพีจีมีส่วนประกอบของไฮโดรเจนและคาร์บอนสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ดังนั้นเมื่อมีการเพิ่มปริมาณก๊าซแอลพีจี ทำให้ขบวนการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์จึงมีแก๊สหลงเหลือออกมาในรูปของแก๊ส CO มากขึ้น

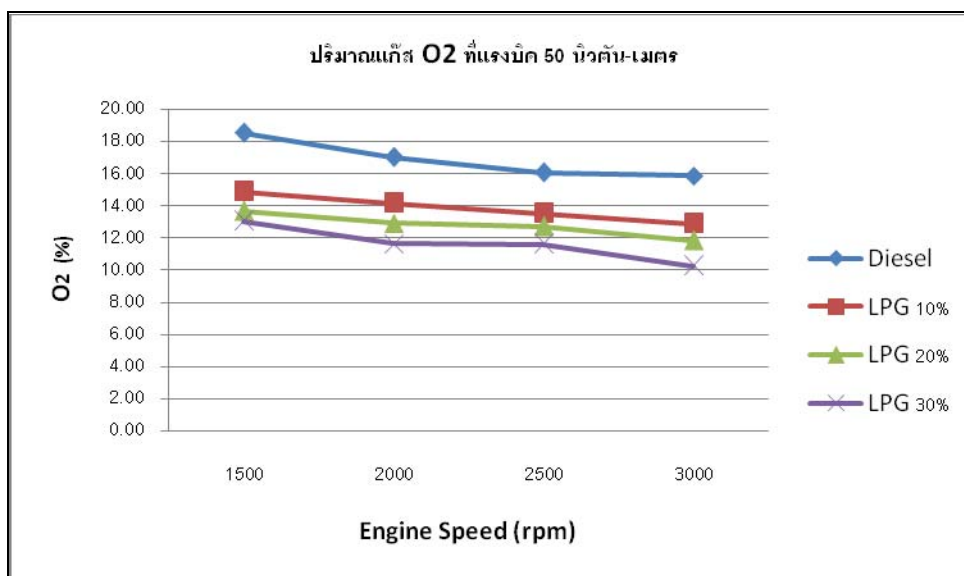


ภาพประกอบ 45 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 45 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส CO ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส CO ลดลงในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิงยกเว้นเชื้อเพลิงดีเซลที่รอบ 2,000 และ 2,500 ค่อนข้างคงที่
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส CO สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส CO สูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่าปริมาณแก๊ส CO จากแก๊สไอเสียของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส CO สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ทั้งนี้เพราะว่าในองค์ประกอบของแก๊สแอลพีจีมีส่วนประกอบของไฮโดรเจนและคาร์บอนสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ดังนั้นเมื่อมีการเพิ่มปริมาณก๊าซแอลพีจี ทำให้ขบวนการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์จึงมีแก๊สหลงเหลือออกมาในรูปของแก๊ส CO มากขึ้น

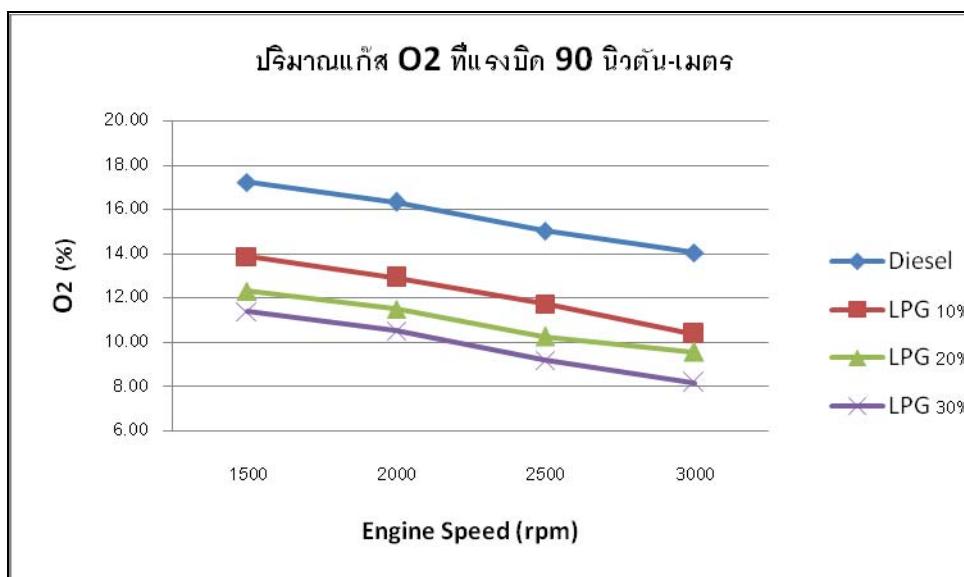


ภาพประกอบ 46 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส O₂ ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 46 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส O₂ ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ ลดลงในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่มีปริมาณแก๊ส O₂ ต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส O₂ ต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า เมื่อรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นและอัตราส่วนผสมของแอลพีจีเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ ของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดมีแนวโน้มลดลง แต่ปริมาณแก๊ส O₂ จากแก๊สไอเสียของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล จากการวิเคราะห์พบว่าสาเหตุที่แก๊ส O₂ จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าแก๊ส O₂ ต่ำกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซลเนื่องจากการเผาไหม้จะออกมาในรูปของแก๊ส คาร์บอนมอนอกไซด์สูงทำให้ปริมาณ O₂ ลดลง

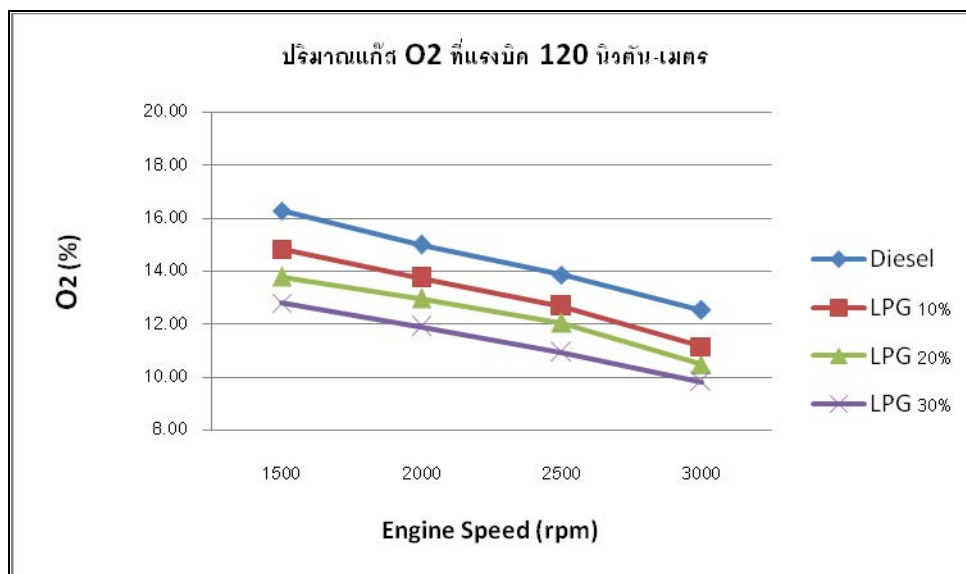


ภาพประกอบ 47 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส O₂ ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 47 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส O₂ ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ ลดลงในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส O₂ ต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส O₂ ต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า เมื่อรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นและอัตราส่วนผสมของแอลพีจีเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ ของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดมีแนวโน้มลดลง แต่ปริมาณแก๊ส O₂ จากแก๊สไอเสียของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล จากการวิเคราะห์พบว่าสาเหตุที่แก๊ส O₂ จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าแก๊ส O₂ ต่ำกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซลเนื่องจากการเผาไหม้จะออกมาในรูปแบบของแก๊ส คาร์บอนมอนอกไซด์สูงทำให้ปริมาณ O₂ ลดลง

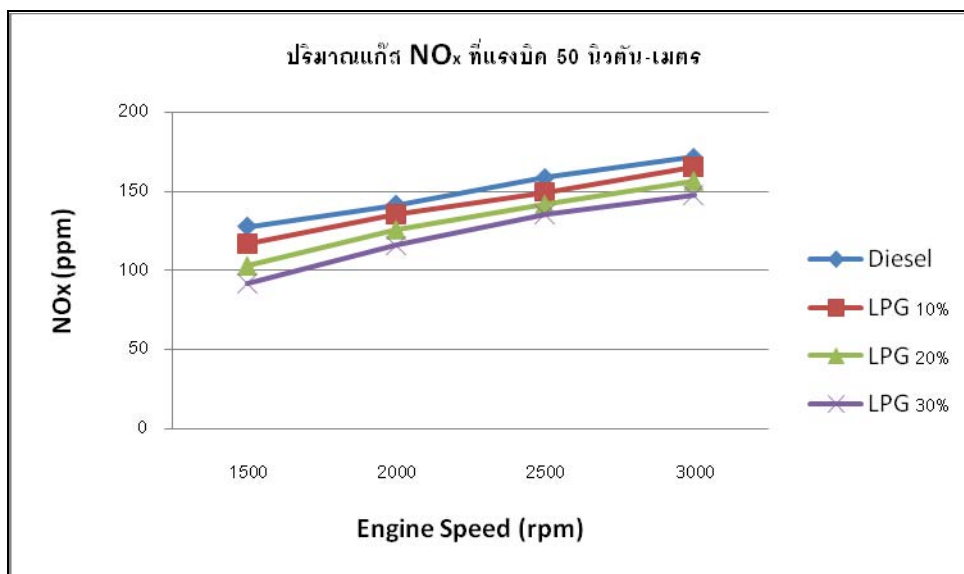


ภาพประกอบ 48 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส O₂ ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 48 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส O₂ ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ ลดลงในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส O₂ ต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส O₂ ต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากกราฟสรุปได้ว่า เมื่อรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นและอัตราส่วนผสมของแอลพีจีเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ ของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดมีแนวโน้มลดลง แต่ปริมาณแก๊ส O₂ จากแก๊สไอเสียของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล จากการวิเคราะห์พบว่าสาเหตุที่แก๊ส O₂ จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าแก๊ส O₂ ต่ำกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซลเนื่องจากการเผาไหม้จะออกมาในรูปของแก๊ส คาร์บอนมอนอกไซด์สูงทำให้ปริมาณ O₂ ลดลง

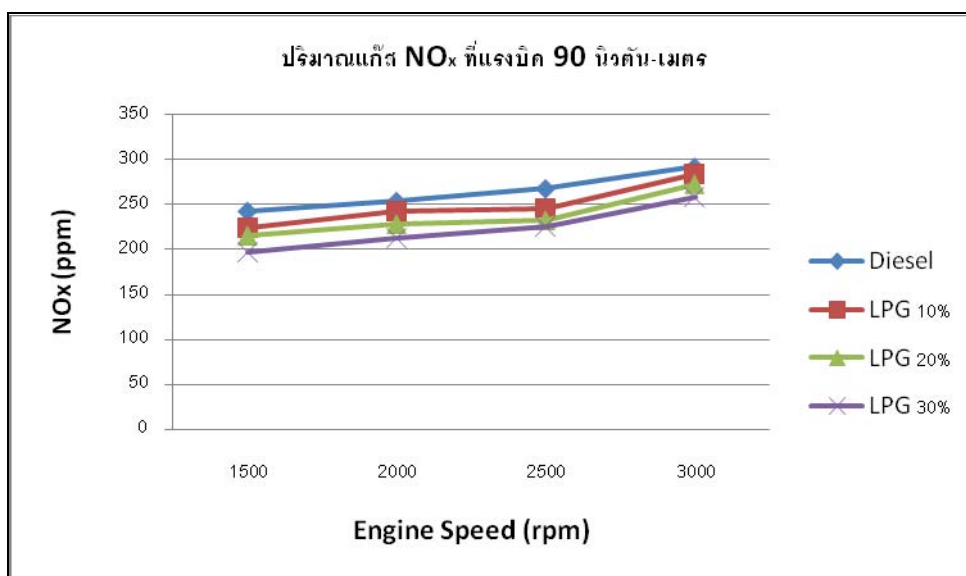


ภาพประกอบ 49 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส NO_x ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 49 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส NO_x ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส NO_x เพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส NO_x ต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส NO_x ต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

เป็นการยากที่จะวิเคราะห์ว่าแก๊ส NO_x ที่เกิดขึ้นมาจากส่วนใดในเครื่องยนต์ เนื่องจากอัตราส่วนของอากาศกับเชื้อเพลิงและอุณหภูมินั้นเปลี่ยนแปลงตามกันอย่างซับซ้อนมาก ระหว่างช่วงของการเกิดการสันดาปในกระบอกสูบที่มีออกซิเจนมาก จะเป็นการสันดาปที่ดี การเผาไหม้จะสมบูรณ์และรวดเร็ว ทำให้อุณหภูมิสูงมาก(กราฟอุณหภูมิไอเสียในภาค ผผนวก ง) และที่อุณหภูมิสูงนี้เองจะทำให้เกิดแก๊ส NO_x ในช่วงนี้มาก

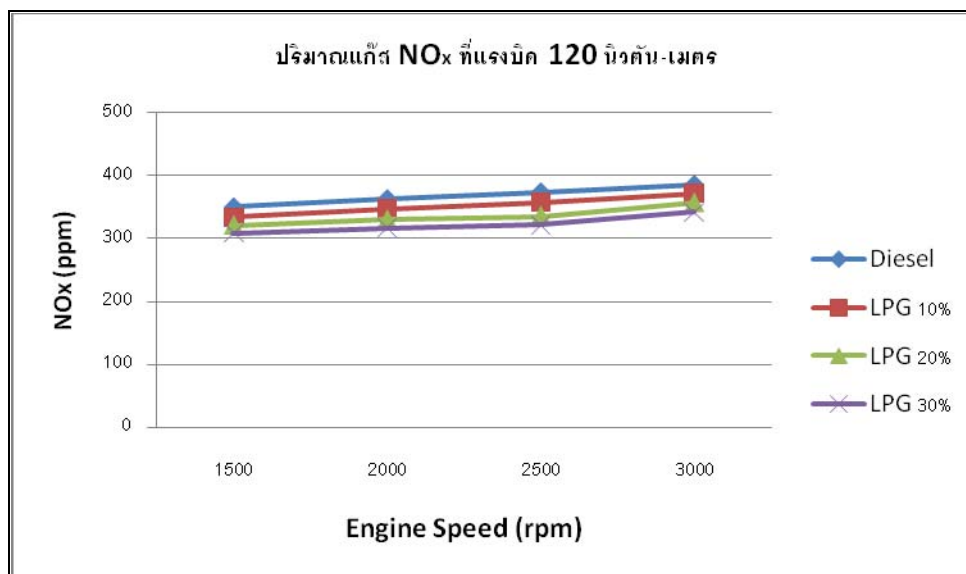


ภาพประกอบ 50 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส NO_x ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 50 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส NO_x ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส NO_x เพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส NO_x ต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส NO_x ต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

เป็นการยากที่จะวิเคราะห์ว่าแก๊ส NO_x ที่เกิดขึ้นมาจากส่วนใดในเครื่องยนต์ เนื่องจากอัตราส่วนของอากาศกับเชื้อเพลิงและอุณหภูมินั้นเปลี่ยนแปลงตามกันอย่างซับซ้อนมาก ระหว่างช่วงของการเกิดการสันดาปในกระบอกสูบที่มีออกซิเจนมาก จะเป็นการสันดาปที่ดี การเผาไหม้จะสมบูรณ์และรวดเร็ว ทำให้อุณหภูมิสูงมาก(กราฟอุณหภูมิไอเสียในภาค ผนวก ง) และที่อุณหภูมิสูงนี้เองจะทำให้เกิดแก๊ส NO_x ในช่วงนี้มาก

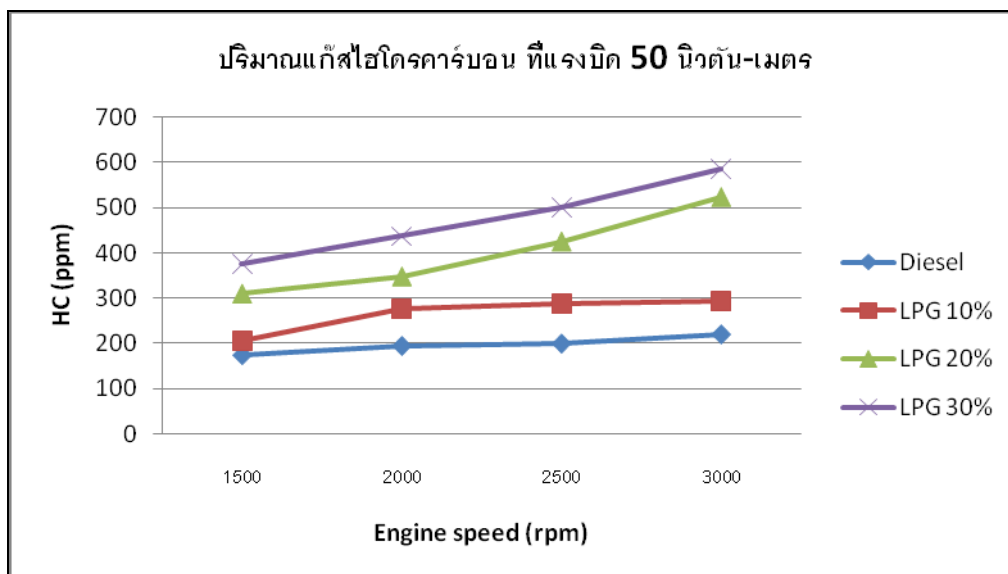


ภาพประกอบ 51 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส NO_x ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 51 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส NO_x ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตรระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส NO_x เพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส NO_x ต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส NO_x ต่ำที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

เป็นการยากที่จะวิเคราะห์ว่าแก๊ส NO_x ที่เกิดขึ้นมาจากส่วนใดในเครื่องยนต์ เนื่องจากอัตราส่วนของอากาศกับเชื้อเพลิงและอุณหภูมินั้นเปลี่ยนแปลงตามกันอย่างซับซ้อนมาก ระหว่างช่วงของการเกิดการสันดาปในกระบอกสูบที่มีออกซิเจนมาก จะเป็นการสันดาปที่ดี การเผาไหม้จะสมบูรณ์และรวดเร็ว ทำให้อุณหภูมิสูงมาก(กราฟอุณหภูมิไอเสียในภาค ผนวก ง) และที่อุณหภูมิสูงนี้เองจะทำให้เกิดแก๊ส NO_x ในช่วงนี้มาก

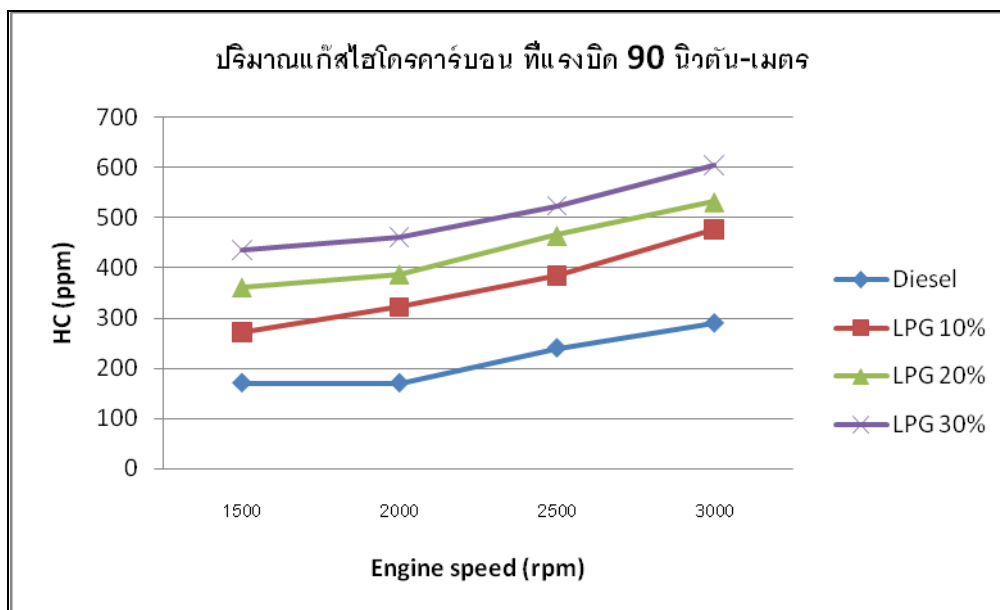


ภาพประกอบ 52 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส HC ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 52 แสดงกราฟปริมาณแก๊ส HC ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส HC เพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส HC สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส HC สูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากการวิเคราะห์พบว่า การเพิ่มขึ้นของแก๊สไฮโดรคาร์บอน เนื่องจากหลายสาเหตุเช่น ส่วนผสมของอากาศกับเชื้อเพลิงที่หนาจะสัมผัสผนังเสื้อสูบที่อุณหภูมิต่ำซึ่งเป็นสาเหตุให้เกิดแก๊สไฮโดรคาร์บอน หรืออาจเกิดจากน้ำมันหล่อลื่นหลังการฉีดของหัวฉีด และส่วนที่เหลือนี้ไม่สามารถเผาไหม้ทำให้เกิดแก๊สไฮโดรคาร์บอน เมื่อพิจารณาจากรูปประกอบที่ 11 ในบทที่ 2 พบว่าจากทฤษฎีการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ที่มีอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงลดลง ปริมาณแก๊สไฮโดรคาร์บอนจะสูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบในครั้งนี้

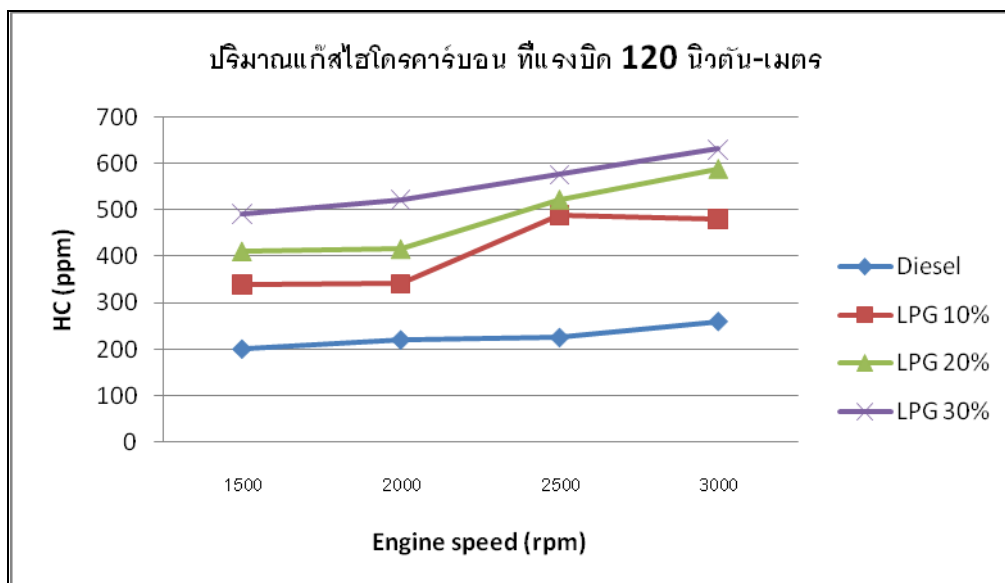


ภาพประกอบ 53 แสดงกราฟปริมาณแก๊สไฮโดรคาร์บอน ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 52 แสดงกราฟปริมาณแก๊สไฮโดรคาร์บอน ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส HC เพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่มีปริมาณแก๊ส HC สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส HC สูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากการวิเคราะห์พบว่า การเพิ่มขึ้นของแก๊สไฮโดรคาร์บอน เนื่องมาจากหลายสาเหตุเช่น ส่วนผสมของอากาศกับเชื้อเพลิงที่หนาจะสัมผัสผนังเสื้อสูบที่อุณหภูมิต่ำซึ่งเป็นสาเหตุให้เกิดแก๊สไฮโดรคาร์บอน หรืออาจเกิดจากน้ำมันหล่อลื่นหลังการฉีดของหัวฉีด และส่วนที่เหลือน้ำมันไม่สามารถเผาไหม้ทำให้เกิดแก๊สไฮโดรคาร์บอน เมื่อพิจารณาจากรูปประกอบที่ 11 ในบทที่ 2 พบว่าจากทฤษฎีการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ที่มีอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงลดลง ปริมาณแก๊สไฮโดรคาร์บอนจะสูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบในครั้งนี้



ภาพประกอบ 54 แสดงกราฟปริมาณแก๊สไฮโดรคาร์บอน ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร

ภาพประกอบ 54 แสดงกราฟปริมาณแก๊สไฮโดรคาร์บอน ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

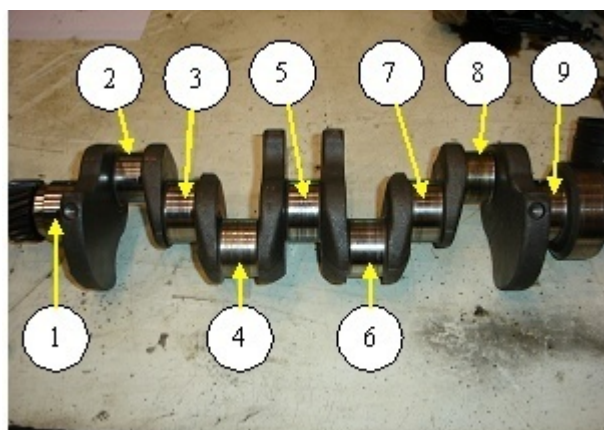
1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส HC เพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีปริมาณแก๊ส HC สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีปริมาณแก๊ส HC สูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20% และ 10% โดยน้ำหนัก

จากการวิเคราะห์พบว่า การเพิ่มขึ้นของแก๊สไฮโดรคาร์บอน เนื่องมาจากหลายสาเหตุเช่น ส่วนผสมของอากาศกับเชื้อเพลิงที่หนาจะสัมผัสผนังเสื้อสูบที่อุณหภูมิต่ำซึ่งเป็นสาเหตุให้เกิดแก๊สไฮโดรคาร์บอน หรืออาจเกิดจากน้ำมันหล่อลื่นหลังการฉีดของหัวฉีด และส่วนที่เหลือนี้ไม่สามารถเผาไหม้ทำให้เกิดแก๊สไฮโดรคาร์บอน เมื่อพิจารณาจากรูปประกอบที่ 11 ในบทที่ 2 พบว่าจากทฤษฎีการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ที่มีอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงลดลง ปริมาณแก๊สไฮโดรคาร์บอนจะสูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบในครั้งนี้

4.3 ผลการวัดการสึกหรอของชิ้นส่วนเครื่องยนต์ก่อนและหลังการทดสอบ

ก่อนเริ่มทำการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงดีเซล ได้ทำการวัดขนาดของชิ้นส่วนเครื่องยนต์ก่อนและหลังการทดสอบได้ทำการวัดการสึกหรอของชิ้นส่วนเครื่องยนต์ดังกล่าวอีกครั้งเพื่อเปรียบเทียบการสึกหรอของชิ้นส่วนเครื่องยนต์หลังจากเสร็จสิ้นการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลร่วมกับแอลพีจี ผลการวัดขนาดของชิ้นส่วนเครื่องยนต์ทั้งก่อนและหลังการทดสอบสามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

4.3.1 เฟลาข้อเหวี่ยง



ภาพประกอบ 55 แสดงตำแหน่งการวัดเส้นผ่าศูนย์กลางของเฟลาข้อเหวี่ยง

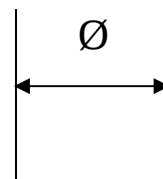
ตาราง 11 ขนาดของเฟลาข้อเหวี่ยงก่อนและหลังการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล

จุดที่วัด	ขนาดของเฟลาข้อเหวี่ยง (mm.)								
	9	8	7	6	5	4	3	2	1
ก่อนการทดสอบ	59.58	52.17	59.89	52.17	59.89	52.17	59.89	52.17	59.89
หลังการทดสอบ	59.58	52.17	59.89	52.17	59.89	52.17	59.89	52.17	59.89

ตาราง 12 ขนาดของเฟลาข้อเหวี่ยงก่อนและหลังการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลผสมก๊าซแอลพีจี

จุดที่วัด	ขนาดของเฟลาข้อเหวี่ยง (mm.)								
	9	8	7	6	5	4	3	2	1
ก่อนการทดสอบ	59.58	52.17	59.89	52.17	59.89	52.17	59.89	52.17	59.89
หลังการทดสอบ	59.58	52.17	59.89	52.17	59.89	52.17	59.89	52.17	59.89

4.3.2 กระบอกสูบ



ภาพประกอบ 56 การวัดขนาดของกระบอกสูบ

ตาราง 13 ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกสูบก่อนและหลังการทดสอบของน้ำมันดีเซล

เส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกสูบก่อนและหลังการทดสอบ (mm.)						
ช่วงเวลา	ตำแหน่งวัด	ลูกสูบหมายเลข				ค่าเฉลี่ย
		4	3	2	1	
ก่อนการทดสอบ	แกน x (mm)	91.410	91.440	91.250	91.340	91.360
	แกน y (mm)	91.430	91.480	91.430	91.580	91.480
	Average(mm)	91.420	91.460	91.340	91.460	91.420
หลังการทดสอบ	แกน x (mm)	91.420	91.460	91.260	91.350	91.372
	แกน y (mm)	91.440	91.480	91.440	91.580	91.485
	Average(mm)	91.430	91.470	91.350	91.465	91.428
เปอร์เซ็นต์การสึกหรอเฉลี่ย	% Average	0.010	0.010	0.010	0.005	0.00875

ตาราง 14 ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกสูบก่อนและหลังการทดสอบของน้ำมันดีเซลผสมก๊าซแอลพีจี

เส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกสูบก่อนและหลังการทดสอบ (mm.)						
ช่วงเวลา	ตำแหน่งวัด	ลูกสูบหมายเลข				ค่าเฉลี่ย
		4	3	2	1	
ก่อนการทดสอบ	แกน x (mm)	91.420	91.460	91.260	91.350	91.372
	แกน y (mm)	91.440	91.480	91.440	91.580	91.485
	Average(mm)	91.430	91.470	91.350	91.465	91.428
หลังการทดสอบ	แกน x (mm)	91.430	91.470	91.280	91.370	91.387
	แกน y (mm)	91.440	91.480	91.440	91.580	91.485
	Average(mm)	91.435	91.475	91.360	91.475	91.435
เปอร์เซ็นต์การสึกหรอเฉลี่ย	% Average	0.005	0.005	0.010	0.005	0.00625

4.3.3 แหวนลูกสูบ

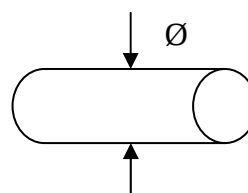
ตาราง 15 น้ำหนักแหวนลูกสูบก่อนและหลังการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล

น้ำหนักแหวนลูกสูบก่อนและหลังการทดสอบ (g)						
ลูกสูบที่	1	2	3	4	เฉลี่ย	date
ก่อนการทดสอบ	46.0557	46.1298	45.8472	46.1158	46.0371	25/2/2008
หลังการทดสอบ	46.0556	46.1296	45.8471	46.1157	46.0370	22/6/2008
น้ำหนักที่หายไป	0.00001	0.00002	0.00001	0.00001	0.00001	

ตาราง 16 น้ำหนักแวนลูกสูบก่อนและหลังการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลผสมก๊าซแอลพีจี

น้ำหนักแวนลูกสูบก่อนและหลังการทดสอบ (g)						
ลูกสูบที่	1	2	3	4	เฉลี่ย	date
ก่อนการทดสอบ	46.0557	46.1298	45.8472	46.1158	46.0371	25/9/2008
หลังการทดสอบ	46.0556	46.1296	45.8471	46.1157	46.0370	22/12/2008
น้ำหนักที่หายไป	0.00001	0.00002	0.00001	0.00001	0.00001	

4.3.4 สลักลูกสูบ



ภาพประกอบ 57 การวัดขนาดของสลักลูกสูบ

ตาราง 17 ขนาดของสลักลูกสูบก่อนและหลังการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล

ขนาดของสลักลูกสูบ mm.						
ลูกสูบที่	1	2	3	4	เฉลี่ย	date
ก่อนการทดสอบ	58.27	58.27	58.25	58.27	58.265	25/2/2008
หลังการทดสอบ	58.27	58.26	58.25	58.27	58.262	22/6/2008
เปอร์เซ็นต์การสึกหรอเฉลี่ย	0.00	0.017	0.00	0.00	0.00514	

ตาราง 18 ขนาดของสลักลูกสูบก่อนและหลังการทดสอบด้วยเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลผสมก๊าซแอลพีจี

ขนาดของสลักลูกสูบ mm.						
ลูกสูบที่	1	2	3	4	เฉลี่ย	date
ก่อนการทดสอบ	58.27	58.27	58.25	58.27	58.265	25/9/2008
หลังการทดสอบ	58.27	58.26	58.25	58.27	58.262	22/12/2008
เปอร์เซ็นต์การสึกหรอเฉลี่ย	0.00	0.017	0.00	0.00	0.00514	

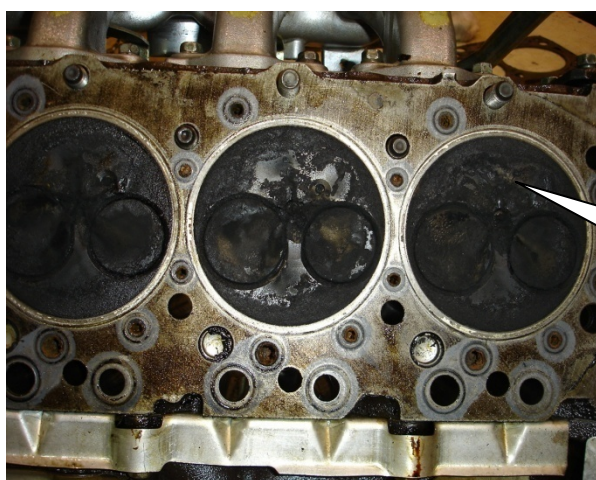
สรุปเมื่อทำการวัดขนาดชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ทั้งก่อนและหลังการทดสอบของเชื้อเพลิงดีเซลเพียงอย่างเดียวและดีเซลผสมแอลพีจีพบว่า การเปรียบเทียบการสึกหรอของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีไม่มีความแตกต่างกันเพราะช่วงโม่ ในการทดสอบความสึกหรอของชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิงทั้งสองน้อยเกินไป

4.4 ความสะอาดในห้องเผาไหม้ก่อนและหลังการทดสอบ

ทำการตรวจสอบความสะอาดในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ก่อนและหลังการทดสอบด้วยน้ำมันดีเซลและน้ำมันดีเซลผสมก๊าซแอลพีจี



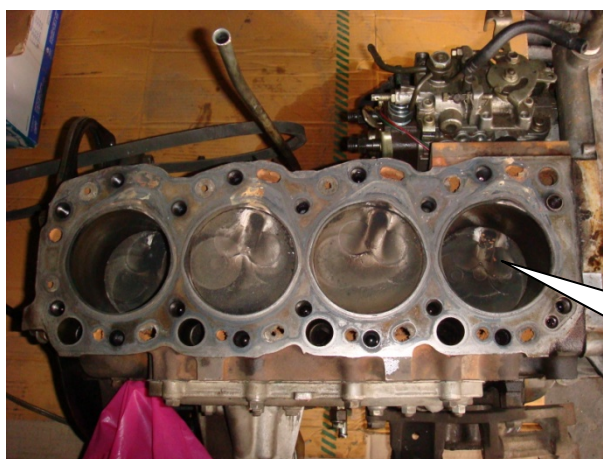
ภาพประกอบ 58 แสดงความสะอาดในห้องเผาไหม้ก่อนทดสอบน้ำมันดีเซล



ภาพประกอบ 59 แสดงปริมาณเขม่าที่จับที่ปลายลูกสูบหลังการทดสอบด้วยน้ำมันดีเซล



ภาพประกอบ 60 แสดงความสะอาดในห้องเผาไหม้ก่อนการทดสอบน้ำมันดีเซลผสมก๊าซแอลพีจี



■ มีคราบเขม่าสีดำแข็ง
เกาะติดน้อยกว่า

ภาพประกอบ 61 แสดงความสะอาดในห้องเผาไหม้หลังการทดสอบน้ำมันดีเซลผสมก๊าซแอลพีจี

จากภาพประกอบที่ 58-61 สรุปได้ว่าความสะอาดในห้องเผาไหม้ของทั้งสองเชื้อเพลิงมีเขม่าสีดำซึ่งมีลักษณะแข็งแต่เปราะเกาะติดโดยเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีคราบเขม่าติดน้อยกว่าเชื้อเพลิงดีเซลเพียงอย่างเดียว ซึ่งลักษณะดังกล่าวน่าจะเกิดจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ของอากาศและเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ ดังนั้นจึงสรุปผลการทดสอบนี้ได้ว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีสะอาดกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

4. 5 ผลการตรวจปริมาณโลหะในน้ำมันเครื่อง

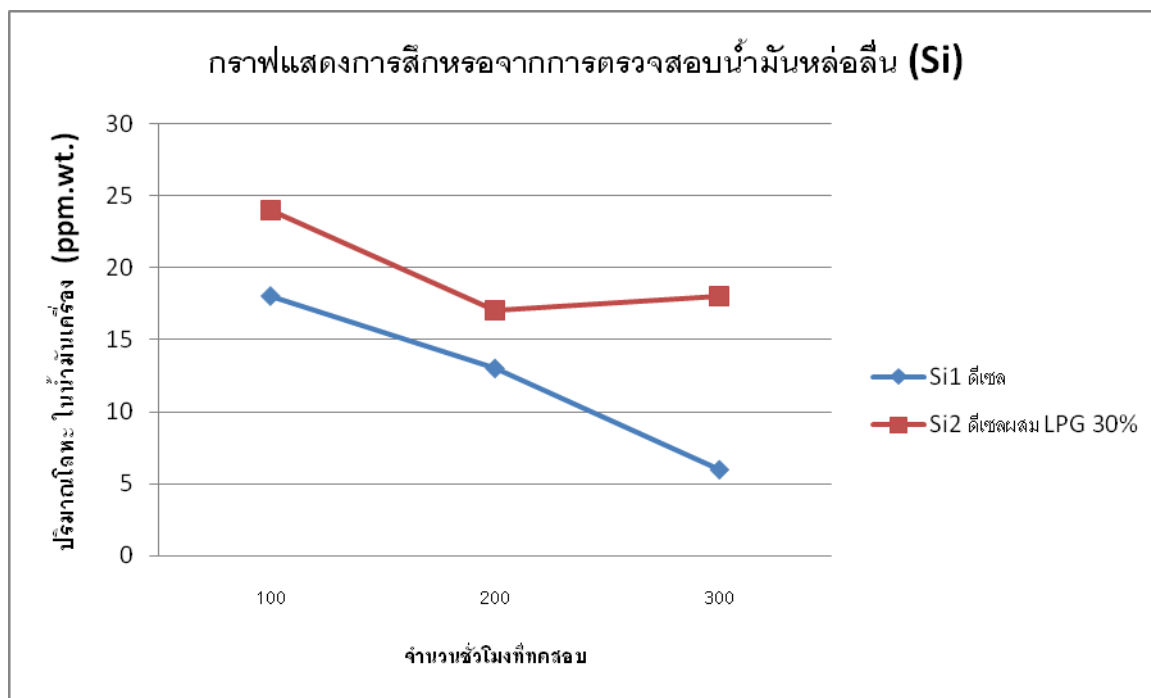
ตาราง 19 แสดงปริมาณโลหะในน้ำมันเครื่องกับช่วงเวลาการทดสอบเดินเครื่องยนต์ตัวเปล่าโดยใช้เชื้อเพลิงดีเซลเพียงอย่างเดียว

ตารางผลการตรวจสอบการสึกหรอจากการตรวจน้ำมันหล่อลื่น (ppm.wt.)						
	Si	Pb	Fe	Cr	Cu	Al
100	18	ND	39	ND	4	13
200	13	ND	13	ND	3	5
300	6	ND	ND	ND	ND	ND

ตาราง 20 แสดงปริมาณโลหะในน้ำมันเครื่องกับช่วงเวลาการทดสอบเดินเครื่องยนต์ตัวเปล่าโดยใช้เชื้อเพลิงดีเซลผสมกับก๊าซแอลพีจี

ตารางผลการตรวจสอบการสึกหรอจากการตรวจน้ำมันหล่อลื่น (ppm.wt.)						
	Si	Pb	Fe	Cr	Cu	Al
100	24	ND	45	ND	4	11
200	17	ND	45	ND	3	8
300	18	ND	35	ND	7	8

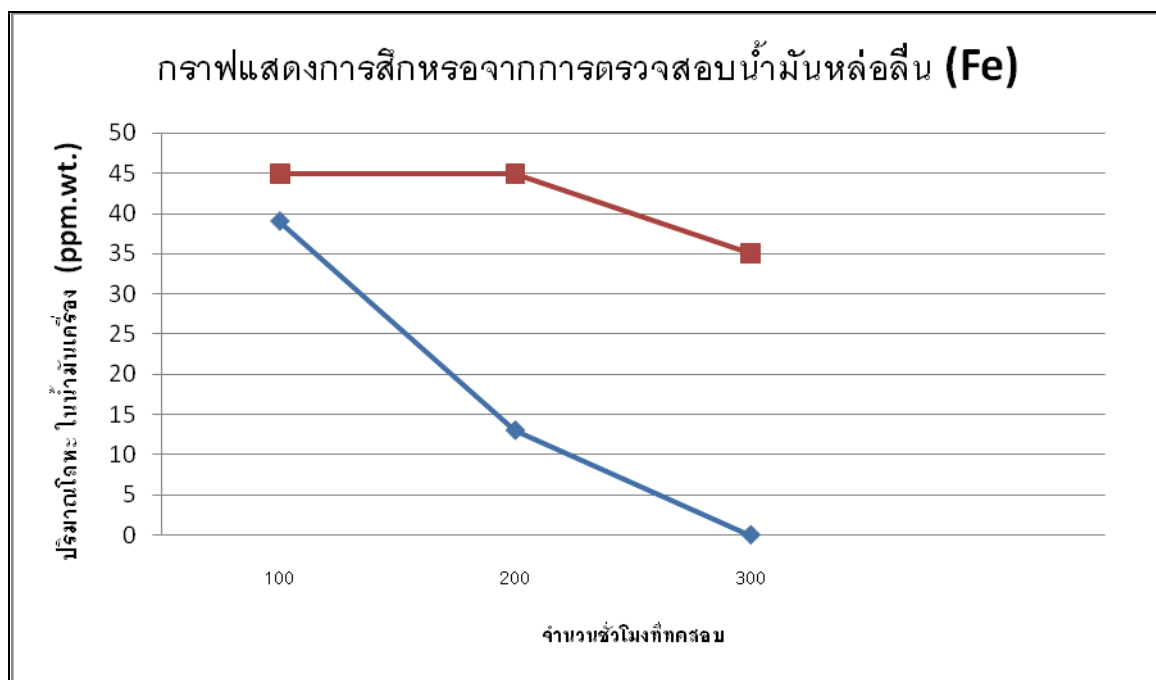
โดยการทดสอบเดินเครื่องยนต์ตัวเปล่านี้อาจใช้เวลา 300 ชั่วโมง และเก็บตัวอย่างน้ำมันเครื่องทุกๆ 100 ชั่วโมงเพื่อนำตัวอย่างน้ำมันเครื่องดังกล่าวไปตรวจสอบหาค่าปริมาณโลหะที่ผสมอยู่ในน้ำมันเครื่องที่แต่ละช่วงเวลา 100 ชั่วโมง ผลการทดสอบสามารถแสดงได้ดังตารางที่ 19 และ 20 โดยการนำตัวอย่างน้ำมันเครื่องที่เก็บได้ทั้ง 3 ตัวอย่างส่งไปทดสอบที่ห้องทดลองของบริษัท Intertek Testing Services (Thailand) Limited



ภาพประกอบ 62 แสดงปริมาณโลหะหนักของซิลิคอนระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจี

ภาพประกอบ 62 แสดงปริมาณโลหะหนักของซิลิคอนระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ชั่วโมงการทดสอบต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

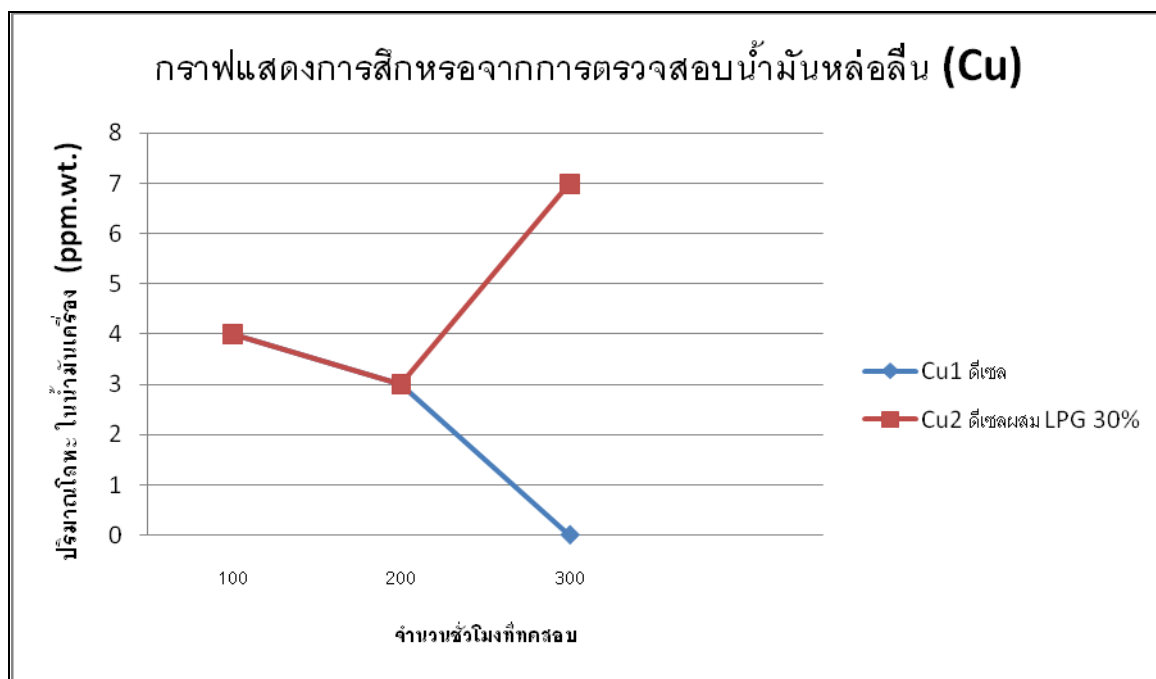
1. เมื่อชั่วโมงการทดสอบเพิ่มขึ้นปริมาณโลหะหนักของซิลิคอนเริ่มลดลง ในทุกชั่วโมงที่ทดสอบ ยกเว้นปริมาณซิลิคอนของดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนัก ที่ 300 ชั่วโมงเริ่มเพิ่มขึ้น
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างปริมาณโลหะหนักซิลิคอนของเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่า ปริมาณโลหะหนักซิลิคอนของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลในทุกชั่วโมงการทดสอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีความสึกหรอของปริมาณโลหะหนักซิลิคอนในน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล



ภาพประกอบ 63 แสดงปริมาณโลหะหนักของเหล็กระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจี

ภาพประกอบ 63 แสดงปริมาณโลหะหนักของเหล็กในน้ำมันหล่อลื่นระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ชั่วโมงการทดสอบต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

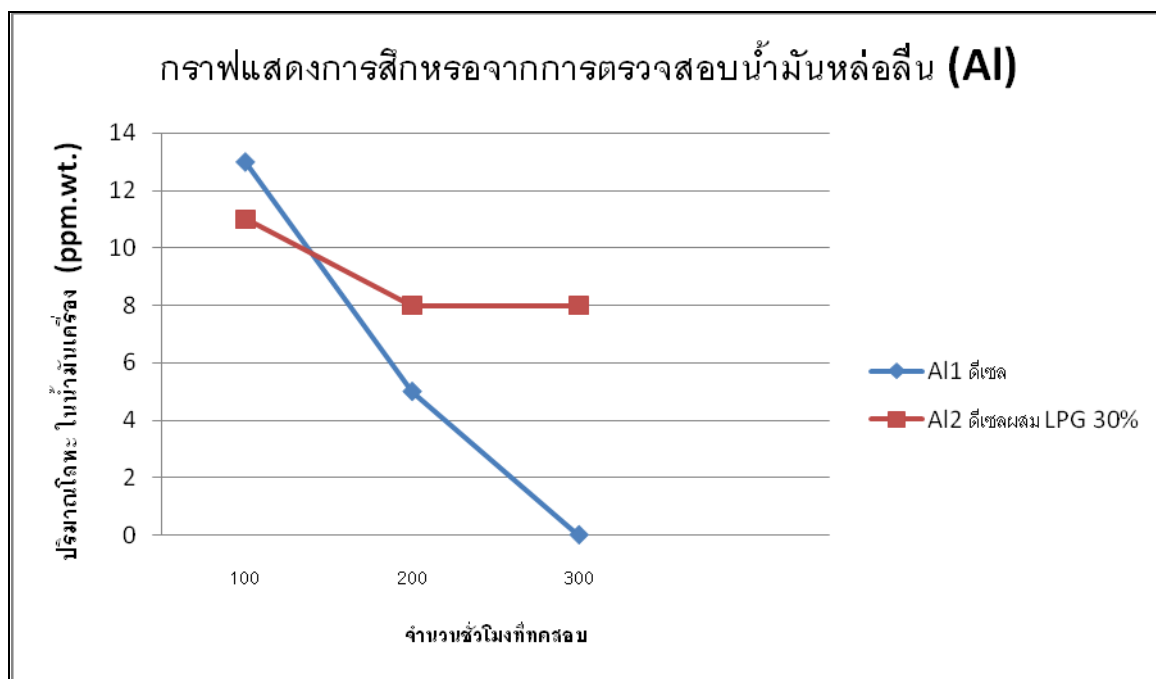
1. เมื่อชั่วโมงการทดสอบเพิ่มขึ้นปริมาณโลหะหนักของเหล็กเริ่มลดลงในทุกชั่วโมงที่ทดสอบ ยกเว้นปริมาณเหล็กของดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักที่ 100-200 ชั่วโมงคงที่และเริ่มลดลงในชั่วโมงที่ 300
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างปริมาณโลหะหนักชนิดคอนของเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่า ปริมาณโลหะหนักเหล็กของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกชั่วโมงการทดสอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีความสึกหรอของปริมาณโลหะหนักของเหล็กในน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล



ภาพประกอบ 64 แสดงปริมาณโลหะหนักของทองแดงระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจี

ภาพประกอบ 63 แสดงปริมาณโลหะหนักของทองแดงในน้ำมันหล่อลื่นระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ชั่วโมงการทดสอบต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อชั่วโมงการทดสอบเพิ่มขึ้นปริมาณโลหะหนักของทองแดงเริ่มลดลงในทุกชั่วโมงที่ทดสอบ ยกเว้นปริมาณทองแดงของดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักที่ 300 ชั่วโมงเพิ่มขึ้นสูงมาก
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างปริมาณโลหะหนักทองแดงของเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่า ปริมาณโลหะหนักทองแดงของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีเท่ากับเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกชั่วโมงการทดสอบ ยกเว้นปริมาณโลหะหนักทองแดงของดีเซลผสมแอลพีจี พบว่าที่ 300 ชั่วโมงเพิ่มขึ้นสูงมากดังนั้นเมื่อชั่วโมงการทดสอบที่มากขึ้นปริมาณโลหะหนักทองแดงของดีเซลผสมแอลพีจีจะมีมากกว่า
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีความสึกหรอของปริมาณโลหะหนักทองแดงในน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล



ภาพประกอบ 65 แสดงปริมาณโลหะหนักของอลูมิเนียมระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจี

ภาพประกอบ 65 แสดงปริมาณโลหะหนักของอลูมิเนียมในน้ำมันหล่อลื่นระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ชั่วโมงการทดสอบต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อชั่วโมงการทดสอบเพิ่มขึ้นปริมาณโลหะหนักของอลูมิเนียมเริ่มลดลงในทุกชั่วโมงที่ทดสอบ ยกเว้นปริมาณอลูมิเนียมของดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักที่ 200-300 ชั่วโมงเริ่มคงที่
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างปริมาณโลหะหนักของอลูมิเนียมของเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่า ปริมาณโลหะหนักของอลูมิเนียมของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกชั่วโมงการทดสอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีความสึกหรอของปริมาณโลหะหนักอลูมิเนียมในน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล

สรุป ปริมาณเหล็ก (Fe) เหล็กเป็นองค์ประกอบของชิ้นส่วน แหวน กระบอกสูบ สลักลูกสูบ จากการวิเคราะห์พบว่าปริมาณของเหล็กที่ได้จากการตรวจการเจือปนของโลหะหนักในน้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิงดีเซลที่มีส่วนผสมของแอลพีจี มีค่ามากกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซลเพียงอย่างเดียวแต่ผลของการสึกหรอที่ได้จากการตรวจการเจือปนของโลหะหนักในน้ำมันเครื่องนั้นถึงแม้จะมีผลแตกต่างกันแต่

ไม่มีนัยสำคัญพอที่จะระบุได้ว่าเชื้อเพลิงที่มีอัตราส่วนผสมของแอลพีจีมีการสึกหรอมากกว่า ดังนั้นถ้าต้องการผลที่ละเอียดมากขึ้นจึงควรทำการทดสอบชั่วโมงการทำงานที่มากขึ้นถึง 600-1000 ชั่วโมง

ปริมาณอะลูมิเนียม (Al) ปริมาณทองแดง (Cu) ปริมาณซิลิคอน (Si) เป็นองค์ประกอบของชิ้นส่วนในบูช และแปรงต่างๆ จากการวิเคราะห์พบว่าปริมาณของอะลูมิเนียม ทองแดง ซิลิคอนจากการใช้เชื้อเพลิงดีเซลที่มีส่วนผสมของแอลพีจีและเชื้อเพลิงดีเซลเพียงอย่างเดียวมีปริมาณอะลูมิเนียม ทองแดง ซิลิคอนลดลงเมื่อชั่วโมงการทดสอบเพิ่มขึ้น ผลที่ได้จากการตรวจการเจือปนของโลหะหนักในน้ำมันเครื่องนั้นมีแนวโน้มลดลงเช่นเดียวกัน

บทที่ 5

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผล

จากผลการศึกษาเพื่อหาอัตราส่วนผสมของก๊าซแอลพีจีที่เหมาะสมสูงสุดที่เครื่องยนต์ดีเซลสามารถเดินเครื่องได้ตามปกติ โดยการผสมก๊าซแอลพีจีกับน้ำมันดีเซลโดยตรง แล้วพิจารณาเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องยนต์ การเผาไหม้ ความสึกหรอของเครื่องยนต์ และความสะอาดในห้องเผาไหม้ กับการใช้เชื้อเพลิงดีเซล โดยทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซล ที่ความเร็วรอบ 1500 , 2000 , 2500 และ 3000 รอบต่อนาทีตามลำดับ โดยแต่ละความเร็วรอบจะทำการปรับค่าแรงบิดที่ 50 , 90 และ 120 นิวตันเมตรตามลำดับ จากการทดสอบที่ได้พอสรุปสาระสำคัญตามวัตถุประสงค์ได้ดังนี้

5.1.1 อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง

จากการทดสอบการใช้เชื้อเพลิงดีเซลผสมก๊าซแอลพีจีตั้งแต่ 0 – 40% โดยน้ำหนัก กับเครื่องยนต์พบว่า ที่อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลกับก๊าซแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนัก คืออัตราส่วนผสมสูงสุดที่เครื่องยนต์ดีเซลสามารถเดินเครื่องได้ตามปกติโดยไม่เกิดการน็อค แต่มีข้อเสียคือ แก๊สไอเสียมีกลิ่นแรงของก๊าซแอลพีจีและแสบตา

5.1.2 สมรรถนะของเครื่องยนต์

จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลผสมก๊าซแอลพีจีเปรียบเทียบกับการใช้เชื้อเพลิงดีเซลพบว่า

1. เครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยเชื้อเพลิงดีเซลผสมก๊าซแอลพีจีที่อัตราส่วน 30% โดยน้ำหนัก มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยเชื้อเพลิงดีเซลทั้งนี้เนื่องจากค่าความร้อนจำเพาะของเชื้อเพลิงแอลพีจี มีค่าสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลดังแสดงในตารางที่ 2 ในบทที่ 2

2. อัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วย เชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลผสมก๊าซแอลพีจี 30% โดยน้ำหนัก มีค่าอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงต่ำกว่าเชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลโดยเฉลี่ย 3.17% เนื่องจากการลดอัตราส่วนของเชื้อเพลิงดีเซลลง ทำให้อัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงลดลง แต่จะส่งผลให้ปริมาณก๊าซ CO สูงขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากก๊าซแอลพีจีที่ฉีดเพิ่มเข้าไปทางท่อร่วมไอดีเผาไหม้ไม่หมดจึงได้ก๊าซออกมาในรูปของก๊าซ CO ค่อนข้างสูง

3. เมื่อเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรค พบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมก๊าซแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักและเชื้อเพลิงดีเซลมีแนวโน้มลดลงเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น และจากการทดสอบพบว่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรค ของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ภาระโหลดเท่ากัน เนื่องจากก๊าซแอลพีจีมีค่าความร้อนจำเพาะสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

4. ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีและเชื้อเพลิงดีเซลพบว่า เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดก็เพิ่มขึ้นด้วย เมื่อเปรียบเทียบระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีและเชื้อเพลิงดีเซล จะเห็นได้ว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี จะให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคที่สูงกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซล เนื่องจากเมื่อเพิ่มอัตราส่วนผสมของแอลพีจีและลดอัตราส่วนของเชื้อเพลิงดีเซลลงทำให้มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรคเพิ่มขึ้น

5.1.3 ปริมาณแก๊สไอเสียจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง

จากการวัดปริมาณแก๊สไอเสียเครื่องยนต์ที่ทดสอบด้วยเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีเปรียบเทียบกับทดสอบด้วยเชื้อเพลิงดีเซลพบว่า

1. ปริมาณแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์และแก๊สไฮโดรคาร์บอนจากแก๊สไอเสียของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลร่วมกับแอลพีจีมีปริมาณแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์และแก๊สไฮโดรคาร์บอนสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ทั้งนี้เพราะว่าในองค์ประกอบของแก๊สแอลพีจีมีส่วนประกอบของไฮโดรเจนและคาร์บอนสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ดังนั้นเมื่อมีการเพิ่มปริมาณก๊าซแอลพีจี ทำให้ขบวนการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์จึงมีแก๊สหลงเหลือออกมาในรูปของแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์และแก๊สไฮโดรคาร์บอนมากขึ้น

2. ปริมาณแก๊ส คาร์บอนไดออกไซด์ จากแก๊สไอเสียของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดพบว่าเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากมีการเผาไหม้เชื้อเพลิงมากขึ้นตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น จากแก๊สไอเสียของน้ำมันดีเซลผสมแอลพีจี สูงกว่าน้ำมันดีเซล จากการวิเคราะห์พบว่า เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลผสมแอลพีจีมีการเผาไหม้เชื้อเพลิงมากขึ้นแต่อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ลดลงเป็นผลให้ปริมาณแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์สูงขึ้นตามไปด้วย

3. ปริมาณแก๊ส NO_x จากแก๊สไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีและเชื้อเพลิงดีเซล พบว่าเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ปริมาณแก๊ส NO_x มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น และเมื่ออัตราส่วนผสมของแอลพีจีเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส NO_x ที่เกิดขึ้นจะต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล เป็นการยากที่จะวิเคราะห์ว่าแก๊ส NO_x ที่เกิดขึ้นมากหรือน้อยมาจากที่ไหนในกระบอกสูบ เนื่องจากอัตราส่วนของ

อากาศกับเชื้อเพลิงและอุณหภูมินั้นเปลี่ยนแปลงตามกันอย่างซับซ้อนมาก ระหว่างช่วงของการเกิดการสันดาปในกระบอกสูบที่มีออกซิเจนมาก จะเป็นการสันดาปที่ดี การเผาไหม้จะสมบูรณ์และรวดเร็วทำให้อุณหภูมิสูงมาก(ดูได้จากกราฟอุณหภูมิไอเสียในภาคผนวก ง) และที่อุณหภูมิสูงนี้เองจะทำให้เกิดแก๊ส NO_x ในช่วงนี้มาก

เมื่อพิจารณาจากภาพประกอบที่ 11 ในบทที่ 2 พบว่าจากทฤษฎีการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ที่มีอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงลดลง ปริมาณแก๊ส NO_x จะมีแนวโน้มลดลง ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบในครั้งนี้

4. ปริมาณแก๊ส O_2 จากแก๊สไอเสียของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดพบว่า เมื่อรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นและอัตราส่วนผสมของแอลพีจีเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O_2 ของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดมีแนวโน้มลดลง แต่ปริมาณแก๊ส O_2 จากแก๊สไอเสียของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลเพียงอย่างเดียว จากการวิเคราะห์พบว่าสาเหตุที่แก๊ส O_2 จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีค่าแก๊ส O_2 ต่ำกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซลเนื่องจากการเผาไหม้จะออกมาในรูปของแก๊ส คาร์บอนมอนอกไซด์สูงทำให้ปริมาณ O_2 ลดลง

5.1.4 เปรียบเทียบความสะอาดในห้องเผาไหม้

สรุปได้ว่าความสะอาดในห้องเผาไหม้ของทั้งสองเชื้อเพลิงมีเขม่าสีดำซึ่งมีลักษณะแข็งแต่เปราะเกาะติดโดยเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีคราบเขม่าติดน้อยกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ซึ่งลักษณะดังกล่าวน่าจะเกิดจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ของอากาศและเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ เพราะฉะนั้นจึงสรุปจากผลการทดสอบนี้ได้ว่าความสะอาดในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์มีความแตกต่างระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลกับเชื้อเพลิงดีเซลร่วมกับแอลพีจี

5.1.5 เปรียบเทียบค่าความสึกหรอ

เปรียบเทียบค่าสึกหรอของชิ้นส่วนภายในห้องเผาไหม้ของการใช้น้ำมันดีเซลกับการใช้น้ำมันดีเซลผสมแอลพีจี

1. จากการวัดค่าความสึกหรอของการใช้เชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าโดยรวมแล้วการสึกหรอในเครื่องยนต์ทั้งสองไม่แตกต่างกันทั้งจากการวัดขนาดด้วยเครื่องมือวัดละเอียด ซึ่งค่าที่ได้ออกมาไม่แตกต่าง

2. จากการตรวจวิเคราะห์ปริมาณของการการเจือปนของโลหะหนักในน้ำมันเครื่องพบว่าปริมาณเหล็ก (Fe) เหล็กเป็นองค์ประกอบของชิ้นส่วน แหวน กระบอกสูบ สลักลูกสูบ ของเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี มีค่ามากกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซลเพราะเนื่องจากการผสมแอลพีจีเข้าไปในเครื่องยนต์ดีเซลจะเกิดการน็อคทุกครั้งตอนติดเครื่องยนต์ใหม่ ซึ่งอาจจะส่งผลให้เกิดปริมาณของโลหะ

หนักขึ้นซึ่งอาจเกิดขึ้นน้อยมากจึงอาจสรุปได้ว่า ผลของการสึกหรอที่ได้จากการตรวจการเจือปนของโลหะหนักในน้ำมันเครื่องนั้นถึงแม้จะมีผลแตกต่างแต่ไม่มีนัยสำคัญพอที่จะระบุได้ว่าเชื้อเพลิงที่มีอัตราส่วนผสมของแอลพีจีมีการสึกหรอมากกว่า ดังนั้นถ้าต้องการผลที่ละเอียดมากขึ้นจึงควรทำการทดสอบชั่วโมงการทำงานที่มากขึ้นถึง 600-1000 ชั่วโมง และปริมาณอะลูมิเนียม (Al) ปริมาณทองแดง (Cu) ปริมาณซิลิคอน (Si) เป็นองค์ประกอบของชิ้นส่วนในบูช และแบริ่งต่างๆ จากการวิเคราะห์พบว่า ปริมาณของอะลูมิเนียม ทองแดง ซิลิคอนจากการใช้เชื้อเพลิงดีเซลที่มีส่วนผสมของแอลพีจีและเชื้อเพลิงดีเซลเพียงอย่างเดียวมีปริมาณอะลูมิเนียม ทองแดง ซิลิคอนลดลงเมื่อชั่วโมงการทดสอบเพิ่มขึ้น ผลที่ได้จากการตรวจการเจือปนของโลหะหนักในน้ำมันเครื่องนั้นมีแนวโน้มลดลงเช่นเดียวกัน

ข้อเสนอแนะ

- จากผลการทดสอบเครื่องยนต์ จะเห็นว่าปริมาณแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์และแก๊สไฮโดรคาร์บอนที่เกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงชนิดน้ำมันดีเซลกับแก๊สแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงร่วมค่อนข้างสูง เพราะฉะนั้นจึงควรมีการศึกษาและหาวิธีลดปริมาณแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์และแก๊สไฮโดรคาร์บอนที่เกิดจากการเผาไหม้ให้เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม
- ทำการทดสอบความสึกหรอโดยใช้เวลามากกว่านี้ที่ 600-1000 ชั่วโมงเพื่อจะได้ค่าความสึกหรอของเครื่องยนต์ชัดเจนขึ้น
- ทดสอบโดยใช้เครื่องยนต์ดีเซล 2 เครื่องเพื่อแยกผลการทดลองเป็นเชื้อเพลิง ดีเซล เพียงอย่างเดียวและเชื้อเพลิงดีเซลผสมกับก๊าซแอลพีจี
- ควรทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซลรุ่นอื่นซึ่งอาจเพิ่มส่วนผสมของแอลพีจีได้มากขึ้น
- ดัดแปลงให้ก๊าซแอลพีจีสามารถฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้โดยตรงซึ่งอาจจะทำให้มลพิษลดลงและเพิ่มส่วนผสมแอลพีจีได้มากขึ้น
- ใช้อุปกรณ์แก๊สแอลพีจีที่มีระบบ ECU ควบคุมเพื่อการจ่ายก๊าซที่มากขึ้นและแม่นยำในทุกรอบของเครื่องยนต์

บรรณานุกรม

บรรณานุกรม

- นายเจียมศักดิ์ นันทนาเนตร. (2519). สมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลเมื่อใช้แก๊สผสมน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง. ปรินญานิพนธ์. วศ.ม. (สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล).กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- นายกิตติพงษ์ ฤทธิ์สิทธิ์. (2526). อัตราส่วนกำลังอัดที่เหมาะสมของเครื่องยนต์เบนซินที่ใช้ก๊าซหุงต้ม ปรินญานิพนธ์. วศ.ม. (สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล).กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- นายสุรศักดิ์ เลหากุลเวทิต. (2528). การใช้ก๊าซหุงต้มเป็นเชื้อเพลิงเสริมในเครื่องยนต์ดีเซล ปรินญานิพนธ์. วศ.ม. (สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล).กรุงเทพฯ: สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- ดร.พิพล บัญจันตะและคณะ. (2526). การใช้เชื้อเพลิงก๊าซแอลพีจีในเครื่องยนต์ดีเซล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์และวิศวกรรมวิจัยและทดสอบ.
- นายณรงค์ วงษ์พัฒน์พงษ์. (2526). การใช้ CNG เป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ก๊าซโซลีนของรถยนต์ ปรินญานิพนธ์. วศ.ม. (สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล).กรุงเทพฯ: สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- สมสิทธิ์ มูลสถาน. (2534). การศึกษาการทำงานของเครื่องยนต์ก๊าซโซลีนที่ใช้ก๊าซธรรมชาติอัดเป็นเชื้อเพลิง. ปรินญานิพนธ์. วศ.ม. (สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล).กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท.การปิโตรเลียมแห่งประเทศไทย (2544) สถาบันวิจัยและพัฒนาของคณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- Saiful Bari (1996). Effect of carbon dioxide on the performance of biogas/diesel dual-fuel engine: School of Mechanical, Universiti Sains Malaysia.
- Cheikh Mansour and Abdelhamid (2000). Gas-diesel (dual-fuel) modeling in diesel engine environment: Universite des Sciences et de la Technologie BP Algeria.
- Jin Kusaka and Takashi Okamoto (2000). Combustion and exhaust gas emission characteristics of a diesel engine dual-fueled with natural gas : Department of Mechanical Engineering, Waseda University, Japan.

G.H. Abd Alla and H.A. Soliman (2000). Combustion quasi-two zone predictive model for duall fuel engines: Department of Mechanical Engineering, Shoubra Faculty of Engineering, Egypt.

Mohamed Y.E. Selim (2003). Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition: Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, United Arab Emirates.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก

ผลการทดสอบและตัวอย่างการคำนวณ

Date of testing ; 4/6/05 , 5/6/05 , 10/6/05

Time 23:20 - 04:00

Engine type TOYOTA 2L

Fuel type ; Diesel

Density = 0.8369 kg/liter

LPG	Engine speed	Torque	Power	Fuel consumption	Cooling water flow rate	Temperature						Smoke	Gass				A/F	bsfc	bsec	FP	η_{BTH}
						Air inlet	Ambient	Water inlet	Water outlet	Exhaust			O2	NOx	CO	CO2					
						flow rate	temp.	temp.	temp.	temp.	HC										
(%)	(rpm)	(N.m)	(kW)	kg./sec	(L/min.)	kg./sec	°C	°C	°C	°C	(ppm)	(%)	(%)	(ppm)	(%)	(%)	kg _a /kg	kg/kW.hr	kJ/kW.hr	(kW)	%
0	1500	50	7.90	0.00377	64	0.0355	33	57	59	175	17.5	19.6	18.60	128	0.05	4.33	9.43	1.716	78,897.01	173.14	4.56
		90	13.90	0.00409	64	0.0355	33	66	69	268	27	22.2	17.24	243	0.04	6.71	8.68	1.059	48,698.01	188.03	7.39
		120	17.90	0.00455	65	0.0349	33	70	74	297	42	28.8	16.30	350	0.04	9.40	7.67	0.915	42,049.50	209.08	8.56
0	2000	50	10.60	0.00433	65	0.0451	33	74	77	205	31	25.9	17.05	142	0.04	4.66	10.41	1.471	67,626.78	199.12	5.32
		90	19.10	0.00497	65	0.0455	33	75	80	258	17	22.6	16.34	254	0.03	7.62	9.16	0.937	43,058.23	228.45	8.36
		120	25.30	0.00594	65	0.0477	33	56	64	323	19	25.4	15.03	363	0.03	10.06	8.03	0.846	38,878.41	273.23	9.26
0	2500	50	13.20	0.00531	67	0.0593	33	60	68	272	20	28.1	16.13	159	0.04	4.89	11.17	1.448	66,573.52	244.10	5.41
		90	23.20	0.00602	67	0.058	33	62	70	364	24	25.8	15.05	268	0.03	8.04	9.58	0.934	42,946.61	276.77	8.38
		120	31.50	0.00687	67	0.0579	33	65	74	482	32	25.3	13.89	374	0.03	10.91	8.43	0.785	36,097.23	315.85	9.97
0	3000	50	15.60	0.00583	71	0.0698	31	67	76	289	22	26.2	15.92	172	0.04	5.22	11.98	1.345	61,823.36	267.90	5.82
		90	28.50	0.00659	71	0.0742	31	68	78	340	29	24.6	14.07	292	0.03	8.86	11.26	0.832	38,263.36	302.92	9.41
		120	38.40	0.00719	70	0.0703	31	67	79	473	45	23.5	12.55	386	0.02	12.18	9.78	0.674	30,984.71	330.50	11.62

Date of testing ; 11/6/05

Time 20:00 - 22:25

Engine type ; Toyota 2L

Fuel type ; Diesel 90% LPG 10%

Density = 0.8356 kg/liter

LPG	Engine speed	Torque	Power	Fuel consumption	Cooling water flow rate	Temperature						Smoke	Gass				A/F	bsfc	bscc	FP	η_{BTH}
						Air inlet flow rate	Ambient temp.	Water inlet temp.	Water outlet temp.	Exhaust temp.	HC		O ₂	NO _x	CO	CO ₂					
(%)	(rpm)	(N.m)	(kW)	kg./sec	(L/min.)	kg./sec	°C	°C	°C	°C	(ppm)	(%)	(%)	(ppm)	(%)	(%)	kg./kg	kg/kW.hr	kJ/kW.hr	(kW)	%
10	1500	50	7.90	0.00358	58	0.033	35	42	53	195	206	10.2	14.91	117	0.15	4.93	9.21	1.632	75,038.50	164.67	4.80
		90	13.90	0.00390	58	0.0332	37	54	58	277	272	11.7	13.90	224	0.12	7.51	8.51	1.010	46,445.62	179.33	7.75
		120	17.90	0.00436	58	0.0321	40	63	68	311	340	12.2	14.85	334	0.08	10.30	7.36	0.877	40,306.67	200.41	8.93
10	2000	50	10.60	0.00415	53	0.0393	40	63	68	274	276	13.5	14.20	136	0.13	5.03	9.46	1.410	64,825.46	190.87	5.55
		90	19.10	0.00475	55	0.0399	42	64	70	306	322	10.8	12.93	243	0.1	8.46	8.40	0.895	41,136.75	218.25	8.75
		120	25.30	0.00573	56	0.0456	41	64	70	388	342	11.6	13.76	347	0.07	10.59	7.96	0.815	37,478.77	263.39	9.61
10	2500	50	13.20	0.00507	47	0.0542	40	61	66	287	352	13.5	13.58	150	0.1	5.13	10.70	1.382	63,524.91	232.92	5.67
		90	23.20	0.00577	47	0.0542	40	63	69	372	384	12.4	11.76	246	0.09	9.24	9.39	0.895	41,161.81	265.26	8.75
		120	31.50	0.00667	49	0.0546	45	60	66	490	410	10.5	12.71	358	0.06	11.34	8.18	0.763	35,066.03	306.83	10.27
10	3000	50	15.60	0.00559	54	0.0613	44	62	68	294	446	13.5	12.94	166	0.09	5.56	10.97	1.289	59,270.73	256.84	6.07
		90	28.50	0.00646	58	0.0698	45	65	71	357	477	12.1	10.40	284	0.07	9.43	10.80	0.816	37,526.37	297.08	9.59
		120	38.40	0.00707	58	0.0653	44	65	73	481	505	13.8	11.17	372	0.05	12.51	9.23	0.663	30,488.60	325.21	11.81

Date of testing : 11/6/05

Time 23:00 - 00:30

Engine type Toyota 2L 2500 cc

Fuel type Diesel 80' LPG 20%

Density = 0.8343 kg/liter

LPG	Engine speed	Torque	Power	Fuel consumption	Cooling water flow rate	Temperature						Smoke	Gass				A/F	bsfc	bsec	FP	η_{BTH}
						Air inlet flow rate	Ambient temp.	Water temp.	Water temp.	Exhaust			O2	NOx	CO	CO2					
										temp.	HC										
(%)	(rpm)	(N.m)	(kW)	kg./sec	(L/min.)	kg./sec	°C	°C	°C	°C	(ppm)	(%)	(%)	(ppm)	(%)	(%)	kg _a /kg _f	g/kW.	kJ/kW.hr	(kW)	%
20	1500	50	7.90	0.00330	60	0.03	35	52	55	213	311	10.9	13.73	103	0.17	5.36	9.09	1.505	69,171.41	151.79	5.20
		90	13.90	0.00361	58	0.0301	37	55	59	293	362	11.3	12.33	216	0.16	8.42	8.34	0.934	42,951.14	165.84	8.38
		120	17.90	0.00404	57	0.0293	40	62	67	329	411	10.5	13.82	321	0.11	11.16	7.25	0.813	37,349.32	185.71	9.64
20	2000	50	10.60	0.00382	54	0.0359	40	63	70	281	349	13.5	12.98	126	0.14	5.42	9.39	1.298	59,670.60	175.70	6.03
		90	19.10	0.00439	56	0.0359	41	64	72	322	388	12.8	11.53	229	0.12	9.03	8.17	0.828	38,054.14	201.90	9.46
		120	25.30	0.00533	56	0.0419	42	63	71	415	416	11.8	12.98	330	0.09	11.66	7.86	0.758	34,855.81	244.96	10.33
20	2500	50	13.20	0.00469	48	0.0487	40	60	67	299	426	12.8	12.76	142	0.13	5.76	10.39	1.279	58,770.14	215.49	6.13
		90	23.20	0.00538	47	0.0501	42	63	71	384	465	10.9	10.28	233	0.11	9.84	9.32	0.834	38,345.92	247.12	9.39
		120	31.50	0.00623	48	0.0497	44	59	70	494	522	11.3	12.08	336	0.07	12.01	7.98	0.711	32,705.80	286.18	11.01
20	3000	50	15.60	0.00523	56	0.0554	45	62	70	313	524	13.2	11.90	157	0.11	6.03	10.60	1.207	55,463.70	240.34	6.49
		90	28.50	0.00603	58	0.0648	45	65	73	366	532	12.9	9.60	273	0.1	10.01	10.75	0.762	35,014.63	277.20	10.28
		120	38.40	0.00668	58	0.0603	45	66	71	492	588	13.6	10.50	357	0.07	13.20	9.02	0.627	28,802.95	307.23	12.50

Date of testing ; 12/6/05

Time 18:30 - 20:00

Engine ty Toyota 2L

Fuel type ; Diesel 70% LPG 30%

Density = 0.8330 kg/liter

LPG	Engine speed	Torque	Power	Fuel consumption	Cooling water flow rate	Temperature						Smoke	Gass				A/F	bsfc	bsec	FP	η_{BTH}
						Air inlet flow rate	Ambient temp.	Water inlet temp.	Water outlet temp.	Exhaust			O2	NOx	CO	CO2					
										temp.	HC										
(%)	(rpm)	(N.m)	(kW)	kg./sec	(L/min.)	kg./sec	°C	°C	°C	°C	(ppm)	(%)	(%)	(ppm)	(%)	(%)	kg./kg _f	g/kW.h	kJ/kW.hr	(kW)	%
30	1500	50	7.90	0.00307	60	0.0281	35	50	53	221	376	11.5	13.07	92	0.19	5.97	9.14	1.401	64,409.37	141.34	5.59
		90	13.90	0.00336	58	0.0284	39	57	63	296	436	12.9	11.42	197	0.17	9.05	8.44	0.871	40,042.80	154.61	8.99
		120	17.90	0.00378	58	0.0276	40	63	68	337	492	11.5	12.83	309	0.14	11.64	7.30	0.760	34,938.30	173.72	10.30
30	2000	50	10.60	0.00358	54	0.0326	40	61	66	285	438	11.3	11.68	116	0.17	6.16	9.11	1.215	55,849.36	164.45	6.45
		90	19.10	0.00412	56	0.0335	41	62	68	337	462	10.7	10.55	213	0.15	9.52	8.13	0.777	35,710.73	189.47	10.08
		120	25.30	0.00500	56	0.0385	42	65	72	426	523	12.9	11.93	317	0.11	11.96	7.70	0.711	32,686.87	229.72	11.01
30	2500	50	13.20	0.00438	48	0.0427	40	61	69	314	501	10.5	11.66	136	0.14	6.34	9.74	1.196	54,966.72	201.54	6.55
		90	23.20	0.00504	49	0.0451	43	64	73	392	524	10.7	9.21	226	0.14	10.25	8.94	0.783	35,980.93	231.88	10.01
		120	31.50	0.00585	49	0.0461	45	62	74	496	577	12.4	10.97	322	0.09	12.61	7.88	0.668	30,716.01	268.77	11.72
30	3000	50	15.60	0.00496	56	0.0508	45	61	74	321	587	13.6	10.30	148	0.13	6.59	10.25	1.144	52,594.67	227.91	6.84
		90	28.50	0.00575	58	0.0598	45	66	75	379	605	12.4	8.21	259	0.11	10.36	10.39	0.727	33,411.76	264.51	10.77
		120	38.40	0.00657	60	0.0588	44	63	77	503	632	11.9	9.84	342	0.08	13.52	8.95	0.616	28,323.46	302.12	12.71

ตัวอย่างการคำนวณที่รอบ 1500 รอบ และแรงบิด 50 นิวตัน-เมตรที่อัตราส่วนผสมดีเซล 90% และ LPG 10 %

1. การคำนวณหาค่าอัตราส่วนระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง (Air-Fuel ratio)

$$\text{Air – Fuel ratio (A/F)} = \dot{m}_a / \dot{m}_f$$

เมื่อ $\dot{m}_a$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ kg/s

$\dot{m}_f$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลเชื้อเพลิงที่ใช้ kg/s

แทนค่า

$$\begin{aligned} &= \frac{0.033(\text{kg / s})}{0.00358(\text{kg / s})} \\ &= 9.21 \text{ kg}_{\text{air}}/\text{kg}_{\text{fuel}} \end{aligned}$$

2. การคำนวณความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค (Brake specific fuel consumption; bsfc)

จากสมการ

$$\begin{aligned} \text{bsfc} &= (\dot{m}_f \times 3600) / BP \\ &= \frac{0.00358(\text{kg / s}) \times 3600}{7.9 \text{ kW}} \\ &= 1.632 \text{ kg/kW.hr} \end{aligned}$$

เมื่อ $\dot{m}_f$ = อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง , kg/s

BP = กำลังงานเบรค , kW

3. การคำนวณหาพลังงานสิ้นเปลืองจำเพาะเบรค (Brake Specific Energy Consumption), kJ/kW.hr

$$\begin{aligned} \text{bsec} &= Q_{\text{HV}} \times \text{bsfc} \\ &= 46363 (\text{kJ/kg}) \times 1.632 (\text{kg/kW.hr}) \\ &= 75683.30 \text{ kJ/kW.hr} \end{aligned}$$

4. การคำนวณหา กำลังงานเชื้อเพลิง (Fuel Power)

$$\begin{aligned} \text{FP} &= \dot{m}_f \times Q_{\text{HV}} \\ &= 0.00358 (\text{kg/s}) \times 46363 (\text{kJ / kg}) \\ &= 166.08 \text{ kW.} \end{aligned}$$

5. การคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนเชื้อเพลิง (Brake Thermal Efficiency)

$$\begin{aligned}\eta_{\text{BTH}} &= \frac{BP \times 100}{FP} \\ &= \frac{7.9(\text{kW}) \times 100}{166.08} \\ &= 4.76\%\end{aligned}$$

ภาคผนวก ข

ผลการตรวจน้ำมันและมาตรฐานการตรวจน้ำมัน

มาตรฐานของการตรวจน้ำมันในการทดลองนี้ คือ (USEPA)

ชื่อเครื่องที่ใช้ตรวจน้ำมันเครื่อง

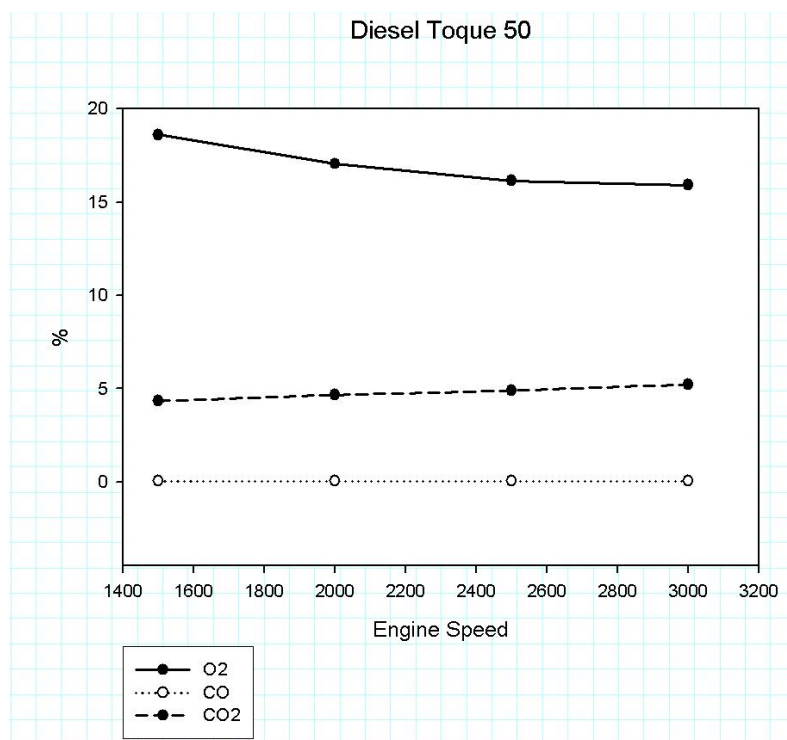
Inductively Couple Plasma-Optical Emission Spectrometer (ICP – OES)

เป็นเครื่องมือสำหรับวิเคราะห์ ทดสอบ เชงปริมาณ และเชิงคุณภาพ ของธาตุต่าง ๆ ซึ่งใช้งานได้หลากหลายและได้ทีละหลายธาตุ (ข้อดีที่แตกต่างจาก AAS) เทคนิคนี้แยกเป็น 2 ส่วนหลัก ๆ คือ Inductively Couple Plasma (ICP) เป็นเทคนิคที่ใช้ผลิตพลาสมาที่ให้อุณหภูมิสูง ด้วยการปล่อยแก๊สอาร์กอนผ่านเข้าไปในคอบ (torch) ที่ปลายคอบจะมีท่อกลวงทำด้วยทองแดงล้อมรอบคอบซึ่งต่อกับเครื่องส่งความถี่วิทยุ เมื่อให้ความถี่วิทยุ (RF generator) ปล่อยเข้าไปจะทำให้เกิดสนามแม่เหล็กที่ปลายคอบแล้วชักนำให้มีกระแสไฟฟ้า จากนั้นทำให้เกิดการสปาร์คด้วยเทสลาเพื่อให้เกิดอิเล็กตรอนจากอาร์กอนที่มีพลังงานสูง และอิเล็กตรอนที่มีพลังงานสูงนี้จะชนกับอิเล็กตรอนอื่นต่อไปอีกกลายเป็นปฏิกิริยาลูกโซ่ กลายเป็นพลาสมา Optical Emission Spectrometer เป็นวิธีการวิเคราะห์โดยอาศัยหลักการทำให้สารเปลี่ยนสถานะจากสถานะพื้นไปยังสถานะกระตุ้นเพื่อให้สารที่จะวิเคราะห์นั้นเปล่งแสงหรือสเปกตรัมออกมา ซึ่งจะอยู่ในช่วงของยูวี-วิสิเบิล และมีลักษณะเฉพาะตัว และวัดความเข้มของแสงนั้น



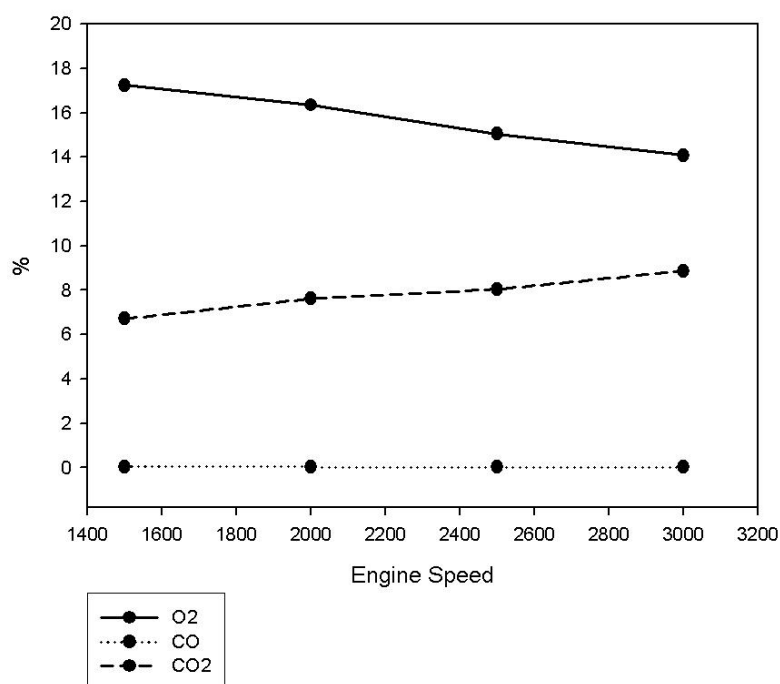
ภาคผนวก ค

กราฟเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส คาร์บอนไดออกไซด์ คาร์บอนมอนนอกไซด์ และโอโซน

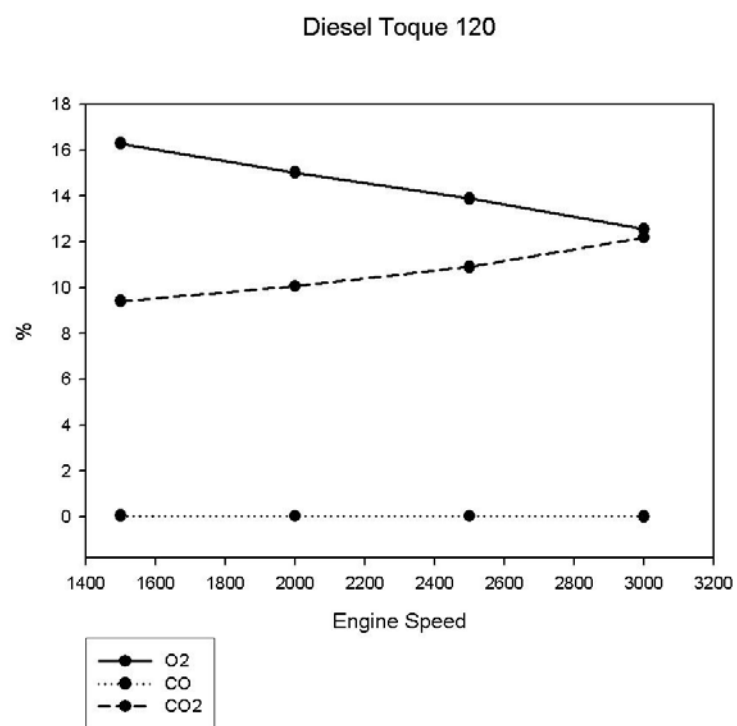


จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลงแต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น

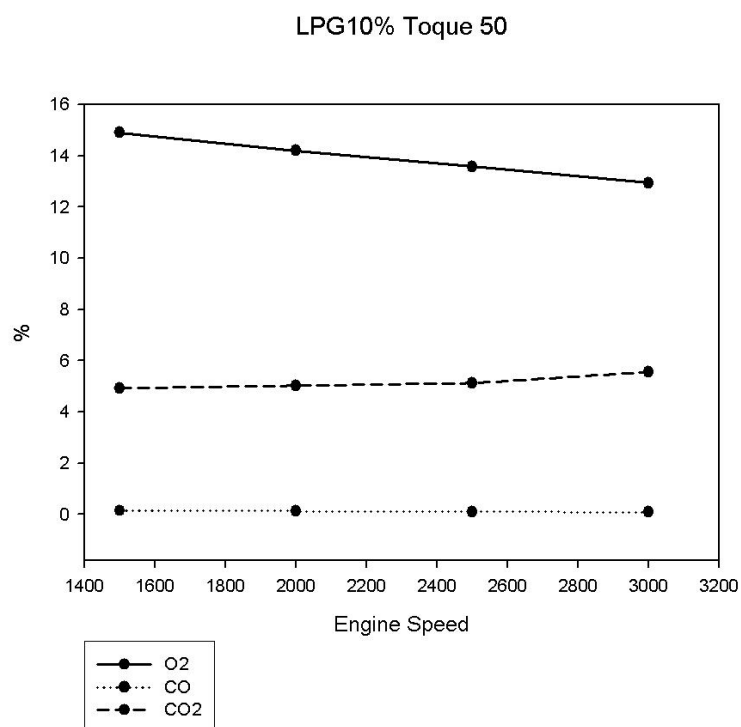
Diesel Toque 90



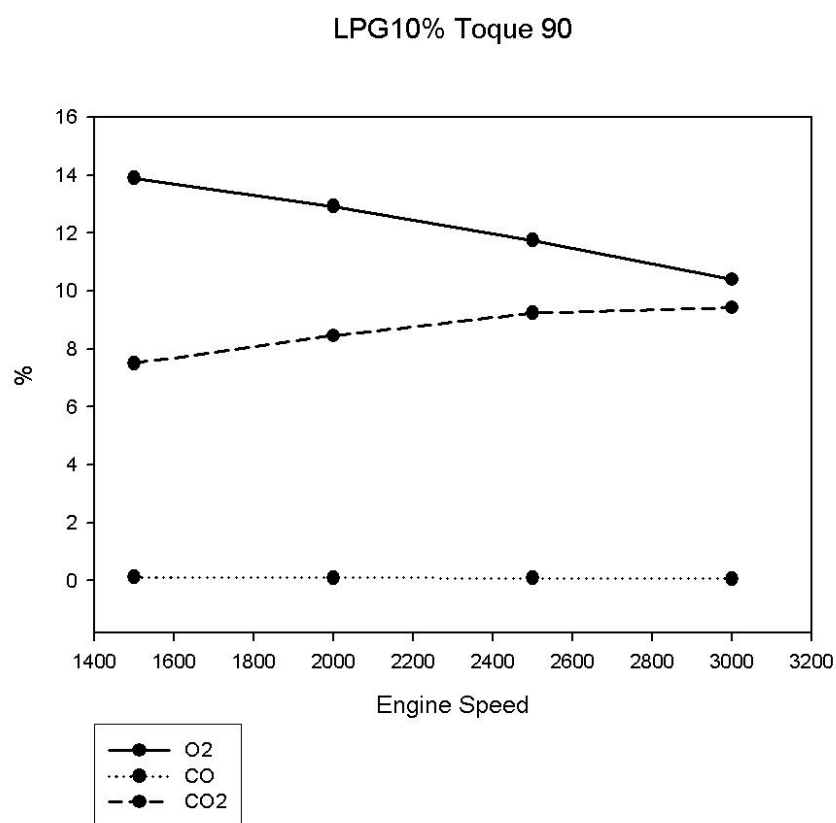
จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลงแต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น



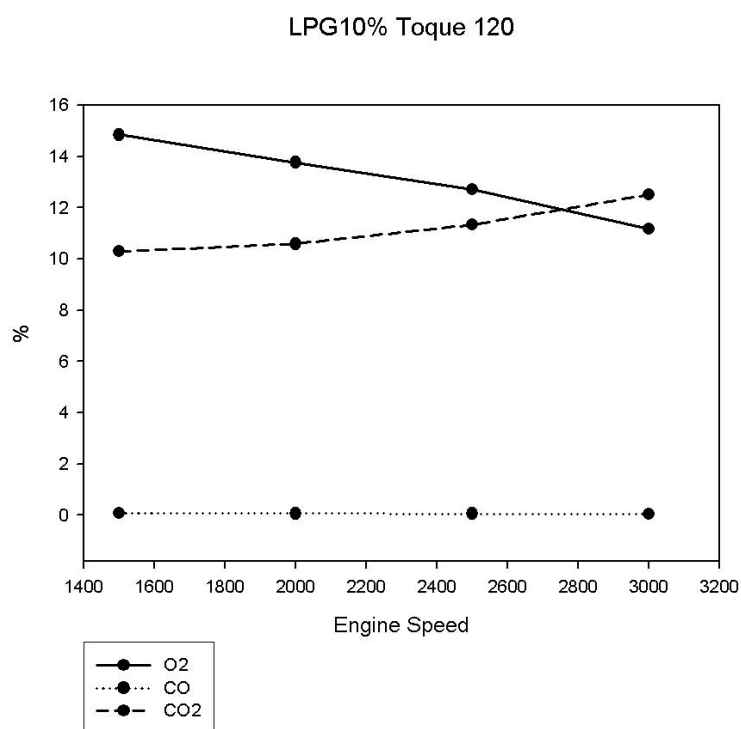
จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลงแต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น



จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลร่วมกับแอลพีจี 10% ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลงแต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น

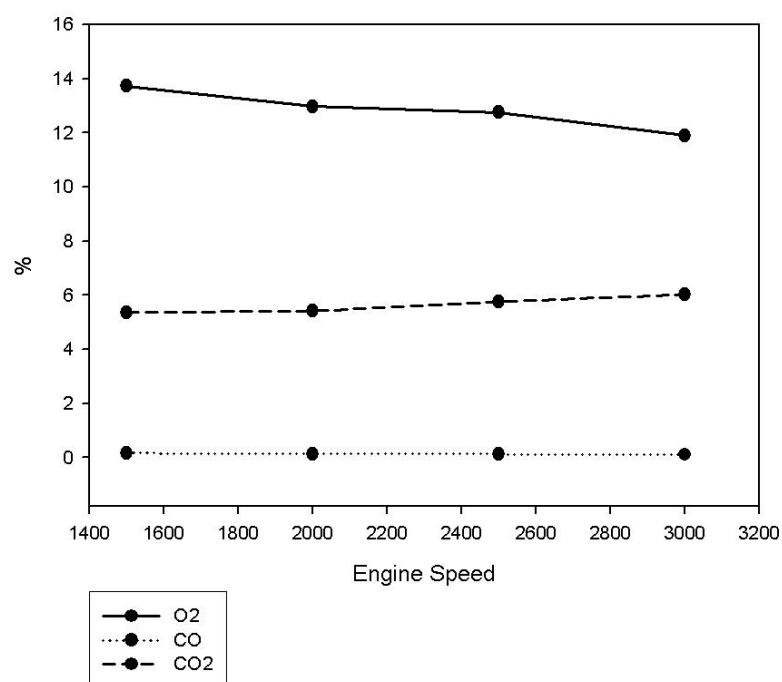


จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลร่วมกับแอลพีจี 10% ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลงแต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น

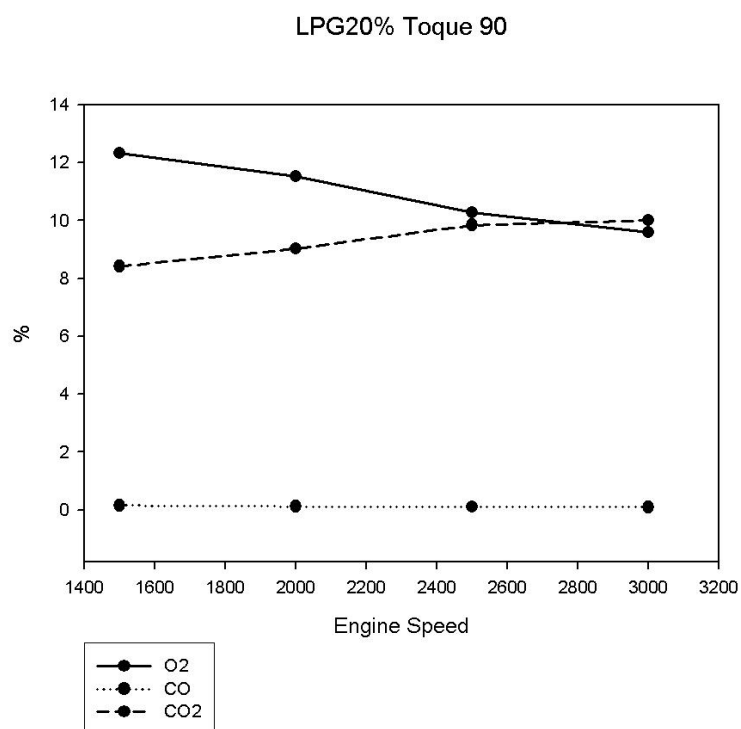


จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลร่วมกับแอลพีจี 10% ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลงแต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น

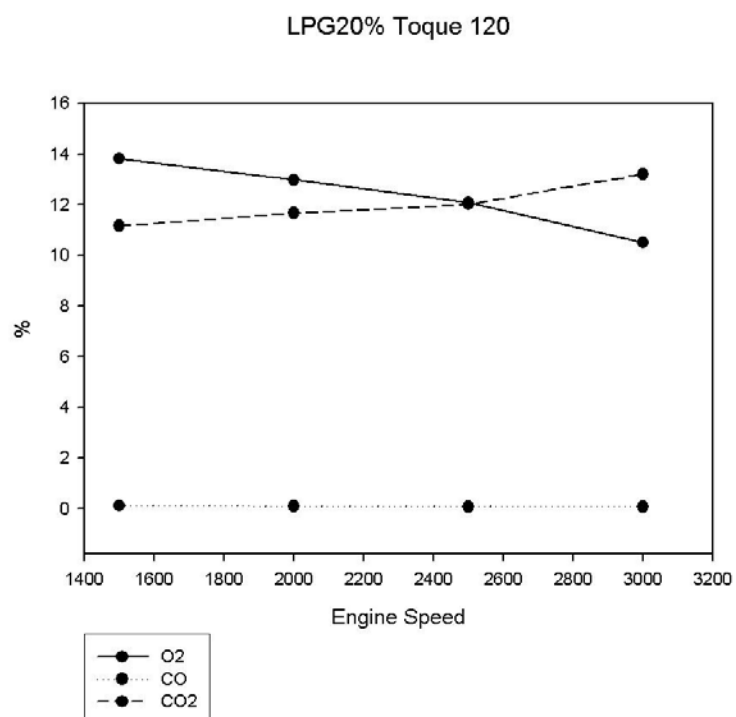
LPG20% Toque 50



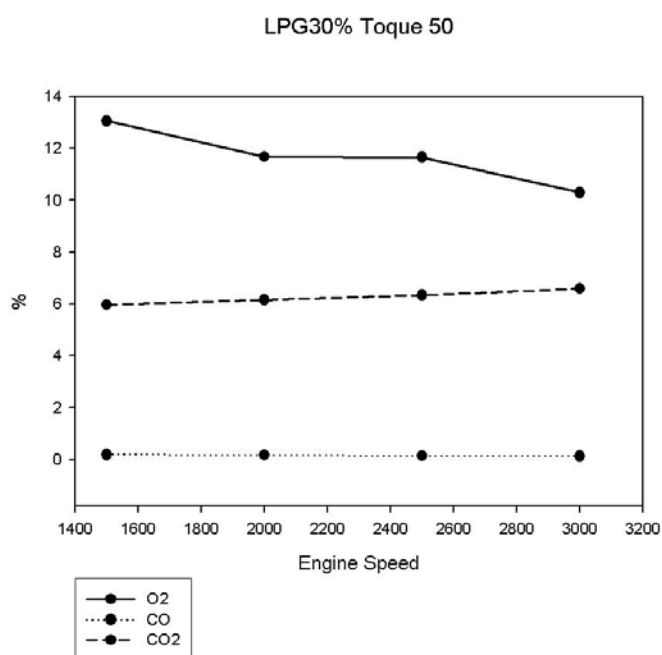
จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลร่วมกับแอลพีจี 20% ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลงแต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น



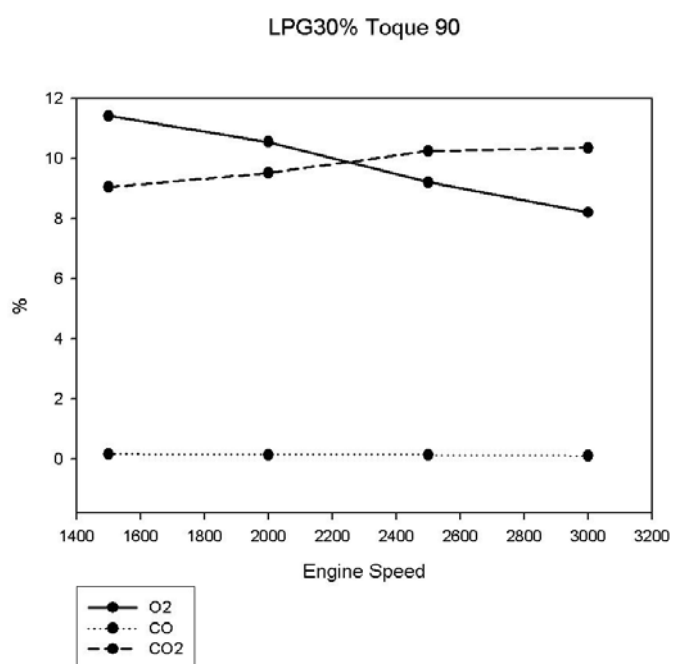
จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลร่วมกับแอลพีจี 20% ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลงแต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น



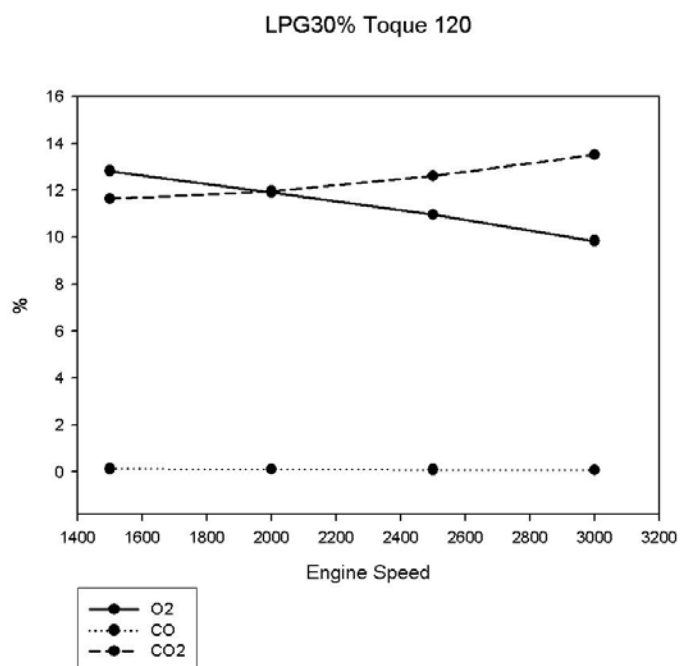
จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลร่วมกับแอลพีจี 20% ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลงแต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น



จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลร่วมกับแอลพีจี 30% ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลงแต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น

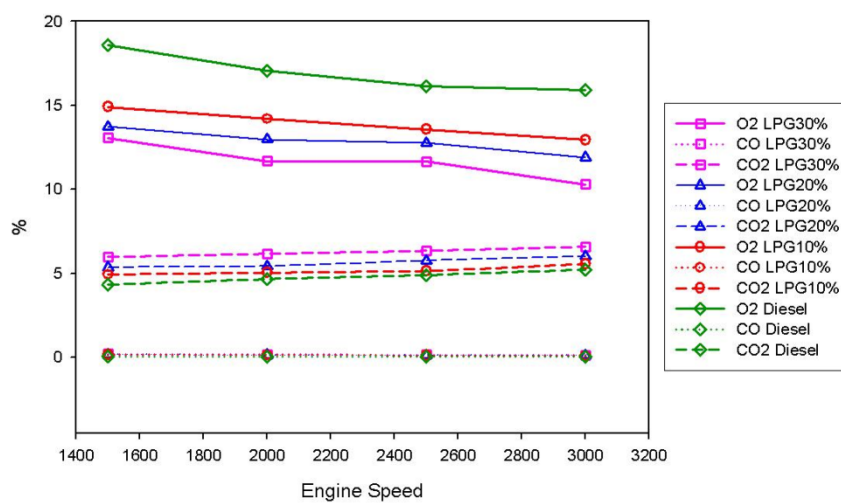


จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลร่วมกับแอลพีจี 30% ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลงแต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น

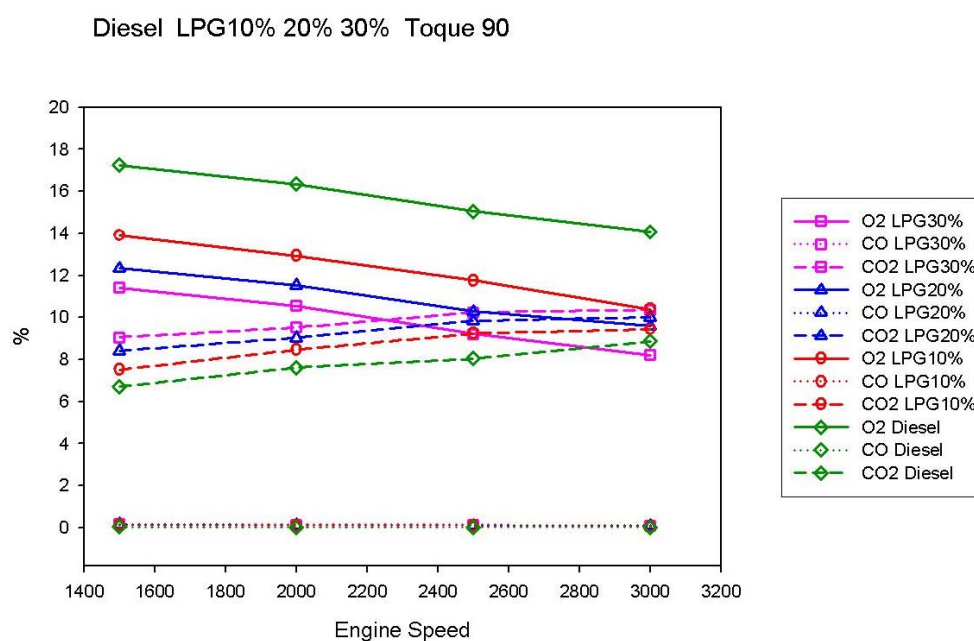


จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลร่วมกับแอลพีจี 30% ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลงแต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น

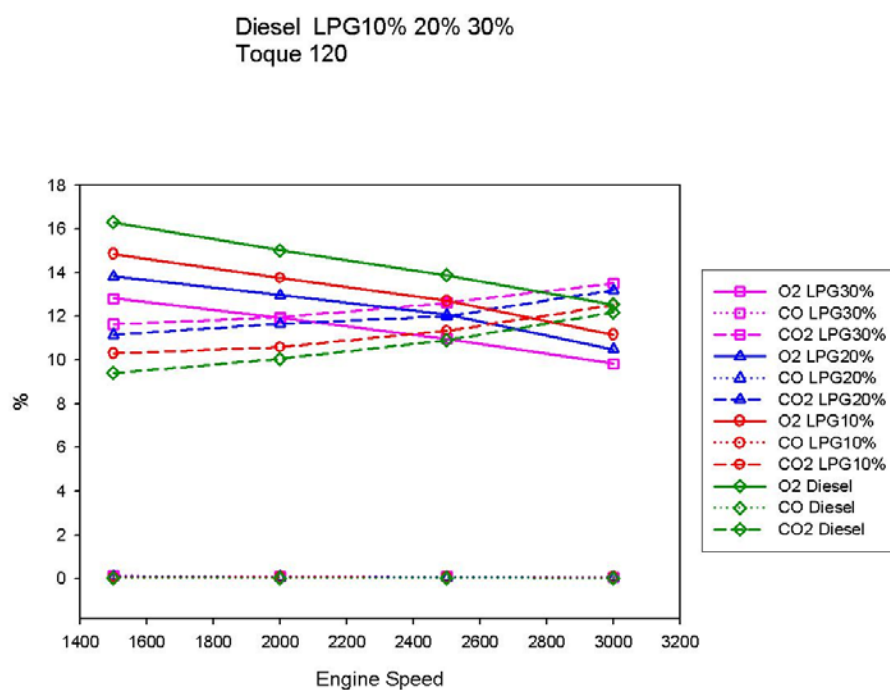
Diesel LPG 10% 20% 30% Toque 50



จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลกับดีเซลร่วมกับแอลพีจี 10%, 20%, 30% ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลง แต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น



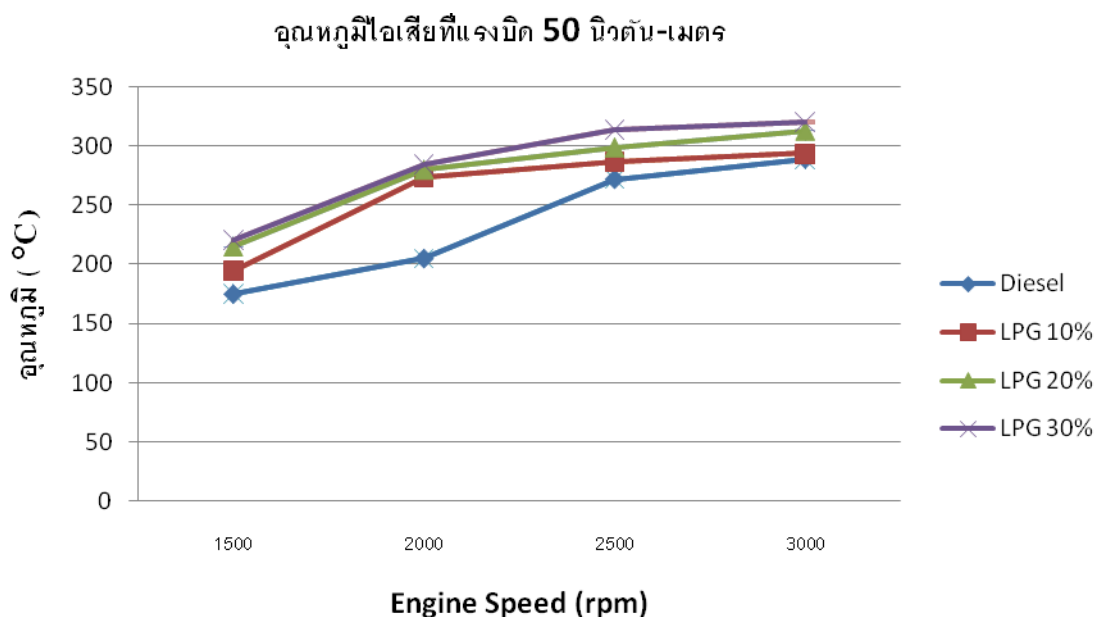
จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลกับดีเซลร่วมกับแอลพีจี 10%, 20%, 30% ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลง แต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น



จากรูปเป็นการเปรียบเทียบปริมาณแก๊ส O₂ CO และ CO₂ ของดีเซลกับดีเซลร่วมกับแอลพีจี 10%, 20%, 30% ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณแก๊ส O₂ มีแนวโน้มลดลงแต่ปริมาณแก๊ส CO₂ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น

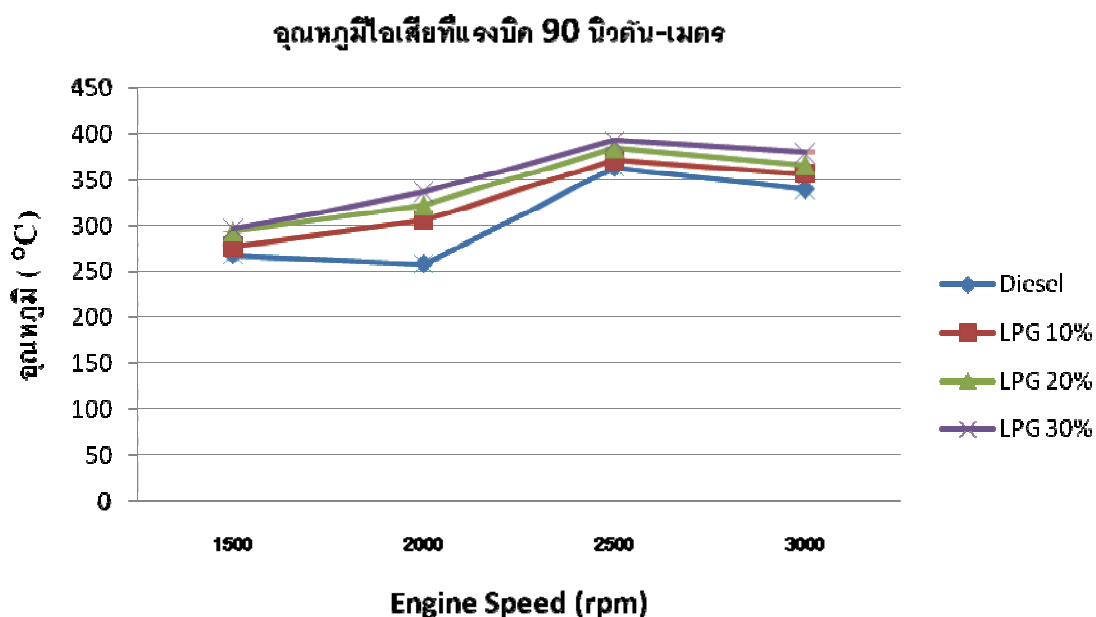
ภาคผนวก ง

กราฟเปรียบเทียบคุณสมบัติไอเสีย



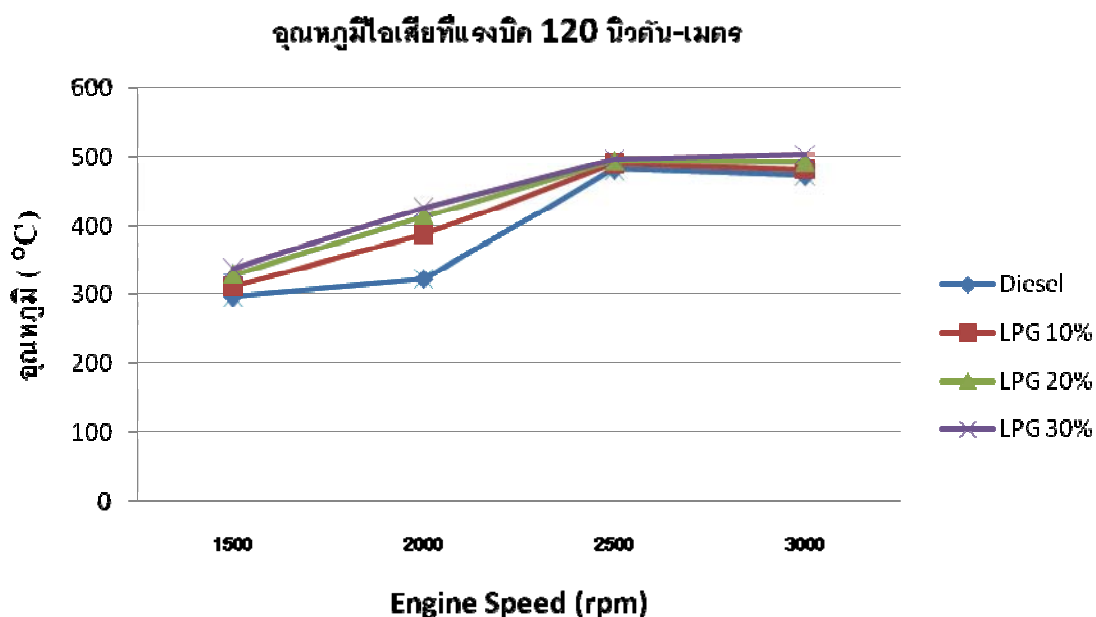
แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสีย ที่แรงบิด 50 นิวตัน-เมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอุณหภูมิไอเสีย เพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีอุณหภูมิไอเสีย สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีอุณหภูมิไอเสีย สูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20%และ10% โดยน้ำหนัก



แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสีย ที่แรงบิด 90 นิวตัน-เมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

1. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอุณหภูมิไอเสีย เพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง ยกเว้นที่ 3,000 รอบเริ่มลดลง
2. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีอุณหภูมิไอเสีย สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
3. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีอุณหภูมิไอเสีย สูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20%และ10% โดยน้ำหนัก



แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสีย ที่แรงบิด 120 นิวตัน-เมตร ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจี ที่อัตราส่วนต่างๆ กัน จากกราฟสรุปได้ว่า

4. เมื่อรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอุณหภูมิไอเสีย เพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและทุกเชื้อเพลิง ยกเว้นที่ 3,000 รอบเริ่มลดลง
5. เมื่อเปรียบเทียบกราฟระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีมีอุณหภูมิไอเสีย สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลที่ทุกความเร็วรอบ
6. จากกราฟสรุปได้ว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมแอลพีจีที่ 30% โดยน้ำหนักมีอุณหภูมิไอเสีย สูงที่สุดเมื่อเทียบกับดีเซลและดีเซลผสมแอลพีจีที่ 20%และ10% โดยน้ำหนัก

อภิธานศัพท์

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

API	=	สถาบันปิโตรเลียมแห่งอเมริกา	-
A/F	=	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง	-
BHP	=	แรงม้าเบรค	hp
BP	=	กำลังงานเบรคของเครื่องยนต์ที่ได้จากการทดสอบ	kW
Bsec	=	อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรค	kJ/kW.hr
Bsfc	=	อัตราการเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค	kg/kW.hr
$(F/A)_{Act}$	=	มวลของเชื้อเพลิง / มวลของอากาศจริง	-
$(F/A)_{th}$	=	มวลของเชื้อเพลิง / มวลของอากาศทางทฤษฎี	-
FP	=	กำลังงานเชื้อเพลิง	kW
m_a	=	มวลอากาศ	kg
m_f	=	มวลเชื้อเพลิง	kg
$\dot{m}_a$	=	ปริมาณอากาศเข้ากระบอกสูบ	kg/hr
$\dot{m}_f$	=	อัตราส่วนสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง	kg/hr
N	=	ความเร็วรอบเครื่องยนต์	rpm
Q_{HV}	=	ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง	kJ/kg
t	=	เวลาที่เชื้อเพลิงถูกใช้ไป	sec
w_f	=	มวลเชื้อเพลิง	kg
ρ_{LPG}	=	ความหนาแน่นของแก๊สแอลพีจี	kg/m ³
ρ_D	=	ความหนาแน่นของน้ำมันดีเซล	kg/m ³
η_{BTH}	=	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรค	%

ประวัติย่อผู้วิจัย

ประวัติย่อผู้วิจัย

ชื่อชื่อสกุล	นายธนากร กรอบสนิท
วันเดือนปีเกิด	18 สิงหาคม 2524
สถานที่เกิด	กรุงเทพมหานคร
สถานที่อยู่ปัจจุบัน	87/1 หมู่บ้านท่าลาน ต.กระแซง อ.สามโคก จ.ปทุมธานี 12160
ประวัติการศึกษา	
พ.ศ. 2536	มัธยมศึกษาตอนต้น จากโรงเรียนปทุมวิไล อ. เมือง จ.ปทุมธานี
พ.ศ. 2539	มัธยมศึกษาตอนปลาย จากโรงเรียนปทุมวิไล อ. เมือง จ.ปทุมธานี
พ.ศ. 2543	อุดมศึกษา วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วศ.บ. เครื่องกล) จากมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
พ.ศ. 2552	บัณฑิตศึกษา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วศ.ม. เครื่องกล) จากมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ