

ผลกระทบของน้ำมันละหุ่งดิบต่อการสึกหรอของเครื่องยนต์
ที่ใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลเป็นเชื้อเพลิง



นายนิติ กลิ่นแก้ว

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2562

**EFFECT OF CRUDE CASTOR OIL ON WEAR OF ENGINES
FUELED WITH DIESEL-ETHANOL BLEND**



**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirement for the
Degree of Master of Engineering in Mechanical and
Process System Engineering
Suranaree University of Technology
Academic Year 2019**

ผลกระทบของน้ำมันละหุ่งดิบต่อการสึกหรอของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล
ผสมเอทานอลเป็นเชื้อเพลิง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นักศึกษานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



(ผศ. ดร.บุญลือ สวัสดิ์มงคล)

ประธานกรรมการ



(อ. ดร.เอกรงค์ สุขจิต)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



(ผศ. ดร.การุญ พึ่งสุวรรณรักษ์)

กรรมการ



(ผศ. ดร.ชโลธร ธรรมแท้)

กรรมการ



(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและพัฒนาความเป็นสากล



(รศ. ดร.พรศิริ จงกล)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

นิตติ กลิ่นแก้ว : ผลกระทบของน้ำมันละหุ่งดิบต่อการสึกหรอของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลเป็นเชื้อเพลิง (EFFECT OF CRUDE CASTOR OIL ON WEAR OF ENGINES FUELED WITH DIESEL-ETHANOL BLEND) อาจารย์ที่ปรึกษา : อาจารย์ ดร.เอกรงค์ สุขจิต, 214 หน้า.

เอทานอลถูกนำมาใช้เป็นพลังงานเชื้อเพลิงทางเลือกเพื่อแก้ไขปัญหาวิกฤตราคาน้ำมันในตลาดโลกที่สูง ซึ่งส่งผลกระทบต่อประเทศไทยการนำเอทานอลมาใช้ในเครื่องยนต์ยังพบปัญหาหลายประการ เช่น เอทานอลมีฤทธิ์การกัดกร่อนที่สูง และคุณสมบัติการหล่อลื่นที่ต่ำ โดยเฉพาะเมื่อนำมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลจะส่งผลกระทบต่อความเสียหายของชิ้นส่วนในระบบน้ำมันเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ วัตถุประสงค์ของการทำวิจัยนี้คือ การปรับปรุงคุณสมบัติที่สูญเสียไปจากการเติมเอทานอลลงในน้ำมันดีเซล โดยเลือกใช้น้ำมันละหุ่งดิบมาช่วยปรับปรุงคุณสมบัติของน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลให้ดีขึ้น และสามารถนำไปใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลโดยไม่มี การปรับแต่งเครื่องยนต์ น้ำมันละหุ่งดิบมีคุณสมบัติที่ตรงกันข้ามกับเอทานอล ซึ่งจะสามารถชดเชยคุณสมบัติที่ขาดหายไปได้ และการใช้น้ำมันละหุ่งดิบที่ไม่ผ่านกระบวนการทรานเอสเทอร์ฟิเคชันสามารถลดความยุ่งยากและต้นทุนในการผลิต จากผลการทดสอบหาค่าสัดส่วนที่เหมาะสมในการผสมเอทานอลและน้ำมันละหุ่งดิบที่ใช้ผสมในน้ำมันดีเซล โดยการวัดคุณสมบัติพื้นฐานทางกายภาพและทางเคมี และคุณสมบัติการหล่อลื่นของของน้ำมันเชื้อเพลิงผสม พบว่าการเติมน้ำมันละหุ่งดิบในปริมาณ 10 % โดยปริมาตร ในน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลที่มีสัดส่วนคงที่ 10 % โดยปริมาตร (D80E10C10) เป็นสัดส่วนที่เหมาะสมที่สุด เนื่องจากมีค่าคุณสมบัติการหล่อลื่นที่ดีที่สุด โดยที่คุณสมบัติพื้นฐานอื่นยังอยู่ในเกณฑ์มาตรฐานของน้ำมันดีเซล ดังนั้นน้ำมันผสม D80E10C10 ถูกเลือกใช้สำหรับทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ คุณลักษณะการเผาไหม้ และการปล่อยมลพิษไอเสียกับเครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผัน นอกจากนี้ น้ำมันผสม D80E10C10 จะถูกนำมาใช้ในการทดสอบระยะยาวกับเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียวแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ เพื่อศึกษาการสึกหรอของเครื่องยนต์

ผลการทดสอบกับเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผันที่ความเร็วรอบคงที่ 1,500 รอบต่อนาที ภาระงาน 25%, 50% และ 75% ของแรงบิดสูงสุด และทดสอบที่อัตราส่วนการอัด 16, 17 และ 18 พบว่า การเพิ่มอัตราส่วนการอัดส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม D80E10C10 การเพิ่มอัตราส่วนการอัดสามารถปรับปรุงความล่าช้าในการจุดระเบิดที่ยาวของน้ำมันผสมให้สั้นลงได้ ในส่วนของมลพิษไอเสียพบว่า คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และไฮโดรคาร์บอนที่ไม่ได้เผาไหม้ (HC) ของน้ำมันผสม D80E10C10

มีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซล แต่ใน ไตรเจนออกไซด์ (NO_x) และควันดำ (Smoke) ของน้ำมันผสม D80E10C10 มีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซล

ผลการทดสอบระยะยาวกับเครื่องสูบน้ำที่ต่อเข้ากับเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียวแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ โดยทดสอบที่อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 557 ลิตร/นาที และปรับเฮดเท่ากับ 10 เมตร หรือมีค่าเทียบเท่ากับความดัน 14.2 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว ความเร็วรอบเครื่องยนต์เท่ากับ 3,000 รอบต่อนาที ทำการทดสอบที่โหลดคงที่พบว่า ปริมาณการปนเปื้อนอนุภาคโลหะเหล็ก ในน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสม D80E10C10 มีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล อีกทั้งค่าน้ำหนักชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสม D80E10C10 มีการสูญเสีย น้ำหนักที่มากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล



สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา 2562

ลายมือชื่อนักศึกษา หิโตะ คัตสึโนะ

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา ดร.พร

NITI KLINKAEW : EFFECT OF CRUDE CASTOR OIL ON WEAR OF
ENGINES FUELED WITH DIESEL - ETHANOL BLEND. THESIS ADVISOR :
EKARONG SUKJIT, Ph.D., 214 PP.

CRUDE CASTOR OIL/WEAR/DIESEL ENGINE

Ethanol has been used as an alternative fuel in order to solve the global oil pricing crisis which has a strong impact in Thailand. However, the use of ethanol as fuel can also have negative effects on engines. For instance, ethanol is highly corrosive and possesses low fuel lubricity. Therefore, these issues can potentially affect the damage on engine components of fuel injection system. The objective of this research is to improve the lost properties of diesel-ethanol blend by using crude castor oil and can be used the ternary fuel blend in diesel engines without any engine modification. Crude castor oil which possesses some better fuel properties with respect to ethanol can participate in the improvement of fuel properties of diesel-ethanol blend. Furthermore, crude castor oil without transesterification can reduce the complexity and cost of fuel production process. According to the results, the optimum percentage of crude castor oil and ethanol to be blended with diesel fuel can be obtained by considering basic physical and chemical fuel properties and fuel lubricity. It was found that the addition of 10% by volume of crude castor oil to diesel-ethanol blend which the percentage of ethanol was fixed at 10% was the optimum blend because this blend showed best fuel lubricity and its other main fuel properties were under the limitation of diesel fuel specification. Consequently, this ternary fuel blend of diesel fuel blended with 10% crude castor oil and 10% ethanol (D80E10C10) was selected to use in a diesel engine with variable compression ratio to investigate engine performances, combustion

characteristics and exhaust emissions. Furthermore, the long-term use of D80E10C10 was tested on a single-cylinder air-cooled diesel engine to evaluate wear of engine components.

The variable compression ratio engine was operated at constant engine speed of 1,500 rpm, engine loads of 25%, 50% and 75% of maximum engine torque and compression ratio of 16, 17 and 18. The results showed that the increase in compression ratio improved the engine performances when both diesel fuel and D80E10C10 were tested. In addition, the longer ignition delay of D80E10C10 was enhanced as the compression ratio increased. In terms of exhaust emissions, the results revealed that carbon monoxide (CO) and unburned hydrocarbons (HC) of D80E10C10 were higher than those of diesel fuel while oxides of nitrogen (NO_x) and smoke of D80E10C10 were lower than diesel fuel.

The long-term use of D80E10C10 was tested on the single-cylinder air cooled diesel engine coupled with water pump operated at water flow rate of 557 l/min, head of 10 m (14.2 psi) and engine speed of 3,000 rpm. The results showed that concentration of ferrous wear metals present in lubricating oil and weight loss of the measured engine components were higher when the engine was operated with D80E10C10.

School of Mechanical Engineering

Academic year 2019

Student's Signature จิรา ศักดิ์แก้ว

Advisor's Signature 1067

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงด้วยดี เนื่องจากได้รับโอกาสและความกรุณาอย่างสูงจากท่าน อาจารย์ ดร.เอกรงค์ สุขจิต อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ได้ให้ความรู้และคำปรึกษาในด้านการดำเนินงานวิจัย แนววิธีการคิด ตลอดจนวิธีการแก้ไขข้อบกพร่องต่าง ๆ มาโดยตลอดทางผู้วิจัย ขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง ณ ที่นี้

ขอขอบคุณมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ที่ให้ทุนสนับสนุนงานวิจัยให้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณ เจ้าหน้าที่ศูนย์ความเป็นเลิศทางด้านชีวมวล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี สำหรับความอนุเคราะห์ด้านเครื่องมืออุปกรณ์ รวมถึงให้ใช้สถานที่ติดตั้งอุปกรณ์ในการทดสอบเครื่องยนต์

ขอขอบคุณ เจ้าหน้าที่ประจำอาคารเครื่องมือ 4 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี สำหรับความอนุเคราะห์ด้านเครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการดำเนินงานวิจัย

ขอขอบคุณ เจ้าหน้าที่ประจำอาคารเครื่องมือ 5 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี สำหรับสถานที่ในการทำการทดสอบเครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผัน และอุปกรณ์เครื่องมือที่ใช้สำหรับดำเนินงานวิจัย

สุดท้ายนี้ขอขอบคุณ คณะอาจารย์ที่คอยให้คำปรึกษาและประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ให้ขอบคุณเพื่อน ๆ พี่ ๆ และน้อง ๆ ที่คอยสนับสนุนให้งานวิจัยผ่านไปด้วยดี และขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา รวมถึงญาติพี่น้องของผู้ทำวิจัย ที่คอยอบรม เลี้ยงดูและสนับสนุนให้ผู้วิจัยประสบความสำเร็จในชีวิต

นิติ กลิ่นแก้ว

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ค
กิตติกรรมประกาศ.....	จ
สารบัญ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	ฉ
สารบัญรูป.....	๗
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ณ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	3
1.3 ขอบเขตงานวิจัย.....	3
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
1.5 สถานที่ดำเนินงานวิจัย.....	4
2 ปรัชญาบรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	5
2.1 คุณสมบัติของน้ำมันเชื้อเพลิง.....	6
2.1.1 ความถ่วงจำเพาะ.....	6
2.1.2 ความหนืดจลน์ศาสตร์.....	6
2.1.3 จุดวาบไฟ.....	7
2.1.4 จุดไหลเท.....	7
2.1.5 ปริมาณกำมะถัน.....	7
2.1.6 การกลั่น.....	7
2.1.7 การกัดกร่อนแผ่นทองแดง.....	8
2.1.8 ปริมาณน้ำและตะกอน.....	8

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.1.9	กากถ่านหรือคาร์บอน.....	9
2.1.10	ปริมาณเถ้า.....	9
2.1.11	สี.....	9
2.1.12	ตัวเลขซีเทนหรือดัชนีซีเทน.....	9
2.1.13	ค่าคุณสมบัติความร้อนเชื้อเพลิง.....	10
2.1.14	คุณสมบัติการหล่อลื่น.....	11
2.2	พารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะของเครื่องยนต์.....	12
2.2.1	แรงบิด.....	12
2.2.2	กำลังเบรค.....	12
2.2.3	ความดันยังผลเฉลี่ย.....	13
2.2.4	อัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรค.....	13
2.2.5	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน.....	14
2.2.6	ความดันในกระบอกสูบ.....	15
2.2.7	อัตราการปลดปล่อยความร้อน.....	15
2.3	การสึกหรอของโลหะ.....	15
2.3.1	การสึกหรอ.....	15
2.3.2	ความเสียดทาน.....	16
2.3.3	ความแข็งของพื้นผิว.....	16
2.3.4	กลไกการสึกหรอ.....	17
2.4	การหล่อลื่นในเครื่องยนต์.....	18
2.4.1	องค์ประกอบของน้ำมันหล่อลื่น.....	18
2.4.2	วิธีการทดสอบและคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่น.....	19
2.5	การทดสอบปั๊มแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง.....	26
2.4.1	หลักการพื้นฐานในการทดสอบปั๊มแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง.....	26
2.4.2	ความสูญเสียในระบบท่อ.....	28
2.6	น้ำมันละหุ่งดิบ.....	32

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.7	เอทานอล.....	39
3	วิธีดำเนินการวิจัย.....	42
3.1	กรอบการดำเนินการวิจัย.....	42
3.2	การตรวจวัดคุณสมบัติของน้ำมันเชื้อเพลิง.....	44
3.2.1	ความถ่วงจำเพาะและความถ่วงเอฟไอ.....	44
3.2.2	ความหนืดจลน์ศาสตร์.....	44
3.2.3	การกลั่น.....	44
3.2.4	จุดวาบไฟ.....	44
3.2.5	ดัชนีซีเทน.....	44
3.2.6	ค่าความร้อนเชื้อเพลิง.....	45
3.2.7	ความสามารถในการหล่อลื่น.....	45
3.3	การติดตั้งเครื่องยนต์.....	46
3.3.1	เครื่องมือและอุปกรณ์การทดสอบ.....	46
3.3.2	ขั้นตอนการติดตั้งเครื่องยนต์.....	56
3.4	วิธีการทดสอบเครื่องยนต์.....	60
3.4.1	การทดสอบระยะสั้นเพื่อหาสมรรถนะของเครื่องยนต์.....	60
3.4.2	การทดสอบระยะยาวเพื่อดูการสึกหรอของเครื่องยนต์.....	62
4	ผลการทดสอบและการวิเคราะห์คุณสมบัติของเชื้อเพลิงดีเซลเอทานอล ที่มีละหุ่งผสม.....	68
4.1	บทนำ	68
4.2	การเตรียมเชื้อเพลิงทดสอบ.....	69
4.3	คุณสมบัติพื้นฐานและคุณสมบัติทางการหล่อลื่นของเชื้อเพลิง.....	73
4.3.1	คุณสมบัติทางกายภาพและเคมีพื้นฐานของเชื้อเพลิง.....	73
4.3.2	การทดสอบคุณสมบัติการหล่อลื่น.....	74
4.1	สรุปผลการวิจัย	77

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

5 ผลการทดสอบและการวิเคราะห์สมรรถนะ คุณลักษณะการเผาไหม้	
มลพิษไอเสีย และการทดสอบระยะยาวของเครื่องยนต์.....	79
5.1 การทดสอบสมรรถนะ คุณลักษณะการเผาไหม้ และมลพิษไอเสีย	
ในเครื่องยนต์.....	79
5.1.1 การทดสอบกับเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน.....	95
5.2 สรุปผลการวิจัย.....	96
6 ผลการทดสอบระยะยาวของเครื่องยนต์.....	99
6.1 ผลการทดสอบระยะยาว.....	99
6.1.1 ผลการทดสอบแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล	
และน้ำมันผสม.....	99
6.1.2 ผลการตรวจสอบน้ำมันเครื่อง.....	102
6.1.3 การเจือปนในน้ำมันหล่อลื่น.....	123
6.2 ผลการวัดชิ้นส่วนและช่างน้ำหนักชิ้นส่วนเครื่องยนต์ก่อน	
และหลังการทดสอบระยะยาว.....	135
6.2.1 ผลการชั่งน้ำหนักชิ้นส่วนในเครื่องยนต์.....	136
6.2.2 ผลการวัดระยะช่องว่างแหวนลูกสูบในเครื่องยนต์ก่อน	
และหลังการทดสอบระยะยาว.....	137
6.2.3 ผลการวัดระยะของวาล์วในเครื่องยนต์ก่อน	
และหลังการทดสอบระยะยาว.....	139
6.2.4 ผลการถ่ายภาพชิ้นส่วนก่อนและหลังการทดสอบระยะยาว	
ของเครื่องยนต์.....	140
6.3 สรุปผลการวิจัย.....	146
7 บทสรุปและข้อเสนอแนะ.....	150
7.1 สรุปผลการวิจัย.....	150
7.1.1 การทดสอบค่าคุณสมบัติทางกายภาพและเคมีพื้นฐาน	
ของเชื้อเพลิง.....	150

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

7.1.2	การทดสอบสมรรถนะ คุณลักษณะการเผาไหม้ และการปล่อยมลพิษไอเสีย.....	151
7.1.3	การทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง กับเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียวระบายความร้อนด้วยอากาศ.....	151
7.2	ข้อเสนอแนะ.....	152
	รายการอ้างอิง.....	153
	ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก.	ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผัน.....	160
ภาคผนวก ข.	ข้อมูลผลการทดสอบคุณลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผัน.....	163
ภาคผนวก ค.	ผลการตรวจวัดมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผัน.....	165
ภาคผนวก ง.	ผลการตรวจวัดแรงบิดก่อนและหลังการทดสอบระยะยาวของเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียวระบายความร้อนด้วยอากาศ.....	167
ภาคผนวก จ.	ผลการตรวจวัดคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง.....	169
ภาคผนวก ฉ.	ผลการตรวจวัดคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิง.....	175
ภาคผนวก ช.	ค่าน้ำหนักและระยะห่างของช่องว่างชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล.....	181
ภาคผนวก ซ.	ค่าน้ำหนักและระยะห่างของช่องว่างชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสม.....	186
ภาคผนวก ฌ.	การคำนวณเฮดการสูญเสีย.....	191
ภาคผนวก ญ.	บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา.....	195
	ประวัติผู้เขียน.....	214

สารบัญตาราง

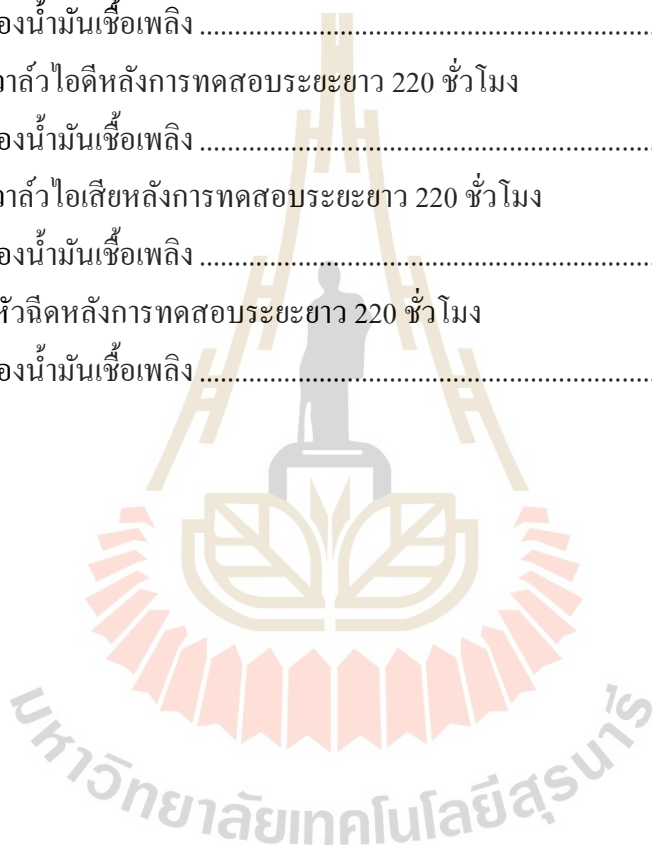
ตารางที่	หน้า
2.1	สารเติมแต่งที่ถูกเพื่อเพิ่มคุณสมบัติในน้ำมันหล่อลื่น 19
2.2	โลหะสึกหรอที่สามารถพบได้ในเครื่องยนต์ 23
2.3	โลหะชนิดต่าง ๆ ที่ปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นและแหล่งที่อาจเกิดโลหะปนเปื้อน 23
2.4	ค่าความขรุขระของผิวท่อในเชิงพาณิชย์ 31
2.5	คุณสมบัติของน้ำมันจากเมล็ดละหุ่ง 33
2.6	ชนิดของกรดไขมันในน้ำมันจากเมล็ดละหุ่ง 33
2.7	สรุปงานวิจัยที่เกี่ยวข้องของเชื้อเพลิงละหุ่งผสมดีเซล 38
2.8	สรุปงานวิจัยที่เกี่ยวข้องของเชื้อเพลิงเอทานอลผสมดีเซล 41
3.1	เงื่อนไขการทดสอบคุณสมบัติการหล่อลื่น 46
3.2	ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์ดีเซล 1 สูบ 48
3.3	ข้อมูลการทดสอบปั๊มของเครื่องยนต์ Kawama 500D QR168F ที่ใช้ทดสอบ 49
3.4	ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน 50
3.5	ข้อมูลจำเพาะของไฮดรอลิกไดนาโมมิเตอร์ใช้กระแสเหนี่ยวนำ 52
3.8	ข้อมูลจำเพาะเครื่องมือวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย Testo 350 53
3.7	ข้อมูลจำเพาะเครื่องมือวัดดัชนีเขม่าควัน Testo 308 54
3.8	ข้อมูลจำเพาะเครื่องมือวิเคราะห์การเผาไหม้ 55
3.9	ขนาดความยาวและชนิดของท่อที่ใช้เดินระบบ 59
3.10	ความยาวของท่อทั้งหมดที่ใช้คำนวณหาการสูญเสียหลัก 64
3.11	ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียของอุปกรณ์ใด ๆ 64
3.12	ตารางซ่อมบำรุงเครื่องยนต์ตามคำแนะนำของบริษัท 67
4.1	แสดงชนิดของกรดไขมันที่อยู่ในน้ำมันละหุ่ง 72
4.2	คุณสมบัติของน้ำมันเชื้อเพลิงทดสอบ 74

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
6.1	อนุภาคเศษโลหะปนเปื้อนขนาดเล็กหลังการทดสอบ 220 ชั่วโมง
	ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง 103
6.2	อนุภาคเศษโลหะปนเปื้อนขนาดใหญ่หลังการทดสอบ 220 ชั่วโมง
	ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง 104
6.3	คุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นหลังการทดสอบ 220 ชั่วโมง
	ของน้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม 119
6.4	สิ่งเจือปนสิ่งปนเปื้อนในหล่อลื่นหลังการทดสอบ 220 ชั่วโมง 123
6.5	แสดงสิ่งเจือปนของสารเติมแต่งในน้ำมันหล่อลื่นหลังการทดสอบ 220 ชั่วโมง 130
6.6	ผลการชั่งน้ำหนักชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ก่อนและหลังการทดสอบระยะยาว
	220 ชั่วโมงของน้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม 136
6.7	ผลรวมของอนุภาคโลหะขนาดเล็กและขนาดใหญ่ของเครื่องยนต์
	ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม 137
6.8	ระยะช่องว่างแหวนลูกสูบในเครื่องยนต์ก่อนและหลังการทดสอบระยะยาว
	ในการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง 138
6.9	ระยะช่องว่างแหวนลูกสูบในเครื่องยนต์ก่อนและหลังการทดสอบระยะยาว
	ในการใช้น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิง 138
6.10	การเปลี่ยนแปลงของช่องว่างแหวนลูกสูบของเครื่องยนต์
	ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม 139
6.11	ระยะห่างวาล์วไอดีก่อนและหลังการทดสอบที่ 100 และ 200 ชั่วโมง
	ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง 140
6.12	ระยะห่างวาล์วไอเสียก่อนและหลังการทดสอบที่ 100 และ 200 ชั่วโมง
	ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง 140
6.13	ภาพถ่ายลูกสูบหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง
	ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง 143
6.14	ภาพถ่ายฝาสูบหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง
	ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง 144

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
6.15 ภาพถ่ายบ่วาล์วไอดีหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง	144
6.16 ภาพถ่ายบ่วาล์วไอเสียหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง	145
6.17 ภาพถ่ายวาล์วไอดีหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง	145
6.18 ภาพถ่ายวาล์วไอเสียหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง	146
6.19 ภาพถ่ายหัวฉีดหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง	146



สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	อุณหภูมิการกลั่นของน้ำมันดีเซล8
2.2	เครื่อง HFRR (High Frequency Reciprocating Rig) 11
2.3	กลไกการสึกหรอประเภทต่าง ๆ 18
2.4	การออกแบบและการจัดวางปั้มน้ำเพื่อการทดสอบตามมาตรฐาน มอก. 2618-2557.....26
2.5	โครงสร้างโมเลกุลของกรดรีซินอเลอิก33
2.6	การวิเคราะห์องค์ประกอบทางเคมีของน้ำมันหล่อลื่นด้วยเครื่อง GC34
3.1	ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย.....43
3.2	โนโมกราฟ (Nomograph) สำหรับการหาค่าดัชนีซีเทน45
3.3	เครื่องยนต์ดีเซล 1 สูบ ที่ใช้ในการทดสอบระยะสั้น.....47
3.4	เครื่องยนต์ดีเซล 1 สูบ ที่ใช้ในการทดสอบระยะยาว47
3.5	กราฟสมรรถนะปั้มน้ำของเครื่องยนต์ KAWAMA 500D ที่ความเร็วรอบ 3,000 รอบต่อนาที48
3.6	เครื่องยนต์ดีเซลอัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน 1 สูบ ที่ใช้ในการทดสอบ50
3.7	ไฮดรอลิกไดนาโมมิเตอร์สำหรับเครื่องยนต์ดีเซล 1 สูบ51
3.8	ไดนาโมมิเตอร์ใช้กระแสเหนี่ยวนำ.....51
3.9	เครื่องมือวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย Testo 35052
3.10	เครื่องมือวัดดัชนีเขม่าควัน Testo 30854
3.11	มาตรวัดน้ำและเซ็นเซอร์วัดอัตราการไหล56
3.12	การติดตั้งเครื่องยนต์เข้ากับไดนาโมมิเตอร์.....57
3.13	แสดงหน้าต่างโปรแกรมวิเคราะห์คุณลักษณะการเผาไหม้.....57
3.14	การออกแบบและการจัดวางปั้มน้ำเพื่อการทดสอบตามมาตรฐาน มอก. 2618-2557.....58

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.15 การออกแบบระบบการทดสอบระยะยาวในโปรแกรม SolidWorks	59
3.16 วิธีการปรับอัตราส่วนการอัด	61
3.17 จี๊ดอัตราส่วนการอัด	61
3.18 การปรับโหลดและความเร็วรอบเครื่องยนต์	62
3.19 จุดอ้างอิงที่ใช้คำนวณหาเฮดระบบ	63
3.20 การสูญเสียรองของเครื่องวัดอัตราการไหล	65
3.21 การสูญเสียรองของเครื่องวัดอัตราการไหล	65
4.1 เสถียรภาพในการแยกชั้นของเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลที่ความเข้มข้น แอลกอฮอล์ต่างกันเทียบกับอุณหภูมิ	69
4.2 ความเข้มข้นของเอทานอลเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางการจุดระเบิดที่อุณหภูมิ การทดสอบ 60 องศาเซลเซียส	71
4.3 ความเข้มข้นของไบโอดีเซลต่อเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอ การทดสอบ 60 องศาเซลเซียส	71
4.4 กรดไขมันอิสระ	73
4.5 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอเฉลี่ยของน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลผสม เอทานอลที่ 10% ที่ความเข้มข้นของน้ำมันละหุ่งดิบแตกต่างกัน	75
4.6 แรงเสียดทานเฉลี่ยของน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลที่ 10% ที่ความเข้มข้นของน้ำมันละหุ่งดิบแตกต่างกัน	76
4.7 ภาพถ่ายของแผ่นดิสก์ด้วยกล้องจุลทรรศน์ตัวอย่างหลังจากการทดสอบ การหล่อลื่นด้วยเชื้อเพลิงชนิดต่าง ๆ	77
5.1 อัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลเทียบกับเชื้อเพลิงผสม	81
5.2 อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันจำเพาะเบรคน้ำมันดีเซลเทียบกับน้ำมันผสม	82
5.3 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันดีเซลเทียบกับน้ำมันผสม	82
5.4 อุณหภูมิแก๊สไอเสียของน้ำมันดีเซลเทียบกับน้ำมันผสม	83
5.5 ความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อนของน้ำมันดีเซล เทียบกับน้ำมันผสมที่อัตราส่วนการอัด 16:1	86

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.6 ความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อนของน้ำมันดีเซล เทียบกับน้ำมันผสมที่อัตราส่วนการอัด 17:1	87
5.7 ความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อนของน้ำมันดีเซล เทียบกับน้ำมันผสมที่อัตราส่วนการอัด 18:1	88
5.8 การปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนของเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน เทียบกับโหลดการทำงานของเครื่องยนต์	92
5.9 การปล่อยไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน เทียบกับโหลดการทำงานของเครื่องยนต์	93
5.10 การปล่อยคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน เทียบกับโหลดการทำงานของเครื่องยนต์	94
5.11 การปล่อยเขม่าของเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผันเทียบกับโหลด การทำงานของเครื่องยนต์.....	95
6.1 กราฟแรงบิดก่อนและหลังการทดสอบระยะยาวของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล เป็นเชื้อเพลิง	100
6.2 กราฟแรงบิดก่อนและหลังการทดสอบระยะยาวของเครื่องยนต์ ที่ใช้น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิง	100
6.3 กราฟเปรียบเทียบระหว่างน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงผสม ก่อนการทดสอบระยะยาว	101
6.4 กราฟเปรียบเทียบระหว่างน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงผสม หลังการทดสอบระยะยาว.....	101
6.5 แสดงปริมาณอนุภาคเศษโลหะโดยรวมของน้ำมันที่ มีขนาด 2 ไมครอน ถึง 1,000 ไมครอน.....	104
6.6 ปริมาณอนุภาคหลักขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ.....	105
6.7 ปริมาณอนุภาคหลักขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ.....	105
6.8 ปริมาณอนุภาคโครเมียมขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ.....	108
6.9 ปริมาณอนุภาคโครเมียมขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ.....	108

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.10 ปริมาณอนุภาคตะกั่วขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	109
6.11 ปริมาณอนุภาคตะกั่วขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	110
6.12 ปริมาณอนุภาคทองแดงขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	110
6.13 ปริมาณอนุภาคทองแดงขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	111
6.14 ปริมาณอนุภาคซิลิกอนขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	112
6.15 ปริมาณอนุภาคซิลิกอนขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	112
6.16 ปริมาณอนุภาคอลูมิเนียมขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	113
6.17 ปริมาณอนุภาคอลูมิเนียมขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	113
6.18 ปริมาณอนุภาคนิกเกิลขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	114
6.19 ปริมาณอนุภาคนิกเกิลขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	114
6.20 ปริมาณอนุภาคเงินขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	115
6.21 ปริมาณอนุภาคเงินขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	116
6.22 ปริมาณอนุภาคโมลิบดีนัมขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	116
6.23 ปริมาณอนุภาคโมลิบดีนัมขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	117
6.24 ปริมาณอนุภาคไทเทเนียมขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	117
6.25 ปริมาณอนุภาคไทเทเนียมขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	118
6.26 ค่าความหนืดที่อุณหภูมิ 100 องศาเซลเซียส ที่ชั่วโมงต่าง ๆ	121
6.27 การออกซิเดชันของน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	121
6.28 การเกิดปฏิกิริยาในเตรชันของน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	123
6.29 การความเป็นเบสของน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	123
6.30 การเจือปนน้ำในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	125
6.31 การเจือปนน้ำมันเชื้อเพลิงในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	126
6.32 การเจือปนของเขม่าในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	126
6.33 การเจือปนของวานาเดียมในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	127
6.34 การเจือปนของโซเดียมในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	127
6.35 การเจือปนซิลิคอนอนุภาคขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	128

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่

หน้า

6.36	การเจือปนของซิลิคอนอนุภาคขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	128
6.37	การเจือปนของโบรอนในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	132
6.38	การเจือปนของแมกนีเซียมในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	132
6.39	การเจือปนของแคลเซียมในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	133
6.40	การเจือปนของแบเรียมในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	133
6.41	การเจือปนของฟอสฟอรัสในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	134
6.42	การเจือปนของอนุภาคสังกะสีขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	134
6.43	การเจือปนของอนุภาคสังกะสีขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ	135



คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

LHV	=	ค่าความร้อนต่ำ (kJ/kg)
HHV	=	ค่าความร้อนสูง (kJ/kg)
H_{fg}	=	เอนทัลปีของการกลายเป็นไอที่อุณหภูมิการเผาไหม้ขณะนั้น (kJ/kg)
T	=	แรงบิด (N·m)
$\dot{m}_f$	=	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำมันเชื้อเพลิง (kg/s)
P_b	=	กำลังเบรคเครื่องยนต์ (W)
N	=	ความเร็วรอบเครื่องยนต์ (RPM)
n_R	=	จำนวนรอบการหมุนของเพลาช้อเหวี่ยงที่ทำให้ได้กำลัง 1 ต่อวัฏจักร
η_b	=	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (%)
$\frac{dQ}{d\theta}$	=	อัตราการปลดปล่อยความร้อนเทียบกับองศาเพลาช้อเหวี่ยง (J/°CA)
γ	=	อัตราส่วนของค่าความร้อนจำเพาะ (C_p / C_v)
P	=	ความดันในห้องเผาไหม้ (bar)
$\frac{dV}{d\theta}$	=	การเปลี่ยนแปลงปริมาตรกระบอกสูบที่ตำแหน่งช้อเหวี่ยงใด ๆ ($m^3/°CA$)
Q_{HV}	=	ค่าความร้อนเชื้อเพลิง (kJ/kg)
bmepp	=	ความดันยังผลเฉลี่ยเบรค (kPa)
bsfc	=	อัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรค (kg/kW·hr)
H_p	=	เสดปั๊ม (m)
h_d	=	เสดทางด้านขาออกปั๊ม (m)
h_s	=	เสดทางด้านขาเข้าปั๊ม (m)
h_L	=	เสดความสูญเสียหลัก (m)
h_m	=	เสดความสูญเสียรอง (m)
CR	=	อัตราส่วนการอัด
PQ index	=	อนุภาคโลหะเหล็กโดยรวมขนาดตั้งแต่ 2-1,000 ไมครอน
ICP-AES	=	วิธีการตรวจอนุภาคโลหะเหล็กขนาดเล็กกว่า 3 ไมครอน (Inductively coupled Plasma-Atomic Emission Spectrometer)

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

RFS-AES	=	วิธีการตรวจอนุภาคโลหะหนักขนาด 5-100 ไมครอน (Rotrode Filter Spectroscopy-Atomic Emission Spectrometer)
NO _x	=	มลพิษไนโตรเจนออกไซด์
CO	=	มลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์
HC	=	มลพิษไฮโดรคาร์บอน
DE10	=	ดีเซลผสมเอทานอล 10%
C5	=	ดีเซลผสมเอทานอล 10% ผสมละหุ่งดิบ 5%
C10	=	ดีเซลผสมเอทานอล 10% ผสมละหุ่งดิบ 10%
C15	=	ดีเซลผสมเอทานอล 10% ผสมละหุ่งดิบ 15%
C100	=	ละหุ่งดิบ 100%
D80E10C10	=	น้ำมันผสมดีเซล 82% เอทานอล 10% ละหุ่งดิบ 10%
VCR	=	เครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผัน

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย

วิกฤติการด้านพลังงานที่นานาประเทศกำลังเผชิญหน้าอยู่ในปัจจุบันจากปัญหาการลดลงอย่างรวดเร็วของปริมาณเชื้อเพลิงสำรองจากฟอสซิลเนื่องจากพลังงานเป็นปัจจัยพื้นฐานที่สำคัญในการพัฒนาประเทศทั้งเพื่อการใช้ผลิตไฟฟ้าการคมนาคมขนส่ง ตลอดจนเป็นวัตถุดิบในการผลิตของอุตสาหกรรมหลากหลายประเภท ทำให้ความต้องการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งจากรายงานของกรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงานปี พ.ศ.2559 ประเทศไทยได้มีการนำเข้าน้ำมันดิบจากต่างประเทศเป็นจำนวนมากโดยมีการนำเข้าจากต่างประเทศคิดเป็นร้อยละ 84 และผลิตเองภายในประเทศเพียงร้อยละ 16 ทั้งนี้ ในส่วนการนำเข้าจากต่างประเทศนั้นได้นำเข้าน้ำมันดิบจากตะวันออกกลางร้อยละ 56 ตะวันออกไกลร้อยละ 18 และแหล่งอื่น ๆ ร้อยละ 12 ของการนำเข้าทั้งหมด (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, 2559) ด้วยเหตุนี้การสำรวจเพื่อหาแหล่งพลังงานทางเลือกที่สามารถใช้ทดแทนเชื้อเพลิงฟอสซิลจึงเป็นประเด็นที่สำคัญสำหรับการแก้ไขปัญหาที่เกิดขึ้น การนำเชื้อเพลิงชีวภาพมาปรับปรุงคุณสมบัติทางเชื้อเพลิงสำหรับใช้ในเครื่องยนต์แทนการใช้เชื้อเพลิงจากฟอสซิลถือว่าเป็นอีกแนวทางหนึ่งที่มีผู้สนใจศึกษากันอย่างแพร่หลาย อาทิเช่น ไบโอดีเซลและไบโอแอลกอฮอล์ เป็นต้น ซึ่งกระบวนการในการผลิตไบโอดีเซลนั้นสามารถทำได้ด้วยการนำวัตถุดิบ ได้แก่ น้ำมันพืช ไขมันสัตว์ น้ำมันใช้แล้ว และสาหร่าย นำมาผ่านกระบวนการต่าง ๆ เพื่อปรับสภาพให้สามารถนำมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลได้อย่างมีประสิทธิภาพ โดยวิธีการผลิตไบโอดีเซลที่มีประสิทธิภาพสูงสุดในปัจจุบันคือ การทำปฏิกิริยาทรานส์เอสเตอร์ฟิเคชันกับแอลกอฮอล์จนได้ผลผลิตออกมาเป็นไบโอดีเซลที่มีคุณสมบัติทางเชื้อเพลิงคล้ายน้ำมันดีเซล ซึ่งสามารถใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลได้โดยตรงไม่จำเป็นต้องดัดแปลงเครื่องยนต์ (N. Alkabbashi et al., 2009; O.J. Alamu et al., 2007) เชื้อเพลิงทางเลือกและเชื้อเพลิงทดแทนได้รับการพิสูจน์เพื่อชดเชยการใช้เชื้อเพลิงธรรมดาในเครื่องยนต์เบนซินและน้ำมันดีเซลซึ่งเชื้อเพลิงชีวภาพ เช่น ไบโอแอลกอฮอล์ และไบโอดีเซล เป็นต้น ที่ได้มาจากของเสียจากการเกษตรและพืชที่ไม่ใช่อาหารได้รับความสนใจมากขึ้น ซึ่งเป็นทางเลือกอย่างยั่งยืนสำหรับเชื้อเพลิงฟอสซิล โดยเชื้อเพลิงไบโอแอลกอฮอล์และไบโอดีเซลจะมีออกซิเจนเป็นองค์ประกอบส่งผลให้กระบวนการเผาไหม้สมบูรณ์ยิ่งขึ้น นอกจากนี้ยังลดการปล่อยมลพิษไอเสียที่เกิดจาก

เครื่องยนต์ แม้ว่าไบโอแอลกอฮอล์มักจะใช้ในเครื่องยนต์เบนซินแต่ก็ยังมีคนสนใจศึกษาที่จะนำมาเป็นส่วนผสมในน้ำมันดีเซล (E. Sukjit et al., 2012; M.A. Fayad et al., 2017) ซึ่งการผสมแอลกอฮอล์เป็นวิธีการที่มีประสิทธิภาพในการลดมลพิษของอนุภาค (PM) เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล อย่างไรก็ตาม คุณสมบัติเชื้อเพลิงทางเคมีและฟิสิกส์ที่ไม่ดีบางประการของแอลกอฮอล์ เช่น ความหนืด ค่าเลขซีเทน จุดวาบไฟ ค่าความร้อนเชื้อเพลิง ความสามารถในการผสมกัน และคุณสมบัติการหล่อลื่น ยังคงจำกัดปริมาณการใช้แอลกอฮอล์ในเครื่องยนต์ดีเซล เพื่อฟื้นฟูคุณสมบัติเชื้อเพลิงที่ไม่ดีดังกล่าวโดยการเติมไบโอดีเซลที่ไม่มีสารแอโรมาติกเป็นองค์ประกอบ มีความหนืดสูง และมีความสามารถในการละลาย ในแอลกอฮอล์ที่ดีจึงเป็นตัวเลือกที่น่าสนใจที่จะใช้ร่วมกับแอลกอฮอล์จากการศึกษาก่อนหน้านี้ได้ กล่าวไว้ว่า การมีส่วนผสมของกรดไขมันหลายชนิดในไบโอดีเซล โดยเฉพาะกรดไขมันที่มีความยาวของโซ่คาร์บอนที่ยาวมีแนวโน้มที่จะเพิ่มความหนาของชั้นฟิล์มหล่อลื่น ส่งผลให้การหล่อลื่นของไบโอดีเซลดีขึ้น การเติมไบโอดีเซลจึงเป็นแนวทางในการลดแรงเสียดทานและการสึกหรอของผิวสัมผัสของระบบการเผาไหม้เชื้อเพลิง (E. Sukjit et al., 2017) ในทางกลับกันแอลกอฮอล์สามารถปรับปรุงคุณสมบัติของไบโอดีเซลที่มีค่าอุณหภูมิให้ต่ำ เช่น จุดหมอก จุดไหลเท จุดเยือกแข็ง เป็นต้น ส่วนในแง่ของการปล่อยมลพิษ ไอเสีย ช่วยลดการปล่อยเขม่าควันได้อย่างชัดเจนแต่ยังเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนที่ยังสูง (A. Tsolakis et al., 2007) จึงเป็นสิ่งที่ต้องปรับปรุงสำหรับการใช้น้ำมันไบโอดีเซล ดังนั้น ผลกระทบที่เกิดจากการผสมแอลกอฮอล์และไบโอดีเซลอาจเป็นการพัฒนาเชื้อเพลิงชีวภาพใหม่ ๆ เพื่อให้สอดคล้องกับมาตรฐานการปล่อยมลพิษ

ไบโอดีเซลที่ได้จากวัตถุดิบที่ไม่สามารถรับประทานได้เป็นที่น่าสนใจมากยิ่งขึ้นการใช้เป็นเชื้อเพลิงที่ยั่งยืนในเครื่องยนต์ดีเซลเพื่อหลีกเลี่ยงการแข่งขันกับอาหารของมนุษย์หรืออาหารสัตว์ น้ำมันละหุ่งจึงเป็นวัตถุดิบทางเลือกของการนำมาทำไบโอดีเซลซึ่งไบโอดีเซลที่ได้มาจากน้ำมันละหุ่งเป็นไบโอดีเซลที่มีเอกลักษณ์เฉพาะคือ มีออกซิเจนในอะตอมมากขึ้นในหมู่ไฮดรอกซิลเปรียบเทียบกับน้ำมันดีเซลที่ได้จากวัตถุดิบอื่นส่วนประกอบของกรดไขมันที่สำคัญของน้ำมันละหุ่งคือกรดริซิโนเรอิก ค่าความหนืดที่สูงมากของเมทิลริซิโนเรอิก (C18:1OH) ทำให้ไบโอดีเซลจากน้ำมันละหุ่งยังใช้งานไม่ได้ในเครื่องยนต์ดีเซล เนื่องจากไม่เป็นไปตามมาตรฐานดีเซลของยุโรป EN14214-17 อย่างไรก็ตามข้อเสียของน้ำมันละหุ่งนี้คาดว่าจะเป็นส่วนสำคัญที่จะช่วยฟื้นฟูการลดลงของความหนืด เนื่องจากการเพิ่มเข้าไปของน้ำมันไบโอดีเซล การใช้ประโยชน์ของไบโอดีเซลจากละหุ่งมาเป็นส่วนผสมเพื่อเพิ่มการใช้การผสมระหว่างแอลกอฮอล์กับน้ำมันดีเซลที่ศึกษาก่อนหน้านี้ (E Sukjit., 2014) พบว่า การรวมตัวกันของแอลกอฮอล์และไบโอดีเซลจากละหุ่งช่วยเพิ่มคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่ผสมผลของการเผาไหม้มีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซล การปรากฏตัว

ของหมุ่ไฮดรอกซิลทั้งในแอลกอฮอล์และไบโอดีเซลจากละหุ่งจะเป็นประโยชน์ในแง่ของการปล่อยมลพิษจากเครื่องยนต์ ซึ่งจะปรับปรุงการปล่อยมลพิษของเขม่าและออกไซด์ของไนโตรเจนได้ แต่การนำวัตถุดิบมาทำไบโอดีเซลยังต้องผ่านกระบวนการความยุ่งยากซับซ้อนรวมถึงมีค่าใช้จ่ายที่สูงการนำน้ำมันละหุ่งดิบมาใช้ผสมกับเชื้อเพลิงเพื่อปรับปรุงคุณสมบัติที่สูญเสียไปจากการเติมเอทานอลจึงเป็นเรื่องที่น่าสนใจ

ดังนั้น งานวิจัยนี้จะศึกษาการปรับปรุงคุณสมบัติของน้ำมันผสมดีเซลและเอทานอล โดยการใช้ น้ำมันละหุ่งดิบ ซึ่งครอบคลุมถึงคุณสมบัติพื้นฐานทางกายภาพและเคมีของน้ำมันเชื้อเพลิง สมรรถนะของเครื่องยนต์ คุณลักษณะการเผาไหม้ มลพิษไอเสีย และคุณสมบัติการหล่อลื่น เพื่อเป็นแนวทางในการนำน้ำมันละหุ่งดิบไปใช้เป็นพลังงานทางเลือกสำหรับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดได้อย่างเหมาะสมและสอดคล้องกับแผนพัฒนาพลังงานทดแทนและพลังงานทางเลือก

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย

- 1.2.1 ปรับปรุงคุณสมบัติของน้ำมันผสมดีเซลผสมเอทานอลโดยการใช้ น้ำมันที่ได้จากเมล็ดละหุ่งดิบ
- 1.2.2 ทดสอบคุณสมบัติทางกายภาพและเคมีของน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลและน้ำมันละหุ่งดิบ
- 1.2.3 ประเมินสมรรถนะการทำงานของเครื่องยนต์ รวมถึงคุณลักษณะการเผาไหม้และมลพิษไอเสีย
- 1.2.4 วิเคราะห์การสึกหรอของส่วนประกอบต่าง ๆ ของเครื่องยนต์

1.3 ขอบเขตงานวิจัย

- 1.3.1 สัดส่วนของน้ำมันละหุ่งดิบไม่เกิน 10% โดยปริมาตร ในน้ำมันดีเซลผสมเอทานอล
- 1.3.2 ทดสอบกับเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผันปริมาตรกระบอกสูบ 661.5 มิลลิเมตร ระบบระบายความร้อนด้วยน้ำ เพื่อวิเคราะห์ผลกระทบของการใช้น้ำมันละหุ่งในด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์ และมลพิษที่เกิดจากการเผาไหม้ ทดสอบเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่โดยการเปลี่ยนแปลงโหลด
- 1.3.4 ทดสอบเครื่องยนต์ระยะยาว 220 ชั่วโมง ใช้เครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียว ปริมาตรกระบอกสูบเท่ากับ 196 มิลลิตร ทดสอบเพื่อดูการสึกหรอโดยทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่และไม่มีการเปลี่ยนแปลงโหลด

1.3.5 ประเมินการสึกหรอของชิ้นส่วนเครื่องยนต์ด้วยกล้องจุลทรรศน์อิเล็กตรอนแบบส่องกราด (Scanning electron microscope, SEM)

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 ทราบถึงคุณสมบัติพื้นฐานทางกายภาพและคุณสมบัติทางเคมี รวมถึงคุณสมบัติการหล่อลื่นของน้ำมันดีเซลผสมเอทานอล โดยมีละหุ่งดิบเป็นตัวช่วยปรับปรุงคุณสมบัติที่สูญเสียไป

1.4.2 ทราบถึงสมรรถนะ คุณลักษณะการเผาไหม้ และการปล่อยมลพิษไอเสีย ในการใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอล โดยมีละหุ่งดิบเป็นตัวปรับปรุงคุณสมบัติที่สูญเสียไป

1.4.3 ทราบถึงการสึกหรอของเครื่องยนต์ในการใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอล โดยมีละหุ่งดิบเป็นตัวปรับปรุงคุณสมบัติที่สูญเสียไปเทียบกับดีเซล

1.4.4 ทราบถึงพฤติกรรมการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ 4 สูบ ระบบระบายความร้อนด้วยน้ำ เครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผัน ระบบระบายความร้อนด้วยน้ำ และเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียว ระบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

1.5 สถานที่ดำเนินงานวิจัย

1.5.1 อาคารเครื่องมือ 4 (F4), อาคารเครื่องมือ 5 (F5) และอาคารเครื่องมือ 10 (F10) ศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

1.5.2 อาคารศูนย์ความเป็นเลิศชีวมวล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

1.5.3 อาคารปฏิบัติการพื้นฐานด้านวิศวกรรมศาสตร์ (F11) ศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 2

ปรัทศนัวรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ด้วยคุณสมบัติของเอทานอลมีความใกล้เคียงกับน้ำมันเบนซินจึงมีการนำเอทานอลมาใช้ผสมหรือใช้แทนน้ำมันเบนซิน เพื่อลดการใช้ปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงหลักเนื่องจากเอทานอลมีออกซิเจนเป็นองค์ประกอบทางโมเลกุล ซึ่งจะช่วยให้การเผาไหม้ของเครื่องยนต์สมบูรณ์มากขึ้น ทั้งนี้ยังช่วยลดมลพิษประเภท CO, smoke, ได้อย่างมีประสิทธิภาพ ด้วยประโยชน์ดังกล่าวจึงมีการประยุกต์นำมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซล โดย E.A. Ajav (1999) ได้ศึกษาเกี่ยวกับการผสมเอทานอลกับน้ำมันดีเซล เพื่อนำมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลพบว่า ปริมาณเอทานอลที่ผสมกับน้ำมันดีเซลไม่เกิน 20% สามารถนำมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซล โดยไม่ต้องมีการปรับแต่งเครื่องยนต์ใด ๆ การศึกษาของ Magín Lapuerta (2008) และ Constantine D. Rakopoulos (2010) พบว่า น้ำมันดีโซฮอล (น้ำมันดีเซล+เอทานอล) ช่วยลดปริมาณเขม่าคาร์บอนได้เป็นอย่างดีเมื่อเปรียบเทียบกับกาเผาไหม้ของน้ำมันดีเซล แม้ว่าการใช้เอทานอลจะเกิดมลพิษน้อย แต่ก็ยังข้อบกพร่องเนื่องจากค่าคุณสมบัติที่แตกต่างจากน้ำมันดีเซลโดยที่เอทานอลมีค่าความหนืด ความร้อนเชื้อเพลิง และเลขซีเทนน้อยกว่าน้ำมันดีเซล จากการศึกษาของ E. Sukjit (2012) การผสมเอทานอลกับน้ำมันดีเซลจะทำให้ค่าคุณสมบัติของน้ำมันดีโซฮอลที่ได้มีคุณสมบัติที่ดีกว่าน้ำมันดีเซล ซึ่งส่งผลกระทบต่อกาเผาไหม้ อีกทั้งเอทานอลยังมีคุณสมบัติการกัดกร่อนที่สูงและมีคุณสมบัติการหล่อลื่นไม่ดี ดังนั้น การศึกษาคุณสมบัติการหล่อลื่นของเอทานอลตามมาตรฐาน ISO12156-1 โดยผลการศึกษาและวิจัยของ Magín Lapuerta (2010) พบว่า เส้นผ่านศูนย์กลางของกรสิกกหรือที่เกิดขึ้นบนชิ้นงานทดสอบภายใต้การหล่อลื่นของเอทานอลมีค่า 842 μm ในขณะที่น้ำมันดีเซลมีค่าเพียง 315 μm

การเลือกใช้น้ำมันไบโอดีเซลนั้นเป็นทางเลือกที่ดีในการปรับปรุงคุณสมบัติการหล่อลื่นของเชื้อเพลิง การศึกษาผลกระทบของชนิดกรดไขมันของ Gerhard Knothe (2005) และ Daniel P. Geller (2004) ต่อคุณสมบัติการหล่อลื่นตามมาตรฐานการทดสอบคุณสมบัติการหล่อลื่นของน้ำมันดีเซลพบว่า การเพิ่มขึ้นจำนวนพันธะคู่หรือระดับความไม่อิ่มตัวของกรดไขมันจะช่วยเพิ่มคุณสมบัติการหล่อลื่น นอกจากนี้ การศึกษาผลกระทบของการใช้น้ำมันจากเมล็ดละหู่สำหรับการปรับปรุงคุณสมบัติน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลจะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพคุณสมบัติการหล่อลื่นและช่วยป้องกันการแยกชั้นของเอทานอลและน้ำมันดีเซลกล่าว คือ น้ำมันไบโอดีเซลจากเมล็ดละหู่จะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในการหล่อลื่นของน้ำมันที่ผสมเอทานอล จากการศึกษาของ D.C. Rakopoulos พบว่า การเพิ่มของมลพิษไอเสียประเภทออกไซด์ของไนโตรเจน ซึ่งเกิดจากการเผาไหม้ของน้ำมันไบโอดีเซลจะถูกชดเชยด้วยการลดลงของออกไซด์ของไนโตรเจนที่ได้จาก

การเผาไหม้ของเอทานอล อันเนื่องจากผลของค่าความร้อนของการกลายเป็นไอที่สูงของเอทานอล จะช่วยลดอุณหภูมิในการเผาไหม้ ถึงแม้ว่าจะมีงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการนำน้ำมันจากเมล็ด ละครมาใช้เพิ่มประสิทธิภาพของน้ำมันดีเซลผสมเอทานอล แต่ก็ยังไม่มีการวิจัยที่เกี่ยวข้องกับ ผลกระทบของการใช้น้ำมันจากเมล็ดละครกับชิ้นส่วนต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ ดังนั้น การทดสอบ คุณสมบัติการหล่อลื่นของน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลที่ใช้น้ำมันจากเมล็ดละครในการเพิ่ม ประสิทธิภาพการหล่อลื่นกับเครื่องยนต์จึงเป็นสิ่งที่น่าสนใจในการปรับปรุงค่าคุณสมบัติของน้ำมัน เชื้อเพลิง

2.1 คุณสมบัติของน้ำมันเชื้อเพลิง

การทดสอบคุณสมบัติเชื้อเพลิงจะพิจารณา 2 ส่วน คือ คุณสมบัติทางเคมีและคุณสมบัติ ทางกายภาพของน้ำมันเชื้อเพลิง ซึ่งการวัดคุณสมบัติเชื้อเพลิงมีความสำคัญในการบ่งบอกถึง ความเป็นเชื้อเพลิงของผลิตภัณฑ์ที่ได้จากกระบวนการผลิตเชื้อเพลิง โดยคุณสมบัติดังกล่าวที่จะทำ การวัดมีดังต่อไปนี้

2.1.1 ความถ่วงจำเพาะ

ความถ่วงจำเพาะ (Specific Gravity, SG) คือ อัตราความหนาแน่นของสารต่อ ความหนาแน่นของน้ำบริสุทธิ์ที่มีปริมาตรเท่ากันและอุณหภูมิเดียวกัน โดยทดสอบภายใต้มาตรฐาน ASTM D1298 ซึ่งเป็นการวัดความหนักเบาของน้ำมันที่อุณหภูมิ 15.6 องศาเซลเซียส ถ้าน้ำมันหนัก มากค่าความร้อนต่อหน่วยน้ำหนักจะลดลง ค่าเลขซีเทนจะลดลงทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ และเกิดเป็นเขม่าคาร์บอนสะสมได้มาก

2.1.2 ความหนืดจลนศาสตร์

ความหนืดจลนศาสตร์ (Kinematic Viscosity) คือ ค่าแรงต้านภายในตัวของ น้ำมันต่อการไหลหรืออัตราส่วนของความหนืดพลวัต (Dynamic Viscosity) ต่อความหนาแน่นของ ของไหล โดยทดสอบภายใต้มาตรฐาน ASTM D445 ซึ่งเป็นคุณสมบัติที่สำคัญของน้ำมันเชื้อเพลิง เนื่องจากมีอิทธิพลต่อสมรรถนะของอุปกรณ์ฉีดเชื้อเพลิง โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่อุณหภูมิต่ำค่า ความหนืดจะเพิ่มขึ้นส่งผลให้มุมกรวยสเปรย์ของหัวฉีด และการกระจายตัวเป็นละอองฝอยของ น้ำมันเชื้อเพลิงลดลง ดังนั้น ค่าความหนืดต้องมีความเหมาะสมเพื่อให้ระบบการฉีดน้ำมันฉีดเป็น ละอองฝอยได้ละเอียด ในขณะที่เดียวกันก็ช่วยหล่อลื่นปั๊มหัวฉีด ถ้าน้ำมันข้นเกินไปจะกระจายตัว เป็นละอองฝอยได้ไม่ดี แต่ถ้าใสเกินไปจะทำให้การหล่อลื่นไม่เพียงพอ ทำให้ลูกสูบปั๊มหัวฉีดอาจ ติดตายหรือเกิดการสึกหรอนทำให้ปั๊มรั่วได้

2.1.3 จุดวาบไฟ

จุดวาบไฟ (Flash Point) คือ อุณหภูมิที่น้ำมันได้รับความร้อนจนระเหยกลายเป็นไอ และเมื่อไอนี้ถูกเปลวไฟจะลุกวาบไฟขึ้น โดยทดสอบภายใต้มาตรฐานการทดสอบ ASTM D93 ซึ่งในทางปฏิบัติจุดวาบไฟไม่มีผลโดยตรงต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ แต่มีความสำคัญในด้านการป้องกันอันตรายจากอัคคีภัยในการเก็บสำรองน้ำมันและการใช้งาน

2.1.4 จุดไหลเท

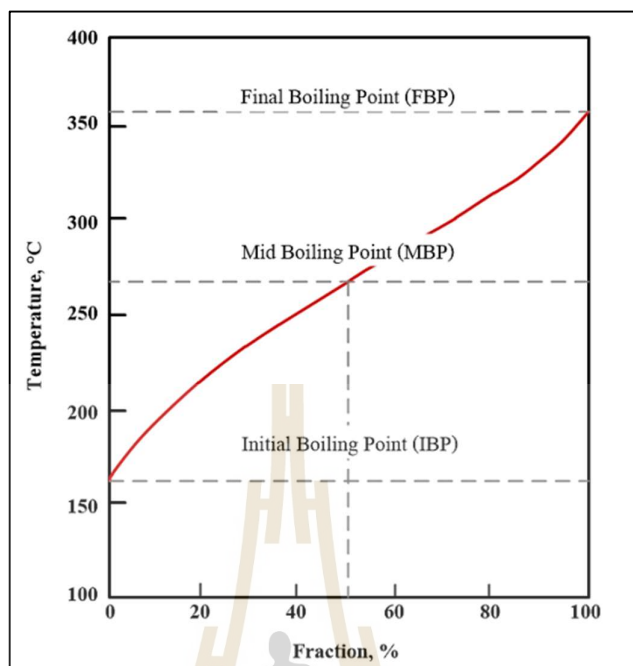
จุดไหลเท (Pour Point) คือ อุณหภูมิต่ำสุดที่น้ำมันเริ่มไม่ไหล เมื่ออากาศเย็นทำให้ อุณหภูมิต่ำส่งผลให้น้ำมันก่อตัวเป็นเกล็ดขี้ผึ้งติดที่กรองน้ำมัน ทำให้เกิดการอุดตันทางเดินและ ขัดขวางการไหลของน้ำมันที่จะไหลไปยังปั๊มเชื้อเพลิงและหัวฉีด โดยจุดไหลเททดสอบภายใต้ มาตรฐาน ASTM D97

2.1.5 ปริมาณกำมะถัน

ปริมาณกำมะถัน (Sulphur Content) คือ ปริมาณกำมะถันที่เกิดขึ้นในน้ำมันดีเซล เมื่อเกิดการเผาไหม้กับอากาศจะกลายเป็นซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO_2) และซัลเฟอร์ไตรออกไซด์ (SO_3) ซึ่งปริมาณกำมะถันที่สูงเป็นสิ่งที่ไม่พึงประสงค์ เนื่องจากซัลเฟอร์ไตรออกไซด์ (SO_3) เกิดการรวมตัวกันกับน้ำกลายเป็นกรดกำมะถันกัดกร่อนเครื่องยนต์ส่งผลทำให้เครื่องยนต์เกิดการสึกหรอ โดยปริมาณกำมะถันทดสอบภายใต้มาตรฐาน ASTM D5453

2.1.6 การกลั่น

การกลั่น (Distillation) คือ อุณหภูมิของส่วนที่กลั่นได้ 90 เปอร์เซ็นต์ โดยปริมาตร ทดสอบภายใต้มาตรฐาน ASTM D86 อาทิเช่น อุณหภูมิการกลั่นของน้ำมันดีเซล ดังรูปที่ 2.1 แต่เดิม กระทรวงพาณิชย์กำหนดไว้ไม่เกิน 370 องศาเซลเซียส ปรากฏว่าส่วนหนัก ๆ ในน้ำมันเผาไหม้ ไม่หมดเกิดวันดำเต็มท้องถนน โดยเฉพาะรถที่บรรทุกหนักเกินพิกัดและการเร่งเครื่องกะทันหัน เมื่อ พ.ศ. 2535 รัฐบาลโดยกระทรวงพาณิชย์จึงออกข้อกำหนดใหม่ไม่ให้เกิน 357 องศาเซลเซียส ซึ่งหมายถึงส่วนหนักในน้ำมันถูกตัดออกไปเป็นผลทำให้น้ำมันเผาไหม้หมดจดขึ้นจึงสามารถช่วยลดควันดำลงได้



รูปที่ 2.1 อุณหภูมิการกลั่นของน้ำมันดีเซล (N.K. Giri, 2011)

2.1.7 การกัดกร่อนแผ่นทองแดง

การกัดกร่อนแผ่นทองแดง (Copper Strip Corrosion) คือ การวัดการกัดกร่อนแผ่นทองแดงที่เกิดจากน้ำมันเชื้อเพลิง เพื่อดูการกัดกร่อนของน้ำมันเชื้อเพลิงก่อนการเผาไหม้ที่จะส่งผลต่อระบบทางเดินน้ำมัน ซึ่งอาจเกิดการกัดกร่อนและสึกหรอได้จากปริมาณกำมะถัน โดยทดสอบภายใต้มาตรฐาน ASTM D130

2.1.8 ปริมาณน้ำและตะกอน

ปริมาณน้ำและตะกอน (Water and Sediment) เป็นการทดสอบภายใต้มาตรฐาน ASTM D2709 โดยปริมาณน้ำจะทำให้เกิดตะกอนในเครื่องยนต์ และจะขัดขวางการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงจากถังเก็บไปยังห้องเผาไหม้ ส่งผลให้เกิดการกัดกร่อนภายในถังบรรจุและอุปกรณ์เชื่อมต่อต่าง ๆ ถ้ามีเกินมาตรฐานจะเป็นผลทำให้เกิดการอุดตันที่หม้อกรองน้ำมันได้ ซึ่งการมีน้ำอยู่เป็นอันตรายต่อระบบปั๊มเชื้อเพลิงและหัวฉีดได้ เพราะเป็นบริเวณที่ไม่มีคุณสมบัติการหล่อลื่น

2.1.9 กากถ่านหรือคาร์บอน

กากถ่านหรือกากคาร์บอน (Carbon residue) คือ การวัดปริมาณสารคาร์บอนที่เหลือตกค้างหลังการเผาไหม้ โดยการทดสอบภายใต้มาตรฐาน ASTM D524 เมื่ออุณหภูมิสูง ๆ ในช่วงเวลาหนึ่งน้ำมันที่มีปริมาณคาร์บอนสูงจะมีแนวโน้มในการเกิดควัน และคราบเขม่า คาร์บอนจะเกาะตัวสะสมในห้องเผาไหม้ในบริเวณร่องแหวนลูกสูบและหัวฉีดได้ ซึ่งคำนวณได้จากสมการที่ 5.1

$$\text{Carbon residue} = \frac{A \times 100}{W} \quad (2.1)$$

โดยที่ A คือ มวลของกากถ่านหรือกากคาร์บอน (กรัม)
W คือ มวลของตัวอย่างทดสอบ (กรัม)

2.1.10 ปริมาณเถ้า

ปริมาณเถ้า (Ash) คือ ปริมาณสารอนินทรีย์ต่าง ๆ ที่เหลืออยู่หลังจากการเผาไหม้ของน้ำมันเชื้อเพลิงที่ไม่สามารถเผาไหม้ได้หมด โดยทดสอบภายใต้มาตรฐาน ASTM D482 ซึ่งเถ้าในน้ำมันดีเซลอาจจะอยู่ในรูปของแข็งหรือสบู่จำพวกโลหะ (Metallic Soap) ที่ละลายน้ำมันได้ในส่วนที่อยู่ในรูปของแข็งอาจส่งผลทำให้เกิดรอยขีดข่วนบนผิวโลหะของเครื่องยนต์และส่วนที่เป็นสารประเภทสบู่จำพวกโลหะที่ละลายน้ำมันได้จะทำให้เกิดคราบตะกอนเกาะติดในเครื่องยนต์

2.1.11 สี

สี (Color) โดยทั่วไปน้ำมันดีเซลมีสีชาอ่อนหรือบางครั้งสีอาจมีการเปลี่ยนไปขึ้นอยู่กับแหล่งน้ำมันดิบที่นำมาผ่านกระบวนการกลั่น ซึ่งสีไม่ได้เป็นสิ่งสำคัญสำหรับการพิจารณาคุณภาพของน้ำมัน แต่ได้ถูกกำหนดไว้ในมาตรฐาน ASTM D1500 เพื่อควบคุมการปนเปื้อนกับน้ำมันเตา

2.1.12 เลขซีเทนและดัชนีซีเทน

ตัวเลขซีเทน (Cetane Number) คือ ค่าที่ใช้ในการวัดคุณภาพของน้ำมันเชื้อเพลิงในด้านของคุณสมบัติการติดไฟ ซึ่งน้ำมันเชื้อเพลิงที่เลือกใช้ควรมีค่าตัวเลขซีเทนที่เหมาะสมกับความเร็วยรอบของเครื่องยนต์ เพราะทำให้เกิดการติดเครื่องยนต์ได้ง่าย ไม่ก่อให้เกิดการน็อก (Knock) ของเครื่องยนต์ และยังเป็นการประหยัดเชื้อเพลิงอีกด้วย ปกติแล้วน้ำมันดีเซลที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบันมีค่าซีเทนอยู่ในช่วงประมาณ 40-60 โดยน้ำมันดีเซลที่มีการติดไฟง่ายที่สุดคือ นอร์มอลซีเทน (Normal Cetane) ซึ่งกำหนดให้มีค่าตัวเลขซีเทนเท่ากับ 100 ส่วนน้ำมันดีเซลที่มี

คุณสมบัติการติดไฟยากที่สุดคือ แอลฟาเมทิลแนพธาลิน (Alpha Methyl naphthalene) ซึ่งกำหนดให้ มีค่าตัวเลขซีเทนเท่ากับ 0

เครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบหาค่าตัวเลขซีเทนของน้ำมันเชื้อเพลิงนั้นใช้ เครื่องยนต์มาตรฐานชนิดสูบเดียวที่สามารถปรับอัตราส่วนการอัดได้ โดยวิธีการทดสอบนั้นจะนำ น้ำมันเชื้อเพลิงที่ต้องการหาค่าซีเทนมาทำการเดินเครื่องยนต์มาตรฐานชนิดสูบเดียว แล้วค่อยนำผล ที่ได้มาเปรียบเทียบกับน้ำมันเชื้อเพลิงมาตรฐานที่มีส่วนผสมของนอร์มอลซีเทนกับแอลฟาเมทิล- แนพธาลิน เช่น น้ำมันเชื้อเพลิงที่มีค่าตัวเลขซีเทนเท่ากับ 70 จะมีค่าคุณสมบัติในการติดไฟหรือ การป้องกันการน็อกได้ดีเท่ากับน้ำมันเชื้อเพลิงมาตรฐานที่มีส่วนผสมของน้ำมันนอร์มอลดีเซล 70 เปอร์เซนต์โดยปริมาตร กับน้ำมันแอลฟาเมทิลแนพธาลิน 30 เปอร์เซนต์โดยปริมาตร เป็นต้น

โดยค่าตัวเลขซีเทนของน้ำมันเชื้อเพลิงยังมีค่าสูงนั้นก็หมายความว่าช่วงล่าช้า ในการจุดระเบิดของน้ำมันเชื้อเพลิงนั้นยังมีค่าต่ำหรือสามารถที่จะติดไฟได้ง่าย ถ้าน้ำมันเชื้อเพลิง มีค่าตัวเลขซีเทนต่ำกว่า 40 เมื่อเกิดการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จะทำให้เกิดควันไอเสียในปริมาณมาก แต่เนื่องจากการวัดค่าตัวเลขซีเทนต้องใช้เครื่องยนต์ดีเซลมาตรฐานสูบเดียวของ CFR Engine เปรียบเทียบคุณภาพในการจุดติดไฟกับเชื้อเพลิงมาตรฐานซึ่งมีค่าใช้จ่ายสูงมาก และสิ้นเปลืองเวลา ดังนั้น จึงนิยมใช้วิธีการคำนวณออกมาเป็นค่าดัชนีซีเทนแทน (Calculated Cetane Index, CCI) หรือ สามารถค่าดัชนีซีเทนได้จากโมโนกราฟ (Nomograph) ซึ่งจะกล่าวถึงรายละเอียดในบทที่ 3

2.1.13 ค่าความร้อนเชื้อเพลิง

ค่าความร้อนเชื้อเพลิง (Heating Value, HV) คือ ปริมาณพลังงานความร้อนที่ถูก ปลดปล่อยออกมาจากเชื้อเพลิงต่อหนึ่งหน่วยมวล โดยทดสอบภายใต้มาตรฐาน ASTM D240 ซึ่งเกิดจากการทำปฏิกิริยาเคมีของเชื้อเพลิงในระหว่างกระบวนการเผาไหม้ การเผาไหม้ที่สมบูรณ์ หมายถึง คาร์บอนทั้งหมดถูกเปลี่ยนไปเป็นคาร์บอนไดออกไซด์ และไฮโดรเจนทั้งหมด ถูกเปลี่ยนเป็นซัลเฟอร์ไดออกไซด์ ทั้งนี้ ค่าความร้อนเชื้อเพลิงดังกล่าวนี้สามารถแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ

1) ค่าความร้อนสูง (Higher Heating Value, HHV) คือ ค่าปริมาณพลังงานความร้อน ที่ถูกปลดปล่อยออกจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่มีการสันดาปอย่างสมบูรณ์ และสารจากการเผาไหม้ มีอุณหภูมิลดลงจนถึงอุณหภูมิเริ่มต้นอีกครั้ง น้ำที่มีอยู่ในสารจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงจะ กลับตัวอยู่ในสถานะของเหลว

2) ค่าความร้อนต่ำ (Lower Heating Value, LHV) คือ ค่าปริมาณพลังงานความร้อน ที่ปลดปล่อยออกจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่มีการสันดาปอย่างสมบูรณ์ น้ำที่มีอยู่ในสารจาก

การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงจะอยู่ในสถานะไอ ซึ่งสามารถคำนวณค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิงได้จากสมการที่ 5.2 (ชัยขยง ศิริพรมงคลชัย, 2558)

$$\text{LHV} = \text{HHV} - (\dot{m}_f) H_{fg} \quad (2.2)$$

โดยที่ LHV คือ ค่าความร้อนต่ำ (kJ/kg)

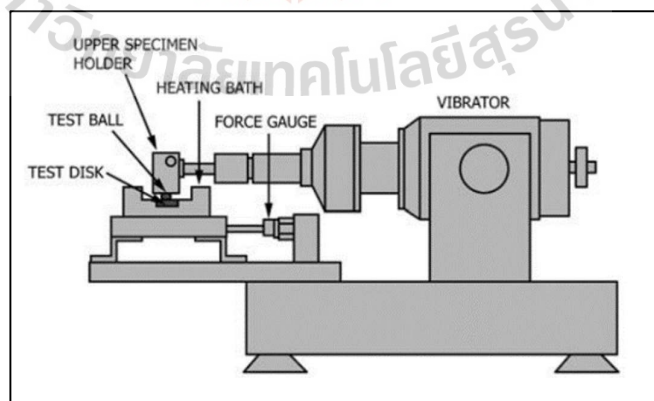
HHV คือ ค่าความร้อนสูง (kJ/kg)

$\dot{m}_f$ คือ มวลของน้ำในสาร จากการเผาไหม้ต่อ 1 หน่วยมวลเชื้อเพลิง (kg/kg_{fuel})

H_{fg} คือ เอนทัลปีของการกลายเป็นไอที่อุณหภูมิการเผาไหม้ขณะนั้น (kJ/kg)

2.1.14 คุณสมบัติการหล่อลื่น

คุณสมบัติการหล่อลื่นทดสอบโดยใช้วิธี HFRR (High Frequency Reciprocating Rig) โดยเหตุที่รัฐบาลกำหนดให้มีปริมาณกำมะถันได้ไม่เกิน 0.05 โดยน้ำหนักการลดปริมาณกำมะถันในน้ำมันดีเซลลง ทำให้คุณสมบัติการหล่อลื่นโดยธรรมชาติของน้ำมันดีเซลลดลงไปมากเป็นผลทำให้ปั๊มหัวฉีดสึกหรอและติดตายได้ในระยะยาว จึงกำหนดให้ต้องเติมสารเพิ่มคุณสมบัติการหล่อลื่น (Lubricity Additive) ซึ่งทดสอบโดยใช้เครื่อง HFRR ดังรูปที่ 2.2 โดยรอยสึกหรอ (Wear Scar Diameter) ต้องสูงไม่เกิน 460 ไมโครเมตร ซึ่งเป็นมาตรฐานที่ถูกกำหนดขึ้นมาโดยมาตรฐานที่ใช้สำหรับการทดสอบคุณสมบัติการหล่อลื่นนั้น ได้แก่ มาตรฐาน ASTM D6079 มาตรฐาน ISO 12156-1 และมาตรฐาน CEC F-16-96 เป็นต้น



รูปที่ 2.2 เครื่อง High Frequency Reciprocating Rig (International Standard: ISO 12156, 2006)

2.2 พารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะของเครื่องยนต์

เครื่องยนต์ดีเซลเป็นเครื่องจักรความร้อนที่เปลี่ยนพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงให้เป็นพลังงานกลในรูปแบบของแรงบิดตัวแปรการทำงานที่สำคัญที่มีผลต่อสมรรถนะและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์จะวัดด้วยการวัดคือ โทลด์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และอัตราการกินน้ำมัน ซึ่งแต่ละพารามิเตอร์สามารถคำนวณได้ดังต่อไปนี้

2.2.1 แรงบิด

แรงบิด (Torque) เกิดจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ส่งผลให้ลูกสูบดันตัวลงส่งแรงผ่านก้านสูบไปยังข้อเหวี่ยงส่งผลให้เกิดโมเมนต์บิด แรงบิดที่ได้จะถูกส่งไปล้อขับเคลื่อนกำลังเพื่อนำไปใช้งานต่อไป สมการที่ใช้คำนวณแสดงดังสมการที่ 2.3

$$T = F \cdot R \quad (2.3)$$

โดยที่ T คือ แรงบิด (Nm)

F คือ แรงที่กระทำตั้งฉากกับรัศมีของไดนาโมมิเตอร์ (N)

R คือ ระยะจากจุดกึ่งกลางของแกนหมุนจนถึงแนวแรง (m)

2.2.2 กำลังเบรก

กำลังเบรก (Brake Power) คือ กำลังที่วัดได้ที่เพลาข้อเหวี่ยงหรือที่ล้อขับเคลื่อนกำลังของเครื่องยนต์ ซึ่งเป็นกำลังที่นำไปใช้งาน การวัดกำลังเบรกจะใช้เครื่องมือที่เรียกว่าไดนาโมมิเตอร์จะวัดออกมาในรูปของทอร์กและรอบการหมุนของเครื่องยนต์ ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.4

$$P_b = \frac{2\pi NT}{60} \quad (2.4)$$

โดยที่ P_b คือ กำลังเบรกของเครื่องยนต์ (W)

N คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ (RPM)

T คือ แรงบิดของเครื่องยนต์ (N.m)

2.2.3 ความดันยังผลเฉลี่ย

ในขณะที่ทอร์คเป็นการวัดความสามารถในการทำงานของเครื่องยนต์ แต่ทอร์คจะขึ้นอยู่กับขนาดของเครื่องยนต์ (เครื่องยนต์ใหญ่ให้ทอร์คสูง เครื่องยนต์เล็กให้ทอร์คต่ำ) จึงมีการกำหนดการวัดสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้ในการเปรียบเทียบขึ้น โดยได้จากการหารงานต่อวัฏจักรด้วยปริมาตรกระจัดต่อวัฏจักร ค่าที่ได้มีหน่วยเป็นแรงต่อพื้นที่ จึงเรียกว่าความดันยังผลเฉลี่ย (Mean effective pressure, mep) โดยค่าความดันยังผลเฉลี่ยจะขึ้นอยู่กับกำลังที่ใช้ในการหา ถ้าใช้กำลังบ่งชี้ก็จะได้เป็นความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (Indicated mean effective pressure, imep) และถ้าใช้เป็นกำลังเบรคก็จะได้ความดันยังผลเฉลี่ยเบรค (Brake mean effective pressure, bmep) โดยสมการที่ 2.5 จะแสดงกำลังยังผลเฉลี่ยเบรค สำหรับเครื่องยนต์สี่เซลล์จังหวะแบบนำไอดีเข้า โดยธรรมชาติจะมีค่า bmep สูงสุดอยู่ในช่วง 700 ถึง 900 kPa และที่กำลังที่กำหนดสูงสุดจะมีค่าประมาณ 700 kPa

$$bmep = \frac{P_b n_R}{V_d N} \quad (2.5)$$

โดยที่ bmep คือ ความดันยังผลเฉลี่ยเบรค (kPa)
 V_d คือ ปริมาตรของกระบอกสูบ (m^3)
 n_R คือ จำนวนรอบการหมุนของเพลาคือเหวี่ยงที่ได้กำลัง 1 ครั้งต่อสูบ
 N คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ (RPM)

2.2.4 การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค

ในการทดสอบเครื่องยนต์การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจะถูกวัดเป็นอัตราการไหลของมวล $\dot{m}_f$ ซึ่งเครื่องยนต์ขนาดใหญ่จะมีการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมาก ดังนั้นเพื่อให้สามารถนำไปใช้ในการเปรียบเทียบได้จึงกำหนดในรูปของการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ (Specific fuel consumption, SFC) ซึ่งเป็นอัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิงต่อหน่วยกำลังที่ได้ออกมาและเป็นการวัดประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ในการใช้เชื้อเพลิงเพื่อผลิตงานออกมา ค่าสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะยิ่งต่ำยิ่งดี และโดยทั่วไปแล้วจะคำนวณในรูปของการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเบรคแสดงดังสมการที่ 2.6

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (2.6)$$

โดยที่ $bscf$ คือ อัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรก (g/kW-hr)
 P_b คือ กำลังเบรกของเครื่องยนต์ (kW)
 $\dot{m}_f$ คือ อัตราการไหลของมวลน้ำมันเชื้อเพลิง (kg/s)

2.2.5 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

เนื่องจากค่าการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเป็นค่าที่มีหน่วย ทำให้ไม่สะดวกในการนำไปใช้ จึงได้มีการกำหนดค่าที่ใช้วัดประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ในรูปของค่าที่ไม่มีหน่วย ซึ่งก็คือ อัตราส่วนระหว่างงานที่ได้ต่อวัฏจักรกับพลังงานเชื้อเพลิงที่ใส่เข้าไปต่อวัฏจักร โดยพลังงานเชื้อเพลิงที่สามารถปล่อยออกมาจากการเผาไหม้จะหาได้จากมวลของเชื้อเพลิงที่ส่งเข้าไปในเครื่องยนต์ต่อวัฏจักรคูณด้วยค่าความร้อนของเชื้อเพลิง อาจจะกล่าวได้ว่าเป็นความสามารถในการเปลี่ยนพลังงานความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงให้เป็นพลังงานกล (ชัยยง ศิริพรมงคลชัย, 2558) การหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนนิยมใช้กำลังเบรกในการหาจึงเรียกว่า (Brake Thermal Efficiency, η_b) โดยแสดงดังสมการที่ 2.7

$$\eta_b = \frac{P_b}{\dot{m}_f Q_{HV}} \quad (2.7)$$

โดยที่ η_b คือ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก
 $\dot{m}_f$ คือ อัตราการไหลของมวลน้ำมันเชื้อเพลิง (kg/s)
 Q_{HV} คือ ค่าความร้อนเชื้อเพลิง (kJ/kg)

2.2.6 ความดันในกระบอกสูบ

ความดันในกระบอกสูบ (In-cylinder Pressure) คือ ความดันที่เกิดขึ้นภายในห้องเผาไหม้เทียบกับมุมมองเสาเพลาคือเหวี่ยง ในช่วงจังหวะการอัดและจังหวะการคายของวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์ ซึ่งเป็นปัจจัยสำคัญในการศึกษาคุณลักษณะการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ และเป็นวิธีที่เหมาะสมสำหรับการวัดอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของพลังงานเคมีในน้ำมันเชื้อเพลิง โดยสามารถวัดได้ด้วยการติดตั้งทรานสดิวเซอร์ความดัน เพื่อวัดความดันที่บริเวณห้องเผาไหม้

2.2.7 อัตราการปลดปล่อยความร้อน

อัตราการปลดปล่อยความร้อน (Rate of Heat Release : ROHR) คือ อัตราที่พลังงานเคมีของน้ำมันเชื้อเพลิงถูกปล่อยออกมาจากการเผาไหม้ภายในกระบอกสูบ โดยคำนวณจากความสัมพันธ์ของความดันในกระบอกสูบและปริมาตรที่มุมมองเสาเพลาช้อเหวียงต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ฉีดเชื้อเพลิงเข้าห้องเผาไหม้โดยตรง (Direct injection) ด้วยกฎข้อที่ 1 ทางเทอร์โมไดนามิกส์ภายใต้สมมติฐานกระบวนการโพลิโทรปิก (Polytropic) แสดงดังสมการที่ 2.8

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} \cdot V \frac{dP}{d\theta} \quad (2.8)$$

โดยที่	$\frac{dQ}{d\theta}$	คือ อัตราการปลดปล่อยความร้อน
	γ	คือ อัตราส่วนของค่าความร้อนจำเพาะ (C_p / C_v)
	$d\theta$	คือ องศาเพลาช้อเหวียง ($^{\circ}\text{C}$)
	P	คือ ความดันในห้องเผาไหม้ (bar)
	$\frac{dV}{d\theta}$	คือ ปริมาตรกระบอกสูบที่ตำแหน่งช้อเหวียงใด ๆ

2.3 การสึกหรอของโลหะ

2.3.1 การสึกหรอ

การสึกหรอ (Wear) คือ ความเสียหายที่เกิดบริเวณผิวเมื่อพื้นผิวใด ๆ มาเคลื่อนที่สัมผัสกัน ซึ่งสามารถแบ่งออกได้เป็น

1. การสึกหรอจากการเคลื่อนที่สัมผัสกันระหว่างผิวแข็ง (Sliding wear)
2. การสึกหรอจากการเคลื่อนที่ของอนุภาคขนาดเล็กในของไหลมาปะทะผิวแข็ง (Abrasion)
3. การสึกหรอจากการเคลื่อนที่ของของไหลสัมผัสกับผิวแข็ง (Erosion)

โดยการสึกหรอจะสามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ช่วง ได้แก่

1. ช่วงแรก (Run-in period) คือ ช่วงที่พื้นผิวสองพื้นผิวเริ่มเกิดการสัมผัสกัน ซึ่งอัตราการสึกหรอในช่วงแรกนี้อาจต่ำมากหรือสูงมากและมีการเปลี่ยนแปลงไปมาไม่แน่นอนขึ้นอยู่กับหลายปัจจัย
2. ช่วงที่ 2 (Mid-age process) คือ ช่วงที่อัตราการสึกหรอเข้าสู่ช่วงคงตัว (Steady state) ซึ่งการสึกหรอในช่วงนี้จะเป็นปัจจัยหลักที่กำหนดอายุการใช้งานของชิ้นส่วน

3. ช่วงที่ 3 (Old-age period) คือ ช่วงที่ชิ้นส่วนเกิดการสึกหรอมากจนกระทั่งเกิดความเสียหายแบบทันทีทันใดขึ้นกับชิ้นส่วน

ความเสียหายจากการสึกหรออาจอยู่ในรูปการสูญเสียมวล การเปลี่ยนแปลงรูปร่าง หรือการเกิดรอยร้าว ซึ่งรูปแบบของความเสียหายที่เกิดขึ้นจะขึ้นอยู่กับลักษณะของพื้นผิว สมบัติของพื้นผิว แรงกระทำ และปัจจัยจากสภาพแวดล้อมต่าง ๆ

2.3.2 ความเสียดทาน

พื้นผิวของวัสดุโดยทั่วไปเมื่อศึกษารายละเอียดในระดับจุลภาคจะพบว่าพื้นผิวแข็งทุกชนิดจะมีความขรุขระหรือความหยาบของยอดสูง (Asperity) ของพื้นผิว โดยการวัดความหยาบผิว (Surface roughness) สามารถกระทำได้โดยใช้เครื่องวัดความหยาบผิว ซึ่งจะทำการวัดความหยาบของพื้นผิวอยู่ในรูปของความหยาบเฉลี่ย (Average roughness, R_a) ซึ่งหากมีการเคลื่อนที่สัมผัสกันของผิวแข็งที่มีความหยาบผิวภายใต้แรงกด ยอดสูงบนพื้นผิวจะเกิดการสัมผัสกันและก่อให้เกิดแรงเสียดทานระหว่างผิวขึ้น ซึ่งความเสียดทานนี้เป็นปัจจัยที่ส่งผลต่อการสึกหรอบนพื้นผิวโดยตรง

ความเสียดทานหรือแรงเสียดทาน คือ แรงที่ต่อต้านการเคลื่อนที่ระหว่างผิวสัมผัสของมวล โดยแรงเสียดทานจะเกิดขึ้นกับผิวสัมผัส และมีทิศทางตรงข้ามกับการเคลื่อนที่ โดยทั่วไปการวัดความเสียดทานของพื้นผิวจะวัดโดยการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (Friction coefficient, μ) ซึ่งหาได้จาก

$$\mu = \frac{F_t}{F} \quad (2.9)$$

โดย F_t คือ แรงดึงเพื่อให้เกิดการเคลื่อนที่ และ F คือ แรงตั้งฉากหรือแรงกด

โดยทั่วไปอัตราการสึกหรอจะแปรผันตามค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน นั่นคือในกรณีที่มีแรงเสียดทานสูงจะสามารถเกิดการสึกหรอได้ดีกว่าที่แรงเสียดทานต่ำ ดังนั้นในวัสดุคู่สัมผัสที่มีความเสียดทานสูง เช่น โลหะกับโลหะ จึงจำเป็นต้องใช้การหล่อลื่นเข้ามาช่วยเพื่อลดความเสียดทานและลดอัตราการสึกหรอของพื้นผิว

2.3.3 ความแข็งของพื้นผิว

ความแข็ง (Hardness) ของพื้นผิวเป็นปัจจัยหลักอีกปัจจัยหนึ่งซึ่งส่งผลโดยตรงต่ออัตราการสึกหรอของพื้นผิว โดยพื้นผิวที่มีความแข็งต่ำมักจะเกิดสูญเสียมวลได้ง่ายกว่า นั่นคือเกิดการสึกหรอได้มากกว่านั่นเอง นอกจากนี้ เมื่อผิวของวัสดุที่มีความแข็งต่ำกว่าเกิดการสึกหรอในขณะที่พื้นผิวแตกออกวัสดุบริเวณรอยแตกจะสามารถเกิดออกซิเดชันได้ เนื่องมาจากอุณหภูมิพื้นผิว

ที่สูง ซึ่งเกิดจากการเสียดสีชั้นนอกไฮดรอกไซด์ที่เกิดขึ้นใหม่นี้จะมีความเปราะมากทำให้เกิดการแตกออกเมื่อโดนเสียดสีต่อไปและกลายเป็นเศษการสึกหรอ (Debris) ที่อาจเป็นตัวเร่งอัตราการสึกหรอให้เพิ่มมากยิ่งขึ้นด้วย

2.3.4 กลไกการสึกหรอ

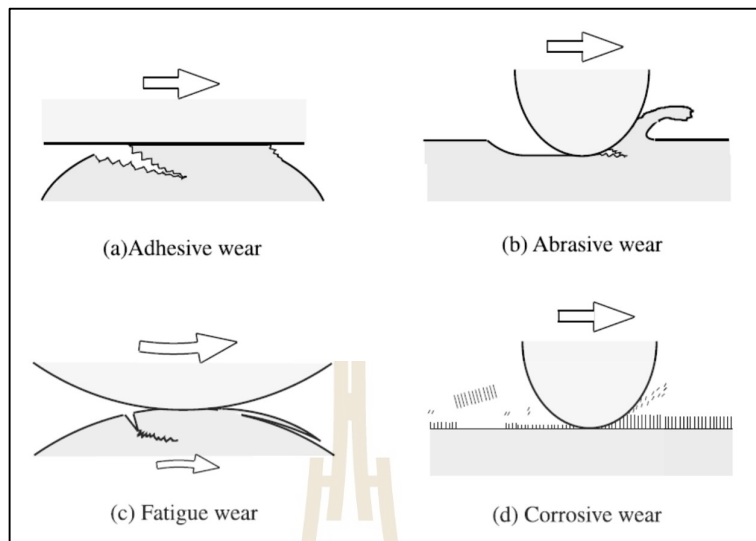
กลไกการสึกหรอสามารถแบ่งออกได้เป็น 4 ประเภท ดังนี้

1. การสึกหรอแบบยึดติด (Adhesive wear) มักเกิดขึ้นบนคู่สัมผัสที่เป็นวัสดุเดียวกัน โดยหากเกิดการสัมผัสแบบพลาสติก (Plastic contact) ผิวสัมผัสจะเกิดการเปลี่ยนแปลงขนาดแบบถาวร ทำให้เกิดการแตกออกของพื้นผิว โดยชิ้นส่วนที่แตกออกจากผิวหนึ่งจะเกิดการยึดติดแน่นกับผิวที่เคลื่อนที่มาสัมผัส โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อคู่สัมผัสเป็นวัสดุเดียวกันจะส่งผลให้แรงยึดเหนี่ยวระหว่างผิว มีค่าสูง จึงเกิดการสึกหรอแบบยึดติดได้โดยง่าย กลไกการสึกหรอแบบยึดติดแสดงดังรูปที่ 2.3a

2. การสึกหรอแบบขัดถู (Abrasive wear) มักเกิดกับคู่สัมผัสระหว่างผิวแข็งคมและผิวอ่อน โดยเมื่อเกิดการเคลื่อนที่สัมผัสกัน ผิวที่แข็งกว่าจะกินเข้าไปในเนื้อวัสดุที่อ่อนกว่า ส่งผลให้ผิวที่อ่อนกว่าเกิดการแตกหักและเนื้อวัสดุเกิดการหลุดออก กลไกการสึกหรอแบบขัดถูแสดงดังรูปที่ 2.3b

3. การสึกหรอแบบการล้า (Fatigue wear) เป็นกลไกการสึกหรอที่เกิดในช่วง Run-in ซึ่งผิวสัมผัสได้รับการกระแทกแรงเสียดทานเข้าไปซ้ำมา ส่งผลให้เกิดการล้า ทำให้ผิวเกิดการแตกออกในที่สุด กลไกการสึกหรอแบบการล้าแสดงดังรูปที่ 2.3c

4. การสึกหรอแบบสึกกร่อน (Corrosive or oxidation wear) เป็นกลไกการสึกหรอที่เกิดขึ้นในขณะที่ผิวสัมผัสอยู่ในสถานะที่สัมผัสกับสภาพแวดล้อมที่ก่อให้เกิดการกัดกร่อนได้ เช่น สารเคมี ความชื้นสูง อุณหภูมิสูง เป็นต้น โดยสถานะแวดล้อมดังกล่าวจะเร่งให้อัตราการสึกหรอรุนแรงมากยิ่งขึ้น กลไกการสึกหรอแบบสึกกร่อนแสดงดังรูปที่ 2.3d



รูปที่ 2.3 กลไกการสึกหรอประเภทต่าง ๆ

2.4 การหล่อลื่นในเครื่องยนต์ดีเซล

สารหล่อลื่นเป็นสิ่งที่จำเป็นอย่างมากต่อเครื่องยนต์ทุกชนิด เนื่องจากในขณะที่เครื่องยนต์กำลังเริ่มทำงานชิ้นส่วนต่าง ๆ จะมีการเสียดสีกันอยู่ตลอดเวลา ถ้าหากให้โลหะเหล่านี้เสียดสีกันโดยตรงจะทำให้เกิดความร้อนสูงในบริเวณที่เสียดสีส่งผลต่อการสึกหรอของเครื่องยนต์ ดังนั้นสารหล่อลื่นจะเข้ามาช่วยลดการสึกหรอจากการเสียดสีกันของโลหะ โดยสารหล่อลื่นจะทำหน้าที่เป็นฟิล์มบางๆ คอยชั้นอยู่ระหว่างผิวโลหะสองชนิด เพื่อป้องกันไม่ให้โลหะเสียดสีกันโดยตรง นอกจากนี้สารหล่อลื่นจะช่วยป้องกันการสึกหรอในเครื่องยนต์ยังช่วยทำความสะอาดชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ ระบายความร้อน รักษากำลังอัดเครื่องยนต์ ป้องกันสนิมและป้องกันการรั่วซึมของก๊าซในระหว่างการเผาไหม้ไม่ให้รั่วเข้าไปในเครื่องยนต์

2.4.1 องค์ประกอบของน้ำมันหล่อลื่น

โดยทั่วไปน้ำมันหล่อลื่นจะมีองค์ประกอบที่สำคัญอยู่ 2 ส่วน คือ น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานและสารเพิ่มคุณภาพ (พิชญ์ ปริญญาจารย์, 2546) ซึ่งรายละเอียดเป็นดังต่อไปนี้

1. น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐาน

น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานจะมี 2 ประเภท ได้แก่ น้ำมันแร่ เป็นน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานที่ได้จากการกลั่นน้ำมันปิโตรเลียมโดยตรง และน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานสังเคราะห์เป็นการนำน้ำมันแร่ไปผ่านกระบวนการทางเคมีเพื่อให้ได้คุณภาพ อายุการใช้งานที่นานกว่าเดิมแต่ก็ตามมา

ซึ่งราคาที่สูงกว่าน้ำมันแร่ น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานจะเป็นตัวช่วยทำให้มีค่าความหนืดหรือความข้นใสตามที่ต้องการ

2. สารเติมแต่งในน้ำมันหล่อลื่น (Additive)

น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานยังมีค่าคุณสมบัติยังไม่เพียงพอต่อการนำไปใช้งานจริงกับเครื่องยนต์ในปัจจุบันที่มีเทคโนโลยีความซับซ้อนมากกว่าเครื่องยนต์สมัยก่อน จึงได้มีการปรับปรุงค่าคุณสมบัติพื้นฐานทางด้านเคมีและกายภาพให้กับน้ำมันหล่อลื่น โดยสารเติมแต่งที่เพิ่มคุณสมบัติทางเคมีและกายภาพของน้ำมันหล่อลื่นที่สำคัญแสดงดังตารางที่ 2.1

2.4.2 วิธีการทดสอบและคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่น

น้ำมันหล่อลื่นเมื่อผลิตมาแล้วจะต้องนำมาตรวจสอบค่าคุณสมบัติเพื่อให้ผ่านค่ามาตรฐานโดยมาตรฐานที่ใช้ทดสอบน้ำมันหล่อลื่นในงานวิจัยนี้ คือ American Society for Testing and Materials (ASTM) คุณสมบัติที่ทำการทดสอบเป็นดังต่อไปนี้

1. ความหนืด (Kinematic Viscosity)

ความหนืดหรือความสามารถในการต้านทานการไหลเป็นค่าคุณสมบัติที่สำคัญของน้ำมันหล่อลื่น การเลือกน้ำมันหล่อลื่นที่มีค่าความหนืดที่เหมาะสมกับอุณหภูมิการทำงานของเครื่องยนต์จะทำให้เครื่องยนต์ทำงานเต็มประสิทธิภาพ การเลือกน้ำมันหล่อลื่นที่มีความหนืดน้อยเกินไปจะไม่สามารถคงสภาพความเป็นฟิล์มบาง ๆ ที่แทรกอยู่ระหว่างผิวโลหะได้ แต่หากเลือกน้ำมันที่มีความหนืดมากเกินไป ก็ไม่สามารถถูกปั๊มไปหล่อลื่นชิ้นส่วนต่าง ๆ ได้อย่างทั่วถึง (กรมธุรกิจพลังงาน, 2554) การวัดค่าความหนืดจะทำการวัดที่อุณหภูมิ 40 และ 100 องศาเซลเซียส ยึดตามมาตรฐาน ASTM D445 นอกจากนี้ยังสามารถคำนวณค่าดัชนีความหนืด (Viscosity Index) โดยการนำค่าความหนืดที่อุณหภูมิ 40 และ 100 องศาเซลเซียส ไปคำนวณตามมาตรฐาน ASTM D445 (สถาพร เชื้อเพ็ง, 2544)

ตารางที่ 2.1 สารเติมแต่งที่เติมเพื่อเพิ่มคุณสมบัติในน้ำมันหล่อลื่น (สถาพร เชื้อเพ็ง, 2544)

ลำดับ	ประเภทสารเพิ่มคุณภาพ	ชนิดของสารเคมี	ประโยชน์
1	สารต้านการเกิดออกซิเดชั่น	- Zinc dialkyldithiophosphate (ZDDP)	- ใช้กับงานที่อุณหภูมิสูงและสัมผัสกับอากาศ
		- Aromatic amines	- ลดการเกิดยางเหนียวและตะกอน

ตารางที่ 2.1 สารเติมแต่งที่เติมเพื่อเพิ่มคุณสมบัติในน้ำมันหล่อลื่น (สถาพร เชื้อเพ็ง, 2544) (ต่อ)

ลำดับ	ประเภทสารเพิ่มคุณภาพ	ชนิดของสารเคมี	ประโยชน์
2	สารป้องกันการกัดกร่อน	- Sulfonate phosphate	- ป้องกันการกัดกร่อนของสารเคมี
		- ZDDP	
3	สารป้องกันสนิม	- Ester/metallic soap	- ป้องกันการเกิดสนิมในงานที่มีความชื้นมาสัมผัสกับผิวโลหะ
		- Amine	
4	สารป้องกันการสึกหรอ	- ZDDP	- ป้องกันการสึกหรอของผิวที่รับภาระน้ำหนักสูง
		- Tricresylphosphate (TCP)	
5	สารรับแรงกดสูง	- Phosphorus/Sulfur compound	- เพิ่มความแข็งแรงให้ฟิล์มน้ำมัน
			- เพิ่มความสามารถในการรับภาระโหลด
6	สารชะล้างและกระจายสิ่งสกปรก	- Metallic sulphontes/phenates/ phosphate	- ช่วยชะล้างสิ่งสกปรกและกระจายมิให้รวมตัวเป็นโคลน ตะกอน
7	สารปรับปรุงความฝืด	- Molybdenum dithiophosphate	- ใช้สำหรับเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความฝืดของผิว ลดความฝืด
		- Amide/ Amine	
8	สารเพิ่มดัชนีความหนืด	- Hydrogenated styrene-isoprene copolymers	- ช่วยลดการเปลี่ยนแปลงความหนืดตามอุณหภูมิของน้ำมันหล่อลื่น
9	สารจุดไหลเท	- Polyalkylated/ naphthalene	- ช่วยลดจุดแข็งตัวของน้ำมันทำให้น้ำมันไหลได้ที่อุณหภูมิต่ำ ๆ
10	สารป้องกันการเกิดฟอง	- Silicon polymer	- ป้องกันการเกิดฟองถาวรเมื่อน้ำมันถูกหมุนเวียนใช้ในระบบ
		- Organic polymer	

2. จุดไหลเท (Pour Point)

จุดไหลเทเป็นคุณสมบัติการไหลของน้ำมันหล่อลื่นที่อุณหภูมิต่ำที่สุดที่น้ำมันหล่อลื่นจะไหลได้ น้ำมันหล่อลื่นที่มีจุดไหลเทที่ต่ำจะมีค่าคุณสมบัติที่ดีกว่าน้ำมันหล่อลื่นที่มีจุดไหลเทที่สูงเนื่องจากเมื่อนำน้ำมันหล่อลื่นไปใช้ในที่อุณหภูมิต่ำน้ำมันหล่อลื่นที่มีจุดไหลเทต่ำจะไหลได้ดีกว่าน้ำมันหล่อลื่นที่มีจุดไหลเทสูง จุดไหลเททดสอบตามมาตรฐาน ASTM D97 มีหน่วยเป็นองศาเซลเซียส

3. จุดวาบไฟ (Flash point)

จุดวาบไฟมีความสำคัญในด้านความปลอดภัยในการเก็บน้ำมันหล่อลื่นการวัดจุดวาบไฟได้ทำตามมาตรฐาน ASTM D3828 โดยการให้ความร้อนกับน้ำมันหล่อลื่นจนเกิดไอระเหยที่สามารถถูกติดไฟได้ ลักษณะการลุกของไฟติดไฟแค่ช่วงเวลาสั้น ๆ และดับไป ปกติ น้ำมันหล่อลื่นจะมีจุดวาบไฟอยู่ในช่วง 160-230 องศาเซลเซียส จุดวาบไฟของน้ำมันหล่อลื่นจะมีค่าลดลงเมื่อมีการเจือปนของน้ำมันเชื้อเพลิง (สถาพร เชื้อเพลิง, 2544)

4. การเกิดฟองอากาศ (Form)

การเกิดฟองอากาศภายในน้ำมันหล่อลื่นสามารถเกิดขึ้นได้ทุก ๆ ช่วงอุณหภูมิการทำงานของเครื่องยนต์สามารถทดสอบการเกิดฟองอากาศได้ตามมาตรฐาน ASTM D892

5. ปริมาณน้ำ (Water)

ปริมาณน้ำที่พบในน้ำมันหล่อลื่นอาจถูกปนเปื้อนมาจากระบบน้ำหล่อเย็นหรือความชื้นที่เกิดขึ้นกับสิ่งแวดล้อม โดยค่าปริมาณน้ำจะถูกวัดค่าออกมาเป็นหน่วยร้อยละ การทดสอบการปนเปื้อนของน้ำเป็นไปตามมาตรฐาน ASTM E2412

6. ค่าความเป็นด่าง (Base Number)

ค่าความเป็นด่างหรือค่า Total Base Number (TBN) โดยปกติแล้วค่าความเป็นด่างของน้ำมันหล่อลื่นจะลดลงเมื่อถูกใช้งานไปเป็นระยะเวลานานเนื่องจากในน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลที่ใช้จะมีกำมะถันผสมอยู่ในน้ำมันเชื้อเพลิง เมื่อเชื้อเพลิงถูกเผาไหม้กำมะถันจะไปรวมตัวกันกับออกซิเจนกลายเป็นกรดกำมะถันเมื่อกรดกำมะถันไปผสมในน้ำมันหล่อลื่นจะทำให้ค่าความเป็นด่างของน้ำมันเชื้อเพลิงลดลงหากน้ำมันหล่อลื่นมีค่าความเป็นด่างเท่ากับ 12 จะหมายถึงค่าความเป็นด่างในน้ำมันหล่อลื่นมีค่าเทียบเท่ากับค่าของโพแทสเซียมไฮดรอกไซด์ 12 มิลลิกรัมต่อตัวอย่างน้ำมันหล่อลื่น 1 กรัม (สถาพร เชื้อเพลิง, 2544) ค่าความเป็นด่างสามารถวัดได้ตามมาตรฐาน ASTM D4739

7. ค่าความเป็นกรด (Acid Number)

ในน้ำมันหล่อลื่นทั้งก่อนการใช้งานหรือหลังการใช้งานจะประกอบด้วยกรดที่อาจอยู่ในรูปของสารเติมแต่งหรือผลผลิตจากการสึกหรอในเครื่องยนต์ในระหว่างการใช้งาน ค่าความเป็นกรดสามารถใช้เป็นแนวทางในการควบคุมคุณภาพในการปรับปรุงน้ำมันหล่อลื่นสูตรใหม่หรือสามารถใช้เป็นเกณฑ์การเสื่อมสภาพของน้ำมันหล่อลื่นในระหว่างการใช้งานได้ การวัดค่าความเป็นกรดสามารถวัดได้ตามมาตรฐาน ASTM D974

8. โลหะสึกหรอ (Wear Metal)

เมื่อเครื่องยนต์ทำงานชิ้นส่วนภายในต่าง ๆ จะเคลื่อนที่โดยมีฟิล์มน้ำมันหล่อลื่นชั้นระหว่างผิวโลหะสองชิ้น เมื่อใช้งานไประยะหนึ่งจะเกิดการสึกหรอของชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ไปผสมกับน้ำมันหล่อลื่น ดังนั้นจึงต้องมีการหาค่าปริมาณโลหะการสึกหรอในน้ำมันหล่อลื่นหลังจากการใช้งานเพื่อตรวจสอบซ่อมบำรุงเครื่องยนต์ต่อไป การหาค่าโลหะการสึกหรอสามารถตรวจสอบได้ตามมาตรฐาน ASTM D5185 และตารางที่ 2.2 แสดงโลหะการสึกหรอที่พบในเครื่องยนต์ดังตารางที่ 2.3 แสดงแหล่งที่อาจเกิดโลหะชนิดต่าง ๆ ที่ปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่น

9. การต้านทานการรวมตัวกับออกซิเจน (Anti-Oxidation)

การวัดเสถียรภาพของน้ำมันหล่อลื่นที่มีต่อปฏิกิริยาออกซิเดชัน การตรวจสอบการเสื่อมสภาพของน้ำมันหล่อลื่นเนื่องจากอายุการใช้งาน การะการใช้งานหรือสภาพอุณหภูมิการใช้งานใช้เครื่องมือวัด Fourier-Transform Infrared Spectrophotometer (FTIR) หน่วยที่วัดคือ Absorbance (abs) ตามมาตรฐาน ASTM D7414

10. ปฏิกิริยาไนเตรชัน (Nitration)

การเผาไหม้ในน้ำมันดีเซลมลพิษหลักที่ขึ้นคือ NO_x เนื่องจากห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิสูง ปฏิกิริยาไนเตรชันเกิดขึ้นจากการสันดาปภายในระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ น้ำมันหล่อลื่นจะสัมผัสกับ NO_x ผ่านทาง Blow-by Gas ซึ่งผลผลิตของกระบวนการไนเตรชันจะมีความเป็นกรดสูง ทำให้เกิดตะกอนและเร่งการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันใช้เครื่องมือวัด Fourier-Transform Infrared Spectrophotometer (FTIR) หน่วยที่วัดคือ Absorbance (abs) วิธีการวัดตามมาตรฐาน ASTM D7624

11. เขม่า (Soot)

คราบเขม่าที่ปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นที่สูงจะบ่งบอกว่าเครื่องยนต์ที่ทดสอบเริ่มมีปัญหาหรือระยะเวลาการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันหล่อลื่นมีระยะเวลายาวนานเกินไปการทดสอบการปนเปื้อนเขม่าจะทดสอบตามมาตรฐาน ASTM E2412

ตารางที่ 2.2 โลหะสึกหรอที่สามารถพบได้ในเครื่องยนต์ (Fluid lift, 2020)

Metal	Engine
Aluminum (Al)	Piston, Bearings, Bushings, Blocks (some), Housings, Oil pump, bushings, Blowers, Thrust bearing, Ingested dirt
Chrome (Cr)	Rings, Roller taper, Bearings (Some), Liners, Exhaust valves, Water Treatment, Chemicals
Copper (Cu)	Wrist pin bushings, Valve train, Bushings, Cam bushings, Bearings (Near failure), Oil cooler, Thrust washers, Governor, Oil pump, Oil additive (Some)
Lead (Pb)	Bearing, Gasoline, Octane improver, Oil additive (Some), Thrust washers
Silicon (Si)	Anti-foam additives, Ingested dirt, Octane improver, Coolant leak
Sodium (Na)	Oil additive (Some), Coolant, Road salt, Ingested dirt
Tin (Sn)	Pistons (Overlay), Bearings (Overlay), Bushings
Iron (Fe)	Cylinder, Blocks, Gears, Crankshaft, Wrist pins, Ring (Cast), Camshaft, Valve train, Oil pump, Liners

ตารางที่ 2.3 โลหะชนิดต่าง ๆ ที่ปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นและแหล่งที่อาจเกิดโลหะปนเปื้อน (Fluid lift, 2020)

Aluminum (Al)	<u>Wear Metal:</u> Bearings, block, Blowers, Bushings, Clutches, cylinders, pistons, housings, pump bushings, pump housing, motor housing, rotors thrust bearings, thrust washers <u>Contaminants & Additives:</u> Grease thickener, paint, road dust <u>Abrasives:</u> Alumina, bauxite, catalyst, coal, fly ash, foundry dust, granite
Barium (Ba)	<u>Contaminants & Additives:</u> Fuel additive, grease thickener <u>Oil additive:</u> Detergent

ตารางที่ 2.3 โลหะชนิดต่าง ๆ ที่ปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นและแหล่งที่อาจเกิดโลหะปนเปื้อน (ต่อ)

(Fluid lift, 2020)

Metal	Engine
Boron (B)	<u>Contaminants & Additives:</u> Coolant inhibitor, oil drum cleaner, water treatment <u>Oil additive:</u> Anti-wear, detergent, extreme pressure
Calcium (Ca)	<u>Contaminants & Additives:</u> Cement dust, Fuller's Earth, grease thickener, gypsum, hard water, lignite, limestone, mining dust, road dust, rubber, salt water, slag <u>Oil additive:</u> Detergent, rust inhibitor
Chromium (Cr)	<u>Wear Metal:</u> Exhaust valves, liners, low alloy steel, oil coolers, rings, rods, roller/taper bearings, stainless steel <u>Contaminants & Additives:</u> Water Treatment, paint, other chemicals
Copper (Cu)	<u>Wear Metal:</u> Babbitt bearings (underlay), bearing cage, brass, bronze, cam bushing, clutches, governor, guides, oil cooler, oil pumps, pump pistons & thrust plates, steering discs, valve train bushings, wear plates, wrist pin bushings <u>Contaminants & Additives:</u> Paint <u>Oil additive:</u> Anti-wear
Iron (Fe)	<u>Wear Metal:</u> Bearing, block, brake bands, camshaft, cast iron, crankshafts, cylinders, discs, gears, housing, hydraulic, pump (vanes, gears, pistons) liners, oil pump, PTO, ring, screws, shafts, valve train, valve, wrist pins <u>Contaminants & Additives:</u> Asbestos, cleaning, detergent, mill scale, ore dust, paint, rust
Lead (pb)	<u>Wear Metal:</u> Babbitt, bronze alloy, journal, bearing overlay, solder <u>Contaminants & Additives:</u> Balancing weights, gasoline additive, paint, road dust

ตารางที่ 2.3 โลหะชนิดต่าง ๆ ที่ปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นและแหล่งที่อาจเกิดโลหะปนเปื้อน (ต่อ)

(Fluid lift, 2020)

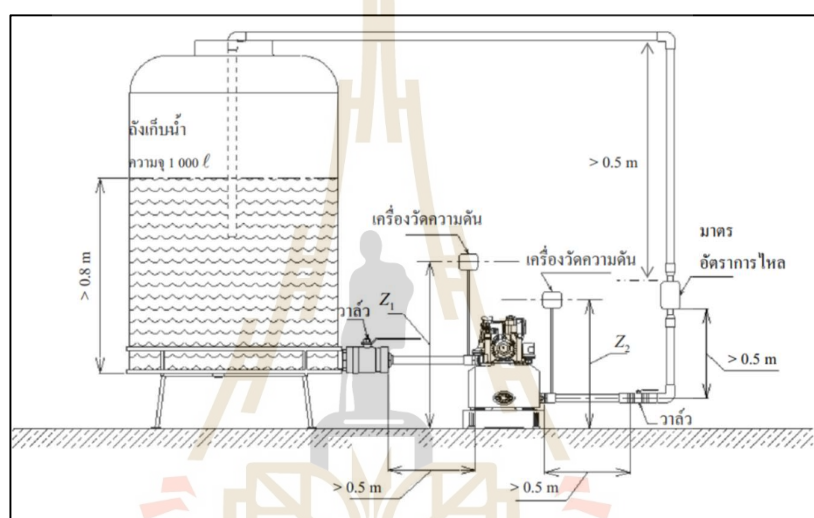
Magnesium (Mg)	<u>Wear Metal:</u> Turbine metallurgy <u>Contaminants & Additives:</u> Fuller's Earth, hard water, road dust, seawater <u>Oil additive:</u> Detergent
Molybdenum (Mo)	<u>Wear Metal:</u> Alloy steel, ring <u>Contaminants & Additives:</u> Oil additive: Extreme pressure
Nickle (Ni)	<u>Wear Metal:</u> Hardened steels, plating, stainless steels
Phosphorous (P)	<u>Contaminants & Additives:</u> Cleaning detergent, <u>Oil additive:</u> Anti-wear, extreme pressure
Potassium (K)	<u>Contaminants & Additives:</u> Coolant inhibitor, fly ash, fuel element, granite, paper mill dust, road dust
Silicon (Si)	<u>Wear Metal:</u> Alloy steel <u>Contaminants & Additives:</u> Asbestos, cement dust, coolant additive, fly ash, glass, granite, grease, limestone, road dust, sealant, slat, synthetic lubricant <u>Oil additive:</u> Anti-foam
Silver (Ag)	<u>Wear Metal:</u> Alloy steel, bearing overlay, needle bearings, oil coolers (solder), wrist pin bushings (EMD engine)
Sodium (Na)	<u>Contaminants & Additives:</u> Activated alumina, coolant inhibitor, dirt, fly ash, grease, oil additives, paper mill dust, road salt
Tin (Sn)	<u>Wear Metal:</u> Bearing cage, babbitt, bearing flashing, piston overlay, solder
Titanium (Ti)	<u>Wear Metal:</u> Gas turbine, bearings, turbine blades <u>Contaminants & Additives:</u> Paint
Zinc (Zn)	<u>Wear Metal:</u> Brass, plating <u>Contaminants & Additives:</u> Cathodic protection, galvanizing, grease <u>Oil additive:</u> Anti-wear

2.5 การทดสอบปั๊มแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง

2.4.1 หลักการพื้นฐานในการทดสอบปั๊มแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง

ระบบที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะของปั๊มถูกออกแบบมาให้เป็นไปตามมาตรฐาน มอก. 2618-2557 แสดงดังรูปที่ 2.4 ซึ่งมีสมการควบคุมประกอบด้วย

1. สมการอนุรักษ์พลังงานโดยถือว่าการไหลในท่อเป็นการไหลแบบ 1 มิติ และไม่คำนึงถึงความสูญเสียในตัวปั๊ม



รูปที่ 2.4 การออกแบบและการจัดวางปั๊มน้ำเพื่อการทดสอบตามมาตรฐาน มอก. 2618-2557 (กระทรวงอุตสาหกรรม, 2557)

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + H_p = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \quad (2.10)$$

โดย	P_1	คือ ความดันเกจขาเข้าปั๊ม (Pa)
	P_2	คือ ความดันเกจขาออกปั๊ม (Pa)
	v_1	คือ ความเร็วของน้ำขาเข้าปั๊ม (m/s)
	v_2	คือ ความเร็วของน้ำขาออกปั๊ม (m/s)
	z_1	คือ ความสูงจากเกจวัดความดันขาเข้าเทียบกับพื้น (m)
	z_2	คือ ความสูงจากเกจวัดความดันขาออกเทียบกับพื้น (m)

H_p คือ เสดของปั๊ม Total Head (m)
 ρ คือ ความหนาแน่นของน้ำ (kg/m^3)
 G คือ ค่าความเร่งจากความโน้มถ่วงโลก (m/s^2)

จัดรูปสมการที่ 2.10 ใหม่เพื่อหาค่าตัวแปร H_p จะได้ว่า

$$H_p = \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2g} + (z_2 - z_1) \quad (2.11)$$

หรือ $H_p = h_d - h_s \quad (2.12)$

โดย h_d คือ เสดทางด้านขาออกปั๊ม (Discharge Head)

$$h_d = \frac{P_d}{\rho g} + \frac{v_d^2}{2g} + z_d \quad (2.13)$$

h_s คือ เสดทางด้านขาเข้าปั๊ม (Suction Head)

$$h_s = \frac{P_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} + z_s \quad (2.14)$$

2. สมการการไหลต่อเนื่อง
 อัตราการไหลของน้ำหาได้จากสมการที่ 2.15

$$Q = A_1 V_1 = A_2 V_2 \quad (2.15)$$

โดย A_1 คือ พื้นที่หน้าตัดท่อขาเข้าปั๊ม (m^2)
 A_2 คือ พื้นที่หน้าตัดท่อขาออกปั๊ม (m^2)
 V_1 คือ พื้นที่หน้าตัดท่อขาเข้าปั๊ม (m/s)
 V_2 คือ พื้นที่หน้าตัดท่อขาออกปั๊ม (m/s)

3. ประสิทธิภาพของปั๊ม

ประสิทธิภาพของปั๊มคืออัตราส่วนระหว่างกำลังที่ปั๊มน้ำผลิตได้ส่วนด้วยกำลังที่จ่ายให้ปั๊ม

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{\rho Q g H_p}{T \omega} \cdot 100 \quad (2.16)$$

โดยที่ η	คือ ประสิทธิภาพของปั๊มน้ำ (%)
H_p	คือ เฮดของปั๊ม
P_{out}	คือ กำลังที่ปั๊มน้ำผลิตได้ (W) = $\rho Q g H_p$
P_{in}	คือ กำลังที่จ่ายให้แก่ปั๊มน้ำ (W) = $T \omega$
ω	คือ ความเร็วเชิงมุม = $\frac{2\pi N}{60}$ เมื่อ N คือความเร็วรอบเครื่องยนต์ (rpm)

2.4.2 ความสูญเสียในระบบท่อ

ในระบบทางเดินระบบท่อจะมีการสูญเสีย 2 ลักษณะ ได้แก่ (1) การสูญเสียหลัก (Major loss) หรือการสูญเสียในเส้นท่อเป็นการสูญเสียพลังงานจากแรงเสียดทานเนื่องจากความหนืดของของไหลและแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างของไหลกับผนังท่อ (2) การสูญเสียรอง (Minor loss) เป็นการสูญเสียที่เกิดจากอุปกรณ์ประกอบท่อ เช่น ข้อต่อ ข้องอ ประตูน้ำ ทางน้ำเข้า ทางน้ำออก ฯลฯ (ปราโมท พลพณนาวิ, 2554) ซึ่งสมการการควบคุมการติดตั้งปั๊มเข้ากับระบบท่อประกอบไปด้วย

1. สมการการอนุรักษ์พลังงาน

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + H_s = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_{loss} \quad (2.17)$$

โดยที่ P_1	คือ ความดันเกจขาเข้าปั๊ม (Pa)
P_2	คือ ความดันเกจขาออกปั๊ม (Pa)
v_1	คือ ความเร็วของน้ำขาเข้าปั๊ม (m/s)
v_2	คือ ความเร็วของน้ำขาออกปั๊ม (m/s)
z_1	คือ ความสูงจากเกจวัดความดันขาเข้าเทียบกับพื้น (m)

z_2	คือ ความสูงจากเกจวัดความดันขาออกเทียบกับพื้น (m)
H_p	คือ Head ของปั๊ม Total Head (m)
ρ	คือ ความหนาแน่นของน้ำ (kg/m^3)
H_s	คือ Head รวมของระบบ
h_{loss}	คือ Head ที่สูญเสียในระบบ

โดย Head ที่สูญเสียในระบบจะประกอบไปด้วยสองส่วนคือ

1) Head การสูญเสียหลัก

การสูญเสียหลัก คือ การสูญเสียในท่อตรงที่เกิดจากความดันตกคร่อม (Pressure drop) เนื่องจากการไหลมีความหนืด ในการไหลแบบเทอบูลแลนท์นั้นความหยาบผิวมีผลต่อความดันตกคร่อม ในขณะที่การไหลแบบลามินาร์ความหยาบผิวไม่มีผลต่อความดัน (สวัสดี้ ภูมิสวัสดี้, 2558) โดยการสูญเสียหลักหาได้จากสมการที่ 2.16

$$h_L = f \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (2.18)$$

โดย	h_L	คือ Head ความสูญเสียหลัก (m)
	f	คือ แฟคเตอร์ของความเสียดทาน
	l	คือ ความยาวของท่อ (m)
	d	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (m)
	v	คือ ความเร็วของของเหลวภายในท่อ (m/s)
	g	คือ ค่าความโน้มถ่วงของโลก (m/s^2)

แฟคเตอร์ของความเสียดทาน (f) ขึ้นอยู่กับค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์และความขรุขระสัมพัทธ์ในกรณีการไหลแบบลามินาร์ $Re < 2,300$ ค่าของแฟคเตอร์ความเสียดทานขึ้นอยู่กับเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์เท่านั้นดังสมการที่ 2.18 แต่ในกรณีการไหลแบบเทอร์บูแลนท์ $Re > 2,300$ ค่าแฟคเตอร์ ความเสียดทานจะขึ้นอยู่กับค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์และค่าความขรุขระสัมพัทธ์ (ϵ/d) การหาค่า f ที่ $Re > 2,300$ หาได้จากสมการของ Haaland ดังสมการที่ 2.21 (สุเทพ แก้วนิย, 2554)

$$\text{เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์; } Re = \frac{\rho v d}{\mu} \text{ หรือ } Re = \frac{v d}{\nu} \quad (2.19)$$

โดยที่	Re	คือ ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์
	ρ	คือ ความหนาแน่นของของเหลว (kg/m^3)
	v	คือ ความเร็วเฉลี่ยของการไหลในท่อ (m/s)
	d	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (m)
	μ	คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของการไหล Dynamic viscosity ($\text{N}\cdot\text{s/m}^2$)
	ν	คือ ค่าความหนืดจลน์ Kinematics viscosity (m^2/s)

$$\text{ค่า } f \text{ กรณี } \text{Re} < 2,300; \quad \text{ค่า } f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.20)$$

$$\text{ค่า } f \text{ กรณี } \text{Re} > 2,300; \quad \text{ค่า } \frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\frac{6.9}{\text{Re}} + \left(\frac{\varepsilon/d}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (2.21)$$

ในกรณีท่อที่ใช้ไม่ใช่ท่อกลม สามารถหาเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกได้ดังนี้

$$d_h = \frac{4A}{P} \quad (2.22)$$

โดยที่	ε	คือ ความขรุขระของผิวท่อ (m)
	d	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (m)
	ε/d	คือ ค่าความขรุขระสัมพัทธ์
	d_h	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (m)
	A	คือ พื้นที่หน้าตัดของของเหลวภายในท่อ (m^2)
	P	คือ เส้นรอบรูปที่เปียกของเหลว Wetted Perimeter (m)

ตารางที่ 2.4 ค่าความขรุขระของผิวท่อในเชิงพาณิชย์ (สุเทพ แก้วนิย, 2554)

ค่าความขรุขระของผิวท่อ		
ประเภทท่อ	ความขรุขระ (มิลลิเมตร)	เปอร์เซ็นต์ความไม่แน่นอน (%)
เหล็กแผ่น	0.05	±60
เหล็กกล้า	0.002	±50
เหล็กในทางการค้าทั่วไป	0.046	±30
ตะเข็บ	3.0	±70
เหล็กขึ้นสนิม	2.0	±50
เหล็กหล่อ	0.26	±50
เหล็กพืด	0.046	±20
ชุบสังกะสี	0.15	±40
เคลือบขางมะตอย	0.12	±50
ทองเหลือง	0.002	±50
พลาสติก	0.0015	±60
คอนกรีต (ผิวเรียบ)	0.04	±60
คอนกรีต (ผิวหยาบ)	2.0	50
ยาง	0.01	40

2. เสดการสูญเสียรอง

เสดการสูญเสียรองเป็นการสูญเสียที่เกิดจากอุปกรณ์อื่น ๆ ที่ไม่ได้เกิดจากการสูญเสียในท่อตรง แต่เกิดจากส่วนประกอบอื่น ๆ ในระบบท่อ เช่น ทางเข้าท่อ ทางออกท่อ ท่อเปลี่ยนขนาด ข้องอ ท่อแยก วาล์ว เป็นต้น โดยการสูญเสียในส่วนเหล่านี้จะมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับการสูญเสียที่เกิดในเส้นท่อจึงเรียกว่า “การสูญเสียรอง” (ปราโมท พลพณะนาวิ, 2554) โดยเสดการสูญเสียรองหาได้จากสมการที่ 2.23

$$h_m = \frac{Kv^2}{2g} \quad (2.23)$$

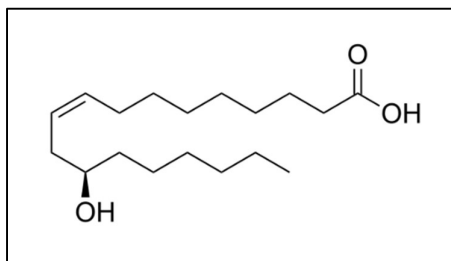
โดยที่ h_m คือ การสูญเสียรอง

K คือ สัมประสิทธิ์การสูญเสียของอุปกรณ์ใด ๆ

2.6 ละหุ่งดิบ

ละหุ่งเป็นพืชที่มีความสำคัญชนิดหนึ่งสามารถทนต่อสภาพภูมิอากาศที่เปลี่ยนแปลงได้ดี และละหุ่งยังมีการใช้งานในอุตสาหกรรมที่หลากหลาย (Ramanjaneyulu et al., 2013) ปัจจุบันผลผลิตเฉลี่ยของเมล็ดละหุ่งทั่วโลกอยู่ที่ประมาณ 1.1 ตัน/เฮกเตอร์ (Scholz and da Silva, 2008) หรือเท่ากับ 176 กิโลกรัม/ไร่ และสามารถผลิตเป็นน้ำมันได้ 470 กิโลกรัม/เฮกเตอร์หรือเท่ากับ 75 กิโลกรัม/ไร่ โดยน้ำมันละหุ่งที่สกัดจากเมล็ดจะมีน้ำมัน 45-55% (Santana et al., 2010) ซึ่งมีศักยภาพสูงมากเมื่อเทียบกับพืชที่ใช้กันโดยทั่วไป (ถั่วเหลือง: 38-46% w/w), (ทานตะวัน: 25-35% w/w), (เรพซิด: 38-46% w/w) และ (ปาล์ม: 30-60% w/w) (A.E. Atabani et al., 2012) ในปี 2537/2538 (1995) ประเทศไทยผลิตเมล็ดละหุ่งได้เพียง 5,000-10,000 ตัน (อานนท์ เทียงตรง., 2539) การปลูกละหุ่งให้อยู่ในสภาวะที่เหมาะสมจะสามารถเพิ่มผลผลิตได้ถึง 4-5 ตัน/เฮกเตอร์ (640-800 กิโลกรัม/ไร่) จะมีแนวโน้มที่จะสามารถผลิตน้ำมันไปใช้ได้ (Scholz และ da Silva, 2008)

ละหุ่งเป็นพืชที่จัดอยู่ในวงศ์ยางพารา เมล็ดละหุ่งมีลักษณะเป็นรูปทรงรี เปลือกสีน้ำตาลแดงปะขาวหรือเป็นจุดสีน้ำตาลปนเทา เนื้อในเมล็ดมีสีขาวซึ่งจะมีน้ำมันอยู่ภายใน น้ำมันจากเมล็ดละหุ่ง (Castor oil) มีลักษณะเป็นของเหลว สีเหลืองอ่อน เหนียว และใส การสกัดน้ำมันจะต้องใช้วิธีบีบคั้นโดยไม่ผ่านความร้อน เพื่อไม่ให้ส่วนที่เป็นพืชติดออกมา คุณสมบัติของน้ำมันละหุ่งแสดงในตารางที่ 2.5 ซึ่งจะเห็นได้ว่าละหุ่งนั้นมีความเหนียวที่ค่อนข้างสูง องค์ประกอบของน้ำมันจากเมล็ดละหุ่งประกอบด้วยกรดไขมันชนิดต่าง ๆ และกลีเซอรินประมาณ 10%, กรดริซิโนเลอิก (Ricinoleic Acid) ประมาณ 80-90%, กรดไลโนเลอิก 3-6%, กรดโอเลอิก 2-4%, และกรดไขมันอิ่มตัว 1-5% ดังแสดงในตารางที่ 2.6 กรดริซิโนเลอิกเป็นกรดไขมันที่มีความเฉพาะตัวสูง ประกอบด้วยคาร์บอน 18 อะตอม และมีหมู่ไฮดรอกซิล (Hydroxyl group, OH) ในโครงสร้างโมเลกุล ดังในรูปที่ 2.5 ซึ่งแตกต่างจากกรดไขมันทั่วไปอีกทั้งยังมีคุณสมบัติพิเศษบางอย่าง เช่น ความสามารถในการละลายในแอลกอฮอล์ที่สูงมาก (Perdomo et al., 2013) ดังนั้นน้ำมันละหุ่งจึงสามารถนำไปทำให้กลายเป็นไบโอดีเซลได้แม้อุณหภูมิต่ำ (Bateni et al., 2014) และด้วยความหนืดที่สูงนี้จึงทำให้มีคุณสมบัติในการด้านทานการสึกหรอที่ดี ได้มีการนำน้ำมันละหุ่งไปใช้เป็นวัตถุดิบในการผลิตน้ำมันหล่อลื่น โดยน้ำมันที่มีความหนืดสูงจะมีคุณสมบัติการด้านทานการสึกหรอที่ดี การใช้น้ำมันจากเมล็ดละหุ่ง เพื่อช่วยเพิ่มคุณสมบัติการหล่อลื่นของน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลจึงเป็นสิ่งที่น่าสนใจ



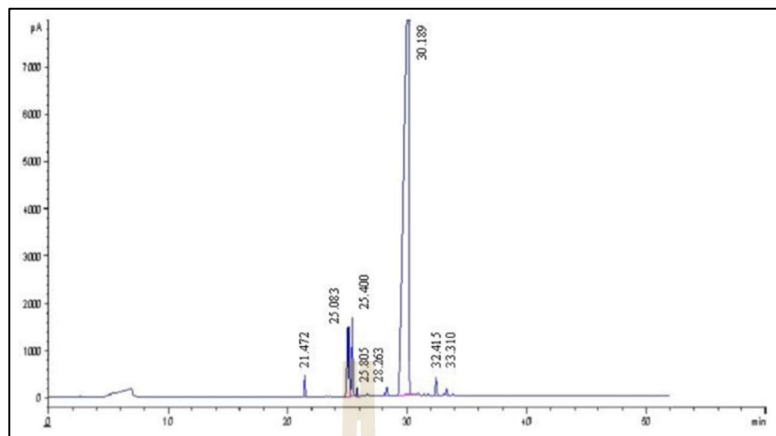
รูปที่ 2.5 โครงสร้างโมเลกุลของกรดริซิโนเลอิก

ตารางที่ 2.5 คุณสมบัติของน้ำมันจากเมล็ดสะท้าน (N.L. Panwar., 2010)

Properties	Castor seed oil	Castor methyl ester	Diesel
Density (g/ml)	0.96	0.913	0.830
Kinematic viscosity, cSt at 38 °C	226.82	10.50	5.8
Gross calorific value (MJ kg ⁻¹)	36.20	39.16	46.22
Flash point (°C)	317	149	47
Acid value (mg KOH/g)	1.642	1.008	0.00
Free fatty acid content (%)	2.8	1.86	0.00

ตารางที่ 2.6 ชนิดของกรดไขมันในน้ำมันจากเมล็ดสะท้าน (Mohamed Babiker Suliman., 2018)

Fatty acid	Percentage
(C16:0) Palmitic	0.8
(C18:0) Stearic	1.1
(C18:1) Oleic	4.3
(C18:2) Linoleic	8.1
(C18:3) Linolenic	0.4
(C18:1) Ricinoleic	85.1
Saturated fatty acids (SFA)	1.9
Unsaturated fatty acids (UFA)	97.9



รูปที่ 2.6 การวิเคราะห์องค์ประกอบทางเคมีของน้ำมันละหุ่งด้วยเครื่อง GC

(S.T. Keera et al., 2018)

ไบโอดีเซลจากละหุ่งจะมีค่าความร้อนและมีค่าซีเทนที่สูง ซึ่งเป็นผลดีต่อการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ส่งผลให้เผาไหม้สมบูรณ์ แต่คุณสมบัติบางประการของไบโอดีเซลจากละหุ่งยังไม่ผ่านมาตรฐานกรมธุรกิจพลังงาน อาทิเช่น ค่าความหนืด ยังคงมีค่าสูงเกินกว่ามาตรฐานมากซึ่งจะส่งผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ลดลง (Berman et al., 2011; Scholz และ da Silva, 2008) แต่ไบโอดีเซลของน้ำมันละหุ่งสามารถนำไปเจือจางหรือผสมกับน้ำมันดีเซลทั่วไปเพื่อผลิตเชื้อเพลิงที่เหมาะสมสำหรับใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลได้

เนื่องจากประเทศไทยได้เปลี่ยนมาใช้มาตรฐานรถยนต์ยูโร 4 จึงมีการควบคุมปริมาณกำมะถันในน้ำมันดีเซลให้ต่ำลง เนื่องจากปริมาณกำมะถันในน้ำมันดีเซลมากเมื่อเผาไหม้ไม่สมบูรณ์จะมีผลอันตรายต่อระบบทางเดินหายใจ แต่การลดปริมาณกำมะถันในน้ำมันดีเซลก็ส่งผลเสียคือน้ำมันเชื้อเพลิงจะสูญเสียคุณสมบัติการหล่อลื่นไป เนื่องจากกำมะถันเป็นสารหล่อลื่นโดยธรรมชาติในน้ำมันดีเซล ซึ่งจะส่งผลเสียให้กับระบบจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงจึงต้องมีการปรับปรุงและแก้ไขคุณสมบัติที่สูญเสียไป ในการศึกษาการหล่อลื่นของน้ำมันดีเซลที่มีกำมะถันต่ำ

M.W. Sulek (2010) ได้ศึกษาเกี่ยวกับคุณสมบัติการสึกหรององค์ประกอบของน้ำมันเชื้อเพลิง ไบโอดีเซลที่ได้จากเมล็ดแรมพืด ทดสอบโดยใช้เครื่อง HFRR (High frequency reciprocating rig-ball-on flat) พบว่า ความหนาของชั้นฟิล์มน้ำมันหล่อลื่นเพิ่มขึ้นตามความเข้มข้นของไบโอดีเซลเป็นผลให้ค่าความต้านทานการเคลื่อนที่และความหยาบของผิวลดลงตามความปริมาณไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้นและการผสมไบโอดีเซลอย่างน้อย 5-10% ส่งผลให้แรงเสียดทาน

ลดลง 20% และลดการสึกหรบบนชิ้นงานทดสอบได้ 40% เมื่อเปรียบเทียบกับการสึกหรบภายใต้การหล่อลื่นของน้ำมันดีเซล

Gerhard Knothe (2005) ได้ศึกษาอิทธิพลของกรดไขมันต่อคุณสมบัติของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลของ พบว่าคุณสมบัติของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลได้รับอิทธิพลอย่างมากจากคุณสมบัติของกรดไขมันแต่ละตัวในไบโอดีเซลโดยมีผลต่อคุณสมบัติของเชื้อเพลิง เช่น เลขซีเทนที่มีความสัมพันธ์กับการเผาไหม้และการปล่อยไอเสีย, จุดจุดติดการไหลที่อุณหภูมิต่ำ, เสถียรภาพต่อการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชัน, ความหนืด และค่าคุณสมบัติการหล่อลื่น

Deniel P. Geller (2004) ได้ศึกษาผลกระทบของกรดไขมันในไบโอดีเซลต่อการหล่อลื่นในน้ำมันดีเซลทำการทดสอบโดยใช้เครื่อง HFRR (High Frequency Reciprocating Rig) โดยใช้ลูกเหล็กถูกับแผ่นดิสก์ซึ่งถูกแช่อยู่ในน้ำมันเชื้อเพลิงลูกบอลและแผ่นดิสก์ถูกทำให้ร้อนจนถึงอุณหภูมิ 60 องศาเซลเซียส และสัมผัสกัน ทำการทดสอบเป็นเวลา 75 นาที ด้วยความเร็ว 50 เฮิร์ตซ์ จากนั้นทำการวัดเส้นผ่านศูนย์กลางของรอยพบว่า การเพิ่มขึ้นของจำนวนพันธะคู่หรือระดับความไม่อิ่มตัวของกรดไขมันจะช่วยเพิ่มคุณสมบัติการหล่อลื่นและหมู่ไฮดรอกซิลในกรดไขมัน (C18:1OH) มีประสิทธิภาพในการเพิ่มคุณสมบัติการหล่อลื่นได้ดีส่งผลให้รอยขีดบนแผ่นดิสก์ลดลง

Arul Mozhi Selvan.V.(2009) ได้ศึกษาการปลดปล่อยมลพิษและสมรรถนะของเครื่องยนต์โดยใช้น้ำมันละหุ่งปรับปรุงคุณสมบัติของเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอล โดยทดสอบกับเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผันขนาด 3.7 กิโลวัตต์ ทดสอบที่กำลังอัด 15, 17 และ 19 เชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบได้แก่น้ำมันดีเซลผสมน้ำมันละหุ่งดิบผสมเอทานอล (D80C10E10) และน้ำมันดีเซลผสมไบโอดีเซลจากละหุ่งผสมเอทานอล (D70COME10E20) พบว่า ไบโอดีเซลจากละหุ่งสามารถนำมาใช้เป็นสารเติมแต่งเพื่อป้องกันการแยกชั้นของเอทานอลและน้ำมันดีเซลและสามารถลดการปล่อยก๊าซไอเสียได้อย่างมีนัยสำคัญ การใช้น้ำมันละหุ่ง 15% นั้นเพียงพอต่อเสถียรภาพของน้ำมันดีโซฮอล์ที่มีเอทานอลไม่เกิน 30%

S. Pinzi (2018) ได้ศึกษาการเพิ่มคุณสมบัติเชื้อดีเซลผสมเอทานอลด้วยน้ำมันละหุ่ง โดยสัดส่วนระหว่างน้ำมันละหุ่งดิบกับเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลถูกออกแบบการทดลองโดยวิธีการ McLean Anderson design พบว่า น้ำมันละหุ่งช่วยเพิ่มความสามารถในการละลายและความเสถียรภาพของน้ำมันดีเซลผสมเอทานอล เนื่องจากกลุ่มไฮดรอกซิลในกรดไขมันในเรอิก อีกทั้งคุณสมบัติการหล่อลื่น ของละหุ่งสูงกว่ากรดไขมันในไบโอดีเซลชนิดอื่น

M.D. Redel-Macias (2017) ได้ศึกษาการใช้น้ำมันละหุ่งในการปรับปรุงและเพิ่มความสามารถของเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอล ออกแบบการทดลองโดยใช้ McLean Anderson design

โดยสัดส่วนการผสมเชื้อเพลิงทั้งสามต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 10% และสูงสุดมีค่าเท่ากับ 80% จะได้จำนวนการทดลองทั้งหมด 36 ตัวอย่าง ทำการทดลองโดยในขั้นตอนแรกผสมน้ำมันดีเซลกับเอทานอลแล้วเขย่าอย่างแรงเป็นเวลา 60 วินาที ปล่อยทิ้งไว้เป็นเวลา 24 ชั่วโมง ที่อุณหภูมิห้อง เพื่อดูความสามารถในการละลายของเชื้อเพลิงพบว่า การเพิ่มน้ำมันละหุ่งเข้าไปในเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลช่วยเพิ่มความสามารถในการละลาย

Atul Dhar (2014) ได้ศึกษาเกี่ยวกับผลกระทบของน้ำมันไบโอดีเซลคาร์บอนต่ำต่อการสึกหรอของเครื่องยนต์ดีเซล โดยเครื่องยนต์ที่ใช้เป็นเครื่องยนต์ดีเซล 4 สูบ 4 จังหวะ ขนาดความจุกระบอกสูบ 2.52 ลิตร ชิ้นส่วนที่ทำการวัดการสึกหรอ ได้แก่ ลูกสูบ วัดระยะห่างของหัววาล์ว ช่องว่างแหวน เส้นผ่านศูนย์กลางข้อเหวี่ยง เส้นผ่านศูนย์กลางของสลักสูบ โดยสัดส่วนน้ำมันไบโอดีเซลที่ใช้คือ สัดส่วนน้ำมันไบโอดีเซลที่ใช้คือ 20% ทำการทดสอบระยะยาว 250 ชั่วโมง พบว่า มีคราบเขม่าคาร์บอนเกาะติดที่บริเวณด้านบนลูกสูบและที่ปลายหัวฉีดมีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซล การสึกหรอของวาล์ว ลูกสูบ แหวนลูกสูบ สลักสูบ และแบร้ง พบว่ามีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซล

Stanislav Pehan (2009) ได้ศึกษาเกี่ยวกับอิทธิพลของไบโอดีเซลจากเรพชิดต่อคุณลักษณะการสึกหรอของเครื่องยนต์ดีเซล โดยเครื่องยนต์ที่ใช้เป็นเครื่องยนต์ดีเซล 6 สูบ 4 จังหวะ กำลังเครื่องยนต์สูงสุดอยู่ที่ 162 กิโลวัตต์ ที่ความเร็วรอบ 2,200 รอบต่อนาที โดยทำการตรวจสอบความสามารถในการหล่อลื่นน้ำมันเชื้อเพลิงต่อระบบจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง ทำการทดสอบระยะยาว 110 ชั่วโมง โดยใช้น้ำมันไบโอดีเซลจากเรพชิด พบว่า การใช้ไบโอดีเซลจะเพิ่มความหยาบของผิวของปั๊มลูกสูบ คราบเขม่าในห้องเผาไหม้ของน้ำมันไบโอดีเซลจากเรพชิดไม่มีความแตกต่างกับน้ำมันดีเซลการใช้ไบโอดีเซล

P.R. Wander (2011) ได้ศึกษาการทดสอบความทนทานของเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียว โดยใช้น้ำมันไบโอดีเซลจากละหุ่งเป็นเชื้อเพลิง ซึ่งขนาดของเครื่องยนต์ทดสอบ 10.8 kW ระยะเวลาที่ใช้ทำการทดสอบ 1,000 ชั่วโมง ชิ้นส่วนที่ได้รับการประเมินการสึกหรอ ได้แก่ ระบบจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง ลูกสูบ แหวนลูกสูบ วาล์วไอดี วาล์วไอเสีย และเสื่อสูบ ทำการเก็บตัวอย่างน้ำมันเครื่องทุก ๆ 50 ชั่วโมงเพื่อตรวจสอบปริมาณโลหะและอโลหะในน้ำมันเครื่อง จากการตรวจสอบน้ำมันเครื่องทุก ๆ 50 ชั่วโมง ด้วยเครื่องสเปกโตรสโกปี แสดงให้เห็นถึงการเจือปนของน้ำมันไบโอดีเซลในขณะทดสอบค่าความหนืดของน้ำมันเชื้อเพลิงลดลง แต่การสึกหรอของเครื่องยนต์อยู่ในเกณฑ์ปกติ การกักคร่อนและการสึกหรอของลูกสูบและแหวนลูกสูบมีเล็กน้อยคราบเขม่ามีคราบเขม่าที่หัวฉีดอยู่เล็กน้อยและไม่มีการอุดตันของหัวฉีด ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าการใช้น้ำมันไบโอดีเซลจากละหุ่งเหมาะสมที่จะนำมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซล

Tongchit Suthisripok (2018) ได้ศึกษาผลความทนทานของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้การเกษตร โดยใช้น้ำมันไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง เครื่องยนต์ที่ใช้เป็นเครื่องยนต์ดีเซล 1 สูบ กำลังเครื่องยนต์เท่ากับ 14 แรงม้า ทำการทดสอบโดยการสูบน้ำเป็นระยะเวลา 800 ชั่วโมง ทำการทดสอบต่อเนื่องวันละ 12 ชั่วโมง โดยจ่ายโหลดสูงให้กับเครื่องยนต์อย่างต่อเนื่อง ชิ้นส่วนที่ตรวจสอบการสึกหรอ ได้แก่ ระบบจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง ฝาสูบ วาล์วไอดี วาล์วไอเสีย และลูกสูบ ทำการเก็บตัวอย่างและเปลี่ยนน้ำมันเครื่องทุก ๆ 100 ชั่วโมง ผลการเก็บตัวอย่างน้ำมันเครื่องพบว่า ค่าความหนืดของน้ำมันลดลงเป็นผลมาจากการปนเปื้อนของโลหะและออกไซด์ส่งผลให้ชั้นฟิล์มน้ำมันบางลง แต่การสึกหรอยังอยู่ตามเกณฑ์ปกติเมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล สรุปได้ว่า น้ำมันไบโอดีเซล B100 สามารถใช้เป็นเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กได้

โดยจากการศึกษาและทบทวนวรรณกรรมงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับน้ำมันไบโอดีเซลจากละหุ่งนอกจากจะศึกษาด้านการหล่อลื่นและการสึกหรอแล้วยังศึกษาด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์ คุณลักษณะการเผาไหม้และมลพิษจากเครื่องยนต์ดีเซลจากการใช้น้ำมันไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง โดยผู้วิจัยได้สรุปผลดังตารางที่ 2.7 ซึ่งประกอบด้วยความสัมพันธ์ของเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรค ความดันในกระบอกสูบ อัตราการปลดปล่อยความร้อน ออกไซด์ของไนโตรเจน คาร์บอนมอนอกไซด์ ไฮโดรคาร์บอน และเขม่าคาร์บอน



ตารางที่ 2.7 สรุปงานวิจัยที่เกี่ยวข้องของเชื้อเพลิงละหุ่งผสมดีเซล

เชื้อเพลิง	สภาวะเครื่องยนต์		คุณลักษณะการเผาไหม้		มลพิษไอเสีย					อ้างอิง
	BSFC	BTE	ICP	ROHR	CO	CO ₂	HC	NO _x	Smoke	
D+Bio+BU	เพิ่ม	-	-	-	ลด	-	-	ลด	ลด	Gökhan Tüccar et al. (2014)
D+NCO+E	เพิ่ม	ลดลง	ลดลง	ลดลง	เพิ่ม	-	เพิ่ม	ลด	เพิ่ม	T. Prakash et al. (2018)
D+Bio+M	เพิ่ม	-	เพิ่มขึ้น	เพิ่มขึ้น	เพิ่ม	-	เพิ่ม	ลด	ลด	Harish Venu et al. (2017)
D+Bio+M	เพิ่ม	-	-	-	เพิ่ม	=	-	ลด	-	Nadir Yilmaz (2012)
D+Bio+E	-	เพิ่ม	เพิ่มขึ้น	เพิ่มขึ้น	ลด	-	เพิ่ม	ลด	-	Abhishek Paul et al. (2017)
D+MB	เพิ่มขึ้น	-	-	-	ลด	-	-	เพิ่ม	ลด	Gökhan Tüccar et al. (2014)
Diesel+WCO	เพิ่มขึ้น	ลดลง	เพิ่มขึ้น	เพิ่มขึ้น	ลด	ลด	ลด	เพิ่ม	-	An et al. (2013)
Diesel+WCO	เพิ่มขึ้น	ลดลง	เพิ่มขึ้น	ลดลง	ลด	-	ลด	เพิ่ม	ลด	Nantha Gopal et al. (2014)
Diesel+WCO	เพิ่มขึ้น	ลดลง	ลดลง	ลดลง	-	-	ลด	เพิ่ม	-	Islam et al. (2015)
Diesel-FOME	เพิ่มขึ้น	ลดลง	เพิ่มขึ้น	ลดลง	ลด	-	ลด	เพิ่ม	ลด	Kathirvelu et al. (2017)
D+MEC	-	ลดลง	-	-	ลด	-	ลด	เพิ่ม	ลด	Anand et al. (2009)

2.7 เอทานอล

เอทานอลเป็นแอลกอฮอล์ชนิดหนึ่งซึ่งเป็นการหมักพืชเพื่อเปลี่ยนแป้งจากพืชเป็นน้ำตาล แล้วเปลี่ยนจากน้ำตาลเป็นแอลกอฮอล์เมื่อทำให้เป็นแอลกอฮอล์บริสุทธิ์ 95% โดยการกลั่นจะเรียกว่า “เอทานอล (Ethanol)” เอทานอลที่นำไปผสมในน้ำมันเพื่อใช้เติมเครื่องยนต์เป็นแอลกอฮอล์ที่มีความบริสุทธิ์ตั้งแต่ 99.5% โดยปริมาตรจึงสามารถนำไปใช้เป็นเชื้อเพลิงได้ การผลิตเอทานอลของโลกในปี 2556 เพิ่มขึ้นร้อยละ 4.3 สอดคล้องกับความต้องการใช้ที่เพิ่มขึ้นร้อยละ 3.2 ด้านราคาเอทานอลเฉลี่ยของสหรัฐฯ ปรับเพิ่มขึ้นร้อยละ 4.5 ตามความต้องการใช้ในประเทศที่สูงขึ้น สำหรับราคาเอทานอลในไทยเพิ่มขึ้นร้อยละ 22.1 ตามความต้องการที่ขยายตัวโดยการผลิตและการใช้เอทานอลของไทยเพิ่มขึ้นร้อยละ 46.6 และ 86.5 ตามลำดับ

เอทานอลจัดเป็นไบโอแอลกอฮอล์ประเภทหนึ่งไบโอแอลกอฮอล์ได้รับความสนใจในการพัฒนามาเป็นพลังงานทดแทน เนื่องจากสามารถนำมาผสมกับเชื้อเพลิงดีเซลและมาใช้กับเครื่องยนต์ได้โดยตรง เพื่อทดแทนน้ำมันเบนซินและน้ำมันดีเซลในรูปเชื้อเพลิงผสมไบโอแอลกอฮอล์ที่มีการนำมาใช้กับเครื่องยนต์ ได้แก่ เมทานอล (Methanol), เอทานอล (Ethanol), โพรพานอล (Propanol) และบิวทานอล (Butanol) (Zhen et al., 2015) โดยนำไปผสมกับเชื้อเพลิงเบนซินเรียกว่า “แก๊สโซฮอล์ (Gassohol)” หรือนำไปผสมน้ำมันดีเซลเรียกว่า “ดีโซฮอล์ (Diesohol)” ไบโอแอลกอฮอล์มีค่าซีเทนที่ต่ำ (Kumar et al., 2016) ส่งผลให้จุดติดยากในเครื่องยนต์ดีเซลจึงไม่นิยมนำมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซล ด้วยคุณสมบัติที่คล้ายคลึงกับน้ำมันเบนซิน จึงนิยมนำเอทานอลมาใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ เพื่อลดการใช้้ำมันเบนซิน เอทานอลสามารถใช้แทนน้ำมันเบนซินในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟในสัดส่วนที่เป็น 100% จุดเด่นของเอทานอลคือมีออกซิเจนเป็นองค์ประกอบโดยมีหมู่ไฮดรอกซิลเป็นหมู่ฟังก์ชันออกซิเจนในโมเลกุลของน้ำมันเชื้อเพลิงทำให้การเผาไหม้ในเครื่องยนต์มีความสะอาดมากขึ้นช่วยลดมลพิษประเภทคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และเขม่าคาร์บอน (PM) ได้อย่างมีประสิทธิภาพ ด้วยประโยชน์ดังกล่าวจึงทำให้เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงทางเลือกที่ได้รับความสนใจ จากการศึกษาของ E.A. Ajav (1999) ได้นำเอทานอลมาผสมกับน้ำมันดีเซลหรือเรียกว่าดีโซฮอลล์นำมาใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดหรือเครื่องยนต์ดีเซลโดยสัดส่วนปริมาณเอทานอลในน้ำมันดีเซลไม่เกิน 20% โดยปริมาตรสามารถนำมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลโดยไม่ต้องปรับแต่งเครื่องยนต์ ซึ่ง D.C. Rakopoulos (2010) และ Magin lapuerta (2008) ได้ทำการทดสอบเชื้อเพลิงดีโซฮอลล์กับเครื่องยนต์ดีเซลเพื่อศึกษาสมรรถนะและมลพิษที่เกิดขึ้นพบว่าน้ำมันดีโซฮอลล์สามารถลดเขม่าคาร์บอนได้เป็นอย่างดี

อย่างไรก็ตาม การใช้เอทานอลในเครื่องยนต์ดีเซลยังมีข้อบกพร่องอันเนื่องมาจากคุณสมบัติที่แตกต่างจากน้ำมันดีเซล เอทานอลมีคุณสมบัติค่าความหนืด ค่าความร้อนเชื้อเพลิง และเลขซีเทนที่ต่ำ ดังนั้นเมื่อผสมกับน้ำมันดีเซลจะทำให้คุณสมบัติของน้ำมันดีเซลลดลง ส่งผลต่อพฤติกรรมการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ จากการศึกษาของ E. Sukjit. (2012) ได้ศึกษาเกี่ยวกับผลกระทบจากการเติมเอทานอลลงในเชื้อเพลิงดีเซลเพื่อศึกษาเกี่ยวกับพฤติกรรมการเผาไหม้ในเครื่องยนต์และการปลดปล่อยมลพิษพบว่า การมีเอทานอลในเชื้อเพลิงจะส่งผลเกิดความล่าช้าในการเผาไหม้ผลอันเนื่องมาจากค่าซีเทนที่ต่ำ อีกทั้ง เอทานอลยังมีค่าคุณสมบัติการกัดกร่อนและการต้านทานการสึกหรอที่ต่ำ (Magin Lapuerta., 2009) เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซลส่งผลกระทบต่ออายุการใช้งานชิ้นส่วนต่างๆ ในเครื่องยนต์ที่ต้องสัมผัสน้ำมันตลอดเวลา เช่น ระบบจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง สายน้ำมัน และหัวฉีด เป็นต้น

Magin Lapuerta (2009) ได้ศึกษาเกี่ยวกับคุณสมบัติการหล่อลื่นของน้ำมันเชื้อเพลิงที่ผสมเอทานอลโดยสัดส่วนการผสมเอทานอลในน้ำมันดีเซลเท่ากับ 1%, 2.5%, 7.7%, 17%, 50%, 75% และ 90% โดยปริมาตร ทำการทดสอบด้วยเครื่อง High frequency reciprocating rig (HFRR) ทดสอบที่อุณหภูมิ 25 และ 60 องศาเซลเซียส พบว่า การเพิ่มสัดส่วนเอทานอลในน้ำมันดีเซลจะส่งผลให้เส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอมีค่าเพิ่มขึ้น โดยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอของน้ำมันดีเซลและเอทานอล 100% มีค่าเท่ากับ 315 และ 842 ไมโครเมตร ตามลำดับ

Hubert Kuszewski (2017) ได้ศึกษาผลกระทบของปริมาณเอทานอลต่อการหล่อลื่นของน้ำมันดีเซล โดยสัดส่วนเอทานอลในน้ำมันดีเซลไม่เกิน 14% โดยวิธีการ High frequency Reciprocating Rig ทำการทดสอบที่อุณหภูมิ 60 องศาเซลเซียส พบว่า ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอเกิดการสึกหรอเล็กน้อยและการลดลงของความหนืดไม่ทำให้เส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอสูงขึ้น

Magin Lapuerta (2010) ได้ศึกษาเสถียรภาพ การหล่อลื่น ความหนืดของเชื้อเพลิงดีเซลผสมกับไบโอดีเซลโดยสัดส่วนระหว่างไบโอดีเซลกับน้ำมันดีเซลมีค่าเท่ากับ 1%, 2.5%, 7.7%, 17%, 80%, 75% และ 90% การศึกษาพบว่า ค่าความเข้มข้นที่ทำให้เอทานอลมีเสถียรภาพไม่เกิดการแยกชั้นกับน้ำมันดีเซลที่อุณหภูมิ 10 องศาเซลเซียส ค่าความเข้มข้นต้องอยู่ระหว่างช่วง 12-78% และการเติมเอทานอล 20% เพียงพอต่อการหล่อลื่น เนื่องจากเมื่อเพิ่มสัดส่วนเอทานอลขึ้นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอไม่เปลี่ยนแปลง โดยจากการศึกษาและทบทวนวรรณกรรมงานวิจัยที่เกี่ยวข้องการผสมเอทานอลในน้ำมันดีเซลด้านการหล่อลื่นและการสึกหรอแล้วยังศึกษาด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์ คุณลักษณะการเผาไหม้ และมลพิษจากเครื่องยนต์ดีเซลจากการใช้น้ำมันไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง โดยผู้วิจัยได้สรุปผลดังตารางที่ 2.8

ตารางที่ 2.8 สรุปงานวิจัยที่เกี่ยวข้องของเชื้อเพลิงเอทานอลผสมดีเซล

เชื้อเพลิง	สภาวะเครื่องยนต์		คุณลักษณะการเผาไหม้		มลพิษไอเสีย					อ้างอิง
	BSFC	BTE	ICP	ROHR	CO	CO ₂	HC	NO _x	Smoke	
Diesel+Ethanol	เพิ่มขึ้น	ลดลง	-	-	ลด	-	ลด	เพิ่ม	ลด	Cenk Sayin (2010)
Diesel+Ethanol	-	-	เพิ่มขึ้น	เพิ่มขึ้น	ลด	ลด	เพิ่ม	ลด	เพิ่ม	Vinicius B. et al. (2018)
Diesel+Ethanol	เพิ่มขึ้น	ลดลง	เพิ่มขึ้น	เพิ่มขึ้น	ลด	-	-	เพิ่ม	ลด	A. Osman Emiroglu et al. (2018)
Diesel+BU	เพิ่มขึ้น	เพิ่มขึ้น	-	-	ลด	-	เพิ่ม	ลด	ลด	D.C. Rakopoulos et al. (2010)
Diesel+ethanol	เพิ่มขึ้น	ลดลง	เพิ่มขึ้น	เพิ่มขึ้น	ลด	ลด	เพิ่ม	เพิ่ม	-	Wojciech T. et al. (2016)
Diesel+ethanol	เพิ่มขึ้น	เพิ่มขึ้น	-	-	ลด	ลด	-	เพิ่ม	-	Hüseyin A. et al. (2010)
Diesel+ethanol	-	เพิ่มขึ้น	ลดลง	เพิ่มขึ้น	เพิ่ม	-	เพิ่ม	ลด	ลด	V. Gnanamoorthi et al. (2015)
Biodiesel+Ethanol	-	-	เพิ่มขึ้น	เพิ่มขึ้น	เพิ่ม	-	เพิ่ม	ลด	ลด	L. Wei et al. (2018)

บทที่ 3

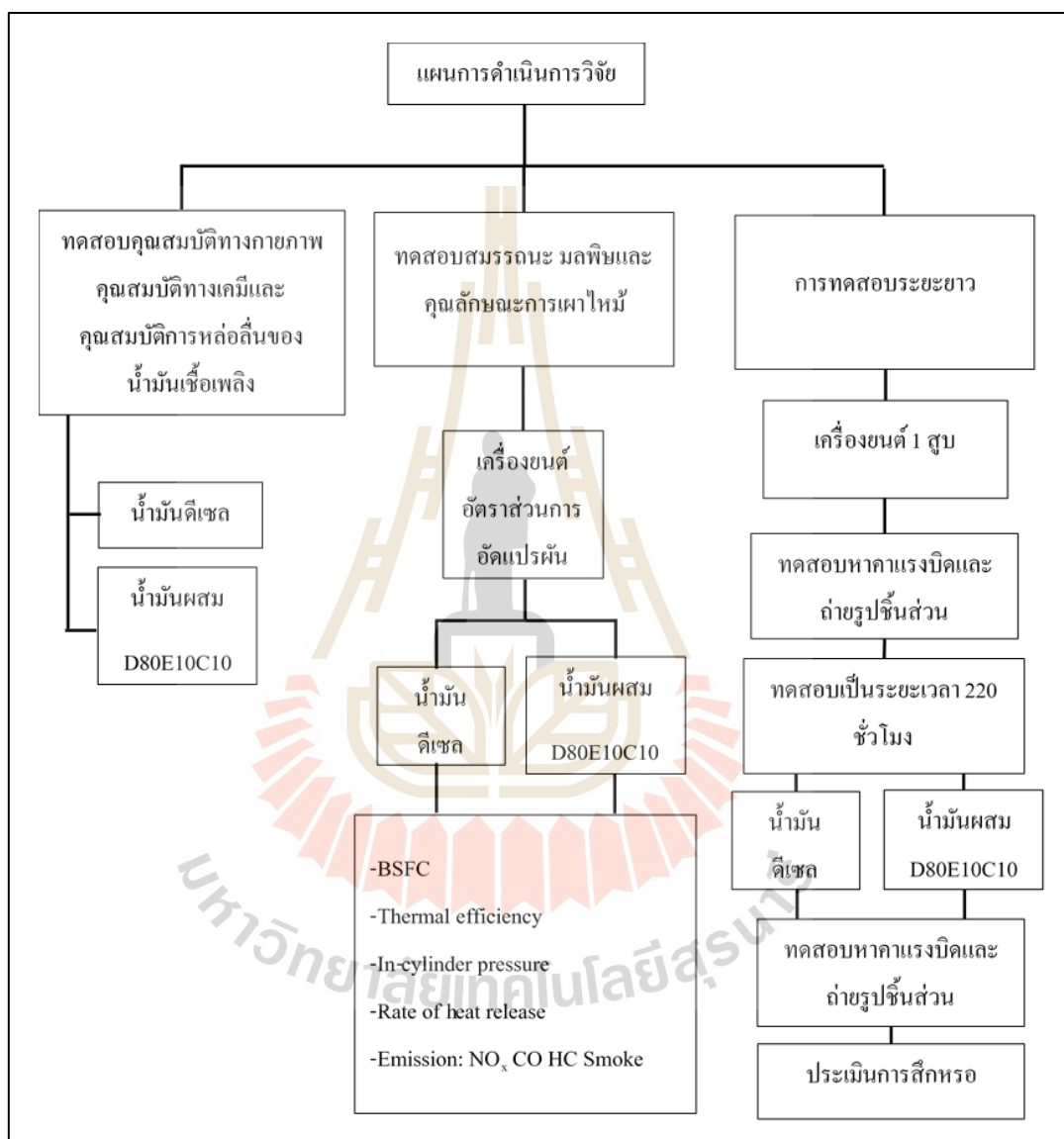
วิธีดำเนินงานวิจัย

3.1 กรอบการดำเนินการวิจัย

การใช้เอทานอลและไบโอดีเซลเพื่อเป็นเชื้อเพลิงทางเลือกในเครื่องยนต์ยังมีขีดจำกัดอยู่หลายประการ เช่น คุณสมบัติการกัดกร่อนและการหล่อลื่นของเอทานอล อาจทำความเสียหายให้กับส่วนประกอบต่าง ๆ ในระบบลำเลียงและฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง และข้อจำกัดทางด้านเศรษฐศาสตร์ของการนำไบโอดีเซลจากพืชที่สามารถรับประทานได้มาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซล ทางผู้วิจัยจึงได้เกิดความสนใจในการศึกษา ค้นคว้า และวิจัยเกี่ยวกับน้ำมันจากเมล็ดละหุ่ง ซึ่งเป็นแหล่งวัตถุดิบที่ไม่สามารถรับประทานได้มาใช้ในการปรับปรุงคุณสมบัติของน้ำมันผสมดีเซลและเอทานอล น้ำมันจากเมล็ดละหุ่งนั้นมีความหนืดที่สูง ซึ่งจะสามารถชดเชยความหนืดที่ลดลงของน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลได้ ซึ่งการนำน้ำมันจากละหุ่งมาใช้เป็นส่วนผสมในน้ำมันเชื้อเพลิงจะไม่ส่งผลกระทบต่อราคาสินค้าเกษตรสำหรับบริโภคในประเทศ นอกจากนี้ ผู้วิจัยยังมีความสนใจน้ำมันที่ได้จากละหุ่งในด้านต่าง ๆ ได้แก่ คุณสมบัติทางเชื้อเพลิง สมรรถนะของเครื่องยนต์ คุณลักษณะการเผาไหม้ การปล่อยมลพิษไอเสียและคุณสมบัติการหล่อลื่น

แผนดำเนินการวิจัยแสดงดังรูปที่ 3.1 การทดลองจะแบ่งเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนแรกตรวจวัดคุณสมบัติพื้นฐานทางกายภาพและเคมีที่สำคัญ เช่น องค์ประกอบทางเคมี ความหนืด และค่าความร้อน เชื้อเพลิงจากการเผาไหม้ เป็นต้น ทำการศึกษาผลกระทบของน้ำมันละหุ่งต่อคุณสมบัติการหล่อลื่นของน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลตามมาตรฐาน ISO 12156-1 ด้วยเครื่อง High frequency reciprocating ring (HFRR) และวิเคราะห์กลไกที่ทำให้เกิดการสึกหรอ (Wear mechanism) ด้วยกล้องจุลทรรศน์แบบ ส่องกราด รวมถึงการตรวจสอบลักษณะของผิวชิ้นงานทดสอบ ส่วนที่สองการทดสอบด้วยเครื่องยนต์โดยจะทำการทดสอบสมรรถนะกับเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผันเพื่อศึกษาสมรรถนะ มลพิษและคุณลักษณะการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ ส่วนที่สามการทดสอบระยะยาวเลือกใช้เครื่องยนต์ดีเซลสูบเดี่ยว KAWAMA 500D ในการพิจารณาการสึกหรอทดสอบโดยวิธีการสูบน้ำเป็นระยะเวลา 220 ชั่วโมง เงื่อนไขการทดสอบหาได้จากจุดตัดกันของกราฟสมรรถนะปั้มน้ำและกราฟเสถียรของระบบ เมื่อทดสอบครบ 220 ชั่วโมง ทำการถอดชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ ได้แก่ ลูกสูบ แหวนลูกสูบ สลักสูบ

วาล์ว เพื่อชั่งน้ำหนักและวัดขนาดตรวจสอบการสึกหรอ และถ่ายรูปเพื่อดูคราบเขม่า Deposits ที่เกาะติดตามชิ้นส่วนต่าง ๆ เช่น หัวฉีด ฝาสูบ ลูกสูบ เป็นต้น ในระหว่างการทดสอบระยะยาวทำการซ่อมบำรุงตามคำแนะนำคู่มือการใช้งานของเครื่องยนต์บริษัท



รูปที่ 3.1 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

3.2 การตรวจวัดคุณสมบัติของน้ำมันเชื้อเพลิง

การทดสอบคุณสมบัติเชื้อเพลิงประกอบด้วย ค่าความหนืด ความหนาแน่น ความถ่วงจำเพาะ จุดวาบไฟ การกลั่น ดัชนีซีเทน ค่าความร้อนเชื้อเพลิงและคุณสมบัติการหล่อลื่น ซึ่งมีรายละเอียดวิธีการทดสอบดังนี้

3.2.1 ความถ่วงจำเพาะและความถ่วงเอพียู

การทดสอบความถ่วงจำเพาะ (Specific Gravity, SG) ภายใต้อุณหภูมิมาตรฐาน ASTM D1298 และการคำนวณความถ่วงเอพียู (API Gravity) โดยใช้เครื่องมือ Density API & Specific-Tempering Bath เพื่อทำการระบุความหนักเบาของน้ำมันทดสอบที่อุณหภูมิ 15.6 องศาเซลเซียส อุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดประกอบไปด้วยไฮโดรมิเตอร์ (สเกลระดับ 0.700-1.000 มีความละเอียดเท่ากับ 0.005) อ่างน้ำควบคุมอุณหภูมิ กระบอกตวง และนาฬิกาจับเวลา

3.2.2 ความหนืดจลนศาสตร์

การทดสอบความหนืดจลนศาสตร์ (Kinematic Viscosity) ของน้ำมันเชื้อเพลิง ภายใต้อุณหภูมิมาตรฐาน ASTM D445 โดยใช้เครื่องมือวัด Viscosity-Kinematic Capillary Tempering Bath High temperature ซึ่งประกอบด้วยหลอดแก้วรูเล็กสำหรับวิเคราะห์ความหนืด ขายึดหลอดแก้วรูเล็ก อ่างน้ำควบคุมอุณหภูมิสำหรับวิเคราะห์ความหนืด และนาฬิกาจับเวลา

3.2.3 การกลั่น

การทดสอบอุณหภูมิการกลั่น (Distillation) ของน้ำมันเชื้อเพลิงตามมาตรฐาน ASTM D86 โดยใช้เครื่องมือ Distillation at Atmospheric Pressure DU 4-Economy ประกอบด้วย ชุดวัดค่าอุณหภูมิการกลั่น ขวดการกลั่น กระบอกตวง นาฬิกาจับเวลา เทอร์โมมิเตอร์ และจุกยางซิลิโคน

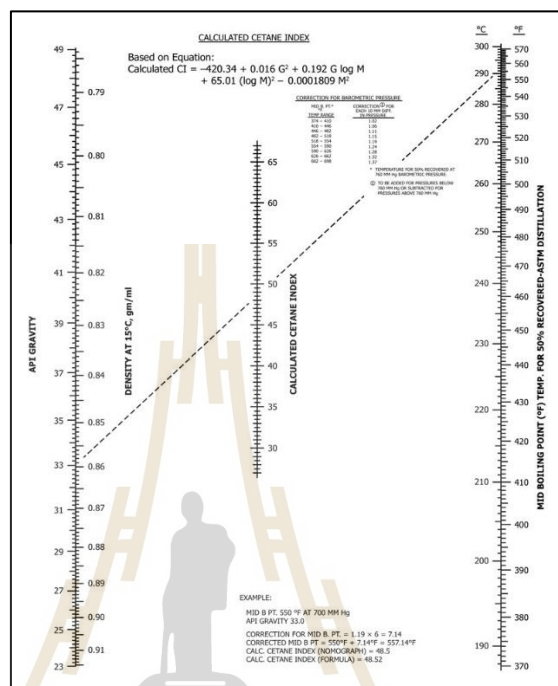
3.2.4 จุดวาบไฟ

การทดสอบจุดวาบไฟ (Flash Point) ทำการทดสอบตามมาตรฐานการทดสอบ ASTM D93 เป็นการวัดจุดวาบไฟในภาชนะปิด เครื่องมือที่ใช้สำหรับการทดสอบประกอบด้วย เครื่องมือทดสอบจุดวาบไฟแบบ Pensky-Marten Close Cup Apparatus ถ้วยใส่ตัวอย่างน้ำมันทดสอบ เทอร์โมมิเตอร์ และแก๊สหุงต้ม โดยตรวจวัดน้ำมันทดสอบที่มีอุณหภูมิจุดวาบไฟอยู่ในช่วง 40 ถึง 360 องศาเซลเซียส

3.2.5 ดัชนีซีเทน

การทดสอบหาค่าดัชนีซีเทน (Calculated Cetane Index, CCI) ของน้ำมันเชื้อเพลิง ตามมาตรฐาน ASTM D976 โดยดัชนีซีเทนได้มาจากความสัมพันธ์ของอุณหภูมิการกลั่นที่ร้อยละ 50 โดยปริมาตร หรือจุดกึ่งกลางของการเดือด (Mid Boiling Point) และความหนาแน่นหรือ

ความถ่วงเอพิไอที่อุณหภูมิ 15.6 องศาเซลเซียส ซึ่งค่าดัชนีซีเทนสามารถหาได้จากโนโมกราฟ ดังรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 โนโมกราฟ (Nomograph) สำหรับการหาค่าดัชนีซีเทน

3.2.6 ค่าความร้อนเชื้อเพลิง

การทดสอบค่าความร้อนเชื้อเพลิง (Heating Value) ทำการทดสอบด้วยมาตรฐานการทดสอบ ASTM D240 โดยใช้เครื่องมือบอมบ์แคลอริมิเตอร์ (Bomb Calorimeter) ยี่ห้อ IKA รุ่น C5000 PKG 1/12 วิธีการทดสอบนี้จะวัดเป็นค่าความร้อนสูงหรือค่าความร้อนมวลรวม กล่าวคือค่าความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้รวมเข้ากับค่าความร้อนแฝง ของการกลั่นตัวกลายเป็นไอของน้ำ

3.2.7 ความสามารถในการหล่อลื่น

เป็นการวิเคราะห์หาความสามารถในการหล่อลื่นของน้ำมันเชื้อเพลิงตัวอย่างตามวิธีการ High Frequency Reciprocating Rig (HFRR) ซึ่งมีผลต่อการลดการสึกหรอที่เกิดจากการใช้งานของชิ้นส่วนอุปกรณ์ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงตัวอย่าง โดยเงื่อนไขการทดสอบคุณสมบัติการหล่อลื่นเป็นไปตามตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 เงื่อนไขการทดสอบคุณสมบัติการหล่อลื่น

ค่าตัวแปร	ค่ากำหนด	หน่วย
ปริมาตรของเหลว	2 ± 0.2	มิลลิลิตร
ความยาวช่วงชัก	1 ± 0.02	มิลลิเมตร
ความถี่	50 ± 1	เฮิรตซ์
อุณหภูมิของเหลว	60 ± 2	องศาเซลเซียส
น้ำหนักมวลทดสอบ	200 ± 1	กรัม
ระยะเวลาการทดสอบ	75 ± 0.1	นาทีก
พื้นผิวอ่าง	600 ± 100	ตารางมิลลิเมตร

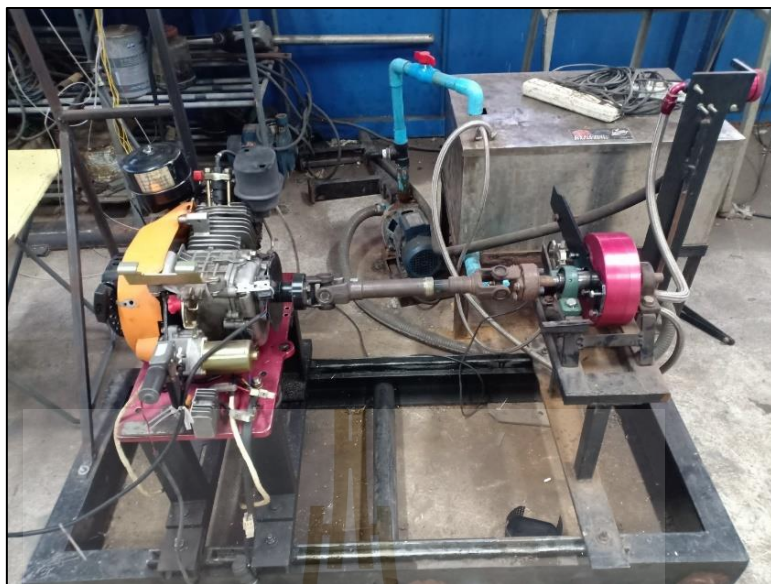
3.3 การติดตั้งเครื่องยนต์

3.3.1 เครื่องมือและอุปกรณ์การทดสอบ

การทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ดีเซลจะทำกับเครื่องยนต์ดีเซลที่สามารถปรับอัตราส่วนกำลังอัด โดยเครื่องยนต์จะติดตั้งเข้ากับไดนาโมมิเตอร์และทำการติดตั้งอุปกรณ์การวัดค่าพารามิเตอร์ที่สำคัญ ได้แก่ แรงบิด, อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง, ความเร็วรอบ, อุณหภูมิไอดี และอุณหภูมิไอเสีย โดยมีข้อมูลรายละเอียดดังต่อไปนี้

1. เครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียว

เครื่องยนต์ยี่ห้อดีเซลสูบเดียวที่เลือกใช้ได้แก่เครื่องยนต์สูบน้ำที่ใช้ในทางการเกษตรขนาดความจุของเครื่องยนต์ 196 ซีซี ระบายความร้อนด้วยอากาศ ดังตารางที่ 3.2 แสดงข้อมูลและรายละเอียดเครื่องยนต์ KAWAMA 500D โดยเครื่องยนต์สูบน้ำนี้จะใช้ทำการทดสอบทั้งหมด 2 การทดสอบ คือ การทดสอบระยะสั้นแสดงดังรูปที่ 3.3 และการทดสอบระยะยาวแสดงดังรูปที่ 3.4 ในการทดสอบระยะยาวจะจำลองการปั้มน้ำเป็นระบบปิดกราฟสมรรถนะของปั้มน้ำแสดงดังรูปที่ 3.5 และตารางที่ 3.3



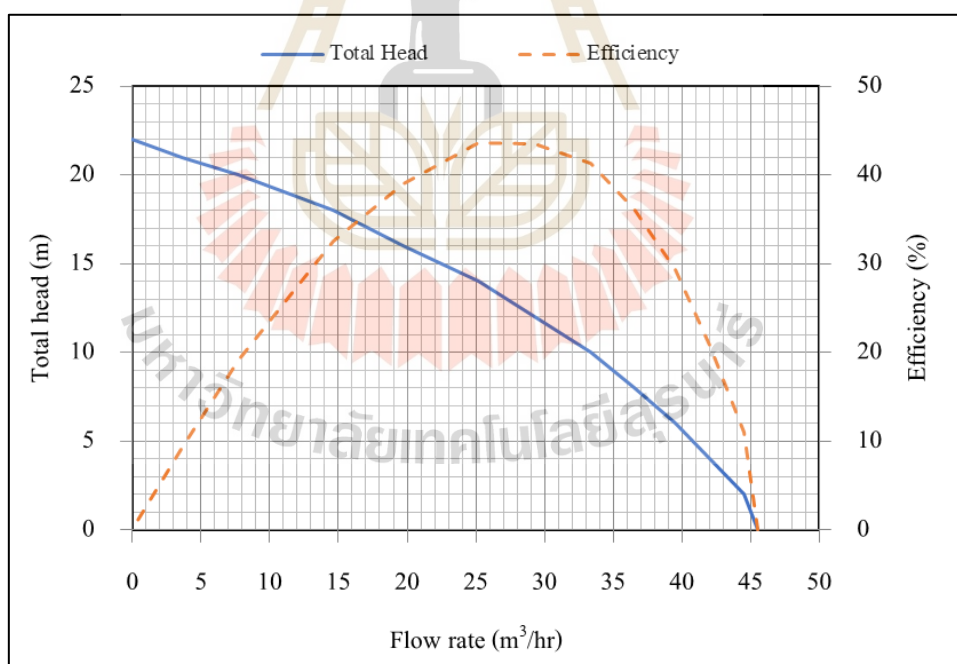
รูปที่ 3.3 เครื่องยนต์ดีเซล 1 สูบ ที่ใช้ในการทดสอบระยะสั้น



รูปที่ 3.4 เครื่องยนต์ดีเซล 1 สูบ ที่ใช้ในการทดสอบระยะยาว

ตารางที่ 3.2 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์ดีเซล 1 สูบ

Engine	Specification
Engine Model	KAWAMA 3.5D-PE80
Engine type	4-Stroke, 1 cylinder, Air Cooled, Direct injection
Bore x Stroke	68 × 54 mm
Total piston displacement	196 cc
Compression ratio	22:1
Rated power	3.0HP@3000 rpm
In water pipe diameter (inch)	3"
Out water pipe diameter (inch)	3"
Volume flow rate (m ³ /h)	45
Max lift head (m)	22



รูปที่ 3.5 กราฟสมรรถนะปั้มน้ำของเครื่องยนต์ KAWAMA 500D ที่ความเร็วรอบ 3,000 รอบต่อนาที

ตารางที่ 3.3 ข้อมูลการทดสอบปั๊มของเครื่องยนต์ KAWAMA 500D QR168F ที่ใช้ในการทดสอบ

เครื่องยนต์	QR168F	
ความเร็วรอบ	3,000 rpm	
กำลังเครื่องยนต์	2,200 W	
ข้อมูลเพิ่มเติม	ปั๊มขนาด 3 นิ้ว ความสูงใบพัดเท่ากับ 27 มม. จำนวน 4 ครีบ	
Head (m)	Flow rate (m ³ /h)	Efficiency (%)
0	45.5	0.00
2	44.5	11.01
4	42	20.79
6	39.5	29.33
8	36.5	36.13
10	33.4	41.33
12	29.3	43.51
14	25.2	43.65
16	19.7	39.00
18	14.6	32.52
20	7.7	19.06
21	3.6	9.35
22	0	0.00

2. เครื่องยนต์ดีเซลอัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน

เครื่องยนต์ทดสอบเป็นเครื่องยนต์ดีเซล 1 สูบ สามารถปรับอัตราส่วนกำลังอัดได้จาก 12:1 ถึง 18:1 โดยขนาดความจุของเครื่องยนต์เท่ากับ 661.5 ซีซี ระบบระบายความร้อนด้วยน้ำ ดังรูปที่ 3.6 แสดงลักษณะของเครื่องยนต์ภายนอกและตารางที่ 3.4 แสดงข้อมูลและรายละเอียดเครื่องยนต์



รูปที่ 3.6 เครื่องยนต์ดีเซลอัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน 1 สูบ ที่ใช้ในการทดสอบ

ตารางที่ 3.4 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน

Engine	Specification
Engine Model	240PE
Engine type	4-Stroke, 1-cylinder, Water Cooled, Direct injection
Bore x Stroke	87.5 × 110 mm
Total piston displacement	661.5 cc
Compression ratio	12:1-18:1
Rated Power	3.5 kW @1500 rpm
Fuel injection timing (BTDC)	23 degree

3. ไดนาโมมิเตอร์

ไดนาโมมิเตอร์เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการจำลองภาระของเครื่องยนต์อาศัยหลักการของการดูดกลืนพลังงานจากเครื่องยนต์ ไดนาโมมิเตอร์หากแบ่งตามการพิจารณาวิธีการดูดกลืนพลังงานสามารถแบ่งออกได้หลายชนิด แต่ในงานวิจัยนี้จะใช้อยู่ 2 ชนิด ได้แก่ ไดนาโมมิเตอร์ใช้กระแสเหนี่ยวนำ (Eddy current brake) และไดนาโมมิเตอร์ชนิดใช้น้ำ (Water brake) โดยข้อมูลรายละเอียดมีดังต่อไปนี้

- 1) ไคนาโมมิเตอร์ชนิดใช้น้ำ (Water brake) ที่ใช้สำหรับเครื่องยนต์ 1 สูบ



รูปที่ 3.7 ไฮดรอลิกไคนาโมมิเตอร์สำหรับเครื่องยนต์ดีเซล 1 สูบ

- 2) ไคนาโมมิเตอร์ใช้กระแสเหนี่ยวนำ (Eddy current brake) ที่ใช้กับเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน



รูปที่ 3.8 ไคนาโมมิเตอร์ใช้กระแสเหนี่ยวนำ

ตารางที่ 3.5 ข้อมูลจำเพาะของไฮดรอลิกไดนาโมมิเตอร์ใช้กระแสน้ำวนำ

Model	AG10
Make	Saj Test Plant Pvt. Ltd.
Hot coil voltage max.	60 VDC
Continuous current amps	5.0 A
Speed max	10,000 rpm

4) เครื่องมือวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย

การวิเคราะห์ก๊าซไอเสียใช้เครื่องมือในการวิเคราะห์ทั้งหมด 2 เครื่อง ได้แก่ เครื่องมือวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย Testo 350 และเครื่องมือวัดดัชนีเขม่าควัน Testo 308 โดยรายละเอียดเครื่องมือวัดและข้อมูลทางเทคนิคแสดงดังต่อไปนี้



รูปที่ 3.9 เครื่องมือวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย Testo 350

ตารางที่ 3.6 ข้อมูลจำเพาะเครื่องมือวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย Testo 350

Measurement Parameter	Measurement Rang	Accuracy	Resolution
O ₂	0-25 vol%	± 2 vol%	0.01 vol%
CO, H ₂ -comp.	0-10,000 ppm	± 10 ppm (0-199ppm) ± 5 ppm of reading 200-2000ppm ± 10 ppm of reading (rest of range)	1 ppm
CO _{low} , H ₂ -comp.	0-500 ppm	± 2 ppm (0-39.9 ppm) ± 5 ppm of reading (rest of range)	0.1 ppm
NO	0-4000 ppm	± 5 ppm (0-99 ppm) ± 5 ppm of reading 100-1,999 ppm ± 10 ppm of reading (rest of range)	1 ppm
NO _{low}	0-300 ppm	± 2 ppm (0-39 ppm) ± 5 ppm of reading (rest of range)	
NO ₂	0-500 ppm	± 5 ppm (0-99 ppm) ± 5 ppm of reading (rest of range)	0.1 ppm
CO ₂ (IR)	0-50 vol%	± 0.3 vol% (0-39 vol%) ± 0.5 vol% of reading (rest of range)	0.01 vol%
HC	Natural gas: 100-40,000 ppm Propane: 100-21,000 ppm Butane: 100-18,000 ppm	± 400 ppm (100-4000 ppm) ± 5 % of reading (rest of range)	10 ppm



รูปที่ 3.10 เครื่องมือวัดดัชนีเขม่าควัน Testo 308

ตารางที่ 3.7 ข้อมูลจำเพาะเครื่องมือวัดดัชนีเขม่าควัน Testo 308

Technical Data	
Measuring Range	0 to 6 RZ
Accuracy ± 1 digit	± 0.2 RZ
Resolution	0.1 RZ
General Technical Data	
Pump capacity	1.63 ± 0.1 L
Reference filter	At 990 mbar and $+20$ °C Ambient Temperature
Display	Segment display with background Illumination
Norms and tests	1.BlmSchV, METAS, EU-Guideline 2004/108/EG
Operating Temperature	$+5$ to $+45$ °C
Storage Temperature	-20 to $+50$ °C

5) ชุดเครื่องมือวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์

เครื่องมือวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์จะประกอบด้วย 2 ส่วน คือ ชุดเครื่องมือวัดความดันในกระบอกสูบ ซึ่งจะประกอบด้วยเซนเซอร์วัดความดัน (Pressure sensor) และเครื่องขยายสัญญาณ (Amplifier) และชุดเครื่องมือวัดองค์ประกอบแก๊สซึ่งจะทำหน้าที่วัดความเร็วรอบและตำแหน่งจุดศูนย์กลางบนของเครื่องยนต์ ทั้งสองส่วนนี้จะทำงานร่วมกันจึงจะสามารถวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ได้ โดยรายละเอียดข้อมูลของเครื่องมือ ดังตารางที่ 3.8

ตารางที่ 3.8 ข้อมูลจำเพาะเครื่องมือวิเคราะห์การเผาไหม้

Pressure Sensor	
Measuring range	0-250 / 0-300 bar
Sensitivity	$\approx -20 / \approx -19$
Natural frequency	≈ 160 kHz
Linearity	$\leq \pm 0.3 / \pm 0.5$
Temperature range	-20 - 350 °C
Crank Angle Encoder	
Make	Kistler
Model	Type 2614C11
Speed range	0-12,000 1/min
Temperature range	-40 - 85 °C
Mechanical Interface/Mounting diameter (mounting compatibility to Type 2614B1)	60 mm
Encoder Electronics	
Make	Kistler
Model	Type 2614C21
Control & Indication LED's	Power, Rotation CW ¹ / CCW ² , Trigger, Synchronization
Output signal to Indicating System	LVDS - signal TTL - signal
Temperature range	-30 - 70 °C

6) มาตรวัดน้ำและเซ็นเซอร์วัดอัตราการไหล

การวัดอัตราการไหลของน้ำในขณะทดสอบใช้มาตรวัดแบบเทอร์ไบน์ ซึ่งเป็นการวัดการไหลตามแนวแกน ใบกังหันจะถูกติดตั้งบนแกนเพลลาโดยแกนหมุนจะตั้งฉากกับเส้นทางการไหล ในขณะที่ยังไหลหรือน้ำไหลผ่านจะส่งผลให้ใบกังหันหมุนด้วยความเร็วที่เป็นสัดส่วนกับความเร็วของไหล ซึ่งวิธีการวัดความเร็วของการหมุนของใบกังหันจะอาศัยเซ็นเซอร์

แบบเหนี่ยวนำ (Inductive proximity sensors) โดยรูปที่ 3.11 แสดงมาตรวัดน้ำและเซ็นเซอร์วัดอัตราการไหล



รูปที่ 3.11 มาตรวัดน้ำและเซ็นเซอร์วัดอัตราการไหล

3.3.2 ขั้นตอนการติดตั้งเครื่องยนต์

1. การติดตั้งเครื่องยนต์เพื่อทดสอบระยะสั้น

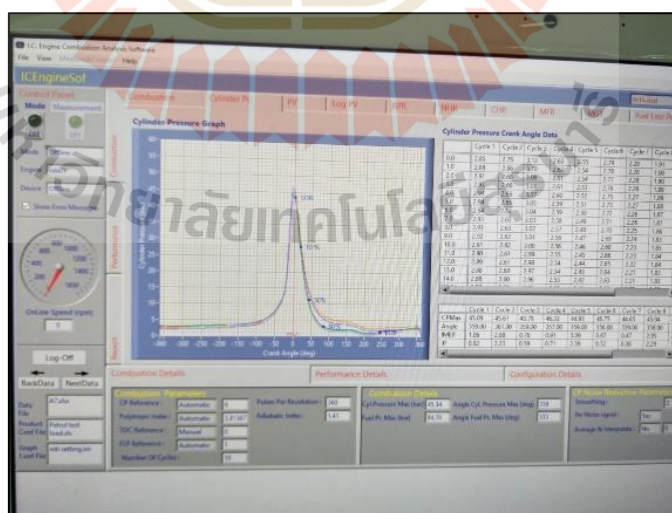
การติดตั้งเครื่องยนต์สำหรับทดสอบระยะสั้นมีจุดประสงค์คือ ทดสอบสมรรถนะ, คุณลักษณะการเผาไหม้ และวัดมลพิษไอเสีย เพื่อศึกษาผลกระทบการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงที่อัตราส่วนการอัดต่าง ๆ โดยรายละเอียดการติดตั้งมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

- 1) ทำการติดตั้งเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบเข้ากับไดนาโมมิเตอร์โดยใช้เพลลาเป็นตัวต่อระหว่างเครื่องยนต์กับแกนของไดนาโมมิเตอร์
- 2) ติดตั้งระบบการวัดค่าพารามิเตอร์ของเครื่องยนต์ ได้แก่ แรงบิด ความเร็วรอบ อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่องยนต์ อุณหภูมิไอเสีย และอัตราการไหลของอากาศ



รูปที่ 3.12 การติดตั้งเครื่องยนต์เข้ากับไดนาโมมิเตอร์

3) ติดตั้งอุปกรณ์เครื่องมือวัดคุณลักษณะการเผาไหม้ โดยเซ็นเซอร์วัดความดันจะติดตั้งเข้ากับฝาสูบที่ทำการเจาะเพื่อติดตั้งเซ็นเซอร์วัดความดันมาโดยเฉพาะ และติดตั้งเซ็นเซอร์วัดตำแหน่งสาเพลาคือหัวเข็มแทงที่เพลาคือหัวเข็มสัญญาณของเซ็นเซอร์ทั้งสองจะผ่านตัวขยายสัญญาณ และเข้าโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อวิเคราะห์คุณลักษณะการเผาไหม้แสดงดังรูปที่ 3.13



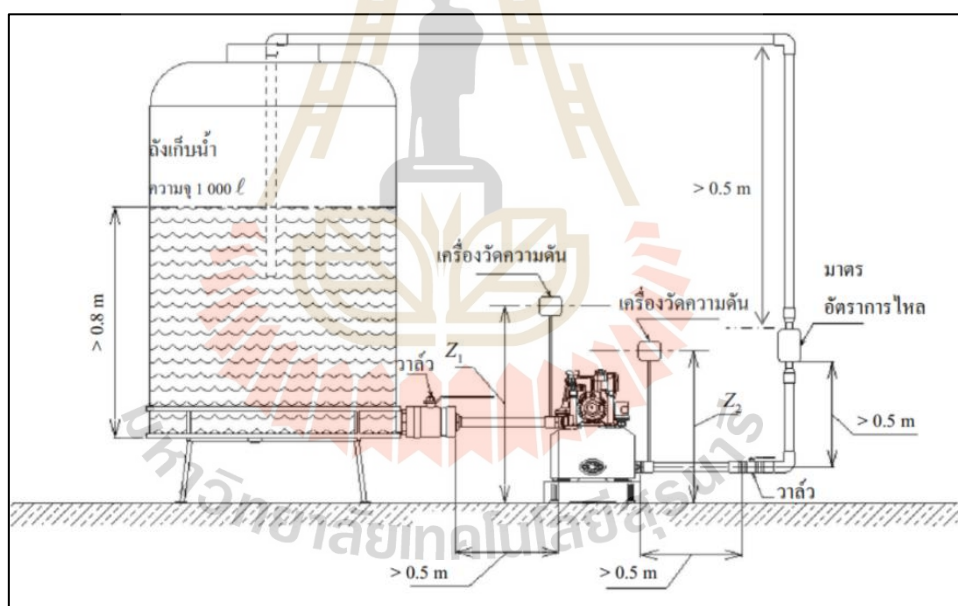
รูปที่ 3.13 หน้าต่างโปรแกรมวิเคราะห์คุณลักษณะการเผาไหม้ I.C. Engine Soft

4) ติดตั้งอุปกรณ์วิเคราะห์แก๊สไอเสียที่ปลายท่อไอเสีย เพื่อเตรียมวัดค่าไอเสียที่มาจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์

2. ขั้นตอนการติดตั้งเครื่องยนต์เพื่อทดสอบระยะยาว

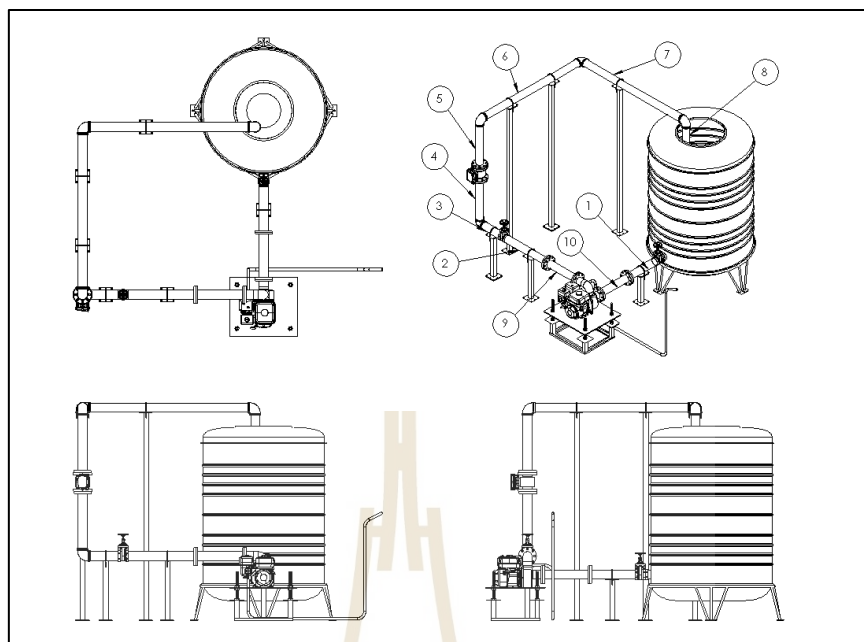
เครื่องยนต์ที่เลือกใช้สำหรับทดสอบระยะยาวจะเป็นเครื่องยนต์ทางทะเล KAWAMA 500D เนื่องจากในการใช้งานการเกษตรจำเป็นต้องใช้เครื่องยนต์เป็นระยะเวลายาวนาน การทดสอบจะทดสอบโดยการปั้มน้ำเป็นระยะเวลา 220 ชั่วโมง ปรับโหลดโดยการปรับอัตราการไหลและความดันของน้ำ โดยขั้นตอนการติดตั้งเป็นดังต่อไปนี้

1) ทำการออกแบบให้เป็นไปตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องสูบน้ำไฟฟ้าแบบหมุนเหวี่ยงชุดทางเดียว คุณลักษณะที่ต้องการด้านประสิทธิภาพพลังงานในการออกแบบการจัดวางตำแหน่งเครื่องสูบน้ำให้เป็นไปตามมาตรฐาน มอก. 2618-2557 ดังรูปที่ 3.14 และรูปที่ 3.15 แสดงการออกแบบการจัดวางตำแหน่งเครื่องสูบน้ำที่ได้ออกแบบเสร็จเรียบร้อยแล้ว



รูปที่ 3.14 การออกแบบและการจัดวางปั้มน้ำเพื่อการทดสอบตามมาตรฐาน มอก. 2618-2557

(กระทรวงอุตสาหกรรม, 2557)



รูปที่ 3.15 การออกแบบระบบการทดสอบระยะยาวใน โปรแกรม SolidWorks

ขนาดความยาวของท่อเป็นดังตารางที่ 3.9 ซึ่งจะใช้ในการคำนวณหาเฮดของระบบเพื่อหาจุดทำงานของปั้มน้ำ

ตารางที่ 3.9 ขนาด ความยาว และชนิดของท่อที่ใช้เดินระบบ

ลำดับ	ชนิดของท่อ	ขนาดความยาว (มิลลิเมตร)
1	ท่อกลั๊วไนซ์ขนาด 80 มิลลิเมตร	510
2	ท่อกลั๊วไนซ์ขนาด 80 มิลลิเมตร	720
3	ท่อกลั๊วไนซ์ขนาด 80 มิลลิเมตร	330
4	ท่อกลั๊วไนซ์ขนาด 80 มิลลิเมตร	600
5	ท่อกลั๊วไนซ์ขนาด 80 มิลลิเมตร	600
6	ท่อกลั๊วไนซ์ขนาด 80 มิลลิเมตร	1600
7	ท่อกลั๊วไนซ์ขนาด 80 มิลลิเมตร	1880
8	ท่อกลั๊วไนซ์ขนาด 80 มิลลิเมตร	950
9	Stainless flexible union ขนาด 80 มิลลิเมตร	500
10	Stainless flexible union ขนาด 80 มิลลิเมตร	485

2) การจัดหาชิ้นส่วนและเครื่องมือทดสอบและดำเนินการประกอบเครื่องทดสอบให้เป็นไปตามแบบทางวิศวกรรมที่ได้ออกแบบ

3) ติดตั้งเซ็นเซอร์เพื่อวัดค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ได้แก่ เภจวัดความดันน้ำขาเข้า บั้มเภาจวัดความดันน้ำขาออกบั้ม อุปกรณ์วัดความเร็วรอบ อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของน้ำ อุปกรณ์วัดอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง และอุปกรณ์วัดอุณหภูมิโดยใช้ Thermocouple Type K ทำการวัดอุณหภูมิทั้งหมด 4 จุด ได้แก่ อุณหภูมิน้ำขาเข้า อุณหภูมิน้ำขาออก อุณหภูมิน้ำมันเครื่อง และอุณหภูมิเสื้อสูบ

4) ดำเนินการทดสอบและทดสอบหาคุณลักษณะจำเพาะของเครื่องสูบน้ำ

3.4 วิธีการทดสอบเครื่องยนต์

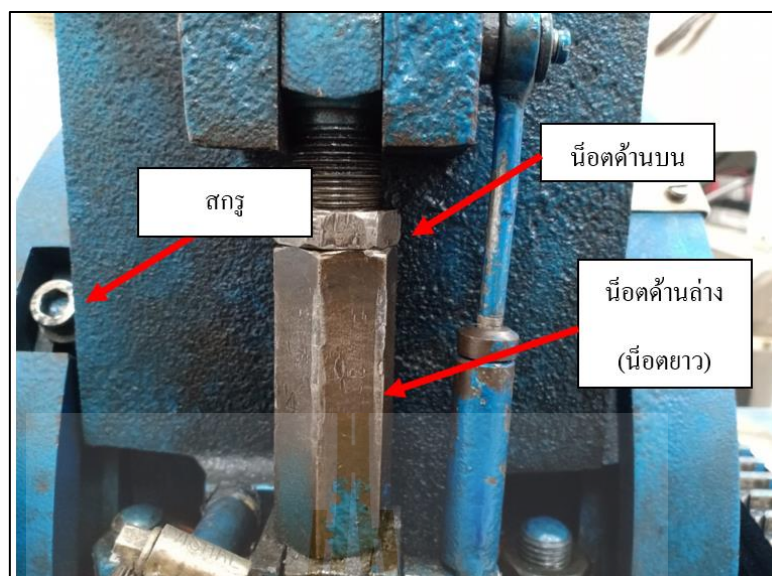
การทดสอบเครื่องยนต์จะแบ่งเป็น 2 ส่วน ได้แก่ การทดสอบระยะสั้นเพื่อหาสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลอัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน และการทดสอบระยะยาวเพื่อทดสอบความทนทานและดูการสึกหรอของเครื่องยนต์ โดยจะใช้เครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียวทำการทดสอบ รายละเอียดการทดสอบระยะสั้นและการทดสอบระยะยาวเป็นดังต่อไปนี้

3.4.1 การทดสอบระยะสั้นเพื่อหาสมรรถนะของเครื่องยนต์

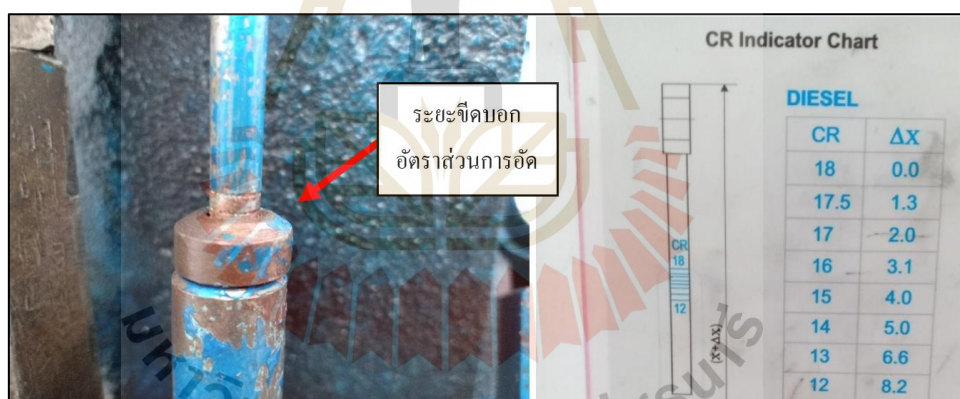
ในการทดสอบเครื่องยนต์ระยะสั้นจะทำการวัดค่าสมรรถนะเครื่องยนต์, คุณลักษณะการเผาไหม้ และมลพิษไอเสียที่ปล่อยจากเครื่องยนต์ดีเซล โดยขั้นตอนการทดสอบมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

1) การทดสอบเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน

(1) ทำการปรับอัตราส่วนกำลังอัดเป็น 1:16 โดยการคลายสกรูและน็อตล็อกด้านบนจากนั้นให้ทำการใช้ประแจหมุนน็อตยาวจนกว่าจะถึงเส้นสีขาวแสดง ดังรูปที่ 3.16 ซึ่งเส้นสีขาวแสดงถึงอัตราส่วนกำลังอัดถูกกำหนดโดยบริษัทผู้ผลิตแสดง ดังรูปที่ 3.17 เมื่อปรับอัตราส่วนการอัดเสร็จให้ทำการขันน็อตล็อกให้เรียบร้อย



รูปที่ 3.16 วิธีการปรับอัตราส่วนการอัด



รูปที่ 3.17 ขีดแสดงอัตราส่วนการอัด

(2) เริ่มติดเครื่องยนต์โดยให้ทำงานที่รอบเดินเบาประมาณ 10 นาที เพื่อให้เครื่องยนต์ร้อนเหมาะแก่การทำงาน

(3) เริ่มทำการทดสอบด้วยการปรับโหลดให้กับเครื่องยนต์ที่ 25 เปอร์เซ็นต์ ของโหลดสูงสุดหรือมีค่าเท่ากับ 3.75 นิวตันเมตร และคงความเร็วรอบเครื่องยนต์อยู่ที่ 1,500 รอบต่อนาที โดยการปรับค่าความเร็วรอบยอมรับค่าความผิดพลาดได้ ± 10 รอบต่อนาที



รูปที่ 3.18 การปรับโหลดและความเร็วรอบเครื่องยนต์

(4) ทำการเก็บค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ได้แก่ แรงบิด ความเร็วรอบและจับเวลา อัตราการกินน้ำมันเชื้อเพลิงโดยปริมาตรที่ในการวัดจะอยู่ที่ 10 มิลลิลิตร ทำการเก็บค่าทั้งหมด 3 ครั้ง

(5) ทำการเก็บค่ามลพิษด้วยเครื่องมือวิเคราะห์ไอเสีย ได้แก่ NO_x , CO, HC และ Smoke

(6) ทำการเก็บค่าตัวแปรที่ใช้วิเคราะห์การเผาไหม้ ได้แก่ ค่าความดันในกระบอกสูบและองศาเพลวข้อเหวี่ยง

(7) ทำการทดสอบซ้ำตามขั้นตอนการปฏิบัติจากข้อที่ (1) ถึงข้อที่ (6) โดยการคงความเร็วรอบที่ 1,500 รอบต่อนาที และเปลี่ยนแปลงภาระกรรมที่ทดสอบเป็น 50%, 75% ของโหลดสูงสุดตามลำดับ

(8) เมื่อทดสอบที่อัตราส่วนการอัด 1:16 เสร็จเรียบร้อยแล้ว ให้ทำการเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดเป็น 1:17 และ 1:18 จากนั้นให้ทำการทดสอบซ้ำตามขั้นตอนการปฏิบัติจากข้อที่ (1) ถึงข้อที่ (7)

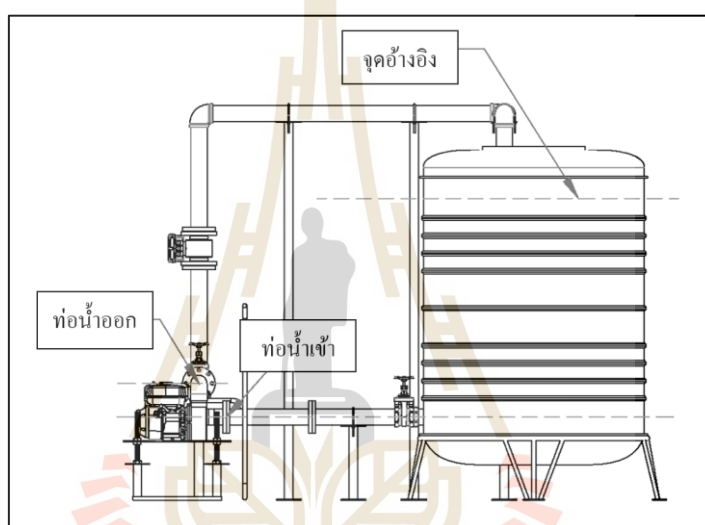
3.4.2 การทดสอบระยะยาวเพื่อดูการสึกหรอของเครื่องยนต์

การทดสอบระยะยาวเพื่อดูการสึกหรอของเครื่องยนต์ระบบถูกออกแบบให้เป็นไปตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องสูบน้ำไฟฟ้าแบบหมุนเหวี่ยงชุดทางเดียว คุณลักษณะที่ต้องการด้านประสิทธิภาพพลังงาน (มอก. 2618-2557) ก่อนจะเริ่มการทดสอบระยะยาวจำเป็นต้อง

หาจุดการทำงานของปั้มน้ำ เพื่อใช้เป็นเงื่อนไขในการทดสอบระยะยาว จุดทำงานของปั้มน้ำได้จากจุดตัดของกราฟเสถียรของระบบกับกราฟเสถียรของปั้มน้ำ ขั้นตอนการทดสอบเป็นดังต่อไปนี้

1. การหาเสถียรของระบบ

การหาเสถียรของระบบจะใช้สมการอนุรักษ์พลังงานสมการที่ 2.17 ระบบที่ออกแบบเป็นระบบการสูบน้ำวนซึ่งค่าเสถียรของระบบจะเท่ากับเสถียรการสูญเสียรวมจุดอ้างอิงที่ใช้ในการคำนวณแสดง ดังรูปที่ 3.19 การคำนวณเสถียรการสูญเสียหลักและเสถียรการสูญเสียรองคำนวณได้ดังต่อไปนี้



รูปที่ 3.19 จุดอ้างอิงที่ใช้คำนวณหาเสถียรระบบ

1) เสถียรการสูญเสียหลัก

(1) คำนวณหาความเร็วของน้ำจากอัตราการไหลในตารางที่ 3.3 โดยท่อดำเนินการผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 80 มิลลิเมตร

(2) คำนวณหาค่าเรย์โนลด์ส์นับเบอร์จากสมการที่ 2.19 ในแต่ละความเร็วการไหล โดยกำหนดให้ค่าความหนืดจลน์ของน้ำมีค่าเท่ากับ 798 N/mm^2 และค่าความหนาแน่นของน้ำที่อุณหภูมิ 30 องศาเซลเซียส เท่ากับ 995.7 kg/m^3

(3) คำนวณหาแฟคเตอร์ความเสียดทานโดยกำหนดค่าตัวแปรต่าง ๆ ได้แก่ ค่าความขรุขระผิวท่อกัลวาไนท์มีค่าเท่ากับ 0.000152 เมตร และเส้นผ่านศูนย์กลางท่อดำเนินการมีค่าเท่ากับ 0.08 เมตร ได้ค่าความขรุขระสัมพัทธ์เท่ากับ 0.0019 จากนั้นแทนค่าตัวแปรในสมการที่ 2.21 เพื่อหาแฟคเตอร์ความเสียดทานที่อัตราการไหลต่าง ๆ

(4) ทำการคำนวณหาการสูญเสียหลักโดยใช้สมการที่ 2.18 ความยาวของท่อในระบบแสดงดังตารางที่ 3.10

ตารางที่ 3.10 ความยาวของท่อทั้งหมดที่ใช้คำนวณหาการสูญเสียหลัก

ลำดับ	ชนิดของท่อ	ขนาดความยาว (มิลลิเมตร)
1	ท่อกัลป์วาในชั้นขนาด 80 มิลลิเมตร	510
2	ท่อกัลป์วาในชั้นขนาด 80 มิลลิเมตร	720
3	ท่อกัลป์วาในชั้นขนาด 80 มิลลิเมตร	330
4	ท่อกัลป์วาในชั้นขนาด 80 มิลลิเมตร	600
5	ท่อกัลป์วาในชั้นขนาด 80 มิลลิเมตร	600
6	ท่อกัลป์วาในชั้นขนาด 80 มิลลิเมตร	1,600
7	ท่อกัลป์วาในชั้นขนาด 80 มิลลิเมตร	1,880
8	ท่อกัลป์วาในชั้นขนาด 80 มิลลิเมตร	950
ความยาวรวมทั้งหมด		7,190

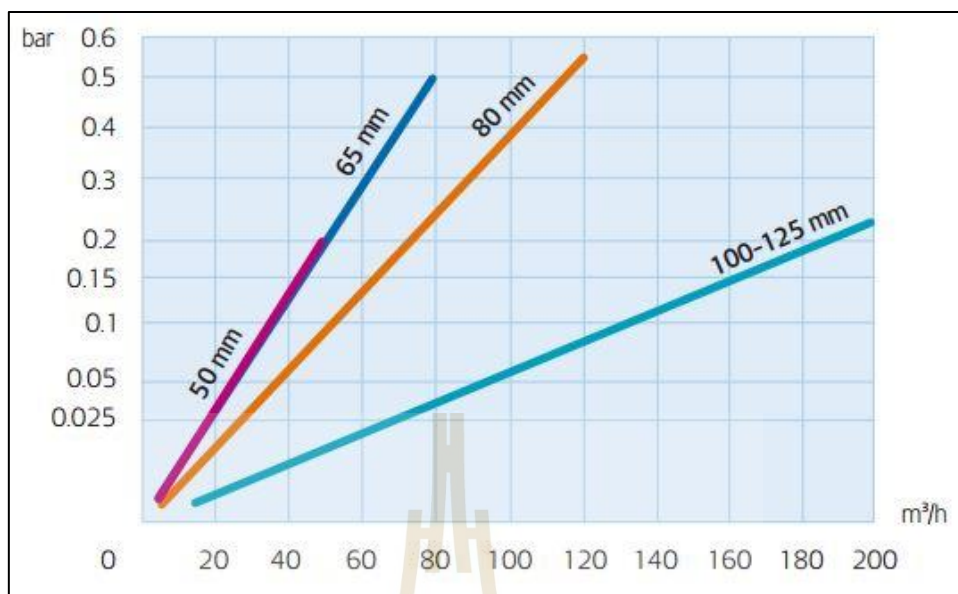
2) การคำนวณหาการสูญเสียรอง

(1) คำนวณหาความเร็วของน้ำจากอัตราการไหลในตารางที่ 3.3 โดยท่อกว้างเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 80 มิลลิเมตร

(2) หาค่า K โดยการเปิดตารางมาตรฐานในระบบการทดสอบเครื่องชนิดระยะยาวประกอบด้วยข้อต่อทั้งหมดแสดงดังตารางที่ 3.1

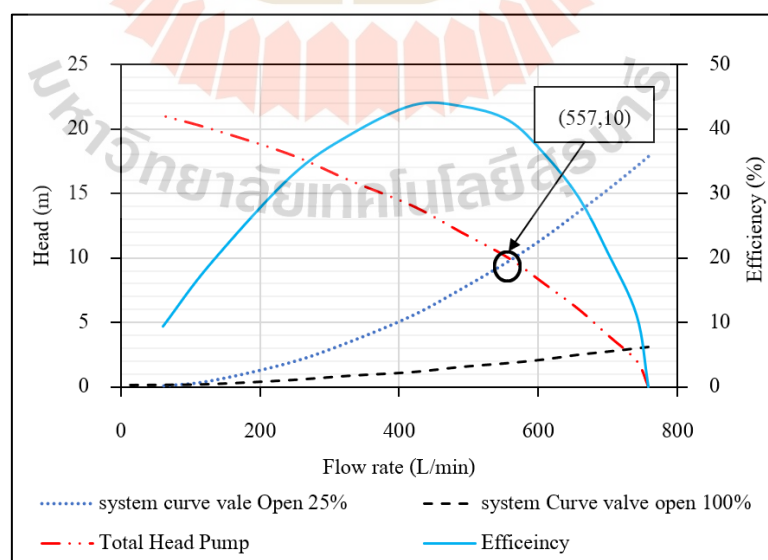
ตารางที่ 3.11 ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียของอุปกรณ์ใด ๆ

ชนิดข้อต่อ	จำนวน	K
Sharp entrance	1	0.5
90 ° Standard elbow	4	0.54
Coupling and Union	2	0.048
Sharp exit	1	1
Gate valve ¼ open	2	24
Flow meter 80 mm	1	แสดงดังรูปที่ 3.20



รูปที่ 3.20 การสูญเสียของเครื่องวัดอัตราการไหล (Itron, 2018)

- (3) คำนวณหาการสูญเสียของระบบจากสมการที่ 2.23 ในแต่ละอัตราการไหล
- 3) ทำการคำนวณหาเสถียรภาพของระบบโดยใช้สมการที่ 2.17 ค่าเสถียรภาพของระบบแสดงดังรูปที่ 3.21



รูปที่ 3.21 การสูญเสียของเครื่องวัดอัตราการไหล

จากรูปที่ 3.21 การคำนวณเสถียรภาพของระบบจะมี 2 ส่วน คือ คำนวณในส่วน การเปิดวาล์ว 100% และการคำนวณในส่วนของการเปิดวาล์วน้ำ 25% ในส่วนของค่าเสถียรภาพของระบบที่มีการเปิดวาล์ว 100% พบว่า ค่าประสิทธิภาพของปั้มน้ำมีค่าที่ต่ำกว่าค่าประสิทธิภาพของการเปิดวาล์วน้ำ 25% มีค่าสูงกว่า ทางผู้วิจัยจึงเลือกค่าเสถียรภาพของระบบที่มีการเปิดวาล์วน้ำ 25% ซึ่งจะมีจุดทำงานของปั้มน้ำคือ อัตราการไหลเท่ากับ 557 ลิตร/นาที่และค่าเสถียรภาพเท่ากับ 10 เมตร

2. ขั้นตอนวิธีการทดสอบระยะยาว

1) ถอดชิ้นส่วนเครื่องยนต์ ได้แก่ แหวนลูกสูบ ลูกสูบ วาล์ว เพลาข้อเหวี่ยง และสลักสูบออกมาวัดขนาด ชั่งน้ำหนักและถ่ายรูปชิ้นส่วนต่าง ๆ ก่อนทำการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง

2) ประกอบเครื่องยนต์เตรียมนำไปทดสอบสมรรถนะ

3) นำเครื่องยนต์ไปทดสอบสมรรถนะหากราฟแรงบิดและกำลังก่อนที่จะนำเครื่องยนต์ไปทดสอบระยะยาว โดยวิธีการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ทำได้ ซึ่งขั้นตอนแรกให้สตาร์ทเครื่องยนต์ที่รอบเดินเบาและรอให้อุณหภูมิน้ำมันเครื่องไม่ต่ำกว่า 60 องศาเซลเซียส จากนั้นทำการเพิ่มคันเร่งไปที่ตำแหน่งเปิดสุด เพื่อให้อากาศเข้าเครื่องยนต์ได้มากที่สุด (ความเร็วรอบเครื่องยนต์อยู่ที่ 3,200 รอบต่อนาที) เมื่อเครื่องยนต์อยู่สภาวะคงตัว ให้ทำการจ่ายโหลดให้ความเร็วเครื่องยนต์ตกมาที่ 3,000 รอบต่อนาที ให้อ่านค่าโหลดที่แสดงและจดบันทึกค่าไว้ ให้ทำซ้ำแบบเดียวกันที่ความเร็วรอบ 2,800, 2,600, 2,400, 2,200 และ 2,000 รอบต่อนาที

4) นำเครื่องยนต์ไปติดตั้งกับชุดทดสอบระยะยาว เมื่อติดตั้งเสร็จเรียบร้อยแล้วให้ทำการอุ่นเครื่องยนต์โดยสตาร์ทเครื่องยนต์ที่รอบเดินเบา 2,000 รอบต่อนาที ให้อุณหภูมิ น้ำมันเครื่องเท่ากับ 80 องศาเซลเซียส ซึ่งเป็นอุณหภูมิการทำงาน of เครื่องยนต์

5) ปรับอัตราการไหลของน้ำให้มีค่าเท่ากับ 557 ลิตรต่อนาที เสถียรเท่ากับ 10 เมตร ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 3,000 รอบต่อนาที ทดสอบเครื่องต่อเนื่องเป็นระยะเวลา 3 ชั่วโมง

6) ทำการทดสอบวันละ 12 ชั่วโมงโดยแบ่งการทดสอบครั้งละ 3 ชั่วโมง และพัก 1 ชั่วโมง เพื่อป้องกันการเสียหายของเครื่องยนต์ ทำต่อเนื่องแบบนี้ต่อไปจนระยะเวลาทดสอบครบ 220 ชั่วโมง

7) เมื่อทดสอบครบ 20 ชั่วโมง ให้ทำการเก็บตัวอย่างน้ำมันเครื่อง เพื่อเตรียมส่งทดสอบ และทำเช่นเดียวกับชั่วโมงที่ 120 และ 220

8) เมื่อทดสอบครบ 220 ชั่วโมง เสร็จเรียบร้อยแล้ว นำเครื่องยนต์ไปทดสอบสมรรถนะเพื่อหาค่าแรงบิดและกำลังของเครื่องยนต์หลังทดสอบ

9) ถอดชิ้นส่วนเครื่องยนต์ได้แก่ แหวนลูกสูบ ลูกสูบ วาล์ว เฟลาข้อเหวี่ยง และสลักสูบออกมาวัดขนาด ชั่งน้ำหนักและถ่ายรูปชิ้นส่วนต่าง ๆ หลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง

ในการทดสอบระยะยาวได้มีการซ่อมบำรุงตามคู่มือการใช้งานเครื่องยนต์ โดยมีการตั้งระยะห่างวาล์วตามค่ามาตรฐานของโรงงาน และทำความสะอาดกรองอากาศทุก ๆ 100 ชั่วโมงตามที่มีการเปลี่ยนน้ำมันเครื่องตอนชั่วโมงที่ 20 เพื่อชำระล้างเศษเหล็กหรือสิ่งสกปรก ในช่วงการทำงานเริ่มต้นของเครื่องยนต์หลังจากนั้นจะเปลี่ยนน้ำมันเครื่องทุก ๆ 100 ชั่วโมง ตามระยะเวลาการใช้งาน

ตารางที่ 3.12 ตารางซ่อมบำรุงเครื่องยนต์ตามคำแนะนำบริษัท

รายการตรวจสอบ	ระยะเวลา			
	ก่อนเริ่มทดสอบ	ทุก ๆ 20 ชั่วโมง	ทุก ๆ 50 ชั่วโมง	ทุก ๆ 100 ชั่วโมง
ระดับน้ำมันเครื่อง	✓			
ระดับน้ำมันเครื่องในกรองอากาศ	✓			
เปลี่ยนถ่ายน้ำมันเครื่อง		✓		✓
ทำความสะอาดกรองอากาศ			✓	
ปรับตั้งระยะห่างวาล์ว				✓

บทที่ 4

ผลการทดสอบและการวิเคราะห์คุณสมบัติของเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอล ปรับปรุงค่าคุณสมบัติโดยใช้น้ำมันละหุ่งดิบ

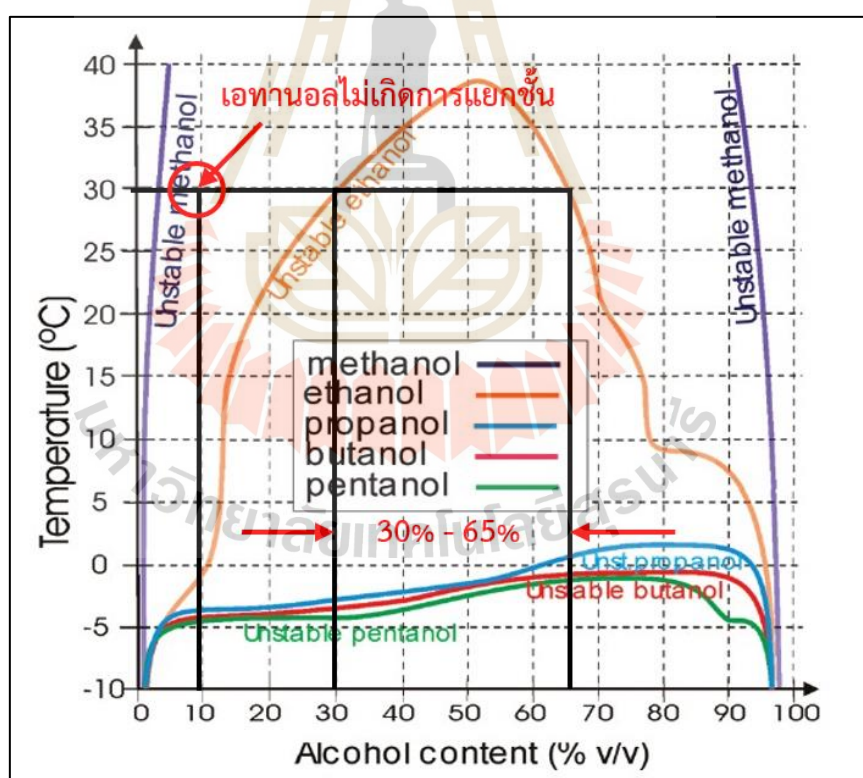
4.1 บทนำ

พลังงานทดแทนเป็นสิ่งที่จำเป็นในการลดการใช้ฟอสซิลเชื้อเพลิงดีเซลจากข้อมูลกระทรวงพลังงานการใช้พลังงานในเชิงพาณิชย์ขั้นต้นในประเทศไทยในเดือนมกราคมถึงเดือนเมษายน 2562 ประเทศไทยมีการใช้พลังงานจากน้ำมันสำเร็จรูปสูงถึง 871 พันบาร์เรลเทียบเท่าน้ำมันดิบต่อวัน หรือเท่ากับ 40% ของการใช้พลังงานงานในเชิงพาณิชย์ (กระทรวงพลังงาน, 2562) การนำเอทานอลมาเป็นเชื้อเพลิงทางเลือกเป็นที่น่าสนใจในประเทศไทย เนื่องจากประเทศไทยเป็นประเทศเกษตรกรรมมีการปลูกมันสำปะหลังที่สูง การนำเอทานอลมาเป็นพลังงานเชื้อเพลิงทางเลือกในประเทศไทยได้เริ่มประมาณในปี 2522 เป็นช่วงการเกิดวิกฤตราคาน้ำมันในตลาดโลกสูงส่งผลกระทบต่อประเทศไทยรัฐบาลจึงหันมาสนใจการนำเอทานอลที่ทำจากมันสำปะหลังมาผสมกับน้ำมันเบนซิน ซึ่งผลปรากฏว่าใช้งานได้ดีจึงมีการผลักดันเรื่อยมา การเติมเอทานอลลงในน้ำมันเบนซินจะเรียกเชื้อเพลิงนั้นว่า “แก๊สโซฮอล์ (Gasohol)” แต่หากเติมเอทานอลร่วมกับดีเซลจะเรียกเชื้อเพลิงนั้นว่า “ดีโซฮอล์ (Diesohol)” แต่การผสมเอทานอลลงในเชื้อเพลิงจะส่งผลการลดค่าคุณสมบัติบางประการของน้ำมันเชื้อเพลิง เช่น ค่าความหนืด ค่าซีเทนัมเบอร์ ค่าคุณสมบัติการหล่อลื่น เป็นต้น ซึ่งการลดค่าคุณสมบัติการหล่อลื่นจากการเติมเอทานอลจะทำให้เครื่องยนต์เกิดการสึกหรอตอนนำมาใช้งานบวก กับค่าคุณสมบัติการกัดกร่อนที่สูงของเอทานอลเมื่อสัมผัสกับชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ เช่น โลหะและยางในเครื่องยนต์จะส่งผลต่อการเสียหายของชิ้นส่วน การทดสอบการหล่อลื่นของน้ำมันเชื้อเพลิงจะใช้เครื่องมือมาตรฐานที่เรียกว่า “High Frequency Reciprocating Rig (HFRR)” ในการทดสอบโดยทั่วไปการทดสอบการหล่อลื่นของน้ำมันดีเซลมาตรฐานรอยที่เกิดการขีดบนลูกบอลจะมีขนาดไม่เกิน 460 ไมโครเมตร ตามมาตรฐานยุโรป ซึ่งรอยการสึกหรอนี้จะมากขึ้นเมื่อมีปริมาณเอทานอลในน้ำมันดีเซลที่สูง การปรับปรุงค่าคุณสมบัติที่สูญเสียไปจากการเติมเอทานอลลงในน้ำมันดีเซลสามารถทำได้โดยการเติมเชื้อเพลิงที่มีลักษณะตรงกันข้ามกับเอทานอล กล่าวคือ เชื้อเพลิงที่มีค่าความหนืดและค่าซีเทนที่สูงมีคุณสมบัติการหล่อลื่นที่ดี โดยน้ำมันละหุ่งดิบมีค่าคุณสมบัติตรงตามที่กล่าวมา

ดังนั้นงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาสัดส่วนที่เหมาะสมในการผสมเอทานอลและน้ำมันละหุ่งดิบในเชื้อเพลิงดีเซลเพื่อนำไปใช้งานในเครื่องยนต์และค่าคุณสมบัติพื้นฐานรวมถึงคุณสมบัติการหล่อลื่นของเชื้อเอทานอล ละหุ่งดิบที่ถูกผสมในเชื้อเพลิงดีเซล

4.2 การเตรียมเชื้อเพลิงทดสอบ

การวัดค่าคุณสมบัติของน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นสิ่งจำเป็นก่อนที่จะนำเชื้อเพลิงแต่ละชนิดไปใช้ในเครื่องยนต์ เชื้อเพลิงที่ใช้ตรวจวัดค่าคุณสมบัติ ได้แก่ น้ำมันดีเซลมาตรฐาน เอทานอล น้ำมันละหุ่งดิบ ซึ่งเป็นเชื้อเพลิงหลักที่จะใช้สำหรับการผสม เพื่อหาสัดส่วนที่เหมาะสมที่จะนำไปใช้ในเครื่องยนต์ การแยกชั้นของเอทานอลในน้ำมันดีเซลจะขึ้นอยู่กับความเข้มข้นของเอทานอลและอุณหภูมิห้อง โดยปกติแล้วอุณหภูมิอากาศประเทศไทยเฉลี่ยตลอดทั้งปีอยู่ที่ 30 องศาเซลเซียส

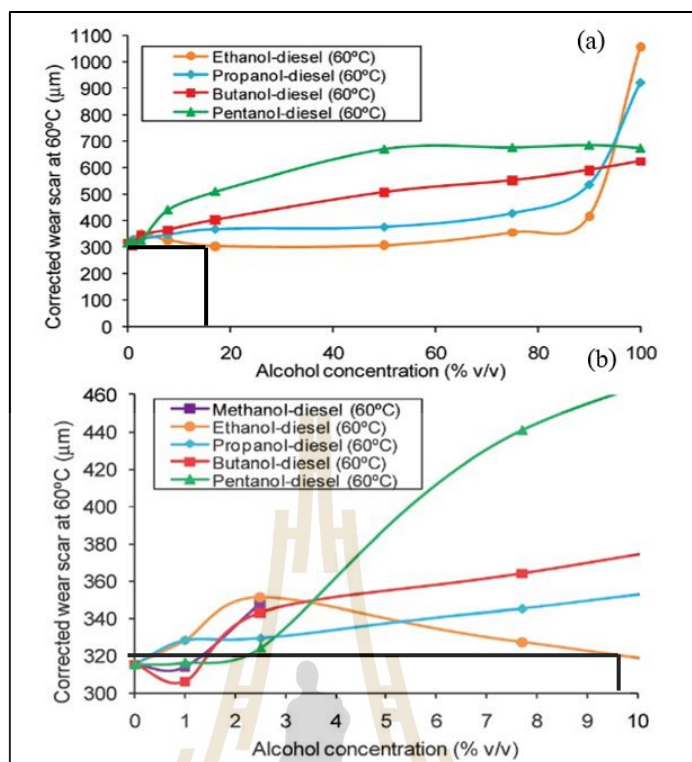


รูปที่ 4.1 เสถียรภาพในการแยกชั้นของเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลที่ความเข้มข้นแอลกอฮอล์ต่างกันเทียบกับอุณหภูมิ (Magin Lapuerta, 2010)

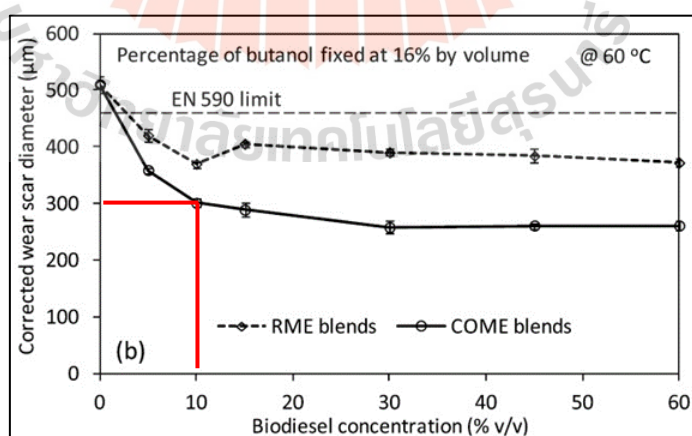
จากรูปที่ 4.1 แสดงสถิติภาพในการแยกชั้นของเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลที่ความเข้มข้นแอลกอฮอล์ต่างกันเทียบกับอุณหภูมิห้องพื้นที่บริเวณที่อยู่ใต้เส้นกราฟจะเป็นพื้นที่ที่เชื้อเพลิงเกิดการแยกชั้นและพื้นที่บริเวณเหนือเส้นกราฟจะเป็นพื้นที่ที่เชื้อเพลิงไม่เกิดการแยกชั้นที่อุณหภูมิ 30 องศาเซลเซียส พบการแยกชั้นของเชื้อเพลิงที่ความเข้มข้นแอลกอฮอล์ช่วง 30-65% โดยปริมาตร ที่ความเข้มข้นของเอทานอล 0-30% โดยปริมาตร และความเข้มข้น 65-100% โดยปริมาตร เชื้อเพลิงจะไม่เกิดการแยกชั้น ดังนั้นความเข้มข้นของเอทานอลที่ผสมในน้ำมันดีเซลจะทำไมให้เกิดการแยกชั้นสามารถใช้ได้ในช่วงความเข้มข้น 0-30% โดยปริมาตร

เมื่อพิจารณาถึงความเข้มข้นของเอทานอลเทียบกับเส้นศูนย์กลางการจุดขีดที่อุณหภูมิ 60 องศาเซลเซียสดังแสดงรูปที่ 4.2 พบว่า ที่ความเข้มข้นของเอทานอล 0-10% โดยปริมาตร พบการสีกหรือเพิ่มในช่วงความเข้มข้นเอทานอล 0-2.5% โดยปริมาตร โดยค่าการสีกหรือที่ความเข้มข้นเอทานอล 2.5% โดยปริมาตร พบว่า เส้นผ่านศูนย์กลางการสีกหรือเท่ากับ 355 ไมโครเมตร แต่ที่ความเข้มข้นเอทานอล 2.5-10% โดยปริมาตร พบว่าเส้นผ่านศูนย์กลางการสีกหรือมีการลดลงและที่ความเข้มข้นเอทานอล 1.0-80% โดยปริมาตร สังเกตว่าเส้นผ่านสีกหรือมีค่าค่อนข้างคงที่โดยค่าเส้นผ่านศูนย์กลางการสีกหรือจะอยู่ประมาณ 320 ไมโครเมตร และจะเพิ่มสูงขึ้นที่ความเข้มข้นเอทานอล 80% โดยปริมาตรขึ้นไป ซึ่งจะเห็นว่าความเข้มข้นเอทานอลที่น้อยที่สุดที่ทำให้เกิดเส้นผ่านศูนย์กลางสีกหรือน้อยที่สุดอยู่ที่ความเข้มข้น 10% ดังนั้นที่ความเข้มข้นของเอทานอลที่ 10% จึงเหมาะสมกับการนำไปใช้ในเครื่องยนต์

เมื่อพิจารณาความเข้มข้นของไบโอดีเซลที่ผสมในน้ำมันดีเซลเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางการสีกหรือ ดังรูปที่ 4.3 การเพิ่มความเข้มข้นของไบโอดีเซลส่งผลต่อเส้นผ่านศูนย์กลางการสีกหรือน้อยลง และหากพิจารณาการเพิ่มความเข้มข้นของไบโอดีเซลจากละหุ่งจะพบว่าที่ความเข้มข้น 0% หรือยังไม่มีส่วนผสมไบโอดีเซลจากละหุ่ง พบว่า เส้นผ่านศูนย์กลางการสีกหรือที่สูงกว่าค่ามาตรฐาน EN590 แต่เมื่อเพิ่มความเข้มข้นของไบโอดีเซลจากละหุ่งในช่วง 0-10% สามารถลดเส้นผ่านศูนย์กลางการสีกหรือได้อย่างมากคิดเป็นเปอร์เซ็นต์ประมาณ 40% และเมื่อเพิ่มค่าความเข้มข้นของไบโอดีเซลจากละหุ่ง 10-30% โดยปริมาตร จะพบว่า สามารถลดเส้นผ่านศูนย์กลางการสีกหรือได้เพียงเล็กน้อยเท่านั้น ที่ช่วงความเข้มข้นของไบโอดีเซลที่มากกว่า 30% โดยปริมาตร พบว่าเส้นผ่านศูนย์กลางการสีกหรือที่คงที่ ดังนั้นจะเห็นได้ว่าสัดส่วนของละหุ่งที่เหมาะสมที่จะใช้ในการปรับปรุงค่าคุณสมบัติเชื้อเพลิงที่สูญเสียไปจากการเติมเอทานอลจะอยู่ที่ช่วงความเข้มข้น 5-30% โดยปริมาตร



รูปที่ 4.2 ความเข้มข้นของเอทานอลเทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางการขูดขีดที่อุณหภูมิ 60 °C
(a) ช่วงความเข้มข้นเอทานอล 0-100% (b) แสดงช่วงความเข้มข้นเอทานอล 0-10%
(Magin Lapuerta, 2010)



รูปที่ 4.3 ความเข้มข้นของไบโอดีเซลต่อเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอที่อุณหภูมิ 60 °C (Sukjit E., 2010)

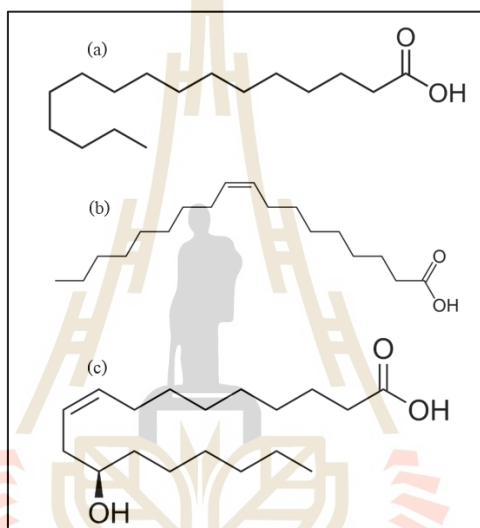
จากการศึกษาเสถียรภาพการแยกชั้นของเอทานอลที่เทียบความเข้มข้นของเอทานอลโดยปริมาตรกับอุณหภูมิห้อง จึงได้ข้อสรุปว่าความเข้มข้นของเอทานอลที่ผสมในเชื้อเพลิงที่ทำให้เชื้อเพลิงเกิดเสถียรภาพไม่เกิดการแยกชั้นกันของเชื้อเพลิงที่อุณหภูมิ 30 องศาเซลเซียส เท่ากับ 10% โดยปริมาตรและความเข้มข้นของเอทานอลในสัดส่วนนี้เป็นความเข้มข้นที่น้อยที่สุดที่ทำให้เกิดเส้นผ่านศูนย์กลางการสีกหรือขนาด 320 ไมโครเมตร และสัดส่วนการผสมน้ำมันไบโอดีเซลจากแหล่งที่สามารถใช้ปรับค่าคุณสมบัติเชื้อเพลิงที่สูญเสียไปจากการเติมเอทานอลจะอยู่ในช่วง 5-30% โดยปริมาตร ทางผู้วิจัยได้ มีความสนใจเลือกความเข้มข้นในช่วงนี้ใช้ทดสอบหาค่าเส้นผ่านศูนย์กลางการสีกหรือเฉลี่ย และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเฉลี่ยของน้ำมันละหุ่งดิบที่สัดส่วนความเข้มข้น 5, 10 และ 15 เปอร์เซ็นต์โดยปริมาตร เทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล

ตารางที่ 4.1 ชนิดของกรดไขมันที่อยู่ในน้ำมันละหุ่ง (%wt)

ชนิดของกรดไขมัน		Castor oil
กรดลอริก	C12:0	0.02
กรดไมริสติก	C14:0	0.06
กรดปาล์มมิติก	C16:0	1.63
กรดสเตียริก	C18:0	1.66
กรดโอเรอิก	C18:1	3.85
กรดริซิโนเลอิก	C18:1 OH	85.6
กรดลิโนเลอิก	C18:2	6.04
กรดลิโนเลนิก	C18:3	0.43
กรดอะราซิดิก	C20:0	0.08
กรดกาโดเลอิก	C20:1	0.58
กรดอีโคซาไดคโนอิก	C20:2	0.05

น้ำมันละหุ่ง (Castor oil) มีชื่อในทางวิทยาศาสตร์คือ Ricinus Communis เป็นพืชที่จัดอยู่ในตระกูลยางพารา มีถิ่นกำเนิดในแถบทวีปแอฟริกาละหุ่งเป็นพืชที่ไม่ได้ใช้เป็นอาหาร ดังนั้นการที่นำมาผลิตน้ำมันน้ำราจึงไม่มีความผันผวนมาก การสกัดน้ำมันละหุ่งจากเมล็ดจะได้องค์ประกอบของสารที่สำคัญคือ กรดริซิโนเลอิก ซึ่งเป็นส่วนประกอบหลักในน้ำมันละหุ่งมีอยู่ถึง 85-95% โดยตารางที่ 4.1 แสดงชนิดของกรดไขมันที่มีอยู่ในน้ำมันละหุ่งเปอร์เซ็นต์โดยมวล การตรวจสอบกรดไขมันในน้ำมันละหุ่งตรวจสอบโดยใช้วิธีการ Gas chromatograph (GC) ดังแสดงใน

ตารางที่ 4.1 พบว่า องค์ประกอบหลักของน้ำมันละหุ่งคือกรดริซิโนเลอิก(Ricinoleic Acid) ซึ่งมีอยู่ถึง 85.6% โดยน้ำหนัก กรดริซิโนเลอิกเป็นกรดไขมันที่มีความเฉพาะตัวสูง โดยมีองค์ประกอบด้วยคาร์บอน 18 อะตอมและมีหมู่ไฮดรอกซิลเพิ่มขึ้นมาในโครงสร้างโมเลกุล 1 หมู่ ซึ่งต่างจากกรดไขมันทั่วไป โดยรูปที่ 4.4 แสดงกรดไขมัน 3 ชนิด ได้แก่ กรดปาล์มมิก (Palmetic acid), กรดโอเรอิก (Oleic acid) และกรดริซิโนเลอิก (Ricinoleic acid) กรดทั้ง 3 ชนิดมีสูตรทางเคมีคือ $C_{16}H_{32}O_2$, $C_{18}H_{34}O_2$ และ $C_{18}H_{34}O_3$ ตามลำดับ สังเกตว่ากรดริซิโนเลอิกจะมีออกซิเจนมากกว่ากรดไขมันอื่น ๆ การมีอยู่ของออกซิเจนที่เพิ่มขึ้นนี้จะส่งผลดีในด้านการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ในเครื่องยนต์



รูปที่ 4.4 กรดไขมันอิสระ (a) Palmetic Acid (b) Oleic Acid (c) Ricinoleic Acid

4.3 คุณสมบัติทางพื้นฐานและคุณสมบัติการหล่อลื่นของเชื้อเพลิง

4.3.1 คุณสมบัติทางกายภาพและเคมีพื้นฐานของเชื้อเพลิง

คุณสมบัติพื้นฐานทางกายภาพและเคมีของเชื้อเพลิงแสดงดังตารางที่ 4.2 การเพิ่มขึ้นของละหุ่งดิบในน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลพบว่า ค่าความหนืด จุwapไฟ ความถ่วงจำเพาะและความหนาแน่นของเชื้อเพลิงมีค่าที่สูงขึ้น ซึ่งค่าคุณสมบัติที่กล่าวมาของน้ำมันละหุ่งดิบโดยพื้นฐานมีค่าคุณสมบัติที่สูงเมื่อนำไปผสมกับเชื้อเพลิงดีเซลกับเอทานอลทำให้ค่าคุณสมบัติที่กล่าวมาข้างต้นเพิ่มขึ้นไปด้วย แต่เมื่อพิจารณาค่าความร้อนเชื้อเพลิงการเพิ่มขึ้นของละหุ่งดิบในน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลจะส่งผลต่อค่าความร้อนที่ลดลง เนื่องจากค่า

ความร้อนของน้ำมันละหุ่งดิบมีค่าความร้อนต่ำกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 20.33% เมื่ออัตราส่วนของน้ำมันละหุ่งดิบเพิ่มย่อมทำให้ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงลดลง

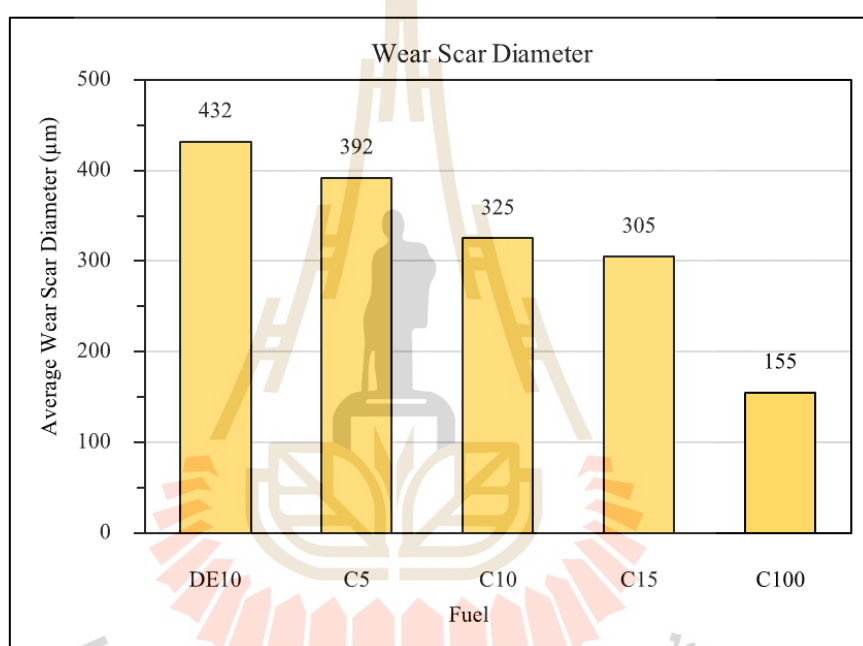
ตารางที่ 4.2 คุณสมบัติของน้ำมันเชื้อเพลิงทดสอบ

คุณสมบัติเชื้อเพลิง	น้ำมันดีเซล	เอทานอล	น้ำมันละหุ่งดิบ	D85D10 C5	D80D10 C10	D75D10 C15
ค่าความหนืดที่อุณหภูมิ 40 °C (cSt)	3.54	1.26	289	3.71	3.616	4.06
จุดวาบไฟ (°C)	78	13.5	282	82	158	-
ความถ่วงจำเพาะที่อุณหภูมิ 15.6 °C	0.828	0.785	0.950	0.830	0.836	0.843
ความหนาแน่นที่อุณหภูมิ 15.6 °C (kg/m ³)	827.2	784.2	949.1	829.2	835.2	842.2
ดัชนีซีเทน	60.18	8 ^{CN}	48 ^{CN}	57	55.2	54.89
ค่าความร้อนเชื้อเพลิง (MJ/kg)	45.39	26.83	36.16	42.65	42.23	40.56

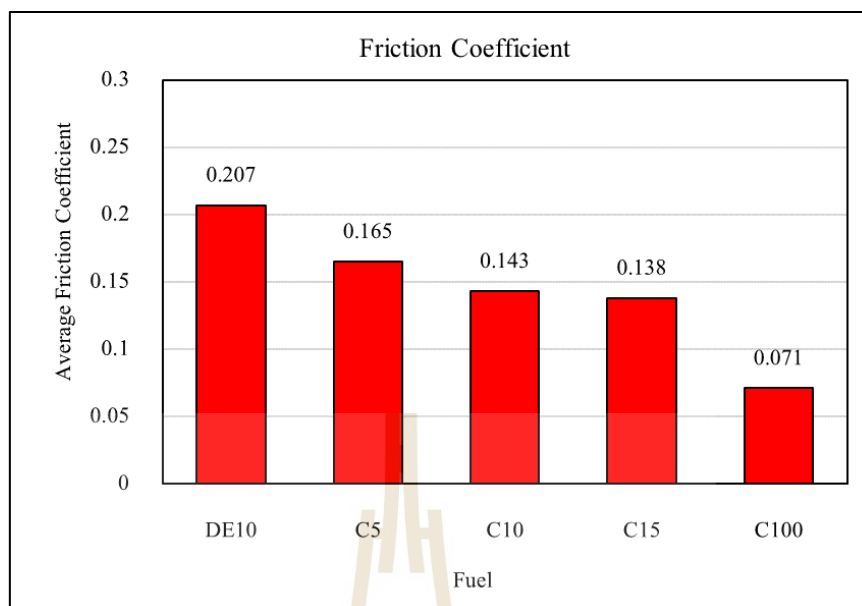
4.3.2 การทดสอบคุณสมบัติการหล่อลื่น

การทดสอบคุณสมบัติการหล่อลื่นของน้ำมันเชื้อเพลิงทดสอบด้วยวิธีการ High Frequency Reciprocating Rig (HFRR) โดยชิ้นงานที่ใช้ทดสอบประกอบด้วยลูกบอลเหล็กขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 6 มิลลิเมตร และแผ่นเหล็กขนาด 10 มิลลิเมตร การทดสอบการหล่อลื่นได้ดำเนินการตามมาตรฐาน ASTM D6079 โดยผลการทดสอบ ดังรูปที่ 4.5 และรูปที่ 4.6 การทดสอบการหล่อลื่นของเชื้อเพลิงพบว่า น้ำมันละหุ่งดิบมีความสามารถในการหล่อลื่นที่ดีที่สุดในการปกป้องผิวของชิ้นงานทดสอบ การผสมน้ำมันละหุ่งดิบ 10% โดยปริมาตรลงไปในเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลสามารถลดเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอลดลง 107 ไมโครเมตร และเปอร์เซ็นต์การลดลงของเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอโดยเฉลี่ยคือ 9%, 25% และ 29% ที่สัดส่วนการผสมน้ำมันละหุ่งดิบ 5%, 10% และ 15% ตามลำดับ จะเห็นได้ว่า ที่ความเข้มข้นของละหุ่งดิบที่ 15% สามารถลดเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอได้มากกว่าความเข้มข้นของละหุ่งดิบ 10% เพียงแค่ 4% ดังนั้น การเพิ่มความเข้มข้นของละหุ่งดิบที่มากกว่าอาจจะไม่ได้ช่วยลดเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอได้มากและภายใต้การหล่อลื่นของน้ำมันละหุ่งดิบค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีค่าลดลง 20%, 31% และ 33% ที่สัดส่วนการผสมน้ำมันละหุ่งดิบ 5%, 10%, 15% ตามลำดับ สาเหตุที่ละหุ่งดิบ

สามารถลดเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอได้เนื่องจากการมีอยู่ของกรดรีซิโนเรอิกที่สูงในกรดไขมันมีส่วนช่วยในการหล่อลื่น (Sukjit E, 2014) และเมื่อพิจารณารูปที่ 4.6 ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเฉลี่ยที่ได้จากการทดสอบ HFRR พบว่า เชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลที่ยังไม่ได้เติมน้ำมันละหุ่งดิบเข้าไปมีค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเฉลี่ยที่สูงมีค่าเท่ากับ 0.207 แต่เมื่อเพิ่มอัตราส่วนน้ำมันละหุ่งดิบเข้าไปพบว่า สามารถลดค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเฉลี่ยได้เท่ากับ 20.29%, 30.92% และ 33.33% ที่อัตราส่วนผสมน้ำมันละหุ่งดิบ 5%, 10% และ 15% ตามลำดับ และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเฉลี่ยของน้ำมันละหุ่งดิบ 100% สามารถลดได้ถึง 65.7%

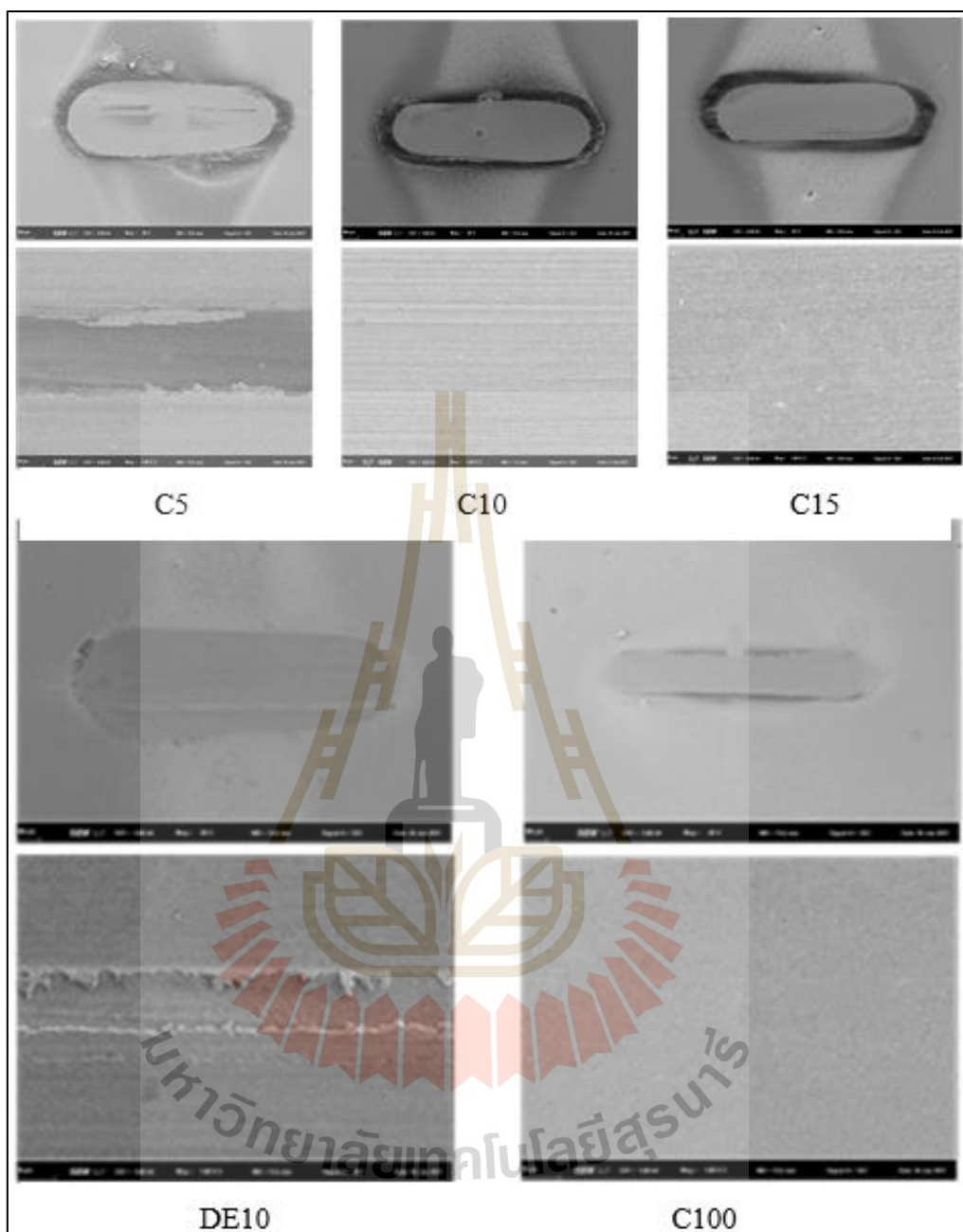


รูปที่ 4.5 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอเฉลี่ยของน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลที่ 10% ที่ความเข้มข้นของน้ำมันละหุ่งดิบแตกต่างกัน



รูปที่ 4.6 ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเฉลี่ยของน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลที่ 10% ที่ความเข้มข้นของน้ำมันละหุ่งดิบแตกต่างกัน

จากรูปที่ 4.7 แสดงภาพถ่ายของแผ่นดิสก์ด้วยกล้องจุลทรรศน์ตัวอย่างหลังจากการทดสอบการหล่อลื่นด้วยเชื้อเพลิงชนิดต่าง ๆ พื้นผิวรอยขีดข่วนจะถูกขยายโดยกล้องจุลทรรศน์อิเล็กตรอนแบบส่องกราด (Scanning Electron Microscopy, SEM) จากผลการทดสอบเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลที่ยังไม่ได้เพิ่มน้ำมันละหุ่งดิบพบรอยขีดข่วนอย่างชัดเจน แต่เมื่อพิจารณาเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลที่เพิ่มน้ำมันละหุ่งดิบเข้าไปพบว่า การเพิ่มน้ำมันละหุ่งดิบที่ 5% พบรอยขีดข่วนเล็กน้อยและที่อัตราส่วนละหุ่งดิบ 10% 15% และ 100% ไม่พบรอยขีดข่วนบนแผ่นดิสก์ซึ่งรอยขีดข่วนมีความสัมพันธ์กันโดยตรงกับค่าแรงเสียดทานเฉลี่ย โดยค่าแรงเสียดทานเฉลี่ยมีค่าน้อยจะพบการขีดข่วนบนแผ่นดิสก์น้อย แต่ถ้าค่าแรงเสียดทานเฉลี่ยมีค่ามากจะพบการขีดข่วนบนแผ่นดิสก์ที่มาก



รูปที่ 4.7 ภาพถ่ายของแผ่นดิสก์ด้วยกล้องจุลทรรศน์หลังจากการทดสอบการหล่อลื่น
ด้วยเชื้อเพลิงชนิดต่าง ๆ

4.4 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยในบทนี้เป็นการศึกษาการหาสัดส่วนที่เหมาะสมของเอทานอลและน้ำมันละหุ่งดิบ
ที่จะใช้ผสมในเชื้อเพลิงดีเซล เพื่อนำไปใช้งานในเครื่องยนต์รวมถึงค่าคุณสมบัติพื้นฐานทาง

กายภาพ คุณสมบัติทางพื้นฐานทางเคมีและคุณสมบัติการหล่อลื่นของเชื้อเพลิงดีเซล เอทานอล และน้ำมันละหุ่งดิบ จึงสรุปได้ว่า สัดส่วนการผสมเอทานอลที่ใช้ผสมในน้ำมันดีเซลเพื่อให้เกิดเสถียรภาพและไม่เกิดการแยกชั้นระหว่างเอทานอลและน้ำมันดีเซลที่อุณหภูมิอากาศเฉลี่ยในประเทศไทยที่ 30 องศาเซลเซียส ความเข้มข้นของเอทานอลจะอยู่ที่ 0-30% โดยปริมาตร และค่าความเข้มข้นของเอทานอลที่ใช้ผสมในน้ำมันดีเซลที่ทำให้เกิดรอยเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอน้อยที่สุดมีค่าความเข้มข้นของเอทานอลเท่ากับ 10% โดยปริมาตร และสัดส่วนการผสมไบโอดีเซลจากละหุ่งที่ใช้ผสมในน้ำมันดีเซลที่ทำให้ร่อยเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอน้อยที่สุดมีค่าความเข้มข้นของไบโอดีเซลจากละหุ่งอยู่ในช่วงเท่ากับ 5-30% โดยปริมาตร ผลการทดสอบการปรับปรุงค่าคุณสมบัติการหล่อลื่นของเชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอลความเข้มข้น 10% โดยปริมาตร โดยใช้น้ำมันละหุ่งดิบ 5%, 10% และ 15% โดยปริมาตรสัดส่วนที่เหมาะสมในการลดเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอมีค่าเท่ากับ 10% โดยปริมาตรดังนั้นสัดส่วนความเข้มข้นเอทานอลและน้ำมันละหุ่งดิบที่เหมาะสมที่จะนำไปผสมในน้ำมันดีเซลเพื่อจะใช้งานในเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 10% โดยปริมาตร



บทที่ 5

ผลการทดลองและการวิเคราะห์สมรรถนะ คุณลักษณะการเผาไหม้ และมลพิษไอเสีย

5.1 การทดสอบสมรรถนะ คุณลักษณะการเผาไหม้ และมลพิษไอเสียในเครื่องยนต์

เครื่องยนต์ดีเซลเป็นเครื่องยนต์ที่มีอัตราส่วนการอัดที่สูง โดยปกติแล้วเครื่องยนต์ดีเซลที่ไม่มีระบบการอัดอากาศจะมีอัตราส่วนการอัดที่ 16 ถึง 22 ผลการทดสอบในบทนี้จะกล่าวถึงการใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมมาใช้ในเครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผัน เพื่อคุณสมบัติคุณลักษณะการเผาไหม้และการปลดปล่อยมลพิษไอเสียที่อัตราส่วนการอัด 16, 17 และ 18 โดยผลการทดสอบแสดงดังหัวข้อต่อไปนี้

5.1.2 การทดสอบกับเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน

1. ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน

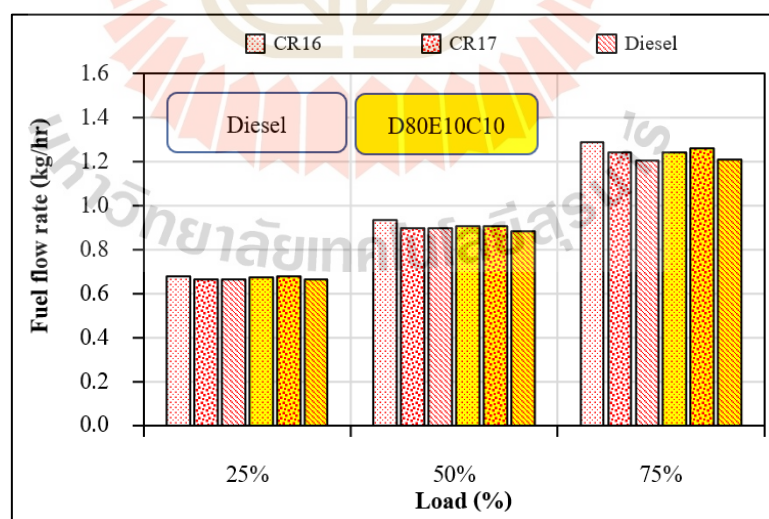
อัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงสามารถแสดงดังรูปที่ 5.1 โดยอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงจะเพิ่มตามโหลดที่สูงขึ้น เพื่อที่จะให้ได้กำลังสูงจึงจำเป็นต้องเผาน้ำมันเชื้อเพลิงมากตามไปด้วย เมื่อพิจารณาผลอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงเมื่อมีการเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมพบว่า การเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดมีผลต่ออัตราการไหลของเชื้อเพลิงที่ลดลงในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงทั้งสองเห็นได้ชัดเจนในโหลดกลางและโหลดสูง (50% และ 75% ของแรงบิดสูงสุด) และเมื่อเปรียบเทียบอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมพบว่า ที่อัตราส่วนการอัด 16 อัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเท่ากับ 0.90%, 3.11% และ 3.54% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% ที่อัตราส่วนการอัด 17 อัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเท่ากับ 2.51%, 0.64% และ 1.55% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% ที่อัตราส่วนการอัด 18 อัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเท่ากับ 0.45% และ 1.72% ที่โหลดการทำงาน 25% และ 50% แต่ที่โหลด 75% อัตราการไหลน้ำมันผสมมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 0.66%

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกแสดงดังรูปที่ 5.2 การเพิ่มโหลดจะส่งผลต่ออัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกลดลงทั้งในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม อัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกเป็นสัดส่วนที่ผกผันกับประสิทธิภาพเชิงความร้อน การที่โหลดเพิ่มแต่อัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกลดลง เนื่องจากการเปลี่ยนพลังงานความร้อนในการเผาไหม้ให้เป็นพลังงานกลสามารถทำได้ดีในโหลดสูง เมื่อพิจารณาการเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดกับอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกพบว่า การเพิ่มอัตราส่วนการอัดส่งผลต่ออัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะลดลง เนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนการอัดจะส่งผลต่อการจุดระเบิดของเครื่องยนต์ที่รุนแรง ความดันในกระบอกสูบสูงขึ้นทำให้สามารถผลิตกำลังได้มากขึ้นเมื่อจ่ายเชื้อเพลิงเท่าเดิม ซึ่งผลกระทบนี้ส่งผลในทุก ๆ โหลดการทดสอบทั้งในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม เมื่อเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมพบว่าที่อัตราส่วนการอัด 16 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเท่ากับ 2.89% ที่โหลดการทำงาน 25% แต่ในขณะที่โหลดการทำงาน 50% และ 75% เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเท่ากับ 3.40% และ 3.55% ที่อัตราส่วนการอัด 17 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเท่ากับ 2.67%, 0.29% และ 1.37% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% ที่อัตราส่วนการอัด 18 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเท่ากับ 2.07% และ 1.84% ที่โหลดการทำงาน 25% และ 50% แต่ในขณะที่โหลดการทำงาน 75% เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเท่ากับ 0.57% ที่อัตราส่วนการอัด 16 ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมดีกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล แต่เมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดเป็น 17 และ 18 ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่างจากเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเล็กน้อย แสดงให้เห็นว่าน้ำมันผสมเหมาะกับการใช้ในเครื่องยนต์ที่อัตราส่วนการอัดต่ำ เนื่องจากการมีอยู่ของเอทานอลหากใช้กับเครื่องยนต์ที่อัตราส่วนการอัดสูงอาจเกิดการชิงจุดระเบิดก่อนได้

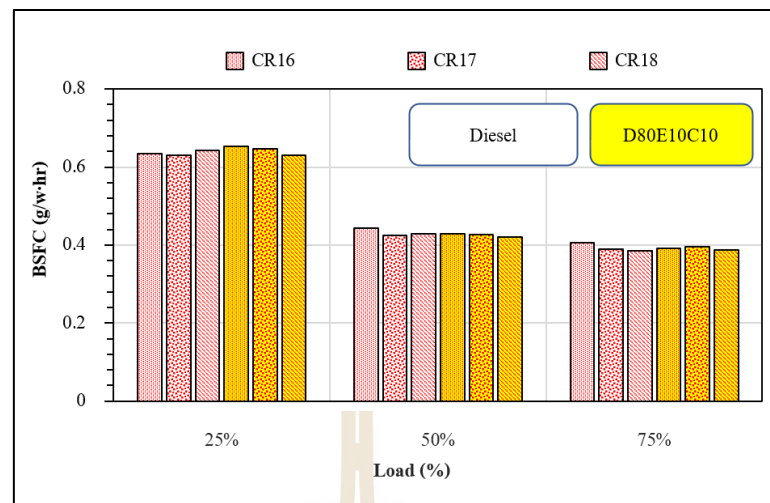
ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมแสดงดังรูปที่ 5.3 การเพิ่มโหลดการทดสอบส่งผลต่อค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปมากขึ้นเพื่อให้ได้กำลังที่สูงขึ้นเมื่อพิจารณาการเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดกับประสิทธิภาพเชิงความร้อนพบว่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเล็กน้อย เมื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม พบว่าที่อัตราส่วนการอัด 16 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่า

เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเท่ากับ 9.58%, 3.68% และ 3.54% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% ที่อัตราส่วนการอัด 17 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเท่ากับ 9.39%, 7.23% และ 8.22% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% ที่อัตราส่วนการอัด 18 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเท่ากับ 4.99%, 5.22% และ 7.49% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75%

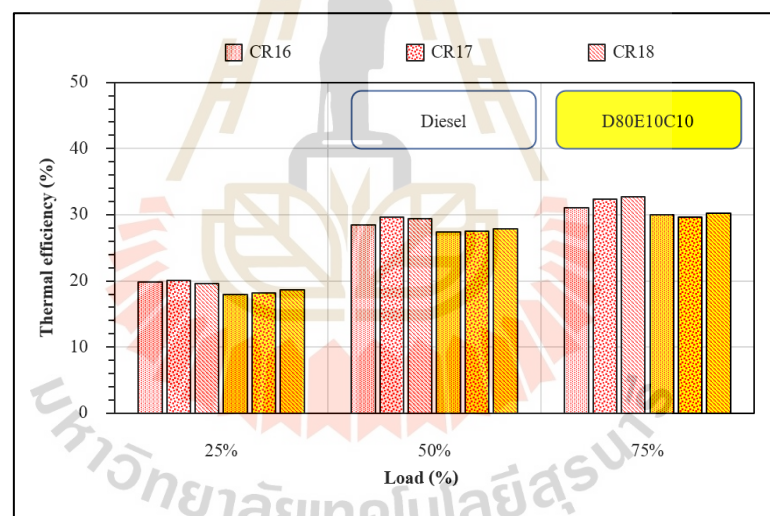
จากรูปที่ 5.4 เมื่อโหลดการทำงานของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอุณหภูมิไอเสียมีค่าสูงเนื่องจากในโหลดสูงมีการจ่ายเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในปริมาณมากการเผาไหม้จึงมีอุณหภูมิสูงขึ้น (Pali Rossha, 2019) เมื่อพิจารณาการเพิ่มอัตราส่วนการอัดกับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิไอเสียพบว่า เมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดจะส่งผลต่ออุณหภูมิไอเสียลดลงมีผลกระทบในทุกโหลดการทำงานและทั้งสื่อน้ำมันเชื้อเพลิงสาเหตุเกิดจากที่อัตราส่วนการอัดต่ำความล่าช้าในการจุดระเบิดที่ยาวจะส่งผลต่อการเผาไหม้เชื้อเพลิงมีเวลาด้านเชื้อเพลิงจะถูกเผาไหม้ใกล้จังหวะที่วาล์วไอเสียจะเปิดเมื่อเกิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงบางส่วนที่ถูกเผาไหม้จะออกผ่านทางวาล์วไอเสียทำให้มีอุณหภูมิสูงแต่เมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดทำให้ความล่าช้าในการจุดระเบิดสั้นลงการเผาไหม้จะเผาไหม้เชื้อเพลิงหมดก่อนที่วาล์วไอเสียจะเปิดทำให้ก๊าซมีเวลาเพียงพอที่จะเย็นตัวก่อนที่วาล์วไอเสียจะเปิด (Arun Kumar, 2015)



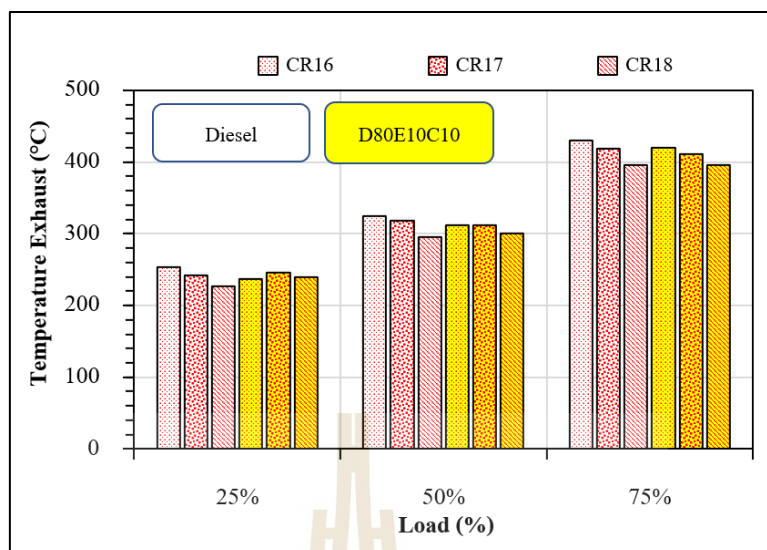
รูปที่ 5.1 การอัตราการใช้พลังงานเชื้อเพลิงดีเซลเทียบกับเชื้อเพลิงผสม



รูปที่ 5.2 การอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันจำเพาะเบรคน้ำมันดีเซลเทียบกับน้ำมันผสม



รูปที่ 5.3 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันดีเซลเทียบกับน้ำมันผสม



รูปที่ 5.4 อุณหภูมิแก๊สไอเสียของน้ำมันดีเซลเทียบกับน้ำมันผสม

2. ความดันในกระบอกสูบและคุณลักษณะการเผาไหม้ในเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน

จากรูปที่ 5.5 ถึงรูปที่ 5.7 แสดงความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อนเทียบกับองศาเพลวข้อเหวี่ยงในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมที่อัตราส่วนการอัด 16, 17 และ 18 แต่ละอัตราส่วนการอัดจะทำการทดสอบที่โหลด 25% 50% และ 75% การเพิ่มโหลดการทำงานของเครื่องยนต์ส่งผลต่อค่าอัตราการปลดปล่อยความร้อนที่สูงขึ้น นอกจากนี้ยังช่วยลดความล่าช้าในการจุดระเบิดให้สั้นลง เนื่องจากที่โหลดสูงมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าห้องเผาไหม้ในปริมาณที่มากขึ้นเพื่อให้ได้กำลังที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นอุณหภูมิในห้องเผาไหม้จึงสูงขึ้นสังเกตจากอุณหภูมิไอเสียเมื่อเพิ่ม โหลดอุณหภูมิไอเสียก็เพิ่มขึ้นตามเช่นกันผลกระทบนี้มีผลต่อทุก ๆ อัตราส่วนการอัด เมื่อพิจารณาความล่าช้าในการจุดระเบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลที่อัตราส่วนการอัด 16, 17 และ 18 (รูปที่ 5.5 ถึงรูปที่ 5.7) พบว่า เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีความล่าช้าในการจุดระเบิดยาวกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลในทุก ๆ อัตราส่วนการอัด ความล่าช้าในการจุดระเบิดที่ยาวของน้ำมันผสมเกิดจากค่าซีเทนที่ต่ำของเอทานอลบวกกับค่าความหนืดที่สูงของน้ำมันละหุ่งส่งผลต่อการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นละอองเป็นละอองฝอยขนาดใหญ่การดูดซับความร้อนในห้องเผาไหม้ใช้เวลานานกว่าจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวให้เป็นก๊าซ

เมื่อพิจารณาความดันในกระบอกสูบสูงสุดและอัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงสุดที่อัตราส่วนการอัด 16 ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมดังรูปที่ 5.5 พบว่า

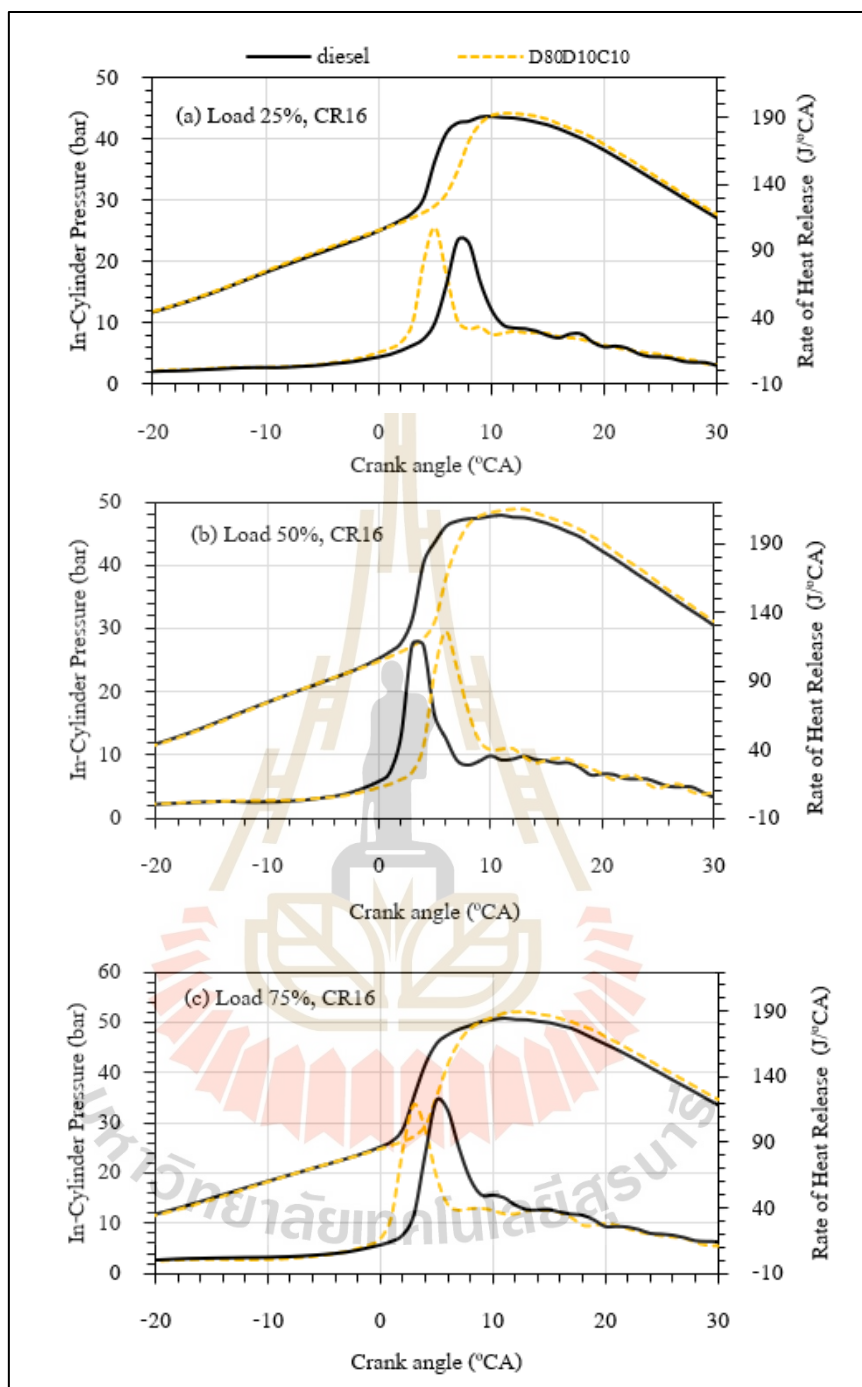
ที่โหลดการทำงาน 25% (ดังรูปที่ 5.5 (a)) ค่าความดันในกระบอกสูบสูงสุดของน้ำมันผสมมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลเนื่องจากความล่าช้าในการจุดระเบิดของน้ำมันผสมที่ยาวกว่าน้ำมันดีเซลทำให้มีเชื้อเพลิงรอกเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ในปริมาณมากความดันในกระบอกสูบจึงเพิ่มขึ้นแต่เมื่อพิจารณาอัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงสุดกลับพบว่าค่าอัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงสุดของน้ำมันผสมมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซลเล็กน้อยทั้งนี้อาจเกิดจากที่โหลดการทำงานต่ำการฉีดปริมาณเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้น้อยและมีเชื้อเพลิงบางส่วนที่ยังไม่ถูกเผาไหม้ได้จากการรับมือนอกไซค์ที่สูงกว่าดีเซล รวมถึงค่าความร้อนของเชื้อเพลิงผสมมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซลและค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่สูงในเอทานอลจึงส่งผลต่อค่าอัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงสุดต่ำลงเมื่อพิจารณาที่โหลดการทำงาน 50% และ 75% (ดังรูปที่ 5.5 (b) และรูปที่ 5.5 (c)) พบว่าค่าความดันในกระบอกสูบสูงสุดของน้ำมันผสมมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลและค่าอัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงสุดของน้ำมันผสมมีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซล เนื่องจากที่โหลดการทำงานสูงการฉีดปริมาณเชื้อเพลิงเข้าห้องเผาไหม้มีปริมาณมาก และความล่าช้าในการจุดระเบิดที่ยาวของน้ำมันผสมส่งผลต่อระยะเวลาการเผาไหม้ที่สั้นการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้ว (Premixed combustion) จึงมีการปลดปล่อยความร้อนที่สูง

เมื่อพิจารณาความดันในกระบอกสูบสูงสุดและอัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงสุดที่อัตราส่วนการอัด 17 ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมดังรูปที่ 5.6 พบว่า ที่โหลด 25%, 50%, และ 75% (ดังรูปที่ 5.6 (a), (b), (c)) พบว่า ค่าความดันในกระบอกสูบสูงสุดของน้ำมันผสมมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลเนื่องจากความล่าช้าในการจุดระเบิดที่ยาวของน้ำมันผสมส่งผลต่อการมีน้ำมันรอกเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ในปริมาณมากทำให้ค่าความดันกระบอกสูบเพิ่มขึ้นสูง แต่เมื่อพิจารณาอัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงสุดของน้ำมันผสมกลับพบว่ามิต่ำกว่าน้ำมันดีเซลทั้งโหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% เนื่องจากที่อัตราส่วนการอัดที่เพิ่มขึ้นส่งผลต่อการลดความล่าช้าในการจุดระเบิด (Hariram V., 2015) ทำให้เชื้อเพลิงมีเวลาในการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้วนานขึ้นบวกกับค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอของเอทานอลที่สูงจึงมีเวลาดูดซับความร้อนในห้องเผาไหม้นานทำให้อัตราการปลดปล่อยความร้อนลดลง ทั้งนี้ ค่าความร้อนของน้ำมันเชื้อเพลิงผสมก็มีผลต่อการอัตราการปลดปล่อยความร้อนที่ต่ำลงโดยน้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 6.96%

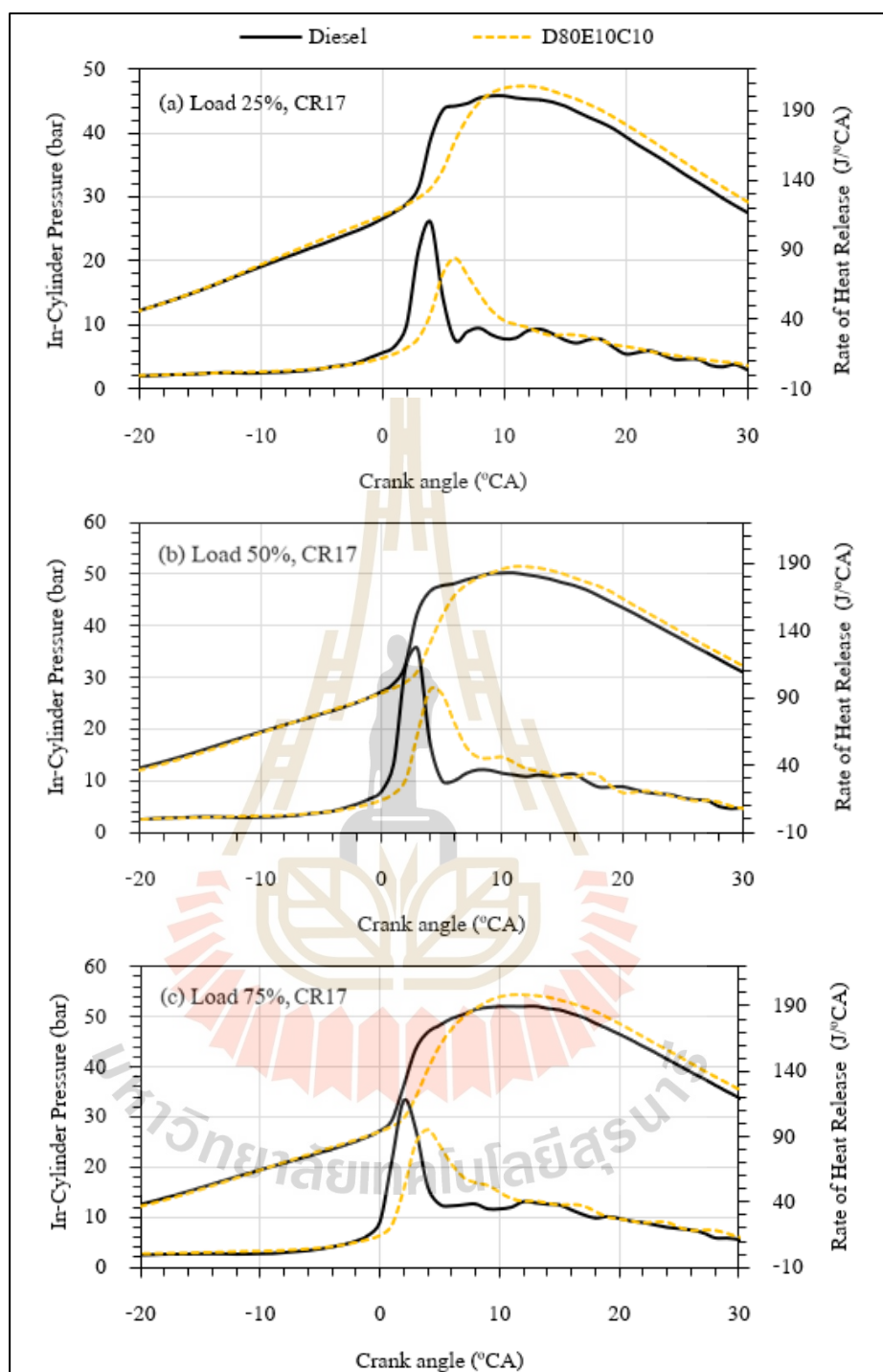
เมื่อพิจารณาความดันในกระบอกสูบสูงสุดและอัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงสุดที่อัตราส่วนการอัด 18 ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมดังรูปที่ 5.7 พบว่า ที่โหลด 25%, 50%, และ 75% (ดังรูปที่ 5.7 (a), (b), (c)) พบว่า ค่าความดันในกระบอกสูบสูงสุดของน้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าน้ำมันดีเซลจะเห็นว่าการปรับตัวความดันในกระบอกสูบของ

น้ำมันผสมจากอัตราส่วนการอัด 17 เป็นอัตราส่วนการอัด 18 ค่าความดันในกระบอกสูบมีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 5.9%, 7.93% และ 6.34% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% การปรับตัวความดันในกระบอกสูบของน้ำมันดีเซลจากอัตราส่วนการอัด 17 เป็นอัตราส่วนการอัด 18 ค่าความดันในกระบอกสูบมีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 15.35%, 12.25% และ 12.43% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% แต่เมื่อพิจารณาอัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงสุดของน้ำมันผสมกลับพบว่ามีความน้อยกว่าน้ำมันดีเซลทั้งโหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% เนื่องจากที่อัตราส่วนการอัดที่เพิ่มขึ้นส่งผลต่อการลดความล่าช้าในการจุดระเบิด (Hariram V., 2015) ทำให้เชื้อเพลิงมีเวลาในการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้ว (Premixed combustion) นานขึ้นบวกกับค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอของเอทานอลที่สูงจึงมีเวลาดูดซับความร้อนในห้องเผาไหม้นานทำให้อัตราการปลดปล่อยความร้อนลดลงและค่าความร้อนของน้ำมันผสมมีความน้อยกว่าน้ำมันดีเซล เมื่อเปรียบเทียบอัตราการปลดปล่อยความร้อนระหว่างอัตราส่วนการอัด 17 กับอัตราส่วนการอัด 18 พบว่า ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% อัตราส่วนการอัด 17 มีค่าอัตราการปลดปล่อยความร้อนที่สูงกว่าอัตราส่วนการอัด 18 เล็กน้อย

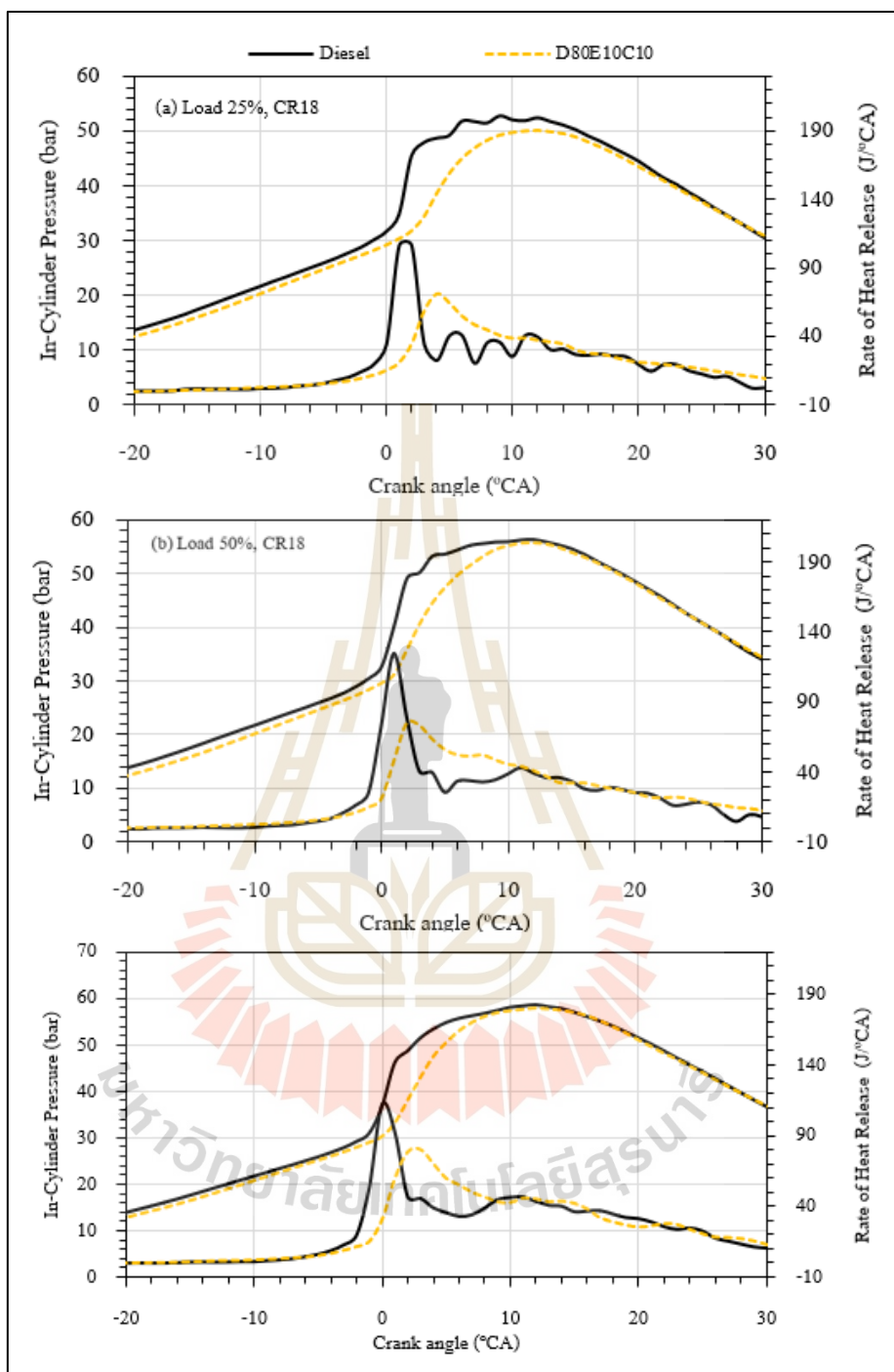




รูปที่ 5.5 ความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อนของน้ำมันดีเซลเทียบกับน้ำมันผสมที่อัตราส่วนการอัด 16:1



รูปที่ 5.6 ความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อนของน้ำมันดีเซลเทียบกับน้ำมันผสมที่อัตราส่วนการอัด 17:1



รูปที่ 5.7 ความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยความร้อนของน้ำมันดีเซลเทียบกับน้ำมันผสมที่อัตราส่วนการอัด 18:1

3. การปลดปล่อยมลพิษไอเสียในเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน

จากรูปที่ 5.8 แสดงการปลดปล่อยมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจน โดยปกติแล้วการเกิดออกไซด์ของไนโตรเจนจะเกิดเมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้ในเครื่องยนต์สูง จากการทดสอบพบว่า การเพิ่มโหลดการทำงานของเครื่องยนต์ส่งผลต่อการเพิ่มออกไซด์ของไนโตรเจนทั้งในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม เนื่องจากการเผาเชื้อเพลิงในปริมาณที่มากขึ้นส่งผลต่ออุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูง เมื่อพิจารณาการเพิ่มอัตราส่วนการอัดที่มีผลต่อการปล่อยมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนพบว่า การเพิ่มอัตราส่วนการอัดส่งผลต่อการปล่อยมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนที่สูง เนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนการอัดจะไปเพิ่มความดันในกระบอกสูบส่งผลต่อการเผาไหม้ที่รุนแรง เมื่อพิจารณาการปลดปล่อยมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมพบว่าที่อัตราส่วนการอัด 16 น้ำมันผสมมีการปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนน้อยกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 11.75%, 0.94% และ 3.51% ที่อัตราส่วนการอัด 17 น้ำมันผสมมีการปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนน้อยกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 14.45%, 5.56% และ 2.33% ที่อัตราส่วนการอัด 18 น้ำมันผสม มีการปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนน้อยกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 23.00%, 11.90% และ 10.68% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% สังเกตว่าการปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนของน้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าน้ำมันดีเซลในทุก ๆ โหลดการทำงาน และอัตราส่วนการอัดซึ่งค่าการปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนมีความสัมพันธ์กับอัตราการปลดปล่อยความร้อน ถึงแม้ว่าค่าซีเทนที่ต่ำส่งผลให้ความล่าช้าในการจุดระเบิดที่ยาวทำให้อัตราการปลดปล่อยความร้อนสูง การมีอยู่ของออกซิเจนทำให้อุณหภูมิในการเผาไหม้สูง แต่น้ำมันผสมมีค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอน้ำที่สูงเมื่อฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ละอองเชื้อเพลิงจะดูดซับความร้อนในห้องเผาไหม้เพื่อเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นก๊าซทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้ลดลง นอกจากนี้ค่าความหนืดที่สูงของน้ำมันผสมยังส่งผลต่อการลดการปลดปล่อยมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนเนื่องจากค่าความหนืดที่สูงการฉีดเชื้อเพลิงเป็นละอองจะมีขนาดเม็ดที่ใหญ่ทำให้ต้องใช้ความร้อนในห้องเผาไหม้ในการเปลี่ยนสถานะของสารผสมสูง

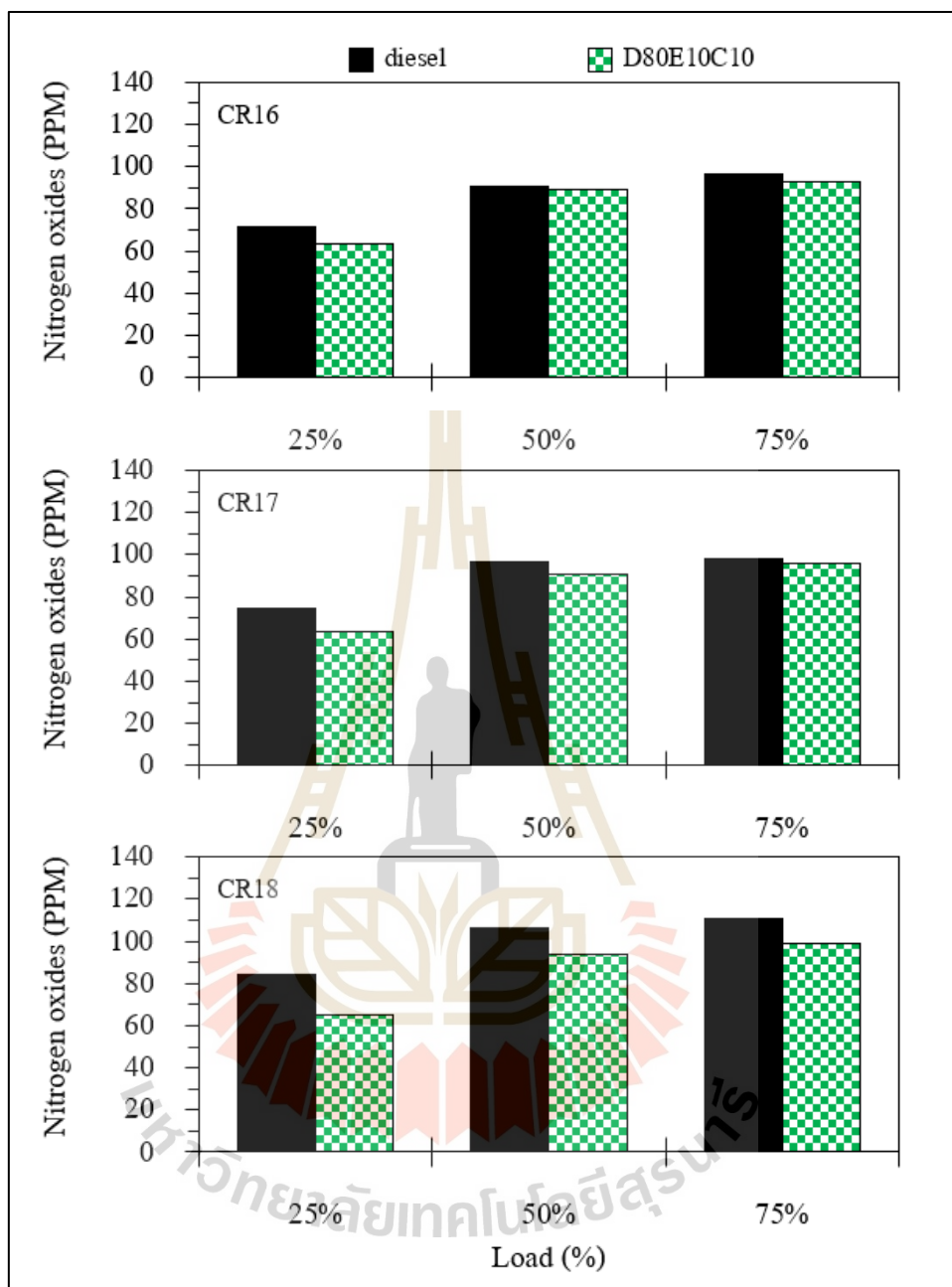
จากรูปที่ 5.9 แสดงการปล่อยไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผันเทียบกับโหลดการทำงานของเครื่องยนต์ไฮโดรคาร์บอนคือสารประกอบของเชื้อเพลิงที่ยังไม่ถูกการเผาไหม้หรือมีการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์สารประกอบจะอยู่ในรูป C_xH_y มีลักษณะไม่แน่นอนการเกิดมีลักษณะที่ซับซ้อนแหล่งที่มาของไฮโดรคาร์บอนในเครื่องยนต์เกิดจากหลายสาเหตุ เช่น การไหลในซอกบริเวณผนังเสื้อสูบ เป็นต้น จากการทดสอบการเพิ่มโหลดจะส่งผลต่อการเพิ่มไฮโดรคาร์บอนทั้งในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมเนื่องจากเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ในโหลดสูงมีปริมาณมากทำให้มีเชื้อเพลิงบางส่วนที่ไม่ถูก

เผาไหม้ การเพิ่มอัตราส่วนการอัดจะช่วยลดการปล่อยไฮโดรคาร์บอนได้ เนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนการอัดส่งผลต่ออุณหภูมิอากาศที่สูงขึ้นส่งผลต่อการเผาไหม้ของสารผสมเมื่อเปรียบเทียบการปล่อยไฮโดรคาร์บอนในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมพบว่าที่อัตราส่วนการอัด 16 การปล่อยไฮโดรคาร์บอนของน้ำมันผสมมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 21.25% และ 16.29% ที่โหลดการทำงาน 50% และ 75% แต่ที่โหลดการทำงาน 25% การปล่อยไฮโดรคาร์บอนของน้ำมันผสมมีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซลที่อัตราส่วนการอัด 17 การปล่อยไฮโดรคาร์บอนของน้ำมันผสมมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 34.01% และ 20.56% ที่โหลดการทำงาน 25% และ 75% แต่ที่โหลดการทำงาน 50% การปล่อยไฮโดรคาร์บอนของน้ำมันผสมมีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซลที่อัตราส่วนการอัด 18 การปล่อยไฮโดรคาร์บอนของน้ำมันผสมมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 32.70% และ 26.08% ที่โหลดการทำงาน 25% และ 50% แต่ที่โหลดการทำงาน 50% การปล่อยไฮโดรคาร์บอนของน้ำมันผสมมีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซล การปล่อยไฮโดรคาร์บอนที่สูงของน้ำมันผสมเกิดจากค่าความหนืดที่สูงของน้ำมันตะหุงในน้ำมันผสมทำให้การฉีดเชื้อเพลิงเป็นละอองมีขนาดใหญ่ การละเหยตัวของเชื้อเพลิงจึงละเอียดยากจึงไม่เกิดการเผาไหม้ นอกจากนี้ค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอของเอทานอลที่สูงยังไปลดอุณหภูมิการเผาไหม้ลงอีกทั้งความล่าช้าในการจุดระเบิดที่ยาวของเชื้อเพลิงผสมทำให้เวลาการเผาไหม้เชื้อเพลิงมีน้อยการปล่อยไฮโดรคาร์บอนจึงมีค่าที่สูงกว่าน้ำมันดีเซล

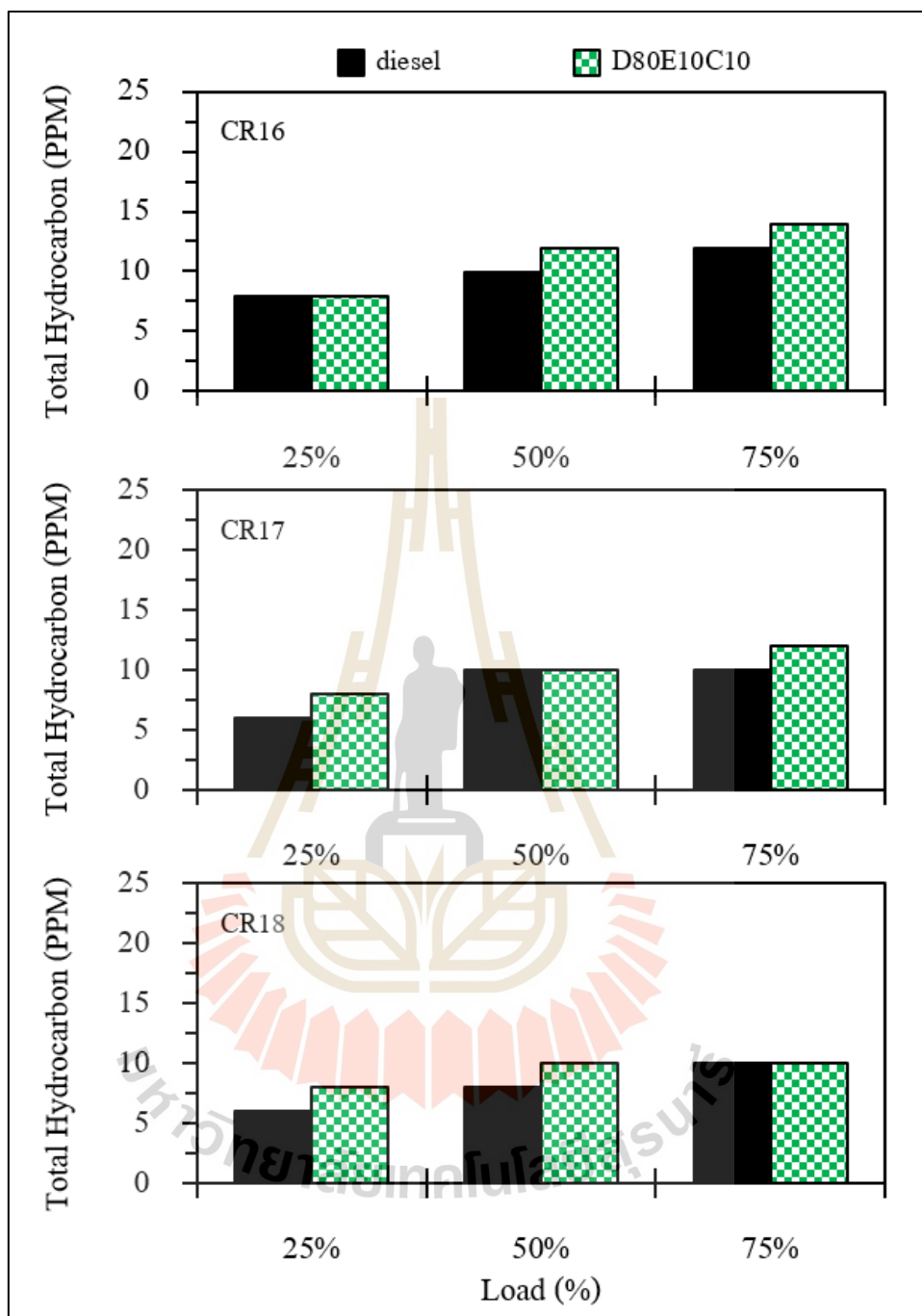
จากรูปที่ 5.10 แสดงการปล่อยคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผันเปรียบเทียบกับโหลดการทำงานของเครื่องยนต์ โดยทั่วไปแล้วเครื่องยนต์ดีเซลทำงานในอัตราส่วนผสมบางการเกิดคาร์บอนมอนอกไซด์จึงมีปริมาณที่น้อยมาก แต่สาเหตุการเกิดคาร์บอนมอนอกไซด์เกิดจากการเผาไหม้มีอากาศเข้าไปผสมกับน้ำมันเชื้อเพลิงไม่เพียงพอ (ส่วนผสมการเผาไหม้หนา) สำหรับการเผาไหม้คาร์บอนทั้งหมดในเชื้อเพลิงให้เป็นก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ และการเกิดคาร์บอนมอนอกไซด์จะเกิดขึ้นในแก๊สที่เผาไหม้แล้วซึ่งมีอุณหภูมิที่สูง โดยจะเกิดจากการแตกตัวของคาร์บอนไดออกไซด์เป็นหลัก ซึ่งเมื่อวัฏจักรการทำงานเครื่องยนต์ถึงจังหวะขยายตัวกระบวนการออกซิเดชันของคาร์บอนมอนอกไซด์จะหยุดเมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้แก๊สที่เผาไหม้แล้วลดลง ผลการทดลองพบว่า การเพิ่มโหลดการทำงานของเครื่องยนต์ส่งผลต่อการเพิ่มของก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ เนื่องจากที่โหลดสูงการเผาไหม้เชื้อเพลิงจะเป็นส่วนผสมแบบหนา เมื่อพิจารณาการเพิ่มอัตราส่วนการอัดกับการปล่อยมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์พบว่า การเพิ่มอัตราส่วนการอัดส่งผลต่อการลดลงของก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ในทุก ๆ โหลดการทำงานมีผลทั้งในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมและเมื่อเปรียบเทียบการปล่อยมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์ในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงพบว่า

ที่อัตราส่วนการอัด 16 น้ำมันผสมมีการปล่อยมลพิษคาร์บอนไดออกไซด์มากกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 27.05%, 7.29% และ 9.16% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% ที่อัตราส่วนการอัด 17 น้ำมันผสมมีการปล่อยมลพิษคาร์บอนไดออกไซด์มากกว่า น้ำมันดีเซลเท่ากับ 16.15% และ 16.68% ที่โหลดการทำงาน 25% และ 50% แต่ในขณะที่โหลดการทำงาน 75% การปล่อยมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์มีค่าน้อยกว่าดีเซลเท่ากับ 2.14% ที่อัตราส่วนการอัด 18 น้ำมันผสมมีการปล่อยมลพิษคาร์บอนไดออกไซด์มากกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 12.00% และ 4.35% ที่โหลดการทำงาน 25% และ 50% แต่ในขณะที่เครื่องยนต์ทำงานที่โหลด 75% การปล่อยมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์มีค่าน้อยกว่าดีเซลเท่ากับ 7.89% ถึงแม้ว่าการมีอยู่ของออกซิเจนในเอทานอลและละหุ่งที่ผสมอยู่ในน้ำมันผสมจะช่วยในเรื่องการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ แต่การออกซิเดชันของก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์จะหยุดลงเมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้ลดลง (Harish Venu, 2017) สังเกตได้จากอัตราการปลดปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล

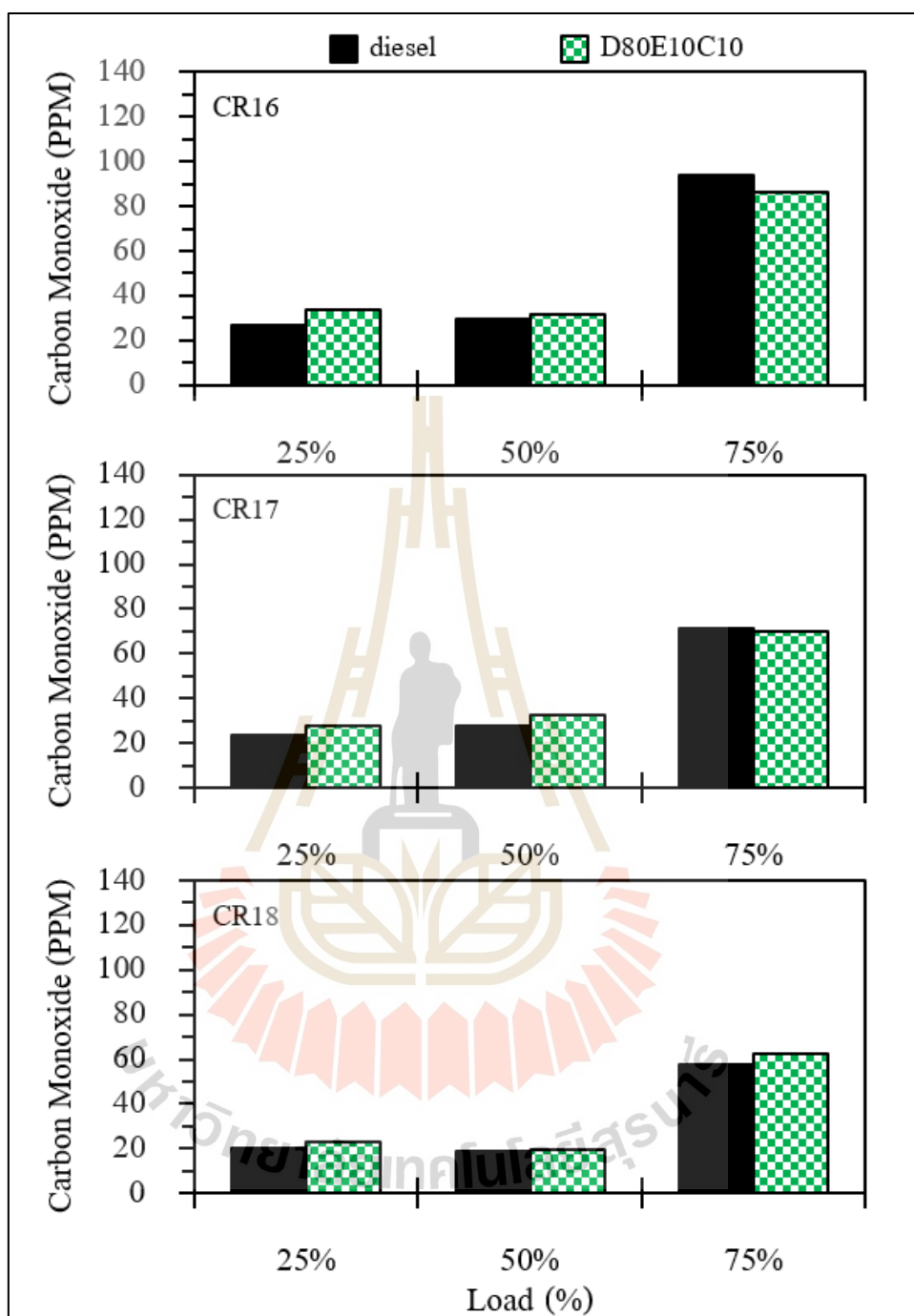
จากรูปที่ 5.11 แสดงการปล่อยมลพิษเขม่าในเครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผันเทียบกับโหลดการทำงานจากการเกิดเขม่า สาเหตุมาจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงในส่วนผสมที่หนาแน่นของออกซิเจนในการเผาไหม้จากการทดสอบพบว่า การเพิ่มโหลดการทำงานของเครื่องยนต์ส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของเขม่าทั้งในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมที่โหลดสูงจะมีการฉีดเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ในปริมาณที่มากทำให้มีเชื้อเพลิงบางส่วนเผาไหม้ไม่สมบูรณ์เมื่อพิจารณาการเพิ่มอัตราส่วนการอัดกับการปล่อยเขม่าในเครื่องยนต์พบว่า การเพิ่มอัตราส่วนการอัดสามารถลดการปล่อยเขม่าลงได้ที่อัตราส่วนการอัดสูงจะไปเพิ่มอุณหภูมิของอากาศให้สูงขึ้นซึ่งมีผลต่อการเผาไหม้ของสารผสมทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์ เมื่อเปรียบเทียบการปล่อยเขม่าในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมพบว่าที่อัตราส่วนการอัด 16 น้ำมันผสมมีการปล่อยเขม่าที่น้อยกว่าดีเซลเท่ากับ 7.30%, 3.13% และ 17.27% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% ที่อัตราส่วนการอัด 17 น้ำมันผสมมีการปล่อยเขม่าที่น้อยกว่าดีเซลเท่ากับ 10.51% และ 6.51% ที่โหลดการทำงาน 25% และ 50% แต่ที่โหลดการทำงาน 75% การปล่อยเขม่าของน้ำมันผสมมีค่ามากกว่าดีเซลเท่ากับ 2.01% ที่อัตราส่วนการอัด 18 น้ำมันผสมมีการปล่อยเขม่าที่น้อยกว่าดีเซลเท่ากับ 7.30%, 3.13% และ 17.27% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% การปล่อยเขม่าที่น้อยกว่าของน้ำมันผสมเกิดจากการมีอยู่ของออกซิเจนทั้งในเอทานอลและน้ำมันละหุ่งดิบโดยเฉพาะน้ำมันละหุ่งมีกรดไขมันอิ่มตัวซึ่งมีหมู่ไฮดรอกซิลมากกว่ากรดไขมันชนิดอื่นจึงสามารถลดการปล่อยมลพิษเขม่าได้มากกว่าน้ำมันดีเซล



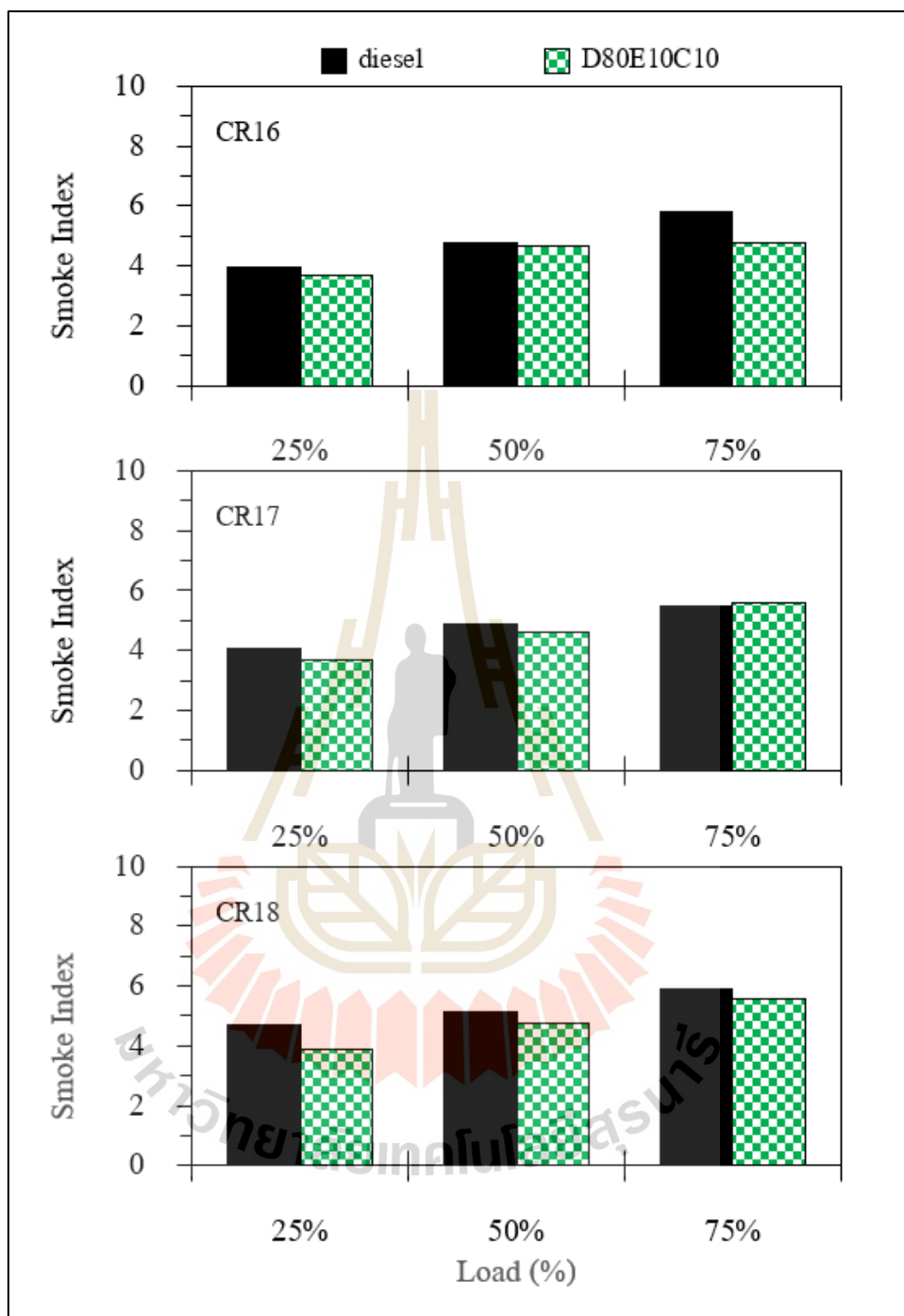
รูปที่ 5.8 การปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนของเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน
เทียบกับโหลดการทำงานของเครื่องยนต์



รูปที่ 5.9 การปล่อยไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน
เทียบกับโหลดการทำงานของเครื่องยนต์



รูปที่ 5.10 การปล่อยคาร์บอนมอนอกไซด์ของเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน
เทียบกับโหลดการทำงานของเครื่องยนต์



รูปที่ 5.11 การปล่อยเขม่าของเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน
เทียบกับโหลดการทำงานของเครื่องยนต์

5.2 สรุปผลการวิจัย

ในบทนี้ได้ทำการศึกษาการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ คุณลักษณะการเผาไหม้ และการปล่อยมลพิษไอเสียในเครื่องยนต์อัตราส่วนกำลังอัดแปรผัน ผลจากการวิจัยสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. ผลการทดสอบสมรรถนะ คุณลักษณะการเผาไหม้และมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผัน

1) การเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดส่งผลต่อค่าอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกดลลง การเพิ่มอัตราส่วนการอัดส่งผลต่อแรงดันในกระบอกสูบที่เพิ่มขึ้นทำให้เครื่องยนต์ได้แรงบิดที่สูง ที่อัตราส่วนการอัด 16 ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของน้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าน้ำมันดีเซลที่โหลด 50% และ 75% แต่ที่โหลด 25% อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของน้ำมันผสมมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลที่อัตราส่วนการอัด 17 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของน้ำมันผสมมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลในทุก ๆ โหลด การทดสอบและที่อัตราส่วนการอัด 18 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของน้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าน้ำมันดีเซลที่โหลด 25% และ 50% แต่ที่โหลด 75% มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะมากกว่าน้ำมันดีเซล

2) ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเป็นสัดส่วนผกผันกับอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกการเพิ่มอัตราส่วนการอัดส่งผลต่อการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนให้สูงขึ้น อัตราส่วนการอัด 16 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% ที่อัตราส่วนการอัด 17 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% ที่อัตราส่วนการอัด 18 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75%

3) อุณหภูมิไอเสียจะมีค่าลดลงเมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดในทุก ๆ โหลดการทำงาน ของเครื่องยนต์สาเหตุเกิดจากที่อัตราส่วนการอัดที่สูงจะส่งผลต่อความล่าช้าในการจุดระเบิดที่สั้น ทำให้มีเวลาในการเผาไหม้ที่นานขึ้น การเผาไหม้จะเผาไหม้เชื้อเพลิงหมดก่อนที่วาล์วไอเสียจะเปิดทำให้ก๊าซมีเวลาเพียงพอที่จะเย็นตัวก่อนที่วาล์วไอเสียจะเปิดและอุณหภูมิไอเสียของน้ำมันผสมมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซล เนื่องจากค่าความร้อนที่ต่ำของน้ำมันผสมบวกกับค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอของเอทานอลทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้ต่ำลง

4) ความล่าช้าในการจุดระเบิดจะสั้นลงเมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดให้สูงขึ้น เนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนการอัดที่สูงขึ้นจะเป็นการเพิ่มความดันในกระบอกสูบทำให้อุณหภูมิอากาศที่เข้าเครื่องยนต์มีอุณหภูมิสูง อากาศที่มีอุณหภูมิสูงนี้มีผลต่อการจุดระเบิดของสารผสม ความล่าช้าในการจุดระเบิดของน้ำมันผสมมีค่ายาวนานกว่าน้ำมันดีเซลในทุก ๆ โหลดการทำงาน เนื่องจากค่าซีเทนที่ต่ำของเอทานอลบวกกับค่าความหนืดที่สูงของน้ำมันละหุ่ง

5) การปล่อยมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนเพิ่มขึ้นเมื่อมีการเพิ่มอัตราส่วนการอัด เนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนการอัดจะไปเพิ่มความดันในกระบอกสูบทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้สูง ที่อัตราส่วนการอัด 16 น้ำมันผสมมีการปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนน้อยกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 11.75%, 0.94% และ 3.51% ที่อัตราส่วนการอัด 17 น้ำมันผสมมีการปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนน้อยกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 14.45%, 5.56% และ 2.33% ที่อัตราส่วนการอัด 18 น้ำมันผสมมีการปล่อยออกไซด์ของไนโตรเจนน้อยกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 23.00%, 11.90% และ 10.68% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75%

6) การปล่อยมลพิษไฮโดรคาร์บอนลดลงเมื่อมีการเพิ่มอัตราส่วนการอัด ส่งผลต่อการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศ ซึ่งมีผลต่อการเผาไหม้ของสารผสมที่อัตราส่วนการอัด 16 การปล่อยไฮโดรคาร์บอนของน้ำมันผสมมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 21.25% และ 16.29% ที่โหลดการทำงาน 50% และ 75% แต่ที่โหลดการทำงาน 25% การปล่อยไฮโดรคาร์บอนของน้ำมันผสมมีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซล ที่อัตราส่วนการอัด 17 การปล่อยไฮโดรคาร์บอนของน้ำมันผสมมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 34.01% และ 20.56% ที่โหลดการทำงาน 25% และ 75% แต่ที่โหลดการทำงาน 50% การปล่อยไฮโดรคาร์บอนของน้ำมันผสมมีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซล ที่อัตราส่วนการอัด 18 การปล่อยไฮโดรคาร์บอนของน้ำมันผสมมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 32.70% และ 26.08% ที่โหลดการทำงาน 25% และ 50% แต่ที่โหลดการทำงาน 50% การปล่อยไฮโดรคาร์บอนของน้ำมันผสมมีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซลการปล่อยไฮโดรคาร์บอนที่สูงของน้ำมันผสม

7) การปล่อยมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์มีค่าลดลงเมื่อมีการเพิ่มอัตราส่วนการอัด ที่อัตราส่วนการอัด 16 น้ำมันผสมมีการปล่อยมลพิษคาร์บอนไดออกไซด์มากกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 27.05%, 7.29% และ 9.16% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% ที่อัตราส่วนการอัด 17 น้ำมันผสมมีการปล่อยมลพิษคาร์บอนไดออกไซด์มากกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 16.15% และ 16.68% ที่โหลดการทำงาน 25% และ 50% แต่ในขณะที่โหลดการทำงาน 75% การปล่อยมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์มีค่าน้อยกว่าดีเซลเท่ากับ 2.14% ที่อัตราส่วนการอัด 18 น้ำมันผสมมีการปล่อยมลพิษคาร์บอนไดออกไซด์มากกว่าน้ำมันดีเซลเท่ากับ 12.00% และ 4.35% ที่โหลดการทำงาน 25%

และ 50% แต่ในขณะที่โหลดการทำงาน 75% การปล่อยมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์มีค่าน้อยกว่าดีเซลเท่ากับ 7.89%

8) การปล่อยมลพิษเขม่าควันดำในเครื่องยนต์มีค่าลดลงเมื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัด อัตราส่วนการอัด 16 น้ำมันผสมมีการปล่อยเขม่าที่น้อยกว่าดีเซลเท่ากับ 7.30%, 3.13% และ 17.27% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75% ที่อัตราส่วนการอัด 17 น้ำมันผสมมีการปล่อยเขม่าที่น้อยกว่าดีเซลเท่ากับ 10.51% และ 6.51% ที่โหลดการทำงาน 25% และ 50% แต่ที่โหลดการทำงาน 75% การปล่อยเขม่าของน้ำมันผสมมีค่ามากกว่าดีเซลเท่ากับ 2.01% ที่อัตราส่วนการอัด 18 น้ำมันผสมมีการปล่อยเขม่าที่น้อยกว่าดีเซลเท่ากับ 7.30%, 3.13% และ 17.27% ที่โหลดการทำงาน 25%, 50% และ 75%



บทที่ 6

ผลการทดสอบระยะยาวของเครื่องยนต์

6.1 ผลการทดสอบระยะยาว

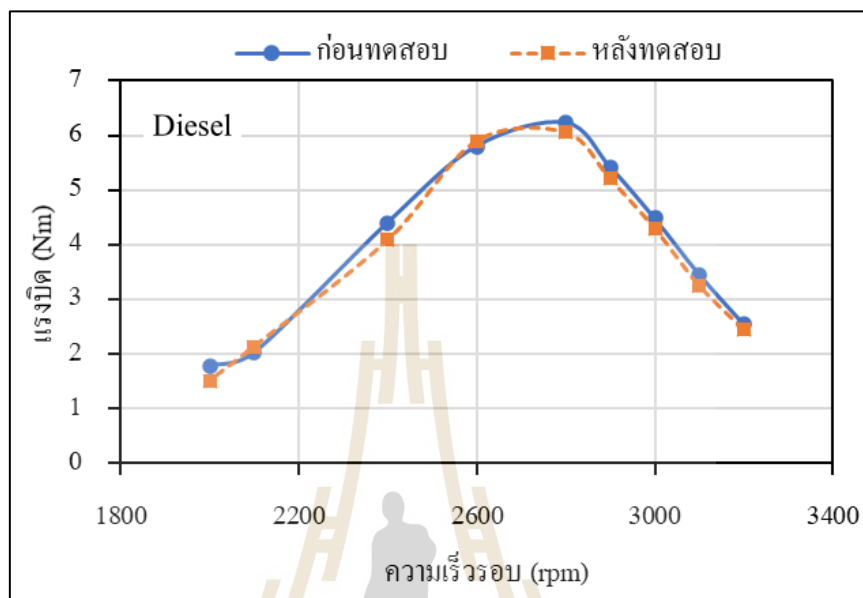
ผลการทดสอบในบทนี้จะกล่าวถึงการทดสอบระยะยาวของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล และน้ำมันผสมผลการวิเคราะห์จะถูกแบ่งเป็นทั้งหมด 4 ส่วน ได้แก่ (1) ผลการทดสอบแรงบิดของเครื่องยนต์ก่อนและหลังการทดสอบระยะยาว (2) ผลการตรวจการปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่น (3) ผลการใช้น้ำมันและวัดชิ้นส่วนภายในเครื่องยนต์ และ (4) ภาพถ่ายชิ้นส่วนเครื่องยนต์ ผลในแต่ละส่วนจะมีความสอดคล้องและเชื่อมโยงไปยังการสึกหรอในเครื่องยนต์ โดยผลการทดสอบระยะยาวแสดงดังหัวข้อต่อไปนี้

6.1.1 ผลการทดสอบแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม

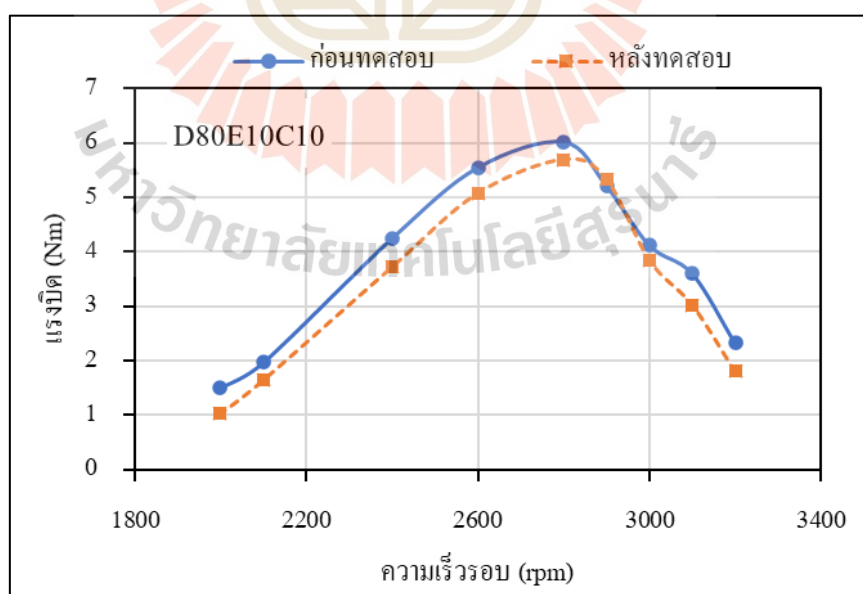
เครื่องยนต์ที่ผ่านการใช้งานมาระยะเวลาหนึ่งจะเกิดการสึกหรอของชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ ค่าคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นต่ำลงซึ่งจะส่งผลโดยตรงกับค่าแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ต่ำลงเมื่อพิจารณารูปที่ 6.1 กราฟแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลก่อนและหลังการทดสอบพบว่าแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลหลังทดสอบมีค่าต่ำกว่าก่อนทดสอบเล็กน้อยโดยค่าแรงบิดสูงสุดมีค่าต่างกันเท่ากับ 0.17 Nm คิดเป็น 2.73% เมื่อพิจารณารูปที่ 6.2 แรงบิดก่อนและหลังทดสอบของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมพบว่าแรงบิดหลังการทดสอบมีค่าต่ำกว่าก่อนทดสอบอย่างชัดเจนโดยค่าแรงบิดสูงสุดมีค่าต่างกันเท่ากับ 0.33 Nm คิดเป็น 5.48% ค่าแรงบิดที่ตกแสดงถึงการสึกหรอของเครื่องยนต์และคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นที่ลดลง

เมื่อเปรียบเทียบแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมทั้ง 2 น้ำมันเชื้อเพลิงก่อนและหลังการทดสอบพบว่าก่อนเริ่มการทดสอบค่าแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเล็กน้อยโดยค่าแรงบิดสูงสุดมีค่าแตกต่างกันเท่ากับ 0.21 Nm คิดเป็น 3.37% ค่าแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมแสดงดังรูปที่ 6.3 สาเหตุที่เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าแรงบิดที่ต่ำกว่าเนื่องจากค่าคุณสมบัติของน้ำมันผสมมีความหนืดที่สูง ค่าความร้อนที่ต่ำกว่าน้ำมันดีเซลรวมถึงการมีอยู่ของเอทานอลในน้ำมันเชื้อเพลิงจึงส่งผลให้กำลังที่ออกมามีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล เมื่อพิจารณารูปที่ 6.4 พบว่าค่าแรงบิดช่วงความเร็วรอบ 2,000-2,600 รอบต่อนาที มีความแตกต่างกันอย่างชัดเจนโดยค่าแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบ

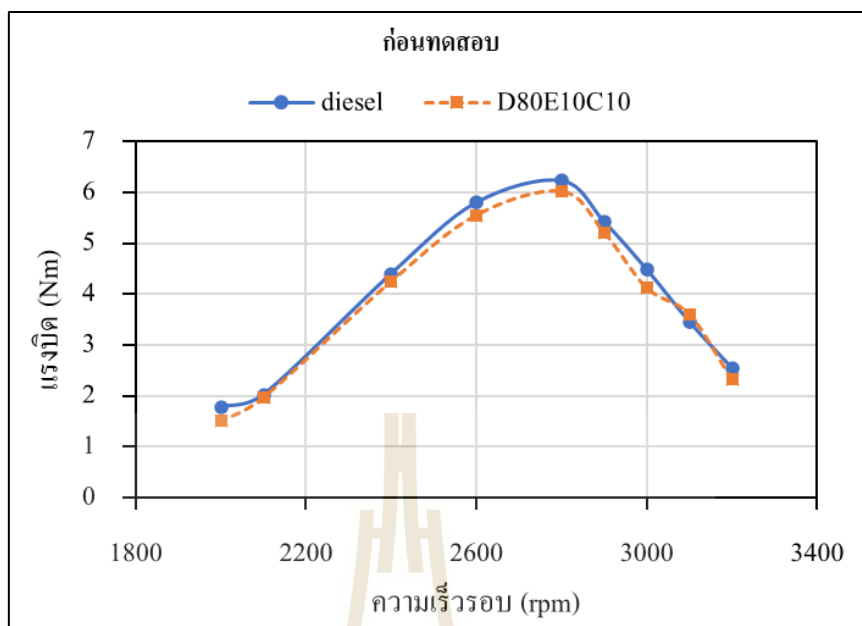
2,900-3,200 รอบต่อนาที พบว่า ค่าแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเล็กน้อยโดยค่าแรงบิดสูงสุดมีค่าต่างกันเท่ากับ 0.37 Nm คิดเป็น 6.11%



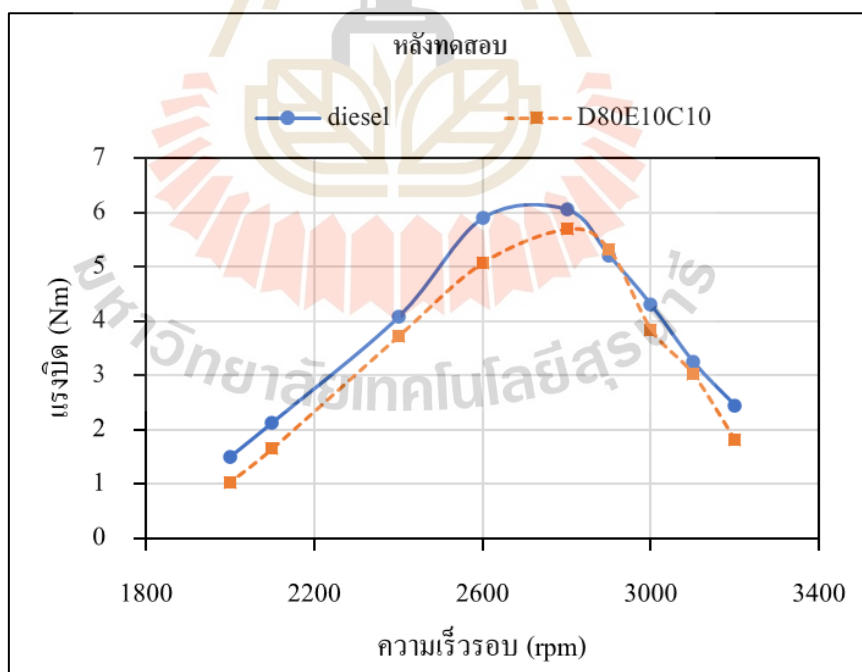
รูปที่ 6.1 แรงบิดก่อนและหลังการทดสอบระยะยาวของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 6.2 แรงบิดก่อนและหลังการทดสอบระยะยาวของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 6.3 เปรียบเทียบระหว่างน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงผสมก่อนการทดสอบระยะยาว



รูปที่ 6.4 เปรียบเทียบระหว่างน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงผสมหลังการทดสอบระยะยาว

6.1.2 ผลการตรวจสอบน้ำมันเครื่อง

ผลการตรวจสอบน้ำมันเครื่องทั้งหมดจะแบ่งออกเป็น 4 ส่วน คือ (1) การปนเปื้อนของอนุภาคโลหะเพื่อการสึกหรอของชิ้นส่วนต่างๆ ในเครื่องยนต์ (2) ค่าคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นเพื่อตรวจสอบอายุการใช้งานก่อนและหลังการทดสอบว่ามีการเสื่อมสภาพมากน้อยตามมาตรฐานหรือไม่ (3) การปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นเพื่ออัตราการเสื่อมของน้ำมันหล่อลื่น หากมีสารปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นมากจะส่งผลต่อการเร่งการเสื่อมของน้ำมันหล่อลื่น (4) ผลการถ่ายภาพและชั่งน้ำหนักของชิ้นส่วนหลังทดสอบระยะยาวเพื่อยืนยันการสึกหรอในเครื่องยนต์

6.1.2.1 การปนเปื้อนของอนุภาคโลหะในน้ำมันหล่อลื่น (Wear condition)

การตรวจวัดสภาพการสึกหรอของอนุภาคโลหะในน้ำมันหล่อลื่นมีความสำคัญอย่างมากในการวิเคราะห์สภาพการทำงานของเครื่องยนต์ ซึ่งอนุภาคโลหะแต่ละชนิดจะมีที่มาที่แตกต่างกัน หากตรวจวัดอนุภาคโลหะชนิดใดมากผิดปกติเราสามารถตรวจและซ่อมบำรุงเครื่องยนต์ได้ในทันที การตรวจอนุภาคโลหะจะแบ่งเป็น 2 ขนาด ได้แก่ การตรวจอนุภาคโลหะขนาดเล็ก และการตรวจอนุภาคโลหะขนาดใหญ่ โดยวิธีการตรวจสอบอนุภาคโลหะขนาดเล็กที่มีขนาดน้อยกว่า 3 ไมครอน แต่ไม่สามารถตรวจอนุภาคโลหะที่มีขนาดใหญ่มากกว่า 10 ไมครอนได้ (ปนัดดา นิรินาถล้ำพงศ์, 2547) เครื่องมือที่ใช้ในการตรวจวัดคือ Inductively Coupled Plasma-Atomic Emission Spectrometer (ICP-AES) และการตรวจอนุภาคโลหะขนาดใหญ่ที่มีขนาดประมาณ 5 ถึง 100 ไมครอน ใช้เครื่องมือในการตรวจวัดคือ Rotrode Filter Spectroscopy-Atomic Emission Spectrometer (RFS-AES) (Focus lab, 2020)

การรู้ถึงขนาดโลหะการสึกหรอสามารถทำนายได้คร่าว ๆ ว่าเครื่องยนต์มีการสึกหรอแบบรุนแรงหรือมีการสึกหรอแบบไม่รุนแรงแต่ยังไม่สามารถระบุประเภทการสึกหรอได้หากต้องการทราบประเภทการสึกหรอจะต้องทราบถึง ขนาด รูปร่าง ปริมาณของอนุภาคโลหะ ซึ่งจะตรวจสอบโดยใช้เครื่องมือ Ferrography (สุรพล ราษฎร์นุ้ย, 2549) การตรวจพบโลหะแต่ละชนิดในน้ำมันหล่อลื่นมีแหล่งที่มาที่แตกต่างกัน โลหะการสึกหรอในชิ้นส่วนเครื่องยนต์สามารถดูได้ดังตารางที่ 2.2

6.1.2.2 การปนเปื้อนปริมาณอนุภาคโลหะขนาดเล็ก

การปนเปื้อนอนุภาคโลหะขนาดเล็กที่มีขนาดเล็กกว่า 10 ไมครอนสามารถระบุได้ว่า เครื่องจักรมีการสึกหรอแบบปกติอันเนื่องมาจากกลไกการสึกหรอในรูปแบบต่าง ๆ วิธีการตรวจวัดใช้เครื่องมือ Inductively coupled Plasma-Atomic Emission Spectrometer (ICP-AES) ในการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ได้ใช้เครื่องยนต์ KAWAMA 500D ในการทดสอบ

น้ำมันเชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบ ได้แก่ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม (D80E10C10) โดยเศษอนุภาคโลหะขนาดเล็กที่ปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงทั้งสองทดสอบแสดงดังตารางที่ 6.1

ตารางที่ 6.1 อนุภาคเศษโลหะปนเปื้อนขนาดเล็กหลังการทดสอบ 220 ชั่วโมง ของน้ำมันเชื้อเพลิง
ทั้ง 2 ชนิด

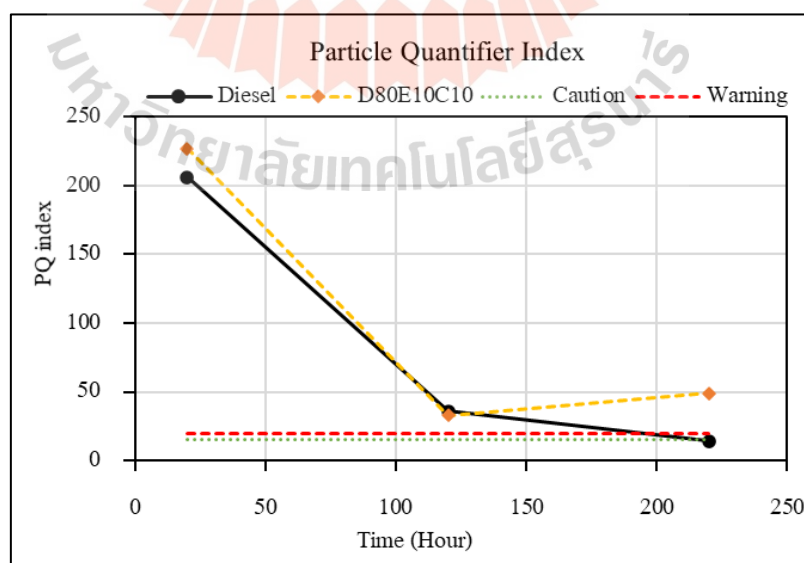
ชนิดหลัก ปนเปื้อน อนุภาคเล็ก (ICP-AES)	หน่วย	PTT D3 Plus SAE 40	ระยะเวลาที่เก็บตัวอย่างน้ำมันเครื่องที่ (ชั่วโมง)					
			Diesel			D80E10C10		
			20	120	220	20	120	220
Iron	PPM	1.2	136.0	367.5	141.13	101.1	69.9	60.7
Chromium	PPM	0.1	8.0	7.5	3.6	14.4	15.6	12.6
Lead	PPM	0.0	0.0	0.0	0.1	0.0	0.0	0.0
Copper	PPM	0.0	2.1	1.7	0.8	1.0	1.2	0.8
Tin	PPM	0.0	2.4	1.0	0.7	5.3	5.6	4.6
Aluminum	PPM	0.8	28.4	21.1	17.1	16.7	18.3	18.8
Nickel	PPM	0.0	0.2	0.3	0.2	0.2	0.0	0.2
Silver	PPM	0.0	0.0	0.0	0.0	0.4	0.4	0.3
Molybdenum	PPM	0.1	76.9	42.4	32.1	4.0	0.2	0.2
Titanium	PPM	0.1	0.7	0.3	0.2	0.9	0.6	1.4
PQ Index	Index	1	206	36	14	227	33	49

6.1.2.3 การปนเปื้อนปริมาณอนุภาคโลหะขนาดใหญ่

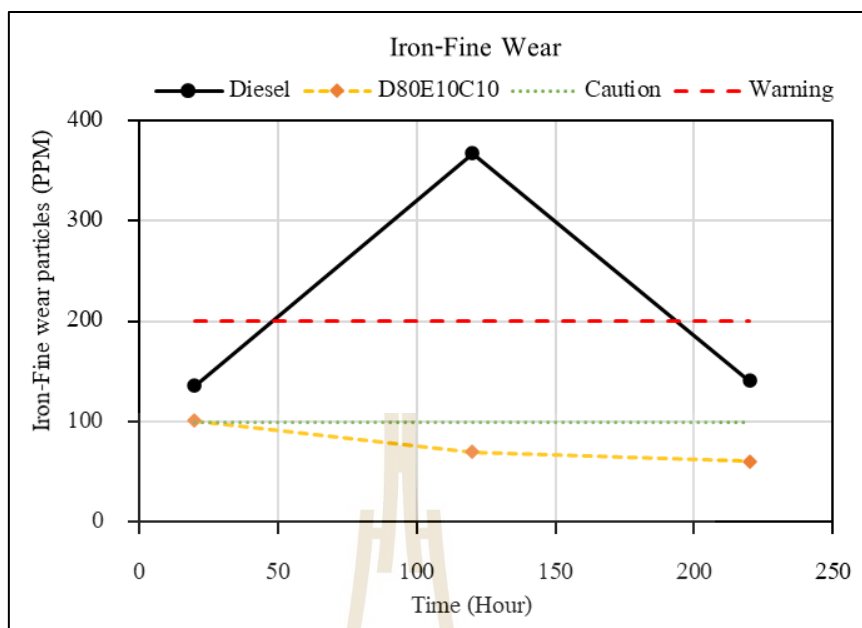
การปนเปื้อนอนุภาคโลหะขนาดใหญ่ที่มีขนาด 5-100 ไมครอน สามารถระบุได้ว่า เครื่องจักรมีการสึกหรอบแบบผิดปกติอันเนื่องมาจากกลไกการสึกหรอในรูปแบบต่าง ๆ ตรวจวัดโดยใช้เครื่องมือ Rotrode Filter Spectroscopy-Atomic Emission Spectrometer (RFS-AES) ในการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ได้ใช้เครื่องยนต์ KAWAMA 500D ในการทดสอบน้ำมันเชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบได้แก่น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม (D80E10C10) โดยเศษอนุภาคโลหะขนาดใหญ่ที่ปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงทั้งสองทดสอบแสดงดังตารางที่ 6.2

ตารางที่ 6.2 อนุภาคเศษโลหะปนเปื้อนขนาดใหญ่หลังการทดสอบ 220 ชั่วโมง ของน้ำมันเชื้อเพลิง
ทั้ง 2 ชนิด

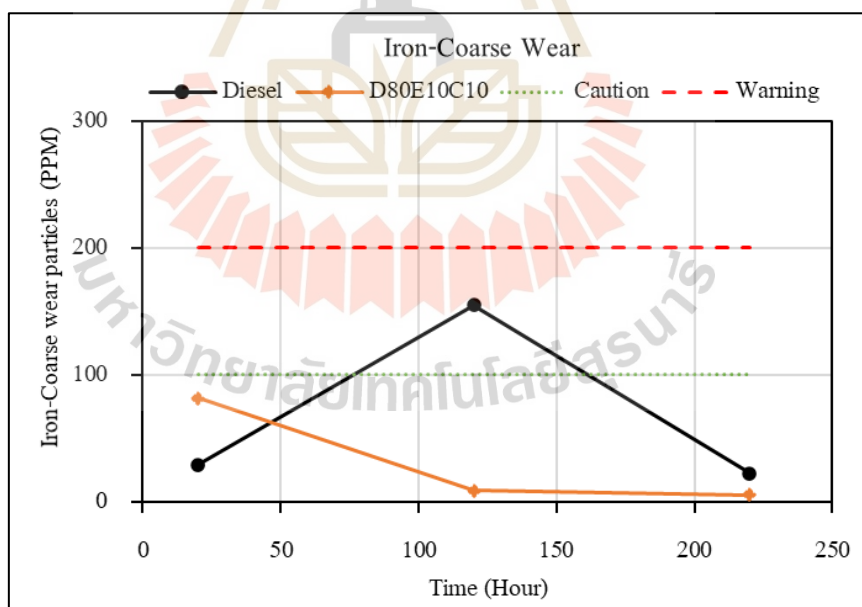
ชนิดเหล็ก ปนเปื้อน อนุภาคใหญ่ (RFS-AES)	หน่วย	PTT D3 Plus SAE 40	ระยะเวลาที่เก็บตัวอย่างน้ำมันเครื่องที่ (ชั่วโมง)					
			Diesel			D80E10C10		
			20	120	220	20	120	220
Iron	PPM	0.6	29.5	155.2	22.4	81.6	9.0	5.5
Chromium	PPM	0.0	0.6	2.5	0.3	8.2	0.8	0.0
Lead	PPM	0.0	3.5	2.7	3.4	0.7	0.2	0.7
Copper	PPM	0.1	0.2	0.4	0.1	0.3	0.2	0.2
Tin	PPM	0.0	0.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Aluminum	PPM	0.3	5.4	12.4	4.8	12.1	2.7	1.8
Nickel	PPM	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Silver	PPM	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Molybdenum	PPM	0.0	0.0	0.9	0.0	0.0	0.0	0.0
Titanium	PPM	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
PQ Index	Index	1	206	36	14	227	33	49



รูปที่ 6.5 ปริมาณอนุภาคเศษโลหะโดยรวมของน้ำมันที่มีขนาด 2 ไมครอน ถึง 1,000 ไมครอน



รูปที่ 6.6 ปริมาณอนุภาคเหล็กขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.7 ปริมาณอนุภาคเหล็กขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ

การปนเปื้อนอนุภาคเหล็กในน้ำมันหล่อลื่นหากตรวจสอบด้วยวิธีการ ICP-AES และ RFS-AES (การวัดการปนเปื้อนอนุภาคเหล็กขนาดเล็กและการวัดการปนเปื้อน

อนุภาคเหล็กขนาดใหญ่) เพียงสองวิธีนี้ยังไม่สามารถระบุการสึกหรอแบบรุนแรงในเครื่องยนต์ได้ การใช้วิธีการวัดปริมาณรวมของอนุภาคเหล็ก (Particle quantifier index, PQ index) ควบคู่กันจะสามารถบ่งบอกว่าเครื่องยนต์มีการสึกหรอรุนแรงหรือไม่ ช่วงการวัดของวิธีการ PQ index สามารถวัดขนาดอนุภาคโดยรวมของเหล็กได้ตั้งแต่ 2-1,000 ไมครอน ซึ่งวิธีการวัดค่า PQ index จะใช้สนามแม่เหล็กโดยเครื่องมือวัดจะตอบสนองเฉพาะวัสดุที่มีคุณสมบัติเป็น Ferromagnetic มาตรฐาน ASTM D8184 ซึ่งอนุภาคเหล็กมีคุณสมบัติดังที่กล่าวไปและจากรูปที่ 6.5 ถึงรูปที่ 6.7 พบว่า

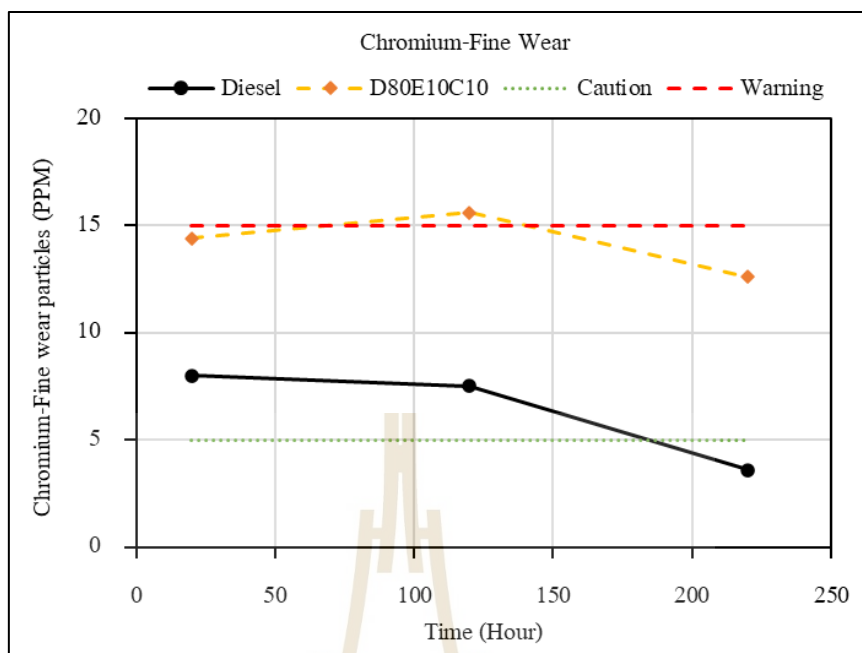
ที่เวลาการทดสอบช่วง 0-20 ชั่วโมง การปนเปื้อนของอนุภาคเหล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงพบว่าค่า PQ index มีค่ามากกว่าเกณฑ์แจ้งเตือนอันตรายเท่ากับ 10.3 เท่า ค่าอนุภาคเหล็กขนาดเล็กกว่า 3 ไมครอน มีค่ามากกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนเท่ากับ 36% ค่าอนุภาคเหล็กขนาดใหญ่ 5-100 ไมครอน มีค่าต่ำกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนเท่ากับ 70.5% และเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงมีค่า PQ index, ค่าอนุภาคเหล็กขนาดใหญ่ 5-100 ไมครอน มีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงเท่ากับ 10.19% และ 176.61% ตามลำดับ แต่ค่าอนุภาคเหล็กขนาดเล็กกว่า 3 ไมครอน มีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเท่ากับ 25.66% การสึกหรอของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีการสึกหรอมากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเนื่องจากปริมาณอนุภาคเหล็กขนาดเล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลจึงมีโอกาที่จะพบอนุภาคโลหะขนาดใหญ่กว่า 3 ไมครอน ผสมในน้ำมันหล่อลื่นบวกกับค่า PQ index ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลจึงมีโอกาพบอนุภาคโลหะขนาดใหญ่กว่า 100 ไมครอน ซึ่งสื่อถึงการสึกหรอที่รุนแรงในเครื่องยนต์สาเหตุที่มีการสึกหรอรุนแรงในช่วงเริ่มต้น เนื่องจากเครื่องยนต์ยังไม่ผ่านการใช้งานระยะช่องว่างระหว่างชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ยังชิดกันเมื่อเกิดการเสียดสีกันของชิ้นส่วนจึงเกิดการสึกหรอรุนแรง

ที่เวลาการทดสอบช่วง 20-120 ชั่วโมง การปนเปื้อนของอนุภาคเหล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงพบว่า ค่า PQ index มีค่ามากกว่าเกณฑ์แจ้งเตือนอันตรายเท่ากับ 80% ค่าอนุภาคเหล็กขนาดเล็กกว่า 3 ไมครอน มีค่ามากกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนอันตรายเท่ากับ 267.5% ค่าอนุภาคเหล็กขนาดใหญ่ 5-100 ไมครอน มีค่าสูงกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนเท่ากับ 55.2% และเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงมีค่า PQ index, ค่าอนุภาคเหล็กขนาดเล็กกว่า 3 ไมครอน, ค่าอนุภาคเหล็กขนาดใหญ่ 5-100 ไมครอน มีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงเท่ากับ 8.33%, 80.97% และ 94.20% ตามลำดับ การสึกหรอของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีการสึกหรอมากกว่าเนื่องจากเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลพบปริมาณอนุภาคเหล็กและใหญ่รวมกันเท่ากับ 522.7 PPM และค่า PQ index เท่ากับ 36 แสดงให้เห็นถึงการพบขนาดอนุภาคเหล็กส่วนใหญ่เป็นขนาด 3-100 ไมครอน ในน้ำมันหล่อลื่นแต่ในขณะที่เครื่องยนต์ที่ใช้

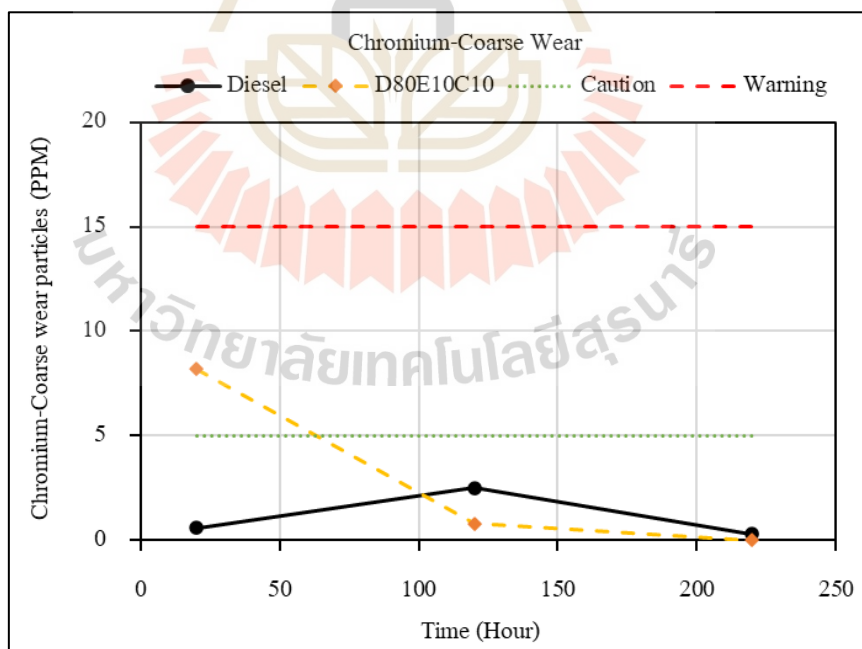
น้ำมันผสมพบปริมาณเหล็กขนาดเล็กและใหญ่รวมกันเท่ากับ 78.9 PPM และค่า PQ index เท่ากับ 33 ซึ่งค่า PQ index ไม่ต่างจากเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลมากแต่ปริมาณเหล็กขนาดเล็กและขนาดใหญ่พบน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลอย่างมากบ่งบอกได้ว่าอนุภาคเหล็กส่วนใหญ่ที่เจอมีขนาดใหญ่กว่า 100 ไมครอน ซึ่งสื่อถึงการสึกหรอที่รุนแรงในเครื่องยนต์

ที่เวลาการทดสอบช่วง 120-220 ชั่วโมง การปนเปื้อนของอนุภาคเหล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงพบว่า ค่า PQ index มีค่าน้อยกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนเท่ากับ 6.67% ซึ่งอยู่ในช่วงปกติ ค่าอนุภาคเหล็กขนาดเล็กกว่า 3 ไมครอน มีค่ามากกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนเท่ากับ 41.13% ค่าอนุภาคเหล็กขนาดใหญ่ 5-100 ไมครอน มีค่าน้อยกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนเท่ากับ 77.6% และเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงมีค่า PQ index มากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงเท่ากับ 250% ค่าอนุภาคเหล็กขนาดเล็กกว่า 3 ไมครอน และค่าอนุภาคเหล็กขนาดใหญ่ 5-100 ไมครอน มีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงเท่ากับ 56.99% และ 75.44% ตามลำดับ การสึกหรอของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีการสึกหรอมากกว่า เนื่องจากเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลมีค่า PQ ที่อยู่ในเกณฑ์ปกติ ค่าอนุภาคเหล็กขนาดเล็กกว่า 3 ไมครอน อยู่สูงกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนค่อนข้างสูงและค่าอนุภาคเหล็กขนาดใหญ่ 5-100 ไมครอน มีค่าน้อยกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนมากแสดงให้เห็นถึงการพบขนาดอนุภาคเหล็กขนาดเล็กกว่า 3 ไมครอน เป็นส่วนใหญ่แต่ในขณะที่เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีค่า PQ index ที่สูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและพบค่า ปริมาณเหล็กขนาดเล็กและใหญ่ที่ต่ำแสดงให้เห็นถึงการพบขนาดอนุภาคขนาดใหญ่กว่า 100 ไมครอน ในน้ำมันหล่อลื่นซึ่งสื่อถึงการสึกหรอที่รุนแรงในเครื่องยนต์

อย่างไรก็ตาม การวิเคราะห์ด้วยวิธีการ PQ index จะทราบได้ถึงแค่ปริมาณเหล็กโดยรวมขนาด 2-1,000 ไมครอน แต่ไม่ได้คำนึงถึงขนาดของอนุภาคเหล็กการวิเคราะห์ร่วมกับวิธีการ ICP-AES และ RFS-AES สามารถระบุขนาดอนุภาคเหล็กได้เพียง 3-100 ไมครอน หากต้องการทราบถึงรูปร่าง ปริมาณและขนาดของอนุภาคเหล็กที่เกิดจากการสึกหรอที่รุนแรงซึ่งจะมีขนาดใหญ่กว่า 100 ไมครอน และต้องการทราบถึงกลไกการสึกหรอในรูปแบบต่าง ๆ ต้องใช้เครื่องมือ Ferrography ในการตรวจสอบเชิงลึกต่อไป

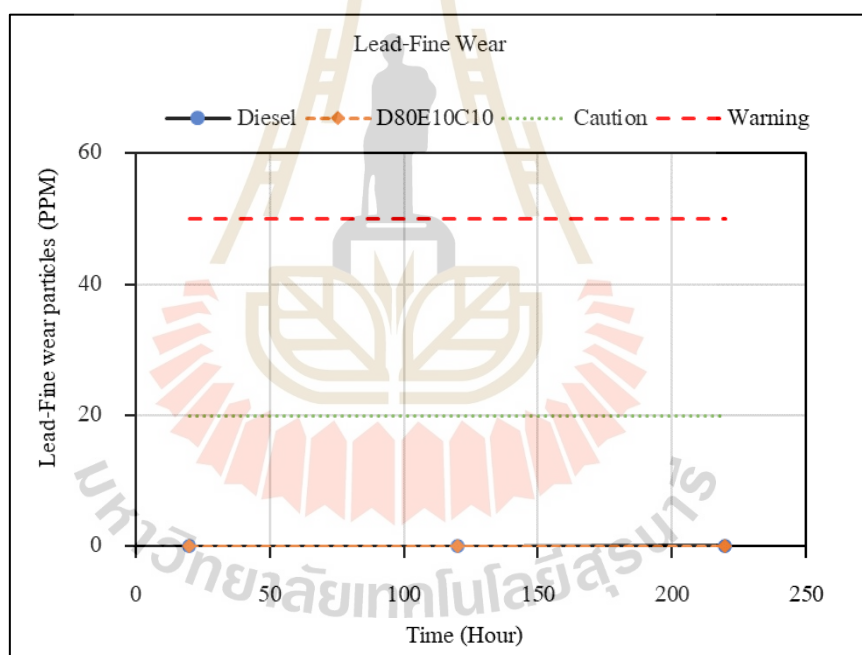


รูปที่ 6.8 ปริมาณอนุภาคโครเมียมขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ

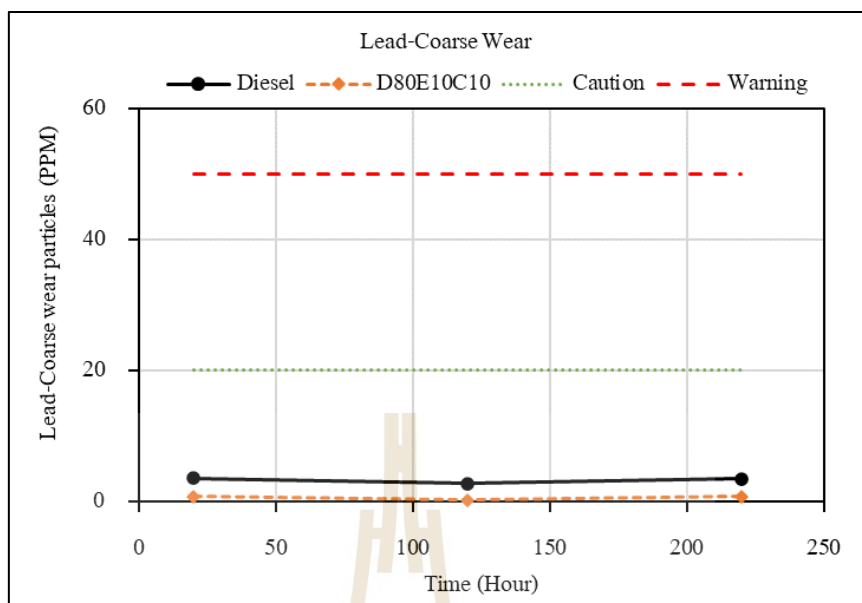


รูปที่ 6.9 ปริมาณอนุภาคโครเมียมขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ

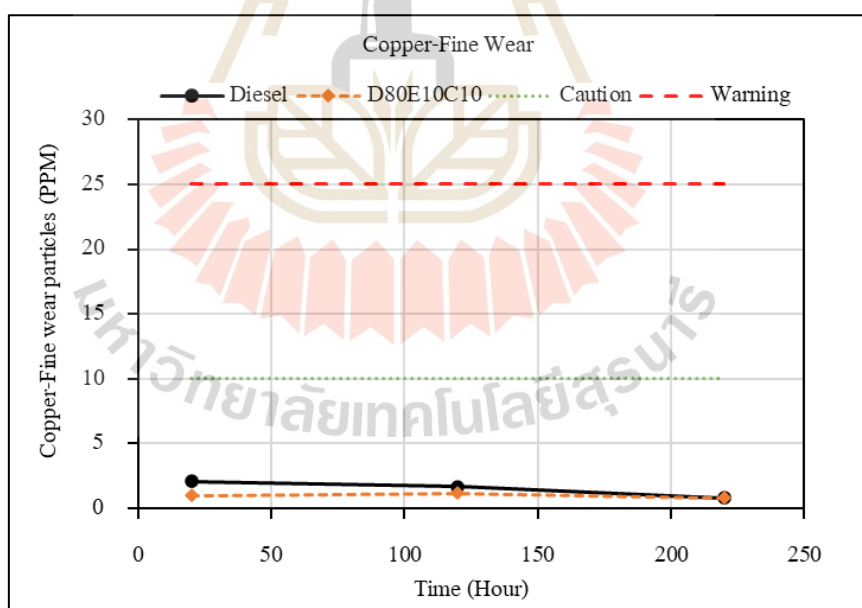
ปริมาณอนุภาคโครเมียมสามารถพบได้ในแหวนลูกสูบ ปลอกสูบที่มีการชุบด้วยโครเมียมจากรูปที่ 6.8 ที่ระยะเวลาการทดสอบชั่วโมงที่ 0-120 ปริมาณอนุภาคโครเมียมขนาดเล็กของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีค่าต่ำกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนอันตรายเท่ากับ 46.67% และ 50% และชั่วโมงที่ 220 การสึกหรอของโครเมียมอยู่ในช่วงปกติ การปนเปื้อนอนุภาคโครเมียมขนาดเล็กของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมในชั่วโมงที่ 20, 120 และ 220 มีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเท่ากับ 80%, 108% และ 250% และช่วงเวลาการทดสอบที่ 120 การสึกหรอของโครเมียมอนุภาคขนาดเล็กมีค่ามากกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนอันตรายเท่ากับ 4% เมื่อพิจารณาจากรูปที่ 6.9 อนุภาคโครเมียมขนาดใหญ่ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมชั่วโมงที่ 20 มีค่าต่ำกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนอันตรายเท่ากับ 45.33% อนุภาคโครเมียมขนาดใหญ่ที่ชั่วโมง 120-200 และอนุภาคโครเมียมขนาดใหญ่ในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลตั้งแต่ชั่วโมงที่ 0-220 อยู่ในเกณฑ์ที่ปกติ



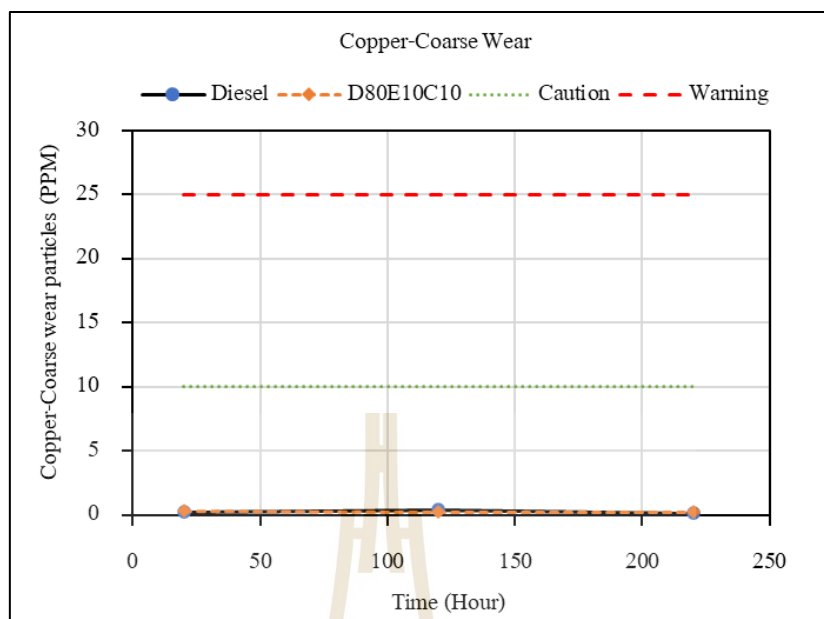
รูปที่ 6.10 ปริมาณอนุภาคตะกั่วขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.11 ปริมาณอนุภาคตะกั่วขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.12 ปริมาณอนุภาคทองแดงขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



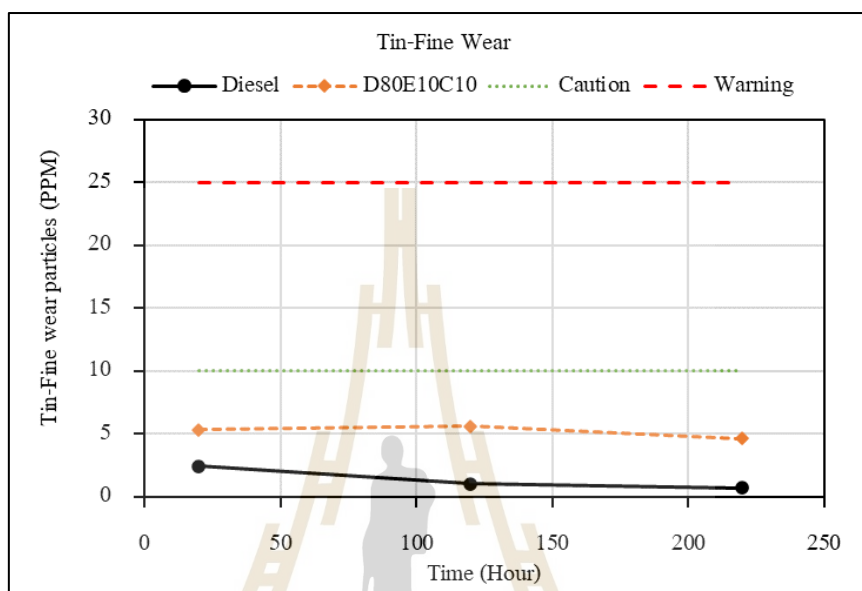
รูปที่ 6.13 ปริมาณอนุภาคทองแดงขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ

การปนเปื้อนของอนุภาคตะกั่วสามารถพบได้ในการสึกหรอของดัลบ ลูกปืน (Bearing) จากรูปที่ 6.10 ไม่พบการปนเปื้อนของอนุภาคตะกั่วขนาดเล็กทั้งในเครื่องยนต์ ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิง เมื่อพิจารณารูปที่ 6.11 พบการปนเปื้อนของอนุภาค ตะกั่วขนาดใหญ่ในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมเล็กน้อย โดยค่าปริมาณการปนเปื้อนของอนุภาคตะกั่วขนาดใหญ่ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าต่ำกว่า เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเท่ากับ 80%, 92.59% และ 79.41% ที่ชั่วโมงการทำงาน 20, 120 และ 220 ทั้งค่าการปนเปื้อนของตะกั่วอนุภาคเล็กและอนุภาคใหญ่ของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงทั้งสอง อยู่ในเกณฑ์การสึกหรอปกติ

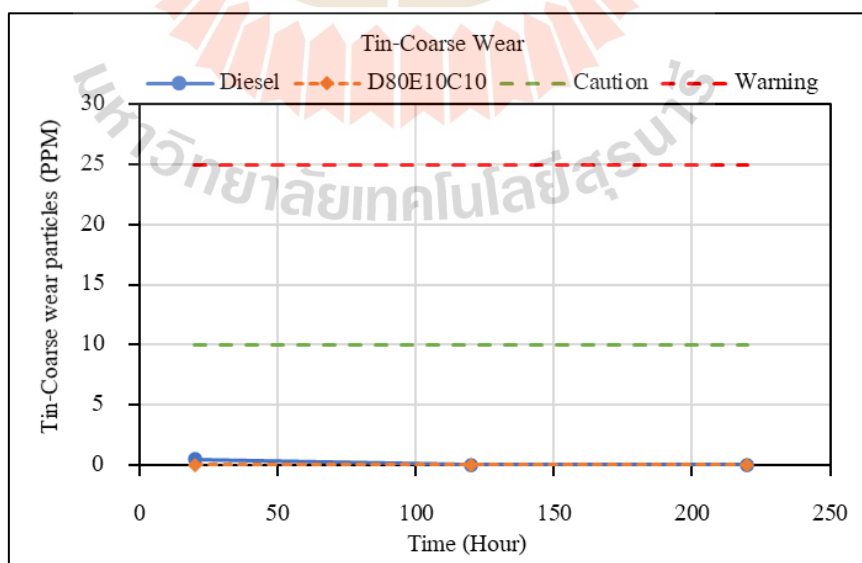
การปนเปื้อนของอนุภาคทองแดงสามารถพบได้ในการสึกหรอของดัลบ ลูกปืน (Bearing), บุชชิง, ปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิง เป็นต้น จากรูปที่ 6.12 พบการปนเปื้อนของอนุภาค ทองแดงขนาดเล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลในชั่วโมงการทำงานที่ 20 กับ 0.2, 0.4, 0.1 PPM ตามลำดับ การปนเปื้อนของอนุภาคทองแดงขนาดเล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่า น้ำมันดีเซล ทั้งสองเครื่องยนต์มีการสึกหรอที่อยู่ในเกณฑ์ปกติ เมื่อพิจารณารูปที่ 6.13 พบว่ามี การปนเปื้อนของอนุภาคทองแดงน้อยมาก แสดงให้เห็นถึงการสึกหรอที่ปกติ

การปนเปื้อนของดีบุกสามารถพบได้ในการสึกหรอของดัลบลูกปืน (Bearing) จากรูปที่ 6.14 การปนเปื้อนของดีบุกในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีการปนเปื้อนที่

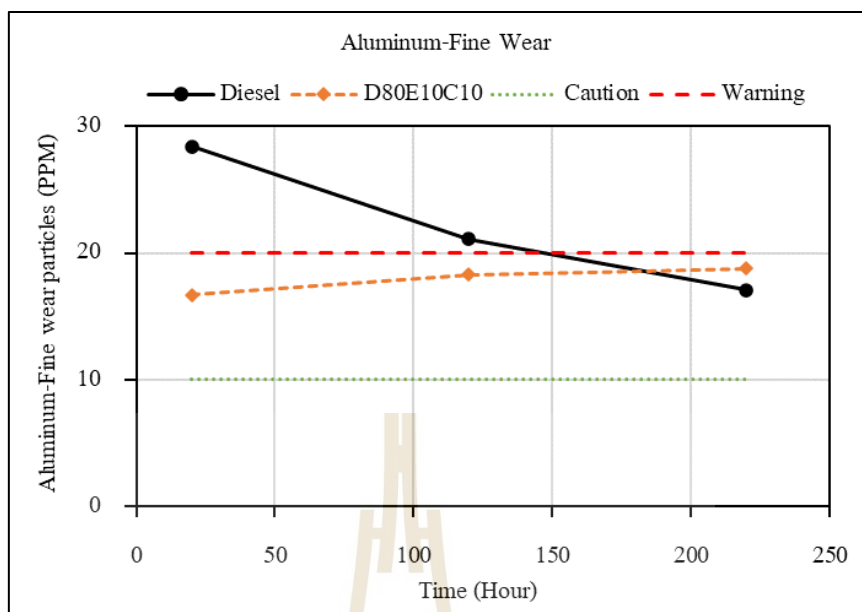
น้อยมากการสึกหรออยู่ในเกณฑ์ปกติ เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันเชื้อเพลิงผสมมีค่าการปนเปื้อนของดีบุกต่ำกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนเท่ากับ 47%, 44% และ 54% ที่ชั่วโมง 20, 120 และ 220 ตามลำดับ การปนเปื้อนดีบุกอนุภาคใหญ่ของเครื่องยนต์ทั้งสองพบการปนเปื้อนที่น้อยมาก



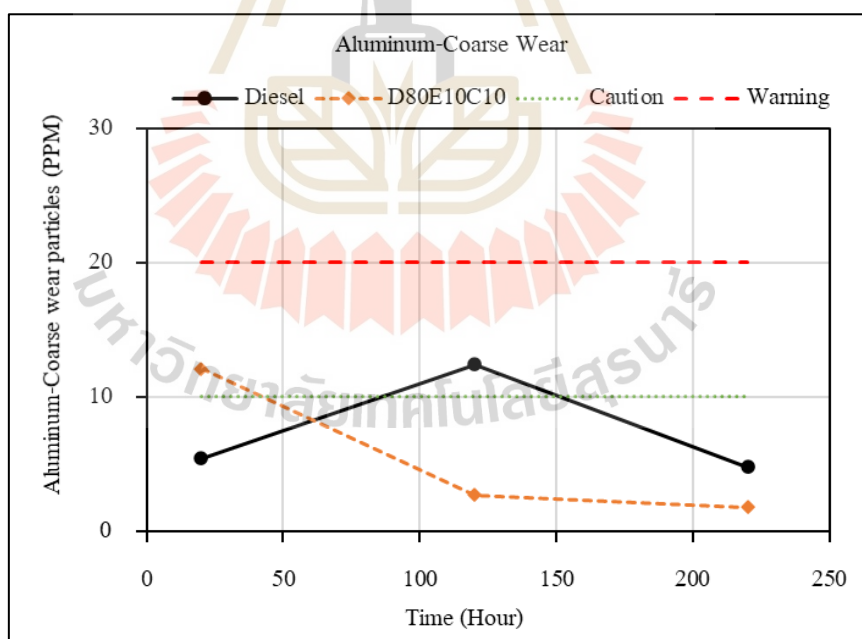
รูปที่ 6.14 ปริมาณอนุภาคดีบุกขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



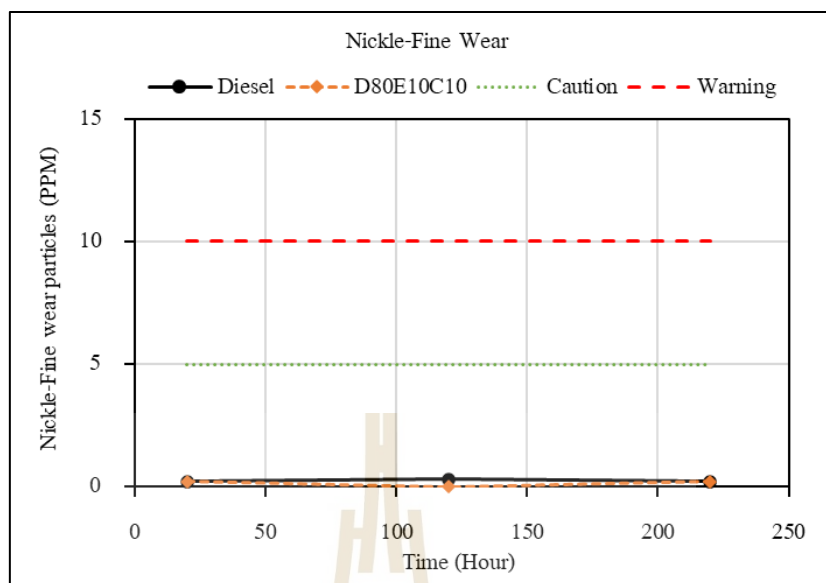
รูปที่ 6.15 ปริมาณอนุภาคดีบุกขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



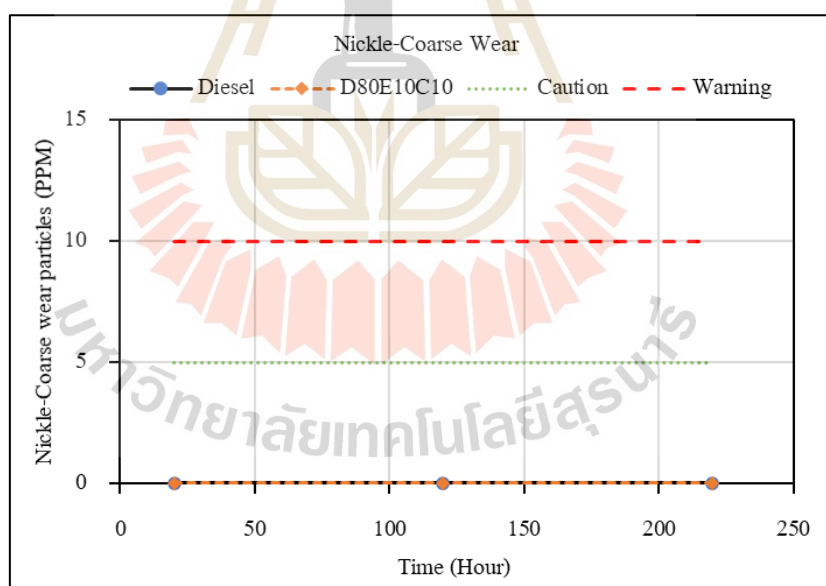
รูปที่ 6.16 ปริมาณอนุภาคอลูมิเนียมขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.17 ปริมาณอนุภาคอลูมิเนียมขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.18 ปริมาณอนุภาคนิกเกิลขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ

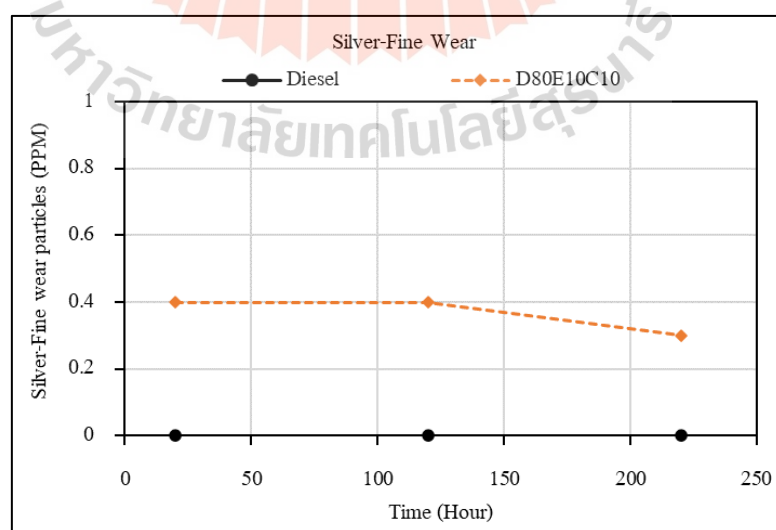


รูปที่ 6.19 ปริมาณอนุภาคนิกเกิลขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ

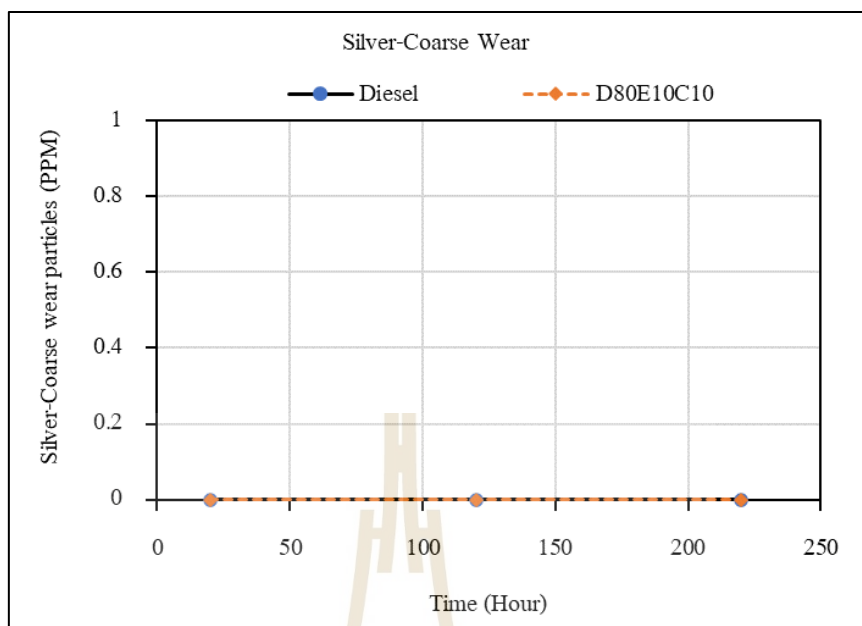
การปนเปื้อนอนุภาคอคูมิเนียมสามารถพบได้จากการสึกหรอของดัดบลูกปืน เสื้อสูบ ลูกสูบ แหวนรองน็อต จากรูปที่ 6.16 พบว่าที่ระยะเวลาการทดสอบ 20 และ 120 ชั่วโมง การสึกหรอของอนุภาคอคูมิเนียมขนาดเล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลมีค่าสูงกว่าเกณฑ์

การเร่งเดือนอันตรายเท่ากับ 42% และ 5.5% และในชั่วโมงการทดสอบที่ 220 มีการสึกหรอของอนุภาคอูมิเนียมขนาดเล็กต่ำกว่าเกณฑ์การเร่งเดือนเท่ากับ 14.5% เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีการสึกหรอของอนุภาคอูมิเนียมขนาดเล็กต่ำกว่าเกณฑ์การเร่งเดือนอันตรายเท่ากับ 16.5%, 8.5% และ 6% ที่ชั่วโมงการทดสอบ 20, 120 และ 220 ชั่วโมง ในช่วงชั่วโมงที่ 20 มีการสึกหรอมากเนื่องจากเป็นช่วงที่เครื่องยนต์เพิ่งเริ่มต้นการทำงานระยะห่างช่องว่างของชิ้นส่วนยังมีความแน่นจึงทำให้เกิดการสึกหรอที่สูง เมื่อพิจารณารูปที่ 6.17 การสึกหรออนุภาคอูมิเนียมขนาดใหญ่ที่ชั่วโมงการทำงาน 20 และ 220 ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลอยู่ในเกณฑ์การสึกหรอปกติ แต่ที่ชั่วโมงการทำงาน 120 มีการสึกหรอสูงกว่าเกณฑ์การเร่งเดือน 24% การสึกหรอของอนุภาคอูมิเนียมขนาดใหญ่ที่ชั่วโมงการทำงานที่ 20 ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าเกินกว่าเกณฑ์การเร่งเดือน 21% แต่ในชั่วโมงการทำงานที่ 120 และ 220 มีการสึกหรออยู่ในเกณฑ์ปกติทั้งเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงมีการสึกหรอของอูมิเนียมที่อยู่ในเกณฑ์ปกติแต่เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงต้องได้รับการตรวจสอบในชั่วโมงที่ 20 และ 120 ว่าอนุภาคอูมิเนียมขนาดเล็กสึกหรอมากผิดปกติมาจากสาเหตุใด

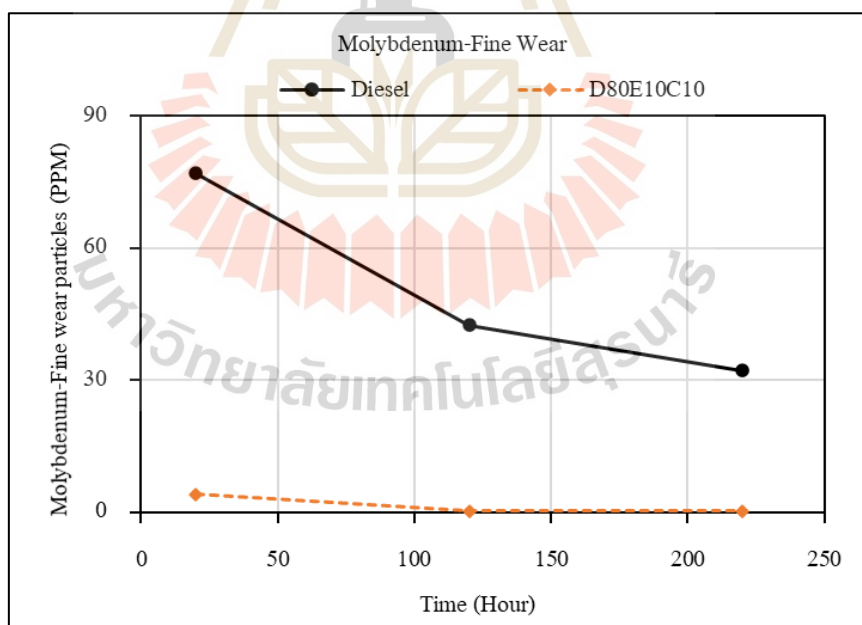
การปนเปื้อนของนิกเกิลสามารถพบได้จากการสึกหรอของโลหะชุบแข็งสแตนเลส วาล์วจากรูปที่ 6.18 ช่วงระยะเวลาที่ 120 ชั่วโมง การปนเปื้อนนิกเกิลอนุภาคขนาดเล็กของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมเล็กน้อย แต่ยังถือว่าการสึกหรออยู่ในเกณฑ์ปกติ และปริมาณการปนเปื้อนของนิกเกิลขนาดใหญ่ของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงทั้งสองไม่พบการปนเปื้อนอนุภาคนิกเกิลขนาด 5-100 ไมครอนในเครื่องยนต์



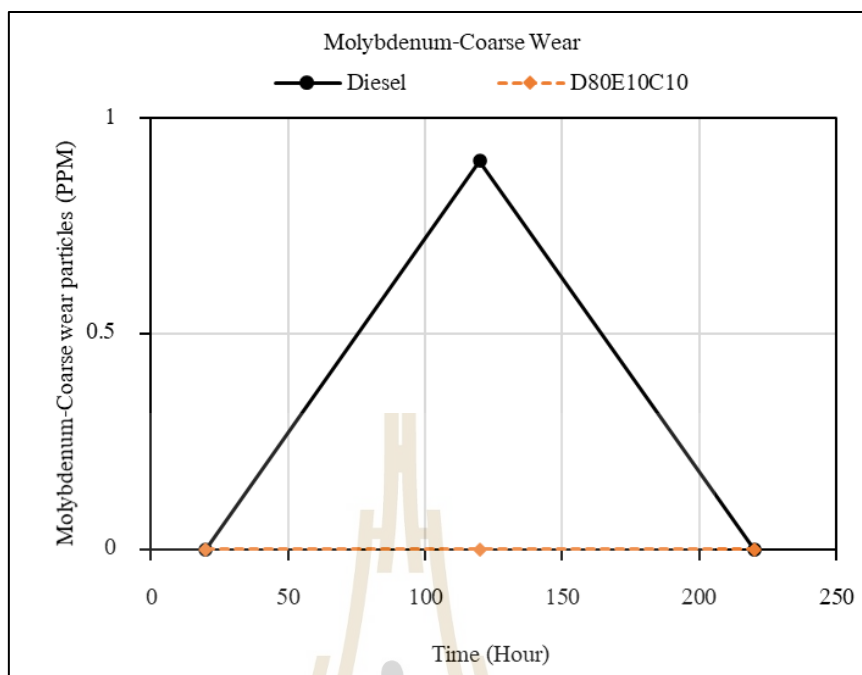
รูปที่ 6.20 ปริมาณอนุภาคเงินขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



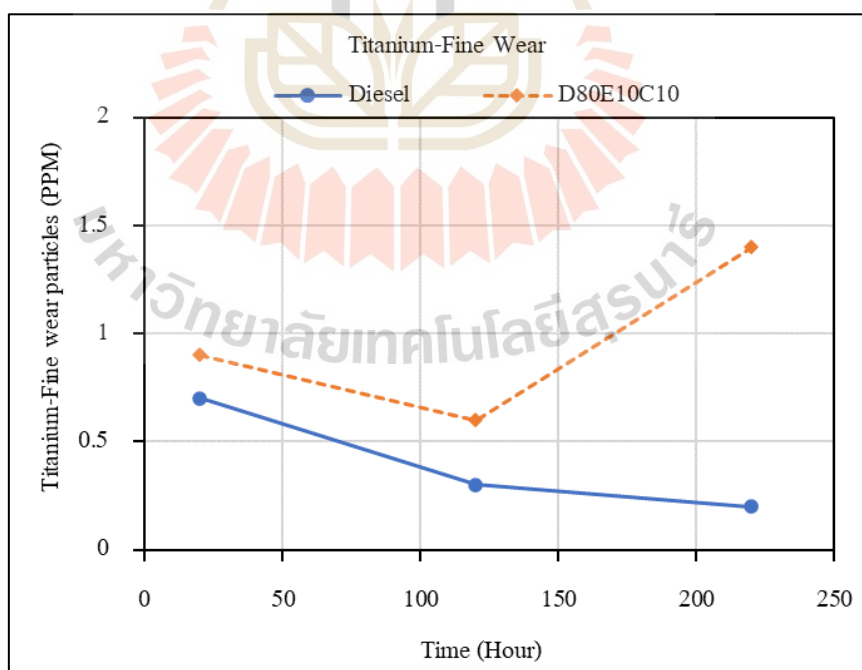
รูปที่ 6.21 ปริมาณอนุภาคเงินขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



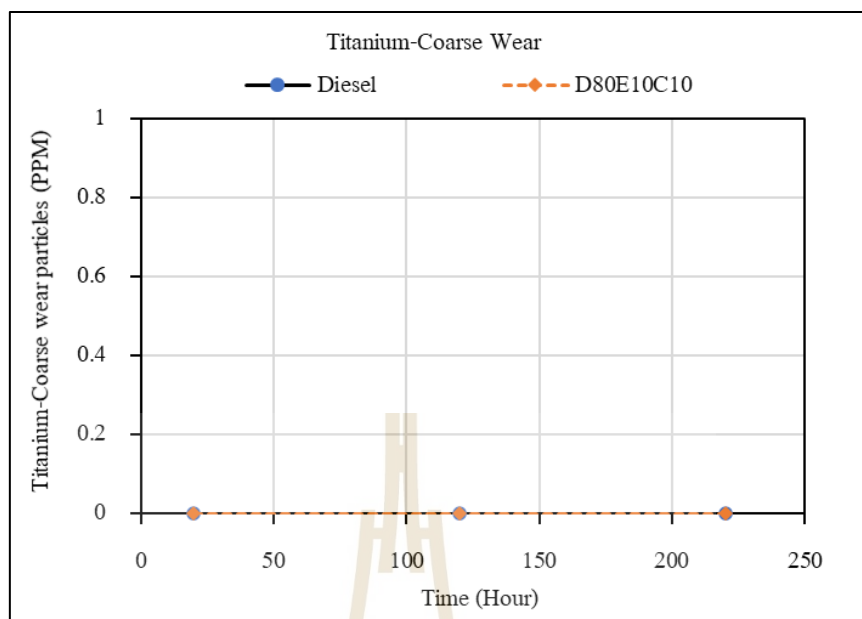
รูปที่ 6.22 ปริมาณอนุภาคโมลิบดีนัมขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.23 ปริมาณอนุภาคโมลิบดีนัมขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.24 ปริมาณอนุภาคไทเทเนียมขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.25 ปริมาณอนุภาคไทเทเนียมขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ

การปนเปื้อนของอนุภาคเงินสามารถพบได้จากการสึกหรอของโลหะผสม ดับบลิวบีบางชนิด วาล์ว ปลอกสูบ (Scott A. Stout, 2018) เป็นต้น จากรูปที่ 6.20 พบการปนเปื้อนอนุภาคโลหะเงินขนาดเล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมเล็กน้อย แต่ไม่พบการปนเปื้อนโลหะเงินอนุภาคขนาดเล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล การปนเปื้อนอนุภาคโลหะเงินขนาดใหญ่ไม่พบทั้งในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม

การปนเปื้อนของโมลิบดีนัมสามารถพบได้จากการสึกหรอของแหวนลูกสูบจากรูปที่ 6.22 และ รูปที่ 6.23 พบว่า การปนเปื้อนของโมลิบดีนัมอนุภาคเล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีการสึกหรอเพียงเล็กน้อยและการปนเปื้อนโมลิบดีนัมอนุภาคเล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมทุกเท่ากับ 72.9, 42.2 และ 31.9 PPM ที่ช่วงเวลาการทดสอบ 20, 120 และ 220 ชั่วโมง แต่ในขณะที่อนุภาคโมลิบดีนัมขนาดใหญ่ในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมเท่ากับ 0.9 PPM ที่ระยะเวลา 120 ชั่วโมง การสึกหรอของโมลิบดีนัมในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมจริง แต่ไม่มีนัยสำคัญมากเนื่องจากอนุภาคโมลิบดีนัมขนาดใหญ่ที่สึกหรอมีปริมาณที่น้อยมากเมื่อเทียบการสึกหรออนุภาคโมลิบดีนัมขนาดเล็ก

การปนเปื้อนอนุภาคไทเทเนียมสามารถพบได้จากการสึกหรอของโลหะผสมคุณภาพสูงของชิ้นส่วนพวกเกียร์และแบริ่งจากรูปที่ 6.24 พบว่า การสึกหรอของอนุภาค

ไทเทเนียมขนาดเล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าเท่ากับ 0.9, 0.6 และ 1.4 PPM ที่ชั่วโมงการทำงาน 20, 120 และ 220 ชั่วโมง การสึกหรอของอนุภาคไทเทเนียมขนาดเล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเท่ากับ 0.2, 0.3, 1.2 PPM ที่ชั่วโมงการทำงาน 20, 120 และ 220 ชั่วโมง การสึกหรอของอนุภาคไทเทเนียมขนาดใหญ่ไม่พบการสึกหรอในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิง

ตารางที่ 6.3 คุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นหลังการทดสอบ 220 ชั่วโมง ของน้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม

คุณสมบัติ	หน่วย	PTT D3 Plus SAE 40	ระยะเวลาที่เก็บตัวอย่างน้ำมันเครื่องที่ (ชั่วโมง)					
			Diesel			D80E10C10		
			20	120	220	20	120	220
Viscosity @100 °C	cSt	14.9	13.5	13.9	14.4	14.9	15.2	15.7
Oxidation	Abs	3.6	6.7	8.5	8.2	4.2	7.1	9.8
Nitration	Abs/cm	2.0	3.6	9.2	9.8	2.1	4.8	4.8
Base Number	mg KOH/g	12.2	11.2	11.2	11.1	10.2	10.0	10.6

6.1.2 ผลการทดสอบคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่น (Oil Condition)

การตรวจสอบค่าคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นหลังจากการใช้งานเป็นเวลา 220 ชั่วโมง ค่าที่ตรวจได้แก่ ค่าความหนืดที่อุณหภูมิ 100 องศาเซลเซียส การออกซิเดชันในเตรชันและเบสนัมเบอร์ ซึ่งค่าคุณสมบัติเหล่านี้จะบ่งบอกการเสื่อมสภาพของน้ำมันหล่อลื่นการเปรียบเทียบค่าคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงผสม (D80E10C10) ในการทดสอบระยะยาวแสดงดังตารางที่ 6.3

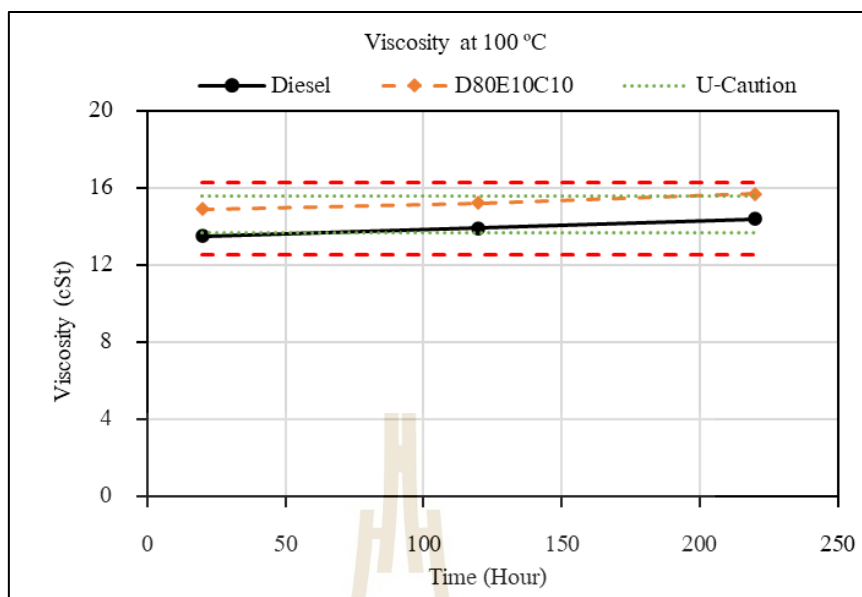
ค่าความหนืดที่อุณหภูมิ 100 องศาเซลเซียส หลังการทดสอบเป็นระยะเวลา 220 ชั่วโมง พบว่าค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมมีค่าเพิ่มขึ้นและมีแนวโน้มที่สูงขึ้นตามจำนวนชั่วโมงการใช้งานที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าออกซิเดชันและไนเตรชันเพิ่มขึ้นตามระยะเวลาการใช้งานค่าความหนืดที่เพิ่มขึ้นแสดงดังรูปที่ 3.26 ค่าความหนืดน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ดีเซลเป็นเชื้อเพลิงที่ชั่วโมงที่ 0-20 พบว่า มีค่าต่ำกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนขึ้นต่ำอยู่ 1.45% เนื่องจากมีสิ่งเจือปนเข้าไปผสมในน้ำมันหล่อลื่นแต่ยังไม่ถึงระดับแจ้งเตือนอันตรายต่อเครื่องยนต์และชั่วโมงที่ 20-220 ค่าความหนืดถือว่าอยู่ในเกณฑ์ปกติค่าความหนืดน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงที่ชั่วโมงที่ 0-120 พบว่าอยู่ใน

เกณฑ์ปกติและชั่วโมงที่ 120-220 ค่าความหนืดมีค่าสูงกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนขึ้นสูงอยู่ 0.64% แต่ยังไม่ถึงระดับแจ้งเตือนอันตรายต่อเครื่องยนต์และผลการเปรียบเทียบความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงพบว่าที่ชั่วโมงที่ 0-220 ค่าความหนืดน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นน้ำมันเชื้อเพลิงเท่ากับ 10.37%, 9.35% และ 9.02% ตามลำดับ

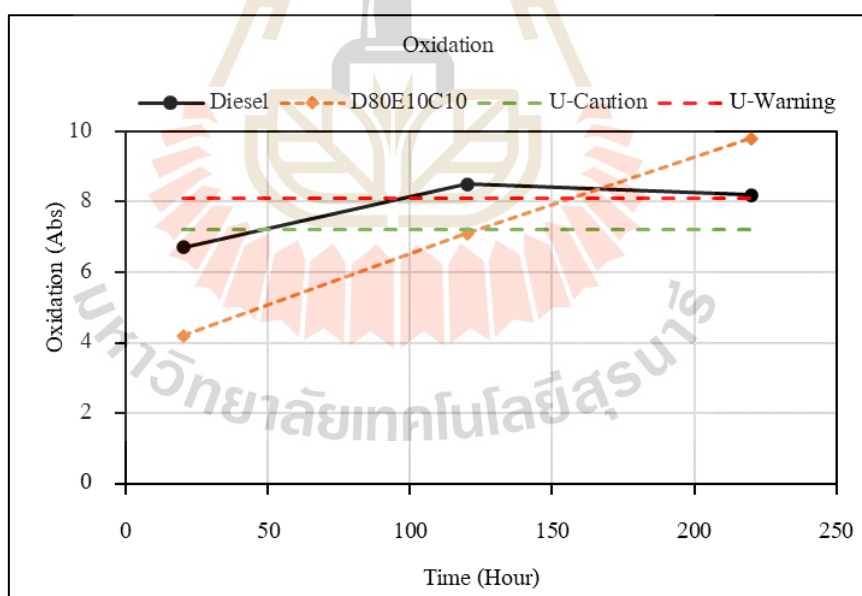
ค่าออกซิเดชันของน้ำมันหล่อลื่นหลังการใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์พบว่า มีค่าเพิ่มขึ้นตามระยะการใช้งานช่วงระยะเวลาการทดสอบชั่วโมงที่ 20 และ 120 ค่าออกซิเดชันของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสม อยู่ 37.31% และ 16.47% ตามลำดับ แต่ในช่วงเวลาการทดสอบชั่วโมงที่ 220 พบว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลมีค่าออกซิเดชันต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมอยู่ 19.51% เมื่อพิจารณาค่าออกซิเดชัน เฉพาะเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลหรือน้ำมันผสมพบว่า ค่าออกซิเดชันในชั่วโมงที่ 120 และ 220 ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลมีค่าสูงกว่าระดับการแจ้งเตือนอันตรายต่อเครื่องยนต์เท่ากับ 4.93% และ 1.23% ตามลำดับ และเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีค่าออกซิเดชันอยู่ในเกณฑ์ปกติที่ชั่วโมง 20 และ 120 แต่ในชั่วโมงที่ 220 ค่าออกซิเดชันมีค่าสูงกว่าเกณฑ์อันตรายต่อเครื่องยนต์เท่ากับ 20.99%

ค่าไนเตรชันของน้ำมันหล่อลื่นหลังการใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิง ในเครื่องยนต์พบว่าที่ชั่วโมงการทดสอบ 20, 120 และ 220 เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีค่าไนเตรชันสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันเชื้อเพลิงผสมเท่ากับ 41.67%, 47.82% และ 51.02% ตามลำดับ เมื่อพิจารณาเฉพาะเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลชั่วโมงที่ 120-220 ค่าไนเตรชันมีค่าต่ำกว่า เกณฑ์การแจ้งเตือนเท่ากับ 8% และ 2% แต่ยังถือว่าอยู่ในเกณฑ์ปกติและเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสม เป็นเชื้อเพลิงพบว่าชั่วโมงที่ 0-220 ค่าไนเตรชันอยู่ในช่วงเกณฑ์ปกติ

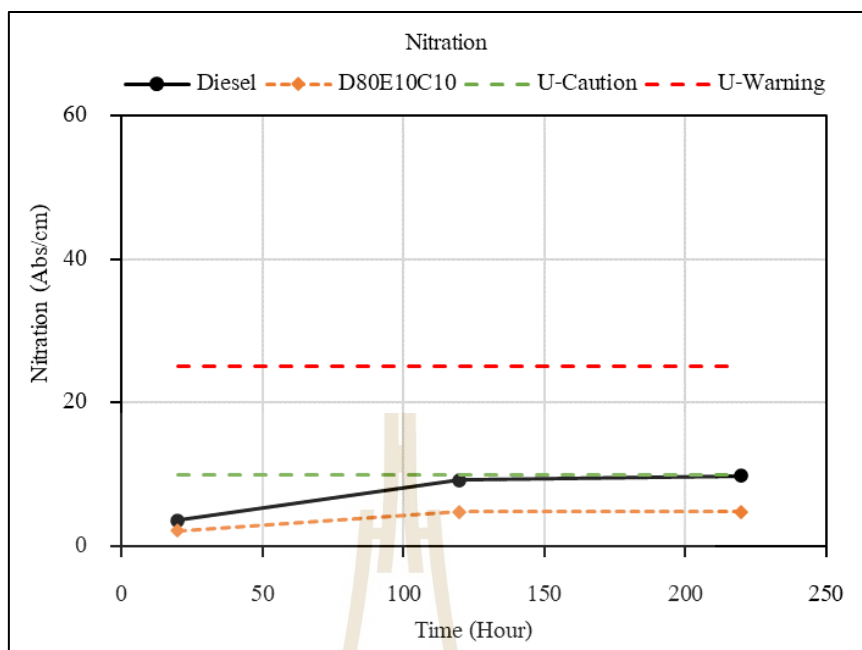
ค่าความเป็นด่างของน้ำมันหล่อลื่นหลังการใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์พบว่า ตลอดระยะเวลาการทดสอบชั่วโมงที่ 0-220 ค่าความเป็นด่างของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงมีค่าค่อนข้างคงที่และยังอยู่ในเกณฑ์ปกติ แต่เมื่อพิจารณาเฉพาะเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงพบว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลมีค่าความเป็นด่างลดลงตอนช่วงชั่วโมงที่ 120-220 เท่ากับ 0.82% และ เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันเชื้อเพลิงผสมมีค่าความเป็นด่างเพิ่มขึ้นตอนชั่วโมงที่ 120-220 เท่ากับ 6% ที่ค่า ความเป็นด่างเพิ่มขึ้น เนื่องจากในระหว่างทดสอบน้ำมันเครื่องหายไปเพราะฝาสูบรั่วเล็กน้อย จึงมีการเติมน้ำมันเครื่องเพิ่มเข้าไปทดแทนในชั่วโมงที่ 180 จึงเป็นสาเหตุที่ทำให้ค่าความเป็นด่าง น้ำมันเพิ่มขึ้น



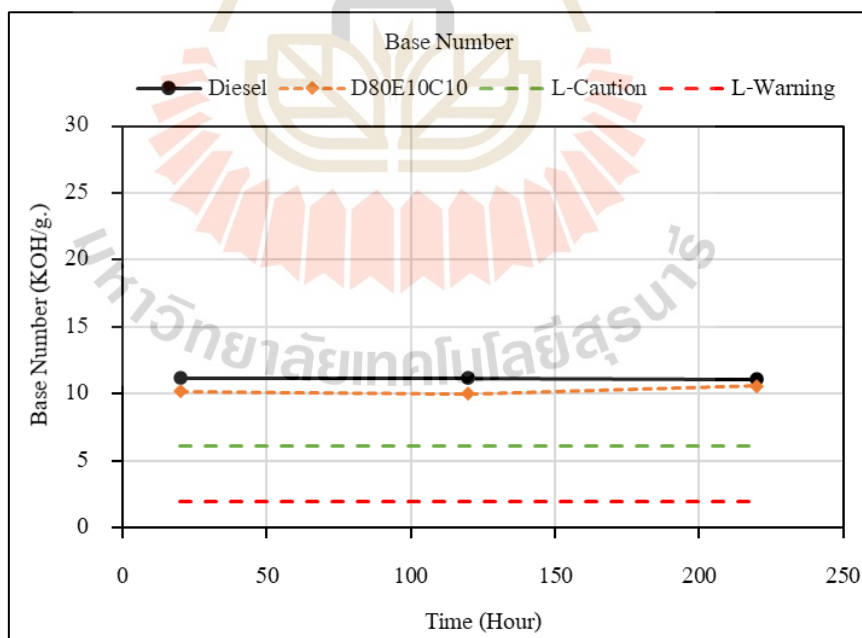
รูปที่ 6.26 ค่าความหนืดที่อุณหภูมิ 100 องศาเซลเซียส ที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.27 การออกซิเดชันของน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.28 การเกิดปฏิกิริยาไนเตรชันของน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.29 การความเป็นเบสของน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ

6.1.3 การเจือปนในน้ำมันหล่อลื่น (Contamination)

การเจือปนของสิ่งสกปรกในน้ำมันหล่อลื่นมีผลอย่างมากในการเร่งความเสื่อมสภาพของน้ำมันหล่อลื่นโดยจะแบ่งสิ่งเจือปนในน้ำมันหล่อลื่นเป็น 2 ส่วน คือ (1) การเจือปนสิ่งปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่น เช่น น้ำ เชื้อเพลิง เชม่า ฯลฯ และ (2) การเจือปนของสารเติมแต่งในน้ำมันหล่อลื่น ทั้งสองส่วนหากพบมากเกินไปในน้ำมันหล่อลื่นจะส่งผลกระทบต่อการสึกหรอของเครื่องยนต์

6.1.3.1 การเจือปนสิ่งปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่น

หลังจากการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล และน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงตรวจสอบสิ่งเจือปน ได้แก่ น้ำ เชื้อเพลิง เชม่า วานาเดียม โซเดียม อนุภาคนาโนเล็ก และโซเดียมอนุภาคนาโนใหญ่แสดงดังตารางที่ 6.4

ตารางที่ 6.4 สิ่งเจือปนสิ่งปนเปื้อนในหล่อลื่นหลังการทดสอบ 220 ชั่วโมง

สิ่งเจือปน	หน่วย	PTT D3 Plus SAE 40	ระยะเวลาที่เก็บตัวอย่างน้ำมันเครื่องที่ (ชั่วโมง)					
			Diesel			D80E10C10		
			20	120	220	20	120	220
Water	% (Wt.)	0.04	0.059	0.058	0.057	0.053	0.055	0.066
Fuel	% (Wt.)	0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
Soot	% (Wt.)	0	0.58	1.64	1.47	0.46	0.67	0.69
Vanadium	PPM	0	0	0	0	0	0	0
Sodium	PPM	0	7	4	4	1	19	2
Silicon*	PPM	9.3	37.0	20.3	18.8	92.8	57.2	92.6
Silicon**	PPM	5.8	22.5	21.1	15.5	43.6	9.2	12.5

หมายเหตุ * อนุภาคนาโนเล็ก, **อนุภาคนาโนใหญ่

การปนเปื้อนน้ำในน้ำมันหล่อลื่นสามารถพบได้จากการรั่วซึมของน้ำหล่อเย็นในเครื่องยนต์หรือเกิดจากการกลั่นตัวของน้ำในอากาศ จากรูปที่ 6.30 พบว่า การปนเปื้อนของน้ำในน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงอยู่ในเกณฑ์ปกติ การปนเปื้อนของน้ำอยู่ต่ำกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนเส้นสีเขียวแสดงให้เห็นว่าตลอดระยะเวลาการทดสอบไม่มีการรั่วซึมของน้ำจากภายนอกเข้าไปปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นน้ำที่เข้าไปผสมอาจมาจากการควบแน่นของน้ำภายในอากาศเป็นหลัก

การปนเปื้อนของน้ำมันเชื้อเพลิงในสารหล่อลื่น จากรูปที่ 6.31 พบว่า การปนเปื้อนของน้ำมันเชื้อเพลิงในน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม เป็นเชื้อเพลิงมีค่าเท่ากันและการปนเปื้อนของเชื้อเพลิงอยู่ต่ำกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนเส้นสีเขียว

การปนเปื้อนของคราบเขม่าในน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล และน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงพบว่า การปนเปื้อนของคราบเขม่าในน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมในทุก ๆ ระยะเวลาการทดสอบ น้ำมันหล่อลื่น ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงมีเขม่าเข้าไปผสมในน้ำมันหล่อลื่น โดยถูกแทรกซึม ผ่านช่อง Clearance แหวนลูกสูบ เสื้อสูบผ่าน Blowby-Gas ไปผสมกับน้ำมันหล่อลื่น โดยค่า การปนเปื้อนของคราบเขม่าในเครื่องยนต์ดีเซลมีค่าเท่ากับ 0.58, 1.64 และ 1.47%wt หากพิจารณา ที่เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงจะพบว่าการปนเปื้อนของเขม่าตั้งแต่ชั่วโมงที่ 0-220 มีค่าเท่ากับ 0.46, 0.67, 0.69 %wt โดยภาพรวมการปนเปื้อนคราบเขม่าในน้ำมันหล่อลื่นของทั้งสอง เชื้อเพลิงยังมีค่าต่ำกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนเส้นสีเขียว

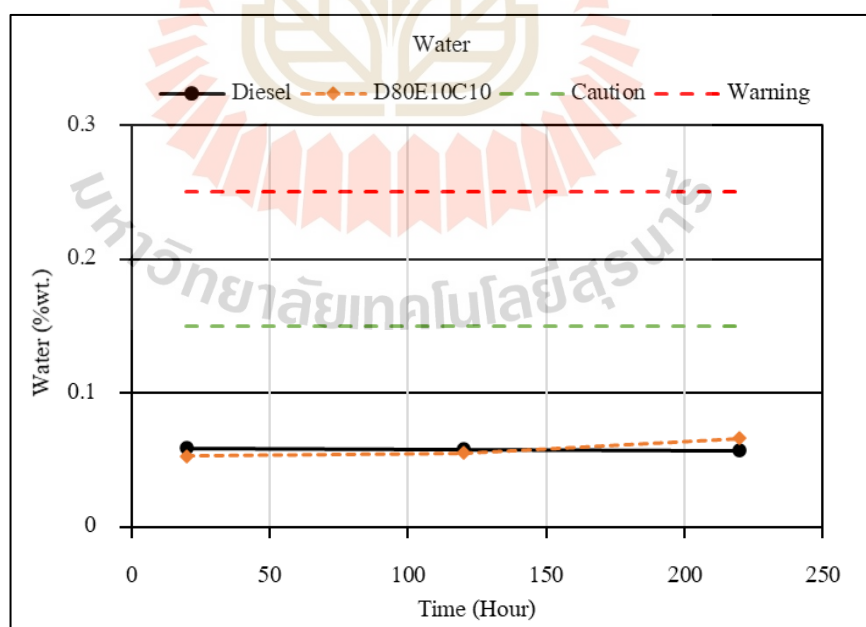
วานาเดียมเป็นสารประกอบอินทรีย์โลหะซึ่งจะพบอยู่ในน้ำมันดิบ ซึ่งสามารถการปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นได้ เนื่องจากไม่สามารถกำจัดให้หมดได้แต่จะพบใน ปริมาณที่น้อยมาก (พิชญ์ ปรินญาจารย์, 2546) จากรูปที่ 5.51 ไม่พบการปนเปื้อนวานาเดียมใน น้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิง

โซเดียมที่พบในน้ำมันหล่อลื่นอาจพบได้จากสารเคมีของน้ำหล่อเย็น, สารปรุงแต่งในน้ำมันหล่อลื่น, ผุ่นและสิ่งสกปรก (Fluid life, 2020) จากรูปที่ 6.34 พบว่า ในชั่วโมงที่ 120 ค่าปริมาณโซเดียมในน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเท่ากับ 12 PPM แต่ปริมาณโซเดียมในน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมที่ ชั่วโมง 20 และ 220 มีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง

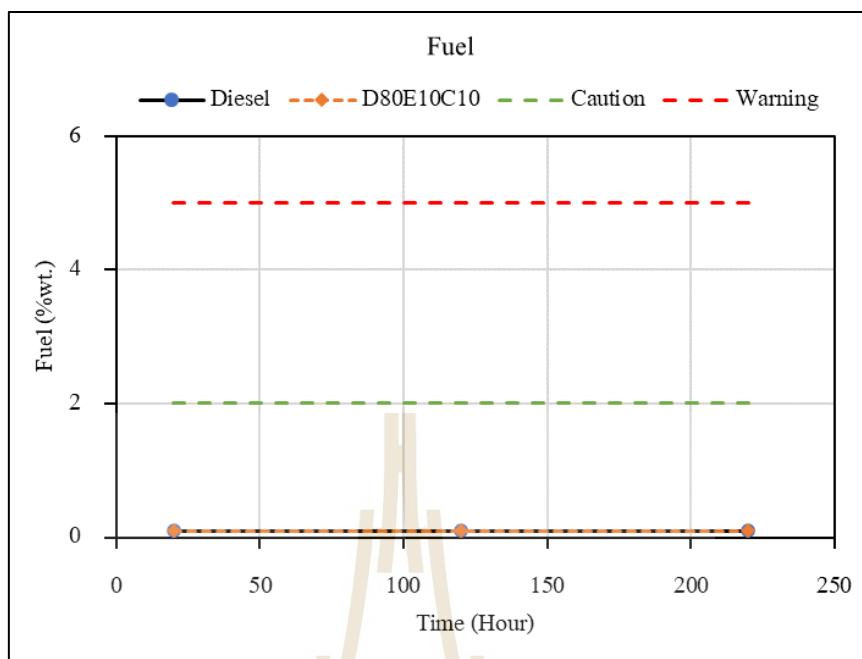
อนุภาคซิลิคอนขนาดเล็กอาจพบเป็นอนุภาคลิ่งสกปรกและผุ่นละออง หรือสารปรุงแต่งพวกสารกันฟองจากรูปที่ 6.35 พบว่า ปริมาณอนุภาคซิลิคอนขนาดเล็กของ เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงมีค่าสูงเกินกว่าระดับแจ้งเตือนอันตรายต่อเครื่องยนต์ใน ทุก ๆ ช่วงเวลาการทดสอบการพบปริมาณซิลิคอนขนาดเล็กอาจไม่ได้มาจากอนุภาคเศษผุ่น อย่างเดียว เนื่องจากผลปริมาณเขม่ารูปที่ 6.32 พบปริมาณเขม่าในเครื่องยนต์ดีเซลมากกว่า เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมปกติขนาดเขม่าที่เกิดจากการเผาไหม้จะมีขนาดเล็กกว่า 2.5 ไมครอน ดังนั้นควรจะพบการปนเปื้อนปริมาณซิลิคอนขนาดเล็กในน้ำมันเครื่องที่สัมพันธ์กัน แต่จากรูปที่ 5.53 ปริมาณซิลิคอนที่มากกว่าของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมอาจมาจากการสึกหรอของ เหล็กกล้าผสม เช่น ลูกสูบ วาล์ว สลักสูบ แบริงเป็นต้น (Yamagata H., 2005) ปริมาณซิลิคอนที่

พบมากในเครื่องยนต์จะส่งผลต่อการสึกหรอแบบขูดขีด (Abrasive wear) ได้ และเมื่อพิจารณาอนุภาคซิลิกอนขนาดเล็กของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงพบว่าที่ชั่วโมงการทดสอบที่ 20 ปริมาณอนุภาคซิลิกอนขนาดเล็กอยู่สูงกว่าระดับการแจ้งเตือนขึ้นต่ำกว่า 48% แต่ยังไม่ถึงระดับการแจ้งเตือนอันตรายต่อเครื่องยนต์และชั่วโมงการทดสอบที่ 120-220 ปริมาณอนุภาคซิลิกอนขนาดเล็กอยู่ในเกณฑ์ปกติ ปริมาณอนุภาคซิลิกอนในเครื่องยนต์สูงอาจเป็นสาเหตุของการสึกหรอของโลหะอื่น ๆ ในเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น

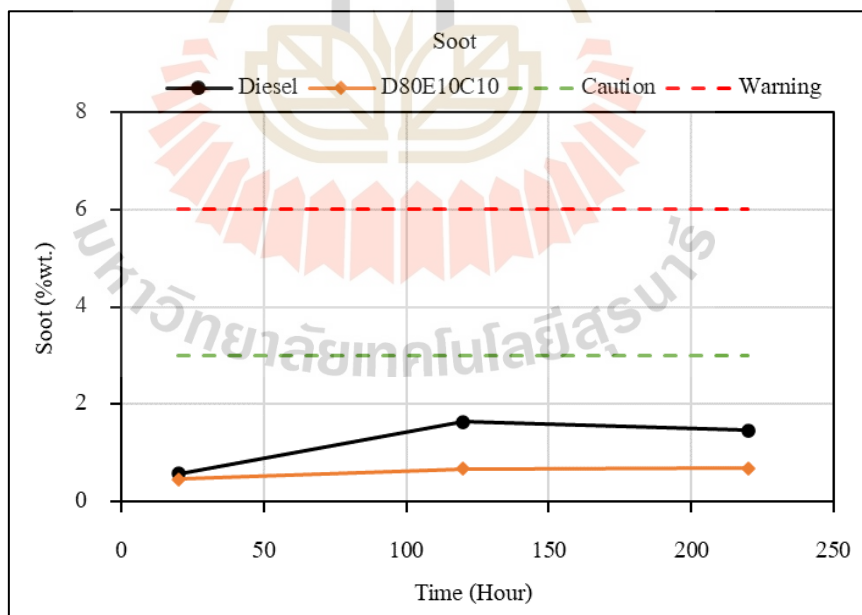
อนุภาคซิลิกอนขนาดใหญ่ขนาด 5-100 ไมครอนสามารถพบได้ตามเศษฝุ่นในอากาศจากรูปที่ 6.36 ปริมาณการปนเปื้อนของอนุภาคซิลิกอนขนาดใหญ่ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลตั้งแต่ชั่วโมงการทดสอบที่ 0-220 ชั่วโมง มีปริมาณที่ต่ำกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนขึ้นต่ำกว่า 10%, 15.6% และ 38% ตามลำดับ การปนเปื้อนอยู่ในเกณฑ์ปกติเมื่อพิจารณาเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมในชั่วโมงการทดสอบที่ 20 มีปริมาณการปนเปื้อนอนุภาคซิลิกอนขนาดใหญ่ต่ำกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนอันตรายเท่ากับ 12.8% ซึ่งอยู่ในเกณฑ์ที่ต้องมีการตรวจสอบความผิดปกติของการปนเปื้อนอนุภาคซิลิกอนขนาดใหญ่ แต่ในชั่วโมงการทดสอบที่ 120 และ 220 มีปริมาณการปนเปื้อนอนุภาคซิลิกอนขนาดใหญ่มีค่าต่ำกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือน 63.2% และ 50% ตามลำดับ ซึ่งอยู่ในเกณฑ์การปนเปื้อนปกติ



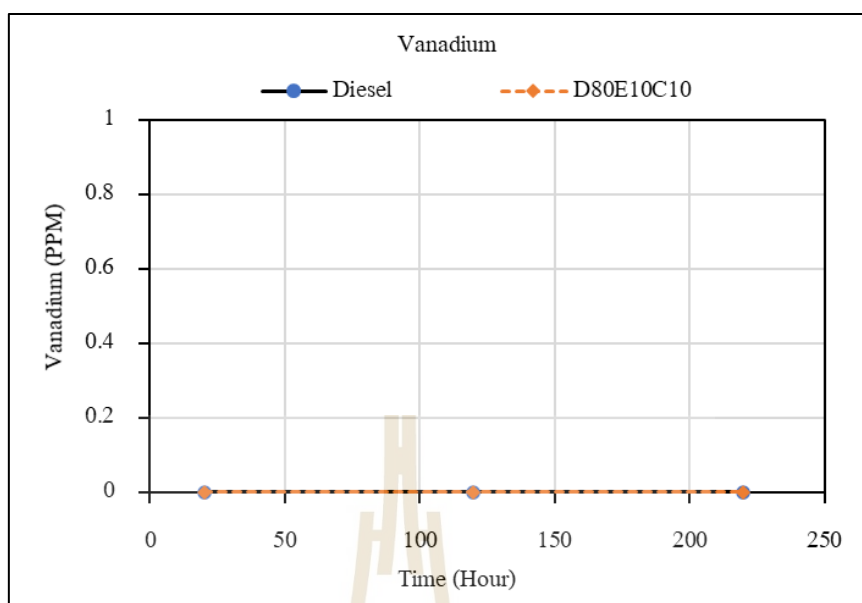
รูปที่ 6.30 การเจือปนน้ำในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



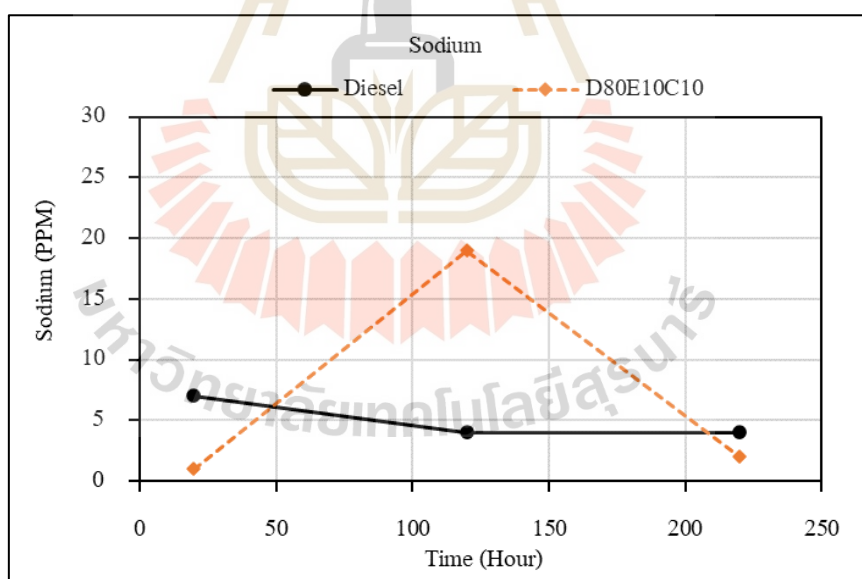
รูปที่ 6.31 การเจือปนน้ำมันเชื้อเพลิงในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



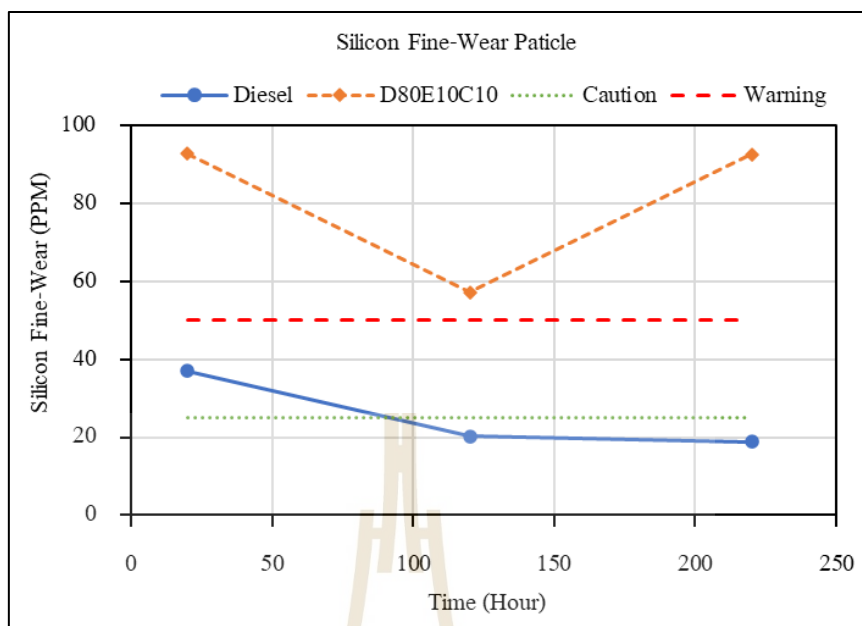
รูปที่ 6.32 การเจือปนของเขม่าในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



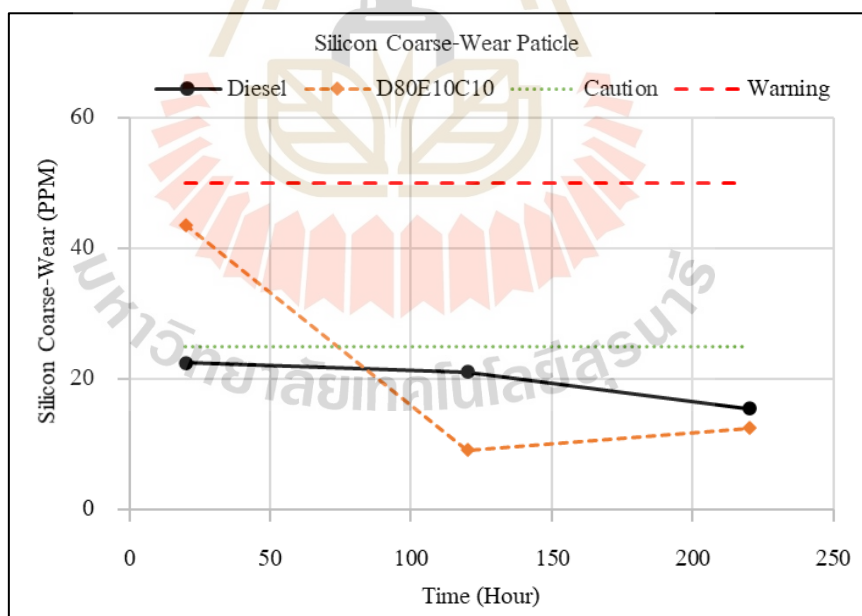
รูปที่ 6.33 การเจือปนของวานาเดียมในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.34 การเจือปนของโซเดียมในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.35 การเจือปนซิลิกอนอนุภาคนขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.36 การเจือปนของซิลิกอนอนุภาคนขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ

6.1.3.2 การเจือปนของสารเติมแต่งในน้ำมันหล่อลื่น

หลังจากการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล และน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงตรวจสอบการเจือปนของสารเติมแต่งในน้ำมันหล่อลื่น ได้แก่ โบรอน แมกนีเซียม แคลเซียม แบเรียม ฟอสฟอรัส อนุภาคซิงค์ขนาดเล็ก และอนุภาคซิงค์ขนาดใหญ่ แสดงดังตารางที่ 6.5 สารเติมแต่งในน้ำมันเครื่องไม่ได้กำหนดเกณฑ์การแจ้งเตือนการปนเปื้อนในเครื่องยนต์

การปนเปื้อนของโบรอนในน้ำมันหล่อลื่นสามารถพบได้ในสารเคมีของน้ำหล่อเย็นหรือสารเคมีในน้ำมันหล่อลื่นแสดงดังรูปที่ 6.37 เมื่อเปรียบเทียบน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ทั้งสองเชื้อเพลิงมากับน้ำมันหล่อลื่นมาตรฐานที่ไม่ได้ผ่านการใช้งานพบว่า ที่ชั่วโมงการทดสอบ ชั่วโมงที่ 0-220 เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงพบปริมาณการปนเปื้อนของโบรอนเพิ่มขึ้นเล็กน้อย แต่เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงไม่พบการปนเปื้อนของโบรอนซึ่งปริมาณการปนเปื้อนถือว่าอยู่ในเกณฑ์ปกติ

การปนเปื้อนของแมกนีเซียมสามารถพบได้ในสารชะล้างทำความสะอาดในน้ำมันหล่อลื่นจากตารางที่ 6.5 การปนเปื้อนของแมกนีเซียมในน้ำมันหล่อลื่นมาตรฐานที่ยังไม่ผ่านการใช้งานมีค่าเท่ากับ 8 PPM เมื่อเปรียบเทียบกับน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล และน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงพบว่าการปนเปื้อนของแมกนีเซียมในน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงมีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันหล่อลื่นมาตรฐานแสดงถึงการไม่มีการเจือปนเพิ่มเติมของแมกนีเซียม แต่เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงพบการปนเปื้อนแมกนีเซียมเพิ่มขึ้นจากน้ำมันมาตรฐาน 8, 7 และ 7 PPM ที่ชั่วโมงการทดสอบที่ 20, 120 และ 220 และการปนเปื้อนแมกนีเซียมของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงดังรูปที่ 6.38 แสดงการปนเปื้อนของแมกนีเซียมในน้ำมันหล่อลื่นในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงทั้งสองชนิด

ตารางที่ 6.5 สิ่งเจือปนของสารเติมแต่งในน้ำมันหล่อลื่นหลังการทดสอบ 220 ชั่วโมง

สารเติมแต่ง	หน่วย	PTT D3 Plus SAE 40	ระยะเวลาที่เก็บตัวอย่างน้ำมันเครื่องที่ (ชั่วโมง)					
			Diesel			D80E10C10		
			20	120	220	20	120	220
Boron	PPM	0	0	2	3	0	0	0
Magnesium	PPM	8	8	8	9	16	15	15
Calcium	PPM	3,941	3,438	3,633	4,046	3,977	4,858	5,805
Barium	PPM	0	0	0	0	0	1	1
Phosphorus	PPM	905	674	702	832	1,124	1,129	1,097
Zinc*	PPM	1,090	726	801	926	1,240	1,396	1,424
Zinc**	PPM	254	63	250	118	213	92	28

หมายเหตุ * อนุภาคนาขนาดเล็ก, **อนุภาคนาใหญ่

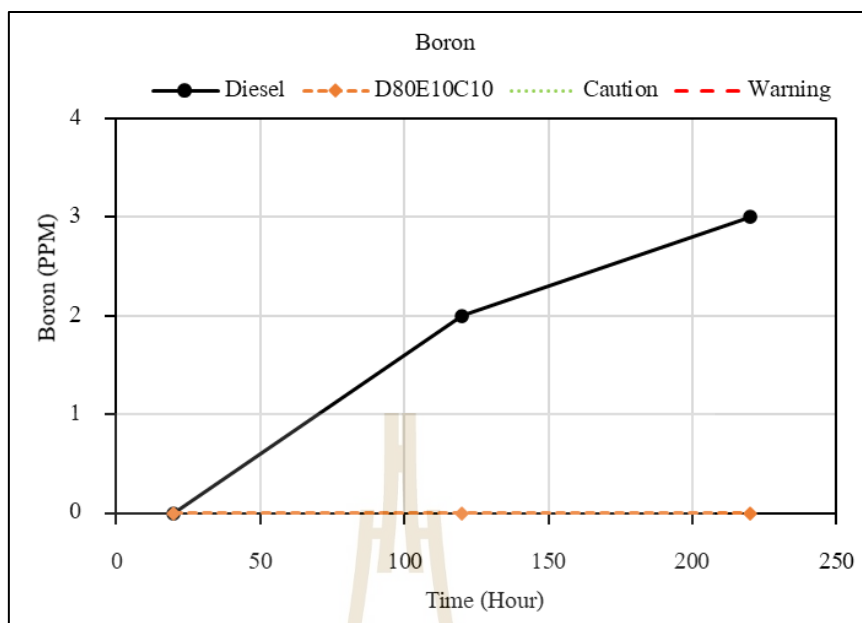
การปนเปื้อนของแคลเซียมสามารถพบได้ในฝุ่นปูนซีเมนต์, หินปูน, สารชะล้างทำความสะอาดในน้ำมันหล่อลื่น, สารยับยั้งการเกิดสนิมในน้ำมันหล่อลื่น จากตารางที่ 6.5 การปนเปื้อนของแคลเซียมในน้ำมันหล่อลื่นมาตรฐานที่ยังไม่ผ่านการใช้งานมีค่าเท่ากับ 3,941 PPM เมื่อเปรียบเทียบกับน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงที่ชั่วโมงที่ 20 และ 120 การปนเปื้อนของแคลเซียมในน้ำมันหล่อลื่นมีค่าน้อยกว่าน้ำมันหล่อลื่นมาตรฐานเท่ากับ 12.76% และ 7.82% แต่ในชั่วโมงที่ 220 การปนเปื้อนของแคลเซียมมีค่าสูงกว่าน้ำมันมาตรฐานเท่ากับ 2.66% และการปนเปื้อนของแคลเซียมในน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงที่ชั่วโมงการทดสอบ 0-220 มีค่าสูงกว่าน้ำมันหล่อลื่นมาตรฐานเท่ากับ 0.91%, 23.27% และ 47.29% ตามลำดับ การปนเปื้อนแคลเซียมของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ดังรูปที่ 6.39 แสดงการปนเปื้อนของแคลเซียมในน้ำมันหล่อลื่นในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงทั้งสองชนิด

การปนเปื้อนของแบเรียมสามารถพบได้ในสารเติมแต่งในน้ำมันเชื้อเพลิง, สารชะล้างทำความสะอาดในน้ำมันหล่อลื่น จากตารางที่ 6.5 การปนเปื้อนของแบเรียมในน้ำมันหล่อลื่นมาตรฐานที่ยังไม่ผ่านการใช้งานมีค่าเท่ากับ 0 PPM เมื่อเปรียบเทียบกับน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงพบว่า การปนเปื้อนของแบเรียมมีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันหล่อลื่นมาตรฐาน โดยน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าสูงกว่าน้ำมันมาตรฐานเพียงแค่ 1 PPM

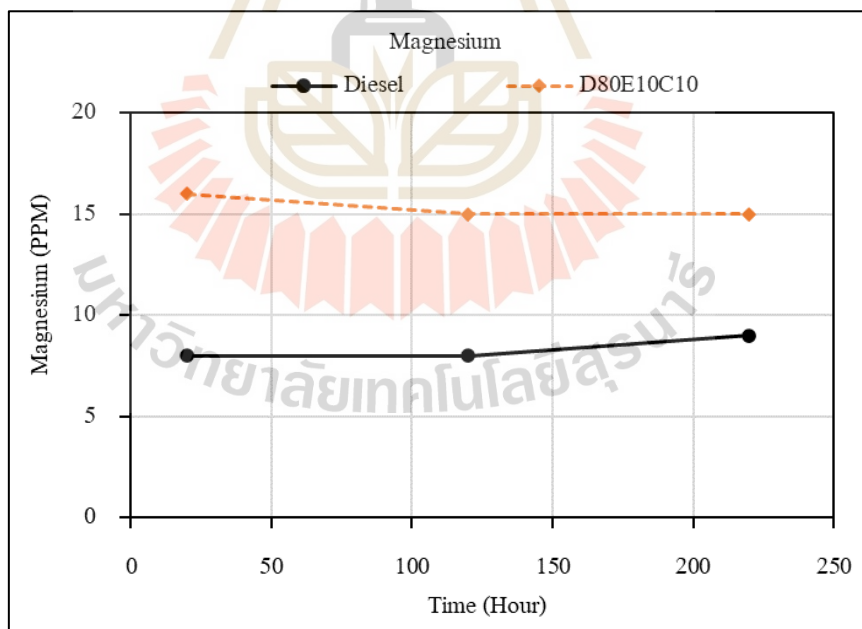
การปนเปื้อนของฟอสฟอรัสพบได้ในสารป้องกันการสึกหรอในน้ำมันเครื่อง จากตารางที่ 6.5 การปนเปื้อนของฟอสฟอรัสในน้ำมันหล่อลื่นมาตรฐานที่ยังไม่ผ่านการใช้งาน มีค่าเท่ากับ 905 PPM เมื่อเปรียบเทียบกับน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็น เชื้อเพลิงที่ชั่วโมงที่ 20, 120 และ 220 การปนเปื้อนของฟอสฟอรัสในน้ำมันหล่อลื่นมีค่าน้อยกว่า น้ำมันหล่อลื่นมาตรฐานเท่ากับ 25.52%, 22.43 และ 8.07% ตามลำดับ และการปนเปื้อนของ ฟอสฟอรัสในน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงที่ชั่วโมงการทดสอบ 0-220 มีค่าสูงกว่าน้ำมันหล่อลื่นมาตรฐานเท่ากับ 24.20%, 24.75% และ 21.22% ตามลำดับ การปนเปื้อนฟอสฟอรัสในน้ำมันเครื่องของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงมีค่ามากกว่า เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จากรูปที่ 6.41 แสดงการปนเปื้อนของฟอสฟอรัสใน น้ำมันหล่อลื่นในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงทั้งสองชนิด

อนุภาคสังกะสีขนาดเล็กสามารถพบได้ในสารป้องกันการสึกหรอจากตารางที่ 6.5 การปนเปื้อนของอนุภาคสังกะสีขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นมาตรฐานที่ยังไม่ผ่านการใช้งานมีค่า เท่ากับ 1,090 PPM เมื่อเปรียบเทียบกับน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ที่ชั่วโมงที่ 20, 120 และ 220 การปนเปื้อนของอนุภาคสังกะสีขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นมีค่าน้อย กว่าน้ำมันหล่อลื่นมาตรฐานเท่ากับ 33.39%, 26.51 และ 15.05% ตามลำดับและการปนเปื้อนของ อนุภาคสังกะสีขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงที่ชั่วโมง การทดสอบ 0-220 มีค่าสูงกว่าน้ำมันหล่อลื่นมาตรฐานเท่ากับ 13.76%, 28.07% และ 30.64% ตามลำดับ การปนเปื้อนอนุภาคสังกะสีขนาดเล็กในน้ำมันเครื่องของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสม เป็นเชื้อเพลิงมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จากรูปที่ 6.42 แสดงการปนเปื้อน ของฟอสฟอรัสในน้ำมันหล่อลื่นในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงทั้งสองชนิด

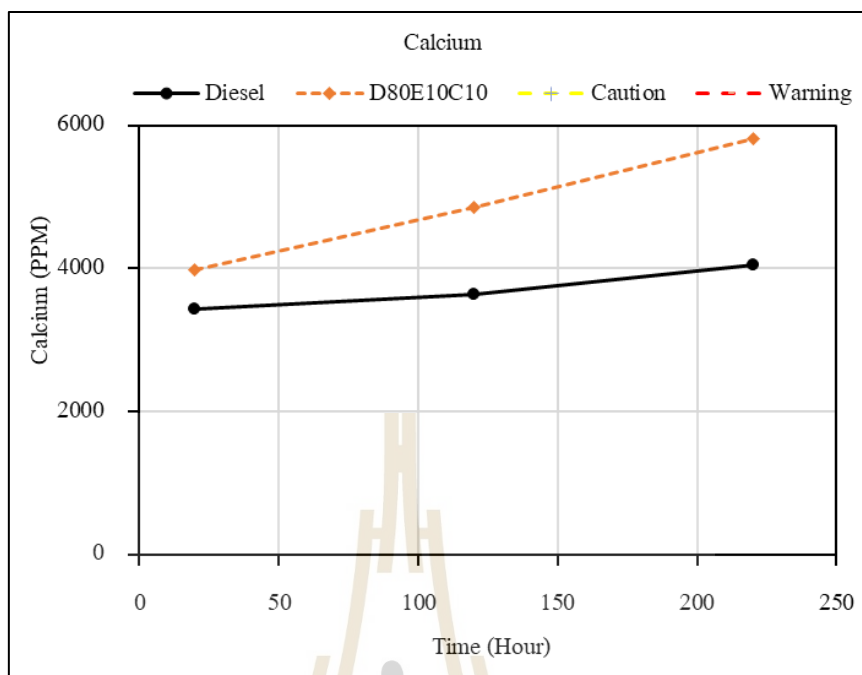
อนุภาคสังกะสีขนาดใหญ่พบได้ในชิ้นส่วนเครื่องยนต์ที่มีการชุบสังกะสี, ชิ้นส่วน เครื่องยนต์ที่มีการชุบทองเหลืองการปนเปื้อนของอนุภาคสังกะสีขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่น มาตรฐานที่ยังไม่ผ่านการใช้งานมีค่าเท่ากับ 254 PPM เมื่อเปรียบเทียบกับน้ำมันหล่อลื่นของ เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงที่ชั่วโมงที่ 20, 120 และ 220 การปนเปื้อนของอนุภาค สังกะสีขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นมีค่าน้อยกว่าน้ำมันหล่อลื่นมาตรฐานเท่ากับ 75.20%, 1.57%, และ 53.54% ตามลำดับ และการปนเปื้อนของอนุภาคสังกะสีขนาดใหญ่ในน้ำมันหล่อลื่นของ เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิงที่ชั่วโมงการทดสอบ 0-220 มีค่าต่ำกว่าน้ำมันหล่อลื่น มาตรฐานเท่ากับ 16.14%, 63.78% และ 88.98% ตามลำดับ



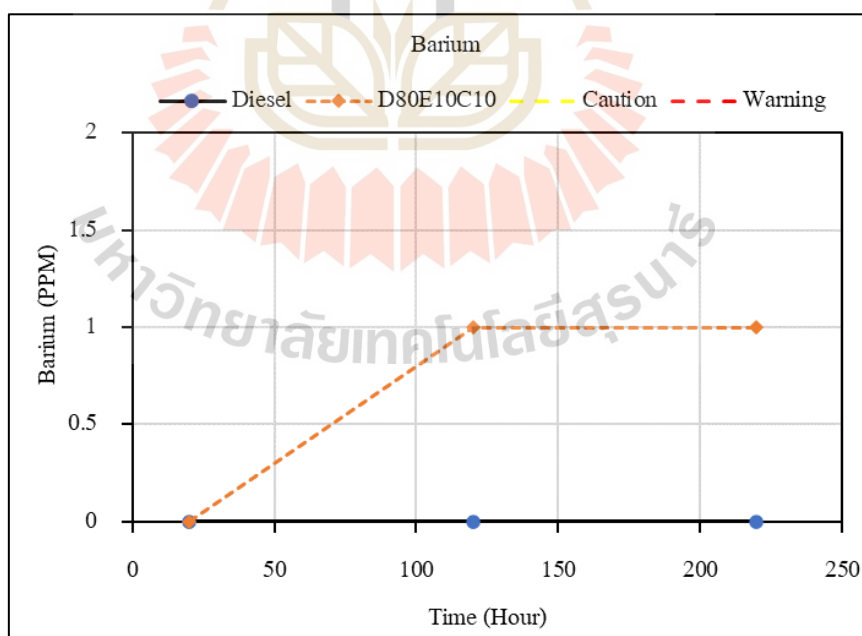
รูปที่ 6.37 การเจือปนของโบรอนในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



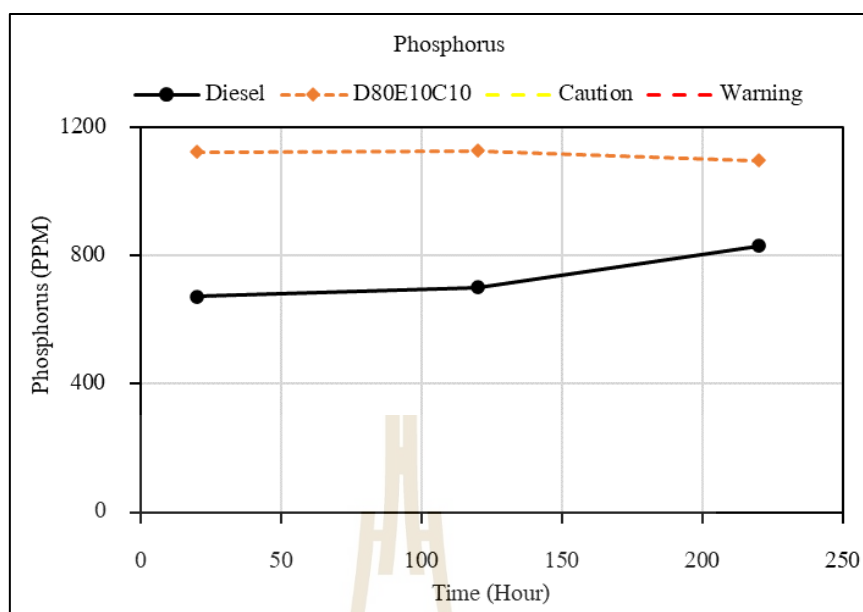
รูปที่ 6.38 การเจือปนของแมกนีเซียมในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



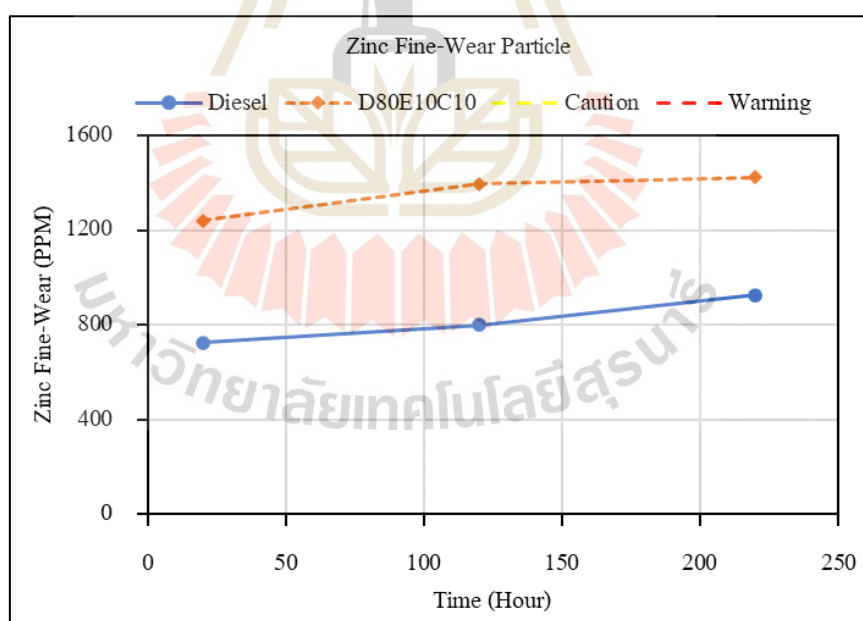
รูปที่ 6.39 การเจือปนของแคลเซียมในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



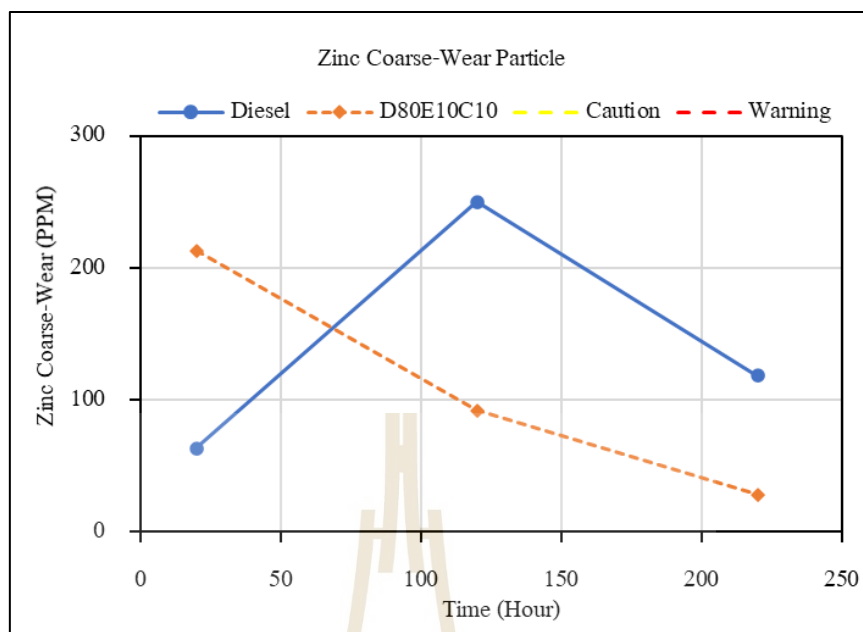
รูปที่ 6.40 การเจือปนของแบเรียมในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.41 การเจือปนของฟอสฟอรัสในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.42 การเจือปนของอนุภาคสังกะสีขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ



รูปที่ 6.43 การเจือปนของอนุภาคสังกะสีขนาดเล็กในน้ำมันหล่อลื่นที่ชั่วโมงต่าง ๆ

6.2 ผลการวัดชิ้นส่วนและซังน้ำมันชิ้นส่วนเครื่องยนต์ก่อนและหลังการทดสอบระยะยาว

เมื่อเครื่องยนต์ผ่านการใช้งานมาสู่ระยะเวลาหนึ่งแล้วจะเกิดการสึกหรอ เนื่องจากการเสียดสีกันของโลหะภายในเครื่องยนต์การวัดชิ้นส่วนและซังน้ำมันเป็นการตรวจสอบที่ง่ายและสะดวกเพื่อทราบถึงผลการสึกหรอเบื้องต้นในเครื่องยนต์ ก่อนเริ่มการซังน้ำมันและวัดชิ้นส่วนจะทำการล้างชิ้นส่วนที่ต้องการซังน้ำมันเพื่อล้างเศษฝุ่น เขม่าหรือสิ่งสกปรกที่ติดตามชิ้นส่วนให้เรียบร้อย ทำการล้างชิ้นส่วนทั้งก่อนทดสอบและหลังทดสอบเมื่อล้างชิ้นส่วนเสร็จเรียบร้อยแล้วให้ทำการเช็ดชิ้นส่วนให้แห้งเพื่อป้องกันน้ำมันส่วนเกินจากน้ำมันที่ใช้ล้างชิ้นส่วนลดความผิดพลาดของการซังน้ำมัน

ตารางที่ 6.6 ผลการชั่งน้ำหนักชิ้นส่วนของเครื่องยนต์ก่อนและหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมงของน้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม

ชิ้นส่วน เครื่องยนต์	น้ำหนัก (กรัม)					
	น้ำมันดีเซล			D80E10C10		
	ก่อนเริ่ม ทดสอบ	หลัง ทดสอบ	%น้ำหนัก ที่หายไป	ก่อนเริ่ม ทดสอบ	หลัง ทดสอบ	%น้ำหนัก ที่หายไป
แหวนอัด 1	6.1611	6.1414	0.320%	6.17959	6.1559	0.383%
แหวนอัด 2	6.1603	6.1294	0.502%	6.1595	6.1289	0.497%
แหวนน้ำมัน	8.8493	8.8369	0.140%	9.0317	9.0169	0.164%
สลักสูบ	58.7466	58.7293	0.029%	58.7233	58.714	0.016%
ลูกสูบ	153.5836	153.3908	0.126%	158.7233	156.6672	1.295%
วาล์วไอดี	26.6414	26.6319	0.036%	26.6209	26.6206	0.001%
วาล์วไอเสีย	24.0047	23.9829	0.091%	23.9646	23.9605	0.017%

6.2.1 ผลการชั่งน้ำหนักชิ้นส่วนในเครื่องยนต์

ผลการชั่งน้ำหนักแสดงดังตารางที่ 6.6 พบว่าการสึกหรอบางชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมได้แก่ชิ้นส่วน แหวนอัด 2, สลักลูกสูบ, วาล์วไอดีและวาล์วไอเสีย โดยมีการสึกหรอมากกว่า 0.01%, 0.01%, 0.04% และ 0.07% ตามลำดับ ในขณะที่ชิ้นส่วนการสึกหรอบางชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล ได้แก่ ชิ้นส่วนแหวนอัด 1, แหวนน้ำมัน และลูกสูบ โดยมีการสึกหรอมากกว่า 0.06%, 0.02% และ 1.17% ตามลำดับ จากตารางที่ 6.7 การสึกหรอของอนุภาคขนาดเล็กของเหล็กและอลูมิเนียมของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีปริมาณมากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมเท่ากับ 64.06% และ 19.22% การสึกหรอของอนุภาคขนาดใหญ่ของเหล็กและอลูมิเนียมของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีปริมาณมากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมเท่ากับ 53.59% และ 26.55% แต่มวลน้ำหนักที่สึกหรอของแหวนอัด 2, สลักสูบ, วาล์วไอดีและไอเสียหายไปเพียงเล็กน้อยเท่านั้น แสดงให้เห็นถึงเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีอนุภาคการสึกหรอของเหล็กและอลูมิเนียมขนาด 3-100 ไมครอน แต่ในขณะที่เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีการสึกหรอของอนุภาคขนาดเล็กและขนาดใหญ่ในปริมาณที่น้อย มีค่า PQ index ที่สูงรวมกับการสึกหรอของลูกสูบที่สูง (ดูจากมวลที่หายไป)สามารถบ่งบอกได้ว่ามีอนุภาคการสึกหรออนุภาคของเหล็กที่ใหญ่กว่า 100 ไมครอน

ในน้ำมันหล่อลื่นการสึกหรอของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมจึงสึกหรอมากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล

ตารางที่ 6.7 ผลรวมของอนุภาคโลหะขนาดเล็กและขนาดใหญ่ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและ น้ำมันผสมตั้งแต่ชั่วโมงที่ 0-220

ผลรวมปริมาณขนาด อนุภาคโลหะตั้งแต่ ชั่วโมงที่ 0-220	อนุภาคขนาดเล็กกว่า 3 ไมครอน (PPM)		อนุภาคขนาดใหญ่ 5-100 ไมครอน (PPM)	
	Diesel	D80E10C10	Diesel	D80E10c10
Iron	644.63	231.7	207.1	96.1
Chromium	19.1	42.6	3.4	9
Lead	0.1	0	9.6	1.6
Copper	4.6	3	0.7	0.7
Tin	4.1	15.5	0.5	0
Aluminum	66.6	53.8	22.6	16.6
Nickel	0.7	0.4	0	0
Silver	0	1.1	0	0
Molybdenum	151.4	4.4	0.9	0
Titanium	1.2	2.9	0	0
PQ Index	256	309	256	309

6.2.2 ผลการวัดระยะช่องว่างแหวนลูกสูบในเครื่องยนต์ก่อนและหลังการทดสอบระยะยาว

การวัดระยะช่องว่างแหวนลูกสูบ ได้แก่ ระยะห่างปากแหวน (Piston ring end gap) และช่องว่างระหว่างร่องแหวนกับลูกสูบ (Ring groove clearance) หากตรวจพบระยะห่างปากแหวน ที่มากเกินไปจะส่งผลต่อกำลังอัดของเครื่องยนต์หรือระยะห่างปากแหวนน้อยเกินไปส่งผลต่อระยะ การขยายตัวของปากแหวนน้อยเกินไปเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่อุณหภูมิสูงปากแหวนมีการขยายตัว จนชิดกันเกินไปจะส่งผลการสึกหรอของปลอกสูบ ระยะห่างร่องแหวนกับลูกสูบก็มีความสำคัญ หากระยะมีค่ามากเกินไปก็ส่งผลต่อการรั่วของ Blowby-Gas ไปผสมในน้ำมันหล่อลื่น ซึ่งจะทำให้ ค่าคุณสมบัติ น้ำมันหล่อลื่นเสื่อมลงเร็วเกินกว่ากำหนด จากตารางที่ 6.8 และตารางที่ 6.9 แสดงระยะ ช่องว่างแหวนลูกสูบในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลและ น้ำมันผสมก่อนและหลังการทดสอบ 220 ชั่วโมง

ตารางที่ 6.8 ระยะช่องว่างแหวนลูกสูบในเครื่องยนต์ก่อนและหลังการทดสอบระยะยาวในการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง

ชิ้นส่วนเครื่องยนต์	ระยะ Clearance ชิ้นส่วน (มิลลิเมตร)			
	Diesel			
	ก่อนเริ่ม ทดสอบ	หลัง ทดสอบ	ผลต่าง (มิลลิเมตร)	ค่ามาตรฐาน (มิลลิเมตร)
Piston ring end Gap (แหวนอัดที่ 1)	0.229	0.254	0.025	ไม่เกิน 0.7
Piston ring end Gap (แหวนอัดที่ 2)	0.254	0.381	0.127	ไม่เกิน 0.7
Piston ring end Gap (แหวนน้ำมัน)	0.305	0.330	0.025	ไม่เกิน 1.8
Ring groove clearance (แหวนอัดที่ 1)	0.064	0.076	0.012	ไม่เกิน 0.12
Ring groove clearance (แหวนอัดที่ 2)	0.051	0.064	0.013	ไม่เกิน 1.8
Ring groove clearance (แหวนน้ำมัน)	0.051	0.051	0	-

ตารางที่ 6.9 ระยะช่องว่างแหวนลูกสูบในเครื่องยนต์ก่อนและหลังการทดสอบระยะยาวในการใช้น้ำมันผสมเป็นเชื้อเพลิง

ชิ้นส่วนเครื่องยนต์	ระยะ Clearance ชิ้นส่วน (มิลลิเมตร)			
	D80E10C10			
	ก่อนเริ่ม ทดสอบ	หลัง ทดสอบ	ผลต่าง (มิลลิเมตร)	ค่ามาตรฐาน (มิลลิเมตร)
Piston ring end Gap (แหวนอัดที่ 1)	0.102	0.178	0.076	ไม่เกิน 0.7
Piston ring end Gap (แหวนอัดที่ 2)	0.076	0.229	0.153	ไม่เกิน 0.7
Piston ring end Gap (แหวนน้ำมัน)	0.178	0.279	0.101	ไม่เกิน 1.8
Ring groove clearance (แหวนอัดที่ 1)	0.079	0.076	0	ไม่เกิน 0.12
Ring groove clearance (แหวนอัดที่ 2)	0.064	0.064	0	ไม่เกิน 1.8
Ring groove clearance (แหวนน้ำมัน)	0.051	0.051	0	-

ตารางที่ 6.10 การเปลี่ยนแปลงของช่องว่างแหวนลูกสูบของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสม

ชิ้นส่วนเครื่องยนต์	การเปลี่ยนแปลง (มิลลิเมตร)	
	Diesel	D80E10C10
Piston ring end Gap (แหวนอัดที่ 1)	0.025	0.076
Piston ring end Gap (แหวนอัดที่ 2)	0.127	0.153
Piston ring end Gap (แหวนน้ำมัน)	0.025	0.101
Ring groove clearance (แหวนอัดที่ 1)	0.012	0
Ring groove clearance (แหวนอัดที่ 2)	0.013	0
Ring groove clearance (แหวนน้ำมัน)	0	0

เมื่อเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงของช่องว่างแหวนลูกสูบในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมดังตารางที่ 6.10 พบว่า หลังการทดสอบระยะเวลา 220 ชั่วโมง การเปลี่ยนแปลงระยะห่างปากแหวนอัดที่ 1 แหวนอัดที่ 2 และแหวนน้ำมันของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลแต่การเปลี่ยนแปลงระยะห่างของช่องว่างปากแหวนของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันทั้งสองชนิดยังอยู่ในค่ามาตรฐาน เมื่อพิจารณาการเปลี่ยนแปลงระยะห่างระหว่างแหวนลูกสูบและลูกสูบพบว่า เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีการเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยแต่ในขณะที่เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมไม่มีการเปลี่ยนแปลงของระยะห่างระหว่างแหวนลูกสูบและลูกสูบ

6.2.3 ผลการวัดระยะห่างของวาล์วในเครื่องยนต์ก่อนและหลังการทดสอบระยะยาว

ระยะห่างวาล์วมีผลต่อระยะการเปิด-ปิดวาล์วไอดีวาล์วไอเสีย กำลังอัดเครื่องยนต์ โดยการตั้งวาล์วจะมีการปรับตั้งทุก ๆ 100 ชั่วโมง ตามคำแนะนำของเครื่องยนต์จากตารางที่ 6.11 การปรับตั้งระยะห่างวาล์วไอดีที่ชั่วโมงการทำงานที่ 100 และ 200 ชั่วโมง พบว่าที่ชั่วโมงที่ 100 และ 200 ระยะห่างของวาล์วไอดีของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีระยะห่างที่มากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล จากตารางที่ 6.12 การปรับตั้งระยะห่างวาล์วไอเสียที่ชั่วโมงการทำงานที่ 100 และ 200 ชั่วโมง พบว่าที่ชั่วโมงที่ 100 และ 200 ระยะห่างของวาล์วไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีระยะห่างที่มากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล ระยะห่างที่เพิ่มขึ้นเป็นผลมาจากกราบเขม่าที่เกาะบริเวณบ่าวาล์ว จากตารางที่ 6.11 ระยะห่างวาล์วไอดีก่อนและหลังการทดสอบที่ 100 และ 200 ชั่วโมง ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง

ตารางที่ 6.11 ระยะห่างวาล์วไอดีก่อนและหลังการทดสอบที่ 100 และ 200 ชั่วโมง ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง

วาล์วไอดี								
	Diesel				D80E10C10			
	ชั่วโมงที่เริ่มทำการวัดวาล์ว (ชั่วโมง)				ชั่วโมงที่เริ่มทำการวัดวาล์ว (ชั่วโมง)			
	100		200		100		200	
	ก่อน	หลัง	ก่อน	หลัง	ก่อน	หลัง	ก่อน	หลัง
Gap (mm)	0.178	0.203	0.203	0.254	0.178	0.381	0.203	0.279

ตารางที่ 6.12 ระยะห่างวาล์วไอเสียก่อนและหลังการทดสอบที่ 100 และ 200 ชั่วโมงของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง

วาล์วไอเสีย								
	Diesel				D80E10C10			
	ชั่วโมงที่เริ่มทำการวัดวาล์ว (ชั่วโมง)				ชั่วโมงที่เริ่มทำการวัดวาล์ว (ชั่วโมง)			
	100		200		100		200	
	ก่อน	หลัง	ก่อน	หลัง	ก่อน	หลัง	ก่อน	หลัง
Gap (mm)	0.203	0.381	0.203	0.254	0.178	0.381	0.203	0.279

6.2.4 ผลการถ่ายรูปชิ้นส่วนก่อนและหลังการทดสอบระยะยาวของเครื่องยนต์

การถ่ายรูปชิ้นส่วนในเครื่องยนต์เป็นสิ่งที่แสดงถึงการสึกหรอและพฤติกรรมการเผาไหม้ เพื่อใช้ในการวิเคราะห์เพิ่มเติมจากผลการทดสอบในส่วนของการใช้น้ำมันและวัดอุณหภูมิการสึกหรอของโลหะในการถ่ายรูปชิ้นส่วนเครื่องยนต์จะกระทำก่อนเริ่มทดสอบและหลังทดสอบเครื่องยนต์ชิ้นส่วนที่ทำการถ่ายรูป ได้แก่ ลูกสูบ ฝาสูบ บ่าวาล์วไอดีและไอเสีย วาล์วไอดีและไอเสีย หัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง รายละเอียดแสดงดังต่อไปนี้

1. ภาพถ่ายลูกสูบ

จากตารางที่ 6.13 เปรียบเทียบภาพถ่ายลูกสูบของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมพบว่า คราบเขม่าลูกสูบของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีปริมาณเขม่าเกาะบริเวณผิวด้านบนเล็กน้อยบริเวณกระโปรงลูกสูบมีรอยขีดข่วน ซึ่งแสดงร่องรอยการสึกหรอและบริเวณด้านข้างของร่องแหวนลูกสูบพบคราบเขม่าอย่างชัดเจนคราบเขม่าที่เกาะบริเวณด้านข้างของร่อง

แหวนลูกสูบแสดงถึงการรั่วไหลของ Blowby-Gas ส่งผลต่อการปนเปื้อนของเขม่าในน้ำมันหล่อลื่น ซึ่งสอดคล้องกับรูปที่ 6.32 การเจือปนของเขม่าในน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ดีเซลมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสม ในส่วนของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมพบปริมาณเขม่าที่บริเวณด้านบนลูกสูบในปริมาณที่สูงลักษณะเขม่าที่ติดบนลูกสูบมีลักษณะเป็นแผ่น สีของเขม่าเป็นสีขาวในบริเวณที่เหนือแนวสเปรย์การฉีดเชื้อเพลิง บริเวณด้านข้างของลูกสูบพบคราบเขม่าเล็กน้อย ในร่องแหวนลูกสูบไม่พบคราบเขม่า

2. ภาพถ่ายฝาสูบ

จากตารางที่ 6.14 แสดงภาพถ่ายฝาสูบของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง พบว่าฝาสูบของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีเขม่าหนาตามบริเวณขอบของฝาสูบสีของเขม่ามีความเข้มที่บริเวณตรงกลางฝาสูบบริเวณด้านล่างวาล์วไอดีมีเขม่าหนาเล็กน้อย และเมื่อพิจารณาภาพถ่ายฝาสูบของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมพบว่า มีคราบเขม่าหนาทั่วบริเวณพื้นที่ฝาสูบแต่บริเวณพื้นที่ด้านล่างของฝาสูบซึ่งเป็นพื้นที่อยู่ในแนวการฉีดของน้ำมันเชื้อเพลิงมีบางพื้นที่ที่ไม่มีเขม่าเกาะติดอยู่และลักษณะของเขม่าในบริเวณนี้มีลักษณะชุ่มน้ำมันเชื้อเพลิงและพบคราบเขม่าสีขาวในบริเวณหน้าวาล์วไอดี วาล์วไอดี และพื้นที่บริเวณรอบ ๆ รูฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง การจับตัวของปริมาณเขม่าบนฝาสูบในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล

3. ภาพถ่ายบ่าวาล์วไอดีและบ่าวาล์วไอดี

จากตารางที่ 6.15 แสดงภาพถ่ายบ่าวาล์วไอดีของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง พบว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลพบปริมาณเขม่าที่เกาะบริเวณที่บ่าวาล์วไอดีจะมีเขม่าที่หนาเกาะที่บริเวณด้านล่างของบ่าวาล์วไอดีเล็กน้อย ซึ่งเป็นสาเหตุให้ระยะห่างวาล์วไอดีมีค่าเพิ่มขึ้นและจากตารางที่ 6.11 ระยะห่างของวาล์วไอดีหลังการทดสอบผ่านไป 100 และ 200 ชั่วโมง มีค่าเพิ่มซึ่งสอดคล้องกับภาพถ่ายบ่าวาล์วไอดี และจากตารางที่ 6.16 เมื่อพิจารณาภาพถ่ายบ่าวาล์วไอดีของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมพบว่า มีคราบเขม่าเกาะกันเป็นก้อนที่บริเวณหลังบ่าวาล์วไอดีและมีปริมาณเขม่าที่เกาะบริเวณบ่าวาล์วไอดีที่สูงซึ่งเป็นสาเหตุให้ระยะห่างวาล์วไอดีมีค่าเพิ่มขึ้น จากตารางที่ 6.12 ระยะห่างของวาล์วไอดีหลังการทดสอบผ่านไป 100 และ 200 ชั่วโมง การมีค่าเพิ่มขึ้นสอดคล้องกับภาพถ่ายบ่าวาล์วไอดี การจับตัวของปริมาณเขม่าในบ่าวาล์วไอดีและบ่าวาล์วไอดีเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล

4. ภาพถ่ายวาล์วไอดีและวาล์วไอเสีย

จากตารางที่ 6.17 ภาพถ่ายวาล์วไอดีของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลพบปริมาณเขม่าเล็กน้อยบนหน้าวาล์วไอดี บริเวณด้านหลังวาล์วและก้านวาล์วไอดีพบปริมาณเขม่าที่หนาเนื่องจากการรั่วไหลของ Blow by gas ที่ไหลผ่านมายังร่องแหวนเข้าสู่ห้องน้ำมันเครื่องไหลย้อนขึ้นไปฝาสูบและเข้าท่อไอดี เมื่อพิจารณาภาพถ่ายเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมพบคราบเขม่าสีขาวและคราบเขม่าหนาเกาะบริเวณที่หน้าวาล์วบริเวณด้านหลังวาล์วไอดีพบเขม่าเกาะน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง เมื่อพิจารณาตารางที่ 6.18 ภาพถ่ายวาล์วไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมพบว่า เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลพบเขม่าบริเวณหน้าวาล์วหนาเป็นบางจุดและบริเวณด้านหลังวาล์วมีปริมาณคราบเขม่าเกาะหนาเฉพาะบริเวณขอบก้านวาล์วมีเขม่าเกาะเล็กน้อย เมื่อพิจารณาภาพถ่ายวาล์วไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมพบว่า พบปริมาณเขม่าที่หนาทั้งบริเวณหน้าวาล์วและบริเวณด้านหลังวาล์วไอเสียโดยเฉพาะด้านหลังวาล์วไอเสียพบปริมาณเขม่าที่จับกลุ่มกันเป็นก้อน การจับตัวของเขม่าบนวาล์วไอดีและวาล์วไอเสียในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงอย่างชัดเจน

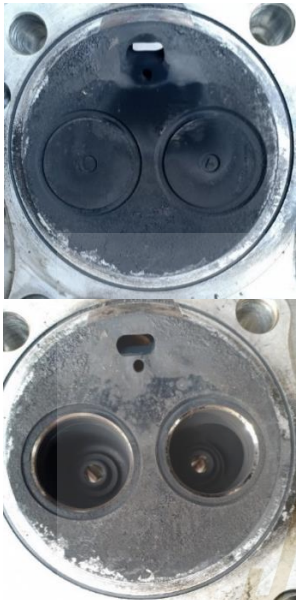
5. ภาพถ่ายหัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง

จากตารางที่ 6.19 ภาพถ่ายหัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลพบปริมาณเขม่าหนาเกาะบริเวณ โดยรอบจุดศูนย์กลางของหัวฉีดบริเวณ โดยรอบที่ไม่มีเขม่าเกาะมีลักษณะเปียกน้ำมันเชื้อเพลิง แต่เมื่อพิจารณาหัวฉีดของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีปริมาณเขม่าหนาบริเวณจุดศูนย์กลางของหัวฉีดมากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลการเกาะติดของเขม่าบริเวณเข็มหัวฉีดมีเขม่าเกาะมากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลหากทดสอบระยะเวลาที่นานขึ้นเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีแนวโน้มที่จะหัวฉีดอุดตันก่อนเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล

ตารางที่ 6.13 ภาพถ่ายลูกสูบหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง

เชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบ	
Diesel	D80E10C10
	
	
	

ตารางที่ 6.14 ภาพถ่ายฝาสูบหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง

เชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบ	
Diesel	D80E10C10
	

ตารางที่ 6.15 ภาพถ่ายบ่าวาล์วไอดีหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง

เชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบ	
Diesel	D80E10C10
	

ตารางที่ 6.16 ภาพถ่ายบ่าวาล์วไอเสียหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง

เชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบ	
Diesel	D80E10C10
 	 

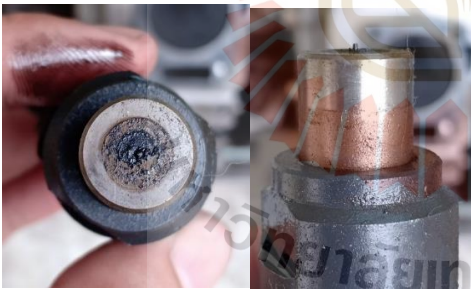
ตารางที่ 6.17 ภาพถ่ายวาล์วไอดีหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง

เชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบ	
Diesel	D80E10C10
	

ตารางที่ 6.18 ภาพถ่ายวาล์วไอเสียหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง

เชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบ	
Diesel	D80E10C10
	

ตารางที่ 6.19 ภาพถ่ายหัวฉีดหลังการทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง ของทั้งสองน้ำมันเชื้อเพลิง

เชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบ	
Diesel	D80E10C10
	

6.3 สรุปผลการวิจัย

การนำน้ำมันผสมไปใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียวระยะยาวความร้อนด้วยอากาศทำการทดสอบระยะยาว เพื่อดูการสึกหรอของโลหะจากการใช้น้ำมันผสม ค่าคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นที่เปลี่ยนไปหลังการใช้งาน การปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นและภาพถ่ายชิ้นส่วน ผลการชั่งน้ำหนักหลังการทดสอบเพื่อยืนยันการสึกหรอของชิ้นส่วน ผลการวิจัยสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. ผลการทดสอบระยะยาวในเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดี่ยวระบายความร้อนด้วยอากาศ

จากการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงที่มีส่วนผสมของน้ำมันดีเซล 80% เอทานอล 10% และน้ำมันละหุ่ง 10% โดยปริมาตร ถูกใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดี่ยวระบายความร้อนด้วยอากาศขนาดความจุ 0.196 ลิตร ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ก่อนและหลังทดสอบ 220 ชั่วโมง พบว่า

1) ค่าแรงบิดสูงสุดหลังการทดสอบของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีค่าลดลงเท่ากับ 2.73% และค่าแรงบิดสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าลดลงเท่ากับ 5.48% เมื่อเปรียบเทียบแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลแล้วน้ำมันผสมหลังการทดสอบพบว่าแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลในทุก ๆ ความเร็วรอบ

2) การสึกหรอของโลหะในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมพบว่า ปริมาณโลหะการสึกหรอในเครื่องยนต์ส่วนใหญ่เป็นหลัก โครเมียม และอลูมิเนียม การพบการปนเปื้อนของโลหะจำพวกดีบุกและทองแดงเพียงเล็กน้อย และการปนเปื้อนโลหะจำพวก ไทเทเนียม เงิน นิกเกิล และตะกั่ว น้อยมาก ๆ การสึกหรอของโลหะ โมลิบดีนัมจะพบมากในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล แต่เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมจะพบปริมาณ โมลิบดีนัม น้อยมาก และเมื่อพิจารณาค่าปริมาณการสึกหรอของเหล็กโดยรวม (PQ index) พบว่า เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่า PQ index ที่สูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลตลอดระยะเวลาการทดสอบในช่วงชั่วโมงที่ 0-20 จะมีการสึกหรอของเครื่องยนต์ที่สูงเนื่องจากระยะห่างช่องว่างของชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ยังมีความแน่น และชั่วโมงที่ 120 และ 220 มีการสึกหรอน้อยลงยกเว้นเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมที่ชั่วโมงการทำงาน 220 มีการสึกหรอที่สูงขึ้น

3) ค่าคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมและน้ำมันดีเซลหลังการทดสอบ 220 ชั่วโมง พบว่าค่าความหนืดน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเท่ากับ 10.37%, 9.35%, 9.02% ที่ชั่วโมงการทำงาน 20, 120 และ 220

4) ปฏิกริยาการเกิดออกซิเดชันและไนเตรชันของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลหมายความว่าค่าความหนืดที่สูงของน้ำมันผสมไม่ได้มาจากการปฏิกริยาทั้งสอง ค่าความหนืดที่สูงขึ้นอาจมาจากการสึกหรอของโลหะในเครื่องยนต์

5) ค่าความเป็นด่างของน้ำมันหล่อลื่นในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมอยู่ในเกณฑ์ที่ปกติ แต่ค่าความเป็นด่างของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลซึ่งบ่งบอกว่าน้ำมันหล่อลื่นมีความเป็นกรดเพิ่มขึ้น

6) การเจือปนสิ่งปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่น ได้แก่ น้ำมันเชื้อเพลิง และโซเดียมพบการเจือปนเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ซึ่งไม่มีผลกระทบต่อการทำงานของเครื่องยนต์และไม่พบการเจือปนสิ่งปนเปื้อนนานาเคมีในน้ำมันหล่อลื่น

7) การเจือปนของน้ำในน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมและเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีค่าการปนเปื้อนที่ใกล้เคียงกัน และทั้งสองเครื่องยนต์มีค่าการปนเปื้อนของน้ำที่อยู่ในเกณฑ์ปกติ

8) ปริมาณเขม่าที่เข้าไปปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมเท่ากับ 20.69%, 59.15% และ 53.06%

9) การปนเปื้อนอนุภาคซิลิกอนขนาดเล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลพบว่า อยู่ในเกณฑ์ที่ปกติ แต่การปนเปื้อนอนุภาคซิลิกอนขนาดเล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีค่ามากกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนอันตรายต่อเครื่องยนต์ ซึ่งการมีอนุภาคซิลิกอนในเครื่องยนต์ในปริมาณที่สูงจะพบการสึกหรอแบบขูดขีดที่สูง (Abrasive wear)

10) การปนเปื้อนอนุภาคซิลิกอนขนาดใหญ่ในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลพบว่า อยู่ในเกณฑ์ที่ปกติตลอดระยะเวลาการทดสอบ แต่การปนเปื้อนอนุภาคซิลิกอนขนาดใหญ่ในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมที่ชั่วโมงการทำงานที่ 20 ชั่วโมง มีค่าต่ำกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนอันตรายเพียงแค่ 12.8% แสดงเห็นถึงการมีเศษฝุ่นเข้าไปปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่น แต่ชั่วโมงที่ 120-220 ภาพการปนเปื้อนของซิลิกอนที่อยู่ในเกณฑ์ปกติ

11) การปนเปื้อนของสารเติมแต่งในน้ำมันหล่อลื่นพบ แมกนีเซียม แคลเซียม แบเรียม ฟอสฟอรัส และซิงค์ในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล และพบการปนเปื้อนของโบรอนในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลมากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสม

2. ผลการทดสอบการวัดขนาด ชั่งน้ำหนักและถ่ายภาพชิ้นส่วนเครื่องยนต์

1) ผลการชั่งน้ำหนักชิ้นส่วนเครื่องยนต์พบว่าน้ำหนักของ แหวนอัดที่ 1, แหวนอัดที่ 2, แหวนน้ำมัน และลูกสูบของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีน้ำหนักที่หายไปมากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล และน้ำหนักชิ้นส่วน สลักสูบ วาล์วไอดี และวาล์วไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันผสมไม่พบความแตกต่างกันมาก

2) ผลการวัดขนาดชิ้นส่วนในเครื่องยนต์พบว่า ระยะห่างของชิ้นส่วนต่าง ๆ ในเครื่องยนต์อยู่ในเกณฑ์มาตรฐาน แต่พบระยะห่างวาล์วไอดีและวาล์วไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมมีระยะห่างวาล์วที่มากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเนื่องจากมีคราบเขม่าไปเกาะในบริเวณวาล์วที่สูง

3) พบการเกาะติดของคราบเขม่าสูงในบริเวณด้านบนลูกสูบของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมสีเขม่ามีลักษณะเป็นสีขาวที่บริเวณเหนือหัวฉีดและเขม่าสีดำบริเวณรอบ ๆ ลูกสูบ ซึ่งบ่งบอกถึงการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ของเครื่องยนต์ บริเวณด้านข้างลูกสูบพบคราบเขม่าเกาะติดบริเวณด้านบนของแหวนอัดที่ 1 แต่ไม่พบคราบเขม่าเกาะติดบริเวณด้านล่างของแหวนอัดที่ 1

บ่งบอกถึงการไม่มี Blowby gas ที่รั่วซึมจากห้องเผาไหม้ไปยังอ่างเก็บน้ำมันเครื่องการสึกหรอบริเวณฝากระโปรงลูกสูบพบรอยขีดขูดมากกว่าในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล ส่วนในเครื่องยนต์ดีเซลพบคราบเขม่าเกาะติดบริเวณด้านบนลูกสูบปกติ บริเวณด้านข้างลูกสูบพบคราบเขม่าแสดงให้เห็นถึงการมี Blowby gas ที่รั่วไหลมาจากห้องเผาไหม้สู่อ่างน้ำมันเครื่อง

4) พบคราบเขม่าสูงในชั้นส่วน ฝาสูบ บ่าวาล์ว หน้าวาล์วไอดี และหน้าวาล์วไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสม โดยเฉพาะบริเวณด้านหลังบ่าวาล์วไอเสียพบเขม่าจับตัวกันเป็นก้อน หากทดสอบเป็นระยะเวลาที่นานกว่า 220 ชั่วโมง มีโอกาสที่เขม่าจะไปสะสมบริเวณบ่าวาล์วจนทำให้วาล์วไอเสียไม่สามารถปิดได้สนิท ส่วนเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลพบเขม่าในปริมาณที่ปกติจากบริเวณที่กล่าวมาข้างต้น



บทที่ 7

บทสรุปและข้อเสนอแนะ

7.1 สรุปผลการวิจัย

จากการวิจัยและการศึกษาการใช้น้ำมันละหุ่งดิบในการปรับปรุงค่าคุณสมบัติของเชื้อเพลิง ที่สูญเสียไปจากการเติมน้ำมันดีเซลผสมเอทานอล เพื่อให้มีความเหมาะสมในการใช้งานใน เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดการทดสอบจะถูกแบ่งเป็น 3 ขั้นตอน ได้แก่ (1) ทำการศึกษาหาค่า คุณสมบัติทางกายภาพและเคมี รวมถึงสัดส่วนเอทานอลและน้ำมันละหุ่งดิบที่เหมาะสมใน การนำมาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (2) ทดสอบสมรรถนะ คุณลักษณะการเผาไหม้ และ การปลดปล่อยมลพิษไอเสียของการใช้น้ำมันผสมเทียบกับน้ำมันดีเซล (3) การนำน้ำมันผสมมาใช้ ในเครื่องยนต์การเกษตรดีเซลสูบเดียวระบายความร้อนด้วยน้ำเป็นระยะเวลา 220 ชั่วโมง เพื่อประเมินการสึกหรอในเครื่องยนต์ ผลการวิจัยทั้งหมดสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

7.1.1 การทดสอบค่าคุณสมบัติทางกายภาพและเคมีพื้นฐานของเชื้อเพลิง

สัดส่วนการผสมเอทานอลที่ใช้ผสมในน้ำมันดีเซลเพื่อให้เกิดเสถียรภาพและ ไม่เกิดการแยกชั้นระหว่างเอทานอลและน้ำมันดีเซลที่อุณหภูมิอากาศเฉลี่ยในประเทศไทยที่ 30 องศาเซลเซียส ความเข้มข้นของเอทานอลจะอยู่ที่ 0-30% โดยปริมาตร และค่าความเข้มข้นของ เอทานอลที่ใช้ผสมในน้ำมันดีเซลที่ทำให้เกิดรอยเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอน้อยที่สุดมีค่า ความเข้มข้นของเอทานอลเท่ากับ 10% โดยปริมาตร และสัดส่วนการผสมไบโอดีเซลจากละหุ่งที่ใช้ ผสมในน้ำมันดีเซลที่ทำให้ร่อยเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอน้อยที่สุดมีค่าความเข้มข้นของ ไบโอดีเซลจากละหุ่งอยู่ในช่วงเท่ากับ 5-30% โดยปริมาตร ผลการทดสอบการปรับปรุงค่าคุณสมบัติ การหล่อลื่นของน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลความเข้มข้น 10% โดยปริมาตร โดยใช้น้ำมันละหุ่งดิบ 5% 10% และ 15% โดยปริมาตรสัดส่วนที่เหมาะสมในการลดเส้นผ่านศูนย์กลางการสึกหรอมีค่าเท่ากับ 10% โดยปริมาตร ดังนั้นสัดส่วนความเข้มข้นเอทานอลและน้ำมันละหุ่งดิบที่เหมาะสมที่จะนำไป ผสมในน้ำมันดีเซล เพื่อจะใช้งานในเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 10% โดยปริมาตร ซึ่งค่าคุณสมบัติใน สัดส่วนนี้จะมีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซล

7.1.2 การทดสอบสมรรถนะ คุณลักษณะการเผาไหม้ และการปล่อยมลพิษไอเสีย

การเพิ่มอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ยังสามารถเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อน และลดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ด้วยเหตุนี้จึงสามารถลดการปล่อยเขม่าควันดำ ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ และไฮโดรคาร์บอนได้ แต่การเพิ่มอัตราส่วนการอัดจะไปเพิ่มมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจน แต่ค่าซีเทนที่ต่ำและความหนืดที่สูงก็ยังส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ การใช้น้ำมันผสมในเครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผันสามารถลดมลพิษเขม่าควันดำและออกไซด์ของไนโตรเจนได้ ดังนั้นเชื้อเพลิงผสมเหมาะสมที่จะนำมาใช้กับเครื่องยนต์ที่มีอัตราส่วนการอัดตั้งแต่ 16-18

7.1.3 การทดสอบระยะยาว 220 ชั่วโมง กับเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดี่ยวระบายความร้อนด้วยอากาศ

จากการใช้เชื้อเพลิงผสมในเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดี่ยวระบายความร้อนด้วยอากาศ ผลการทดสอบสมรรถนะหลังการทดสอบพบว่า แรงบิดมีค่าลดลงแสดงถึงการสึกหรอเกิดขึ้นในเครื่องยนต์ ค่าคุณสมบัติการหล่อลื่นหลังการใช้งาน 220 ชั่วโมง พบว่า ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นสูงขึ้นแต่ปฏิกิริยาออกซิเดชันกับไนโตรเจนของน้ำมันผสมมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซล แสดงให้เห็นถึงปฏิกิริยาทั้งสองนี้ไม่ได้มีบทบาทในการเพิ่มค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมและค่าความเป็นด่างของน้ำมันผสมมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซลแสดงถึงความเป็นกรดที่สูงกว่า ซึ่งจะเห็นว่าค่าคุณสมบัติการหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมนั้นแย่กว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลจึงส่งผลต่อการสึกหรอของโลหะในเครื่องยนต์ที่สูง โดยส่วนใหญ่แล้วโลหะที่พบการสึกหรอมากที่สุดในเครื่องยนต์คือ เหล็กและอลูมิเนียม จากการตรวจสอบการสึกหรอของโลหะในเครื่องยนต์พบว่า เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีการสึกหรอของโลหะมากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล และเมื่อพิจารณาผลการชั่งน้ำหนักวัดชิ้นส่วนและภาพถ่ายเครื่องยนต์จะพบว่ามี ความสอดคล้องกับการตรวจสอบการสึกหรอของโลหะในเครื่องยนต์โดยน้ำหนักของชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีเปอร์เซ็นต์น้ำหนักที่หายไปมากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล การวัดระยะห่างปากแหวนของเครื่องยนต์น้ำมันดีเซลมีค่ามากกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสม ซึ่งจะส่งผลต่อการรั่วไหลของ Blowby gas ทำให้มีสิ่งเข้าไปเจือปนในน้ำมันหล่อลื่น โดยสิ่งเจือปนที่เกิดจากการรั่วไหลของ Blowby gas คือ ปริมาณเขม่าที่ปนเปื้อนในน้ำมันเครื่อง ซึ่งจะพบว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลมีค่าการปนเปื้อนเขม่าที่สูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสม และการปนเปื้อนของซิลิกอนขนาดเล็กในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมมีค่าสูงกว่าเกณฑ์การแจ้งเตือนอันตรายการปนเปื้อนสิ่งเจือปนอื่น ๆ อยู่ในเกณฑ์ปกติเมื่อพิจารณาภาพถ่ายชิ้นส่วนพบว่า มีคราบเขม่าสูงในเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมคราบเขม่าเกาะติดบริเวณฝาสูบ ลูกสูบ และวาล์วไอดีและวาล์วไอเสียซึ่งบ่งบอกถึง

การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ แนวโน้มการอุดตันของหัวฉีดจะพบว่า เครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสม มีแนวโน้มที่จะอุดตันเร็วกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล เนื่องจากการเกิดเขม่าที่สูงของน้ำมันผสม การเกิดเขม่านี้อาจไม่ได้มาจากค่าความหนืดของละอุนที่สูง แต่สาเหตุมาจากการละเหยตัวของ เอทานอลในระบบฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงทำให้เครื่องยนต์ไม่สามารถฉีดน้ำมันออกมาได้เต็มที่ เครื่องยนต์มีอาการสั่นเมื่อความเร็วรอบไม่คงที่การดึงอากาศเข้ามาเผาไหม้ก็จะไม่มีเสถียรภาพทำให้อัตราส่วนผสมไม่เหมาะแก่การเผาไหม้จึงเกิดเขม่าที่ปริมาณสูง

7.2 ข้อเสนอแนะ

1. ควรใช้เชื้อเพลิงดีเซลเอทานอลผสมละอุนมาในเครื่องยนต์ที่ระบายความร้อนด้วยน้ำ และระบบปั๊ม น้ำมันเชื้อเพลิงควรแยกออกจากอ่างน้ำมันเครื่อง เนื่องจากเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบในงานวิจัยเป็นเครื่องยนต์เครื่องจักรการเกษตร KAWAMA 500D ซึ่งมีระบบปั๊ม น้ำมันเชื้อเพลิงถูกจุ่มในอ่างน้ำมันเครื่องทำให้อุณหภูมิที่ปั๊มมีค่าที่สูงส่งผลกระทบต่อการทำงานของเอทานอล
2. เนื่องจากในงานวิจัยมีระยะเวลาและงบประมาณที่จำกัดซึ่งหากทดสอบที่ระยะเวลานานกว่านี้อาจพบเจอปัญหาอื่น ๆ ที่อาจเกิดขึ้นในระหว่างการทดสอบเพิ่มขึ้นมาและใช้เป็นหัวข้อในการศึกษาอีกต่อไป
3. นำ Deposit ที่เกาะบนชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ไปวิเคราะห์องค์ประกอบ เพื่อจะได้หาสารป้องกันการเกิด Deposit ที่เกาะบนเครื่องยนต์

รายการอ้างอิง

- กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน. (2559). รายงานคุณภาพพลังงานของประเทศ
ไทยปี พ.ศ.2559. กระทรวงพลังงาน.
- กรมธุรกิจพลังงาน. (2012). คุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นและการทดสอบ. สืบค้น 20 กุมภาพันธ์
2563, จาก https://www.doeb.go.th/kmv2/knowledge/km_lub55.pdf
- กรมธุรกิจพลังงาน. (2554). คู่มือองค์ความรู้เกี่ยวกับน้ำมันเครื่องเรื่องโครงการจัดการความรู้
เกี่ยวกับน้ำมันหล่อลื่น. กระทรวงพลังงาน.
- ชัยยง ศิริพรมงคลชัย. (2558). เครื่องยนต์สันดาปภายใน. กรุงเทพฯ: โอเดียนสโตร์
- ปราโมท พลพะฒะนาวิ. (2554). หลักการคำนวณปริมาณน้ำผ่านอาคารชลประทาน. สืบค้น 5
พฤษภาคม 2563, จาก www.hydro-2.com.
- พิชญ์ ปริญญาจารย์. (2546). ผลของการใช้น้ำมันปาล์มดีเซลในเครื่องยนต์ CI ขนาดเล็กที่ใช้ใน
การเกษตร. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย,
กรุงเทพมหานคร.
- สถาพร เชื้อเพลิง. (2544). การศึกษาเวลาการเปลี่ยนถ่ายของน้ำมันหล่อลื่นและไส้กรองใน
เครื่องยนต์ดีเซล. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยี
พระจอมเกล้าธนบุรี, กรุงเทพมหานคร.
- สมภพ พัฒนอริยางกูร. (2562). ภาพรวมโครงสร้างนโยบายพลังงาน. กระทรวงพลังงาน
- สวัสดี ภูมิสวัสดิ์. (2558). เอกสารประกอบการสอนกลศาสตร์ของไหล. สืบค้น 5 พฤษภาคม 2563,
จาก www.me.eng.kps.ku.ac.th.
- สุเทพ แก้วนิย. (2554). คู่มือปั๊ม Pump Handbook. กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์ท็อป
- ปนัดดา นิรนาทล้ำพงศ์. (2547). การสึกหรอในงานอุตสาหกรรม: ความรู้เบื้องต้นและการป้องกัน.
(พิมพ์ครั้งที่ 2). กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น).
- สุรพล ราษฎร์นุ้ย. (2549). วิศวกรรมการหล่อลื่นเบื้องต้น. กรุงเทพฯ: ซีเอ็ดดูเกชั่น.
- อานนท์ เทียงตรง. (2542). การศึกษาสายพันธุ์ที่ให้ผลผลิตและน้ำมันสูงจากถั่วผสมระหว่างพันธุ์
ไทยกับพันธุ์อิสราเอลของละหุ่ง. รายงานวิจัยละหุ่ง ปีงบประมาณ พ.ศ. 2537-2539 ประเภท
ทุนความร่วมมือกับต่างประเทศ(ไทย-อิสราเอล). สำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ.
เชียงใหม่: มหาวิทยาลัยแม่โจ้

- A. Tsolakis, A. Megaritis, M.L. Wyszynski, K. Theinnoi, Engine performance and emissions of a diesel engine operating on diesel-RME (rapeseed methyl ester) blends with EGR (exhaust gas recirculation), *Energy*, 32 (2007) 2072-80.
- A.N. Alkabbashi, Md Z. Alam, M. E. S. Mirghani A. M. A. Al-Fusaiel. (2009). Biodiesel Production from Crude Palm Oil by Transesterification Process. *Journal of Applied Sciences*, vol.9, pp. 3166-3170.
- Ajav, E. A., Singh, B., & Bhattacharya, T. K. (1999). Experimental study of some performance parameters of a constant speed stationary diesel engine using ethanol–diesel blends as fuel. *Biomass and Bioenergy*, 17(4), 357-365.
- Arun Kumar Wamankar, Ashok Kumar Satapathy, S. Murugan. (2015). Experimental investigation of the effect of compression ratio, injection timing & pressure in a DI (direct injection) diesel engine running on carbon black-water-diesel emulsion. *Energy*, 93, 511-520.
- Atabani, A. E., Silitonga, A. S., Badruddin, I. A., Mahlia, T. M. I., Masjuki, H. H., & Mekhilef, S. (2012). A comprehensive review on biodiesel as an alternative energy resource and its characteristics. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(4), 2070-2093.
- Aydin, H., & İlkılıç, C. (2010). Effect of ethanol blending with biodiesel on engine performance and exhaust emissions in a CI engine. *Applied Thermal Engineering*, 30(10), 1199-1204.
- Bateni, H., Karimi, K., Zamani, A., & Benakashani, F. (2014). Castor plant for biodiesel, biogas, and ethanol production with a biorefinery processing perspective. *Applied Energy*, 136, 14-22.
- Berman, P., Nizri, S., & Wiesman, Z. (2011). Castor oil biodiesel and its blends as alternative fuel. *Biomass and Bioenergy*, 35(7), 2861-2866.
- Dhar, A., & Agarwal, A. K. (2014). Effect of Karanja biodiesel blend on engine wear in a diesel engine. *Fuel*, 134, 81-89.
- Emiroğlu, A. O., & Şen, M. (2018). Combustion, performance and emission characteristics of various alcohol blends in a single cylinder diesel engine. *Fuel*, 212, 34-40.
- Fluid life. (2020). Potential source of spectrometry metals. Retrieved 10 march 2020 from www.ss-usa.s3.amazonaws.com
- Fluid life. (2020). Wear metal origins reference chart. Retrieved 10 march 2020 from <https://ss-usa.s3.amazonaws.com>

- Focus lab. (2019). How to read ferro graphic analysis-report. Retrieved 15 February 2020 from www.focuslab.co.th
- Focus lab. (2019). How to read oil analysis. Retrieved 15 February 2020 from www.focuslab.co.th
- Focus lab. (2019). PQ index or particle quantifier index. Retrieved 15 February 2020 from www.focuslab.co.th
- Geller, D. P., & Goodrum, J. W. (2004). Effects of specific fatty acid methyl esters on diesel fuel lubricity. *Fuel*, 83(17-18), 2351-2356.
- Gnanamoorthi, V., & Devaradjane, G. (2015). Effect of compression ratio on the performance, combustion and emission of DI diesel engine fueled with ethanol-Diesel blend. *Journal of the Energy Institute*, 88(1), 19-26.
- Hariram, V., & Vagesh Shangar, R. (2015). Influence of compression ratio on combustion and performance characteristics of direct injection compression ignition engine. *Alexandria Engineering Journal*, 54(4), 807-814.
- Islam, M. A., Rahman, M. M., Heimann, K., Nabi, M. N., Ristovski, Z. D., Dowell, A., Thomas, G., Feng, B., Alvensleben N.V., Brown, R. J. (2015). Combustion analysis of microalgae methyl ester in a common rail direct injection diesel engine. *Fuel*, 143, 351-360.
- Kathirvelu, B., Subramanian, S., Govindan, N., & Santhanam, S. (2017). Emission characteristics of biodiesel obtained from jatropha seeds and fish wastes in a diesel engine. *Sustainable Environment Research*, 27(6), 283-290.
- Keera, S. T., El Sabagh, S. M., & Taman, A. R. (2018). Castor oil biodiesel production and optimization. *Egyptian Journal of Petroleum*. 27, 979-984.
- Knothe, G. (2005). Dependence of biodiesel fuel properties on the structure of fatty acid alkyl esters. *Fuel Processing Technology*, 86(10), 1059-1070.
- Kuszewski, H., Jaworski, A., & Ustrzycki, A. (2017). Lubricity of ethanol-diesel blends-Study with the HFRR method. *Fuel*, 208, 491-498.
- Lapuerta, M., Armas, O., & Herreros, J. M. (2008). Emissions from a diesel-bioethanol blend in an automotive diesel engine. *Fuel*, 87(1), 25-31.
- Lapuerta, M., García-Contreras, R., & Agudelo, J. R. (2010). Lubricity of Ethanol-Biodiesel-Diesel Fuel Blends. *Energy & Fuels*, 24(2), 1374-1379.

- Lapuerta, M., García-Contreras, R., Campos-Fernández, J., & Dorado, M. P. (2010). Stability, Lubricity, Viscosity, and Cold-Flow Properties of Alcohol-Diesel Blends. *Energy & Fuels*, 24(8), 4497-4502.
- M.A. Fayad, A. Tsolakis, D. Fernández-Rodríguez, J.M. Herreros, F.J. Martos, M. Lapuerta, Manipulating modern diesel engine particulate emission characteristics through butanol fuel blending and fuel injection strategies for efficient diesel oxidation catalysts, *Appl Energy*. 190 (2017) 490-500.
- Mohammed B.S., Awatif A.M (2018). Antibacterial activity and fatty acid composition of Sudanese castor bean (*Ricinus communis* L) seed oil. *Arabian Journal of Medicinal & Aromatic Plants*, Vol.4, No.1.
- Nantha Gopal, K., Pal, A., Sharma, S., Samanchi, C., Sathyanarayanan, K., & Elango, T. (2014). Investigation of emissions and combustion characteristics of a CI engine fueled with waste cooking oil methyl ester and diesel blends. *Alexandria Engineering Journal*, 53(2), 281-287.
- O.J. Alamu, O. J., Waheed, M. A., & Jekayinfa, S. O. (2007). Biodiesel production from Nigerian palm kernel oil: effect of KOH concentration on yield, *Energy for Sustainable Development*, vol.11, No.3.
- Pali Rosha, Saroj Kumar Mohapatra, Sunil Kumar Mahla, HaengMuk Cho, Bhupendra Singh Chauhan, Amit Dhir. (2019). Effect of compression ratio on combustion, performance, and emission characteristics of compression ignition engine fueled with palm (B20) biodiesel blend. *Energy*, 178, 676-684
- Panwar, N. L., Shrirame, H. Y., Rathore, N. S., Jindal, S., & Kurchania, A. K. (2010). Performance evaluation of a diesel engine fueled with methyl ester of castor seed oil. *Applied Thermal Engineering*, 30(2-3), 24-249.
- Paul, A., Panua, R., & Debroy, D. (2017). An experimental study of combustion, performance, exergy and emission characteristics of a CI engine fueled by Diesel-ethanol-biodiesel blends. *Energy*, 141, 839-852.
- Pedrozo, V. B., May, I., Guan, W., & Zhao, H. (2018). High efficiency ethanol-diesel dual-fuel combustion: A comparison against conventional diesel combustion from low to full engine load. *Fuel*, 230, 440–451.

- Pehan, S., Jerman, M. S., Kegl, M., & Kegl, B. (2009). Biodiesel influence on tribology characteristics of a diesel engine. *Fuel*, 88(6), 970-979.
- Perdomo, F. A., Acosta-Osorio, A. A., Herrera, G., Vasco-Leal, J. F., Mosquera-Artamonov, J. D., Millan-Malo, B., & Rodriguez-Garcia, M. E. (2013). Physicochemical characterization of seven Mexican *Ricinus communis* L. seeds & oil contents. *Biomass and Bioenergy*, 48, 17-24.
- Pinzi, S., López, I., Leiva-Candia, D. E., Redel-Macías, M. D., Herreros, J. M., Cubero-Atienza, A., & Dorado, M. P. (2018). Castor oil enhanced effect on fuel ethanol-diesel fuel blend properties. *Applied Energy*, 224, 409-416.
- Prakash, T., Geo, V. E., Martin, L. J., & Nagalingam, B. (2018). Effect of ternary blends of bio-ethanol, diesel and castor oil on performance, emission and combustion in a CI engine. *Renewable Energy*, 122, 301–309.
- R. Anand, G.R. Kannan, K. Rajasekhar Reddy, S. Velmathi. (2009). The performance and emissions of a variable compression ratio diesel engine fuelled with bio-diesel from cotton seed oil. *ARPJ Journal of engineering and Applied Sciences*, Vol.4, No.3.
- Rajesh Kumar, B., & Saravanan, S. (2016). Use of higher alcohol biofuels in diesel engines: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 60, 84-115.
- Rakopoulos, D. C., Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., Dimaratos, A. M., & Kyritsis, D. C. (2010). Effects of butanol–diesel fuel blends on the performance and emissions of a high-speed DI diesel engine. *Energy Conversion and Management*, 51(10), 1989-1997.
- Rakopoulos, D. C., Rakopoulos, C. D., Hountalas, D. T., Kakaras, E. C., Giakoumis, E. G., & Papagiannakis, R. G. (2010). Investigation of the performance and emissions of bus engine operating on butanol/diesel fuel blends. *Fuel*, 89(10), 2781-2790.
- Ramanjaneyulu, A. V., Reddy, A. V., & Madhavi, A. (2013). The impact of sowing date and irrigation regime on castor (*Ricinus communis* L.) seed yield, oil quality characteristics and fatty acid composition during post rainy season in South India. *Industrial Crops and Products*, 44, 25-31.
- Redel-Macías, M. D., Pinzi, S., Leiva-Candia, D. E., López, I., & Dorado, M. P. (2017). Ternary blends of diesel fuel oxygenated with ethanol and castor oil for diesel engines. *Energy Procedia*, 142, 855-860.

- Rosha, P., Mohapatra, S. K., Mahla, S. K., Cho, H., Chauhan, B. S., & Dhir, A. (2019). Effect of compression ratio on combustion, performance, and emission characteristics of compression ignition engine fueled with palm (B20) biodiesel blend. *Energy*.
- Santana, G. C. S., Martins, P. F., de Lima da Silva, N., Batistella, C. B., Maciel Filho, R., & Wolf Maciel, M. R. (2010). Simulation and cost estimate for biodiesel production using castor oil. *Chemical Engineering Research and Design*, 88(5-6), 626-632.
- Sayin, C. (2010). Engine performance and exhaust gas emissions of methanol and ethanol-diesel blends. *Fuel*, 89(11), 3410-3415.
- Scholz, V., & da Silva, J. N. (2008). Prospects and risks of the use of castor oil as a fuel. *Biomass and Bioenergy*, 32(2), 95-100.
- Selvan V, Arul & r b, Anand & Udayakumar, M. (2009). Stability of Diesohol blend with castor oil as additive and its performance and emission Characteristics in a variable compression ratio engine. *International Journal of Power Engineering*. 1. 93-113.
- Stout, S. A., Litman, E., & Blue, D. (2018). Metal concentrations in used engine oils: Relevance to site assessments of soils. *Environmental Forensics*, 1-15.
- Sukjit, E., Herreros, J. M., Dearn, K. D., García-Contreras, R., & Tsolakis, A. (2012). The effect of the addition of individual methyl esters on the combustion and emissions of ethanol and butanol -diesel blends. *Energy*, 42(1), 364-374.
- Sukjit, E., Herreros, J. M., Piaszyk, J., Dearn, K. D., & Tsolakis, A. (2013). Finding Synergies in Fuels Properties for the Design of Renewable Fuels-Hydroxylated Biodiesel Effects on Butanol-Diesel Blends. *Environmental Science & Technology*, 47(7), 3535-3542.
- Sukjit, E., J.M. Herreros, K. Dearn, A. Tsolakis, Improving ethanol-diesel blend through the use of hydroxylated biodiesel, *SAE Tech. Pap.* 2014-01-2776 (2014).
- Sukjit, E., Poapongsakorn, P., Dearn, K. D., Lapuerta, M., & Sánchez-Valdepeñas, J. (2017). Investigation of the lubrication properties and tribological mechanisms of oxygenated compounds. *Wear*, 376-377, 836-842.
- Sulek, M. W., Kulczycki, A., & Malysa, A. (2010). Assessment of lubricity of compositions of fuel oil with biocomponents derived from rape-seed. *Wear*, 268(1-2), 104-108.
- Suthisripok, T., & Semsamran, P. (2018). The impact of biodiesel B100 on a small agricultural diesel engine. *Tribology International*, 128, 397-409.

- Tüccar, G., Özgür, T., & Aydın, K. (2014). Effect of diesel–microalgae biodiesel–butanol blends on performance and emissions of diesel engine. *Fuel*, 132, 47-52.
- Tutak, W., Jamrozik, A., Pyrc, M., & Sobiepański, M. (2016). Investigation on combustion process and emissions characteristic in direct injection diesel engine powered by wet ethanol using blend mode. *Fuel Processing Technology*, 149, 86-95.
- V. Hriram, R. Vagesh Shangar. (2015). Influence of compression ratio on combustion and performance characteristics of direct injection compression ignition engine. *Alexandria Engineering Journal*, 54 ,807-814
- V. Makarevicienė, K. Kazancev, I. Kazanceva, Possibilities for improving the cold flow properties of biodiesel fuel by blending butanol, *Renew Energ.* 75 (2015) 805-807
- Venu, H., & Madhavan, V. (2017). Influence of diethyl ether (DEE) addition in ethanol-biodiesel-diesel (EBD) and methanol-biodiesel-diesel (MBD) blends in a diesel engine. *Fuel*, 189, 377-390.
- Wamankar, A. K., Satapathy, A. K., & Murugan, S. (2015). Experimental investigation of the effect of compression ratio, injection timing & pressure in a DI (direct injection) diesel engine running on carbon black-water-diesel emulsion. *Energy*, 93, 511-520.
- Wander, P. R., Altafini, C. R., Colombo, A. L., & Perera, S. C. (2011). Durability studies of mono-cylinder compression ignition engines operating with diesel, soy and castor oil methyl esters. *Energy*, 36(6), 3917-3923.
- Wei, L., Cheung, C. S., & Ning, Z. (2018). Effects of biodiesel-ethanol and biodiesel-butanol blends on the combustion, performance and emissions of a diesel engine. *Energy*, 155, 957-970.
- Yamagata, H. (2005). *Engines. The Science and Technology of Materials in Automotive Engines*, 1-9.
- Yilmaz, N. (2012). Comparative analysis of biodiesel-ethanol-diesel and biodiesel-methanol-diesel blends in a diesel engine. *Energy*, 40(1), 210-213.
- Zhen, X., & Wang, Y. (2015). An overview of methanol as an internal combustion engine fuel. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 52, 477-493.

ภาคผนวก ก

ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผัน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ ก.1 สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลที่อัตราส่วนการอัด 16

Load (%)	P_b (kW)	$\dot{m}$ (kg/hr)	BSFC (g/w*Hr)	BTE (%)	Temp. Exhaust (°C)	A/F Ratio
25	1.071929	0.677159	0.63172	19.95874	253.1637	38.02651
50	2.112457	0.93303	0.44168	28.54632	324.41	27.59826
75	3.179135	1.284509	0.404044	31.20538	430.4097	20.04657

ตารางที่ ก.2 สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลที่อัตราส่วนการอัด 17

Load (%)	P_b (kW)	$\dot{m}$ (kg/hr)	BSFC (g/w*Hr)	BTE (%)	Temp. Exhaust (°C)	A/F Ratio
25	1.054048	0.661564	0.627641	20.08844	242.45	38.92292
50	2.114493	0.895525	0.423518	29.77049	318.0883	28.75407
75	3.180647	1.23702	0.388921	32.41875	418.4747	20.81615

ตารางที่ ก.3 สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลที่อัตราส่วนการอัด 18

Load (%)	P_b (kW)	$\dot{m}$ (kg/hr)	BSFC (g/w*Hr)	BTE (%)	Temp. Exhaust (°C)	A/F Ratio
25	1.036675	0.663875	0.640388	19.68858	226.2983	38.78745
50	2.09923	0.895884	0.426768	29.54375	295.1627	28.74255
75	3.119886	1.199807	0.384567	32.78576	395.8547	21.46179

ตารางที่ ก.4 สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมที่อัตราส่วนการอัด 16

Load (%)	P_b (kW)	$\dot{m}$ (kg/hr)	BSFC (g/w*Hr)	BTE (%)	Temp. Exhaust ($^{\circ}\text{C}$)	A/F Ratio
25	1.032364	0.677545	0.656305	17.87364	237.5193	38.00484
50	2.118711	0.912695	0.430778	27.23109	311.8223	28.21316
75	3.179541	1.251062	0.393473	29.81288	419.714	20.58251

ตารางที่ ก.5 สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมที่อัตราส่วนการอัด 17

Load (%)	P_b (kW)	$\dot{m}$ (kg/hr)	BSFC (g/w*Hr)	BTE (%)	Temp. Exhaust ($^{\circ}\text{C}$)	A/F Ratio
25	1.052381	0.684746	0.650663	18.02861	246.0837	37.60518
50	2.12244	0.910208	0.42885	27.35354	311.409	28.29024
75	3.186127	1.268301	0.39807	29.46858	411.1033	20.30274

ตารางที่ ก.6 สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสมที่อัตราส่วนการอัด 18

Load (%)	P_b (kW)	$\dot{m}$ (kg/hr)	BSFC (g/w*Hr)	BTE (%)	Temp. Exhaust ($^{\circ}\text{C}$)	A/F Ratio
25	1.053886	0.66727	0.633152	18.52723	240.0723	38.59006
50	2.101625	0.888948	0.422981	27.73303	300.1903	28.96681
75	3.122619	1.219435	0.390517	30.03855	396.3703	21.11634

ภาคผนวก ข

ข้อมูลผลการทดสอบคุณลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์

อัตราส่วนการอัดแปรผัน

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ ข.1 คุณลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผัน

เชื้อเพลิง	อัตราส่วนการอัด	โหลด (%)	คุณลักษณะการเผาไหม้	
			$P_{\text{cylinder max}}$ (bar)	HRR (J/°CA)
Diesel	16	25	43.65	107.84
		50	47.89	115.74
		75	50.73	118.52
	17	25	45.87	110.05
		50	50.19	125.61
		75	52.07	118.30
	18	25	52.91	105.72
		50	56.35	125.04
		75	58.54	111.64
D80E10C10	16	25	44.34	78.42
		50	48.95	104.03
		75	52.06	102.39
	17	25	47.30	66.06
		50	51.65	79.29
		75	54.45	77.81
	18	25	50.11	55.24
		50	55.75	62.18
		75	57.90	64.92

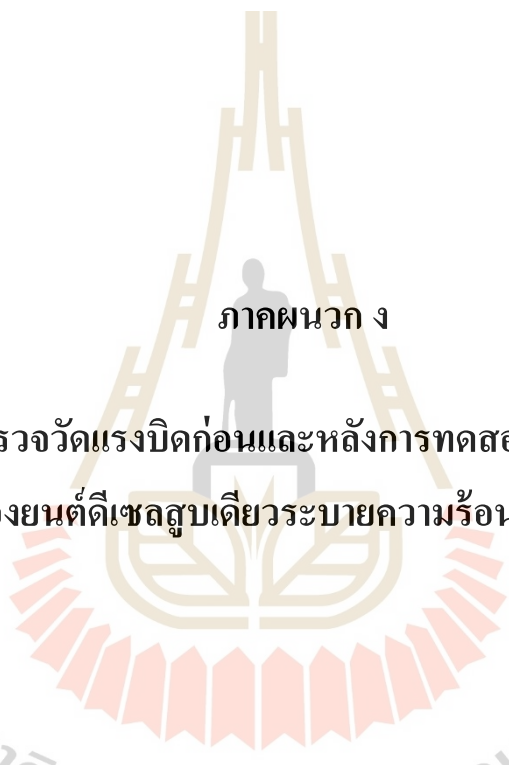
ภาคผนวก ค

ผลการตรวจวัดมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผัน



ตารางที่ ค.1 มลพิษไอเสียของเครื่องยนต์อัตราส่วนการอัดแปรผัน

เชื้อเพลิง	CR	โหลด (%)	มลพิษไอเสีย			
			NO _x (PPM)	HC (PPM)	CO (PPM)	Smoke (INDEX)
Diesel	16	25	71.68	7.93	26.58	3.97
		50	90.24	9.88	29.46	4.79
		75	96.14	11.97	86.23	5.79
	17	25	74.21	6.01	23.84	4.09
		50	96.39	9.97	27.69	4.91
		75	97.92	9.97	71.53	5.46
	18	25	84.337	6.018	20.467	4.695
		50	106.265	7.986	18.83	5.114
		75	110.482	10.069	62.222	5.916
D80E10C10	16	25	63.253	7.93	33.77	3.68
		50	89.394	11.98	31.61	4.64
		75	92.77	13.92	94.13	4.79
	17	25	63.49	8.06	27.69	3.66
		50	91.03	9.97	32.31	4.59
		75	95.63	12.02	70	5.57
	18	25	64.93	7.986	22.92	3.89
		50	93.61	10.06	19.64	4.73
		75	98.67	10.06	57.31	5.57

The logo of Sakon Nakhon Rajabhat University is a large, faint watermark in the background. It features a golden-yellow emblem with a central figure and a red gear-like border at the bottom. The text 'มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี' is written in a semi-circle below the emblem.

ภาคผนวก ง

ผลการตรวจวัดแรงบิดก่อนและหลังการทดสอบระยะยาวของ
เครื่องยนต์ดีเซลสูบเดี่ยวระบายความร้อนด้วยอากาศ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ตารางที่ ง.1 ค่าแรงบิดและกำลังของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลก่อนและหลังการทดสอบ

ก่อนทดสอบ			หลังทดสอบ		
ความเร็วรอบ	แรงบิด	กำลัง	ความเร็วรอบ	แรงบิด	กำลัง
3200	2.54	0.851162	3200	2.44	0.817652
3100	3.45	1.119978	3100	3.25	1.055052
3000	4.48	1.407434	3000	4.3	1.350885
2900	5.42	1.645985	2900	5.21	1.582211
2800	6.23	1.826731	2800	6.06	1.776885
2600	5.8	1.579174	2600	5.9	1.606401
2400	4.4	1.105841	2400	4.08	1.025416
2100	2.02	0.444221	2100	2.13	0.468411
2000	1.78	0.372802	2000	1.5	0.314159

ตารางที่ ง.2 ค่าแรงบิดและกำลังของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสมก่อนและหลังการทดสอบ

ก่อนทดสอบ			หลังทดสอบ		
ความเร็วรอบ	แรงบิด	กำลัง	ความเร็วรอบ	แรงบิด	กำลัง
3200	2.32	0.777439	3200	1.8	0.603186
3100	3.6	1.168672	3100	3.02	0.980386
3000	4.12	1.294336	3000	3.84	1.206372
2900	5.21	1.582211	2900	5.32	1.615616
2800	6.02	1.765156	2800	5.69	1.668395
2600	5.55	1.511106	2600	5.07	1.380416
2400	4.25	1.068142	2400	3.72	0.934938
2100	1.97	0.433226	2100	1.65	0.362854
2000	1.5	0.314159	2000	1.03	0.215723

ภาคผนวก จ

ผลการตรวจวัดคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซล
เป็นเชื้อเพลิง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

Code : 28223
Name : Suranaree University of Technology
Address : 111 University Avenue,
 Muang District,
 Nakhon Ratchasima 30000
Site :
Location :
Test code : E804

Unit ID : QR168F-4151202766 Overhaul for D80E10C10
Unit Type : Engine Diesel
Unit Make : KAWAMA
Unit Model : 500D
Oil type / Viscosity : PTT D3 PLUS SAE 40
Oil System Capacity : 9.7 Liters


Notes (Finding, Evaluation, Interpretation, Suggestion and Recommendation)

Dirt (silicon) is present and resulting in abrasive wear.

Note oxidation detected and increase in viscosity.

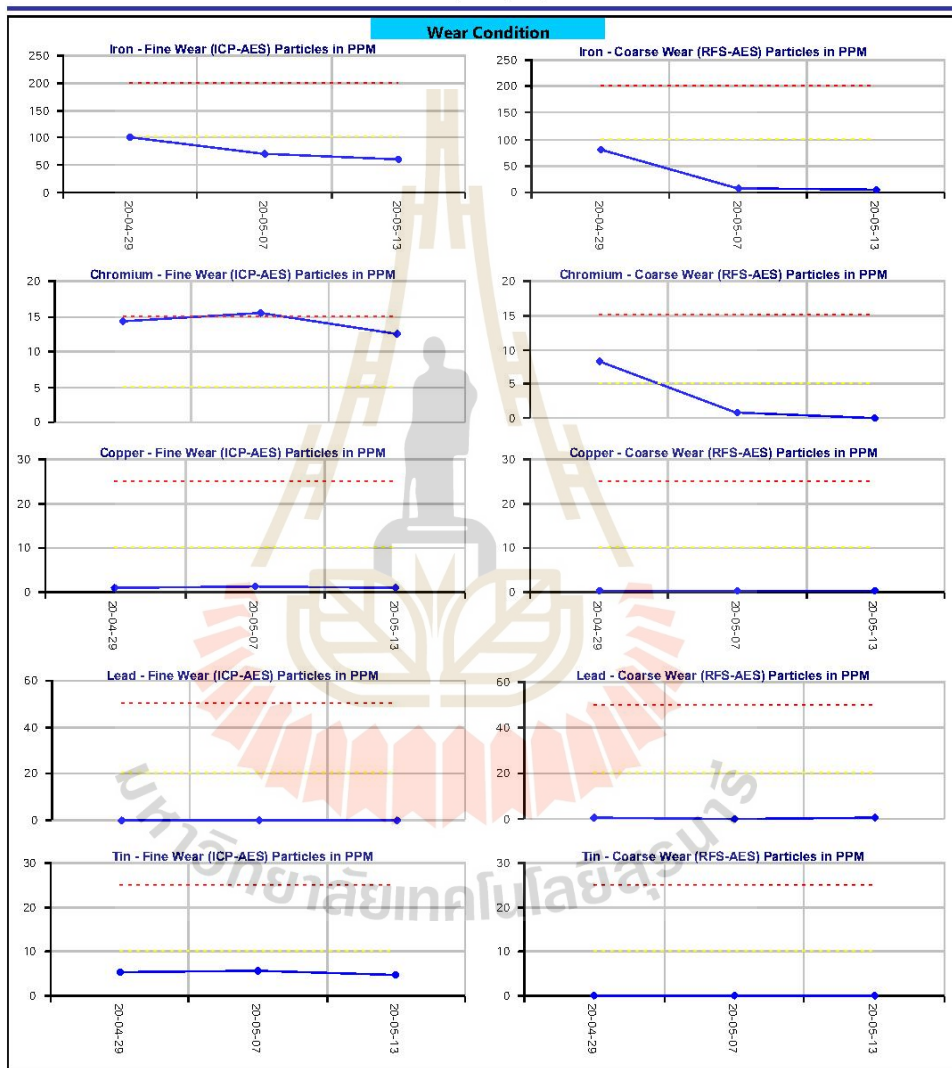
Recommend check to determine how dirt is entering the system and correct the problem to prevent further dirt entry (Proactive).

Scholia J.

			Current Sample			Previous Sample			Baseline and Alarm Limit						
Condition History			Wear	Oil	Cont.	Wear	Oil	Cont.	Wear	Oil	Cont.				
			C	C	W	C	N	W	C	N	W				
Lab ID Bottle ID Date Sampled Oil Hours (Kms) Unit Hours (Kms) Oil Change Oil Added (Liters) Filters Hours (Kms)	Test Method	Result	20051623 121698 13-May-20 100 220			20051622 120697 07-May-20 100 120			20051621 110217 29-Apr-20 20 20			B A S E L I N E	Alarm Limit		
													Alarm Limit Matrix -Set Name (Equipment type / oil type)		
													Engine Diesel General PTT		
													D3 Plus SAE 40 (Suranaree)		
Wear Condition															
Wear Element		Method	Unit	Fine Wear (ICP-AES)	Coarse Wear (RFS-AES)	Fine Wear (ICP-AES)	Coarse Wear (RFS-AES)	Fine Wear (ICP-AES)	Coarse Wear (RFS-AES)	The New Oil (TNO)	U- Caution	U-Warning	U- Caution	U-Warning	
Iron	D-5185	PPM		60.7	5.5	69.9	9.0	101.0	C 81.6	0	>100	>200	>100	>200	
Chromium	D-5185	PPM		12.6	C 0.0	15.6	W 0.8	14.4	C 8.2	0	>5	>15	>5	>15	
Lead	D-5185	PPM		0.0	0.7	0.0	0.2	0.0	0.7	0	>20	>50	>20	>50	
Copper	D-5185	PPM		0.8	0.2	1.2	0.2	1.0	0.3	0	>10	>25	>10	>25	
Tin	D-5185	PPM		4.6	0.0	5.6	0.0	5.3	0.0	0	>10	>25	>10	>25	
Aluminum	D-5185	PPM		18.8	C 1.8	18.3	C 2.7	16.7	C 12.1	0	>10	>20	>10	>20	
Nickel	D-5185	PPM		0.2	0.0	0.0	0.0	0.2	0.0	0	>5	>10	>5	>10	
Silver	D-5185	PPM		0.3	0.0	0.4	0.0	0.4	0.0	0					
Molybdenum	D-5185	PPM		0.2	0.0	0.2	0.0	1.0	0.0	0					
Titanium	D-5185	PPM		1.4	0.0	0.6	0.0	0.9	0.0	0					
PQ Index	D-8184	Index		49		33		227		0	>15	>20			
Oil Condition															
Viscosity @ 40°C	D-445	cSt								TNO	L-Warning	L-Caution	U-Caution	U-Warning	
Viscosity @ 100°C	D-445	cSt		15.7	C	15.2		14.9		14.9	<125	<13.7	>15.6	>16.3	
Oxidation	D-7414	Abs		9.8	W	7.1		4.2		3.6			>7.2	>8.1	
Nitration	D-7624	Abs/cm		4.8		4.8		2.1		2.0			>10	>25	
Acid Number	D-974	mg KOH /g													
Base Number	D-4739	mg KOH /g		10.6		10.0		10.2		12.2	<2	<6.1			
Contamination															
Water	E-2412	% (Wt.)		0.066		0.055		0.053		TNO			U-Caution	U-Warning	
Fuel	In-house	% (Wt.)		0.10		0.10		0.10		0.040			>0.15	>0.25	
Glycol	E-2412	Abs		N/A		N/A		N/A					>2	>5	
Soot	E-2412	% (Wt.)		0.69		0.67		0.46					>3	>6	
Vanadium	D-5185	PPM		0		0		0		0					
Sodium	D-5185	PPM		2		19		1		9					
Silicon	D-5185	PPM		92.6	W	12.5	W	92.8	W 43.6	0	>25	>50	>25	>50	
Additive Element															
Boron	D-5185	PPM		0		0		0		0					
Magnesium	D-5185	PPM		15		15		16		8					
Calcium	D-5185	PPM		5205		4858		3977		3941					
Barium	D-5185	PPM		1		1		0		0					
Phosphorus	D-5185	PPM		1097		1129		1124		905					
Zinc	D-5185	PPM		1424	28	1396	92	1240	213	1090					
Additional Test															
Flash Point	D-3828	°C								TNO	L-Warning	L-Caution	U-Caution	U-Warning	
Viscosity Index	D-2270														

Code : 28223
Name : Suranaree University of Technology
Address : 111 University Avenue,
 Muang District,
 Nakhon Ratchasima 30000
Site :
Location :
Test code : E804

Unit ID : QR168F-4151202766 Overhaul for D80E10C10
Unit Type : Engine Diesel
Unit Make : KAWAMA
Unit Model : 500D
Oil type/Viscosity : PTT D3 PLUS SAE 40
Oil System Capacity : 0.7 Liters



Code : 28223
Name : Suranaree University of Technology
Address : 111 University Avenue,
 Muang District,
 Nakhon Ratchasima 30000
Site :
Location :
Test code : E804

Unit ID : QR168F-4151202766 Overhaul for D80E10C10

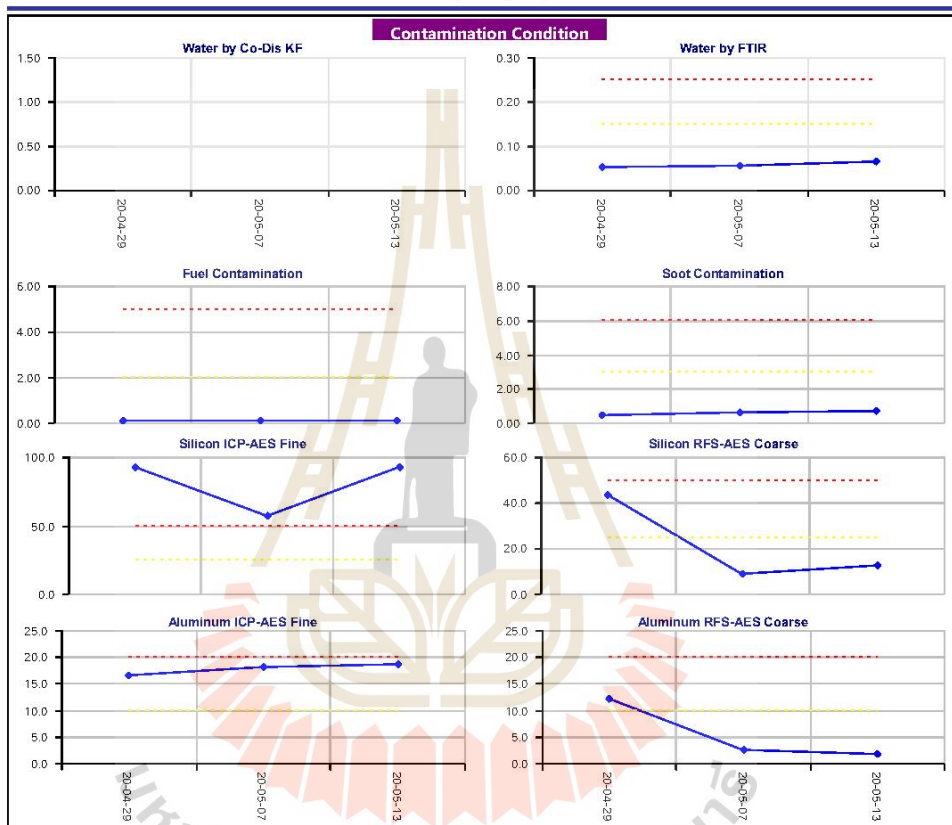
Unit Type : Engine Diesel

Unit Make : KAWAMA

Unit Model : 500D

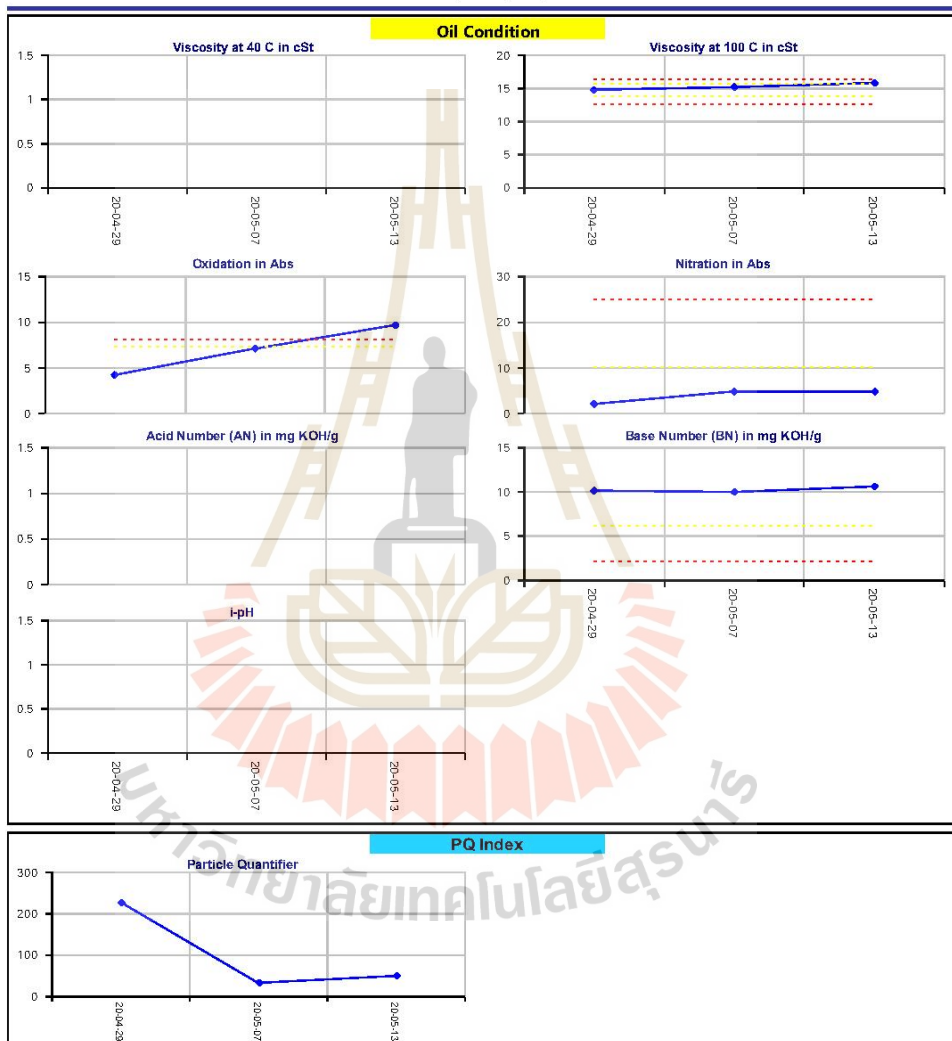
Oil type / Viscosity : PTT D3 PLUS SAE 40

Oil System Capacity : 0.7 Liters



C Code : 28223
U Name : Suranaree University of Technology
S
T
O Address : 111 University Avenue,
 Muang District,
 Nakhon Ratchasima 30000
M
E Site :
 Location :
R Test code : E804

E Unit ID : QR168F-4151202766 Overhaul for D80E10C10
Q
U Unit Type : Engine Diesel
I Unit Make : KAWAMA
P Unit Model : 500D
M
N Oil type / : PTT D3 PLUS SAE 40
T Viscosity :
 Oil System Capacity : 0.7 Liters



C U S T O M E R	Code : 28223 Name : Suranaree University of Technology Address : 111 University Avenue, Muang District, Nakhon Ratchasima 30000 Site : Location : Test code : E804	Unit ID : QR168F-4151202766 Overhaul for D80E10C10 Unit Type : Engine Diesel Unit Make : KAWAMA Unit Model : 500D Oil type / Viscosity : PTT D3 PLUS SAE 40 Oil System Capacity : 0.7 Liters
--	---	---

Lab ID : 20051623 Date sampled : 13-May-20 Hours on Oil : 100 Hours on Unit : 220 Bottle ID : 121698

ส่วนที่ 1 : หน้าหลัก

Section 1 : Main Page

พบฝุ่นละออง (ซีลีคอน) ส่งผลให้เกิดการสึกหรอแบบขูดขีด (abrasive wear)
 สังเกต พบเกิดออกซิเดชันและความหนืดของน้ำมันสูงขึ้น
 แนะนำให้ตรวจสอบว่าที่มาของสิ่งสกปรกเข้าสู่ระบบได้อย่างไร และแก้ไขเพื่อป้องกันสิ่งสกปรกไม่ให้เข้าสู่ระบบอีกต่อไป

ส่วนที่ 2 : หน้าของ Particle Count

Section 2 : Particle Count

ส่วนที่ 3 : หน้าของ Ferrographic Analysis

Section 3 : Ferrographic Analysis

ส่วนที่ 4 : หน้าของ Varnish and Sludge Potential

Section 4 : Varnish and Sludge Potential

ส่วนที่ 5 : หน้าของ Gravimetric Analysis

Section 5 : Gravimetric Analysis

ภาคผนวก จ
ผลการตรวจวัดคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันผสม
เป็นเชื้อเพลิง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

Code : 28223
Name : Suranaree University of Technology
Address : 111 University Avenue,
 Muang District,
 Nakhon Ratchasima 30000
Site :
Location :
Test code : E804

Unit ID : QR168F-4151202766 Overhaul for D80E10C10
Unit Type : Engine Diesel
Unit Make : KAWAMA
Unit Model : 500D
Oil type / Viscosity : PTT D3 PLUS SAE 40
Oil System Capacity : 0.7 Liters

WARNING

CAUTION

NORMAL


Notes (Finding, Evaluation, Interpretation, Suggestion and Recommendation)

Dirt (silicon) is present and resulting in abrasive wear.

Note oxidation detected and increase in viscosity.

Recommend check to determine how dirt is entering the system and correct the problem to prevent further dirt entry (Proactive).

Sheet 1 of 1

			Current Sample			Previous Sample			Baseline and Alarm Limit			
Condition History			Wear	Oil	Cont.	Wear	Oil	Cont.	Alarm Limit			
			20051623	121698	13-May-20	20051622	120697	07-May-20	20051621	110217	29-Apr-20	
			100	220		100	120		20	20		
			220			120			20			
Wear Condition			Fine Wear (ICP-AES)		Coarse Wear (RFS-AES)		Fine Wear (ICP-AES)		Coarse Wear (RFS-AES)		Fine Wear (ICP-AES)	
Wear Element			Method	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit
Iron	D-5185	PPM	60.7	5.5	69.9	9.0	101.0	C	81.6	0	>100	>200
Chromium	D-5185	PPM	12.6	0.0	15.6	0.8	14.4	C	8.2	0	>5	>15
Lead	D-5185	PPM	0.0	0.7	0.0	0.2	0.0	0.7	0	>20	>50	>20
Copper	D-5185	PPM	0.8	0.2	1.2	0.2	1.0	0.3	0	>10	>25	>10
Tin	D-5185	PPM	4.6	0.0	5.6	0.0	5.3	0.0	0	>10	>25	>10
Aluminum	D-5185	PPM	18.8	1.8	18.3	2.7	16.7	C	12.1	0	>10	>20
Nickel	D-5185	PPM	0.2	0.0	0.0	0.0	0.2	0.0	0	>5	>10	>5
Silver	D-5185	PPM	0.3	0.0	0.4	0.0	0.4	0.0	0			
Molybdenum	D-5185	PPM	0.2	0.0	0.2	0.0	1.0	0.0	0			
Titanium	D-5185	PPM	1.4	0.0	0.6	0.0	0.9	0.0	0			
PQ Index	D-8184	Index	49		33		227		0	>15	>20	
Oil Condition			Viscosity @ 40°C		Viscosity @ 100°C		Oxidation		Nitration		Acid Number	
			Method	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit
Viscosity @ 40°C	D-445	cSt	15.7	C	15.2	14.9	14.9	<12.5	<13.7	>15.6	>16.3	
Viscosity @ 100°C	D-445	cSt	9.8	W	7.1	4.2	3.6	>7.2	>8.1			
Oxidation	D-7414	Abs	4.8		4.8	2.1	2.0	>10	>25			
Nitration	D-7624	Abs/cm										
Acid Number	D-974	mg KOH/g	10.6		10.0	10.2	12.2	<2	<6.1			
Base Number	D-4739	mg KOH/g										
Contamination			Water		Fuel		Glycol		Soot		Vanadium	
			Method	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit
Water	E-2412	% (Wt.)	0.066		0.055	0.053	0.040		>0.15	>0.25		
Fuel	In-house	% (Wt.)	0.10		0.10	0.10			>2	>5		
Glycol	E-2412	Abs	N/A		N/A	N/A						
Soot	E-2412	% (Wt.)	0.69		0.67	0.46			>3	>6		
Vanadium	D-5185	PPM	0		0	0	0					
Sodium	D-5185	PPM	2		19	1	9	>25	>50	>25	>50	
Silicon	D-5185	PPM	92.6	W	57.2	9.2	92.8	W	43.6			
Additive Element			Boron		Magnesium		Calcium		Barium		Phosphorus	
			Method	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit
Boron	D-5185	PPM	0		0	0	0					
Magnesium	D-5185	PPM	15		15	16	8					
Calcium	D-5185	PPM	5205		4858	3977	3941					
Barium	D-5185	PPM	1		1	0	0					
Phosphorus	D-5185	PPM	1097		1129	1124	905					
Zinc	D-5185	PPM	1424	28	1396	92	1240	213				
Additional Test			Flash Point		Viscosity Index							
			Method	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit	Unit
Flash Point	D-3828	°C										
Viscosity Index	D-2270											

Note: Alarm Limits are variable and dependent upon dataset size and to be used as general guideline.

No Sign or : NORMAL , or : CAUTION (first level warning limit) , or : Warning (second level warning limit)

Accuracy of interpretation and recommendation are based on representative sample and information supplied.

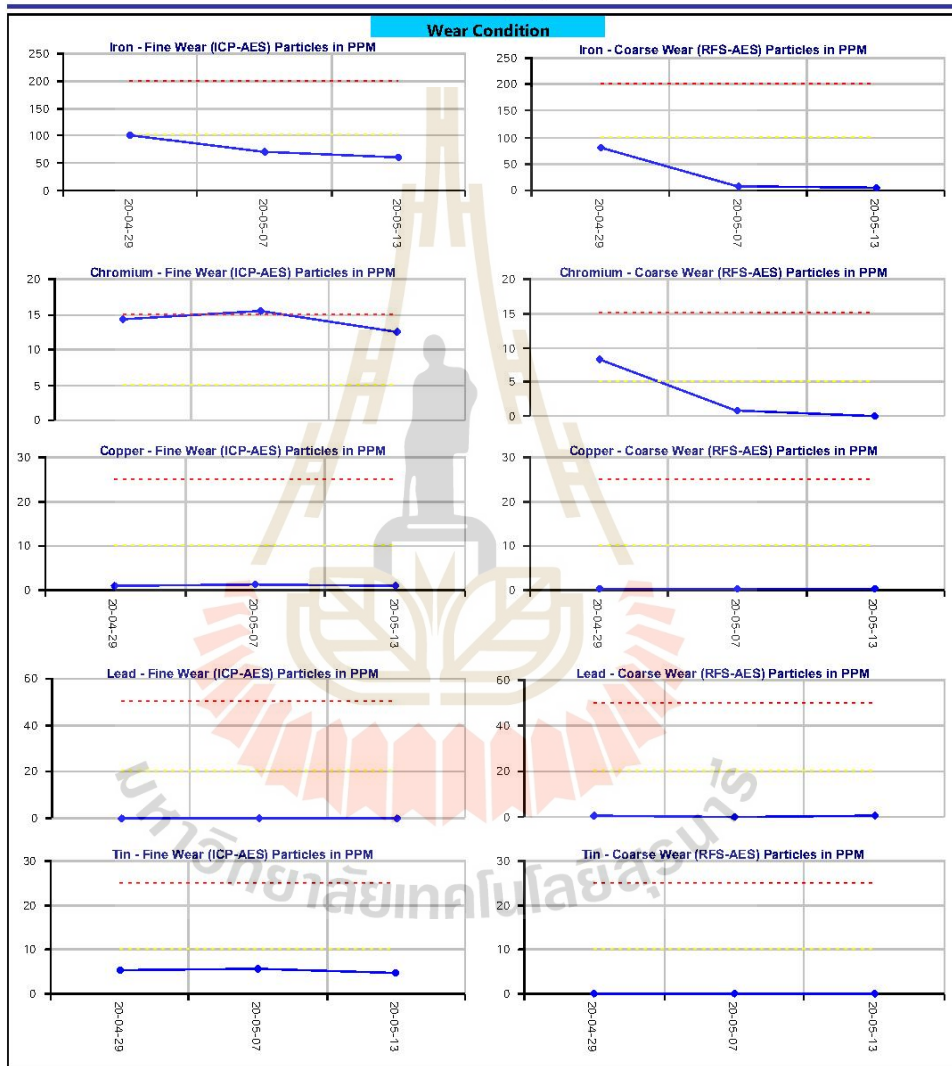
No warranty is expressed or implied for this report.

FocusLab Ltd. Bangkok Thailand www.focuslab.co.th focuslab@focuslab.co.th

FL-6.8

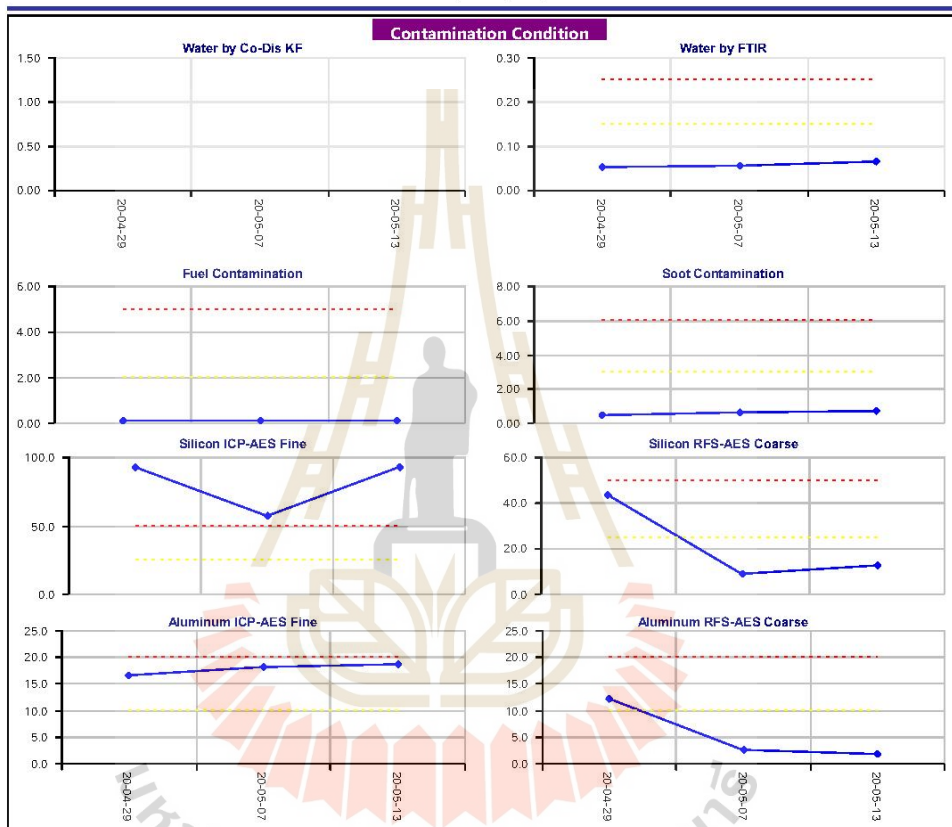
Code : 28223
Name : Suranaree University of Technology
Address : 111 University Avenue,
 Muang District,
 Nakhon Ratchasima 30000
Site :
Location :
Test code : E804

Unit ID : QR168F-4151202766 Overhaul for D80E10C10
Unit Type : Engine Diesel
Unit Make : KAWAMA
Unit Model : 500D
Oil type/Viscosity : PTT D3 PLUS SAE 40
Oil System Capacity : 0.7 Liters



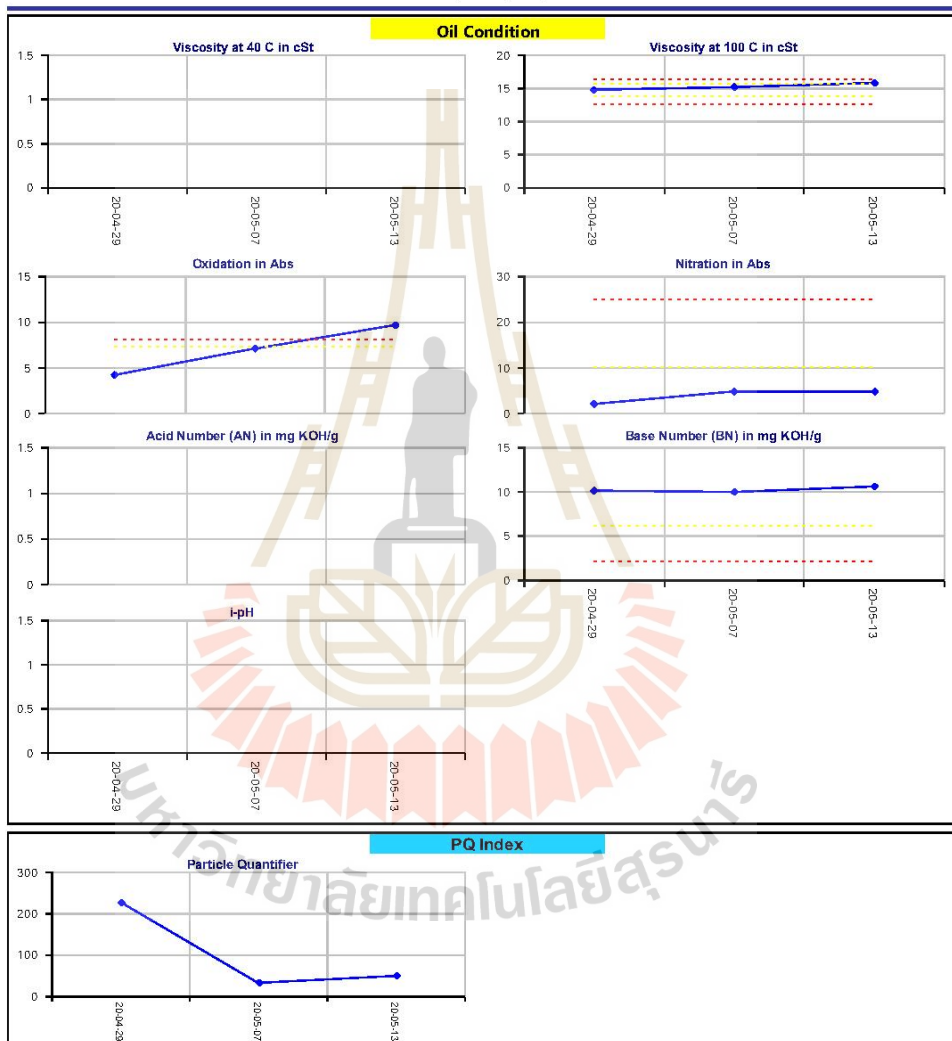
C Code : 28223
U Name : Suranaree University of Technology
S
T
O
M Address : 111 University Avenue,
 Muang District,
 Nakhon Ratchasima 30000
E
R Site :
 Location :
 Test code : E804

E Unit ID : QR168F-4151202766 Overhaul for D80E10C10
Q
U Unit Type : Engine Diesel
I Unit Make : KAWAMA
P Unit Model : 5000
M
E Oil type / : PTT D3 PLUS SAE 40
 Viscosity :
N Oil System Capacity : 0.7 Liters
T



C Code : 28223
U Name : Suranaree University of Technology
S
T
O Address : 111 University Avenue,
 Muang District,
 Nakhon Ratchasima 30000
M
E Site :
 Location :
R Test code : E804

E Unit ID : QR168F-4151202766 Overhaul for D80E10C10
Q
U Unit Type : Engine Diesel
I Unit Make : KAWAMA
P Unit Model : 500D
M
N Oil type / : PTT D3 PLUS SAE 40
E Viscosity
T Oil System Capacity : 0.7 Liters



C U S T O M E R	Code : 28223 Name : Suranaree University of Technology Address : 111 University Avenue, Muang District, Nakhon Ratchasima 30000 Site : Location : Test code : E804	Unit ID : QR168F-4151202766 Overhaul for D80E10C10 Unit Type : Engine Diesel Unit Make : KAWAMA Unit Model : 500D Oil type / Viscosity : PTT D3 PLUS SAE 40 Oil System Capacity : 0.7 Liters
--	---	---

Lab ID : 20051623 Date sampled : 13-May-20 Hours on Oil : 100 Hours on Unit : 220 Bottle ID : 121698

ส่วนที่ 1 : หน้าหลัก

Section 1 : Main Page

พบฝุ่นละออง (ซีลีคอน) ส่งผลให้เกิดการสึกหรอแบบขูดขีด (abrasive wear)
 สังเกต พบเกิดออกซิเดชันและความหนืดของน้ำมันสูงขึ้น
 แนะนำให้ตรวจสอบว่าที่มาของสิ่งสกปรกเข้าสู่ระบบได้อย่างไร และแก้ไขเพื่อป้องกันสิ่งสกปรกไม่ให้เข้าสู่ระบบอีกต่อไป

ส่วนที่ 2 : หน้าของ Particle Count

Section 2 : Particle Count

ส่วนที่ 3 : หน้าของ Ferrographic Analysis

Section 3 : Ferrographic Analysis

ส่วนที่ 4 : หน้าของ Varnish and Sludge Potential

Section 4 : Varnish and Sludge Potential

ส่วนที่ 5 : หน้าของ Gravimetric Analysis

Section 5 : Gravimetric Analysis

ภาคผนวก ข

ค่าน้ำหนักและระยะห่างของช่องว่างขึ้นส่วนในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล



ENGINE COMPONENTS MEASUREMENT RECORD

FUEL: _____ Diesel _____

Pre-measurement Date: _____ 6/05/62 _____

Testing Beginning Date: _____ 7/05/62 _____

Testing Ending Date: _____ 26/05/62 _____

Total Running Hours: _____ 220 Hour _____

หน่วยที่ใช้:

ความยาว = มิลลิเมตร

น้ำหนัก = กรัม

Table 1 Cylinder Measurement

NOTE: Measurement Environment Temperature.

Pre-measurement: _____ 30 °C _____

After-measurement: _____ 30 °C _____

Cylinder		Before Test	After Test
1	Top	68.00	67.98
	Middle	-	-
	bottom	-	-

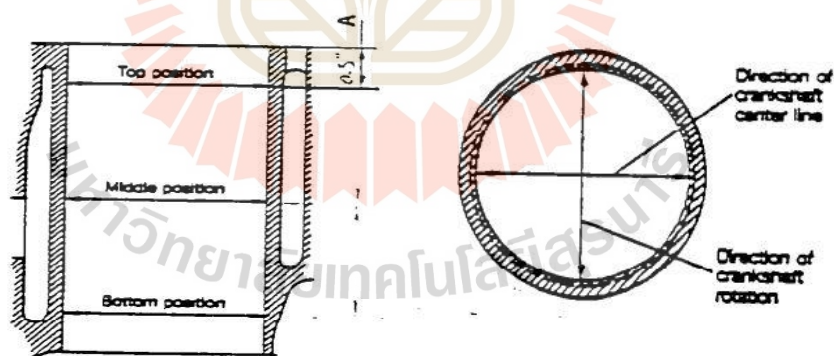


Table 2 Rings Measurements

NOTE: Measurement Environment Temperature.

Pre-measurement: ____ 30 °C ____

After-measurement: ____ 30 °C ____

Dimension	ก่อนทดสอบ			หลังทดสอบ		
	Top	Second	Oil	Top	Second	Oil
Width	1.46	1.46	3.44	1.45	1.46	3.44
Thickness	2.85	2.87	2.90	2.83	2.84	2.88
Piston Clearance	1.27			1.27		
Ring Clearance	0.064	0.076	0.012	0.076	0.064	0.051
Gap	0.229	0.254	0.305	0.254	0.381	0.330
Weight	6.1611	6.1603	8.8193	6.1414	6.1294	8.8369

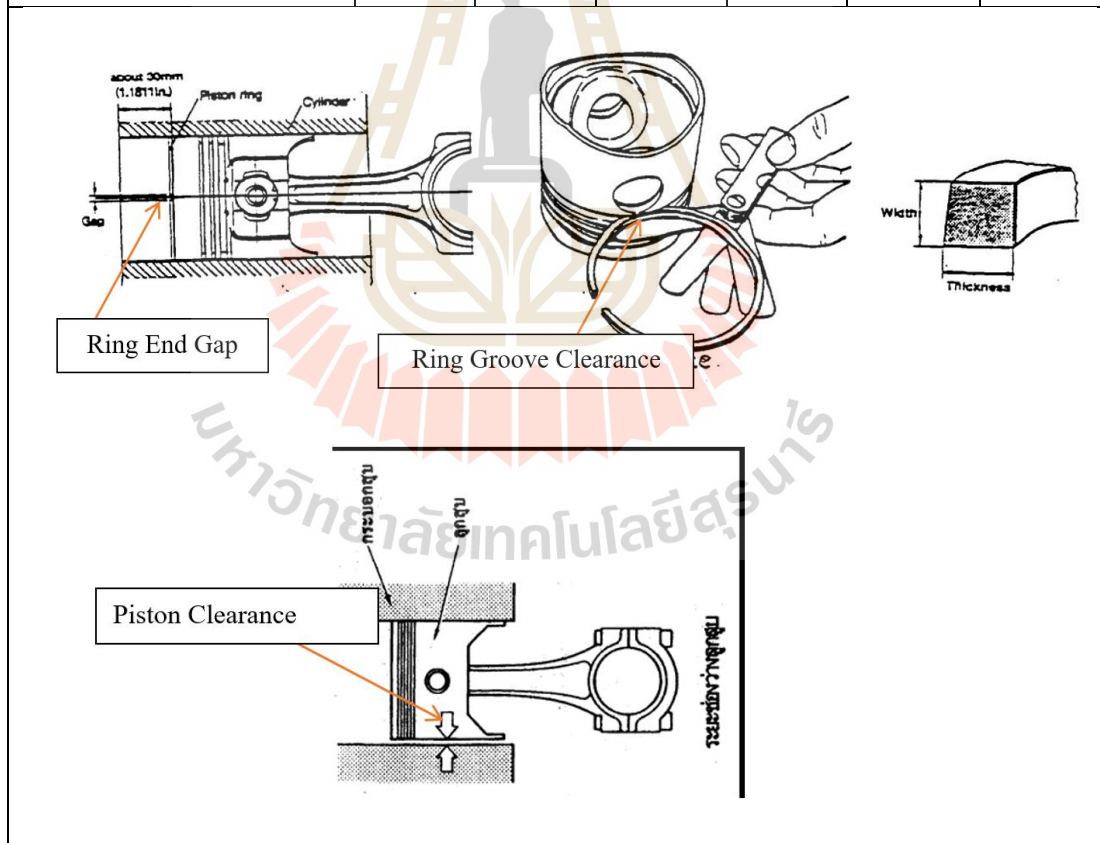


Table 3 Piston Measurements

NOTE: Measurement Environment Temperature.

Pre-measurement: __30 °C__

After-measurement: __30 °C__

Cylinder		Before Test		After Test	
		Parallel	Perpend	Parallel	Perpend
1	Top	67.64	67.54	67.66	67.54
	Bottom	67.71	67.95	67.67	67.96
	Weight	153.5836		153.3908	

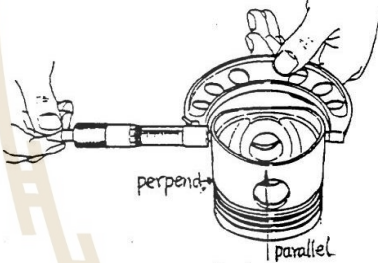
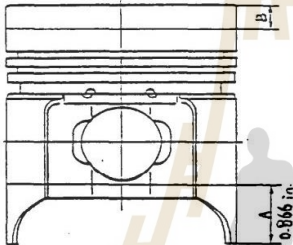


Table 4 Piston Pin Measurements

NOTE: Measurement Environment Temperature.

Pre-measurement: __30 °C__

After-measurement: __30 °C__

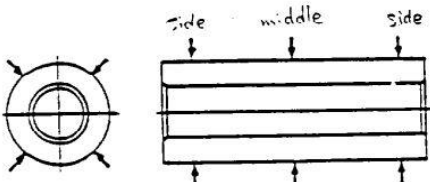
Cylinder		Before Test	After Test
1	Side (avg.)	18.03	18.03
	Middle	18.03	18.03
	Weight	58.7466	58.7293
Schematic: 			

Table 5 Gap Valve

NOTE: Measurement Environment Temperature.

Pre-measurement: ____30 °C ____

After-measurement: ____30 °C ____

		Intake Valve		Exhaust Valve	
		Before test	After test	Before test	After test
1	Top	5.44	5.46	5.44	5.45
	Middle	5.45	5.46	5.44	5.45
	Bottom	5.45	5.46	5.44	5.45
	High	72.01	71.99	72.21	72.07
	Weight	26.6414	26.6319	24.0047	23.9829

	Intake valve				Exhaust valve			
	Hour				Hour			
	100		200		100		200	
	Before	After	Before	After	Before	After	Before	After
Gap	0.178	0.203	0.203	0.254	0.203	0.381	0.203	0.254



ภาคผนวก ซ

ค่าน้ำหนักและระยะห่างของช่องว่างขึ้นส่วนในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันผสม

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ENGINE COMPONENTS MEASUREMENT RECORD

FUEL: _____ **D80+E10+C10** _____

Pre-measurement Date: _____ **21/04/63** _____

Testing Beginning Date: _____ **24/05/63** _____

Testing Ending Date: _____ **13/05/63** _____

Total Running Hours: _____ **220 hour** _____

หน่วยที่ใช้:

ความยาว = มิลลิเมตร

น้ำหนัก = กรัม

Table 1 Cylinder Measurement

NOTE: Measurement Environment Temperature.

Pre-measurement: _____ 30 °C _____

After-measurement: _____ 30 °C _____

Cylinder		Before Test		After Test	
		Parallel	Perpend	Parallel	Perpend
1	Top	67.93	67.93	67.88	67.687
	Middle	-	-	-	-
	bottom	-	-	-	-

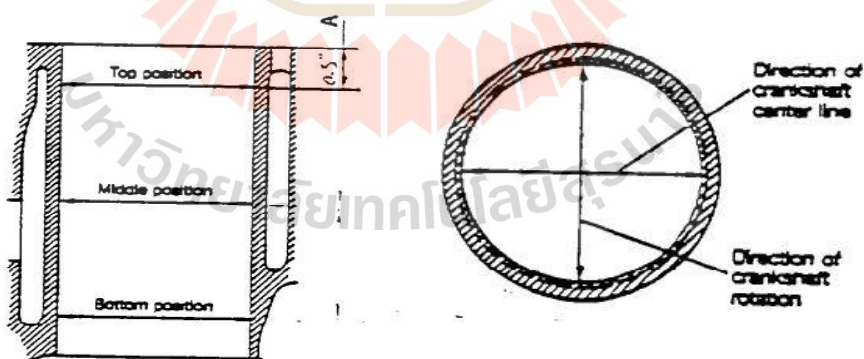


Table 2 Rings Measurements

NOTE: Measurement Environment Temperature.

Pre-measurement: __30 °C __

After-measurement: __30 °C __

Dimension	Before Test			After Test		
	Top	Second	Oil	Top	Second	Oil
Width	1.44	1.44	3.48	1.46	1.46	3.46
Thickness	2.88	2.85	2.71	2.89	2.84	2.70
Piston Clearance	0.203			0.203		
Ring Clearance	0.079	0.064	0.051	0.076	0.064	0.051
Gap	0.102	0.076	0.178	0.187	0.229	0.279
Weight	6.1795	6.1595	9.0317	6.1559	6.1289	9.0169

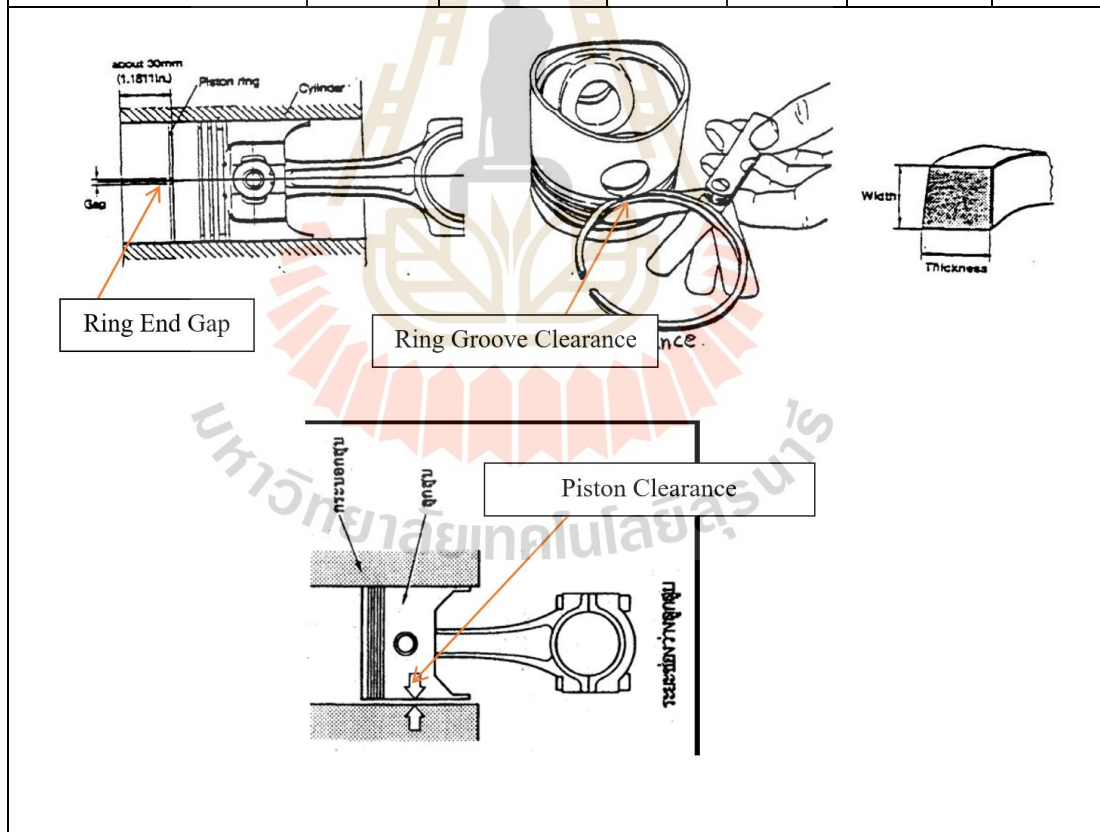


Table 3 Piston Measurements

NOTE: Measurement Environment Temperature.

Pre-measurement: ____ 30 °C ____

After-measurement: ____ 30 °C ____

Cylinder		Before Test		After Test	
		Parallel	Perpend	Parallel	Perpend
1	Top	67.69	67.61	67.69	67.61
	Bottom	67.71	67.95	67.69	67.97
	Weight	158.7233		156.6672	

Schematic

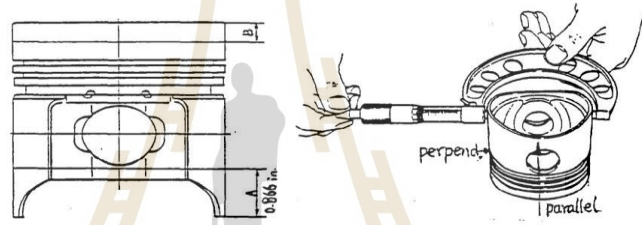


Table 4 Piston Pin Measurements

NOTE: Measurement Environment Temperature.

Pre-measurement: ____ 30 °C ____

After-measurement: ____ 30 °C ____

Cylinder		Before Test		After Test	
		Parallel	Perpend	Parallel	Perpend
1	Side (avg.)	18.03	18.03	18.03	18.03
	Middle	18.03	18.03	18.02	18.02
	weight	58.7233		58.7140	

Schematic:

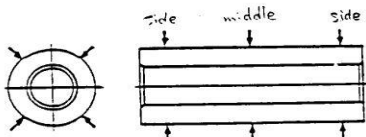


Table 5 Gap Valve

NOTE: Measurement Environment Temperature.

Pre-measurement: ____ 30 °C ____

After-measurement: ____ 30 °C ____

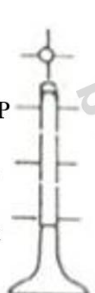
		Intake Valve		Exhaust Valve	
		Before test	After test	Before test	After test
1	Top	5.48	5.47	5.44	5.44
	Middle	5.49	5.49	5.43	5.43
	Bottom	5.49	5.58	5.43	5.43
	High	72.01	72.01	72.21	72.09
	Weight	26.6209	26.6207	23.9646	23.9605

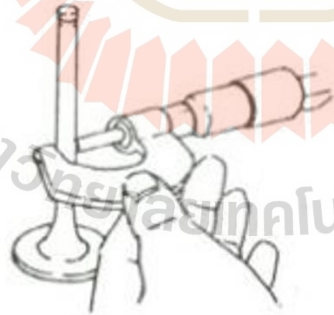
	Intake valve				Exhaust valve			
	Hour				Hour			
	100		200		100		200	
	Before	After	Before	After	Before	After	Before	After
Gap	0.178	0.381	0.203	0.279	0.178	0.381	0.203	0.279

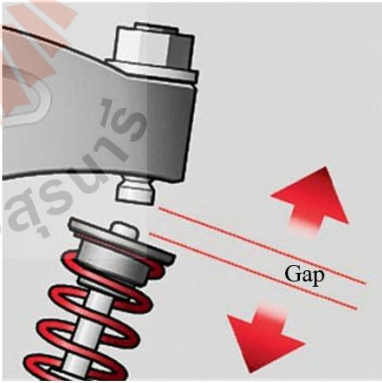
TOP

Middle

Bottom









ภาคผนวก ก

การคำนวณเขตการสูญเสีย

ตารางที่ ฌ.1 ตัวแปรการคำนวณเฮดการสูญเสียหลัก

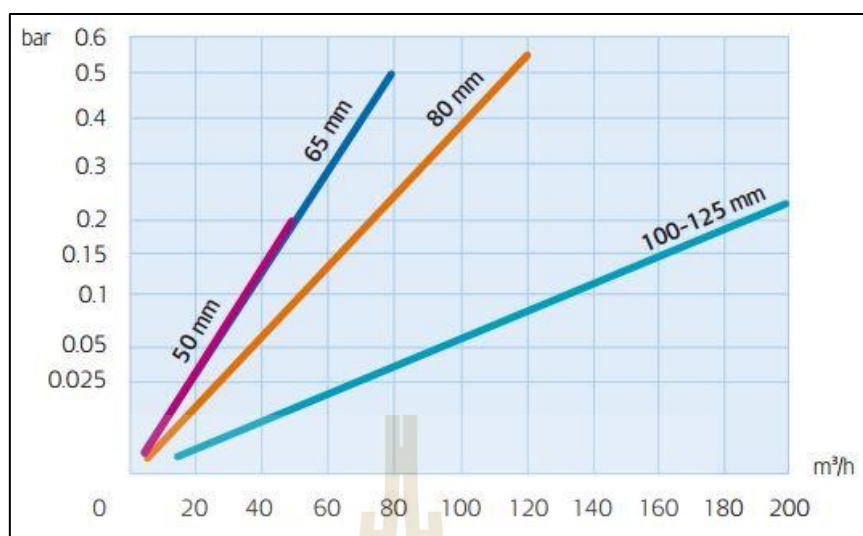
Calculate Major Loss				
Density (kg/m ³) @ 30 °C		995.7	Duct L. (m)	7.19
ε (m)		0.000152	Duct dia. (m)	0.08
Dynamic Vis.= (Ns/m ²)		0.000798	Duct A. (m ²)	0.005027
Flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	Re	f	H _{major} (m)
0.012638889	2.514427052	250988.974	0.0238	0.68938884
0.012361111	2.459164919	245472.7328	0.0238	0.659810692
0.011666667	2.321009587	231682.1299	0.0239	0.588699301
0.010972222	2.182854254	217891.5269	0.0239	0.521636493
0.010138889	2.017067855	201342.8033	0.0240	0.446505339
0.009277778	1.845755243	184242.4557	0.0240	0.374994744
0.008138889	1.619180497	161625.8668	0.0241	0.289978066
0.007	1.392605752	139009.2779	0.0243	0.215851937
0.005472222	1.08866402	108669.9514	0.0246	0.133520159
0.004055556	0.806827142	80537.12134	0.0250	0.074694928
0.002138889	0.425518424	42475.05714	0.0265	0.021966254
0.001	0.198943679	19858.46828	0.0293	0.005318587
0	0	0	0.0232	0

ตารางที่ ฅ.2 ตัวแปรการคำนวณเสดการสูญเสียรอง

Calculate Minor Loss		
Density (kg/m ³) @30 °C		995.7
Duct dia. (m)		0.08
Duct A. (m ²)		0.005027
Flow rate (m ³ /s)	V (m/s)	H _{major} (m)
0.012638889	2.514427052	1.424299584
0.012361111	2.459164919	1.362380993
0.011666667	2.321009587	1.213604379
0.010972222	2.182854254	1.073427569
0.010138889	2.017067855	0.916567139
0.009277778	1.845755243	0.767487812
0.008138889	1.619180497	0.590627678
0.007	1.392605752	0.436897576
0.005472222	1.08866402	0.266999843
0.004055556	0.806827142	0.146650742
0.002138889	0.425518424	0.040790592
0.001	0.198943679	0.008916277
0	0	0

ตารางที่ ฅ.3 ค่า K Value ของอุปกรณ์สวมตอต่าง ๆ

Fitting	K
sharp entrance	0.5
90 °standard elbow 4 ตัว	2.16
Coupling and Union 2 ชุด	0.096
sharp exit	1
gate vale 2 ตัว ¼ open	48
K total	51.756
Flow meter	แสดงดังรูปที่ ฅ.1



รูปที่ ๗.๑ เส้นกราฟความสัมพันธ์ของเครื่องวัดอัตราการไหลขนาดต่าง ๆ



The logo of Sakon Nakhon University is a circular emblem. At the top, there is a stylized golden structure resembling a traditional Thai roof or a tiered umbrella. In the center, a grey silhouette of a person is seated on a lotus flower. Below the lotus, there is a golden crown-like element. The entire emblem is surrounded by a red and white decorative border. The name of the university is written in Thai script around the bottom of the emblem.

ภาคผนวก ญ

บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

รายชื่อบทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

Ekarong Sukjit, Somkiat Maithomklang, Natthphon Trirak and Niti Klinkaew, (2018). Emission Benefits from the Use of Castor Oil in a Compression Ignition Engine Fuelled with Diesel-Ethanol Blends. The International Conference on Electrical Engineering and Green Energy (CEEGE 2018). Tokyo, Japan, June, 1-3, 2018

Niti Klinkaew, Ekarong Sukjit and Teetut Dolwichai, (2019). Crude castor oil as blend component in diesel/ethanol fuel blend: combustion characteristics and exhaust emissions. 2019 International Conference on Mechanical, Electronic Robotics Engineering (MERE2019). Wuhan, China, November, 9-11, 2019



Emission Benefits from the Use of Castor Oil in a Compression Ignition Engine Fuelled with Diesel-Ethanol Blends

Ekarong Sukjit, Somkiat Maithomklang, Natthaphon Trirak, and Niti Klinkaew
 Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima, Thailand
 Email: ekarong@sut.ac.th, somkiat_mai@outlook.co.th, {nut_teeruk, niti_nick}@hotmail.com

Abstract—Castor oil which is produced from non-food crop and contains high proportion of ricinoleic acid was added to ethanol-diesel blend, forming the ternary blend. The extremely high viscosity and good lubricating properties of castor oil were expected to restore the substantial reduction in such fuel properties due to the presence of ethanol in the blend. The basic physical and chemical properties of the test fuels were measured according to ASTM standards and the engine test was conducted on a four-cylinder direct injection diesel engine with naturally aspirated and water-cooled system. The experimental results showed that the high viscosity, density, flash point of castor oil can help to improve the properties of the fuel blend due to some poor properties of ethanol leading to keep the fuel properties of the ternary blend under the limit of diesel fuel specifications. The emission benefits of the reduction in CO, NOx and smoke emissions were obtained by the combustion of the ternary blend without the significant increase in THC emissions at high engine operating loads, compared to diesel fuel combustion. It is evident that the incorporation of castor oil and ethanol as blend components to reduce the use of diesel fuel for compression ignition engines is a feasible alternative for next generation fuels.

Index Terms—castor oil, ethanol, compression ignition engine

I. INTRODUCTION

Alternative and renewable fuels have been proven to replace the use of conventional fuels in both spark ignition engines and compression engines. Among these fuels, advanced biofuels such as bioalcohol and second-generation biodiesel which are derived from waste, agriculture residues and non-food crops have been receiving more attention as sustainable alternative to fossil fuels. Oxygen present in fuel molecules of bioalcohol and biodiesel can participate in a cleaner combustion process, resulting in a reduction of engine-out emissions to meet increasingly stringent vehicle emission standards. Bioalcohol, especially ethanol and n-butanol, can be produced from waste or lignocellulosic materials through advanced production techniques such as acetobutylicum fermentation, genetic engineering of *Clostridium thermocellum* and Guerbet reaction, and can

reduce the life-cycle greenhouse emissions which depends on biological production processes [1]-[3]. Although, alcohols are usually used in spark ignition engines there is an increasing interest in using them as blend component for diesel fuel in Compression Ignition (CI) engines [4]-[5]. Alcohol blends shows a potential way to decrease Particulate Matter (PM) emissions compared to diesel fuel, while may increase Total Hydrocarbon (THC) at low engine operating condition and there is no consensus about Carbon monoxide (CO) and Nitrogen Oxide (NOx) emissions [6]-[8]. However, some poor chemical and physical fuel properties of alcohols such as viscosity, cetane number, flash point, calorific value, miscibility and lubricity can limit the use of alcohol with high percentage in compression ignition engines.

To restore such poor fuel properties, biodiesel with the absence of aromatic content, higher viscosity, higher solubility with alcohol and higher flash point is an interesting option to use with alcohols for promoting new biofuels to replace the use of conventional fuels. Previous studies have reported that the presence of mixtures of several fatty acids in biodiesel, especially fatty acid with long carbon-chain length, tends to increase lubricating film thickness, resulting in the better lubricity of biodiesel. This will introduce a reduction in friction and wear of moving contact surfaces of fuel system components [9]-[11]. On the other hand, alcohol can improve the low temperature properties of biodiesel such as cold filter plugging point, cloud point, pour point and freezing point [12]. In term of emissions, a clear reduction in particulate matter emissions is obtained by the combustion of biodiesel while an increase in oxides of nitrogen is challenging for diesel engines operating with biodiesel [13], [14]. Therefore, the synergistic effect of the incorporation of alcohol and biodiesel may be found for developing new biofuels to meet increasingly stringent emission regulations.

Biodiesel derived from non-edible feedstock is more attractive to use as sustainable fuels in diesel engines to avoid the competition with human food or animal feed. Non-food crop and excellent lubricity are promising factors for castor oil as an alternative feedstock of biodiesel. Biodiesel derived from castor oil is a unique biodiesel with more oxygen atom of hydroxyl group

Manuscript received March 9, 2018; revised July 23, 2018.

compared to other biodiesel feedstocks. The major fatty acid composition of castor oil is ricinoleic acid (hydroxylated fatty acid). Extremely high viscosity of methyl ricinoleate (C18:1 OH) is caused to fail the use of castor oil methyl ester (COME) as biodiesel fuel in diesel engines according to the European biodiesel standard, EN 14214. However, this drawback of castor oil is expected to recover a substantial reduction of viscosity due to the addition of alcohol to diesel fuel. The utilisation of COME as blend component to extend the use of alcohol-diesel blend were studied in previous works [15], [16]. The results showed that the combination of alcohols with COME improved the most relevant fuel properties of the blends which influence the combustion process closer to diesel fuel. The presence of the hydroxyl group in both alcohol and COME was to be beneficial in terms of engine-out emissions which the improvement of NO_x-soot trade-off was obtained.

Instead of studying the effect of biodiesel on the diesel-ethanol blends, the addition of crude castor oil to ethanol blends was investigated in this study. The basic physical and chemical properties of the tested fuels were measured according to ASTM standards and engine experiments were conducted to evaluate the combustion and engine-out emissions of the triblend (diesel-ethanol-castor oil) compared to diesel fuel combustion.

II. MATERIALS AND METHODS

A. Test Fuels

The presence of 10% of anhydrous ethanol by volume in the diesel fuel was selected to study the effect of castor

oil on fuel properties, combustion characteristics and engine-out emissions. With preliminary work on lubricity experiment, the addition of 10% castor oil was enough to restore the lubricity of the ethanol blends, there was no significant improvement on the blend lubricity after this percentage of castor oil. Consequently, the fuel blend of 10% castor oil, 10% ethanol and 80% diesel fuel (D80E10C10) was used to operate with the engine. The fatty acid profile of castor oil was detailed in Table I and it can be confirmed that the majority of fatty acid present in castor oil is ricinoleic acid with more than 85% wt. The basic physical and chemical properties of test fuels were measured according to ASTM standards and was shown in Table II.

TABLE I. FATTY ACID PROFILES OF CASTOR OIL

Fatty acid		% wt
Lauric	C12:0	0.02
Myristic	C14:0	0.06
Palmitic	C16:0	1.63
Stearic	C18:0	1.66
Oleic	C18:1	3.85
Ricinoleic	C18:1 OH	85.6
Linoleic	C18:2	6.04
Linolenic	C18:3	0.43
Arachidic	C20:0	0.08
Gadoleic	C20:1	0.58
Eicosadienoic	C20:2	0.05

TABLE II. BASIC PHYSICAL AND CHEMICAL PROPERTIES OF TEST FUELS

Fuel Properties	Units	Test Method	Diesel	Ethanol	Castor oil	D80E10C10
Kinematic viscosity @40 °C	cSt	ASTM D445	3.54	1.26	289	4.06
Flash point	°C	ASTM D93	78	13.5	282	158
Specific gravity @15.6 °C	-	ASTM D1298	0.828	0.785	0.950	0.836
Density @15.6 °C	kg/m ³	ASTM D1298	827.2	784.2	949.1	835.2
Cetane index	-	ASTM D976	60.18	8 ^{CN}	48 ^{CN}	55.2
Gross Calorific Value	(MJ/kg)	ASTM D240	45.39	26.83	36.16	42.23

B. Experimental Setup for Engine Test

A four-cylinder direct injection diesel engine with naturally aspirated and water-cooled system was used for the engine test to evaluate combustion characteristics and exhaust emissions of the triblend fuel, which were compared to that of diesel fuel. The engine specification is shown in Table III. The experimental installation is drawn schematically in Fig. 1. A hydraulic dynamometer equipped with a load cell was used to load the engine. The engine was tested at 2000 and 2500 rpm with varying

five engine operating loads (30, 50, 70, 90 and 110 N.m) which represents the range of the engine operating condition from low to high levels. A Kistler 6052C pressure transducer mounted at glow plug adapter and connected via a Kistler 5064C charge amplifier to a data acquisition board was employed to record in-cylinder pressure traces. To calculate the combustion chamber volume at any crank angle, a Kistler 2164CK1 crank angle encoder set was mounted on the crankshaft adapter to measure the crankshaft position. Other standard engine test rig instrumentations were installed to monitor

temperatures (intake air and exhaust gas), pressure (lubricating oil), humidity (intake air) and mass flow rate (intake air and fuel). Engine-out emissions were measured by standard exhaust gas analysers: Testo 350 for CO and NO_x, Horiba Mexa-584L for HC and Testo 308 for smoke emissions. In each condition tested, the engine was stabilized by the observation of exhaust temperatures and exhaust emissions.

TABLE III. SPECIFICATION OF TEST ENGINE

Engine type	4-Stroke, 4 - Cycle, Direct Injection, Water Cooled, Naturally aspirated
Number of cylinder – Bore x Stroke	4 – 93.0 x 92.0 mm.
Total piston displacement	2.449 m ³
Compression ratio	18.4
Fuel injection timing (bTDC)	14°
Rated power	64.9 kW @4000 rpm
Max.Torque	171.5 N-m @2000 rpm

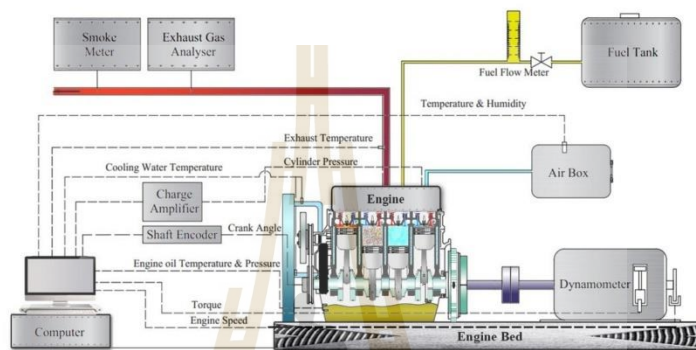


Figure 1. Schematic diagram of the experimental installation

III. RESULTS AND DISCUSSION

A. Engine Performance

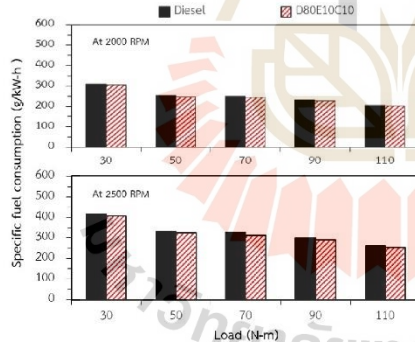


Figure 2. Brake specific fuel consumption

Fig. 2 shows the brake specific fuel consumption (bsfc) of engine under the test. It can be seen that the bsfc decreases as the engine operating loads increase. The higher engine speed results in the higher bsfc. The lower bsfc implies that less amount of fuel is needed to generate unit power output. The incorporation of castor oil-ethanol blend shows the improvement of brake specific fuel consumption at all engine operating loads tested (Fig. 2). Although, some poor properties of the ternary blend such

as lower calorific value (more fuel needed to produce same power) and higher viscosity (higher surface tension affecting poor fuel atomisation) tend to increase bsfc with respect to diesel fuel, the better lubricating properties of castor oil can play a role to reduce the power lost by friction leading to the lower bsfc found in case of the castor oil blend. This positive factor to bsfc may have more effect when the engine is operated at high loads due to more fuel containing castor oil will be injected to the combustion chamber [17]. The brake thermal efficiency which is inversely proportional to bsfc is shown in Fig. 3. The lower bsfc obtained from the triblend fuel results in the higher thermal efficiency compared to diesel fuel for all engine loads tested

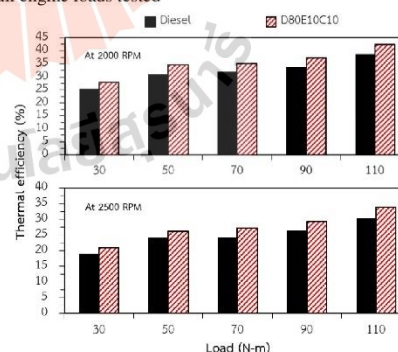


Figure 3. Engine thermal efficiency

B. Combustion Characteristics

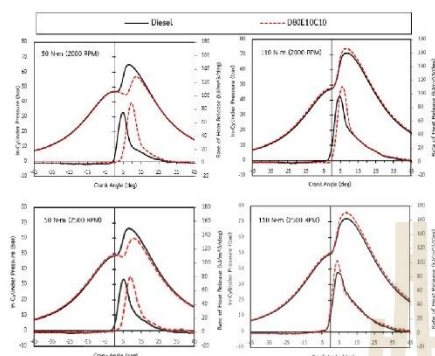


Figure 4. In-cylinder pressure and heat release rate

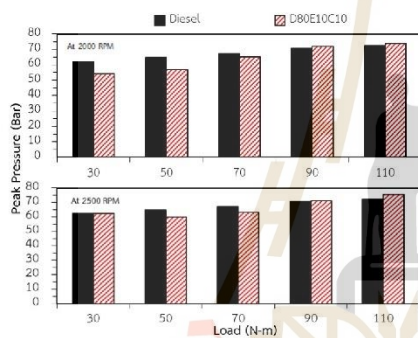


Figure 5. Peak of in-cylinder pressure

In-cylinder pressure and rate of heat release (ROHR) at 50 N.m and 110 N.m which is represented to mid and high engine operating loads for both engine speeds tested are shown in Fig. 4. The heat release rate was calculated through the first law of thermodynamics and isentropic relations, which was described in our previous work [18]. The peak of in-cylinder pressure increases as the engine load increases for both engine speeds. The combustion of more fuel which is needed to generate more power output at higher engine loads can be used to justify the increase in peak pressure inside the combustion chamber (Fig. 5). The addition of castor oil to ethanol-diesel blend tends to retard in the start of combustion (increase in ignition delay) with respect to diesel fuel. This can be attributed to the lower cetane index of castor oil and ethanol [16]. Consequently, the higher proportion of premixed combustion than in the case of diesel fuel due to the longer ignition delay of the blended fuel is observed. With longer ignition delay, there is a higher volume of premixed mixture ready to combust when combustion starts. The ignition delay due to the combustion of ternary blend decreases as the engine load increases. The similar start of combustion with diesel fuel is found with the use

of the ternary blend at high engine loads (110 N.m) and the higher peak pressure in the combustion chamber is obtained. The presence of oxygen in both ethanol and castor oil which may assist the combustion process can be the reason for the higher peak of in-cylinder pressure than that of diesel fuel.

C. Engine-out Emissions

Unburnt Hydrocarbon (UHC) or Total Hydrocarbon (THC) emissions is a parameter to evaluate the combustion efficiency. More hydrocarbon emissions more incomplete combustion. The increase in engine operating loads can reduce THC emissions (Fig. 6). The higher thermal efficiency when the engine is operated at higher engine loads (Fig. 3) can be used to justify such reduction in THC emissions. The delay in the start of combustion with using the castor oil-ethanol blend leads to the increase in THC emissions compared to diesel fuel due to less available time for complete combustion to oxidise hydrocarbons. In addition, the high heat of vaporisation of ethanol can be a factor to promote the THC emissions. As ethanol was vaporised, the combustion chamber was cooled down weakening the combustion process, especially at low engine load conditions [19]. Also, the high viscosity of castor oil with high surface tension can affect the poor atomisation resulting in the high THC emissions. Although, oxygen present in both castor oil and ethanol can participate in the more complete and cleaner combustion leading to the reduction in THC emissions the effect of late start of combustion, high heat vaporisation and high viscosity seems to overcome the presence of oxygen in the ternary blend. As a consequence, the higher THC emissions can be obtained from the combustion of the ternary blend with respect to diesel fuel.

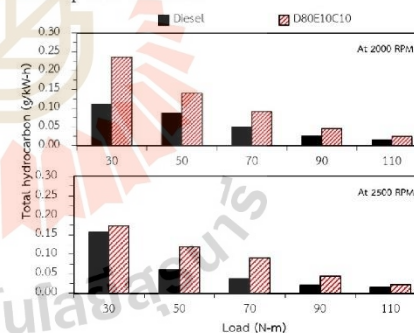


Figure 6. Unburnt hydrocarbon emissions

Another parameter used to evaluate the combustion performance is CO emissions. The increase in CO emissions implies the more incomplete combustion occurred. The higher combustion efficiency at higher engine loads leads to the decrease in CO emissions for both fuels tested (Fig. 7). In contrast to THC emissions for the high engine loads tested, the incorporation of castor oil and ethanol as blend component in diesel fuel

shows the lower CO emissions compared to diesel fuel. This is likely to a consequence of the lower C/H ratio of the ternary blend by the replacement of diesel fuel with ethanol. It is suggested that this effect compensates for the potential increase in CO emissions due to the high heat of vaporization and the retard in start of combustion obtained by the ternary blend [4].

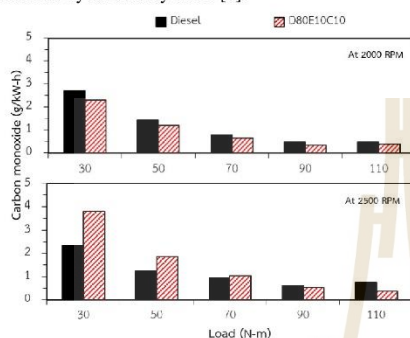


Figure 7. Carbon monoxide emissions

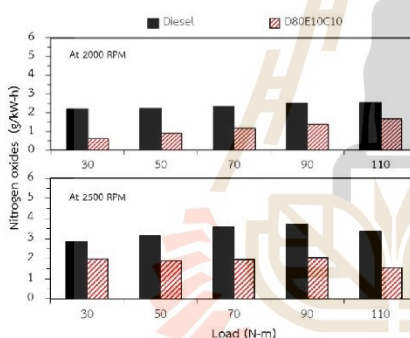


Figure 8. Nitrogen oxide emissions

Usually, the formation of NOx emissions is highly dependent on the in-cylinder pressure and the peak of heat release rate belonging to the premixed combustion phase. It is clear that the increase in NOx emissions is found with increasing the engine loads. This is mainly due to more fuels needed for producing higher power outputs at higher engine loads leading to the higher combustion temperature which help to promote the NOx formation (Fig. 8). There are some factors affecting the NOx formation and can be used to support the trend of NOx emissions by the combustion of the ternary blend. The oxygen present in fuel molecules can improve the combustion process resulting in the increase in the combustion temperature and the retard in start of combustion due to low cetane number can promote the high peak of premixed combustion, which is more favourable the NOx formation. Conversely, the reduction

in NOx emissions can be obtained from combustion of fuels with high heat of vaporisation because more heat can be absorbed during the mixing process with the air, resulting in the low combustion temperature. In case of the ternary blend which is used to operate the engine under the test conditions, the higher heat of vaporization of ethanol is prominent to reduce the NOx formation. Consequently, the lower NOx emissions of the ternary blend than that of diesel fuel can be obtained. In addition, the higher viscosity of the ternary blend than diesel fuel can cause the difficulty of fuel atomization which may reduce the charge temperature and is effective to NOx mitigation [20].

The smoke emissions obtained by the combustion of diesel fuel and ternary blend is shown in Fig. 9. The increase in smoke emissions with increasing the engine operating loads for both engine speeds tested is found. This is attributed to the high overall equivalence ratio and the number of fuel rich regions in the combustion chamber when the engine is operated at high load, resulting in the high critical conditions for soot formation which relates to the increase in smoke emissions [15]. The addition of castor oil and ethanol in diesel fuel tends to decrease the smoke emissions at all conditions tested. This reduction is likely to be a consequence of the presence of oxygen in fuel molecules of both castor oil and ethanol. It has been previously reported that the hydroxyl group which belongs to both castor oil and ethanol in this study can improve the suppression of soot formation [21], [22]. In addition, the incorporating ethanol into the fuel blend reduces carbon content which decreases the possibility of soot formation.

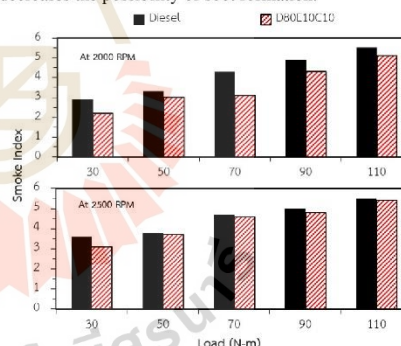


Figure 9. Smoke emissions

IV. CONCLUSIONS

The incorporation of castor oil and ethanol as blend components to reduce the use of diesel fuel in a compression ignition engine was investigated in this study. The following conclusions can be drawn.

- The high viscosity, density, flash point of castor oil can compensate the substantial reduction of such properties of ethanol leading to keep the fuel

properties of the ternary blend under the limit of diesel fuel specifications.

- The better lubricating properties of the ternary blend due to castor oil can participate in the less friction loss of moving engine components, resulting in the lower brake specific fuel consumption and higher thermal efficiency with respect to diesel fuel.
- The lower cetane index of the ternary blend tends to extend the start of combustion with respect to diesel fuel but the difference is smaller when the engine is operated at high engine loads.
- The retard in start of combustion, poor atomisation and high heat of vaporisation with ethanol blend can be used to justify the higher THC emissions from the combustion of the ternary blend with respect to diesel fuel combustion, especially at low engine loads.
- The low C/H ration with ethanol blend and the presence of oxygen in fuel molecules can be used to explain the reduction in CO emissions from the use of the ternary blend.
- The clear benefits of NO_x emissions was found with the combustion of the ternary blend at all conditions tested, as a consequence of the high heat of vaporisation of ethanol.
- The presence of oxygen and the effective of hydroxyl group belonging to castor oil and ethanol to inhibit the soot formation can be reasons to support the lower smoke emissions by the ternary blend compared to diesel fuel.

The conclusions of the experimental results mentioned above indicates that the combination of castor oil and ethanol in fuel blend shows the synergistic effect in the improvement of engine-out emissions and can be a feasible alternative for next generation fuels.

ACKNOWLEDGEMENT

Suranaree University of Technology (SUT), Nakhon Ratchasima, Thailand is gratefully acknowledged for the financial support to this research.

REFERENCES

- [1] B. Ndaba, I. Chianzu, and S. Marx, "n-Butanol derived from biochemical and chemical routes: A review," *Biotechnol.*, vol. 8, pp. 1-9, 2015.
- [2] S. Nanda, D. Golemi-Kotra, J. C. McDermott, A. K. Dalai, I. Gökalp, and J. A. Kozinski, "Fermentative production of butanol: Perspectives on synthetic biology," *New Biotechnol.*, vol. 37, pp. 210-221, 2017.
- [3] S. Y. Lee, J. H. Park, S. H. Jang, L. K. Nielsen, J. Kim, and K. S. Jung, "Fermentative butanol production by *Clostridia*," *Biotechnol Bioeng.*, vol. 101, pp. 209-228, 2008.
- [4] E. Sukjit, J. M. Herreros, K. D. Dearn, R. García-Contreras, and A. Tsolakis, "The effect of addition of individual methyl esters on the combustion and emissions of ethanol and butanol-diesel blends," *Energy*, vol. 42, pp. 364-374, 2012.
- [5] M. A. Fayad, A. Tsolakis, D. Fernández-Rodríguez, J. M. Herreros, F. J. Martos, and M. Lapuerta, "Manipulating modern diesel engine particulate emission characteristics through butanol fuel blending and fuel injection strategies for efficient diesel oxidation catalysts," *Appl Energy*, vol. 190, pp. 490-500, 2017.
- [6] M. Lapuerta, O. Armas, and R. García-Contreras, "Effect of ethanol on blending stability and diesel engine emissions," *Energy Fuel*, vol. 23, pp. 4343-4354, 2009.
- [7] M. Lapuerta, J. J. Hernández, J. Rodríguez-Fernández, J. Barba, A. Ramos, and D. Fernández-Rodríguez, "Emission benefits from the use of n-butanol blends in a Euro 6 diesel engine," *Int. J. Engine Res.*, in press, 2017.
- [8] D. C. Rakopoulos, C. D. Rakopoulos, R. G. Papagiannakis, and D. C. Kyritsis, "Combustion heat release analysis of ethanol or n-butanol diesel fuel blends in heavy-duty DI diesel engine," *Fuel*, vol. 90, pp. 1855-1867, 2011.
- [9] E. Sukjit, A. Tsolakis, and K. D. Dearn, "Interrogating the surface: The effect of blended diesel fuels on lubricity," *SAE Int. J. Fuel & Lubricant Technologies*, vol. 5, pp. 154-162, 2012.
- [10] E. Sukjit, P. Poapongsakorn, K. D. Dearn, M. Lapuerta, and J. Sánchez-Valdepeñas, "Investigation of the lubrication properties and tribological mechanisms of oxygenated compounds," *Wear*, vol. 376, pp. 836-842, 2017.
- [11] M. Lapuerta, J. Sánchez-Valdepeñas, D. Bolonio, and E. Sukjit, "Effect of fatty acid composition of methyl and ethyl esters on the lubricity at different humidities," *Fuel*, vol. 184, pp. 202-210, 2016.
- [12] V. Makarevicius, K. Kazancev, and I. Kazanceva, "Possibilities for improving the cold flow properties of biodiesel fuel by blending butanol," *Renewable Energy*, vol. 75, pp. 805-807, 2015.
- [13] A. Tsolakis, A. Megaritis, M. L. Wyszynski, and K. Theinnoi, "Engine performance and emissions of a diesel engine operating on diesel-RME (rapeseed methyl ester) blends with EGR (exhaust gas recirculation)," *Energy*, vol. 32, pp. 2072-80, 2007.
- [14] M. Lapuerta, O. Armas, and J. Rodríguez-Fernández, "Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions," *Prog. Energy Combust.*, vol. 34, pp. 198-223, 2008.
- [15] E. Sukjit, J. M. Herreros, J. Piaszyk, K. D. Dearn, and A. Tsolakis, "Finding synergies in fuels properties for the design of renewable fuels – hydroxylated biodiesel effects on butanol-diesel blends," *Environ. Sci. Technology*, vol. 47, pp. 3535-3542, 2013.
- [16] E. Sukjit, J. M. Herreros, K. Dearn, and A. Tsolakis, "Improving ethanol-diesel blend through the use of hydroxylated biodiesel," *SAE Tech.*, pap. 2014-01-2776, 2014.
- [17] M. Das, M. Sarkar, A. Datta, and A. K. Santra, "An experimental study on the combustion, performance and emission characteristics of diesel engine fuelled with diesel-castor oil biodiesel blends," *Renewable Energy*, vol. 119, pp. 174-184, 2018.
- [18] E. Sukjit, P. Liplap, S. Maitthomklang, and W. Arjham, "Experimental investigation on a DI diesel engine using waste plastic oil blended with oxygenated fuels," *SAE Tech.*, pap. 2017-24-0116, 2017.
- [19] D. C. Rakopoulos, C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis, A. M. Dimaratos, and D. C. Kyritsis, "Effects of butanol-diesel fuel blends on the performance and emissions of a high-speed DI diesel engine," *Energy Convers. Manage.*, vol. 51, pp. 1989-1997, 2010.
- [20] A. V. Bueno, M. P. B. Pereira, J. V. D. Oliveira Pontes, F. M. T. D. Luna, and C. L. Cavalcante, "Performance and emissions characteristics of castor oil biodiesel fuel blends," *Appl Thermal Energy*, vol. 125, pp. 559-566, 2017.
- [21] P. Pepiot-Desjardins, H. Pitsch, R. Malhotra, S. R. Kirby, and A. L. Boehman, "Structural group analysis for soot reduction tendency of oxygenated fuels," *Combust. Flame*, vol. 154, pp. 191-205, 2008.
- [22] C. K. Westbrook, W. J. Pitz, and H. J. Curran, "Chemical kinetic modeling study of the effects of oxygenated hydrocarbons on soot emissions from diesel engines," *J. Physics Chemistry A*, vol. 110, pp. 6912-6922, 2006.



Ekarong Sukjit is a lecturer in School of Mechanical Engineering at Suranaree University of Technology (SUT). He obtained a Ph.D. on Synergistic Effects of Alcohol-based Renewable Fuels: Fuel Properties and Emissions from University of Birmingham (UoB) in 2013. He was appointed to a lectureship in September 2006. He was awarded the outstanding master student from the Thailand Graduate Institute of Science and

Technology (TGIST) in 2006, the FK Bannister Prize in 2013 and the Austin Rover Prize in 2014 from UoB. His research activities focus primarily on investigating alternative fuels for internal combustion engines, fuel lubricity, combustion characteristics, exhaust emissions and computational fluid dynamics.



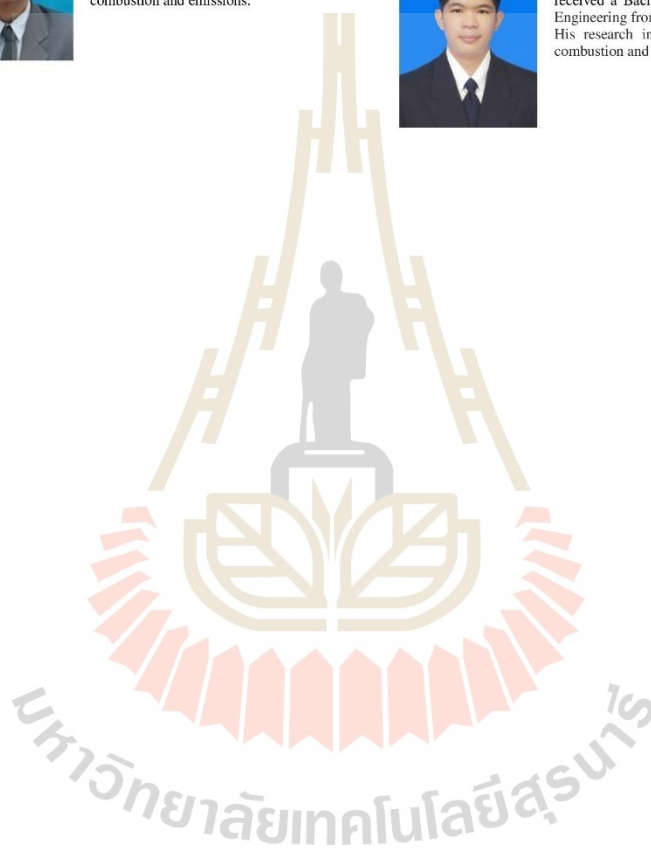
Somkiat Maithomklang graduated with a Bachelor's Degree in Automotive Engineering from SUT in 2014. He received his Master's degree in Mechanical and Process System Engineering also from SUT in 2017. His research interests include alternative fuels, combustion and emissions.



Natthaphon Trirak is a graduate student in School of Mechatronics Engineering at SUT. He received his Bachelor's Degree in Automotive Engineering from the same university in 2015. His research interests include alternative fuels, combustion and emissions.



Niti Klinkaew is a graduate student in School of Mechanical Engineering at SUT. He received a Bachelor's Degree in Automotive Engineering from the same university in 2016. His research interests are alternative fuels, combustion and emissions.



PAPER • OPEN ACCESS**Crude Castor Oil as Blend Component in Diesel/Ethanol Fuel Blend:
Combustion Characteristics and Exhaust Emissions**

To cite this article: Niti Klinkaew *et al* 2020 *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* **717** 012003

View the [article online](#) for updates and enhancements.



Crude Castor Oil as Blend Component in Diesel/Ethanol Fuel Blend: Combustion Characteristics and Exhaust Emissions

Niti Klinkaew, Ekarong Sukjit and Teetut Dolwichai

School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand

E-mail: ekarong@sut.ac.th

Abstract. Some properties such as poor lubricity and low viscosity limit the use of ethanol as an alternative fuel in diesel engines. To improve such inferior properties, crude castor oil with excellent lubricity and extremely high viscosity was added to diesel-ethanol fuel blend. Investigation on combustion characteristics, engine performance and exhaust emissions of a four-stroke single cylinder diesel engine fueled with ternary blend of diesel-ethanol-castor oil was carried out in this research. The blend of 80% diesel, 10% ethanol and 10% castor oil (D80E10C10) was selected for the study. The results on fuel properties showed that the presence of 10% castor oil in diesel-ethanol blend can improve the properties of the blend and meet the diesel fuel specification. The delay in start of combustion was obtained with the use of the ternary blend with respect to diesel fuel combustion, resulting in the lower peak of in-cylinder pressure and temperature. The reduction in nitrogen oxides (NOx) and smoke was found when the engine was operated with the ternary blend at all conditions tested. Carbonaceous gas emissions, carbon monoxide (CO) and unburnt hydrocarbons (HC), was increased with the combustion of ternary blend at low engine operating loads. However, the difference in CO and HC with the combustion of diesel fuel and ternary blend was decreased as the engine loads increased. The addition of crude castor oil to diesel-ethanol blend used as alternative fuel in the diesel engine did not show the significant difference in brake specific fuel consumption and brake thermal efficiency compared to diesel fuel.

1. Introduction

Nowadays, the resources of petroleum used as fuel are depleting with increasing demand, as well as increasingly stringent regulations, pose a challenge to Thailand, which is the non-oil producing country. With the commercialization of bioenergy, it has provided an effective way to fight against the problem of petroleum scarcity and the influence on environment. Although there is an increase in number of literatures to study engine performances and exhaust emissions when using biodiesel, especially in this decade, advanced biofuels such as bio-alcohol and second-generation biodiesel which are derived from waste, agriculture residues and non-food crops have been receiving more attention as sustainable alternative to fossil fuels. Oxygen present in fuel molecules of bio-alcohol and biodiesel can participate in a cleaner combustion process, resulting in a reduction of engine-out emissions to meet increasingly stringent vehicle emission standards. Previous publications have studied the use of diesel fuel blended with ethanol in diesel engines and the results found that the addition of lower 20% ethanol to diesel fuel can be used in diesel engines without any engine modification [1]. It was found that the presence of ethanol in fuel blend participates in the reduction in carbon monoxide [2-3]. More emission benefits of ethanol was obtained due to higher heat of



Content from this work may be used under the terms of the [Creative Commons Attribution 3.0 licence](https://creativecommons.org/licenses/by/3.0/). Any further distribution of this work must maintain attribution to the author(s) and the title of the work, journal citation and DOI.

Published under licence by IOP Publishing Ltd

vaporization which tended to reduce combustion temperature, being less favorable NO_x formation [4]. However, the use of ethanol with high percentage as blend component in diesel fuel is not compatible with fuel system and engine components. Fuel containing with high proportion of ethanol is need to improve some key properties. To increase amount of advanced fuel used in vehicles and restore some inferior properties of diesel-ethanol fuel blend, biodiesel derived from castor oil with excellent lubricity and extremely high viscosity was studied [5]. The addition of 10%-15% castor oil methyl ester was enough to improve the lubricity of the diesel-ethanol fuel blend while its viscosity was under the limit of diesel fuel specification. The presence of castor oil methyl ester also increased calorific value, cetane number and flash point of diesel-ethanol blend. Moreover, hydroxyl group belonging to ricinoleic acid (C18:1OH) which is main fatty acid present in castor oil can enhance soot oxidation process.

To extend the benefit of castor oil and be more convenient for applying as blend component, crude castor oil was added to diesel-ethanol fuel blend in this work. The physical and chemical properties of ternary blend (diesel-ethanol-castor oil) were studied along with combustion and engine-out emissions and the engine operating with diesel fuel was used as a baseline test.

2. Materials and methods

2.1. Test fuels

The presence of 10% of anhydrous ethanol by volume in the diesel fuel was selected to study the effect of castor oil on fuel properties, combustion characteristics and engine-out emissions. With preliminary work on lubricity experiment, the addition of 10% castor oil was enough to restore the lubricity of the ethanol blends, there was no significant improvement on the blend lubricity after this percentage of castor oil. Consequently, the fuel blend of 10% castor oil, 10% ethanol and 80% diesel fuel (D80E10C10) was used to operate with the engine. The basic physical and chemical properties of test fuels was measured according to ASTM standards and was shown in Table 1. The fatty acid profile of castor oil was detailed in Table 2 and it can be confirmed that the majority of fatty acid present in castor oil is ricinoleic acid with more than 85% wt.

Table 1. Physical and chemical properties of test fuels.

Fuel Properties	Units	Test Method	Diesel	Ethanol	Castor oil	D80E10C10
Kinematic viscosity at 40 °C	cSt	ASTM D445	3.54	1.26	289	4.06
Flash point	°C	ASTM D93	78	13.5	282	158
Specific gravity at 15.6 °C	-	ASTM D1298	0.828	0.785	0.950	0.836
Density at 15.6 °C	kg/m ³	ASTM D1298	827.2	784.2	949.1	835.2
Cetane index	-	ASTM D976	60.18	8 ^{CN}	48 ^{CN}	55.2
Gross Calorific Value	(MJ/kg)	ASTM D240	45.39	26.83	36.16	42.23

Table 2. Fatty acid profile of castor oil. (%wt).

Fatty acid		% wt
Lauric	C12:0	0.02
Myristic	C14:0	0.06
Palmitic	C16:0	1.63
Stearic	C18:0	1.66
Oleic	C18:1	3.85
Ricinoleic	C18:1OH	85.6
Linoleic	C18:2	6.04
Linolenic	C18:3	0.43
Arachidic	C20:0	0.08
Gadoleic	C20:1	0.58
Eicosadienoic	C20:2	0.05

2.2. Experimental setup

The engine used for this study is a four-stroke, single-cylinder, water-cooled, direct injection compression ignition engine. An eddy current dynamometer with a load cell was used to load the engine. The tests were performed at rated speed of 1500 rpm and three different engine loads (25%, 50% and 75% of maximum engine torque). Commercial diesel fuel was used as a baseline comparison with waste plastic oil for the engine run tests. An air box was used to measure the air flow rate to the engine and volumetric fuel flow rate was measured using a burette and stopwatch. A pressure transducer (mounted on the cylinder head) is connected to a charge amplifier which in turn is connected to computer and a crank angle encoder is used to find crank angle with 1° revolution. The schematic diagram of the test engine setup is given in Figure 1 and the technical specifications of the engine are given in Table 3. The TESTO 350 analyzer was employed to measure nitrogen oxide (NO_x), carbon monoxide (CO), hydrocarbon (HC) and TESTO 308 was used to evaluate smoke index. The specification of the gas analyzing device shown in Table 4. At every load, readings were taken after the engine reached steady state. For every refueling, engine was kept running for 10 minutes such that it consumes entire fuel entangled in fuel pipe lines. Repeatability of readings was guaranteed by duplicating the investigations thrice.

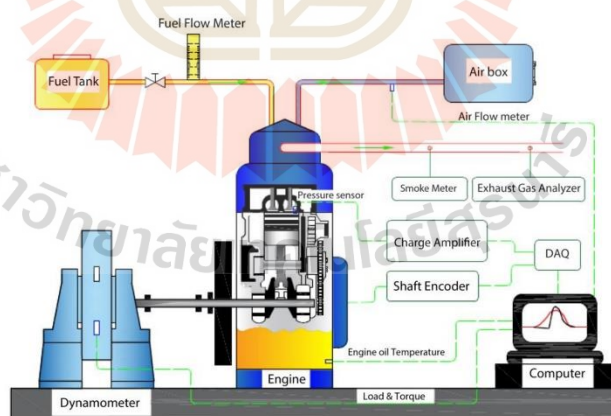
**Figure 1.** Schematic diagram of the engine test setup.

Table 3. Technical specifications of the engine.

Engine	Specification
Model	Kirloskar TV1
Engine type	1 cylinder, 4 strokes, Water cooled, Direct injection
Bore	87.5 mm
Stroke	110 mm
Swept volume	661 cc
Rate output	3.5 kW at 1500 rpm
Compression ratio	12:1-18:1
Start of injection	23 °CA bTDC
Injection pressure	210 bars
Dynamometer	Eddy current

Table 4. Specification of gas analysing devices.

Measured quantity	Measuring range	Resolution	Accuracy
TESTO 350			
NO	0 to 4000 ppm	1 ppm	± 5 ppm
NO ₂	0 to 500 ppm	0.1 ppm	± 5 ppm
CO	0 to 10000 ppm	1 ppm	± 5 ppm
HC	100 to 21000 ppm	10 ppm	± 400 ppm
TESTO 308			
Smoke index	0 to 6	0.1	± 0.2

3. Results and discussion

3.1. Engine performance

In the present investigation, experiments were carried out to understand engine performance, combustion characteristics and exhaust emissions of the diesel engine by using diesel fuel and the ternary fuel blend (D80E10C10). The blend was used and the experimental observations were collected so that the results were compared with that of diesel fuel. The engine was loaded in the range of 25%, 50%, and 75% load for a constant speed of 1500 rpm. Figure 2 shows the relation between applied loads and the brake specific fuel consumption. It can be seen that the brake specific fuel consumption decreased as the engine operating loads increased. This was due to the fuel was converted into thermal energy that improved efficiency. The lower brake specific fuel consumption implies that less amount of fuel is needed to generate unit power output. Although, some pore properties of the ternary blend such as higher viscosity and lower calorific value tend to increase brake specific fuel consumption. The better lubricating properties of castor oil can play a role to reduce the power lost by friction [6]. Inversely, brake thermal efficiency increased as the engine operating loads increased (Figure 3). Brake thermal efficiency indicates the ability of combustion system to accept the experimental fuel and provides a comparable means of assessing how efficiently the fuel was converted into mechanical output [7-8]. Brake thermal efficiency increased as engine load increased because more fuel was dispensed with increasing combustion temperature, resulting in high thermal efficiency. Comparing diesel fuel and the ternary blend, the brake specific fuel consumption and brake thermal efficiency was no significant difference between both fuels tested.

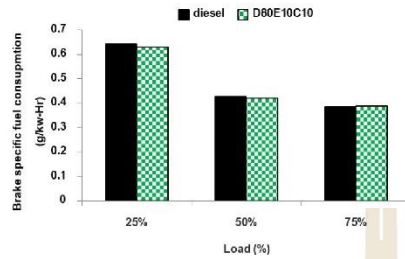


Figure 2. Brake specific fuel consumption.

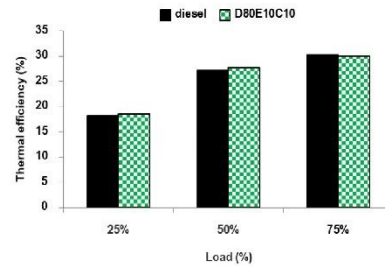


Figure 3. Brake thermal efficiency.

3.2. Combustion characteristics

In-cylinder pressure (ICP) and rate of heat release (ROHR) for all engine operating loads are depicted in Figure 4. The first law of thermodynamics was used to calculate the heat release rate with equations (1).

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{d\theta} \quad (1)$$

where $dQ/d\theta$ is the rate of heat release, p is the in-cylinder pressure, V is the combustion chamber volume, and θ is the crank angle. The constant specific heat ratio (γ) of 1.35 was used for the calculation. 100 consecutive engine cycles were performed in order to analyse the in-cylinder pressure and rate of heat release.

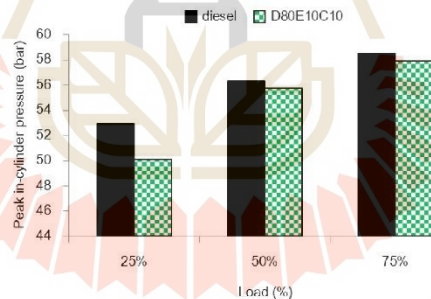


Figure 4. Peak of in-cylinder pressure.

Figure 5 shows the combustion characteristics of test fuels. Longer ignition delay (retard in start of combustion) was obtained when the engine was operated with the ternary blend. Low cetane number of ethanol and castor oil together with high heat of vaporization of ethanol can be used to justify the increase in the ignition delay by the combustion of the ternary blend. In addition, lower calorific value of both ethanol and castor oil can participate in lower energy released by the combustion, resulting in lower combustion temperature and in-cylinder pressure. Lower pressure rise in combustion chamber resulted in lower peak of heat release rate.

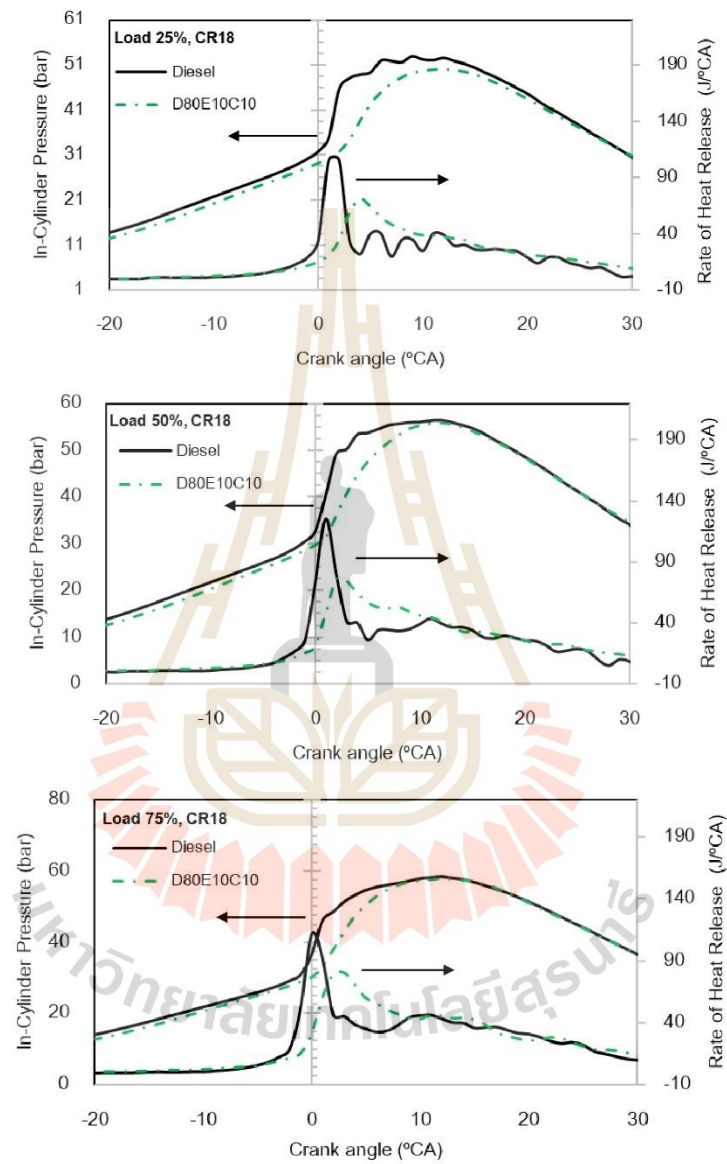


Figure 5. In-cylinder pressure and rate of heat release.

3.3. Emissions

The formation of nitrogen oxides depends on the temperature in the combustion chamber of the engine. The higher combustion temperature, the higher oxides of nitrogen will be produced. [9] There are also some factors that affect the formation of nitrogen oxides. Combustion of oxygenated fuels such as biodiesel with oxygen contained in fuel molecule, resulting in higher combustion temperature. Low cetane value of fuel causes a long ignition delay, affecting the maximum heat release rate during the combustion of pre-mixed mixtures (premixed combustion). The reduction of oxides of nitrogen can occur by burning fuels with high latent heat of vaporization, such as ethanol, because the fuel that is injected in the combustion chamber will absorb heat to converting liquid to gas phase, resulting in a decrease in combustion temperature. In addition, the high viscosity also affects the temperature in the combustion chamber because the fuel injection into the combustion chamber is a large droplet which leads to lower the temperature in the combustion chamber, leading to lower nitrogen oxides [10]. The results in Figure 5 shows that the combustion of ternary blend produced lower oxides of nitrogen at all engine operating loads. This is mainly due to the higher heat of vaporization of ethanol and high viscosity of castor oil. It is notable that the effect of oxygen content which tends to increase the combustion temperature and be more favorable the formation of nitrogen oxides, was compensated with the effect of low heat of vaporization and high viscosity. Carbon monoxide emissions are dependent on properties of fuel, amount of oxygen, combination of air and fuel, temperature and turbulent air flow in combustion chamber. The results in Figure 7 shows that the slight increase in carbon monoxide was obtained with the use of ternary blend at low and mid engine loads while the reduction in carbon monoxide was found at high engine load, compared to diesel fuel. At low load, temperature in combustion chamber may not be high enough to compensate the effect of high heat of vaporization and high viscosity of fuel blend, resulting in low combustion temperature and less complete combustion. When the engine was operated at high load and temperature in combustion chamber was enough to compensate such effect, lower C/H ratio of ethanol may dominate and lead to the reduction in carbon monoxide by the combustion of ternary blend. Figure 8 shows the variation of unburnt hydrocarbon emissions with engine loads. Hydrocarbons emissions are organic compounds that are caused by incomplete combustion. Higher hydrocarbon was found as engine load increased. This is due to more fuel injected to produce more engine torque and power, resulting in higher possibility of fuel not being burned. Comparing the two test fuels, it was observed that the combustion of ternary blend produced higher hydrocarbon emissions than that of diesel fuel at all engine operating loads. This is likely to be a consequence of high heat vaporization and high viscosity of fuel blend which tends to increase incomplete combustion. Smoke measurement is an indirect way of measuring of diesel particulate emissions. The results in Figure 9 shows that the reduction in smoke index was obtained by the combustion of ternary blend compared to diesel fuel at all engine operating loads. The main reason which can be used to support such reduction is the presence of oxygen in fuel molecules of ethanol and castor oil. Hydroxyl group belonging to both ethanol and ricinoleic acid of castor oil was reported to enhance the soot oxidation and inhibit soot formation [11-12].

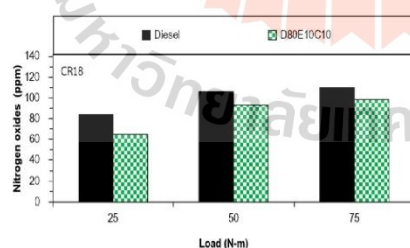


Figure 6. Oxides of nitrogen

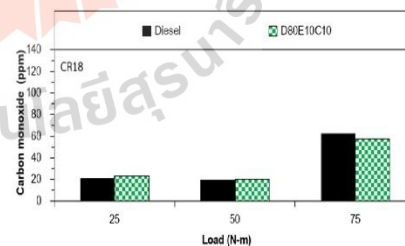


Figure 7. Carbon monoxide

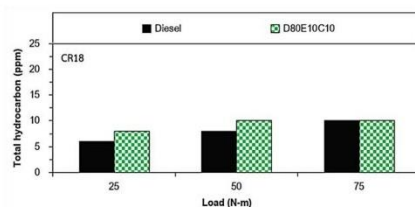


Figure 8. Unburnt hydrocarbons

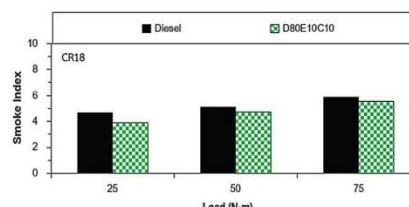


Figure 9. Smoke

4. Conclusions

The study of the use of castor oil with ethanol as an alternative to reducing the use of diesel fuel can be summarized as follows.

- Excellent lubricity and high viscosity of crude castor oil can compensate the loss of such properties of ethanol and the synergic effect was obtained in the study.
- Slight improvement in brake specific fuel consumption and brake thermal efficiency was found when the engine was operated with the ternary blend.
- The combustion of ternary blend showed the delay in start of combustion, lower pressure rise in combustion chamber and lower peak of heat release rate, compared to diesel fuel.
- The benefit in nitrogen oxides and smoke emissions was obtained when the engine was operated with ternary blend at all conditions tested.
- The increase in unburnt hydrocarbon and carbon monoxide emissions were undesirable results for using the ternary blend, especially at low engine operating load.
- Footnotes should be avoided whenever possible. If required they should be used only for brief notes that do not fit conveniently into the text.

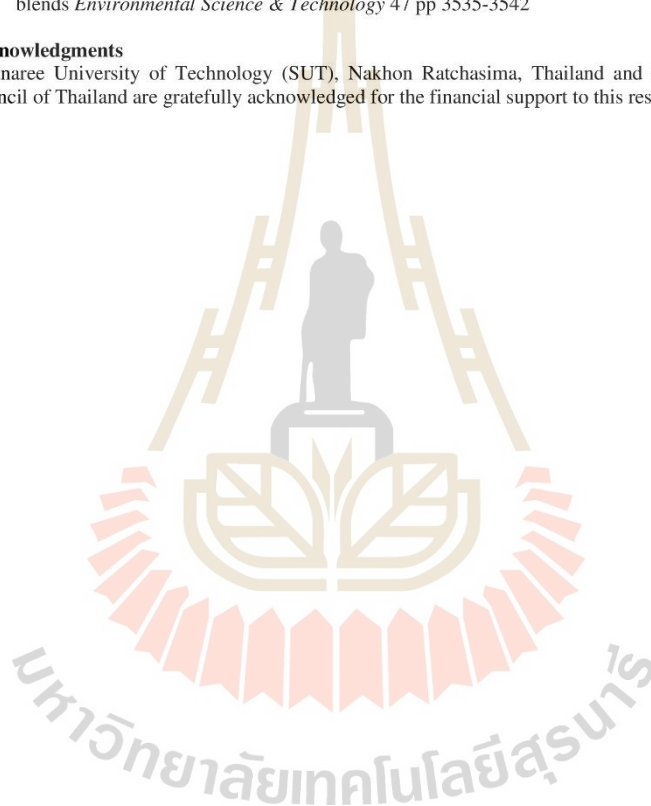
5. References

- [1] Ajav EA, Bachchan S and Bhattacharya TK 1999 Experimental study of some performance parameters of a constant speed stationary diesel engine using ethanol-diesel blends as fuel *Biomass and Bioenergy* 17(4) pp 357-365
- [2] Lapuerta M, Herreros JM, Lyons LL, García-Contreras R and Briceño Y 2008 Effect of the alcohol type used in the production of waste cooking oil biodiesel on diesel performance and emissions *Fuel* 87(15-16) pp 3161-3169
- [3] Rakopoulos DC, Rakopoulos CD, Giakoumis EG, Dimaratos AM and Kyritsis DC 2010 Effects of butanol-diesel fuel blends on the performance and emissions of a high-speed DI diesel engine *Energy Conversion and Management* 51(10) pp 1989-1997
- [4] Rakopoulos DC, Rakopoulos CD, Papagiannakis RG and Kyritsis DC 2011 Combustion heat release analysis of ethanol or n-butanol diesel fuel blends in heavy-duty DI diesel engine *Fuel* 90(5) pp 1855-1867
- [5] Sukjit E, Herreros JM, Dearn K and Tsolakis A 2014 Improving ethanol-diesel blend through the use of hydroxylated biodiesel *SAE Technical Paper* 2014-01-2776
- [6] Das M, Sarkar M, Datta A and Santra AK 2018 An experimental study on the combustion, performance and emission characteristics of diesel engine fuelled with diesel-castor oil biodiesel blends *Renewable Energy* 119 pp 174-184
- [7] Devaraj J, Robinson Y and Ganapathi P 2015 Experimental investigation of performance, emission and combustion characteristics of waste plastic pyrolysis oil blended with diethyl ether used as fuel for diesel engine *Energy* 85 pp 304-309
- [8] Sayin C, Ilhan M, Canakci M and Gumus M 2009 Effect of injection timing on the exhaust emission of a diesel engine using diesel methanol blends *Renewable Energy* 34 pp 1261-1269

- [9] Panwar NL, Shrirame HY, Rathore NS, Jindal S and Kurchania AK 2010 Performance evaluation of a diesel engine fueled with methyl ester of castor seed oil *Applied Thermal Engineering* 30(2) pp 245-249
- [10] Xuea J, Grift TE and Hansena AC 2011 Effect of biodiesel on engine performances and emissions *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15(2) pp 1098–1116
- [11] Sukjit E, Herreros JM, Dearn KD, García-Contreras R and Tsolakis A 2012 The effect of addition of individual methyl esters on the combustion and emissions of ethanol and butanol-diesel blends *Energy* 42 pp 364-374
- [12] Sukjit E, Herreros JM, Piaszyk J, Dearn KD and Tsolakis A 2013 Finding synergies in fuels properties for the design of renewable fuels – hydroxylated biodiesel effects on butanol-diesel blends *Environmental Science & Technology* 47 pp 3535-3542

Acknowledgments

Suranaree University of Technology (SUT), Nakhon Ratchasima, Thailand and National Research Council of Thailand are gratefully acknowledged for the financial support to this research.



ประวัติผู้เขียน

นายนิติ กลิ่นแก้ว เกิดเมื่อวันที่ 26 กุมภาพันธ์ พ.ศ. 2537 ณ จังหวัดอุบลราชธานี สำเร็จการศึกษาระดับชั้นมัธยมศึกษาจากโรงเรียนพิบูลมังสาหาร อำเภอพิบูลมังสาหาร จังหวัดอุบลราชธานี ในปีการศึกษา 2556 สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีจากสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล (หลักสูตรวิศวกรรมยานยนต์) มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในปีการศึกษา 2560 และได้เข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาโท สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในปีการศึกษา 2560 ในระหว่างการศึกษามีโอกาสได้เป็นผู้สอนในรายวิชาเขียนแบบทางกลและปฏิบัติการวิศวกรรมยานยนต์ นอกจากนี้ยังได้ร่วมกิจกรรมการแข่งขัน TSAE Auto Challenge Student Formula ได้ฝึกฝนประสบการณ์การทำงานเป็นทีม การบริหารงานสำเร็จลุล่วงไปตามเป้าหมายและรู้จักการวิธีการแก้ปัญหาในการทำงาน

ผู้วิจัยได้มีส่วนร่วมในงานประชุมวิชาการ โดยมีผลงานในการตีพิมพ์เผยแพร่ร่วมกับคณาจารย์ทั้งหมด 3 เรื่อง

ผลงานวิชาการเรื่อง “Emission benefits from the use of castor oil in a compression ignition engine fueled with diesel-ethanol blends” ในงานประชุมวิชาการ The international conference on Electrical Engineering and Green Energy (CEEGE2018) ระหว่างวันที่ 1-3 มิถุนายน พ.ศ. 2560 ณ เมืองโตเกียว ประเทศญี่ปุ่น

ผลงานวิชาการเรื่อง “การศึกษาผลกระทบของน้ำมันละหุ่งในน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลต่อสมรรถนะและการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียว” ในงานประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15 ในวันที่ 21-24 พฤษภาคม พ.ศ. 2562 จังหวัดนครราชสีมา

ผลงานวิชาการเรื่อง “Crude castor oil blend component in diesel/ethanol fuel blend: combustion characteristics and exhaust emissions” ในงานประชุมวิชาการ International Conference on Mechanical, Electronic and Robotics Engineering (MERE2019) ในวันที่ 9-11 พฤษภาคม พ.ศ. 2562 ณ เมืองอู่ฮั่น ประเทศจีน