

การประยุกต์ใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า



นายวาที ตังพิสิฐโยธิน

สถาบันวิทยบริการ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2551

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

APPLICATION OF DME BLENDING WITH PALM BIODIESEL IN AN IDI
COMPRESSION IGNITION ENGINE



Mr.Wathit Tangpistryothin

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering Program in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2008

Copyright of Chulalongkorn University

วาทิต ตั้งพิสิฐโยธิน : การประยุกต์ใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์ ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า. (APPLICATION OF DME BLENDING WITH PALM BIODIESEL IN AN IDI COMPRESSION IGNITION ENGINE) อ. ที่ปรึกษา วิทยาลัยอาชีวศึกษา : รศ.ดร.คณิต วัฒนวิเชียร, 262 หน้า.

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลของสัดส่วนการผสมระหว่าง DME กับ ปาล์มไบโอดีเซลที่มีต่อสมรรถนะ และ ปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กรุ่นห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยทดสอบกับเครื่องยนต์ Kubota รุ่น RT 120 IDI ขนาด 0.624 ลิตร ซึ่งจะทำการศึกษาทดสอบ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME แล้วทำการ บันทึกข้อมูลสมรรถนะและความดันในระบบสูบเพื่อวิเคราะห์พฤติกรรมการเผาไหม้ ผลที่ได้จากงานวิจัยนี้แบ่งการนำเสนอ ออกเป็น 2 ส่วน กล่าวคือ ส่วนแรกแสดงผลด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้ปาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับกรณีใช้ DME ผสม ปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME,40%DME และ 30%DME และส่วนที่สองแสดงผลปรากฏการณ์การเผาไหม้ของ DME ผสม ปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME,40%DME และ 30%DME จากผลการศึกษาวเคราะห์อัตราการผลิตความร้อนเนื่องจากการ เผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบและความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด รวมทั้งวิเคราะห์อัตราการผลิตเชื้อเพลิง ช่วง ล่าช้าการจุดระเบิด และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

จากผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่าเมื่อมีการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล แรงบิดเบรกสูงสุด จากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าต่ำลง โดยจะมีค่าต่ำลงตามสัดส่วนการผสม DME ที่เพิ่มขึ้น ส่วนค่าวันด้าที่สภาวะภาระสูงสุด จะลดลงตามสัดส่วนการผสม DME ที่เพิ่มขึ้น โดยสัดส่วน 50%DME มีค่าวันด้าต่ำที่สุด ที่สภาวะภาระบางส่วนโดยภาพรวม พบว่า ที่สัดส่วน 30%DME และ 40%DME มีอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดต่ำกว่าการใช้ปาล์มไบโอดีเซล โดย สัดส่วน 40%DME มีอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดต่ำกว่าสัดส่วน 30%DME เล็กน้อย และที่สัดส่วน 50%DME มี อัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะสูงสุดสูงกว่าการใช้ปาล์มไบโอดีเซล อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระบางส่วนจะสูงขึ้นตาม สัดส่วน DME ที่สูงขึ้น ส่วนค่าวันด้าที่สภาวะภาระบางส่วนมีแนวโน้มเดียวกับที่สภาวะภาระสูงสุด จากผลการทดสอบและ วิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้พบว่าความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของสัดส่วน 30%DME กับ 40 %DME มีค่าใกล้เคียงกัน และมีแนวโน้มสูงกว่า 50%DME การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า โดยที่สัดส่วน 50%DME มี แนวโน้มในการสร้างแรงดันการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด ในขณะที่สัดส่วน 30%DME และ 40%DME มีแนวโน้มในการสร้างแรงดัน การฉีดเชื้อเพลิงใกล้เคียงกันและมีแนวโน้มในการสร้างแรงดันการฉีดเชื้อเพลิงก่อนสัดส่วน 50%DME ประมาณ 0.4-2.4 องศาเฟลา ซ์ขอเหียง การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้าขึ้น โดย 30%DME และ 40%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ใกล้เคียงกัน ส่วน 50%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้ากว่า 30%DME และ 40%DME ประมาณ 0.4-1.6 องศาเฟลาซ้ขอเหียง การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้า โดย 50%DME มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด ส่งผลให้มีอุณหภูมิ ไอเสียสูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบสมรรถนะ การปล่อยความร้อนสุทธิของสัดส่วน 50%DME มีแนวโน้มสูงสุด และ สัดส่วน 30%DME มีการปล่อยความร้อนสุทธิต่ำที่สุด การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนห่างจาก จุดศูนย์ตายบนมากขึ้น โดย 30%DME มีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนใกล้จุดศูนย์ตายบนมากที่สุด ส่วน 50%DME มีจุด ศูนย์กลางการปล่อยความร้อนห่างจากจุดศูนย์ตายบนมากที่สุด สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของสัดส่วน 40%DME มีค่าสูงสุด โดยสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของสัดส่วน 30%DME และ 50%DME มีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งกล่าวได้ว่าสอดคล้องกับ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก ผลการวิจัยนี้สรุปได้ว่าการนำ DME มาผสมปาล์มไบโอดีเซลสามารถนำมาใช้ใน เครื่องยนต์ดีเซลได้ และพบว่าหากนำเครื่องยนต์รุ่นที่ใช้ในการวิจัยนี้ไปใช้ในงานทั่วไปนั้น สัดส่วน 40%DME มีความเหมาะสมที่สุด เนื่องจากมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงสุด

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล..ลายมือชื่อนิสิต.....*คณิต วัฒนวิเชียร*.....
สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล..ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาวิทยาลัยอาชีวศึกษา.....*คณิต วัฒนวิเชียร*.....
ปีการศึกษา....2551.....

4870620421 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEY WORDS: PERFORMANCE / COMBUSTION / INJECTION TIMING

WATHIT TANGPISITYOTHIN : APPLICATION OF DME BLENDING WITH PALM BIODIESEL IN AN IDI COMPRESSION IGNITION ENGINE. ADVISOR : ASSOC. PROF. KANIT WATTANAVICHIEEN, Ph.D., 262 pp.

This research is aimed to study the effects of DME blending with palm biodiesel on engine performance and engine combustion phenomenon. This study had been conducted with the CI engine, KUBOTA model RT120 IDI 0.624 liters engine and test with 50%DME, 40%DME and 30%DME blended with palm biodiesel to obtain engine performance. The combustion phenomena were analyzed using in-cylinder pressure data. The result showed in this research was divided into two parts. First part is about comparative engine performance between using different blending ratio such as 50%DME, 40%DME and 30%DME blended with palm biodiesel and using palm biodiesel on a dynamometer. The second part, combustion phenomenon of 50%DME, 40%DME and 30%DME blended with palm biodiesel were evaluated by employing rate of heat release that using in-cylinder pressure and fuel line pressure data, fuel injection rate, ignition delay and mass fraction burned.

The result of full load engine performance had shown that maximum torque and smoke density will be decreased with higher blended DME ratio. The 50%DME gives lowest smoke density. The part load engine performance revealed that 30%DME and 40%DME gives lower specific total energy consumption than that of palm biodiesel, 40%DME gives lowest specific total energy consumption but 50%DME gives higher specific total energy consumption than palm biodiesel. Exhaust gas temperature will be increased with higher blended DME ratio. Smoke density will also decrease with higher blended DME ratio as at full load. It was found that maximum in-cylinder pressure will be obtained with 30%DME and 40%DME which was higher than 50%DME. Increasing of DME blend ratio will result in retarded start of injection, 50%DME is the most retarded. The start of injection of 30%DME and 40%DME are similar but more advanced than 50%DME within the range between 0.4 to 2.4 °CA. Increasing of DME blended ratio was resulted in retarded start of combustion. The start of combustion with 30%DME and 40%DME are the same but more retarded with 50%DME than 30%DME and 40%DME within the range between 0.4-1.6 °CA. Increasing of DME also shows retarded end of combustion, 50%DME is the most retarded that result in higher exhaust gas temperature. Net heat release of 50%DME is the highest. The 30%DME gives lowest net heat release. Increasing of DME blended were found that the center of heat release is shifted away from TDC, 30%DME has center of heat release closed to TDC but 50%DME has center of heat release further away from TDC. The mass fraction burned of 40%DME is the highest but the mass fraction of 30%DME and 50%DME are similar.

Finally, this study can be concluded that diesel could be replaced by DME blending with palm biodiesel. The study have also shown that, if the engine's model using in this study was brought to regular used, the 40%DME would be the best match for optimum energy conversion efficiency and mass fraction burned.

DepartmentMechanical Engineering

Field of studyMechanical Engineering

Academic year ...2008...

Student's Signature

Principal advisor's Signature *Kanit Wattanaichien*

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร อาจารย์ที่ปรึกษาเป็นอย่างสูงที่ให้คำแนะนำ ร่วมติดตามการทดสอบอย่างใกล้ชิดในทุกขั้นตอนจนวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณ บริษัทสยามคูโบต้าอุตสาหกรรม จำกัด ที่เอื้อเฟื้ออะไหล่และให้คำแนะนำเกี่ยวกับเครื่องยนต์ที่ใช้ในงานวิจัย

ขอขอบคุณ รุ่งพี เพื่อน และรุ่งน้องที่ห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์สันดาปภายในทุกคนที่ช่วยติดตั้งเครื่องยนต์และทำการทดสอบเครื่องยนต์และให้การช่วยเหลืออื่นๆ ที่เกี่ยวข้องกับการงานวิจัย

ท้ายสุดนี้ผู้วิจัยขอขอบคุณ คุณพ่อ คุณแม่ พี่และน้อง ที่ให้การสนับสนุนในทุกด้าน ทั้งคำปรึกษา และกำลังใจ จนผู้วิจัยสำเร็จการศึกษา



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	จ
กิตติกรรมประกาศ	ฉ
สารบัญ	ช
สารบัญตาราง	ฎ
สารบัญภาพ	ฅ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ภ
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	1
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	2
1.4 ขั้นตอนการศึกษา	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
บทที่ 2 เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ	3
2.1 ไดเมทิลอีเทอร์ (DME)	3
2.1.1 กระบวนการผลิต DME	5
2.1.2 สมบัติทางเคมีและกายภาพของ DME	6
2.1.3 การเผาไหม้ของ DME	9
2.1.4 แนวโน้มในการผลิตและการใช้งานในอนาคต	12
2.1.5 การผลิต DME ในต่างประเทศ	13
2.1.6 การใช้ DME ในปัจจุบัน.....	15
2.1.7 ภาพลักษณ์ในการใช้ DME	15
2.1.7.1 ข้อดีในการใช้ DME.....	15
2.1.7.2 ข้อเสียในการใช้ DME	16
2.2 ปาล์มไบโอดีเซล	16
2.2.1 คุณสมบัติปาล์มไบโอดีเซลที่ใช้ในการทดสอบ	17

	หน้า
2.2.2 โครงสร้างทางเคมีของไบโอดีเซล	20
2.2.3 ภาพลักษณะในการใช้น้ำมันไบโอดีเซล.....	21
2.2.3.1 ข้อดีในการใช้น้ำมันไบโอดีเซล	21
2.2.3.2 ข้อเสียในการใช้น้ำมันไบโอดีเซล	22
2.3 ผลจากการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล.....	23
บทที่ 3 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลและการวิเคราะห์การเผาไหม้	25
3.1 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI.....	25
3.1.1 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection or DI Systems).....	25
3.1.2 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect Injection or IDI Systems).....	26
3.2 แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI.....	27
3.2.1 การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI.....	28
3.2.1.1 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู	28
3.2.1.2 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber.....	29
3.3 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้	31
3.4 การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้.....	35
3.5 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์	36
บทที่ 4 ทบทวนวรรณกรรม.....	38
4.1 งานวิจัยศึกษาวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์.....	38
4.2 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด	41
4.3 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำปาล์มไบโอดีเซลมาใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ...	43
บทที่ 5 อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย	47
5.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ.....	47
5.1.1 เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ.....	47
5.1.2 ไดนาโมมิเตอร์.....	49
5.1.3 การวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์	51
5.1.4 อุปกรณ์ชุดทนความดันสูง (High Pressure Set)	53

	หน้า
5.1.5 อุปกรณ์วัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง	55
5.1.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	56
5.1.7 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ	57
5.1.8 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions)	58
5.1.9 อุปกรณ์วัดค่าควันดำ	59
5.1.10 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้.....	60
5.1.10.1 Piezoelectric Pressure Transducer	60
5.1.10.2 การเก็บข้อมูลความดัน.....	62
5.1.10.3 Charge Amplifier	64
5.2 วิธีดำเนินการวิจัย.....	66
5.2.1 การทดสอบสมรรถนะ	66
5.2.1.1 การ Run in	66
5.2.1.2 การทดสอบที่ภาระสูงสุด (Full-Load Performance Test).....	66
5.2.1.3 การทดสอบที่ภาระบางส่วน (Part Load Performance Test)	67
5.2.2 วิธีการทดสอบเพื่อวิเคราะห์การเผาไหม้	68
5.2.2.1 การวัดความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด	68
5.2.2.2 การวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อน....	68
5.2.2.3 การพิจารณาเลือกจุดฉีดเชื้อเพลิงและจุดเริ่มต้นการเผาไหม้	69
บทที่ 6 ผลการทดสอบสมรรถนะ.....	71
6.1 ผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด	71
6.1.1 แรงบิดเบรก (Brake Torque)	71
6.1.2 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (STEC).....	77
6.1.3 ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency)	82
6.1.4 อุณหภูมิไอเสีย.....	87
6.1.5 ค่าควันดำ.....	92

	หน้า
6.2 ผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน	93
6.2.1 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (STEC).....	93
6.2.2 ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency)	99
6.2.3 อุณหภูมิไอเสีย	105
6.2.4 ค่าควันดำ.....	108
6.2.5 แผนภูมิอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ.....	109
6.3 แผนภูมิแสดงสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์.....	109
6.3.1 แผนภูมิอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ.....	109
6.3.2 แผนภูมิค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง.....	111
6.3.3 แผนภูมิอุณหภูมิไอเสีย.....	114
6.3.4 แผนภูมิค่าควันดำ	116
6.4 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ	117
6.4.1 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด.....	117
6.4.2 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน.....	117
บทที่ 7 ผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้.....	119
7.1 ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า	119
7.2 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าของหัวฉีดและจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง	141
7.3 ความดันในห้องเผาไหม้หลัก	153
7.4 อัตราการปล่อยความร้อน.....	168
7.5 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด	178
7.6 การปล่อยความร้อนสุทธิ	181
7.7 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้	186
7.8 สรุปผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้	194
บทที่ 8 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ	197
8.1 สรุปผลการวิจัย.....	197
8.1.1 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ	197

	หน้า
8.1.2 สรุปผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้	200
8.2 ข้อเสนอแนะ.....	205
8.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป	205
รายการอ้างอิง.....	206
บรรณานุกรม	210
ภาคผนวก	211
ภาคผนวก ก มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบเครื่องยนต์.....	212
ภาคผนวก ข การวัดอัตราการไหลของอากาศ	226
ภาคผนวก ค ESC TEST Cycle	230
ภาคผนวก ง ข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้และสมรรถนะ	234
ภาคผนวก จ รายละเอียดชุดอุปกรณ์ทนความดันสูง.....	243
ภาคผนวก ฉ การคำนวณหาสัดส่วนการผสมโดยมวล, ค่าอัตราส่วนผสม เชื้อเพลิง/อากาศ, ค่าความร้อนต่ำ, ค่าความหนาแน่นของน้ำมัน ปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่ส่วนผสมต่างๆ	257
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์	262

สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
2-1	ความดันไอที่อุณหภูมิต่างๆ 7
2-2	แสดงคุณสมบัติทางกายภาพและคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของ DME 8
2-3	ส่วนประกอบของอากาศแห้ง 10
2-4	กำลังการผลิต DME จากมณฑลต่างๆ ในประเทศจีน 13
2-5	โครงการเพิ่มกำลังการผลิต ME ในแต่ละมณฑลของจีน 14
2-6	คุณสมบัติของปาล์มไบโอดีเซลที่ใช้ในการทดสอบ 18
2-7	มาตรฐานน้ำมันไบโอดีเซล 19
2-8	แสดงโครงสร้างทางเคมีของกรดไขมัน(Fatty Acid) ที่ผลิตจากวัตถุดิบต่างๆ ที่นำมาทำปาล์มไบโอดีเซล 20
2-9	แสดงค่าซีเทนที่ได้จากน้ำมันไบโอดีเซลที่ผลิตมาจากวัตถุดิบต่างๆ 21
5-1	แสดงข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ..... 48
5-2	แสดงข้อมูลไดนาโมมิเตอร์..... 49
5-3	แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ 52
5-4	แสดงข้อมูลทางเทคนิคของพัลส์มิเตอร์ที่ใช้ในการแสดงผลความเร็วรอบเครื่องยนต์ ... 53
5-5	รายละเอียดอุปกรณ์ชุดทนความดันสูง (Swagelok)..... 54
5-6	แสดงข้อมูลทางเทคนิคของตาชั่งที่ใช้วัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง 55
5-7	แสดงคุณสมบัติของ Pressure Transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P 61
5-8	แสดงคุณสมบัติของ Pressure Transducer ยี่ห้อ Kistler รุ่น 607C2 61
5-9	แสดงคุณสมบัติของเครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE..... 63
5-10	แสดงข้อมูลทางเทคนิค Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A 65
6-1	แสดงตารางเปรียบเทียบแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ 76
6-2	แสดงตารางเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆเปรียบเทียบระหว่างการใช้น้ำมัน ปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ..... 81

ตาราง	หน้า
6-3	แสดงตารางเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ 86
6-4	แสดงตารางเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ 91
6-5	อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบ กับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME..... 98
6-6	ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซล เปรียบเทียบกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME..... 104
6-7	อุณหภูมิไอเสียจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME 107
7-1	แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงของ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่ สัดส่วนการผสมต่างๆ 145
7-2	แสดงช่วงการฉีดเชื้อเพลิง..... 146
7-3	แสดงปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ 151
7-4	แสดงปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่แรงบิดเบรกคงที่ค่าต่างๆ 152
7-5	แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ..... 157
7-6	แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดที่แรงบิดเบรกคงที่ค่าต่างๆ..... 158
7-7	แสดงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้..... 173
7-8	แสดงช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแต่ละส่วนผสม 174
7-9	แสดงค่ากึ่งกลางของการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบคงที่..... 175
7-10	แสดงค่ากึ่งกลางของการปล่อยความร้อนที่แรงบิดคงที่..... 176
7-11	อัตราส่วนระหว่างเพลาช้อเหวี่ยงตั้งแต่เริ่มการเผาไหม้จนถึงจุดศูนย์กลาง การปล่อยความร้อนเทียบกับการเผาไหม้ที่ความเร็วรอบคงที่ 177
7-12	อัตราส่วนระหว่างเพลาช้อเหวี่ยงตั้งแต่เริ่มการเผาไหม้จนถึงจุดศูนย์กลาง การปล่อยความร้อนเทียบกับการเผาไหม้ที่แรงบิดคงที่ 178
7-13	แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิด 181

ตาราง	หน้า
7-14	แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่..... 185
7-15	แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่..... 186
7-16	แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบคงที่..... 191
7-17	แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่แรงบิดคงที่..... 192
7-18	แสดงผลของสัดส่วน DME ในปาล์มไบโอดีเซลที่มีการเผาไหม้ที่ดีที่สุด ในแต่ละจุดทดสอบ..... 193
8-1	แสดงผลของ SOI, EOI และ SOC..... 204
8-2	แสดงผลของ Ignition delay, EOC และ Burn Duration 204
ก-1	Numerical value for power adjustment 223
ข-1	แสดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของออร์บิตโดยประมาณที่อัตราการไหลต่างๆ..... 227
ง-1	แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิง น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่อัตราส่วนผสม 50%DME 235
ง-2	แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิง น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่อัตราส่วนผสม 40%DME 237
ง-3	แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิง น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่อัตราส่วนผสม 30%DME 239
ง-4	แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซล... 241

สารบัญภาพ

รูปที่	หน้า
2-1	โครงสร้างของโมเลกุลของ DME 3
2-2	กระบวนการผลิต DME 6
2-3	การเปรียบเทียบลักษณะของสเปิร์กของดีเซลและไดเมทิลอีเทอร์ [3] 9
2-4	อัตราการปล่อยพลังงานเปรียบเทียบระหว่าง DME และ ดีเซล [5]..... 11
2-5	แนวโน้มราคาไดเมทิลอีเทอร์ในอนาคต 12
2-6	แนวโน้มความต้องการใช้ DME ในอุตสาหกรรมต่างๆ..... 12
2-7	รูปน้ำมันที่ใช้ในการวิจัย เปรียบเทียบระหว่าง 17
2-8	แสดงตัวอย่างเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซล ที่อุณหภูมิต่างๆ จะพบว่าจะเริ่มเป็นไขที่ อุณหภูมิ 13.5 °C 24
2-9	แสดงตัวอย่างเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลหลังการผสมที่สัดส่วน 50% DME, 50% ปาล์มไบโอดีเซล โดยน้ำหนัก ภายใต้ความดัน 5.1 บาร์ ที่อุณหภูมิต่างๆ ซึ่งพบว่ามีความเป็นเนื้อเดียวกัน 24
3-1	แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ DI 26
3-2	แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ชนิด Swirl Chamber 27
3-3	แสดงผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรงโดยทั่วไป..... 28
3-4	แสดงข้อมูลของความดันในระบบออสบูบ(P) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (Injector Needle Lift, IN) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง(PI) ที่ มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI..... 28
3-5	แสดงค่าความดันในระบบออสบูบ (p), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง (\dot{m}_{fi}) และ อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (\dot{Q}_n) จากเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ความเร็วรอบ 1000 rpm, Brake Mean Effective Pressure 620 kPa 29
3-6	แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ 30
3-7	แสดงขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้ เพื่อวิเคราะห์การปล่อยความร้อน 32
3-8	แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI 32
4-1	(a) In-cylinder pressure (b) Fuel line pressure (c) Fuel injection rate (d) Heat release rate (e) Net heat release (f) Mass fraction burned ที่ 2250 rev/min ,80 Nm..... 39
5-1	แสดงเครื่องยนต์ทดสอบ 47

รูปที่	หน้า
5-2	แสดงภาพไดนาโมมิเตอร์..... 50
5-3	แสดงภาพตัดขวางภายในของไดนาโมมิเตอร์แบบไฮโดรลิก 50
5-4	แสดง Proximity 51
5-5	แสดง Pulse Meter..... 51
5-6	แสดงส่วนประกอบภายในตัวเรือนของ Proximity แบบ Inductive..... 52
5-7	แผนผังการติดตั้งอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงยี่ห้อ Swagelok 54
5-8	แสดงอุปกรณ์การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง 55
5-9	แสดงตำแหน่งเทอร์โมคัปเปิลที่ท่อไอเสีย..... 56
5-10	แสดงการติดตั้งตำแหน่งของเทอร์โมคัปเปิลที่ตัวกรองน้ำมันหล่อลื่น..... 56
5-11	แสดงตำแหน่งติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่วาล์วถ่ายน้ำมันหล่อเย็นด้านล่างของฝาสูบ 57
5-12	แสดงถึงพักอากาศและการติดตั้ง Orifice Plate..... 57
5-13	แสดง Inclined Manometer..... 58
5-14	แสดงภาพบารอมิเตอร์ 58
5-15	แสดงภาพเทอร์โมมิเตอร์ 58
5-16	แสดงภาพปั๊มดูดไอเสีย รุ่น ETD 020.00..... 59
5-17	แสดงเครื่องอ่านค่าควันดำ รุ่น ETD 020.50 59
5-18	แสดงตัวอย่างกระดาษกรองที่ใช้ในการวัดค่าควันดำเปรียบเทียบกับ Bosch Unit Number 60
5-19	แสดงภาพของ Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้ 61
5-20	แสดงภาพของ Pressure Transducer สำหรับวัดความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด 61
5-21	แสดงตำแหน่งการติดตั้ง Pressure Transducer สำหรับวัดความดันใน ห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด 62
5-22	แสดงเครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE 62
5-23	แสดง Amplifier รุ่น SAQP-CHARGE-A 64
5-24	แสดงจุดที่ใช้ในการทดสอบเครื่องยนต์..... 67
5-25	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดัน, จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง, จุดเริ่มต้นการเผาไหม้และความดันในห้องเผาไหม้ 70
6-1	แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 50%DME เป็นเชื้อเพลิง 72

รูปที่	หน้า
6-2	แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิง 73
6-3	แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง 74
6-4	แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ 75
6-5	แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆเปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับ การใช้ 50%DME เป็นเชื้อเพลิง..... 77
6-6	แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆเปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับ การใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิง..... 78
6-7	แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆเปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับ การใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง..... Error! Bookmark not defined.
6-8	แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆเปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ 80
6-9	แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับ การใช้ 50%DME เป็นเชื้อเพลิง..... 82
6-10	แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับ การใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิง..... 83
6-11	แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับ การใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง..... 84

รูปที่	หน้า
6-12	แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆเปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ 85
6-13	แสดงกราฟเปรียบเทียบคุณสมบัติไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้ปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 50%DME เป็นเชื้อเพลิง 87
6-14	แสดงกราฟเปรียบเทียบคุณสมบัติไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้ปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิง 88
6-15	แสดงกราฟเปรียบเทียบคุณสมบัติไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้ปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง 89
6-16	แสดงกราฟเปรียบเทียบคุณสมบัติไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ 90
6-17	แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าควันดำ ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ 92
6-18	แสดงผลการเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (STEC (MJ/kW-hr)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เปรียบเทียบระหว่างการใช้ปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆเป็นเชื้อเพลิง..... 94
6-19	แสดงผลการเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (STEC (MJ/kW-hr)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่แรงบิดเครื่องยนต์ คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เปรียบเทียบระหว่างการใช้ปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆเป็นเชื้อเพลิง..... 97
6-20	แสดงผลการเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (η_f (%)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของ เครื่องยนต์เปรียบเทียบระหว่างการใช้ปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆเป็นเชื้อเพลิง 100
6-21	แสดงผลการเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (η_f (%)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่แรงบิดคงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เปรียบเทียบ ระหว่างการใช้ปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่ สัดส่วนต่างๆ เป็นเชื้อเพลิง 103

รูปที่	หน้า
6-22	แสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสีย (Exhaust T.(oC)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เมื่อใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่ส่วนผสมต่างๆ..... 106
6-23	แสดงผลเปรียบเทียบค่าวันดำที่สภาวะภาระบางส่วนที่ความเร็วรอบต่างๆ..... 108
6-24	แสดงแผนภูมิอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะของเครื่องยนต์ที่ใช้ 50%DME 109
6-25	แสดงแผนภูมิอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะของเครื่องยนต์ที่ใช้ 40%DME 110
6-26	แสดงแผนภูมิอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะของเครื่องยนต์ที่ใช้ 30%DME 110
6-27	แสดงแผนภูมิค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้ 50%DME..... 112
6-28	แสดงแผนภูมิค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้ 40%DME..... 112
6-29	แสดงแผนภูมิค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้ 30%DME..... 113
6-30	แสดงแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้ 50%DME 114
6-31	แสดงแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้ 40%DME 115
6-32	แสดงแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้ 30%DME 115
6-33	แผนภูมิค่าวันดำที่เปรียบเทียบการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ30%DME กับการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง 116
7-1	แสดงความดันห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m 120
7-2	แสดงความดันห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m 121
7-3	แสดงความดันห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m 122
7-4	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 123
7-5	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 124

รูปที่	หน้า
7-6	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 125
7-7	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 126
7-8	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 127
7-9	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 128
7-10	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 129
7-11	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 130
7-12	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 131
7-13	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ (dp/dCA)pre ของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 132
7-14	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ (dp/dCA)pre ของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 133
7-15	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ (dp/dCA)pre ของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 134
7-16	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ (dp/dCA)pre ของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 135
7-17	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ (dp/dCA)pre ของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 136
7-18	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ (dp/dCA)pre ของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 137
7-19	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ (dp/dCA)pre ของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 138

รูปที่	หน้า
7-20	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ (dp/dCA)pre ของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 139
7-21	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ (dp/dCA)pre ของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 140
7-22	แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m 142
7-23	แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m 143
7-24	แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m 144
7-25	แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m 147
7-26	แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m 148
7-27	แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m 149
7-28	แสดงความดันในห้องเผาไหม้หลักที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m 154
7-29	แสดงความดันในห้องเผาไหม้หลักที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m 155
7-30	แสดงความดันในห้องเผาไหม้หลักที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m 156
7-31	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 159
7-32	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 160
7-33	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 161

รูปที่	หน้า
7-34	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 162
7-35	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 163
7-36	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 164
7-37	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 165
7-38	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 166
7-39	แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m..... 167
7 40	แสดงอัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m , 15 N-m และ 20 M-m 169
7-41	แสดงอัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m , 15 N-m และ 20 M-m 170
7-42	แสดงอัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m , 15 N-m และ 20 M-m 171
7-43	แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ความเร็วรอบคงที่ 179
7-44	แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิดเมื่อแรงบิดคงที่ 180
7-45	แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m , 15 N-m และ 20 M-m 182
7-46	แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m , 15 N-m และ 20 M-m 183
7-47	แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m , 15 N-m และ 20 M-m 184
7-48	แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m , 15 N-m และ 20 M-m 187

รูปที่	หน้า
7-49 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m ,15 N-m และ 20 M-m	188
7-50 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m ,15 N-m และ 20 M-m	189
ข-1 แสดงภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศโดยวิธี Air Box Method	227



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
A/F	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง	kg air / kg fuel
(A/F) _A	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงจริง	kg air / kg fuel
(A/F) _S	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ Stoichiometric	kg air / kg fuel
A _n	พื้นที่ที่เล็กที่สุดของหัวฉีด	m ²
bmp	Brake Mean Effective Pressure	kPa
bsfc	Brake Specific Fuel Consumption	g/kW-hr
BDC	ตำแหน่งจุดศูนย์ตายล่าง	
C _{DO}	Discharge Coefficient ของ Orifice Plate	
C _d	Discharge Coefficient ของหัวฉีด	
CI	เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compress Ignition)	
c _p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่	kJ/kg-K
c _v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่	kJ/kg-K
D	เส้นผ่านศูนย์กลาง	mm.
DI	ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection)	
d _n	Fuel-Injection-Nozzle Orifice Diameter	mm.
DME	Dimethyl Ether	
$\frac{dm}{dt}$	อัตราการไหลของมวล	kg/s
$\frac{dQ}{dt}$	อัตราการปล่อยความร้อน	kJ/s
$\frac{dV}{dt}$	อัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาตรภายในกระบอกสูบ	dm ³ /s
d	เส้นผ่านศูนย์กลางของ Orifice Plate	m
EOC	จุดสิ้นสุดการเผาไหม้	°CA
EOI	จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง	°CA
EP	End Point	
FBP	Final Boiling Point	
fmep	Friction Mean Effective Pressure	kPa
g	ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก	m/s ²
H	Enthalpy	kJ

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
h_i	Enthalpy ของมวล i ที่เข้าสู่ระบบ	kJ/kg
h_f	Sensible Enthalpy ของเชื้อเพลิง	kJ/kg
IBP	Initial Boiling Point	
K	ค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 1 สำหรับเครื่องยนต์ 2 จังหวะ และเท่ากับ 2 สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ	
LHV	ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง	MJ/kg
L_n	Fuel-Injection-Nozzle Orifice Length	mm.
L_n/D_n	อัตราส่วนความยาวต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของรูหัวฉีด	
m	มวล	kg
\dot{m}_a	อัตราการไหลของมวลอากาศ	kg/s
\dot{m}_i	อัตราการไหลของมวลเข้าไปในระบบผ่านขอบเขตของระบบที่ตำแหน่ง i	kg/s
m_f	มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 cycle ต่อสูบ	kg/cycle
\dot{m}_{fi}	อัตราการฉีดเชื้อเพลิง	kg/degree
N	ความเร็วรอบของเครื่องยนต์	rpm
N_c	จำนวนกระบอกสูบของเครื่องยนต์	
N_{min}	ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่น้อยที่สุด	rpm
P	ความดันในกระบอกสูบ	Pa
P_{amb}	ความดันแวดล้อม	Pa
P_b	กำลังเบรก	kW
P_f	ความดันที่ได้จากการทดสอบการเผาไหม้ปกติ	Pa
P_i	ความดันในการฉีด	Pa
PME	Palmitic Methyl Ester	
Q	ค่าการปล่อยความร้อนสุทธิ	kJ
Q_{HV}	ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง	MJ/kg
\dot{Q}_n	อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ	kJ/degree
R	ค่าคงที่ของก๊าซ (Gas Constant)	kJ/kmol-K
r_c	อัตราส่วนการอัด (Compression Ratio)	

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
SOC	จุดสิ้นสุดการเผาไหม้	$^{\circ}\text{CA}$
SOI	จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง	$^{\circ}\text{CA}$
t	เวลา	s
T_b	แรงบิดเบรก	N-m
TDC	ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบน	
v	ความเร็ว	m/s
V	ปริมาตรที่วัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง	ml
V_b	ปริมาตรถังพักอากาศที่เล็กที่สุด	m^3
V_d	Displaced Volume	dm^3
V_s	ปริมาตรช่วงชักลูกสูบ	m^3
\dot{V}	อัตราการไหลโดยปริมาตร	ml/s
X_b	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้	
Z	ระดับความสูง	m
Δh	ผลต่าง Head ที่อ่านได้จากมานอมิเตอร์	mmH_2O
Δp	ผลต่างความดัน	kPa
ϕ	Equivalent Ratio	
$^{\circ}\text{CA}$	มุม(องศา)เพลาช้อเหวี่ยง	
γ_{air}	น้ำหนักจำเพาะของอากาศ	$\text{kg/m}^2\text{-s}^2$
θ	องศาเพลาช้อเหวี่ยง	degree
θ_{start}	องศาเพลาช้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง	$^{\circ}\text{CA}$
θ_{end}	องศาเพลาช้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง	$^{\circ}\text{CA}$
η_i	ประสิทธิภาพปั๊มซี	
η_{it}	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนปั๊มซี	
η_c	ประสิทธิภาพเชิงวัฏจักร	
η_{bt}	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก	
η_m	ประสิทธิภาพเชิงกล	
η_{fb}	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก	

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
η_v	ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร	
λ	Relative Air/Fuel Ratio	
$\rho_{a,i}$	ความหนาแน่นของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์	kg/m ³
ρ_{air}	ความหนาแน่นของอากาศ	kg/m ³
ρ_f	ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง	kg/m ³
ρ_{H_2O}	ความหนาแน่นของน้ำ	kg/m ³
ω	ความเร็วเชิงมุม	rad/s
30%DME	DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME	
40%DME	DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME	
50%DME	DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME	

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

เนื่องจากการนำปาล์มไบโอดีเซลมาใช้ จะพบปัญหาในเรื่องของความหนืดที่สูง เหม่าจากการเผาไหม้ค่อนข้างสูง จึงได้มีการมองหาทางแก้ปัญหาดังกล่าว จึงพบว่า DME เป็นเชื้อเพลิงที่มีคุณสมบัติที่จะช่วยลดปัญหาจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลได้ เพราะ DME มีความหนืดต่ำ เมื่อนำมาใช้ผสมกับปาล์มไบโอดีเซลจะช่วยลดปัญหาความหนืดสูงของปาล์มไบโอดีเซลได้ นอกจากนี้การนำ DME มาผสมกับปาล์มไบโอดีเซลยังช่วยลดปัญหาการเกิดเขม่าจากไอเสียจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลได้อีกด้วย เนื่องจากในกระบวนการเผาไหม้ของ DME จะไม่เกิดเขม่า

จากโครงสร้างของเชื้อเพลิง พบว่า DME มีออกซิเจนเป็นองค์ประกอบอยู่ระหว่างคาร์บอน ทำให้ในกระบวนการเผาไหม้คาร์บอนจะไม่ยึดจับกัน จึงไม่เกิดเขม่าจากการเผาไหม้ รวมทั้งไม่มีซัลเฟอร์เป็นองค์ประกอบ ทำให้ไม่เกิด SO_x จากกระบวนการเผาไหม้ แต่การที่จะนำ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลมาใช้ในเครื่องยนต์ CI นั้นจำเป็นต้องมีการศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆในหลายด้าน เพราะคุณสมบัติของเชื้อเพลิงมีความแตกต่างกับเชื้อเพลิงดีเซล ซึ่งจะมีผลต่อเครื่องยนต์ในหลายด้าน เช่น ลักษณะการเผาไหม้ และมลภาวะที่เกิดขึ้น ฯลฯ

ในวิทยานิพนธ์นี้จะศึกษาผลของส่วนผสม DME ในปาล์มไบโอดีเซลที่มีต่อการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการพิจารณานำ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า และเป็นแนวทางในการนำ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดกลางและขนาดใหญ่ต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์

- 1.2.1 ศึกษาผลของสัดส่วนการผสมระหว่าง DME กับ ปาล์มไบโอดีเซลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก
- 1.2.2 ศึกษาผลของสัดส่วนการผสมระหว่าง DME กับ ปาล์มไบโอดีเซลต่อการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

- 1.3.1 ศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ส่วนผสมของ DME ต่างๆ ในปาล์มไบโอดีเซล
- 1.3.2 ศึกษา performance map ของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล
- 1.3.3 วิเคราะห์ข้อมูลความดันในระบบอกสูบลและการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้
- 1.3.4 ศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่จุดทำงานต่างๆในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ที่ใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล
- 1.3.5 ศึกษาผลของการใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่มีต่อเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ในด้านสมรรถนะและข้อมูลความดันในระบบอกสูบล

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

- 1.4.1 ทำการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันระบบอกสูบล แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ
- 1.4.2 ศึกษา performance map ของเครื่องยนต์ โดยข้อมูลจากข้อ 1.
- 1.4.3 ทำการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในระบบอกสูบลและการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ โดยข้อมูลจากข้อ 1.
- 1.4.4 ทำการศึกษาค้นคว้าผลของเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่มีต่อเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ในด้านสมรรถนะและข้อมูลความดันในระบบอกสูบล
- 1.4.5 วิเคราะห์และสรุปผล

1.5 ประโยชน์ที่ได้รับ

จากการศึกษาจะช่วยให้ทราบถึงผลของการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่มีต่อการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า และช่วยให้เข้าใจในปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล เพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการพิจารณานำ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า และเพื่อเป็นแนวทางในการนำ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดกลางและขนาดใหญ่ต่อไป

บทที่ 2

เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ

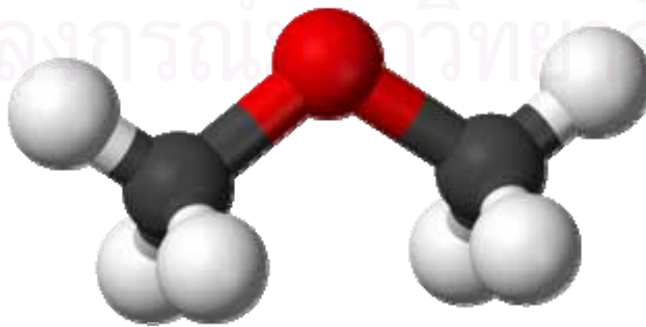
ในบทนี้จะกล่าวถึงเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ ส่วนผสม คุณสมบัติน้ำมันเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ โครงสร้างทางเคมีของน้ำมันไบโอดีเซล รวมถึงการแบ่งชนิดของเชื้อเพลิงและภาพลักษณ์ในการใช้น้ำมันไบโอดีเซล

น้ำมันเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดลองมี 2 ชนิดคือ

- ไดมethylอีเทอร์
- น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผลิตโดยบริษัทฟินิกส์ภายใต้ความควบคุมของคณะวิทยาศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

2.1 ไดมethylอีเทอร์ (DME)

ไดเมทิลอีเทอร์ (Dimethyl Ether) มีชื่อย่อเป็น DME หรือชื่ออื่นๆ เช่น methoxymethane, oxybismethane, methyl ether หรือ wood ether เป็นก๊าซกลุ่มอีเทอร์ไร้สีและมีกลิ่นอ่อนๆ สามารถละลายน้ำได้ มีสูตรทางเคมีเป็น CH_3OCH_3 หรือเขียนเป็น $\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$ มีการเรียงตัวในโมเลกุลดังรูปที่ 2-1 ทรงกลมตรงกลางแทนอะตอมออกซิเจน สีเทาเข้มด้านข้างสองลูกแทนอะตอมคาร์บอนและสีขาวแทนอะตอมของไฮโดรเจน ถือได้ว่า DME เป็นสารประกอบอีเทอร์โมเลกุลเล็กที่สุด DME ปรากฏอยู่ในอุตสาหกรรมกลุ่มการทำสเปรย์แบบแอโรซอลตั้งแต่ปี พ.ศ. 2506 ซึ่งถูกนำมาแทนที่การใช้สารกลุ่มซีเอฟซี (CFC; Chlorofluorocarbons) เพื่อให้เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมและบรรยากาศของโลกมากขึ้น นอกจากนี้ด้วยคุณสมบัติที่เป็นก๊าซเย็นนี้เอง DME จึงมักจะถูกนำไปใช้ในการทดลองและการศึกษาที่เกี่ยวกับปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นกับวัสดุที่อุณหภูมิต่ำมาก (Cryogenic) อีกด้วย



รูปที่ 2-1 โครงสร้างของโมเลกุลของ DME

DME เป็นพลังงานที่สามารถผลิตได้จากหลากหลายแหล่ง เช่น ก๊าซธรรมชาติ ถ่านหิน หรือสารชีวภาพต่างๆ ได้ โดยผ่านกระบวนการเคมีเพื่อสังเคราะห์เมทานอลขึ้นมา หลังจากนั้นจึงนำไปผ่านกระบวนการแยกน้ำ (Dehydration) เพื่อให้ได้ DME ต่อไป

ในปี พ.ศ. 2538 ที่การประชุมสมาคมวิศวกรรมยานยนต์ (Society of Automotive Engineering: SAE) ได้มีการนำเสนอแนวทางการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ของรถยนต์ รวมทั้งการศึกษาอย่างกว้างขวางเกี่ยวกับการผลิต ผลที่ดีต่อสิ่งแวดล้อม นับเป็นการเริ่มต้นการศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้ DME เป็นพลังงานทางเลือกอย่างชัดเจน นับจากนั้นเป็นต้นมาได้มีการทำการศึกษาและทดลองติดตั้งเครื่องยนต์ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงมากมาย ทั้งในยุโรปและเอเชีย โดยการศึกษาส่วนใหญ่มุ่งไปที่รถยนต์ดีเซลขนาดใหญ่ในระบบขนส่งมวลชนของรัฐและรถบรรทุกขนส่งขนาดใหญ่ ประกอบกับปัญหาค่าน้ำมันที่เพิ่มขึ้นอย่างมากในปัจจุบัน ทำให้การศึกษาที่เกี่ยวข้องกับการใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงทดแทนเป็นไปได้อย่างกว้างขวางมากยิ่งขึ้น เพราะ DME เป็นเชื้อเพลิงที่ไม่ได้มีการแหล่งการผลิตจากผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียม

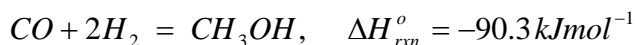
การศึกษาผลที่เกี่ยวข้องกับสิ่งแวดล้อมของ DME พบว่า DME เป็นสารประกอบอินทรีย์กลุ่มระเหยง่าย (Volatile Organic Compound) ซึ่งโดยทั่วไปสารประกอบกลุ่มนี้มักจะเป็นอันตรายต่อสิ่งแวดล้อม เป็นพิษ และเป็นสารก่อมะเร็ง ยิ่งไปกว่านั้นยังมีส่วนในการลดปริมาณโอโซนในชั้นบรรยากาศอีกด้วย แต่สำหรับ DME พบว่าเป็นสารประกอบที่ไม่เป็นพิษ ไม่มีผลต่อการก่อมะเร็งและก่อให้เกิดการกลายพันธุ์ ครึ่งชีวิตของการสลายตัวของ DME ในชั้นบรรยากาศเป็นเวลานานมากเมื่อเทียบกับก๊าซเรือนกระจกตัวอื่นๆ เช่น คาร์บอนไดออกไซด์ หรือ มีเทน [1]

นอกจากนี้การศึกษาในแง่การเผาไหม้ของก๊าซยังพบว่า ผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากการเผาไหม้จะสะอาด คือ ปราศจากเขม่าและมีปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนนอกไซด์น้อยมากอย่างมีนัยสำคัญ เนื่องจากในโครงสร้างของโมเลกุลมีอะตอมของออกซิเจนประกอบอยู่ ปริมาณออกซิเจนจึงเพียงพอที่จะทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ นอกจากนี้ลักษณะพันธะของโมเลกุลเป็นพันธะเดี่ยวระหว่างธาตุคาร์บอนและออกซิเจน พลังงานของการเกิดปฏิกิริยาต่ำ ทำให้ความร้อนที่ใช้ในการเผาไหม้มีน้อย สามารถปลดปล่อยพลังงานเคมีที่อุณหภูมิต่ำกว่าเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ จึงมีความเป็นไปได้ในการลดปริมาณความร้อนที่สูญเสียลงได้ แต่อย่างไรก็ตามค่าปริมาณพลังงานที่ปลดปล่อยต่อปฏิกิริยามีค่าน้อยกว่าน้ำมันหรือเชื้อเพลิงที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน นั่นคือ หากต้องการนำไปใช้เป็นเชื้อเพลิง ต้องใช้มวลเชื้อเพลิงมากกว่าเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ [2]

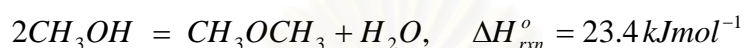
2.1.1 กระบวนการผลิต DME

โดยทั่วไปการผลิต DME ถูกผลิตขึ้นด้วยกระบวนการ 2 ขั้นตอน โดยจะเริ่มต้นกระบวนการจาก syngas (synthesis gas) ซึ่งจะได้ผลิตภัณฑ์เป็นเมทานอล จากนั้นจะเข้าสู่กระบวนการดีไฮเดรชัน (dehydration) จะได้เป็น DME ซึ่งเขียนเป็นปฏิกิริยาเคมีได้ดังนี้ [1]

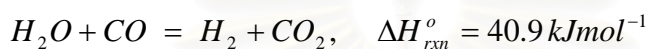
- Methanol synthesis:



- Methanol dehydration:



- Water-gas shift:



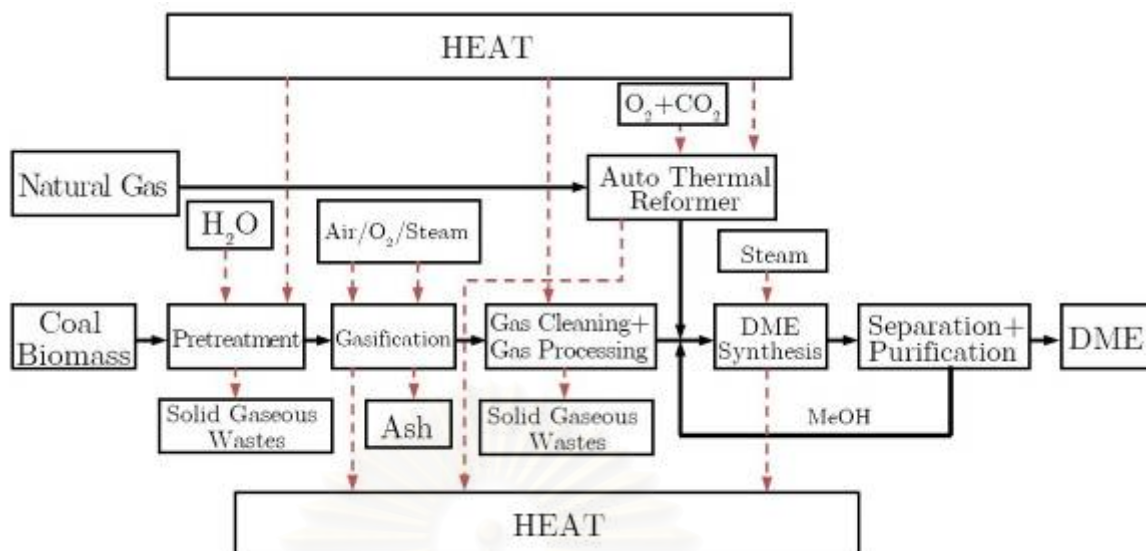
- Net reaction:



Syngas ที่เป็นตัวตั้งต้นของปฏิกิริยานอกจากจะผลิตมาจากก๊าซธรรมชาติแล้ว ยังสามารถผลิตได้จากถ่านหินและมวลสารชีวภาพได้อีกด้วย จึงสามารถสรุปได้ว่า DME เป็นเชื้อเพลิงที่สามารถผลิตได้จากสารตั้งต้นหลายชนิด ปริมาณการผลิตจึงไม่ขึ้นกับแหล่งการผลิตแหล่งใดแหล่งหนึ่งเพียงอย่างเดียว จึงมีความสามารถในการควบคุมราคาการผลิตได้ดีกว่าผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียม

สำหรับการผลิต DME จากสารตั้งต้นที่เป็นของแข็ง เช่น มวลชีวภาพ หรือ ถ่านหิน ต้องมีกระบวนการเพื่อทำให้กลายเป็นก๊าซก่อน จากนั้นต้องผ่านกระบวนการทำความสะอาดก๊าซที่ได้ก่อนที่จะเข้ากระบวนการสังเคราะห์ DME ต่อไป รูปที่ 2-2 ได้แสดงกระบวนการโดยสรุปในการผลิต DME ทั้งจากสารตั้งต้นที่เป็นก๊าซและของแข็ง

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 2-2 กระบวนการผลิต DME

จากปฏิกิริยาดังกล่าวสังเกตได้ว่า การผลิต DME สามารถผลิตได้ค่อนข้างง่ายเมื่อเปรียบเทียบกับการผลิตก๊าซปิโตรเลียม (LPG) ที่ต้องมีการลงทุนสูงในการสร้างหอกลิ้นมาก นอกจากนี้หลังจากการผลิต DME สามารถเก็บไว้ได้ในลักษณะเดียวกันกับก๊าซปิโตรเลียม และขนส่งได้ในลักษณะเดียวกันกับก๊าซธรรมชาติทั่วไป

2.1.2 สมบัติทางเคมีและกายภาพของ DME

สมบัติทางกายภาพของ DME มีความใกล้เคียงกับปิโตรเลียมเหลว เช่น โพรเพน และ บิวเทนมีความสามารถในการติดไฟสูง มีค่าซีเทนอยู่ในช่วง 55-60 ซึ่งมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลเล็กน้อย อัตราการเผาไหม้ของ DME จึงสูงกว่าดีเซล

DME จะอยู่ในสถานะก๊าซที่อุณหภูมิห้อง และจะกลายเป็นของเหลวที่อุณหภูมิ -25°C ที่ความดันบรรยากาศ หากต้องการทำให้เป็นของเหลวที่อุณหภูมิห้องต้องอยู่ภายใต้ความดันประมาณ 5 บาร์ ค่าความดันไอที่อุณหภูมิต่างๆ แสดงไว้ในตารางที่ 2-1

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 2-1 ความดันไอที่อุณหภูมิต่างๆ [3]

T (K)	P (kPa)
264.30	193.5
274.63	281.6
280.50	342.4
290.14	465.4
295.12	540.1
307.86	773.2
312.92	880.9
326.76	1245.9
327.44	1267.1
333.81	1467.9
334.79	1504.9
340.67	1712.0
354.66	2297.8
361.18	2620.5
376.03	3463.4

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 2-2 แสดงคุณสมบัติทางกายภาพและคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของ DME

Property	Dimethyl ether
Chemical formula	C ₂ H ₆ O
Mole weight [g/mol]	46.07
C ratio [Wt%]	52.2
H ratio [Wt%]	13
O ratio [Wt%]	34.8
S ratio [Wt%]	0
Stoich. A/F ratio	9
Boiling Point [°C]	-23.5
Explosion limit in air [vol.%]	3.4~17
Auto Ignition temperature [°C]	350
Kinematic Viscosity (liquid) [cSt]	<1
Liquid density at 20 °C [kg/m ³]	668
Specific density [gas] air	1.59
Lower Heating Value [kJ/kg]	28430
Specific heat [kJ/kgK]	2.99
Vapor pressure @293K [Mpa]	0.53
Cetane Number	55-60

สมบัติในการกระจายตัวเมื่อเกิดการสเปรย์ของ DME เมื่อเปรียบเทียบกับดีเซลนั้น [2] จากการศึกษาพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลจะให้สเปรย์ที่กว้างและยาวกว่าของ DME ในทุกเงื่อนไขการฉีดเดียวกัน ดังที่แสดงในรูปที่ 2-3 เมื่อเพิ่มความดันบริเวณรอบข้างของสเปรย์ พบว่าในกรณีของ DME นั้น สเปรย์จะสั้นลงและกว้างยิ่งขึ้น ถึงแม้ว่า DME จะมีรูปร่างสเปรย์ที่เล็กกว่าของดีเซล แต่เนื่องจากความสามารถในการกลายเป็นไอที่ดีของมัน ทำให้การระเหยตัวหลังจากการฉีดสเปรย์ทำได้ดีกว่าของดีเซล

นอกจากนี้สำหรับ DME เมื่อทำการวัดขนาดละอองของสเปรย์ พบว่ามีขนาดที่สม่ำเสมอและการกระจายตัวที่ดี เมื่อเทียบกับดีเซลที่มีขนาดของละอองแตกต่างกันมากแล้วนั้น สามารถสรุปได้ว่า DME มีสมบัติในการแตกเป็นละอองฝอย (atomization) ได้ดีกว่าดีเซล และเมื่อเปรียบเทียบการเคลื่อนที่ของละอองสเปรย์พบว่า สเปรย์ของดีเซลสามารถเคลื่อนที่ได้เร็วกว่าของ DME อันเนื่องมาจากละอองของดีเซลมีโมเมนตัมมากกว่าจากความหนืดและความตึงผิว

ผลจากความดันรอบข้าง (ความดันฉีด เชื้อเพลิง 60 MPa, อุณหภูมิรอบข้าง 293 K)	ความดัน 0.1 MPa ดีเซล DME	ความดัน 2 MPa ดีเซล DME
ผลจากอุณหภูมิรอบข้าง (ความดันฉีด เชื้อเพลิง 60 MPa, ความดันรอบข้าง 1 MPa)	อุณหภูมิ 293 K ดีเซล DME	อุณหภูมิ 439 K ดีเซล DME

รูปที่ 2-3 การเปรียบเทียบลักษณะของสเปรย์ของดีเซลและไดเมทิลอีเทอร์ [3]

2.1.3 การเผาไหม้ของ DME

ในการบวนการเผาไหม้ ออกซิเจนในอากาศจะเป็นตัวทำปฏิกิริยากับเชื้อเพลิง ส่วนประกอบอื่นๆ ในอากาศ เช่น อาร์กอน คาร์บอนไดออกไซด์ และไนโตรเจนจะไม่เข้าร่วมทำปฏิกิริยาด้วย ดังนั้นเพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณปฏิกิริยาการเผาไหม้ของ DME กับอากาศ จึงจะนิยามไนโตรเจนบรรยากาศ (atmospheric nitrogen) หรือ ไนโตรเจนที่ปรากฏ (apparent nitrogen) ขึ้น ซึ่งจะประกอบด้วยไนโตรเจนและก๊าซอื่นๆ ในอากาศที่ไม่เข้าทำปฏิกิริยาเผาไหม้ ดังนั้นในการคำนวณจะพบว่าอากาศประกอบด้วยก๊าซ 2 ส่วนคือ ส่วนที่เข้าทำปฏิกิริยาคือ ออกซิเจน และส่วนที่ไม่เข้าทำปฏิกิริยาคือ ไนโตรเจนบรรยากาศ โดยอัตราส่วนของก๊าซชนิดต่างๆ ที่ผสมในอากาศแห่งนี้ได้แสดงไว้ในตารางที่ 2-3

ตารางที่ 2-3 ส่วนประกอบของอากาศแห้ง [4]

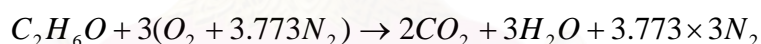
ก๊าซ	ppm โดยปริมาตร	มวลโมเลกุล	เศษส่วนโมล	อัตราส่วนโดยโมล
O ₂	209,500	31.998	0.2095	1
N ₂	780,900	28.012	0.7905	3.773
Ar	9,300	38.948		
CO ₂	300	44.009		
Air	1,000,000	28.962	1.0000	4.773

สามารถคำนวณมวลโมเลกุลของไนโตรเจนบรรยากาศได้โดยใช้หลักการว่าอากาศแห้งประกอบด้วยก๊าซ 2 ส่วน แต่ละส่วนมีปริมาณตามที่แสดงไว้ในตารางที่ 2.3 เมื่อคิดเทียบอัตราส่วนจะได้ว่า

$$M_{aN_2} = \frac{M_{air} - x_{O_2} M_{O_2}}{x_{aN_2}}$$

ซึ่งเมื่อแทนค่าจะได้ว่ามวลโมเลกุลของไนโตรเจนบรรยากาศ (aN₂) เป็น 28.16 g/mol

สำหรับปฏิกิริยาการเผาไหม้ DME สามารถเขียนเป็นสมการเคมีได้คือ



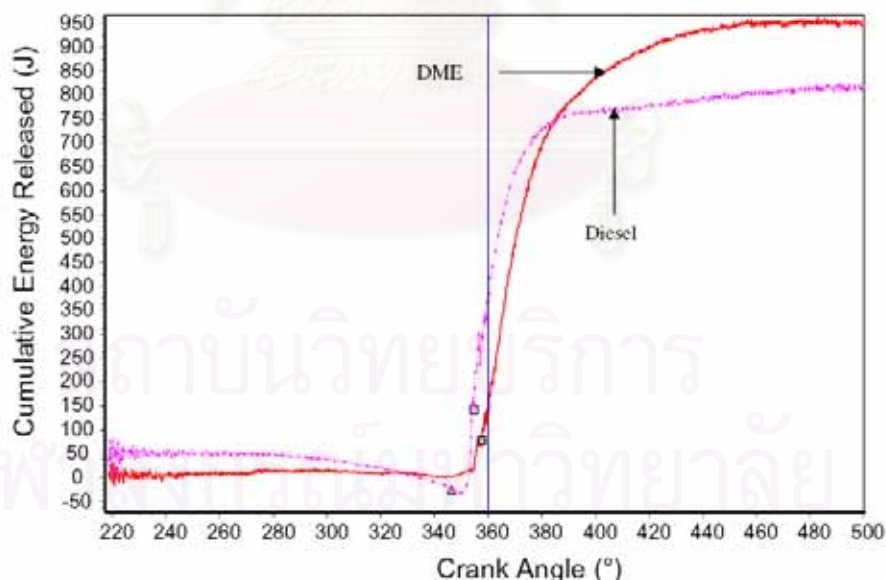
และสามารถคำนวณอัตราส่วนระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศได้ คือ

$$\left(\frac{F}{A}\right)_s = \frac{M_{C_2H_6O}}{M_{air}} = \frac{(2 \times 12) + 6 + 16}{3 \times ((2 \times 16) + (3.773 \times 2 \times 14))} = 0.111$$

ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับค่าของดีเซล (มีค่าประมาณ 0.0690-0.0697) และแก๊สโซลีน (มีค่าประมาณ 0.0685) จะเห็นได้ว่าต้องใช้ส่วนผสมมากกว่าสำหรับการผสมที่ส่วนผสมพอดี (stoichiometric mixture) หรือกล่าวอีกทางหนึ่งได้ว่า ในปริมาณเชื้อเพลิงเดียวกัน DME สามารถเผาไหม้ได้ดีในที่มีปริมาณออกซิเจนต่ำกว่า นี่เป็นเหตุผลแรกที่สนับสนุนว่าทำไม DME จึงเป็นเชื้อเพลิงที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม สำหรับค่าส่วนผสมที่จะทำให้ DME ติดไฟได้อยู่ในช่วงตั้งแต่ 0.0555 (ส่วนผสมบาง) ไปจนถึง 0.294 (ส่วนผสมหนา)

จากการศึกษาต่อไป พบว่านอกจากจะสามารถเผาไหม้ได้สมบูรณ์โดยให้ค่าปริมาณเขม่าคาร์บอนและคาร์บอนมอนนอกไซด์ต่ำมากแล้ว การปล่อยมลพิษอื่นๆ ก็น้อยตามไปด้วย เช่น การปล่อยก๊าซกลุ่มไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) อยู่ในปริมาณที่ต่ำมากเมื่อเทียบกับการเผาไหม้ดีเซล เนื่องจากอุณหภูมิสุดท้ายของการเผาไหม้มีค่าต่ำกว่า และนอกจากนี้ เนื่องจาก DME ไม่มีการเจือปนของธาตุกำมะถัน (sulfur) จึงไม่มีก๊าซกลุ่มซัลเฟอร์ออกไซด์ถูกปลดปล่อยออกมาจากกระบวนการเผาไหม้ ก๊าซที่ที่กล่าวถึงทั้งสองกลุ่มนี้เป็นก๊าซที่เมื่อรวมตัวกับไอน้ำในอากาศแล้วจะได้เป็นไอกรด ซึ่งเป็นต้นเหตุของการเกิดฝนกรดได้ หรือไอของก๊าซทั้งสองกลุ่มนี้จะมีผลโดยตรงต่อเนื้อเยื่อของสิ่งมีชีวิต โดยเฉพาะเนื้อเยื่ออ่อนบริเวณโพรงจมูก และดวงตา การลดปริมาณก๊าซทั้งสอง จึงเป็นเรื่องที่มีความสำคัญมาก และเชื้อเพลิง DME เองก็เป็นตัวเลือกที่ดีตัวหนึ่ง เมื่อพิจารณาถึงประเด็นของการเกิดมลภาวะและความเป็นอันตรายต่อสิ่งมีชีวิต

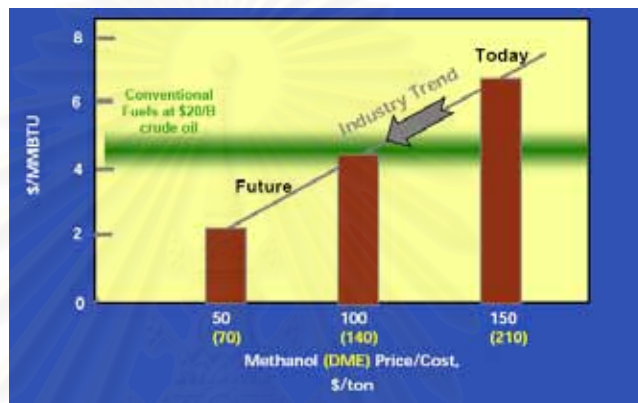
ในแง่การปลดปล่อยพลังงานผลทดสอบพบว่าอุณหภูมิของห้องเผาไหม้ในกรณีของ DME มีค่าต่ำกว่ากรณีของน้ำมันดีเซลประมาณ 100°C ทำให้ผลต่างอุณหภูมิมระหว่างก๊าซในห้องเผาไหม้และผนังของห้องเผาไหม้มีค่าลดลงจนทำให้การสูญเสียจากการถ่ายเทความร้อนมีค่าน้อยลงมาก เมื่อพิจารณาปริมาณพลังงานที่ปลดปล่อยจากเชื้อเพลิงพบว่าในกรณีของ DME มีค่าสูงกว่าในกรณีของน้ำมันดีเซลเล็กน้อยในตอนท้าย และยังมีอัตราการปล่อยเชื้อเพลิงที่รวดเร็วและต่อเนื่องมากกว่าด้วย ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 2-4



รูปที่ 2-4 อัตราการปล่อยพลังงานเปรียบเทียบระหว่าง DME และ ดีเซล [5]

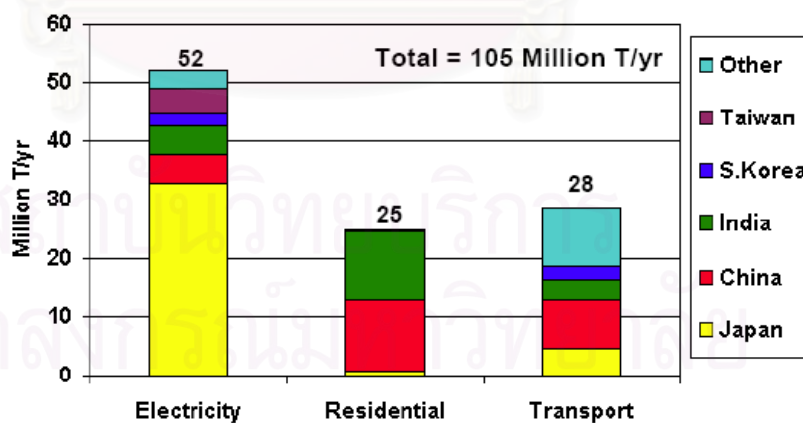
2.1.4 แนวโน้มในการผลิตและการใช้งานในอนาคต

ปัจจุบันปัญหาเรื่องเชื้อเพลิงถือเป็นเรื่องเร่งด่วนสำหรับทุกประเทศทั่วโลก ถ้าทุกคนยังคงใช้เชื้อเพลิงในอัตราที่เป็นอยู่ในปัจจุบันสักวันเชื้อเพลิงต้องหมดไปจากโลก แต่สิ่งที่จะหมดไปก่อนเชื้อเพลิงคือ อากาศที่เราจะใช้หายใจ ซึ่งภัยนี้ร้ายแรงกว่าภัยการก่อการร้ายเสียอีก นี่คือเหตุผลที่ทำให้เราต้องมีเชื้อเพลิงทางเลือกเพื่อแก้ปัญหาวิกฤตพลังงาน มลภาวะและการเสื่อมถอยของนิเวศวิทยา ซึ่งหนึ่งในทางแก้เหล่านั้นคือการนำ DME มาใช้ซึ่งทำให้ในอนาคตการผลิต DME มีแนวโน้มที่จะผลิตมากขึ้น มีราคาถูกลงและมีการนำไปใช้ในด้านต่างๆ มากมาย



รูปที่ 2-5 แนวโน้มราคาไดเมทิลอีเทอร์ในอนาคต

ในด้านแนวโน้มของความต้องการ DME ในอนาคตนั้นสดใสเนื่องจากมีความต้องการสูงขึ้นเรื่อยโดยสามารถดูได้จากกราฟแสดงความต้องการใช้ DME ในปี 2010 ของประเทศต่างๆ



รูปที่ 2-6 แนวโน้มความต้องการใช้ DME ในอุตสาหกรรมต่างๆ

2.1.5 การผลิต DME ในต่างประเทศ

ปัจจุบันประเทศต่างๆ ได้มีการโครงการเกี่ยวกับผลิต DME มากมาย ทำให้อินาคตของ DME นั้นมีขนาดตที่สดใส เนื่องจากเมื่อผลิตเป็นจำนวนมากประกอบกับสามารถแปรรูปได้จากเชื้อเพลิงราคาถูกลงอย่างถ่านหิน ทำให้ราคามีแนวโน้มที่จะถูกลงกว่าที่เป็นอยู่ตอนนี้ โดยในประเทศต่างๆ ได้มีโครงการเกี่ยวกับ DME ดังนี้

ประเทศจีน

ปัจจุบันประเทศสาธารณรัฐประชาชนจีนมีความสามารถในการผลิต DME 1 ล้านตันต่อปี โดยมีโรงงานกระจายอยู่ตามมณฑลต่างๆ วัตถุประสงค์หลักที่โรงงานใช้จะมาจากเมทานอลและถ่านหิน สามารถสรุปกำลังการผลิตในปัจจุบันได้ดังตารางที่ 2-4

ตารางที่ 2-4 กำลังการผลิต DME จากมณฑลต่างๆ ในประเทศจีน

	Province	Feed –stock	Capacity (พันตันต่อปี)	Start-up
1	Guangdong	Methanol	8	1994
2	Henan	Coal	10	1994
3	Shaanxi	Natural Gas	10	1998
4	Shanxi	Methanol	10	2000
5	Sichuan	Natural Gas	10	August 03
			100	December 05
6	Shandong	Coal	150	May 05
7	Shanghai	Coal	5	December 05
8	Anhui	Methanol	20	December 05
9	Hubei	Methanol	100	May 07
10	Shandong	Methanol	10	May 07
11	Henan	Methanol	100	July 07
12	Jiangsu	Methanol	50	August 07
13	Guangdong	Methanol	300	September 07
14	Niingxia	Coal	210	May 07
			1093	

นอกจากนี้ประเทศสาธารณรัฐประชาชนจีนยังมีโครงการที่จะเพิ่มกำลังการผลิตเป็น 3 ล้านตันต่อปีในอนาคตโดยแสดงไว้ในตารางที่ 2-5

ตารางที่ 2-5 โครงการเพิ่มกำลังการผลิต ME ในแต่ละมณฑลของจีน

	Province	Feed –stock	Capacity(พันตันต่อปี)
1	Jiangsu	Methanol	200
2	Jiangsu	Methanol	300
3	Yunnan	Coal	160
4	Guangdong	Methanol	200
5	Anhui	Methanol	100
6	Guizhou	Coal	180
7	Shangdong	Methanol	250
8	Shanghai	Coal	50
9	Chongqing	Coal	80
10	InnerMongolia	Coal	3000
			4510

ประเทศญี่ปุ่น

โครงการนิโอกาตะซึ่งตั้งขึ้นเมื่อปี 1981 เป็นโครงการที่ผลิต DME โดยใช้เมทานอลจากกระบวนการแยกน้ำ (dehydration) ซึ่งมีจุดประสงค์เพื่อสนับสนุนให้ใช้ DME ผสมกับ LPG และใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนในเครื่องยนต์ดีเซล โดยมีบริษัทต่างๆ อย่างเช่น Toyota Tsusho ให้ความร่วมมือ โดยมีกำลังการผลิต 100000 ตันต่อปี

ประเทศเกาหลีใต้

โครงการ MOCIE ซึ่งเริ่มประกาศใช้เมื่อปี 2007 โดยวางแผนที่จะนำ DME ใช้ในวงการธุรกิจภายในปี 2012 โดยแบ่งได้เป็น 3 ช่วง

- 2007-2008 - สร้างโรงงานผลิต DME ซึ่งจะแล้วเสร็จในปี 2008 โดยมีกำลังการผลิต 10 ตันต่อวัน
- จัดตั้งมาตรฐานและกฎระเบียบขึ้น
- 2009 - ริเริ่มโครงการต้นแบบ
- 2010-2012 - มีแผนขยายกำลังผลิตเป็น 3000 ตันต่อวัน

ประเทศอียิปต์

ในปัจจุบันประเทศอียิปต์ได้มีการสร้างโรงงานผลิต DME ซึ่งมีกำลังการผลิต 1.3 ล้านตันเพื่อใช้ในการผสมกับ LPG

ประเทศอิหร่าน

ประเทศอิหร่านมีแผนที่จะผลิต DME จาก methanol โดยกระบวนการ dehydration และ fixed-bed reactor โดยมีกำลังการผลิต 8 แสนตันต่อปี ซึ่งจะแล้วเสร็จในปี 2008

นอกจากนี้ยังมีโครงการผลิต DME ในประเทศอื่นๆอีกมาก เช่นประเทศสวีเดน ประเทศรัสเซีย ประเทศสหรัฐอเมริกา ประเทศอิตาลี ประเทศในกลุ่ม EU และประเทศบราซิล Totalผลิตได้ทั้งหมดเท่าไร

2.1.6 การใช้ DME ในปัจจุบัน

สำหรับในส่วนการนำ DME ไปใช้ ได้มีโครงการนำไปใช้หลายโครงการดังนี้

การผสม DME 20% กับก๊าซหุงต้มโดยจากการศึกษาพบว่า แม้ว่าการทำอย่างนี้จะทำให้ค่าความจุความร้อนลดลงแต่ผู้บริโภคก็ไม่สามารถแยกความแตกต่างได้และการทำแบบนี้จะทำให้มีก๊าซตกค้างน้อยกว่าด้วย

การใช้แทนเชื้อเพลิงดีเซลในรถบรรทุกขนาดต่างๆ พบว่ามีประสิทธิภาพสูงกว่า มี NO_x น้อยกว่าและเสียงกว่า

การใช้ในอุตสาหกรรมผลิตไฟฟ้า บริษัท GE และบริษัท Siemens Westinghouse มีการใช้ DME ในเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าแบบกังหันก๊าซ ซึ่งมีประสิทธิภาพและมลพิษต่ำ

2.1.7 ภาพลักษณ์ในการใช้ DME

2.1.7.1 ข้อดีในการใช้ DME

ข้อดีของการใช้ DME แทนน้ำมันดีเซลในเครื่องยนต์ CI ประกอบไปด้วยการลดลงของ ไฮโดรคาร์บอน (HC) และคาร์บอนมอนนอกไซด์ (CO) ในไอเสีย เนื่องจากโครงสร้างโมเลกุลของ DME มีออกซิเจน (O_2) เป็นองค์ประกอบอยู่ระหว่างคาร์บอนด์ คาร์บอนด์จึงไม่ได้จับยึดกันโดยตรง ดังนั้นการเผาไหม้ของ DME จะไม่เกิดเขม่า (soot) หรือฝุ่นละออง (particulate matters หรือ PM) นอกจากนี้ DME ไม่มีซัลเฟอร์เป็นองค์ประกอบ ดังนั้นจึงไม่ก่อให้เกิด SO_x จากกระบวนการเผาไหม้ ในการทดสอบการปล่อยไอเสีย (exhaust emission) ในกระบวนการเผาไหม้ของ DME มีอุณหภูมิต่ำกว่ากระบวนการเผาไหม้ของดีเซล จึงทำให้ NO_x ลดลง จากการใช้เครื่องยนต์ CI โดยใช้น้ำมันดีเซล เปรียบเทียบกับการใช้ DME จะพบว่าให้อากาศที่บริสุทธิ์ ไม่มี

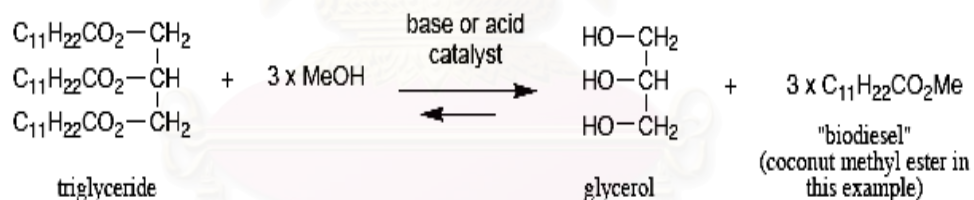
ควันดำ (no smog) และนอกจากนี้ยังพบว่า การใช้ DME กับเครื่องยนต์ CI ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง จะให้เสียงที่เงียบกว่าการใช้ conventional diesel

2.1.7.2 ข้อเสียในการใช้ DME

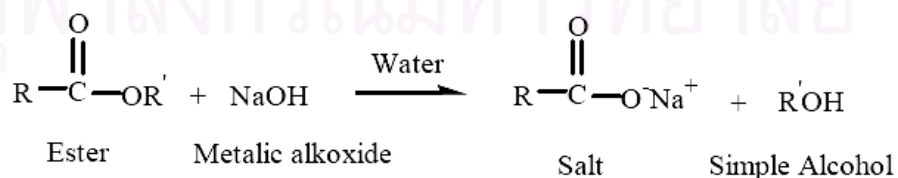
เนื่องจากค่าความร้อนของ DME มีค่าต่ำกว่าของเชื้อเพลิงดีเซล ดังนั้นพลังงานที่ได้จาก DME ก็จะมีค่าลดลง ซึ่งส่งผลให้อัตราการสิ้นเปลืองปริมาณเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น และความหนืดของ DME ต่ำกว่าน้ำมันดีเซล ก่อให้เกิดการรั่ว (leakage) ที่ปั๊ม (pumps) และหัวฉีด (fuel injectors) ต้องมีการเติมสารหล่อลื่นเข้าไปผสมกับ DME เพื่อป้องกันการสึกกร่อนและการขัดข้องของปั๊ม (pumps) และหัวฉีด (fuel injectors) มีการนำสารปรุงแต่ง (Additive) มาช่วยเพิ่มการหล่อลื่นให้กับ DME โดยปกติจะใช้สารปรุงแต่ง (Additive) ที่มีการพัฒนามาจาก reformulated diesel

2.2 ปาล์มไบโอดีเซล

ปาล์มไบโอดีเซล (Palmitic Methyl Ester) หรือมีชื่อย่อว่า PME นั้นเป็นพลังงานเชื้อเพลิงทดแทนที่กำลังเป็นที่นิยมกันมากในปัจจุบัน ปาล์มไบโอดีเซลผลิตจากน้ำมันปาล์มดิบซึ่งได้มาจากทะลายปาล์ม ผ่านปฏิกิริยา ทรานเอสเทอร์ริฟิเคชัน (Tranesterrification)



ปฏิกิริยาข้างเคียง ปฏิกิริยาสะปอนนิฟิเคชันจากเอสเทอร์ (Saponification from ester)



สำหรับกระบวนการผลิตปาล์มไบโอดีเซลที่กำลังศึกษานี้จะใช้เมทานอล และน้ำมันปาล์มดิบเป็นวัตถุดิบ และใช้กระบวนการผลิตแบบกะ (Batch Process) โดยมีโซเดียมไฮดรอกไซด์เป็นตัวเร่งปฏิกิริยา ปฏิกิริยาเกิดที่อุณหภูมิ 65 องศาเซลเซียส ความดัน 1 บรรยากาศ ซึ่งจะได้

ผลิตภัณฑ์เป็นพาล์มไบโอดีเซลและกลีเซอรอล โดยในที่นี้จะผลิตพาล์มไบโอดีเซลที่มีความบริสุทธิ์ร้อยละ 99.7

พาล์มไบโอดีเซลมีคุณสมบัติทางกายภาพคล้ายกับน้ำมันดีเซลปกติ แต่ให้การเผาไหม้ที่สะอาดกว่า น้ำมันดีเซล ไอเสีย มีคุณภาพดีกว่า ทั้งนี้เพราะมีออกซิเจน อยู่ในไบโอดีเซล ให้การสันดาป ที่สมบูรณ์กว่าน้ำมันดีเซลปกติ จึงมีคาร์บอน มอนนอกไซด์ น้อยกว่า และเนื่องจาก มีกำมะถัน ในไบโอดีเซลน้อยมาก จึงไม่มีปัญหาเรื่องสารซัลเฟตนอกจากนี้ยังมีเขม่า คาร์บอนน้อย จึงไม่ทำให้เกิดการอุดตัน ของระบบไอเสียได้

2.2.1 คุณสมบัติพาล์มไบโอดีเซลที่ใช้ในการทดสอบ

พาล์มไบโอดีเซลอ้างอิงที่ใช้ในตลอดการทดสอบมีคุณสมบัติตามประกาศกรมธุรกิจพลังงาน พ.ศ. 2549 ตารางที่ 2-7 (ช่องขวา) ซึ่งเป็นไปตามกำหนดของ ข้อกำหนดลักษณะและคุณภาพของน้ำมันไบโอดีเซลสำหรับเครื่องยนต์การเกษตร (ไบโอดีเซลชุมชน) [6] และมาตรฐานที่ใช้กับน้ำมันไบโอดีเซล EN และ ASTM มีรวบรวมไว้ในตารางที่ 2-8

ในการนำพาล์มไบโอดีเซลมาใช้ในการทดสอบ พาล์มไบโอดีเซลอ้างอิงมีลักษณะเป็นของเหลวใสตลอดทั้งการทดลองมีสีแดงดั่ง รูปที่ 2-7



รูปที่ 2-7 รูปน้ำมันที่ใช้ในการวิจัย เปรียบเทียบระหว่าง

(ภาพซ้าย) น้ำมันพาล์มไบโอดีเซล

(ภาพขวา) และน้ำมันดีเซล

ตารางที่ 2-6 คุณสมบัติของปาล์มไบโอดีเซลที่ใช้ในการทดสอบ

Properties	Unit	Test method (ASTM)	Limit	Result
Ester content*	% mass		-	99.85
Density (15°C)	kg/m ³	D 4052 - 96	860 - 900	879.2
Viscosity (40°C)*	mm ² /s	D 277	3.5 - 5.0	4.63
Flash point	°C	D 93 - 02a	120 min	166
Sulfur content	ppm mass	D 2622 - 03	10 max	16.0
Carbon residue	% mass	D 4530 - 00	0.30 max	0.7
Cetane number				~ 51***
Sulfated ash	%mass	D 874 - 00	0.02 max	<0.005
Water content	mg/kg	D 2709 - 96	0.2 max	<0.005
Total contamination	mg/kg			
Copper strip corrosion	rating	D 130 - 94	No.1 max	1a
Cloud point	-	D 2500 - 02	16 max	13
Oxidation stability	hour	EN 14112**	6 min	7.2
Acid value	mgKOH/g	D 664 - 01	0.50 max	1.73
Iodine value	g/100g			
Linilenic acid ME	% mass			
Polyunsat ME	% mass			
Methanol content	% mass	EN 14110**	0.20 max	0.01
Monoglyceride	% mass	EN 14105**	0.80 max	0.74
Diglyceride	% mass	EN 14105**	0.20 max	0.48
Triglyceride	% mass	EN 14105**	0.20 max	0.18
Free glycerin	% mass	EN 14105**	0.02 max	0.0004
Total glycerin	% mass	EN 14105**	0.25 max	0.28
Distillation T90	-	ASTM 1160 - 03	360 max	364
Specific gravity	kg/m ³	D 1298		880
Heating value	MJ/kg	D 611		39.872

ตารางที่ 2-7 มาตรฐานน้ำมันไบโอดีเซล

Properties	BS EN 14214:2003		ASTM D 6751	
	Unit	Limits	Unit	Limits
Ester content	% mass	96.5	-	-
Density (15°C)	kg/m ³	860-900	-	-
Viscosity (15°C)	mm ² /s	3.5-5.0	mm ² /s	1.9-6.0
Flash point	°C	120 min	°C	130 min
Sulfur content	mg/kg	10 max	% mass	0.05 max
Carbon residue	% mass	0.3 max	% mass	0.05 max
Cetane number		51 min		47 min
Sulfated ash	%mass	0.02 max	% mass	0.02 max
Water content	mg/kg	500 max	% volume	0.05 max
Total contamination	mg/kg	24 max	-	
Copper strip corrosion	rating	class1	-	No.3 max
Cloud point	-	-	°C	report
Oxidation stability	hour	6.0 min	-	report
Acid value	mgKOH/g	0.5 max	mgKOH/g	0.8 max
Iodine value	g/100g	120 max	-	-
Linilenic acid ME	% mass	12 max	-	-
Polyunsat ME	% mass	1 max	-	-
Methanol content	% mass	0.20 max	-	-
Monoglyceride	% mass	0.80 max	-	-

ตารางที่ 2-7 (ต่อ) มาตรฐานน้ำมันไบโอดีเซล

Properties	BS EN 14214:2003	ASTM D 6751		
	Unit	Limits	Unit	Limits
Triglyceride	% mass	0.20 max	-	-
Free glycerol	% mass	0.20 max	% mass	0.02
Total glycerol	% mass	0.25 max	% mass	0.24
Group I metals	mg/kg	5.0 max	-	-
Group II metals	mg/kg	5.0 max	-	-
Phosphorus content	mg/kg	10.0 max	% mass	0.001 max
Distillation T90	-	-	°C	360 max

2.2.2 โครงสร้างทางเคมีของไบโอดีเซล

ไบโอดีเซลสามารถได้มาจากหลายแหล่ง มีสมการเคมีที่ต่างกันตามแต่แหล่งที่มา จากตารางที่ 2-8

ตารางที่ 2-8 แสดงโครงสร้างทางเคมีของกรดไขมัน (Fatty Acid) ที่ผลิตจากวัตถุดิบต่างๆ ที่นำมาทำปาล์มไบโอดีเซล [7]

Fatty Acid Name	No. Of Carbons & Double Bonds	Chemical Structure (= denotes double bond placement)
Palmitic	C16:0	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{14}\text{COOH}$
Palmitoleic	C16:1	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_5\text{CH}=\text{CH}(\text{CH}_2)_7\text{COOH}$
Stearic	C18:0	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{16}\text{COOH}$
Oleic	C18:1	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_7\text{CH}=\text{CH}(\text{CH}_2)_7\text{COOH}$

ตารางที่ 2-9 แสดงค่าซีเทนที่ได้จากน้ำมันไบโอดีเซลที่ผลิตมาจากวัตถุดิบต่างๆ [7]

Reference	Fuel	Cetane number
36	Palmitic acid methylester	74.3
37	Palmitic acid methylester	74.5
36	Stearic acid methylester	75.6
37	Stearic acid methylester	86.9
38	Stearic acid ethylester	76.8
38	Oleic acid methylester	55.0
38	Oleic acid ethylester	53.9

จากที่กล่าวมาข้างต้นน้ำมันปาล์มอ้างอิงที่ใช้ในการทดสอบเป็นน้ำมันที่ได้จากปาล์ม หรือที่เรียกว่าปาล์มเมทิลเอสเทอร์ (palmitic methyl ester, PEM) ซึ่งมีโครงสร้างทางเคมีแสดงในตารางที่ 2-8

น้ำมันไบโอดีเซลที่ได้จากสารชีวภาพส่วนใหญ่มีค่าซีเทนนับเบอริ์ที่สูงกว่าน้ำมันดีเซล โดยน้ำมันดีเซลจะมีค่าซีเทนนับเบอริ์ประมาณ 47 และปาล์มเมทิลเอสเทอร์มีค่าซีเทนนับเบอริ์ที่สูงกว่า โดยมีค่าอยู่ที่ 74.3 และ 74.5 แสดงในตารางที่ 2-9

2.2.3 ภาพลักษณ์ในการใช้น้ำมันไบโอดีเซล

2.2.3.1 ข้อดีในการใช้น้ำมันไบโอดีเซล

1. ไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงทำได้อาจมาจากพืชจึงสามารถปลูกทดแทนได้ ไม่เป็นพิษ
2. การใช้น้ำมันไบโอดีเซลสามารถทดแทนการใช้น้ำมันปิโตรเลียม และพลังงานที่ใช้ในการผลิตไบโอดีเซลใช้พลังงานต่ำกว่าในขั้นตอนการผลิต ยกตัวอย่างเช่น พลังงานที่ใช้ในการผลิตไบโอดีเซล จากถั่วเหลือง ใช้พลังงานเพียง 31% (เปรียบเทียบกับพลังงานเมื่อใช้ดีเซล) ซึ่งเป็นการใช้พลังงานที่ได้จากปิโตรเลียมอย่างมีประสิทธิภาพ และมีประโยชน์ทางอ้อมคือการยืดอายุการขุดเจาะปิโตรเลียมที่มีอยู่อย่างจำกัด
3. การใช้น้ำมันไบโอดีเซลสามารถลดมลพิษซึ่งเกิดจากการใช้น้ำมันปิโตรเลียม อันเป็นสาเหตุของการเกิดปรากฏการณ์โลกร้อน จากการทำให้เกิดก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) โดยจากวัฏจักรชีวิตของน้ำมันไบโอดีเซล พิสูจน์ว่าสามารถลดปริมาณก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ได้ถึง 78% และ น้ำมันไบโอดีเซลผสม 20% (B20) สามารถลดปริมาณก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ได้ 15.6% และสามารถลดปริมาณเขม่าที่เกิดจากการเผา

- ไหม้ (Particulate Matter) และปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ไม่ได้ถูกเผาไหม้ (Unburn Hydrocarbon) และปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ได้อีกด้วย ซึ่งการลดมลพิษนี้เป็นผลประโยชน์มาจากการที่ไบโอดีเซลที่เป็นเชื้อเพลิงที่มีคุณสมบัติในการผสมออกซิเจนผสมอยู่ oxygenated fuel ถึง 11% โดยมวล ทำให้ช่วยในการสันดาปที่สมบูรณ์มากยิ่งขึ้น
4. กลิ่นที่ได้จากการใช้น้ำมันไบโอดีเซลดีกว่า เหมือนกับกลิ่นที่ได้จากการทำอาหาร
 5. การใช้น้ำมันไบโอดีเซลยังมีผลดีต่อสุขภาพมนุษย์เนื่องจากเขม่าที่ได้จากการเผาไหม้ และไฮโดรคาร์บอนที่ไม่ได้ถูกเผาไหม้ บางชนิดสามารถทำให้เกิดอาการเจ็บป่วยได้ และอาจเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้เกิดโรคมะเร็งได้ ผลกระทบจากการใช้น้ำมันไบโอดีเซลได้ถูกยืนยันจากหลายๆการวิจัยโดยเริ่มจาก Bureau of Mines Center for Diesel Research ของมหาวิทยาลัย Minnesota ประเทศสหรัฐอเมริกา การวิจัยพบว่าการใช้น้ำมันไบโอดีเซล 100% (B100) สามารถลดมลภาวะทางอากาศได้ถึง 90% และ B20 สามารถลดได้ 20% ถึง 40% และจาก Department of Energy ประเทศสหรัฐอเมริกา และ University of Idaho Southwest Research Institute และ Montana Department of environment Quality ได้มีผลยืนยันผลเช่นเดียวกัน อีกทั้ง The National Biodiesel Board ได้ดำเนินการวิจัยเกี่ยวกับมาตรฐาน Tier I และ Tier II Health Effects Studies ซึ่งมีผลสนับสนุนการวิจัยผ่านมา
 6. การเติมน้ำมันไบโอดีเซลเป็นสารผสมกับน้ำมันดีเซลในปริมาณที่น้อย 1 – 2% สามารถเพิ่มความสามารถของการหล่อลื่นของน้ำมันดีเซล ซึ่งมาจากผลของการที่ไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงที่มีปริมาณซัลเฟอร์ต่ำ (Ultra low sulfur diesel, ULSD) โดยในความเป็นจริงการที่ไบโอดีเซลมีปริมาณซัลเฟอร์ที่ต่ำนี้ไม่เป็นผลดีต่อการหล่อลื่นเมื่อใช้ในปริมาณมาก ซึ่งส่งผลต่อชิ้นส่วนที่เคลื่อนไหวในเครื่องยนต์โดยเฉพาะปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง และหัวฉีด
 7. น้ำมันไบโอดีเซลสะดวกในการนำไปใช้ ได้แก่ B20 และต่ำกว่า สามารถเติมไปในถังน้ำมันเชื้อเพลิง และปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงเดิมได้เลยโดยไม่ต้องมีการดัดแปลง

2.2.3.2 ข้อเสียในการใช้น้ำมันไบโอดีเซล

1. น้ำมันไบโอดีเซลมีค่าความร้อนที่น้อยกว่าน้ำมันดีเซลที่มีขายอยู่ตามท้องตลาด โดยคิดจากร้อยละโดยมวลแล้วไบโอดีเซลมีค่าพลังงานที่ต่ำกว่าดีเซลท้องตลาดประมาณ 10% ซึ่งมีผลมาจากการที่น้ำมันไบโอดีเซลมีความหนาแน่นสูงกว่าน้ำมันดีเซล (จึงทำให้มีน้ำหนักมากกว่า) ซึ่งน้ำมันไบโอดีเซลจะมีค่าความร้อนเช่นนี้ไม่ว่าจะได้อาจมาจากวัตถุดิบแบบใดก็ตาม

2. คุณสมบัติการไหลของไบโอดีเซลในสภาวะอุณหภูมิต่ำ ทำให้เกิดเป็นแข็งตัวเป็นเมือกก่อให้เกิดการอุดตันของกรองน้ำมันเชื้อเพลิงได้ ทำให้ไม่สามารถปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงได้อีกต่อไป
3. มลพิษจาก NO_x ที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากการใช้น้ำมันไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงในการทดลองที่ผ่านมา จากการใช้น้ำมันไบโอดีเซล B20 ในสภาวะภาระสูงและรอบต่ำ จากการทดสอบของ National Renewable Energy laboratory พบว่าการใช้น้ำมันไบโอดีเซล B20 เกิดสารที่เป็นมลพิษที่เป็น NO_x เป็นบางกรณีเท่านั้น และในบางกรณี ยังทำให้ลด NO_x อีกด้วย จึงไม่สามารถสรุปได้อย่างชัดเจนว่ามีการเพิ่มขึ้นของ NO_x เนื่องจากการใช้น้ำมันไบโอดีเซล

2.3 ผลจากการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล

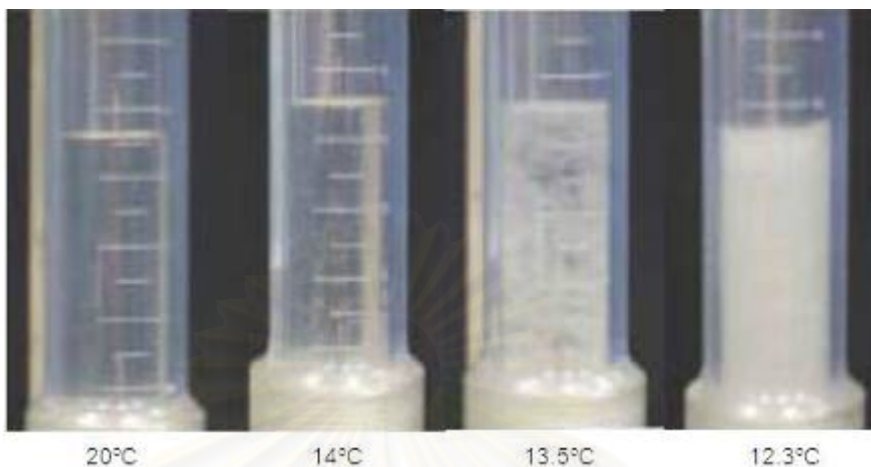
ผลจากการนำ DME มาผสมกับปาล์มไบโอดีเซล จะช่วยลดจุดไหลเทและความหนืดที่สูงของปาล์มไบโอดีเซลลง เนื่องจาก DME มีจุดเดือดและความหนืดที่ต่ำ โดยจุดไหลเทและความหนืดจะลดลงตามสัดส่วนของ DME ที่เพิ่มขึ้นในปาล์มไบโอดีเซล นอกจากนี้เมื่อพิจารณาถึงสูตรโครงสร้างทางเคมีของเชื้อเพลิง จะพบว่าการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลยังช่วยลดเขม่าลงได้อีกด้วย เนื่องมาจากการที่ DME มีออกซิเจนเป็นองค์ประกอบอยู่ระหว่างคาร์บอน ทำให้ไม่เกิดการจับตัวกันเองของคาร์บอนโดยตรงในระหว่างกระบวนการเผาไหม้ จึงไม่เกิดเขม่าจากการเผาไหม้ โดยปริมาณเขม่าที่เกิดขึ้นจากกระบวนการเผาไหม้จะลดลงตามสัดส่วนของ DME ที่เพิ่มขึ้นในปาล์มไบโอดีเซล แต่การผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลจะมีผลทำให้ทอร์คและกำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ลดลงไปตามสัดส่วนของ DME ที่เพิ่มขึ้นในปาล์มไบโอดีเซลด้วยเช่นกัน เนื่องจาก DME มีค่าความร้อนที่ต่ำ

นอกจากนี้การผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลยังมีผลต่อประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคคือ จะให้ประสิทธิภาพสูงในการทำงานของเครื่องยนต์ที่รอบต่ำ แต่จะให้ประสิทธิภาพต่ำในการทำงานของเครื่องยนต์ที่รอบสูง

การผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

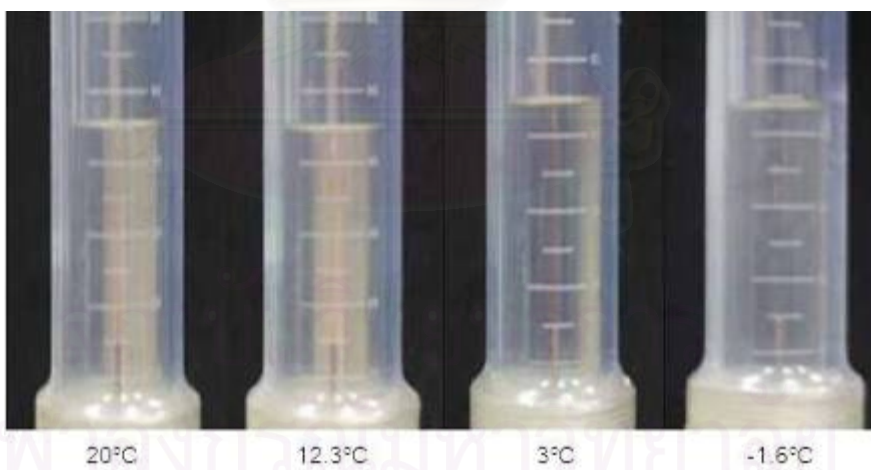
1. เติมปาล์มไบโอดีเซลลงในถังความดันตามสัดส่วนที่กำหนด
2. ถ่าย DME จากถังบรรจุซึ่งมีความดัน 6 atm เข้าไปผสมกับปาล์มไบโอดีเซลในถังความดันจนกระทั่ง DME ผสมเข้ากับปาล์มไบโอดีเซลจนเต็มถึงความดัน

ก่อนการผสมเชื้อเพลิง DME ลงใน ปาล์มไบโอดีเซล จะพบว่า ปาล์มไบโอดีเซลจะเริ่มเป็นไขที่อุณหภูมิ 13.5 °C ดังที่แสดงในรูปที่ 2-8



รูปที่ 2-8 แสดงตัวอย่างเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซล ที่อุณหภูมิต่างๆ จะพบว่าจะเริ่มเป็นไขที่อุณหภูมิ 13.5 °C

หลังการผสม DME กับปาล์มไบโอดีเซลในถังความดัน พบว่าลักษณะของเชื้อเพลิงที่ผสมแล้วจะไม่เป็นไขและมีความเป็นเนื้อเดียวกันภายใต้ความดัน 5.1 บาร์ ดังแสดงในรูปที่ 2-9



รูปที่ 2-9 แสดงตัวอย่างเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลหลังการผสมที่สัดส่วน 50% DME, 50% ปาล์มไบโอดีเซล โดยน้ำหนัก ภายใต้ความดัน 5.1 บาร์ ที่อุณหภูมิต่างๆ ซึ่งพบว่ามีความเป็นเนื้อเดียวกัน

บทที่ 3

กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลและการวิเคราะห์การเผาไหม้

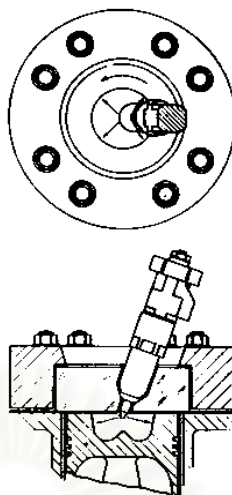
3.1 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compress Ignition, CI) สามารถกล่าวได้โดยสรุปดังนี้ คือ เชื้อเพลิงเหลวจะถูกฉีดด้วยความดันสูงโดยระบบฉีดเชื้อเพลิง เข้าสู่ห้องเผาไหม้ในช่วงปลายของจังหวะอัด (Compression Stroke) ณ เวลาก่อนเริ่มการเผาไหม้ที่ได้ออกแบบไว้เล็กน้อย โดยฉีดเชื้อเพลิงเหลวผ่านออร์ฟิช (Orifice) ขนาดเล็กที่ปลายหัวฉีดด้วยความเร็วสูง เชื้อเพลิงเหลวจะแตกตัวเป็นละอองฝอย และเคลื่อนเข้าไปในห้องเผาไหม้ หลังจากนั้นจึงเกิดการระเหยเป็นไอเชื้อเพลิงและผสมกับอากาศในห้องเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงและความดันสูง ซึ่งจากการที่อุณหภูมิและความดันของอากาศมีค่าสูงกว่าสภาวะการจุดระเบิด (Ignition Point) ของเชื้อเพลิง จึงทำให้เกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเอง (Auto-Ignition) ในบริเวณที่ส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงมีอัตราส่วนที่เหมาะสม โดยหลังจากผ่านช่วงล่าช้า (Ignition Delay) ประมาณ 2-3 องศาเฟลาข้อเหวี่ยงแล้ว จะเริ่มเกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิง ทำให้ความดันในกระบอกสูบเพิ่มขึ้น รวมทั้งเมื่อเกิดการอัดตัวของส่วนผสมที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้ในเวลาต่อมา จะทำให้เกิดการจุดระเบิดของส่วนผสมที่มีอัตราส่วนเหมาะสมอย่างต่อเนื่อง โดยมี Ignition Delay สั้นลง จึงทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว เป็นการเพิ่มอัตราการระเหยของเชื้อเพลิงเหลวส่วนที่เหลืออยู่ในห้องเผาไหม้ด้วย ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงยังคงดำเนินต่อไปจนกระทั่งได้ปริมาณเชื้อเพลิงที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ตามที่ได้กำหนดไว้ โดยกระบวนการแตกตัวเป็นละอองฝอยและระเหยของเชื้อเพลิงเหลว, การผสมกับอากาศ และการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งหมดจะเกิดอย่างต่อเนื่อง นอกจากนี้การผสมระหว่างอากาศที่ยังคงเหลืออยู่ในห้องเผาไหม้กับแก๊สที่กำลังเผาไหม้และแก๊สที่เผาไหม้แล้ว จะเกิดอย่างต่อเนื่องตลอดระยะเวลาการเผาไหม้ในจังหวะขยายตัว (Expansion Stroke)

ระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบ่งเป็น 2 แบบตามลักษณะของห้องเผาไหม้ดังนี้

3.1.1 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection or DI Systems)

ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบบเปิดห้องเดียว ซึ่งมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยตรง โดยลักษณะของห้องเผาไหม้เป็นดังรูปที่ 3-1



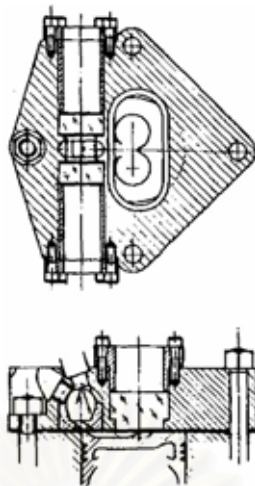
รูปที่ 3-1 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ DI [4]

3.1.2 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect Injection or IDI Systems)

ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบ่งเป็น 2 ห้อง โดยเชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า (Prechamber) ซึ่งมีช่อง (Throat) ต่อกับห้องเผาไหม้หลัก (Main Chamber) โดยลักษณะของห้องเผาไหม้เป็นดังรูปที่ 3-2 ในกรณีที่เป็นเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber

กระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber สามารถอธิบายสรุปได้ดังนี้ เริ่มจากในช่วงจังหวะอัด อากาศจะถูกอัดจากห้องเผาไหม้หลักที่อยู่เหนือหัวลูกสูบ ผ่าน Throat เข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ดังนั้นที่ช่วงสุดท้ายของจังหวะอัด จะเกิดการหมุนวน (Swirl) ของอากาศอย่างรุนแรง โดยจะมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า หลังจากช่วง Ignition Delay แล้ว จะเริ่มเกิดการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อความดันที่เพิ่มขึ้นจากการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า สูงกว่าความดันในห้องเผาไหม้หลักแล้ว ส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้อยู่จะถูกดันกลับเข้าไปในห้องเผาไหม้หลัก ในขณะที่หัวฉีดยังคงฉีดเชื้อเพลิงอย่างต่อเนื่องออกมาผสมและทำปฏิกิริยาเคมีกับอากาศในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า แล้วออกมาเกิดการผสมกับอากาศต่อไปในห้องเผาไหม้หลัก และเกิดการเผาไหม้อย่างต่อเนื่องจนสิ้นสุดจังหวะขยายตัว

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3-2 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ชนิด Swirl Chamber [4]

3.2 แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

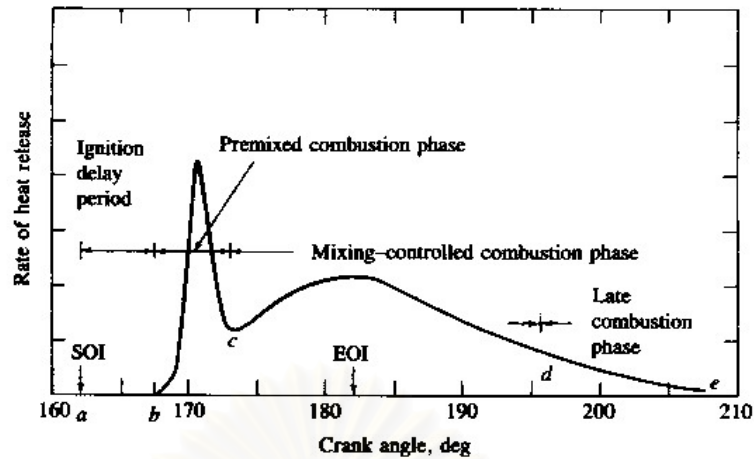
ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สามารถสรุปได้โดยเปรียบเทียบจากผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดโดยตรงทั่วไป ดังรูปที่ 3-3 ดังนี้

Ignition Delay (ab) เป็นช่วงเวลาระหว่างการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้และการเริ่มต้นการเผาไหม้ โดย Ignition Delay จะสั้นหรือยาวจะขึ้นกับสามสาเหตุหลักคือ องค์ประกอบทางเคมีของเชื้อเพลิง, อุณหภูมิ และความดันในห้องเผาไหม้ โดยที่ความดันการฉีดมีผลน้อยกว่า (เมื่อมีปริมาณการฉีดเท่ากัน) [8]

Premixed Phase (bc) เป็นช่วงที่เกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิงที่มีสัดส่วนอยู่ในช่วง Flammability Limit ซึ่งผสมกันในระหว่างช่วง Ignition Delay จะเกิดการเผาไหม้ขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วง 2-3 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง โดยส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้อยู่เมื่อพบกับส่วนผสมที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในช่วงนี้ จะเกิดการเผาไหม้เกือบพร้อมกัน เป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนในช่วงนี้มีค่าสูง

Mixing-Controlled Combustion Phase (cd) เมื่อเชื้อเพลิงและอากาศซึ่งผสมกันไว้ก่อนแล้วในช่วง Ignition Delay ได้ถูกเผาไหม้หมดไป อัตราการเผาไหม้จะถูกควบคุมโดยอัตราการเกิดสารผสมที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้ (อัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศ)

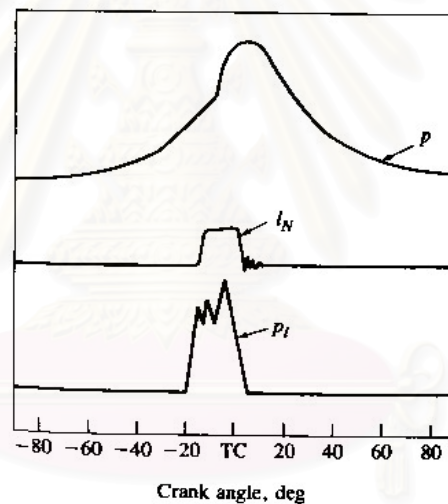
Late Combustion Phase (de) เป็นช่วงที่การปลดปล่อยความร้อนดำเนินต่อไปด้วยอัตราที่ต่ำลงในจังหวะขยายตัว ซึ่งเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลืออยู่เล็กน้อย และเป็นการเผาไหม้ต่อไปของเขม่าและสารที่เกิดจากการเผาไหม้ของส่วนผสมหนา



รูปที่ 3-3 แสดงผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรงโดยทั่วไป [4]

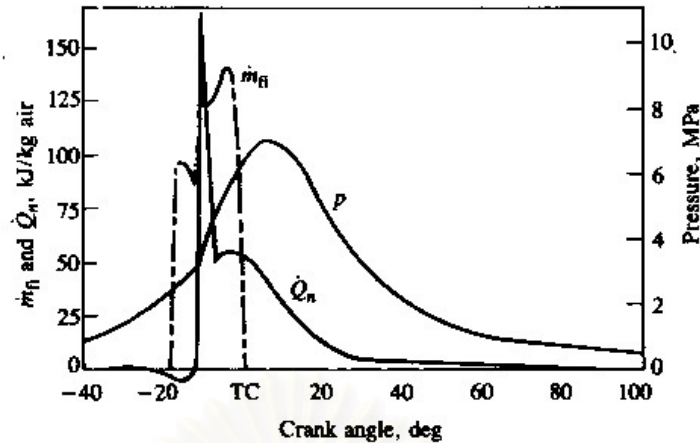
3.2.1 การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

3.2.1.1 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู



รูปที่ 3-4 แสดงข้อมูลของความดันในระบบสูบ(P) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (Injector Needle Lift, I_N) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง(P) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI [4]

รูปที่ 3-4 แสดงข้อมูลเบื้องต้นที่จะใช้วิเคราะห์กระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น ซึ่งจากรูป พบว่ามีช่วงล่าช้าระหว่างการเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิงกับการเริ่มต้นการเผาไหม้ (จุดของการเปลี่ยนความชันของกราฟ $P-\theta$) เท่ากับ 9 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้วความดันจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงไม่กี่องศาเพลลาข้อเหวี่ยง หลังจากนั้นจะเพิ่มอย่างช้าๆ และมีค่าสูงสุดที่ประมาณ 5° ATDC



รูปที่ 3-5 แสดงค่าความดันในระบบสูบ (p), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง (m_{fi}) และอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (\dot{Q}_n) จากเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ความเร็วรอบ 1000 rpm, Brake Mean Effective Pressure 620 kPa [4]

รูปที่ 3-5 แสดงกราฟของอัตราการปล่อยความร้อนกับมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งสอดคล้องกับอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและข้อมูลความดันระบบสูบตามกราฟในรูปที่ 3-4 โดยกราฟอัตราการปล่อยความร้อนแสดงให้เห็นว่าไม่มีการปล่อยความร้อนจนกระทั่งปลายของจังหวะอัด ซึ่งเห็นได้ว่าการสูญเสียความร้อนเล็กน้อยในระหว่างช่วง Ignition Delay (เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการทำให้เชื้อเพลิงระเหยและมีอุณหภูมิสูงขึ้น)

ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้นั้นจะเห็นว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นเป็น 3 ระยะที่ต่างกัน คือ ในระยะแรก อัตราการปล่อยความร้อนจะสูงมากและเกิดขึ้นในช่วงไม่กี่องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ซึ่งตรงกับช่วงของการเพิ่มความดันระบบสูบอย่างรวดเร็ว ระยะที่สองจะเป็นช่วงของอัตราการปล่อยความร้อนที่ค่อยๆ ลดลง (แต่ในช่วงเริ่มต้นอาจเพิ่มขึ้นไปเป็นค่าสูงสุดค่าที่สองได้ แต่จะต่ำกว่าค่าสูงสุดครั้งแรกมาก) ช่วงการเผาไหม้นี้จะเป็นช่วงการปล่อยความร้อนหลัก ระยะที่สามเป็นช่วงท้ายของการปล่อยความร้อน ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนจะน้อยกว่าช่วงการปล่อยความร้อนหลักและเกิดขึ้นตลอดจังหวะขยายตัว ดังนั้นจากการเปรียบเทียบกับกราฟอัตราการปล่อยความร้อน ในรูปที่ 3-5 สามารถสรุปได้ว่า ระยะแรกการเผาไหม้อยู่ในช่วง Premixed Phase ระยะที่สองอยู่ในช่วง Mixing-Controlled Combustion Phase และระยะที่สามอยู่ในช่วง Late Combustion Phase

3.2.1.2 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber

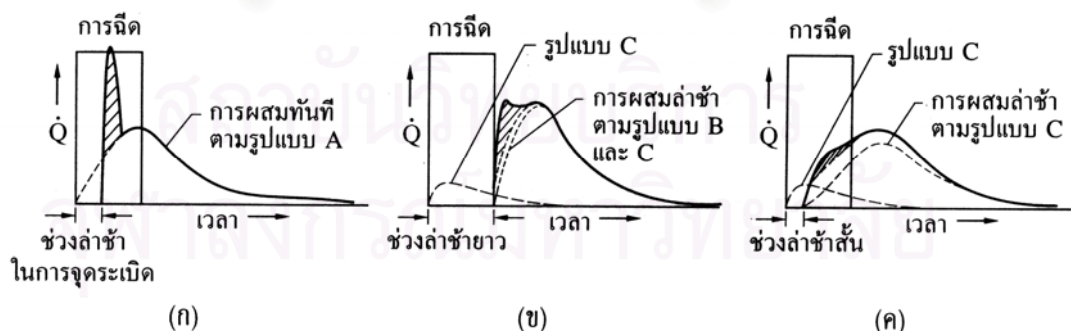
ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber ลักษณะของผังอัตราการปล่อยความร้อนจะต่างจากในเครื่องยนต์ DI โดยจะไม่มีช่วงที่มีลักษณะเป็น Initial Spike (ช่วง Premixed Combustion Phase) เนื่องจากการที่เครื่องยนต์ IDI มีห้องเผาไหม้ขนาดเล็กกว่า ร่วมกับการที่

อากาศเกิดการหมุนวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าอย่างรุนแรงก่อนการฉีดเชื้อเพลิง เป็นผลให้สเปร์ยเชื้อเพลิงถูกเหวี่ยงไปปะทะกับผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการที่เครื่องยนต์ IDI มีช่วง Ignition Delay สั้นกว่า จากผลของอัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูงกว่า จึงเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนต่ำกว่าในช่วงเริ่มการเผาไหม้

โดย Lyn [9] นำเสนอรูปแบบของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI 3 รูปแบบ โดยแสดงดังรูปที่ 3-6 ดังนี้

1. การฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ด้วยโมเมนต์ที่มากพอสมควร การผสมจะเกิดขึ้นที่ที่เชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้และถูกกระทบโดยการเผาไหม้น้อย
2. เชื้อเพลิงเข้าไปเกาะติดกับผนังห้องเผาไหม้ การผสมในช่วง Ignition Delay เกิดน้อยเนื่องจากการระเหยของเชื้อเพลิงถูกจำกัด หลังการจุดระเบิด อัตราการระเหยจะมีค่าสูงและถูกควบคุมโดยการเข้าถึงผนังห้องเผาไหม้ของแก๊สที่มีอุณหภูมิสูง และเกิดการผสมในแนวรัศมีจากแรงหนีศูนย์กลางที่ต่างกัน การเผาไหม้จึงเกิดอย่างล่าช้าจากช่วง Ignition Delay ที่ยาว
3. เชื้อเพลิงถูกกระจายออกไปใกล้กับผนัง การผสมเกิดขึ้นในช่วง Ignition Delay ด้วยอัตราที่ต่ำกว่ารูปแบบ ก หลังจากการจุดระเบิด การผสมถูกเร่งขึ้นโดยกลไกเช่นเดียวกับรูปแบบ ข

โดยเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรูจะมีรูปแบบตามรูปแบบ 1 ส่วนเครื่องยนต์ DI แบบ M ซึ่งเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปในแนวสัมผัสกับผนังห้องเผาไหม้จะมีรูปแบบตามรูปแบบ 2 และ 3 โดยการผสมที่ล่าช้าป้องกันไม่ให้อัตราการปล่อยความร้อนเริ่มต้นสูงเกินไป ขณะที่เครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber จะมี Ignition Delay สั้น โดยมีรูปแบบการผสม 3 ในช่วง Ignition Delay ทำให้อัตราการปล่อยความร้อนค่อยๆ เพิ่มขึ้น



รูปที่ 3-6 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ [4]

- (ก) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรูติดไว้ตรงกลาง
- (ข) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงแบบ M ที่ฉีดเชื้อเพลิงเข้าผนัง
- (ค) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวน

จากการศึกษากราฟของอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการปล่อยความร้อนดังแสดงไว้ในรูปที่ 3-6 ตลอดช่วงของภาวะ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง สรุปผลการศึกษาได้ 3 ประการ คือ

1. ช่วงการเผาไหม้ทั้งหมดจะยาวกว่าช่วงการฉีดเชื้อเพลิงมาก
2. อัตราการเผาไหม้สัมบูรณ์เพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นเมื่อคิดเป็นมุมข้อเหวี่ยง ช่วงการเผาไหม้จะคงตัว
3. ขนาดของค่าสูงสุดของอัตราการเผาไหม้จะขึ้นอยู่กับช่วง Ignition Delay ในการจุดระเบิด ซึ่งจะมีค่าสูงขึ้นเมื่อช่วง Ignition Delay ยาวขึ้น

3.3 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

ข้อมูลความดันกระบอกสูบที่สัมพันธ์กับมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดช่วงจังหวะอัดและขยายตัวของเครื่องยนต์ สามารถนำไปใช้วิเคราะห์ในการหาอัตราการปล่อยความร้อนหรืออัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิง เพื่ออธิบายลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ CI ซึ่งหาได้โดยการใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับระบบเปิดดังแสดงในรูปที่ 3-7 เมื่อพิจารณาให้อยู่ในสภาวะที่ความดันและอุณหภูมิคงที่ (Quasi Static) ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ดังนี้ [4]

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum m_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (3-1)$$

โดยที่ $\frac{dQ}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านขอบเขตของระบบเข้าสู่ระบบ

$p \frac{dV}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทงานโดยระบบ เนื่องมาจากการกระจัดของขอบเขต

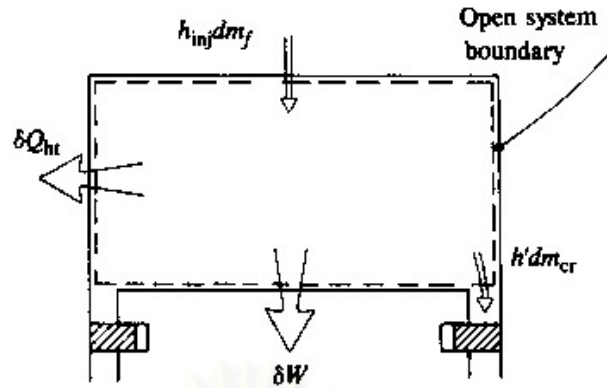
ของระบบ

m_i คือ อัตราการไหลของมวลเข้าไปในระบบผ่านขอบเขตของระบบที่ตำแหน่ง i

h_i คือ Enthalpy ของมวล i ที่เข้าสู่ระบบ

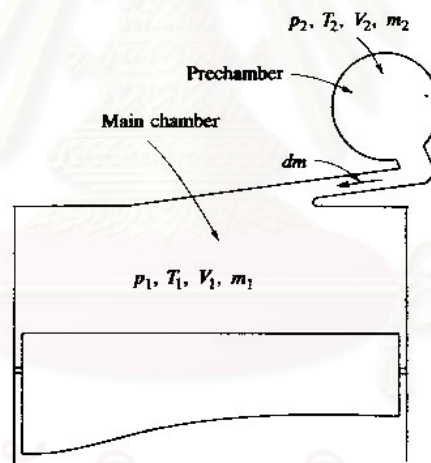
U คือ พลังงานของสารที่อยู่ในขอบเขตของระบบ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3-7 แสดงขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้ เพื่อวิเคราะห์การปล่อยความร้อน [4]

ในเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ระหว่างการเผาไหม้ ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักจะไม่เท่ากัน เนื่องจากการเผาไหม้จะเริ่มต้นในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ทำให้ความดันสูงกว่าในห้องเผาไหม้หลัก ซึ่งความดันที่ต่างกันนี้จะทำให้เกิดการไหลของเชื้อเพลิง อากาศ ส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้ และแก๊สที่เผาไหม้แล้วเข้าไปในห้องเผาไหม้หลัก จึงทำให้เกิดการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้หลักด้วย



รูปที่ 3-8 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI [4]

รูปที่ 3-8 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ซึ่งมีห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักแบ่งกันที่ Throat ซึ่งเชื่อมต่อเป็นระบบเปิด 2 ระบบ เมื่อใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ สมการ (3-1) กับห้องเผาไหม้หลักจะได้

$$\frac{dQ_1}{dt} - p_1 \frac{dV_1}{dt} + h_{2,1} \frac{dm}{dt} = \frac{dU_1}{dt} \quad (3-2)$$

และกับห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะได้

$$\frac{dQ_2}{dt} + h_f \frac{dm_f}{dt} - h_{2,1} \frac{dm}{dt} = \frac{dU_2}{dt} \quad (3-3)$$

โดย $\frac{dm}{dt}$ คือ อัตราการไหลของมวลระหว่างห้องเผาไหม้ทั้งสอง ซึ่งเป็นค่าบวกเมื่อเป็นการไหลจากห้องเผาไหม้ลวงหน้าเข้าสู่ห้องเผาไหม้หลัก

$$\text{ถ้า } \frac{dm}{dt} > 0, h_{2,1} = h_2$$

$$\text{และถ้า } \frac{dm}{dt} < 0, h_{2,1} = h_1$$

U_1, U_2 คือ พลังงานภายในสัมผัส (Sensible Internal Energy)

h_f คือ Sensible Enthalpy ของเชื้อเพลิง

$\frac{dQ_1}{dt}, \frac{dQ_2}{dt}$ คือ อัตราการปล่อยความร้อน (Heat Release Rate) ซึ่ง

หมายถึง ผลต่างระหว่างอัตราการปล่อยความร้อนจากการเผาไหม้และอัตราการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้

ถ้าคิดสารทำงานในห้องเผาไหม้แต่ละห้องเป็นแก๊สอุดมคติโดยมี c_v, c_p และ M เป็นค่าคงตัว และใช้ความสัมพันธ์ $p_1V_1 = m_1RT_1$ และ $p_2V_2 = m_2RT_2$ เพื่อตัด m และ T จากพจน์ $\frac{dU}{dt}$ และจากข้อเท็จจริงที่ $h_{s,f} = 0$ สมการ (3-2) และ (3-3) จะเขียนได้เป็น

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V_1 \frac{dP_1}{dt} - \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{2,1} V_{2,1}}{m_{2,1}} \frac{dm}{dt} \quad (3-4)$$

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{1}{\gamma-1} V_2 \frac{dP_2}{dt} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{2,1} V_{2,1}}{m_{2,1}} \frac{dm}{dt} \quad (3-5)$$

เมื่อรวมสมการ (3-4) และ (3-5) จะได้สมการของอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (Heat Release Rate) เป็น

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} + \frac{dQ_2}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} \left(V_1 \frac{dp_1}{dt} + V_2 \frac{dp_2}{dt} \right) \quad (3-6)$$

ในทางปฏิบัติ สมการ (3-6) จะทำได้ยากเนื่องจากต้องใช้ Pressure Transducer สองตัวติดตั้งที่ห้องเผาไหม้ทั้งสองและยังต้องทนต่อ Thermal Loading อีกด้วย ดังนั้นจึงสมมติให้ $p_1 = p_2$ เนื่องจากความดันในห้องเผาไหม้ก่อนมากกว่าห้องเผาไหม้หลัก 0.5 ถึง 5 atm เมื่อเทียบกับระดับความดัน 60 ถึง 80 atm จึงสามารถละความคลาดเคลื่อนในส่วนนี้ได้

ถ้าเขียน $p_2 = p_1 + \Delta p$ สมการ (3-6) จัดรูปใหม่ได้เป็น

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1 + V_2}{\gamma-1} \frac{dP_1}{dt} + \frac{V_2}{\gamma-1} \frac{d(\Delta P)}{dt} \quad (3-7)$$

ซึ่งถ้าตัดพจน์สุดท้ายออกไปจะทำให้ได้สมการเหมือนเครื่องยนต์ CI ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง และใช้ข้อมูลความดันจากห้องเผาไหม้หลักมาคำนวณตามสมการ

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\gamma-1} \frac{dP}{dt} \quad (3-8)$$

ปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3-9)

$$Q = \int_{\theta_{start}}^{\theta_{end}} \frac{dQ}{dt} d\theta \quad (3-9)$$

Mass Fraction Burned (X_b) หมายถึง สัดส่วนของมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้ว ซึ่งแปรผันกับความร้อนที่ปล่อยออกมาจากเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ต่อค่าความร้อนของเชื้อเพลิง สามารถหาได้จากสมการ

$$x_b = \frac{Q}{m_f LHV} \quad (3-10)$$

โดยที่ m_f คือ มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 cycle ต่อสูบ (kg/cycle)

LHV คือ ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง

ค่า Mass Fraction Burned นี้จะบอกให้ทราบว่าที่ตำแหน่งต่างๆ เชื้อเพลิงได้ถูกเผาไหม้ไปแล้วปริมาณเท่าใด

นิยามสำหรับการวิเคราะห์การเผาไหม้ที่ใช้ในวิทยานิพนธ์นี้ได้แก่

1. จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ คือ จุดที่อัตราการปล่อยความร้อนมีค่าเท่ากับ 0 หลังจากผ่าน

จุดเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิง ($\frac{dQ}{d\theta} = 0$; after SOI)

2. ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด หมายถึง ช่วงเวลาตั้งแต่เริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้

3. จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ คือ จุดที่อัตราการปล่อยความร้อนมีค่าเท่ากับ 0 หลังจากผ่าน

จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ($\frac{dQ}{d\theta} = 0$; after SOC)

4. ช่วงการเผาไหม้ หมายถึงช่วงเวลาตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ถึงจุดสิ้นสุดการเผาไหม้

3.4 การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้

การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ผ่านหัวฉีดสามารถคำนวณได้จากสมการ(3-11) [10]

$$\frac{dm_f}{d\theta} = C_d A_n \sqrt{2\rho_f \Delta p} \quad (3-11)$$

โดยที่ C_d คือ Discharge Coefficient ของหัวฉีด

A_n คือ พื้นที่ที่เล็กที่สุดของหัวฉีด (m^2)

ρ_f คือ ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (kg/m^3)

Δp คือ Pressure Drop across Nozzle ในที่นี้คือผลต่างระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด (Fuel Line Pressure) กับ ความดันในห้องเผาไหม้หลัก

ปริมาณของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 วัฏจักรต่อสูบ สำหรับเครื่องยนต์ 1 สูบ สามารถคำนวณได้จากสมการ (3-12)

$$m_f = \dot{m}_f \times 120 / N \quad (3-12)$$

โดยที่ m_f คือ มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 วัฏจักรต่อสูบ ($kg/cycle$)

\dot{m}_f คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ได้จากการทดสอบ (kg/s)

N คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm)

สำหรับค่า Discharge Coefficient สามารถคำนวณได้จากการอินทิเกรตอัตราการฉีดเชื้อเพลิงตลอดช่วงของการฉีด ดังสมการ (3-13)

$$\int_{\theta_{start}}^{\theta_{end}} \frac{dm_f}{d\theta} d\theta = \dot{m}_f \times 120 / N \quad (3-13)$$

โดยที่ θ_{start} คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง

θ_{end} คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง

ซึ่งเราสามารถทราบช่วงการฉีดของหัวฉีดได้โดยดูจากผลต่างระหว่างความดันท่อจ่ายเชื้อเพลิง (Fuel Line Pressure) กับความดันในห้องเผาไหม้หลัก เมื่อเชื้อเพลิงถูกบีบเชื้อเพลิงอัดให้มีความดันมากเกินกว่าค่า Opening Pressure ของหัวฉีด เข็มหัวฉีดจะเริ่มยกตัวในขณะที่ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดจะลดลงเล็กน้อย และความดันจะเพิ่มสูงขึ้นอีกครั้งเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจะยังคงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ที่ความดันในท่อจ่าย

เชื้อเพลิงมากกว่าความดันในห้องเผาไหม้หลัก เชื้อเพลิงก็จะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้จนกระทั่งสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อความดันในห้องจ่ายเชื้อเพลิงเริ่มลดลงจนไม่สามารถเอาชนะแรงดันสปริงที่กดเข็มหัวฉีดได้

3.5 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์

ตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะของเครื่องยนต์ ได้แก่ กำลังเบรก (P_b), แรงบิดเบรก (T_b) และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, bsfc) ฯลฯ

กำลังเบรก (P_b), ของเครื่องยนต์สามารถแสดงได้ ดังสมการ

$$P_b = T_b \omega = \frac{2\pi N T_b}{60000} \quad (3-14)$$

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก (η_{f_b})

$$\eta_{f_b} = \frac{P_b}{\dot{m}_f Q_{HV}} \quad (3-15)$$

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc)

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (3-16)$$

ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (bmep) สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ คือ

$$bmep = 4\pi(T_b / V_d) \quad (3-17)$$

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (η_v)

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a \times 10^3}{60\rho_{a,i} V_d N} \quad (3-18)$$

โดยที่	P_b	คือ กำลังเบรก (kW)
	T_b	คือ แรงบิดเบรก (N-m)
	bmep	คือ ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (kPa)
	N	คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm)
	V_d	คือ Displacement Volume (dm ³)
	Q_{HV}	คือ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (MJ/kg)

- \dot{m}_f คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (g/s)
 $\rho_{a,i}$ คือ ความหนาแน่นของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ (kg/m³)
bsfc คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรค (g/kW-hr)
 η_{fb} คือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรค
 ω คือ ความเร็วเชิงมุม (rad/s)



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

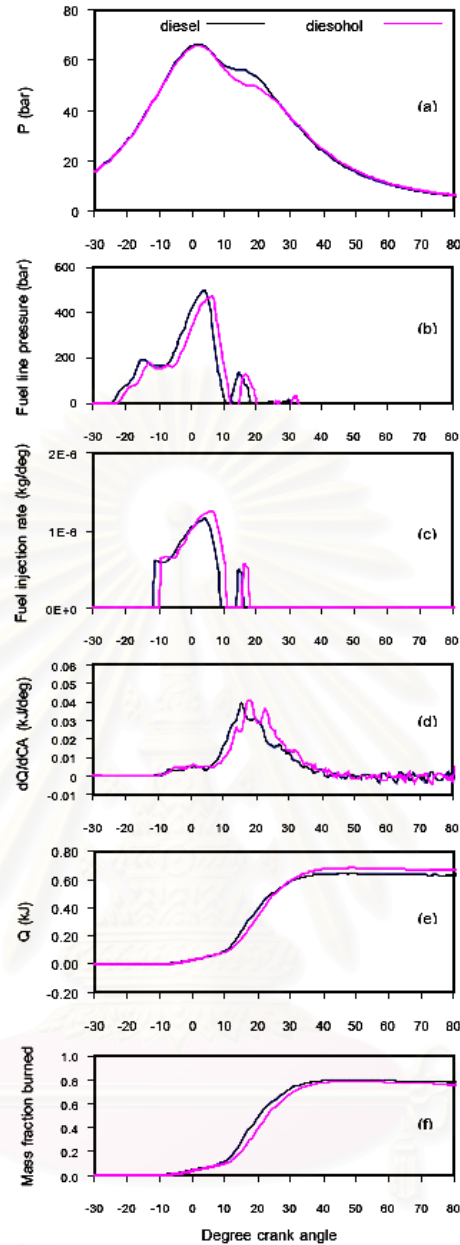
บทที่ 4

ทบทวนวรรณกรรม

4.1 งานวิจัยศึกษาวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์

Moore และ Collins [11] ได้ศึกษาการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สูบเดี่ยวแบบ IDI ในปี 1936 ด้วยการวัดความดันทั้งใน prechamber และ main chamber โดยใช้ famboro electric indicator รวมทั้งศึกษาผลกระทบของตัวแปรทำงานต่างๆที่มีต่อสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1500 rev/min โดยใช้ข้อมูลความดันที่วัดได้เป็นตัวบ่งชี้ถึงประสิทธิภาพการเผาไหม้ ประสิทธิภาพของวัฏจักรและประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์

จากงานวิจัยของ คณิต วัฒนวิเชียร [12] ได้มีการวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้ของ เชื้อเพลิงดีเซล และเชื้อเพลิงดีโซฮอลล์ ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลวงหน้า โดยวิเคราะห์ จากการเก็บข้อมูลความดันในกระบอกสูบ (In-cylinder pressure) และความดันท่อจ่ายน้ำมัน (Fuel line pressure) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ เพื่อคำนวณหาค่าอัตราการปล่อยความร้อน (Heat release rate) อัตราการฉีดเชื้อเพลิง (Fuel injection rate) และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ (Mass fraction burn) ซึ่งผลที่ได้แสดงดังรูปที่ 4-1



รูปที่ 4-1 (a) In-cylinder pressure (b) Fuel line pressure (c) Fuel injection rate (d) Heat release rate (e) Net heat release (f) Mass fraction burned ที่ 2250 rev/min ,80 Nm [37]

ในงานวิจัยนี้เมื่อเก็บค่าความดันในกระบอกสูบ และความดันท่อจ่ายน้ำมัน แล้วนำมาวิเคราะห์ในเรื่องการเผาไหม้ จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง จุดเริ่มต้นและสิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ทั้งหมด โดยพบว่าเชื้อเพลิงดีโซฮอลมีจุดเริ่มต้นในการฉีดเชื้อเพลิงช้ากว่าเชื้อเพลิงดีเซล ที่จุดทำงานเดียวกัน ขณะที่ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดใกล้เคียงกัน และระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีโซฮอลจะยาวกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

ปี 2548 ทางจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดย คณิต วัฒนวิเชียร และ สุพิชฌน์ ไตรภพภูมิ [13] ได้ศึกษา เปรียบเทียบผลของการใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล (น้ำมันปาล์มดิบ 10% ผสมน้ำมันดีเซล 90% โดยปริมาตร) ต่อการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า แบบมีอากาศหมุน โดยทดสอบกับเครื่องยนต์ Ford Ranger รุ่น WL81 ขนาด 2.499 ลิตร พบว่าการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลให้แรงบิดและกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเล็กน้อย เนื่องจากมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากกว่าดีเซล แต่ประสิทธิภาพต่ำกว่าดีเซลตลอดทุกช่วงภาระ โดยที่ความเร็วรอบต่ำอุณหภูมิไอเสียของปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซลเล็กน้อย และความแตกต่างนี้จะมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซลเล็กน้อย แต่อัตราการปล่อยความร้อนและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ต่ำกว่าดีเซล ในส่วนของการศึกษาภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ลว่งหน้าพบว่าสเปร์ย์ปาล์มดิบดีเซลมีระยะพุ่งสเปร์ย์ยาวกว่าและมุมสเปร์ย์กว้างกว่าดีเซลเล็กน้อย องค์การฉีดปาล์มดิบดีเซลจะฉีดก่อนดีเซลเล็กน้อย โดยในช่วงความเร็วรอบต่ำจะมีช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดยาวกว่าดีเซล แต่มีแนวโน้มใกล้เคียงกันเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ขณะที่ช่วงเวลากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสองจะใกล้เคียงกัน ซึ่งจากการวิเคราะห์ด้วย Two-color Method พบว่าปาล์มดิบดีเซลให้อุณหภูมิเปลวไฟต่ำกว่าดีเซล แต่มีการแจกแจงความเข้มข้นของเขม่าใกล้เคียงกัน โดยปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่สังเกตได้จากการวิเคราะห์ภาพถ่ายนี้เป็นไปในทิศทางสอดคล้องกับอัตราการปล่อยความร้อนที่วิเคราะห์จากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ ซึ่งพฤติกรรมการเผาไหม้ทั้งสองเชื้อเพลิงไม่มีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญ

ในปี 2008 งานวิจัยของจุฬาลงกรณ์ โดย คณิต วัฒนวิเชียร และ จักรกฤษ ตั้งรัตนโสภณ [14] เป็นการศึกษาเปรียบเทียบผลของการใช้เชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือก (น้ำมันเตา 30 % ผสม เควโรซีน 70 % โดยปริมาตร) ต่อการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า โดยทดสอบกับเครื่องยนต์ Kubota รุ่น RT 120 ขนาด 0.624 ลิตร โดยแบ่งงานออกเป็น 3 ส่วน คือส่วนแรก การหาสมรรถนะของเครื่องยนต์ ส่วนที่สองคือ การวิเคราะห์ผลจากการวัดข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด แล้ววิเคราะห์หาอัตราการฉีดเชื้อเพลิง, ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด อัตราการปล่อยความร้อน, การปล่อยความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ ส่วนที่สาม คือ การศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ของสเปร์ย์เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ลว่งหน้า จากภาพที่ถ่ายด้วยระบบ Engine Visioscope ตลอดจนการวิเคราะห์การแจกแจงความน่าจะเป็นของปรากฏการณ์เปลวไฟ การเปรียบเทียบผลการศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้กับผลการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

จากผลการศึกษาพบว่า ค่าแรงบิดเบรกของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกมีค่าใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงดีเซล ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกมี

ค่าสูงกว่าเล็กน้อย ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกมีค่าต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลเล็กน้อย องค์การวิจัยเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลในช่วง 0.4 ถึง 1.2 องศาเซลเซียสข้อเหวี่ยง ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกมีแนวโน้มน้อยกว่าเชื้อเพลิงดีเซล 0.04 ถึง 1.23 bar อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกมีแนวโน้มน้อยกว่าเชื้อเพลิงดีเซล 0.2 ถึง 9.9 จุดต่อองศาเซลเซียสข้อเหวี่ยง และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกน้อยกว่าเชื้อเพลิงดีเซล 0 ถึง 0.03 ในส่วนของการศึกษาภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าพบว่าภาพถ่ายสเปกตรัมและการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกและเชื้อเพลิงดีเซลที่ได้สอดคล้องกับผลจากการวิเคราะห์การเผาไหม้จากข้อมูลความดันโดยภาพปรากฏการณ์ที่ถ่ายได้แสดงให้เห็นว่าค่าองค์การวิจัยเชื้อเพลิง จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้อยู่ในตำแหน่งเดียวกันกับข้อมูลที่ได้จากการวิเคราะห์ข้อมูลความดัน อาจสรุปได้ว่าเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกสามารถนำมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าได้

4.2 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

Rolf Egnell [15] ได้ทำการศึกษาระบบการปล่อยความร้อนและการเกิด NO_x ในเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง โดยมีเงื่อนไขในการฉีดเชื้อเพลิงเป็นตัวแปรควบคุมสำหรับเชื้อเพลิง DME และน้ำมันดีเซล กล่าวคือ ระบบการฉีดเชื้อเพลิง (CR) ความดันในการฉีดที่ 270 bar และช่วงเวลาในการฉีดของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดเหมือนกัน อย่างไรก็ตามการทดลองนี้ได้มีการปรับขนาดของหัวฉีดเพื่อให้ได้ปริมาณเชื้อเพลิงและคุณสมบัติทางกายภาพที่เหมือนกัน นอกจากนี้การทดลองได้ถูกออกแบบให้มีจุดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ตำแหน่งเดียวกันและเปลี่ยนจุดสิ้นสุดการฉีด เพื่อศึกษาปริมาณ NO_x และผลภาวะที่ภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ในแต่ละสถานะของการเผาไหม้ โดยที่อัตราการปล่อยความร้อนได้ถูกนำมาเป็นพารามิเตอร์ในแบบจำลองการเผาไหม้แบบ zero-dimensional multizone ในการคำนวณค่า NO_x ต่อไป จากการทดลอง พบว่ากราฟอัตราการปล่อยความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดมีลักษณะเหมือนกัน แต่เชื้อเพลิงดีเซลปล่อย CO , HC และปริมาณเขม่ามากกว่าเมื่อเทียบกับ DME และผลจากการคำนวณโดยใช้แบบจำลอง zero-dimensional multizone พบว่าอัตราส่วนสมมูลอากาศต่อเชื้อเพลิงค่อนข้างสูง ($\phi > 1$) และมีค่าเท่ากันสำหรับเชื้อเพลิงทั้งสองชนิด

เนื่องจากในระบบการฉีดเชื้อเพลิงแบบ CR ที่ใช้นี้มีความดันการฉีดน้อยกว่าการทำงานปกติของเชื้อเพลิง จึงทำให้การผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงดีเซลมีคุณภาพต่ำกว่าปกติและส่งผลกระทบต่อปริมาณเขม่าที่มากขึ้น ดังนั้นปริมาณการปล่อย NO_x ที่น้อยกว่าในเชื้อเพลิง DME สามารถอธิบายได้จากอัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศที่สูงกว่าเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิง

ดีเซลที่มีความดันการฉีดที่สูงกว่า สำหรับการวิเคราะห์หีในแง่ของลักษณะการฉีดเชื้อเพลิง จะพบว่า DME มีความเร็วในการฉีดช้ากว่าเชื้อเพลิงดีเซล และเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดให้ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่ต่างกัน

Gisoo Hyun และคณะ[16] ได้มุ่งเน้นที่จะศึกษาการปรับปรุง plant oil เพื่อใช้เป็นเชื้อเพลิงทางเลือกแทนเชื้อเพลิงดีเซล ทั้งนี้ plant oil ยังคงมีข้อจำกัดในแง่ของสมรรถนะของเครื่องยนต์และการปล่อยมลพิษเนื่องจากค่าความหนืดที่สูงและค่าการระเหยที่ต่ำของ plant oil การทดลองนี้เริ่มจากการหาส่วนผสมที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุด (50:50) โดยวิเคราะห์ลักษณะของละออง DMEผสมกับ plant oil ด้วยวิธี shadowgraph จากนั้นจึงทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซลชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง โดยใช้เชื้อเพลิงต่างๆ คือ DME ผสม plant oil , ดีเซลบริสุทธิ์, DMEบริสุทธิ์และเชื้อเพลิง transesterified ผลการทดสอบพบว่าเชื้อเพลิง DMEผสม plant oil ให้ลักษณะการเผาไหม้เทียบเคียงกับเชื้อเพลิงดีเซล

S.C. Sorenson และ Svend-Erik Mikkelsen [17] ได้ทำการศึกษาถึงการนำ DME ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดไม่มีเทอร์โบชาร์จเจอร์ โดยมีการดัดแปลงระบบเชื้อเพลิงบางส่วนจากการศึกษาพบว่า DME ให้ผลของการเผาไหม้ สมรรถนะของเครื่องยนต์ และการปล่อยของไอเสียอยู่ในเกณฑ์ที่น่าพอใจ โดยที่ DME ปล่อยปริมาณ NO_x คาร์บอนและเสียงที่ต่ำกว่าดีเซล ณ จุดทำงานของเครื่องยนต์ที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากัน นอกจากนี้ยังพบว่าการนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่สามารถลดปริมาณ NO โดยไม่ส่งผลต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนและคาร์บอนจากการทดสอบความทนทานของเครื่องยนต์ พบว่าปั๊มฉีดเชื้อเพลิงดีเซลสามารถใช้กับเชื้อเพลิง DME ได้มากกว่า 500 ชม.

ในปี 2007 สำหรับงานวิจัยของ Constantine Arcoumanis, Choongsik Bae, Roy Crookes และ Eiji Kinoshita [18] พบว่าไดเมทิลอีเทอร์นั้นเหมาะสำหรับใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลเนื่องจากมีค่าซีเทนที่สูงและมีค่าอุณหภูมิของ Auto Ignition ต่ำ ซึ่งการเผาไหม้มีเขม่าน้อยมาก (Soot Free) เนื่องจากมี Carbon เป็นส่วนประกอบน้อยและมี Oxygen เป็นส่วนประกอบ แต่ควรมีการปรับปรุงวัสดุที่ใช้ทำ seal เพื่อป้องกันการกัดกร่อน โดยเปลี่ยนมาใช้ Poly-Tetrafluoroethylene (PTFE) และปรับปรุงเรื่องการหล่อลื่นเนื่องจากไดเมทิลอีเทอร์มีค่าคุณสมบัติการหล่อลื่นที่ต่ำ แต่สิ่งที่ควรระวังคือช่วงของการติดไฟนั้นมีค่ากว้างจึงต้องมีการระมัดระวังในการใช้เป็นพิเศษ

สำหรับงานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย [19] พบว่าการนำไดเมทิลอีเทอร์มาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงนั้นสามารถใช้กับชุดปั๊มเชื้อเพลิงมาตรฐานได้ โดยสิ่งที่ต้องกระทำเพิ่มเติมคือระบบจ่ายเชื้อเพลิงซึ่งต้องมีการใช้ท่อความดันสูง และถังเก็บเชื้อเพลิงที่สามารถทนความดันสูงได้ อีกทั้งการที่จะป้องกันปัญหา Vapor Lock ในระบบ

เชื้อเพลิงนั้นต้องใช้ความดันอัดไดเมทิลอีเทอร์ประมาณ 3 MPa โดยใช้ Nitrogen เป็นก๊าซที่ใช้สร้างความดันให้ระบบเชื้อเพลิง ซึ่งจากการทดสอบตอนแรกนั้นพบว่าปั๊มขับเชื้อเพลิงมาตรฐานไม่สามารถสร้างแรงดันในระบบเชื้อเพลิงให้ชนะแรงดันยกของหัวฉีดได้เนื่องจากคุณสมบัติการอัดตัวได้ของไดเมทิลอีเทอร์มีค่าสูงและอีกทั้งหัวฉีดของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงนั้นมีค่าแรงดันยกหัวฉีด (Opening Pressure) ที่สูง จึงต้องมีการปรับแต่งในเรื่องค่า Pre Load ของหัวฉีด ซึ่งกระทำโดยการเปลี่ยนแหวนรองสปริงภายในหัวฉีด และจากการทดสอบนั้นพบว่าไดเมทิลอีเทอร์ไม่มีควันดำจากการเผาไหม้ ซึ่งค่าควันดำที่วัดได้จาก Smoke Meter นั้นมีค่าต่ำกว่าค่าต่ำสุดภายในตาราง จึงสามารถพูดได้ว่าไดเมทิลอีเทอร์เป็นเชื้อเพลิงปราศจากควันดำ (Smoke Free) สำหรับที่ภาระสูงสุดนั้นลักษณะการเผาไหม้มีพฤติกรรมใกล้เคียงกับดีเซลแต่สามารถทำกำลังได้เพียงครึ่งหนึ่ง โดยไดเมทิลอีเทอร์สามารถทำกำลังได้ 19.7 N.m ที่ 1150 รอบต่อนาที และมีแรงบิดสูงสุด 23 N.m ที่ 2000 รอบต่อนาที ซึ่งเป็นผลมาจากค่าความร้อนของเชื้อเพลิงที่มีค่าเพียง 28.43 MJ/Kg. ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงนั้นพบว่าไดเมทิลอีเทอร์มีช่วงเวลาการฉีดเชื้อเพลิงที่นานกว่าและมีค่าความดันในระบบจ่ายเชื้อเพลิงต่ำกว่าดีเซล

Ho Teng และคณะ [20] ได้ทำการศึกษาผลกระทบของความหนืดของ DME เหลวต่อคุณสมบัติและความดัน พบว่าความหนืดของ DME เหลวที่ 40 °C เป็น 0.37 cSt และลดลงมาที่ 0.17 cSt ที่ 80 °C สำหรับสถานะ subcooled liquid ความหนืดแปรผันตรงกับความดัน ณ อุณหภูมิใดๆ กล่าวคือ ที่อุณหภูมิ 20°C subcooled liquid เป็น 0.23 cSt ที่ 5.3 bar และเพิ่มขึ้นเป็น 0.33 cSt ที่ 500 bar ผลของค่าความหนืดและความดัน สอดคล้องกับค่าที่ได้จากการวัด นอกจากนี้ยังพบว่าแอลกอฮอล์จำพวก long-chain แบบมีขั้ว และกรดไขมันที่มีค่า C₁₅ - C₂₂ สามารถเป็นสารเพิ่มความสามารถในการหล่อลื่นที่ดี และพบว่าการเติม castor oil เพียง 1% โดยมวล สามารถเพิ่มความสามารถในการหล่อลื่นของ DME เมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล

4.3 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำปาล์มไบโอดีเซลมาใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

ในปัจจุบันมีงานวิจัยเกี่ยวกับการใช้เชื้อเพลิงเอสเทอร์อยู่หลากหลายซึ่งงานเหล่านั้นแสดงให้เห็นว่าสามารถใช้งานได้กับเครื่องยนต์ DI Engine ได้ เช่นจากงานของ McCutchen (1981) [21] ที่ทำการทดสอบความทนทานของเครื่องยนต์ turbocharged caterpillar 3306 DI diesel ที่ใช้เมทิลเอสเทอร์ที่ได้จากน้ำมันจากเมล็ดเรป สำหรับ 150 ชั่วโมง ซึ่งพบว่าสมรรถนะไม่มีการเปลี่ยนแปลงไป ส่วนงานของ Bacon และคณะ (1981) [22] พบว่าการอุดตันของหัวฉีดในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง methyl อิมิต์น้อยกว่า ethyl oleate หรือ ethyl ester ของ น้ำมันดอกทานตะวัน อย่างไรก็ตามยังมีปัญหาเกี่ยวกับการใช้น้ำมันพืชที่ผ่านกระบวนการ transesterification อยู่ ซึ่งเป้าหมายสำคัญคือการเพิ่มระดับเอสเทอร์ให้สูงถึง 90% เนื่องจากการ

ทดสอบที่ระดับ 70% จะพบปัญหาการอุดตันของหัวฉีด หลังจากการทดสอบเพียง 50 ชั่วโมงโดยลักษณะการใช้งานเครื่องยนต์แบบภาระบางส่วนเท่านั้น (Hawkins and Fuls, 1984 [23]) อีกทั้งงานของ Hawkins Fuls และ Hugo (1984) ยังได้กล่าวเกี่ยวกับเชื้อเพลิงเอสเทอร์อาจเกิดผลกับพลาสติกและยางในระบบเชื้อเพลิงได้ การนำไปโอดีเซลมาใช้แบบทดแทนน้ำมันดีเซลทั้งหมดก็สามารถนำมาใช้ได้แล้ว อาทิ งานวิจัยของ K.R. Kaufman. และ M. Ziejewski [24] ที่เกี่ยวกับการใช้ เมทิลเอสเทอร์ที่ได้จากน้ำมันดอกทานตะวัน ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง โดยงานวิจัยนี้ได้แสดงให้เห็นว่า สามารถนำมาใช้ได้ตลอดช่วงทำงาน 280 ชั่วโมงในการทดสอบความทนทานซึ่งหัวฉีดไม่เกิดปัญหาสามารถใช้งานได้ตามปกติความดันในการเปิดหัวฉีดลดลงเพียง 5% และสภาพปลายหัวฉีดมีเขม่าจับเพียงเล็กน้อย โดยผลยังแสดงอีกว่า สำหรับสมรรถนะกำลังที่สร้างได้ลดลง 5.8% สำหรับการใช้น้ำมันเอสเทอร์ แต่ประสิทธิภาพแตกต่างกันในเชิงน้อยกว่าเพียง 1%

งานวิจัยในประเทศไทย โดยงานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ปี 2007 โดย Phan Minh Duc [25] มีวัตถุประสงค์ที่จะศึกษาผลของการใช้ไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงช่วยจุดระเบิดในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วม เพื่อนำมาวิเคราะห์เปรียบเทียบหาประสิทธิภาพการเปลี่ยนแปลงพลังงาน การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวม ปริมาณการทดแทนดีเซล การปลดปล่อยความร้อนรวมทั้งภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ ความน่าจะเป็นของเปลวไฟ อุณหภูมิการเผาไหม้ ปริมาณ soot ในเปลวไฟ ปรากฏว่าการใช้ทั้งดีเซลและปาล์มไบโอดีเซล(Palm Methyl Ester, PME) เครื่องยนต์เดินเรียบปราศจากการน็อกทุกจุดที่ทำการทดสอบและทุกค่าส่วนผสมของ LPG จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ของ LPG-PME จะเร็วกว่าเนื่องมาจากผลของการฉีดที่เร็วขึ้นจากผลของ bulk modulus และความหนืดที่สูงกว่าของ PME โดยทั้ง LPG-ดีเซล และ LPG-PME มีช่วงเวลาการเผาไหม้ที่สั้นลงเมื่อเปรียบเทียบกับ การเผาไหม้ของดีเซล เป็นผลให้อุณหภูมิไอเสียมีค่าต่ำลง และทำให้จุดกึ่งกลางของการปลดปล่อยความร้อนเลื่อนเข้าหาศูนย์ตายบนมากขึ้น เนื่องจากอิทธิพลของค่าความร้อนและคุณสมบัติการระเหยที่ต่ำกว่าดีเซลของ PME จะมีความแปรปรวนของการเผาไหม้สูงกว่าเล็กน้อย มีเสถียรภาพต่ำกว่าและเปลวไฟที่มีอุณหภูมิสูงปรากฏในบริเวณที่แคบกว่า ทั้งนี้เนื่องมาจากคุณสมบัติของ PME อาทิ ค่าความร้อนที่ต่ำกว่า ค่าอุณหภูมิอะเดียบาติกของเปลวไฟต่ำกว่า และความหนาแน่นที่สูงกว่า ความเข้มข้นของ soot ในเปลวไฟมีปริมาณลดลงเมื่อปริมาณสัดส่วนของ LPG มีค่าสูงขึ้น

ปี 2007 งานวิจัยจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดยคณิต วัฒนวิเชียร และ วรวิภา ฤกษ์ดาภิการ [26] ของซึ่งทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์โดยใช้เชื้อเพลิงเป็นน้ำมันไบโอดีเซลผสมน้ำในอัตราส่วน 70:30% โดยปริมาตร จากการทดสอบพบว่าคุณสมบัติของเชื้อเพลิงมีความแตกต่างกันอย่างมากจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงดีเซลทั่วไป แต่เมื่อนำมาใช้กับเครื่องยนต์จะทำให้เครื่องยนต์

สามารถทำงานได้อย่างเชิงความร้อนที่สูงขึ้นโดยปราศจากควันดำ แม้ว่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ได้จะต่ำกว่าสมรรถนะที่ได้จากการใช้เชื้อเพลิงดีเซลโดยทั่วไปและมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเชิงปริมาตรเพิ่มสูงขึ้น

ปี 2551 โดยงานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดย คณิต วัฒนวิเชียร และ ธนนิติ จิตรานุกเคราะห์[27] มีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษาค่าผลกระทบจากการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลตามกำหนดของประกาศกรมธุรกิจพลังงาน พ.ศ. 2549 ต่อเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง โดยแบ่งการวิจัยออกเป็นสามส่วน คือ ส่วนแรกทำการทดสอบเครื่องยนต์บนแท่นทดสอบ ที่สภาวะคงตัวที่ความเร็วรอบคงที่ ระหว่างเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลและเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลที่สภาวะภาระสูงสุด และสภาวะภาระบางส่วน ซึ่งผลการทดสอบที่ได้เมื่อนำมาปรับค่าเทียบกับอุณหภูมิและความดันบรรยากาศมาตรฐาน พบว่าที่สภาวะภาระสูงสุด แรงบิดเบรก และค่าควันดำของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลมีค่าต่ำกว่าน้ำมันดีเซล ในทุกความเร็วรอบของการทดสอบโดยต่างกันสูงสุด ร้อยละ 7.7 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ และอุณหภูมิไอเสียที่ได้จากการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลและน้ำมันดีเซล มีค่าใกล้เคียงกัน ส่วนที่สภาวะภาระบางส่วนพบว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ ที่ได้จากการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลมีค่าสูงกว่าทุกจุดทดสอบ ค่าอุณหภูมิไอเสียใกล้เคียงกัน ค่าควันดำในช่วงแรงบิดต่ำมีค่าใกล้เคียงกัน แต่ในช่วงแรงบิดสูงค่าควันดำจากการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลมีค่าต่ำกว่า ส่วนที่สองการทดสอบการเปลี่ยนของค่าการฉีดน้ำมันปาล์มไบโอดีเซล ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าพบว่าที่สภาวะภาระสูงสุดแรงบิดเบรก อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ และอุณหภูมิไอเสีย ตลอดย่านความเร็วที่ทำการทดสอบมีค่าสูงที่สุด และองศาการฉีดมาตรฐาน ร่องลงมาตามลำดับ ที่สภาวะภาระบางส่วนไม่พบความแตกต่างของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะจากการเปลี่ยนขององศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง ส่วนที่สามทำการทดสอบความทนทานของเครื่องยนต์จากการใช้งานต่อเนื่องภายใต้สภาวะภาระจำลองเป็นเวลา 500 ชั่วโมง พบว่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุดเมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลหลังผ่านการทดสอบความทนทานมีแรงบิดเบรกที่ลดลงร้อยละ 5.4-10.1 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะมีค่าสูงขึ้นร้อยละ 7.4-20.1 ค่าควันดำมีค่าสูงขึ้น 1.2-2.2 BSN จากการทดสอบความดันเริ่มต้นของหัวฉีดของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลไม่สามารถหาได้ เนื่องจากเกิดการรั่วที่ปลายหัวฉีดก่อนถึงระดับความดันในการเริ่มฉีดที่ระดับเหมาะสม พบปริมาณเขม่าจับตัวหนาที่ปลายหัวฉีด คราบตะกอนสีแดงที่ฝาสูบในเครื่องยนต์ นอกจากนี้ไม่พบความแตกต่างอย่างมีจากการสึกหรอในชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ห้องเผาไหม้ และชิ้นส่วนถ่ายเทกำลังระหว่างเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลและเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล แต่พบปริมาณตะกอนในกระบอกไต้กรองน้ำมันเชื้อเพลิงในปริมาณที่มากกว่า การใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลมีผลทำให้น้ำมันหล่อลื่นเสียคุณสมบัติเร็วกว่ากำหนดตั้งเห็นได้จาก ผลจากการวิเคราะห์น้ำมันหล่อลื่นตลอดช่วงทดสอบความทนทานพบว่า ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นมีอัตราลดลง และมีค่าน้อยกว่าระดับการเตือนขึ้น

วิกฤติในช่วงโม่งการใช้งานน้ำมันหล่อลื่นที่ 100 และ 110 และพบปริมาณโลหะเหล็ก อลูมิเนียม และโครเมียมตกค้างในน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าการใช้น้ำมันดีเซล

สรุปได้ว่าการนำน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลมาใช้งานกับเครื่องยนต์ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้ปาล์ม ไบโอดีเซลด้อยกว่าการใช้น้ำมันดีเซล การทดสอบความทนทานภายใต้สภาวะภาระจำลองพบว่า สมรรถนะที่สภาวะสูงสุดมีค่าด้อยลงอย่างชัดเจน เนื่องจากปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นกับระบบการจ่ายเชื้อเพลิง เช่นการลดลงของความดันเริ่มฉีดของเชื้อเพลิง



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

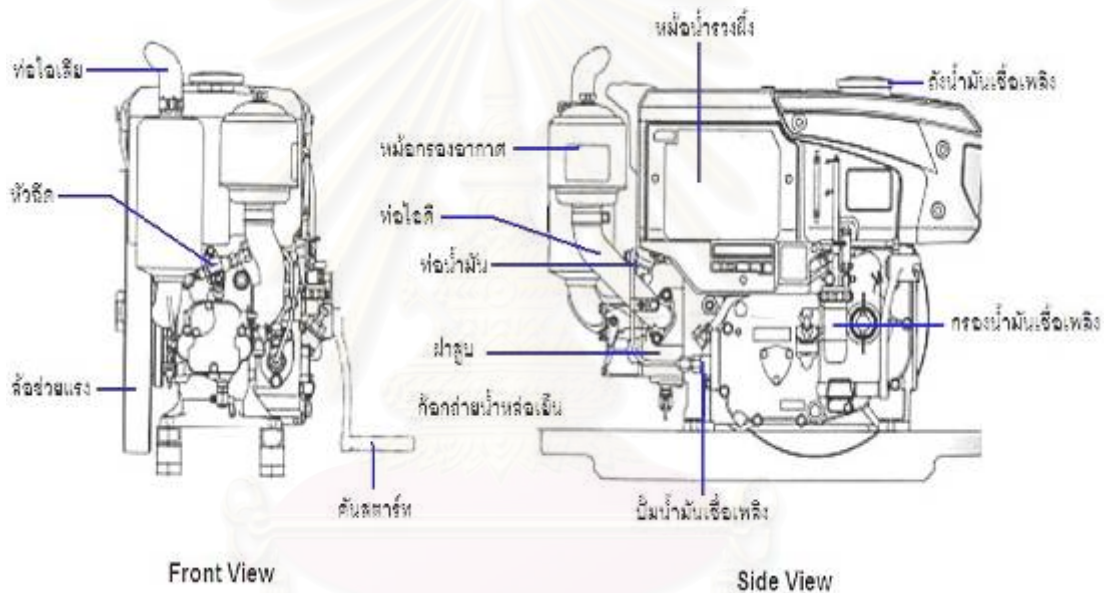
บทที่ 5

อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย

5.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

5.1.1 เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ

เครื่องยนต์ที่ถูกดัดแปลงให้เป็นเครื่องยนต์ทดสอบเป็นเครื่องยนต์ CI ชนิด IDI ยี่ห้อ Kubota รุ่น RT-120 ดังแสดงในรูปที่ 5-1 โดยแสดงข้อมูลทางเทคนิคในตารางที่ 5-1



รูปที่ 5-1 แสดงเครื่องยนต์ทดสอบ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5-1 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ

เครื่องยนต์	Kubota
รุ่น	RT120
ชนิด	Single cylinder (ลูกสูบเคลื่อนที่ในแนวนอน)
ระบบห้องเผาไหม้	Swirl chamber (IDI)
ขนาดกระบอกสูบ	94 mm. (bore)
ช่วงชัก	90 mm. (stroke)
ปริมาตรกระบอกสูบ	624 cc.
แรงม้าสูงสุด	12 hp / 2400 rpm
แรงบิดสูงสุด	4.0 kg-m / 1600 rpm
อัตราส่วนกำลังอัด	21 : 1
หัวฉีด	ประเภท: เข็มบานปลาย ความดัน: 140 kg/cm ²
ปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง	ประเภท: อีสระ หรือลูกสูบ ความดัน: 600 kg/cm ²
ระบบหล่อลื่น	ฉีดส่งโดยปั้มแบบ rotary SAE 40 API CC ความจุ 2.8 ลิตร
ระบบระบายความร้อน	หม้อน้ำแบบหม้อน้ำรังผึ้ง ระบายความร้อนแบบ Natural Convection ความจุ 2.2 ลิตร
หม้อกรองอากาศ	แบบเปียก

5.1.2 ไตนาโมมิเตอร์

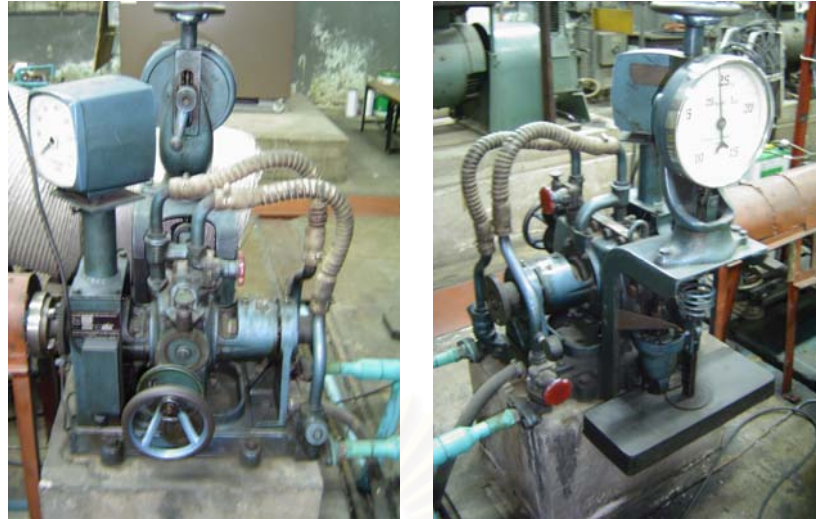
ไตนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบเป็นแบบไฮดรอลิก (Hydraulic Dynamometer) ใช้ในการเบรกการหมุนของเพลลา (Water Brake) รูปที่ 5-2 แสดงภาพไตนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ ข้อมูลเกี่ยวกับไตนาโมมิเตอร์แสดงดังรายการต่อไปนี้

Froude Dynamometer ประกอบด้วยเพลลาซึ่งที่ปลายด้านหนึ่งมีหน้าแปลนสำหรับยึดต่อกับหน้าแปลนเพลลาที่ต่อมาจากเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ ภายในไตนาโมมิเตอร์มีส่วนที่หมุนไปพร้อมกับเพลลาเรียกว่าโรเตอร์ (Rotor) จากรูปที่ 5-3 โดยที่โรเตอร์เป็นใบพัด (Vaness) มีหลุมลักษณะคล้ายถ้วยหลายใบเรียงตัวตามแนวรัศมีรอบใบพัดทั้งสองด้าน (จากรูปประกอบ) ทั้งเพลลาและโรเตอร์อยู่ในตัวเรือน (Casing) ที่ตัวเรือนด้านในจะมีใบพัดเหมือนกับที่โรเตอร์คือมีหลุมคล้ายถ้วยเรียงตัวตามแนวรัศมีของใบพัด อยู่ในลักษณะประกบเข้ากับใบพัดของโรเตอร์ ตัวเรือนนี้มีแบร์ริงรองรับอยู่บนแท่นของไตนาโมมิเตอร์ ดังนั้นตัวเรือนจึงสามารถหมุนแกว่งได้อย่างอิสระจากเพลลาที่หมุนภายในตัวเรือน

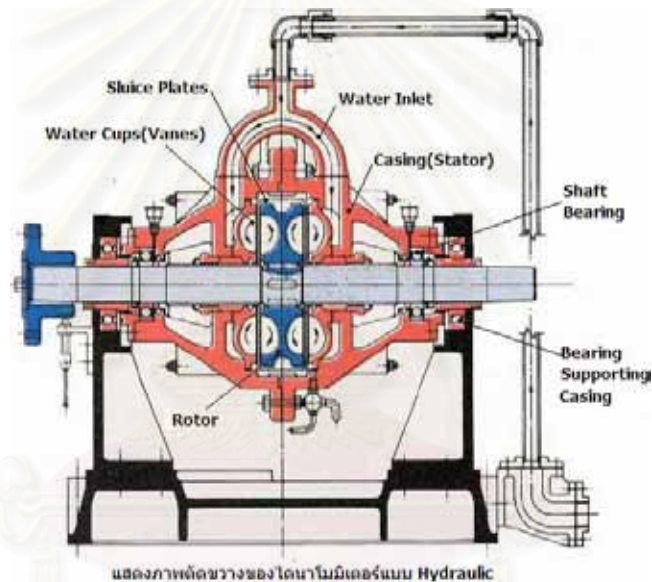
ตารางที่ 5-2 แสดงข้อมูลไตนาโมมิเตอร์

ประเภทของไตนาโมมิเตอร์	Hydraulic Dynamometer
ผู้ผลิต	Redman Heenan International Company, England
รุ่น	Froude Hydraulic Dynamometer(DPX2)
Resolution	0.1 kg
ความยาวแขนสมดุล(L _B)	0.03525 m
กำลังสูงสุดที่สามารถรับได้	150/7500 CV/rpm, (1 CV \cong 0.986 hp)

เมื่อโรเตอร์หมุน น้ำที่อยู่ในถ้วยจะถูกเหวี่ยงออกจากโรเตอร์ น้ำที่ถูกเหวี่ยงออกนี้จะพุ่งไปสู่ถ้วยที่อยู่ฝั่งตัวเรือน ถ้วยในใบพัดฝั่งตัวเรือนนี้เองก็จะสะท้อนน้ำที่พุ่งเข้ามาให้พุ่งกลับสู่ถ้วยฝั่งโรเตอร์ จึงเป็นการต้านหรือพยายามเบรกการหมุนของโรเตอร์และเพลลา งานที่เครื่องยนต์กระทำต่อน้ำจะทำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น น้ำที่อุณหภูมิสูงกว่าจะลอยอยู่ด้านบนภายในตัวเรือนและไหลออกไปทางท่อที่อยู่อันบน และน้ำเย็นจะไหลเข้ามาแทนที่โดยการทำงานของปั๊มน้ำ ดังนั้นสามารถปรับภาระที่กระทำต่อเครื่องยนต์ได้ด้วยการปรับปริมาณน้ำที่อยู่ในตัวเรือน โดยการหมุนปรับที่วาล์วน้ำขาออกจากตัวเรือน กล่าวคือการหรือวาล์วน้ำขาออกเป็นการเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์ (ส่วนที่ขาเข้านั้นต้องเปิดสุดไว้เสมอ) นอกจากนี้การปรับภาระยังสามารถปรับได้จากการปรับขนาดประตูน้ำ (Sluice Plates) ระหว่างใบพัดฝั่งโรเตอร์และใบพัดฝั่งตัวเรือน ซึ่งมีพวงมาลัยสำหรับควบคุมประตูน้ำที่ด้านข้างตัวเรือน (การเปิดประตูน้ำกว้างมากขึ้นเป็นการเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์)



รูปที่ 5-2 แสดงภาพไดนาโมมิเตอร์



รูปที่ 5-3 แสดงภาพตัดขวางภายในของไดนาโมมิเตอร์แบบไฮดรอลิก

เมื่อเครื่องยนต์ทำงาน โรเตอร์ซึ่งยึดติดอยู่กับเพลลาจะพยายามหมุนพาให้ตัวเรือน (ซึ่งเป็นอิสระจากเพลลา) หมุนตามไปด้วย โดยมีน้ำเป็นตัวกลาง ทำให้ตัวเรือนแกว่งไปมาในทิศเดียวกับทิศการหมุนของเพลลา สามารถวัดแรงบิดที่เพลลาพยายามกระทำนี้ได้ด้วยการหมุนพวงมาลัยปรับตำแหน่งตัวเรือนให้กลับมาอยู่ในภาวะสมดุล สังเกตจุดสมดุลได้จากเข็ม (Pointer) ที่ตัวเรือนและที่แผ่นไดนาโมมิเตอร์ต้องตรงกันพอดี การปรับสมดุลของตัวเรือนนี้ทำให้เราอ่านค่าน้ำหนักหรือแรงที่สปริงซึ่งติดกับแขนสมดุล (Balance Arm) ของตัวเรือนได้รับ จากการนำค่าน้ำหนักที่อ่านได้จากหน้าปัดของไดนาโมมิเตอร์คูณกับระยะแขนสมดุลของไดนาโมมิเตอร์ จะได้ค่าแรงบิดที่ต้านการหมุนของเพลลา ซึ่งเท่ากับแรงบิดที่ได้รับจากเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์นั่นเอง

5.1.3 การวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์



รูปที่ 5-4 แสดง Proximity



รูปที่ 5-5 แสดง Pulse Meter

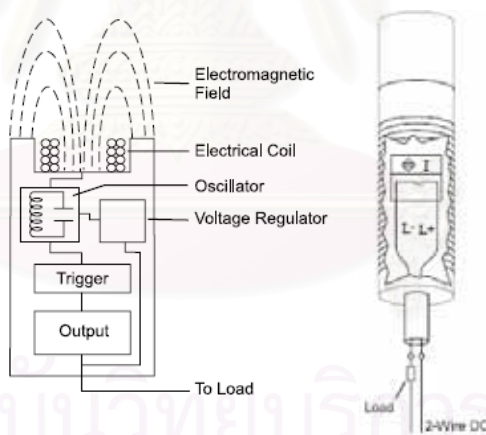
อุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วรอบในการทดลองนี้ คือ Proximity ชนิด Inductive วัดความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และใช้พัลส์มิเตอร์ (Pulse Meter) แสดงความเร็วรอบของเครื่องยนต์ โดยยึดตัว Proximity ไว้ที่ฐานของไดนาโมมิเตอร์ และวัดความเร็วรอบจากการหมุนของหน้าแปลน (Flange) เพลาดิโนมิเตอร์ฝั่งตรงข้ามกับเครื่องยนต์ ดังรูปที่ 5-4 และรูปที่ 5-5 และข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้ในการวัดความเร็วรอบได้แสดงไว้ในตารางที่ 5-3

สำหรับหลักการทำงานของชุดอุปกรณ์วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ อธิบายได้ว่า Proximity เป็นเซ็นเซอร์สำหรับวัดความเร็วรอบแบบไม่สัมผัส โดย Proximity แบบ Inductive นั้นอาศัยสนามแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetic Field) ในการตรวจจับวัตถุเป้าหมายที่เป็นโลหะ (Metal Target) ที่ผ่านเข้ามาในระยะอิทธิพล (Sensing Distance) ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่ปล่อยออกจากตัว Proximity จึงไม่มีการสัมผัสกับวัตถุเป้าหมายนั้น ซึ่งภายในตัวเรือนของ Proximity ประกอบด้วย ขดลวดพันรอบแกนแม่เหล็ก (Coil), ออสซิลเลเตอร์ (Oscillator), วงจรตรวจจับ (Trigger Circuit) และวงจรเอาต์พุต (Output Circuit) ดังรูปที่ 5-6

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5-3 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์

ยี่ห้อ, รุ่น	OMRON, E2E-X2D1-N
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง	8 mm (M8)
Type	Shielded
Sensing Distance	2 mm \pm 10%
Operating Voltage	12 to 24 VDC
Leakage Current	0.8 mA max.
Response Frequency	1.5 kHz (1,500 pulse/sec)
Operation	Load ON
Indicator	Operation set indicator (green LED)
Ambient Temperature	-25°C to 70°C
Vibration Resistance	10 to 55 Hz
Weight	Approx. 45 g



รูปที่ 5-6 แสดงส่วนประกอบภายในตัวเรือนของ Proximity แบบ Inductive

โดยออสซิลเลเตอร์ใน Proximity อาศัยแรงเคลื่อนไฟฟ้าจากแหล่งพลังงานภายนอกมาสร้างสนามแม่เหล็กไฟฟ้าและแผ่ออกทางผิวหน้าของเซ็นเซอร์ (Sensor Face) ผ่านขดลวด เมื่อมีวัตถุที่เป็นโลหะเคลื่อนที่ผ่านเข้ามาในระยะอิทธิพลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า วัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าวจะดูดซับพลังงานจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้าหรือเกิดการเหนี่ยวนำ (Inductive) ได้ กระแสไฟฟ้าไหลวน (Eddy Currents) ภายในตัวของวัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าว ทำให้ค่าแอมพลิจูดของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าลดลง ยิ่งวัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าวเข้าใกล้มากก็จะเหนี่ยวนำให้เกิดกระแสไฟฟ้าไหลวนมากขึ้น เป็นการสูญเสียพลังงานของออสซิลเลเตอร์มากขึ้น เมื่อค่าของ

แอมป์ลิจูดลดลงถึงค่าที่กำหนด วงจรตรวจจับและวงจรเอาต์พุตจะตรวจจับค่าแอมป์ลิจูดและส่งสัญญาณการเปลี่ยนแปลงค่าแอมป์ลิจูดด้วยการเปิดหรือปิด (On or Off) ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับว่าเซ็นเซอร์เป็นแบบ Normal Close (NC) หรือแบบ Normal Open (NO) เมื่อวัตถุที่เป็นโลหะเคลื่อนที่ห่างออกไปจากผิวหน้าเซ็นเซอร์ ขนาดของแอมป์ลิจูดของออสซิลเลเตอร์จะกลับมาเพิ่มขึ้น วงจรตรวจจับและวงจรเอาต์พุตจะตรวจจับขนาดของแอมป์ลิจูดที่เพิ่มขึ้น และส่งสัญญาณด้วยการเปิดหรือปิด (On or off) วงจรเมื่อค่าแอมป์ลิจูดกลับมาที่ภาวะปกติ โดยวงจรเอาต์พุตจะทำการส่งสัญญาณพัลส์ที่เกิดขึ้นทุกครั้งไปยังพัลส์มิเตอร์ ซึ่งทำหน้าที่ในการนับจำนวนพัลส์ที่เกิดขึ้นใน 1 วินาทีและแสดงออกมาเป็นความเร็วรอบในหน่วย rpm โดยผ่านการคำนวณ ดังสมการ 5-1

$$rpm = \frac{(pulse / sec) \times 60 sec}{(tooth \ no./ rev.)} \quad (5-1)$$

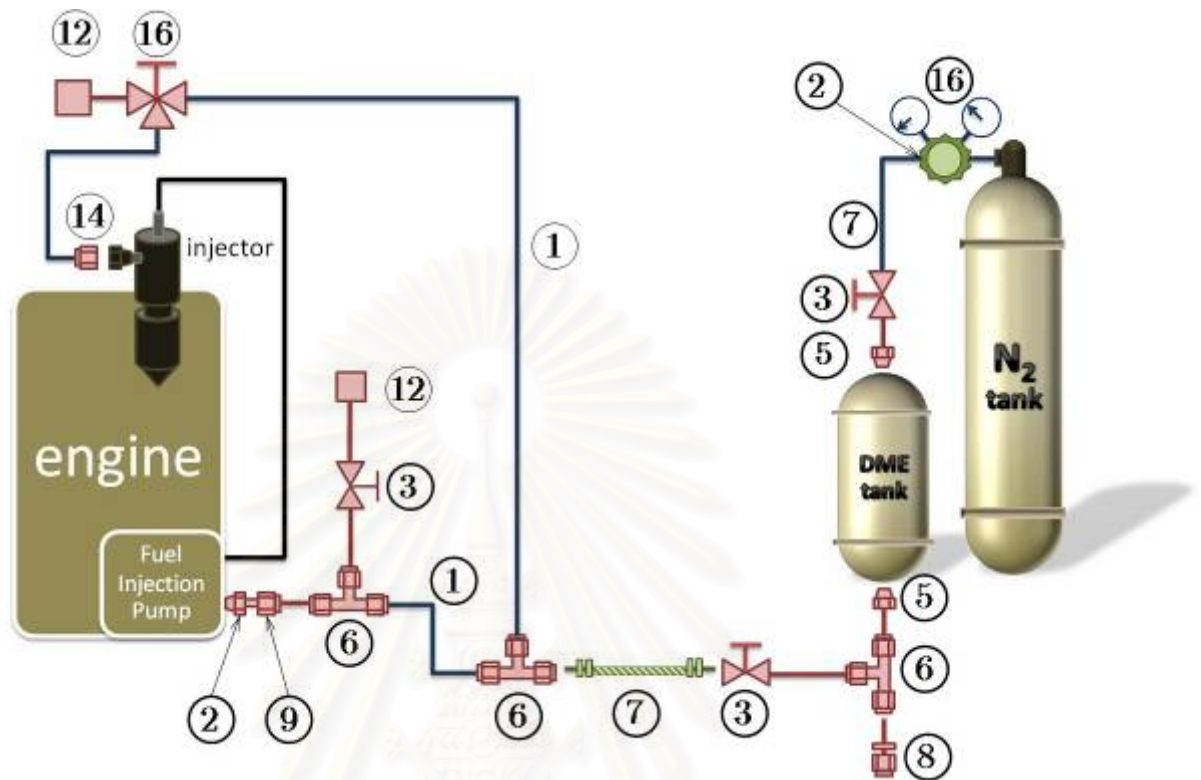
ตารางที่ 5-4 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของพัลส์มิเตอร์ที่ใช้ในการแสดงผลความเร็วรอบเครื่องยนต์

ยี่ห้อ, รุ่น	DIGICON, PM-05
Power Supply	100-240 VAC 50/60 Hz
Power for External Sensor	12 VDC \pm 10%, 80 mA
Measuring Accuracy ($23 \pm 5^{\circ}C$)	F.S. \pm 0.05% rdg \pm 1 Digit.
Measuring Range	0.0005 kHz to 50 kHz
Input Signal	Max. 50 kHz(ON/OFF pulse) (ON voltage : 4.5-24V, OFF voltage : 0-1.0V)
Max. Indication	5 digit (19999 to 99999)
Display Accuracy (Update Output Cycle)	0.05/0.5/1/2/4/8 sec

5.1.4 อุปกรณ์ชุดทนความดันสูง (High Pressure Set)

เนื่องจากระบบที่ทำการทดลองจำเป็นต้องใช้แก๊สไนโตรเจนขับเคลื่อนเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล เพื่อให้ DME มีสถานะเป็นของเหลวตลอดกระบวนการทดสอบ ภายในท่อส่งเชื้อเพลิง จึงทำให้ท่อส่งเชื้อเพลิงของระบบ (Fuel Line) ต้องรับแรงดันประมาณมากกว่า 3 MPa ซึ่งหากใช้อุปกรณ์ปกติเช่น ท่อยาง จะไม่สามารถทนแรงดันระดับนี้ได้ จึงจำเป็นต้องปรับปรุงระบบอุปกรณ์ส่งเชื้อเพลิง เป็นท่อทนความดันซึ่งทนความดันได้มากกว่า 15 MPa โดยอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงที่นำมาใช้ในวิทยานิพนธ์นี้เป็นอุปกรณ์ยี่ห้อ Swagelok ดังรูปที่ 5-7 แสดงแผนผังการ

ติดตั้งอุปกรณ์ชุดทนความดันสูง โดยมีรายละเอียดอุปกรณ์ดังตารางที่ 5-5 และได้แสดงรายละเอียดของอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงอย่างละเอียดไว้ในภาคผนวก ง



รูปที่ 5-7 แผนผังการติดตั้งอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงยี่ห้อ Swagelok

ตารางที่ 5-5 รายละเอียดอุปกรณ์ชุดทนความดันสูง (Swagelok)

หมายเลข	อุปกรณ์
1	Flexible Teflon Hose Tube Adapter
2	Male Connector
3	Ball Valve
4	Sample Cylinder
5	Tube Adapter
6	Union Tee Tube
7	Flexible Teflon Hose Tube Adapter
8	Reducer
9	Male Connector Parallel Threads
10	Gasket
11	Tube Seamless
12	Cap Tube
13	3-Way Ball Valve
14	Male Connector Parallel

จากแผนผังท่อ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล จะวิ่งเข้าปั๊มและผ่านไปยังหัวฉีด โดยมีท่อนำ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ย้อนกลับไปยังปั๊มอีกครั้ง โดยท่อที่ใช้เป็นท่อส่งเชื้อเพลิง ต้องเป็นท่อที่สามารถทนความดันได้มากกว่า 3 MPa ซึ่งไม่สามารถใช้อุปกรณ์ดั้งเดิมที่ติดมากับเครื่องได้

5.1.5 อุปกรณ์วัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง จะนำถังน้ำมันเชื้อเพลิงวางไว้บนตาชั่ง ซึ่งตาชั่งสามารถรับน้ำหนักได้ 60 กิโลกรัม มีความละเอียด 2 กรัม ดังรูปที่ 5-8 และใช้นาฬิกาจับเวลาเพื่อจับเวลาน้ำหนักเชื้อเพลิงที่เปลี่ยนแปลง



รูปที่ 5-8 แสดงอุปกรณ์การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

ตารางที่ 5-6 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของตาชั่งที่ใช้วัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

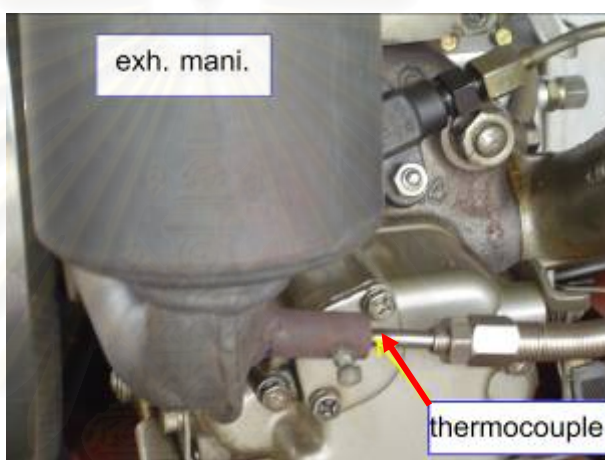
Model	JADEVER JWA - 60K
Capacity	60 kg
Resolution	2 g
Capacity	120 lb
Resolution	0.005 lb
Internal Resolution	1/600000
Pan size	320 x 240 mm
Sensitivity Drift	20 ppm / °C (5-35 °C)
Operating Temperature	-5 °C-40 °C
Display	LCD with backlight, 7 digits
Power	110, 120, 220, 240VAC±10%, rechargeable battery for 60 hours
Dimension	390L x 345W x 120H (mm)
Option Module	1. Bi - direction RS232 Module Box 2. Relay Module Box

5.1.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

การวัดอุณหภูมิจะใช้เทอร์โมคัปเปิล ชนิด type K (Chromel-Alumel, CA) โดยต่อเทอร์โมคัปเปิลเข้ากับตัวอ่านค่าเพื่ออ่านค่าและเก็บข้อมูล

ตัวแปรอุณหภูมิการทำงานที่ทำการวัดมีดังนี้

ก. **อุณหภูมิไอเสีย** โดยใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด Type K (Chromel-Alumel, CA) การวัดอุณหภูมิไอเสียได้ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ที่ท่อไอเสียหลังจากออกจากห้องเผาไหม้ประมาณ 10 เซนติเมตร ดังรูปที่ 5-9



รูปที่ 5-9 แสดงตำแหน่งเทอร์โมคัปเปิลที่ท่อไอเสีย

ข. **อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น** จะติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลชนิด Type K (Chromel-Alumel, CA) ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.65 มม. ไว้ภายในตัวกรองน้ำมันหล่อลื่น โดยตัวกรองน้ำมันหล่อลื่น แच्छอยู่ในอ่างน้ำมันหล่อลื่นตลอดเวลาเช่นเดียวกับเทอร์โมคัปเปิล แสดงดังรูปที่ 5-10



รูปที่ 5-10 แสดงการติดตั้งตำแหน่งของเทอร์โมคัปเปิลที่ตัวกรองน้ำมันหล่อลื่น

ค. อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น โดยทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ที่ปลั๊กถ่ายน้ำหล่อเย็นที่อยู่ด้านล่างของฝาสูบ แสดงดังรูปที่ 5-11



รูปที่ 5-11 แสดงตำแหน่งติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่วาล์วถ่ายน้ำหล่อเย็นด้านล่างของฝาสูบ

5.1.7 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

การวัดอัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ จะวัดด้วย Orifice ซึ่งติดตั้งอยู่บริเวณทางเข้าถึงพักอากาศ ดังรูปที่ 5-12 โดยถึงพักอากาศจะช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหลผ่าน Orifice อันเนื่องมาจากจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ และวัดค่าความดันตกคร่อม Orifice Plate เพื่อนำไปคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ โดยใช้ Inclined Manometer ดังรูปที่ 5-13 โดยรายละเอียดการคำนวณแสดงไว้ในภาคผนวก ข



รูปที่ 5-12 แสดงถึงพักอากาศและการติดตั้ง Orifice Plate



รูปที่ 5-13 แสดง Inclined Manometer

5.1.8 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions)

ระหว่างการทดสอบสมรรถนะได้ทำการวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและอุณหภูมิกระเปาะแห้งของบรรยากาศ โดยใช้เทอร์โมมิเตอร์แบบกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งแบบปรอท ส่วนความดันบรรยากาศ วัดโดยใช้บารอมิเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 5-14 และรูปที่ 5-15



รูปที่ 5-14 แสดงภาพบารอมิเตอร์



รูปที่ 5-15 แสดงภาพเทอร์โมมิเตอร์

5.1.9 อุปกรณ์วัดค่าควันดำ

เครื่องมือวัดค่าควันดำเป็นแบบกระดาษกรอง ยี่ห้อ BOSCH ดังแสดงในรูปที่ 5-16 และรูปที่ 5-17 ประกอบด้วย

ก. **ปั๊มดูดไอเสีย** รุ่น ETD 020.00 เป็นเครื่องมือเก็บตัวอย่างค่าควันดำจากท่อ ไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซล ภายในตัวปั๊มจะประกอบด้วย

1. ครอบอกปั๊ม ภายในมีลูกสูบที่มีปลายช่องสำหรับใส่กระดาษกรอง
2. สปริงคั่นชั๊กต่อจากลูกสูบ (ตัวสปริงถูกหุ้มด้วยปลอกยาง)
3. ลูกยางบีบ มีท่อต่อลมเข้ากับตัวล้อคสปริง ที่หัวครอบอกปั๊ม
4. หัวดูดไอเสีย (Exhaust – Sample Pickup) ประกอบด้วยอุปกรณ์ ยึดติดกับ

ท่อไอเสีย และท่อลมสำหรับแก๊สไอเสียผ่านเข้าครอบอกสูบ



รูปที่ 5-16 แสดงภาพปั๊มดูดไอเสีย รุ่น ETD 020.00



รูปที่ 5-17 แสดงเครื่องอ่านค่าควันดำ รุ่น ETD 020.50

ข. **เครื่องอ่านค่าควันดำ** รุ่น ETD 020.50 เป็นเครื่องอ่านค่าความเข้มของเขม่าดำบนกระดาษกรอง แสดงค่าด้วยตัวเลขดิจิตอลเรืองแสง มีสเกลอยู่ระหว่าง 0-10 Bosch Unit Number ความละเอียด 0.1 เมื่อตัวเลขแสดงค่า 0 มีความหมายว่ามิววัดที่ทดสอบนั้นขาวบริสุทธิ์ ถ้าตัวเลขแสดงค่า 10 หมายความว่ามิววัดที่ทดสอบนั้น ดำสนิท หรือมีความดำ 100% ในหัวอ่านค่าควันดำ ภายในจะประกอบด้วย Photo Element รูปวงแหวนตรงกลางมีหลอดไฟ และมีสายสัญญาณส่งเข้าเครื่องอ่านค่า หลักการทำงานคือเมื่อกดสวิทช์อ่านค่า หลอดไฟจะติด แสงที่พุ่งออกไปเมื่อกระทบกับมิววัด (กระดาษกรอง) จะมีการสะท้อนกลับ Photo Element จะรับแสงสะท้อนนั้นแล้วเปลี่ยนเป็นสัญญาณไฟฟ้าผ่านตามสายไฟฟ้าไปยังตัวอ่านค่าควันดำและแสดงค่า

ออกมาเป็นตัวเลขเรื่องแสง ในกรณีที่กระดาษกรองขาวบริสุทธิ์ แสงจะสะท้อนกลับมาหมด Photo Element จะส่งสัญญาณเป็นกระแสไฟเต็มที ตัวเลขจะแสดงค่า 0 ถ้ากระดาษกรองดำสนิทจะดูดกลืนแสงไว้ทั้งหมด ไม่มีการสะท้อนกลับ จึงไม่มีสัญญาณไฟส่งไปยังเครื่องวัด ตัวเลขจะแสดงค่า 10 ดังแสดงในรูปที่ 5-18 ในการวัดค่าจากกระดาษกรองจะทำการวัด 5 ตำแหน่ง ได้แก่ ตำแหน่งบน, กลาง, ล่าง, ซ้าย และขวา ของกระดาษ จากนั้นจะหาค่าเฉลี่ยจาก 5 จุดที่วัดค่า อีกทั้งในการวัดค่าแต่ละจุดทดสอบ จะทำการวัดค่าควินด้าถึง 3 ครั้งและหาค่าเฉลี่ยต่อหนึ่งจุดทดสอบ เพื่อให้ได้ข้อมูลที่มีความคลาดเคลื่อนน้อยที่สุด



รูปที่ 5-18 แสดงตัวอย่างกระดาษกรองที่ใช้ในการวัดค่าควินด้าเปรียบเทียบกับ Bosch Unit Number

5.1.10 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้

5.1.10.1 Piezoelectric Pressure Transducer

สำหรับการวัดและเก็บค่าความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดใช้ Piezoelectric Pressure Transducer ซึ่งโดยทั่วไปแล้วโครงสร้างจะประกอบด้วยผลึกควอทซ์ ซึ่งจะจ่ายประจุไฟฟ้าออกมาเมื่อมีแรงมากกระทำบนผลึก โดยประจุที่จ่ายออกมาจะมีค่าแปรตามแรงที่กระทำ

ในการวัดความดันในห้องเผาไหม้จะใช้ Pressure Transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P ดังรูปที่ 5-19 ติดตั้งที่บนฝาสูบของเครื่องยนต์ ดังแสดงในรูปที่ 5-21 ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 5-7

ตารางที่ 5-7 แสดงคุณสมบัติของ Pressure Transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P

ช่วงการวัดตั้งแต่	0-20 Mpa
Overload	25 Mpa
Sensitivity	150 pC/MPa
Linearity	< $\pm 0.3\%$ FSO
Acceleration Sensitivity	< 0.001 bar/g
Shock Resistance	> 2000 g
ช่วงอุณหภูมิใช้งานได้ถึง	400°C
Insulation Resistance ที่ 20°C	> 1013 Ω
ค่า Capacitance	7 pF
Thermal Sensitivity Shift	
ช่วง 20-400°C	< $\pm 2\%$
ช่วง 200-300°C	< $\pm 0.5\%$

ในการวัดความดันที่ท่อจ่ายเชื้อเพลิงจะใช้ Pressure Transducer ยี่ห้อ KISTLER รุ่น 607C1 ดังรูปที่ 5-20 โดยติดตั้ง Pressure Transducer บนท่อจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง ช่วงระหว่างปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงกับหัวฉีด ดังแสดงในรูปที่ 5-21 ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 5-8

ตารางที่ 5-8 แสดงคุณสมบัติของ Pressure Transducer ยี่ห้อ Kistler รุ่น 607C2

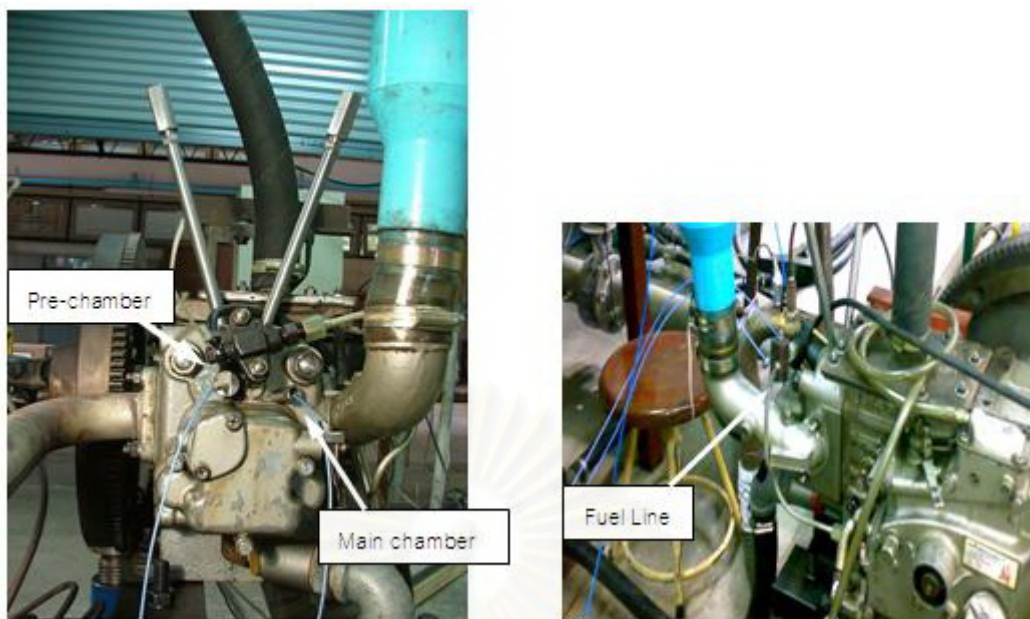
ช่วงการใช้งาน	0-482,633 kPa
ความดันที่วัดได้สูงสุด	698,476 kPa
ค่า Sensitivity	-0.0174 pC/kPa
อุณหภูมิให้อยู่ในช่วง	-196-260°C
ทนอุณหภูมิ Intermittent Gas Temperature	1650°C
ค่า Temperature Coefficient of Sensitivity	0.02%/°C



รูปที่ 5-19 แสดงภาพของ Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้



รูปที่ 5-20 แสดงภาพของ Pressure Transducer สำหรับวัดความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด



รูปที่ 5-21 แสดงตำแหน่งการติดตั้ง Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

5.1.10.2 การเก็บข้อมูลความดัน

เครื่อง DEWETRON เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเก็บข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด โดยวิเคราะห์ข้อมูลด้วยโปรแกรม Combustion Analyzer Version 6 ทำให้สามารถเก็บข้อมูลความดันแบบ Real-time ในการวิจัยนี้ใช้เครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE ดังรูปที่ 5-22 และมีข้อมูลเทคนิคดังตารางที่ 5-9



รูปที่ 5-22 แสดงเครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE

ตารางที่ 5-9 แสดงคุณสมบัติของเครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE

General Specification	
Resolution	-0.1 degree with crank angle encoder at up to 8000 rpm on 1 channel -0.2 degree resolution with 4 channel up to 6000 rpm
Result display	Online mathematics and statistics Fast online displays (pressure diagram,P/V diagram,...)
Function	Powerful knocking recognition capability
Fast stream to disk mode Z1 MS/s)	
Input specification	
Max. channels	32
Internal amplifier slot	16
Sampling rate	Up to 1 MS/s total
Resolution	12 bit
Input ± 10 V ± 50 V (isolated) Charge	Standard DAQP-V modules DAQP-CHARGE-X modules
Crank or CA input	isolated
Computer system	
Display	17" TFT / resolution 1280 X1024 pixels
Processor	Intel 2.8 GHz
Memory / Hard disk	1 GB / 250 GB high speed
DVD drive	DVD +/- RW
Interface	USB, RS232, LPT,Ethernet
Operating system	Windows XP Professional

ตารางที่ 5-9 (ต่อ) แสดงคุณสมบัติของเครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE

System specification	
Dimension	460 X351 X 200 mm
Weight	Approximate 17 kg
Operating temperature	-10 to 50 °C
Storage temperature	-10 to 70 °C
Humidity	10 to 80 % non cond., 5 to 95 % relative humidity
Vibration	MIL-STD 810F 514.5, procedure
Shock	MIL-STD 810F 516.5, procedure
Power supply	90 to 260 VAC

5.1.10.3 Charge Amplifier

ทำหน้าที่แปลงสัญญาณประจุไฟฟ้าที่จ่ายออกมาจาก Piezoelectric Pressure Transducer ให้เป็นสัญญาณแรงดันไฟฟ้า (Analog) เพื่อนำไปแสดงผลหรือประมวลผลให้อยู่ในรูปแบบที่ต้องการต่อไป โดยใช้ Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A 2 ตัว เพื่อแปลงสัญญาณจาก Fuel Line และ Main Chamber ดังแสดงในรูปที่ 5-23 โดยมีข้อมูลทางเทคนิคดังตารางที่ 5-10



รูปที่ 5-23 แสดง Amplifier รุ่น SAQP-CHARGE-A

ตารางที่ 5-10 แสดงข้อมูลทางเทคนิค Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A

	Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A
Supported Sensors	ICP2 and Charge sensors
Sensor type selection	Push button or software
Input Ranges	
ICP2 input	0, 20, 40, 60 db
Charge input	0.1, 1, 10, 100, 1000 mv/pC
Gain Accuracy	1 % F.S.
Input range finetuning	Programmable
Range selection	Push button (fixed) or software (all)
Integration	Single (velocity), double (displacement)
LED indicators	
Range and filter	5 LEDs
ICP LED	Active with connected ICP2 sensor, inactive for charge input
OVL LED	Overload control (output voltage > 5V)
A, V and D LED	Indicator for acceleration velocity and displacement output
Constant current source	3.8 to 5.6 mA, >26 V
Filters (highpass)	0.1 Hz, 1 Hz, 10 Hz ($\pm 2\text{dB} @ f_0$)
Filters (lowpass)	100 Hz, 1, 3, 10, 50 kHz ($\pm 2\text{dB} @ f_0$)
Filter selection	Push button or software
Filter characteristics	Butterworth 80dB / decade (24dB/octave)
Bandwidth, -3dB	0.1 Hz to 50 kHz ($\pm 2\text{dB} @ f_0$)
Typ. SNR @ max bandwidth	
Gain 0.1 and 1	90 dB
Gain 10	87 dB
Gain 100	73 dB
Gain 1000	54 dB
Gain 1000	60 dB @ 10 kHz
Output voltage	$\pm 5\text{V}$ ($\pm V$ peak voltage)
Output noise	< 8 mV (all ranges with 50 kHz filter)
RS-485 interface	Yes
Power supply voltage	$\pm 9 V_{\text{DC}}$ ($\pm 10\%$)
Power consumption	0.6 W to 1.2 W (depending on sensor)

5.2 วิธีดำเนินการวิจัย

5.2.1 การทดสอบสมรรถนะ

ขั้นตอนการทดสอบสมรรถนะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ

5.2.1.1 การ Run in

หลังจากเปลี่ยนชิ้นส่วนภายในเครื่องยนต์ใหม่ ได้ทำการ run in เครื่องยนต์โดยการเดินเครื่องยนต์ตามวัฏจักรภาระที่บริษัทผู้ผลิตแนะนำ ซึ่งวัฏจักรดังกล่าวประกอบด้วย 3 ขั้นตอน ดังนี้

1. ไม่มีภาระ (No load) ความเร็วรอบ 2,400 rpm ระยะเวลา 30 นาที
2. มีภาระ 50% ของ rated power ความเร็วรอบ 2,400 rpm ระยะเวลา 30 นาที
3. มีภาระ 100% ของ rated power ความเร็วรอบ 2,400 rpm ระยะเวลา 20 ชั่วโมง

ภายหลังเสร็จสิ้นการ Run in ได้ทำการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันเครื่องใหม่ก่อนเริ่มทำการทดสอบ การทดสอบสมรรถนะเริ่มจากการใช้น้ำมันดีเซล จากนั้นจะทำการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันเครื่อง และทำการเปลี่ยนน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นน้ำมันดีเซลทางเลือก โดยทำการเดินเครื่องยนต์ช่วงระยะเวลาหนึ่งเพื่อเป็นการไล่น้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลที่ทดสอบก่อนหน้านี้

5.2.1.2 การทดสอบที่ภาระสูงสุด (Full-Load Performance Test)

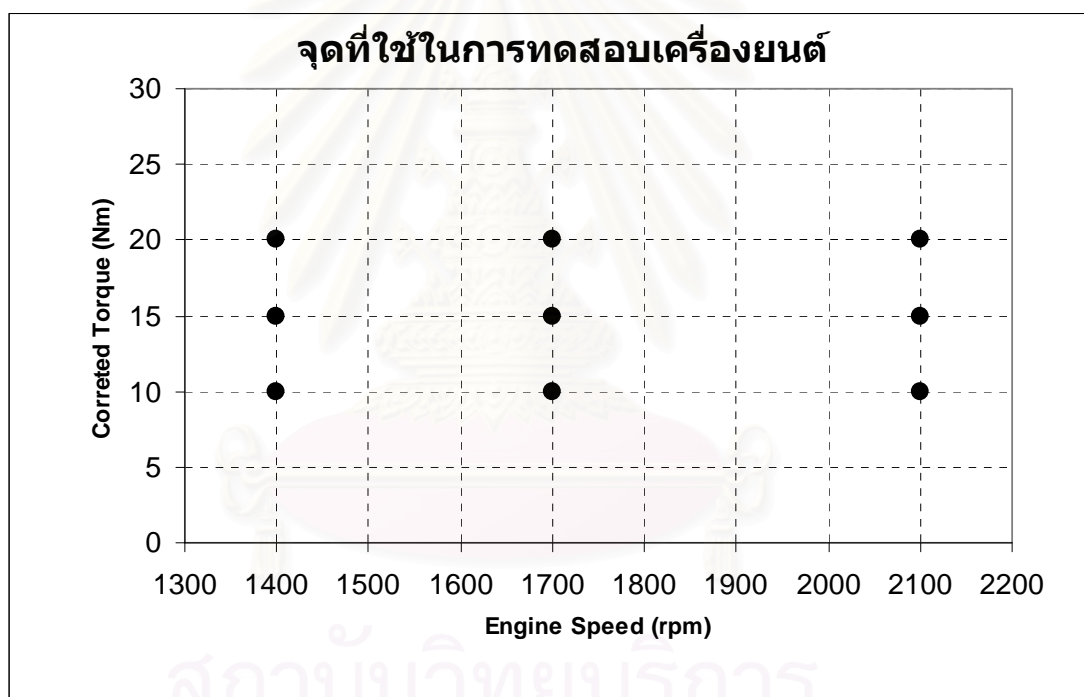
ก่อนทำการทดสอบที่สภาวะภาระสูงสุด จะทำการ warm up เครื่องยนต์จนระบบน้ำหล่อเย็นได้อุณหภูมิทำงาน คือไม่ต่ำกว่า 70 °C จากนั้นเริ่มทดสอบหาความสัมพันธ์ของค่าแรงบิดกับความเร็วน้ำมัน ที่สภาวะภาระสูงสุด (Full Load) เริ่มจากปรับคันเร่งให้เครื่องยนต์หมุนเปล่าโดยไม่มีภาระจนความเร็วรอบอยู่ที่ 2,550 rpm จัดให้เป็นตำแหน่งที่คันเร่งเปิดสุด (ตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิต) จากนั้นเริ่มใส่ภาระให้กับเครื่องยนต์โดยการปรับโหลดเพิ่มขึ้น รอบของเครื่องยนต์จะลดลงเรื่อยๆ ตามภาระที่เพิ่มให้กับเครื่องยนต์ จนความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลดลงมาที่ 2100 rpm รอให้เครื่องยนต์อยู่ในสภาวะคงตัว ที่จุดนี้คือสภาวะสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ความเร็ว 2100 rpm แล้วจึงเริ่มบันทึกข้อมูลจากการวัดค่าต่างๆ ที่ ข้อมูลที่ทำให้การวัด ได้แก่ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์, อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น, อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น, อุณหภูมิไอเสีย, อุณหภูมิไอดี, อุณหภูมิและความดันบรรยากาศ, อัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง และค่าควันท่อ จากนั้นเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์จนความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลดมาที่ 1700 rpm รอให้เครื่องยนต์อยู่ในสภาวะคงตัวแล้วจึงบันทึกค่า และกระทำเช่นเดียวกันที่ความเร็ว 1400 rpm รวม

ทั้งหมด 3 จุดทดสอบ จะได้ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับความเร็รรอบที่สภาวะภาระสูงสุด (Full Load)

5.2.1.3 การทดสอบที่ภาระบางส่วน (Part Load Performance Test)

จากความสัมพันธ์ที่ได้ระหว่างภาระสูงสุดและความเร็รรอบที่ได้จากการทดสอบภาระสูงสุดจะถูกนำมากำหนดจุดในการทดสอบที่ความเร็วและที่แรงบิดเบรคต่างๆ สำหรับการทดสอบ engine performance test

การเลือกจุดทำงานได้ดัดแปลงวัฏจักรการทดสอบตามมาตรฐาน ESC Test Cycle (ดูภาคผนวก ค) กล่าวคือทำการทดสอบที่ความเร็วรอบเช่นเดียวกับ ESC Test Cycle คือ 1400, 1700, 2100 rpm และทำการทดสอบกำหนดภาระที่ทดสอบสามระดับ ได้แก่ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm ซึ่งจุดทำงานที่เลือกในการทดสอบนี้มีทั้งหมด 9 จุด ดังแสดงในรูปที่ 5-24



รูปที่ 5-24 แสดงจุดที่ใช้ในการทดสอบเครื่องยนต์

จากนั้นทำการทดสอบสมรรถนะ ณ จุดทำงานตามจุดทดสอบที่กำหนดในรูปที่ 5-24 ซึ่งเป็นการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน (Part - Load) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ โดยลำดับการทดสอบจะเริ่มจากความเร็วรอบต่ำสุดก่อน และเริ่มจากภาระต่ำไปหาภาระสูงจนครบทุกภาระในความเร็วรอบนั้น จึงเปลี่ยนไปทดสอบในความเร็วรอบที่สูงขึ้นถัดไป

ก่อนทำการทดสอบจะต้อง warm up เครื่องยนต์จนระบบน้ำหล่อเย็นมีอุณหภูมิทำงาน คือไม่ต่ำกว่า 70 °C จากนั้นจึงเริ่มการทดสอบ จากจุดแรก กล่าวคือเริ่มทดสอบจาก จุดที่มีความเร็วรอบ 1400 rpm และภาระ 10 Nm เมื่อปรับเครื่องยนต์จนตรงตามจุดทำงานที่ต้องการแล้ว รอให้เครื่องยนต์อยู่ที่สภาวะคงตัว จึงเริ่มบันทึกข้อมูลจากการวัดค่าต่างๆ เช่นเดียวกับการทดสอบที่สภาวะสูงสุด จากนั้นจะเปลี่ยนไปทดสอบจุดทำงานต่อไปด้วยการค่อยๆ เพิ่มภาระขึ้นด้วยการปรับโหลดเพิ่มตามจำนวนที่ต้องการ เมื่อครบทุกจุดแล้ว จึงเปลี่ยนความเร็วรอบ แล้วกระทำเช่นเดียวกันจนครบตามจุดทดสอบที่ได้กำหนด นำค่าแรงบิดและอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงไปคำนวณปรับค่าที่สภาวะอากาศมาตรฐาน แล้วนำค่าที่ปรับแล้วมาแสดงในรูปแบบภูมิสมรรถนะ (Performance Map) ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิด ความเร็วรอบ และอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ

5.2.2 วิธีการทดสอบเพื่อวิเคราะห์การเผาไหม้

5.2.2.1 การวัดความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

หัวฉีด

สำหรับการทดสอบได้กระทำในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัว ที่ภาระและความเร็วรอบคงที่ ที่ละจุดทำงานเช่นเดียวกันกับการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วนดังแสดงในรูปที่ 5-24 จากนั้นทำการวัดความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ความดันในห้องเผาไหม้หลัก ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด และองศาเพลลาข้อเหวี่ยง โดยบันทึกข้อมูลทุกๆ 0.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง จำนวน 120 วัฏจักรต่อจุดทดสอบ

5.2.2.2 การวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อน

การบ่งชี้สภาวะการเผาไหม้กระทำโดยพิจารณาข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ได้จากการวัดในหัวข้อ 5.2.2.1 จะถูกนำมาวิเคราะห์เพื่อคำนวณหาอัตราการฉีดเชื้อเพลิงได้โดยใช้สมการ (3-11) อัตราการปล่อยความร้อนสามารถคำนวณโดยใช้สมการ (3-7) ปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิ สามารถหาได้จากสมการ (3-9) และ สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ซึ่งสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการ (3-10) ซึ่งผลที่ได้ทั้งหมดจะถูกนำไปวิเคราะห์ต่อไป เช่น มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการเผาไหม้ มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าของการเผาไหม้ (Ignition delay) และอัตราการเผาไหม้ โดยกำหนดเงื่อนไขจากนิยามต่อไปนี้

1) มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่ความดันในห้องจ่ายเชื้อเพลิงเข้าหัวฉีดมีค่าสูงกว่า Injector opening pressure

2) การบ่งชี้มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการเผาไหม้ พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่ค่าอัตราการปล่อยความร้อนเพิ่มขึ้นมากกว่าศูนย์ครั้งแรก

3) การบ่งชี้มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้ พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่อัตราการปล่อยความร้อนลดลงจนมีค่าเป็นศูนย์ครั้งแรก

4) ช่วงล่าช้าของการเผาไหม้ (Ignition delay) บ่งชี้จากช่วงมุมข้อเหวี่ยงระหว่างจุดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้

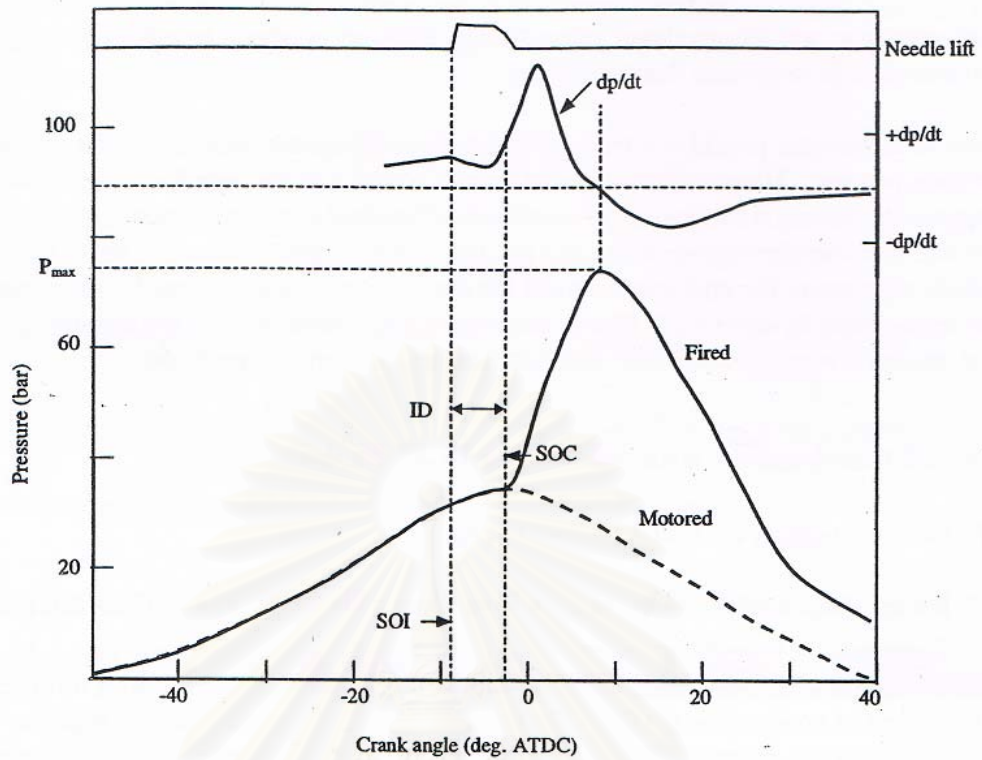
5) อัตราการเผาไหม้ บ่งชี้จากอัตราการปล่อยความร้อน

5.2.2.3 การพิจารณาเลือกจุดฉีดเชื้อเพลิงและจุดเริ่มต้นการเผาไหม้

สำหรับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้หรือ dp/dCA นั้นสามารถนำมาพิจารณาหาจุดฉีดเชื้อเพลิงและจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ได้ดังแสดงในรูปที่ 5-25 ในการพิจารณาหาจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงนั้นจะพิจารณาจากความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ซึ่งพิจารณาจากอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยพิจารณาจากจุดสูงสุดแรกของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เนื่องจากในจังหวะการอัดตัวของลูกสูบนั้นอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้จะสูงขึ้นเรื่อยๆ แต่เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้นั้น เชื้อเพลิงจะต้องการพลังงานส่วนหนึ่งในการแตกตัวเป็นละอองเพื่อผสมกับอากาศ ดังนั้นทำให้ห้องเผาไหม้ล่วงหน้าสูญเสียความร้อนไปส่วนหนึ่งทำให้ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าตกลงเล็กน้อยและเมื่อมีการเผาไหม้เริ่มต้นขึ้นก็จะทำให้มีอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเพิ่มขึ้นอีกครั้ง

สำหรับการพิจารณาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เผาไหม้นั้นจะพิจารณาจากค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้หลัก ซึ่งเมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้หลักนั้นจะลดลงและเมื่อมีการเผาไหม้เกิดขึ้นจะทำให้อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้หลักเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ดังนั้นจุดแรกที่มีการเพิ่มขึ้นของค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้หลักจะถูกพิจารณาเป็นจุดเริ่มต้นการเผาไหม้

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-25 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดัน, จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง, จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ และความดันในห้องเผาไหม้

บทที่ 6

ผลการทดสอบสมรรถนะ

ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME (50%DME), DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME (40%DME) และ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME (30%DME) เปรียบเทียบกับการใช้พาล์มไบโอดีเซล โดยใช้เครื่องยนต์ตามมาตรฐานตามที่ผู้ผลิตได้แนะนำ เพื่อศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนส่วนผสมเชื้อเพลิง โดยจะทดสอบเก็บค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน ค่าสมรรถนะ อาทิ ค่าแรงบิดเบรก อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง ค่าอุณหภูมิต่างๆของเครื่องยนต์ระหว่างการทำงาน และค่าควันดำ

ผลการทดสอบที่จะนำเสนอในบทนี้จะแบ่งเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนแรกแสดงผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด และส่วนที่สองแสดงผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะบางส่วน

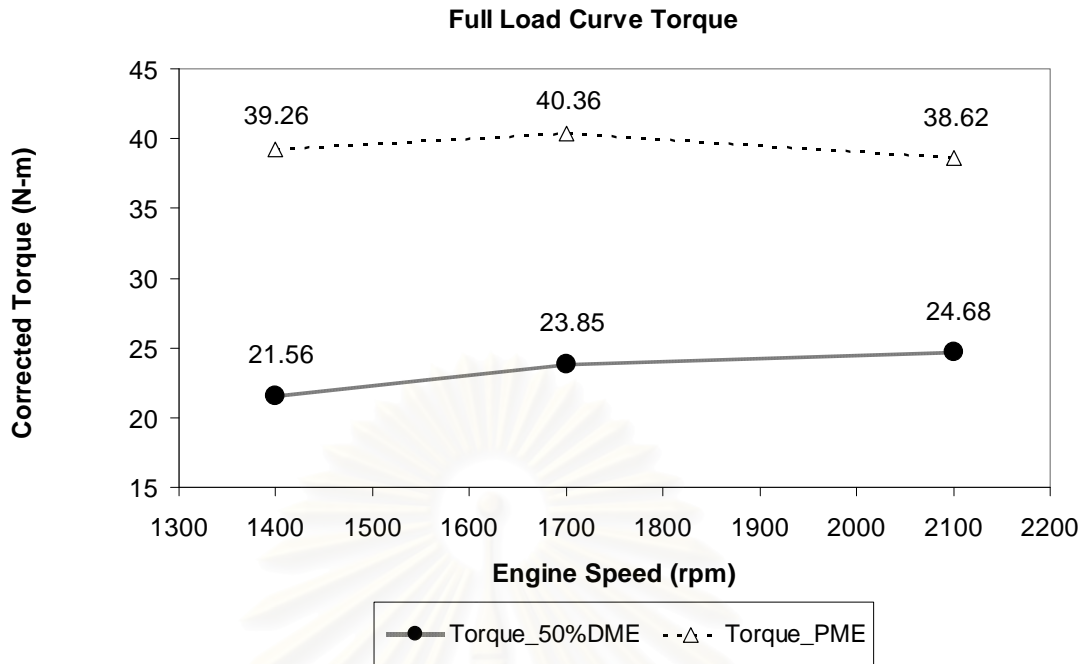
6.1 ผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด

สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุดเมื่อใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆ เปรียบเทียบกับการใช้พาล์มไบโอดีเซล เพื่อศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนส่วนผสมเชื้อเพลิง โดยจะแสดงค่า แรงบิดเบรกสูงสุด อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ระหว่างการทำงาน และค่าควันดำ ดังนี้

6.1.1 แรงบิดเบรก (Brake Torque)

ผลที่มีแต่แรงบิดเบรก (Brake Torque) ที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์เมื่อใช้พาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกับการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6-1 ถึงรูปที่ 6-3

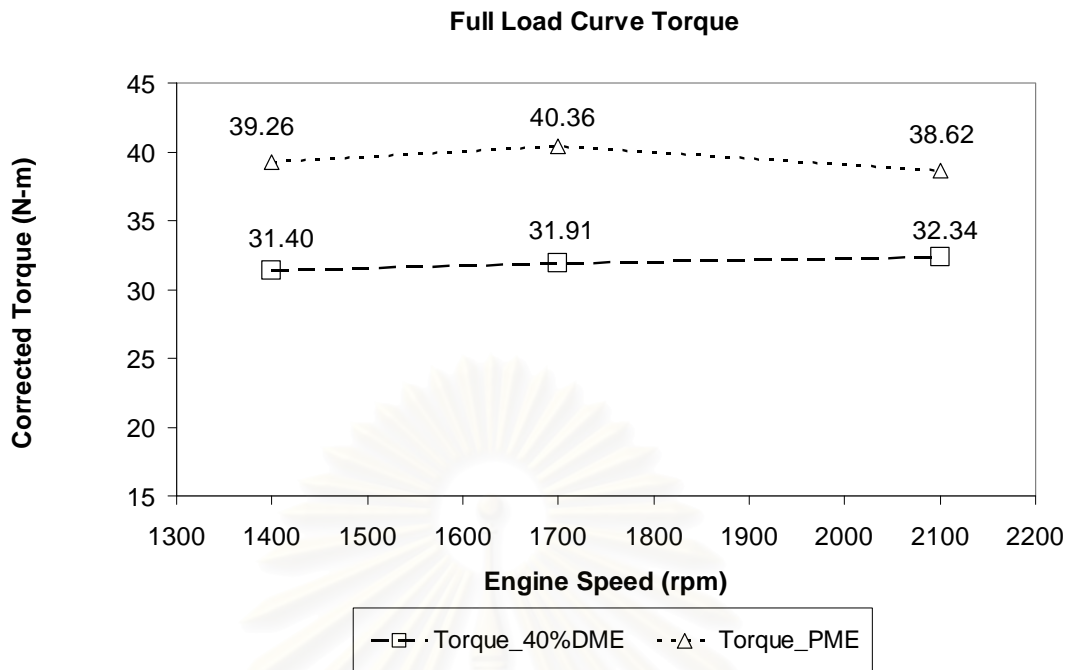
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-1 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 50%DME เป็นเชื้อเพลิง

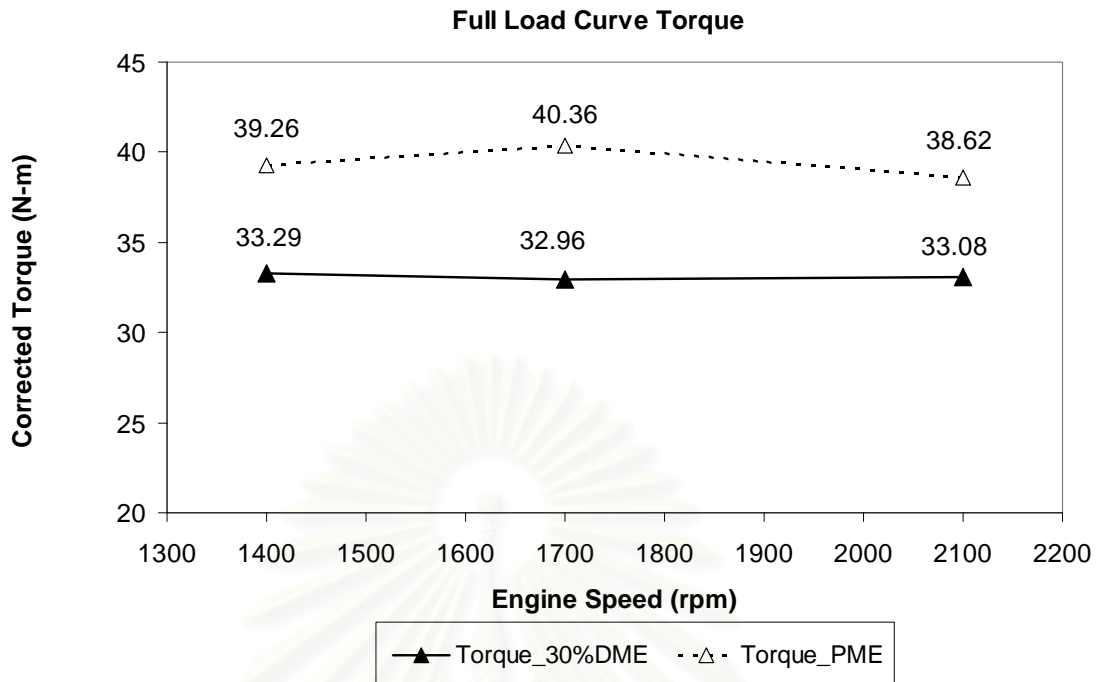
จากรูปที่ 6-1 พบว่าแรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงคือ 40.36 N-m ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ส่วนแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้จากการใช้ 50%DME เป็นเชื้อเพลิงคือ 24.68 N-m ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ซึ่งต่ำกว่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้จากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง 38.85%

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-2 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-2 พบว่าแรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงคือ 40.36 N-m ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ส่วนแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้จากการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิงคือ 32.34 N-m ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ซึ่งต่ำกว่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้จากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง 19.87%

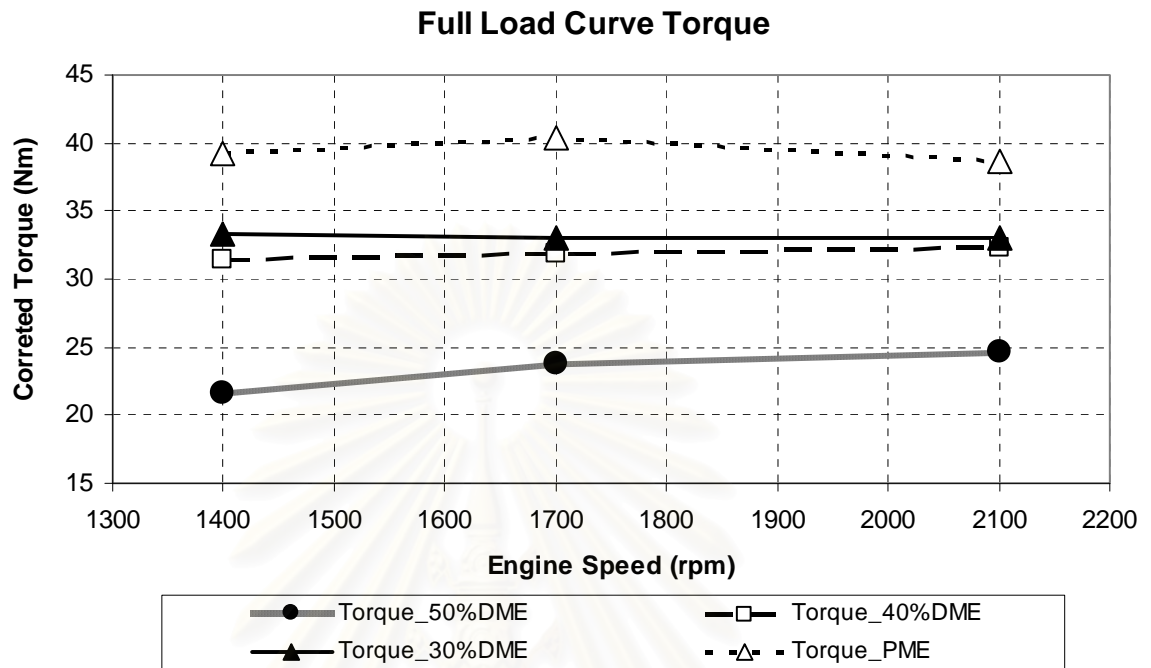


รูปที่ 6-3 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ
เปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-3 พบว่าแรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงคือ 40.36 N-m ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ส่วนแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้จากการใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิงคือ 33.29 N-m ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ซึ่งต่ำกว่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้จากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง 17.52%

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 6-4 เป็นกราฟแสดงผลของแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดเปรียบเทียบการใช้พาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 6-4 แสดงกราฟเปรียบเทียบแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ

จากรูปที่ 6-4 พบว่าแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ได้จากการใช้พาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกับการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง มีค่าแตกต่างกันอย่างชัดเจน โดยแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ได้จะลดลงตามปริมาณการผสม DME ลงในพาล์มไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้น ในทุกความเร็วรอบ โดยที่ความเร็วรอบ 1700 rpm เป็นตำแหน่งที่ได้กำลังสูงสุดจากการใช้พาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เป็นตำแหน่งที่ได้กำลังสูงสุดที่ได้จากการใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง และที่ความเร็วรอบ 2100 rpm เป็นตำแหน่งที่ได้กำลังสูงสุดจากการใช้ 40%DME และ 50%DME เป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-4 กราฟแสดงแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ สามารถสรุปได้ว่าแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดสามารถสรุปเป็นตารางที่ 6-1

ตารางที่ 6-1 แสดงตารางเปรียบเทียบแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ
เปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ

Speed	Full Load Corrected Torque (N-m)			
	50%DME	40%DME	30%DME	PME
1400	21.56	31.40	33.29	39.26
1700	23.85	31.91	32.96	40.36
2100	24.68	32.34	33.08	38.62

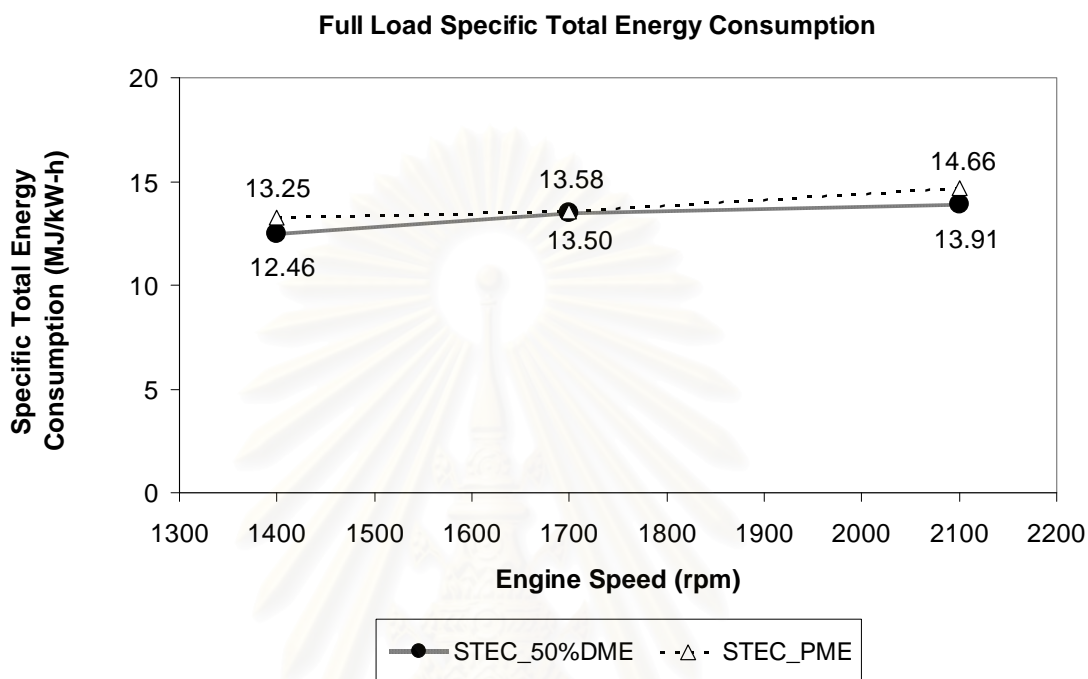
จากตารางที่ 6-1 สรุปได้ว่าแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ได้จะลดลงตามปริมาณการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้น ในทุกความเร็วรอบ



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

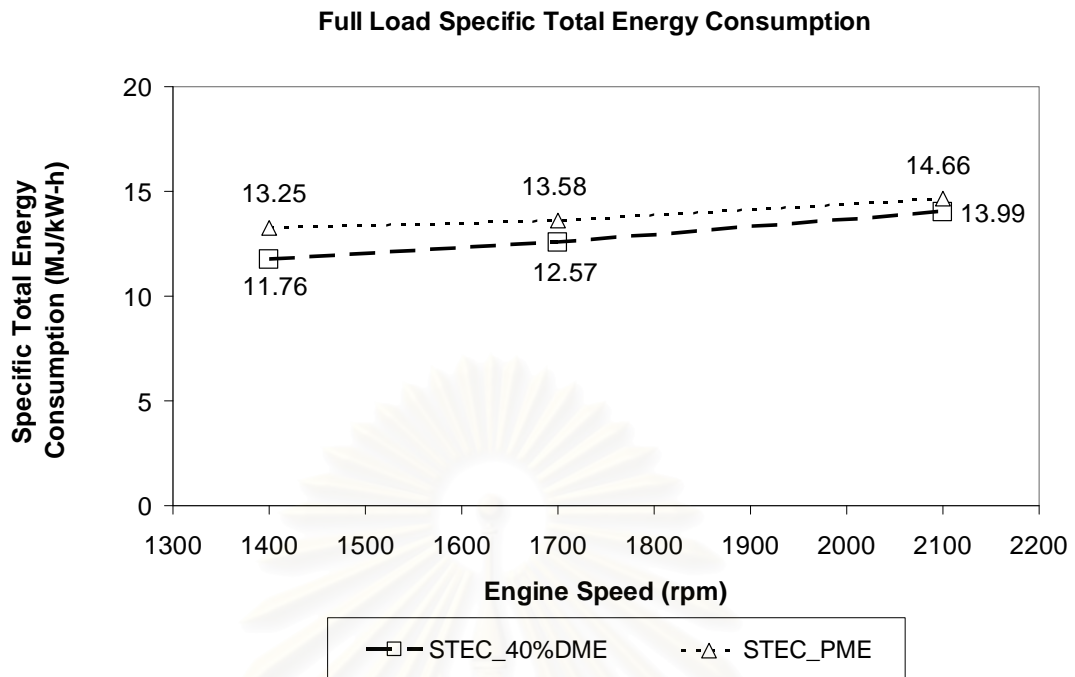
6.1.2 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (STEC)

อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้พาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง ดังแสดงไว้ใน รูปที่ 6-5 ถึงรูปที่ 6-7



รูปที่ 6-5 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ ความเร็วรอบต่างๆเปรียบเทียบระหว่างพาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 50%DME เป็นเชื้อเพลิง

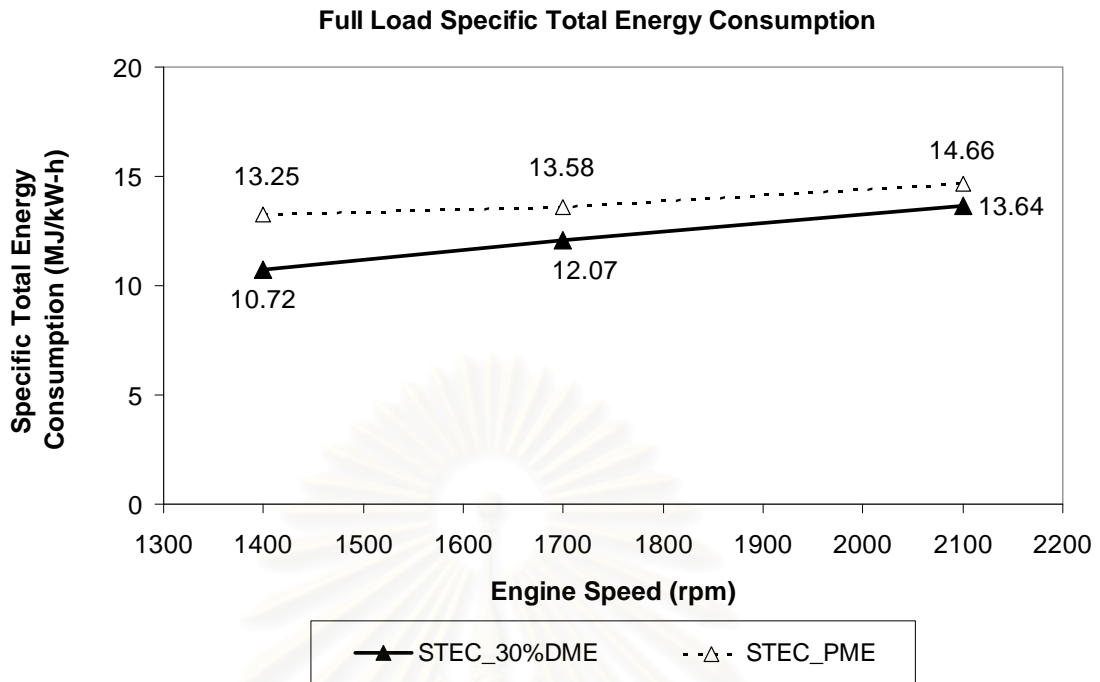
จากรูปที่ 6-5 พบว่า อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดจากการใช้พาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงคือ 13.25 MJ/kW-h ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ส่วนอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดที่ได้จากการใช้ 50%DME เป็นเชื้อเพลิงคือ 12.46 MJ/kW-h ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ซึ่งต่ำกว่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ได้จากการใช้พาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงถึง 5.96%



รูปที่ 6-6 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆเปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-6 พบว่า อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงคือ 13.25 MJ/kW-h ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ส่วนอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดที่ได้จากการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิงคือ 11.76 MJ/kW-h ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ซึ่งต่ำกว่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ได้จากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงถึง 11.25%

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

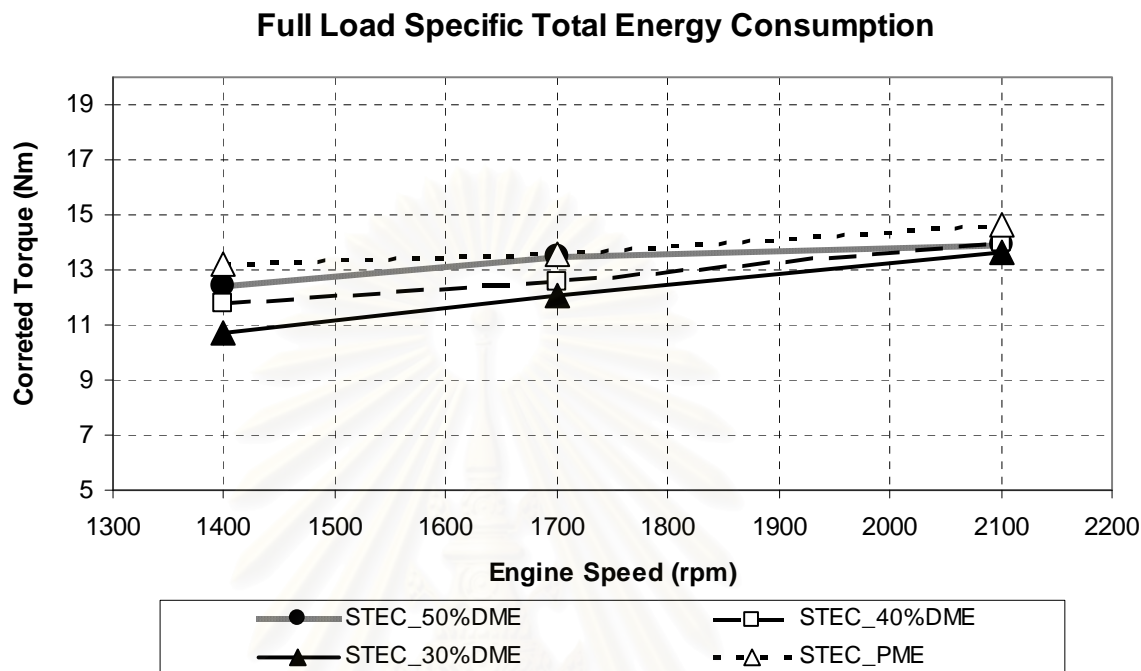


รูปที่ 6-7 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆเปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-7 พบว่า อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงคือ 13.25 MJ/kW-h ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ส่วนอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดที่ได้จากการใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิงคือ 10.72 MJ/kW-h ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ซึ่งต่ำกว่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ได้จากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงถึง 19.09%

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 6-8 กราฟแสดงผลของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบการใช้ปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 6-8 แสดงกราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆเปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ

จากรูปที่ 6-8 พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าสูงที่สุด ส่วน DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุด ในขณะที่ทำแรงบิดเบรกสูงสุดได้สูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ 40%DME และ 50%DME เป็นเชื้อเพลิง

สาเหตุที่การใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง มีแรงบิดเบรกสูงสุดทั้งที่มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุด เป็นเพราะว่า 30%DME มีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุดและมีค่าความร้อนสูงสุด ในขณะที่ 50%DME มีค่าความร้อนต่ำสุด จึงทำแรงบิดเบรกสูงสุดได้ต่ำที่สุด และมีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลด้วยกัน แต่จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง

สาเหตุที่อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้นตามปริมาณการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้น ในทุกความเร็วรอบ ดังกล่าว มีสาเหตุมาจากค่าความร้อนของ DME ต่ำกว่าปาล์มไบโอดีเซลดังแสดงไว้ในบทที่ 2

จากรูปที่ 6-8 กราฟอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบคงที่ต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางที่ 6-2

ตารางที่ 6-2 แสดงตารางเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆเปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ

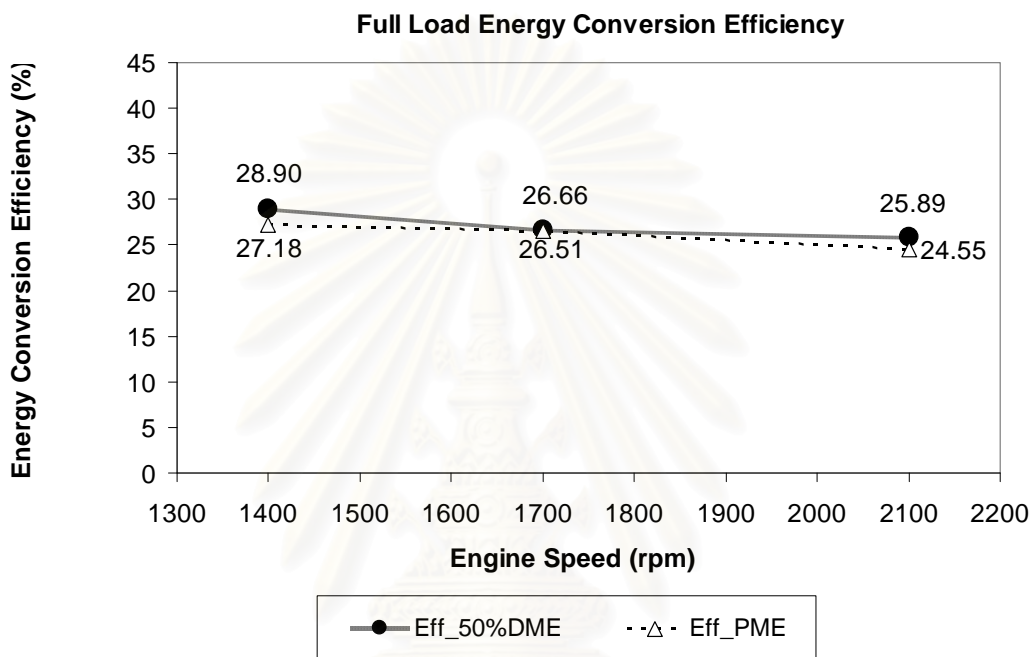
Speed	Torque	อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (MJ/kW-h)			
		50%DME	40%DME	30%DME	PME
rpm	N-m				
1400	FL	12.46	11.76	10.72	13.25
1700	FL	13.50	12.57	12.07	13.58
2100	FL	13.91	13.99	13.64	14.66

จากตารางที่ 6-2 พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าสูงที่สุด ส่วนการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆ พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจะมีค่าสูงขึ้นตามปริมาณสัดส่วนการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

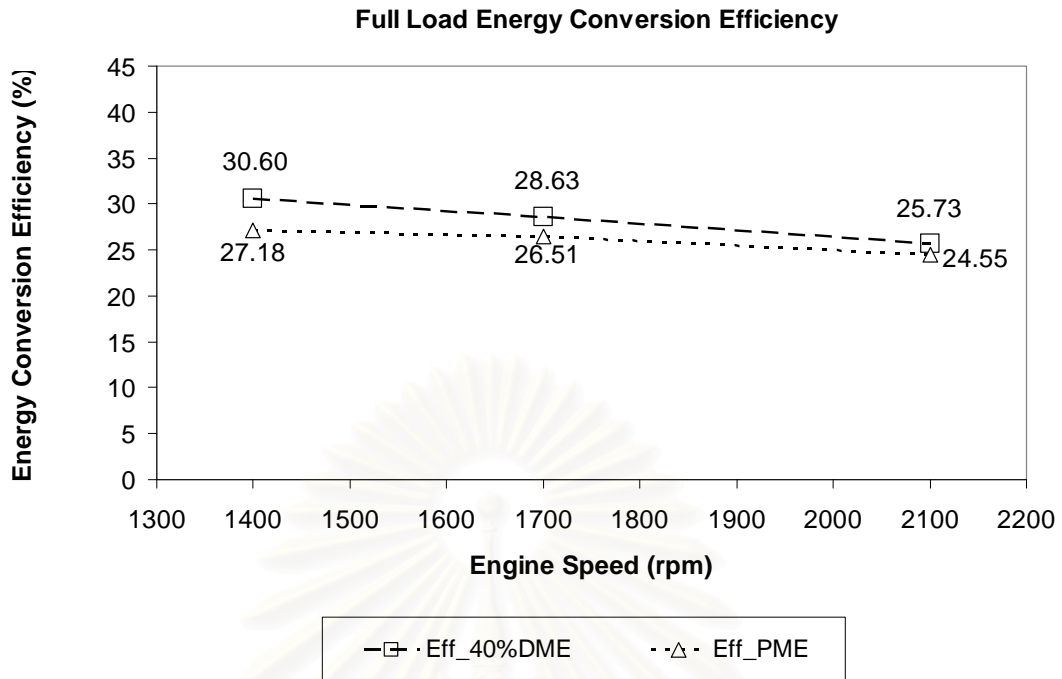
6.1.3 ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency)

ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเป็นค่าประสิทธิภาพของการเปลี่ยนรูปพลังงานจากพลังงานที่อยู่ภายในตัวเชื้อเพลิงไปเป็นพลังงานที่ได้ออกมา ซึ่งการเปรียบเทียบค่าดังกล่าวที่ภาวะสูงสุดของเครื่องยนต์เมื่อใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง ได้แสดงไว้ในรูปที่ 6-9 ถึงรูปที่ 6-11



รูปที่ 6-9 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 50%DME เป็นเชื้อเพลิง

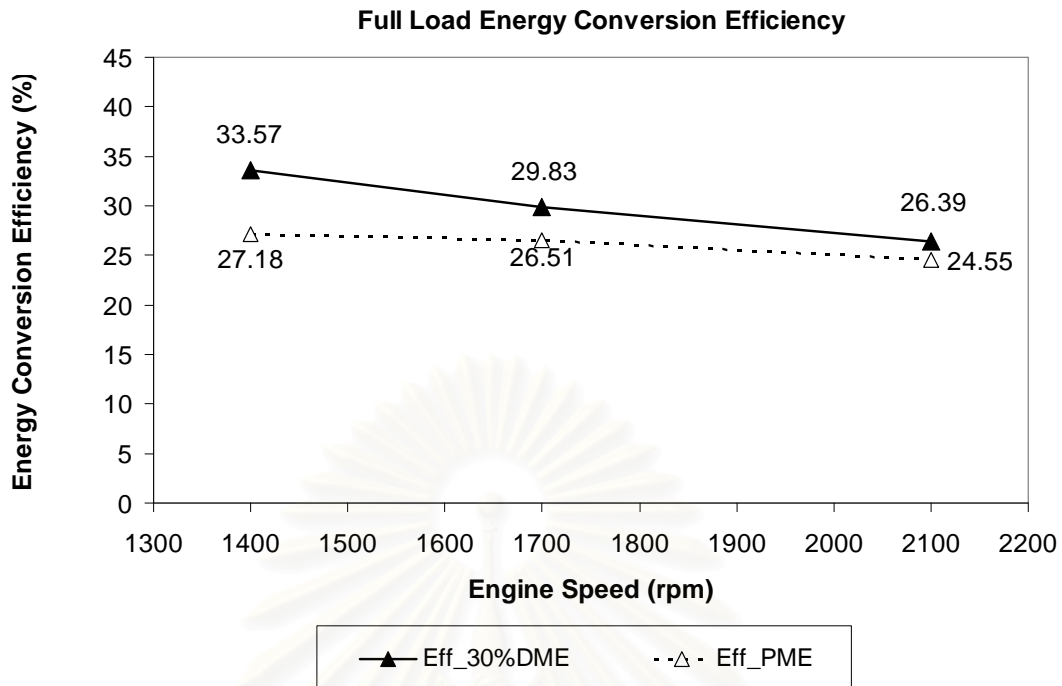
จากรูปที่ 6-9 พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงคือ 27.18% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ส่วนค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุดที่ได้จากการใช้ 50%DME เป็นเชื้อเพลิงคือ 28.90% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ซึ่งสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ได้จากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงถึง 5.96%



รูปที่ 6-10 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-10 พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงคือ 27.18% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ส่วนค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุดที่ได้จากการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิงคือ 30.60% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ซึ่งสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ได้จากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงถึง 11.18%

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

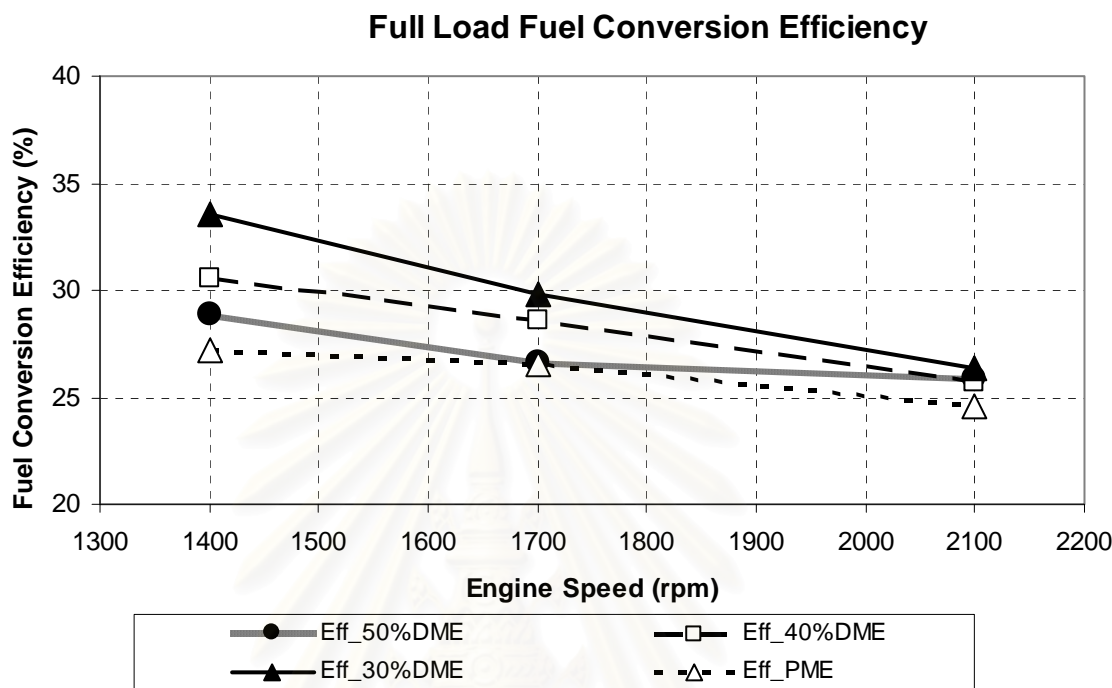


รูปที่ 6-11 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-11 พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงคือ 27.18% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ส่วนค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุดที่ได้จากการใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิงคือ 33.57% ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ซึ่งสูงกว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ได้จากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงถึง 19.04%

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 6-12 กราฟแสดงผลของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดเปรียบเทียบการใช้ปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 6-12 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆเปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ

จากรูปที่ 6-12 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ กัน จะเห็นได้ว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงต่ำที่สุด โดยมีค่าระหว่าง 24.55-27.18% จากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME เป็นเชื้อเพลิง มีค่าระหว่าง 25.89-28.90%

สำหรับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีค่าประมาณ 25.73-30.60% และที่สัดส่วน 30%DME มีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุดประมาณ 26.90-33.57%

ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สูงกว่าปาล์มไบโอดีเซลนี้เกิดจากคุณสมบัติของ DME ซึ่งมีค่าความหนืดที่ต่ำกว่า ทำให้ละอองของเชื้อเพลิงภายหลังการฉีดดีกว่าปาล์มไบโอดีเซล ซึ่งทำให้กระบวนการเผาไหม้ดีขึ้น ส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดดีขึ้น

เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่ พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีความสัมพันธ์กับความเร็วรอบ กล่าวคือค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะต่ำลงเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นเหมือนกันทั้งสามส่วนผสม เนื่องมาจากความเร็วรอบที่สูงขึ้นจะมีแรงเสียดทานมากขึ้น ดังนั้นจึงต้องมีการฉีดเชื้อเพลิงในอัตราส่วนที่มากขึ้นเพื่อเอาชนะแรงเสียดทานนั้น

จากรูปที่ 6-12 กราฟแสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางที่ 6-3

ตารางที่ 6-3 แสดงตารางเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ

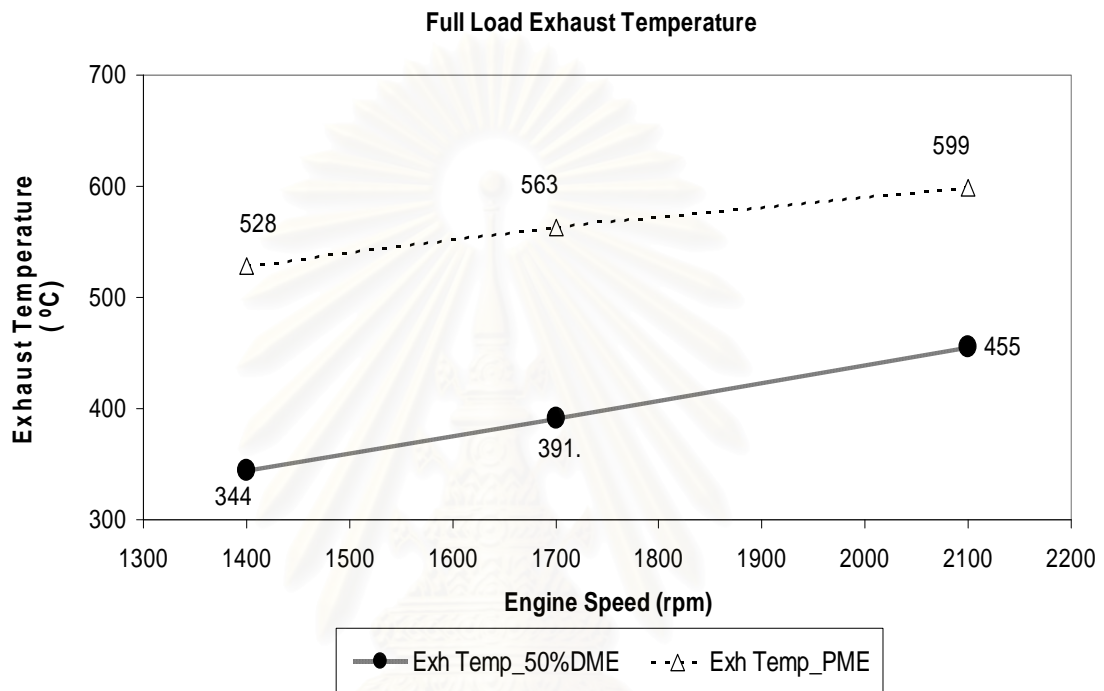
Speed	Torque	ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะ(%)			
rpm	N-m	50%DME	40%DME	30%DME	PME
1400	FL	28.90	30.60	33.57	27.18
1700	FL	26.66	28.63	29.83	26.51
2100	FL	25.89	25.73	26.39	24.55

จากตารางที่ 6-3 พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าต่ำที่สุด ส่วนการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆ พบว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะมีค่าสูงขึ้นตามปริมาณสัดส่วนการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่ลดลง ซึ่งสอดคล้องกับแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

6.1.4 อุณหภูมิไอเสีย

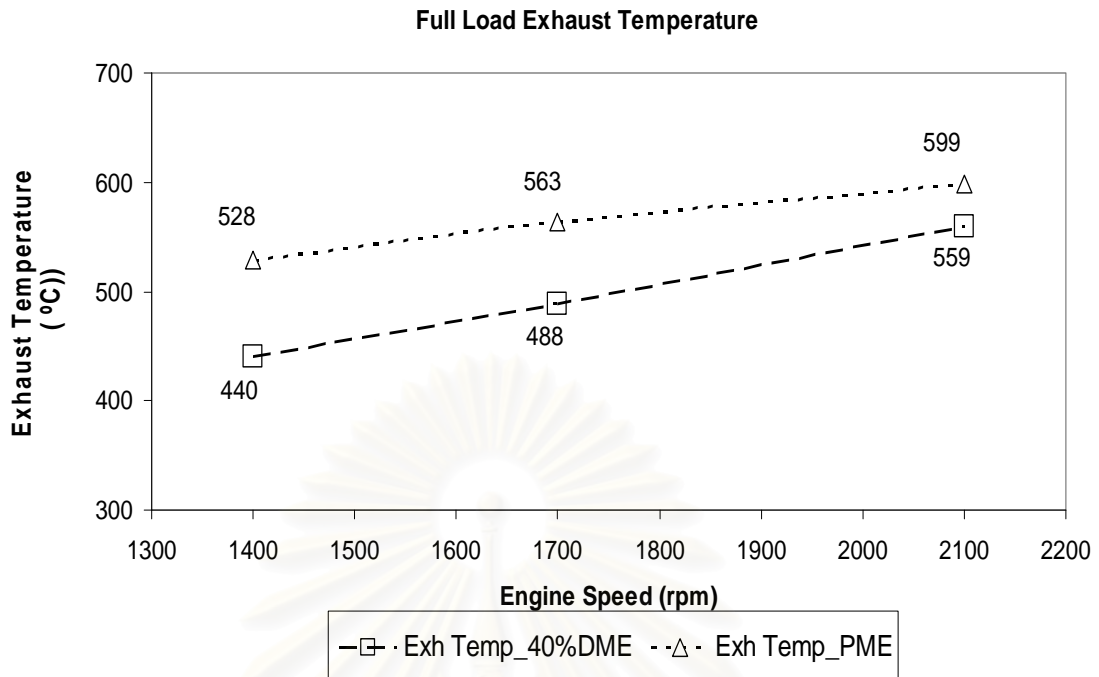
อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ได้จากเครื่องยนต์เมื่อใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME ได้แสดงในรูปที่ 6-13 ถึงรูปที่ 6-15



รูปที่ 6-13 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้ปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 50%DME เป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-13 พบว่าอุณหภูมิไอเสียจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงคือ 528-599 °C ส่วนอุณหภูมิไอเสียที่ได้จากการใช้ 50%DME เป็นเชื้อเพลิงคือ 343.9-455 °C ซึ่งต่ำกว่าอุณหภูมิไอเสียที่ได้จากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง

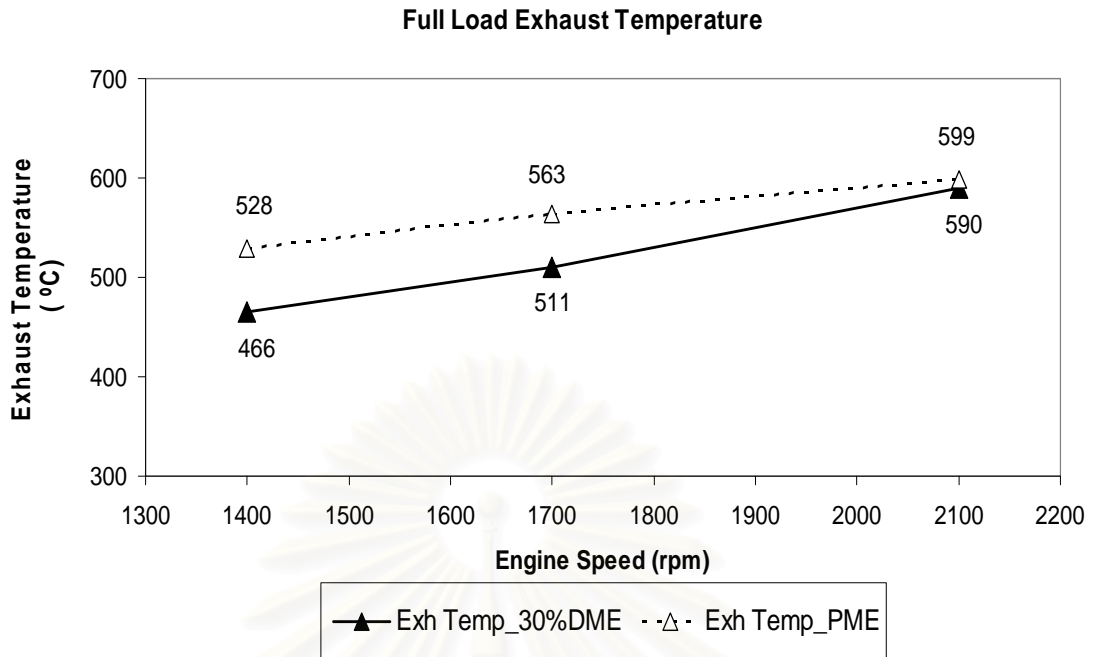
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-14 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบต่างๆ
เปรียบเทียบระหว่างการใช้ปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-14 พบว่าอุณหภูมิไอเสียจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงคือ 528-599 °C ส่วนอุณหภูมิไอเสียที่ได้จากการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิงคือ 439.8-559.1 °C ซึ่งต่ำกว่าอุณหภูมิไอเสียที่ได้จากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

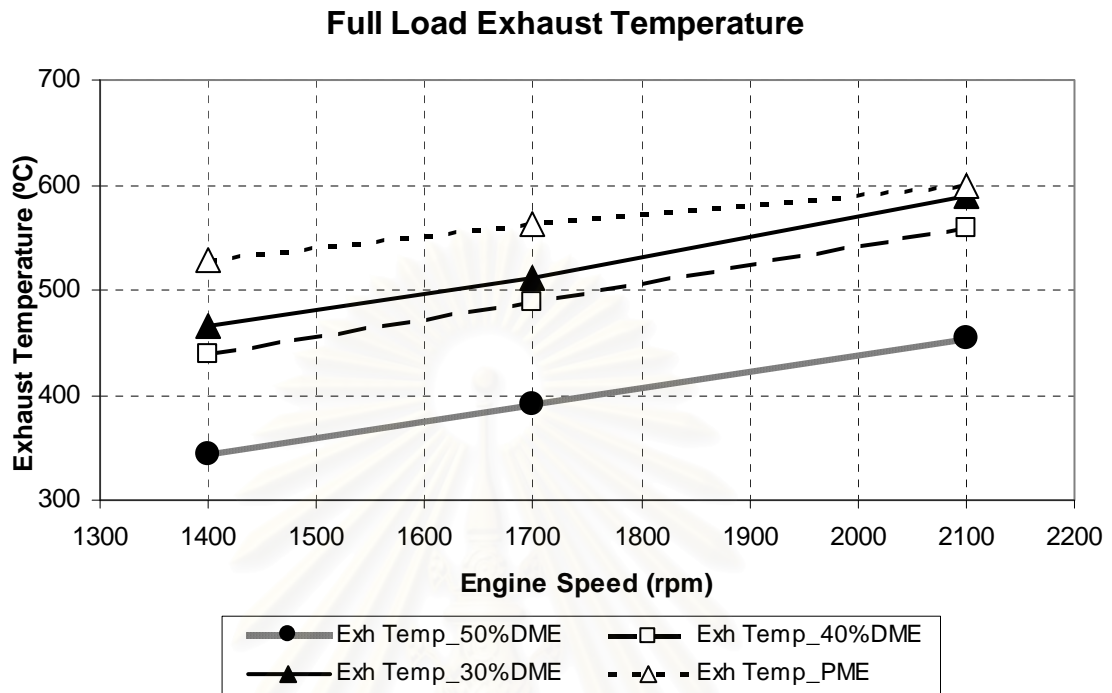


รูปที่ 6-15 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบต่างๆ
เปรียบเทียบระหว่างการใช้ปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-15 พบว่าอุณหภูมิไอเสียจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงคือ 528-599 °C ส่วนอุณหภูมิไอเสียที่ได้จากการใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิงคือ 465.8-590.4 °C ซึ่งต่ำกว่าอุณหภูมิไอเสียที่ได้จากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 6-16 กราฟแสดงอุณหภูมิไอเสียที่ภาวะสูงสุดเปรียบเทียบการใช้พาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 6-16 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ

จากรูปที่ 6-16 แสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาวะสูงสุดที่ได้จากการใช้พาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME มีค่าแตกต่างกันอย่างชัดเจน โดยจะเห็นได้ว่าอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาวะสูงสุดมีความสัมพันธ์กับแรงบิดเบรกสูงสุดที่ทำได้ โดยพาล์มไบโอดีเซลมีอุณหภูมิไอเสียสูงสุดประมาณ 528-599 °C เพราะมีแรงบิดเบรกสูงสุดสูงที่สุด DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีอุณหภูมิไอเสีย 466-590 °C DME, ที่สัดส่วน 40%DME มีอุณหภูมิไอเสีย 440-559 °C และที่สัดส่วน 50%DME มีอุณหภูมิไอเสียต่ำที่สุดประมาณ 334-455 °C เนื่องจากมีแรงบิดเบรกสูงสุดต่ำที่สุด กล่าวได้ว่าอุณหภูมิไอเสียมีความสัมพันธ์โดยตรงกับแรงบิดเบรกสูงสุด และอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ

รูปที่ 6-16 กราฟอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาวะสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆเปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ อุณหภูมิไอเสียของพาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าสูงที่สุด และอุณหภูมิไอเสียของ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME จะมีค่าต่ำที่สุด ซึ่งสอดคล้องกับแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้ สามารถสรุปเป็นตารางที่ 6-4

ตารางที่ 6-4 แสดงตารางเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ
เปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ

Speed	Torque	อุณหภูมิไอเสีย (°C)			
		50%DME	40%DME	30%DME	PME
rpm	N-m				
1400	FL	343.90	439.80	465.80	528.40
1700	FL	391.60	488.00	510.50	563.40
2100	FL	455.00	559.10	590.40	598.50

จากตารางที่ 6-4 พบว่าอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าสูงที่สุด สัดส่วนการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆ พบว่าอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดจะสูงขึ้นตามการลดสัดส่วน DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล ซึ่งสอดคล้องกับแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้

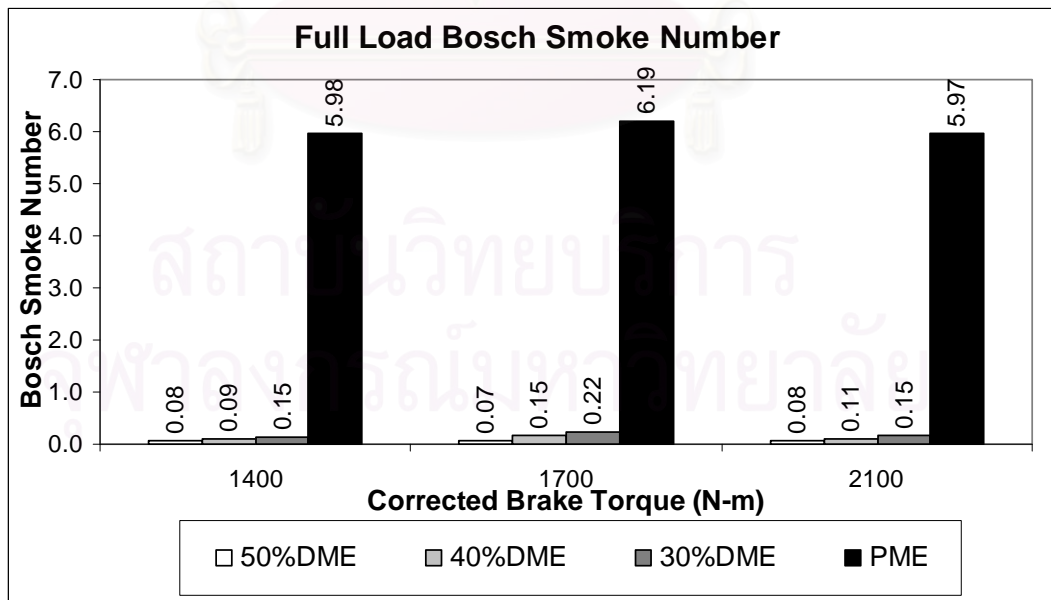
6.1.5 ค่าควันดำ

ผลการวัดค่าควันดำที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์เมื่อใช้ DME ผสมลงในปาล์มไบโอดีเซลที่ส่วนผสมต่างๆ แสดงในรูปที่ 6-17

จากรูปที่ 6-17 แสดงให้เห็นว่า ค่าควันดำที่สภาวะภาระสูงสุดที่ได้หลังจากการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าลดลงมากอย่างชัดเจนในทุกส่วนผสม โดยจะเห็นได้ว่าค่าควันดำที่สภาวะภาระสูงสุดที่ได้จะลดลงตามปริมาณการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้น ในทุกความเร็วรอบ

จากโครงสร้างทางโมเลกุลและคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่ได้กล่าวไปแล้วในบทที่ 2 จะเห็นได้ว่าเมื่อพิจารณาถึงสูตรโครงสร้างทางเคมีของเชื้อเพลิง จะพบว่า การผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลยังช่วยลดเขม่าลงได้อีกด้วย เนื่องมาจากการที่ DME มีออกซิเจนเป็นองค์ประกอบอยู่ระหว่างคาร์บอน ทำให้ไม่เกิดการจับตัวกันเองของคาร์บอนโดยตรงในระหว่างกระบวนการเผาไหม้ จึงไม่เกิดเขม่าจากการเผาไหม้ โดยปริมาณเขม่าที่เกิดขึ้นจากกระบวนการเผาไหม้จะลดลงตามสัดส่วนของ DME ที่เพิ่มขึ้นในปาล์มไบโอดีเซล

เมื่อพิจารณาถึงคุณสมบัติทางเคมีจะพบว่า DME มีจุดเดือดและความหนืดที่ต่ำ โดยจุดไหลเทและความหนืดของเชื้อเพลิงจะลดลงตามสัดส่วนของ DME ที่เพิ่มขึ้นในปาล์มไบโอดีเซล ส่งผลให้ปาล์มไบโอดีเซลที่มี DME ผสมอยู่ในปริมาณมาก เกิดเขม่าจากการเผาไหม้น้อย จึงส่งผลให้ควันดำน้อย



รูปที่ 6-17 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าควันดำ ที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ

6.2 ผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน

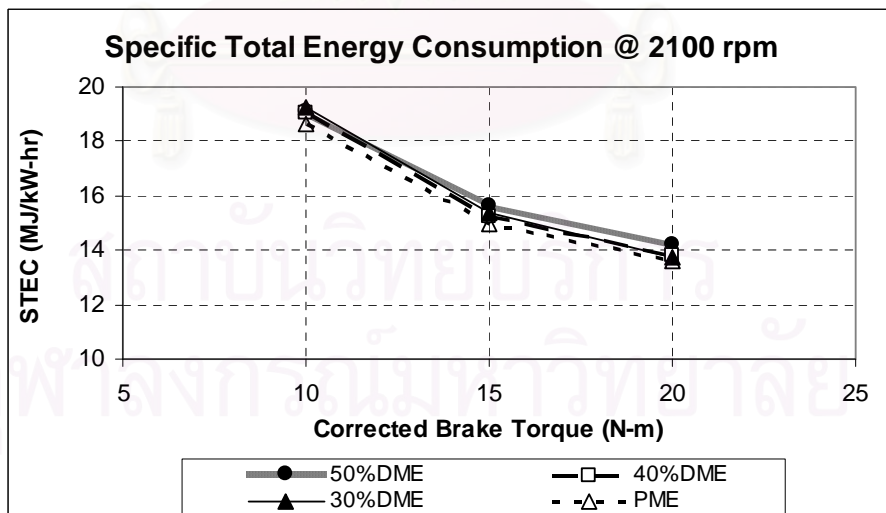
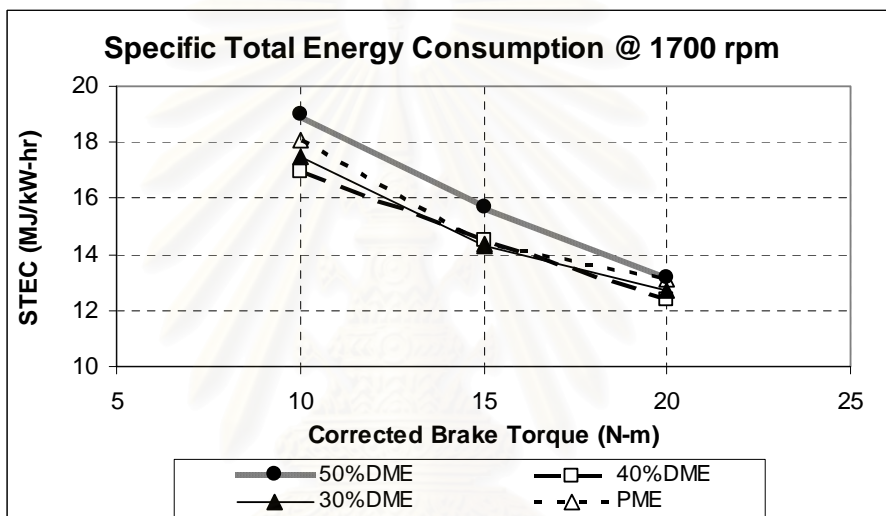
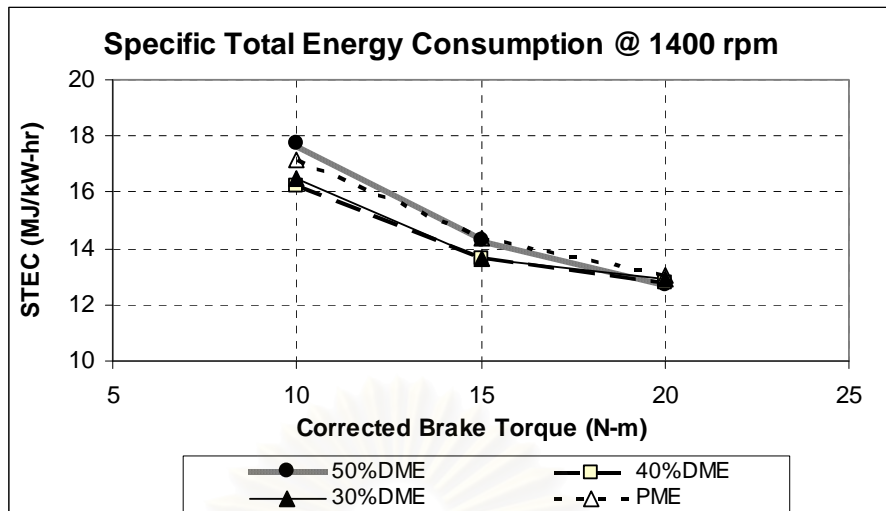
สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระบางส่วนเมื่อใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆ เปรียบเทียบกับการใช้ปาล์มไบโอดีเซล เพื่อศึกษาอิทธิพลของการเปลี่ยนส่วนผสมเชื้อเพลิง โดยทำการทดสอบในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัวที่ภาระและความเร็วรอบคงที่ ที่ละจุดทดสอบ ซึ่งจุดทดสอบที่ใช้ นั้น ดัดแปลงมาจากวัฏจักรการทดสอบตามมาตรฐาน ESC Test Cycle (ดูภาคผนวก ค) กล่าวคือ ทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400, 1700 และ 2100 rpm ที่ภาระทดสอบสามระดับ ได้แก่ ที่ 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m ดังนั้นจุดทดสอบที่เลือกในการทดสอบนี้จึงมีทั้งหมด 9 จุด ดังที่ได้กล่าวมาแล้วในบทที่ 4 โดยจะแสดงค่า แรงบิดเบรก อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ระหว่างการทำงาน และค่าควันดำ ที่แต่ละจุดทดสอบ ดังนี้

6.2.1 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (STEC)

อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้เปรียบเทียบระหว่างการใช้ปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง ในแต่ละความเร็วรอบ โดยความสัมพันธ์ที่แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเปรียบเทียบกับแรงบิดเบรก ในแต่ละความเร็วรอบคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 6-18 และในแต่ละแรงบิดเบรกคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 6-19

รูปที่ 6-18 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับแรงบิดเบรก ที่ค่าความเร็วรอบคงที่ตั้งแต่ 1400, 1700 และ 2100 rpm ของเครื่องยนต์เมื่อใช้ปาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-18 แสดงผลการเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (STEC (MJ/kW-hr)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ เปรียบเทียบระหว่างการใช้พาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆ เป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-18 แสดงผลเปรียบเทียบอัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะ (STEC (MJ/kW-hr)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ พบว่า

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 10 N-m อัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะเบรกจากการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 16.23 MJ/kW-hr และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงพาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 5.32%

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 15 N-m อัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะจากการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าต่ำสุด เท่ากับ 13.65 MJ/kW-hr และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงพาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 5.18%

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 20 N-m อัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะจากการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าต่ำสุด เท่ากับ 12.71 MJ/kW-hr และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงพาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 2.78%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 10 N-m อัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะจากการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าต่ำสุด เท่ากับ 16.94 MJ/kW-hr และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงพาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 6.49%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 15 N-m ค่าอัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะจากการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าต่ำสุด เท่ากับ 14.31 MJ/kW-hr และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงพาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 0.52%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 20 N-m ค่าอัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะจากการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าต่ำสุด เท่ากับ 12.36 MJ/kW-hr และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงพาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 5.71%

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 10 N-m ค่าอัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะจากการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 19.05 MJ/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงพาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 2.03%

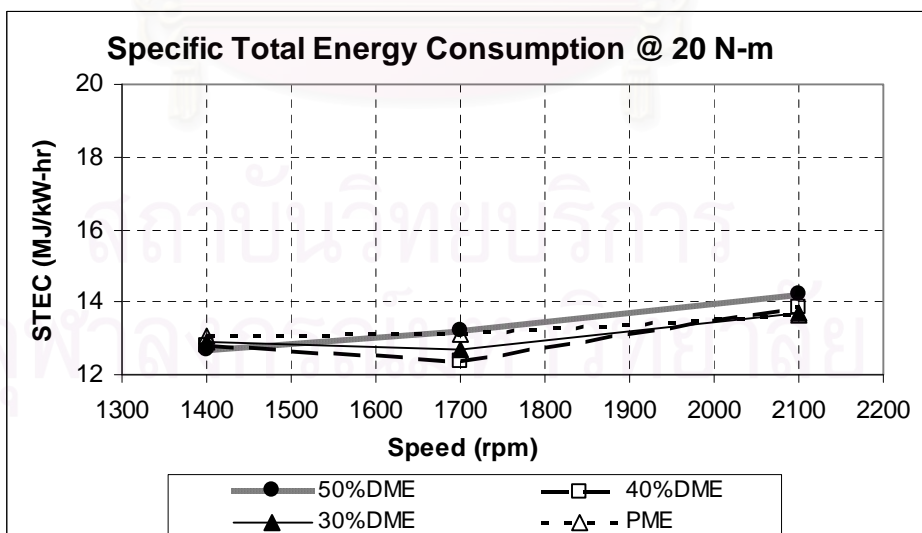
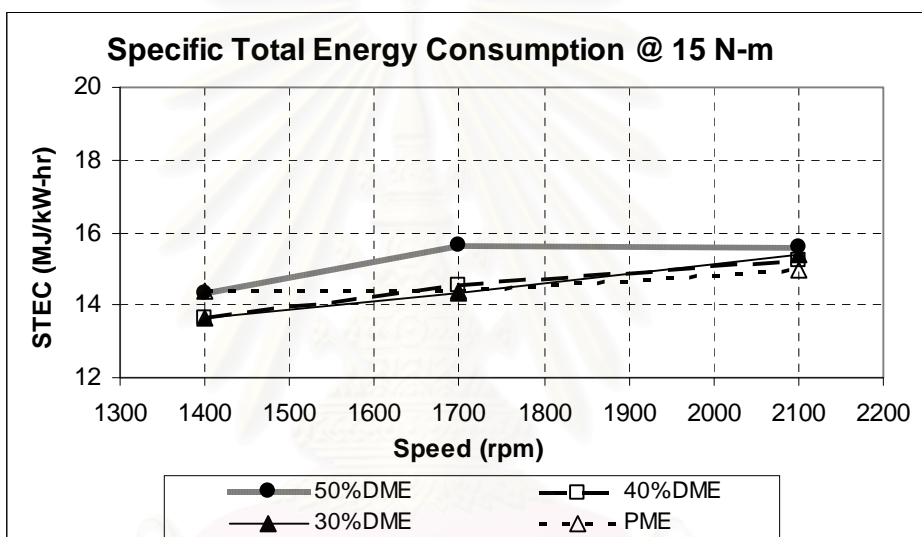
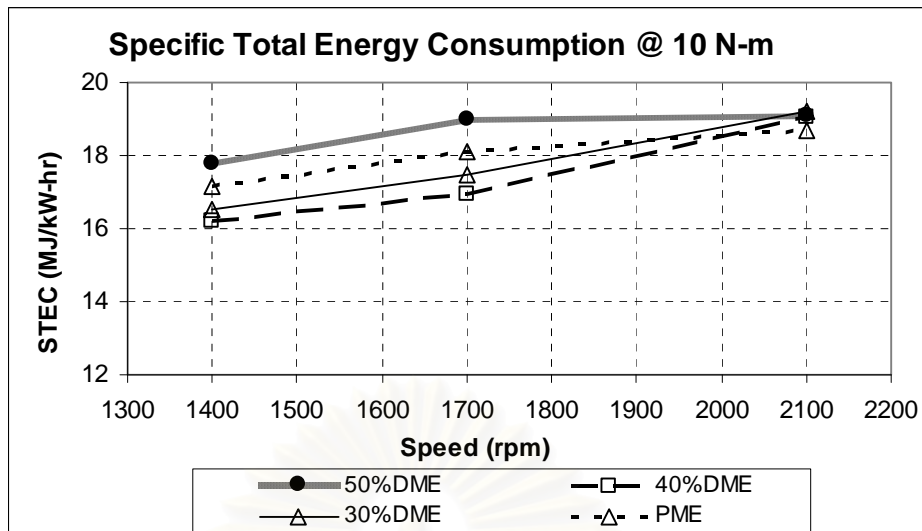
ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 15 N-m ค่าอัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะจากการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 15.22 MJ/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงพาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 1.76%

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 20 N-m ค่าอัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะจากการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าต่ำสุด เท่ากับ 13.71 MJ/kW-hr และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงพาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 0.53%

อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดเมื่อใช้ 40%DME และ 30%DME เกิดขึ้นที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่แรงบิดเบรกประมาณ 20 N-m โดยมีค่าประมาณ 12.71 MJ/kW-hr และ 12.36 MJ/kW-hr ตามลำดับ ส่วนค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุดเมื่อใช้ 50%DME มีค่าประมาณ 12.71 MJ/kW-hr โดยเกิดขึ้นที่ความเร็ว 1400 rpm ที่แรงบิดประมาณ 20 N-m

เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า ถ้าแรงบิดเบรกเพิ่มขึ้น จะมีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำลง เนื่องมาจากที่ความเร็วรอบคงที่แรงเสียดทานภายในเครื่องยนต์จะมีค่าคงที่ และเนื่องจากที่แรงบิดเบรกต่ำแรงเสียดทานในเครื่องยนต์จะมีผลกระทบค่อนข้างมาก ดังนั้นเมื่อแรงบิดเบรกเพิ่มขึ้นผลกระทบจากแรงเสียดทานในเครื่องยนต์จะมีค่าลดลง เป็นผลให้อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำลง

รูปที่ 6-19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับความเร็วนรอบ ที่ค่าแรงบิดเบรกคงที่ ตั้งแต่ 10, 15 และ 20 N-m ของเครื่องยนต์เมื่อใช้ปาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 6-19 แสดงผลการเปรียบเทียบอัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะ (STEC (MJ/kW-hr)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่แรงบิดเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เปรียบเทียบระหว่างการใช้พลาสมาไบโอดีเซลกับการใช้ DME ผสมพลาสมาไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆ เป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-19 แสดงผลเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (STEC (MJ/kW-hr)) กับความเร็วรอบ ที่แรงบิดเบรกคองที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ พบว่า

เมื่อพิจารณาที่แรงบิดเบรกคองที่ พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะมีความสัมพันธ์กับความเร็วรอบ กล่าวคืออัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจะสูงขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นเหมือนกันทั้งทุกเชื้อเพลิง เนื่องมาจากความเร็วรอบที่สูงขึ้นจะมีแรงเสียดทานในเครื่องยนต์ที่สูงขึ้น ดังนั้นจึงต้องมีการฉีดเชื้อเพลิงในอัตราส่วนที่มากขึ้นเพื่อเอาชนะแรงเสียดทานนั้น ทำให้มีอัตราสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรกสูงขึ้น

จากรูปที่ 6-18 ถึงรูปที่ 6-19 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-5

ตารางที่ 6-5 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับ การใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME

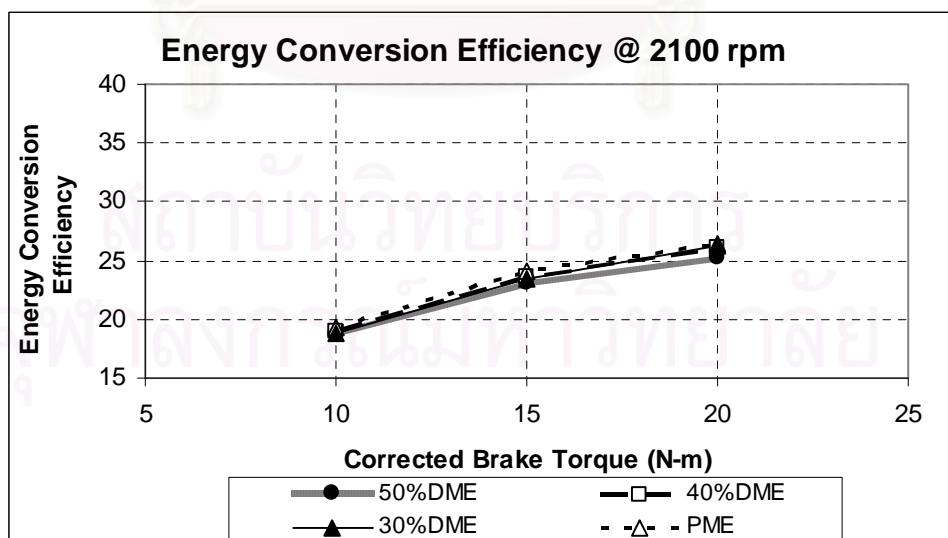
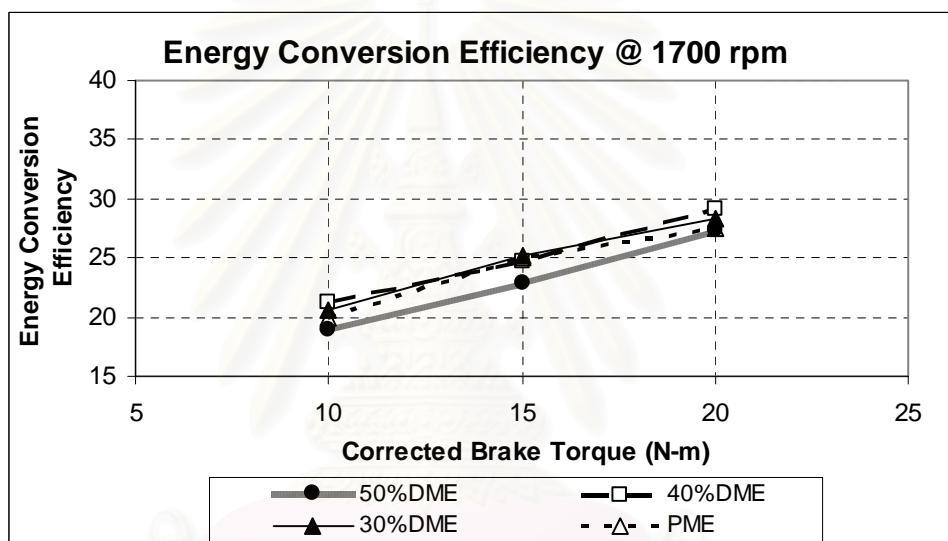
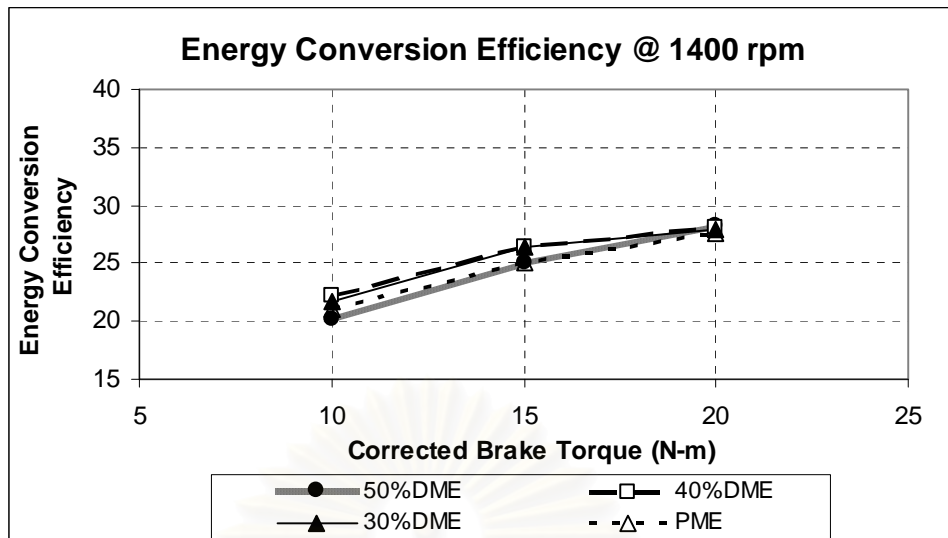
Speed	Torque	อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (MJ/kW-h)			
		50%DME	40%DME	30%DME	PME
rpm	N-m				
1400	10	17.77	16.23	16.52	17.15
1400	15	14.31	13.65	13.66	14.39
1400	20	12.71	12.79	12.89	13.07
1700	10	19.00	16.94	17.46	18.11
1700	15	15.68	14.53	14.31	14.39
1700	20	13.20	12.36	12.71	13.11
2100	10	19.08	19.05	19.22	18.67
2100	15	15.62	15.22	15.38	14.96
2100	20	14.22	13.83	13.71	13.64

จากตารางที่ 6-5 สรุปได้ว่าที่ความเร็วรอบ 1400 และ 1700 rpm DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME และ 30%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำกว่าปาล์มไบโอดีเซล โดยสัดส่วน 40%DME จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุด โดยต่ำกว่าสัดส่วน 30%DME ประมาณ 0.09-3.10% แต่ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ปาล์มไบโอดีเซลจะมีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุด ในขณะที่สัดส่วน 50%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ

6.2.2 ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency)

ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้เปรียบเทียบระหว่างการใช้ปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง ในแต่ละความเร็วรอบ โดยความสัมพันธ์ที่แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกับแรงบิดเบรก ในแต่ละความเร็วรอบคงที่

รูปที่ 6-20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับแรงบิดเบรก ที่ค่าความเร็วรอบคงที่ ตั้งแต่ 1400, 1700 และ 2100 rpm ของเครื่องยนต์เมื่อใช้ปาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง



รูปที่ 6-20 แสดงผลการเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (η_f (%)) กับ แรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เปรียบเทียบ ระหว่างการใช้ปาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆเป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับค่าแรงบิดเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ โดยมีแนวโน้มเป็นไปตามอัตราสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ พบว่า

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 10 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิง มีค่าสูงสุด เท่ากับ 22.17% และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงไบโอดีเซลคิดเป็น 5.62%

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 15 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าสูงสุด เท่ากับ 26.38% และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 5.46%

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ภาระ 20 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ 50%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าสูงสุด เท่ากับ 28.33% และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 2.86%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 10 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าสูงสุด เท่ากับ 21.26% และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 6.94%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 15 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าสูงสุด เท่ากับ 25.16% และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 0.53%

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ภาระ 20 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าสูงสุดเท่ากับ 29.12% และสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 6.06%

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 10 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าสูงสุด เท่ากับ 18.90% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 1.99%

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 15 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ 40%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าสูงสุด เท่ากับ 23.65% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 1.72%

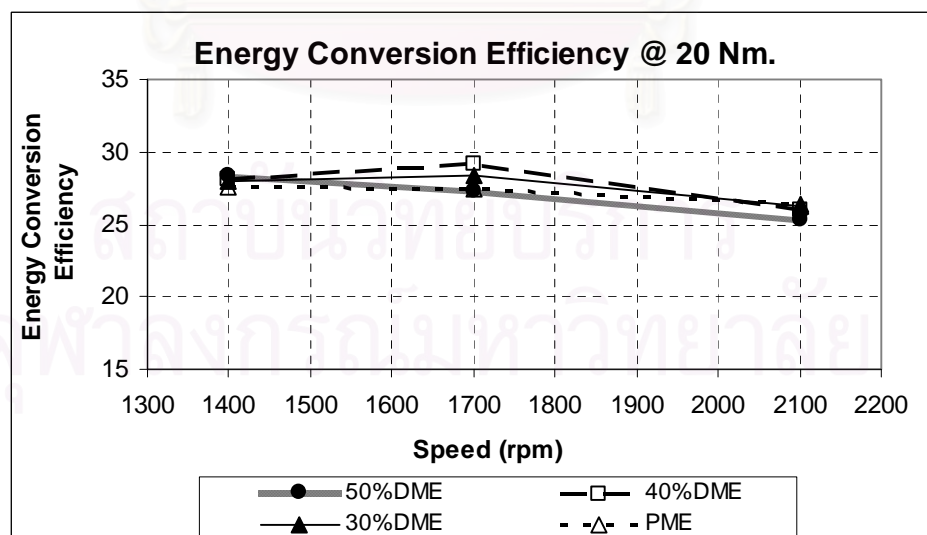
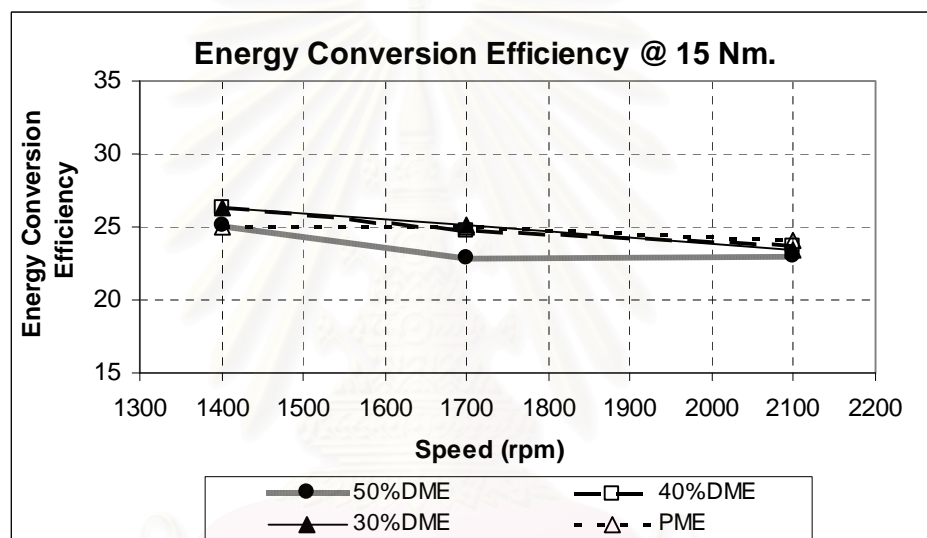
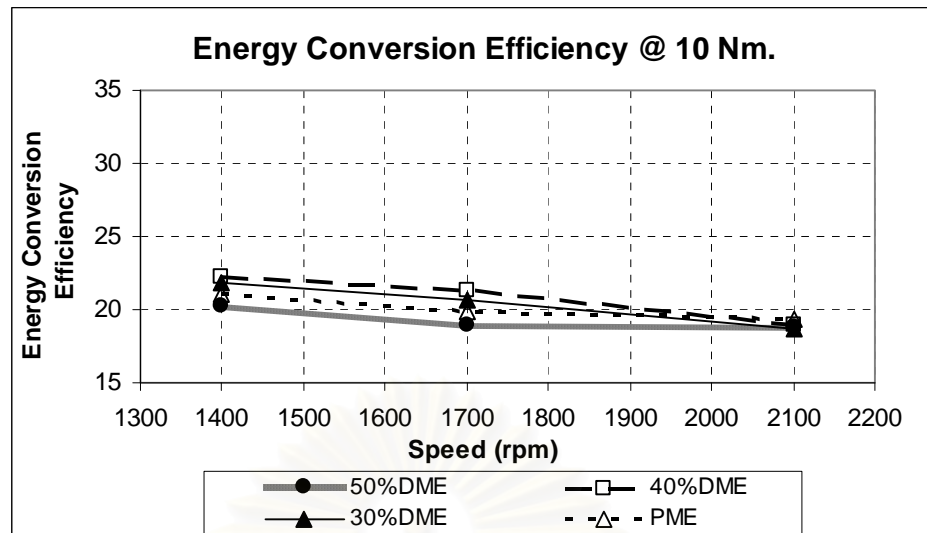
ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ภาระ 20 N-m ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ 30%DME เป็นเชื้อเพลิงมีค่าสูงสุด เท่ากับ 26.26% และต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลคิดเป็น 0.53%

เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า ถ้าแรงบิดเบรกเพิ่มขึ้น จะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงขึ้น เนื่องจากที่ความเร็วรอบที่แรงเสียดทานภายในเครื่องยนต์จะมีค่าคงที่ และเนื่องจากที่แรงบิดเบรกด้าแรงเสียดทานในเครื่องยนต์จะมีผลกระทบค่อนข้างมาก ดังนั้นเมื่อแรงบิดเบรกเพิ่มขึ้นผลกระทบจากแรงเสียดทานในเครื่องยนต์จะมีค่าลดลง เป็นผลให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงขึ้น

รูปที่ 6-21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วน้ำมัน ที่ค่าแรงบิดเบรกคงที่ ตั้งแต่ 10, 15 และ 20 N-m ของเครื่องยนต์เมื่อใช้ปาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-21 แสดงผลการเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (η_f (%)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่แรงบิดคงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เปรียบเทียบระหว่างการใช้พาล์มไบโอดีเซลกับการใช้ DME ผสมพาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆ เป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-21 แสดงผลเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วมอเตอร์ที่แรงบิดเบรกคองที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ พบว่า

เมื่อพิจารณาที่แรงบิดเบรกคองที่ พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีความสัมพันธ์กับความเร็วมอเตอร์ กล่าวคือค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะต่ำลงเมื่อความเร็วมอเตอร์สูงขึ้นเหมือนกันทั้งทุกเชื้อเพลิง เนื่องมาจากความเร็วมอเตอร์ที่สูงขึ้นจะมีแรงเสียดทานในเครื่องยนต์ที่สูงขึ้น ดังนั้นค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจึงต่ำลง

กล่าวได้ว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงในทุกจุดการทดสอบ มีแนวโน้มสอดคล้องไปตามอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ

จากรูปที่ 6-20 ถึงรูปที่ 6-21 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-6

ตารางที่ 6-6 ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME

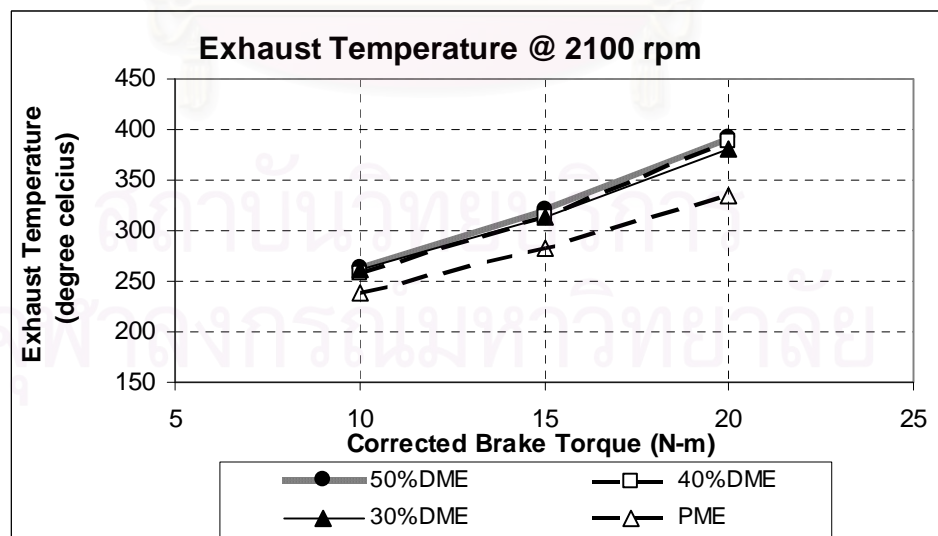
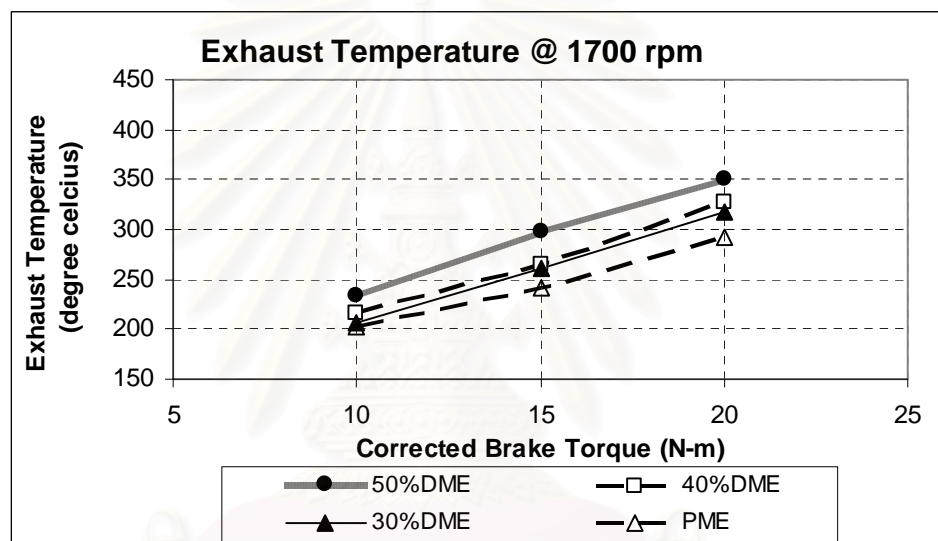
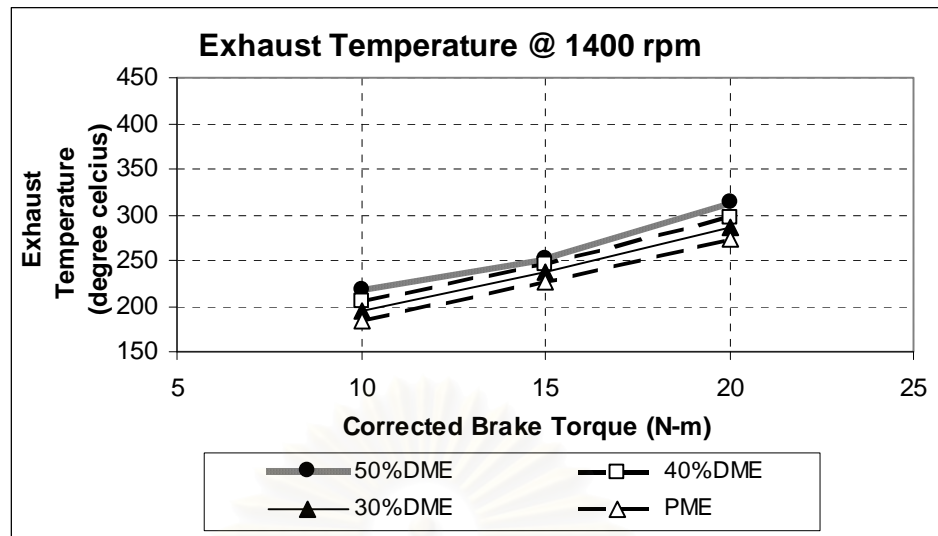
Speed	Torque	ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (%)			
		50%DME	40%DME	30%DME	PME
rpm	N-m				
1400	10	20.26	22.18	21.79	21.00
1400	15	25.15	26.38	26.35	25.01
1400	20	28.33	28.15	27.93	27.54
1700	10	18.95	21.26	20.62	19.88
1700	15	22.96	24.78	25.16	25.02
1700	20	27.27	29.12	28.32	27.45
2100	10	18.86	18.90	18.73	19.28
2100	15	23.04	23.65	23.41	24.07
2100	20	25.32	26.02	26.26	26.40

จากตารางที่ 6-6 สรุปได้ว่าที่ความเร็วรอบ 1400 และ 1700 rpm DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME และ 30%DME มีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงกว่าปาล์มไบโอดีเซล โดยสัดส่วน 40%DME จะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุด โดยสูงกว่าสัดส่วน 30%DME ประมาณ 0.09-3.01% แต่ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุด ในขณะที่สัดส่วน 50%DME มีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงต่ำที่สุดในทุกความเร็วรอบ

6.2.3 คุณหมุมิไอเสีย

คุณหมุมิไอเสียในสภาวะภาระบางส่วนเปรียบเทียบระหว่างการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่ส่วนผสมต่างๆ ในแต่ละความเร็วรอบ โดยแสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างคุณหมุมิไอเสียเปรียบเทียบกับแรงบิดเบรก ในแต่ละความเร็วรอบคงที่

รูปที่ 6-22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างคุณหมุมิไอเสียกับแรงบิดเบรก ที่ค่าความเร็วรอบคงที่ ตั้งแต่ 1400, 1700 และ 2100 rpm ของเครื่องยนต์เมื่อใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่ส่วนผสมต่างๆ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าคุณหมุมิไอเสียจะมีค่าสูงขึ้นตามสัดส่วนการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและแรงบิดอย่างชัดเจน



รูปที่ 6-22 แสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสีย (Exhaust T.(°C)) กับแรงบิดเบรก (Torque (N-m)) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์เมื่อใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่

ส่วนผสมต่างๆ

จากรูปที่ 6-22 พบว่า อุณหภูมิไอเสียที่สูงที่สุดของกรณีใช้ 30%DME, 40%DME และ 50%DME มีค่าสูงที่สุดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิดประมาณ 20 N-m โดยมีค่า 380 °C, 389 °C และ 393 °C ตามลำดับ

สำหรับการที่อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาวะบางส่วนมีแนวโน้มจะสูงขึ้นตามปริมาณการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้น เมื่อแรงบิดและความเร็วรอบเท่ากันนั้น มีสาเหตุมาจากคุณสมบัติการอัดตัวของเชื้อเพลิง ซึ่งปาล์มไบโอดีเซลที่มี DME ผสมอยู่ในสัดส่วนที่สูงจะมีคุณสมบัติการอัดตัวสูง ทำให้มีการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อองศาเพล่าข้อเหวี่ยงต่ำ มีช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้ที่ล่าช้า มีจุดศูนย์กลางการเผาไหม้ห่างจากจุดศูนย์ตายบนมาก และมีช่วงสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ล่าช้า ดังนั้นผลจากการเผาไหม้ที่ล่าช้าจึงทำให้มีอุณหภูมิไอเสียที่สูงกว่า

จากรูปที่ 6-22 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-7

ตารางที่ 6-7 อุณหภูมิไอเสียจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME

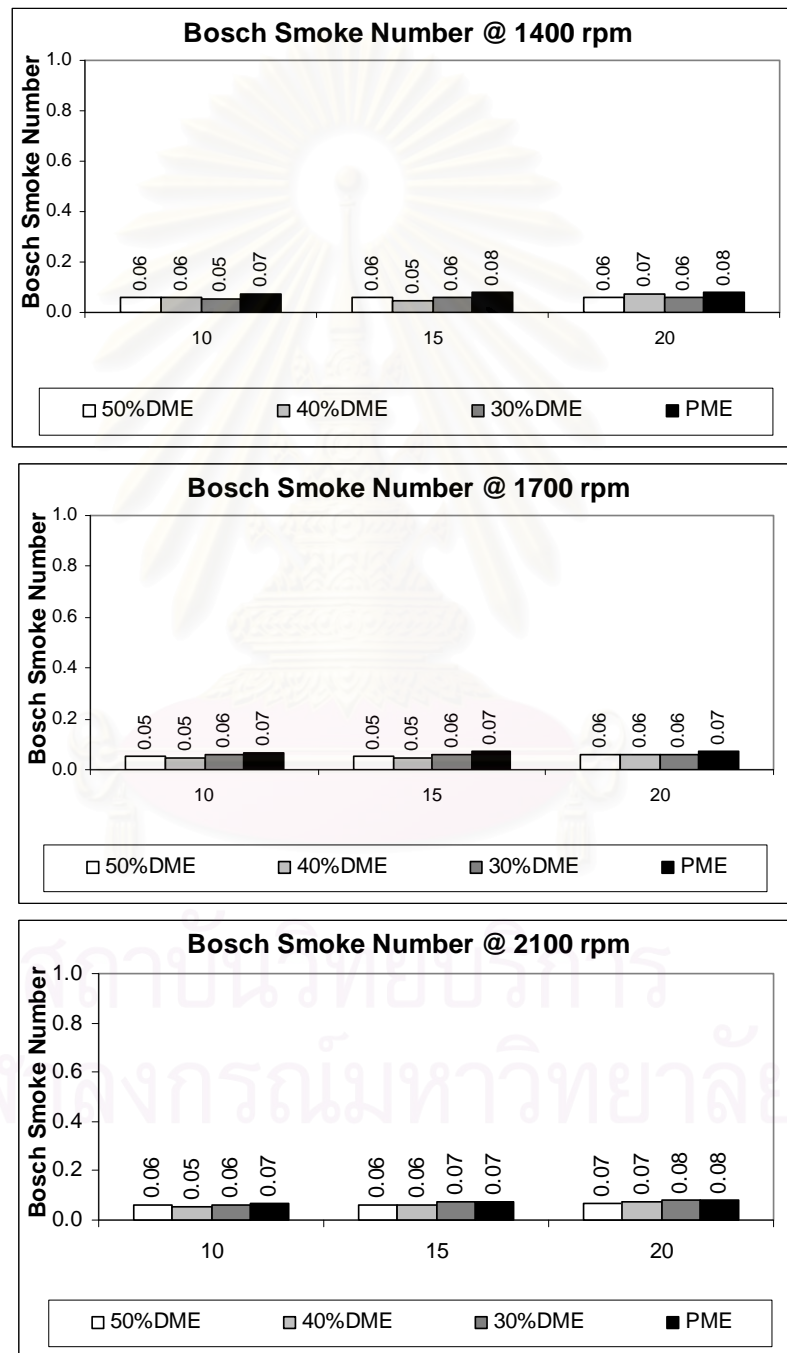
Speed	Torque	อุณหภูมิไอเสีย (°C)			
		50%DME	40%DME	30%DME	PME
rpm	N-m				
1400	10	218	205.4	195.5	184
1400	15	252.8	244.7	236.8	226.9
1400	20	314.6	296.2	286.4	273.7
1700	10	234.7	216.4	206.9	202.3
1700	15	297.7	265.8	261.9	241.7
1700	20	350.8	326.5	317.7	292.6
2100	10	263.1	258.4	261.7	238.1
2100	15	321.3	314.4	313.7	283.6
2100	20	392.7	388.9	380.2	333.8

ตารางที่ 6-7 สำหรับการที่อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาวะบางส่วนมีแนวโน้มจะสูงขึ้นตามปริมาณการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้น เมื่อแรงบิดและความเร็วรอบเท่ากันนั้น

6.2.4 ค่าควันดำ

จากการวัดค่าควันดำที่สภาวะภาระบางส่วนเมื่อใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่ส่วนผสมต่างๆ สามารถนำมาเปรียบเทียบและแสดงไว้ในรูปที่ 6-23

พบว่าค่าควันดำที่สภาวะภาระบางส่วนจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงมีแนวโน้มที่จะลดลงเมื่อมีการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล



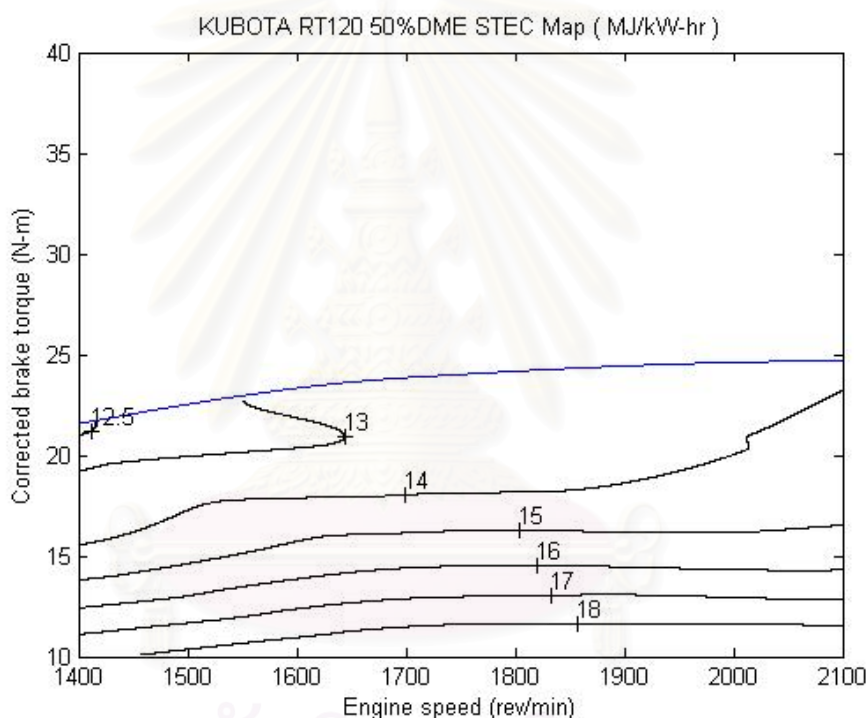
รูปที่ 6-23 แสดงผลเปรียบเทียบค่าควันดำที่สภาวะภาระบางส่วนที่ความเร็วรอบต่างๆ

6.3 แผนภูมิแสดงสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์

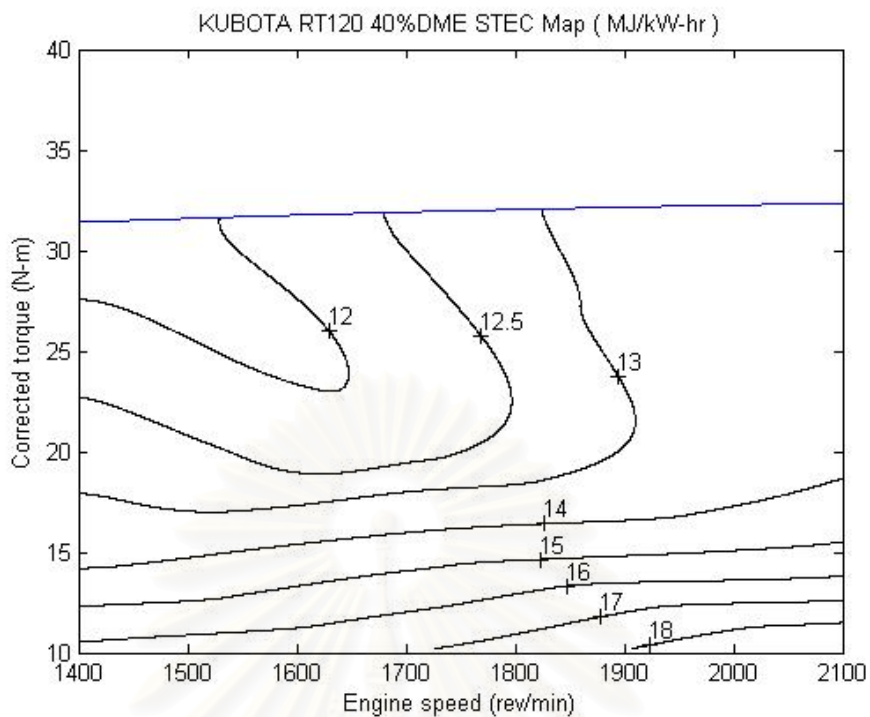
6.3.1 แผนภูมิอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ

จากอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วนทำให้สามารถนำมาสร้างแผนภูมิสมรรถนะของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะของการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME ออกมาได้

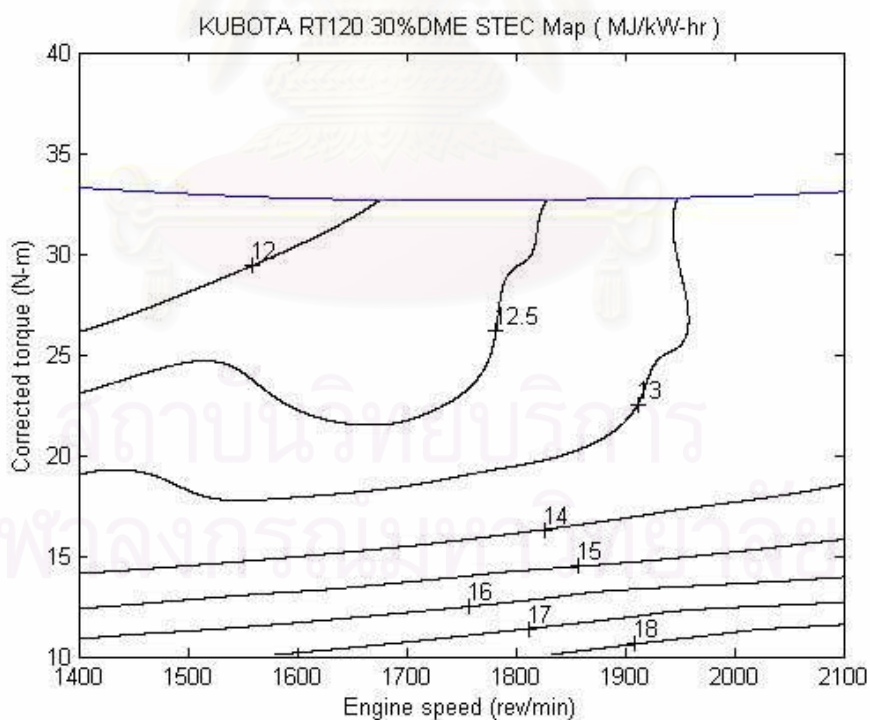
โดยรูปที่ 6-24 ถึงรูปที่ 6-26 แสดงแผนภูมิอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะของเครื่องยนต์ที่ใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในสัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง ตามลำดับ



รูปที่ 6-24 แสดงแผนภูมิอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะของเครื่องยนต์ที่ใช้ 50%DME



รูปที่ 6-25 แสดงแผนภูมิอัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะของเครื่องยนต์ที่ใช้ 40%DME



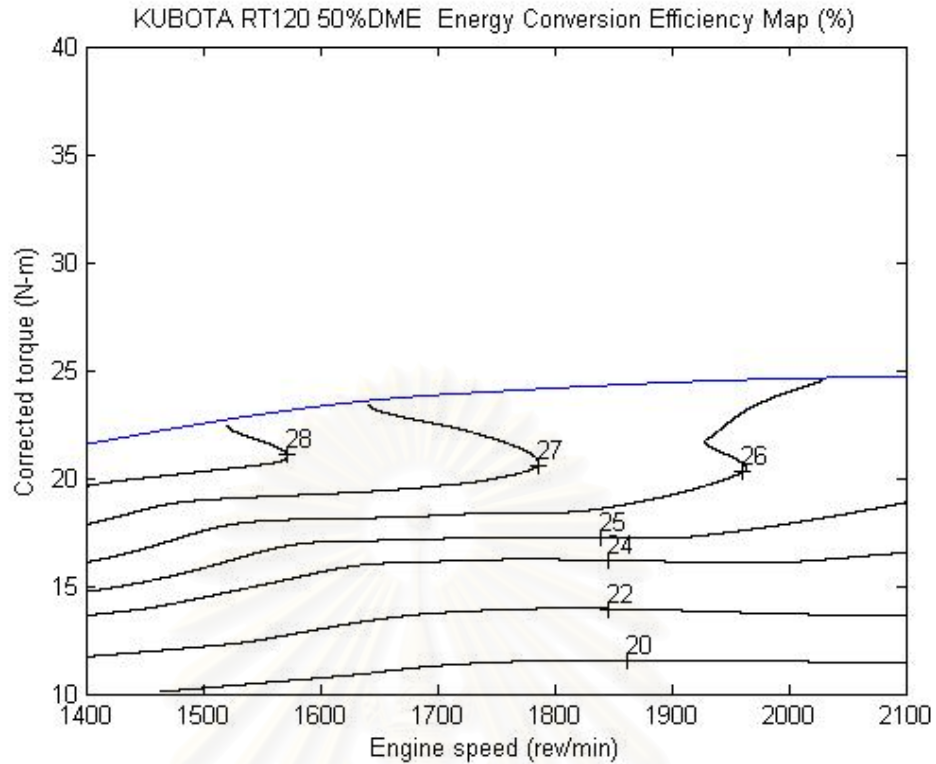
รูปที่ 6-26 แสดงแผนภูมิอัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะของเครื่องยนต์ที่ใช้ 30%DME

จากแผนภูมิอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะในรูปที่ 6-24 และรูปที่ 6-26 จะเห็นความแตกต่างของผลจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆเปรียบเทียบกัน พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ต่ำที่สุดที่ได้จาก 50%DME, 40%DME และ 30%DME อยู่ในช่วงความเร็วรอบ 1400 rpm ทั้งหมด โดย 50%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ต่ำที่สุดอยู่ในช่วงแรงบิด 22 N-m สำหรับการให้ 40%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ต่ำที่สุดอยู่ในช่วงแรงบิด 27.5-31.5 N-m และสำหรับการให้ 30%DME จะมีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ต่ำที่สุดอยู่ที่ช่วงแรงบิด 26.5-33 N-m โดยอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุดจากการใช้ 30%DME และ 40%DME มีค่าประมาณ 12 MJ/kW-hr และจากการใช้ 50%DME มีค่าประมาณ 12.5 MJ/kW-hr ที่ตำแหน่งดังกล่าว โดยมีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นออกจากจุดต่ำสุดเป็นวงออกไปคล้ายคลึงกันทั้งสามส่วนผสม

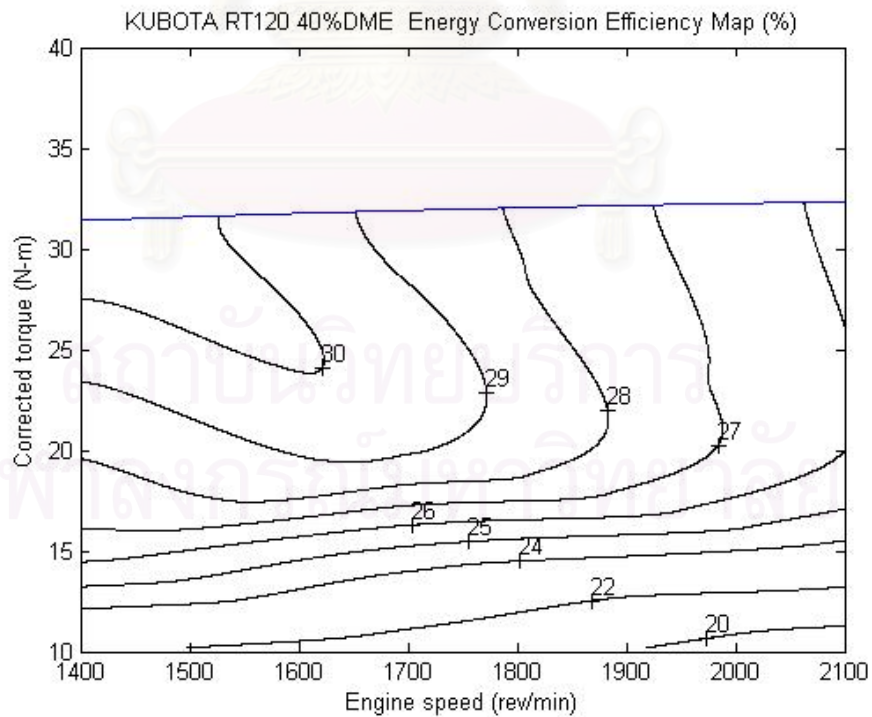
6.3.2 แผนภูมิต่ำประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง

จากค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วนทำให้สามารถนำมาสร้างแผนภูมิสมรรถนะของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME ออกมาได้

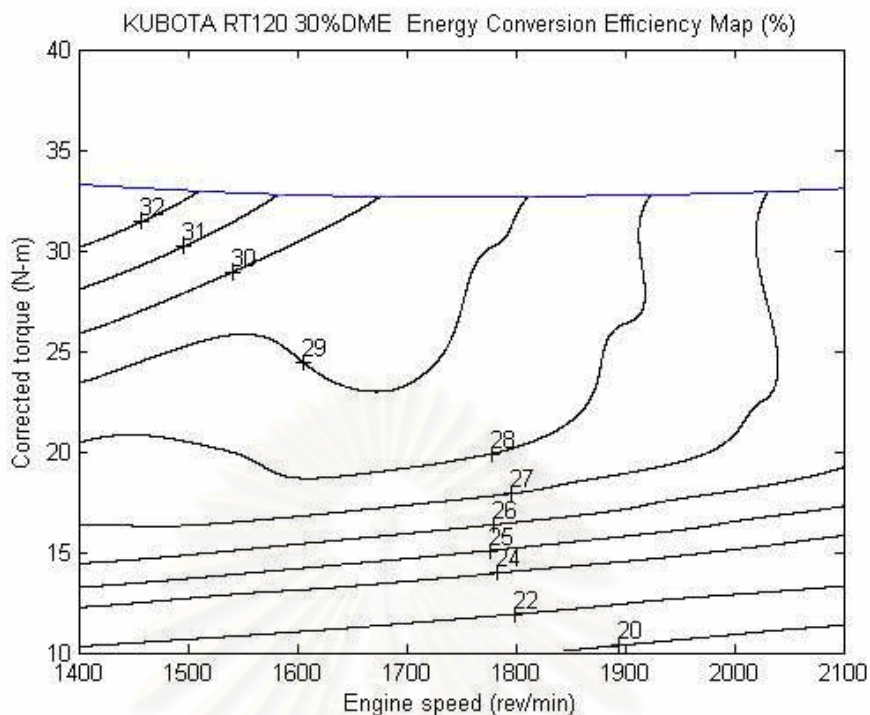
โดยรูปที่ 6-27 ถึงรูปที่ 6-29 แสดงแผนภูมิต่ำประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในสัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง ตามลำดับ



รูปที่ 6-27 แสดงแผนภูมิค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้ 50%DME



รูปที่ 6-28 แสดงแผนภูมิค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้ 40%DME



รูปที่ 6-29 แสดงแผนภูมิค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้ 30%DME

จากค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วนทำให้สามารถนำมาสร้างแผนภูมิค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลทั้งสามส่วนผสมออกมาได้

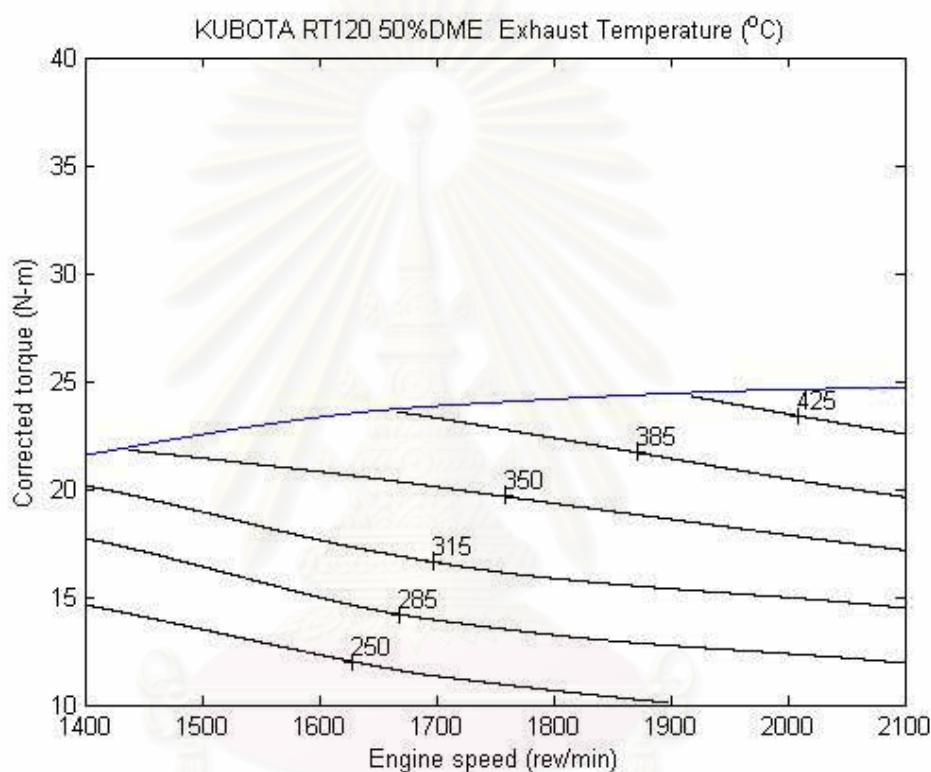
โดยรูปที่ 6-27 ถึงรูปที่ 6-29 แสดงแผนภูมิค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้ 50%DME, 40%DME และ 30%DME ตามลำดับ

จากแผนภูมิค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงในรูปที่ 6-27 และรูปที่ 6-28 จะเห็นความแตกต่างของผลจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่ส่วนผสมต่างๆ โดยค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุดของ 50%DME, 40%DME และ 30%DME อยู่ในช่วงความเร็วรอบ 1400 rpm ทั้งหมด โดย 50%DME อยู่ที่ช่วงแรงบิด 20-22 N-m, 40%DME อยู่ที่ช่วงแรงบิด 27.5-32 N-m และ 30%DME อยู่ที่ช่วงแรงบิด 30-33 N-m โดยค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุดจากการใช้ 50%DME เป็น 28% จากการใช้ 40%DME เป็น 30% และจากการใช้ 30%DME เป็น 32% โดยมีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นออกจากจุดสูงสุดเป็นวงออกไปคล้ายคลึงกันทุกสัดส่วนการผสม

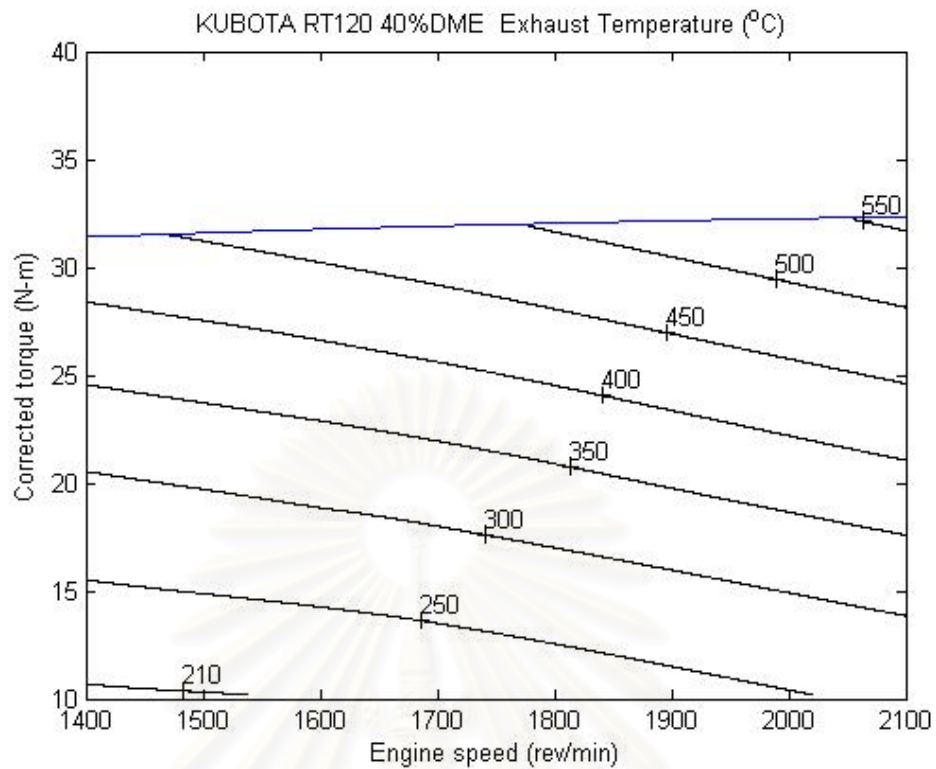
6.3.3 แผนภูมิอุณหภูมิไอเสีย

จากอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วนทำให้สามารถนำมาสร้างแผนภูมิสมรรถนะของอุณหภูมิไอเสียจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME ออกมาได้

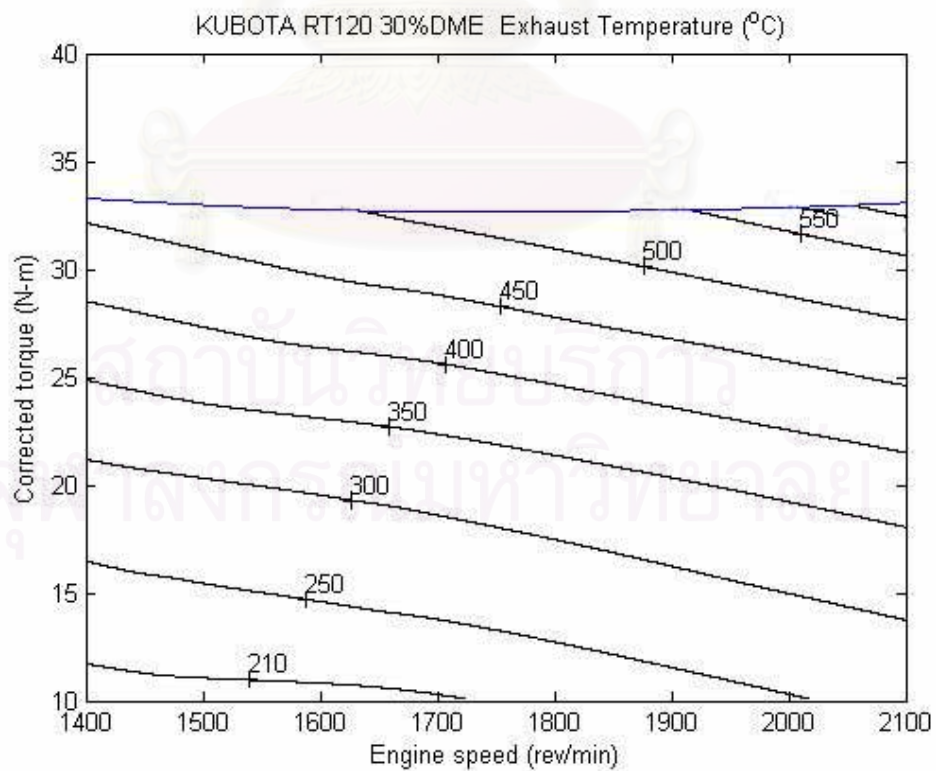
โดยรูปที่ 6-30 ถึงรูปที่ 6-32 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในสัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง ตามลำดับ



รูปที่ 6-30 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้ 50%DME



รูปที่ 6-31 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้ 40%DME



รูปที่ 6-32 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้ 30%DME

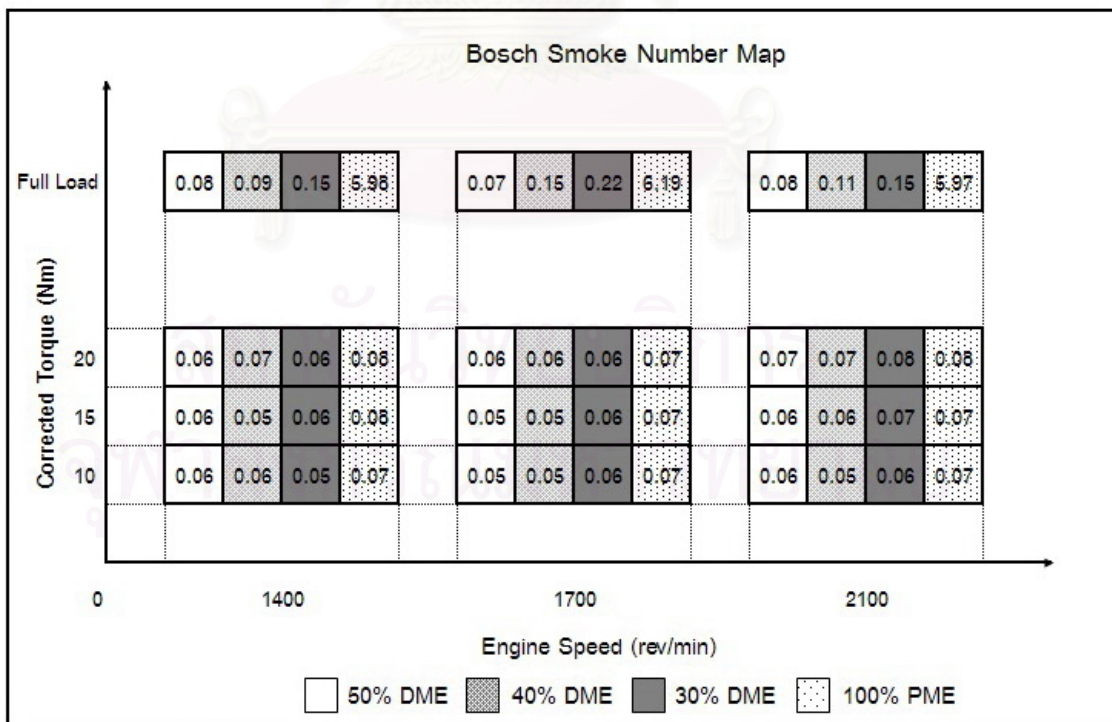
โดยรูปที่ 6-30 ถึงรูปที่ 6-32 แสดงแผนภูมิอนุกรมอนุกรมไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้ปาล์มไบโอดีเซล DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME ตามลำดับ

จากแผนภูมิอนุกรมอนุกรมไอเสียของเครื่องยนต์ทั้งสามแผนภูมิจะเห็นได้ว่า แนวโน้มของการเพิ่มขึ้นของอนุกรมอนุกรมไอเสีย นั้น มีแนวโน้มไปในทางเดียวกันทั้งหมด นั่นคือเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น และเพิ่มขึ้นเมื่อแรงบิดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเช่นกัน

ความแตกต่างที่เห็นได้จากแผนภูมิดังกล่าวคือ อนุกรมอนุกรมไอเสียช่วงที่สภาวะภาระสูงๆ เมื่อทำการใช้ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าสูงที่สุด เนื่องจากมีแรงบิดเบรกสูงสุดที่สูงที่สุดนั่นเอง แต่หากพิจารณาที่แรงบิดเบรกและความเร็วรอบเดียวกันแล้วจะพบว่ากรณีใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME จะมีอนุกรมอนุกรมไอเสียที่สูงที่สุด และอนุกรมอนุกรมไอเสียจะลดต่ำลงตามปริมาณสัดส่วนการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่น้อยลง ส่วนปาล์มไบโอดีเซลจะมีอนุกรมอนุกรมไอเสียที่ต่ำที่สุด โดยอนุกรมอนุกรมไอเสียที่สูงเกิดขึ้นจากการเผาไหม้ที่ล่าช้า

6.3.4 แผนภูมิค่าควันดำ

จากค่าควันดำที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วนทำให้สามารถนำมาสร้างแผนภูมิควันดำของการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เปรียบเทียบกับการใช้ปาล์มไบโอดีเซล ได้ดังแสดงใน รูปที่ 6-33



รูปที่ 6-33 แผนภูมิค่าควันดำที่เปรียบเทียบการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ30%DME กับการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง

จากการวัดค่าควันท่ำที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วนของเครื่องยนต์เมื่อใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆ เปรียบเทียบกับการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง โดยสามารถนำมาเปรียบเทียบและแสดงไว้ในรูปที่ 6-33

ค่าควันท่ำจากการวัดด้วยเครื่องวัดควันท่ำแบบกระดาษกรองมีความคลาดเคลื่อนค่อนข้างสูง ดังนั้นในการทดสอบจึงทำการวัดค่าควันท่ำถึง 3 ครั้งและหาค่าเฉลี่ยต่อหนึ่งจุดทดสอบ ซึ่งผลจากการวัดพบว่า ค่าควันท่ำจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลมีค่าสูงกว่าค่าควันท่ำจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆ อย่างชัดเจนในช่วงการทำงานที่แรงบิดเบรกสูงสุด ส่วนช่วงการทำงานที่แรงบิดเบรกด่ำค่าควันท่ำที่ได้จากการทดสอบมีค่าใกล้เคียงกัน โดยปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าควันท่ำสูงกว่า DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในทุกสัดส่วนเล็กน้อย และเชื้อเพลิงทั้งหมดมีแนวโน้มคล้ายกันคือที่สภาวะภาระบางส่วนค่าควันท่ำมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อยตามแรงบิดเบรกที่เพิ่มขึ้นและมีค่าใกล้เคียงกันใน ทุกความเร็วรอบ

6.4 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ

6.4.1 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด

- ก. แรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้จะมีค่าต่ำลงตามปริมาณสัดส่วนการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล
- ข. ค่าควันท่ำจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลมีค่าสูงกว่าค่าควันท่ำจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆ อย่างชัดเจนในช่วงการทำงานที่บิดเบรกสูงสุด โดยค่าควันท่ำจะลดลงตามปริมาณสัดส่วนการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล

6.4.2 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน

- ก. อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ ที่ความเร็วรอบ 1400 และ 1700 rpm DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME และ 30%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำกว่าปาล์มไบโอดีเซล โดยสัดส่วน 40%DME จะมีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุด โดยต่ำกว่าสัดส่วน 30%DME ประมาณ 0.09-3.10% แต่ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ปาล์มไบโอดีเซลจะมีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดในขณะที่สัดส่วน 50%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ

ข. ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง ที่ความเร็วรอบ 1400 และ 1700 rpm DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME และ 30%DME มีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงกว่าปาล์มไบโอดีเซล โดยสัดส่วน 40%DME จะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุด โดยสูงกว่าสัดส่วน 30%DME ประมาณ 0.09-3.01% แต่ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุด ในขณะที่สัดส่วน 50%DME มีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงต่ำที่สุดในทุกความเร็วรอบ

ค. อุณหภูมิไอเสียจะมีค่าสูงขึ้นตามสัดส่วนการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบและแรงบิด

ง. ค่าควันดำที่สภาวะภาระบางส่วนจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าสูงกว่าการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลเล็กน้อย และจะลดลงอีกเล็กน้อยตามปริมาณสัดส่วนการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 7

ผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้

การทดสอบเครื่องยนต์เมื่อใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนต่างๆ เพื่อทำการวัดความดันในห้องเผาไหม้ ได้ทำการทดสอบที่จุดทดสอบดัดแปลงจากมาตรฐาน ESC Test Cycle โดยทำการทดสอบ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME (50%DME), DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME (40%DME) และ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME (30%DME) โดยได้ทำการวัดค่าความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า, ความดันในห้องเผาไหม้หลัก และความเชื่อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

ผลการทดสอบในบทนี้จะนำเสนอผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้เพื่อเปรียบเทียบการเผาไหม้จากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME เป็นเชื้อเพลิง

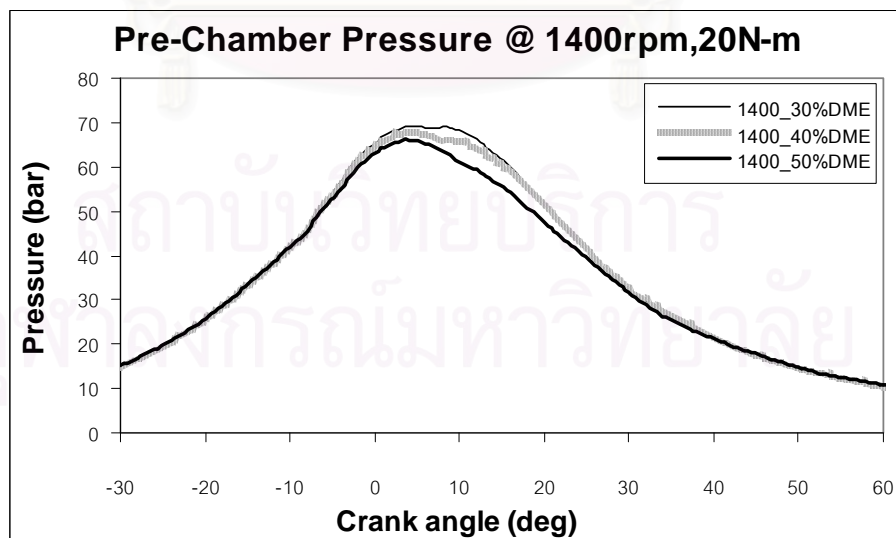
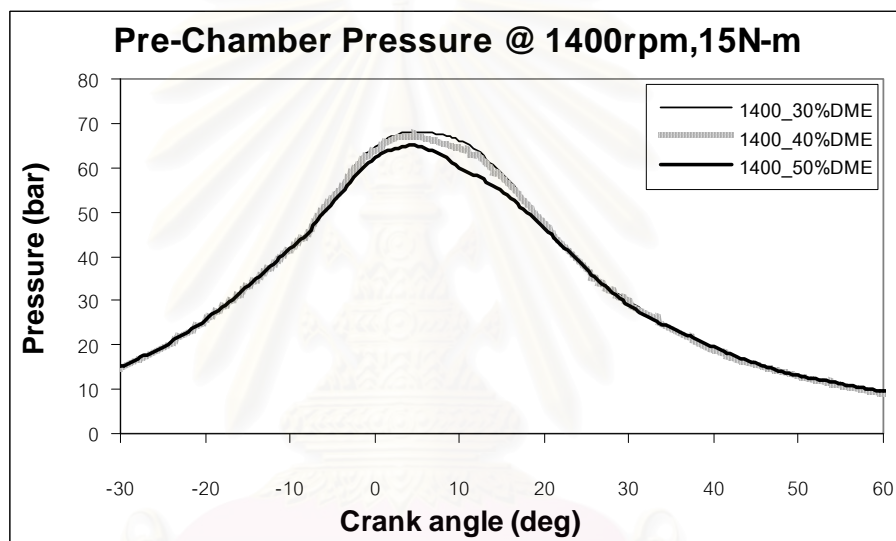
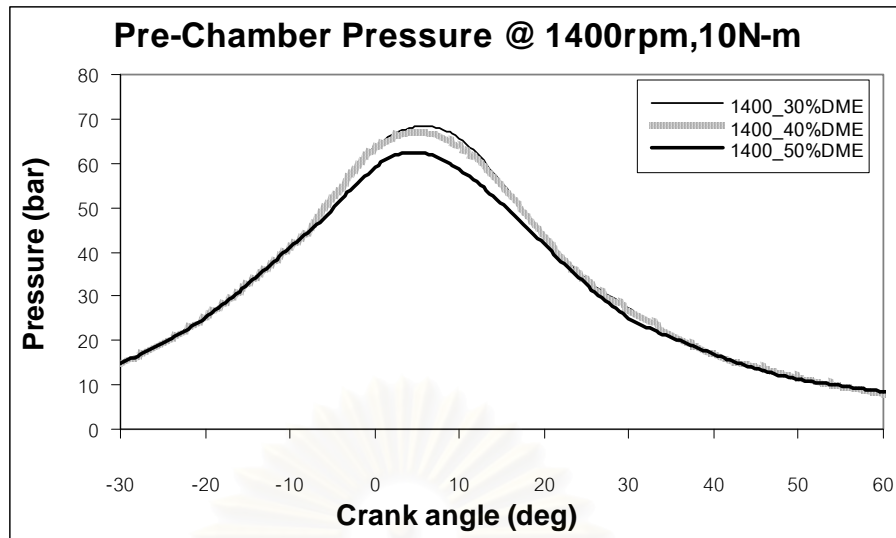
7.1 ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า

รูปที่ 7-1 ถึงรูปที่ 7-3 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยมีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของความดันในห้องเผาไหม้หลักตามสัดส่วนการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่ลดลง

สำหรับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าหรือ $(dp/dCA)_{pre}$ สามารถนำมาพิจารณาหาจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงได้ ซึ่งหลักการพิจารณานั้นได้กล่าวมาแล้วในบทที่ 5

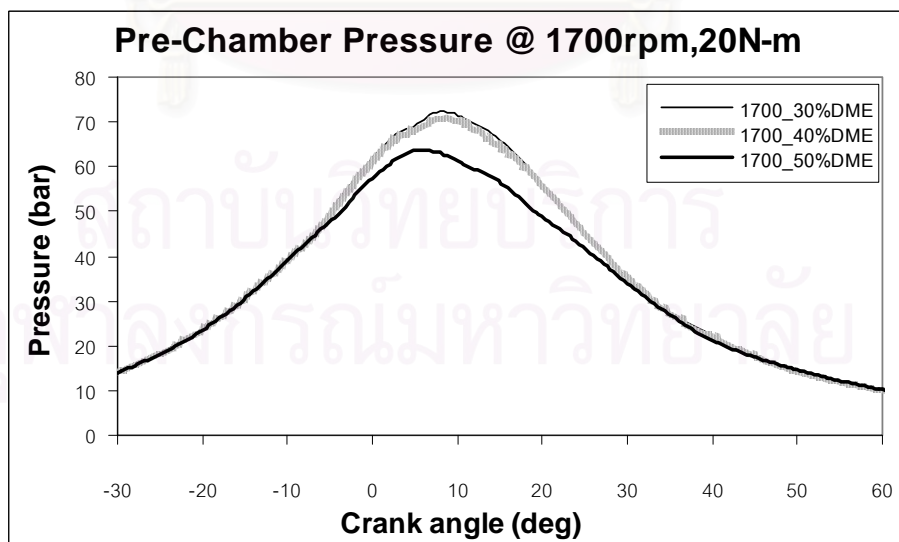
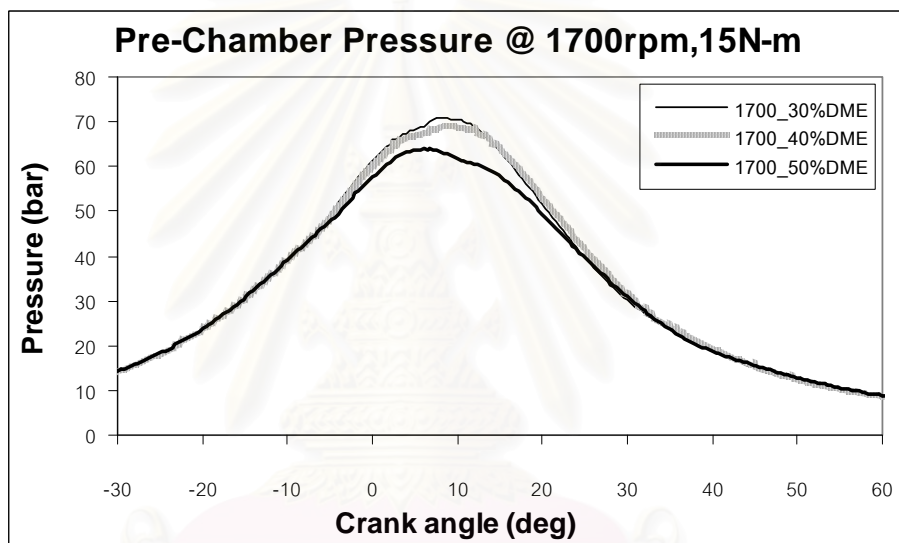
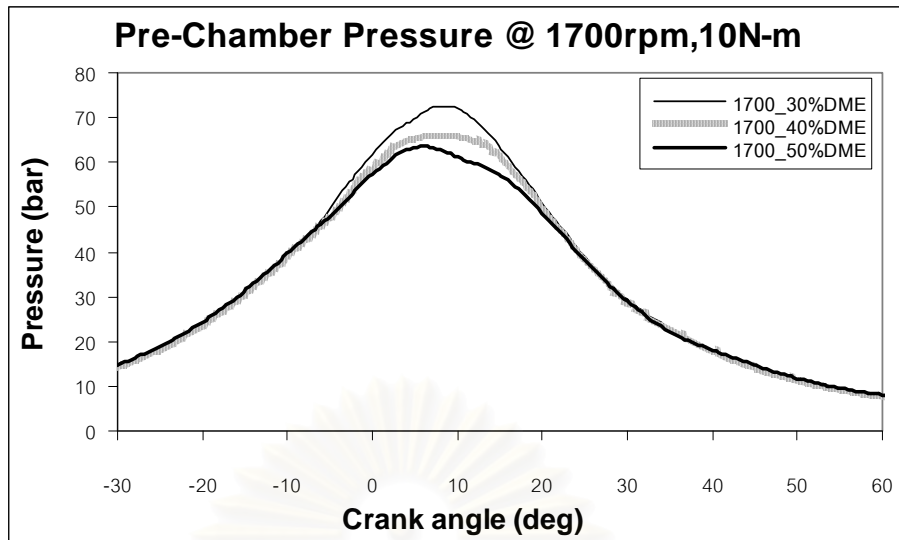
รูปที่ 7-4 ถึงรูปที่ 7-12 แสดงค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า จากการพิจารณาอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า พบว่า 30%DME และ 40%DME มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ใกล้เคียงกัน ส่วน 30%DME มีแนวโน้มการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ากว่า

รูปที่ 7-13 ถึงรูปที่ 7-21 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ $(dp/dCA)_{pre}$ ซึ่งสามารถนำมาพิจารณาถึงจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงได้



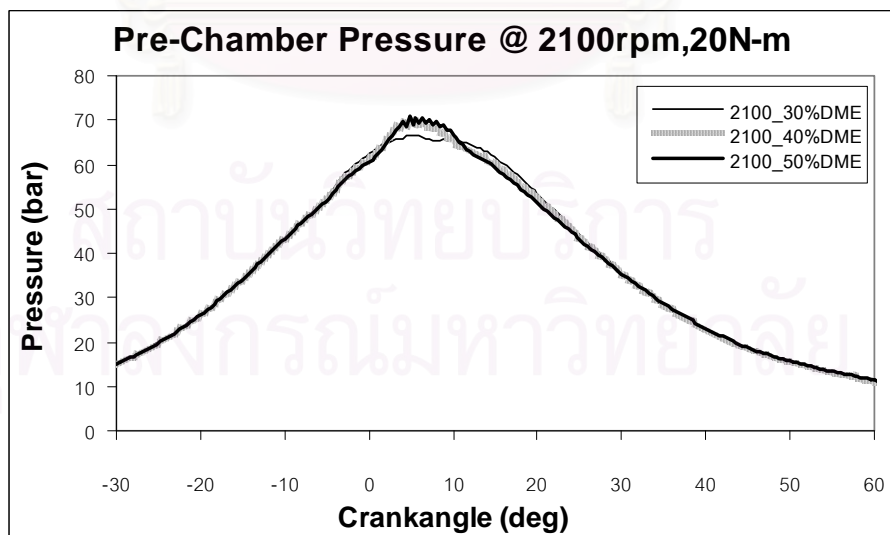
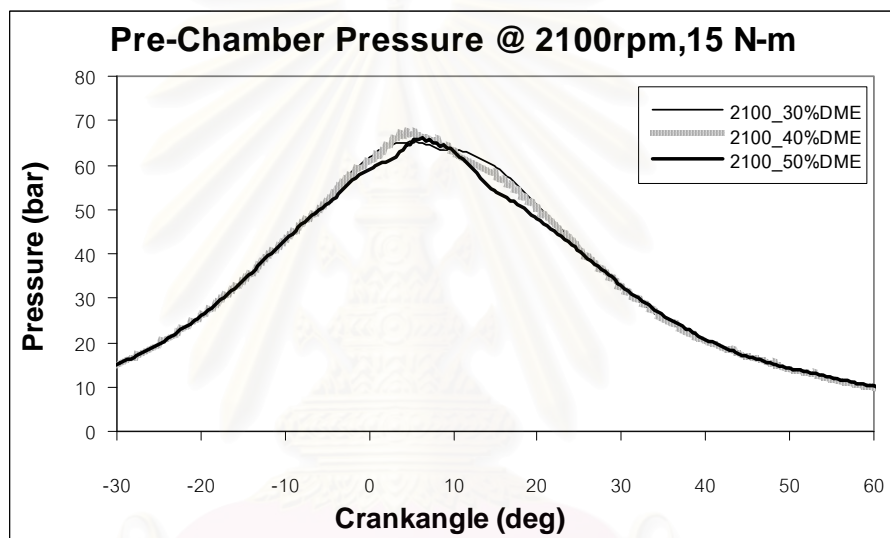
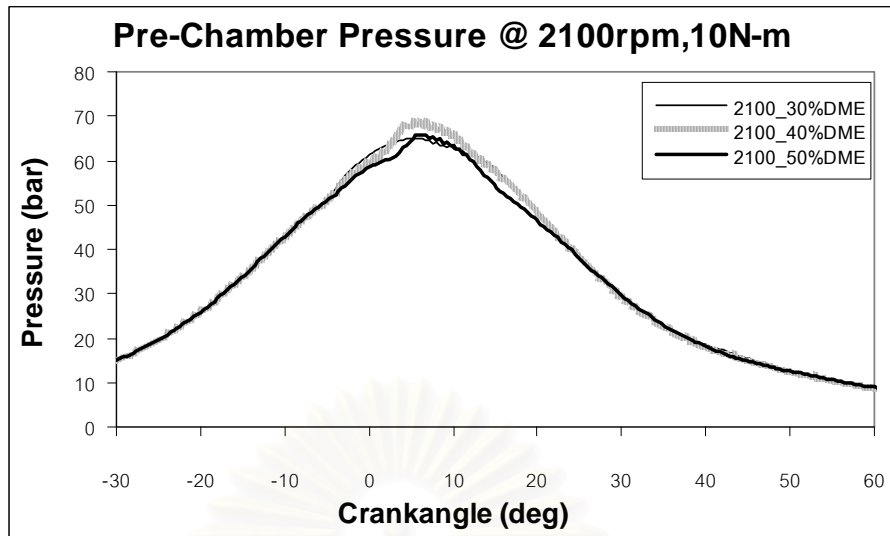
รูปที่ 7-1 แสดงความดันห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



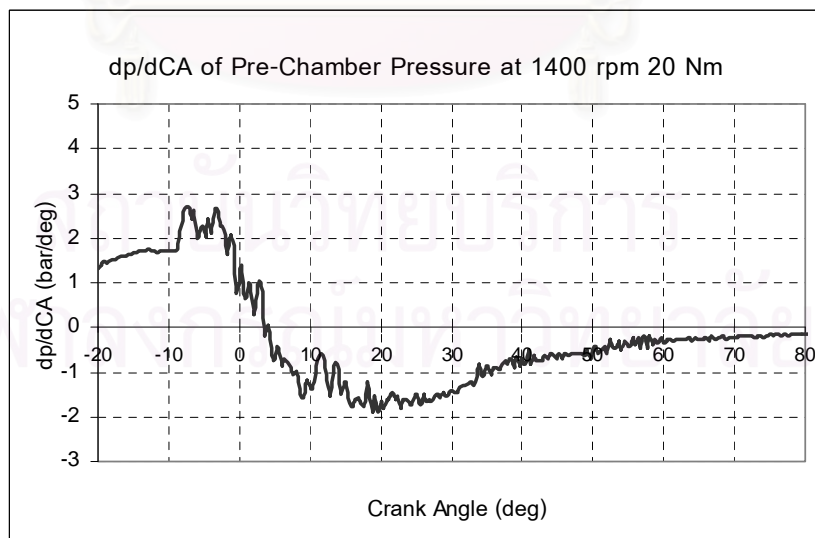
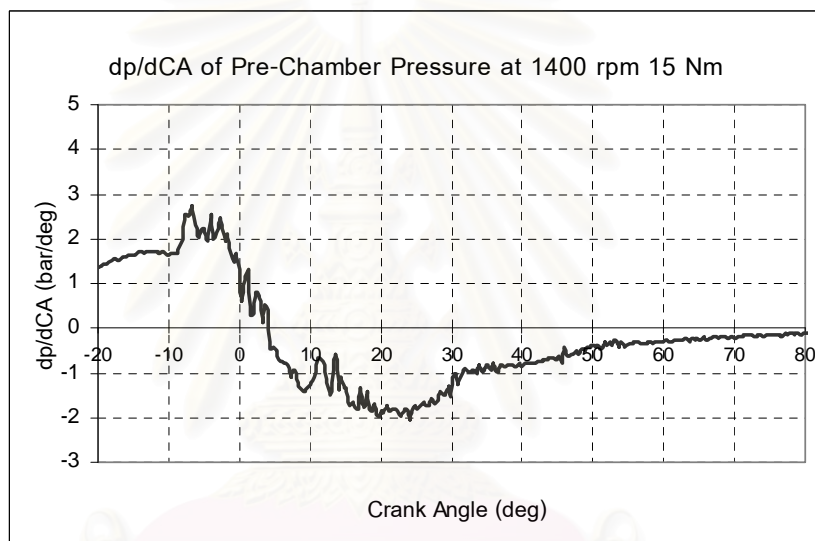
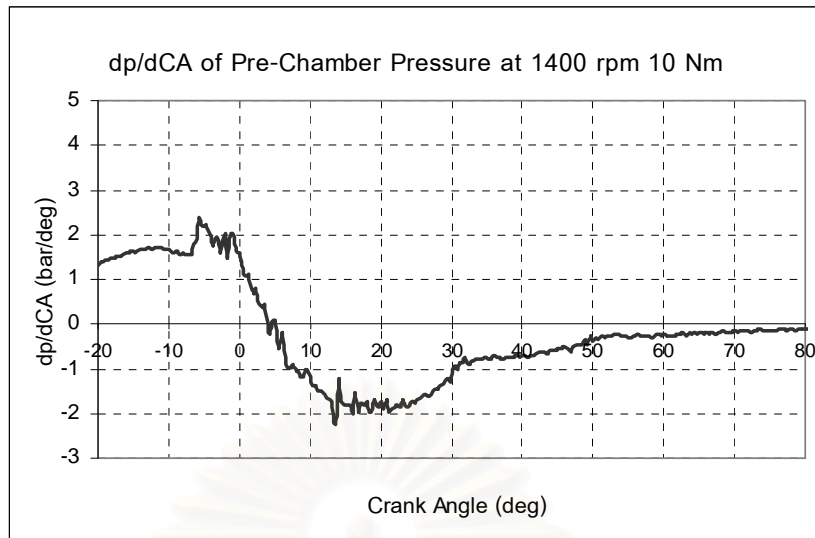
รูปที่ 7-2 แสดงความดันห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m

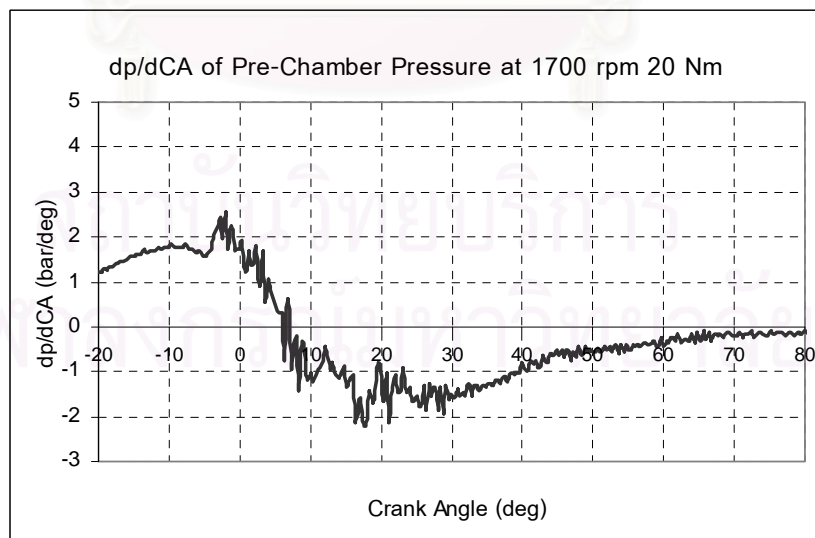
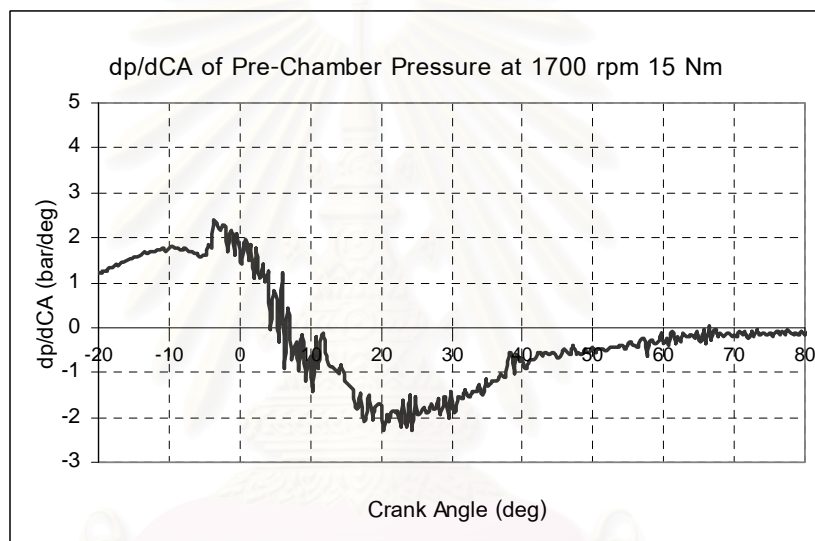
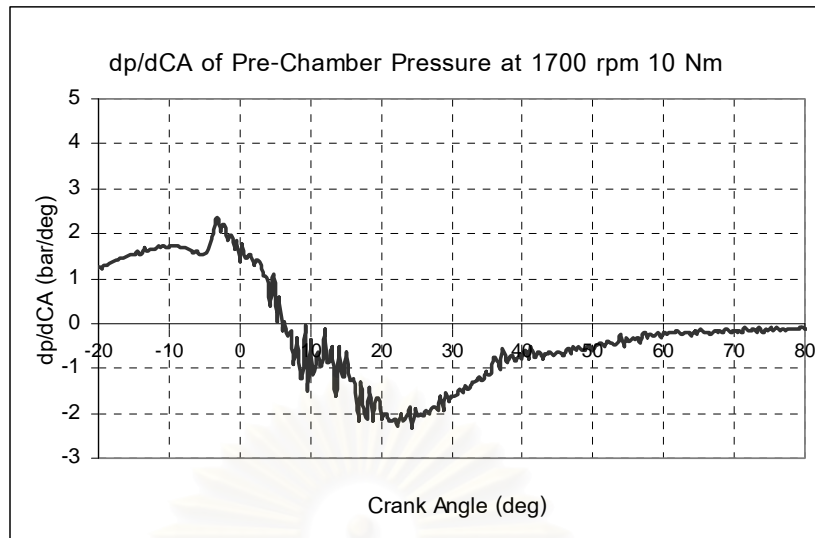


รูปที่ 7-3 แสดงความดันห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

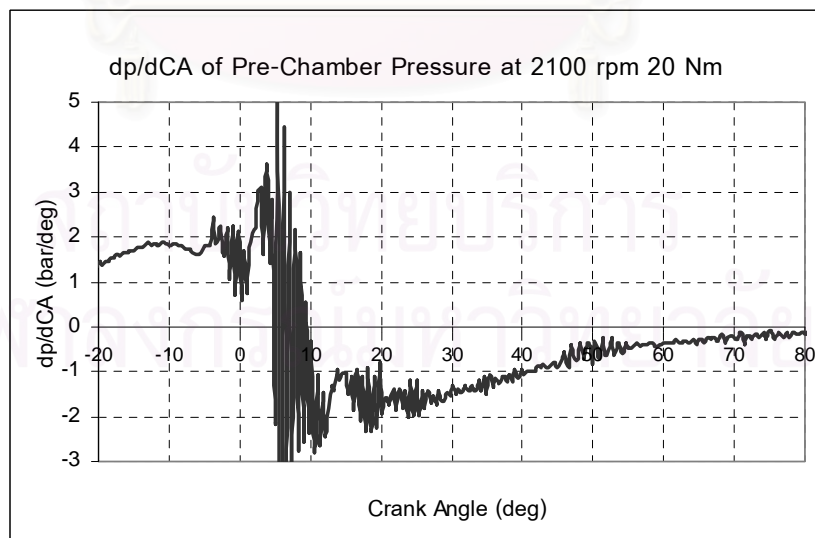
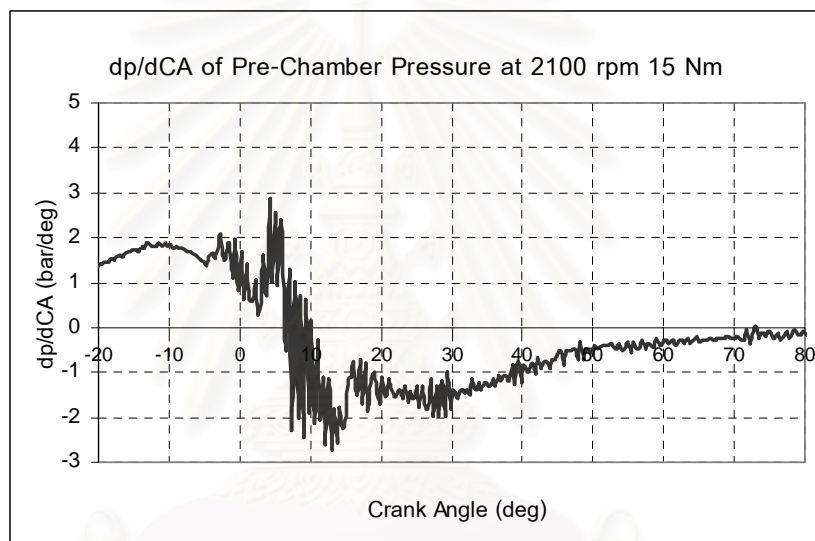
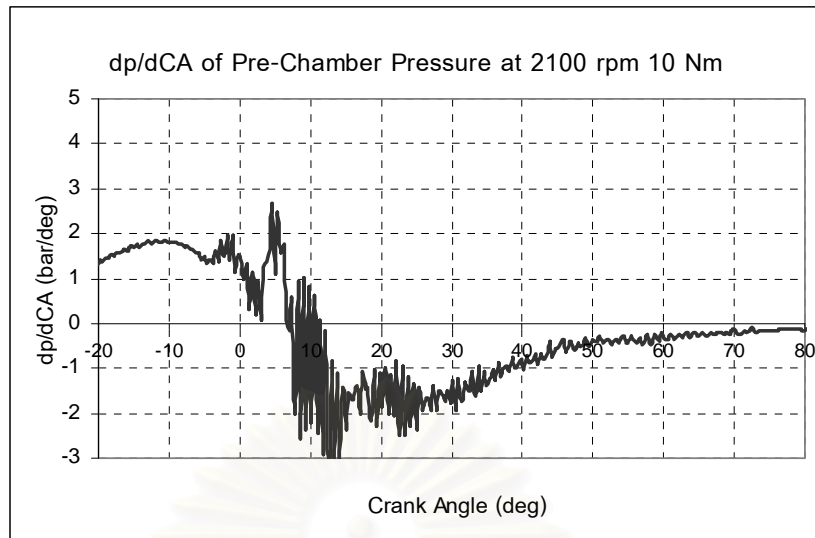
แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



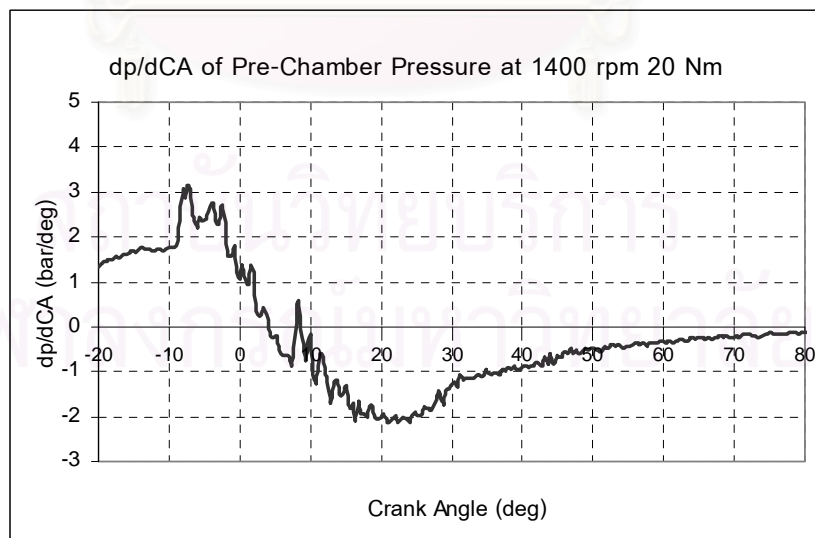
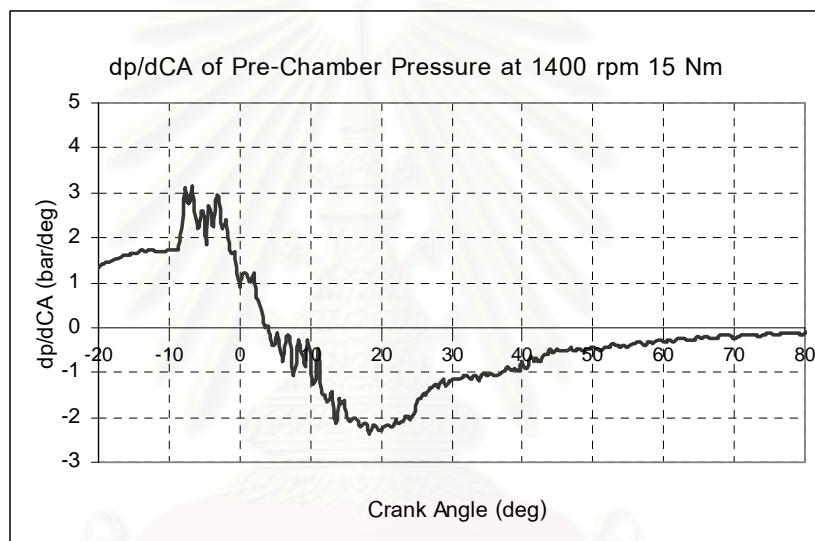
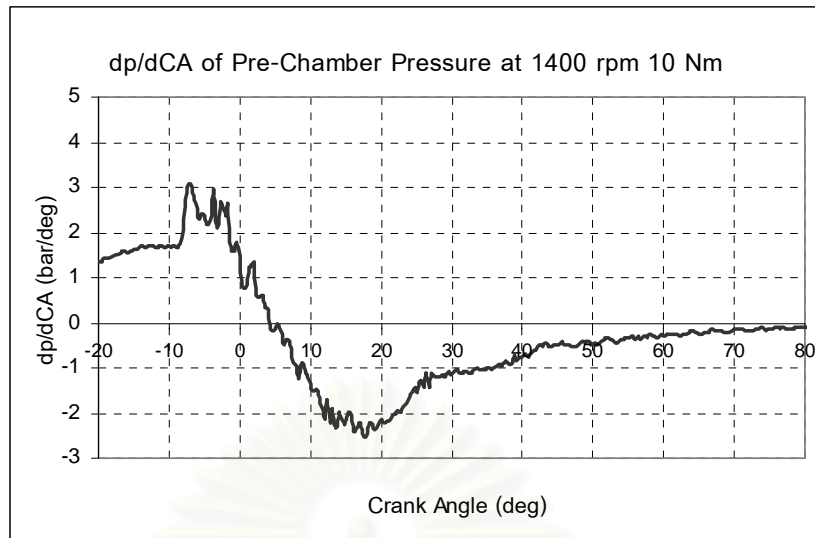
รูปที่ 7-4 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



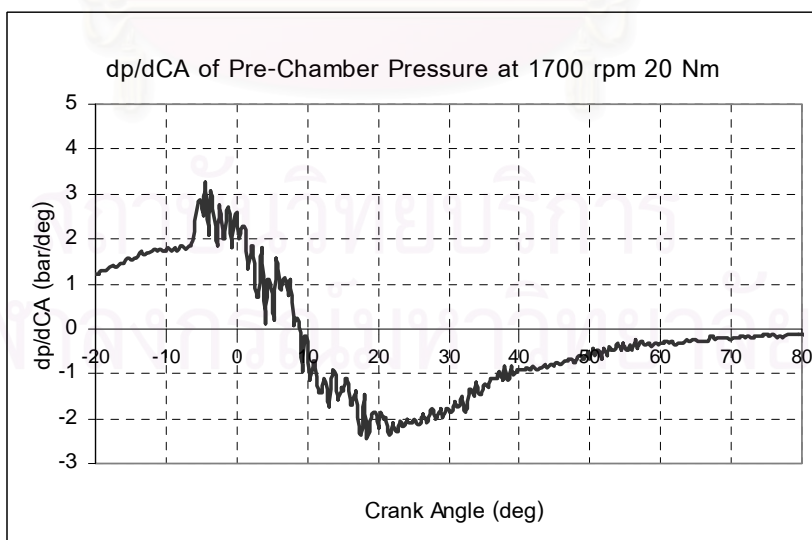
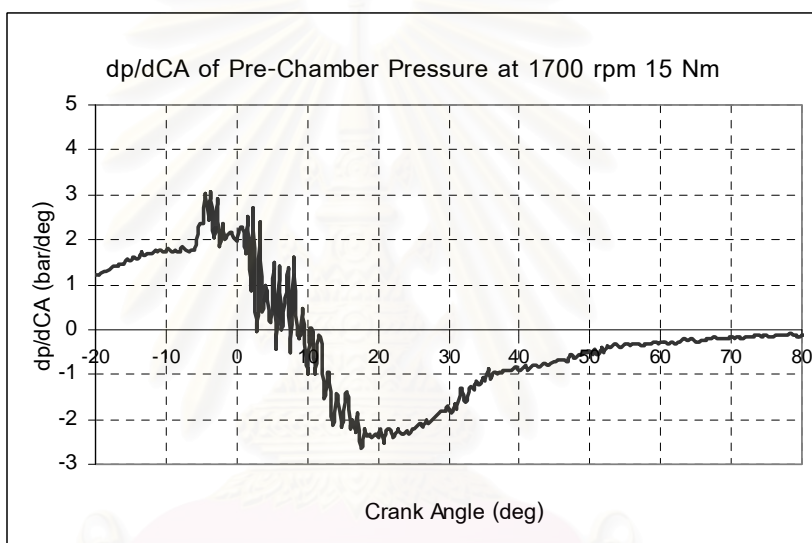
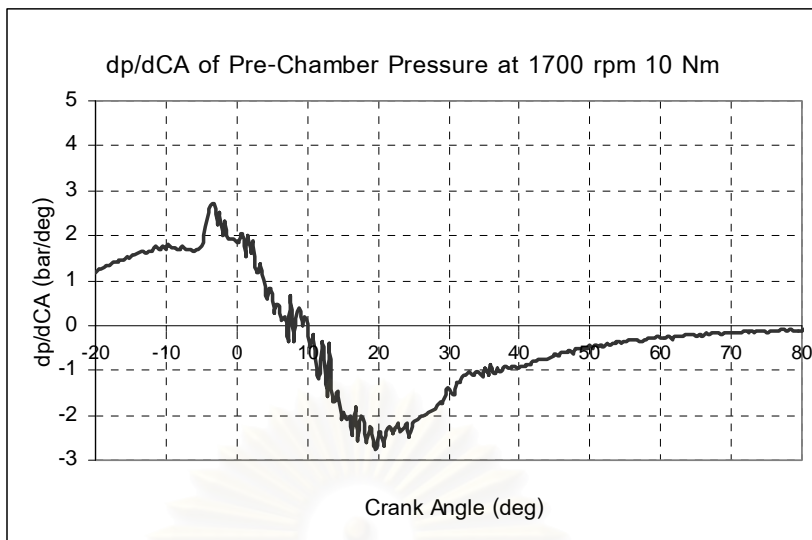
รูปที่ 7-5 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



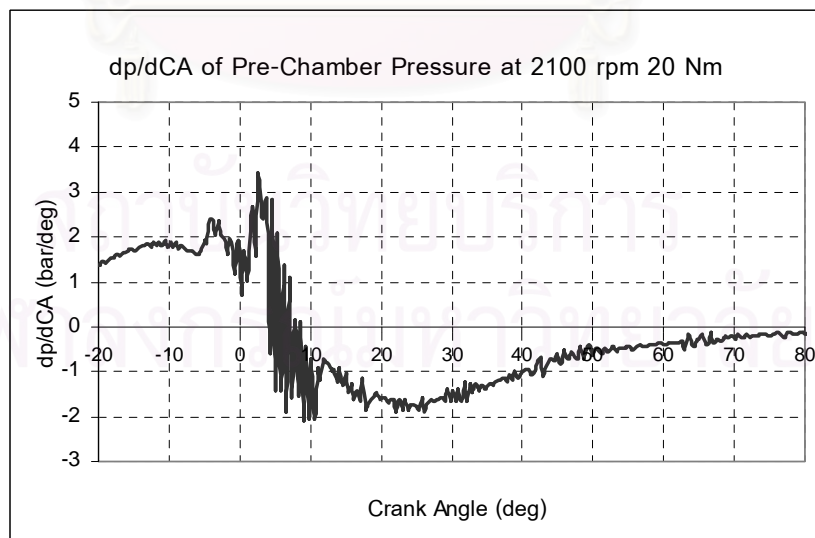
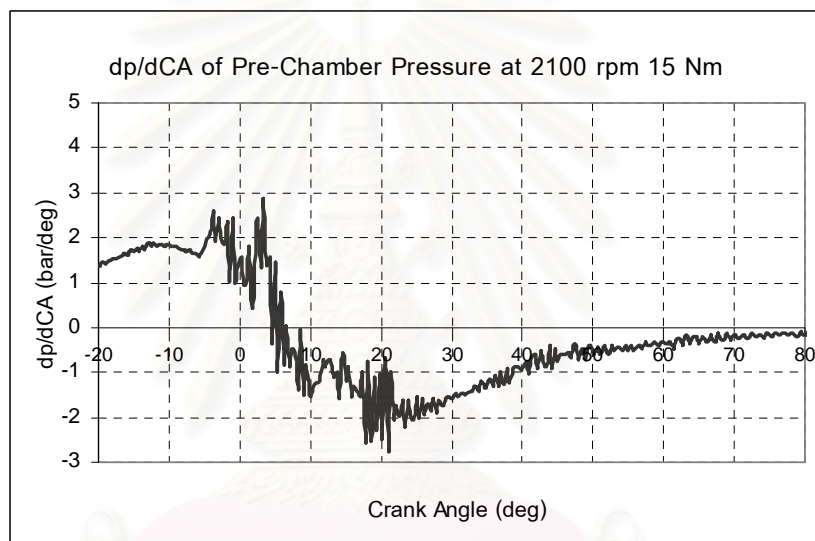
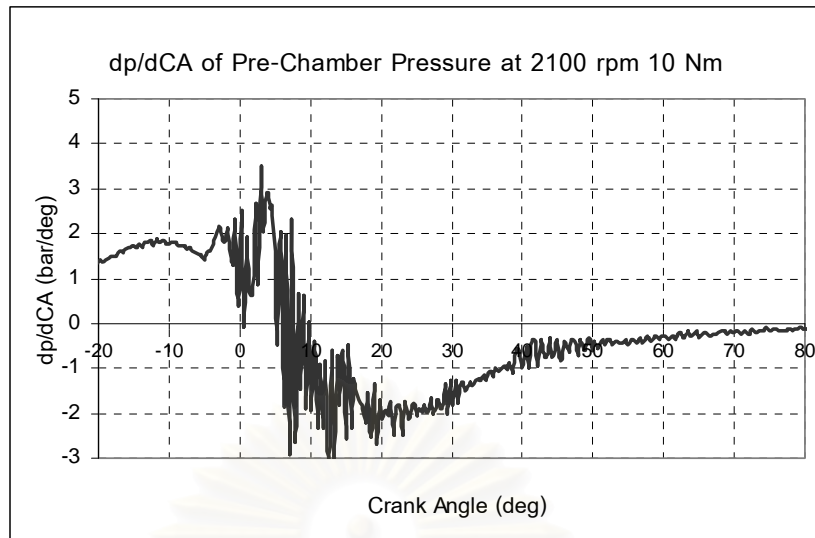
รูปที่ 7-6 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



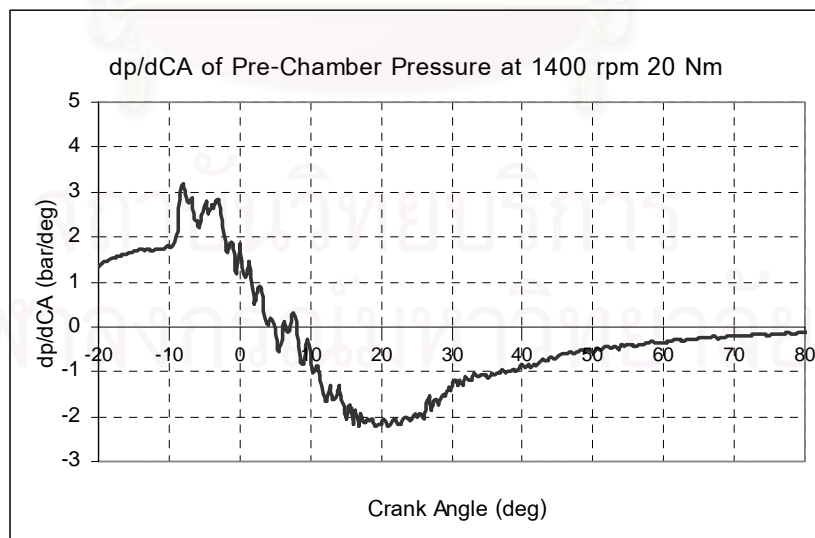
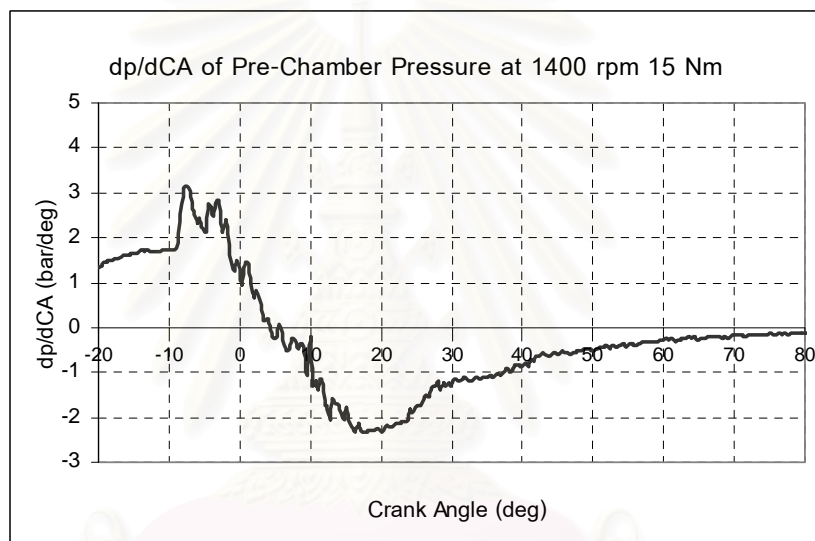
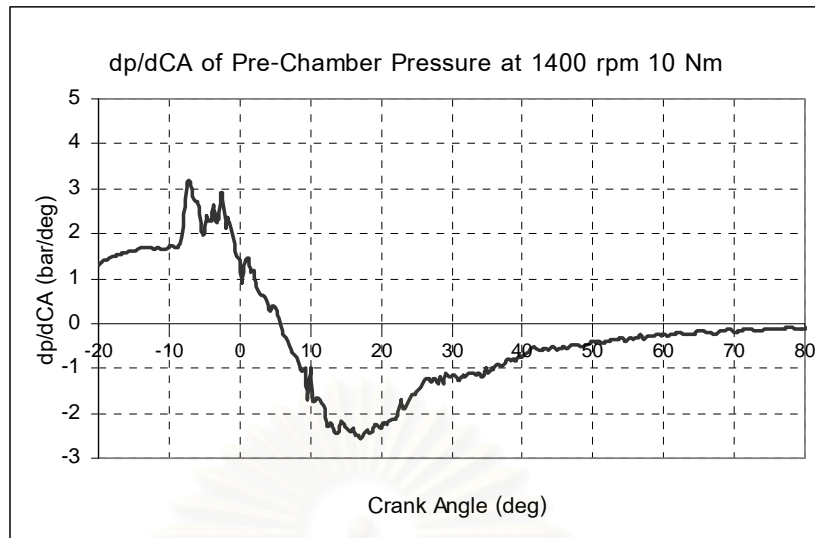
รูปที่ 7-7 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



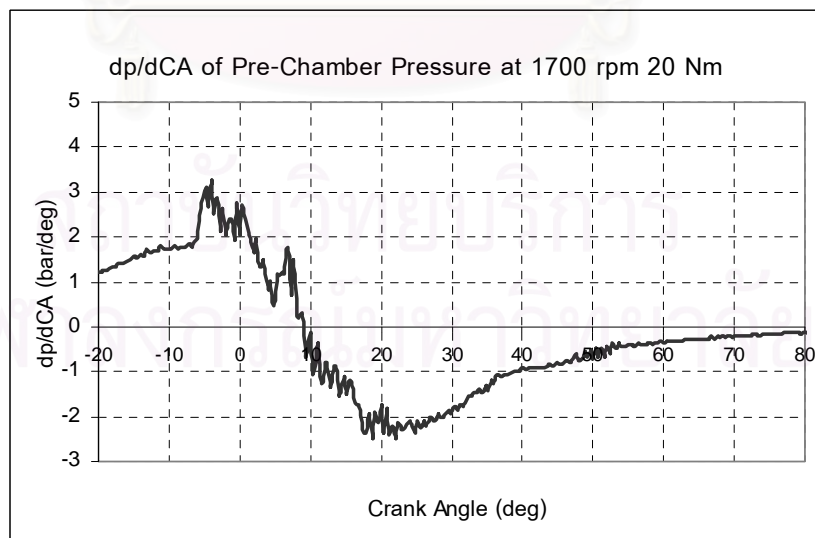
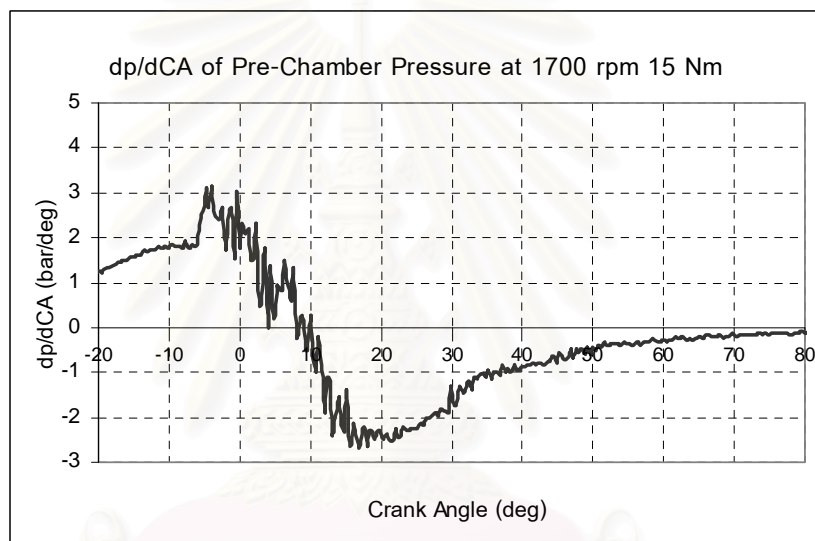
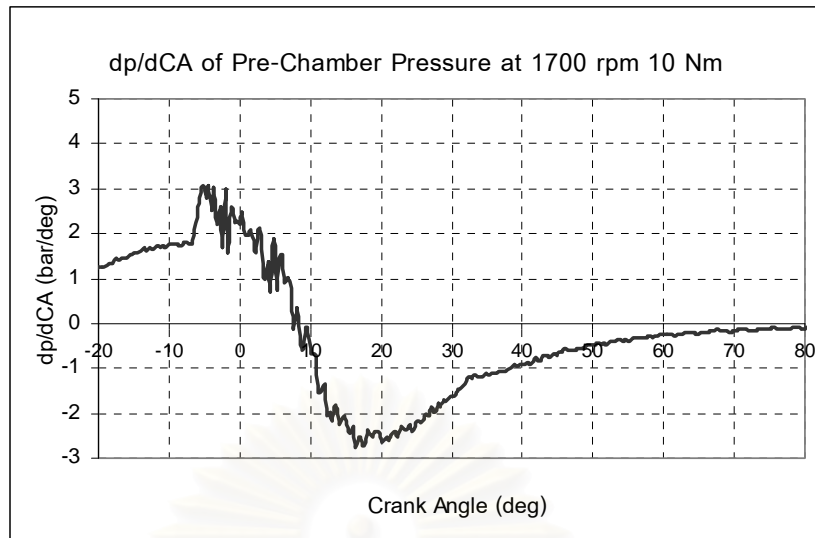
รูปที่ 7-8 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



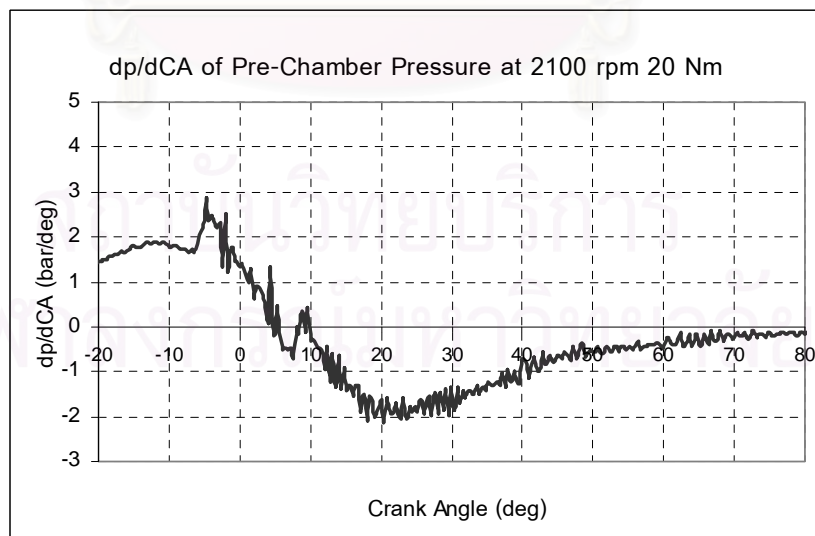
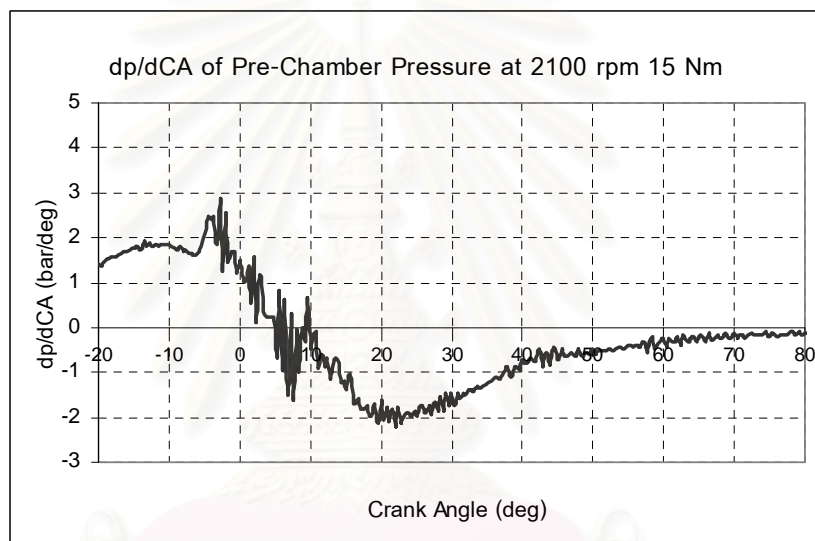
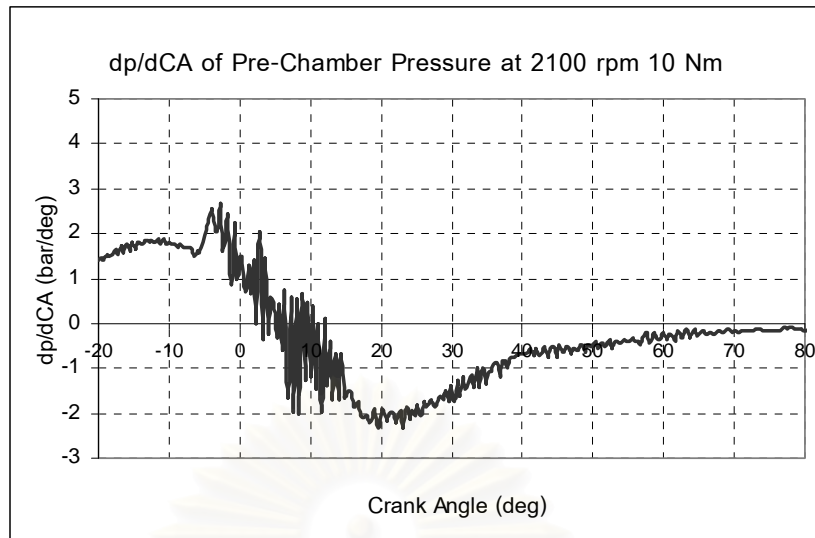
รูปที่ 7-9 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



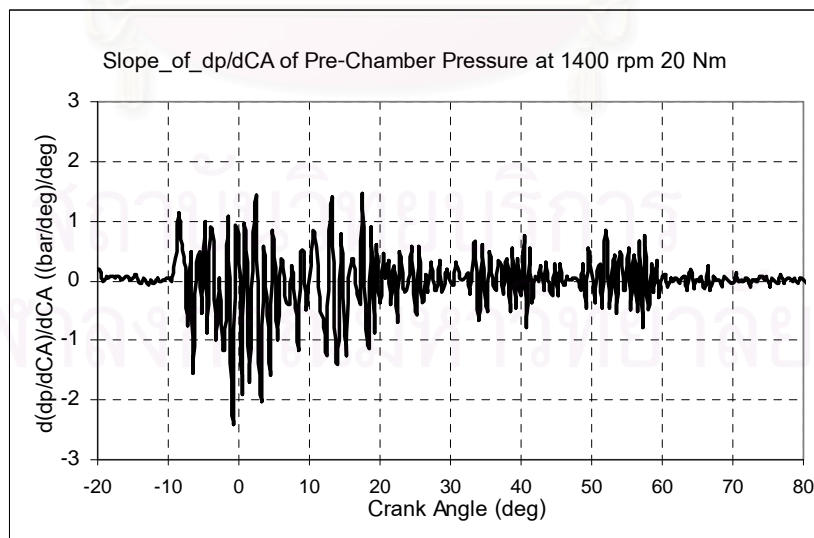
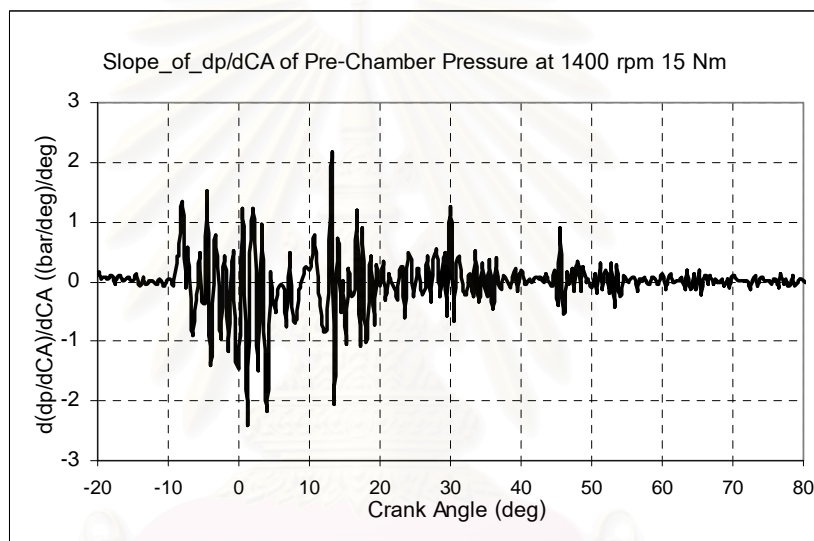
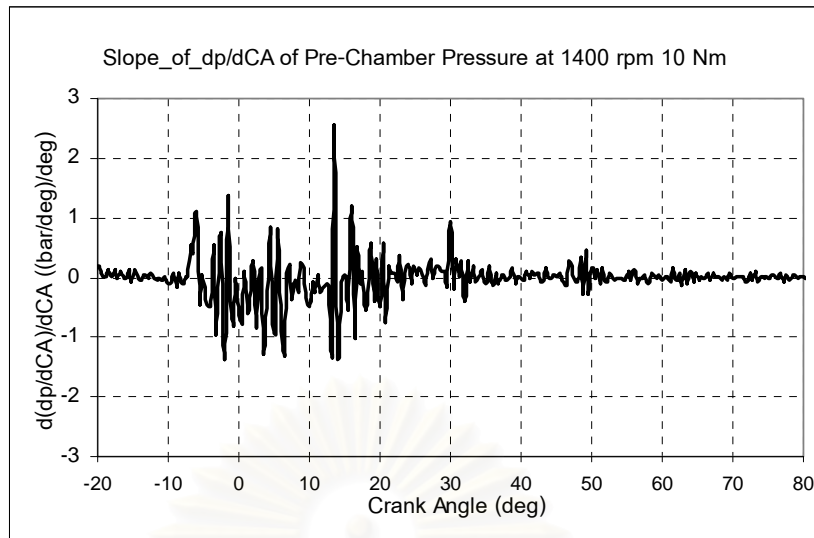
รูปที่ 7-10 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



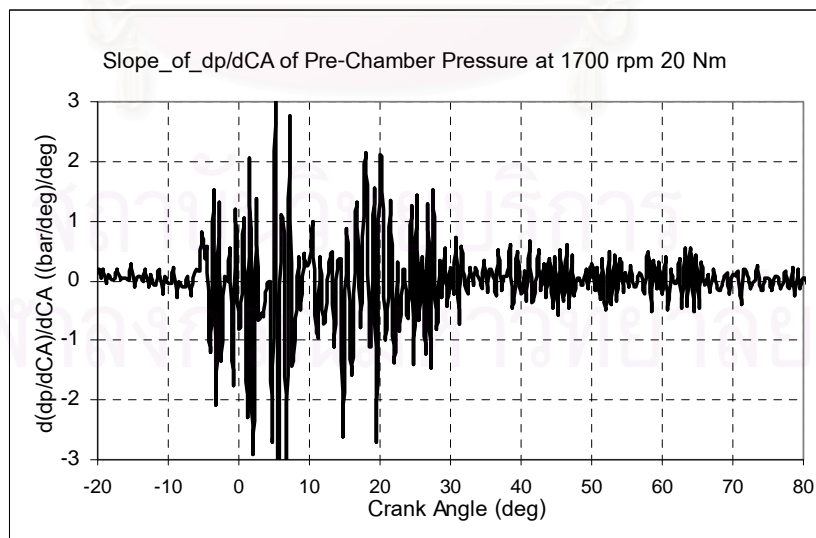
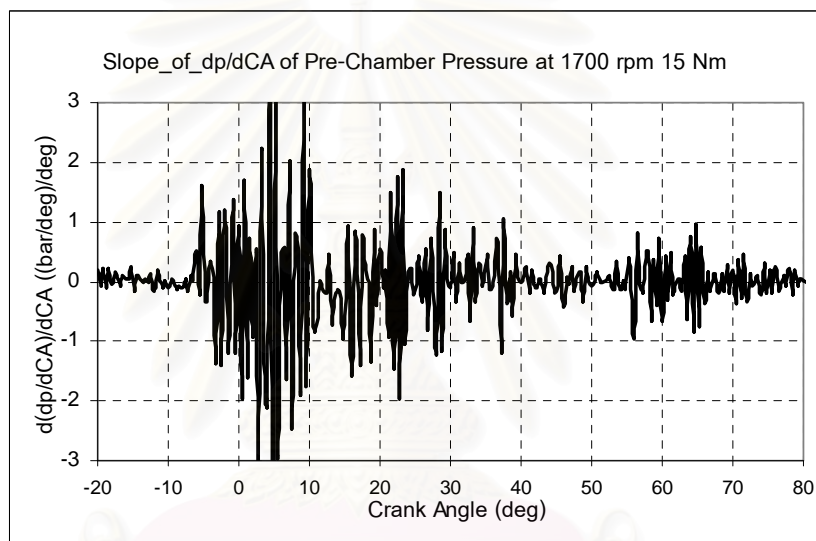
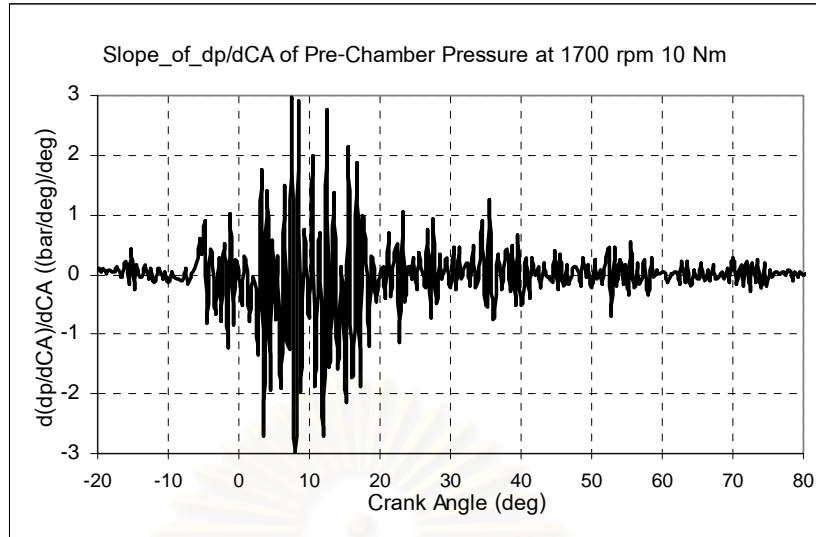
รูปที่ 7-11 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



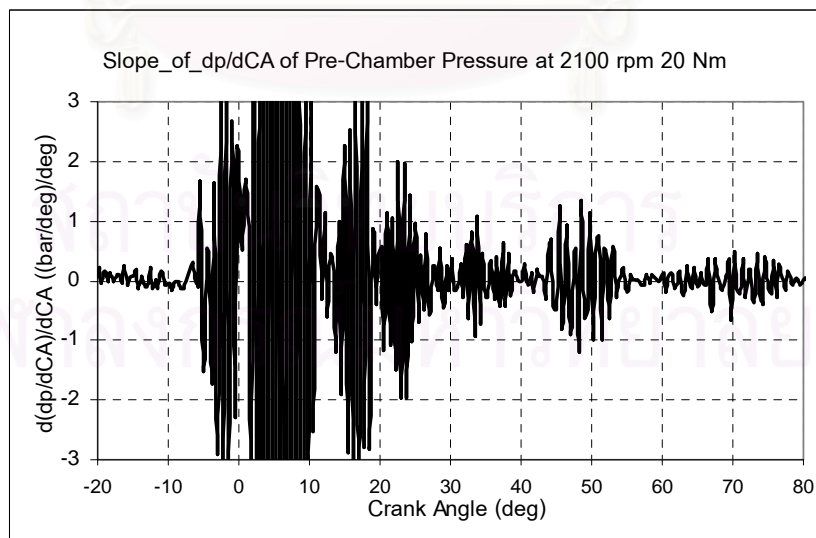
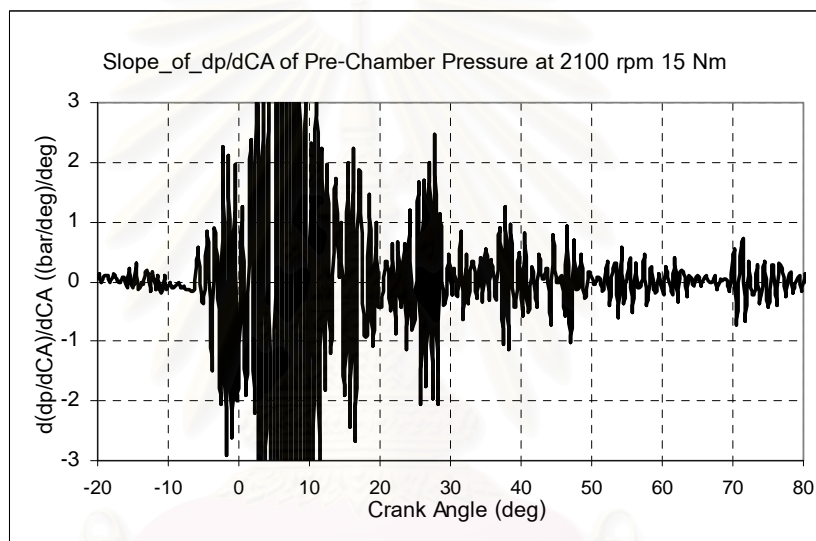
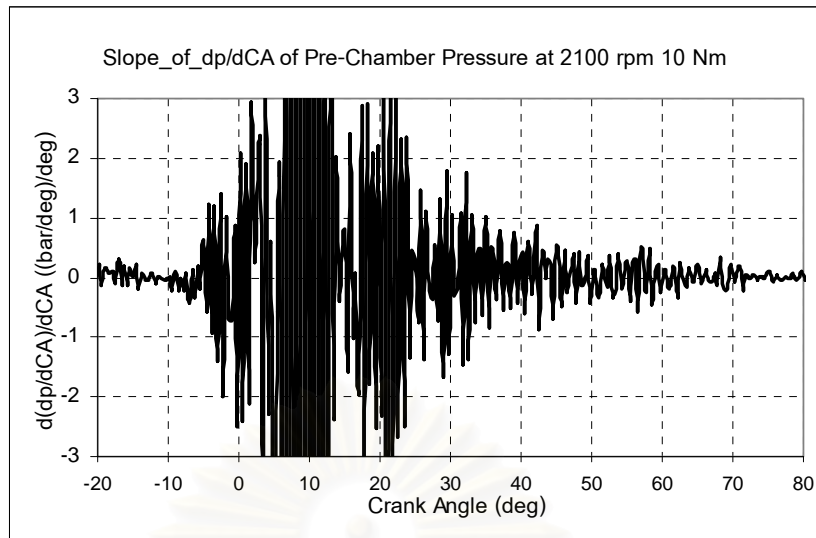
รูปที่ 7-12 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



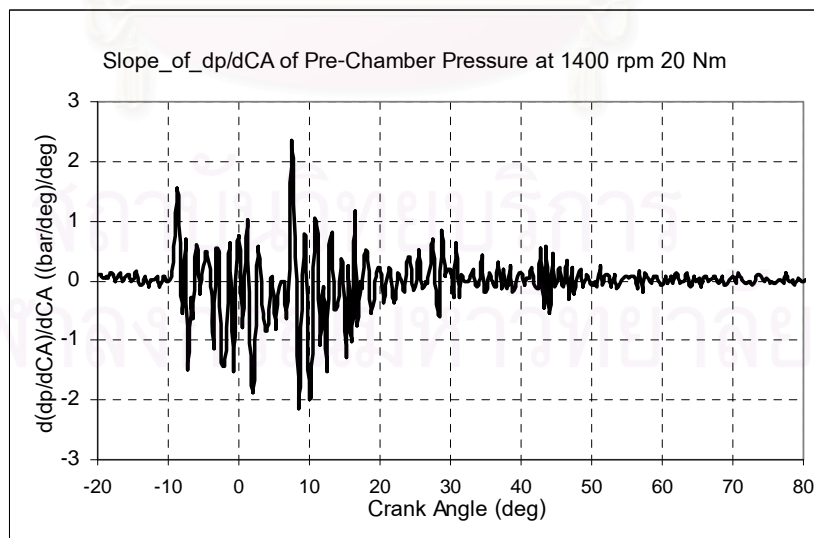
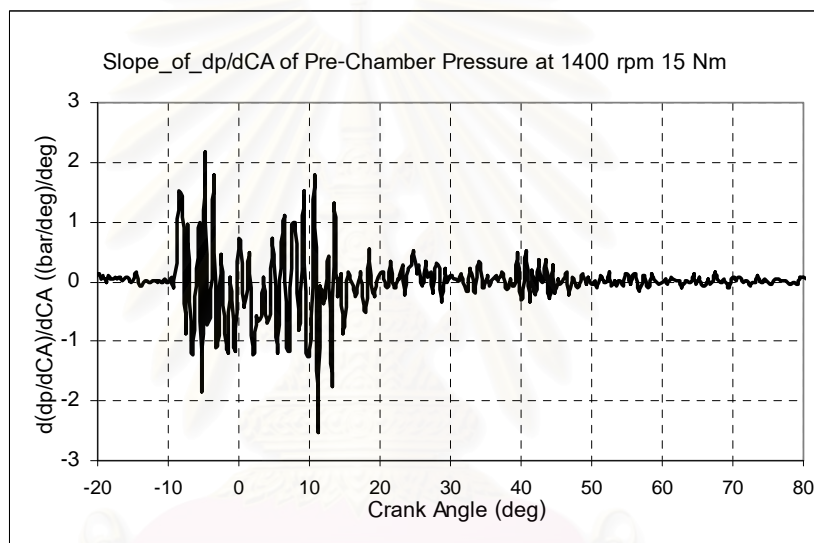
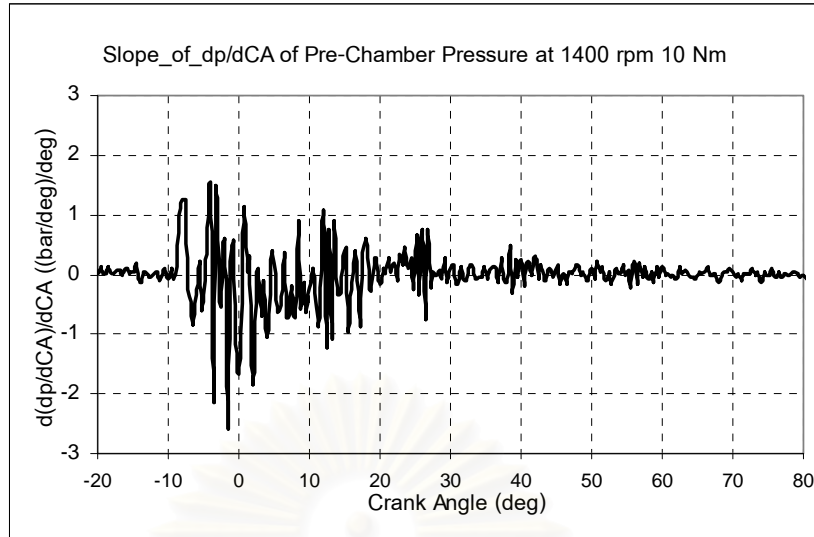
รูปที่ 7-13 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ $(dp/dCA)_{pre}$ ของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



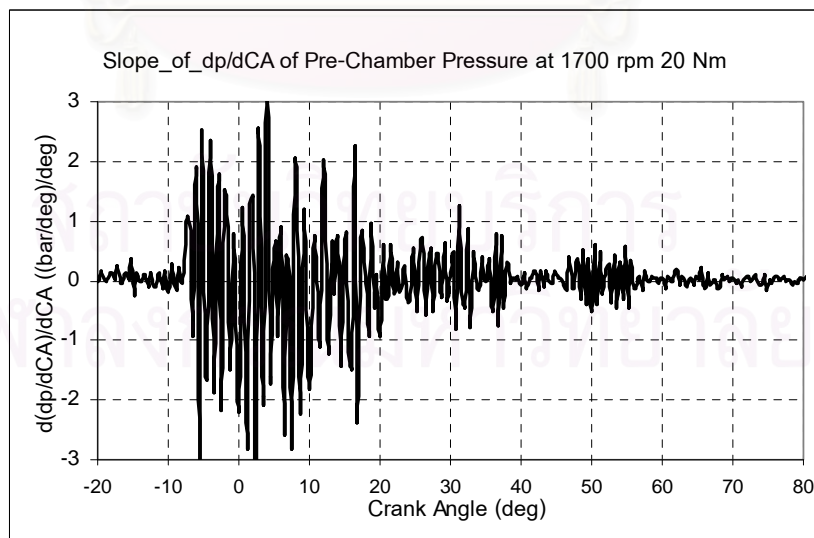
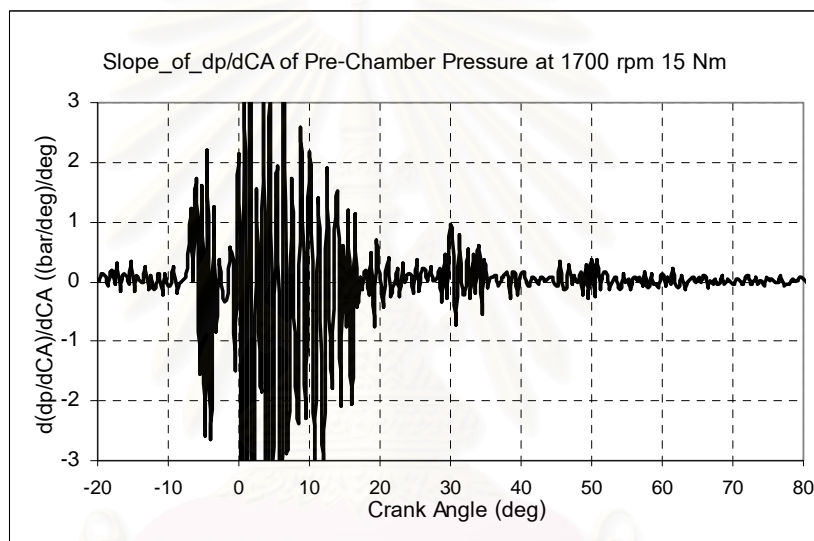
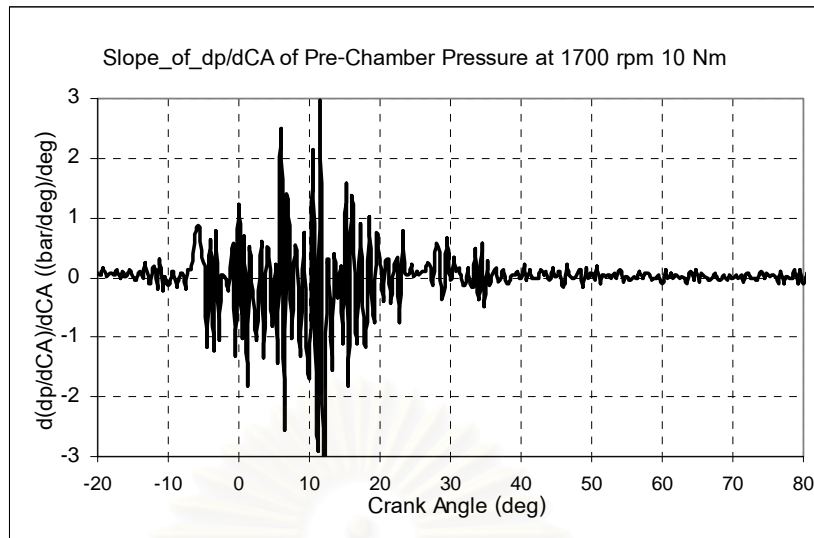
รูปที่ 7-14 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ $(dp/dCA)_{pre}$ ของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



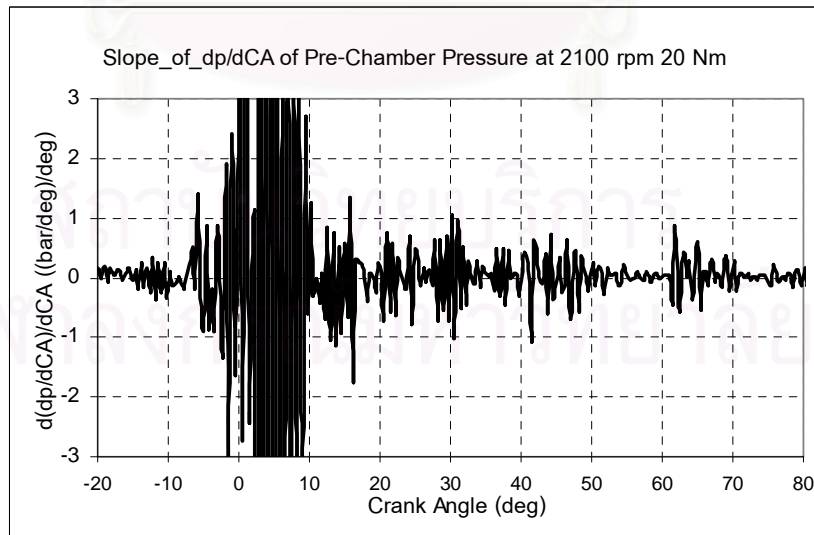
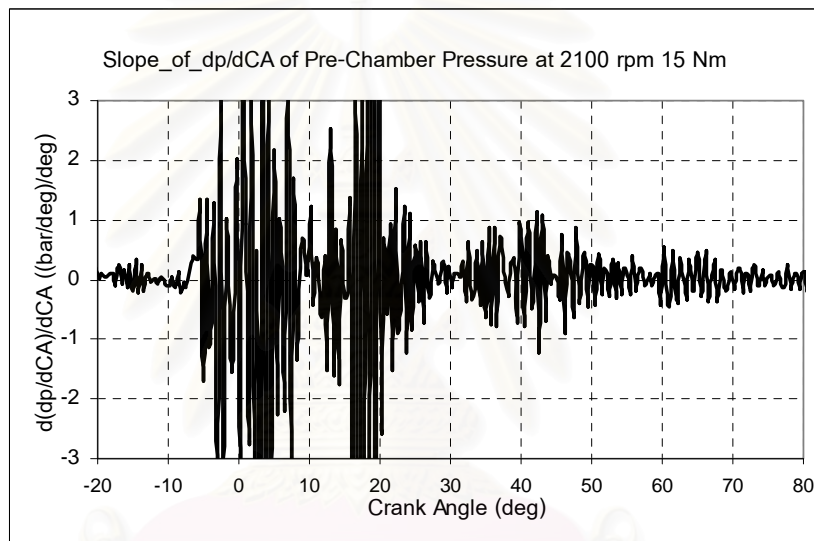
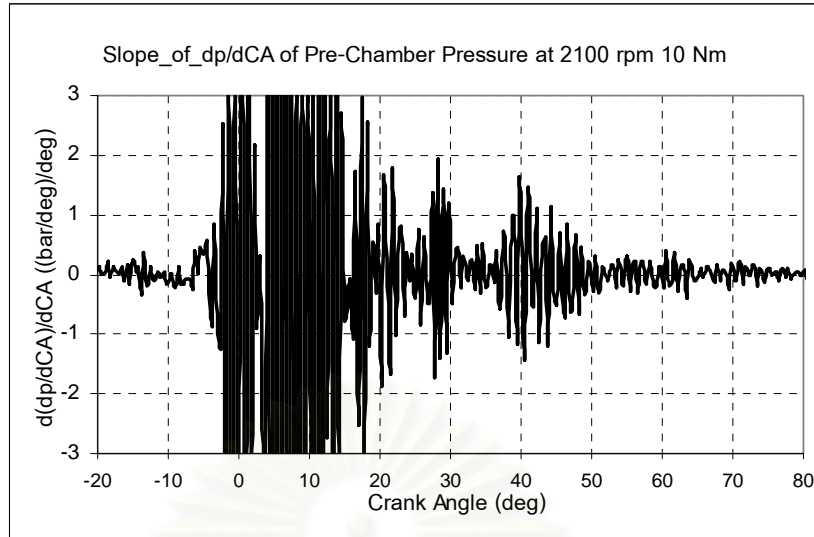
รูปที่ 7-15 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ $(dp/dCA)_{pre}$ ของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



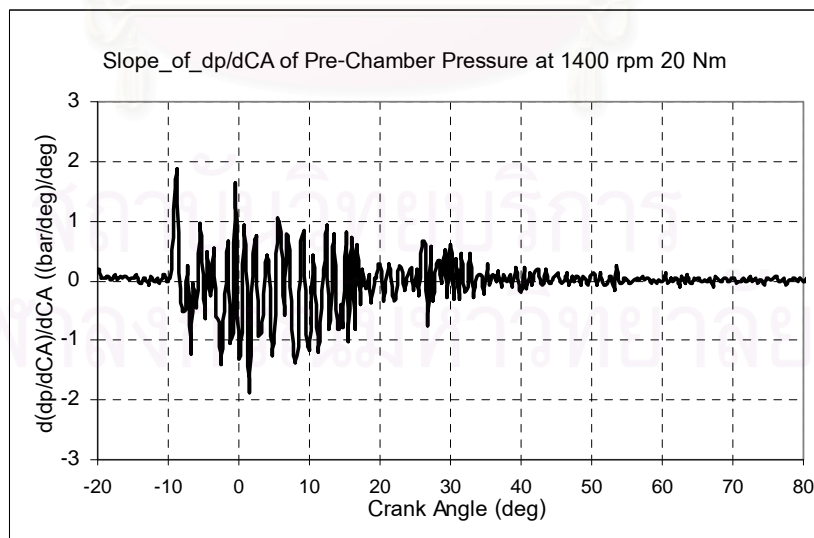
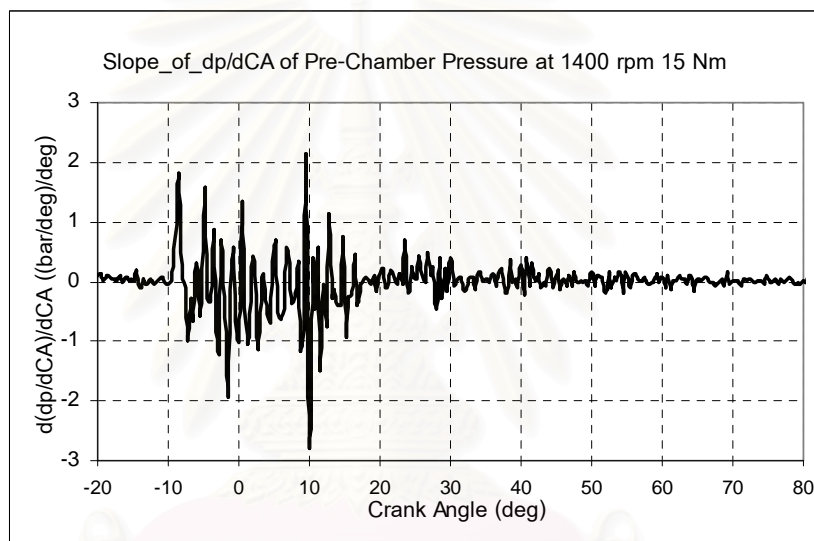
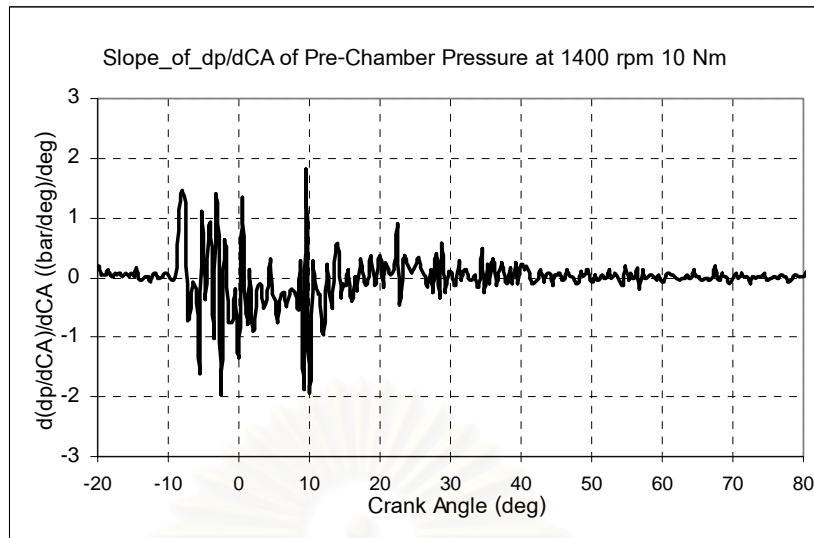
รูปที่ 7-16 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ $(dp/dCA)_{pre}$ ของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



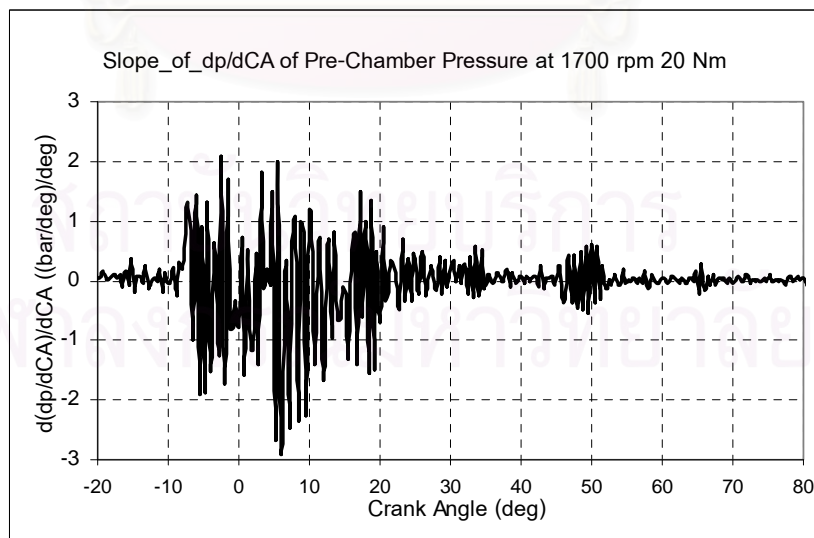
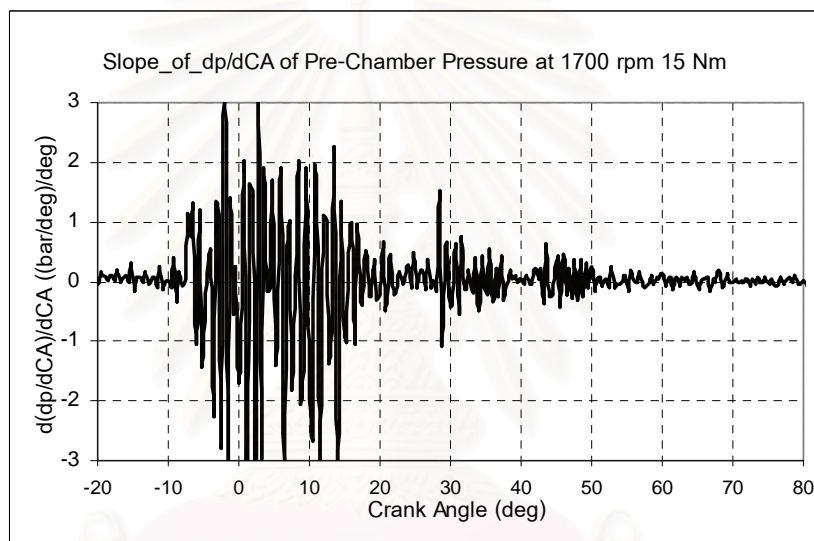
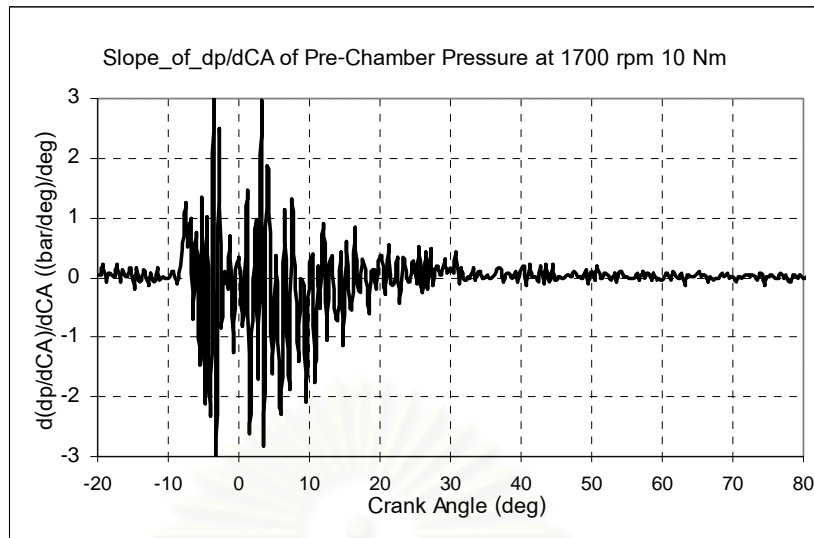
รูปที่ 7-17 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ $(dp/dCA)_{pre}$ ของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



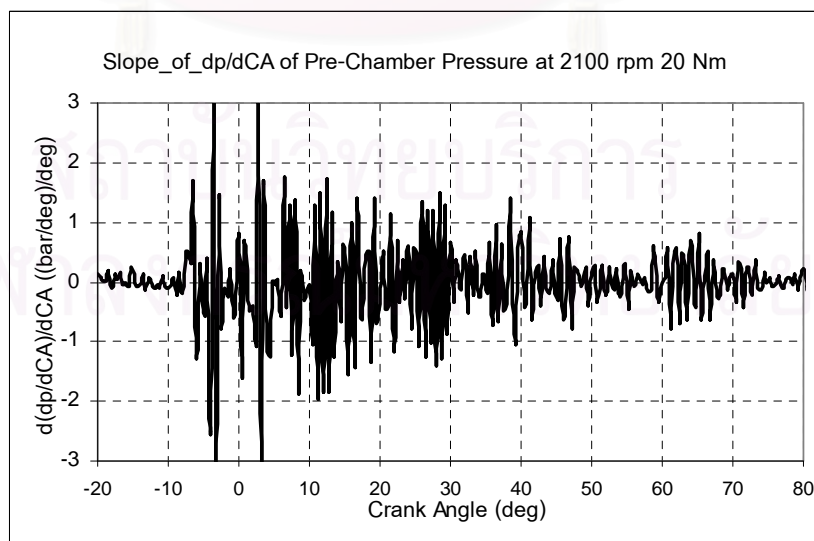
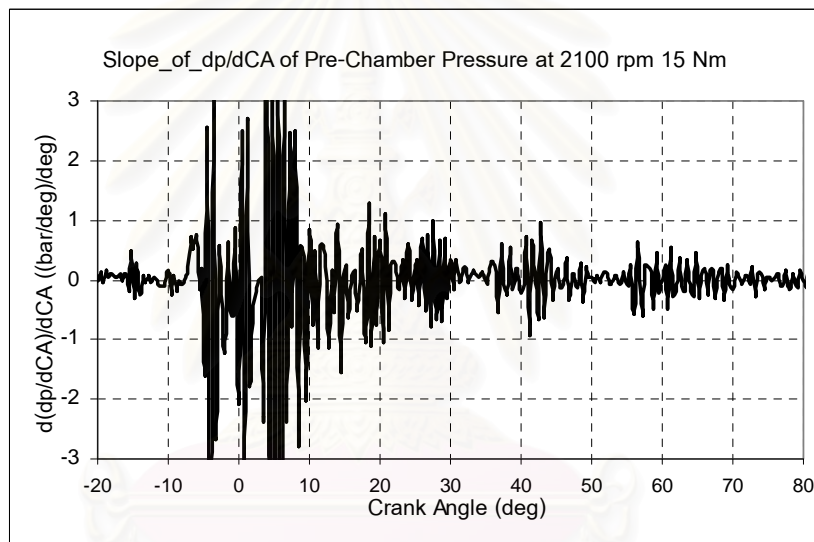
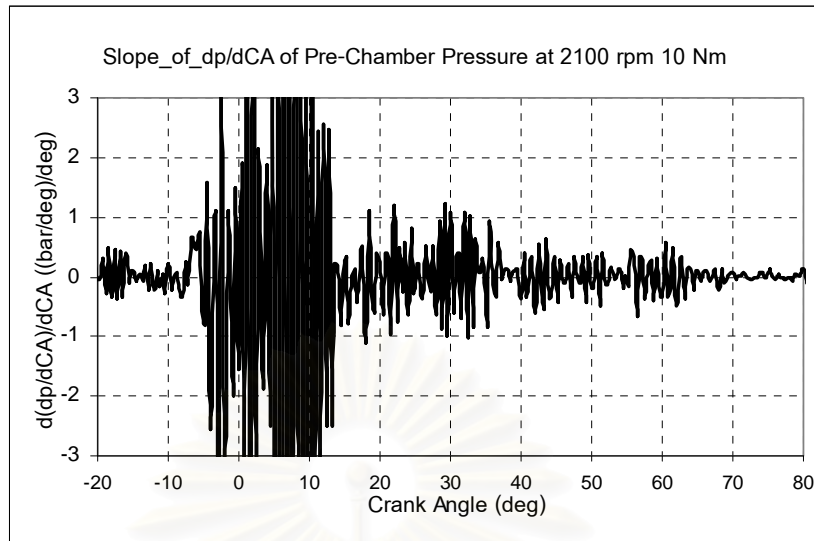
รูปที่ 7-18 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ $(dp/dCA)_{pre}$ ของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-19 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ $(dp/dCA)_{pre}$ ของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-20 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ $(dp/dCA)_{pre}$ ของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-21 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงของ $(dp/dCA)_{pre}$ ของ 30%DME

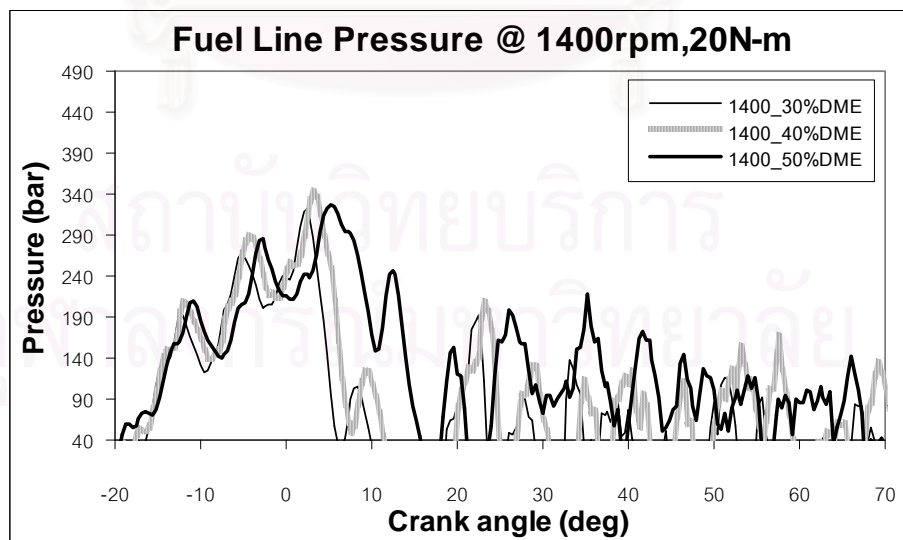
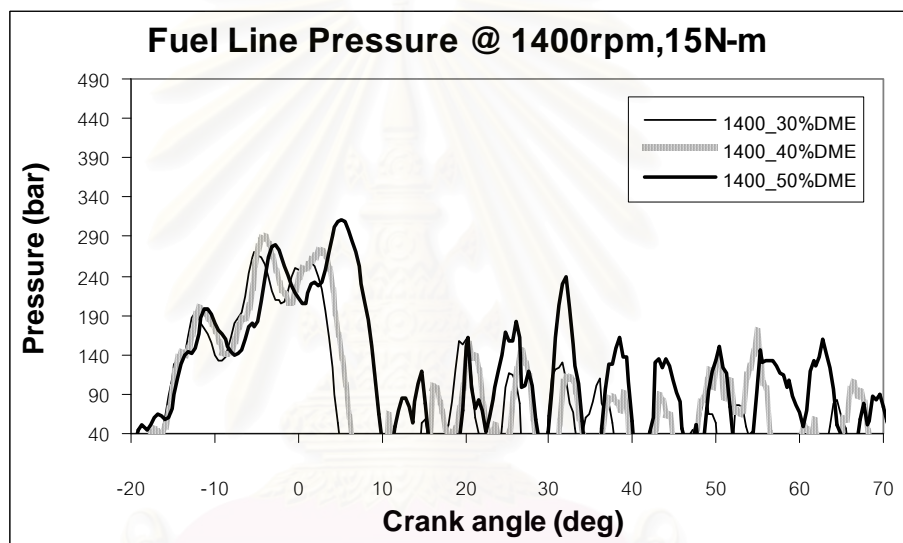
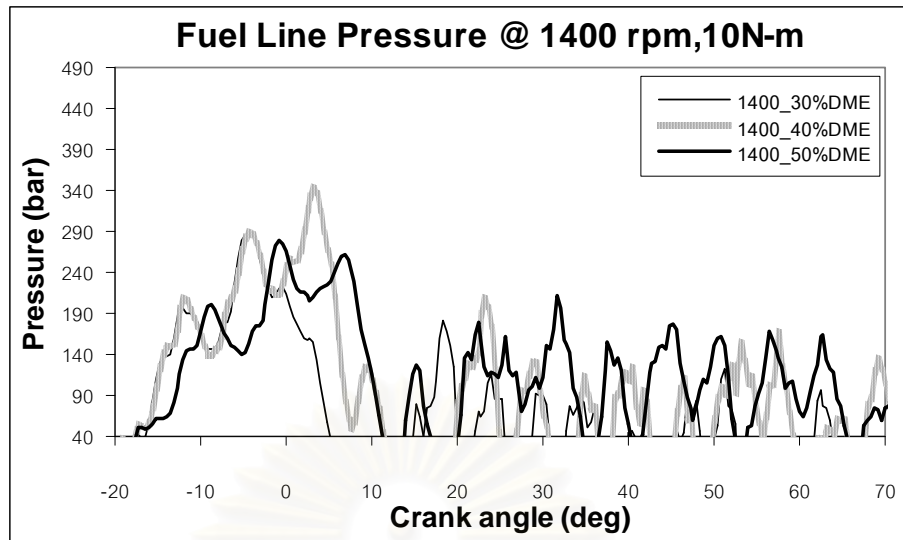
ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m

7.2 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าของหัวฉีดและจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง

เมื่อเชื้อเพลิงถูกบีบเชื้อเพลิงอัดจะทำให้ความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงก่อนทางเข้าหัวฉีดมีความดันเพิ่มมากขึ้นอย่างต่อเนื่องจนเมื่อมีความดันมากเกินกว่าค่าความดันยกเข็มหัวฉีด (Opening Pressure) ของหัวฉีด (ค่าความดันยกเข็มหัวฉีดของหัวฉีดที่ใช้คือ 140 บาร์) เข็มหัวฉีดจะเริ่มยกตัวในขณะที่ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดลดลงเล็กน้อย และความดันจะเพิ่มสูงขึ้นอีกครั้งเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจะไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ตรวจที่ความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงมากกว่าความดันในห้องเผาไหม้ จนกระทั่งสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเริ่มลดลงจนไม่สามารถเอาชนะแรงดันสปริงที่กีดเข็มหัวฉีดได้

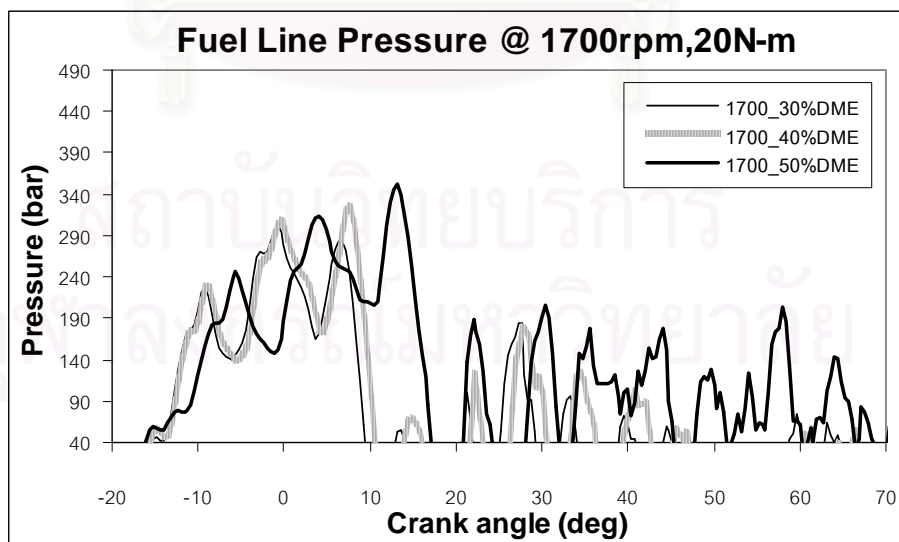
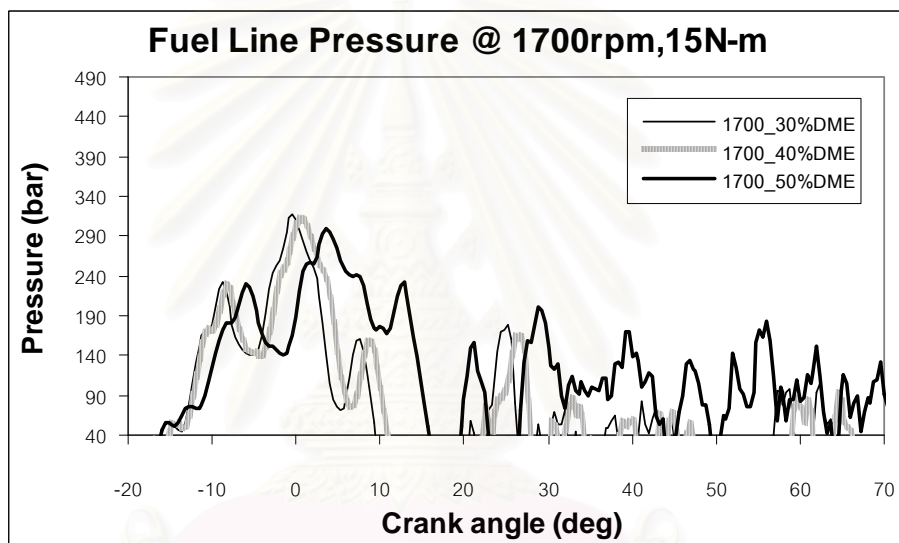
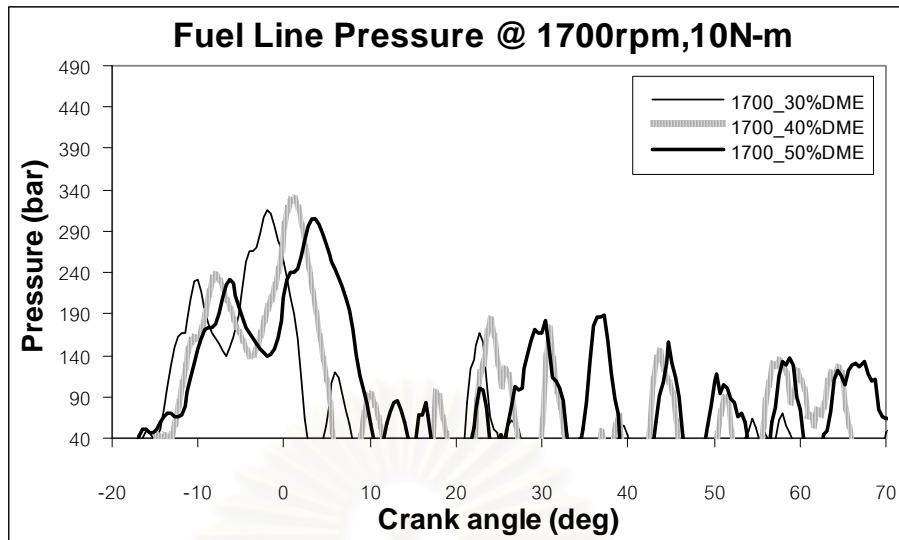
รูปที่ 7-22 ถึงรูปที่ 7-24 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด พบว่าเชื้อเพลิง DME ผสม ปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME และ 40%DME มีแนวโน้มการสร้างแรงดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดใกล้เคียงกัน ส่วน 50%DME มีแนวโน้มสร้างแรงดันการฉีดเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดต่ำกว่า

สาเหตุที่ 50%DME มีแนวโน้มสร้างแรงดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดและมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ต่ำกว่า 40%DME และ 30%DME มีสาเหตุเนื่องมาจาก DME มีคุณสมบัติการอัดตัวได้ (Compressibility) สูง ส่งผลให้เชื้อปาล์มไบโอดีเซลที่ผสม DME ในปริมาณสูงมีแนวโน้มการสร้างแรงดันที่ทางเข้าหัวฉีดและจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงต่ำ



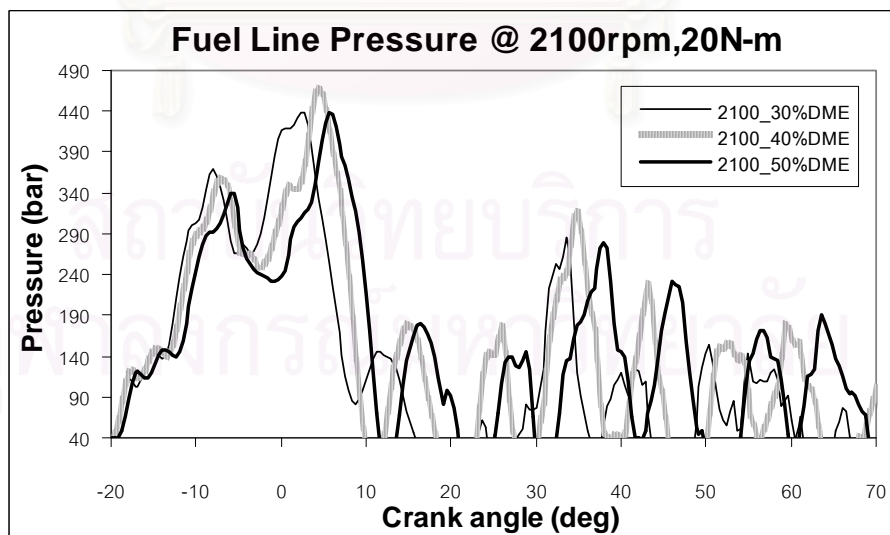
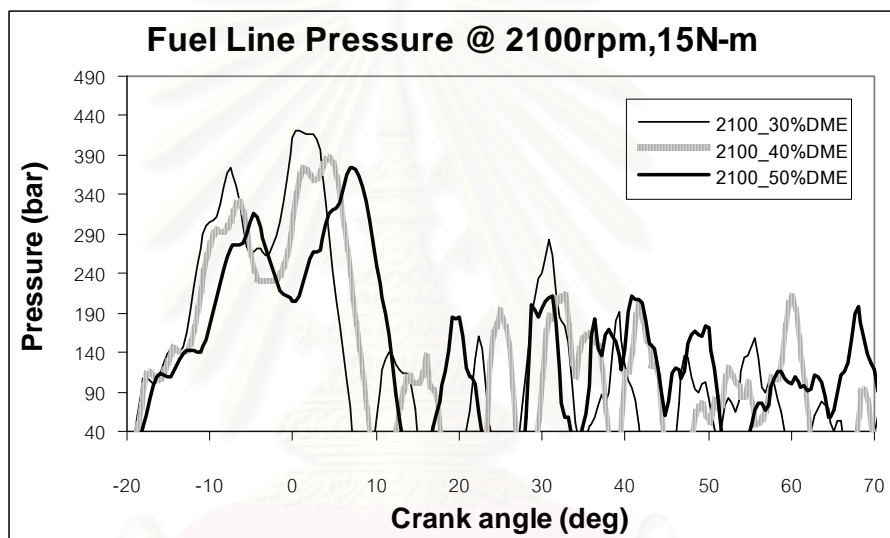
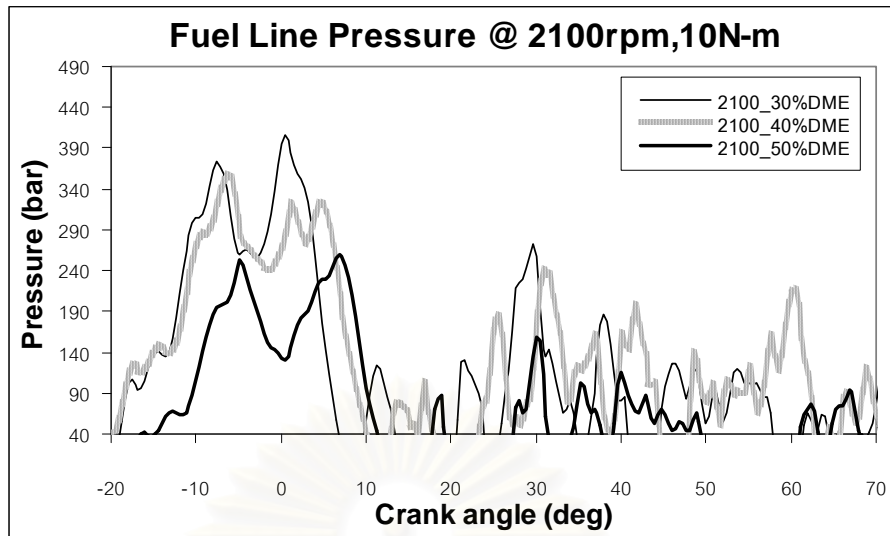
รูปที่ 7-22 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-23 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-24 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m

การพิจารณาจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงสามารถนำอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า $(dp/dCA)_{pre}$ จากรูปที่ 7-4 ถึงรูปที่ 7-12 มาร่วมในการพิจารณากับแรงดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดจากรูปที่ 7-22 ถึงรูปที่ 7-24 ได้ ดังที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 5 พบว่า 30%DME และ 40%DME มีแนวโน้มเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงใกล้เคียงกัน ส่วน 50%DME มีแนวโน้มเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ากว่า ซึ่งข้อมูลดังกล่าวแสดงให้เห็นว่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันมีความสอดคล้องกับความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

การพิจารณาจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเราสามารถพิจารณาจากอัตราการเปลี่ยนแปลงของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า $(d(dp/dCA)/dCA)_{pre}$ จากรูปที่ 7-13 รูปที่ 7-21 ได้ โดยพิจารณาจุดที่อัตราการเปลี่ยนแปลงของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันมีค่าลู่เข้าสู่ศูนย์ โดยจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงที่ได้จากการพิจารณาดังกล่าว แสดงดังตารางที่ 7-1

ตารางที่ 7-1 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงของ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนการผสมต่างๆ

Speed	Torque	SOI (CA)			EOI (CA)		
		50%DME	40%DME	30%DME	50%DME	40%DME	30%DME
rpm	N-m						
1400	10	-11.2	-13.6	-13.6	57.6	46.8	42.8
1400	15	-13.6	-13.6	-13.6	55.6	48.8	43.2
1400	20	-12.4	-13.6	-13.6	66.4	53.6	46.4
1700	10	-9.2	-9.6	-10	58.4	35.2	31.2
1700	15	-9.6	-9.6	-10	62.4	53.2	50.4
1700	20	-9.6	-10	-10	64.8	57.6	55.2
2100	10	-12.4	-14	-13.2	45.2	42.8	39.2
2100	15	-12.4	-14	-13.6	50.8	43.2	40
2100	20	-12.4	-14.4	-13.6	57.6	53.6	50.8

จากจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง (SOI) และจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง (EOI) เราจะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง ดังที่แสดงในตารางที่ 7-2

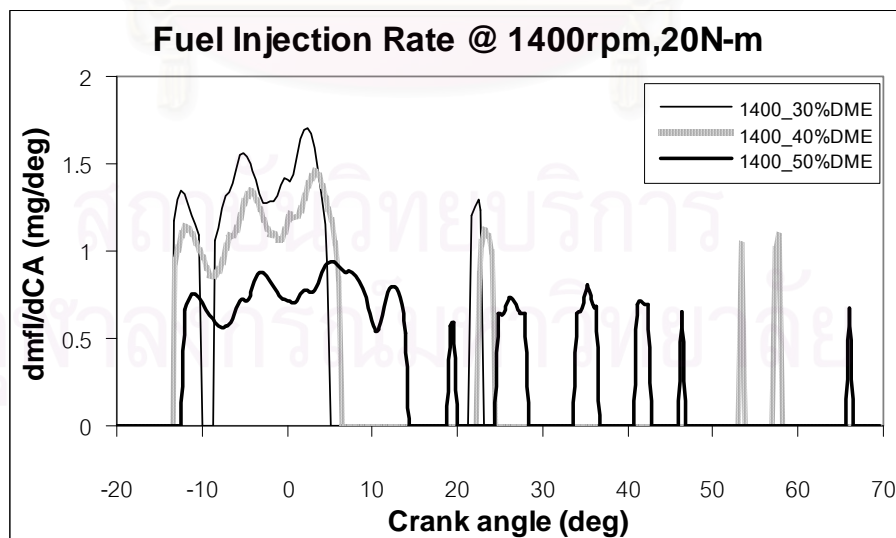
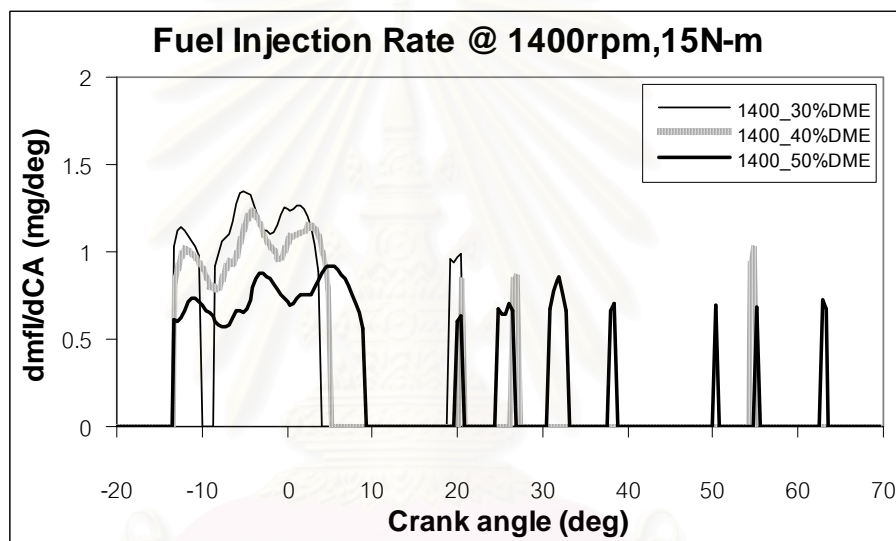
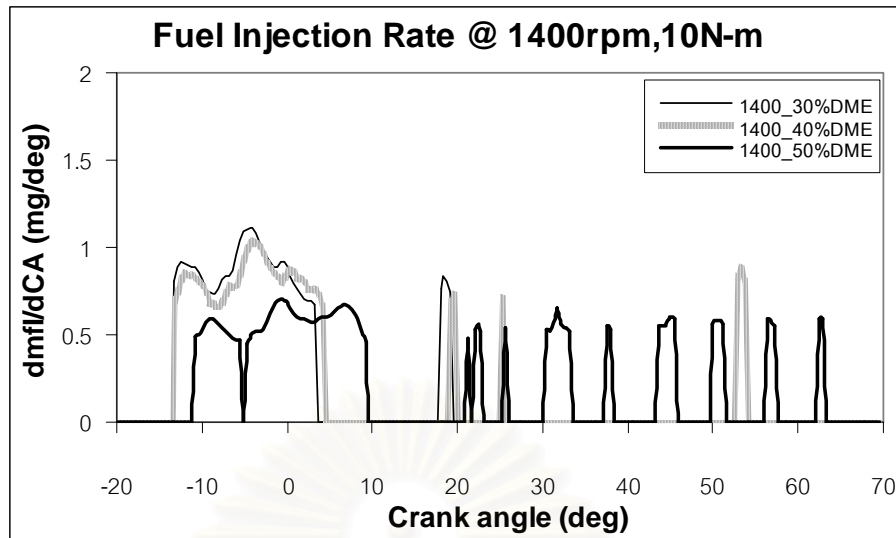
ตารางที่ 7-2 แสดงช่วงการฉีดเชื้อเพลิง

Speed	Torque	ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง (CA)		
		50%DME	40%DME	30%DME
rpm	N-m			
1400	10	68.8	60.4	56.4
1400	15	69.2	62.4	56.8
1400	20	78.8	67.2	60.0
1700	10	67.6	44.8	41.2
1700	15	72	62.8	60.4
1700	20	74.4	67.6	65.2
2100	10	57.6	56.8	52.4
2100	15	63.2	57.2	53.6
2100	20	70	68	64.4

จากตารางที่ 7-2 แสดงช่วงการฉีดเชื้อเพลิง พบว่า 50%DME มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงยาวที่สุด และ 30%DME มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงสั้นที่สุด

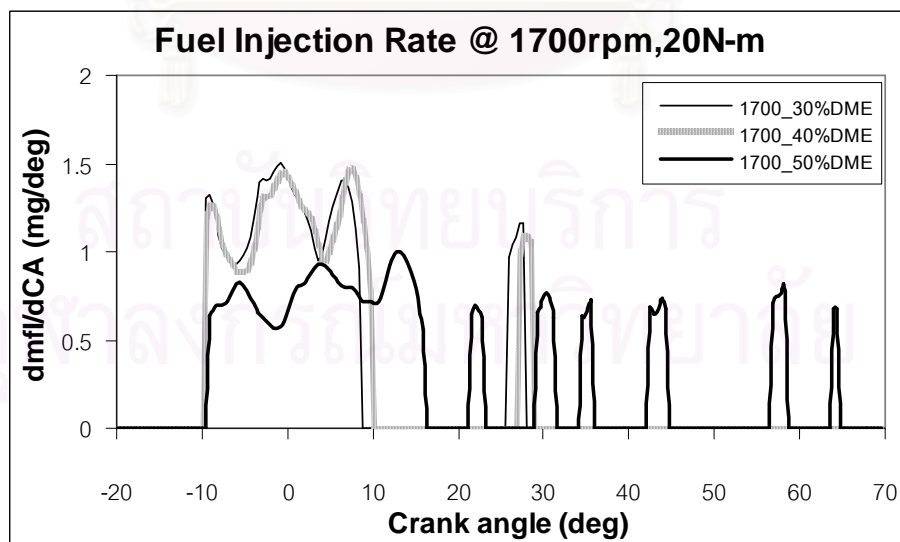
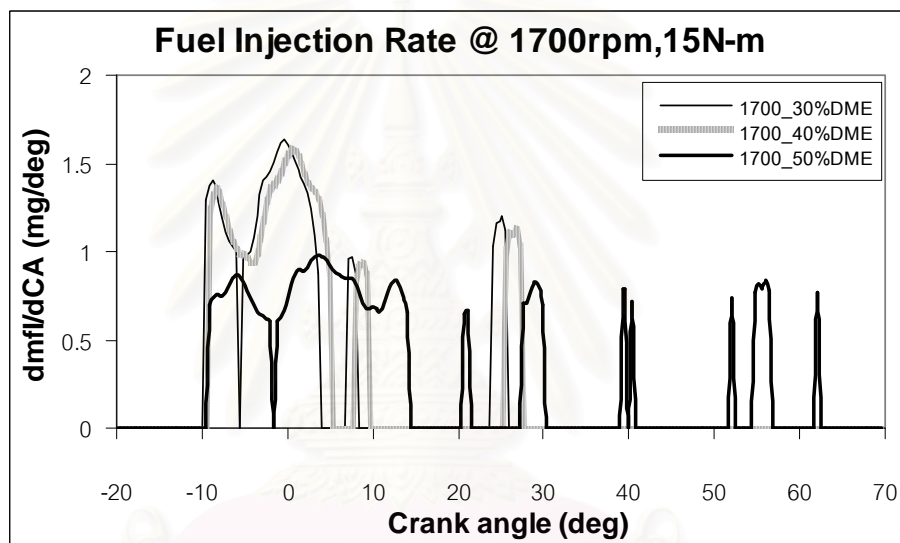
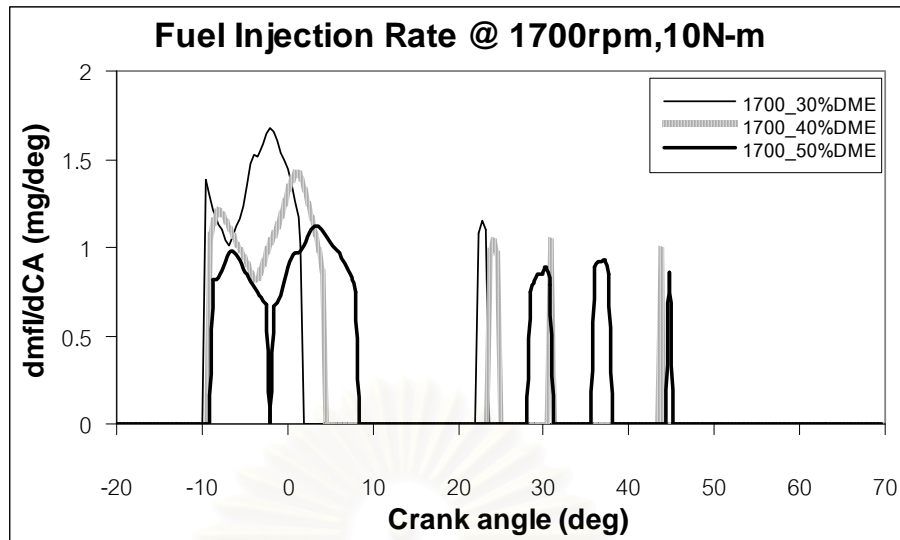
จากรูปที่ 7-22 ถึงรูปที่ 7-24 สามารถนำมาคำนวณหาอัตราการฉีดเชื้อเพลิงได้จากสมการที่ 3-11 ในบทที่3 ดังแสดงในรูปที่ 7-25 ถึงรูปที่ 7-27

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



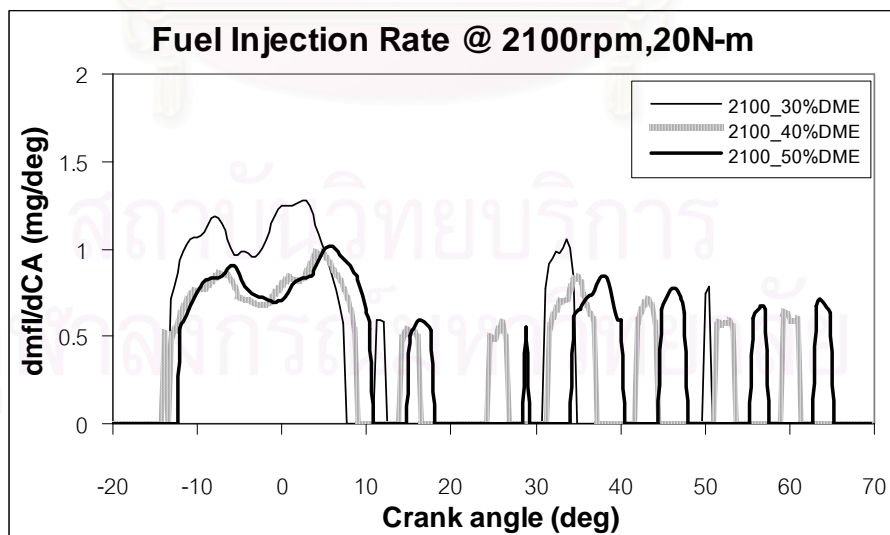
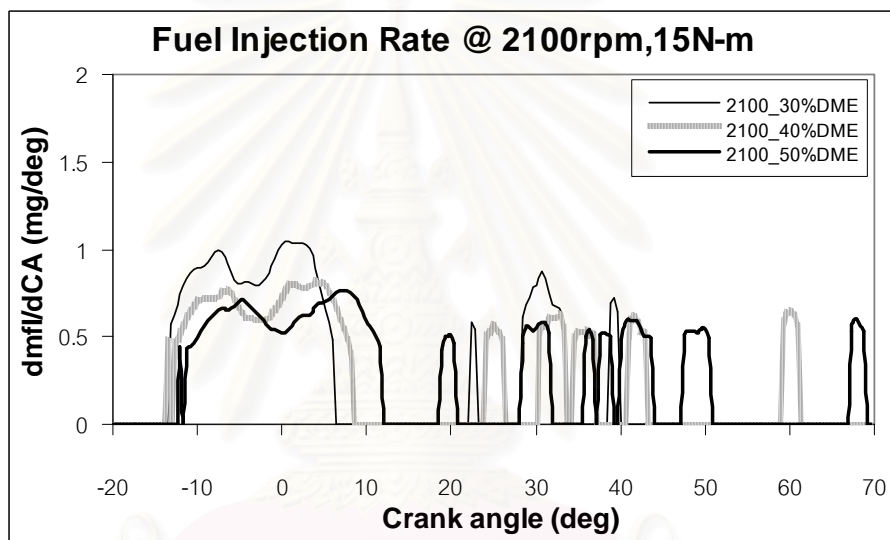
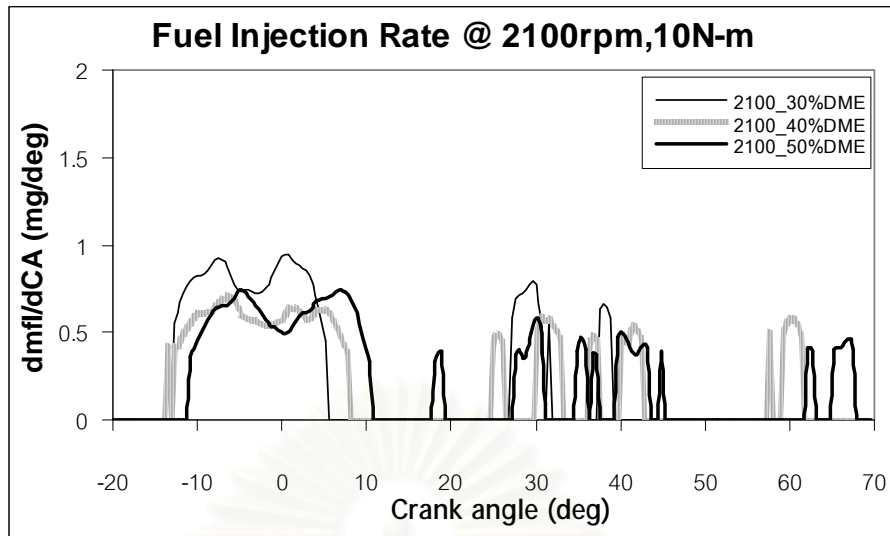
รูปที่ 7-25 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-26 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-27 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m

จากรูปที่ 7-25 ถึงรูปที่ 7-27 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME 40%DME และ 30%DME โดยคำนวณมาจากสมการที่ 3-11 ในบทที่3 พบว่าจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงของ 30%DME และ 40%DME มีแนวโน้มใกล้เคียงกัน ส่วน 50%DME มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ากว่า และมีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อองศาเพลลาข้อเหวี่ยงต่ำกว่า แต่มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่ยาวกว่า ส่วน 30%DME มีแนวโน้มอัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อองศาเพลลาข้อเหวี่ยงสูงที่สุดแต่มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงสั้นที่สุด และพบว่ามีค่าสูงสุดไม่เกิน 1.7 mg/Degree และจากทุกจุดทดสอบพบว่า มีการฉีดเชื้อเพลิงหลายช่วงในวัฏจักรเดียว ซึ่งเกิดจากผลกระทบจากการที่เข็มหัวฉีดปิดตัวลง ในขณะที่เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกมาเป็น 2 สถานะ(2 phase) จึงทำให้เกิดคลื่นความดันสูงในท่อน้ำมันเชื้อเพลิง ทำให้ความดันในท่อน้ำมันเชื้อเพลิงสูงขึ้นกว่าค่าความดันยกเข็มหัวฉีด จึงทำให้เข็มหัวฉีดยกตัวและส่งผลให้เชื้อเพลิงถูกฉีดออกไปอีกหลายครั้งในวัฏจักรเดียว (bouncing) โดยสอดคล้องกับความดันในท่อน้ำมันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดในรูปที่ 7-22 ถึงรูปที่ 7-24 ซึ่งพบว่ามีโครงสร้างแรงดันขึ้นมาสุงเกินค่าความดันยกเข็มหัวฉีดหลายครั้ง และสอดคล้องกับอัตราการเปลี่ยนแปลงของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ในรูปที่ 7-13 ถึงรูปที่ 7-21 ซึ่งพบว่าอัตราการเปลี่ยนแปลงของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้ามีค่าลู่เข้าสู่ศูนย์ในช่วงองศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่ใกล้เคียงกับความดันในท่อน้ำมันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

จากความดันในท่อน้ำมันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด ในรูปที่ 7-22 ถึงรูปที่ 7-24 พบว่าหลังจากจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ความดัน 140 บาร์ เข็มหัวฉีดจะเริ่มยกตัวในขณะที่ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดจะลดลงเล็กน้อย และความดันจะเพิ่มสูงขึ้นอีกครั้งเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจะไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ที่ความดันในท่อน้ำมันเชื้อเพลิงมากกว่าความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า จนกระทั่งสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อความดันในท่อน้ำมันเชื้อเพลิงเริ่มลดลงจนไม่สามารถเอาชนะแรงดันสปริงที่กดเข็มหัวฉีดได้ แต่หลังจากนั้นจะพบว่ามีโครงสร้างแรงดันขึ้นมามากกว่าค่าแรงดันยกเข็มหัวฉีด (140 บาร์) อีกหลายครั้ง

จากอัตราการเปลี่ยนแปลงของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า $(d(dp/dCA)/dt)_{pre}$ ในรูปที่ 7-13 ถึงรูปที่ 7-21 เริ่มจากอัตราการเปลี่ยนแปลงของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า $(d(dp/dCA)/dt)_{pre}$ จะเริ่มมีอัตราสูงขึ้นเล็กน้อยเมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า และจะมีอัตราสูงขึ้นเมื่อเริ่มมีการเผาไหม้เกิดขึ้น และอัตราการเปลี่ยนแปลงนี้จะลดลงจนเป็นศูนย์เมื่อถึงจุดสิ้นสุดการเผาไหม้

เมื่อพิจารณาความดันในท่อน้ำมันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดและอัตราการเปลี่ยนแปลงของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า พบว่ามีความสอดคล้องกับอัตราการฉีดเชื้อเพลิง

ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ได้แสดงไว้ในตารางที่ 7-3 ซึ่งหาได้จากพื้นที่ใต้กราฟอัตราการฉีดเชื้อเพลิง จากรูปที่ 7-25 ถึงรูปที่ 7-27 โดยคำนวณตั้งแต่ช่วงองศาเพลลาข้อเหวี่ยงจากจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงไปจนถึงจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง

ตารางที่ 7-3 แสดงปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ

Speed	Torque	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง ต่อวัฏจักร (mg/cycle)		
		50%DME	40%DME	30%DME
rpm	N-m			
1400	10	18.29	16.21	15.95
1400	15	21.82	20.22	19.572
1400	20	26.15	25.57	24.93
1700	10	19.57	16.93	16.84
1700	15	23.96	21.53	20.512
1700	20	27.22	24.66	24.54
2100	10	19.73	19.09	18.61
2100	15	23.97	22.63	22.08
2100	20	29.37	27.72	26.55

จากตารางที่ 7-3 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าเมื่อแรงบิดเพิ่มขึ้นจะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรเพิ่มขึ้นเนื่องจากต้องการปริมาณเชื้อเพลิงมากขึ้น

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 7-4 แสดงปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่แรงบิดเบรกคงที่ค่าต่างๆ

Torque	Speed	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร (mg/cycle)		
		50%DME	40%DME	30%DME
N-m	rpm			
10	1400	18.29	16.21	15.95
10	1700	19.57	16.93	16.84
10	2100	19.73	19.09	18.61
15	1400	21.82	20.22	19.572
15	1700	23.96	21.53	20.512
15	2100	23.97	22.63	22.08
20	1400	26.15	25.57	24.93
20	1700	27.22	24.66	24.54
20	2100	29.37	27.72	26.55

จากตารางที่ 7-4 เมื่อพิจารณาที่แรงบิดเบรกคงที่ พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นจะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรเพิ่มขึ้นเนื่องจากต้องการปริมาณเชื้อเพลิงมากขึ้น

เมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิง พบว่า DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรสูงสุด ส่วน 30%DME จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรน้อยที่สุด เนื่องมาจาก 50%DME มีค่าความร้อนต่ำที่สุด ในขณะที่ 30%DME มีค่าความร้อนสูงสุด

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

7.3 ความดันในห้องเผาไหม้หลัก

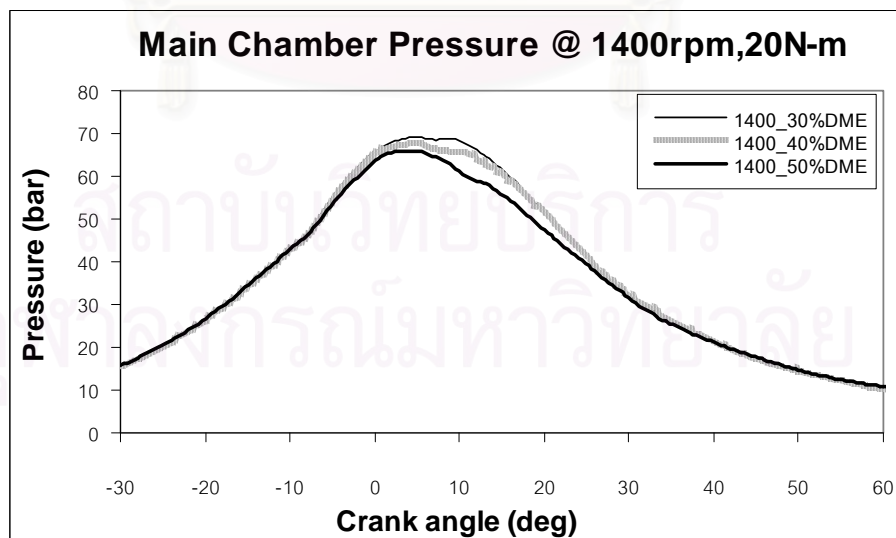
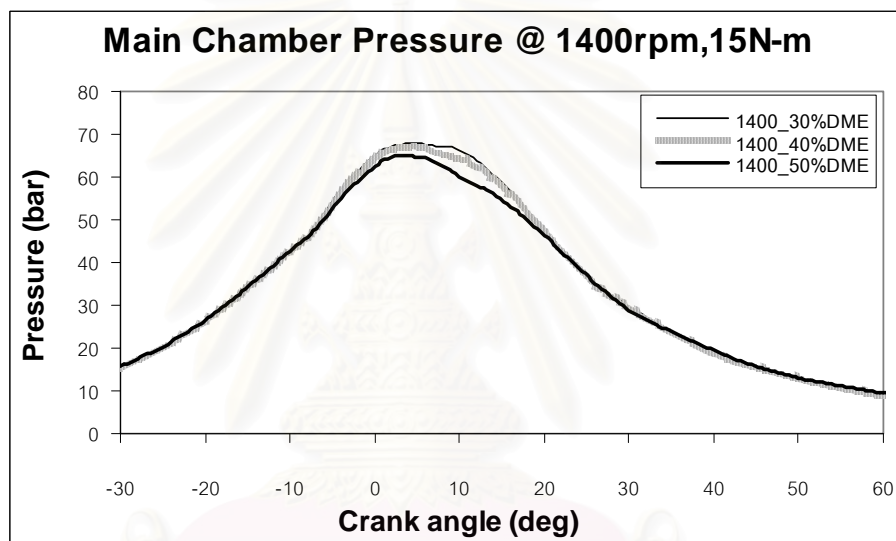
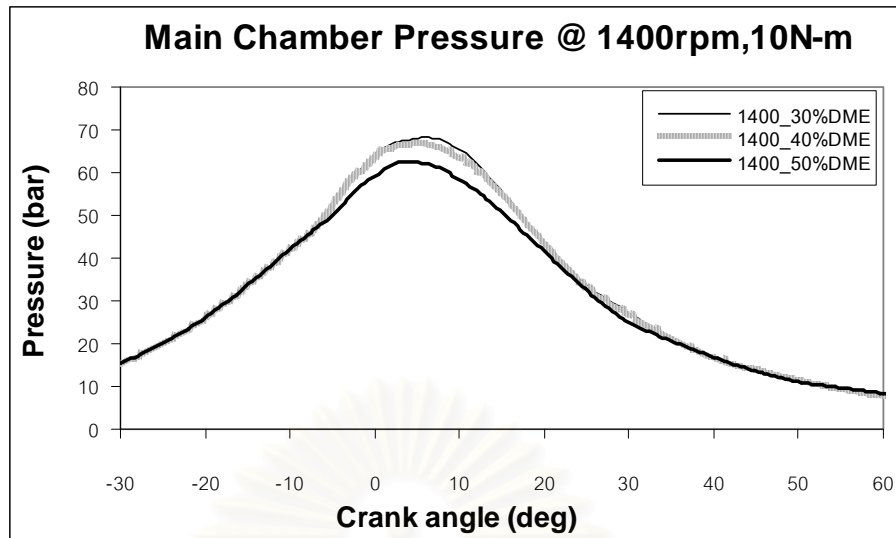
จากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้สามารถนำมาคำนวณหาค่าอัตราการปล่อยความร้อน การปล่อยความร้อนสุทธิและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ได้

รูปที่ 7-28 ถึงรูปที่ 7-30 แสดงความดันในห้องเผาไหม้หลัก โดยมีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของความดันในห้องเผาไหม้หลักตามสัดส่วนการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลที่ลดลง

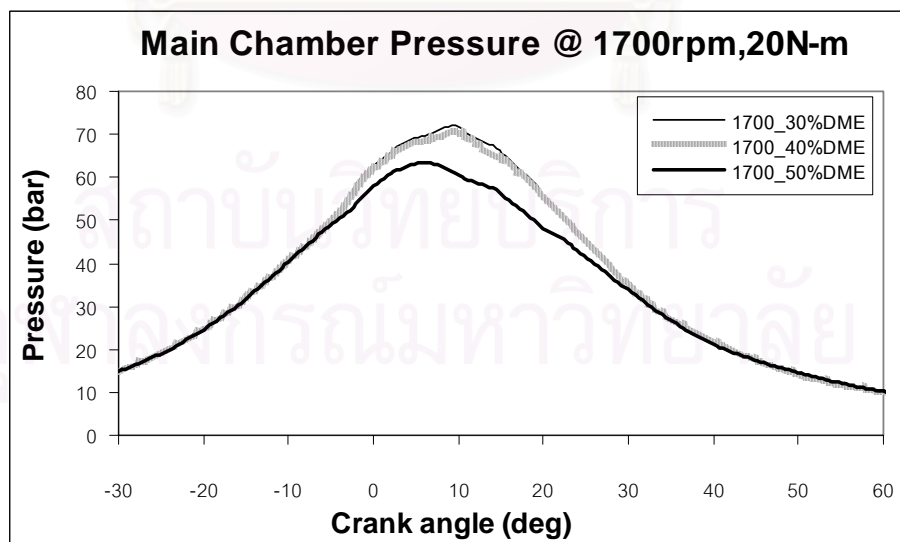
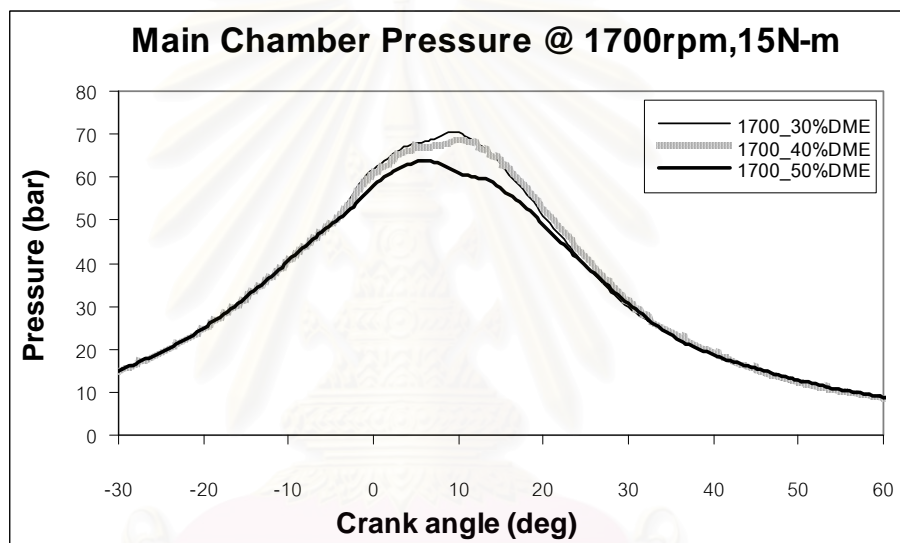
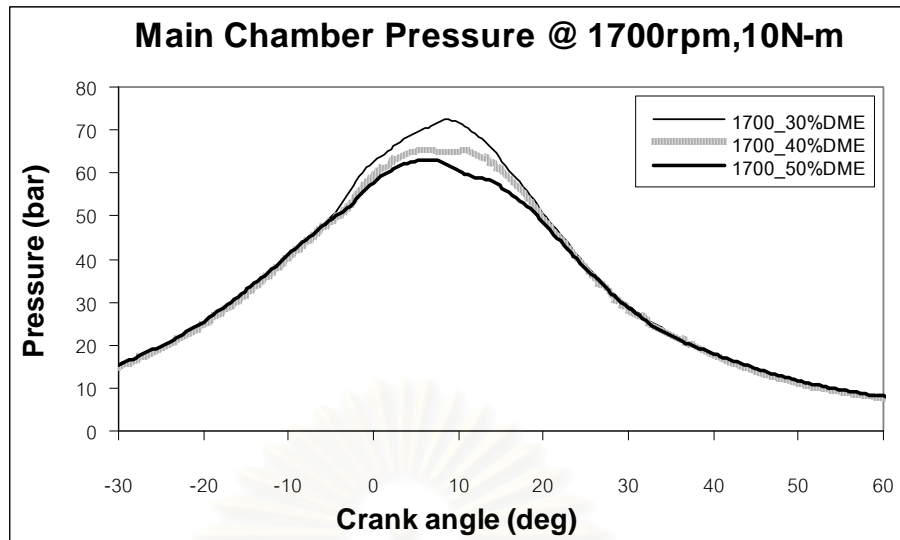
สำหรับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้หลักหรือ $(dp/dCA)_{main}$ นั้นสามารถนำมาพิจารณาหาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ได้ โดยนำมาพิจารณาร่วมกับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า $(dp/dCA)_{main}$ ดังได้กล่าวไว้ในบทที่ 5



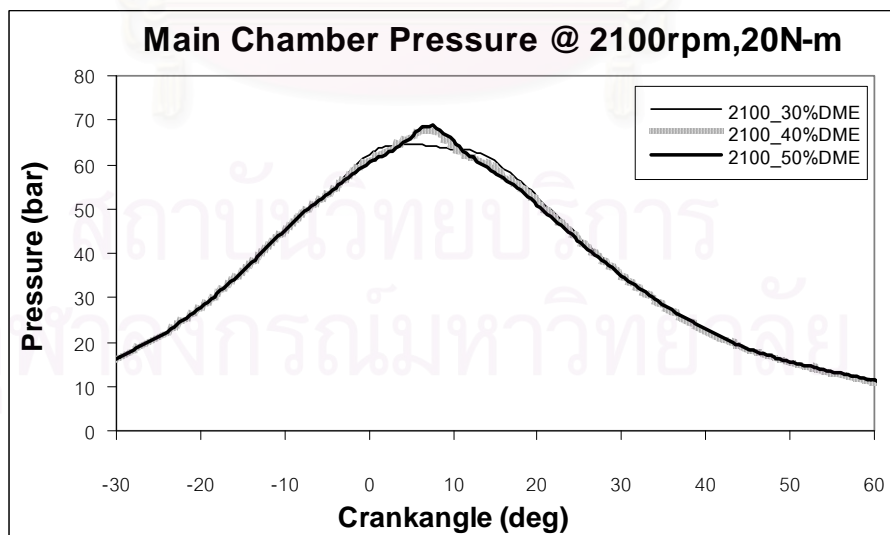
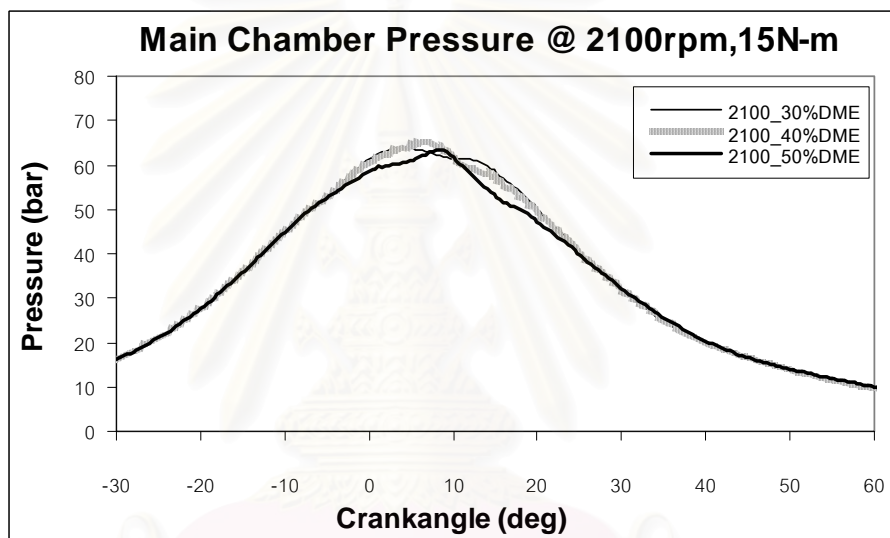
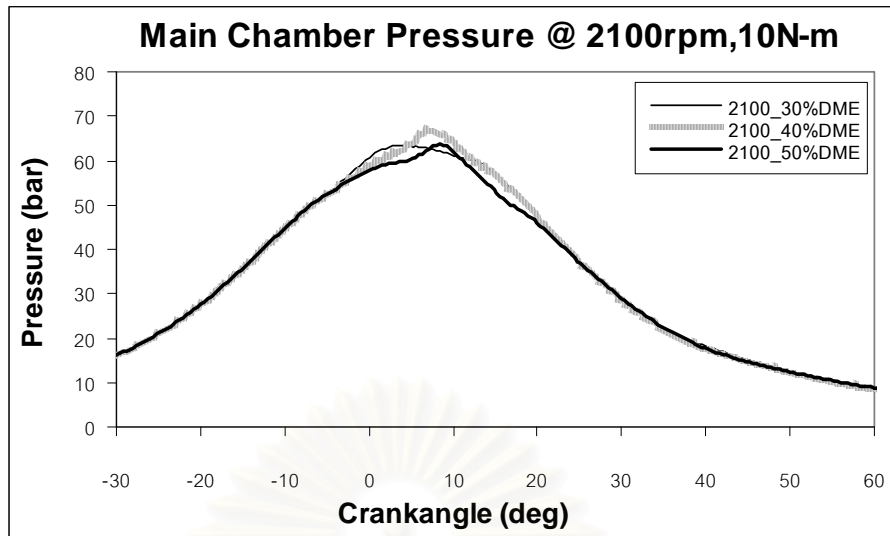
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 7-28 แสดงความดันในห้องเผาไหม้หลักที่ความเร็วรอบ 1400 rpm
แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-29 แสดงความดันในห้องเผาไหม้หลักที่ความเร็วรอบ 1700 rpm
แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-30 แสดงความดันในห้องเผาไหม้หลักที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m

สำหรับความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้นั้นแสดงในตารางที่ 7-5 เมื่อพิจารณาผลของอัตราส่วนผสม DME ในปาล์มไบโอดีเซล พบว่าเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME จะมีค่าต่ำที่สุดเนื่องมาจากการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าและมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้า รวมทั้งมีค่าความร้อนต่ำที่สุด สำหรับค่าความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดนั้น 30%DME จะมีค่ามากที่สุดเนื่องจากจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดก่อนจุดศูนย์ตายบนมากที่สุด

ตารางที่ 7-5 แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ

Speed	Torque	ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุด (bar)/CA aTDC		
		50%DME	40%DME	30%DME
rpm	N-m			
1400	10	62.66 / 4	67.02 / 5.2	68.23 / 5.6
1400	15	64.9 / 2.8	67.33 / 4.8	68.04 / 4.8
1400	20	65.85 / 4.4	67.86 / 4.8	69.26 / 4.8
1700	10	63.21 / 6	65.58 / 6	72.46 / 8.8
1700	15	63.83 / 6	68.99 / 10.4	70.46 / 9.6
1700	20	63.42 / 6	70.82 / 9.6	72.07 / 9.2
2100	10	63.57 / 8.4	66.96 / 7.6	63.41 / 4
2100	15	63.42 / 8	65.31 / 6.4	63.76 / 4.4
2100	20	68.71 / 7.6	67.83 / 6.8	64.59 / 4.4

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ โดยภาพรวมพบว่าเมื่อแรงบิดเพิ่มขึ้นจะทำให้ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้นเนื่องจากต้องการกำลังที่สูงขึ้น

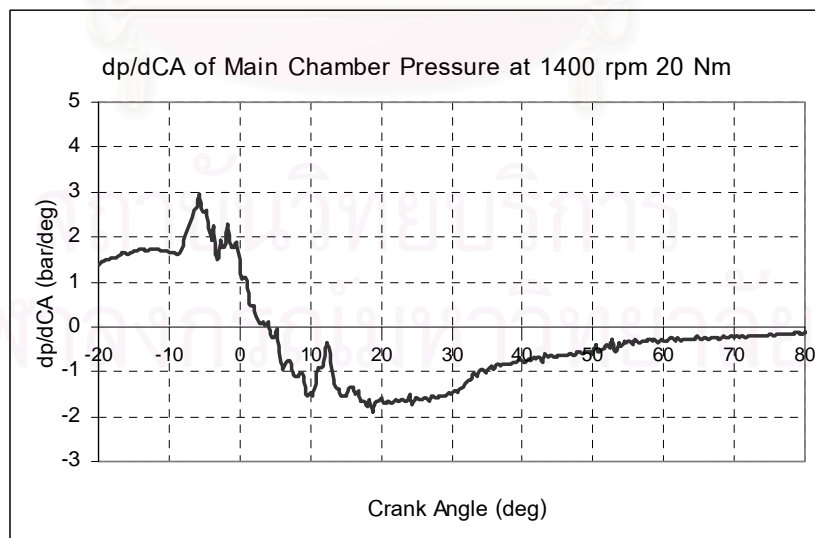
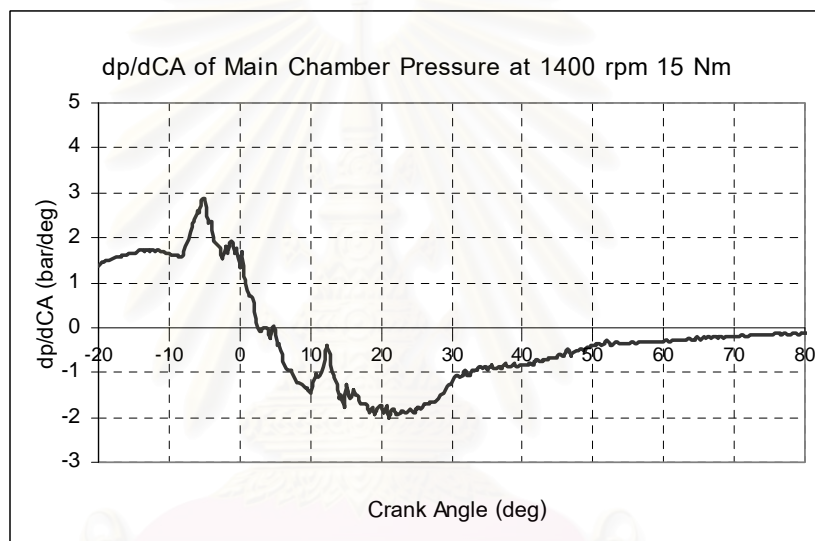
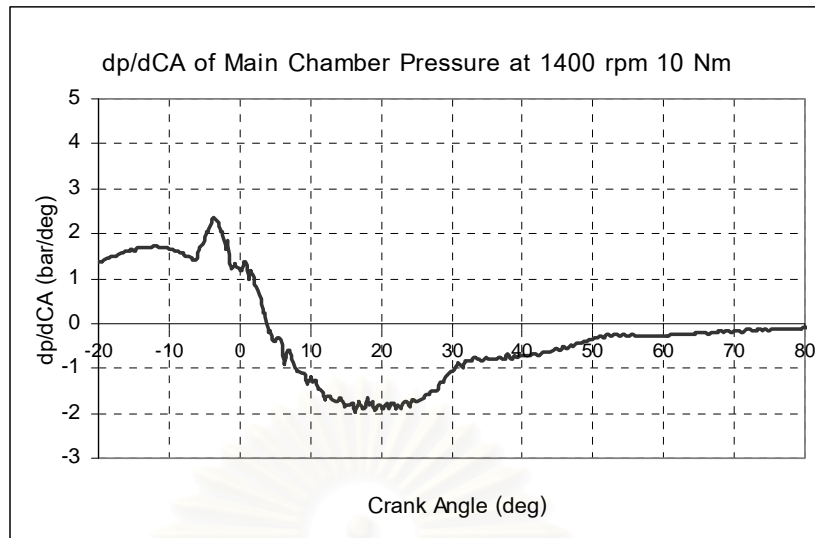
ตารางที่ 7-6 แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดที่แรงบิดเบรกคงที่ค่าต่างๆ

Torque	Speed	ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุด (bar)/CA aTDC		
		50%DME	40%DME	30%DME
N-m	rpm			
10	1400	62.66 / 4	67.02 / 5.2	68.23 / 5.6
10	1700	63.21 / 6	65.58 / 6	72.46 / 8.8
10	2100	63.57 / 8.4	66.96 / 7.6	63.41 / 4
15	1400	64.9 / 2.8	67.33 / 4.8	68.04 / 4.8
15	1700	63.83 / 6	68.99 / 10.4	70.46 / 9.6
15	2100	63.42 / 8	65.31 / 6.4	63.76 / 4.4
20	1400	65.85 / 4.4	67.86 / 4.8	69.26 / 4.8
20	1700	63.42 / 6	70.82 / 9.6	72.07 / 9.2
20	2100	68.71 / 7.6	67.83 / 6.8	64.59 / 4.4

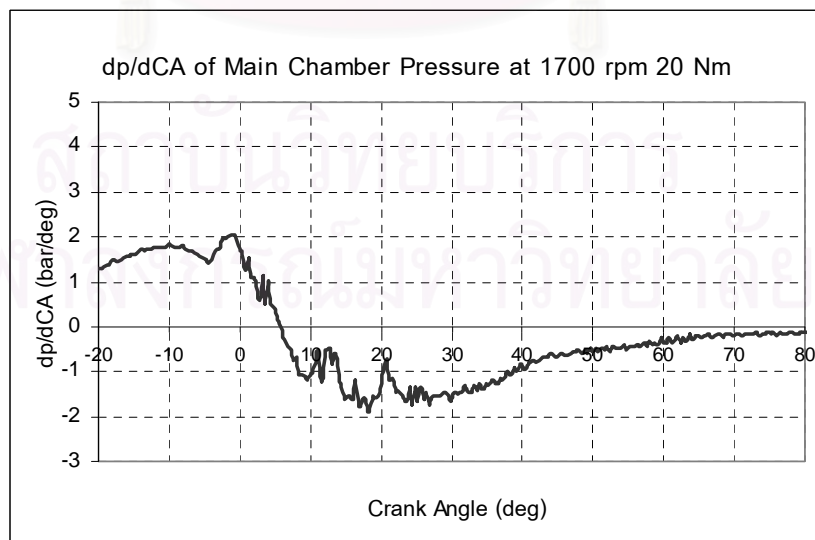
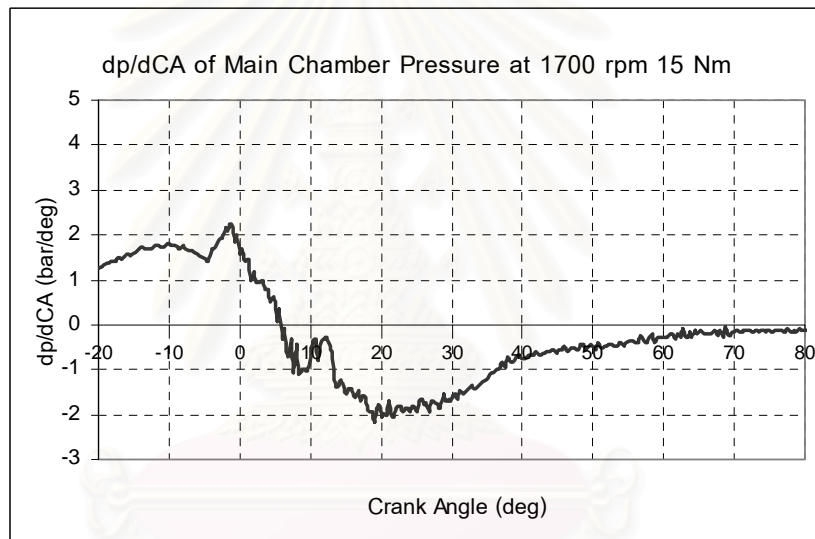
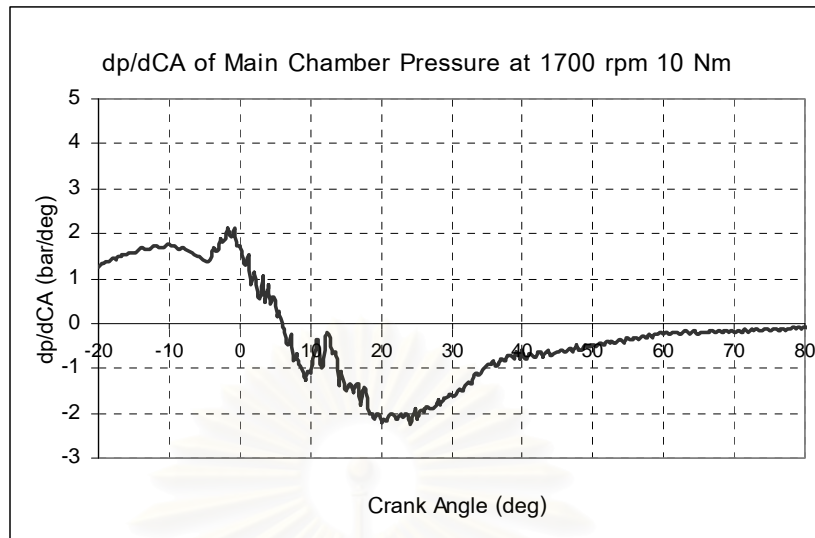
เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่ โดยภาพรวมพบว่าความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้หลักจะเกิดขึ้นที่ความเร็วรอบ 1700 rpm เนื่องจากที่ความเร็วรอบ 1700 rpm มีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงสุด

อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้หลักแสดงในรูปที่ 7-31 ถึงรูปที่ 7-39 ซึ่งพบว่าแนวโน้มของจุดแรกที่มีการลดลงของการเปลี่ยนแปลงความดัน และจุดแรกที่เพิ่มขึ้นของค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้หลักสอดคล้องกับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า และสอดคล้องกันตามลำดับการฉีดเชื้อเพลิง

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

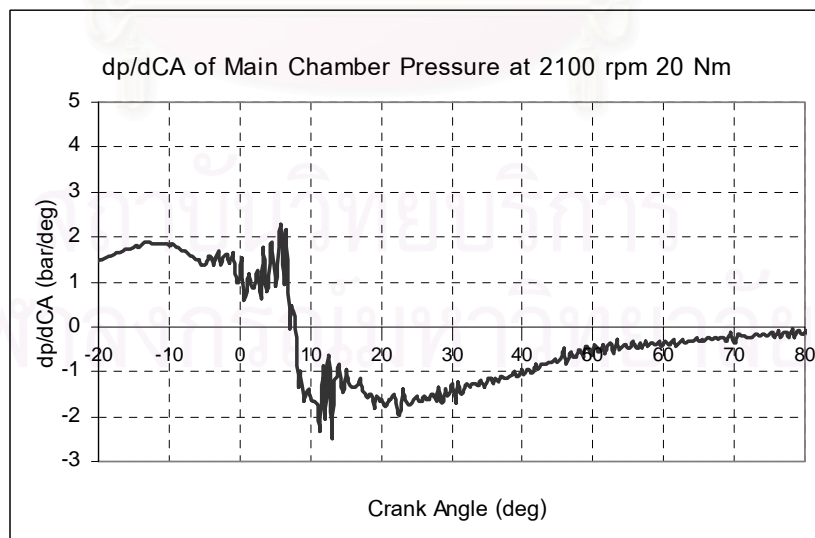
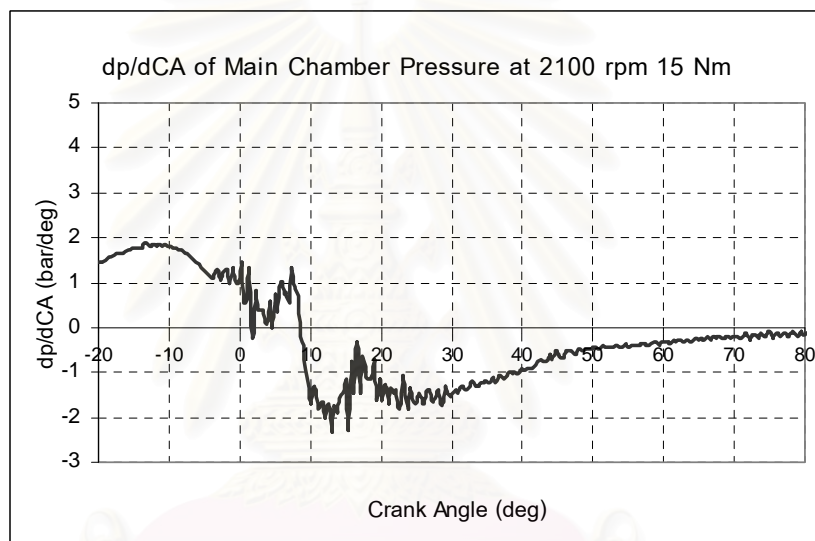
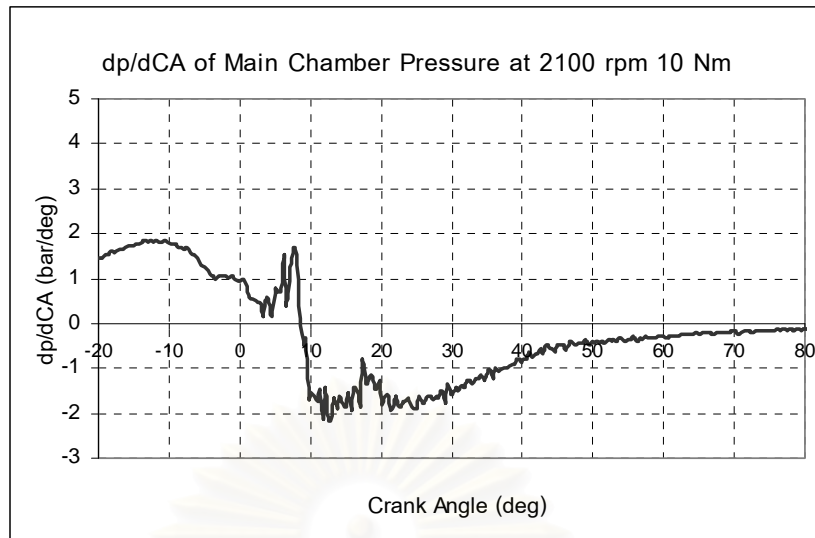


รูปที่ 7-31 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m

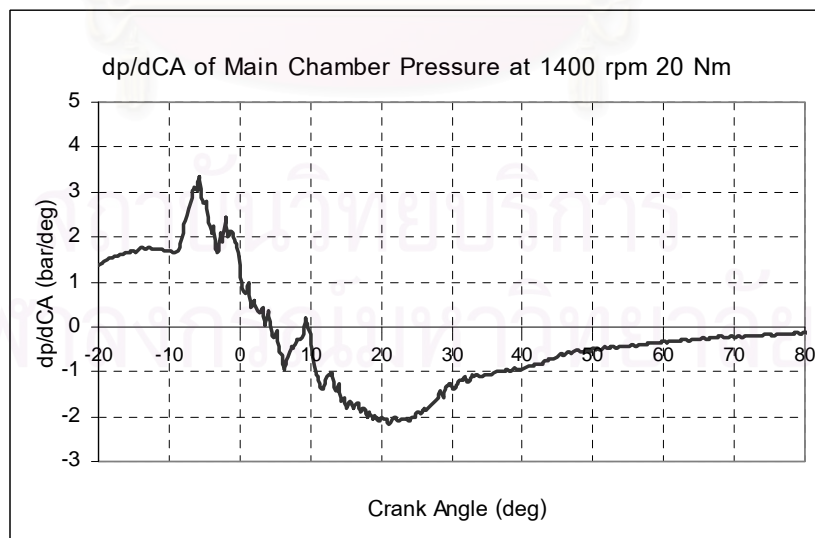
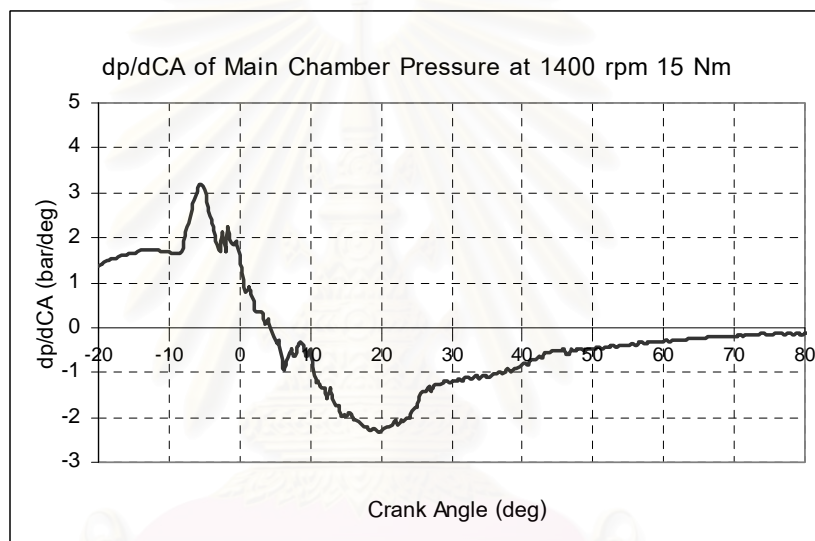
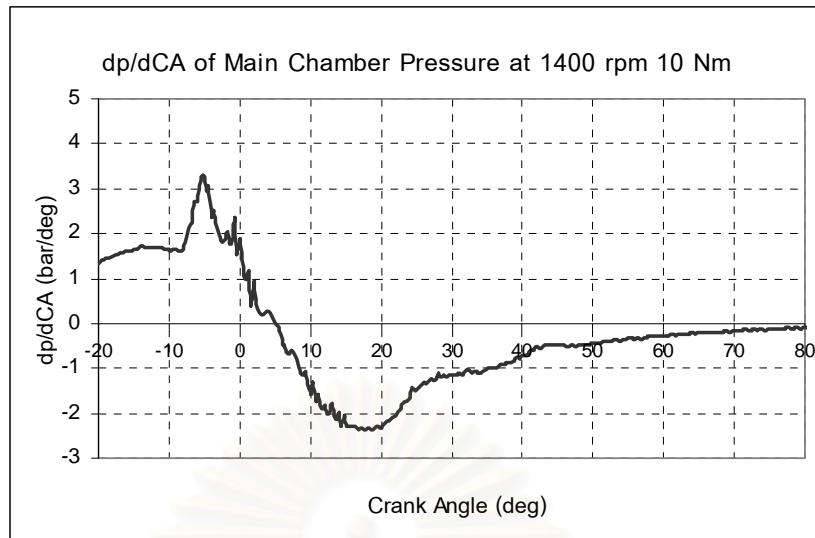


รูปที่ 7-32 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 50%DME

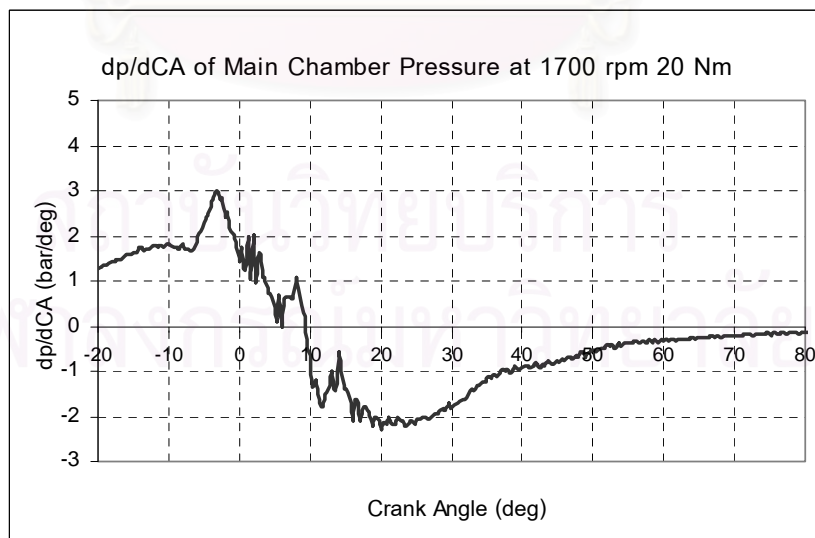
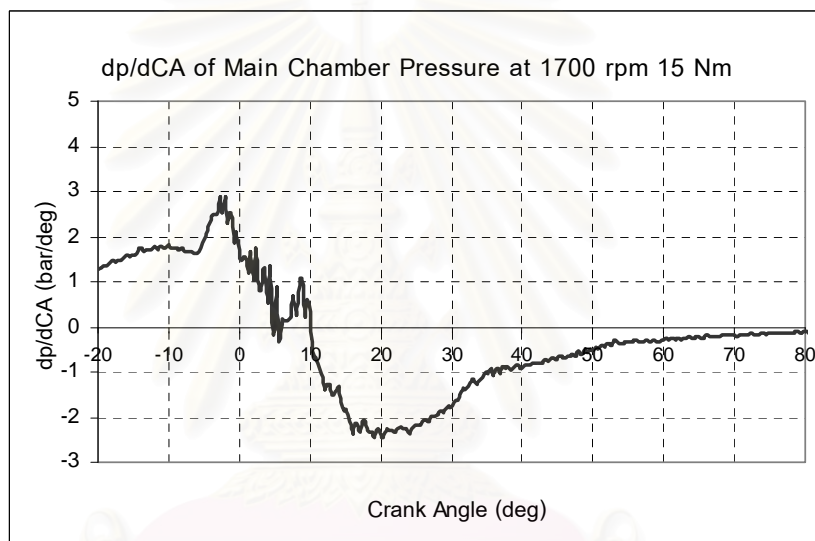
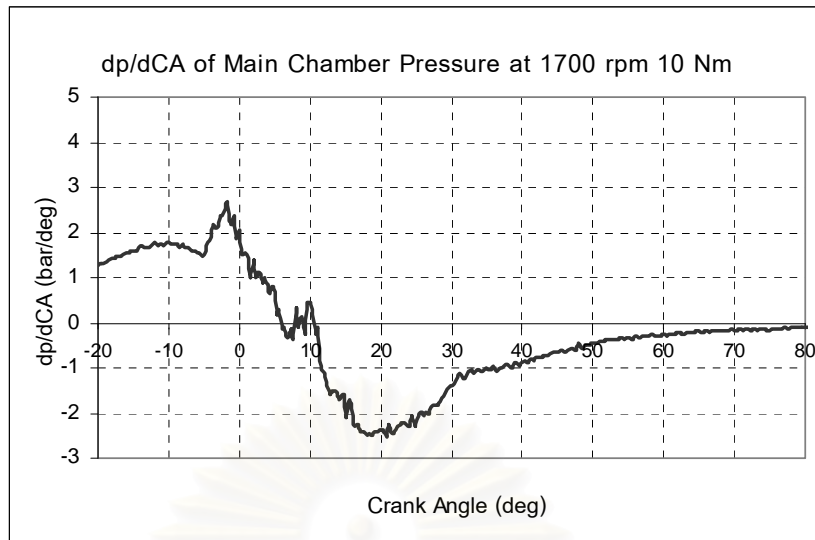
ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



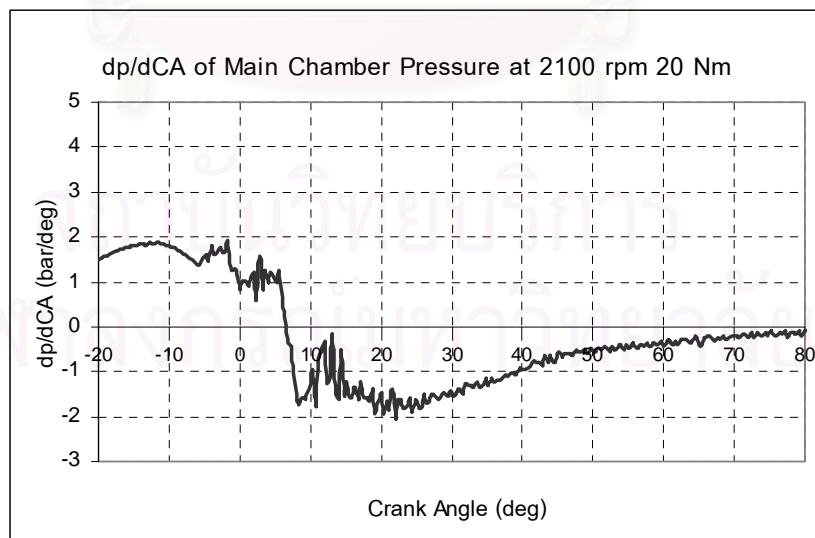
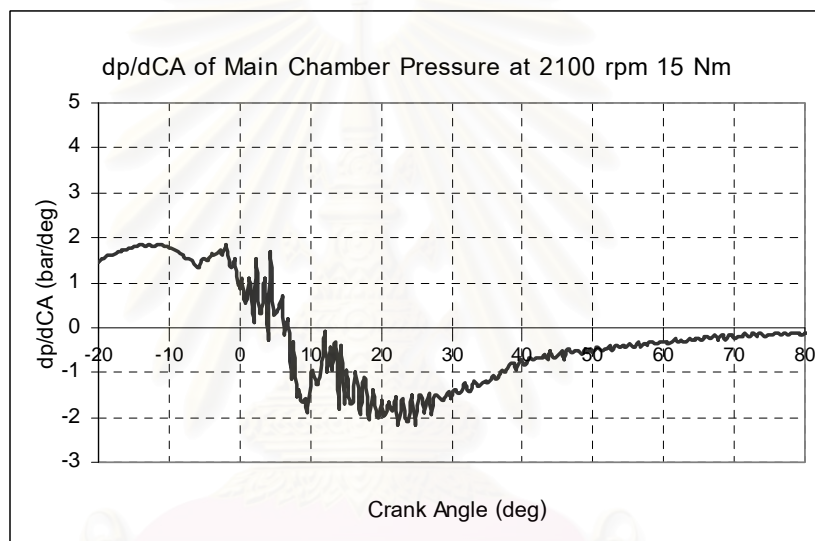
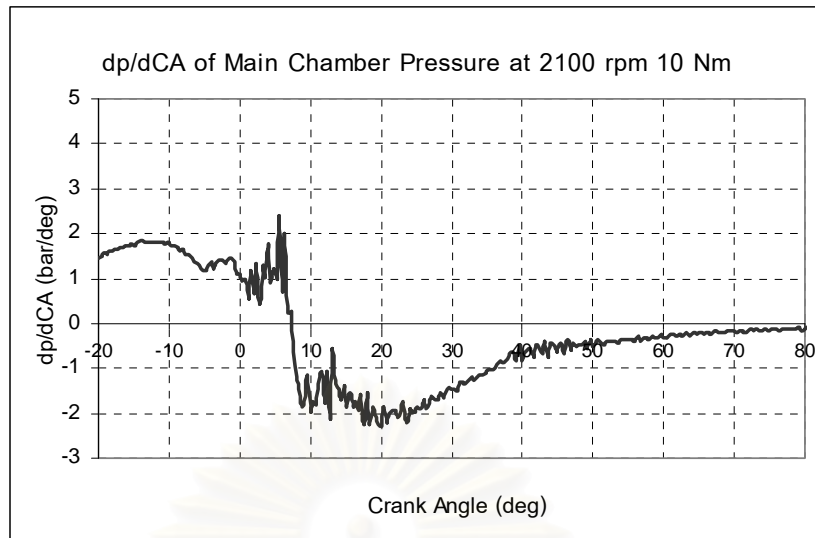
รูปที่ 7-33 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 50%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



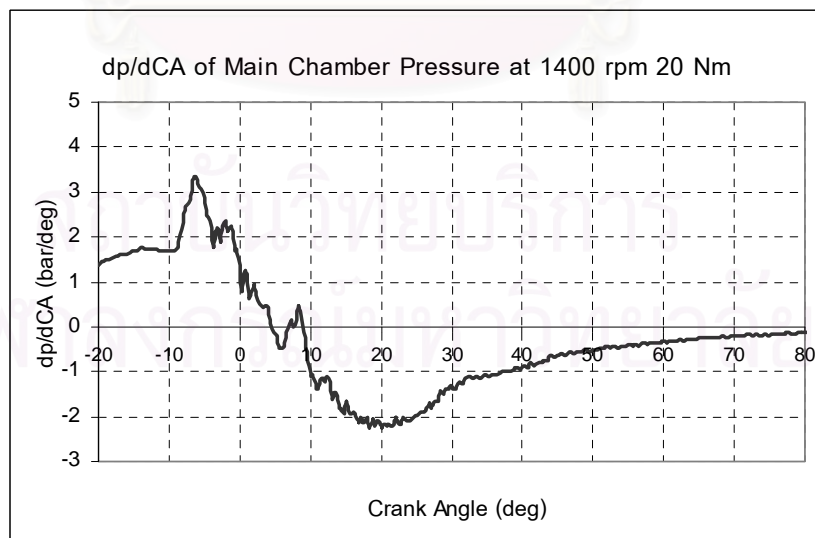
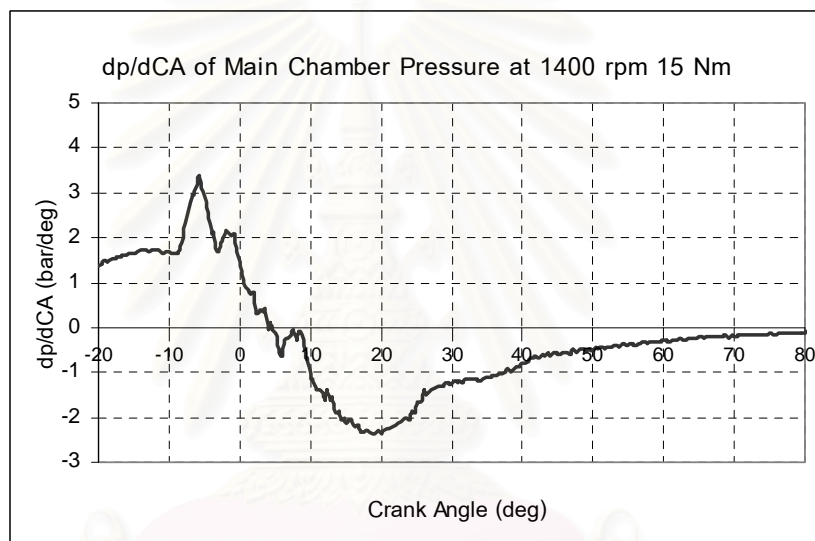
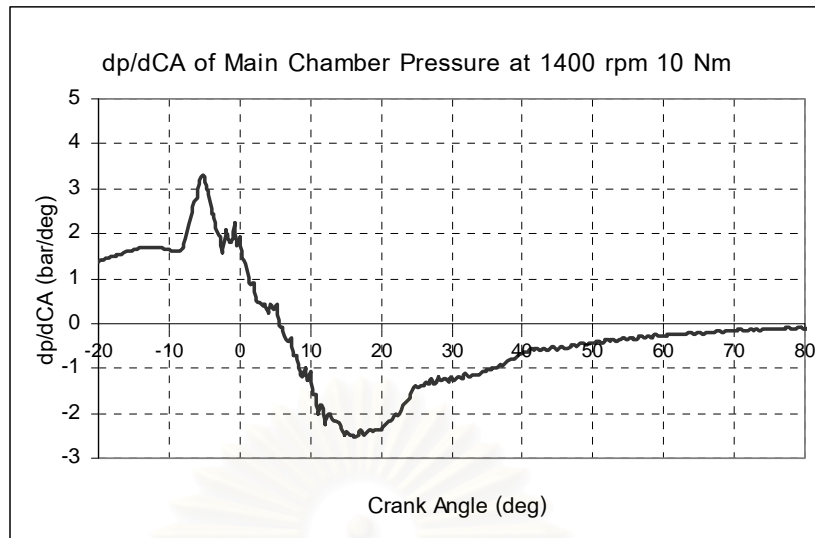
รูปที่ 7-34 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



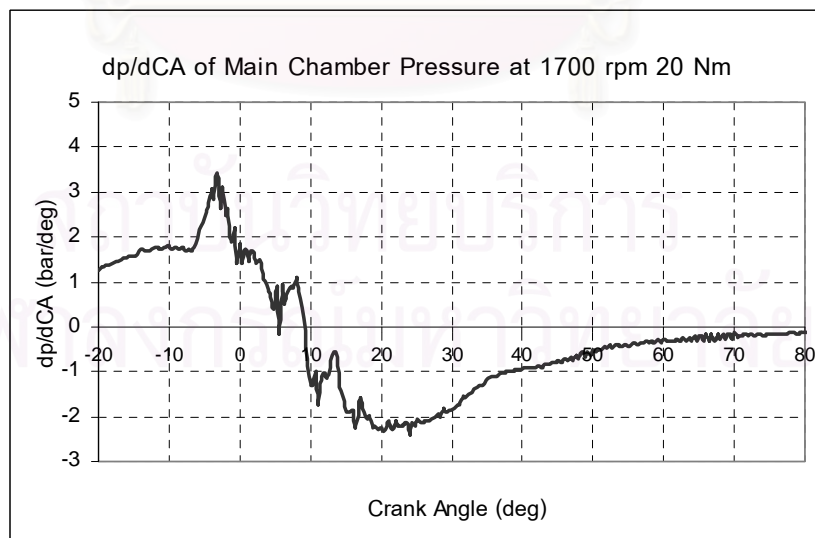
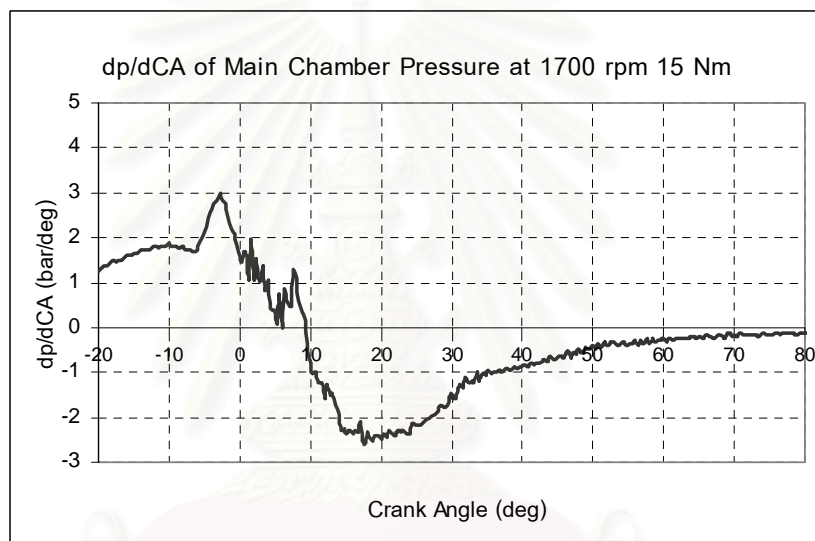
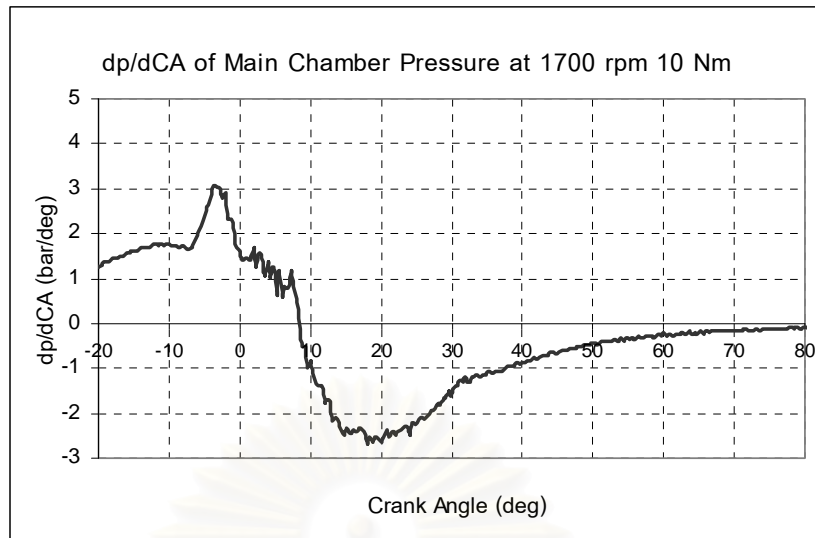
รูปที่ 7-35 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



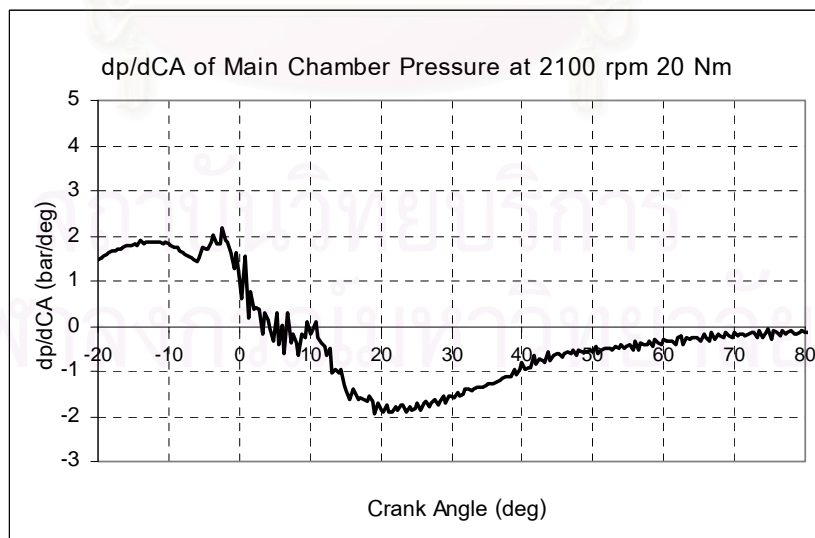
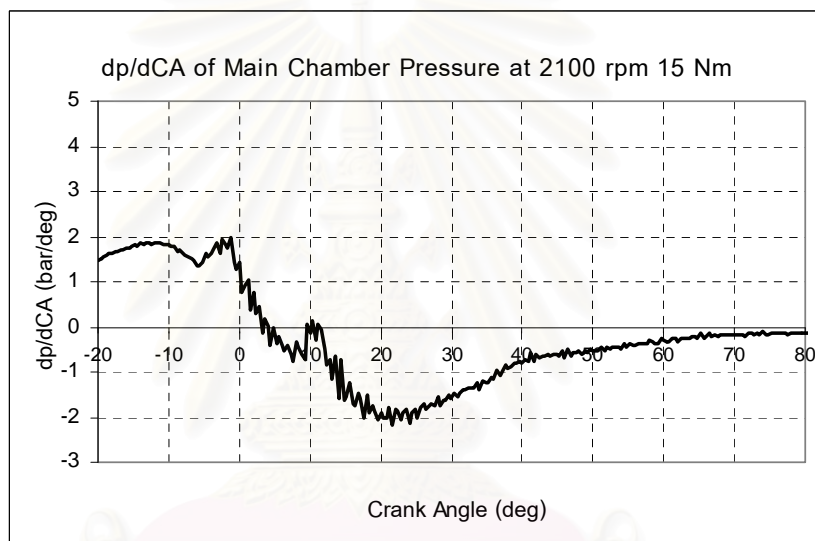
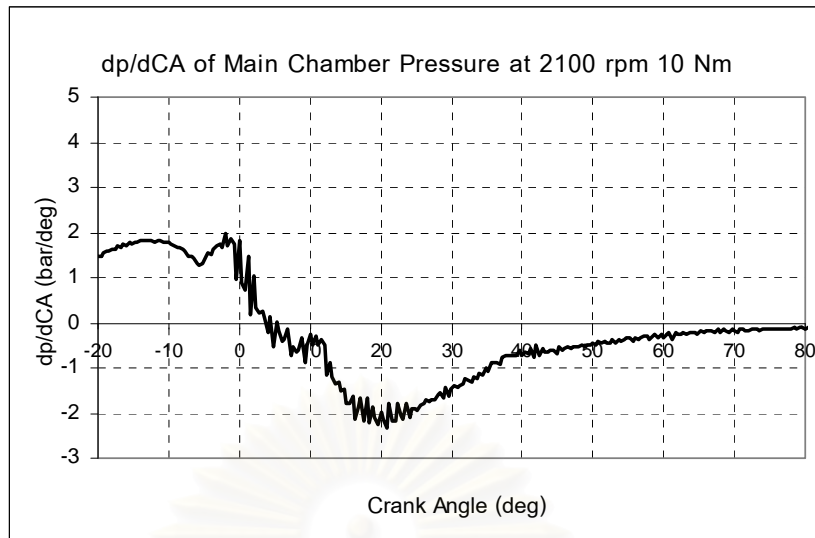
รูปที่ 7-36 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 40%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-37 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-38 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



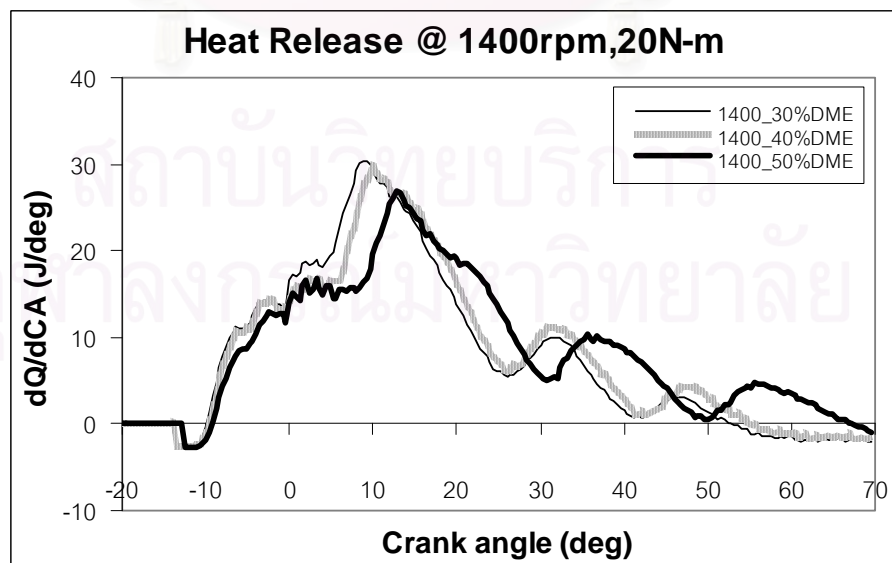
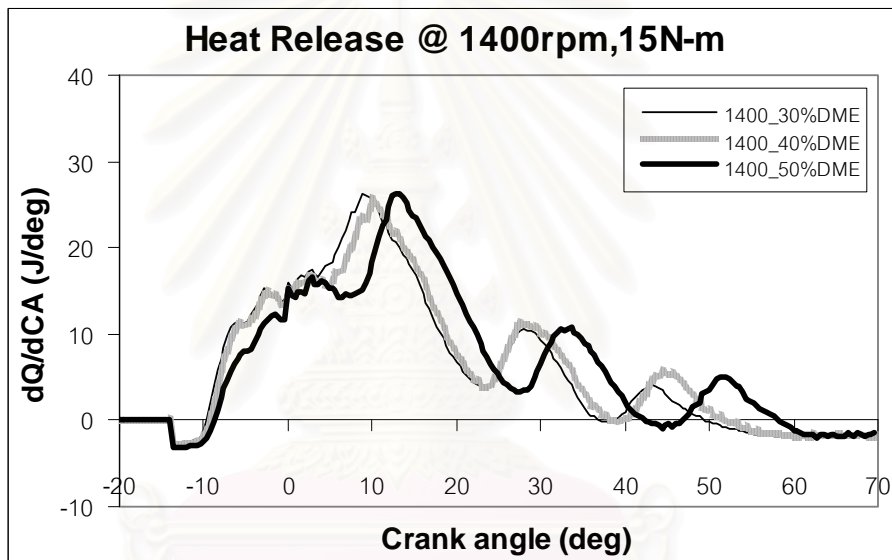
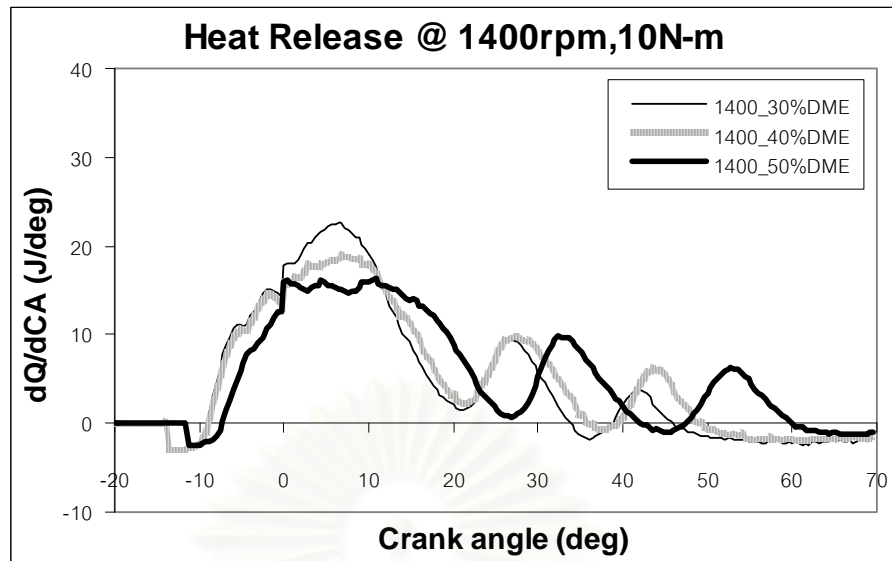
รูปที่ 7-39 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลักของ 30%DME ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m

จากรูปที่ 7-31 ถึงรูปที่ 7-39 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันของห้องเผาไหม้หลัก ซึ่งสามารถนำมาประกอบการพิจารณาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ร่วมกับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจากรูปที่ 7-4 ถึงรูปที่ 7-12 ได้ โดยพิจารณาจากจุดที่อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ถึงจุดต่ำสุดเป็นจุดแรกและเมื่ออัตราการเปลี่ยนแปลงความดันมีค่ามากขึ้นอีกครั้ง จะพิจารณาให้จุดนั้นเป็นจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ พบว่า DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME และ 40%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ใกล้เคียงกัน ส่วน 50%DME มีแนวโน้มเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้ากว่า

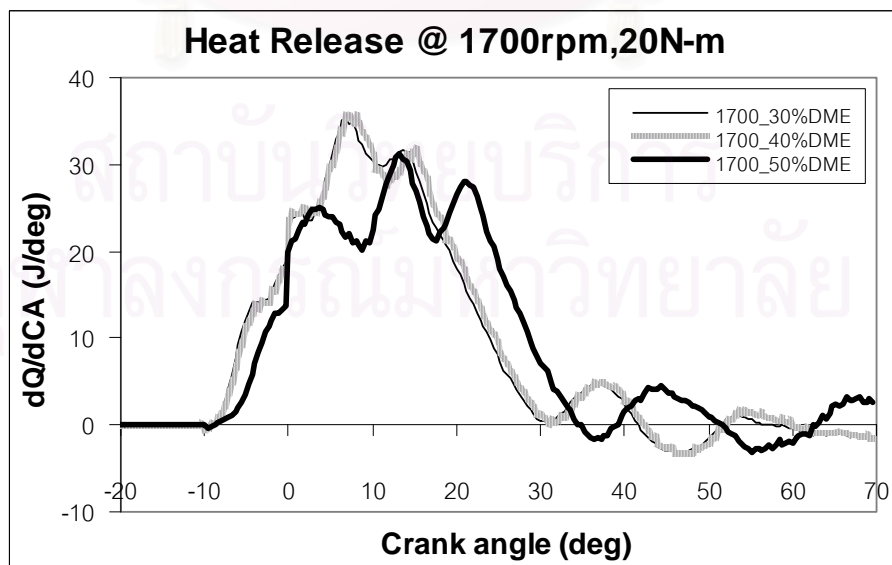
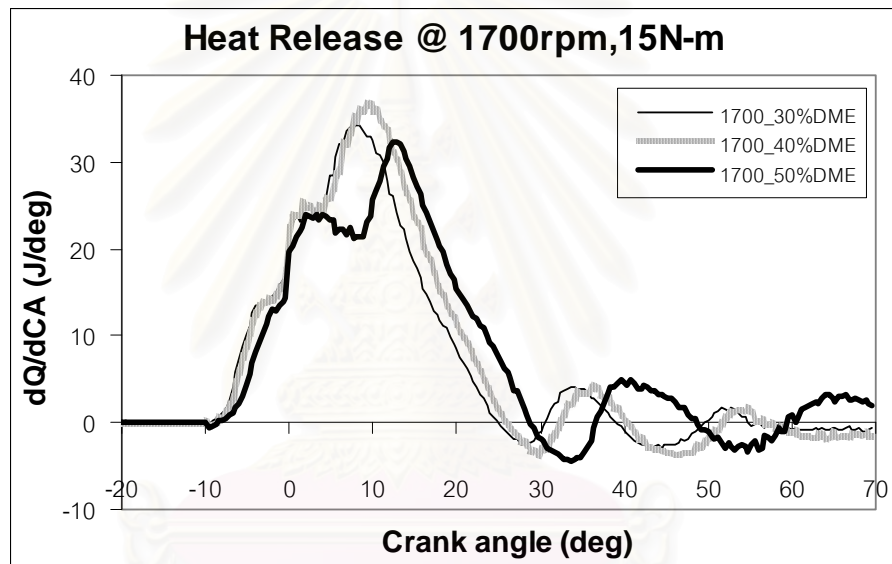
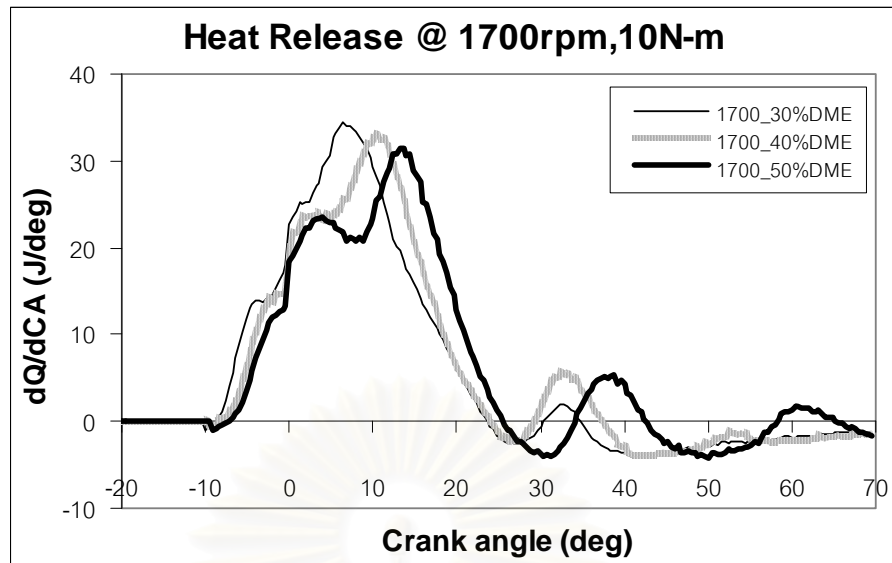
สาเหตุที่ 50%DME มีแนวโน้มเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้ากว่า เนื่องจากมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ากว่า

7.4 อัตราการปล่อยความร้อน

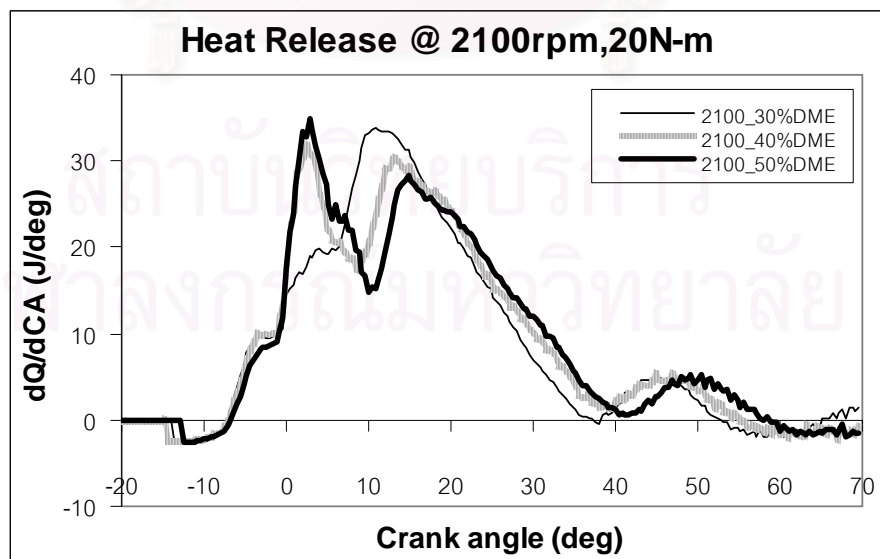
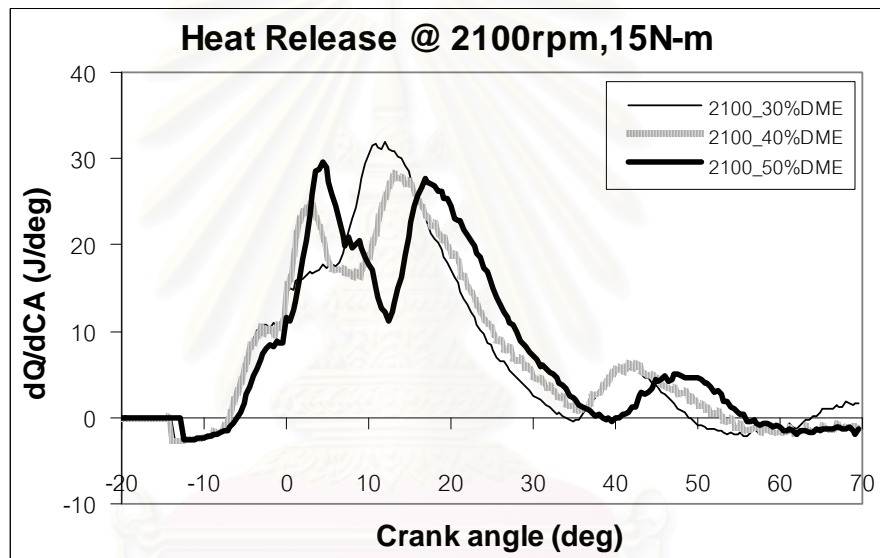
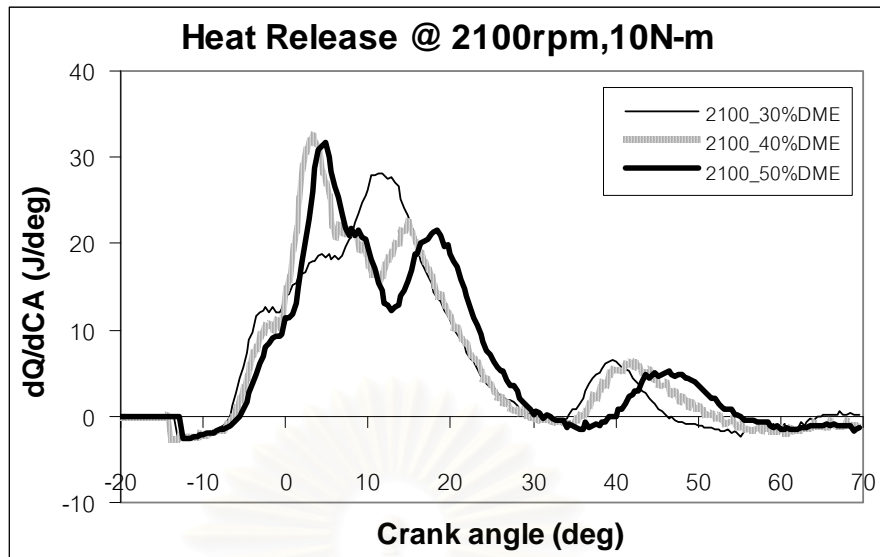
รูปที่ 7-40 ถึงรูปที่ 7-42 แสดงอัตราการปล่อยความร้อน ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3-8 ในบทที่ 3 จากกราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะทำให้ทราบถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (SOC) และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (EOC) และสามารถนำไปคำนวณหาช่วงการเผาไหม้ได้ สำหรับค่าจุดสิ้นสุดการเผาไหม้นั้นพิจารณาจากจุดที่อัตราการปล่อยความร้อนเป็น 0 J/CA เป็นซึ่งจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้นั้น



รูปที่ 7-40 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 1400 rpm
แรงบิด 10 N-m ,15 N-m และ 20 M-m



รูปที่ 7-41 แสดงอัตราการผลิตความร้อนที่ความเร็วรอบ 1700 rpm
แรงบิด 10 N-m ,15 N-m และ 20 M-m



รูปที่ 7-42 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 2100 rpm
แรงบิด 10 N-m ,15 N-m และ 20 M-m

จากรูปที่ 7-40 ถึงรูปที่ 7-42 แสดงอัตราการปล่อยความร้อน โดยพิจารณาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ พบว่าเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME และ 40%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่ใกล้เคียงกัน ส่วน 50%DME มีแนวโน้มเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้ากว่า ซึ่งสอดคล้องกับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้หลัก $(dp/dCA)_{main}$ จากรูปที่ 7-31 ถึงรูปที่ 7-39 และสอดคล้องกับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า $(dp/dCA)_{pre}$ จากรูปที่ 7-4 ถึงรูปที่ 7-12

เมื่อพิจารณาอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME ในช่วง premixed combustion phase และช่วง mixing controlled phase พบว่าช่วงแรกของกราฟอัตราการปล่อยความร้อนนั้นจะเว้าลงไปเล็กน้อย เนื่องจากว่าเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิต่ำกว่าห้องเผาไหม้ ทำให้พลังงานส่วนหนึ่งถูกดึงไปใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของเชื้อเพลิงและเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ จากนั้นกราฟจะสูงขึ้นอย่างรวดเร็วเพราะเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่ผสมกับอากาศในช่วงล่าช้าการจุดระเบิด (premixed combustion phase) ดังนั้นเมื่อเกิดการเผาไหม้ก็จะมีเผาไหม้เชื้อเพลิงจากช่วงล่าช้าการจุดระเบิดพร้อมๆกัน จึงมีอัตราการปล่อยความร้อนจึงสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว โดย 30%DME จะมีอัตราการปล่อยความร้อนในช่วง premixed combustion phase สูงที่สุด เนื่องจากมีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนใกล้จุดศูนย์กลางบนมากที่สุด ส่วน 50%DME มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่ำที่สุด และจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนอยู่ห่างจากจุดศูนย์กลางบนมากที่สุด แต่จะมีการปล่อยความร้อนในช่วง mixing controlled combustion phase และ late combustion phase ยาวนานที่สุด จึงมีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ล่าช้าที่สุด

เมื่อพิจารณาอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME ในช่วง late combustion phase จะพบว่า อัตราการเผาไหม้จะเว้าลงแล้วจึงเริ่มมีอัตราสูงขึ้นใหม่อีกครั้ง เนื่องมาจากในขณะที่การเผาไหม้กำลังจะสิ้นสุดลงกลับมีเชื้อเพลิงถูกฉีดออกมาจากหัวฉีดอีกจากผลของคลื่นความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงที่มีความแปรปรวนสูงมากจากผลของเชื้อเพลิง 2 สถานะ (2 phase) เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้ามาใหม่ซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิในห้องเผาไหม้จึงดูดซับพลังงานความร้อนจากภายในห้องเผาไหม้เพื่อระเหยกลายเป็นไอ แล้วการเผาไหม้จึงเริ่มมีอัตราสูงขึ้นอีกครั้งก่อนจะถึงจุดสิ้นสุดการเผาไหม้

จากรูปที่ 7-40 ถึงรูปที่ 7-42 อัตราการปล่อยความร้อน โดยพิจารณาจุดสิ้นสุดการเผาไหม้พบว่า เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด เนื่องจากมีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด ส่วน 30%DME มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้เร็วที่สุด เนื่องจากมีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเร็วที่สุด ซึ่งสอดคล้องกับอัตราการฉีดเชื้อเพลิงจากรูปที่ 7-25 ถึงรูปที่ 7-27 และสอดคล้องกับอัตราการเปลี่ยนแปลงของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า $(d(dp/dCA)CA)_{pre}$ โดยพิจารณาจุดที่อัตราการเปลี่ยนแปลงของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันมีค่าเข้าสู่ศูนย์ จากรูปที่ 7-13 ถึงรูปที่ 7-21

ตารางที่ 7-7 แสดงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ของ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME

ตารางที่ 7-7 แสดงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้

Speed	Torque	SOC (CA)			EOC (CA)		
		50%DME	40%DME	30%DME	50%DME	40%DME	30%DME
rpm	N-m						
1400	10	-7.6	-9.2	-9.2	59.6	48.8	46.0
1400	15	-8.8	-9.6	-10.0	58.0	51.6	46.0
1400	20	-9.6	-10.0	-10.0	67.2	55.2	52.8
1700	10	-7.6	-8.8	-8.8	65.2	37.2	34.4
1700	15	-8.6	-9.2	-9.6	76.4	56.4	54.8
1700	20	-9.2	-9.2	-9.2	75.2	60.0	57.6
2100	10	-5.6	-6.4	-7.2	55.2	51.6	46.0
2100	15	-6.0	-7.2	-7.2	55.6	52.4	48.4
2100	20	-6.8	-7.2	-7.2	58.4	54.4	52.8

ตารางที่ 7-8 แสดงช่วงการเผาไหม้ของ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME

ตารางที่ 7-8 แสดงช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแต่ละส่วนผสม

Speed	Torque	ช่วงการเผาไหม้ (Degree)		
		50%DME	40%DME	30%DME
rpm	N-m			
1400	10	67.2	58	55.2
1400	15	66.8	61.2	59.2
1400	20	76.8	65.2	62.8
1700	10	50	46	43.2
1700	15	85.2	65.6	64.4
1700	20	84.4	69.2	66.8
2100	10	60.8	58	53.2
2100	15	61.6	59.6	55.6
2100	20	65.2	62	59.6

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของแรงบิดจะทำให้ช่วงการเผาไหม้ยาวนานขึ้นเนื่องมาจากมีปริมาณเชื้อเพลิงที่มากขึ้น

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 7-9 แสดงค่ากึ่งกลางของการปล่อยความร้อน พบว่า 30%DME มีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนใกล้จุดศูนย์ตายบนมากที่สุด และ 50%DME มีค่ากึ่งกลางการปล่อยความร้อนห่างจากจุดศูนย์ตายบนมากที่สุด

ตารางที่ 7-9 แสดงค่าจุดศูนย์กลางของการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบคงที่

Speed	Torque	จุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อน (Degree of CA)		
		50%DME	40%DME	30%DME
rpm	N-m			
1400	10	16.8	12.4	9.6
1400	15	16.4	13.6	12.0
1400	20	19.2	15.2	13.2
1700	10	10.4	8.8	6.8
1700	15	12.8	8.8	8.4
1700	20	15	11.2	10.8
2100	10	14.4	12.8	12.4
2100	15	16.8	15.6	14.4
2100	20	16.8	16.4	15.6

จากตารางที่ 7-9 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของแรงบิดเบรก จะทำให้ค่าจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนมีแนวโน้มห่างจากจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น สำหรับเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในแต่ละสัดส่วนการผสม พบว่าค่าจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนมีแนวโน้มล่าช้าตามสัดส่วน DME ที่เพิ่มขึ้นในปาล์มไบโอดีเซล

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 7-10 แสดงค่าจุดศูนย์กลางของการปล่อยความร้อนที่แรงบิดคงที่

Torque	Speed	จุดศูนย์กลางการปล่อย ความร้อน (Degree of CA)		
		50%DME	40%DME	30%DME
N-m	rpm			
10	1400	16.8	12.4	9.6
10	1700	10.4	8.8	6.8
10	2100	14.4	12.8	12.4
15	1400	16.4	13.6	12.0
15	1700	12.8	8.8	8.4
15	2100	16.8	15.6	14.4
20	1400	19.2	15.2	13.2
20	1700	15	11.2	10.8
20	2100	16.8	16.4	15.6

จากตารางที่ 7-10 เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่ พบว่าการเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบไม่ทำให้จุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนเปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจน

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สำหรับการพิจารณาการเผาไหม้ว่า DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนผสมใดมีอัตราการเผาไหม้ในช่วงแรกที่รวดเร็วกว่า กระทำโดยการพิจารณาค่าจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนร่วมกับช่วงการเผาไหม้ กล่าวคือถ้าอัตราส่วนระหว่างช่วงองศาเพลลาข้อเหวี่ยงตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ไปถึงจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนเทียบกับช่วงการเผาไหม้มีค่าน้อยแสดงว่ามีการเผาไหม้ในช่วงแรกที่รวดเร็ว สำหรับค่าอัตราส่วนระหว่างช่วงองศาเพลลาข้อเหวี่ยงตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ไปถึงจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนได้แสดงดังตารางที่ 7-11 และตารางที่ 7-12

ตารางที่ 7-11 อัตราส่วนระหว่างเพลลาข้อเหวี่ยงตั้งแต่เริ่มการเผาไหม้จนถึงจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนเทียบกับการเผาไหม้ที่ความเร็วรอบคงที่

Speed	Torque	อัตราส่วนเปรียบเทียบช่วงการเผาไหม้ (%)		
		50%DME	40%DME	30%DME
rpm	N-m			
1400	10	36	37	34
1400	15	38	38	37
1400	20	38	39	37
1700	10	36	38	36
1700	15	25	27	28
1700	20	29	29	30
2100	10	33	33	37
2100	15	37	38	39
2100	20	36	38	38

เมื่อพิจารณาโดยภาพรวม พบว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm จะมีอัตราการเผาไหม้ในช่วงแรกที่สูงที่สุด และพบว่าที่ความเร็วรอบ 1400 rpm มีอัตราการเผาไหม้ในช่วงแรกต่ำที่สุด ซึ่งเป็นไปได้ว่ามีการฉีดเชื้อเพลิงในปริมาณที่เกินจำเป็น

เมื่อพิจารณาที่ สัดส่วนผสมเชื้อเพลิง DME ในปาล์มไบโอดีเซลโดยภาพรวม พบว่าในทุกอัตราส่วนการผสมมีอัตราการเผาไหม้ในช่วงแรกใกล้เคียงกัน ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm 30%DME มีอัตราการเผาไหม้ในช่วงแรกสูงที่สุด แต่เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้นไม่มีการเปลี่ยนแปลงในอัตราการเผาไหม้ในช่วงแรกอย่างชัดเจน

ตารางที่ 7-12 อัตราส่วนระหว่างเพลาช้อเหวี่ยงตั้งแต่เริ่มการเผาไหม้จนถึงจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนเทียบกับการเผาไหม้ที่แรงบิดคงที่

Torque	Speed	อัตราส่วนเปรียบเทียบช่วงการเผาไหม้ (%)		
		50%DME	40%DME	30%DME
N-m	rpm			
10	1400	36	37	34
10	1700	36	38	36
10	2100	33	33	37
15	1400	38	38	37
15	1700	25	27	28
15	2100	37	38	39
20	1400	38	39	37
20	1700	29	29	30
20	2100	36	38	38

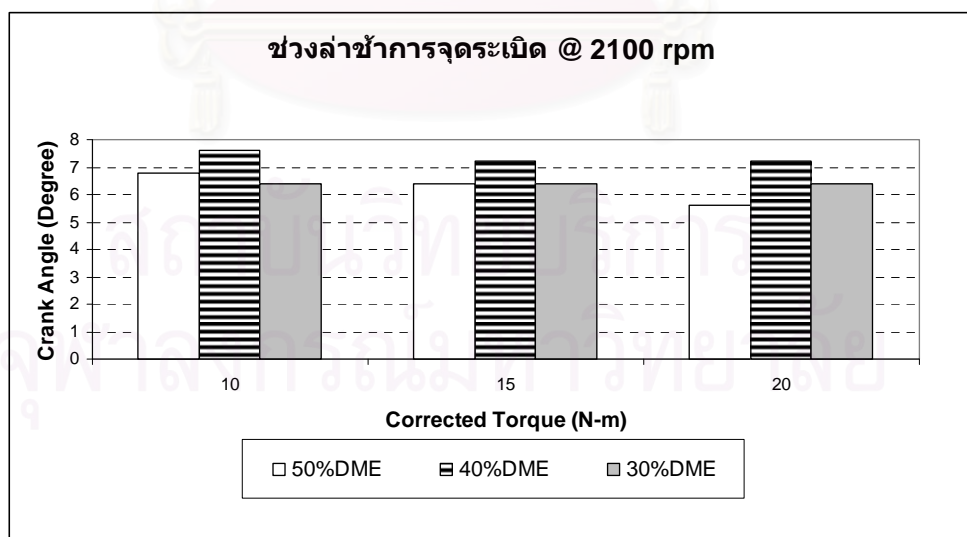
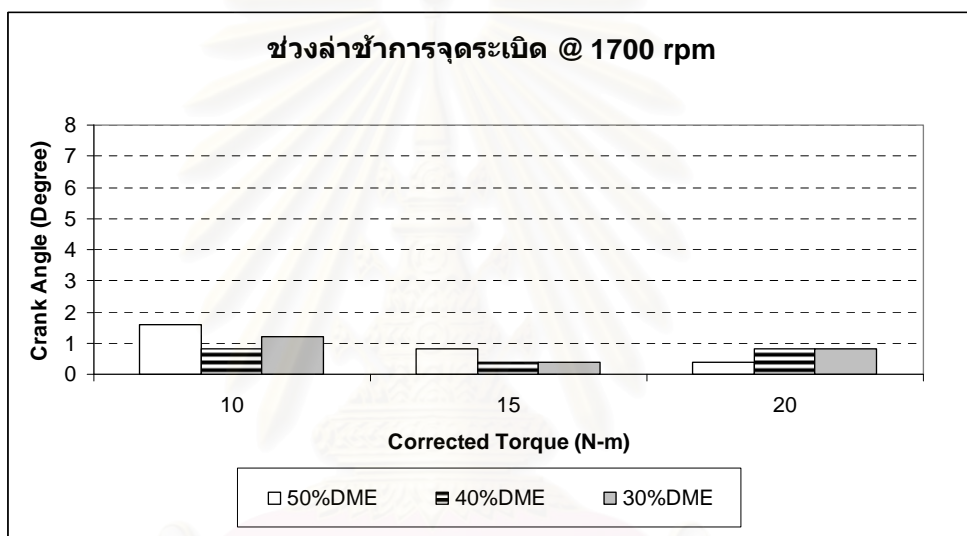
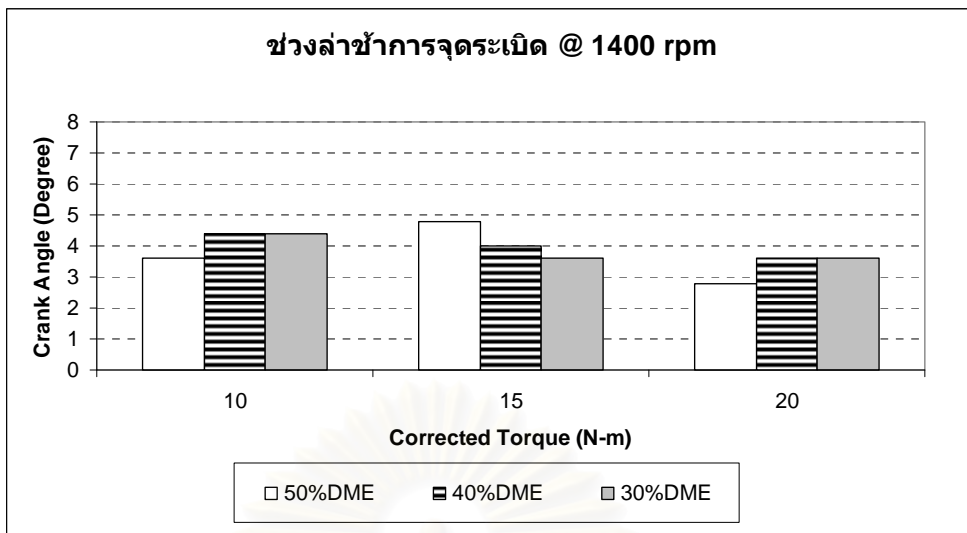
จากตารางที่ 7-12 โดยภาพรวมพบว่า DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลทั้งสามสัดส่วนการผสม จะมีอัตราการเผาไหม้ช่วงแรกที่เร็วที่สุดที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

7.5 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

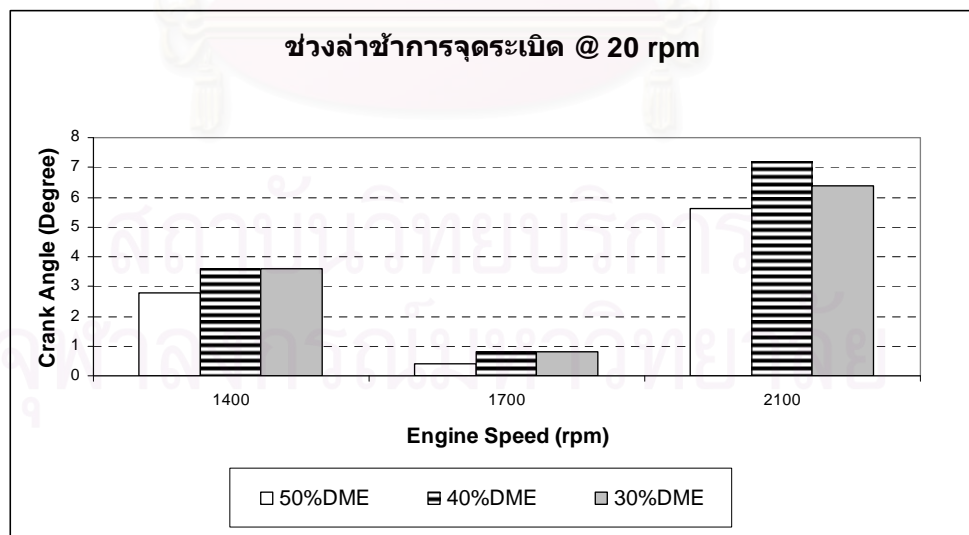
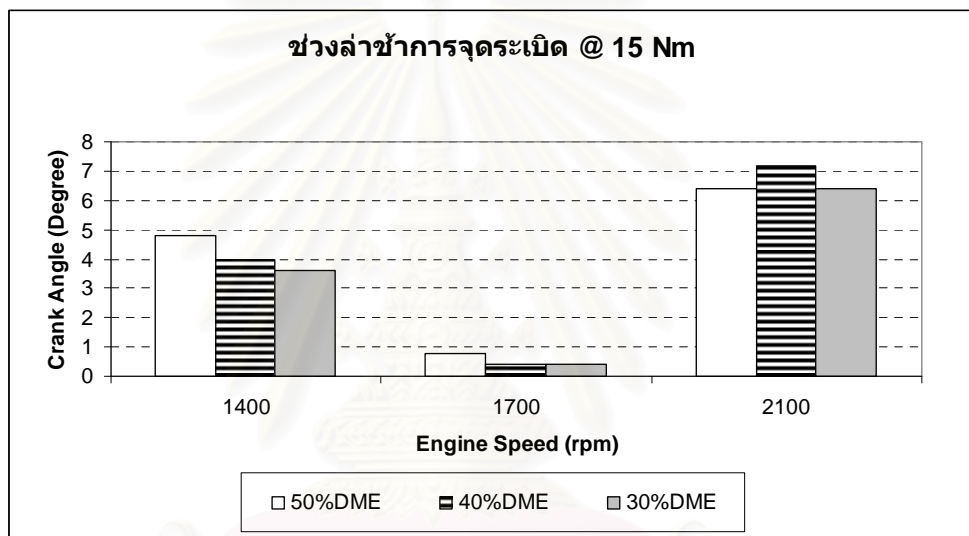
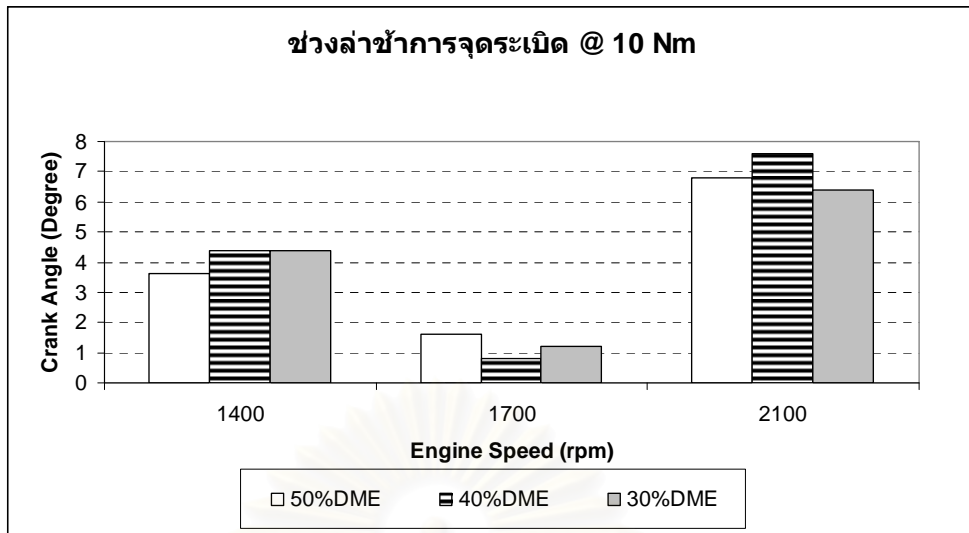
ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วนผสมต่างๆ สามารถหาได้จากระยะเวลาจากจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ดังแสดงในรูปที่ 7-43 ถึงรูปที่ 7-44 และตารางที่ 7-13

รูปที่ 7-43 แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ความเร็วรอบคงที่จากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME

รูปที่ 7-44 แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่แรงบิดคงที่จากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME



รูปที่ 7-43 แสดงช่วงล่างเข้าการจุดระเบิดที่ความเร็วรอบคงที่



รูปที่ 7-44 แสดงช่วงล่างเข้าการจุดระเบิดเมื่อแรงบิดคงที่

เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm จะมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้นที่สุด และที่ความเร็วรอบ 2100 rpm จะมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ยาวที่สุด แต่เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ เมื่อมีการเพิ่มแรงบิดเบรกจะไม่พบแนวโน้มที่ชัดเจน ซึ่งแสดงดังรูปที่ 7-43 ถึงรูปที่ 7-44 และตารางที่ 7-13

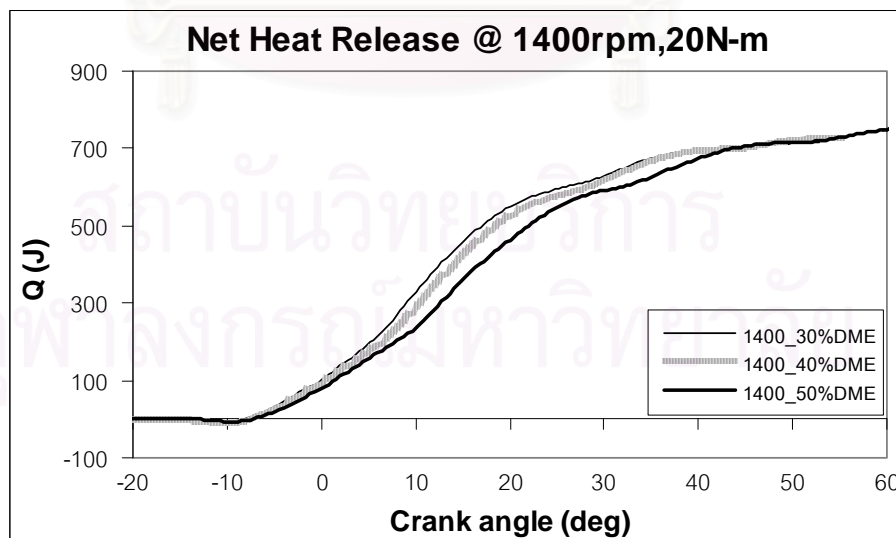
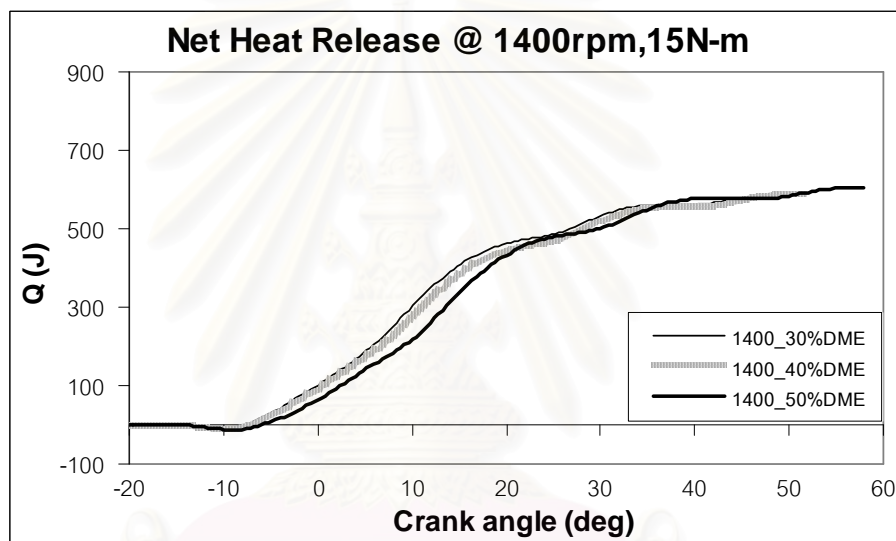
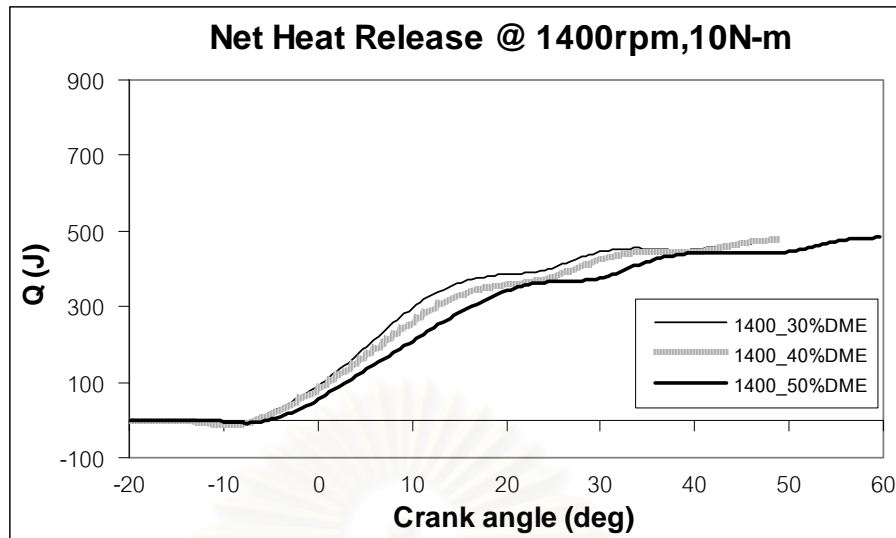
ตารางที่ 7-13 แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

Speed	Torque	ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด (CA)		
		50%DME	40%DME	30%DME
rpm	N-m			
1400	10	3.6	4.4	4.4
1400	15	4.8	4	3.6
1400	20	2.8	3.6	3.6
1700	10	1.6	0.8	1.2
1700	15	0.8	0.4	0.4
1700	20	0.4	0.8	0.8
2100	10	6.8	7.6	6.4
2100	15	6.4	7.2	6.4
2100	20	5.6	7.2	6.4

7.6 การปล่อยความร้อนสุทธิ

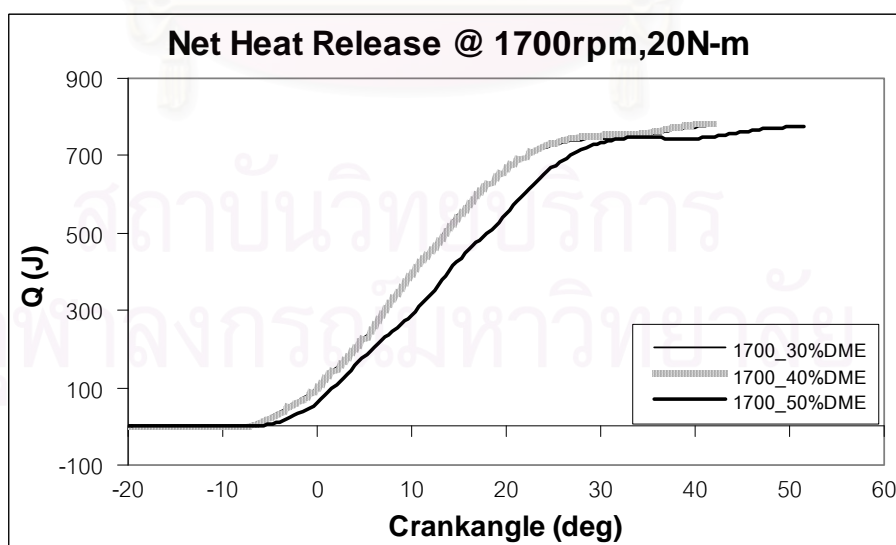
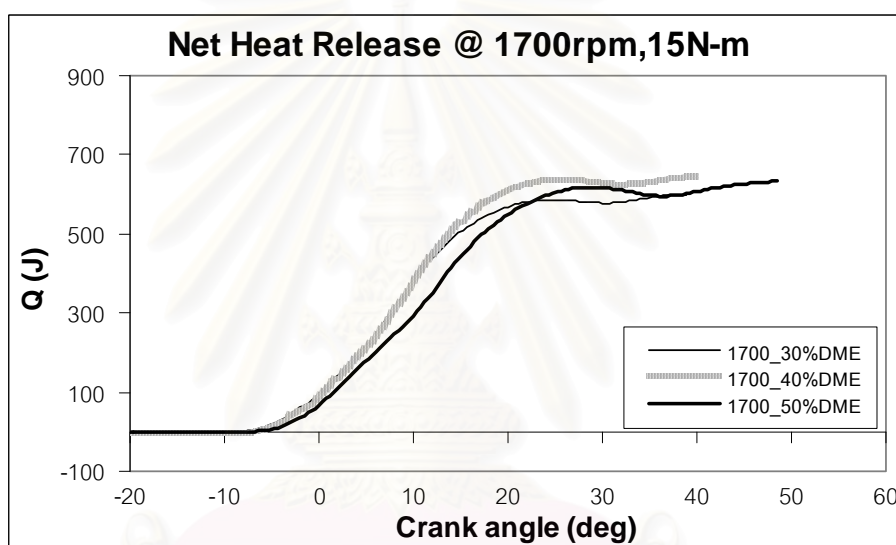
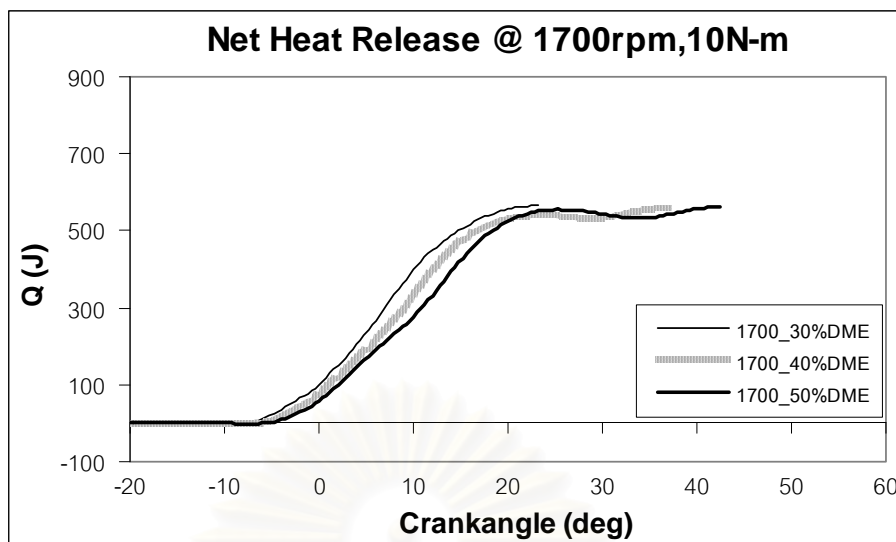
กราฟการปล่อยความร้อนสุทธิเชื้อเพลิงต่างๆสามารถคำนวณจากการหาปริพันธ์ (integrate) พื้นที่ใต้กราฟของอัตราการปล่อยความร้อน

รูปที่ 7-45 ถึงรูปที่ 7-47 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME

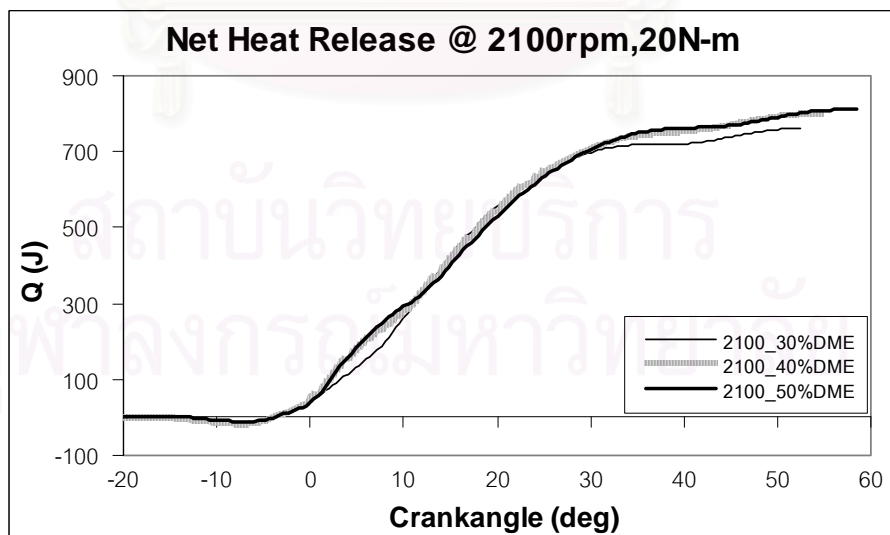
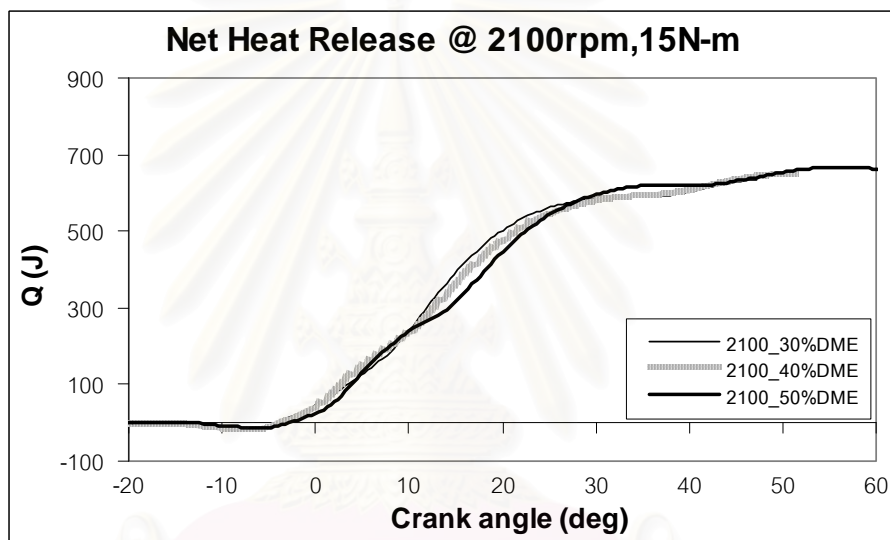
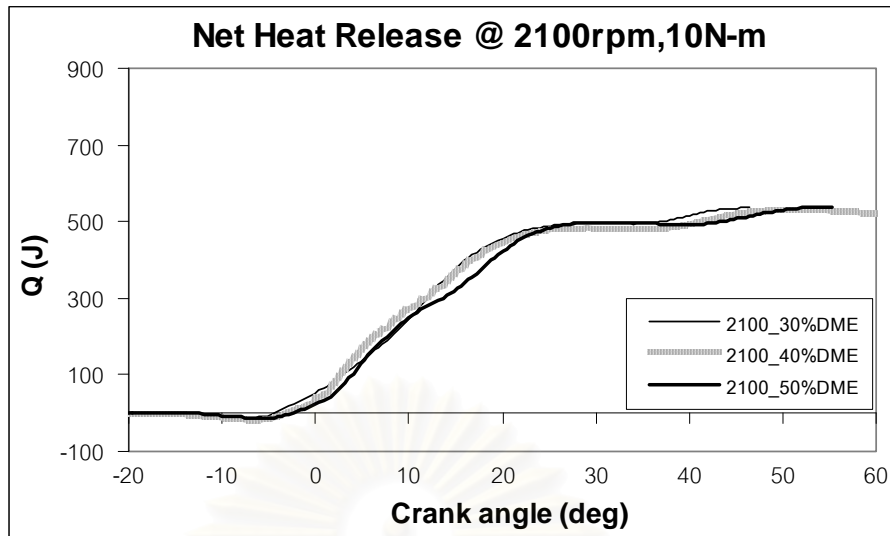


รูปที่ 7-45 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-46 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 1700 rpm
แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-47 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m

ค่าการปล่อยความร้อนสุทธินั้นเป็นเพียงปริมาณที่บ่งบอกว่ามีค่าการปล่อยความร้อนสุทธิเท่าใด แต่ไม่สามารถนำมาพิจารณาการเผาไหม้ว่ามีการเผาไหม้ที่ดีหรือไม่ โดยการจะพิจารณาการเผาไหม้นั้นจำเป็นต้องพิจารณาร่วมกับค่ากึ่งกลางการปล่อยความร้อนจากตารางที่ 7-9 ถึงตารางที่ 7-10 และ อัตราส่วนเปรียบเทียบช่วงการเผาไหม้จากตารางที่ 7-11 ถึงตารางที่ 7-12

โดยการเผาไหม้ที่ดีควรมีการปล่อยความร้อนสุทธิที่สูง จุดศูนย์กลางการเผาไหม้ควรเกิดใกล้จุดศูนย์ตายบน และมีการเผาไหม้ในช่วงแรกที่รวดเร็ว

ตารางที่ 7-14 แสดงค่าการปล่อยความร้อนสุทธิเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าการเพิ่มขึ้นของแรงบิดจะทำให้การปล่อยความร้อนสุทธิสูงขึ้นเนื่องจากต้องการกำลังที่สูงขึ้น

ตารางที่ 7-14 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่

Speed	Torque	การปล่อยความร้อนสุทธิ (J)		
		50%DME	40%DME	30%DME
rpm	N-m			
1400	10	482.69	478.43	464.60
1400	15	606.14	592.57	582.64
1400	20	760.34	731.06	715.21
1700	10	561.53	561.73	565.66
1700	15	640.05	646.84	599.14
1700	20	777.66	786.09	774.23
2100	10	537.70	533.13	535.52
2100	15	666.42	654.36	634.91
2100	20	811.56	802.68	760.55

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สำหรับค่าการปล่อยความร้อนสุทธิแสดงในตารางที่ 7-15 ซึ่งเมื่อพิจารณาที่แรงบิดเบรกคงที่ พบว่าการเพิ่มขึ้นของความเร็วยวจะทำให้การปล่อยความร้อนสุทธิสูงขึ้น เนื่องจากต้องการกำลังที่สูงขึ้น โดยเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบกันระหว่างเชื้อเพลิงทั้งสามสัดส่วนการผสม ไม่พบแนวโน้มที่ชัดเจน

ตารางที่ 7-15 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่

Torque	Speed	การปล่อยความร้อนสุทธิ (J)		
		50%DME	40%DME	30%DME
N-m	rpm			
10	1400	482.69	478.43	464.60
10	1700	561.53	561.73	565.66
10	2100	537.70	533.13	535.52
15	1400	606.14	592.57	582.64
15	1700	640.05	646.84	599.14
15	2100	666.42	654.36	634.91
20	1400	760.34	731.06	715.21
20	1700	777.66	786.09	774.23
20	2100	811.56	802.68	760.55

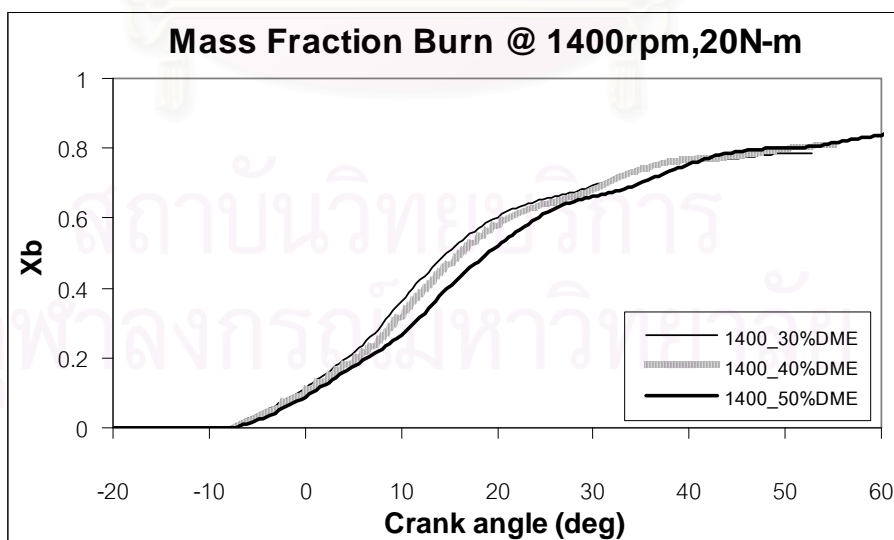
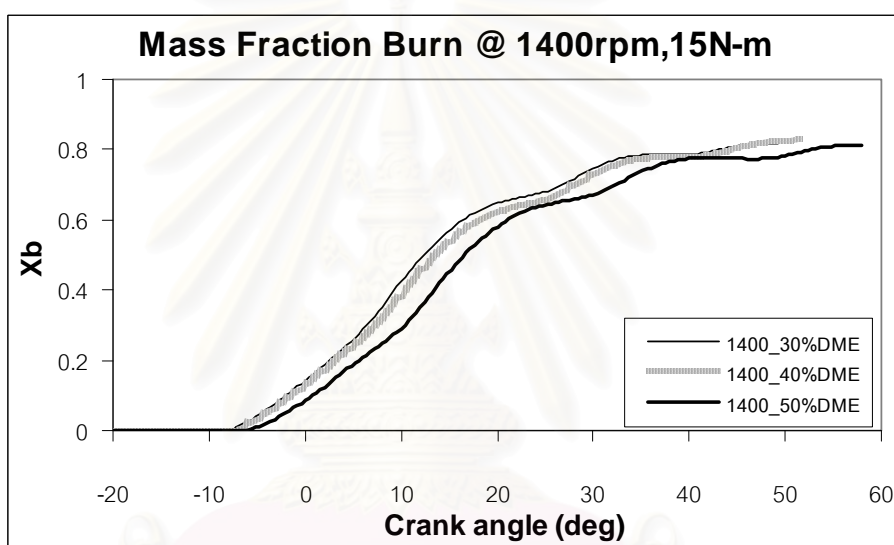
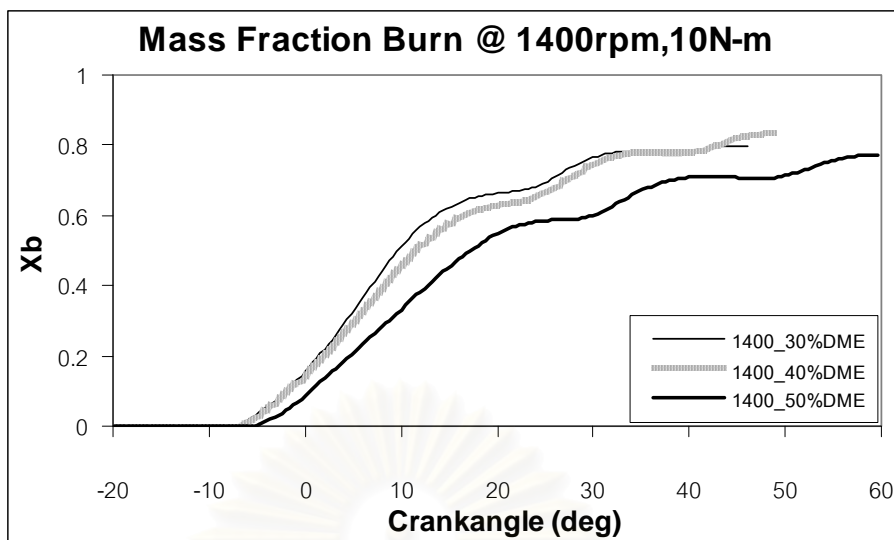
เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบกันระหว่างเชื้อเพลิงทั้งสามส่วนผสมโดยภาพรวมแล้ว เมื่อมีการเพิ่มสัดส่วน DME ในปาล์มไบโอดีเซล พบว่าค่าการปล่อยความร้อนสุทธิจะสูงขึ้น โดยสัดส่วน 50%DME มีค่าการปล่อยความร้อนสูงที่สุด และ 30%DME มีค่าการปล่อยความร้อนต่ำที่สุด

แต่การจะพิจารณาว่าอัตราส่วนผสมใดมีประสิทธิภาพการเผาไหม้ดีที่สุดต้องพิจารณาจากค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ด้วย ดังจะกล่าวในหัวข้อ 7.7

7.7 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

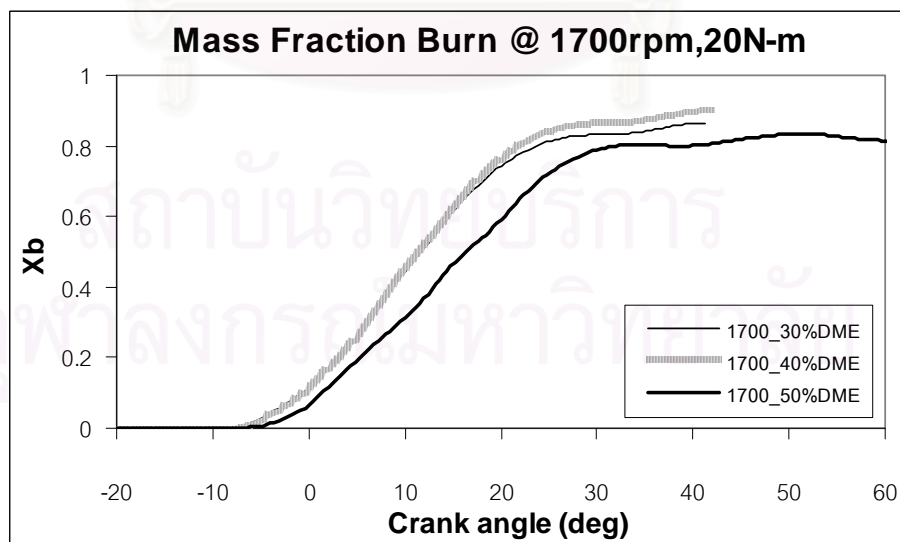
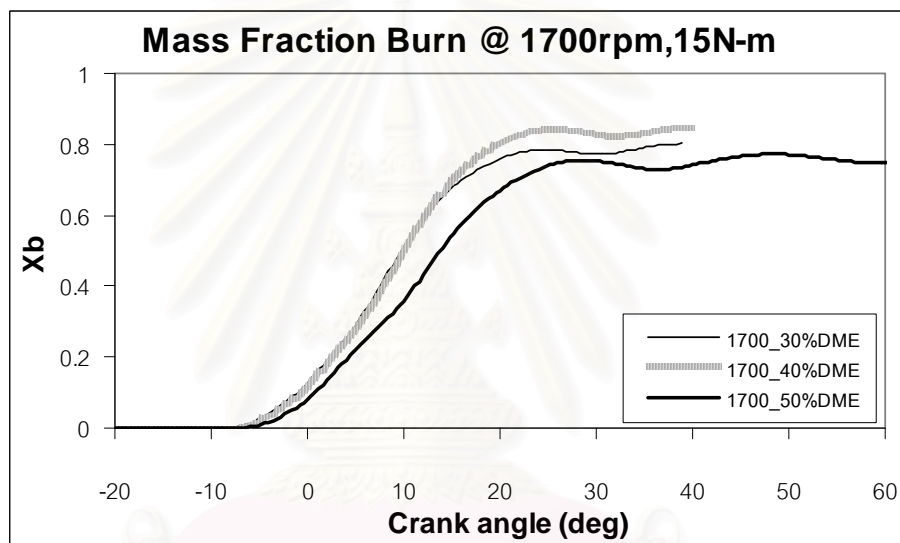
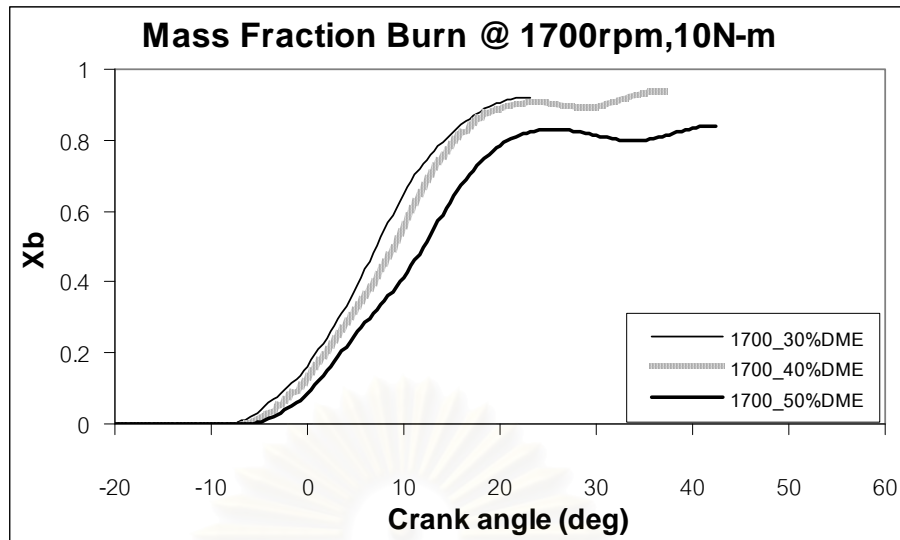
สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ คือ สัดส่วนของมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้ว ซึ่งแปรผันกับความร้อนที่ปล่อยออกมาจากเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ต่อค่าความร้อนของเชื้อเพลิง

รูปที่ 7-48 ถึงรูปที่ 7-50 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME

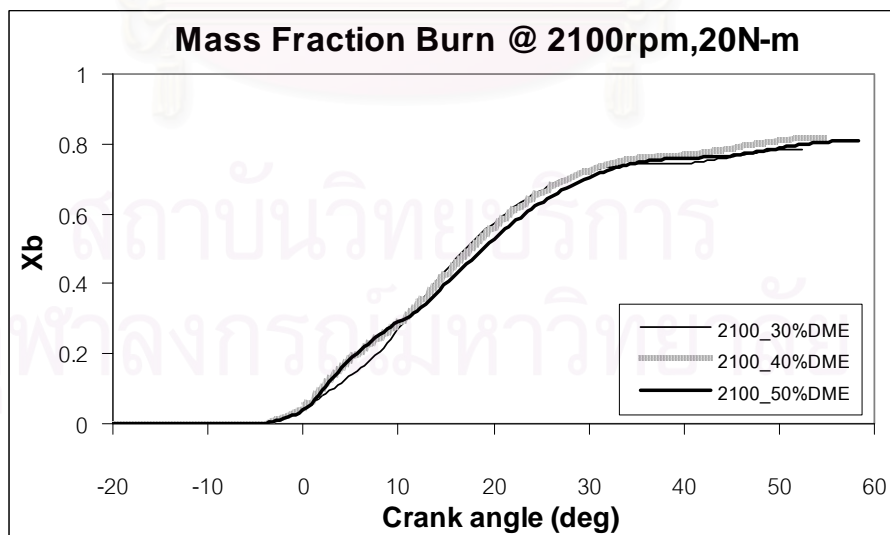
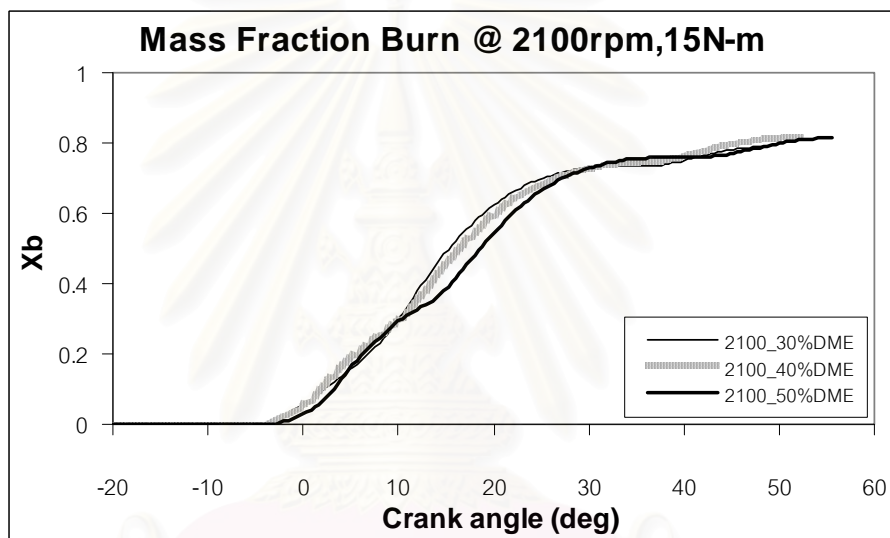
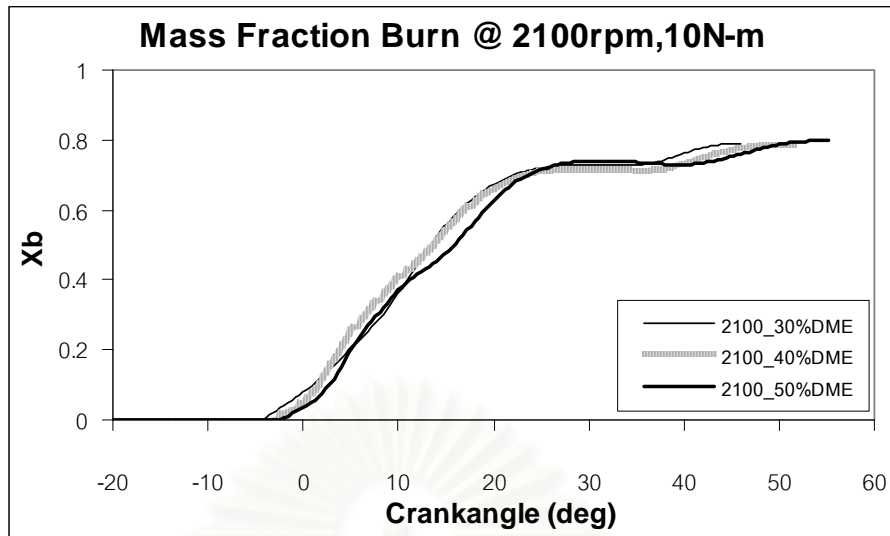


รูปที่ 7-48 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-49 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm
แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m



รูปที่ 7-50 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

แรงบิด 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m

เมื่อพิจารณาอัตราการปล่อยความร้อน การปล่อยความร้อนสุทธิ จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ และจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อน พบว่า 30%DME มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้มวลเชื้อเพลิงก่อน 40%DME ส่วน 50%DME จะมีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้มวลเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด ซึ่งสอดคล้องกับกราฟอัตราการปล่อยความร้อน การปล่อยความร้อนสุทธิ จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ และจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อน

จากรูปที่ 7-48 ถึงรูปที่ 7-50 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบคงที่ต่างๆ พบว่า ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิดเบรก 10 N-m พบว่า 30%DME และ 40%DME มีอัตราการเผาไหม้ที่สูงกว่า 50%DME โดย 30%DME มีอัตราการเผาไหม้สูงกว่า 40%DME เล็กน้อย เมื่อแรงบิดเบรกสูงขึ้น พบว่าของเชื้อเพลิงทั้งสามส่วนผสมมีอัตราการเผาไหม้ใกล้เคียงกันมากขึ้น ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm พบว่า 30%DME และ 40%DME จะมีอัตราการเผาไหม้สูงกว่า 50%DME ในทุกแรงบิดเบรก ส่วนที่ความเร็วรอบ 2100 rpm พบว่าเชื้อเพลิงทั้งสามส่วนผสมมีอัตราการเผาไหม้ใกล้เคียงกันในทุกแรงบิดเบรก

เมื่อพิจารณาที่แรงบิดเบรกคงที่ 10 N-m, 15 N-m และ 20 N-m ความเร็วรอบ 1400 rpm พบว่า 30%DME และ 40%DME มีอัตราการเผาไหม้ที่สูงกว่า 50%DME โดย 30%DME มีอัตราการเผาไหม้สูงกว่า 40%DME เล็กน้อย เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นเป็น 1700 rpm พบว่า 30%DME และ 40%DME มีอัตราการเผาไหม้ที่สูงขึ้น โดยแตกต่างจาก 50%DME มากขึ้น เมื่อเพิ่มความเร็วรอบเป็น 2100 rpm พบว่าเชื้อเพลิงทั้งสามส่วนผสมจะมีอัตราการเผาไหม้ที่ใกล้เคียงกันมาก

จากกราฟสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ รูปที่ 7-48 ถึงรูปที่ 7-50 มีค่าดังตารางที่ 7-16 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบคงที่ และตารางที่ 7-17 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่แรงบิดคงที่

ตารางที่ 7-16 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบคงที่

Speed	Torque	Mass Fraction Burn		
		50%DME	40%DME	30%DME
rpm	N-m			
1400	10	0.77	0.84	0.80
1400	15	0.81	0.83	0.82
1400	20	0.85	0.81	0.79
1700	10	0.84	0.94	0.92
1700	15	0.78	0.85	0.80
1700	20	0.84	0.90	0.87
2100	10	0.80	0.79	0.79
2100	15	0.81	0.82	0.79
2100	20	0.81	0.82	0.79

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 7-17 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่แรงบิดคงที่

Torque	Speed	Mass Fraction Burn		
		50%DME	40%DME	30%DME
N-m	rpm			
10	1400	0.77	0.84	0.80
10	1700	0.84	0.94	0.92
10	2100	0.80	0.79	0.79
15	1400	0.81	0.83	0.82
15	1700	0.78	0.85	0.80
15	2100	0.81	0.82	0.79
20	1400	0.85	0.81	0.79
20	1700	0.84	0.90	0.87
20	2100	0.81	0.82	0.79

จากตารางที่ 7-16 ถึงตารางที่ 7-17พบว่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้จากการใช้ 40%DME มีค่าสูงที่สุด ซึ่งสอดคล้องกับประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่า ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ต่ำที่สุด ซึ่งพบว่ามีค่าสอดคล้องกับประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก

จากตารางที่ 7-18 โดยภาพรวมพบว่า DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุด ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 1400 rpm แรงบิด 20 N-m พบว่า 50%DME จะมีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุด และที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10 N-m พบว่า 50%DME มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุด ซึ่งพบว่าสอดคล้องกับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรค

ตารางที่ 7-18 แสดงผลของสัดส่วน DME ในปาล์มไบโอดีเซลที่มีการเผาไหม้ดีที่สุดในแต่ละจุด

ทดสอบ

Speed	Torque	สัดส่วน %DME ที่ผสมในปาล์มไบโอดีเซลที่มีการเผาไหม้ดีที่สุด		
		50%DME	40%DME	30%DME
rpm	N-m			
1400	10		√	
1400	15		√	
1400	20	√		
1700	10		√	
1700	15		√	
1700	20		√	
2100	10	√	√	√
2100	15		√	
2100	20		√	

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

7.8 สรุปผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้

7.8.1 สรุปผลการทดสอบ

ก. จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง

การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า โดย DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME และ 40%DME มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงใกล้เคียงกัน ส่วน 50%DME มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ากว่า

ข. จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง

การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า โดย DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเร็วที่สุด ส่วน 50%DME มีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด

ค. ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง

การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงยาวขึ้น โดย 30%DME มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงสั้นที่สุด ส่วน 50%DME มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงยาวที่สุด

ง. อัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร

การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้อัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรเพิ่มขึ้น โดย 30%DME มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรต่ำที่สุด ส่วน 50%DME มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรสูงที่สุด

จ. ความดันในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ล่วงหน้า

การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้ความดันในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ล่วงหน้าต่ำลง โดย 30%DME มีความดันในห้องเผาไหม้สูงที่สุด ส่วน 50%DME มีความดันในห้องเผาไหม้ต่ำที่สุด

ฉ. จุดเริ่มต้นการเผาไหม้

การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้าขึ้น โดย 30%DME และ 40%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ใกล้เคียงกัน ส่วน 50%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด

ช. จุดสิ้นสุดการเผาไหม้

การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้า โดย 30%DME มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้เร็วที่สุด ส่วน 50%DME มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด

ซ. ช่วงการเผาไหม้

การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้ช่วงการเผาไหม้ยาวขึ้น โดย 30%DME มีช่วงการเผาไหม้สั้นที่สุด ส่วน 50%DME มีช่วงการเผาไหม้ยาวที่สุด

ฉ. จุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อน

การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนห่างจากจุดศูนย์กลางตายบนมากขึ้น โดย 30%DME มีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนใกล้จุดศูนย์กลางตายบนมากที่สุด ส่วน 50%DME มีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนห่างจากจุดศูนย์กลางตายบนมากที่สุด

ฎ. อัตราส่วนเปรียบเทียบช่วงการเผาไหม้

การเพิ่มสัดส่วน DME ไม่มีผลต่ออัตราส่วนเปรียบเทียบช่วงการเผาไหม้

ฏ. การปล่อยความร้อนสุทธิ

การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้การปล่อยความร้อนสุทธิสูงขึ้น โดย 30%DME มีการปล่อยความร้อนสุทธิต่ำที่สุด ส่วน 50%DME มีการปล่อยความร้อนสุทธิสูงสุด

ฐ. สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

การเพิ่มสัดส่วน DME จาก 30%DME เป็น 40%DME มีผลทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงขึ้น แต่เมื่อเพิ่มสัดส่วน DME เป็น 50%DME มีผลทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ต่ำลง

7.8.2 วิเคราะห์การเผาไหม้

จากสรุปผลการทดสอบ โดยเชื้อเพลิงทั้งสามสัดส่วนผสมมีอัตราการเผาไหม้ในช่วงแรกที่ใกล้เคียงกัน สามารถวิเคราะห์การเผาไหม้ได้ดังนี้

ก. จากการพิจารณา DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME สรุปได้ว่า

50%DME มีการปล่อยความร้อนสุทธิสูงสุด แต่การปล่อยความร้อนส่วนใหญ่เกิดในช่วงจังหวะการคาย ดังนั้นพลังงานความร้อนที่ปล่อยออกมาจึงสูญเสียไปในจังหวะการคายเป็นส่วนใหญ่ ดังนั้นจึงมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรคต่ำที่สุด และจากการที่ 50%DME มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ล่าช้าที่สุดจึงมีอุณหภูมิไอเสียสูงสุด ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบสมรรถนะ

ข. จากการพิจารณา DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME สรุปได้ว่า

จากการที่ 40%DME มีการปล่อยความร้อนสุทธิต่ำกว่า 50% DME แต่การปล่อยความร้อนส่วนใหญ่เกิดใกล้จุดศูนย์กลางตายบนมากกว่า 50%DME จึงมีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูง ดังนั้นจึงมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรคสูงที่สุด และจากการที่ 40%DME มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ก่อน 50%DME แต่ล่าช้ากว่า 30%DME จึงมีอุณหภูมิไอเสียต่ำกว่า 50%DME แต่สูงกว่า 30%DME ซึ่งมีความสอดคล้องกับผลการทดสอบสมรรถนะ

ค. จากการพิจารณา DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME สรุปได้ดังนี้

30%DME มีการปล่อยความร้อนสุทธิต่ำกว่า 50%DME มีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ใกล้เคียงกับ 50%DME แต่มีค่ากึ่งกลางการปล่อยความร้อนใกล้จุดศูนย์ตายบนมากที่สุด จึงมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรคสูงกว่า 50%DME ซึ่งมีความสอดคล้องกับผลการทดสอบสมรรถนะ

30%DME มีจุดศูนย์กึ่งกลางการปล่อยความร้อนใกล้จุดศูนย์ตายบนมากที่สุด แต่มีการปล่อยความร้อนสุทธิต่ำกว่า 40%DME รวมทั้งมีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ต่ำกว่า 40%DME จึงมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรคต่ำกว่า 40%DME ซึ่งมีความสอดคล้องกับผลการทดสอบสมรรถนะ

จากการที่ 30%DME มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้เร็วที่สุด ทำให้มีอุณหภูมิไอเสียต่ำที่สุด ซึ่งมีความสอดคล้องกับผลการทดสอบสมรรถนะ

บทที่ 8

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

8.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลของสัดส่วนการผสมระหว่าง DME กับ ปาล์มไบโอดีเซลที่มีผลต่อสมรรถนะและลักษณะการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อใช้ชุดขับเคลื่อนเชื้อเพลิงมาตรฐาน โดยการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ สรุปผลได้ดังนี้

8.1.1 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ

ก. ที่สภาวะภาระสูงสุด แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงคือ 40.36 N-m

- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME คือ 24.68 N-m ซึ่งต่ำกว่าการใช้ไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงประมาณ 38.85%
- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME คือ 32.34 N-m ซึ่งต่ำกว่าการใช้ไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงประมาณ 19.87%
- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME คือ 33.29 N-m ซึ่งต่ำกว่าการใช้ไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงประมาณ 17.52%

ข. ที่สภาวะภาระสูงสุด อัตราสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรกจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลมีค่า 13.25-14.66 MJ/kW-h

- อัตราสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรกจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีค่า 12.45-13.91 MJ/kW-h ซึ่งต่ำกว่าการใช้ปาล์มไบโอดีเซลประมาณ 0.55-5.96%
- อัตราสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรกจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีค่า 11.76-13.99 MJ/kW-h ซึ่งต่ำกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซลประมาณ 4.58-11.19%
- อัตราสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรกจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีค่า 10.72-13.64 MJ/kW-h ซึ่งต่ำกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซลประมาณ 6.95-19.04%

ค. ที่สภาวะภาระสูงสุด ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรกจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลมีค่า 24.55-27.18%

- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรกจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีค่า 25.89-28.90% ซึ่งสูงกว่าการใช้ปาล์มไบโอดีเซลประมาณ 0.55-6.34%
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรกจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีค่า 25.73-30.60% ซึ่งสูงกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซลประมาณ 4.80-12.60%
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรกจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีค่า 26.39-33.57% ซึ่งสูงกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซลประมาณ 7.47-23.51%

ง. ที่สภาวะภาระสูงสุด อุณหภูมิไอเสียของปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าสูงที่สุด และอุณหภูมิไอเสียของ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME จะมีค่าต่ำที่สุด ซึ่งสอดคล้องกับแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้ ดังนี้

- อุณหภูมิไอเสียของปาล์มไบโอดีเซลมีค่าสูงที่สุดที่ $528-599^{\circ}\text{C}$
- อุณหภูมิไอเสียของ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME คือ $343.9-455^{\circ}\text{C}$
- อุณหภูมิไอเสียของ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME คือ $439.8-559.1^{\circ}\text{C}$
- อุณหภูมิไอเสียของ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME คือ $465.8-590.4^{\circ}\text{C}$

จ. ที่สภาวะภาระสูงสุดค่าควันดำของโอดีเซลมีค่าควันดำ 5.97-6.19BSN ส่วนกรณีใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในทุกส่วนผสมมีค่าใกล้เคียงกันดังนี้

- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีค่าควันดำ 0.07-0.08BSN ซึ่งต่ำกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซล 98.66-98.82%
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีค่าควันดำ 0.09-0.15BSN ซึ่งต่ำกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซล 97.52-98.44%
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีค่าควันดำ 0.15-0.22BSN ซึ่งต่ำกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซล 97.43-98.45%

ฉ. ที่สภาวะภาระบางส่วน อัตราสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรคจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลคือ 13.06-18.67 MJ/kW-h

- โดยภาพรวม ค่าอัตราสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรคที่จากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีค่า 12.71-19.08 MJ/kW-h ซึ่งสูงกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซลประมาณ 0.69-8.99%
- ค่าอัตราสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรคจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีค่า 12.36-19.05 MJ/kW-h ซึ่งต่ำกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซลที่ความเร็วรอบ 1400 และ 1700 rpm ประมาณ 2.15-5.71% และมีค่าสูงกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซลที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ประมาณ 1.44-2.03%
- ค่าอัตราสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรคจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีค่า 12.71-19.22 MJ/kW-h ซึ่งต่ำกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซลที่ความเร็วรอบ 1400 และ 1700 rpm ประมาณ 0.52-5.10% และมีค่าสูงกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซลที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ประมาณ 0.53-2.94%

ช. ที่สภาวะภาระบางส่วน ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรคจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลคือ 19.28-27.54%

- โดยภาพรวม ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรคจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีค่า 18.86-28.33% ซึ่งสูงกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซลประมาณ 0.56-2.86%
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรคจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME จะมีค่า 18.90-29.12% ซึ่งสูงกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซลที่ความเร็วรอบ 1400 และ 1700 rpm ประมาณ 1.00-6.94% และมีค่าต่ำกว่าที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ประมาณ 1.42-1.99%
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานจำเพาะเบรคจากการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีค่า 18.73-28.32% ซึ่งสูงกว่ากรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซลที่ความเร็วรอบ 1400 และ 1700 rpm ประมาณ 0.53-5.37% และมีค่าต่ำกว่าที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ประมาณ 0.53-2.86%

ซ. ที่สภาวะภาระบางส่วน แนวน้ำมันของอุณหภูมิไอเสียจะมีค่าสูงตามปริมาณสัดส่วนการผสม DME ในปาล์มไบโอดีเซลที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากมีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ล่าช้าที่สุด (จากผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้)

ฅ. ค่าควันท่ำที่ภาระบางส่วนจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าใกล้เคียงกับการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในทุกส่วนผสม

- ค่าควันท่ำจากกรณีใช้ปาล์มไบโอดีเซลที่ภาระบางส่วนคือ 0.067-0.08BSN
- ค่าควันท่ำจากกรณีใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME คือ 0.047-0.073BSN
- ค่าควันท่ำจากกรณีใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME คือ 0.053-0.073BSN
- ค่าควันท่ำจากกรณีใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME คือ 0.053-0.08BSN

8.1.2 สรุปผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้

ก. ความดันสูงสุดที่ทางเข้าหัวฉีดของเครื่องยนต์มีค่าสูงสุดในช่วง 330-460 bar

ข. การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง(SOI)ล่าช้า โดย 30%DME และ 40%DME มีองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ใกล้เคียงกัน แต่ 50%DME มีแวนน้ำมันการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ากว่า 30%DME และ 40%DME ในช่วง 0.4-2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง

ค. การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้อัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อองศาเพลลาข้อเหวี่ยงลดลง ดังนี้

- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงสูงสุดไม่เกิน 1.70 mg/Degree
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงสูงสุดไม่เกิน 1.55 mg/Degree
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงสูงสุดไม่เกิน 1.10 mg/Degree

ง. การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงยาวนานขึ้น ดังนี้

- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงสูงสุด 64.4 องศาเฟลาซ็อเหวียง
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงสูงสุด 68.0 องศาเฟลาซ็อเหวียง
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงสูงสุด 78.0 องศาเฟลาซ็อเหวียง

จ. การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้อัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรสูงสุดเพิ่มขึ้น ดังนี้

- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิง 26.55 mg/cycle
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิง 27.72 mg/cycle
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิง 29.37 mg/cycle

ฉ. การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้หลักลดลง ดังนี้

- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้หลัก 72.46 บาร์
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้หลัก 70.82 บาร์
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้หลัก 68.71 บาร์

ช. การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนห่างจากจุดศูนย์กลางตายบนมากขึ้น ดังนี้

- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนห่างจากจุดศูนย์กลางตายบนมากที่สุดที่ตำแหน่ง 15.53 องศาเฟลาซ็อเหวียง
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนห่างจากจุดศูนย์กลางตายบนมากที่สุดที่ตำแหน่ง 16.22 องศาเฟลาซ็อเหวียง
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนห่างจากจุดศูนย์กลางตายบนมากที่สุดที่ตำแหน่ง 16.91 องศาเฟลาซ็อเหวียง

ข. การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดเริ่มต้นการเผาไหม้(SOC)ล่าช้าขึ้น ดังนี้

- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้อยู่ในช่วง -10 ถึง -7.2 องศาเซลเซียส
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้อยู่ในช่วง -10 ถึง -6.4 องศาเซลเซียส
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้อยู่ในช่วง -9.6 ถึง -5.6 องศาเซลเซียส

สรุปได้ว่า DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME และ 40%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ใกล้เคียงกัน แต่ 50%DME จะมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้ากว่า 30%DME และ 40%DME ในช่วง 0.4-1.6 องศาเซลเซียส

ฅ. การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้ช่วงการเผาไหม้(Burn duration)ยาวขึ้น ดังนี้

- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีช่วงการเผาไหม้คือ 32.0-59.6 องศาเซลเซียส
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีช่วงการเผาไหม้คือ 46.0-62.0 องศาเซลเซียส
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีช่วงการเผาไหม้คือ 50.0-85.2 องศาเซลเซียส

ฉ. การเพิ่มสัดส่วน DME โดยภาพรวมมีผลทำให้การปล่อยความร้อนสูงขึ้นดังนี้

- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีการปล่อยความร้อนสุทธิอยู่ในช่วง 464.60-774.23 J
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีการปล่อยความร้อนสุทธิอยู่ในช่วง 478.43-802.68 J
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีการปล่อยความร้อนสุทธิอยู่ในช่วง 482.69-811.56 J

เมื่อพิจารณาจากการปล่อยความร้อนร่วมกับสมรรถนะ พบว่าการปล่อยความร้อนที่สูงขึ้นเมื่อมีการเพิ่มสัดส่วน DME ขึ้นเป็น 40%DME จะทำให้มีประสิทธิภาพที่ดีขึ้น แต่ถ้าเราเพิ่มปริมาณ DME ขึ้นเป็น 50%DME พบว่าการปล่อยความร้อนที่เพิ่มขึ้นไม่ทำให้มีประสิทธิภาพที่ดีขึ้น เนื่องจากการปล่อยความร้อนส่วนใหญ่เกิดขึ้นในช่วงการคาย ดังนั้นความร้อนส่วนใหญ่จึงสูญเสียไปในจังหวะการคาย

พิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าเมื่อมีการเพิ่มแรงบิดจะทำให้การปล่อยความร้อน
สุทธิสูงขึ้น

ฎ. การเพิ่มสัดส่วน DME เป็น 40%DME มีผลทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงขึ้น
แต่เมื่อเพิ่มสัดส่วน DME เป็น 50% DME พบว่า มีผลทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ลดลง
อีก ดังนี้

- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 30%DME มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่
เผาไหม้อยู่ในช่วง 0.79-0.92
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 40%DME มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่
เผาไหม้อยู่ในช่วง 0.79-0.94
- DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่
เผาไหม้อยู่ในช่วง 0.77-0.85

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 8-1 ตารางแสดงผลของ SOI, EOI และ SOC

Speed	T	SOI	SOI	SOI	EOI	EOI	EOI	SOC	SOC	SOC
		50%DME	40%DME	30%DME	50%DME	40%DME	30%DME	50%DME	40%DME	30%DME
(rpm)	(Nm)	(CA)	(CA)	(CA)	(CA)	(CA)	(CA)	(CA)	(CA)	(CA)
1400	10	-11.2	-13.6	-13.6	57.6	46.8	42.8	-7.6	-9.2	-9.2
1400	15	-13.6	-13.6	-13.6	55.6	48.8	43.2	-8.8	-9.6	-10.0
1400	20	-12.4	-13.6	-13.6	66.4	53.6	46.4	-9.6	-10.0	-10.0
1700	10	-9.2	-9.6	-10	58.4	35.2	31.2	-7.6	-8.8	-8.8
1700	15	-9.2	-9.6	-10	62.4	53.2	50.4	-8.6	-9.2	-9.6
1700	20	-9.6	-10	-10	64.8	57.6	55.2	-9.2	-9.2	-9.2
2100	10	-12.4	-13.6	-13.2	45.2	42.8	39.2	-5.6	-6.4	-7.2
2100	15	-12.4	-13.6	-13.6	50.8	43.2	40.0	-6.0	-7.2	-7.2
2100	20	-12.4	-13.6	-13.6	57.6	53.6	50.8	-6.8	-7.2	-7.2

ตารางที่ 8-2 ตารางแสดงผลของ Ignition delay, EOC และ Burn Duration

Speed	T	Ignition delay	Ignition delay	Ignition delay	EOC	EOC	EOC	Burn Duration	Burn Duration	Burn Duration
		50%DME	40%DME	30%DME	50%DME	40%DME	30%DME	50%DME	40%DME	30%DME
(rpm)	(Nm)	(CA)	(CA)	(CA)	(CA)	(CA)	(CA)	(CA)	(CA)	(CA)
1400	10	-3.6	-4.4	-4.4	59.6	48.8	46.0	67.2	58.0	55.2
1400	15	-4.8	-4.0	-3.6	58.0	51.6	46.0	66.8	61.2	56.0
1400	20	-2.8	-3.6	-3.6	67.2	55.2	52.8	76.8	65.2	62.8
1700	10	-1.6	-0.8	-1.2	65.2	37.2	23.2	72.8	46.0	32.0
1700	15	-0.6	-0.4	-0.4	76.4	40.0	38.8	85.0	49.2	48.4
1700	20	-0.4	-0.8	-0.8	75.2	42.0	41.2	84.4	51.2	50.4
2100	10	-6.8	-7.2	-6.0	55.2	51.6	46.0	60.8	58.0	53.2
2100	15	-6.4	-6.4	-6.4	55.6	52.4	48.4	61.6	59.6	55.6
2100	20	-5.6	-6.4	-6.4	58.4	54.4	52.8	65.2	61.6	60.0

8.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลด้วยสัดส่วนที่มากกว่า 40% จะสร้างแรงบิดเบรกสูงสุดได้ต่ำ เนื่องจากคุณสมบัติการอัดตัวที่สูง ทำให้มีการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้า และมีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ต่ำ แต่มีช่วงการฉีดที่ยาว และมีการเผาไหม้ส่วนมากเกิดขึ้นช่วงหลังศูนย์ตายบน ทำให้ได้แรงบิดเบรกสูงสุดต่ำ และมีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรกที่สูง อาจแก้ไขได้โดยการปรับลดความดันการฉีดเชื้อเพลิงให้ต่ำลง อีกทั้งเนื่องจาก DME มีสถานะเป็นแก๊สที่อุณหภูมิห้อง การนำไปใช้จึงต้องมีการเพิ่มความดันในระบบเชื้อเพลิงและควรวางระบบระบายความร้อนสำหรับระบบเชื้อเพลิงเพื่อไม่ให้มีปัญหา vapor lock

8.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป

ก. ควรมีการศึกษาถึงผลของการปรับลดความดันการยกเข็มหัวฉีดที่ค่าต่างๆ เพื่อให้สามารถใช้กับสัดส่วน DME สูงกว่า 40% ได้ดีขึ้น

ข. ปรับปรุงระบบหล่อเย็นเครื่องยนต์เพื่อลดปัญหาการเกิด vapor lock

รายการอ้างอิง

- [1] Troy A. Semelsberger, Rodney L. Borup, Howard L. Greene. Dimethyl ether (DME) as an alternative fuel. Journal of Power Sources. 156 (2006): 497-511.
- [2] Hyun Kyu Suh, Chang Sik Lee. Experimental and analytical study on the spray characteristics of dimethyl ether (DME) and diesel fuels within a common-rail injection system in a diesel engine. Fuel. 87 (2008): 925-932.
- [3] E. Christian Ihmels, Eric W. Lemmon. Experimental densities, vapor pressures, and critical point, and a fundamental equation of state for dimethyl ether. Fluid Phase Equilibria. 260 (2007): 36-48.
- [4] Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Singapore: McGraw-Hill, 1988.
- [5] D. Cipolat. Analysis of energy release and NO_x emissions of a CI engine fuelled on diesel and DME. Applied Thermal Engineering. 27 (2007): 2095-2103.
- [6] สุรพล ราชภูริบุญ. วิศวกรรมการบำรุงรักษา. กรุงเทพมหานคร: ซีเอ็ดดูเคชั่น, 2545.
- [7] Yu C.W., Bari S, and Ameen A. A comparison of combustion characteristics of waste cooking oils as fuel in a D.I. Diesel Engine. Proc. I. MECH. E. part D journal of automobile engineering. 216 (2002): 237-243.
- [8] Rosseel, E. and Sierens, R., The Physical and the Chemical Part of the Ignition Delay in Diesel Engines. SAE paper 961123 (1996).
- [9] Lyn, W. T. Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engine. IX Symposium (International) on Combustion (1962): 1069-1080.
- [10] Li, J., Zhou, L., Pan, K., Jiang, D. and Chae, J., Evaluation of the Thermodynamic Process of Indirect Injection Diesel Engines by the First and Second Law. SAE paper 952055 (1995).
- [11] Rothrock, A. M., the N. A. C. A. Apparatus for Studying the Formation and Combustion of Fuel Sprays and the Results from Preliminary Tests. N. A. C. A. report 429 (1931).

- [12] คณิต วัฒนวิเชียร, A Comparative Analysis of Engine 's Combustion and Performance of an OEM IDI Diesel engine fuelled with diesohol and diesel fuel. ในรายงานการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 18, 18-20 ตุลาคม 2547. ณ จังหวัดขอนแก่น.
- [13] สุพิชณ์ ไตรภพภูมิ. การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาามหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2548.
- [14] จักรกฤษ ตั้งรัตนโสภณ. การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาามหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.
- [15] Rolf Egnell. Comparison of Heat Release and NOx Formation in a DI Diesel Engine Running on DME and Diesel Fuel. SAE paper 2001-01-0651 (2001).
- [16] Gisoo Hyun, Mitsuharu Oguma and Shinichi Goto Spray and Exhaust Emission Characteristics of a Biodiesel Engine Operating with the Blend of Plant Oil and DME. SAE paper 2002-01-0864 (2002).
- [17] S.C. Sorenson and Svend-Erik Mikkelsen Performance and Emissions of a 0.273 Liter Direct Injection Diesel Engine Fuelled with Neat Dimethyl Ether. SAE paper 950064 (1995).
- [18] Constantine Arcoumanis, Choongsik Bae, Roy Crookes, Eiji Kinoshita. The potential of di-methyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review. Fuel. 87 (2008): 1014-1030.
- [19] กิตติภาพ วัชรวิสุนธรา, พัชร์ ขจรธรรม, เมธัส พูลสวัสดิ์ และ เมธี เกียรติสกุลพันธ์. การประยุกต์ใช้ไดเมทิลอีเทอร์ (DME) เป็นเชื้อเพลิงทดแทนสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายใน. วิทยานิพนธ์ปริญญาามหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.
- [20] Ho Teng, James C. McCandless and Jeffrey B. Schneyer. Viscosity and Lubricity of (Liquid) Dimethyl Ether – An Alternative Fuel for Compression-Ignition Engines. SAE paper 2002-01-0862 (2002).

- [21] McCutchen, R. 1981. Vegetable oil as a diesel fuel-soybean oil. Beyond the Energy Crisis -- Opportunity and Challenge Volume III. Third International Conference on Energy Use Management. Berlin (West). Eds. R. A. Fazzolare and C. R. Smith, 1679-86. Pergamon Press, Oxford.
- [22] Bacon, D. M., F. Brear, I. D. Moncrieff, and K. L. Walker. 1981. The use of vegetable oils in straight and modified form as diesel engine fuels. Beyond the Energy Crisis -- Opportunity and Challenge Volume III. Third International Conference on Energy Use Management. Berlin (West). Eds. R. A. Fazzolare and C. R. Smith, 1525-33. Pergamon Press, Oxford.
- [23] Fuls, J., Hawkins, C.S., Hugo, F.J.C. Tractor engine performance on sunflower oil fuel. Journal of Agricultural Engineering Research. Res. 30, 29, 1984.
- [24] Ziejewski, M. and K. R. Kaufman. 1982. Endurance test of a sunflower oil/diesel fuel blend. SAE paper 820257 (1982).
- [25] ดิศ มิน ฟาน. การศึกษาการเผาไหม้ของระบบเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้ ก๊าซหุงต้มในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลวงหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาดุษฎีบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2549.
- [26] คณิต วัฒนวิเชียร, วรวิมล กฤษดาธิการ. การพัฒนาเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลสูตรน้ำ. ใน รายงานการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 21, 17-19 ตุลาคม 2550. ณ จังหวัดชลบุรี.
- [27] นายอดิธิ จิตรานูเคราะห์. การศึกษาการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดขนาดเล็ก. วิทยานิพนธ์ปริญญาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.
- [28] ISO 3046 Internal Combustion Engines – Performance Part 1 - Engines for land, rail-traction and marine use - Standard reference conditions and declamations of power, fuel consumption and lubricating oil consumption.
- [29] British Standard. BS 1042. Measurement of Fluid Flow in Closed Conduits. Section 1.1, Specification for Square-edged Orifice plates, Nozzles and Venturi Tubes inserted in Circular cross-section; Conduits running full. 2nd ed. BIS standard, 1992.
- [30] Cited in Kastner, L.J. The air box method of measuring air consumption. Proc. I. Mech. E., 1947, 194.

[31] DieselNet. Emission Test Cycles: European Stationary Cycle(ESC)[Online].

Available from: <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/esc.html>. [2007, March 24].



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บรรณานุกรม

ภาษาไทย

จักร์กฤษ ตั้งรัตนโสภณ. การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือก ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.

ดีศ มิน ฟาน. การศึกษาการเผาไหม้ของระบบเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้ก๊าซหุงต้มในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2549.

พิสุทธิ ธนบดีภัทร์. การศึกษาเปรียบเทียบผลของการใช้ดีเซลไฮดรอลิคต่อการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ CI. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2546.

วิรุทธิ์ เกื้อกิตติวงศ์. การพัฒนาเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้าให้เป็นอุปกรณ์ต้นแบบสำหรับสังเกตการณ์ การเผาไหม้แบบอัดตัวของละอองฝอย. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2547.

สุพิชฌน์ ไตรภพภูมิ. การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2548.

อนันต์ จิตรานุกเคราะห์. การศึกษาการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดขนาดเล็ก. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.

ภาษาอังกฤษ

Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Singapore: McGraw-Hill, 1988.



ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ก

มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบเครื่องยนต์ [28]

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ก

มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับทดสอบเครื่องยนต์ [28]

International Combustion Engines - Performance

Part 1 - Engines for land, rail-traction and marine use - Standard reference conditions and declarations of power, fuel consumption and lubricating oil consumption

ก.1 Scope

This report of ISO 3046 specifies the standard reference conditions and the methods of declaring of power, fuel consumption and lubricating oil consumption for reciprocating internal combustion engines using liquid or gaseous for particular engine applications.

ก.2 Field of application

This part of ISO 3046 covers reciprocating internal combustion engines for land, rail-traction and marine use, excluding engines to propel agricultural tractors, road vehicles and aircraft.

This part of ISO 3046 may be applied to engines used to proper road construction and earth-moving machines, industrial trucks and for other applications where no suitable International Standard for these engines exist.

ก.3 References

ISO1000, SI units and recommendation for the use of their multiples and of certain other units.

ISO 1204, Reciprocating internal combustion engines - Designation of the direction of rotation.

ISO 1205, Reciprocating internal combustion engines - Designation of the direction of cylinders.

ISO 1585, Road vehicles - Engine test code - Net power.

ISO 2534, Road vehicles - Engine test code - Gross power.

ISO 2710, Reciprocating internal combustion engines - General definitions.

ISO 3046/2, Reciprocating internal combustion engines - Performance - Part 2 :
Engine tests.

ISO 3046/4, Reciprocating internal combustion engines - Performance - Part 4 :
Speed governing.

ISO 3046/6, Reciprocating internal combustion engines - Performance - Part 6 :
Overspeed protection

n.4 Units and terms

n.4.1 The units used are those of the International System of Units (SI Unit) described in ISO 1000.

n.4.2 The general engine terms used are as defined in ISO 2710.

n.5 Standard reference conditions

For the purpose of determining the power and fuel consumption of engines, the following standard reference conditions shall be used :

Total barometric pressure :

$$P_r = 100 \text{ kPa}$$

Air temperature :

$$T_r = 300 \text{ K (27 } ^\circ\text{C)}$$

Relative humidity :

$$\phi_r = 60 \%$$

Charge air coolant temperature :

$$T_{cr} = 300 \text{ K (27 } ^\circ\text{C)}$$

If other reference conditions are chosen, these shall be stated.

NOTES

1. Relative humidity of 60% corresponds to a water vapor pressure of 2,133 kPa (16 mmHg) at a temperature of 300 K.
2. The air density at the standard reference conditions is equivalent to that at 98 kPa (376 mmHg) and 20 °C and to that at 101 kPa (760 mmHg) and 30 °C
3. For automotive type inboard and outboard marine propulsion engines, the standard reference conditions in ISO 1585 and ISO 2534 may be applied but they shall be stated.

ก.6. Auxiliaries

ก.6.1 Introduction

In order to show alertly the conditions under which a power is determined, it is necessary to distinguish those auxiliaries which affect the final shaft output of the engine and also those which are necessary for the continuous or repeated use of the engine. Items of equipment fitted to the engine and without which the engine could not in any circumstance operate at its declared power are considered to be engine components and are not therefore, classed as auxiliaries.

(Such as fuel injection pump, exhaust turbocharger and charge air cooler are in this category of engine components.)

ก.6.2 dependent auxiliary : Item of equipment, the presence or absence of which affects the final shaft output of the engine.

ก.6.3 independent auxiliary : Item of equipment which uses power supplied from a source other than the engine.

ก.6.4 essential auxiliary : Item of equipment which is essential for the continued or repeated operation of the engine.

ก.6.5 non-essential auxiliary : Item of equipment which is not essential for the continued or repeated operation of the engine.

ก.7 Declarations of power

ก.7.1 Introduction

ก.7.1.1 Purpose of statement of power

Statements of power are required for two main purposes :

a) the declaration by a manufacturer of the value of the power which his engine will deliver under a given set of circumstances. This declared value is known as the "rated power".

b) the verification by measurement that the engine delivers the power which has been declared in a), under the same set of circumstances or after proper allowance has been made for any difference in circumstance.

To specify the set of circumstances under which the declared value of a power would be achieved, the declaration shall state :

- a) the kind of statement of power (see 7.4) and of necessary, the ambient and operating condition (see 7.4.2).
- b) the kind of power output (see 7.3).
- c) the kind of power (see 7.3).
- d) the corresponding engine speed.

NOTE

1. The term used in a) to c) may be combined, for example, continuous net brake fuel stop power.
2. Where appropriate to the engine application and the method of manufacture, the power achieved may be subject to a tolerance on the declared power. The existence of and its magnitude shall be stated by the manufacturer.
3. Measurement of the powers referred to in this International Standard shall be determined in accordance with ISO 3046/2.

n.7.1.2 Unit of power

Power shall be expressed in kilowatts (kW) The addition of the equivalent metric or imperial “horsepower” is permitted for a transitional period.

n.7.1.3 Power and torque

For engines delivering power by a shaft or shafts, any power in this International Standard is a quantity proportional to the mean torque, calculated or shafts transmitting this torque.

For engines delivering power other than by a shaft or shafts, reference shall be made to the appropriate International Standard for the driven for the driven machine.

n.7.1.4 Engine speed

The speed of an engine is the mean rotational speed of its crankshaft or crankshatts in revolution per minute, except in the case of “free piston” engines where the speed is the number of cycles per minute of the reciprocating components.

n.7.1.5 Engine with integral gearing

When stating the power of an engine fined with an integral (built-in) speed increasing or reducing device, the speed of the driving shaft extremist shall also be given at the declared engine speed.

n.7.2 Kinds of power

n.7.2.1 Indicated power

The total power developed in the working cylinders by the gases on the combustion side of the working pistons.

n.7.2.2 Brake power

The power of the sum of the powers measured at the extremity of the engine driving shaft or shafts.

n.7.2.2.1 Any statement of brake powers shall be supported by the following list of auxiliaries :

- a) essential dependent auxiliaries as defined in 6.2 and 6.4;
- b) essential independent as define in 6.3 and 6.4;
- c) non-essential dependent auxiliaries as defined in 6.2 and 6.5.

The power absorbed by the independent and the non-essential dependent auxiliaries may be significant, in such cases, their power requirement shall be declared.

Note - Examples of typical auxiliaries are listed in annex A for guidance purposes. These lists are not necessary complete.

n.7.2.3 Net brake power

The brake power measured when the engine is using only the auxiliaries listed in 7.2.2 a).

n.7.3 Kinds of power output

n.7.3.1 continuous power

Power which an engine is capable of delivering continuous, between the normal maintenance nitervals stated by the manufacturer, at stated speed and under stated ambient conditions, the maintenance prescribed by the manufacturer being carried out.

n.7.3.1 Overload power

Power which an engine may be permitted to deliver, at stated ambient conditions, immediately after working at the continuous power.

The duration and frequency of use of overload power which is permitted will depend on the service application but adequate allowance shall be made in setting the engine fuel stop permit the overload power shall be expressed as a percentage of the continuous power, together with the duration and frequency permtted and the appropriate engine speed.

Unless otherwise stated an overload power of 110% of the continuous power at a speed corresponding to the engine application is permitted for a period of 12 hours of operation.

NOTES

1. The power of marine main propulsion engines is normally limited to continuous power, so that the overload power cannot be given in service. However, for special applications, marine main propulsion engines may develop overload power in service.
2. If the engine application is not determined, the engine manufacturer shall specify the overload power and the corresponding engine speed.

ก.7,3.2 Fuel stop power

Power which an engine is capable of delivering during a stated period corresponding to its application, and at stated speed and under stated ambient conditions, with the fuel limit so that the fuel stop power cannot exceeded.

ก.7.4 Kinds of statements of power

ก.7.4.1 ISO powers

ก.7.4.1.1 ISO power

Power determined under the operating conditions of the manufacturer's test bed and adjusted to the standard reference conditions in clause 5.

ก.7.4.1.2 ISO standard power

The name given of the continuous net brake power which the engine manufacturer declares that an engine is capable of delivering continuously, between the normal maintenance intervals stated by the manufacturer, and under the following conditions :

- a) at a stated speed under the operating conditions of the engine manufacturer's test bed;
- b) with the declared power adjusted to the standard reference conditions given in clause 5;
- c) the maintenance prescribed by the engine manufacturer being carried out.

ก.7.4.2 Service power

Power determined under the ambient and operating conditions of an engine application.

To establish service power, the following conditions shall be taken into account :

- a) the ambient conditions, or any nominal ambient conditions according to the special requirements of inspecting and/or legislative authorities and/or classification societies, as specified by the customer (see clause 12);
- b) the normal duty of the engine;
- c) the expected interval between maintenance periods;
- d) the nature and amount of the supervision required;
- e) all information relevant to the operation of the engine in service (see clauses 12 and 13).

n.8. Declarations of fuel consumption

n.8.1 Definitions

n.8.1.1 Fuel consumption

The quantity of fuel consumed by an engine per unit of time at a state power and under stated conditions.

The quantity of liquid fuels shall be expressed in mass units (kg).

The quantity of gaseous fuels shall be expressed in energy units (J).

n.8.1.2 Specific fuel consumption

The fuel consumption per unit of power.

n.8.1.3 ISO specific fuel consumption

The name given in the specific fuel consumption at the ISO standard power.

If not otherwise specified by the manufacturer, a declared specific fuel consumption shall be considered to be the ISO specific fuel consumption.

n.8.2 Reference calorific value of fuels

n.8.2.1 Liquid fuel engines

The declared specific fuel consumption of a liquid fuel engine shall be related to a reference lower calorific value of 42,000 kJ/kg (10,030 kcal/kg).

n.8.2.2 Gas engines

The declared specific fuel consumption of a gas engines shall be related to a stated lower calorific value the gas. The type of gas shall be declared.

n.8.2.3 Specific fuel consumption declarations

The specific fuel consumption of an engine shall be declared at :

- a) the ISO standard power;
- b) (if required by special agreement) at any other declared powers and at specific engine speeds appropriate to the particular engine application.

Unless otherwise states, a deviation of +5% is permitted for the specific fuel consumption for the declared power.

n.9. Declarations of lubricating oil consumption 1 Lubricating oil consumption

n.9.1 Lubricating oil consumption

The quantity of lubricating oil consumed by an engine per unit of time. This quantity is used for guidance. It shall be expressed in litres or kilograms per engine operating hour at the declared power and engine speed.

n.9.2 The lubricating oil consumption after a stated period of running-in shall be declared.

n.9.3 The oil discarded during an engine oil change shall be not included in the lubricating oil consumption declaration.

n.10. Adjustment of net brake power for ambient conditions

n.10.1 When it is required to operate the engine under conditions difference from the standard reference conditions given in clause 5, the net brake power output shall be adjusted to or from the standard reference conditions by the following formulae (see note 1) :

$$P_x = \alpha P_r \quad (\text{n-1})$$

$$\alpha = k - 0.7(1-k) \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \quad (\text{see note 2}) \quad (\text{n-2})$$

$$k = \left(\frac{p_x - a\phi_x p_{sx}}{p_r - a\phi_r p_{sr}} \right)^m \left(\frac{T_r}{T_x} \right)^n \left(\frac{T_{cr}}{T_{cx}} \right)^q \quad (\text{n-3})$$

n.10.2 In the case of turbocharged engines in which the limits of turbocharger speed and turbocharger turbine inlet temperature have not been reached at the declared power under standard reference conditions, the manufacturer may declare substitute reference conditions to or from which power adjustments is to be made.

The following formulae (4) and (5) will then be used instead of formula (3)

$$k = \left(\frac{p_x}{p_r} \right)^m \left(\frac{T_r}{T_x} \right)^n \left(\frac{T_{cr}}{T_{cx}} \right)^q \quad (\text{n-4})$$

$$p_{ra} = P_r \times \left(\frac{\pi_r}{\pi_{max}} \right) \quad (\eta-5)$$

Where :

P_r is the brake power;

p_r is the standard reference total barometric pressure;

p_{sr} is the saturation vapour pressure under standard reference conditions;

ϕ_r is the standard reference relative humidity;

T_r is the standard reference absolute air temperature;

T_{cr} is the standard reference absolute charge or coolant temperature;

P_{ra} is the substitute reference total barometric pressure given by formula (5);

T_{ra} is the substitute reference absolute air temperature to be stated by the manufacturer;

π_r is the boost pressure ratio at declared power under standard reference conditions to be stated by the manufacturer;

π_{max} is the maximum available boost pressure ratio to be stated by the manufacturer;

α is the power adjustment factor;

k is the ratio of indicated power;

η_m is the mechanical efficiency (see note 4);

P_x is the brake power under the conditions being considered;

p_x is the total barometric pressure condition being considered;

p_{sx} is the saturation vapour pressure under pressure the conditions being considered;

ϕ_x is the relative humidity condition being considered;

T_x is the absolute air temperature being considered;

T_{cr} is the absolute charge air coolant temperature at charge air cooler inlet being considered.

The factor a and exponent m , n , and q have the numerical value given in table 1 (see note 5).

NOTES

1. For the convenience of users of these formulae, reference may be made to tables and nomograms in annexes B to O, which also include numerical examples.
2. When the ambient conditions are more favourable than the standard reference conditions, the declared power under the ambient conditions may be limited by the manufacturer to the declared power at the standard reference conditions.
3. If the relative humidity is not known, a value of 60% should be assumed in formulae references A, E and G in table 1.
For all other formulae references the power adjustment is independent of humidity ($a = 0$).
4. The value of mechanical efficiency shall be stated by the engine manufacturer. In the absence of any such statement, the value of $\eta_m = 0.80$ will be assumed.
5. When declaring the ISO standard power the engine manufacturer shall state which of the formulae references in table 1 is applicable.

n.11 Adjustment of fuel consumption for ambient conditions

n.11.1 When it is required to operate the engine under conditions different from the standard reference conditions given in clause 5, the fuel consumption will differ from that declared for the standard reference conditions and shall be adjusted to or from the standard reference conditions.

The following formulae shall be used if other methods are not declared by the engine manufacturers :

$$b_x = \beta b_r \quad (n-6)$$

where

$$\beta = k/\alpha \quad (n-7)$$

where :

b is the specific fuel consumption

β is the fuel consumption adjustment factor

α is the power adjustment factor (see 10.1)

k is the ratio of indicated power (see 10.1)

Subscript r corresponds to values under the standard reference conditions.

Subscript x corresponds to values the conditions being considered.

NOTE - For the convenience of users of these formulae, reference may be made to the tables and nomograms in annexes B to O, which also include numerical examples.

Table n-1 - Numerical values for power adjustment

Engine type	Condition		Formula reference	Factor	Exponents		
				a	m	n	q
Compression ignition engine and dual-fuel engines	Non - turbocharged	Power limited by air excess	A	1	1	0.75	0
		Power limited by thermal reason	B	0	1	1	0
	Turbocharged without charge air cooling	Low and medium speed	C	0	0.7	2	0
	Turbocharged with charge air cooling	four-stroke engine	D	0	0.7	1.2	1
Spark ignition engines using gaseous fuel	Non - turbocharged		E	1	0.86	0.56	0
	Turbocharged with charge air cooling	Low and medium speed four-speed engine	F	0	0.57	0.55	1.75
Spark ignition engines using liquid fuel	Naturally aspirated		G	1	1	0.5	0

NOTE - The factors and exponents given in table 1 have been established by tests on a number of engines to be generally representative and shall be used in the absence of any other specific information; for example in formula reference D, for an engine with the charge air cooled by engine jacket water, the value for exponent q could be zero. At

present, they apply only to the type of engines specified but table 1 will be extended to include other types when sufficient are available.

n.12 Information to be supplied by the customer

The customer shall supply the following information concerning the required power :

- a) The application and the power required from the engine and details arising therefrom.
- b) The expected frequency and duration of the required powered and the corresponding engine speeds.
- c) Site conditions
 - 1) Site barometric pressure (highest and lowest reading available; if no pressure data are available the altitude above sea level).
 - 2) The monthly mean minimum and maximum air temperatures during the hottest and coldest months of the year.
 - 3) The highest and lowest ambient air temperatures around the engine.
 - 4) The relative humidity (or alternatively the water vapour pressure or the wet and dry bulb temperature) ruling at the maximum temperature conditions.
 - 5) The maximum and minimum temperature of the cooling water available.
- d) The specification and lower calorific value of the fuel available.
- e) Whether the engine is to comply with the requirements of any classification society or with special requirements.
- f) The probable period for which the engine will be running continuously, and the duration of maximum and minimum load.
- g) Any other information appropriate to the particular engine application.

n.13 Information to be supplied by the engine manufacturer

The engine manufacturer shall supply the following information :

- a) The declared powers.
- b) The corresponding crankshaft and output shaft speeds.

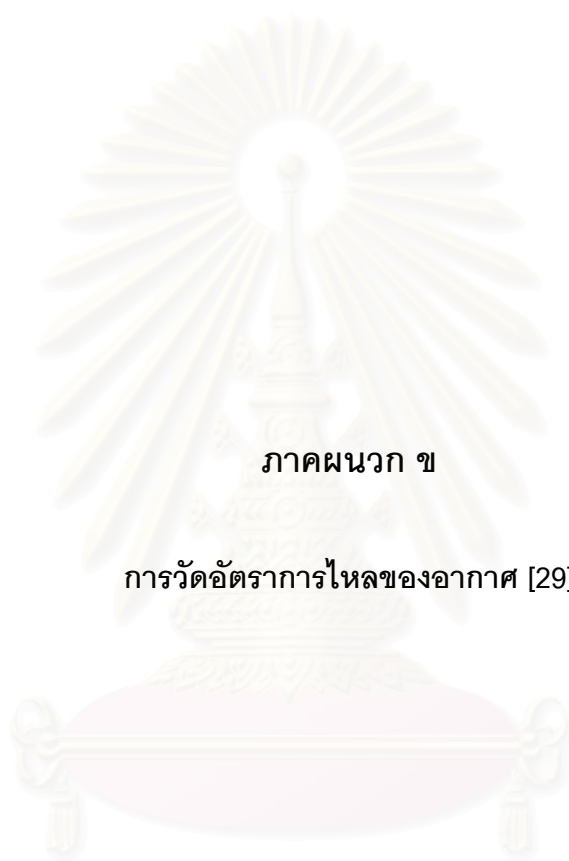
NOTE - For certain applications of variable engines it is common practice to supply a power/speed diagram covering the ranges of power over which the engine can be used in continuous and in short period operation.

- c) The direction of rotation (see ISO 1204).
- d) The number and arrangement of cylinders (see ISO 1205).
- e) Whether the engine is two-stroke or four-stroke, naturally aspirated, mechanically pressure charge or turbocaharged and whether with or without charge air cooler.
- f) The quantity of air required for the operation of the engine for :
 - 1) combustion and scavenging;
 - 2) cooling and ventilation.
- g) The method of starting, apparatus supplied and additional apparatus required.
- h) The type and grade of lubricating oil(s) recommended.
- j) The type of governing, with speed droop of required (see ISO 3046/4 and ISO 3046/6).

If for variable speed duties, the working speed range and the idling speed.

If necessary, the critical speed range shall be indicated.

- k) The method of cooling and the capacity of the cooing system with the rates of circulation of the cooling fluids.
- m) (From air cooled engines only.) Whether hot air discharge ducting can be fitted.
- n) A schedule recommended maintenance and overhaul periods.
- p) Specifications and lower calorific values of fuels recommended.
- q) Maximum permissible back-pressure in the exhaust system and the maximum permissible intake depression.
- r) Any other information appropriate to the particular engine application.



ภาคผนวก ข

การวัดอัตราการไหลของอากาศ [29]

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ข

การวัดอัตราการไหลของอากาศ [29]

การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air Box Method [29]

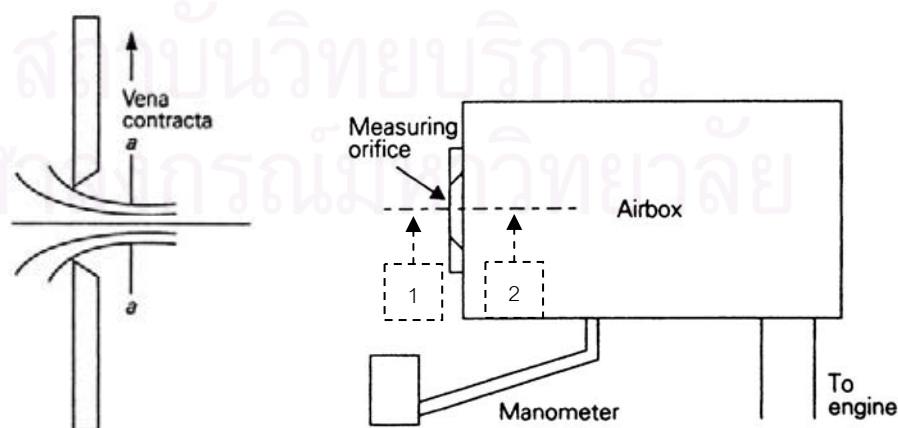
การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air Box Method เป็นการวัดโดยใช้แผ่นออริฟิซ ประกอบกับถังพักอากาศ ซึ่งถังพักอากาศจะช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ถูกดูดตามจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ ทำให้อากาศที่ไหลผ่านออริฟิซมีอัตราการไหลที่สม่ำเสมอสามารถวัดความดันตกคร่อมได้ถูกต้องมากขึ้น

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของแผ่นออริฟิซโดยประมาณ ที่อัตราการไหลต่างๆ แสดงดัง

ตารางที่ ข-1

ตารางที่ ข-1 แสดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของออริฟิซโดยประมาณที่อัตราการไหลต่างๆ

Orifice Diameter (mm.)	Air Flow Rate (m ³ /s)	Mass Flow Rate (kg/s)
10	0.002	0.002
20	0.008	0.009
50	0.048	0.057
100	0.19	0.23
150	0.43	0.51



รูปที่ ข-1 แสดงภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศโดยวิธี Air Box Method [30]

ภาพถ่ายแสดงการไหลของอากาศผ่านแผ่น Orifice Plate

ภาพขวาแสดงภาพ Orifice Flow Meter

ปริมาตรของถังที่เล็กที่สุดที่จะทำให้ไม่เกิดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหล ได้ถูกวิเคราะห์ โดย Kastner [27] ดังสมการ (ข-1)

$$V_b = \frac{417 \times 10^6 K^4 d^2}{N_c V_s n_{\min}^2} \quad (\text{ข-1})$$

โดยที่ V_b คือ ปริมาตรถังพักอากาศที่เล็กที่สุด (m^3)
 K คือ ค่าคงที่ มีค่าเท่ากับ 1 สำหรับเครื่องยนต์ 2 จังหวะ และ
 มีค่าเท่ากับ 2 สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ
 d คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของ Orifice Plate (m)
 N_c คือ จำนวนรอบอกสูบของเครื่องยนต์
 V_s คือ ปริมาตรช่วงชักลูกสูบ (m^3)
 N_{\min} คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่น้อยที่สุด (rpm)
 สมมติให้อากาศที่ไหลผ่าน Orifice Plate เป็นของไหลอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Flow) และพิจารณาให้ความหนาแน่นของอากาศคงที่ จากสมการเบอร์นูลลี จะได้ว่า

$$\frac{p_1}{\gamma_{\text{air}}} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{p_2}{\gamma_{\text{air}}} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \quad (\text{ข-2})$$

โดยที่ p คือ ความดัน (kPa)
 v คือ ความเร็วอากาศ (m/s)
 γ_{air} คือ น้ำหนักจำเพาะของอากาศ ($kg/m^2 \cdot s^2$) = $\rho_{\text{air}} g$
 ρ_{air} คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3) เท่ากับ $1.165 kg/m^3$ ที่ $30^\circ C$
 Z คือ ระดับความสูง (m)
 g คือ ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s^2) เท่ากับ $9.807 m/s^2$
 หมายเหตุ ตัวห้อย 1 และ 2 คือตำแหน่งสภาวะ 1 และ 2 ในรูป ข-1 ขวา ตามลำดับ
 เนื่องจากสภาวะ 1 เป็นอากาศนิ่ง และทั้งสองสภาวะอยู่ในระดับความสูงเดียวกัน ดังนั้น
 จะได้ความเร็วของอากาศ ตามสมการที่ (ข-3)

$$v_2 = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_{\text{air}}}} \quad (\text{ข-3})$$

การไหลผ่าน Orifice จะเกิด Vena Contracta ซึ่งจะทำให้การไหลจริงน้อยกว่าทฤษฎีเสมอ ดังนั้นเมื่อคิดการไหลแบบคงตัว จะได้อัตราการไหลโดยมวลของอากาศ คือ

$$\dot{m}_a = C_{DO} \rho_{air} v A_o \quad (ข-4)$$

โดยที่ C_{DO} คือ Discharge Coefficient ของ orifice plate

A_o คือขนาดของ Orifice (m^2)

การวัดผลต่างความดันตกคร่อม Orifice Plate จะวัดโดยใช้मानอมิเตอร์ ซึ่งจะได้ค่า Head ในหน่วย mmH_2O ซึ่งสามารถนำมาคำนวณหาผลต่างความดันตกคร่อม Orifice Plate ได้จากสมการ

$$\Delta p = \rho_{H_2O} g \Delta h \quad (ข-5)$$

โดยที่ Δh คือ ผลต่าง Head ที่อ่านได้จากमानอมิเตอร์ (mmH_2O)

ρ_{H_2O} คือ ความหนาแน่นของน้ำ (kg/m^3) เท่ากับ $997 kg/m^3$

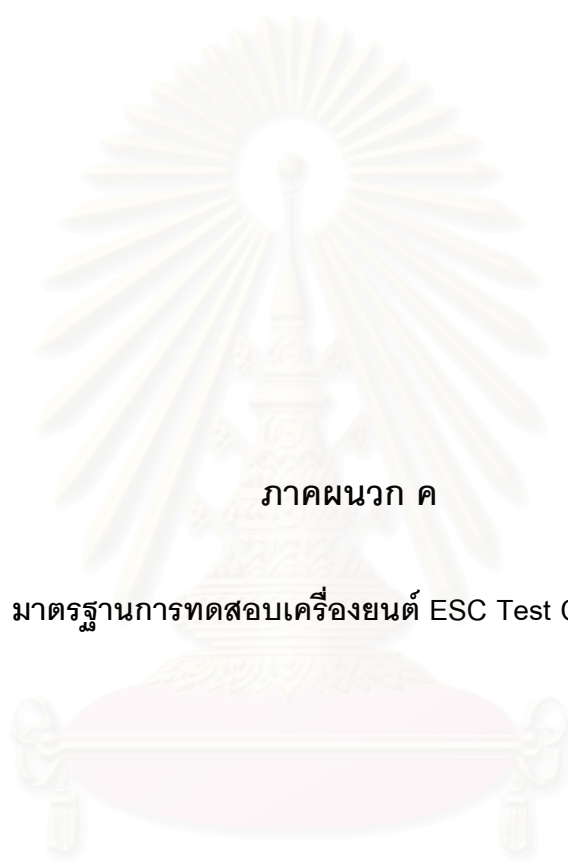
เมื่อนำสมการ (ข-3) และ (ข-5) มาแทนลงในสมการ (ข-4) จะได้สมการที่นำไปใช้งาน คือ

$$\dot{m}_a = C_{DO} A_o \sqrt{2 \rho_{air} \rho_{H_2O} g \Delta h} \quad (ข-6)$$

ดังนั้นจากสมการ (ข-7) และ (ข-8) จะสามารถหาอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศ และ Equivalent ratio ได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$F/A = \frac{\rho_f v / t}{C_{DO} A_o \sqrt{2 \rho_{air} \rho_{H_2O} g \Delta h}} \quad (ข-7)$$

$$\text{Equivalent ratio} = \frac{(F/A)}{(F/A)_s} \quad (ข-8)$$



ภาคผนวก ค

มาตรฐานการทดสอบเครื่องยนต์ ESC Test Cycle [31]

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ค

มาตรฐานการทดสอบเครื่องยนต์ ESC Test Cycle [31]

The ESC test cycle (also known as OICA/ACEA cycle) has been introduced, together with the ETC (European Transient Cycle) and the ELR (European Load Response) tests, for emission certification of heavy-duty diesel engines in Europe starting in the year 2000 (Directive 1999/96/EC of December 13, 1999). The ESC is a 13-mode, steady-state procedure that replaces the R-49 test. The engine is tested on an engine dynamometer over a sequence of steady-state modes (Table 1, Figure 1). The engine must be operated for the prescribed time in each mode, completing engine speed and load changes in the first 20 seconds. The specified speed shall be held to within ± 50 rpm and the specified torque shall be held to within $\pm 2\%$ of the maximum torque at the test speed. Emissions are measured during each mode and averaged over the cycle using a set of weighting factors. Particulate matter emissions are sampled on one filter over the 13 modes. The final emission results are expressed in g/kWh.

During emission certification testing, the certification personnel may request additional random testing modes within the cycle control area (Figure 1). Maximum emissions at these extra modes are determined by interpolation between results from the neighboring regular test modes.

Mode	Engine Speed	% Load	Weight factor, %	Duration
1	Low idle	0	15	4 minutes
2	A	100	8	2 minutes
3	B	50	10	2 minutes
4	B	75	10	2 minutes
5	A	50	5	2 minutes
6	A	75	5	2 minutes
7	A	25	5	2 minutes
8	B	100	9	2 minutes
9	B	25	10	2 minutes
10	C	100	8	2 minutes
11	C	25	5	2 minutes
12	C	75	5	2 minutes
13	C	50	5	2 minutes

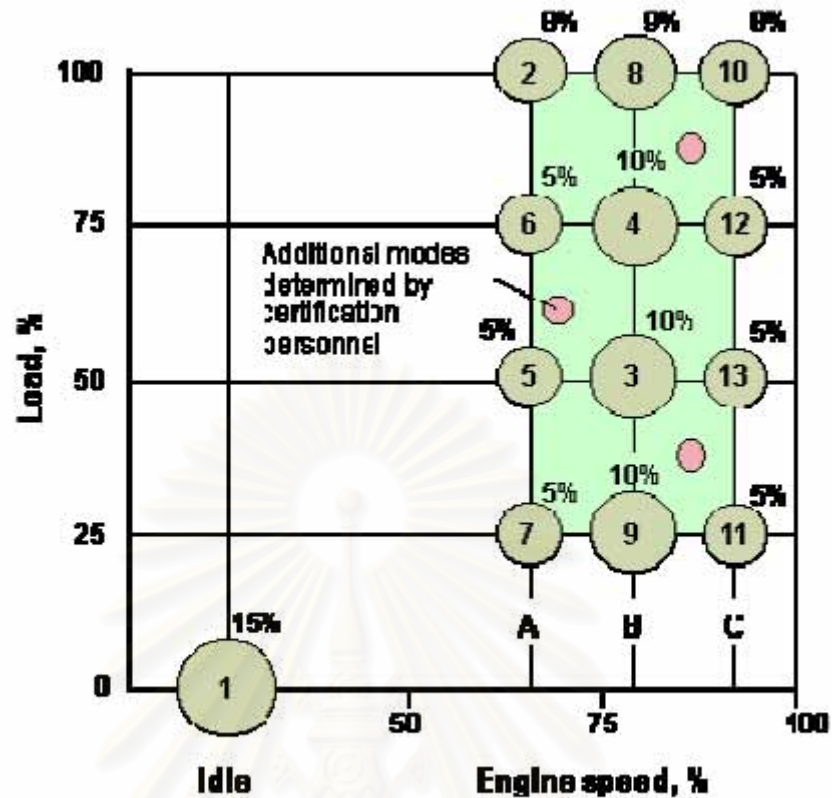


Figure 1. European Stationary Cycle (ESC)

The engine speeds are defined as follows:

1. The high speed n_{hi} is determined by calculating 70% of the declared maximum net power. The highest engine speed where this power value occurs (i.e. above the rated speed) on the power curve is defined as n_{hi} .

2. The low speed n_{lo} is determined by calculating 50% of the declared maximum net power. The lowest engine speed where this power value occurs (i.e. below the rated speed) on the power curve is defined as n_{lo} .

3. The engine speeds A, B, and C to be used during the test are then calculated from the following formulas:

$$A = n_{lo} + 0.25(n_{hi} - n_{lo})$$

$$B = n_{lo} + 0.50(n_{hi} - n_{lo})$$

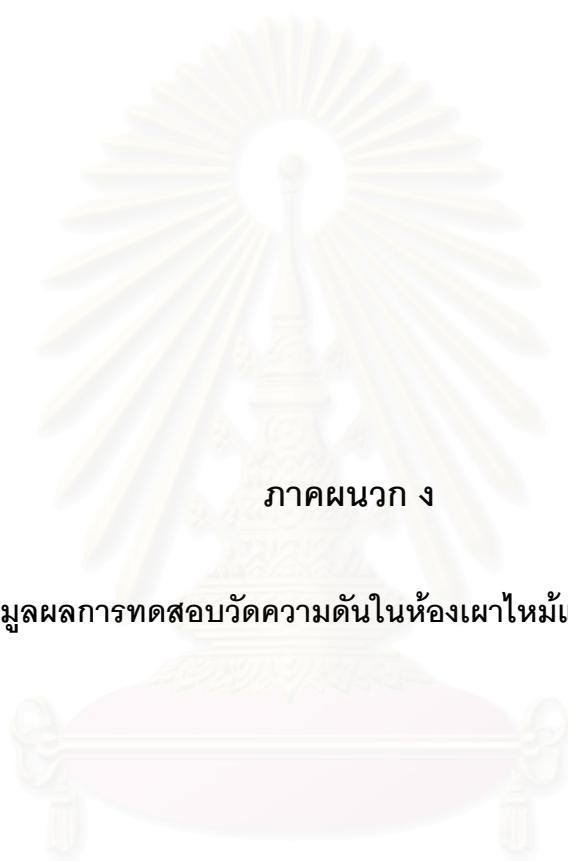
$$C = n_{lo} + 0.75(n_{hi} - n_{lo})$$

The ESC test is characterized by high average load factors and very high exhaust gas temperatures. As Euro I ... V. Sometimes Arabic numerals are also used (Euro 1 ... 5).

We will use Roman numerals when referencing standards for heavy-duty engines, and reserve Arabic numerals for light-duty vehicle standards. The heavy-duty engine regulations were originally introduced by the Directive 88/77/EEC, followed by a number of amendments. In 2005, the regulations were re-cast and consolidated by the Directive 05/55/EC. The emission standards apply to all motor vehicles with a “technically permissible maximum laden mass” over 3,500 kg, equipped with compression ignition engines or positive ignition natural gas or LPG engines.



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ง

ข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้และสมรรถนะ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ง

ข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้และสมรรถนะ

ตารางที่ ง-1 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมัน

ปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่อัตราส่วนผสม 50%DME

Speed	Torque	Crtd T	Power	FC	STEC	Amb P	Mano Measure	Air Box T	Exh T	Oil T
rpm	N-m	N-m	kW	g/s	MJ/kW-hr	mmHg	mmH ₂ O	°C	°C	°C
1400	10.0	10.07	1.48	0.213	17.77	756.5	11.6	31.9	218	85.4
1400	15.0	14.91	2.19	0.255	14.31	756.6	11.6	31.6	252.8	71.9
1400	20.0	20.14	2.95	0.305	12.71	756.6	11.5	31.9	314.6	77.8
1400	21.4	21.56	3.16	0.320	12.46	756.5	11.6	32.4	343.9	93.3
1700	10.0	10.08	1.79	0.277	19.00	756.55	14	32	234.7	83.1
1700	15.0	14.95	2.66	0.339	15.68	756.55	13.8	32	297.7	87.9
1700	20.0	20.17	3.59	0.386	13.20	756.55	13.6	32.2	350.8	91.7
1700	23.7	23.85	4.25	0.466	13.50	756.55	13.4	32.3	391.6	93.1
2100	10.0	10.12	2.22	0.345	19.08	756.55	18.4	32.3	263.1	95
2100	15.0	15.01	3.30	0.420	15.62	756.55	18.4	32.3	321.3	97.6
2100	20.0	20.21	4.44	0.514	14.22	756.55	18	32.1	392.7	88.5
2100	24.6	24.68	5.43	0.614	13.91	756	17.8	31.6	455	75.5

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ง-1 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมัน

ปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่อัตราส่วนผสม 50%DME(ต่อ)

Speed	Torque	Water T	WT	DT	Air Density	Air Flow	η_v	η_f	F/A	ϕ	smoke
rpm	N-m	°C	°C	°C	kg/m ³	g/s	%	%			BSN
1400	10.0	74.7	29.8	30.6	1.150	7.094	74.57	20.26	0.030	0.31	0.06
1400	15.0	70.7	29.5	30.2	1.151	7.098	74.53	25.15	0.036	0.37	0.06
1400	20.0	76.9	29.7	30.5	1.150	7.064	74.25	28.33	0.043	0.45	0.06
1400	21.4	83.3	30	30.9	1.148	7.088	74.63	28.90	0.045	0.47	0.08
1700	10.0	72.8	29.8	30.7	1.150	7.793	67.48	18.95	0.036	0.37	0.05
1700	15.0	80.2	29.9	30.8	1.150	7.737	66.99	22.96	0.044	0.46	0.05
1700	20.0	84.8	30	30.9	1.149	7.678	66.53	27.27	0.050	0.53	0.06
1700	23.7	83.5	30.1	31.2	1.149	7.620	66.05	26.66	0.061	0.64	0.07
2100	10.0	76	30.4	31.7	1.149	8.929	62.65	18.86	0.039	0.40	0.06
2100	15.0	80	30.7	31.9	1.149	8.929	62.65	23.04	0.047	0.49	0.06
2100	20.0	82.1	30	31.4	1.149	8.835	61.95	25.32	0.058	0.61	0.07
2100	24.6	85.8	29.6	30.6	1.150	8.789	61.58	25.89	0.070	0.73	0.08

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ง-2 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมัน

ปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่อัตราส่วนผสม 40%DME

Speed	Torque	Crted T	Power	FC	STEC	Amb P	Mano Measure	Air Box T	Exh T	Oil T
rpm	N-m	N-m	kW	g/s	MJ/kW-hr	mmHg	mmH ₂ O	°C	°C	°C
1400	10.0	10.10	1.48	0.189	16.23	754.75	11.4	31.9	205.4	86.2
1400	15.0	14.98	2.20	0.236	13.65	754.6	11.4	32	244.7	89
1400	20.0	20.22	2.96	0.298	12.79	754.55	11.4	32.2	296.2	90.7
1400	21.4	31.40	4.60	0.426	11.76	754.5	11.2	32.3	439.8	90.9
1700	10.0	10.11	1.80	0.240	16.94	754.85	13.6	31.9	216.4	87.4
1700	15.0	14.98	2.67	0.305	14.53	754.8	13.6	31.9	265.8	86.2
1700	20.0	20.16	3.59	0.349	12.36	755.5	13.6	31.4	326.5	70.7
1700	23.7	31.91	5.68	0.562	12.57	754.2	13.4	32.2	488	87.6
2100	10.0	10.13	2.23	0.334	19.05	755.8	17.8	32.2	258.4	97.5
2100	15.0	15.03	3.31	0.396	15.22	755.65	18	32.4	314.4	96
2100	20.0	20.26	4.46	0.485	13.83	755.55	17.7	32.3	388.9	89.7
2100	24.6	32.34	7.11	0.783	13.99	754	17.2	30.7	559.1	58.1

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ง-2 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมัน

ปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่อัตราส่วนผสม 40%DME(ต่อ)

Speed	Torque	Water T	WT	DT	Air Density	Air Flow	η_v	η_f	F/A	ϕ	smoke
rpm	N-m	°C	°C	°C	kg/m ³	g/s	%	%			BSN
1400	10.0	76	29.6	30.5	1.153	7.041	73.84	22.18	0.027	0.29	0.06
1400	15.0	79.8	29.4	30.6	1.152	7.039	73.86	26.38	0.034	0.36	0.05
1400	20.0	82.6	29.5	30.7	1.152	7.038	73.88	28.15	0.042	0.46	0.07
1400	21.4	88.8	29.3	30.9	1.151	6.973	73.25	30.60	0.061	0.66	0.09
1700	10.0	77.3	30	30.8	1.152	7.687	66.45	21.26	0.031	0.34	0.05
1700	15.0	76.1	29.8	30.7	1.152	7.688	66.44	24.78	0.040	0.43	0.05
1700	20.0	82	29.6	30.4	1.154	7.695	66.38	29.12	0.045	0.49	0.06
1700	23.7	89.1	29.2	30.7	1.151	7.628	65.98	28.63	0.074	0.80	0.15
2100	10.0	83.5	30.1	31.8	1.149	8.785	61.60	18.90	0.038	0.41	0.05
2100	15.0	83	29.8	31.9	1.149	8.832	61.96	23.65	0.045	0.48	0.06
2100	20.0	85.8	29.3	31.7	1.149	8.761	61.43	26.02	0.055	0.60	0.07
2100	24.6	84.5	28.7	29.9	1.154	8.653	60.44	25.73	0.091	0.98	0.11

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ง-3 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมัน

ปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่อัตราส่วนผสม 30%DME

Speed	Torque	Crted T	Power	FC	STEC	Amb P	Mano Measure	Air Box T	Exh T	Oil T
rpm	N-m	N-m	kW	g/s	MJ/kW-hr	mmHg	mmH ₂ O	°C	°C	°C
1400	10.0	10.08	1.48	0.186	16.52	756.3	11.5	32.2	195.5	83.8
1400	15.0	14.96	2.19	0.228	13.66	756.2	11.4	32.5	236.8	88.8
1400	20.0	20.19	2.96	0.291	12.89	756.15	11.4	32.8	286.4	91.6
1400	33.0	33.29	4.88	0.399	10.72	756.25	11.4	33.3	465.8	95.6
1700	10.0	10.07	1.79	0.239	17.46	756.25	13.8	30.3	206.9	71.7
1700	15.0	14.96	2.66	0.291	14.31	756.4	13.6	32.2	261.9	86.2
1700	20.0	20.15	3.59	0.348	12.71	756.35	13.6	32.1	317.7	85.1
1700	32.7	32.96	5.87	0.540	12.07	756.15	13.2	33.1	510.5	94.2
2100	10.0	10.11	2.22	0.326	19.22	756.85	17.9	32.1	261.7	98.9
2100	15.0	14.99	3.30	0.386	15.38	756.8	17.8	32.1	313.7	98.7
2100	20.0	20.22	4.45	0.465	13.71	756.75	17.7	32.4	380.2	95.8
2100	32.9	33.08	7.27	0.757	13.64	756.05	17.2	32.6	590.4	88.1

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ง-3 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมัน

ปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่อัตราส่วนผสม 30%DME(ต่อ)

Speed	Torque	Water T	WT	DT	Air Density	Air Flow	η_v	η_f	F/A	ϕ	smoke
rpm	N-m	°C	°C	°C	kg/m ³	g/s	%	%			BSN
1400	10.0	73.2	31.5	35.4	1.132	7.158	86.87	21.00	0.025	0.31	0.05
1400	15.0	86	30.4	35.2	1.131	7.095	86.19	25.01	0.032	0.40	0.06
1400	20.0	87.6	30.4	35.4	1.130	7.032	85.48	27.54	0.039	0.49	0.06
1400	21.4	97.7	31.6	36.4	1.129	6.998	85.16	27.18	0.076	0.95	0.15
1700	10.0	84.1	30.6	35.6	1.128	7.609	76.28	19.88	0.031	0.38	0.06
1700	15.0	84.8	30.8	35.6	1.129	7.609	76.27	25.02	0.036	0.45	0.06
1700	20.0	87.8	31.4	36.0	1.128	7.553	75.71	27.45	0.045	0.56	0.06
1700	23.7	98.3	32.6	36.8	1.128	7.438	74.59	26.51	0.091	1.14	0.22
2100	10.0	83.3	31.2	36.0	1.129	9.044	73.34	19.28	0.033	0.41	0.06
2100	15.0	87.1	31.4	36.4	1.130	8.998	72.95	24.07	0.039	0.49	0.07
2100	20.0	91.7	31.4	36.2	1.129	8.996	72.96	26.40	0.048	0.60	0.08
2100	24.6	99.1	32.6	37.2	1.127	8.988	73.03	24.55	0.097	1.20	0.15

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ง-4 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซล

Speed	Torque	Crted T	Power	FC	STEC	Amb P	Mano Measure	Air Box T	Exh T	Oil T
rpm	N-m	N-m	kW	g/s	MJ/kW-hr	mmHg	mmH ₂ O	°C	°C	°C
1400	10.0	10.32	1.51	0.181	17.15	752.55	12	35.2	184	74.3
1400	15.0	15.32	2.25	0.225	14.39	752.55	11.8	35.5	226.9	82.8
1400	20.0	20.68	3.03	0.276	13.07	752.25	11.6	35.6	273.7	89.2
1400	21.4	39.26	5.76	0.531	13.25	752.25	11.5	35.9	528.4	103.3
1700	10.0	10.35	1.84	0.233	18.11	751.3	13.6	35.6	202.3	92.6
1700	15.0	15.35	2.73	0.274	14.39	751.35	13.6	35.6	241.7	93.8
1700	20.0	20.71	3.69	0.337	13.11	751.75	13.4	35.8	292.6	97
1700	23.7	40.36	7.18	0.680	13.58	752.75	13	36.3	563.4	105.5
2100	10.0	10.35	2.28	0.296	18.67	752.3	19.2	35.8	238.1	99.7
2100	15.0	15.33	3.37	0.351	14.96	752.75	19	35.9	283.6	102.2
2100	20.0	20.69	4.55	0.432	13.64	752	19	35.7	333.8	101.7
2100	24.6	38.62	8.49	0.868	14.66	752.5	19	36.5	598.5	109.1

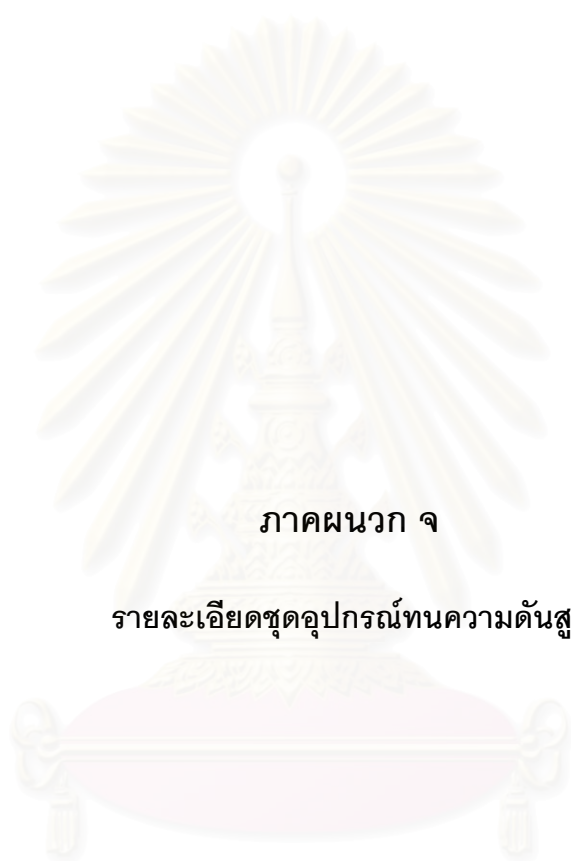
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ง-4 แสดงผลสมรรถนะที่จุดทดสอบในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซล

(ต่อ)

Speed	Torque	Water T	WT	DT	Air Density	Air Flow	η_v	η_f	F/A	ϕ	smoke
rpm	N-m	°C	°C	°C	kg/m ³	g/s	%	%			BSN
1400	10.0	73.2	29.6	30.5	1.153	7.041	73.84	22.18	0.027	0.29	0.07
1400	15.0	86	29.4	30.6	1.152	7.039	73.86	26.38	0.034	0.36	0.08
1400	20.0	87.6	29.5	30.7	1.152	7.038	73.88	28.15	0.042	0.46	0.08
1400	21.4	97.7	29.3	30.9	1.151	6.973	73.25	30.60	0.061	0.66	5.98
1700	10.0	84.1	30	30.8	1.152	7.687	66.45	21.26	0.031	0.34	0.07
1700	15.0	84.8	29.8	30.7	1.152	7.688	66.44	24.78	0.040	0.43	0.07
1700	20.0	87.8	29.6	30.4	1.154	7.695	66.38	29.12	0.045	0.49	0.07
1700	23.7	98.3	29.2	30.7	1.151	7.628	65.98	28.63	0.074	0.80	6.19
2100	10.0	83.3	30.1	31.8	1.149	8.785	61.60	18.90	0.038	0.41	0.07
2100	15.0	87.1	29.8	31.9	1.149	8.832	61.96	23.65	0.045	0.48	0.07
2100	20.0	91.7	29.3	31.7	1.149	8.761	61.43	26.02	0.055	0.60	0.08
2100	24.6	99.1	28.7	29.9	1.154	8.653	60.44	25.73	0.091	0.98	5.97

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย




ภาคผนวก จ

รายละเอียดชุดอุปกรณ์ทนความดันสูง


สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย


ภาคผนวก จ

รายละเอียดชุดอุปกรณ์ทนความดันสูง

Part : ss-400-1-4 (2)	
Body Material	Stainless Steel
Body Type	Male connector
Series	Swagelok tube and adapter fittings
End Connection 1 Size	1/4 in
End Connection 1 Type	Swagelok® tube fitting
End Connection 2 Size	1/4 in
End Connection 2 Type	Male NPT
Cleaning	Swagelok SC-10

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

SS-4BHT-24 (2)	
Body Material	PTFE
Description	PTFE-Lined, SS Braided Hose Assembly, 1/4 in. SS Tube Adapters, 3/16 in. Hose Size, 24 in. (60.9 cm) Length
Connection 1 Size	1/4 in.
Connection 1 Type	Tube Stub
Connection 2 Size	1/4 in.
Connection 2 Type	Tube Stub
ConnectionSize	1/4 in.
ConnectionType	Tube Stub
eClass	37110201
Hose Length	24 in. (60.9 cm)
Inner Diameter	0.16 in. (4.1 mm)
SiteSearchable	Yes
UNSPSC Code	40141504


SS-42GS4 (4)	
Description:	SS 1-Piece 40 Series Ball Valve, 0.6 Cv, 1/4 in. Swagelok Tube Fitting
Flow Path	Standard (2-way)
Flow Pattern	Straight (2-way)
Valve Material	Stainless Steel
End Connection 1 Size	1/4 in
End Connection 1 Type	Swagelok® tube fitting
End Connection 2 Size	1/4 in
End Connection 2 Type	Swagelok® tube fitting
Ball/Stem Material	Stainless Steel
Packing	Modified PTFE
Ring/Disc Material	Stainless Steel
Max Temperature with Pressure Rating	300°F @ 2500 PSIG /148°C @ 172 BAR
Orifice	.125 in
Room Temperature Pressure Rating	2500 PSIG @ 100°F /172 BAR @ 37°C

304L-HDF8-1GAL(1)	
Description:	304 SS Double-end Cylinder, 1/2 in. FNPT, 3785 cm3 (1 Gal.), 1800 psig (124 bar)
Body Material	304L Stainless Steel
Connection 1 Size	1/2 in.
Connection 1 Type	Female NPT
Connection 2 Size	1/2 in.
Connection 2 Type	Female NPT
ConnectionSize	1/2 in.
ConnectionType	Female NPT
Cylinder volume/info	3785 cm3
eClass	36030101
SiteSearchable	Yes
UNSPSC Code	24111800


สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

SS-4-ta-1-8 (2)	
Description	SS Swagelok Tube Fitting, Male Tube Adapter, 1/4 in. Tube OD x 1/2 in. Male NPT
Body Material	Stainless Steel
Body Type	Male connector
Series	Swagelok tube and adapter fittings
End Connection 1 Size	1/4 in
End Connection 1 Type	Fractional Swagelok® tube adapter
End Connection 2 Size	1/2 in
End Connection 2 Type	Male NPT
Cleaning	Swagelok SC-10


สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ss-400-3 (3)	
Description	SS Swagelok Tube Fitting, Union Tee, 1/4 in. Tube OD
Body Material	Stainless Steel
Body Type	Tee
Series	Swagelok tube and adapter fittings
End Connection 1 Size	1/4 in
End Connection 1 Type	Swagelok® tube fitting
End Connection 2 Size	1/4 in
End Connection 2 Type	Swagelok® tube fitting
End Connection 3 Size	1/4 in
End Connection 3 Type	Swagelok® tube fitting
Cleaning	Swagelok SC-10

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ss-4BHT-120 (3)	
Description	PTFE-Lined, SS Braided Hose Assembly, 1/4 in. SS Tube Adapters, 3/16 in. Hose Size, 120 in. (3.0 m) Length
Body Material	PTFE
Connection 1 Size	1/4 in.
Connection 1 Type	Tube Stub
Connection 2 Size	1/4 in.
Connection 2 Type	Tube Stub
ConnectionSize	1/4 in.
ConnectionType	Tube Stub
eClass	37110201
Hose Length	120 in. (3.0 m)
Inner Diameter	0.16 in. (4.1 mm)
UNSPSC Code	40141504


สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ss-100-r-4 (1)	
Description	SS Swagelok Tube Fitting, Reducer, 1/16 in. x 1/4 in. Tube OD
Body Material	Stainless Steel
Body Type	Reducer
Series	Swagelok tube and adapter fittings
End Connection 1 Size	1/16 in
End Connection 1 Type	Swagelok® tube fitting
End Connection 2 Size	1/4 in
End Connection 2 Type	Fractional Swagelok® tube adapter
Cleaning	Swagelok SC-10


สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

SS-400-C	
Description	Stainless Steel Cap for 1/4 in. Swagelok Tube Fitting
Body Material	Stainless Steel
Cleaning Process	Swagelok® SC-10
Connection 1 Size	1/4 in.
Connection 1 Type	Swagelok® Tube Fitting
ConnectionSize	1/4 in.
ConnectionType	Swagelok® Tube Fitting
eClass	37020713
SiteSearchable	Yes
UNSPSC Code	40141712


สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

SS-42GXS4	
Description	SS 1-Piece 40 Series 3-Way Ball Valve, 0.35 Cv, 1/4 in. Swagelok Tube Fitting
Flow Path	Standard (3-way)
Flow Pattern	Switching (3-way)
Valve Material	Stainless Steel
End Connection 1 Size / Type	1/4 in / Swagelok® tube fitting
End Connection 2 Size / Type	1/4 in / Swagelok® tube fitting
End Connection 3 Size / Type	1/4 in / Swagelok® tube fitting
Ball/Stem Material	Stainless Steel
Packing	Modified PTFE
Ring/Disc Material	Stainless Steel
Max Temperature with Pressure Rating	300°F @ 2500 PSIG /148°C @ 172 BAR
Orifice	.125 in
Room Temperature Pressure Rating	2500 PSIG @ 100°F /172 BAR @ 37°C

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

SS-400-1-2RS	
Description	SS Swagelok Tube Fitting, Male Connector, 1/4 in. Tube OD x 1/8 in. Male ISO Parallel Thread
Body Material	Stainless Steel
Body Type	Male connector
Series	Swagelok tube and adapter fittings
End Connection 1 Size	1/4 in
End Connection 1 Type	Swagelok® tube fitting
End Connection 2 Size	1/8 in
End Connection 2 Type	Male ISO/BSP parallel (RS)
Cleaning	Swagelok SC-10

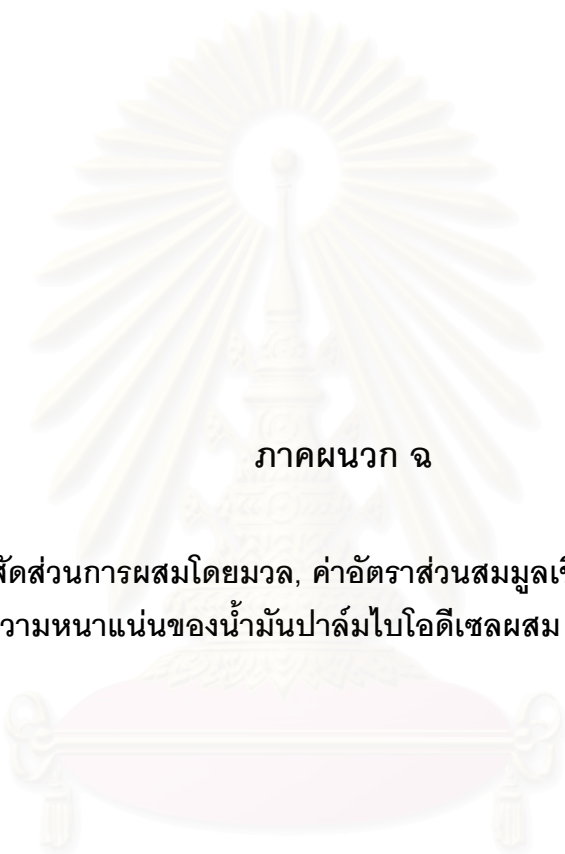
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

SS-2-RS-2V	
Description	Stainless Steel Gasket for 1/8 in. ISO Parallel Thread (RS) Fittings, Fluorocarbon FKM Inner Ring
Body Material	Carbon Steel/Fluorocarbon FKM
Cleaning Process	Swagelok® SC-10
Connection 1 Size	1/8 in.
ConnectionSize	1/8 in.
eClass	23070101
SiteSearchable	Yes
UNSPSC Code	31181500

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

SS-12M0-1-M16X1.5RS (1)	
Description:	SS Swagelok Tube Fitting, Male Connector, 12 mm Tube OD x M16 x 1.5 Male Metric Thread
Body Material	316 Stainless Steel
Bulkhead	No Bulkhead
Cleaning Process	Swagelok® SC-10
Connection 1 Size	12 mm
Connection 1 Type	Swagelok® Tube Fitting
Connection 2 Size	16 mm
Connection 2 Type	Male ISO Parallel Thread
ConnectionSize	12 mm
ConnectionType	Male ISO Parallel Thread
eClass	37030703
SiteSearchable	Yes
UNSPSC Code	40141720

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก จ

การคำนวณหาสัดส่วนการผสมโดยมวล, ค่าอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิง/อากาศ, ค่าความร้อนต่ำ, ค่าความหนาแน่นของน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่ส่วนผสมต่างๆ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก จ

การคำนวณหาสัดส่วนการผสมโดยมวล, ค่าอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง/อากาศ, ค่าความร้อนต่ำ, ค่าความหนาแน่นของน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่ส่วนผสมต่างๆ

จ.1 การคำนวณหาสัดส่วนการผสมโดยมวล

จ.1.1 DME blended with Palm Bio-Diesel (DME 50% : PME 50%)

Density :

$$\rho = m/V, V = m/\rho$$

$$\rho_{DME} = 668 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{PME} = 879.2 \text{ kg/m}^3$$

Container Capacity :

$$V_{BOMB} = 3,785 \text{ cm}^3$$

Parameter :

Let X be mass of DME

Let Y be mass of PME

Formula :

$$(X/\rho_{DME}) + (Y/\rho_{PME}) = V_{BOMB}$$

Calculation :

$$\text{From } (X/\rho_{DME}) + (Y/\rho_{PME}) = V_{BOMB}$$

Since the blended fraction is 50% and 50% so parameter X = Y

$$\text{So } (X/\rho_{DME}) + (X/\rho_{PME}) = V_{BOMB}$$

$$(X/668 \text{ kg/m}^3) + (X/879.2 \text{ kg/m}^3) = 3,785 \text{ cm}^3$$

$$X [(1/668 \text{ kg/m}^3) + (1/879.2 \text{ kg/m}^3)] = 3,785 \text{ cm}^3$$

$$X = 1.4368 \text{ kg.}$$

Summary :

$$m_{DME} = 1.4368 \text{ kg.}$$

$$m_{PME} = 1.4368 \text{ kg.}$$

๑.1.2 DME blended with Palm Bio-Diesel (DME 40% : PME 60%)

Density :

$$\rho = m/V, V = m/\rho$$

$$\rho_{DME} = 668 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{PME} = 879.2 \text{ kg/m}^3$$

Container Capacity :

$$V_{BOMB} = 3,785 \text{ cm}^3$$

Parameter :

Let X be mass of DME

Let Y be mass of PME

Formula :

$$(X/\rho_{DME}) + (Y/\rho_{PME}) = V_{BOMB}$$

Calculation :

$$\text{From } (X/\rho_{DME}) + (Y/\rho_{PME}) = V_{BOMB}$$

Since the blended fraction is 40% and 60% so parameter $(3/2)X = Y$

$$\text{So } ((3/2)X/\rho_{DME}) + (X/\rho_{PME}) = V_{BOMB}$$

$$((3/2)X/668 \text{ kg/m}^3) + (X/879.2 \text{ kg/m}^3) = 3,785 \text{ cm}^3$$

$$(3/2)X [(1/668 \text{ kg/m}^3) + (1/879.2 \text{ kg/m}^3)] = 3,785 \text{ cm}^3$$

$$X = 1.77016 \text{ kg.}$$

Summary :

$$m_{DME} = 1.18111 \text{ kg.}$$

$$m_{PME} = 1.77016 \text{ kg.}$$

๑.1.3 DME blended with Palm Bio-Diesel (DME 30% : PME 70%)

Density :

$$\rho = m/V, V = m/\rho$$

$$\rho_{DME} = 668 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{PME} = 879.2 \text{ kg/m}^3$$

Container Capacity :

$$V_{BOMB} = 3,785 \text{ cm}^3$$

Parameter :

Let X be mass of DME

Let Y be mass of PME

Formula :

$$(X/\rho_{DME}) + (Y/\rho_{PME}) = V_{BOMB}$$

Calculation :

$$\text{From } (X/\rho_{DME}) + (Y/\rho_{PME}) = V_{BOMB}$$

Since the blended fraction is 40% and 60% so parameter $(7/3)X = Y$

$$\text{So } ((7/3)X/\rho_{DME}) + (X/\rho_{PME}) = V_{BOMB}$$

$$((7/3)X/668 \text{ kg/m}^3) + (X/879.2 \text{ kg/m}^3) = 3,785 \text{ cm}^3$$

$$(7/3)X [(1/668 \text{ kg/m}^3) + (1/879.2 \text{ kg/m}^3)] = 3,785 \text{ cm}^3$$

$$X = 2.12482 \text{ kg.}$$

Summary :

$$m_{DME} = 0.912 \text{ kg.}$$

$$m_{PME} = 2.12482 \text{ kg.}$$

จ.2 การคำนวณหาอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิง/อากาศ

$$\text{โดยคำนวณได้จากสมการ } \Phi_{\text{blend}} = \frac{(\Phi_{DME} \times m_{DME}) + (\Phi_{PME} \times m_{PME})}{m_{DME} + m_{PME}}$$

จ.2.1 อัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิง/อากาศที่ 50%DME

$$\Phi_{50\% DME} = \frac{(0.1110 \times 1436.76) + (0.0803 \times 1436.76)}{2873.51}$$

$$\Phi_{50\% DME} = 0.09565$$

จ.2.2 อัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิง/อากาศที่ 40%DME

$$\Phi_{40\% DME} = \frac{(0.1110 \times 1181.67) + (0.0803 \times 1772.50)}{2954.18}$$

$$\Phi_{40\% DME} = 0.09258$$

จ.2.3 อัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิง/อากาศที่ 30%DME

$$\Phi_{30\% DME} = \frac{(0.1110 \times 911.84) + (0.0803 \times 2127.63)}{3039.48}$$

$$\Phi_{30\% DME} = 0.08951$$

จ.3 การคำนวณหาค่าความร้อนต่ำ (Lower Heating Value)

โดยคำนวณได้จากสมการ $LHV_{blend} = (LHV_{DME} \times \% DME) + (LHV_{PME} \times \% PME)$

จ.3.1 ค่าความร้อนของ 50%DME

$$LHV_{50\% DME} = (39.872 \times 0.5) + (28.43 \times 0.5) = 34.1510 \frac{MJ}{kg}$$

จ.3.2 ค่าความร้อนของ 40%DME

$$LHV_{40\% DME} = (39.872 \times 0.4) + (28.43 \times 0.6) = 35.2952 \frac{MJ}{kg}$$

จ.3.3 ค่าความร้อนของ 30%DME

$$LHV_{30\% DME} = (39.872 \times 0.3) + (28.43 \times 0.7) = 36.4392 \frac{MJ}{kg}$$

จ.4 การคำนวณหาค่าความหนาแน่น (ρ)

โดยคำนวณได้จากสมการ $\rho_{blend} = \frac{(\rho_{DME} \times V_{DME}) + (\rho_{PME} \times V_{PME})}{V_{DME} + V_{PME}}$

จ.4.1 ค่าความหนาแน่นของ 50%DME

$$\rho_{50\% DME} = \frac{(668 \times 2.1488) + (879.2 \times 1.6312)}{2.1488 + 1.6312}$$

$$\rho_{50\% DME} = 759.4832 \frac{g}{liter}$$

จ.4.2 ค่าความหนาแน่นของ 40%DME

$$\rho_{40\% DME} = \frac{(668 \times 1.7675) + (879.2 \times 2.0125)}{1.7675 + 2.0125}$$

$$\rho_{40\% DME} = 780.8714 \frac{g}{liter}$$

จ.4.3 ค่าความหนาแน่นของ 30%DME

$$\rho_{30\% DME} = \frac{(668 \times 1.3640) + (879.2 \times 2.4160)}{1.3640 + 2.4160}$$

$$\rho_{30\% DME} = 803.4992 \frac{g}{liter}$$

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายวาทิต ตั้งพิสิฐโยธิน เกิดเมื่อวันที่ 30 เดือน พฤษภาคม พุทธศักราช 2524 สำเร็จ การศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ กำแพงแสน มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ เมื่อปีการศึกษา 2547 เข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรม ศาสตร์มหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2548



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย