

การศึกษาผลการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซล
ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า



นายชลมิตร ทิพย์สิงห์

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต


สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2553

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

THE STUDY ON EFFECT OF DME BLENDED WITH PALM BIODIESEL'S INJECTION TIMING
IN AN IDI COMPRESSION IGNITION ENGINE



Mr.Chonlamit Tipping

ศูนย์วิทยทรัพยากร
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 2010

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การศึกษาผลการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง DME ผสม
ปาล์มไบโอดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้
ล่วงหน้า

โดย

นายชลมิตร ทิพย์สิงห์

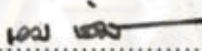
สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

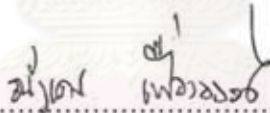
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

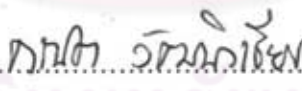
รองศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้รับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็น
ส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทบัณฑิต


..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(รองศาสตราจารย์ ดร.บุญสม เลิศนირวงศ์)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์


..... ประธานกรรมการ
(อาจารย์ ดร.ณัฐเดช เฟื่องรวงศ์)


..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก
(รองศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร)


..... กรรมการ
(รองศาสตราจารย์ สถาพร สุปรีชากร)


..... กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย
(นาวาเอก ดร.สมัย ใจอินทร์)

ชลมิตร ทิพย์สิงห์ : การศึกษาผลการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า. (THE STUDY ON EFFECT OF DME BLENDED WITH PALM BIODIESEL'S INJECTION TIMING IN AN IDI COMPRESSION IGNITION ENGINE) อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: รศ.ดร.คณิต วัฒนวิเชียร, 367 หน้า.

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลของการปรับค่าองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ที่มีต่อปรากฏการณ์เผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อใช้ชุดรับปั๊มเชื้อเพลิงมาตรฐาน โดยการทดสอบได้ใช้เครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า Kubota รุ่น RT120 ขนาด 0.624 ลิตร เมื่อใช้ น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลและน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME (DME-PME) ในสัดส่วนโดยมวล 40% DME เป็นเชื้อเพลิง เพื่อหาสมรรถนะและบันทึกความดันในกระบอกสูบเพื่อวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ ผลที่ได้จากงานวิจัยนี้ได้แบ่งการนำเสนอออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนแรกเป็นผลการทดสอบเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD และส่วนที่สองศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่มีต่อสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้

จากการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะโดยใช้น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลและ DME-PME ในสัดส่วนโดยมวล 40% DME เป็นเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดมาตรฐาน STD ที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่าการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME จะให้ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดมีค่าลดลง แต่มีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเพิ่มสูงขึ้น ส่วนผลของการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน พบว่าการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีค่าต่ำกว่าการใช้ปาล์มไบโอดีเซลและดีเซลในทุกจุดทดสอบ และจากการวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ พบว่าการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด มีผลทำให้ค่าความดันสูงสุดภายในห้องเผาไหม้และงานอินดิเคทมีค่าต่ำสุด และเมื่อพิจารณารูปแบบของอัตราการปล่อยความร้อน พบว่าการใช้น้ำมันดีเซลจะมีลักษณะการเผาไหม้ที่มีความชันของอัตราการปล่อยความร้อนในช่วงเริ่มต้นสูงกว่า DME-PME ในสัดส่วน 40% DME ทำให้การเผาไหม้ในช่วงเริ่มต้นทำได้รวดเร็วกว่าและมีการปล่อยความร้อนสุทธิกับมีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงกว่า ในส่วนของการศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง ที่มีต่อเครื่องยนต์เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่าการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าแรงบิดเบรกสูงสุดใกล้เคียงกับที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน และให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ และยังพบว่ามีแนวโน้มลักษณะเดียวกันกับการทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วนกล่าวคือ การใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุด มีอุณหภูมิไอเสียต่ำที่สุด และจากการวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ พบว่าการใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นเร็วที่สุด และมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ต่ำที่สุด มีแนวโน้มให้ค่าความดันภายในห้องเผาไหม้สูงสุดและงานอินดิเคทมีค่าสูงสุด และมีลักษณะการเผาไหม้ที่มีความชันของอัตราการปล่อยความร้อนในช่วงเริ่มต้นสูงทำให้การเผาไหม้ในช่วงเริ่มต้นทำได้รวดเร็วและมีการปล่อยความร้อนสุทธิกับสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้มีค่าสูงที่สุด ซึ่งส่งผลสอดคล้องกันกับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ได้ค่าสูงสุดด้วย

ผลการวิจัยสรุปได้ว่า การนำ DME-PME ในสัดส่วน 40%DME มาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนกับเครื่องยนต์รุ่นที่ใช้ในการวิจัยนี้จะมีความเหมาะสมและเกิดประโยชน์สูงสุด ถ้ามีการใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4

ภาควิชา...วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อนิสิต...ชโลน...ชลสิทธิ์...ทิพย์สิงห์.....
 สาขาวิชา...วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อ อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก...กนก...วัฒนวิเชียร
 ปีการศึกษา...2553.....

5170280321 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS: DME / COMBUSTION / PERFORMANCE / INJECTION TIMING

CHONLAMIT TIPSING : THE STUDY ON EFFECT OF DME BLENDED WITH PALM BIODIESEL'S INJECTION TIMING IN AN IDI COMPRESSION IGNITION ENGINE. THESIS ADVISOR : ASSOC. PROF. KANIT WATTANAVICHIEEN, Ph.D., 367 pp.

The objective of this work is aimed to study the effects of fuel injection timing on engine's combustion phenomenon and engine performance of an IDI CI engine fuelled with DME blended with palm biodiesel. The KUBOTA IDI model RT120, 0.624 liters, engine using diesel, palm biodiesel and 40% DME blended with palm biodiesel as a fuel was employed in this work. The engine performance was evaluated and combustion phenomena were analyzed using the captured in-cylinder pressure data. This presentation was divided into two parts. First, results of using different fuels on engine performance and combustion phenomena when using standard fuel injection timing will be presented. Then, effects of DME Blended with palm biodiesel's injection timing on an IDI engine's performance and combustion phenomena will be followed.

The comparative engine performance test with OEM's standard fuel injection timing (STD) when using diesel, palm biodiesel and 40% DME blended with palm biodiesel were performed. The full load performance show that the maximum brake torque of engine using 40% DME blended with palm biodiesel is lower than the results of using diesel but their energy conversion efficiencies are higher. The part load performance reveals that engine's energy conversion efficiency of using 40% DME blended with palm biodiesel are lower than palm biodiesel and diesel at all engine test points. The start of injection of 40% DME blended with palm biodiesel are the most retarded. As a consequence, the maximum in-cylinder pressure and indicated work are the lowest. The combustion's heat release during the premixed combustion stage show that the slope of heat release rate profile of diesel fuel is higher than that of 40% DME blended with palm biodiesel. Therefore, the start of combustion of diesel is faster thus the higher the net heat released and higher mass fraction burn has been obtained.

The investigation result of effects of injection timing when using 40% DME blended with palm biodiesel reveals that the engine's maximum brake torque obtained from the used of 4 degree advanced injection timing (ADV4) are closed to results from the use of a standard injection timing with the maximum energy conversion efficiency at all test speeds. In addition, with similar trend as at the full load, the engine part load test conditions when using the fuel injection timing of ADV4 will results in the highest the energy conversion efficiency and the lowest exhaust gas temperatures. The results of combustion phenomena analysis are also shown that the engine with fuel injection timing of ADV4 will start to deliver earlier injection with the lowest amount of injected fuel. The obtained maximum in-cylinder pressure and indicated work are also the highest. The combustion's heat release during the premixed combustion stage of engine using fuel injection timing of ADV4 also shows that the slope of heat release rate profile is also high. Therefore, the start of combustion with ADV4 is faster thus the higher the net heat released and mass fraction burn has been obtained. This is why, with the injection timing of ADV4, the engine has higher energy conversion efficiency.

Finally, results from this work can be concluded that the best match and the maximum benefit of using 40% DME blended with palm biodiesel as an alternative fuel in a KUBOTA RT120 engine can be achieved if the advanced engine's fuel injection timing of ADV 4 has been used.

Department : ...Mechanical Engineering...

Student's Signature *Chonlamit Tipsing..*

Field of Study : ..Mechanical Engineering..

Advisor's Signature *Kanit Wattanavichien*

Academic Year : ...2010...

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร อาจารย์ที่ปรึกษาเป็น
อย่างสูงที่ให้คำแนะนำช่วยเหลือและร่วมติดตามการทดสอบอย่างใกล้ชิดในทุกขั้นตอนจน
วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณ NEDO ที่สนับสนุนเชื้อเพลิง DME และบริษัท บางจากไบโอฟลูเอล จำกัด ที่
ได้ให้ความอนุเคราะห์น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลที่ใช้ในงานวิจัยนี้ และขอขอบคุณบริษัท สยามคูโบต้า
อุตสาหกรรม จำกัด ที่เอื้อเฟื้ออะไหล่และให้คำแนะนำเกี่ยวกับเครื่องยนต์ที่ใช้ในงานวิจัย

ขอขอบคุณ คุณปัญญาพล นวลละออง ที่ได้ให้ความช่วยเหลือในด้านการติดตั้งเครื่องยนต์
และทำการทดสอบเครื่องยนต์ และขอขอบคุณ คุณอัครพงษ์ สถาพรินทุ ที่ช่วยถ่ายทอด
ประสบการณ์การทำงาน, มุมมองและทัศนคติที่ดี ในการทำงานตลอดจนคำให้กำลังใจ อันหาสิ่ง
มาเปรียบค่ามิได้ รวมถึงเพื่อนนิสิตปริญญาโท, รุ่นพี่ที่สำเร็จการศึกษาแล้วที่ห้องปฏิบัติการวิจัย
เครื่องยนต์สันดาปภายในทุกคนที่ให้การช่วยเหลืองานด้านอื่นๆ ที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย

ท้ายสุดนี้ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ พี่ ที่ให้การสนับสนุนในทุกด้านทั้ง
คำปรึกษาและกำลังใจเสมอมาจนผู้วิจัยสำเร็จการศึกษา

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	จ
กิตติกรรมประกาศ	ฉ
สารบัญ	ช
สารบัญตาราง	ฅ
สารบัญภาพ	ท
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ด
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์	2
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์	2
1.4 ขั้นตอนการศึกษา	3
1.5 ประโยชน์ที่ได้รับ	4
บทที่ 2 เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ	5
2.1 รายละเอียดของเชื้อเพลิงไดเมทิลอีเทอร์ (Dimethyl Ether, DME)	5
2.1.1 กระบวนการผลิต DME	7
2.1.2 สมบัติทางเคมีและกายภาพของ DME	8
2.1.3 คุณลักษณะของสเปร์ย์	9
2.1.4 การเผาไหม้ของ DME	10
2.1.5 แนวโน้มในการผลิตและการใช้งานในอนาคต	13
2.1.6 การผลิต DME ในต่างประเทศ	14
2.1.7 การใช้ DME ในปัจจุบัน	16
2.1.8 ภาพลักษณะในการใช้ DME	16
2.2 ปาล์มไบโอดีเซล	17
2.2.1 คุณสมบัติปาล์มไบโอดีเซลที่ใช้ในการทดสอบ	18

2.2.2	โครงสร้างทางเคมีของไบโอดีเซล	21
2.2.3	ภาพลักษณะในการใช้น้ำมันไบโอดีเซล.....	23
2.3	ผลจากการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล.....	24
2.4	คุณสมบัติของเชื้อเพลิงดีเซล.....	27
2.4.1	เลขซีเทน (Cetane Number)	27
2.4.2	ค่าการระเหย (Volatility)	28
2.4.3	ความหนาแน่น (Density)	29
2.4.4	ความหนืด (Viscosity)	29
2.4.5	คุณสมบัติการหล่อลื่น (Lubricity)	29
2.4.6	จุดหมอกควัน (Cloud Point)	30
2.4.7	เสถียรภาพของเชื้อเพลิงดีเซล	30
2.4.8	ปริมาณซัลเฟอร์ (Sulphur Content)	30
2.4.9	ปริมาณอะโรมาติก (Aromatic Content)	31
2.4.10	ปริมาณน้ำและตะกอน (Water and Sediment Content)	31
2.4.11	จุดวาบไฟ (Flash Point)	32
บทที่ 3	กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลและการวิเคราะห์การเผาไหม้	33
3.1	กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI.....	33
3.1.1	ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection System).....	33
3.1.2	ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect Injection System)	34
3.2	แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI.....	35
3.2.1	การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI.....	36
3.2.1.1	การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู	36
3.2.1.2	การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber	38
3.3	การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้	39
3.4	การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้.....	42
3.5	ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์	44

บทที่ 4 ทบทวนวรรณกรรม	45
4.1 งานวิจัยศึกษาวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์	45
4.2 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด.....	55
4.3 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำปาล์มไบโอดีเซลมาใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด	65
4.4 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำ DME ผสมกับปาล์มไบโอดีเซลมาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิด ด้วยการอัด.....	67
บทที่ 5 อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย	70
5.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ	70
5.1.1 เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ.....	70
5.1.2 อุปกรณ์ชุดทนความดันสูง (High Pressure Set)	72
5.1.3 อุปกรณ์วัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง	73
5.1.4 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	75
5.1.5 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ	76
5.1.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions)	77
5.1.7 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้.....	78
5.1.7.1 ไดนาโมมิเตอร์.....	78
5.1.7.2 การวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์.....	80
5.1.7.3 Piezoelectric Pressure Transducer.....	83
5.1.7.4 การเก็บข้อมูลความดัน	85
5.1.7.5 Charge Amplifier	87
5.1.7.6 Crank Angle Encoder	89
5.2 วิธีดำเนินการวิจัย	90
5.2.1 การทดสอบโดยใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล (Baseline Diesel Testing)	90
5.2.2 การทดสอบโดยใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล	90
5.2.3 การศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะและการ ปลดปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้	90
5.2.4 การปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง	91

5.2.5	แผนผังการจัดวางอุปกรณ์สำหรับทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้.....	94
5.2.6	การทดสอบสมรรถนะ	95
5.2.6.1	การ Run in.....	95
5.2.6.2	การทดสอบที่ภาระสูงสุด (Full-Load Performance Test).....	95
5.2.6.3	การทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วน (Part-Load Performance Test)	96
5.2.7	วิธีการทดสอบเพื่อวิเคราะห์การเผาไหม้	97
5.2.7.1	การวัดความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิง ที่ทางเข้าหัวฉีด	97
5.2.7.2	การวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อน....	97
5.2.7.3	การพิจารณาเลือกจุดฉีดเชื้อเพลิงและจุดเริ่มต้นการเผาไหม้.....	98
บทที่ 6	ผลการทดสอบสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้.....	99
6.1	ผลการทดสอบสมรรถนะ	100
6.1.1	ผลทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีด เชื้อเพลิงมาตรฐาน.....	100
6.1.1.1	แรงบิดเบรก (Brake Torque).....	100
6.1.1.2	อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (Specific Total Energy Consumption, STEC).....	102
6.1.1.3	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency, %)	104
6.1.1.4	อุณหภูมิไอเสีย (Exhaust Temperature, °C).....	106
6.1.2	ผลการศึกษาอิทธิพลของค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด.....	108
6.1.2.1	แรงบิดเบรก (Brake Torque).....	108
6.1.2.2	อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (Specific Total Energy Consumption, STEC).....	110

6.1.2.3	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency, %)	112
6.1.2.4	อุณหภูมิไอเสีย (Exhaust Temperature, °C)	115
6.1.3	ผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่า องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน	116
6.1.3.1	อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (Specific Total Energy Consumption, STEC)	117
6.1.3.2	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency, %)	123
6.1.3.3	อุณหภูมิไอเสีย (Exhaust Temperature, °C)	128
6.1.4	ผลการศึกษาค่าขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระบางส่วน	134
6.1.4.1	ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ และ ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Specific Total Energy Consumption, STEC and Fuel Conversion Efficiency, %)	134
6.1.4.2	อุณหภูมิไอเสีย (Exhaust Temperature, °C)	140
6.2	ผลการทดสอบและวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้	145
6.2.1	ผลการทดสอบและวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่า องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน	145
6.2.1.1	ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด	146
6.2.1.2	ความดันในห้องเผาไหม้	165
6.2.1.3	อัตราการปล่อยความร้อน	180
6.2.1.4	ช่วงล่างเข้าการจุดระเบิด	192
6.2.1.5	การปล่อยความร้อนสุทธิ	197
6.2.1.6	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้	205
6.2.2	ผลทดสอบและการวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ จากการปรับค่าองศา การฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ เมื่อใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล เป็นเชื้อเพลิง	216
6.2.2.1	ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด	216

6.2.2.2	ความดันในห้องเผาไหม้.....	231
6.2.2.3	อัตราการปล่อยความร้อน.....	247
6.2.2.4	ช่วงล่างเข้าการจุดระเบิด.....	260
6.2.2.5	การปล่อยความร้อนสุทธิ.....	264
6.2.2.6	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้.....	273
6.3	สรุปผลการทดสอบสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้.....	283
6.3.1	สรุปผลการทดสอบสมรรถนะจากเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิดเมื่อใช้ เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน.....	283
6.3.1.1	สรุปผลทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด.....	283
6.3.1.2	สรุปผลทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน.....	284
6.3.2	สรุปผลการศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะ ที่ใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง.....	285
6.3.2.1	สรุปผลทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด.....	285
6.3.2.2	สรุปผลทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน.....	286
6.3.3	สรุปผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้.....	287
6.3.3.1	สรุปผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้ จากเชื้อเพลิงที่ใช้ในการ ทดสอบแต่ละชนิดเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง มาตรฐาน.....	287
6.3.3.2	สรุปผลการศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อ ปรากฏการณ์การเผาไหม้ เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง.....	290
บทที่ 7	สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ.....	293
7.1	สรุปผลการวิจัย.....	293
7.1.1	สรุปผลการทดสอบสมรรถนะจากการทดสอบใช้น้ำมันดีเซล, ปาล์มไบโอดีเซล และ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่า องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน.....	293
7.1.1.1	สรุปผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด.....	293
7.1.1.2	สรุปผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน.....	295

7.1.2	สรุปผลการทดสอบสมรรถนะจากการทดสอบใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ.....	297
7.1.2.1	สรุปผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด	297
7.1.2.2	สรุปผลการทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วน.....	300
7.1.3	สรุปผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้ จากการทดสอบใช้น้ำมันดีเซล, ปาล์มไบโอดีเซล และ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน	302
7.1.4	สรุปผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้จากการทดสอบใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ	304
7.2	ข้อเสนอแนะ.....	307
7.3	ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป.....	307
รายการอ้างอิง.....		308
บรรณานุกรม		314
ภาคผนวก		316
ภาคผนวก ก	มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับทดสอบเครื่องยนต์.....	317
ภาคผนวก ข	การวัดอัตราการไหลของอากาศ	332
ภาคผนวก ค	ESC TEST Cycle.....	336
ภาคผนวก ง	รายละเอียดชุดอุปกรณ์ทนความดันสูง.....	340
ภาคผนวก จ	การคำนวณหาสัดส่วนการผสมโดยมวล, ค่าอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง/อากาศ, ค่าความร้อนต่ำ, ค่าความหนาแน่นของน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่ส่วนผสมต่างๆ	355
ภาคผนวก ฉ	ข้อมูลจากผลการทดสอบสมรรถนะและความดันภายในห้องเผาไหม้ ..	360
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์		367

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2-1	ความดันไอที่อุณหภูมิต่างๆ [3]..... 8
2-2	คุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของ DME [4]..... 9
2-3	ส่วนประกอบของอากาศแห้ง [6]..... 11
2-4	กำลังการผลิต DME จากมณฑลต่างๆ ในประเทศจีน..... 14
2-5	โครงการเพิ่มกำลังการผลิต DME จากมณฑลต่างๆ ในประเทศจีน..... 15
2-6	คุณสมบัติของปาล์มไบโอดีเซลที่ใช้ในการทดสอบ..... 19
2-7	มาตรฐานน้ำมันไบโอดีเซล..... 20
2-8	โครงสร้างทางเคมีของกรดไขมัน (Fatty Acid) ที่ผลิตจากวัตถุดิบต่างๆ ที่นำมาทำปาล์มไบโอดีเซล [9]..... 21
2-9	ค่าซีเทนที่ได้จากน้ำมันไบโอดีเซลที่ผลิตมาจากวัตถุดิบต่างๆ [9]..... 22
5-1	ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ [47]..... 71
5-2	รายละเอียดอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงยี่ห้อ Swagelok..... 73
5-3	ข้อมูลทางเทคนิคของตาชั่งที่ใช้วัดอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง..... 74
5-4	ข้อมูลทางเทคนิคของไดนาโมมิเตอร์..... 79
5-5	ข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์..... 81
5-6	ข้อมูลทางเทคนิคของพัลส์มิเตอร์ที่ใช้ในการแสดงผลความเร็วรอบเครื่องยนต์..... 83
5-7	ข้อมูลทางเทคนิคของ Pressure Transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P..... 84
5-8	ข้อมูลทางเทคนิคของ Pressure Transducer ยี่ห้อ Kistler รุ่น 607C2..... 84
5-9	ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE [48]..... 86
5-10	ข้อมูลทางเทคนิคของ Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A..... 88
5-11	ข้อมูลทางเทคนิคของ Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B..... 89
5-12	องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ทดสอบและสัญลักษณ์ที่ใช้..... 93
6-1	เปรียบเทียบผลของแรงบิดเบรกสูงสุดที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ จากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)..... 102

ตารางที่	หน้า
6-2	เปรียบเทียบค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ จากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)..... 104
6-3	เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ จากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)..... 106
6-4	เปรียบเทียบค่าอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ จากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)..... 108
6-5	เปรียบเทียบแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ 110
6-6	เปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ..... 112
6-7	เปรียบเทียบประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ..... 114
6-8	เปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ 116
6-9	เปรียบเทียบค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) . 122
6-10	เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง จากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) . 127
6-11	เปรียบเทียบค่าอุณหภูมิไอเสีย จากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) 133

ตารางที่	หน้า
6-12	เปรียบเทียบค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะในแต่ละจุดทดสอบการทำงาน ที่สภาวะภาวะบางส่วนระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ..... 138
6-13	เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงในแต่ละจุดทดสอบการทำงาน ที่สภาวะภาวะบางส่วนระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ..... 139
6-14	เปรียบเทียบค่าอุณหภูมิไอเสียในแต่ละจุดทดสอบการทำงาน ที่สภาวะภาวะบางส่วนระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ..... 144
6-15	จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาวะบางส่วนเปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด 151
6-16	จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาวะสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 154
6-17	ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาวะบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 155
6-18	ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาวะสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 156
6-19	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาวะบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด 163
6-20	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาวะสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการ ใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด 164
6-21	ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่สภาวะภาวะบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด 171
6-22	ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่สภาวะภาวะสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 172
6-23	งานที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบที่สภาวะภาวะบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 178

ตารางที่	หน้า
6-24	งานที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบที่สภาวะภาวะสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 179
6-25	จุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ ที่สภาวะภาวะบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด 187
6-26	จุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ ที่สภาวะภาวะสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด 188
6-27	ช่วงของการเผาไหม้ที่สภาวะภาวะบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 189
6-28	ช่วงของการเผาไหม้ที่สภาวะภาวะสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด 190
6-29	ค่าตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อน ที่สภาวะภาวะบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด 191
6-30	ค่าตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อน ที่สภาวะภาวะสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 192
6-31	ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด ที่สภาวะภาวะบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 196
6-32	ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด ที่สภาวะภาวะสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 197
6-33	การปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาวะบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 203
6-34	การปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาวะสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 204
6-35	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ ที่สภาวะภาวะบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 212
6-36	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ ที่สภาวะภาวะสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด 213
6-37	เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบที่มีการเผาไหม้ดีที่สุดในแต่ละจุดทดสอบ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยว ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน..... 215

ตารางที่	หน้า
6-38 จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ.....	222
6-39 จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบ ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ.....	223
6-40 ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้ เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ	229
6-41 ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร ที่สภาวะภาระสูงสุดเปรียบเทียบระหว่างการใช้เพล าลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ	230
6-42 ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูก เบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ.....	237
6-43 ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูก เบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ.....	238
6-44 งานที่เกิดภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้ เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ.....	245
6-45 งานที่เกิดภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้ เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ	246
6-46 จุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้ เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ	254
6-47 จุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพล าลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ	255
6-48 ช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูก เบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ.....	256
6-49 ช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูก เบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ.....	257
6-50 ตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบ ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ.....	258
6-51 ตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบ ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ.....	259

ตารางที่	หน้า
6-52	ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้ เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ 263
6-53	ตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบ ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ..... 264
6-54	การปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้ เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ 270
6-55	การปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่าง การใช้ เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ 272
6-56	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้ ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่าง การใช้เพลาลูก เบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ..... 280
6-57	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่าง การใช้เพลาลูก เบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ..... 281
6-58	องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่มีการเผาไหม้ดีที่สุดในแต่ละจุดทดสอบ..... 282
ก-1	Numerical value for power adjustment 329
ข-1	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของออร์ฟิชโดยประมาณที่อัตราการใช้เชื้อเพลิงต่างๆ..... 333
ค-1	ESC Test Modes 337
จ-1	ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง มาตรฐานของเชื้อเพลิงดีเซล..... 361
จ-2	ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง มาตรฐานของเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซล 362
จ-3	ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง มาตรฐานของเชื้อเพลิง 60% PME + 40% DME..... 363
จ-4	ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง ล่วงหน้า ADV2 ของเชื้อเพลิง 60% PME + 40% DME..... 364
จ-5	ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง ล่วงหน้า ADV4 ของเชื้อเพลิง 60% PME + 40% DME..... 365
จ-6	ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง ล่วงหน้า RTD2 ของเชื้อเพลิง 60% PME + 40% DME..... 366

สารบัญภาพ

รูปที่		หน้า
2-1	โครงสร้างของโมเลกุลของ DME	5
2-2	กระบวนการผลิต DME	7
2-3	การเปรียบเทียบลักษณะของสเปิร์กของดีเซลและDME [5].....	10
2-4	อัตราการปล่อยพลังงานเปรียบเทียบระหว่าง DME และ ดีเซล ภายใต้เงื่อนไขการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1500 rpm ที่ภาระการทำงาน 45 Nm ของเครื่องยนต์ CI ขนาด 1330 cm ³ อัตราส่วนกำลังอัด 16.5:1 [7].....	12
2-5	แนวโน้มราคา DME ในอนาคต	13
2-6	แนวโน้มความต้องการใช้ DME ในอุตสาหกรรมต่างๆ	13
2-7	รูปน้ำมันที่ใช้ในการวิจัย เปรียบเทียบระหว่าง (ภาพซ้าย) น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลและ (ภาพขวา) น้ำมันดีเซล	18
2-8	ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความหนืดคิเนมาติกกับอุณหภูมิในเชื้อเพลิงแต่ละชนิด	25
2-9	ตัวอย่างเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซล ที่อุณหภูมิต่างๆพบว่าจะเริ่มเป็นไขที่อุณหภูมิ 13.5 °C	26
2-10	ตัวอย่างเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลหลังการผสมที่สัดส่วน 50% DME, 50% ปาล์มไบโอดีเซล โดยน้ำหนัก ภายใต้ความดัน 5.1 บาร์ ที่อุณหภูมิต่างๆ ซึ่งพบว่ามีความเป็นเนื้อเดียวกัน	26
2-11	โค้งการกลั่น (Distillation curve) ของเชื้อเพลิงดีเซลทั่วไป [10].....	28
3-1	ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ DI [6]	34
3-2	ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ชนิด Swirl Chamber [6]	35
3-3	ผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ระบบแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงทั่วไป [6] ...	36
3-4	ข้อมูลของความดันในระบบดูดสูบ(P) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (Injector Needle Lift, I _N) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง (P) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI [6]	36
3-5	ค่าความดันในระบบดูดสูบ (p), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง (\dot{m}_{fi}) และอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (\dot{Q}_n) จากเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ความเร็วรอบ 1000 rpm, Brake Mean Effective Pressure 620 kPa [6]	37
3-6	ผังอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ [6]	39

รูปที่	หน้า
3-7	ขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้ เพื่อวิเคราะห์การปล่อยความร้อน [6]..... 40
3-8	ตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI [6] 40
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 [21] 47
4-2	ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอลล์ที่ 2000 rev/min, 30 Nm [22]..... 48
4-3	ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอลล์ที่ 2000 rev/min, 30 Nm [22] 48
4-4	ภาพของอุณหภูมิเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอลล์ที่ 2000 rev/min, 30 Nm [22] 49
4-5	ภาพของ Soot distribution ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอลล์ที่ 2000 rev/min, 30 Nm [22] 49
4-6	ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซล [23]..... 50
4-7	ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล [23] 50
4-8	ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล (a) รอบเดินเบา (b) 2000 rev/min,30 Nm (c) 2000 rev/min,50 Nm [23] 51
4-9	อุณหภูมิเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล [23]..... 52
4-10	Soot distribution ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล [23].. 52
5-1	เครื่องยนต์ทดสอบ..... 70
5-2	แผนผังการติดตั้งอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงยี่ห้อ Swagelok 72
5-3	อุปกรณ์การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง 74
5-4	ตำแหน่งเทอร์โมคัปเปิลที่ท่อไอเสีย..... 75
5-5	การติดตั้งตำแหน่งของเทอร์โมคัปเปิลที่ตัวกรองน้ำมันหล่อลื่น 75
5-6	การติดตั้งตำแหน่งของเทอร์โมคัปเปิลที่ด้านล่างของฝาสูบ 76
5-7	จุดที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในถังพักอากาศ 76
5-8	ถังพักอากาศและการติดตั้ง Orifice Plate..... 77
5-9	Inclined Manometer..... 77
5-10	บารอมิเตอร์..... 78

รูปที่	หน้า
5-11 เทอร์โมมิเตอร์.....	78
5-12 ไดนาโมมิเตอร์.....	79
5-13 ภาพตัดขวางภายในของไดนาโมมิเตอร์แบบไฮดรอลิค	80
5-14 Proximity	80
5-15 Pulse Meter.....	80
5-16 ส่วนประกอบภายในตัวเรือนของ Proximity แบบ Inductive.....	82
5-17 Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้	85
5-18 Pressure Transducer สำหรับวัดความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด.....	85
5-19 ตำแหน่งการติดตั้ง Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด	85
5-20 เครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE [48].....	86
5-21 Amplifier รุ่น SAQP-CHARGE-A	87
5-22 Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B	89
5-23 องค์ประกอบของปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงและตำแหน่งติดตั้งของชิมรองเรือนปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง [47]	91
5-24 การปรับแต่งเพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิง [40]	92
5-25 แผนผังการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้	94
5-26 เมตริกซ์แสดงจุดที่ใช้ในการทดสอบ	96
5-27 อัตราการเปลี่ยนแปลงความดัน, จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง, จุดเริ่มต้นการเผาไหม้และความดันในห้องเผาไหม้ [49].....	98
6-1 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกสูงสุดกับความเร็วยกที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)	101
6-2 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับความเร็วยกที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)	103

รูปที่	หน้า
6-3	ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วรอบที่สภาวะ ภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการ ฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) 105
6-4	ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) 107
6-5	ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกสูงสุดกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบ ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ..... 109
6-6	ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับความเร็วรอบที่สภาวะ ภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ..... 111
6-7	ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วรอบที่สภาวะ ภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ..... 113
6-8	ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบ ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ..... 115
6-9	ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับภาระที่ความเร็วรอบ คงที่ค่าต่างๆ ของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศา การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)..... 118
6-10	ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับความเร็วรอบที่ ภาระ คงที่ค่าต่างๆ ของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศา การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)..... 121
6-11	ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับภาระ ที่ความเร็วรอบ คงที่ค่าต่างๆ ของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศา การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)..... 124

รูปที่	หน้า
6-12	ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วรอบที่ภาระคงที่ค่าต่างๆ ของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)..... 126
6-13	ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิไอเสียกับภาระ ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)..... 129
6-14	ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิไอเสียกับความเร็วรอบที่ภาระคงที่ค่าต่างๆ ของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)..... 132
6-15	ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะและค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 Rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ 135
6-16	ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะและค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 Rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ 135
6-17	ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะและค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 Rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ 136
6-18	ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะและค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 Rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ 136

รูปที่	หน้า
6-49	ความสัมพันธ์ของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด 194
6-50	ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิต่อภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระ บางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้ เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 198
6-51	ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิต่อภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระ บางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้ เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 199
6-52	ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิต่อภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระ บางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้ เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 200
6-53	ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิต่อภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระ บางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้ เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 201
6-54	ความสัมพันธ์ของการปล่อยความร้อนสุทธิต่อความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระ สูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 202
6-55	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระ บางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้ เชื้อเพลิงแต่ละชนิด..... 206
6-56	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะ ภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบ ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด 207
6-57	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะ ภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบ ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด 208
6-58	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะ ภาระบางส่วนภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบ ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด 209

รูปที่	หน้า
6-89	ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิต่อภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ 267
6-90	ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิต่อภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ 268
6-91	ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิต่อความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ..... 269
6-92	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ 274
6-93	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ 275
6-94	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ 276
6-95	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ 277
6-96	ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้กับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ..... 278
ข-1	ภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศโดยวิธี Air Box Method [51]..... 327
ค-1	European Stationary Cycle (ESC) [52] 331

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
bmep	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

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
H	Enthalpy	kJ
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

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
r_c	อัตราส่วนการอัด (Compression Ratio)	
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	ปริมาตรที่ใช้วัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง	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)เพลลาข้อเหวี่ยง	
$\gamma_{a,i}$	น้ำหนักจำเพาะของอากาศ	$\text{kg/m}^2\text{-s}^2$
θ	องศาเพลลาข้อเหวี่ยง	degree
θ_{start}	องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง	$^{\circ}\text{CA}$
θ_{end}	องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง	$^{\circ}\text{CA}$
η_i	ประสิทธิภาพปั๊ม	
η_{it}	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนปั๊ม	
η_c	ประสิทธิภาพการเผาไหม้	
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	

ศูนย์วิทยพัชกร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

เนื่องจากปัญหาด้านมลพิษและปริมาณน้ำมันปิโตรเลียมเริ่มลดน้อยลงอันเกิดจากการใช้น้ำมันเพื่อตอบสนองต่อความต้องการทางด้านการพัฒนาภาคเศรษฐกิจที่เพิ่มสูงขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงหลายปีที่ผ่านมา ซึ่งน้ำมันดีเซลก็เป็นหนึ่งในเชื้อเพลิงที่มีปริมาณการใช้ในแต่ละวันเป็นปริมาณมากและเป็นต้นกำเนิดของมลพิษทางอากาศ จึงได้มีการมองหาทางเลือกแก้ปัญหาดังกล่าว

เนื่องจากในการนำปาล์มไบโอดีเซลมาใช้ จะพบปัญหาในเรื่องของความหนืดที่สูง จึงได้มีการมองหาทางเลือกแก้ปัญหาดังกล่าว จึงพบว่า DME เป็นเชื้อเพลิงที่มีคุณสมบัติที่มีค่าความหนืดต่ำ เมื่อนำมาใช้ผสมกับปาล์มไบโอดีเซลจะช่วยลดปัญหาความหนืดสูงของปาล์มไบโอดีเซลและนอกจากนี้ยังช่วยลดปัญหาคาร์บอนดำจากไอเสียได้

เชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซล (PME) มีความหนืดและคุณสมบัติการหล่อลื่นสูง ขณะที่เชื้อเพลิง DME มีค่าความหนืดและคุณสมบัติการหล่อลื่นต่ำ แต่มีออกซิเจนเป็นองค์ประกอบอยู่ระหว่างคู่อะตอมคาร์บอน ทำให้ในกระบวนการเผาไหม้คาร์บอนจะไม่ยึดจับกัน จึงไม่เกิดเขม่าจากการเผาไหม้ รวมทั้งไม่มีซัลเฟอร์เป็นองค์ประกอบ ทำให้ไม่เกิด SO_x จากกระบวนการเผาไหม้ การผสม DME ลงใน PME จะได้ส่วนผสมที่มีความหนืดต่ำลง แต่การที่จะนำ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลมาใช้ในเครื่องยนต์ CI นั้นเนื่องจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงใหม่นี้มีความแตกต่างกับเชื้อเพลิงดีเซลจึงมีผลกระทบต่อเครื่องยนต์ในหลายด้าน อาทิ ลักษณะการเผาไหม้ และมลภาวะที่เกิดขึ้น ฯลฯ จึงจำเป็นต้องมีการศึกษาผลกระทบของตัวแปรดังกล่าว

ผลจากงานวิจัยในประเทศไทย ปีพ.ศ. 2551 โดยคณิต วัฒนวิเชียร และ วาทิต ตั้งพิสิฐโยธิน จากจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย [1] มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาเกี่ยวกับผลของสัดส่วนการผสมระหว่าง DME กับ ปาล์มไบโอดีเซลที่มีต่อสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยทดสอบกับเครื่องยนต์ Kubota รุ่น RT 120 IDI ขนาด 0.624 ลิตร ที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME จากผลทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่าเมื่อมีการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าต่ำลง ตามสัดส่วนการผสม DME ที่เพิ่มขึ้น ส่วนค่าควันดำที่สภาวะภาระสูงสุดจะลดลงตามสัดส่วนการผสม DME ที่เพิ่มขึ้น สำหรับที่สภาวะภาระบางส่วนที่เท่ากัน โดยภาพรวมพบว่า 40%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดต่ำกว่าการใช้ปาล์มไบโอดีเซล โดยทั้งนี้จากการวัดความดันภายในห้องเผาไหม้และความดันในท่อเชื้อเพลิง พบว่าการ

เพิ่มสัดส่วน DME ที่สภาวะภาระบางส่วน มีผลต่อแนวโน้มในการสร้างแรงดันการฉีดเชื้อเพลิงที่ทำให้จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า เป็นผลให้จุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้าขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิไอเสียสูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบสมรรถนะ ผลการวิจัยนี้จึงสรุปได้ว่าการนำ DME มาผสมปาล์มไบโอดีเซลสามารถนำมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลได้และพบว่าหากนำเครื่องยนต์รุ่นที่ใช้ในการวิจัยนี้ไปใช้งานทั่วไปนั้น พบว่าสัดส่วน 40%DME มีความเหมาะสมที่สุด เนื่องจากมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงและสัดส่วนมวลของเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงสุด

การปรับค่าองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญและมีอิทธิพลต่อปรากฏการณ์เผาไหม้และสมรรถนะที่เกิดขึ้น พบว่าหากทำการปรับเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงจะทำให้ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดของเครื่องยนต์เปลี่ยนแปลง ถ้าหากทำการปรับค่าองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้ามากเกินไปนั้น จะทำให้ช่วงล่าช้าของการจุดระเบิดมีระยะเวลายาวนานขึ้นและถ้าจังหวะของการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงมีค่าองศาล่าช้าออกไป (ฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่อัดตัวเข้าใกล้ศูนย์ตายบน) จะทำให้ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดลง ดังนั้นผลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงจึงส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์และมลพิษจากไอเสีย เพราะมีการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิและความดันสูงสุดภายในห้องเผาไหม้

ในวิทยานิพนธ์นี้จึงมุ่งเน้นศึกษาผลของการปรับค่าองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง เมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ในสัดส่วนโดยมวล 40%DME ที่มีต่อการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการพิจารณานำ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและเป็นแนวทางในการนำ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดกลางและขนาดใหญ่ต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์

เพื่อศึกษาผลของการปรับค่าองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ที่มีต่อปรากฏการณ์เผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเมื่อใช้ชุดขั้วปั๊มเชื้อเพลิงมาตรฐาน เปรียบเทียบกับการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงดีเซล และปาล์มไบโอดีเซล

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

- 1.3.1 ทดสอบเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มไบโอดีเซลโดยใช้ชุดเพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงมาตรฐาน ที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการ

ทำงาน อาทิ ความดันกระบอกสูบ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ

- 1.3.2 ทดสอบเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเมื่อใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันกระบอกสูบ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ
- 1.3.3 วิเคราะห์ข้อมูลความดันในกระบอกสูบและการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้
- 1.3.4 ศึกษาผลของการปรับองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล เพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพทางความร้อน

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

- 1.4.1 การทดสอบโดยใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล (Baseline Diesel Testing) และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซล
 - 1.4.1.1 ทำการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กที่ใช้ในการเกษตรชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเมื่อใช้น้ำมันดีเซลและปาล์มไบโอดีเซลที่สภาวะคงตัวที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ทั้งที่ภาระสูงสุดและภาระบางส่วนตามจุดทดสอบที่เหมาะสมตาม ESC Test Cycle แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันในห้องเผาไหม้ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ
 - 1.4.1.2 ทำการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในกระบอกสูบและการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ โดยข้อมูลจากข้อ 1.4.1.1
- 1.4.2 การทดสอบโดยใช้เชื้อเพลิง DME ผสม ปาล์มไบโอดีเซล
 - 1.4.2.1 ทำการทดสอบเพื่อหาค่าแรงบิดสูงสุดในแต่ละรอบความเร็วของเครื่องยนต์ ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆและคำนวณหาจุดทดสอบที่เหมาะสมตามมาตรฐาน ESC Test Cycle
 - 1.4.2.2 ทำการดัดแปลงเพลาลูกเบี้ยวเพื่อใช้ในการเปลี่ยนองศาเชื้อเพลิง
 - 1.4.2.3 ทำการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กที่ใช้ในการเกษตร ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ที่สภาวะคงตัวที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ

ความดันกระบอกสูบ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่ง
เชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ

- 1.4.2.4 ทำการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในกระบอกสูบและการปล่อยความร้อน
เนื่องจากการเผาไหม้ โดยข้อมูลจากข้อ 1.4.2.3
- 1.4.2.5 เปลี่ยนนอศการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง
- 1.4.2.6 ทำการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กที่ใช้ในการเกษตร ชนิดห้องเผา
ไหม้ล่วงหน้า เมื่อมีการเปลี่ยนนอศการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง โดยใช้
เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล
- 1.4.2.7 ศึกษาผลของนอศการฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME
ผสมปาล์มไบโอดีเซล โดยการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการ
เผาไหม้จากข้อมูลความดันในกระบอกสูบ
- 1.4.2.8 วิเคราะห์และสรุปผล

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

จากการศึกษาจะช่วยให้ทราบถึงผลของการใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่มีต่อการเผา
ไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและช่วยให้เข้าใจใน
ปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อใช้ DME
ผสมปาล์มไบโอดีเซล เพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการพิจารณานำ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลมาใช้
ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและเพื่อเป็นแนวทางในการนำ DME ผสม
ปาล์มไบโอดีเซลมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดกลางและขนาดใหญ่ต่อไป

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 2

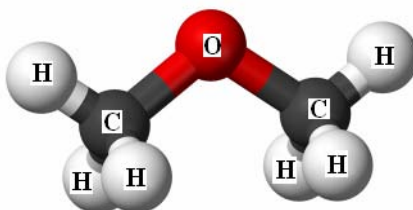
เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ

ในบทนี้จะกล่าวถึงเชื้อเพลิงแต่ละชนิดที่ใช้ในสำหรับทดสอบในเครื่องยนต์สำหรับงานวิจัยนี้ โดยเสนอภาพรวมที่สำคัญ อาทิเช่น กระบวนการผลิต, โครงสร้างทางกายภาพและทางเคมีของเชื้อเพลิง DME ที่ใช้ในการทดสอบ, คุณสมบัติ แนวโน้มในการนำ DME มาใช้เป็นเชื้อเพลิงทางเลือกในอนาคต ผลจากการนำเชื้อเพลิง DME มาผสมกับน้ำมันปาล์มไบโอดีเซล รวมถึงภาพลักษณะในการใช้น้ำมันไบโอดีเซล ซึ่งเชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบสำหรับงานวิจัยนี้มีด้วยกันทั้งสิ้น 3 ชนิดคือ

- เชื้อเพลิงไดเมทิลอีเทอร์
- น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผลิตโดยบริษัท บางจากไบโอฟูเอล จำกัด
- เชื้อเพลิงดีเซล

2.1 รายละเอียดของเชื้อเพลิงไดเมทิลอีเทอร์ (Dimethyl Ether, 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 ซึ่งทรงกลมตรงกลางแทนอะตอมออกซิเจน สีเทาเข้มด้านข้างสองลูกแทนอะตอมคาร์บอนและสีขาวแทนอะตอมของไฮโดรเจน ถือได้ว่า DME เป็นสารประกอบอีเทอร์โมเลกุลเล็กที่สุด DME ปรากฏอยู่ในอุตสาหกรรมกลุ่มการทำสเปรย์แบบแอโรซอล ซึ่งถูกนำมาแทนที่การใช้สารกลุ่มซีเอฟซี (CFC; Chlorofluorocarbons) ตั้งแต่ปี พ.ศ. 2506 เพื่อให้เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมและบรรยากาศของโลกมากขึ้น นอกจากนี้ด้วยคุณสมบัติที่เป็นก๊าซเย็นนี้เอง DME จึงมักจะถูกนำไปใช้ในการทดลองและการศึกษาที่เกี่ยวกับปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นกับวัสดุที่อุณหภูมิต่ำมาก (Cryogenic) อีกด้วย



รูปที่ 2-1 โครงสร้างของโมเลกุลของ DME

DME เป็นพลังงานที่สามารถผลิตได้จากวัตถุดิบหลากหลายชนิด เช่น ก๊าซธรรมชาติ ถ่านหิน หรือสารชีวภาพต่างๆ ได้ โดยผ่านกระบวนการเคมีเพื่อสังเคราะห์เมทานอล หลังจากนั้นจึงนำไปผ่านกระบวนการแยกน้ำ (Dehydration) เพื่อให้ได้ DME ต่อไป

ในปี พ.ศ. 2538 ที่การประชุมสมาคมวิศวกรรมยานยนต์ (Society of Automotive Engineering: SAE) สหรัฐอเมริกาได้มีการนำเสนอแนวทางการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ของรถยนต์ รวมทั้งการศึกษาอย่างกว้างขวางเกี่ยวกับการผลิต ผลที่ดีต่อสิ่งแวดล้อม นับเป็นการเริ่มต้นการศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้ DME เป็นพลังงานทางเลือกอย่างชัดเจน นับจากนั้นเป็นต้นมาได้มีการทำการศึกษาและทดลองติดตั้งเครื่องยนต์ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงในยานยนต์เป็นอันมาก ทั้งในยุโรปและเอเชีย โดยการศึกษาส่วนใหญ่มุ่งไปที่รถยนต์ดีเซลขนาดใหญ่ในระบบขนส่งมวลชนของรัฐและรถบรรทุกขนส่งขนาดใหญ่ ประกอบกับปัญหาราคาน้ำมันที่เพิ่มขึ้นอย่างมากในปัจจุบัน ทำให้การศึกษาที่เกี่ยวข้องกับการใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงทดแทนเป็นไปได้ไปอย่างกว้างขวางมากยิ่งขึ้น เพราะ DME เป็นเชื้อเพลิงสะอาดที่สามารถผลิตได้จากผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียม และวัตถุดิบอื่นๆ

การศึกษาดผลกระทบด้านสิ่งแวดล้อมของ DME พบว่า DME เป็นสารประกอบอินทรีย์กลุ่มระเหยง่าย (Volatile Organic Compound) แต่ไม่เป็นพิษ ไม่มีผลต่อการก่อมะเร็งและก่อให้เกิดการกลายพันธุ์ของสิ่งมีชีวิต ครึ่งชีวิตของการสลายตัวของ DME ในชั้นบรรยากาศเป็นเวลาสั้นมากเมื่อเทียบกับก๊าซเรือนกระจกตัวอื่นๆ เช่น CO₂ หรือมีเทน เป็นต้น [2]

นอกจากนี้การศึกษาในแง่การเผาไหม้ของก๊าซ DME ยังพบว่า ผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากการเผาไหม้จะสะอาด คือ ปราศจากเขม่าและมีปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนนอกไซด์น้อยมากอย่างมีนัยสำคัญ เนื่องจากในโครงสร้างของโมเลกุลมีลักษณะเป็นพันธะเดี่ยว ซึ่งไม่มีพันธะระหว่างอะตอมคาร์บอน โดยมีอะตอมของออกซิเจนประกอบอยู่ระหว่างอะตอมคาร์บอนสองอะตอม ปริมาณออกซิเจนจึงเพียงพอที่จะทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ นอกจากนี้ลักษณะพันธะของโมเลกุลเป็นพันธะเดี่ยวระหว่างธาตุคาร์บอนและออกซิเจน พลังงานของการเกิดปฏิกิริยาจึงมีค่าต่ำ ทำให้ความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้น้อย แต่สามารถปลดปล่อยพลังงานเคมีที่อุณหภูมิต่ำกว่าเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ จึงมีความเป็นไปได้ในการลดปริมาณความร้อนที่สูญเสียลงได้ แต่อย่างไรก็ตาม ค่าปริมาณพลังงานที่ปลดปล่อยต่อปฏิกิริยามีค่าน้อยกว่าน้ำมันหรือเชื้อเพลิงที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน นั่นคือ หากต้องการนำไปใช้เป็นเชื้อเพลิง ต้องใช้มวลเชื้อเพลิงมากกว่าเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ [3]

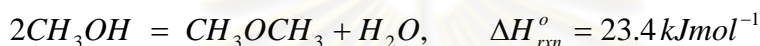
2.1.1 กระบวนการผลิต DME

โดยทั่วไปการผลิต DME ถูกผลิตขึ้นด้วยกระบวนการ 2 ขั้นตอน โดยจะเริ่มต้นกระบวนการจากการแปรรูปวัตถุดิบชนิดก๊าซสังเคราะห์หรือ syngas (synthesis gas) ไปเป็นเมทานอล จากนั้นนำเมทานอลผ่านเข้าสู่กระบวนการดีไฮเดรชัน (dehydration) จะได้เป็น DME ซึ่งเขียนเป็นปฏิกิริยาเคมีได้ดังนี้ [2]

Methanol synthesis:



Methanol dehydration:



Water-gas shift:

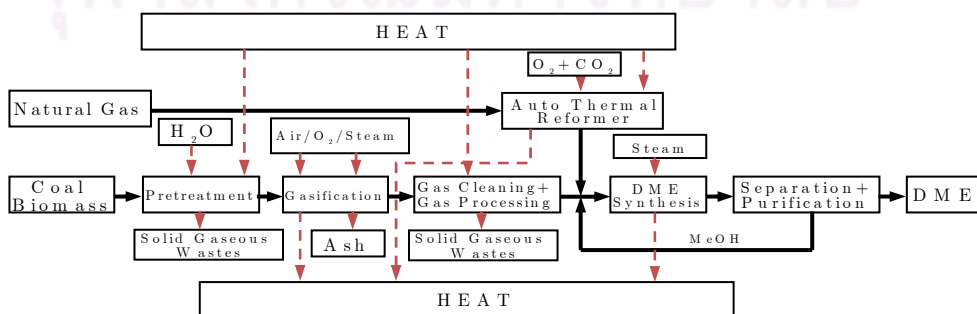


Net reaction:



Syngas ที่เป็นตัวตั้งต้นของปฏิกริยานอกจากจะผลิตมาจากก๊าซธรรมชาติแล้ว ยังสามารถผลิตได้จากถ่านหินและมวลสารชีวภาพได้อีกด้วย จึงสามารถสรุปได้ว่า DME เป็นเชื้อเพลิงที่สามารถผลิตได้จากสารตั้งต้นหลายชนิด การผลิตจึงไม่ขึ้นกับแหล่งการผลิตแหล่งใดแหล่งหนึ่งเพียงอย่างเดียว จึงมีความสามารถในการควบคุมราคาการผลิตได้ดีกว่าผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียม

สำหรับการผลิต DME จากสารตั้งต้นที่เป็นของแข็ง เช่น มวลสารชีวภาพ หรือ ถ่านหิน ต้องมีกระบวนการเพื่อให้วัตถุดิบกลายเป็นก๊าซสังเคราะห์ก่อน จากนั้นต้องผ่านกระบวนการทำความสะอาดก๊าซที่ได้ก่อนที่จะเข้ากระบวนการสังเคราะห์ DME ต่อไป ซึ่งรูปที่ 2-2 ได้แสดงกระบวนการโดยสรุปในการผลิต DME ทั้งจากสารตั้งต้นที่เป็นก๊าซและของแข็ง



รูปที่ 2-2 กระบวนการผลิต DME

จากปฏิกิริยาดังกล่าวสังเกตได้ว่าการผลิต DME สามารถผลิตได้ค่อนข้างง่ายเมื่อเปรียบเทียบกับการผลิตก๊าซปิโตรเลียมเหลว (LPG) ที่ต้องมีการลงทุนสูงในการสร้างหอกลับขึ้นมา นอกจากนี้หลังจากการผลิต DME สามารถเก็บรักษาและขนส่งในลักษณะเดียวกันกับก๊าซปิโตรเลียมเหลว

2.1.2 สมบัติทางเคมีและกายภาพของ DME

สมบัติทางกายภาพของ DME มีความใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงปิโตรเลียมเหลว เช่น โพรเพน (Propane) และบิวเทน (Butane) มีค่าซีเทนอยู่ในช่วง 55-60 ซึ่งมีความมากกว่าน้ำมันดีเซลเล็กน้อย การเผาไหม้ของ DME จึงดีกว่าดีเซล DME จะอยู่ในสถานะก๊าซที่อุณหภูมิห้อง ในการนำ DME ไปใช้งานสามารถทำให้เป็นของเหลวที่อุณหภูมิ -25°C ที่ความดันบรรยากาศ หรือเมื่อถูกอัดที่ความดันประมาณ 6 เท่าของความดันบรรยากาศ (6 bar) ที่อุณหภูมิห้อง สำหรับค่าความดันไอที่อุณหภูมิต่างๆของ DME แสดงไว้ในตารางที่ 2-1

ตารางที่ 2-1 ความดันไอของ DME ที่อุณหภูมิต่างๆ [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
383.17	3950.7
390.42	4486.5
394.44	4812.1
397.46	5083.6

โดยคุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีเชื้อเพลิงไดเมทิลอีเทอร์ได้แสดงไว้ในตารางที่ 2-2

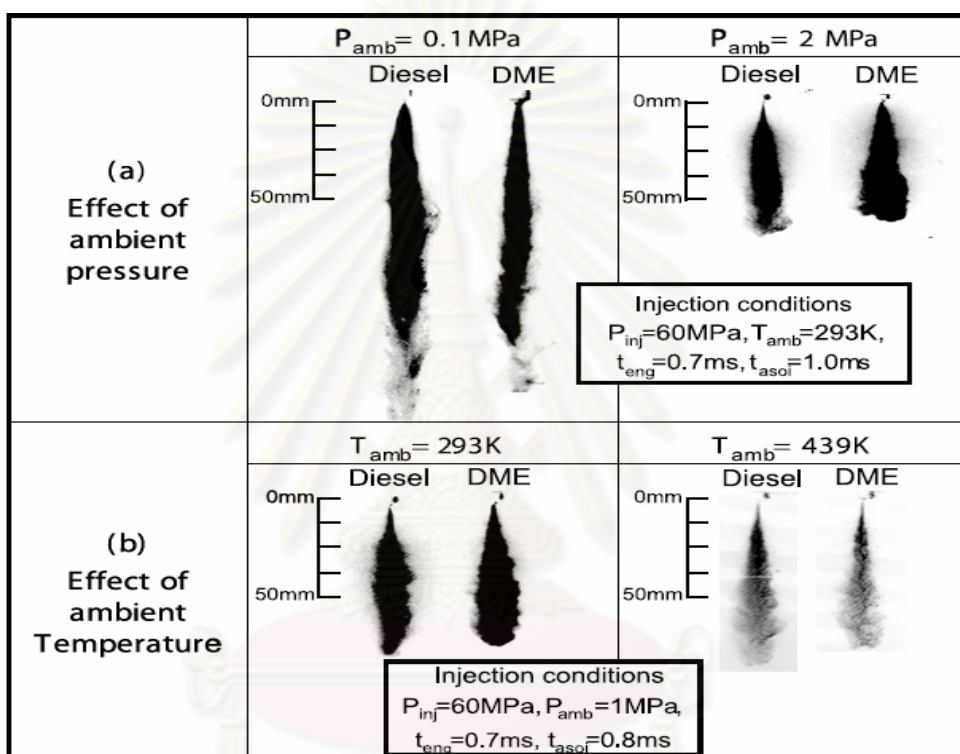
ตารางที่ 2-2 คุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของ DME [4]

Property	DME
Chemical formula	CH ₃ OCH ₃
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 : 1
Boiling Point [°C]	-24.9
Explosion limit in air [vol.%]	3.4~17
Auto Ignition temperature [°C]	235
Liquid Viscosity [cP]	0.15
Liquid density at 20°C [kg/m ³]	668
Lower Heating Value [kJ/kg]	28430
Latent heat of evaporation [kJ/kg]	460
Vapor pressure @ 20°C [MPa]	0.51
Cetane Number	55-60

2.1.3 คุณลักษณะของสเปร์ย์

สมบัติในการกระจายตัวเมื่อเกิดการสเปร์ย์ของ DME เมื่อเปรียบเทียบกับดีเซลนั้น จากการศึกษา [5] พบว่า เชื้อเพลิงดีเซลจะให้สเปร์ย์ที่กว้างและยาวกว่าของ DME ในทุกเงื่อนไขการฉีด ดังที่แสดงในรูปที่ 2-3 เมื่อเพิ่มความดันของบรรยากาศบริเวณที่ฉีดสเปร์ย์ พบว่าในกรณีของ DME นั้น การเพิ่มความดันบรรยากาศจะได้สเปร์ย์ที่สั้นลงและกว้างยิ่งขึ้น ถึงแม้ว่า DME จะมีรูปร่างสเปร์ย์ที่เล็กกว่าของดีเซล แต่เนื่องจากความสามารถในการกลายเป็นไอที่ดีของมัน ทำให้การระเหยตัวหลังจากการฉีดสเปร์ย์ทำได้ดีกว่าของดีเซล

นอกจากนี้สำหรับ DME เมื่อทำการวัดขนาดละอองของสเปรย์ พบว่ามีขนาดที่สม่ำเสมอ และการกระจายตัวที่ดี เมื่อเปรียบเทียบกับสเปรย์ดีเซลที่สภาวะการฉีดเดียวกัน พบว่าดีเซลจะมีขนาดของละอองแตกต่างกันมาก สามารถสรุปได้ว่า DME มีสมบัติในการแตกเป็นละอองฝอย (atomization) ได้ดีกว่าดีเซล และเมื่อเปรียบเทียบการเคลื่อนที่ของละอองสเปรย์พบว่า สเปรย์ของดีเซลสามารถเคลื่อนที่ได้เร็วกว่าของ DME อันเนื่องมาจากละอองของดีเซลมีโมเมนต์มากกว่า



รูปที่ 2-3 การเปรียบเทียบลักษณะของสเปรย์ของดีเซลและDME [5]

2.1.4 การเผาไหม้ของ DME

ในกระบวนการเผาไหม้ ออกซิเจนในอากาศจะเป็นตัวทำปฏิกิริยากับเชื้อเพลิง ส่วนประกอบอื่นๆ ในอากาศ เช่น อาร์กอน คาร์บอนไดออกไซด์ และไนโตรเจนจะไม่เข้าร่วมทำปฏิกิริยาด้วย ดังนั้นเพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณปฏิกิริยาการเผาไหม้ของ DME กับอากาศ จึงจะนิยามไนโตรเจนบรรยากาศ (atmospheric nitrogen) หรือไนโตรเจนที่ปรากฏ (apparent nitrogen) ขึ้น ซึ่งจะประกอบด้วยไนโตรเจนและก๊าซอื่นๆ ในอากาศที่ไม่เข้าทำปฏิกิริยาเผาไหม้ ดังนั้นในการคำนวณจะพบว่าในปริมาณอากาศประกอบด้วยก๊าซ 2 ส่วนคือ ส่วนที่เข้าทำปฏิกิริยา คือ ออกซิเจน และส่วนที่ไม่เข้าทำปฏิกิริยา คือ ไนโตรเจนบรรยากาศ โดยอัตราส่วนของก๊าซชนิดต่างๆ ที่ผสมในอากาศแห่งนี้ได้แสดงไว้ในตารางที่ 2-3

ตารางที่ 2-3 ส่วนประกอบของอากาศแห้ง [6]

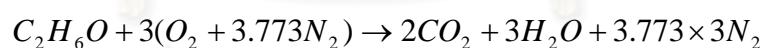
ก๊าซ	ppm โดยปริมาตร	มวลโมเลกุล	เศษส่วนโมล	อัตราส่วนโดยโมล
O ₂	209,500	31.998	0.2095	1
N ₂	780,900	28.012	0.7905	3.773
Ar	9,300	38.948		
CO ₂	300	44.009		
Air	1,000,000	28.962	1.0000	4.773

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



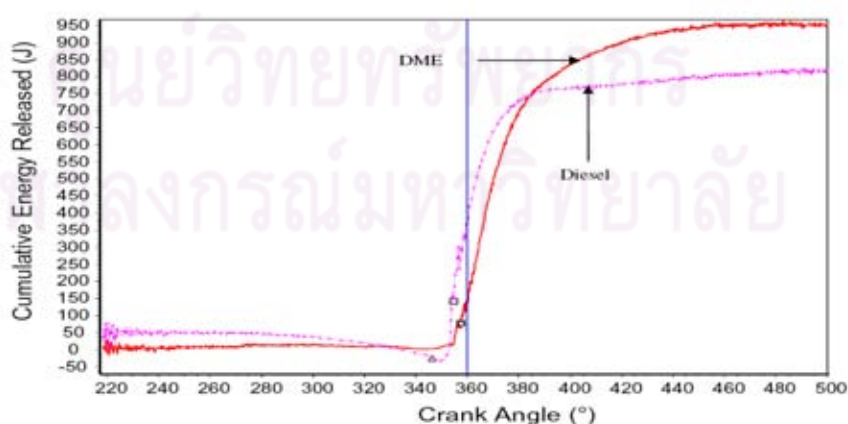
และสามารถคำนวณอัตราส่วนระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศได้ คือ

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

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) ด้วยสาเหตุดังกล่าวจึงไม่มีก๊าซกลุ่มซัลเฟอร์ออกไซด์ถูกปลดปล่อยออกมาจากกระบวนการเผาไหม้ ก๊าซมลพิษที่กล่าวถึงทั้งสองกลุ่มนี้เป็นก๊าซที่เมื่อรวมตัวกับไอน้ำในอากาศแล้วจะได้เป็นไอกรด ซึ่งเป็นต้นเหตุของการเกิดฝนกรดได้ หรือไอของก๊าซมลพิษทั้งสองกลุ่มนี้จะมีผลโดยตรงต่อเนื้อเยื่อของสิ่งมีชีวิต โดยเฉพาะเนื้อเยื่ออ่อนบริเวณโพรงจมูกและดวงตา การลดปริมาณก๊าซทั้งสองจึงเป็นเรื่องที่มีความสำคัญมาก และเชื้อเพลิง DME จึงเป็นตัวเลือกที่ดีตัวหนึ่ง เมื่อพิจารณาถึงประเด็นของการเกิดมลภาวะและความเป็นอันตรายต่อสิ่งมีชีวิต

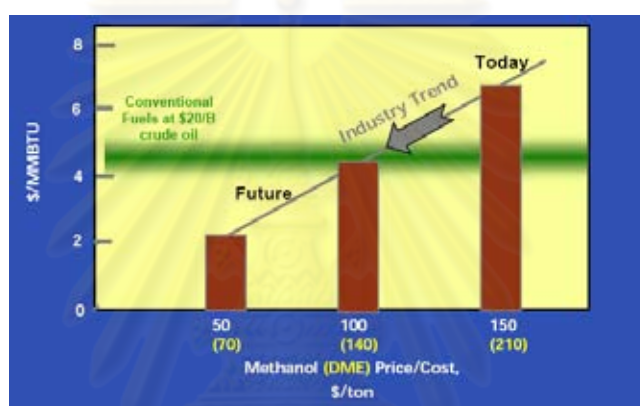
ในแง่การปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้โดยพิจารณาผลทดสอบการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล [7] พบว่าอุณหภูมิสูงสุดในห้องเผาไหม้มีค่า 2040.9 K และ 2151.9 K จากการทดสอบใช้ DME และน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงตามลำดับ ในกรณีของ DME มีค่าต่ำกว่ากรณีของน้ำมันดีเซลประมาณ 100°C ทำให้ผลต่างอุณหภูมิระหว่างก๊าซในห้องเผาไหม้และผนังของห้องเผาไหม้มีค่าลดลงจนทำให้การสูญเสียจากการถ่ายเทความร้อนมีค่าน้อยลงมาก เมื่อพิจารณาปริมาณพลังงานที่ปลดปล่อยจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงในช่วงท้าย (ช่วง expansion process) พบว่าในกรณีของ DME มีค่าสูงกว่าในกรณีของน้ำมันดีเซลเล็กน้อย และยังมีอัตราการปล่อยเชื้อเพลิงที่รวดเร็วและต่อเนื่องมากกว่าด้วย ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 2-4



รูปที่ 2-4 อัตราการปล่อยพลังงานเปรียบเทียบระหว่าง DME และ ดีเซล ภายใต้เงื่อนไขการทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1500 rpm ที่ภาระการทำงาน 45 Nm ของเครื่องยนต์ CI ขนาด 1330 cm^3 อัตราส่วนกำลังอัด 16.5:1 [7]

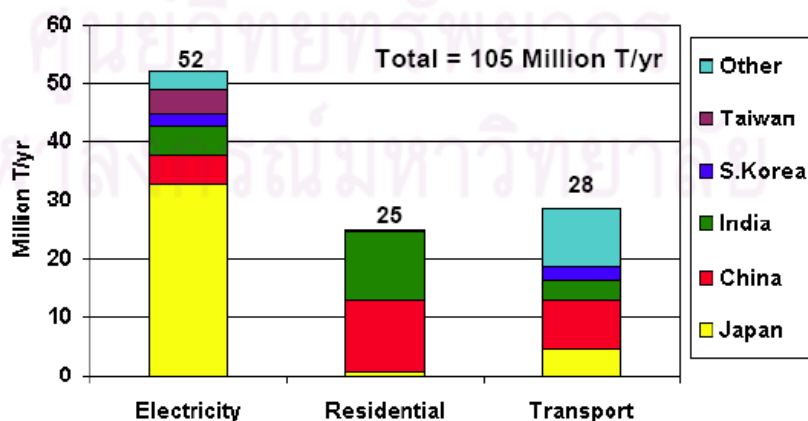
2.1.5 แนวโน้มในการผลิตและการใช้งานในอนาคต

ปัจจุบันปัญหาเรื่องปริมาณสำรองของเชื้อเพลิงถือเป็นเรื่องเร่งด่วนสำหรับทุกประเทศทั่วโลก ถ้าทุกคนยังคงใช้เชื้อเพลิงในอัตราที่เป็นอยู่ในปัจจุบันสักวันเชื้อเพลิงต้องหมดไปจากโลก แต่สิ่งที่จะหมดไปก่อนเชื้อเพลิงคือ อากาศที่เราจะใช้หายใจ ซึ่งภัยนี้ร้ายแรงกว่าภัยการก่อการร้ายเสียอีก นี่คือเหตุผลที่ทำให้เราต้องมีเชื้อเพลิงทางเลือกเพื่อแก้ปัญหาวิกฤตพลังงาน มลภาวะและการเสื่อมถอยของนิเวศวิทยา ซึ่งหนึ่งในทางเลือกเหล่านั้นคือการนำ DME มาใช้ซึ่งทำให้ในอนาคตการผลิต DME มีแนวโน้มที่จะผลิตมากขึ้น มีราคาถูกลงและมีการนำไปใช้ในด้านต่างๆ มากมาย



รูปที่ 2-5 แนวโน้มราคา DME ในอนาคต

ในด้านแนวโน้มของความต้องการ DME ในอนาคตนั้นสดใสเนื่องจากมีความต้องการสูงขึ้นเรื่อยโดยสามารถดูได้จากกราฟแสดงความต้องการใช้ DME ในปี 2010 ของประเทศต่างๆ



รูปที่ 2-6 แนวโน้มความต้องการใช้ DME ในอุตสาหกรรมต่างๆ

2.1.6 การผลิต DME ในต่างประเทศ

ปัจจุบันประเทศต่างๆ ได้มีการโครงการเกี่ยวกับผลิต DME มากมาย ทำให้อัตราการผลิตของ DME นั้นมีขนาดที่สดใส เนื่องจากเมื่อผลิตเป็นจำนวนมากประกอบกับสามารถแปรรูปได้จากเชื้อเพลิงราคาถูกลงอย่างถาวร 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 4,510 ล้านตันต่อปีในอนาคตโดยแสดงไว้ในตารางที่ 2-5

ตารางที่ 2-5 โครงการเพิ่มกำลังการผลิต DME 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 100,000 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 - มีแผนขยายกำลังการผลิตเป็น 3000 ตันต่อวัน

ประเทศอียิปต์

ในปัจจุบันประเทศอียิปต์ได้มีการสร้างโรงงานผลิต DME ซึ่งมีกำลังการผลิต 1.3 ล้านตัน เพื่อใช้ในการผสมกับ LPG

ประเทศอิหร่าน

ประเทศอิหร่านมีการผลิต DME จาก methanol โดยกระบวนการ dehydration และ fixed-bed reactor โดยมีกำลังการผลิต 8 แสนตันต่อปี นอกจากนี้ยังมีโครงการผลิต DME ในประเทศอื่นๆอีกมาก เช่นประเทศสวีเดน ประเทศรัสเซีย ประเทศสหรัฐอเมริกา ประเทศอิตาลี ประเทศในกลุ่ม EU และประเทศบราซิล

2.1.7 การใช้ DME ในปัจจุบัน

สำหรับในส่วนการนำ DME ไปใช้ ได้มีโครงการนำไปใช้หลายโครงการดังนี้

1. การผสม DME 20% กับก๊าซหุงต้มโดยจากการศึกษาพบว่า แม้ว่าการทำอย่างนี้จะทำให้ค่าความร้อนลดลงแต่ผู้บริโภคก็ไม่สามารถแยกความแตกต่างได้และการทำแบบนี้จะทำให้มีก๊าซปิโตรเลียมเหลวตกค้างถึงน้อยกว่าด้วย

2. การใช้แทนเชื้อเพลิงดีเซลในรถบรรทุกขนาดต่างๆ พบว่ามีประสิทธิภาพสูงกว่า มีการปล่อยมลพิษ NO_x น้อยกว่าและเครื่องยนต์เดินเรียบเสียบกว่า

3. การใช้ในอุตสาหกรรมผลิตไฟฟ้า บริษัท GE และบริษัท Siemens Westinghouse มีการใช้ DME ในเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าแบบกังหันก๊าซซึ่งมีประสิทธิภาพและมลพิษต่ำ

2.1.8 ภาพลักษณ์ในการใช้ DME

2.1.8.1 ข้อดีในการใช้ DME

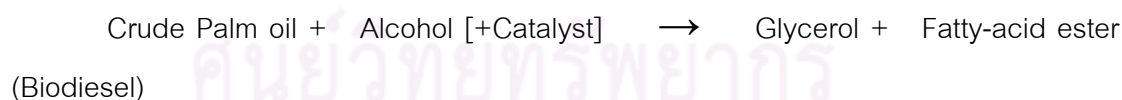
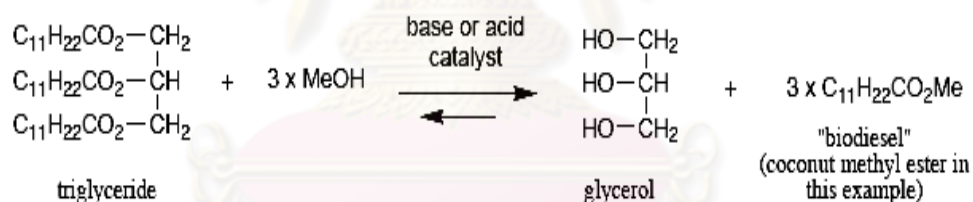
ข้อดีของการใช้ DME แทนน้ำมันดีเซลในเครื่องยนต์ CI ประกอบไปด้วยการลดลงของ ไฮโดรคาร์บอน (HC) และคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ในไอเสีย เนื่องจากโครงสร้างโมเลกุลของ DME มีออกซิเจน (O_2) เป็นองค์ประกอบอยู่ระหว่างคาร์บอนด์ คาร์บอนด์จึงไม่ได้จับยึดกันโดยตรง ดังนั้นการเผาไหม้ของ DME จะไม่เกิดเขม่า (soot) หรือฝุ่นละออง (particulate matters หรือ PM) นอกจากนี้ DME ไม่มีซัลเฟอร์เป็นองค์ประกอบ ดังนั้นจึงไม่ก่อให้เกิด SO_x และไม่มีควันดำ (black smoke) จากการทดสอบกระบวนการเผาไหม้ของ DME พบว่ามีอุณหภูมิต่ำกว่ากระบวนการเผาไหม้ของดีเซล จึงทำให้ NO_x ลดลง ต่ำกว่าการใช้น้ำมันดีเซล นอกจากนี้ยังพบว่าการใช้ DME กับเครื่องยนต์ CI ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง จะให้เสียงที่เกิดจากการทำงานที่เสียบกว่าการใช้ conventional diesel

2.1.8.2 ข้อเสียในการใช้ DME

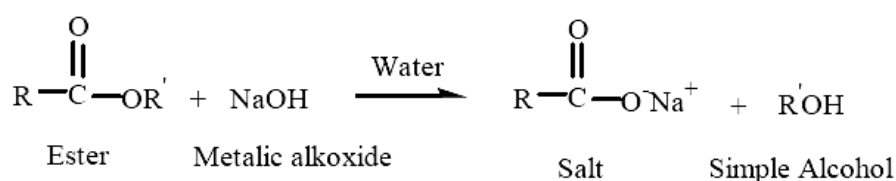
เนื่องจากค่าความร้อนของ DME มีค่าต่ำกว่าของเชื้อเพลิงดีเซล ดังนั้นพลังงานที่ได้จากการเผาไหม้ของ DME ก็จะมีค่าต่ำกว่า ซึ่งส่งผลให้อัตราการสิ้นเปลืองปริมาณเชื้อเพลิงมีค่าเพิ่มขึ้น และความหนืดของ DME ที่ต่ำกว่าน้ำมันดีเซล ก่อให้เกิดการรั่ว (leakage) ที่ปั๊ม (pumps) และหัวฉีด (fuel injectors) ต้องมีการเติมสารหล่อลื่นเข้าไปผสมกับ 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 ปาล์มไบโอดีเซลผลิตจากน้ำมันปาล์มดิบซึ่งได้มาจากผลปาล์มน้ำมัน ผ่านปฏิกิริยา ทรานเอสเทอร์ริฟิเคชัน (Tranesterification)



ซึ่งจะได้ปฏิกิริยาข้างเคียงเป็นปฏิกิริยาสaponification จากเอสเทอร์ (Saponification from ester)



สำหรับกระบวนการผลิตปาล์มไบโอดีเซลที่กำลังศึกษานี้จะใช้เมทานอล และน้ำมันปาล์มดิบเป็นวัตถุดิบ และใช้กระบวนการผลิตแบบกะ (Batch Process) โดยมีโซเดียมไฮดรอกไซด์เป็นตัวเร่งปฏิกิริยา ปฏิกิริยาเกิดที่อุณหภูมิ 65 องศาเซลเซียส ความดัน 1 บรรยากาศ ซึ่งจะได้ผลิตภัณฑ์เป็นปาล์มไบโอดีเซลและกลีเซอรอล โดยในที่นี่จะผลิตปาล์มไบโอดีเซลที่มีความบริสุทธิ์ร้อยละ 99.7 ซึ่งปาล์มไบโอดีเซลมีคุณสมบัติทางกายภาพคล้ายกับน้ำมันดีเซลปกติ ทั้งนี้เพราะปาล์มไบโอดีเซลมีออกซิเจน อยู่ในเนื้อเชื้อเพลิง จึงให้การเผาไหม้ที่สะอาดกว่าน้ำมันดีเซล ไอเสียมีคุณภาพดีกว่า ให้การสันดาปที่สมบูรณ์กว่าน้ำมันดีเซลปกติ จึงมีคาร์บอนมอนอกไซด์ น้อยกว่า และเนื่องจาก มีกำมะถัน ในไบโอดีเซลน้อยมาก จึงไม่มีปัญหาเรื่องสารซัลเฟตนอกจากนี้ยังมีเขม่าคาร์บอนน้อยจึงไม่ทำให้เกิดการอุดตัน ของระบบไอเสียได้

2.2.1 คุณสมบัติปาล์มไบโอดีเซลที่ใช้ในการทดสอบ

ปาล์มไบโอดีเซลอ้างอิงที่ใช้ในตลอดการทดสอบมีคุณสมบัติตามข้อกำหนดลักษณะและคุณภาพของน้ำมันไบโอดีเซลสำหรับเครื่องยนต์การเกษตร (ไบโอดีเซลชุมชน) [8] ประกาศโดยกรมธุรกิจพลังงาน พ.ศ. 2549 ตารางที่ 2-6 ซึ่งเป็นไปตามกำหนดของ และมาตรฐานที่ใช้กับน้ำมันไบโอดีเซล EN และ ASTM มีรวบรวมและแสดงไว้ในตารางที่ 2-7

ในการนำปาล์มไบโอดีเซลมาใช้ในการทดสอบ ปาล์มไบโอดีเซลอ้างอิงมีลักษณะเป็นของเหลวใสตลอดทั้งการทดลองมีสีแดงดังแสดงในรูปที่ 2-7



รูปที่ 2-7 รูปน้ำมันที่ใช้ในการวิจัย เปรียบเทียบระหว่างน้ำมันปาล์มไบโอดีเซล(ภาพซ้าย) และน้ำมันดีเซล(ภาพขวา)

ตารางที่ 2-6 คุณสมบัติของปาล์มไบโอดีเซลที่ใช้ในการทดสอบ

Properties	Units	Test method	Specification	Result
1. Ester content	% wt	EN 14103	min 96.50	98.77
2. Density (15°C)	kg/m ³	ASTM D 4052	860 - 900	874.90
3. Kinematic Viscosity @(40°C)*	cSt	ASTM D 445	3.5 - 5.0	4.41
4. Flash point	°C	ASTM D 93	min 120	142.00
5. Sulfur Content	ppm	ASTM D 5453	max 10.0	2.0
6. Carbon Residue	% wt	ASTM D 4530	max 0.30	0.0900
7. Cetane Number	-	ASTM D 613	min 51	74.80
8. Sulfated Ash Content	%wt	ASTM D 874	max 0.02	<0.005
9. Water content	ppm	EN ISO 12937	max 500	310.03
10. Total Contamination	ppm	EN 12662	max 24	1.30
11. Copper Strip corrosion	-	ASTM D 130	max No.1	1a
12. Cloud point	°C	ASTM D 2500	max 16	13.0
13. Oxidation stability at 110 °C	hours	EN 14112	min 10	24.23
14. Acid Value	mg KOH/g	ASTM D 664	max 0.50	0.42
15. Iodine Value	g I ₂ /100g	EN 14111	50-120	51.67
16. Linolenic Acid Methyl Ester Content	% wt	EN 14103	max 12	0.06
17. Methanol Content	% wt	EN 14110	max 0.20	0.06
18. Monoglyceride Content	% wt	EN 14105	max 0.80	0.3742
19. Diglyceride Content	% wt	EN 14105	max 0.20	0.0336
20. Triglyceride Content	% wt	EN 14105	max 0.20	0.0466
21. Free glycerin Content	% wt	EN 14105	max 0.02	0.0155
22. Total glycerin Content	% wt	EN 14105	max 0.25	0.1207
23. Distillation: 90% vol. Recovered, °C	-	ASTM 1160 - 03	360 max	364
24. Specific gravity	kg/m ³	ASTM D 1298		880
25. Heating value	MJ/kg	ASTM D 611		39.872
26. Phosphorus	mg/kg	ASTM D 4951	max 10.0	Nil

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 น้ำมันปาล์มอ้างอิงที่ใช้ในการทดสอบเป็นน้ำมันที่ได้จากปาล์ม หรือที่เรียกว่าปาล์มเมทิลเอสเตอ์ (Palmitic methyl ester, PEM) ซึ่งมีโครงสร้างทางเคมีแสดงในตารางที่ 2-8

ตารางที่ 2-8 โครงสร้างทางเคมีของกรดไขมัน (Fatty Acid) ที่ผลิตจากวัตถุดิบต่างๆที่นำมาทำปาล์มไบโอดีเซล [9]

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 ค่าซีเทนที่ได้จากน้ำมันไบโอดีเซลที่ผลิตมาจากวัตถุดิบต่างๆ [9]

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

น้ำมันไบโอดีเซลที่ได้จากสารชีวภาพส่วนใหญ่มีค่าซีเทนัมเบอร์ที่สูงกว่าน้ำมันดีเซล โดยน้ำมันดีเซลจะมีค่าซีเทนัมเบอร์ประมาณ 47 และปาล์มเมทิลเอสเทอร์มีค่าซีเทนัมเบอร์ที่สูงกว่า โดยมีค่าอยู่ที่ 74.3 และ 74.5 ดังแสดงใน

ตารางที่ 2-9

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

2.2.3 ภาพลักษณ์ในการใช้น้ำมันไบโอดีเซล

2.2.3.1 ข้อดีในการใช้น้ำมันไบโอดีเซล

1. ไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงที่ได้มาจากพืชจึงสามารถปลูกทดแทนได้ ไม่เป็นพิษ
2. การใช้ไบโอดีเซลสามารถทดแทนการใช้น้ำมันปิโตรเลียม และพลังงานที่ใช้ในการผลิตวัตถุดิบของไบโอดีเซลใช้พลังงานต่ำกว่าในขั้นตอนการผลิตของการเจ่าน้ำมันดิบ ยกตัวอย่างเช่น พลังงานที่ใช้ในการผลิตไบโอดีเซล จากถั่วเหลือง ใช้พลังงานเพียง 31% (เปรียบเทียบกับพลังงานเมื่อใช้ดีเซล) ซึ่งเป็นการใช้พลังงานที่ได้จากปิโตรเลียมอย่างมีประสิทธิภาพ และมีประโยชน์ทางอ้อมคือการยืดอายุการชุดเจาะปิโตรเลียมที่มีอยู่อย่างจำกัด
3. การใช้ไบโอดีเซลให้ลดมลพิษต่ำกว่าการใช้น้ำมันปิโตรเลียม อันจะช่วยลดการเกิดปรากฏการณ์โลกร้อน โดยจากวัฏจักรชีวิตของน้ำมันไบโอดีเซลมีปริมาณก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์เกิดต่ำกว่าวัฏจักรชีวิตของการใช้น้ำมันดีเซลได้ถึง 78% และน้ำมันไบโอดีเซลผสม 20% (B20) สามารถลดปริมาณก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในวัฏจักรชีวิตได้ 15.6% และสามารถลดปริมาณเขม่าที่เกิดจากการเผาไหม้ (Particulate Matter) และปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ไม่ได้ถูกเผาไหม้ (Unburn Hydrocarbon) และปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนนอกไซด์ (CO) ได้อีกด้วย ซึ่งการลดมลพิษนี้เกิดจากการที่ไบโอดีเซลที่เป็นเชื้อเพลิงที่มีออกซิเจนผสมอยู่ ถึง 11% โดยมวล ช่วยให้การสันดาปสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น
4. กลิ่นที่ได้จากการใช้น้ำมันไบโอดีเซล เหมือนกับกลิ่นที่ได้จากการทำอาหาร และไม่เหม็น รำคาญเหมือนกลิ่นไอเสียจากน้ำมันดีเซล
5. การใช้น้ำมันไบโอดีเซลยังมีเขม่าที่ได้จากการเผาไหม้ และไฮโดรคาร์บอนที่ไม่ได้ถูกเผาไหม้ต่ำกว่าดีเซล โดยผลกระทบจากการใช้น้ำมันไบโอดีเซลได้ถูกยืนยันจากหลายๆการวิจัยโดย Bureau of Mines Center for Diesel Research ของมหาวิทยาลัย Minnesota ประเทศสหรัฐอเมริกา ได้รายงานไว้ว่าการใช้น้ำมันไบโอดีเซล 100% (B100) สามารถลดมลภาวะทางอากาศได้ถึง 90% และ B20 สามารถลดได้ 20% ถึง 40% และจาก Department of Energy ประเทศสหรัฐอเมริกา, University of Idaho, Southwest Research Institute และ Montana Department of environment Quality ได้มีผลยืนยันผลเช่นเดียวกัน อีกทั้ง The National Biodiesel Bound ได้ดำเนินงานวิจัยเกี่ยวกับผลกระทบต่อสุขภาพจากมาตรฐาน Tier I และ Tier II ก็ให้ผลการวิจัยที่สอดคล้องและสนับสนุนการวิจัยผ่านมา

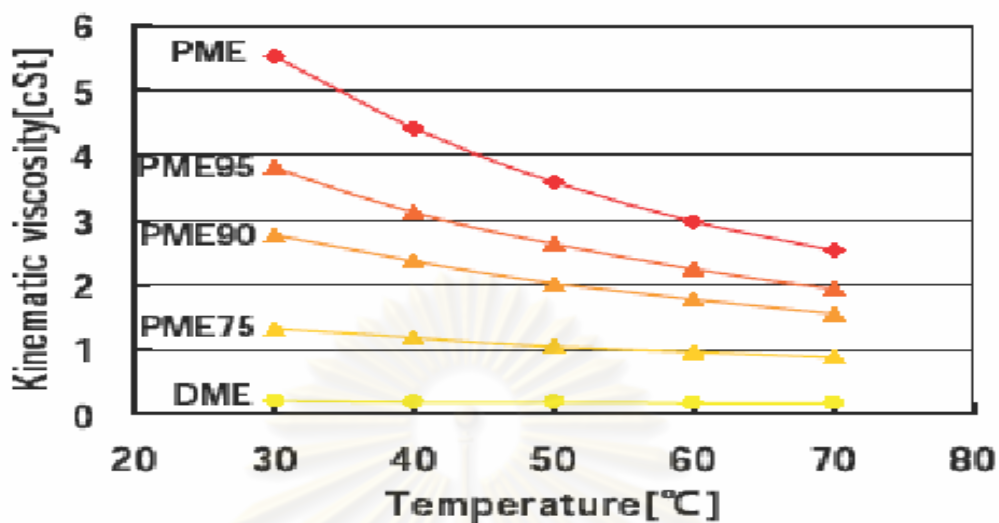
6. การเติมน้ำมันไบโอดีเซลเป็นสารผสมกับน้ำมันดีเซลในปริมาณที่น้อย 1 – 2% สามารถเพิ่มความสามารถของการหล่อลื่นของน้ำมันดีเซล ซึ่งมาจากผลของการที่ไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงที่มีค่า Lubricity ที่สูง ซึ่งส่งผลต่อชิ้นส่วนที่เคลื่อนไหวในเครื่องยนต์โดยเฉพาะปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง และหัวฉีด
7. น้ำมันไบโอดีเซลชนิด B20 และต่ำกว่า สามารถเติมไปในถังน้ำมันเชื้อเพลิง และปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงเดิมได้เลยโดยไม่ต้องมีการดัดแปลง

2.2.3.2 ข้อเสียในการใช้น้ำมันไบโอดีเซล

1. น้ำมันไบโอดีเซลมีค่าความร้อนที่น้อยกว่าน้ำมันดีเซลที่มีขายอยู่ตามท้องตลาด โดยคิดจากร้อยละโดยมวลแล้วไบโอดีเซลมีค่าพลังงานที่ต่ำกว่าดีเซลท้องตลาดประมาณ 10%
2. คุณสมบัติการไหลเทของไบโอดีเซลในสภาวะอุณหภูมิต่ำ จะเกิดการแข็งตัวเป็นเมือกก่อให้เกิดการอุดตันของกรองน้ำมันเชื้อเพลิงได้ ทำให้ไม่สามารถปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงได้อีกต่อไป
3. มลพิษจาก NO_x เพิ่มขึ้น จากการใช้ไบโอดีเซล B20 ในสภาวะภาระสูงและรอบต่ำ แต่การทดสอบของ 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 มาผสมกับปาล์มไบโอดีเซลนั้น ช่วยลดจุดไหลเทและความหนืดที่สูงของปาล์มไบโอดีเซลลง ดังแสดงรูปที่ 2-8 เนื่องจาก DME มีจุดไหลเทและความหนืดที่ต่ำ โดยจุดไหลเทและความหนืดมีค่าลดลงตามสัดส่วนของ DME ที่เพิ่มขึ้นในปาล์มไบโอดีเซล การผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลยังเป็นการเพิ่มปริมาณออกซิเจนในเชื้อเพลิงช่วยลดเขม่าลงได้อีกด้วย เนื่องมาจากการที่ DME มีออกซิเจนเป็นองค์ประกอบอยู่ระหว่างคาร์บอน จึงไม่มีการยึดจับตัวระหว่างคู่อะตอมคาร์บอนโดยตรง ดังนั้นกระบวนการเผาไหม้ของ DME-PME จึงเกิดเขม่าจากการเผาไหม้น้อย โดยปริมาณเขม่าที่เกิดขึ้นจากกระบวนการเผาไหม้จะลดลงตามสัดส่วนของ DME ที่เพิ่มขึ้นในปาล์มไบโอดีเซล แต่การผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลมีผลทำให้สมรรถนะแรงบิดและกำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ลดลงไปตามสัดส่วนของ DME ที่เพิ่มขึ้นในปาล์มไบโอดีเซลด้วยเช่นกัน เนื่องจาก DME มีค่าความร้อนที่ต่ำ



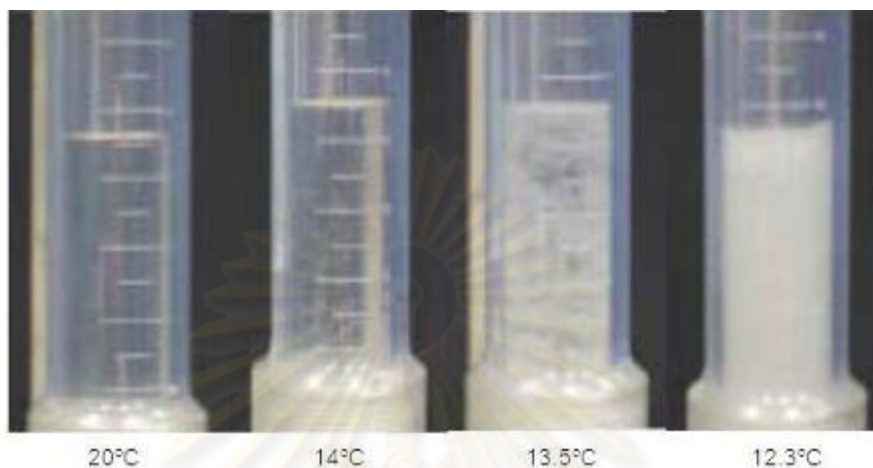
รูปที่ 2-8 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความหนืดคิเนมาติกกับอุณหภูมิของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด

การผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซลมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

1. เติมปาล์มไบโอดีเซลลงในถังความดันตามสัดส่วนที่กำหนด
2. ถ่าย DME จากถังบรรจุซึ่งมีความดัน 6 บรรยากาศเข้าไปผสมกับปาล์มไบโอดีเซลในถังความดัน จนกระทั่ง DME ผสมเข้ากับปาล์มไบโอดีเซลจนเต็มถึงความดัน

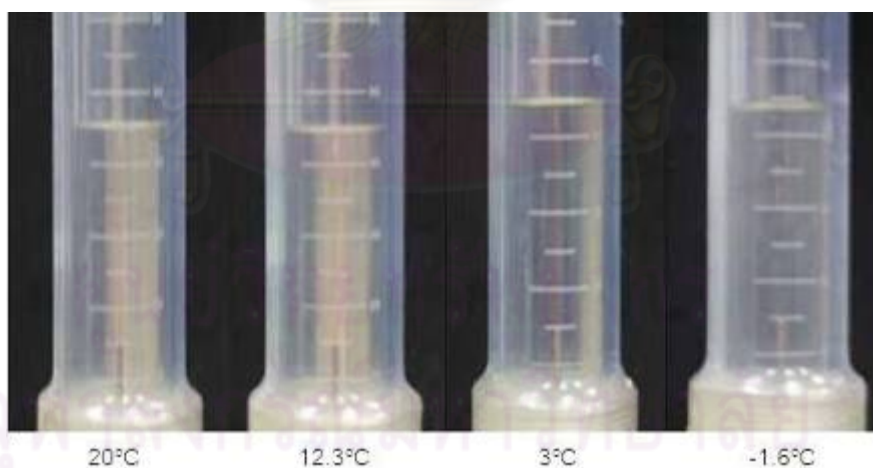
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ก่อนการผสมเชื้อเพลิง DME ลงใน ปาล์มไบโอดีเซล จะพบว่า ปาล์มไบโอดีเซลจะเริ่มเป็นไขที่อุณหภูมิ 13.5 °C ดังที่แสดงในรูปที่ 2-9



รูปที่ 2-9 ตัวอย่างเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซล ที่อุณหภูมิต่างๆพบว่าจะเริ่มเป็นไขที่อุณหภูมิ 13.5 °C

หลังการผสม DME กับปาล์มไบโอดีเซลในถังความดัน พบว่าลักษณะของเชื้อเพลิงที่ผสมแล้วจะไม่ใช่และมีความเป็นเนื้อเดียวกันภายใต้ความดัน 5.1 บาร์ ดังแสดงในรูปที่ 2-10



รูปที่ 2-10 ตัวอย่างเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลหลังการผสมที่สัดส่วน 50% DME, 50% ปาล์มไบโอดีเซล โดยน้ำหนัก ภายใต้ความดัน 5.1 บาร์ ที่อุณหภูมิต่างๆ ซึ่งพบว่ามีความเป็นเนื้อเดียวกันแม้ในสภาวะอุณหภูมิต่ำ -1.6 °C

2.4 คุณสมบัติของเชื้อเพลิงดีเซล

คุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะและการใช้งานของเครื่องยนต์ดีเซลประกอบด้วย

2.4.1 เลขซีเทน (Cetane Number)

การวัดคุณภาพการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงดีเซลซึ่งเป็นที่ยอมรับโดยทั่วไปคือ เลขซีเทน การกำหนดค่าของเลขซีเทนถูกนิยามโดยการผสมกันของเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนบริสุทธิ์อ้างอิง 2 ชนิด ซึ่งได้แก่ Cetane (n-hexadecane) ที่มีคุณสมบัติการจุดระเบิดสูงให้มีเลขซีเทนเป็น 100 และ isocetane หรือ heptamethyl nonane เป็น paraffin ที่มีกิ่งสาขามาก มีคุณสมบัติการจุดระเบิดต่ำ กำหนดให้มีเลขซีเทนเป็น 15 โดยใช้มาตรฐาน ASTM D613 ในการทดสอบ

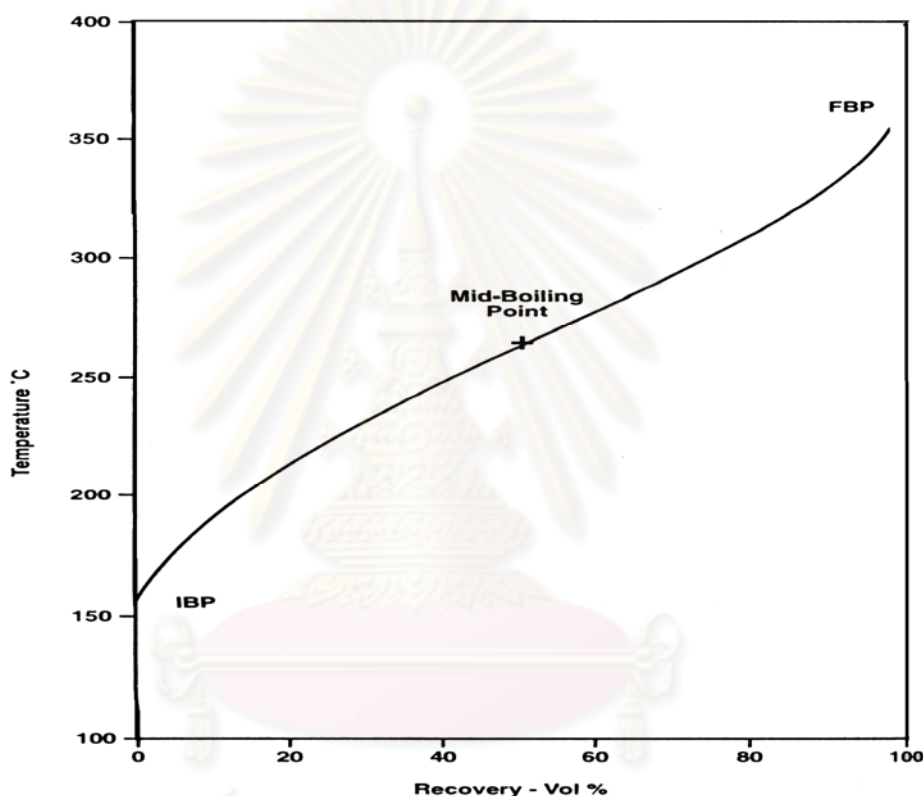
$$\text{Cetane number} = \% \text{ n-cetane} + 0.15 (\% \text{ heptamethyl nonane}) \quad (2-1)$$

แต่เนื่องจากค่าใช้จ่ายในการทดสอบเพื่อหาค่าเลขซีเทนนั้นสูงจึงได้มีการคำนวณ Cetane index (CCI) ขึ้นมาเพื่อประมาณค่าคุณสมบัติการจุดระเบิดแทน โดยใช้ค่า API gravity และ mid-boiling temperature (50 % evaporated) ตามมาตรฐาน ASTM D976

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

2.4.2 ค่าการระเหย (Volatility)

รายละเอียดที่ได้ระหว่างการระเหยกลายเป็นไอของเชื้อเพลิง ได้แก่ Initial boiling point (IBP), end point (EP) หรือ final boiling point (FBP), percent of condensate recovered และ percent residue of nonvolatile matter โค้งการกลั่นตัวของเชื้อเพลิงดีเซลทั่วไปแสดงในรูปที่ 2-11



รูปที่ 2-11 โค้งการกลั่น (Distillation curve) ของเชื้อเพลิงดีเซลทั่วไป [10]

Volatility (การกลั่น หรือช่วงการระเหยของเชื้อเพลิง) มีผลจะทำให้เกิด vapor lock แต่อย่างไรก็ตาม volatility ที่สูงก็ยิ่งทำให้เชื้อเพลิงระเหยได้อย่างสมบูรณ์ในห้องเผาไหม้ แต่ผลที่ตามมาคือส่วนที่มีจุดเดือดสูงหรือ Volatility ที่ต่ำ อาจเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ทำให้เกิดการสะสมรวมตัวในเครื่องยนต์และเพิ่มระดับควัน ซึ่งภายในช่วง 350 °C ถึง 400 °C ผลของ Volatility ที่ต่ำต่อไอเสียจะมีค่าน้อย คุณหมุมที่กลั่นตัวไปแล้ว 50% (mid-volatility) ของเชื้อเพลิงดีเซลมีผลอย่างชัดเจนต่อแนวโน้มของควันโดยผ่านทางผลต่อการฉีดและการผสมของเชื้อเพลิงและใช้สำหรับการคำนวณ cetane index ตามมาตรฐาน ASTM D976

ส่วนกรณี Volatility สูงในช่วงเริ่มต้นการระเหย (low end) จะช่วยปรับปรุงการติดเครื่อง ขณะเย็น และการอุ่นเครื่อง ในขณะที่กรณี volatility ต่ำในช่วงปลายการระเหย (high end) มีแนวโน้มจะเพิ่มการสะสมรวมตัว, คว้น และการสึกหรอ เนื่องจากเชื้อเพลิงระเหยยาก ทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์

2.4.3 ความหนาแน่น (Density)

ความหนาแน่นของเชื้อเพลิงดีเซลให้ประโยชน์ในการบ่งชี้องค์ประกอบของปริมาณมวลต่อหน่วยปริมาตรมีอิทธิพลต่อปริมาณมวลของเชื้อเพลิงที่ฉีด บางครั้งอาจแสดงความหนาแน่นเป็นความถ่วงจำเพาะ หรือ API gravity

2.4.4 ความหนืด (Viscosity)

ความหนืดของของไหลบ่งบอกถึงความต้านทานการไหลของของไหลซึ่งเป็นคุณสมบัติที่สำคัญของเชื้อเพลิงดีเซลเนื่องมาจากมีอิทธิพลต่อสมรรถนะของอุปกรณ์ฉีดเชื้อเพลิง โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่อุณหภูมิต่ำ เมื่อความหนืดเพิ่มขึ้นมุมกระจายสเปรย์ของหัวฉีดจะลดลง, การกระจายเชื้อเพลิง และการพุ่งของสเปรย์ (spray penetration) ก็จะลดลงไปด้วย ในขณะที่ขนาดของหยดเชื้อเพลิง (droplet) ใหญ่ขึ้น ดังนั้นความหนืดจะมีผลต่อ injection timing ที่เหมาะสมสำหรับรูปร่างหัวฉีดและความดันการฉีดเชื้อเพลิงหนึ่งๆ นอกจากนี้ความหนืดจะมีอิทธิพลต่อปริมาณของเชื้อเพลิงที่ฉีดด้วย

เชื้อเพลิงดีเซลมักจะมีการกำหนดคุณสมบัติขอบเขตบนของความหนืดเพื่อให้แน่ใจว่ามีการไหลของเชื้อเพลิงที่เพียงพอสำหรับการติดเครื่องขณะเย็นและยังมีการกำหนดความหนืดต่ำสุดเพื่อป้องกันการสูญเสียกำลังที่อุณหภูมิสูงด้วย เนื่องจากหากว่าเชื้อเพลิงมีความหนืดต่ำมากเกินไปจะทำให้ Penetration ของสเปรย์ยาวเกินไป ซึ่งจะทำให้เกิดการ wet ที่ผนังห้องเผาไหม้ทำให้สูญเสียกำลังของเครื่องยนต์ได้

2.4.5 คุณสมบัติการหล่อลื่น (Lubricity)

คุณสมบัติการหล่อลื่นของเชื้อเพลิงดีเซล โดยการทดสอบด้วยวิธี High frequency reciprocating rig (HFRR) ตามวิธีการทดสอบของ CEC F-06-A-96 น้ำมันเชื้อเพลิงที่มีค่าคุณสมบัติการหล่อลื่นที่ดีจะช่วยลดการสึกหรอที่เกิดจากการใช้งานในชิ้นส่วนที่สัมผัสกับเชื้อเพลิงโดยตรง

2.4.6 จุดหมอกควัน (Cloud Point)

เชื้อเพลิงดีเซล อาจประกอบด้วย Heavy paraffinic hydrocarbons ซึ่งมีความสามารถในการละลายที่จำกัดในเชื้อเพลิง Paraffins จะสะสมรวมตัวกันเป็นไข (wax) เมื่ออยู่ในสภาวะที่เย็นเพียงพอ ซึ่งนั่นเป็นสิ่งที่ไม่ต้องการ การเกิดในระบบเชื้อเพลิงในยานพาหนะเป็นแหล่งของปัญหาในการทำงานต่างๆ เช่นทำให้เกิดการอุดตันในระบบเชื้อเพลิง

2.4.7 เสถียรภาพของเชื้อเพลิงดีเซล

คุณสมบัติที่สำคัญประการหนึ่งของเชื้อเพลิงคือ ความมีเสถียรภาพไม่เปลี่ยนแปลงระหว่างช่วงเวลากการเก็บรักษาไม่เกิดการก่อตัวของตะกอนระหว่างการเก็บเชื้อเพลิงดีเซลในระยะยาว ในโตรเจน และสารประกอบที่มีกำมะถันเป็นองค์ประกอบในเชื้อเพลิงดีเซลมักจะเกี่ยวข้องอย่างมากในกระบวนการเสื่อมสภาพของเชื้อเพลิง เนื่องจากองค์ประกอบเหล่านี้มีแนวโน้มที่จะรวมตัวกันเป็นตะกอนเชื้อเพลิง

ความสามารถของเชื้อเพลิงในการรักษาเสถียรภาพในถังเก็บขึ้นอยู่กับตัวแปรซึ่งควบคุมอัตราการเกิดปฏิกิริยาด้วยตัวเอง อาทิ oxidation ผลิตภัณฑ์สุดท้ายของการเกิดปฏิกิริยาด้วยตัวเองที่ซับซ้อนปรากฏออกมาโดยทั่วไปมี 2 ชนิด ได้แก่ soluble gum ซึ่งเป็นพวก nonvolatile และ insoluble gum ซึ่งมักถูกเรียกว่าเป็นตะกอน และเป็นผลิตภัณฑ์ที่อันตรายที่สุดแล้วทำให้เกิดการเสื่อมสภาพของเชื้อเพลิงในถังเก็บ การเกิดผลิตภัณฑ์ที่เสื่อมสภาพในระบบเชื้อเพลิงถูกสังเกตเห็นได้จากการอุดตันที่ไส้กรอง และการสะสมรวมตัวของสารเหนียวๆ (gum) ในระบบจุดระเบิดและหัวฉีด สาเหตุหลักของปัญหาการทำงานเหล่านี้ อาจเป็นเพราะความจริงที่ว่าเชื้อเพลิงดีเซลทำหน้าที่เป็นตัวหล่อเย็นหัวฉีด ซึ่งเป็นไปได้มากที่สุดที่จะเสื่อมสภาพที่อุณหภูมิสูง ในส่วนของถังเชื้อเพลิงเมื่อเชื้อเพลิงถูกทำให้เย็นลงและให้ความร้อนอีกครั้ง การเกิดวัฏจักรการให้ความร้อนและการทำให้เย็นต่อเนื่องกันอาจทำให้เกิดการเสื่อมสภาพของเชื้อเพลิงดีเซลที่ไม่มีเสถียรภาพทางความร้อน

2.4.8 ปริมาณซัลเฟอร์ (Sulphur Content)

วิธีหนึ่งในการลดระดับไอเสียทั้งหมดของ Total particulate matter (TPM) จากเครื่องยนต์ดีเซลคือ การใช้เชื้อเพลิงดีเซลที่มีกำมะถันต่ำ (<0.05% โดยน้ำหนัก) ระหว่างกระบวนการเผาไหม้ กำมะถันส่วนใหญ่ในเชื้อเพลิงถูกเปลี่ยนเป็น sulphur dioxide (SO₂) ซึ่งส่วนมากถูกปล่อยสู่สิ่งแวดล้อม ซึ่งอาจเกิดปฏิกิริยาทางเคมีเพิ่มเติม นำไปสู่มลภาวะทางอากาศ SO₂ ที่เหลือจะถูกเผาไหม้ในไอเสียดีเซลที่มีปริมาณออกซิเจนมาก และเกิดเป็น sulphur trioxide

(SO₃) อุณหภูมิไอเสียดีเซลที่สูงจะรักษา SO₃ ไว้ในสภาวะไอ ซึ่งกำมะถันมีความเกี่ยวข้องกับน้ำ โดยปฏิกิริยาคายความร้อนนำไปสู่การก่อตัวของละอองกรดกำมะถันในอากาศ ซึ่งเมื่อรวมตัวกับน้ำโดยพันธะทางเคมีจะถูกปล่อยออกมาเป็น particulate matter

ประโยชน์อื่นของการลดระดับกำมะถันในเชื้อเพลิงดีเซลคือ การลดการกัดกร่อน เป็นที่รู้กันว่าระดับกำมะถันที่สูงในเชื้อเพลิงทำให้เกิดการกัดกร่อนที่แหวนลูกสูบและ Liners ของกระบอกสูบ การที่กำมะถันทำให้เกิดการกัดกร่อน ขึ้นอยู่กับระดับกำมะถันของเชื้อเพลิงและสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์โดยตรง อย่างไรก็ตามกำมะถันมีส่วนช่วยในการหล่อลื่นของเชื้อเพลิง ดังนั้นการลดกำมะถันในเชื้อเพลิงจะทำให้ค่า Lubricity ของเชื้อเพลิงลดลง

สำหรับในประเทศไทยค่ามากที่สุดของกำมะถันในดีเซลถูกกำหนดไว้คือ 0.035% และหากต้องการผลิตเชื้อเพลิงที่มีกำมะถันน้อยกว่า 50 ppm และปริมาณ aromatic 5% โดยปริมาตร (ตามที่ระบุสำหรับเชื้อเพลิงดีเซล class 1) จำเป็นที่จะต้องใช้สภาวะ hydro-processing ที่รุนแรงขึ้นหรือเทคโนโลยี hydro-processing ที่แตกต่างออกไป

2.4.9 ปริมาณอะโรมาติก (Aromatic Content)

ส่วนประกอบ Aromatic ในเชื้อเพลิงดีเซลเป็นปัญหาที่สำคัญเพราะว่าทำให้เกิดการปล่อย particulate emission แต่อย่างไรก็ตาม aromatics มีส่วนช่วยในการหล่อลื่นของเชื้อเพลิง ดังนั้นการกำจัดสารเหล่านี้จะทำให้เกิดอัตราการสึกหรอของปั๊มหัวฉีดสูงอย่างผิดปกติ

2.4.10 ปริมาณน้ำและตะกอน (Water and Sediment Content)

เราไม่สามารถที่จะกำจัดน้ำออกจากเชื้อเพลิงดีเซลได้หมด เนื่องจากขั้นตอนแรกที่มีน้ำเข้ามาคือระหว่างกระบวนการผลิต นอกจากนั้นยังมีความเสี่ยงของการมีน้ำปะปนมาระหว่างการขนส่งและการเก็บในถัง การเกิดขึ้นของน้ำในถังเก็บอาจทำให้เกิดการเติบโตของราและแบคทีเรีย การปนเปื้อนจุลินทรีย์ทำให้เกิดปัญหาสำคัญกับเครื่องยนต์โดยเฉพาะอย่างยิ่งระบบเชื้อเพลิง เช่นเกิดการอุดตันที่ไส้กรอง

ตะกอนที่พบในเชื้อเพลิงดีเซลส่วนใหญ่เป็นอนินทรีย์โดยกำเนิด เช่น สนิม, อนุภาคโลหะ และฝุ่นละออง บางส่วนสามารถเป็นสารอินทรีย์จากการเสื่อมสภาพขององค์ประกอบเชื้อเพลิงที่ไม่เสถียร การกระทำของแบคทีเรียที่รอยต่อของน้ำมัน-น้ำ หรือ ไซจากเชื้อเพลิง ตะกอนสามารถนำไปสู่การอุดตันไส้กรองในยานพาหนะ และน้ำยังช่วยเพิ่มสภาวะกรดทำให้เกิดปัญหาเนื่องมาจากการกัดกร่อนและความสึกหรอในเครื่องยนต์และระบบฉีดเชื้อเพลิง การทดสอบมาตรฐานสำหรับปริมาณน้ำและตะกอนทำได้โดยวิธีการเหวี่ยง

2.4.11 จุดวาบไฟ (Flash Point)

จุดวาบไฟคือการวัดอุณหภูมิที่ต่ำที่สุดซึ่งเชื้อเพลิงจะเกิดการลุกไหม้ได้จากแหล่งกำเนิดประกายไฟภายใต้สภาวะห้องปฏิบัติการมาตรฐาน จุดวาบไฟนี้จะมีผลต่อเชื้อเพลิงในการพิจารณาด้านการขนส่ง, รูปแบบการจัดเก็บ และการระมัดระวังดูแลรักษา



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 3

กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลและการวิเคราะห์การเผาไหม้

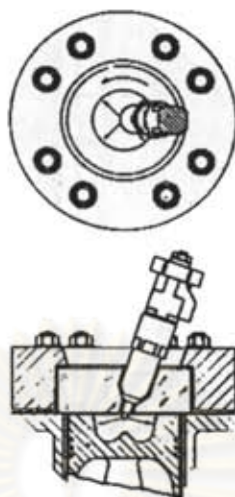
3.1 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compress Ignition, CI) สามารถกล่าวได้โดยสรุปดังนี้ คือ เชื้อเพลิงเหลวจะถูกฉีดด้วยความดันสูงโดยระบบฉีดเชื้อเพลิง เข้าสู่ห้องเผาไหม้ในช่วงปลายของจังหวะอัด (Compression Stroke) ณ เวลาก่อนเริ่มการเผาไหม้ที่ได้ออกแบบไว้เล็กน้อย โดยฉีดเชื้อเพลิงเหลวผ่านออร์ฟิซ (Orifice) ขนาดเล็กที่ปลายหัวฉีดด้วยความเร็วสูง เชื้อเพลิงเหลวจะแตกตัวเป็นละอองฝอย และเคลื่อนเข้าไปในห้องเผาไหม้ หลังจากนั้นจึงเกิดการระเหยเป็นไอเชื้อเพลิงและผสมกับอากาศในห้องเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงและความดันสูง ซึ่งจากการที่อุณหภูมิและความดันของอากาศมีค่าสูงกว่าสภาวะการจุดระเบิด (Ignition Point) ของเชื้อเพลิงหลังจากผ่านช่วงล่าช้า (Ignition Delay) ประมาณ 2-3 องศาเฟลาซ็องเหวียงแล้ว จะเริ่มเกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงด้วยการจุดระเบิดด้วยตัวเอง (Auto-Ignition) ในบริเวณที่ส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงมีอัตราส่วนที่เหมาะสม ทำให้ความดันในกระบอกสูบเพิ่มขึ้น รวมทั้งเมื่อเกิดการอัดตัวของส่วนผสมที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้ในเวลาต่อมา จะทำให้เกิดการจุดระเบิดของส่วนผสมที่มีอัตราส่วนเหมาะสมอย่างต่อเนื่อง โดยมี Ignition Delay ล้นลง จึงทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว เป็นการเพิ่มอัตราการระเหยของเชื้อเพลิงเหลวส่วนที่เหลืออยู่ในห้องเผาไหม้ด้วย ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงยังคงดำเนินต่อไป จนกระทั่งได้ปริมาณเชื้อเพลิงที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ตามที่ได้กำหนดไว้ 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

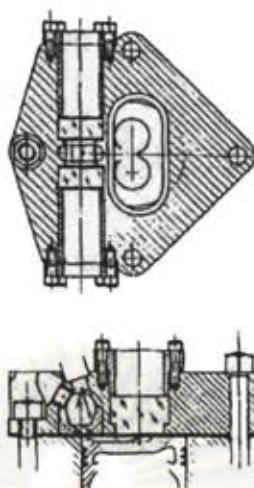


รูปที่ 3-1 ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ DI [6]

3.1.2 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect Injection or IDI Systems)

ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบ่งเป็น 2 ห้อง โดยเชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า (Pre-chamber) ซึ่งมีช่อง (Throat) ต่อกับห้องเผาไหม้หลัก (Main Chamber) โดยลักษณะของห้องเผาไหม้เป็นดังรูปที่ 3-2

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



รูปที่ 3-2 ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI [6]

3.2 แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

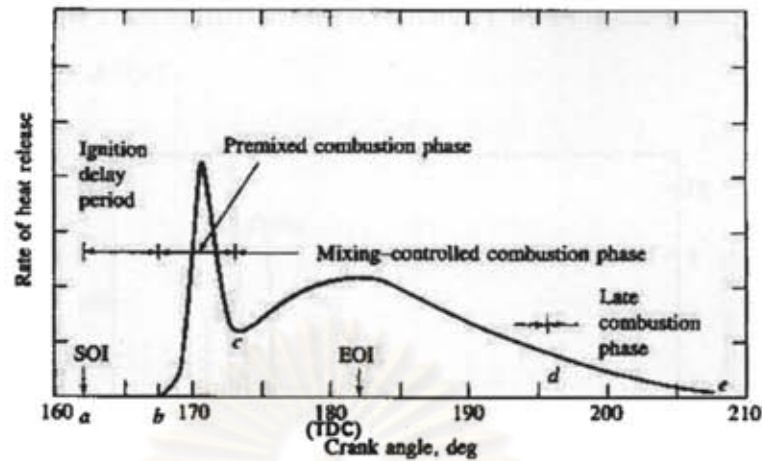
ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สามารถสรุปได้โดยเปรียบเทียบจากผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดโดยตรงทั่วไป ดังรูปที่ 3-3 ดังนี้

Ignition Delay (ab) เป็นช่วงเวลาระหว่างการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้และการเริ่มต้นการเผาไหม้ โดย Ignition Delay จะสั้นหรือยาวจะขึ้นกับสามสาเหตุหลักคือ องค์ประกอบทางเคมีของเชื้อเพลิง, อุณหภูมิ และความดันในห้องเผาไหม้ โดยที่ความดันการฉีดมีผลน้อยกว่า (เมื่อมีปริมาณการฉีดเท่ากัน) [11]

Premixed Phase (bc) เป็นช่วงที่เกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิงที่มีสัดส่วนอยู่ในช่วง Flammability Limit ซึ่งผสมกันในระหว่างช่วง Ignition Delay จะเกิดการเผาไหม้ขึ้นเกือบพร้อมๆกันอย่างรวดเร็วในช่วง 2-3 องศาเพลลาซ็องเหวียง เป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนในช่วงนี้มีค่าสูง

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

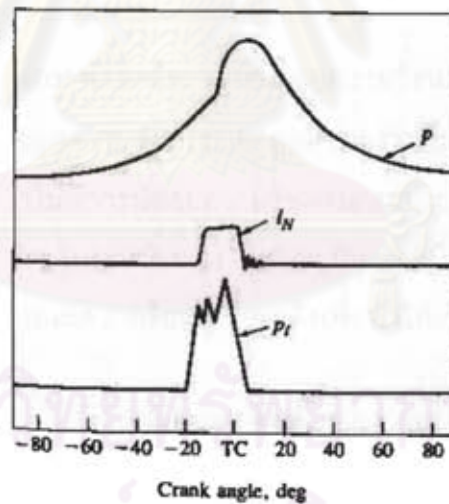
Late Combustion Phase (de) เป็นช่วงที่การปลดปล่อยความร้อนดำเนินต่อไปด้วยอัตราที่ต่ำลงในจังหวะขยายตัว ซึ่งเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลืออยู่เล็กน้อย และเป็น การเผาไหม้ต่อไปของเขม่าและสารที่เกิดจากการเผาไหม้ของส่วนผสมหนา



รูปที่ 3-3 ผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ระบบแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงทั่วไป [6]

3.2.1 การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

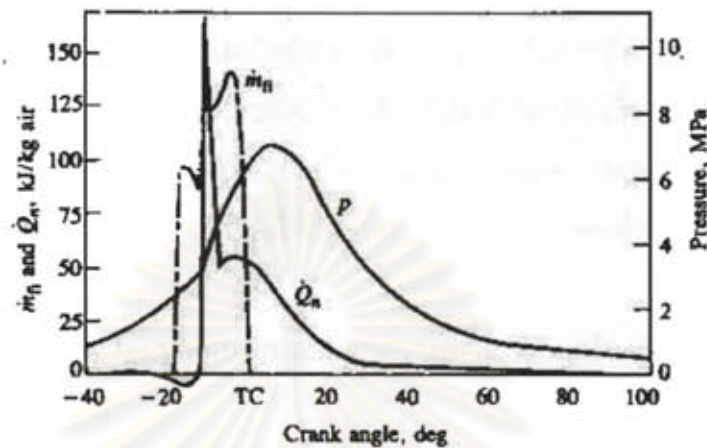
3.2.1.1 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI



รูปที่ 3-4 ข้อมูลของความดันในกระบอกสูบ (P) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (Injector Needle Lift, I_N) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง (P_i) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI [6]

รูปที่ 3-4 แสดงข้อมูลเบื้องต้นที่จะใช้วิเคราะห์กระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น ซึ่งจากรูป พบว่ามีช่วงล่าช้าระหว่างการเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิงกับการเริ่มต้นการเผาไหม้ (จุดของการเปลี่ยนความชันของกราฟ $P-\theta$) เท่ากับ 9 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้วความดัน

จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงไม่กี่องศาเพลลาข้อเหวี่ยง หลังจากนั้นจะเพิ่มอย่างช้าๆ และมีค่าสูงสุดที่ประมาณ 5° ATDC



รูปที่ 3-5 ค่าความดันในกระบอกสูบ (p), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง (\dot{m}_f) และอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (\dot{Q}_n) จากเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ความเร็วรอบ 1000 rpm, Brake Mean Effective Pressure 620 kPa [6]

รูปที่ 3-5 แสดงกราฟของอัตราการปล่อยความร้อนกับมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งสอดคล้องกับอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและข้อมูลความดันกระบอกสูบตามกราฟในรูปที่ 3-4 โดยกราฟอัตราการปล่อยความร้อนแสดงให้เห็นว่าไม่มีการปล่อยความร้อนจนกระทั่งปลายของจังหวะอัด ซึ่งเห็นได้ว่าการสูญเสียความร้อนเล็กน้อยในระหว่างช่วง Ignition Delay (เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการถ่ายเทความร้อนสู่เชื้อเพลิงเพื่อทำให้เชื้อเพลิงระเหยและมีอุณหภูมิสูงขึ้น)

ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในห้องเผาไหม้นั้นจะเห็นว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นเป็น 3 ระยะที่ต่างกัน คือ ในระยะแรก อัตราการปล่อยความร้อนจะสูงมากและเกิดขึ้นในช่วงไม่กี่องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ซึ่งตรงกับช่วงของการเพิ่มความดันกระบอกสูบอย่างรวดเร็ว 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

ในเครื่องยนต์ IDI ลักษณะของผังอัตราการผลิตความร้อนจะต่างจากในเครื่องยนต์ DI โดยจะไม่มีช่วงที่มีลักษณะเป็น Initial Spike (ช่วง Premixed Combustion Phase) เนื่องจากการที่เครื่องยนต์ IDI มีห้องเผาไหม้ขนาดเล็กกว่า ร่วมกับการที่อากาศเกิดการหมุนวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าอย่างรุนแรงก่อนการฉีดเชื้อเพลิง เป็นผลให้สเปรย์เชื้อเพลิงถูกเหวี่ยงไปปะทะกับผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการที่เครื่องยนต์ IDI มีช่วง Ignition Delay สั้นกว่า จากผลของอัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูงกว่า จึงเป็นผลให้อัตราการผลิตความร้อนต่ำกว่า ในช่วงเริ่มการเผาไหม้

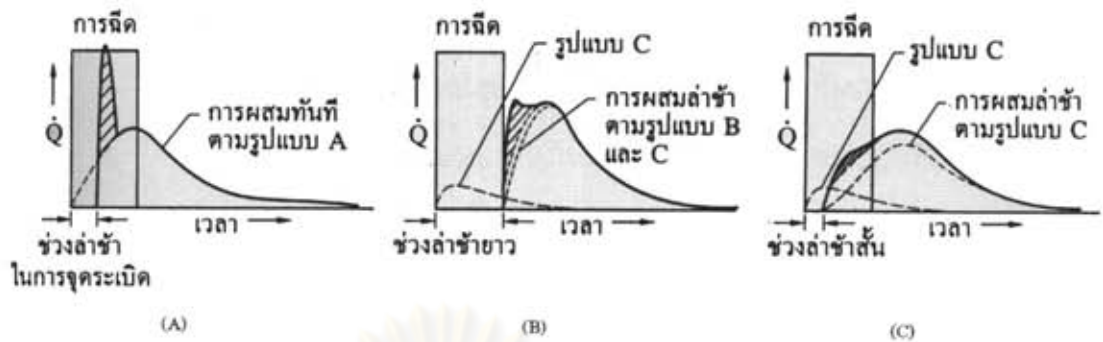
โดย Lyn [12] นำเสนอรูปแบบของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI 3 รูปแบบ โดยแสดงดังรูปที่ 3-6 ดังนี้

รูปแบบ A. การฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ด้วยโมเมนตัมที่มากพอสมควร การผสมจะเกิดขึ้นที่เชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้และถูกกระทบโดยการเผาไหม้น้อย

รูปแบบ B. เชื้อเพลิงเข้าไปเกาะติดกับผนังห้องเผาไหม้ การผสมในช่วง Ignition Delay เกิดน้อยเนื่องจากการระเหยของเชื้อเพลิงถูกจำกัด หลังการจุดระเบิด อัตราการระเหยจะมีค่าสูงและถูกควบคุมโดยการเข้าถึงผนังห้องเผาไหม้ของแก๊สที่มีอุณหภูมิสูง และเกิดการผสมในแนวรัศมีจากแรงหนีศูนย์กลางที่ต่างกัน การเผาไหม้จึงเกิดอย่างล่าช้าจากช่วง Ignition Delay ที่ยาว

รูปแบบ C. เชื้อเพลิงถูกกระจายออกไปไกลกับผนัง การผสมเกิดขึ้นในช่วง Ignition Delay ด้วยอัตราที่ต่ำกว่ารูปแบบ A หลังจากการจุดระเบิด การผสมถูกเร่งขึ้นโดยกลไกเช่นเดียวกับรูปแบบ B

โดยเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรูจะมีรูปแบบตามรูปแบบ A ส่วนเครื่องยนต์ DI แบบ M ซึ่งเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปในแนวสัมผัสกับผนังห้องเผาไหม้จะมีรูปแบบตามรูปแบบ B และ C โดยการผสมที่ล่าช้าป้องกันไม่ให้อัตราการผลิตความร้อนเริ่มต้นสูงเกินไป ขณะที่เครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber จะมี Ignition Delay สั้น โดยมีรูปแบบการผสม 3 ในช่วง Ignition Delay ทำให้อัตราการผลิตความร้อนค่อยๆ เพิ่มขึ้น



รูปที่ 3-6 ผังอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ [6]

รูปแบบ (A) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรูติดตั้งไว้ตรงกลาง

รูปแบบ (B) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงแบบ M ที่เชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าที่ผนัง

รูปแบบ (C) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ล่วงหน้า

จากการศึกษากราฟของอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการปล่อยความร้อนดังแสดงไว้ในรูปที่ 3-6 ตลอดช่วงของภาวะ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง สรุปผลการศึกษาได้ 3 ประการ คือ

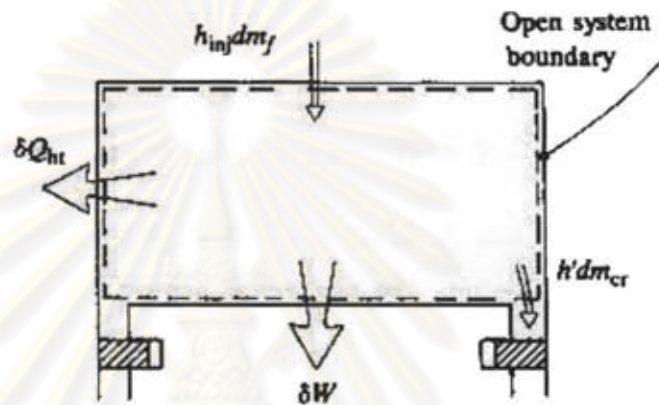
1. ช่วงการเผาไหม้ทั้งหมดจะยาวกว่าช่วงการฉีดเชื้อเพลิงมาก
2. อัตราการเผาไหม้สัมบูรณ์เพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วยรอบเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นเมื่อคิดเป็นมุมข้อเหวี่ยง ช่วงการเผาไหม้จะคงตัว
3. ขนาดของค่าสูงสุดของอัตราการเผาไหม้จะขึ้นอยู่กับช่วง Ignition Delay ในการจุดระเบิด ซึ่งจะมีค่าสูงขึ้นเมื่อช่วง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

3.3 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

ข้อมูลความดันกระบอกสูบที่สัมพันธ์กับมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดช่วงจังหวะอัดและขยายตัวของเครื่องยนต์ สามารถนำไปใช้วิเคราะห์ในการหาอัตราการปล่อยความร้อนหรืออัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิง เพื่ออธิบายลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ CI ซึ่งหาได้โดยการใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับระบบเปิดดังแสดงในรูปที่ 3-7 เมื่อพิจารณาให้อยู่ในสภาวะที่ความดันและอุณหภูมิคงที่ (Quasi Static) ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ดังนี้ [6]

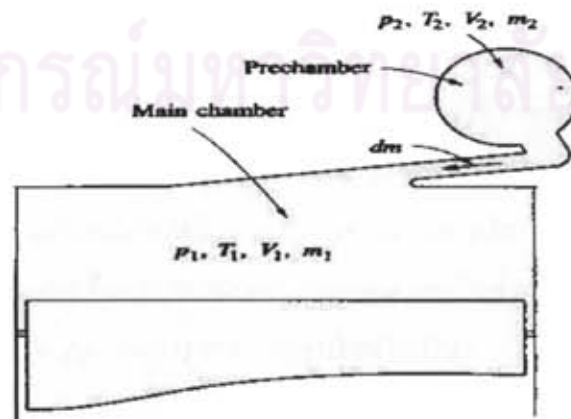
$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (3-1)$$

- โดยที่ $\frac{dQ}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านขอบเขตของระบบเข้าสู่ระบบ
- $p \frac{dV}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทงานโดยระบบ เนื่องมาจากการกระจัดของขอบเขต ของระบบ
- \dot{m}_i คือ อัตราการไหลของมวลเข้าไปในระบบผ่านขอบเขตของระบบที่ตำแหน่ง i
- h_i คือ Enthalpy ของมวล i ที่เข้าสู่ระบบ
- U คือ พลังงานของสารที่อยู่ในขอบเขตของระบบ



รูปที่ 3-7 ขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้ เพื่อวิเคราะห์การปล่อยความร้อน [6]

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



รูปที่ 3-8 ตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI [6]

รูปที่ 3-8 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ซึ่งมีห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักแบ่งกันที่ Throat ซึ่งเชื่อมต่อกันเป็นระบบเปิด 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 ซึ่งเป็นค่าบวกเมื่อเป็นการไหลจากห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเข้าสู่ห้องเผาไหม้หลัก ถ้า $\frac{dm}{dt} > 0$, จะทำให้ค่า $h_{2,1} = h_2$ และ ถ้า $\frac{dm}{dt} < 0$, จะทำให้ค่า $h_{2,1} = h_1$ ถ้ากำหนดให้ U_1 และ U_2 เป็นพลังงานภายในสัมผัส (Sensible Internal Energy) และ h_f เป็นเอนทัลปีสัมผัส (Sensible Enthalpy) ของเชื้อเพลิง $\frac{dQ_1}{dt}$ และ $\frac{dQ_2}{dt}$ ก็จะเป็นอัตราการปล่อยความร้อน (Heat Release Rate) ซึ่งเท่ากับผลต่างระหว่างอัตราการปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้และอัตราการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้

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

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

เมื่อรวมสมการ (3-4) และ (3-5) จะได้สมการของอัตราการปล่อยความร้อน (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 $p_1 = p_2$ เนื่องจากความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้ามากกว่าห้องเผาไหม้หลัก 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 ซึ่งแปรผันกับความร้อนจากเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ (Q) ต่อค่าความร้อนของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ($m_f \cdot LHV$) สามารถหาได้จากสมการ

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

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

นิยามสำหรับการวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงผสมระหว่าง PME กับ DME ที่ใช้ในวิทยานิพนธ์นี้ได้แก่

- จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ คือ จุดที่อัตราการปล่อยความร้อนมีค่าเท่ากับศูนย์หลังจากผ่านจุดเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิง ($\frac{dQ}{d\theta} = 0$; after SOI)
- ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด หมายถึง ช่วงเวลาตั้งแต่เริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้
- จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ คือ จุดที่อัตราการปล่อยความร้อนมีค่าเท่ากับศูนย์หลังจากผ่านจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ($\frac{dQ}{d\theta} = 0$; after SOC)
- ช่วงการเผาไหม้ หมายถึง ช่วงเวลาตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ถึงจุดสิ้นสุดการเผาไหม้

3.4 การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้

การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ผ่านหัวฉีดสามารถคำนวณได้จากสมการ (3-11) [13]

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

- โดยที่ C_d คือ Discharge Coefficient ของ orifice หัวฉีด
 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)

$$m_f = m_f \times 120 / N \quad (3-12)$$

- โดยที่ m_f คือ มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 วัฏจักรต่อสูบ ($kg/cycle$)
 m_f คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ได้จากการทดสอบ (kg/s)
 N คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm)

สำหรับค่า Discharge Coefficient สามารถคำนวณได้จากการอินทิเกรตอัตราการฉีดเชื้อเพลิงตลอดช่วงของการฉีด ดังสมการ (3-13)

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

- โดยที่ θ_{start} คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง
 θ_{end} คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง

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

3.5 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์

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

กำลังเบรก (P_b), ของเครื่องยนต์สามารถแสดงได้ ดังสมการ

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

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (η_f)

$$\eta_f = \frac{P_b}{\dot{m}_f Q_{HV}} \times 100 \quad (3-15)$$

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc)

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \times 3600 \quad (3-16)$$

ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (bmep) สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ คือ

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

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (η_v)

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

โดยที่	P_b	คือ กำลังเบรก (kW)
	T_b	คือ แรงบิดเบรก (Nm)
	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/m ³)
	bsfc	คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (g/kW-h)
	η_f	คือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (%)
	ω	คือ ความเร็วเชิงมุม (rad/s)

บทที่ 4

บททวนวรรณกรรม

4.1 งานวิจัยศึกษาวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์

Rothrock [14] ได้ทำการศึกษาการเกิดและการเผาไหม้ของสเปรย์เชื้อเพลิง ในเครื่องยนต์ CI แบบสูบเดี่ยว โดยวิธีการถ่ายภาพโดยตรงในห้องเผาไหม้เป็นครั้งแรกตั้งแต่ปี 1931 ซึ่งมีอุปกรณ์ทดสอบที่ประกอบด้วย เครื่องยนต์ CI แบบสูบเดี่ยว ฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ที่มีห้องเผาไหม้แบบ vertical disk อยู่ในฝาสูบที่มีผนังด้านข้างเป็นกระจกหนา, มอเตอร์ไฟฟ้าสำหรับขับเคลื่อนเครื่องยนต์ และอุปกรณ์สำหรับถ่ายภาพได้ด้วยความเร็ว 2000 เฟรมต่อวินาที โดยในขณะที่มีการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงจากหัวฉีดแต่ยังไม่เกิดการเผาไหม้ (ignition delay) จะมีการใช้แหล่งกำเนิดแสงภายนอกเป็น spark discharge เพื่อให้มองเห็นสเปรย์ หลังจากนั้นจะเกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเองของส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิง โดยจะมีการบันทึกภาพของการเกิดสเปรย์และการเผาไหม้บนฟิล์มถ่ายรูปชุดเดียวกัน แล้วมีการวิเคราะห์การเผาไหม้จากภาพถ่ายโดยตรง

Moore และ Collins [15] ได้ศึกษาการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สูบเดี่ยวแบบ IDI ในปี 1936 ด้วยการวัดความดันทั้งใน prechamber และ main chamber โดยใช้ farnboro electric indicator รวมทั้งศึกษาผลกระทบของตัวแปรทำงานต่างๆที่มีต่อสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1500 rev/min โดยใช้ข้อมูลความดันที่วัดได้เป็นตัวบ่งชี้ถึงประสิทธิภาพการเผาไหม้ ประสิทธิภาพของวัฏจักรและประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์

Ito และคณะ [16] ได้ทำการถ่ายภาพการเกิดและการเผาไหม้ของสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบ swirl chamber ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI สูบเดี่ยว การบันทึกภาพถ่ายทำโดยวิธี direct photography และ schlieren photography พร้อมทั้งทำการวิเคราะห์ข้อมูลเกี่ยวกับการลามของเปลวไฟผ่าน throat โดยวิธี two color method รวมทั้งวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนที่ห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลัก โดยศึกษาเปรียบเทียบในเรื่องตำแหน่งการติดตั้งหัวฉีดซึ่งแบ่งตามทิศทางการฉีด 3 กรณีดังนี้คือ ฉีดแนวรัศมีเข้าที่แกนกลางของ swirl chamber, ฉีดแนวสัมผัสตามทิศทางการไหลวน และฉีดแนวสัมผัสทวนทิศทางการไหลวน

Fujimoto และคณะ [17] ได้ศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ใน swirl chamber ของเครื่องยนต์ IDI แบบสูบเดี่ยว เพื่อเปรียบเทียบระหว่าง swirl chamber ที่ทำจากเซรามิคและเหล็กกล้า โดยวิธีการถ่ายภาพทั้งแบบ direct และ schlieren photography รวมทั้งมีการถ่ายภาพของเขม่าโดยวิธี high-speed laser shadowgraphy พร้อมทั้งมีการวิเคราะห์ flame temperature

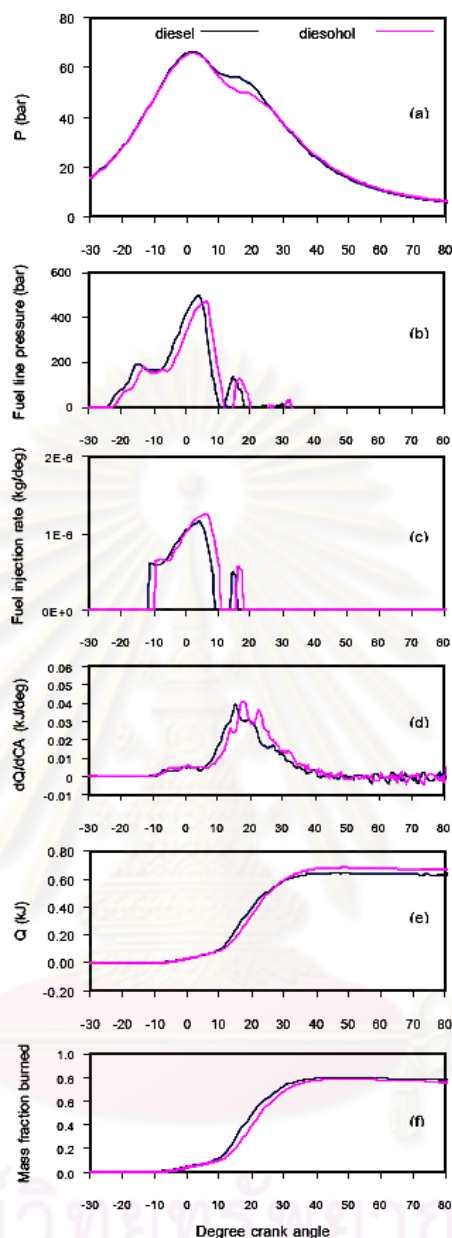
และ KL factor จากภาพถ่ายแบบ direct โดยวิธี two-color method และมีการวัดความดันกระบอกสูบ รวมทั้งวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนด้วย

Hotta และคณะ [18] ได้ทำการศึกษาถึงกลไกการลดมลพิษในเครื่องยนต์ IDI โดยวิเคราะห์ภาพถ่ายจากเครื่องยนต์ IDI แบบสูบเดี่ยวที่ทำ optical access ได้ทั้งใน swirl chamber และ main chamber พร้อมกัน โดยใช้ swirl chamber ที่มีผนังเป็น quartz รูปทรงกระบอก ส่วนที่ main chamber จะสังเกตผ่านหัวลูกสูบที่ถูกเปลี่ยนวัสดุเป็น quartz โดยถ่ายรูปลงด้วยกล้องถ่ายภาพความเร็วสูงด้วยวิธี shadow graph ซึ่งสามารถเก็บรูปได้ด้วยอัตราเร็ว 9000 เฟรมต่อวินาที และใช้ tungsten halogen lamp เป็นแหล่งกำเนิดแสงภายนอก ทำให้สังเกตเห็นสเปร์ยเชื้อเพลิงและการเผาไหม้

Larsson [19] ได้ทำการศึกษาการเกิดสเปร์ยเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI แบบสูบเดี่ยว ด้วยวิธี direct photography โดยใช้ endoscope-base measurement system และมีการวัด fuel spray penetration, flame lift-off และ flame length รวมทั้งใช้ two-color method ในการคำนวณหา spatial flame temperature ด้วย

Hajime Fujimoto และคณะ [20] ได้ทำการศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบสูบเดี่ยว ชนิด swirl chamber โดยมีผนังของ swirl chamber และหัวลูกสูบเป็น quartz ทำให้ถ่ายภาพโดยตรงในห้องเผาไหม้ทั้งสองได้พร้อมกัน โดยใช้กล้องถ่ายภาพความเร็วสูง แล้วคำนวณโดย two-color method หากการกระจายของ flame temperature และ KL factor โดยทดสอบเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบเดินเบา ไม่มีภาระ เพียงจุดเดียว

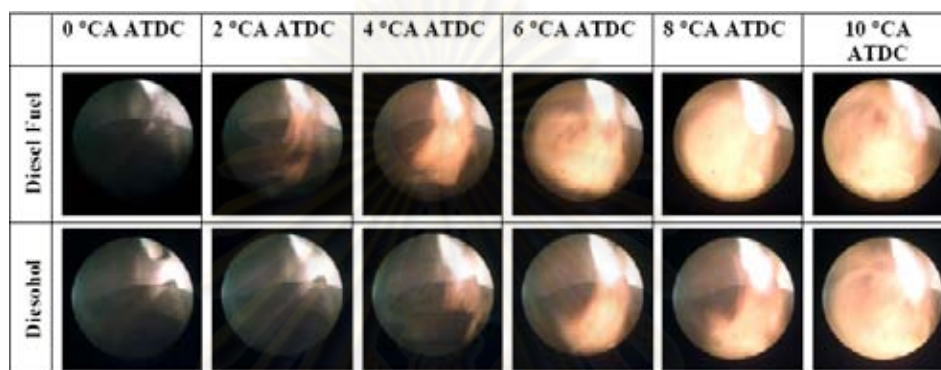
จากงานวิจัยของ คณิต วัฒนวิเชียร [21] ได้มีการวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล และเชื้อเพลิงดีโซฮอลล์ ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลวงหน้า โดยวิเคราะห์จากการเก็บข้อมูลความดันในกระบอกสูบ (In-cylinder pressure) และความดันท่อจ่ายน้ำมัน (Fuel line pressure) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ เพื่อคำนวณหาค่าอัตราการปล่อยความร้อน (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 [21]

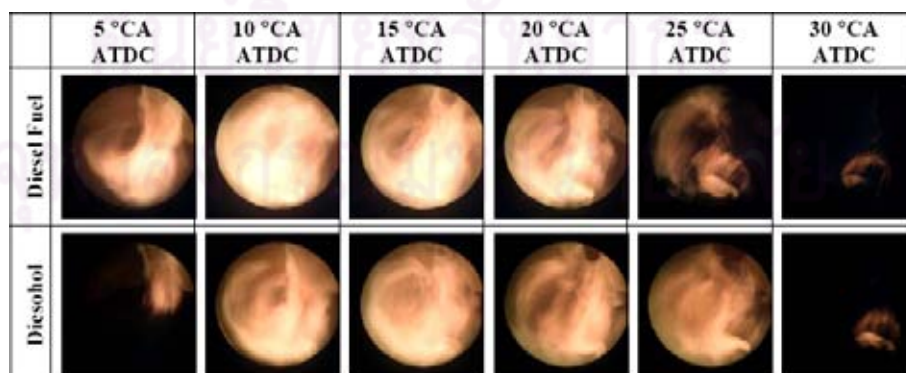
ในงานวิจัยนี้เมื่อเก็บค่าความดันในกระบอกสูบ และความดันท่อจ่ายน้ำมัน แล้วนำมาวิเคราะห์ในเรื่องการเผาไหม้ จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง จุดเริ่มต้นและสิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ทั้งหมด โดยพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลมีจุดเริ่มต้นในการฉีดเชื้อเพลิงช้ากว่าเชื้อเพลิงดีเซล ที่จุดทำงานเดียวกัน ขณะที่ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดใกล้เคียงกัน และระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลจะยาวกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

งานวิจัยถัดมาของ คณิต วัฒนวิเชียร และคณะ [22] ได้มีการวิเคราะห์เปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเครื่องยนต์ดีเซล เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีโซฮอล โดยใช้เครื่องมือ AVL Engine Visioscope ซึ่งมี Endoscope และกล้อง CCD camera เก็บภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ซึ่งผลที่ได้นำมาวิเคราะห์ในเรื่องของรูปแบบสเปรย์ ทั้งในเรื่องของแกนสเปรย์ มุมของสเปรย์ และ Spray Penetration แสดงดังรูปที่ 4-2

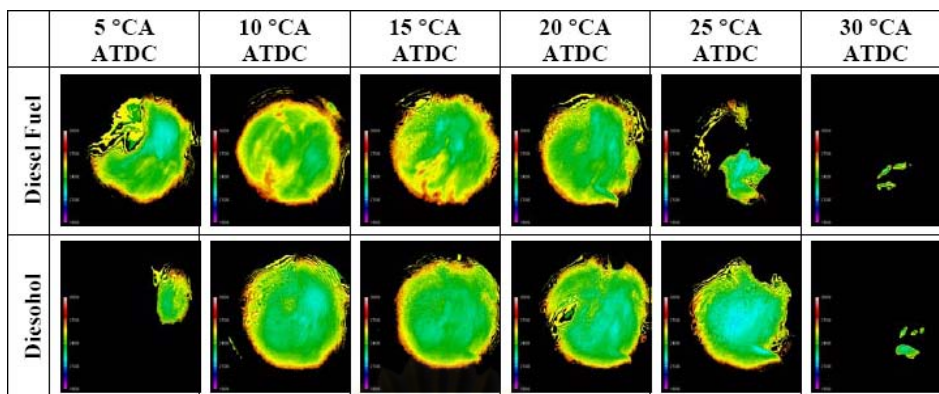


รูปที่ 4-2 ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอลที่ 2000 rev/min, 30 Nm [22]

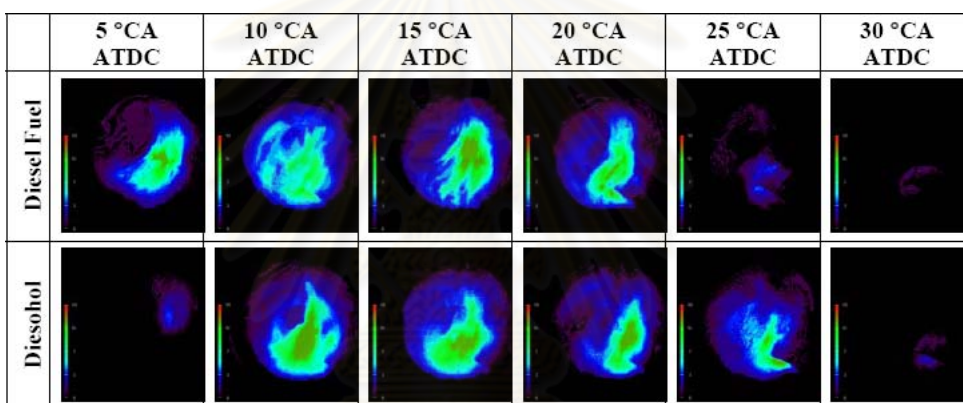
นอกจากนั้นภาพที่ได้จากปรากฏการณ์การเผาไหม้ ยังสามารถวิเคราะห์ในเรื่องเปลวไฟ ทั้งจุดเริ่มต้นและสิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ดังรูปที่ 4-3 ในส่วนของอุณหภูมิเปลวไฟ และเขม่า (Soot Distribution) วิเคราะห์โดยใช้โปรแกรม Thermovision ของ AVL ซึ่งโปรแกรมนี้ใช้หลักการ Two-color method ในการวิเคราะห์ผลที่ได้แสดงในรูปที่ 4-4 และรูปที่ 4-5



รูปที่ 4-3 ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอลที่ 2000 rev/min, 30 Nm [22]



รูปที่ 4-4 ภาพของอุณหภูมิเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอลที่ 2000 rev/min, 30 Nm [22]

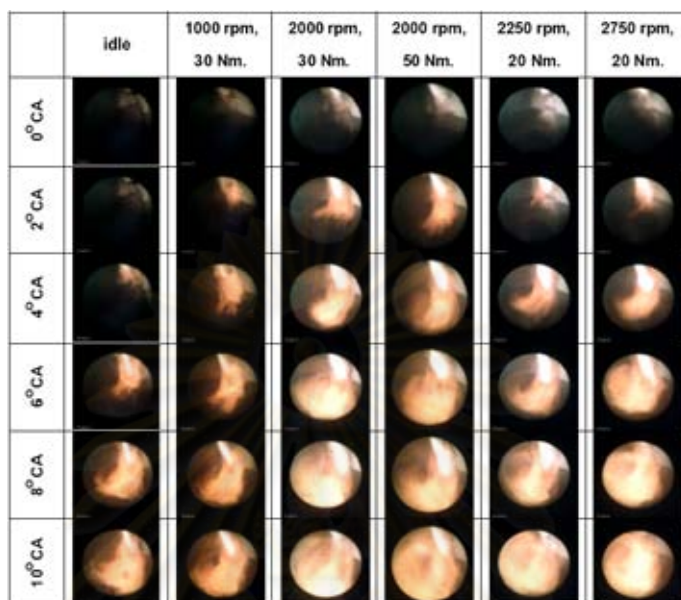


รูปที่ 4-5 ภาพของ Soot distribution ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอลที่ 2000 rev/min, 30 Nm [22]

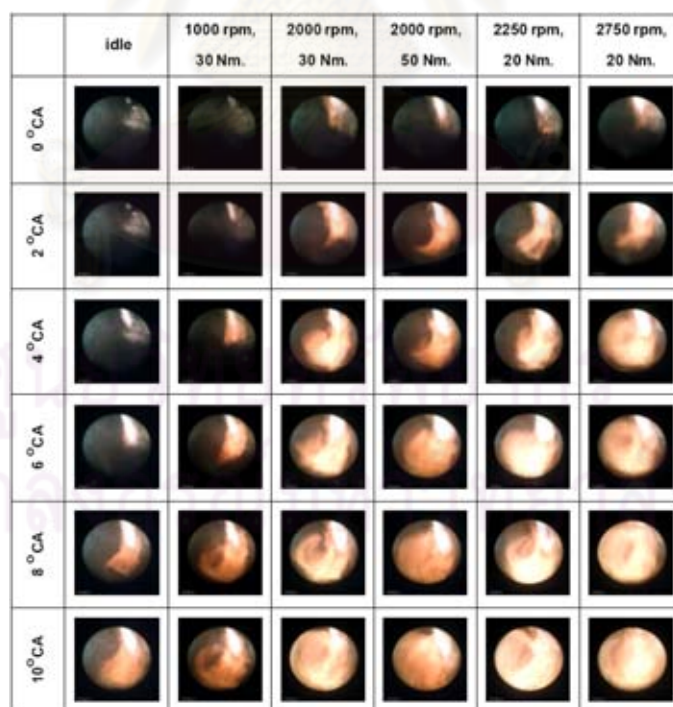
จากการศึกษานี้แสดงถึงผลกระทบที่เกิดจากการใช้เชื้อเพลิงดีโซฮอล โดยพบว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีโซฮอลจะให้มุมสเปรย์ที่กว้างกว่าและมี Spray Penetration ที่ยาวกว่า เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล ในส่วนการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีโซฮอลจะเริ่มต้นการเผาไหม้ช้ากว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล และระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้นานกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ขณะที่อุณหภูมิเปลวไฟและ soot density distribution ของเชื้อเพลิงดีโซฮอลมีค่าต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

นอกจากนี้ มีงานวิจัยเกี่ยวกับการเปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซลของ คณิต วัฒนวิเชียร [23] ได้มีการวิเคราะห์เปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์ การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ของเครื่องยนต์ดีเซล เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล โดยใช้เครื่องมือ AVL Engine Visioscope เช่นกัน ซึ่งมี Endoscope และกล้อง CCD camera เก็บภาพปรากฏการณ์ การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ซึ่งผลที่ได้นำมา

วิเคราะห์ในเครื่องของรูปแบบสเปรย์ ทั้งในเครื่องของแกนสเปรย์ มุมของสเปรย์ และ Spray Penetration แสดงดังรูปที่ 4-6 และรูปที่ 4-7

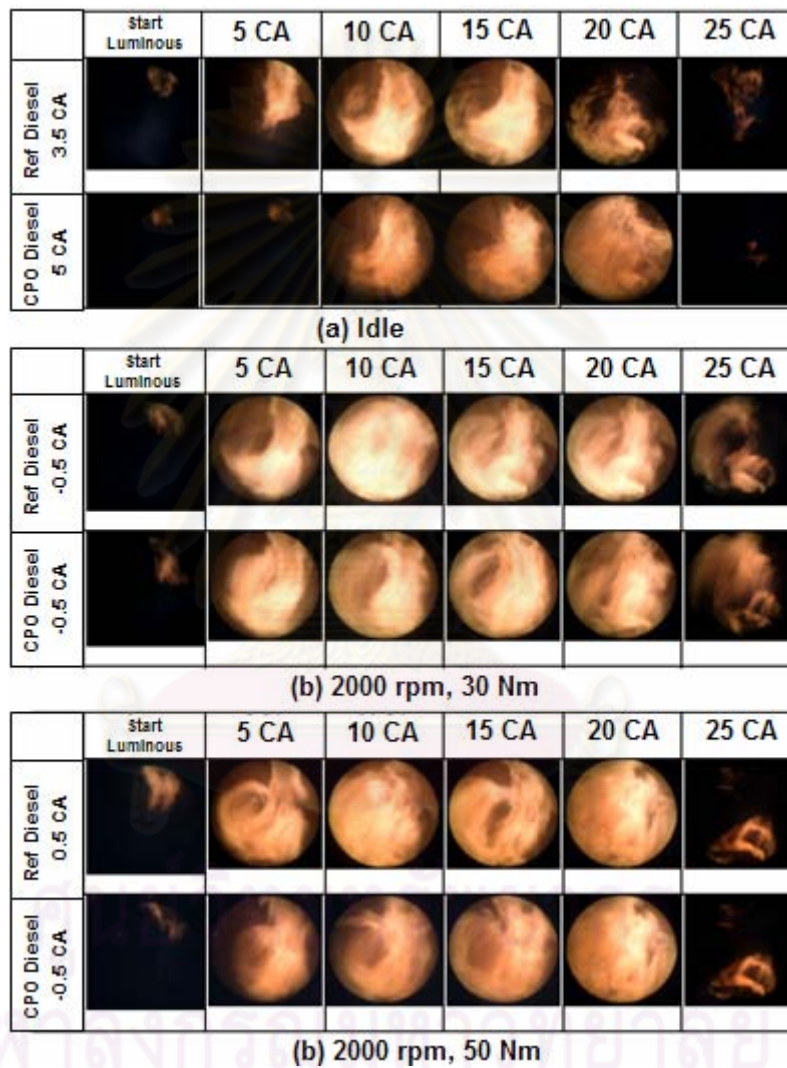


รูปที่ 4-6 ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซล [23]



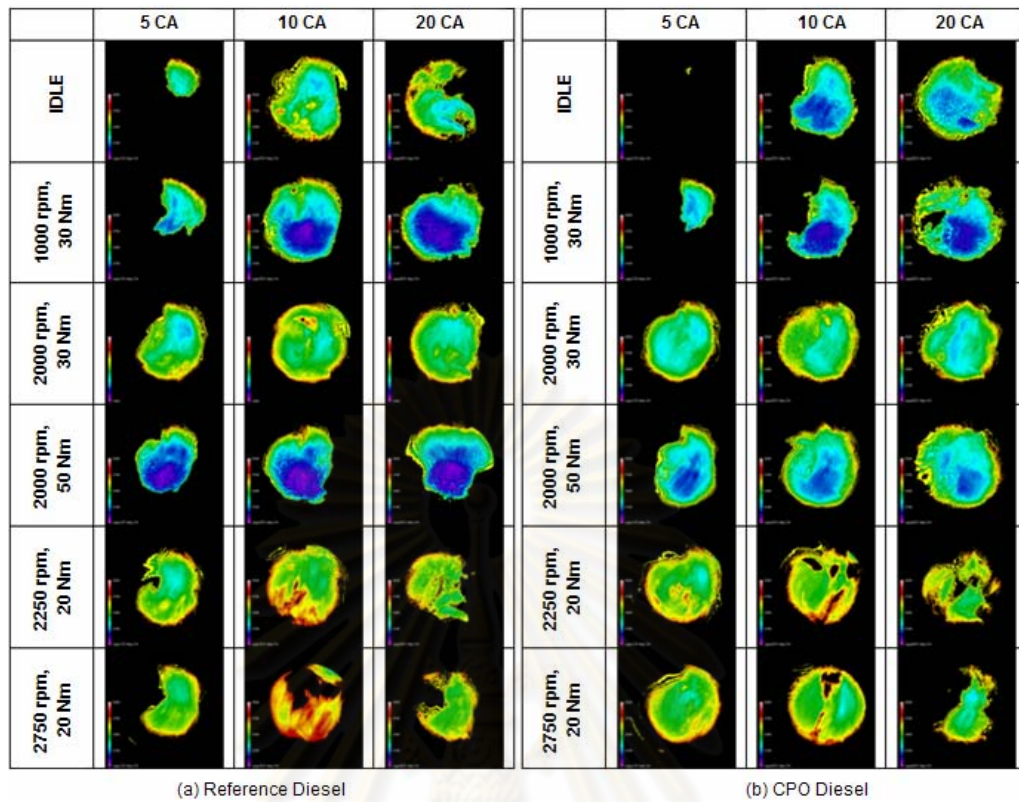
รูปที่ 4-7 ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล [23]

นอกจากนั้นภาพที่ได้จากปรากฏการณ์การเผาไหม้ ยังสามารถวิเคราะห์ในเรื่องเปลวไฟ ทั้งจุดเริ่มต้นและสิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ดังรูปที่ 4-8 ในส่วนของอุณหภูมิ เปลวไฟ และเขม่า (Soot Distribution) วิเคราะห์โดยใช้โปรแกรม Thermovision ของ AVL ซึ่ง โปรแกรมนี้ใช้หลักการ Two-color method ในการวิเคราะห์ซึ่งผลได้แสดงในรูปที่ 4-9 และรูปที่ 4-10

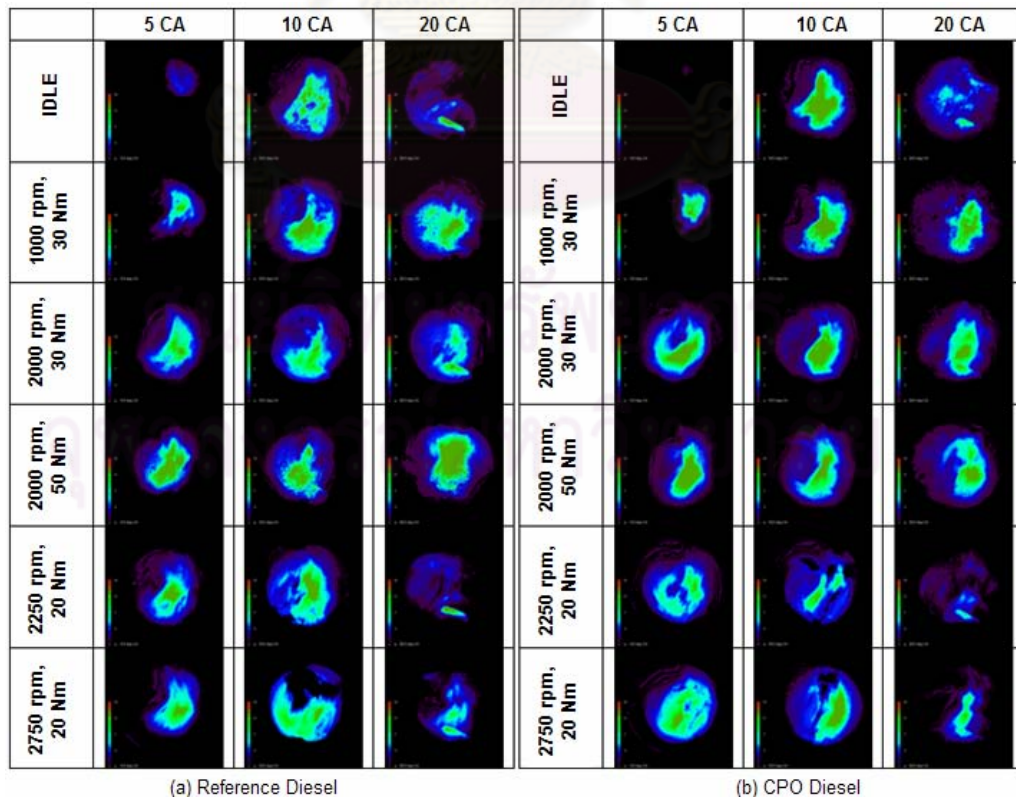


รูปที่ 4-8 ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล

(a) รอบเดินเบา (b) 2000 rev/min, 30 Nm (c) 2000 rev/min, 50 Nm [23]



รูปที่ 4-9 อุณหภูมิเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล [23]



รูปที่ 4-10 Soot distribution ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล [23]

จากการศึกษานี้แสดงถึงผลกระทบที่เกิดจากการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล โดยพบว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะให้มุมสเปรย์ที่กว้างกว่า และมี Spray Penetration ที่ยาวกว่า เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล ในส่วนการเผาไหม้ เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะเริ่มต้นการเผาไหม้ช้ากว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล และมีระยะเวลาในการเผาไหม้สั้นกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ขณะที่อุณหภูมิเปลวไฟและ soot density distribution ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะมีค่าต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

ปี 2548 ทางจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดย คณิต วัฒนวิเชียร และ สุพิชฌ์ ไตรภพภูมิ [24] ได้ศึกษา เปรียบเทียบผลของการใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล (น้ำมันปาล์มดิบ 10% ผสมน้ำมันดีเซล 90% โดยปริมาตร) ต่อการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้าแบบมีอากาศหมุน โดยทดสอบกับเครื่องยนต์ Ford Ranger รุ่น WL81 ขนาด 2.499 ลิตร พบว่าการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลให้แรงบิดและกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเล็กน้อย เนื่องจากมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากกว่าดีเซล แต่ประสิทธิภาพต่ำกว่าดีเซลตลอดทุกช่วงภาระ โดยที่ความเร็วรอบต่ำอุณหภูมิไอเสียของปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซลเล็กน้อย และความแตกต่างนี้จะมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซลเล็กน้อย แต่อัตราการปล่อยความร้อนและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ต่ำกว่าดีเซล ในส่วนของการศึกษาภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ลว่งหน้าพบว่าสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีระยะพุ่งสเปรย์ยาวกว่าและมุมสเปรย์กว้างกว่าดีเซลเล็กน้อย องค์การฉีดปาล์มดิบดีเซลจะฉีดก่อนดีเซลเล็กน้อย โดยในช่วงความเร็วรอบต่ำจะมีช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดยาวกว่าดีเซล แต่มีแนวโน้มใกล้เคียงกันเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ขณะที่ช่วงเวลากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสองจะใกล้เคียงกัน ซึ่งจากการวิเคราะห์ด้วย Two-color Method พบว่าปาล์มดิบดีเซลให้อุณหภูมิเปลวไฟต่ำกว่าดีเซล แต่มีการแจจแจงความเข้มข้นของเขม่าใกล้เคียงกัน โดยปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่สังเกตได้จากการวิเคราะห์ภาพถ่ายนี้เป็นไปในทิศทางสอดคล้องกับอัตราการปล่อยความร้อนที่วิเคราะห์จากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ ซึ่งพฤติกรรมกการเผาไหม้ทั้งสองเชื้อเพลิงไม่มีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญ

ในปี 2008 งานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดย คณิต วัฒนวิเชียร และ จักรกฤษ ตั้งรัตนโสภณ [25] เป็นการศึกษาเปรียบเทียบผลของการใช้เชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือก (น้ำมันเตา 30 % ผสม เคโรซีน 70 % โดยปริมาตร) ต่อการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า โดยทดสอบกับเครื่องยนต์ Kubota รุ่น RT 120 ขนาด 0.624 ลิตร โดยแบ่งงานออกเป็น 3 ส่วน คือส่วนแรก การหาสมรรถนะของเครื่องยนต์ ส่วนที่สองคือ การวิเคราะห์ผลจากการวัดข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด แล้ววิเคราะห์หาอัตราการฉีดเชื้อเพลิง, ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด อัตราการปล่อยความร้อน, การปล่อย

ความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ ส่วนที่สาม คือ การศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ของสเปร์ย์เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า จากภาพที่ถ่ายด้วยระบบ Engine Visioscope ตลอดจนการวิเคราะห์การแจกแจงความน่าจะเป็นของปรากฏการณ์เปลวไฟ การเปรียบเทียบผลการศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้กับผลการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

จากผลการศึกษาพบว่า ค่าแรงบิดเบรกของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกมีค่าใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงดีเซล ค่าอัตราสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกมีค่าสูงกว่าเล็กน้อย ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกมีค่าต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลเล็กน้อย องค์การวิจัยเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกต่ำกว่าค่าเชื้อเพลิงดีเซลในช่วง 0.4 ถึง 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกมีแนวโน้มน้อยกว่าเชื้อเพลิงดีเซล 0.04 ถึง 1.23 bar อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกมีแนวโน้มน้อยกว่าเชื้อเพลิงดีเซล 0.2 ถึง 9.9 จุดต่อองศาเพลลาข้อเหวี่ยง และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกน้อยกว่าเชื้อเพลิงดีเซล 0 ถึง 0.03 ในส่วนของการศึกษาภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าพบว่าภาพถ่ายสเปร์ย์และการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกและเชื้อเพลิงดีเซลที่ได้สอดคล้องกับผลจากการวิเคราะห์การเผาไหม้จากข้อมูลความดันโดยภาพปรากฏการณ์ที่ถ่ายได้แสดงให้เห็นว่าค่าองค์การวิจัยเชื้อเพลิง จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้อยู่ในตำแหน่งเดียวกันกับข้อมูลที่ได้จากการวิเคราะห์ข้อมูลความดัน อาจสรุปได้ว่าเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกสามารถนำมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าได้

งานวิจัยในประเทศไทย โดยงานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ปี 2007 โดย Phan Minh Duc [26] มีวัตถุประสงค์ที่จะศึกษาผลของการใช้ไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงช่วยจุดระเบิดในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วม เพื่อนำมาวิเคราะห์เปรียบเทียบหาประสิทธิภาพการเปลี่ยนแปลงพลังงาน การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวม ปริมาณการทดแทนดีเซล การปลดปล่อยความร้อนสุทธิ รวมทั้งภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ 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 มีช่วงเวลาการเผาไหม้ที่สั้นลงเมื่อเปรียบเทียบกับการเผาไหม้ของดีเซล เป็นผลให้อุณหภูมิไอเสียมีค่าต่ำลง และทำให้จุดกึ่งกลางของการปลดปล่อยความร้อนเลื่อนเข้าหาศูนย์ตายบนมากขึ้น เนื่องจากอิทธิพลของค่าความร้อนและคุณสมบัติการระเหยที่ต่ำกว่าดีเซลของ PME จะมีความแปรปรวน

ของการเผาไหม้สูงกว่าเล็กน้อย มีเสถียรภาพต่ำกว่าและเปลวไฟที่มีอุณหภูมิสูงปรากฏในบริเวณที่แคบกว่า ทั้งนี้เนื่องมาจากคุณสมบัติของ PME อาทิ ค่าความร้อนที่ต่ำกว่า ค่าอุณหภูมิอะเดียแบติกของเปลวไฟต่ำกว่า และความหนาแน่นที่สูงกว่า ความเข้มข้นของ soot ในเปลวไฟมีปริมาณลดลงเมื่อปริมาณสัดส่วนของ LPG มีค่าสูงขึ้น

4.2 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

Rolf Egnell [27] ได้ทำการศึกษาการปล่อยความร้อนและการเกิด NO_x ในเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง โดยมีเงื่อนไขในการฉีดเชื้อเพลิงเป็นตัวแปรควบคุมสำหรับเชื้อเพลิง DME และน้ำมันดีเซล กล่าวคือ ระบบการฉีดเชื้อเพลิง (CR) ความดันในการฉีดที่ 270 bar และช่วงเวลาในการฉีดของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดเหมือนกัน อย่างไรก็ตามการทดลองนี้ได้มีการปรับขนาดของหัวฉีดเพื่อให้ได้ปริมาณเชื้อเพลิงและคุณสมบัติทางกายภาพที่เหมือนกัน นอกจากนี้การทดลองได้ถูกออกแบบให้มีจุดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ตำแหน่งเดียวกันและเปลี่ยนจุดสิ้นสุดการฉีด เพื่อศึกษาปริมาณ NO_x และมลภาวะที่ภาวะสูงสุดของเครื่องยนต์ในแต่ละสถานะของการเผาไหม้ โดยที่อัตราการปล่อยความร้อนได้ถูกนำมาเป็นพารามิเตอร์ในแบบจำลองการเผาไหม้แบบ zero-dimensional multizone ในการคำนวณหาค่า NO_x ต่อไป จากการทดลอง พบว่ากราฟอัตราการปล่อยความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดมีลักษณะเหมือนกัน แต่เชื้อเพลิงดีเซลปล่อย CO, HC และปริมาณเขม่ามากกว่าเมื่อเทียบกับ DME และผลจากการคำนวณโดยใช้แบบจำลอง zero-dimensional multizone พบว่า อัตราส่วนสมมูลอากาศต่อเชื้อเพลิงค่อนข้างสูง ($\phi > 1$) และมีค่าเท่ากันสำหรับเชื้อเพลิงทั้งสองชนิด

เนื่องจากในระบบการฉีดเชื้อเพลิงแบบ CR ที่ใช้นี้มีความดันการฉีดน้อยกว่าการทำงานปกติของเชื้อเพลิง จึงทำให้การผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงดีเซลมีคุณภาพต่ำกว่าปกติและส่งผลกระทบต่อปริมาณเขม่าที่มากขึ้น ดังนั้นปริมาณการปล่อย NO_x ที่น้อยกว่าในเชื้อเพลิง DME สามารถอธิบายได้จากอัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศที่สูงกว่าเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซลที่มีความดันของการฉีดที่สูงกว่า สำหรับการวิเคราะห์ในแง่ของลักษณะการฉีดเชื้อเพลิง จะพบว่า DME มีความเร็วในการฉีดต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดให้ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่ต่างกัน

Gisoo Hyun และคณะ [28] ได้มุ่งเน้นที่จะศึกษาการปรับปรุง plant oil เพื่อใช้เป็นเชื้อเพลิงทางเลือกแทนเชื้อเพลิงดีเซล ทั้งนี้ plant oil ยังคงมีข้อจำกัดในแง่ของสมรรถนะของเครื่องยนต์และการปล่อยมลพิษเนื่องจากค่าความหนืดที่สูงและค่าการระเหยที่ต่ำของ plant oil การทดลองนี้เริ่มจากการหาค่าอัตราส่วนผสมที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุด (50:50) โดยวิเคราะห์

ลักษณะของละออง DME ผสมกับ plant oil ด้วยวิธี shadowgraph จากนั้นจึงทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซลชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง โดยใช้เชื้อเพลิงต่างๆ คือ DME ผสม plant oil , ดีเซลบริสุทธิ์, DME บริสุทธิ์และเชื้อเพลิง transesterified ผลการทดสอบพบว่า เชื้อเพลิง DME ผสม plant oil ให้ลักษณะการเผาไหม้เทียบเคียงกับเชื้อเพลิงดีเซล

S.C. Sorenson และ Svend-Erik Mikkelsen [29] ได้ทำการศึกษาถึงการใช้น้ำมันดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดไม่มีเทอร์โบชาร์จเจอร์ โดยมีการดัดแปลงระบบเชื้อเพลิงบางส่วนจากการศึกษาพบว่า DME ให้ผลของการเผาไหม้ สมรรถนะของเครื่องยนต์ และการปล่อยของไอเสียอยู่ในเกณฑ์ที่น่าพอใจ โดยที่ DME ปล่อยปริมาณ NO_x คาร์บอนและเสียงที่ต่ำกว่าดีเซล ณ จุดทำงานของเครื่องยนต์ที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากัน นอกจากนี้ยังพบว่าการนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่สามารถลดปริมาณ NO โดยไม่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนและคาร์บอนจากการทดสอบความทนทานของเครื่องยนต์พบว่า บีบีดีเชื้อเพลิงดีเซลสามารถใช้กับเชื้อเพลิง DME ได้มากกว่า 500 ชั่วโมง

ในปี ค.ศ. 1997 สำหรับงานวิจัยของ S. Kajitani, Z. L. Chen, และ M. Konno จากมหาวิทยาลัยชิบะ ประเทศญี่ปุ่น และ K. T. Rhee จากมหาวิทยาลัยรัฐเจจอร์เจีย ประเทศสหรัฐอเมริกา [30] ได้ทำการศึกษาวินิจฉัยเกี่ยวกับคุณลักษณะของสมรรถนะและมลภาวะในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเมื่อนำเชื้อเพลิง DME มาใช้ ซึ่งวัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้คือการศึกษาคุณลักษณะค่าสมรรถนะและมลภาวะที่ปลดปล่อยออกมาและเพิ่มเติมในส่วนของการยกตัวของวาล์วเข็มหัวฉีดและอัตราการปลดปล่อยความร้อนเมื่อใช้ DME นำมาเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซลที่ใช้อยู่ปัจจุบัน

ซึ่งจากผลการวิจัยพบว่า DME ไม่สามารถนำมาใช้ได้โดยตรงกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดหากไม่ทำการดัดแปลงองค์ประกอบเพียงเล็กน้อยให้เกิดความเหมาะสมทางด้านระบบส่งเชื้อเพลิงอันเนื่องจากคุณสมบัติบางประการของเชื้อเพลิง DME ที่แตกต่างจากเชื้อเพลิงดีเซลซึ่งพบว่าจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่มีความดันไอสูงและการหล่อลื่นต่ำของ DME อาจพบกับปัญหาการสึกหรอเนื่องจากการกัดกร่อนของตัวเชื้อเพลิง DME กับอุปกรณ์จำพวกชุดหัวฉีด, วัสดุที่ทำจากยางทั้งหมดจึงจำเป็นต้องมีการเติมสารเติมแต่งลงไป อาทิเช่น Hitec560 ผลิตโดย Ethyl Japan Corp. ในปริมาณ 100 ppm ลงในตัวเชื้อเพลิงเพื่อเพิ่มคุณสมบัติการหล่อลื่นในเชื้อเพลิง โดยผลจากการทดสอบสมรรถนะและมลภาวะของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิง DME เปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล โดยพบว่ามีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สูงและมีองค์ประกอบของแก๊สไอเสียที่ปล่อยออกมานั้นมีอุณหภูมิที่ต่ำ ในส่วนผลของความดันไอที่มีค่าสูงจะทำให้ช่วงเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงนั้นยาวนานขึ้น อีกทั้งยังมีรูปแบบของสเปรย์ที่ฉีดมานั้นเชื่อได้ว่าเป็น

แบบส่วนผสมบางและสลายตัวผสมกันกับอากาศได้ง่ายขึ้นซึ่งผลดังกล่าวจะมีผลกระทบต่อมลภาวะที่ปลดปล่อยออกมาสู่บรรยากาศโดยตรง ทำให้มลภาวะที่ปล่อยออกสู่บรรยากาศมีค่าลดต่ำลงกว่ากรณีใช้เชื้อเพลิงดีเซล ประการต่อมาในส่วนของแรงดันในการยกเข็มหัวฉีดเชื้อเพลิงของหัวฉีดในกรณีที่ใช้หัวฉีดเดิมที่ติดตั้งมากับเครื่องยนต์นั้นอาจทำให้ฉีดเชื้อเพลิงได้ยากขึ้นเนื่องด้วยแรงดันยกเข็มหัวฉีดที่ออกแบบมาสำหรับเชื้อเพลิงดีเซลดังนั้นเมื่อทำการปรับลดค่าแรงดันในการยกเข็มหัวฉีดลงทำให้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงยาวนานมากขึ้น อีกทั้งผลของค่าความดันไอเชื้อเพลิงที่สูงของ DME จึงต้องทำการป้อนแรงดันจากไนโตรเจนเพื่อเพิ่มแรงดันบรรยากาศยับยั้งไม่ให้ DME กลายเป็นไอในระบบเชื้อเพลิง แรงดันจากไนโตรเจนในระบบดังกล่าวจะทำให้ feed pressure ของ DME สูบมีเชื้อเพลิงสูงขึ้นส่งผลทำให้การยกตัวของเข็มหัวฉีดยกตัวขึ้นก่อนหน้าองศาการฉีด (มาตรฐาน) ที่ได้ตั้งเอาไว้เล็กน้อย จะทำให้ feed pressure ของ DME สูบมีเชื้อเพลิงสูงขึ้น ส่งผลทำให้คาบเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงยาวนานขึ้น ประกอบกับปรากฏการณ์ bouncing ของเข็มหัวฉีดอันเนื่องมาจาก Compressibility ของตัวเชื้อเพลิงทำให้มีมวลเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกแล้วมาสะสมผสมกันกับอากาศแต่อยู่ในช่วงไม่ถึงจุดติดไฟปริมาณมากเป็นผลให้การเผาไหม้ในช่วง premixed combustion phase นั้นเกิดการปลดปล่อยความร้อนในช่วงเวลาดังกล่าวเกิดขึ้นอย่างรุนแรงเพิ่มโอกาสสนับสนุนให้เกิด NO_x ได้มากขึ้นจากผลของการกระทำ ดังนั้นจึงควรหลีกเลี่ยงโดยการปรับลดค่าแรงดันในการฉีดเชื้อเพลิงด้วยวิธีการปรับลดสปริงยกเข็มหัวฉีดให้มีค่าน้อยลงจากเดิม และปรับค่าองศาการฉีดให้ต่ำหลังจากค่ามาตรฐานจะช่วยปรับปรุงสมรรถนะและประสิทธิภาพการเผาไหม้และยังช่วยลดค่ามลภาวะที่เกิดจากการเผาไหม้ด้วย

ในปี ค.ศ. 1998 สำหรับงานวิจัยของ Kensuke Wakai, Keiya Nishida, Takuo Yoshizaki และ Hiroyuki Hiroyasu [31] ได้ทำงานวิจัยเกี่ยวกับคุณลักษณะของการฉีดสเปรย์เชื้อเพลิงและการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ซึ่งในการทดสอบสำหรับงานวิจัยนี้ได้ทำการฉีดสเปรย์เชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ที่ความดันและอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ที่สูงแล้วใช้วิธีดูปรากฏการณ์จากภาพถ่ายด้วยวิธีของซูรีเรน ซึ่งผลที่ได้ออกมาค่อนข้างชัดเจนสำหรับความแตกต่างของลำสเปรย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไป อาทิเช่น ความยาวของลำสเปรย์ที่พุ่งทะลวงเข้าไป, องศาของลำสเปรย์ที่ออกจากหัวฉีดและปริมาณของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกไปซึ่งเปรียบเทียบความแตกต่างกันของเชื้อเพลิง DME กับ น้ำมันเชื้อเพลิงดีเซล รวมไปถึงเปลวไฟที่เกิดจากการเผาไหม้พบว่าไม่พบแสงจากเปลวไฟ (non-luminous) ในช่วงกระบวนการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง DME และช่วงล่าช้าการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง DME ภายใต้สภาวะความดันบริเวณภายในห้องเผาไหม้ที่สูงพบว่าช่วงล่าช้าการจุดระเบิดมีแนวโน้มแบบเดียวกันกับเชื้อเพลิงดีเซลภายใต้สภาวะดังกล่าวในขณะที่ภายใต้สภาวะ

ความดันบริเวณในห้องเผาไหม้ที่ต่ำช่วงล่างซ้ำของการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง DME จะสั้นกว่าเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซลที่อยู่ภายใต้สภาวะเดียวกัน ทั้งนี้เนื่องจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิง DME เนื่องมาจากหากพิจารณาถึงความแตกต่างของสเปร์ย์เชื้อเพลิง DME กับ สเปร์ย์ของเชื้อเพลิงดีเซลในเรื่องของการเปลี่ยนแปลงค่ามุมมองสาของสเปร์ย์และปริมาณเชื้อเพลิงที่ฉีดออกมาที่ สเปร์ย์เชื้อเพลิงต่ออิทธิพลของความดันบริเวณล้อมรอบที่สเปร์ย์ถูกฉีดเข้าไปโดยสาเหตุหลักถึงความแตกต่างกันนั้นมาจากคุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของเชื้อเพลิง DME มีส่วนช่วยในเรื่องการยกระดับของเหลวเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเป็นลำสเปร์ย์เหลวให้เป็นหยดละอองฝอยด้วยการเกิดวายเป็นไอของเชื้อเพลิงบริเวณขอบริมของลำสเปร์ย์ (flush boiling) ลักษณะคล้ายเช่นเดียวกันกับการระเหยกลายเป็นไอของเชื้อเพลิงโดยเฉพาะอย่างยิ่งที่สภาวะความดันบริเวณรอบห้องเผาไหม้มีค่าต่ำจากเหตุผลที่ได้อธิบายไปข้างต้นจึงเป็นสาเหตุที่ทำให้สเปร์ย์ DME ที่สภาวะความดันบริเวณภายในห้องเผาไหม้ต่ำมีมุมมองสาของสเปร์ย์ที่กว้าง ซึ่งผลของมุมมองสาของสเปร์ย์เชื้อเพลิงจะส่งผลกระทบต่อปริมาณเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเป็นของเหลวเข้าไปในห้องเผาไหม้ด้วยเช่นกันปรากฏการณ์ในเรื่องของมุมมองสาของสเปร์ย์และปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงของเหลวของเชื้อเพลิงนั้นจะมีแนวโน้มใกล้เคียงกันกับลักษณะของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดภายใต้การทดสอบที่สภาวะความดันบริเวณภายในห้องเผาไหม้มีค่าสูง

ในปี ค.ศ. 1999 สำหรับงานวิจัยของ Zhou Longbao, Wang Hewu, Jiang Deming และ Huang Zuohua [4] ได้ทำการศึกษาผลของสมรรถนะและคุณลักษณะการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (DI) โดยการทดสอบใช้เชื้อเพลิง DMEกระทำในรถยนต์บรรทุกขนาดเล็ก ซึ่งเสนอถึงผลกระทบต่อสมรรถนะและคุณลักษณะการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในตัวแปรที่ทำการศึกษาด้านหลักๆคืออย่างแรกพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงจำพวก ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกปั๊มเชื้อเพลิง (plunger), ชนิดของหัวฉีดที่ใช้ในการทดสอบฉีดเชื้อเพลิง, ช่วงจังหวะการฉีดของเชื้อเพลิง, แรงดันยกเข็มเปิดหัวฉีดเชื้อเพลิงและการยื่นไหลออกมาของปลายเข็มหัวฉีดเข้าหาจุดศูนย์กลางของลูกสูบ และอย่างที่สองคือ ลักษณะการเคลื่อนที่ของอากาศในกระบอกสูบเช่น อัตราส่วนการไหลอลวนในห้องเผาไหม้ (swirl ratio) เป็นต้น ซึ่งโดยภาพรวมพบว่าช่วงล่างซ้ำของการเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเหลวใน DME จะมีช่วงยาวกว่ากรณีใช้น้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลเนื่องมาจากในเชื้อเพลิงเหลวของ DME มีค่าสภาพการอัดตัวได้ที่สูง (compressibility effect) หรือค่า (Bulk of modulus of elasticity) ที่ต่ำ แต่เชื้อเพลิง DME มีช่วงล่างซ้ำของการจุดระเบิดที่ (ignition delay) สั้นกว่าน้ำมันดีเซล เนื่องจาก DME นั้นมีค่าซีเทนนิมเบอร์ที่สูง, อุณหภูมิจุดติดไฟของเชื้อเพลิงที่ต่ำและความสามารถในการระเหยกลายเป็นไอของเชื้อเพลิงที่ดีเยี่ยม และยัง

พบว่าการใช้ DME มีประสิทธิภาพต่อการลดการก่อตัวของ NO_x รวมไปถึงการมีค่า zero-smoke ที่เกิดจากการเผาไหม้

ในส่วนของคุณลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นพบว่าค่าความดันภายในห้องเผาไหม้สูงสุด, อัตราการเพิ่มขึ้นของค่าความดันสูงสุดภายในห้องเผาไหม้และเสียงที่เกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้ทั้งหมดที่กล่าวมานั้นมีค่าต่ำกว่าในกรณีเปรียบเทียบกับการใช้น้ำมันดีเซลจึงปรับแก้ได้โดยการเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจากค่ามาตรฐาน

ในปี ค.ศ. 2001 สำหรับงานวิจัยของ Ho Teng, James C. McCandless และ Jeffrey B. Schneyer [32] ได้ทำการศึกษาวิจัยถึงคุณลักษณะทางด้านอุณหพลศาสตร์และเคมีของเชื้อเพลิง DME มาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนสำหรับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ซึ่งมีวัตถุประสงค์ในการศึกษาวิเคราะห์คุณสมบัติทางด้านเคมีและทางกายภาพของเชื้อเพลิง DME โดยทำการศึกษจากรากฐานทางด้านโครงสร้างองค์ประกอบทางเคมีของเชื้อเพลิง DME และอุณหพลศาสตร์ของการไหลของตัวโมเลกุลเชื้อเพลิง DME ซึ่งสามารถเข้าใจในปรากฏการณ์ทางด้านอุณหพลศาสตร์และทางเคมีของตัวเชื้อเพลิงที่ส่งผลต่อค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์และนำผลที่ได้จากการปรากฏการณ์ดังกล่าวมาเขียนเป็นสมการทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้วิเคราะห์ในการนำ DME มาประยุกต์ใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดให้เหมาะสมตลอดช่วงอุณหภูมิและความดันภายในเครื่องยนต์ตลอดช่วงการทำงาน ผลจากงานวิจัยนี้เมื่อทำการวิเคราะห์ผลแล้วทำให้ทราบถึงคุณประโยชน์หลายด้านของเชื้อเพลิง DME ต่อการนำมาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด อาทิเช่น ค่าความร้อนจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง, ค่าเลขซีเทนนิ่มเบอร์ของเชื้อเพลิง DME ที่สูง, ค่าแรงตึงผิวและมวลภาวะที่ปลดปล่อยจากการเผาไหม้มีค่าที่ต่ำ เพื่อให้เข้าใจถึงพฤติกรรมอย่างดีขึ้นต่อการนำไปใช้งานให้เกิดประโยชน์อย่างสูงสุดต่อไป

ในปี ค.ศ. 2002 สำหรับงานวิจัยของ Jun Yu, Jookwang Lee และ Choongsil Bae [33] ได้ทำการวิจัยคุณลักษณะของสเปร์ยเชื้อเพลิง DME เทียบกันกับน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดในระบบ common-rail fuel injection ในการทดสอบการใช้เชื้อเพลิงทั้งกรณีของ DME และน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลได้ใช้ระบบ common-rail fuel injection และได้นำ CCD camera เพื่อใช้ในการจับภาพถ่ายของสเปร์ยโดยภาพที่ถ่ายนำเสนอในส่วนของ องศาความกว้างของลำสเปร์ยที่ถูกฉีดเข้าไปสู่ห้องเผาไหม้และความยาวที่สเปร์ยถูกฉีดพุ่งทะลวงเข้าไปในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์เพื่อเปรียบเทียบกับกรณีใช้น้ำมันเชื้อเพลิงดีเซล ซึ่งพบว่าภายในห้องเผาไหม้ที่อยู่ภายใต้สภาวะความดันบรรยากาศแม้ว่าค่าแรงดันในการฉีดเชื้อเพลิงจะมีค่าเป็นเท่าใดก็ตามก็จะพบว่าจากภาพถ่ายค่าองศาของลำสเปร์ย DME จะมีมุมมองกว้างกว่ากรณีใช้น้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลและระยะการพุ่งทะลวงของลำสเปร์ยเชื้อเพลิงเข้าไปสู่ห้องเผาไหม้ของ DME

นั้นระยะเวลาพุ่งจะสั้นกว่าเนื่องมาจากผลกระทบของการเกิดการวาบไอบที่ขอบนอกของสเปรย์เชื้อเพลิงกับอากาศ (flush boiling) ซึ่งปลายของสเปรย์ DME ที่ถูกฉีดมานั้นละอองของลำสเปรย์จะก่อตัวเป็นรูปแบบคล้ายกับดอกเห็ดซึ่งลักษณะการเกิดขึ้นของรูปแบบดังกล่าวจะหายไปเมื่อทำการฉีดลำสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวเข้าไปสู่ห้องเผาไหม้ที่ความดันในห้องเผาไหม้ที่มีค่าสูงและการแปรปรวนระหว่างหัวฉีดในแต่ละรูที่ใช้ในการฉีดเชื้อเพลิงเหลว DME มีความแปรปรวนระหว่างรูต่อรูของหัวฉีดที่น้อยกว่าน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลทั้งนี้เมื่อฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง DME เข้าไปในห้องเผาไหม้ที่สภาวะห้องเผาไหม้มีค่าความดันเท่ากับค่าความดันบรรยากาศหรือสูงกว่าผลที่ได้เป็นเช่นเดียวกัน

ในปี ค.ศ. 2006 สำหรับงานวิจัยของ D.Cipolat [7] ได้ทำการวิจัยเกี่ยวกับการวิเคราะห์การปลดปล่อยความร้อนและมลภาวะ NO_x ที่ปลดปล่อยออกมาจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดเมื่อใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงหลัก ในงานวิจัยนี้ทำการทดสอบในเครื่องยนต์ 4 จังหวะ ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง 2 กระบอกสูบและระบายความร้อนด้วยอากาศซึ่งปราศจากการดัดแปลงแก้ไขในส่วนขององศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงและค่าแรงดันที่ใช้เปิดเข็มหัวฉีดเชื้อเพลิงซึ่งใช้ชุดอุปกรณ์ทดสอบแบบเดียวกันกับกรณีเชื้อเพลิงดีเซล โดยผลการวิเคราะห์ค่าความดันภายในท่อส่งเชื้อเพลิงแสดงถึงการเกิด compressibility ของเชื้อเพลิง DME ซึ่งส่งผลให้อัตราการเพิ่มขึ้นของค่าความดันในกระบอกสูบลมมีอัตราที่ต่ำกว่าดีเซล, ผลลัพธ์ในเรื่องของการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นนั้นล่าช้ากว่าเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีของน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซล โดยที่ค่าความดันสูงสุดอันเนื่องจากการเผาไหม้ภายในกระบอกสูบลมมีค่าสูงที่สุดในกรณีของการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงดีเซล ในส่วนของการปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงพบว่าเชื้อเพลิง DME มีการเกิดการปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงล่าช้าออกไปตดการปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง DME ส่วนใหญ่ได้เกิดขึ้นหลังลูกสูบเคลื่อนที่ออกห่างจากจุดศูนย์ตายบน ซึ่งสอดคล้องกับจุดการเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงของ DME ที่ล่าช้ากว่าในกรณีเทียบกันกับจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงของการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงดีเซล

ในปี 2007 สำหรับงานวิจัยของ Constantine Arcoumanis และคณะ [34] พบว่า DME นั้นเหมาะสำหรับใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลเนื่องจากมีค่าซีเทนที่สูงและมีค่าอุณหภูมิของ Auto Ignition ต่ำ ซึ่งการเผาไหม้มีเขม่าน้อยมาก (Soot Free) เนื่องจากมี Carbon เป็นส่วนประกอบน้อยและมี Oxygen เป็นส่วนประกอบ แต่ควรมีการปรับปรุงวัสดุที่ใช้ทำ seal เพื่อป้องกันการกัดกร่อน โดยเปลี่ยนมาใช้ Poly-Tetrafluoroethylene (PTFE) และปรับปรุงเรื่องการหล่อลื่นเนื่องจาก DME มีค่าคุณสมบัติการหล่อลื่นที่ต่ำ แต่สิ่งที่ควรระวังคือช่วงของการติดไฟนั้นมีค่ากว้าง จึงต้องมีการระมัดระวังในการใช้เป็นพิเศษ

ในปี ค.ศ. 2008 สำหรับงานวิจัยของ Wang Ying, Li genbao, Zhu Wei, Zhou Longbao [35] ได้ทำการศึกษาในการนำเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดมาดัดแปลงเพื่อประยุกต์ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงผสมกันระหว่าง DME กับ น้ำมันเชื้อเพลิงดีเซล โดยขั้นตอนการทดสอบได้ทำการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนการผสมของ DME ลงในน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลที่อัตราส่วนต่างๆซึ่งผลที่ได้นำเสนอในรูปแบบของคุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีที่เปลี่ยนแปลงไปในแต่ละอัตราส่วนแต่สิ่งที่เห็นได้ชัดพบว่า DME สามารถละลายผสมกันเข้ากับน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลได้ในทุกอัตราส่วน การผสมเช่นกันและค่าความดันไอของเชื้อเพลิงของ DME ผสมน้ำมันดีเซล จะมีค่าที่ต่ำกว่ากรณีของ DME บริสุทธิ์ที่จุดทดสอบภายใต้อุณหภูมิเดียวกันและค่าความดันไอของเชื้อเพลิงจะมีแนวโน้มลดลงอย่างชัดเจนหากเพิ่มสัดส่วนโดยมวลการผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลลงไป ใน DME ซึ่งคุณสมบัติที่ได้จากการลดต่ำลงของค่าความดันไอจะช่วยในเรื่องของการลดความดันไอล้อยของเชื้อเพลิงภายในระบบจ่ายเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดและการใช้เชื้อเพลิงผสมกันดังกล่าวยังช่วยเพิ่มคุณสมบัติการหล่อลื่นที่ดีขึ้นและการแตกตัวเป็นละอองฝอยของหยดเชื้อเพลิงเหลวหลังจากฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ได้ดีขึ้นและช่วยลดมลภาวะจากไอเสียที่ต่ำลง

ในปี ค.ศ. 2009 สำหรับงานวิจัยของ Lijun Xu, Zichen Chen และ Xiaolu Li [36] ได้ทำการศึกษาถึงคุณลักษณะของการฉีดเชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นสำหรับกรณีใช้เชื้อเพลิง DME และน้ำมันดีเซล ซึ่งในงานวิจัยได้นำเอาระเบียบวิธีเชิงเลขและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มาจำลองเพื่อทำนายถึงพฤติกรรมของการฉีดเชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นโดยผลที่ได้ประกอบไปด้วย ลำดับของการฉีดของหัวฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละกระบอกสูบที่เกิดขึ้นจริง, ปริมาณเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปภายในกระบอกสูบ, อัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปในแต่ละช่วงองศาเพลลาข้อเหวี่ยงโดยสะสม, ช่วงการยกตัวเปิด-ปิดของวาล์วเข็มหัวฉีดเชื้อเพลิง, มุมองศาของลำสเปรย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปในกระบอกสูบ, ความยาวของสเปรย์ที่ถูกฉีดเข้าไปและเส้นผ่านศูนย์กลางโดยเฉลี่ยของหยดเชื้อเพลิงเหลวแบบชอเตอร์ (SMD) เป็นต้น ผลพารามิเตอร์ที่ใช้ในการศึกษาทั้งหมดที่กล่าวมานั้นกระทำภายใต้อุณหภูมิภายในกระบอกสูบที่แตกต่างกันออกไป ซึ่งผลจากงานวิจัยโดยภาพรวมแสดงให้เห็นว่าคุณลักษณะของเชื้อเพลิง DME ที่ถูกฉีดเข้าไปในกระบอกสูบนั้นจะโดนผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในกระบอกสูบที่น้อยกว่ากันกรณีที่ใช้กับกับเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิง DME มีคุณลักษณะพารามิเตอร์ของเชื้อเพลิงที่ใช้ทำการศึกษาดังกล่าวข้างต้นนั้นที่ดีกว่าซึ่งรวมไปถึงช่วงค่าซ้ำการจุดระเบิดและอัตราการฉีดเชื้อเพลิงสูงสุดของเชื้อเพลิง DME ซึ่งพบว่ามีค่าสูงกว่าและปริมาณที่ต่ำกว่าตามลำดับ เมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซลภายใต้สภาวะการทดสอบการฉีดเชื้อเพลิงที่สภาวะเดียวกัน

สำหรับงานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย [37] พบว่าการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงนั้นสามารถใช้กับชุดปั๊มเชื้อเพลิงมาตรฐานได้ โดยสิ่งที่ต้องกระทำเพิ่มเติมคือระบบจ่ายเชื้อเพลิงซึ่งต้องมีการใช้ท่อความดันสูง และถึงเก็บเชื้อเพลิงที่สามารถทนความดันสูงได้ การที่จะป้องกันปัญหา Vapor Lock ในระบบเชื้อเพลิงนั้นต้องใช้ความดันอัด DME ประมาณ 3 MPa โดยใช้แก๊ส Nitrogen ใช้สร้างความดันให้ระบบเชื้อเพลิง ซึ่งจากการทดสอบตอนแรกพบว่า ปั๊มขับเคลื่อนเชื้อเพลิงมาตรฐานไม่สามารถสร้างแรงดันในระบบเชื้อเพลิงให้ชนะแรงดันยกของหัวฉีดได้ เนื่องจากคุณสมบัติการอัดตัวของ DME มีค่าสูงและหัวฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงนั้นมีค่าแรงดันยกหัวฉีด (Opening Pressure) ที่สูง จึงต้องมีการปรับค่า Pre Load ของหัวฉีด ซึ่งกระทำโดยการเปลี่ยนแหวนรองสปริงภายในหัวฉีด และจากการทดสอบนั้นพบว่า DME ไม่มีควันดำจากการเผาไหม้ ซึ่งค่าควันดำที่วัดได้จาก Smoke Meter นั้นมีค่าต่ำ จึงสามารถกล่าวได้ว่า DME เป็นเชื้อเพลิงปราศจากควันดำ (Smoke Free) สำหรับที่ภาวะสูงสุดลักษณะการเผาไหม้มีพฤติกรรมใกล้เคียงกับดีเซล แต่สามารถทำแรงบิดเบรกได้เพียงครั้งหนึ่ง โดย DME สามารถทำแรงบิดเบรกได้ 19.7 Nm ที่ 1150 rpm และมีแรงบิดเบรกสูงสุด 23 Nm ที่ 2000 rpm ซึ่งเป็นผลมาจากค่าความร้อนของเชื้อเพลิงที่มีค่าเพียง 28.43 MJ/kg ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงนั้น พบว่า DME มีช่วงเวลาการฉีดเชื้อเพลิงที่นานกว่าและมีค่าความดันในระบบจ่ายเชื้อเพลิงต่ำกว่าดีเซล

Ho Teng และคณะ [38] ได้ทำการศึกษาผลกระทบของความหนืดของ DME เหลวต่ออุณหภูมิและความดัน 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 นอกจากนี้ยังพบว่า แอลกอฮอล์จำพวก long-chain แบบมีขั้ว และกรดไขมันที่มีค่า $\text{C}_{15} - \text{C}_{22}$ สามารถเป็นสารเพิ่มความสามารถในการหล่อลื่นที่ดี และพบว่าการเติม castor oil เพียง 1% โดยมวล สามารถเพิ่มความสามารถในการหล่อลื่นของ DME เมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล

ในปี พ.ศ. 2551 งานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยโดย คณิต วัฒนวิเชียร และ เกริก ไกร ยุวมิตร [39] ซึ่งงานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาลักษณะการเผาไหม้และผลกระทบขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเมื่อใช้ชุดปั๊มเชื้อเพลิงมาตรฐาน จากการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ ในงานวิจัยนี้จะใช้เครื่องยนต์ Kubota รุ่น RT 140 ขนาด 0.709 ลิตร ซึ่งจะทำการทดสอบที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานแล้วทำการ

บันทึกค่าสมรรถนะและความดันภายในกระบอกสูบเพื่อวิเคราะห์พฤติกรรมการเผาไหม้และหลังจากนั้นจะทำการเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆอันได้แก่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4, องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 แล้วทำการเปรียบเทียบผลกระทบบขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะและพฤติกรรมการเผาไหม้ ผลที่ได้จากงานวิจัยนี้แบ่งการนำเสนอออกเป็น 2 ส่วน คือส่วนแรกแสดงผลด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้ DME ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆและผลการพิจารณาองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม ส่วนที่สองแสดงลักษณะการเผาไหม้ของ DME ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ จากผลการศึกษาวิเคราะห์อัตราการปลดปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบและความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด รวมทั้งผลการวิเคราะห์อัตราการฉีดเชื้อเพลิง, ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด, การปลดปล่อยความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ เป็นต้น

จากผลการวิจัยพบว่าเมื่อพิจารณาในทุกจุดทดสอบนั้นองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานให้ค่าอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกดต่ำที่สุดโดยมีค่า 494 g/kW-hr และให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกดมากที่สุดโดยมีค่า 25.6% สำหรับอุณหภูมิไอเสียที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆพบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 มีอุณหภูมิไอเสียสูงที่สุด แต่ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน, องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 นั้นมีอุณหภูมิไอเสียใกล้เคียงกัน เมื่อพิจารณาอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกดร่วมกับความถี่จากการใช้งานตามมาตรฐาน ESC Test Cycle พบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานนั้นเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุด สำหรับผลของการปรับเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้นั้นพบว่าจะทำให้มีแนวโน้มของการสร้างแรงดันในท่อส่งเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อนหลังตามลำดับขององศาการฉีดเชื้อเพลิง สำหรับปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบต่างๆพบว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรต่ำที่สุด เป็นผลให้สมรรถนะที่ความเร็วรอบดังกล่าวมีค่าสูงสุด องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะให้ค่าความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้สูงกว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า สำหรับค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้นั้นพบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าจะมีค่ามากที่สุด ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดนั้นในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงจะมีค่าแตกต่างกัน โดยในกรณีที่มีการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้น จะมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ยาวมากขึ้น แต่เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบต่างๆแล้วพบว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นั้นมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดยาวที่สุด

จากผลการวิจัยสามารถสรุปได้ว่าถึงแม้ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกดต่ำที่สุด แต่ถ้าพิจารณาในด้านการเผาไหม้โดยการพิจารณาจากค่า

สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้นั้นพบว่าไม่ได้มีค่าที่สูงที่สุด ดังนั้นจึงควรพิจารณาหาวิธีการที่จะทำให้มีการเผาไหม้ให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นต่อไป

ในปี พ.ศ. 2552 งานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยโดยคณิต วัฒนวิเชียร และ อัครพงษ์ สถาวรินทุ [40] ได้ทำการศึกษาวิจัยในหัวข้อการวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาลักษณะการเผาไหม้ของการใช้ DME จากการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนและภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยแบ่งการวิจัยออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนแรกทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ส่วนที่สองทดสอบเพื่อศึกษาลักษณะการเผาไหม้จากการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อน ส่วนที่สามศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME จากภาพถ่าย

จากการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุดพบว่า แรงบิดเบรกสูงสุดและประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ได้จะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นในทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิง เมื่อลดอัตราส่วนกำลังอัดลงจากค่ามาตรฐาน (21:1) โดยที่อัตราส่วนกำลังอัดเป็น 16.1:1 เครื่องยนต์จะให้แรงบิดเบรกสูงสุดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm คือ 12.04 Nm ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 24 BTDC และทั้งความเร็วรอบ 1200 rpm และ 1400 rpm คือ 11.56 Nm ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 26 BTDC โดยที่ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะมีค่าสูงสุดที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 28 BTDC ในทุกความเร็วรอบ ผลของการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วนแสดงให้เห็นว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีค่าสูงสุดในทุกจุดทดสอบ เมื่อปรับองศาการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 28 BTDC นอกจากนี้เครื่องยนต์ยังทำงานโดยปราศจากเขม่าควันในทุกจุดทดสอบ จากการทดสอบลักษณะการเผาไหม้ พบว่า ความดันภายในห้องเผาไหม้สูงสุดจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อปรับให้องศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้ามากขึ้นและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้มีค่าสูงที่สุดที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 28 BTDC ในส่วนของการศึกษาภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้พบว่า เมื่อถ่ายภาพโดยใช้แสงแฟลชช่วย จะเห็นเชื้อเพลิงที่ออกจากหัวฉีดหลังจากเริ่มการฉีดราว 15-20 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง และมีระยะพุ่งของสเปรย์ที่สั้น เนื่องจากเชื้อเพลิงจะระเหยกลายเป็นไอพร้อมผสมกับอากาศและเกิดการเผาไหม้ทันที การดูความร้อนของเชื้อเพลิงขณะเปลี่ยนสถานะจะทำให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ลดต่ำลงจนสามารถสังเกตเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงได้ และจากภาพถ่ายเมื่อไม่ใช้แสงแฟลชช่วยพบว่า จะเริ่มเห็นเปลวไฟตั้งแต่เริ่มต้นการฉีด โดยการเผาไหม้ DME มีเปลวไฟเป็นสีน้ำเงิน เนื่องจากมีปริมาณเขม่าในเปลวไฟที่ต่ำ จึงไม่เห็นเปลวไฟที่เปล่งแสงเช่นเชื้อเพลิงดีเซล

ผลการวิจัยสรุปได้ว่า เชื้อเพลิง DME เป็นเชื้อเพลิงทางเลือกที่สะอาด ช่วยลดปัญหาด้านมลพิษ และพบว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเครื่องยนต์รุ่นที่ใช้ในการวิจัยนี้จะมีค่าสูงสุด เมื่อมีการลดอัตราส่วนกำลังอัดเหลือ 16.1:1 และปรับแก้ให้มีองศาการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 28 BTDC

4.3 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำปาล์มไบโอดีเซลมาใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

ในปัจจุบันมีงานวิจัยเกี่ยวกับการใช้เชื้อเพลิงเอสเทอร์อยู่หลากหลายซึ่งงานเหล่านั้นแสดงให้เห็นว่าสามารถใช้งานร่วมกับเครื่องยนต์ DI Engine ได้ เช่นจากงานของ McCutchen (1981) [41] ที่ทำการทดสอบความทนทานของเครื่องยนต์ turbocharged caterpillar 3306 DI diesel ที่ใช้เมทิลเอสเทอร์ที่ได้จากน้ำมันจากเมล็ดเรป สำหรับ 150 ชั่วโมง ซึ่งพบว่าสมรรถนะไม่มีการเปลี่ยนแปลงไป ส่วนงานของ Bacon และคณะ (1981) [42] พบว่าการจุดตันของหัวฉีดในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิง methyl อิมิตัวน้อยกว่า ethyl oleate หรือ ethyl ester ของ น้ำมันดอกทานตะวัน อย่างไรก็ตามยังมีปัญหาเกี่ยวกับการใช้น้ำมันพืชที่ผ่านกระบวนการ transesterification อยู่ ซึ่งเป้าหมายสำคัญคือการเพิ่มระดับเอสเทอร์ให้สูงถึง 90% เนื่องจากการทดสอบที่ระดับ 70% จะพบปัญหาการจุดตันของหัวฉีด หลังจากการทดสอบเพียง 50 ชั่วโมงโดยลักษณะการใช้งานเครื่องยนต์แบบภาวะบางส่วนเท่านั้น (Hawkins and Fuls, 1984 [43]) อีกทั้งงานของ Hawkins Fuls และ Hugo (1984) ยังได้กล่าวเกี่ยวกับเชื้อเพลิงเอสเทอร์อาจเกิดผลกับพลาสติกและยางในระบบเชื้อเพลิงได้ การนำไบโอดีเซลมาใช้แบบทดแทนน้ำมันดีเซลทั้งหมดก็สามารถนำมาใช้ได้แล้ว อาทิ งานวิจัยของ K.R. Kaufman. และ M. Ziejewski [44] ที่เกี่ยวกับการใช้ เมทิลเอสเทอร์ที่ได้จากน้ำมันดอกทานตะวัน ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง โดยงานวิจัยนี้ได้แสดงให้เห็นว่า สามารถนำมาใช้ได้ตลอดช่วงทำงาน 280 ชั่วโมงในการทดสอบความทนทานซึ่งหัวฉีดไม่เกิดปัญหาสามารถใช้งานได้ตามปกติความดันในการเปิดหัวฉีดลดลงเพียง 5% และสภาพปลายหัวฉีดมีเขม่าจับเพียงเล็กน้อย โดยผลยังแสดงอีกว่า สำหรับสมรรถนะกำลังที่สร้างได้ลดลง 5.8% สำหรับการใส่เมทิลเอสเทอร์ แต่ประสิทธิภาพแตกต่างกันในเชิงน้อยกว่าเพียง 1%

ปี ค.ศ. 2007 งานวิจัยจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดยคณิต วัฒนวิเชียร และ วรวิมล กฤษดาธิการ [45] ซึ่งทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์โดยใช้เชื้อเพลิงเป็นน้ำมันไบโอดีเซลผสมน้ำในอัตราส่วน 70:30% โดยปริมาตร จากการทดสอบพบว่าคุณสมบัติของเชื้อเพลิงมีความแตกต่างกันอย่างมากจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงดีเซลทั่วไป แต่เมื่อนำมาใช้กับเครื่องยนต์จะทำให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้อย่างเชิงความร้อนที่สูงขึ้นโดยปราศจากควันดำ แม้ว่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่

ได้จะต่ำกว่าสมรรถนะที่ได้จากการใช้เชื้อเพลิงดีเซลโดยทั่วไปและมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเชิงปริมาตรเพิ่มสูงขึ้น

ปี พ.ศ. 2550 โดยงานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดย คณิต วัฒนวิเชียร และ อดิธิ จิตรานุกเคราะห์ [46] 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 ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าพบว่าที่สภาวะภาระสูงสุดแรงบิดเบรก อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ และอุณหภูมิไอเสีย ตลอดจนความเร็วที่ทำการทดสอบมีค่าสูงที่สุด และองค์การฉีดมาตรฐาน รองลงมาตามลำดับ ที่สภาวะภาระบางส่วนไม่พบความแตกต่างของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะจากการเปลี่ยนของค่าการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง ส่วนที่สามทำการทดสอบความทนทานของเครื่องยนต์จากการใช้งานต่อเนื่องภายใต้สภาวะภาระจำลองเป็นเวลา 500 ชั่วโมง พบว่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุดเมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลหลังผ่านการทดสอบความทนทานมีแรงบิดเบรกที่ลดลงร้อยละ 5.4-10.1 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะมีค่าสูงขึ้นร้อยละ 7.4-20.1 ค่าควันดำมีค่าสูงขึ้น 1.2-2.2 BSN จากการทดสอบความดันเริ่มต้นของหัวฉีดของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลไม่สามารถหาได้ เนื่องจากเกิดการรั่วที่ปลายหัวฉีดก่อนถึงระดับความดันในการเริ่มฉีดที่ระดับเหมาะสม พบปริมาณเขม่าจับตัวหนาที่ปลายหัวฉีด คราบตะกอนสีแดงที่ฝาสูบในเครื่องยนต์ นอกจากนี้ไม่พบความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญในการสึกหรอในชิ้นส่วนในเครื่องยนต์ห้องเผาไหม้ และชิ้นส่วนถ่ายเทกำลังระหว่างเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลและเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล แต่พบปริมาณตะกอนในกระบอกได้กรองน้ำมันเชื้อเพลิงในปริมาณที่มากกว่า การใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลมีผลทำให้น้ำมันหล่อลื่นเสีย

คุณสมบัติเร็วกว่ากำหนดสังเกตเห็นได้จาก ผลจากการวิเคราะห์น้ำมันหล่อลื่นตลอดช่วงทดสอบความทนทานพบว่า ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นมีอัตราลดลง และมีค่าน้อยกว่าระดับการเตือนขั้นวิกฤตในช่วงโมเมนต์การใช้งานน้ำมันหล่อลื่นที่ 100 และ 110 และพบปริมาณโลหะเหล็ก อลูมิเนียม และโครเมียมตกค้างในน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าการใช้น้ำมันดีเซล

สรุปได้ว่าการนำน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลมาใช้งานกับเครื่องยนต์ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้ปาล์ม ไบโอดีเซลด้อยกว่าการใช้น้ำมันดีเซล การทดสอบความทนทานภายใต้สภาวะภาระจำลองพบว่า สมรรถนะที่สภาวะสูงสุดมีค่าด้อยลงอย่างชัดเจน เนื่องจากปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นกับระบบการจ่ายเชื้อเพลิง เช่นการลดลงของความดันเริ่มฉีดของเชื้อเพลิง

4.4 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำ DME ผสมกับปาล์มไบโอดีเซลมาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

ในปี ค.ศ. 2002 สำหรับงานวิจัยของ Gisoo Hyun, Mitsuharu Oguma และ Shinichi Goto [28] ได้ศึกษาวิจัยคุณลักษณะน้ำมันเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลในเรื่องปรากฏการณ์ของสเปรย์และมลภาวะจากไอเสียที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบเมื่อนำน้ำมันเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซล (Plant Oil) มาผสมกันกับ DME โดยมีขั้นตอนการทดสอบด้วยการประมวลผลจากภาพถ่ายของลำสเปรย์ของเชื้อเพลิงด้วยวิธี Shadowgraph ซึ่งผลจากการทดสอบนั้นแสดงถึงอัตราส่วนที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการนำเอาเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดมาผสมกันในอัตราส่วน 50:50 โดยน้ำหนักซึ่งอัตราส่วนดังกล่าวนี้เมื่อดูจากภาพถ่ายของลำสเปรย์หลังทำการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้แล้วการแตกตัวเป็นละอองฝอยผสมกันกับอากาศผสมกันเป็นเนื้อเดียวกันได้ดี จากนั้นนำเอาเชื้อเพลิงผสมระหว่างน้ำมันเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลกับ DME ในอัตราส่วนดังกล่าวมาทดสอบสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้รวมไปถึงมลภาวะที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิด DI เพื่อเปรียบเทียบกับการใช้น้ำมันดีเซลปกติ ซึ่งพบว่าผลการวิจัยดังกล่าวสรุปถึงแนวทางการเป็นไปได้ในการนำน้ำมันเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลมาผสมกับ DME มีความเหมาะสมในการนำไปใช้งานจริงโดยการดูจากคุณลักษณะของปรากฏการณ์การเผาไหม้จากภาพถ่ายเทียบกับน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซล

ในปี 2008 งานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดย คณิต วัฒนวิเชียร และ วาทีต ตั้ง พิสิฐโยธิน [1] เป็นการประยุกต์ใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลของสัดส่วนการผสมระหว่าง DME กับปาล์มไบโอดีเซลที่มีต่อสมรรถนะ และปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยทดสอบกับเครื่องยนต์ Kubota รุ่น RT120 IDI ขนาด 0.624 ลิตร ซึ่งจะ

ทำการทดสอบ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME แล้วทำการบันทึกข้อมูลสมรรถนะและความดันในระบบอกสูบเพื่อวิเคราะห์พฤติกรรมการเผาไหม้ ผลที่ได้จากงานวิจัยนี้แบ่งการนำเสนอออกเป็น 2 ส่วน กล่าวคือ ส่วนแรกแสดงผลด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้ปาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับกรณีใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME และส่วนที่สองแสดงผลปรากฏการณ์การเผาไหม้ของ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME จากผลการศึกษาวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในระบบอกสูบและความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด รวมทั้งวิเคราะห์อัตราการฉีดเชื้อเพลิง ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

จากผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุดพบว่า เมื่อมีการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าต่ำลง โดยจะมีค่าต่ำลงตามสัดส่วนการผสม DME ที่เพิ่มขึ้น ส่วนค่าควันท่ำที่สภาวะภาระสูงสุดจะลดลงตามสัดส่วนการผสม DME ที่เพิ่มขึ้น โดยสัดส่วน 50%DME มีค่าควันท่ำต่ำที่สุด ที่สภาวะภาระบางส่วนโดยภาพรวมพบว่าที่สัดส่วน 30%DME และ 40%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดต่ำกว่าการใช้ปาล์มไบโอดีเซล โดยสัดส่วน 40%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดต่ำกว่าสัดส่วน 30%DME เล็กน้อย และที่สัดส่วน 50%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงสุดสูงกว่าการใช้ปาล์มไบโอดีเซล อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระบางส่วนจะสูงขึ้นตามสัดส่วน DME ที่สูงขึ้น ส่วนค่าควันท่ำที่สภาวะภาระบางส่วนมีแนวโน้มเดียวกับที่สภาวะภาระสูงสุด จากผลการทดสอบและวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้พบว่าความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของสัดส่วน 30%DME กับ 40 %DME มีค่าใกล้เคียงกัน และมีแนวโน้มสูงกว่า 50%DME การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า โดยที่สัดส่วน 50%DME มีแนวโน้มในการสร้างแรงดันการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด ในขณะที่สัดส่วน 30%DME และ 40%DME มีแนวโน้มในการสร้างแรงดันการฉีดเชื้อเพลิงใกล้เคียงกันและมีแนวโน้มในการสร้างแรงดันการฉีดเชื้อเพลิงก่อนสัดส่วน 50%DME ประมาณ 0.4-2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้าขึ้น โดย 30%DME และ 40%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ใกล้เคียงกัน ส่วน 50%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้ากว่า 30%DME และ 40%DME ประมาณ 0.4-1.6 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้า โดย 50%DME มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด ส่งผลให้มีอุณหภูมิไอเสียสูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบสมรรถนะ การปล่อยความร้อนสุทธิของสัดส่วน 50%DME มีแนวโน้มสูงที่สุด และสัดส่วน 30%DME มีการปล่อยความร้อนสุทธิต่ำที่สุด การเพิ่มสัดส่วน DME

มีผลทำให้จุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนห่างจากจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น โดย 30%DME มีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนใกล้จุดศูนย์ตายบนมากที่สุด ส่วน 50%DME มีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนห่างจากจุดศูนย์ตายบนมากที่สุด สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของสัดส่วน 40%DME มีค่าสูงที่สุด โดยสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของสัดส่วน 30%DME และ 50%DME มีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งกล่าวได้ว่าสอดคล้องกับประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก

ผลการวิจัยนี้สรุปได้ว่า การนำเชื้อเพลิง DME มาผสมปาล์มไบโอดีเซลสามารถนำมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลได้ และพบว่า หากนำเครื่องยন্ত্রุ่นที่ใช้ในการวิจัยนี้ไปใช้งานทั่วไบนั้น สัดส่วน 40%DME มีความเหมาะสมที่สุด เนื่องจากมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุด



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

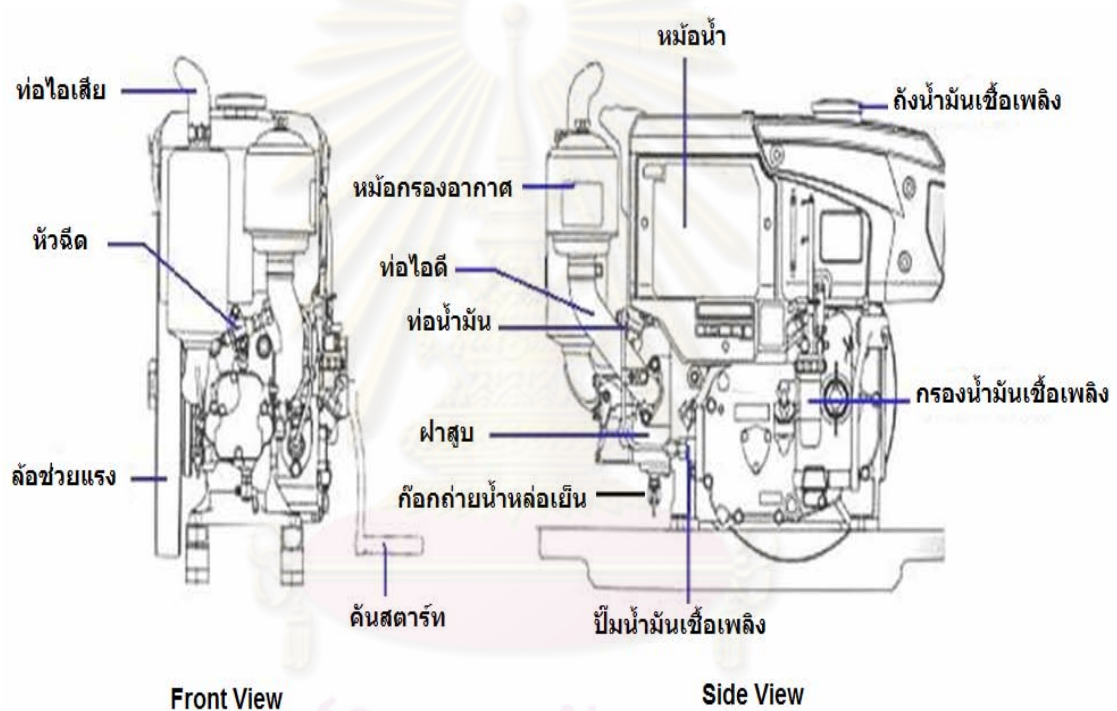
บทที่ 5

อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย

5.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

5.1.1 เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ

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



ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5-1 เครื่องยนต์ทดสอบ

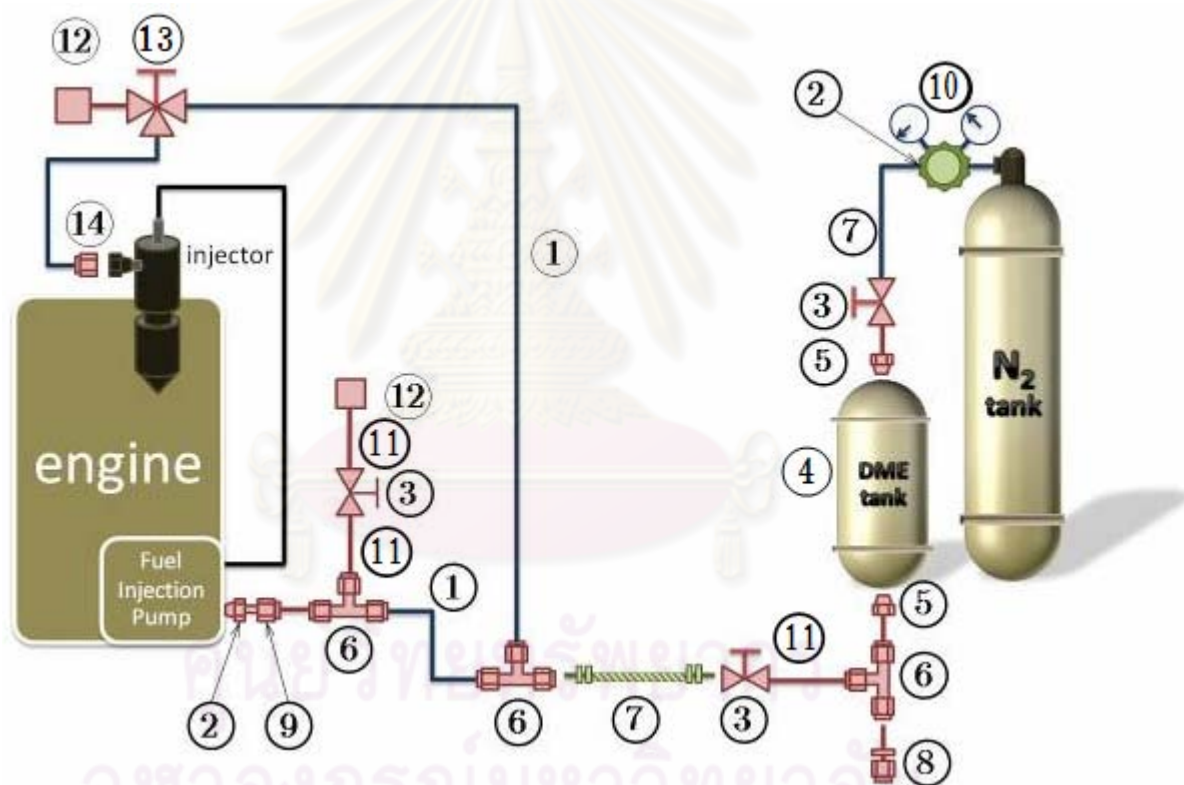
ตารางที่ 5-1 ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ [47]

เครื่องยนต์	Kubota
รุ่น	RT120
ชนิด	Single cylinder (ลูกสูบเคลื่อนที่ในแนวนอน)
ระบบห้องเผาไหม้	Swirl chamber (IDI)
ϕ กระบอกสูบ (bore)	94 mm.
ช่วงชัก (stroke)	90 mm.
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 [ค่ามาตรฐาน OEM]
ปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิง	ประเภท: อีสระ หรือลูกสูบ ความดัน: 600 kg/cm ²
ระบบหล่อลื่น	ฉีดส่งโดยปั๊มแบบ rotary SAE 40 API CC ความจุ 2.8 ลิตร
ระบบระบายความร้อน	หม้อน้ำแบบหม้อน้ำรังผึ้ง ระบายความร้อน แบบ Natural Convection ความจุ 2.2 ลิตร

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

5.1.2 อุปกรณ์ชุดทนความดันสูง (High Pressure Set)

เนื่องจากระบบที่ทำการทดลองจำเป็นต้องใช้แก๊สไนโตรเจนขับเคลื่อนเชื้อเพลิง DME เพื่อให้ DME มีสถานะเป็นของเหลวตลอดกระบวนการทดสอบภายในท่อส่งเชื้อเพลิง จึงทำให้ท่อส่งเชื้อเพลิงของระบบ (Fuel Line) ต้องรับแรงดันมากกว่า 3 MPa การใช้อุปกรณ์มาตรฐาน เช่น ท่อยาง จะทำให้ไม่สามารถทนแรงดันได้ ดังนั้นต้องปรับปรุงระบบอุปกรณ์ส่งเชื้อเพลิง เป็นท่อทนความดันสูงซึ่งสามารถทนความดันได้มากกว่า 15 MPa โดยอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงที่นำมาใช้ในวิทยานิพนธ์นี้เป็นอุปกรณ์ยี่ห้อ Swagelok ดังรูปที่ 5-2 แสดงแผนผังการติดตั้งอุปกรณ์ชุดทนความดันสูง โดยมีรายละเอียดอุปกรณ์ดังตารางที่ 5-2 และได้แสดงรายละเอียดของอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงอย่างละเอียดไว้ในภาคผนวก ฉ



รูปที่ 5-2 แผนผังการติดตั้งอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงยี่ห้อ Swagelok

ตารางที่ 5-2 รายละเอียดอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงยี่ห้อ Swagelok

หมายเลข	อุปกรณ์
1	Flexible Teflon Hose Tube Adapter (24")
2	Male Connector
3	Ball Valve
4	Sample Cylinder
5	Tube Adapter
6	Union Tee Tube
7	Flexible Teflon Hose Tube Adapter (120")
8	Reducer
9	Male Connector Parallel Threads
10	Regulator
11	Tube Seamless
12	Cap Tube
13	3-Way Ball Valve
14	Male Connector Parallel

จากแผนผังท่อ DME จะวิ่งเข้าปั๊มและผ่านไปยังหัวฉีด โดยมีท่อนำ DME ย้อนกลับไปยังปั๊มอีกครั้ง โดยท่อที่ใช้เป็นท่อส่งเชื้อเพลิง ต้องเป็นท่อที่สามารถทนความดันได้มากกว่า 3 MPa ซึ่งไม่สามารถใช้อุปกรณ์มาตรฐานที่ติดมากับเครื่องยนต์ได้

5.1.3 อุปกรณ์วัดอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

การวัดอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง จะนำถังน้ำมันเชื้อเพลิงวางไว้บนตาชั่ง ซึ่งตาชั่งสามารถรับน้ำหนักได้ 60 กิโลกรัม มีความละเอียด 2 กรัม ดังรูปที่ 5-3 และใช้นาฬิกาจับเวลาเพื่อจับเวลาน้ำหนักเชื้อเพลิงที่เปลี่ยนแปลง



รูปที่ 5-3 อุปกรณ์การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

ตารางที่ 5-3 ข้อมูลทางเทคนิคของตาชั่งที่ใช้วัดอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

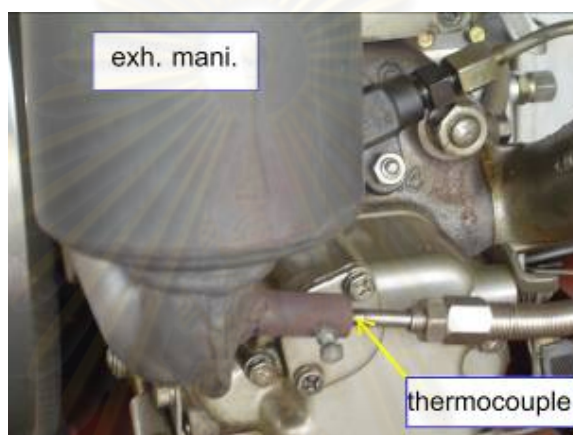
Model	JADEVER JWA - 60K
Capacity	60 kg.
Resolution	2 g
Internal Resolution	1/600000
Pan size	320 x 240 mm
Sensitivity Drift	20 ppm / °C (5-35 °C)
Operating Temperature	-5 °C-40 °C
Display	LCD with backlight, 7 digits
Power	110, 120, 220, 240VAC±10%, rechargeable battery for 60 hours
Dimension	390L x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

5.1.4 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

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

ตัวแปรอุณหภูมิการทำงานที่ทำการวัดมีดังนี้

ก. **อุณหภูมิไอเสีย** โดยใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด Type K (Chromel-Alumel, CA) การวัดอุณหภูมิไอเสียได้ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ที่ท่อไอเสียหลังจากออกจากห้องเผาไหม้ประมาณ 10 เซนติเมตร ดังรูปที่ 5-4



รูปที่ 5-4 ตำแหน่งเทอร์โมคัปเปิลที่ท่อไอเสีย

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



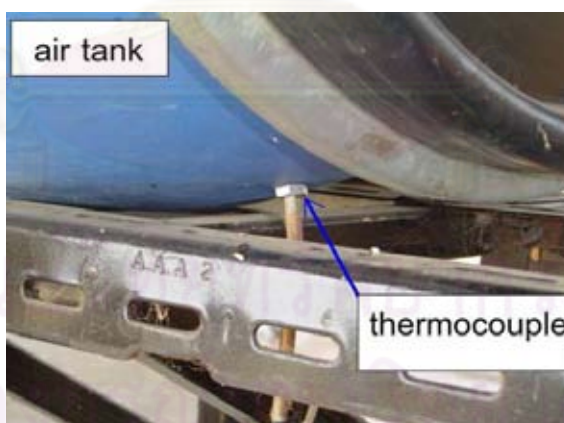
รูปที่ 5-5 การติดตั้งตำแหน่งของเทอร์โมคัปเปิลที่ตัวกรองน้ำมันหล่อลื่น

ค. อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น โดยทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ที่ปลั๊กถ่ายน้ำหล่อเย็นที่อยู่ด้านล่างของฝาสูบ แสดงดังรูปที่ 5-6



รูปที่ 5-6 การติดตั้งตำแหน่งของเทอร์โมคัปเปิลที่ด้านล่างของฝาสูบ

ง. อุณหภูมิอากาศที่ไหลเข้าท่อไอดีก่อนเข้าห้องเผาไหม้ ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ภายในถังพักอากาศ ช่วงระหว่าง Orifice Plate กับกรองอากาศ ดังรูปที่ 5-7



รูปที่ 5-7 จุดที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในถังพักอากาศ

5.1.5 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

การวัดอัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ จะวัดด้วย Orifice ซึ่งติดตั้งอยู่บริเวณทางเข้าถังพักอากาศ ดังรูปที่ 5-8 โดยถังพักอากาศจะช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหลผ่าน Orifice อันเนื่องมาจากจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ และวัดค่าความดันตกคร่อม

Orifice Plate เพื่อนำไปคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ โดยใช้ Inclined Manometer ดังรูปที่ 5-9 โดยรายละเอียดการคำนวณแสดงไว้ในภาคผนวก ข



รูปที่ 5-8 ถังพักอากาศและการติดตั้ง Orifice Plate



รูปที่ 5-9 Inclined Manometer

5.1.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions)

ระหว่างการทดสอบสมรรถนะได้ทำการวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและอุณหภูมิกระเปาะแห้งของบรรยากาศ โดยใช้เทอร์โมมิเตอร์แบบกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งแบบปรอท ส่วนความดันบรรยากาศ วัดโดยใช้บารอมิเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 5-10 และรูปที่ 5-11



รูปที่ 5-10 บารอมิเตอร์



รูปที่ 5-11 เทอร์โมมิเตอร์

5.1.7 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้

5.1.7.1 ไดนาโมมิเตอร์

ไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบเป็นแบบไฮดรอลิก (Hydraulic Dynamometer) ใช้น้ำในการเบรกการหมุนของเพลลา (Water Brake) รูปที่ 5-12 แสดงภาพไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ ข้อมูลเกี่ยวกับไดนาโมมิเตอร์แสดงดังรายการต่อไปนี้

Froude Dynamometer ประกอบด้วยเพลลาซึ่งที่ปลายด้านหนึ่งมีหน้าแปลนสำหรับยึดต่อกับหน้าแปลนเพลลาที่ต่อมาจากเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ ภายในไดนาโมมิเตอร์มีส่วนที่หมุนไปพร้อมกับเพลลาเรียกว่า โรเตอร์ (Rotor) ดังแสดงในรูปที่ 5-13 โดยที่โรเตอร์เป็นใบพัด (Vaness) มีหลุมลักษณะคล้ายถ้วยหลายใบเรียงตัวตามแนวรัศมีรอบใบพัดทั้งสองด้าน (ดูรูปประกอบ) ทั้งเพลลาและโรเตอร์อยู่ในตัวเรือน (Casing) ที่ตัวเรือนด้านในจะมีใบพัดเหมือนกับที่ โรเตอร์คือมีหลุมคล้ายถ้วยเรียงตัวตามแนวรัศมีของใบพัด อยู่ในลักษณะประกบเข้ากับใบพัดของโรเตอร์ ตัวเรือนนี้มีแบร์ริงรองรับอยู่บนแท่นของไดนาโมมิเตอร์ ดังนั้นตัวเรือนจึงสามารถหมุนแกว่งได้อย่างอิสระจากเพลลาที่หมุนภายในตัวเรือน

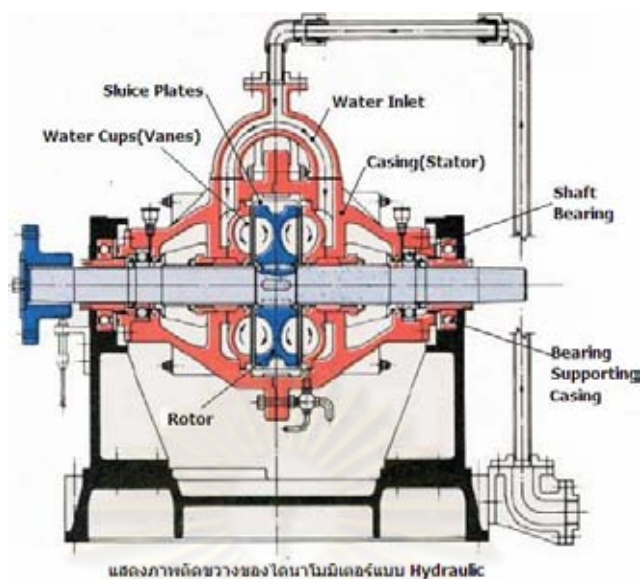
ตารางที่ 5-4 ข้อมูลทางเทคนิคของไดนาโมมิเตอร์

ประเภทของไดนาโมมิเตอร์	Hydraulic Dynamometer
ผู้ผลิต	Redman Heenan International Company, England
รุ่น	Froude Hydraulic Dynamometer(DPX2)
Resolution	0.1 kg
ความยาวแขนสมดุล(LB)	0.3525 m
กำลังสูงสุดที่สามารถรับได้	150/7500 CV/rpm, (1 CV \cong 0.986 hp)

เมื่อโรเตอร์หมุน น้ำที่อยู่ในถ้วยจะถูกเหวี่ยงออกจากโรเตอร์ น้ำที่ถูกเหวี่ยงออกนี้จะพุ่งไปสู่อวตวที่อยู่ฝั่งตัวเรือน ถ้วยในใบพัดฝั่งตัวเรือนนี้เองก็จะสะท้อนน้ำที่พุ่งเข้ามาให้พุ่งกลับสู่อวตวฝั่งโรเตอร์ จึงเป็นการต้านหรือพยายามเบรคการหมุนของโรเตอร์และเพลลา งานที่เครื่องยนต์กระทำต่อน้ำจะทำให้ น้ำมีอุณหภูมิต่ำลง น้ำที่อุณหภูมิต่ำกว่าจะลอยอยู่ด้านบนภายในตัวเรือน และไหลออกไปทางท่อที่อยู่อด้านบน และน้ำเย็นจะไหลเข้ามาแทนที่โดยการทำงานของปั๊มน้ำ ดังนั้นสามารถปรับภาระที่กระทำต่อเครื่องยนต์ได้ด้วยการปรับปริมาณน้ำที่อยู่ในตัวเรือน โดยการหมุนปรับที่วาล์วน้ำขาออกจากตัวเรือน กล่าวคือการหรีวาล์วน้ำขาออกเป็นการเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์ (ส่วนที่ขาเข้านั้นต้องเปิดสุดไว้เสมอ) นอกจากนี้การปรับภาระยังสามารถปรับได้จากการปรับขนาดประตูน้ำ (Sluice Plates) ระหว่างใบพัดฝั่งโรเตอร์และใบพัดฝั่งตัวเรือน ซึ่งมีพวงมาลัยสำหรับควบคุมประตูน้ำที่ด้านข้างตัวเรือน (การเปิดประตูน้ำกว้างมากขึ้นเป็นการเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์)



รูปที่ 5-12 ไดนาโมมิเตอร์



รูปที่ 5-13 ภาพตัดขวางภายในของไดนาโมมิเตอร์แบบไฮดรอลิค

เมื่อเครื่องยนต์ทำงานโรเตอร์ซึ่งยึดติดอยู่กับเพลลาจะพยายามหมุนพาให้ตัวเรือน (ซึ่งเป็นอิสระจากเพลลา) หมุนตามไปด้วยโดยมีน้ำเป็นตัวกลาง ทำให้ตัวเรือนแกว่งไปในทิศเดียวกับทิศการหมุนของเพลลา สามารถวัดแรงบิดที่เพลลาพยายามกระทำนี้ได้ด้วยการหมุนพวงมาลัยปรับตำแหน่งตัวเรือนให้กลับมากอยู่ในภาวะสมดุล สังเกตจุดสมดุลได้จากหมุด (Pointer) ที่ตัวเรือนและที่แท่นไดนาโมมิเตอร์ต้องตรงกันพอดี การปรับสมดุลของตัวเรือนนี้ทำให้เราอ่านค่าน้ำหนักหรือแรงที่สปริงซึ่งติดกับแขนสมดุล (Balance Arm) ของตัวเรือนได้รับ จากการนำค่าน้ำหนักที่อ่านได้จากหน้าปัดของไดนาโมมิเตอร์คูณกับระยะแขนสมดุลของไดนาโมมิเตอร์ จะได้ค่าแรงบิดที่ต้านการหมุนของเพลลา ซึ่งเท่ากับแรงบิดที่ได้รับจากเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์นั่นเอง

5.1.7.2 การวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์



รูปที่ 5-14 Proximity



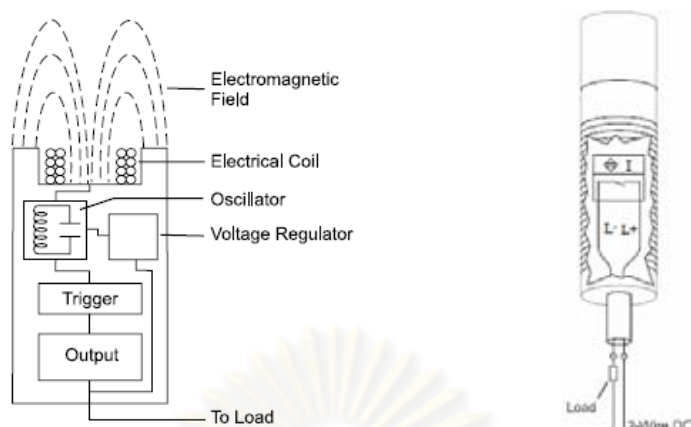
รูปที่ 5-15 Pulse Meter

อุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วรอบในการทดลองนี้ คือ Proximity ชนิด Inductive วัดความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และใช้พัลส์มิเตอร์ (Pulse Meter) แสดงความเร็วรอบของเครื่องยนต์ โดยยึดตัว Proximity ไว้ที่ฐานของไดนาโมมิเตอร์ และวัดความเร็วรอบจากการหมุนของหน้าแปลน (Flange) เฟลาไดนาโมมิเตอร์ฝั่งตรงข้ามกับเครื่องยนต์ ดังรูปที่ 5-14 และรูปที่ 5-15 และข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้ในการวัดความเร็วรอบได้แสดงไว้ในตารางที่ 5-5

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 5-16

ตารางที่ 5-5 ข้อมูลทางเทคนิคของ 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 5-16 ส่วนประกอบภายในตัวเรือนของ Proximity แบบ Inductive

โดยออสซิลเลเตอร์ใน Proximity อาศัยแรงเคลื่อนไฟฟ้าจากแหล่งพลังงานภายนอกมาสร้างสนามแม่เหล็กไฟฟ้าและแผ่ออกทางผิวหน้าของเซ็นเซอร์ (Sensor Face) ผ่านขดลวด เมื่อมีวัตถุที่เป็นโลหะเคลื่อนที่ผ่านเข้ามาในระยะอิทธิพลของสนามแม่เหล็กไฟฟ้า วัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าวจะดูดซับพลังงานจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้าหรือเกิดการเหนี่ยวนำ (Inductive) ได้ กระแสไฟฟ้าไหลวน (Eddy Currents) ภายในตัวของวัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าว ทำให้ค่าแอมพลิจูดของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าลดลง ยิ่งวัตถุที่เป็นโลหะดังกล่าวเข้าใกล้มากก็จะเหนี่ยวนำให้เกิดกระแสไฟฟ้าไหลวนมากขึ้น เป็นการสูญเสียพลังงานของออสซิลเลเตอร์มากขึ้น เมื่อค่าของแอมพลิจูดลดลงถึงค่าที่กำหนด วงจรตรวจจับและวงจรเอาต์พุตจะตรวจจับค่าแอมพลิจูดและส่งสัญญาณการเปลี่ยนแปลงค่าแอมพลิจูดด้วยการเปิดหรือปิด (On or Off) ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับว่าเซ็นเซอร์เป็นแบบ Normal Close (NC) หรือแบบ Normal Open (NO) เมื่อวัตถุที่เป็นโลหะเคลื่อนที่ห่างออกไปจากผิวหน้าเซ็นเซอร์ ขนาดของแอมพลิจูดของออสซิลเลเตอร์จะกลับมาเพิ่มขึ้น วงจรตรวจจับและวงจรเอาต์พุตจะตรวจจับขนาดของแอมพลิจูดที่เพิ่มขึ้น และส่งสัญญาณด้วยการเปิดหรือปิด (On or off) วงจรเมื่อค่าแอมพลิจูดกลับมาที่ภาวะปกติ โดยวงจรเอาต์พุตจะทำการส่งสัญญาณพัลส์ที่เกิดขึ้นทุกครั้งไปยังพัลส์มิเตอร์ ซึ่งทำหน้าที่ในการนับจำนวนพัลส์ที่เกิดขึ้นใน 1 วินาทีและแสดงออกมาเป็นความเร็วรอบในหน่วยรอบต่ออนาที โดยผ่านการคำนวณดังสมการ 5-1

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

ตารางที่ 5-6 ข้อมูลทางเทคนิคของพัลส์มิเตอร์ที่ใช้ในการแสดงผลความเร็วรอบเครื่องยนต์

ยี่ห้อ, รุ่น	DIGICON, PM-05
Power Supply	100-240 VAC 50/60 Hz
Power for External Sensor	12 VDC±10%, 80 mA
Measuring Accuracy (23±5°C)	F.S. ±0.05% rdg ±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

5.1.7.3 Piezoelectric Pressure Transducer

สำหรับการวัดและเก็บค่าความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดใช้ Piezoelectric Pressure Transducer ซึ่งโดยทั่วไปแล้วโครงสร้างจะประกอบด้วยผลึกควอตซ์ ซึ่งจะจ่ายประจุไฟฟ้าออกมาเมื่อมีแรงกระทำบนผลึก โดยประจุที่จ่ายออกมาจะมีค่าแปรตามแรงที่กระทำ

ในการวัดความดันในห้องเผาไหม้จะใช้ Pressure Transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P ดังรูปที่ 5-17 ติดตั้งที่บนฝาสูบของเครื่องยนต์ ดังแสดงในรูปที่ 5-19 ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 5-7

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5-7 ข้อมูลทางเทคนิคของ 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	> 10 ¹³ 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 5-18 โดยติดตั้ง Pressure Transducer บนท่อจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง ช่วงระหว่างปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงกับหัวฉีด ดังแสดงในรูปที่ 5-19 ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 5-8

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

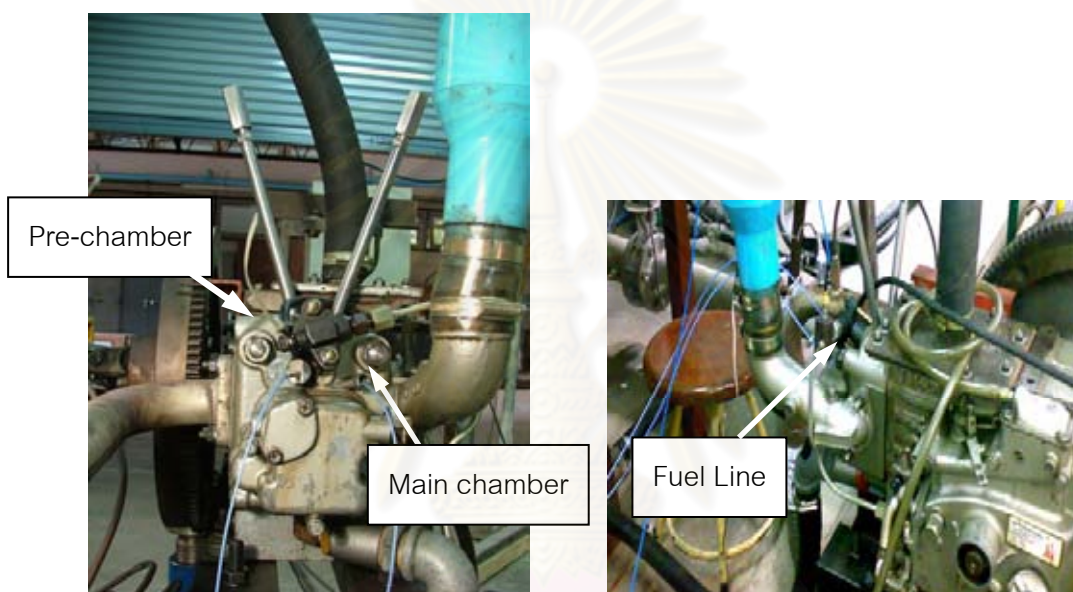
ช่วงการใช้งาน	0-482,633 kPa
ความดันที่วัดได้สูงสุด	698,476 kPa
ค่า Sensitivity	-0.0174 pC/kPa
อุณหภูมิใช้ได้ในช่วง	-196 - 260°C
ทนอุณหภูมิ Intermittent Gas Temperature	1650°C
ค่า Temperature Coefficient of Sensitivity	0.02%/°C



รูปที่ 5-17 Pressure Transducer สำหรับวัดความดัน
ในห้องเผาไหม้



รูปที่ 5-18 Pressure Transducer
สำหรับวัดความดัน
เชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด



รูปที่ 5-19 ตำแหน่งการติดตั้ง Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้และ
ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

5.1.7.4 การเก็บข้อมูลความดัน

เครื่อง DEWETRON เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเก็บข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้
และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด โดยวิเคราะห์ข้อมูลด้วยโปรแกรม Combustion Analyzer
Version 6 ทำให้สามารถเก็บข้อมูลความดันแบบ Real-time ในการวิจัยนี้ใช้เครื่อง DEWETRON
รุ่น 5000-CA-SE ดังรูปที่ 5-20 และมีข้อมูลทางเทคนิคดังตารางที่ 5-9



รูปที่ 5-20 เครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE [48]

ตารางที่ 5-9 ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE [48]

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	Standard
± 50 V (isolated)	DAQP-V modules
Charge	DAQP-CHARGE-X modules
Crank or CA input	Isolated

ตารางที่ 5-9 (ต่อ) ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE [48]

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
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

5.1.7.5 Charge Amplifier

ทำหน้าที่แปลงสัญญาณประจุไฟฟ้าที่จ่ายออกมาจาก Piezoelectric Pressure Transducer ให้เป็นสัญญาณแรงดันไฟฟ้า (Analog) เพื่อนำไปแสดงผลหรือประมวลผลให้อยู่ในรูปแบบที่ต้องการต่อไป โดยใช้ Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A 2 ตัว เพื่อแปลงสัญญาณจาก Fuel Line และ Main Chamber ดังแสดงในรูปที่ 5-21 โดยมีข้อมูลทางเทคนิคดังตารางที่ 5-10



รูปที่ 5-21 Amplifier รุ่น SAQP-CHARGE-A

ตารางที่ 5-10 ข้อมูลทางเทคนิคของ 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 (+ 2dB @ f0)
Filters (lowpass)	100 Hz, 1, 3, 10, 50 kHz (+2dB @ f0)
Filter selection	Push button or software
Filter characteristics	Butterworth 80dB / decade (24dB/octave)
Bandwidth, -3dB	0.1 Hz to 50 kHz (+2dB@ f0)
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	+5V (+ V peak voltage)
Output noise	< 8 mV (all ranges with 50 kHz filter)
RS-485 interface	Yes
Power supply voltage	+9 VDC (+10 %)
Power consumption	0.6 W to 1.2 W (depending on sensor)

5.1.7.6 Crank Angle Encoder

Crank Angle Encoder เป็นอุปกรณ์สำหรับวัดมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ เพื่อส่งข้อมูลให้ DEWE-Book ทราบถึงมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์และความเร็วรอบเครื่องยนต์ โดย Crank Angle Encoder ที่ใช้เป็นยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B มีลักษณะดังรูปที่ 5-22 โดยแสดงรายละเอียดไว้ดังตารางที่ 5-11



รูปที่ 5-22 Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B

ตารางที่ 5-11 ข้อมูลทางเทคนิคของ Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B

หลักการทำงาน	แบบ Infrared Transmissive Lightgate
Crank Angle Encoder Disc	แบบมี 360 Angle Marks, พร้อมกับมี 1 Trigger Mark
Dynamic Angle Shift	$< \pm 0.02$ องศาข้อเหวี่ยง ที่ 10.0 rpm
ช่วงความเร็ว	1-20000 rpm
ความสั่นสะเทือนที่ยอมรับได้สูงสุด	150 g
อุณหภูมิแวดล้อมที่ยอมรับได้	-30°C ถึง +60°C
ความเสียดทานที่สูญเสีย	< 1 Watt ที่ 1000 rpm

5.2 วิธีดำเนินการวิจัย

งานวิจัยนี้แบ่งขั้นตอนการทำวิจัยออกเป็น 3 ส่วนด้วยกัน

5.2.1 การทดสอบโดยใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลและปาล์มไบโอดีเซล (Baseline Diesel and Palm Biodiesel Testing)

ทำการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กที่ใช้ในการเกษตรชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเมื่อใช้น้ำมันดีเซลและปาล์มไบโอดีเซลที่สภาวะคงตัวที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆแล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันในห้องเผาไหม้ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ จากนั้นทำการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในกระบอกสูบและการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ โดยใช้ข้อมูลจากตัวแปรการทำงานที่ได้ทำการบันทึกไว้ดังกล่าว ซึ่งข้อมูลที่ได้จากการทดสอบและการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในกระบอกสูบและการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ จัดเป็นข้อมูลพื้นฐานเพื่อใช้เปรียบเทียบกับผลการทดสอบสมรรถนะและการวิเคราะห์การปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ต่อไป

5.2.2 การทดสอบโดยใช้เชื้อเพลิง DME ผสม ปาล์มไบโอดีเซล

ทำการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กที่ใช้ในการเกษตร ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล (โดยสัดส่วน 40% DME) ที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันกระบอกสูบ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ จากนั้นทำการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในกระบอกสูบและการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ โดยใช้ข้อมูลจากตัวแปรการทำงานที่ได้ทำการบันทึกไว้ ซึ่งข้อมูลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะและการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในกระบอกสูบและการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ จะนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดสอบจากหัวข้อ 5.2.1

5.2.3 การศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะและการปลดปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้

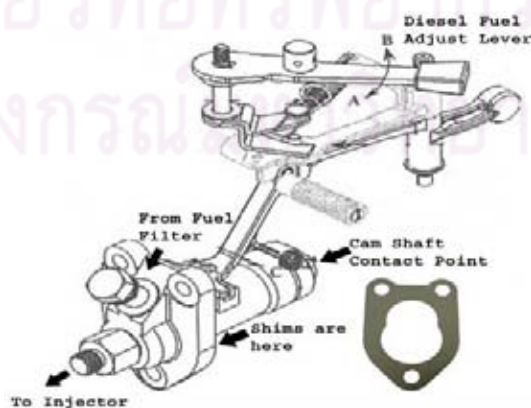
ทำการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ได้จากการปรับแต่งเพลาลูกเบี้ยว เพื่อศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ เมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ที่สัดส่วน 40%DME โดยพิจารณาจากผลทดสอบสมรรถนะและการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในกระบอกสูบและการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ ซึ่งข้อมูลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะ

และการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในระบบสูบและการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ จะนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดสอบจากหัวข้อ 5.2.2 และหัวข้อ 5.2.3 ต่อไป

5.2.4 การปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง

โดยปกติแล้วนั้นการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิตจะกระทำโดยการเพิ่มหรือลดชิมรองเรือนปั๊มเชื้อเพลิง ดังแสดงในรูปที่ 5-23 ซึ่งด้านท้ายของปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นลูกกลิ้งที่ทำหน้าที่ดันลูกสูบอัดน้ำมันภายในตัวเรือนปั๊ม (Plunger) โดยลูกกลิ้งจะเป็นจุดสัมผัสกับเพลาลูกเบี้ยว (Camshaft) ซึ่งจะควบคุมจังหวะหรือองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงโดยตรง (ผ่านการส่งถ่ายการเคลื่อนที่มาจากการหมุนของเพลาช้อเหวี่ยง) ดังนั้นหากทำให้ตัวเรือนปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิงอยู่ชิดกับ Camshaft มากขึ้น (ทำได้โดยลดจำนวนแผ่นชิมที่รองเรือนปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิง) ก็จะทำให้ Camshaft สัมผัสลูกกลิ้งได้เร็วขึ้น นั่นคือ ทำให้องศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้นหรือตำแหน่งการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นที่องศาเพลาช้อเหวี่ยงก่อนตำแหน่ง TDC มากขึ้น (Advancing) และหากทำให้ตัวเรือนปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิงถอยห่างออกจาก Camshaft (ทำได้โดยเพิ่มจำนวนแผ่นชิมที่รองเรือนปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิง) จะทำให้ระยะห่างระหว่างลูกกลิ้งของปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิงกับ Camshaft มากขึ้น ส่งผลให้ลูกเบี้ยวสัมผัสลูกกลิ้งปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิงช้าลง นั่นคือ ทำให้องศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงล่าช้าหรือตำแหน่งการฉีดเกิดขึ้นที่องศาเพลาช้อเหวี่ยงใกล้กับตำแหน่ง TDC มากขึ้น (Retarding)

ดังนั้นการเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้าหรือล่าช้ากว่าตำแหน่งปกติที่ตั้งมาจากผู้ผลิต (Original Engine Manufacturing, OEM Setting) สามารถทำได้โดยการลดหรือเพิ่มจำนวนแผ่นชิมที่รองเรือนปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิง ตามลำดับ ซึ่งชิมหนึ่งแผ่นสามารถปรับองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงได้ประมาณ 1.2 องศาเพลาช้อเหวี่ยง



รูปที่ 5-23 องค์ประกอบของปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิงและตำแหน่งติดตั้งของชิมรองเรือนปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิง [47]

ซึ่งการเปลี่ยนองศาการขีดเชื้อเพลิงตามที่บริษัทผู้ผลิตแนะนำนั้นจะทำให้สโตรคการปั๊มเชื้อเพลิงเปลี่ยนไป ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะทำการปรับเปลี่ยนองศาการขีดเชื้อเพลิงโดยการปรับแต่งที่เพลาลูกเบี้ยว ซึ่งกระทำโดยการที่นำเพลาลูกเบี้ยวสองตัวมาจัดการตัดแต่งแล้วประกอบกลับเข้าไปใหม่ ซึ่งเริ่มจากเพลาลูกเบี้ยวตัวแรกจะนำขึ้นเครื่องกลึงแล้วทำการกลึงเอาส่วนของลูกเบี้ยวที่มีหน้าที่กดลูกกลิ้งที่ปั๊มเชื้อเพลิงออกไป (กลึงจากส่วน 1 ไปถึงส่วน 2) โดยกลึงให้มีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับส่วน A เพื่อให้เหลือแต่เพียงแกนกลาง หลังจากนั้นเพลาลูกเบี้ยวตัวที่สองจะทำการตัดเอาเฉพาะส่วนลูกเบี้ยวที่ทำหน้าที่กดลูกกลิ้งที่ปั๊มเชื้อเพลิง และทำการเจาะรูให้มีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับส่วน A แล้วจึงนำสองส่วนนี้มาประกอบกัน โดยทำการบิดให้ได้องศาการขีดเชื้อเพลิงตามต้องการและทำการเชื่อมอาร์กอนให้ทั้งสองชิ้นงานยึดติดกัน ดังแสดงในรูปที่ 5-24 ดังนั้นจะทำให้มีการเปลี่ยนองศาการขีดเชื้อเพลิงโดยที่สโตรคการปั๊มเชื้อเพลิงยังมีค่าเท่าเดิม ซึ่งเป็นการเปลี่ยนองศาการขีดเชื้อเพลิงที่ตรงกับความเป็นจริงมากกว่า โดยการเปลี่ยนองศาการขีดเชื้อเพลิงนั้นจะกระทำโดยเปลี่ยนที่ละ 2 องศาเพลาลูกเบี้ยว โดยองศาการขีดเชื้อเพลิงที่ทดสอบและการปรับเพิ่มองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า โดยการเปลี่ยนเพลาลูกเบี้ยวนั้นจะแสดงดังตารางที่ 5-12



รูปที่ 5-24 การปรับแต่งเพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนองศาการขีดเชื้อเพลิง [40]

ตารางที่ 5-12 องศาการขีดเชื้อเพลิงที่ทดสอบและสัญลักษณ์ที่ใช้

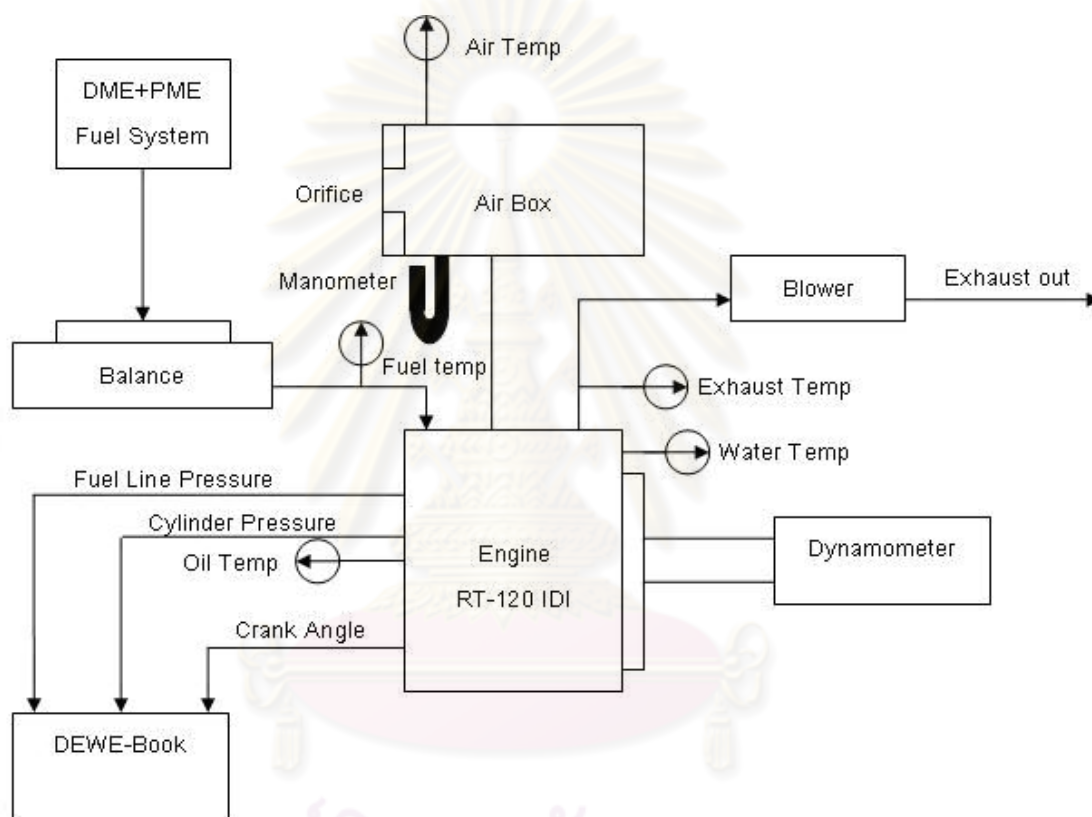
องศาการขีดเชื้อเพลิง	องศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า/ล่าช้ากว่ามาตรฐาน	สัญลักษณ์ที่ใช้
ล่าช้า	ล่าช้า 2 องศาเพลิงข้อเหวี่ยง (-18 CA, 18BTDC)	RTD2
ล่วงหน้า	ล่วงหน้า 4 องศาเพลิงข้อเหวี่ยง (-24 CA, 24BTDC)	ADV4
ล่วงหน้า	ล่วงหน้า 2 องศาเพลิงข้อเหวี่ยง (-22 CA, 22BTDC)	ADV2
มาตรฐาน	มาตรฐาน(-20 CA, 20BTDC)	STD

หมายเหตุ การทดสอบที่องศาการขีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD) ในที่นี้ หมายถึง การทดสอบเครื่องยนต์โดยใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ติดตั้งมาจากผู้ผลิต แต่ถ้าพบว่าจุดเริ่มต้นการขีดเชื้อเพลิงที่องศาการขีดเชื้อเพลิงมาตรฐานเมื่อใช้เชื้อเพลิง DME-PME นั้นแตกต่างจากสเปคที่บริษัทผู้ผลิตระบุไว้นั้น นั้นเป็นเพราะคุณสมบัติของเชื้อเพลิงผสมแตกต่างกันไปจากเชื้อเพลิงดีเซล ดังนั้น สัญลักษณ์ STD ที่ใช้ จึงหมายถึงองศาการขีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของเชื้อเพลิงนั้นๆ ซึ่งในเชื้อเพลิงแต่ละชนิดอาจมีจุดเริ่มต้นการขีดเชื้อเพลิงแตกต่างกันออกไป

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

5.2.5 แผนผังการจัดวางอุปกรณ์สำหรับทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้

การทดสอบเพื่อวัดความดันในห้องเผาไหม้ เป็นการศึกษากการเผาไหม้และการปลดปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล (ในสัดส่วน 40%DME) ทั้งที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานและที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ เปรียบเทียบกับผลการปลดปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน ซึ่งแสดงแผนผังการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ไว้ในรูปที่ 5-25



รูปที่ 5-25 แผนผังการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

5.2.6 การทดสอบสมรรถนะ

ขั้นตอนการทดสอบสมรรถนะแบ่งออกเป็น 3 ส่วนคือ

5.2.6.1 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 ชม.

ภายหลังจากเสร็จสิ้นการ Run in ได้ทำการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันเครื่องใหม่ก่อนเริ่มทำการทดสอบ การทดสอบสมรรถนะเริ่มจากการใช้น้ำมันดีเซลกระทำการทดสอบเครื่องยนต์เพื่อเก็บผลสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน จากนั้นจะทำการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันเครื่อง และทำการเปลี่ยนน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นน้ำมันปาล์มไบโอดีเซล โดยทำการเดินเครื่องยนต์ ช่วงระยะเวลาหนึ่งเพื่อเป็นการไล่น้ำมันดีเซลที่ทดสอบก่อนหน้านี้แล้วทำการทดสอบเก็บผลสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วน จากนั้นกระทำการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันเครื่องอีกครั้งและกระทำการติดตั้งระบบถังเชื้อเพลิงและชุดอุปกรณ์ทนความดันสูงที่ออกแบบมาเฉพาะ แล้วทำการเตรียมเชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ที่สัดส่วน 40%DME หลังจากการเตรียมเชื้อเพลิงผสมจึงทำการเริ่มต้นทำการทดสอบสมรรถนะเช่นเดียวกันกับการใช้น้ำมันดีเซล และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซล เพื่อศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะเมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ที่สัดส่วน 40%DME

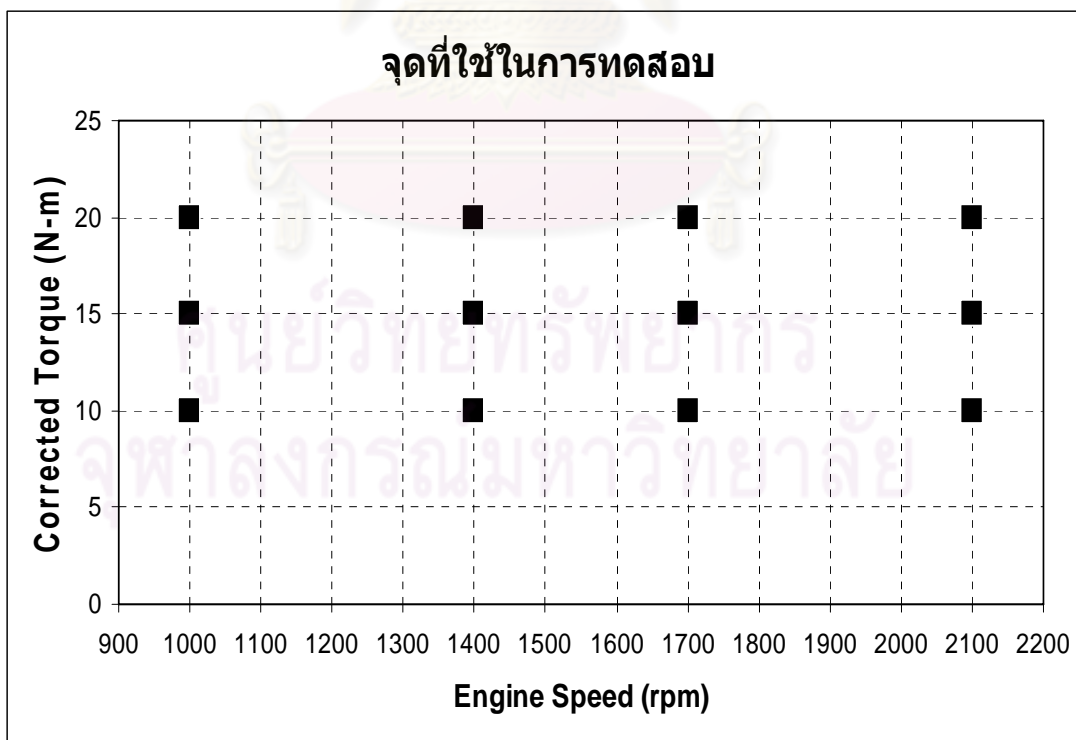
5.2.6.2 การทดสอบที่ภาระสูงสุด (Full-Load Performance Test)

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 ที่จุดนี้คือสภาวะสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แล้วจึงเริ่มบันทึกข้อมูลจากการวัดค่าต่างๆ ซึ่ง ข้อมูลที่ทำการวัด ได้แก่

ความเร็วรอบของเครื่องยนต์, อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น, อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น, อุณหภูมิไอเสีย, อุณหภูมิไอดี, อุณหภูมิและความดันบรรยากาศ, อัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง และค่าควันดำ จากนั้นเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์จนความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลดมาที่ 1700 rpm รอให้เครื่องยนต์อยู่ในสภาวะคงตัวแล้วจึงบันทึกค่า และกระทำเช่นเดียวกันที่ความเร็ว 1400 rpm และ 1000 rpm รวมทั้งหมด 4 จุดทดสอบ จะได้ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุด (Full Load)

5.2.6.3 การทดสอบที่ภาระบางส่วน (Part Load Performance Test)

จากความสัมพันธ์ที่ได้ระหว่างภาระสูงสุดและความเร็วรอบที่ได้จากการทดสอบภาระสูงสุดจะถูกนำมากำหนดจุดในการทดสอบที่ความเร็วและที่แรงบิดเบรคต่างๆ สำหรับการทดสอบ Engine performance test การเลือกจุดทำงานได้ดัดแปลงวัฏจักรการทดสอบตามมาตรฐาน ESC Test Cycle (ดูภาคผนวก ค) กล่าวคือทำการทดสอบที่ความเร็วรอบเช่นเดียวกับ ESC Test Cycle คือ 1000, 1400, 1700 และ 2100 rpm และทำการทดสอบกำหนดภาระที่ทดสอบสามระดับ ได้แก่ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm ซึ่งจุดทำงานที่เลือกในการทดสอบนี้มีทั้งหมด 12 จุด ดังแสดงในรูปที่ 5-26



รูปที่ 5-26 เมตริกซ์แสดงจุดที่ใช้ในการทดสอบ

5.2.7 วิธีการทดสอบเพื่อวิเคราะห์การเผาไหม้

5.2.7.1 การวัดความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

สำหรับการทดสอบได้กระทำในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัว ที่ภาวะและความเร็วรอบคงที่ ที่ละจุดทำงานเช่นเดียวกันกับการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วนดังแสดงในรูปที่ 5-26 จากนั้นทำการวัดความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด และองศาเพลลาข้อเหวี่ยง โดยบันทึกข้อมูลทุกๆ 0.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง จำนวน 120 วัฏจักรต่อจุดทดสอบ

5.2.7.2 การวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อน

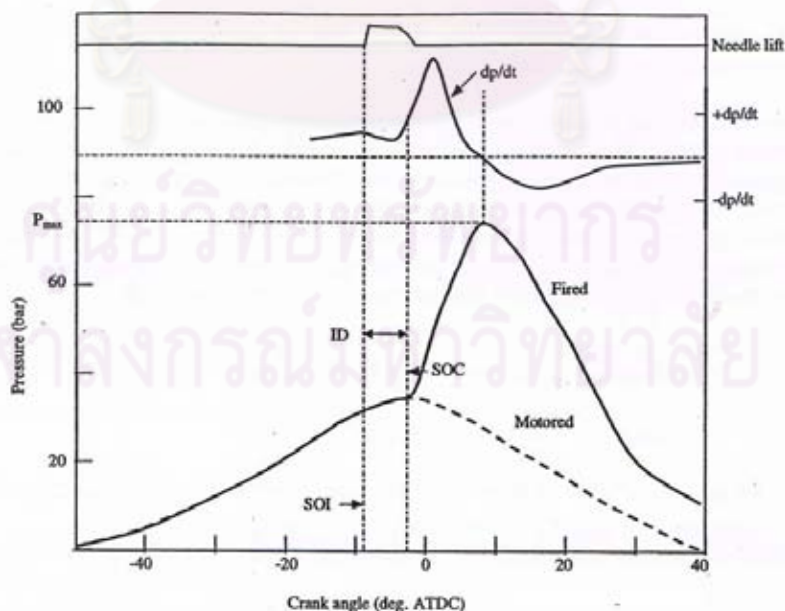
การบ่งชี้สภาวะการเผาไหม้กระทำโดยพิจารณาข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ได้จากการวัดในหัวข้อ 5.2.7.1 จะถูกนำมาวิเคราะห์เพื่อคำนวณหาอัตราการฉีดเชื้อเพลิงได้โดยใช้สมการ (3-11) อัตราการปล่อยความร้อนสามารถคำนวณโดยใช้สมการ (3-7) ปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิ สามารถหาได้จากสมการ (3-9) และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ซึ่งสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการ (3-10) ซึ่งผลที่ได้ทั้งหมดจะถูกนำไปวิเคราะห์ต่อไป เช่น มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการเผาไหม้ มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าของการเผาไหม้ (Ignition delay) และอัตราการเผาไหม้ โดยกำหนดเงื่อนไขจากนิยามต่อไปนี้

- 1) มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง (Start of Injection, SOI) พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่ความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเข้าหัวฉีดมีค่าสูงกว่า Injector opening pressure
- 2) การบ่งชี้มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการเผาไหม้ (Start of Combustion, SOC) พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่ค่าอัตราการปล่อยความร้อนเพิ่มขึ้นมากกว่าศูนย์ครั้งแรก
- 3) การบ่งชี้มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้ (End of Combustion, EOC) พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่อัตราการปล่อยความร้อนลดลงจนมีค่าเป็นศูนย์ครั้งแรก
- 4) ช่วงล่าช้าของการเผาไหม้ (Ignition delay) บ่งชี้จากช่วงมุมข้อเหวี่ยงระหว่างจุดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้
- 5) อัตราการเผาไหม้ บ่งชี้จากอัตราการปล่อยความร้อน

5.2.7.3 การพิจารณาเลือกจุดฉีดเชื้อเพลิงและจุดเริ่มต้นการเผาไหม้

สำหรับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้หรือ dp/dCA นั้นสามารถนำมาพิจารณาหาจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ได้ดังแสดงในรูปที่ 5-27 ในการพิจารณาหาจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงนั้นจะพิจารณาจากความดันในห้องเผาไหม้ ซึ่งพิจารณาจากอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ โดยพิจารณาจากจุดสูงสุดแรกของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ เนื่องจากในจังหวะการอัดตัวของลูกสูบนั้นอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้จะสูงขึ้นเรื่อยๆ แต่เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้นั้น เชื้อเพลิงจะต้องการพลังงานส่วนหนึ่งในการแตกตัวเป็นละอองเพื่อผสมกับอากาศ ดังนั้นทำให้ห้องเผาไหม้ลว่งหน้าสูญเสียความร้อนไปส่วนหนึ่งทำให้ความดันในห้องเผาไหม้ตกลงเล็กน้อย และเมื่อมีการเผาไหม้เริ่มต้นขึ้นก็จะทำให้มีอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้นอีกครั้ง

สำหรับการพิจารณาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้จะพิจารณาจากอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้นั้นจะลดลงและเมื่อมีการเผาไหม้เกิดขึ้นจะทำให้อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ดังนั้นจุดแรกที่มีการเพิ่มขึ้นของค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้จะถูกพิจารณาเป็นจุดเริ่มต้นการเผาไหม้



รูปที่ 5-27 อัตราการเปลี่ยนแปลงความดัน, จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง, จุดเริ่มต้นการเผาไหม้และความดันในห้องเผาไหม้ [49]

บทที่ 6

ผลจากการทดสอบสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้

ผลการทดสอบที่นำเสนอในบทนี้แบ่งเป็น 3 ส่วนคือ ส่วนแรกเป็นผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วนเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) การทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วนนั้นจะกระทำที่สภาวะคงตัวโดยที่ความเร็วรอบและภาระคงที่ในแต่ละจุดทดสอบ ซึ่งจุดทดสอบที่ใช้ในการทดสอบนี้ได้แสดงไว้แล้วในบทที่ 5 โดยทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์รุ่นที่ใช้ในงานวิจัยเมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงหลัก จากข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะถูกนำไปใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานสำหรับเปรียบเทียบในส่วนของผลสมรรถนะที่ได้จากเครื่องยนต์เมื่อทำการเปลี่ยนเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ ซึ่งเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบและเปรียบเทียบผลของสมรรถนะของเครื่องยนต์ประกอบไปด้วย น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล (PME 100%) และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME จากนั้นนำผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วนมาทำเปรียบเทียบกับข้อมูลสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ได้จากการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล ส่วนที่สองเป็นผลการศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่มีต่อสมรรถนะเมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME เป็นเชื้อเพลิง โดยกระทำการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ อาทิ ADV2, ADV4 และ RTD2 โดยส่วนสุดท้ายเป็นผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากข้อมูลความดันกระบอกสูบของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เพื่อศึกษาอิทธิพลของค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อปรากฏการณ์การเผาไหม้ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) และที่ใช้เพลาลูกเบี้ยวปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 และ ADV4 ซึ่งการทดสอบนั้นจะกระทำเช่นเดียวกันกับการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วน

6.1 ผลการทดสอบสมรรถนะ

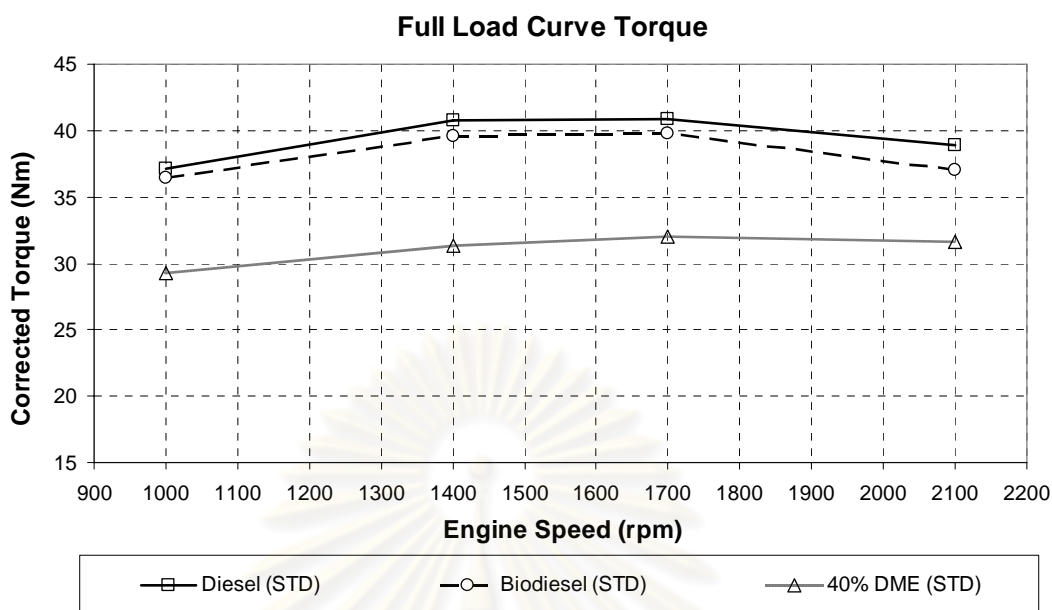
ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์แบ่งออกเป็น 3 ส่วน ส่วนแรกผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) ของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด อาทิ น้ำมันดีเซล, น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล (PME 100%) และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME เพื่อศึกษาเปรียบเทียบผลของสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุดจากการเปลี่ยนเชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบในแต่ละชนิดนำผลสมรรถนะมาเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล โดยส่วนที่สองแสดงผลสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME เพื่อศึกษาอิทธิพลของการปรับเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ ต่อสมรรถนะเปรียบเทียบกับการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล และส่วนที่สามแสดงผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน

6.1.1 ผลทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล, เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซล (PME 100%) และเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME เพื่อศึกษาเปรียบเทียบผลของสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุดจากการเปลี่ยนเชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบในแต่ละชนิดนำผลสมรรถนะมาเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล โดยจะแสดงค่า ของแรงบิดเบรกสูงสุด, อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ, ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงและอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ระหว่างการทำงาน ดังนี้

6.1.1.1 แรงบิดเบรก (Brake Torque)

ผลของแรงบิดเบรก (Brake Torque) ที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) ของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด อาทิ น้ำมันดีเซล, น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล (PME 100%) และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6-1



รูปที่ 6-1 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกสูงสุดกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

จากรูปที่ 6-1 พบว่าค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบ 1700 rpm เป็นตำแหน่งที่ได้ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดมีค่าสูงที่สุดและลดลงเมื่อปรับความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเป็น 2100 rpm ซึ่งมีแนวโน้มลักษณะเดียวกันในการทดสอบของทุกเชื้อเพลิง โดยผลของการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล จะได้ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดมีค่ามากที่สุดในทุกความเร็วรอบ โดยที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm, 1400 rpm, 1700 rpm และ 2100 rpm คือ 37.11 Nm, 40.72 Nm, 40.87 Nm และ 38.94 Nm ตามลำดับ ส่วนเมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME จะมีแรงบิดเบรกสูงสุดมีค่าน้อยที่สุดในทุกความเร็วรอบ โดยที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm, 1400 rpm, 1700 rpm และ 2100 rpm คือ 29.22 Nm, 31.35 Nm, 32.06 Nm และ 31.64 Nm ตามลำดับ

จากรูปที่ 6-1 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกสูงสุดกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) สามารถสรุปเป็นตารางที่ 6-1

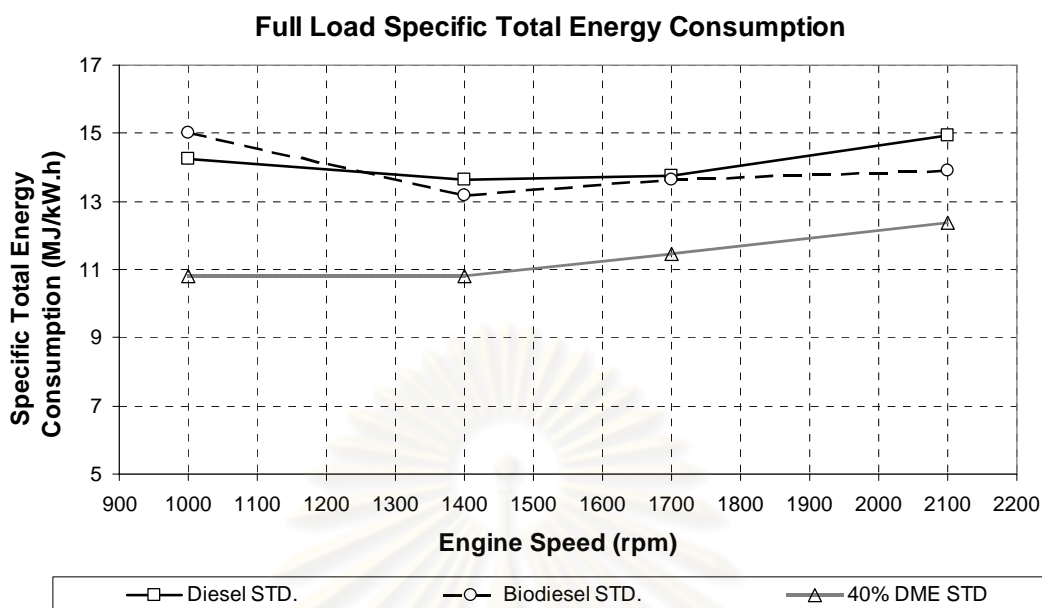
ตารางที่ 6-1 เปรียบเทียบผลของแรงบิดเบรกสูงสุดที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ จากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

Speed	Full Load Corrected Torque (Nm)		
	DIESEL	BIODIESEL	40% DME
1000	37.11	36.45	29.22
1400	40.72	39.56	31.35
1700	40.87	39.74	32.06
2100	38.94	37.04	31.64

จากตารางที่ 6-1 สรุปได้ว่าที่สภาวะภาระสูงสุด ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีค่าสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบและเมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME จะมีแรงบิดเบรกสูงสุดมีค่าน้อยที่สุดในทุกความเร็วรอบ หากพิจารณาค่าแรงบิดเบรกสูงสุดกับความสอดคล้องของค่าพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงพบว่าแนวโน้มของค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้มีค่าลดต่ำลงไปตามปริมาณสัดส่วนค่าพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิง (Heating Value) ที่ลดค่าต่ำลง

6.1.1.2 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (Specific Total Energy Consumption, STEC)

อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) ของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด อาทิ น้ำมันดีเซล, น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล (PME 100%) และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6-2



รูปที่ 6-2 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับความเร็วยรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

จากรูปที่ 6-2 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) พบว่าการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดในทุกความเร็วยรอบ กล่าวคือ โดยที่ความเร็วยรอบ 1000 rpm จะมีค่าต่ำที่สุดคือ 10.79 MJ/kW-hr และมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วยรอบเพิ่มสูงขึ้นคือ 10.82 MJ/kW-hr, 11.44 MJ/kW-hr และ 12.39 MJ/kW-hr ที่ความเร็วยรอบ 1400 rpm, 1700 rpm และ 2100 rpm ตามลำดับ ส่วนการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงที่สุดในทุกความเร็วยรอบ ยกเว้นกรณีของการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลที่ความเร็วยรอบ 1000 rpm มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงที่สุด

เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมพบว่าที่ความเร็วยรอบสูงขึ้นพบว่า อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเพิ่มสูงขึ้น โดยที่ความเร็วยรอบ 2100 rpm จะมีค่าสูงที่สุดและที่ความเร็วยรอบ 1000 rpm พบว่ามีค่าต่ำที่สุด เนื่องมาจากที่ความเร็วยรอบสูงนั้นจะมีผลของแรงเสียดทานที่สูงขึ้นในทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-2 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) สามารถสรุปเป็นตารางที่ 6-2

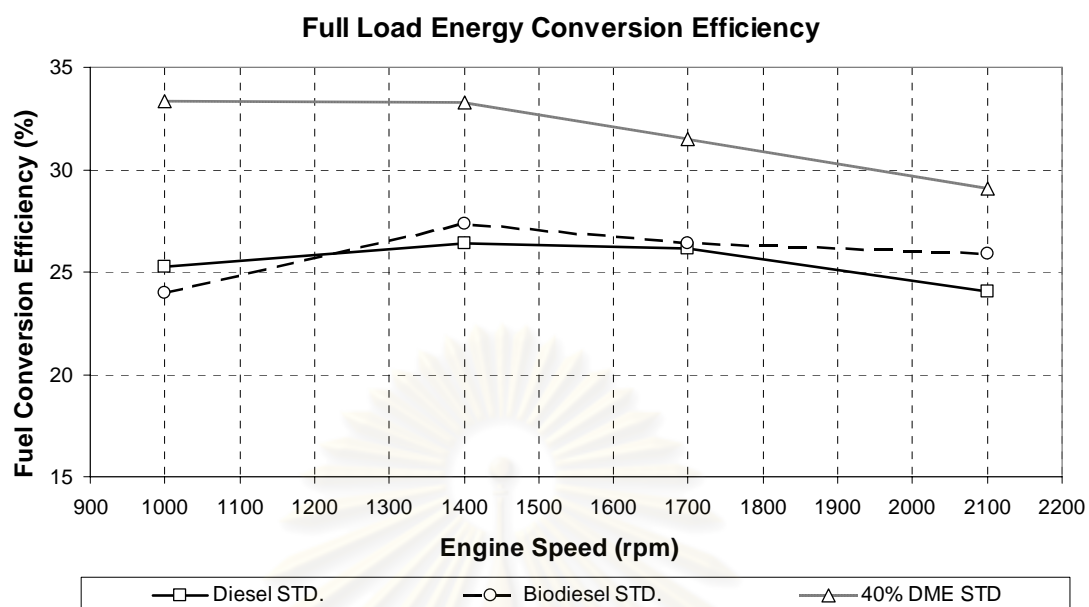
ตารางที่ 6-2 เปรียบเทียบค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ จากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

Speed	อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (MJ/kW-h)		
rpm	DIESEL	BIODIESEL	40% DME
1000	14.26	15.00	10.79
1400	13.62	13.17	10.82
1700	13.77	13.65	11.44
2100	14.95	13.90	12.39

จากตารางที่ 6-2 พบว่า อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อความเร็วรอบมีค่าสูงขึ้น

6.1.1.3 ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency, %)

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเป็นประสิทธิภาพของการเปลี่ยนรูปพลังงานจากพลังงานที่อยู่ภายในตัวเชื้อเพลิงไปเป็นพลังงานที่ได้ออกมา ซึ่งการเปรียบเทียบดังกล่าวที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่างๆ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) ของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด อาทิ น้ำมันดีเซล, น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล (PME 100%) และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME ดังแสดงไว้รูปที่ 6-3



รูปที่ 6-3 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

จากรูปที่ 6-3 พบว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะมีค่าลดลงเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น โดยการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME จะมีค่าสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ คือ 33.36%, 33.26%, 31.47% และ 29.06% ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, 1400 rpm, 1700 rpm และ 2100 rpm ตามลำดับ ส่วนการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล จะมีค่าต่ำที่สุดในทุกความเร็วรอบ คือ 25.24%, 26.42%, 26.14% และ 24.08% ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, 1400 rpm, 1700 rpm และ 1400 rpm ตามลำดับ

จากรูปที่ 6-3 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) สามารถสรุปเป็นตารางที่ 6-3

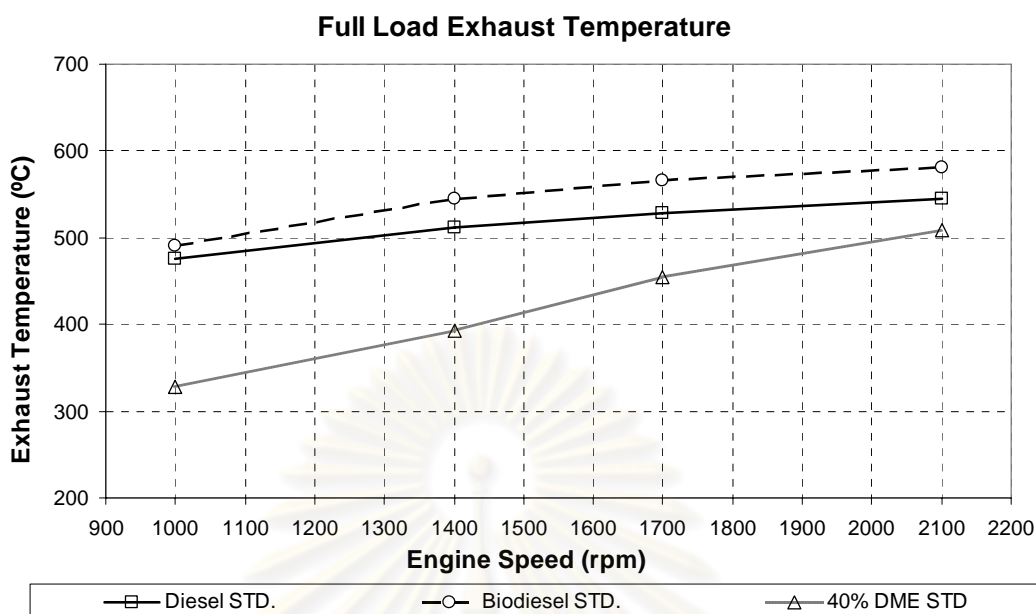
ตารางที่ 6-3 เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆจากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

Speed	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (%)		
rpm	DIESEL	BIODIESEL	40% DME
1000	25.24	24.00	33.36
1400	26.42	27.34	33.26
1700	26.14	26.37	31.47
2100	24.08	25.91	29.06

จากตารางที่ 6-3 พบว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุดจะมีค่าเพิ่มขึ้นสูงสุดเมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่สัดส่วนโดยมวล 40% DME เป็นเชื้อเพลิง และจะมีค่าลดลงต่ำสุดเมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 1000 rpm การใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีค่าต่ำที่สุด และพบว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีความสัมพันธ์กับการเลือกใช้ชนิดเชื้อเพลิงที่ทดสอบ ซึ่งเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลและไดเมทิลอีเทอร์ ล้วนมีของออกซิเจนเป็นองค์ประกอบในโครงสร้างทางเคมีจึงเป็นเหตุผลทำให้กระบวนการเผาไหม้นั้นเพิ่มอัตราการทำปฏิกิริยากับโมเลกุลของเชื้อเพลิงที่มีส่วนช่วยในกระบวนการเผาไหม้สามารถปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงได้ดียิ่งขึ้น

6.1.1.4 อุณหภูมิไอเสีย (Exhaust Temperature, °C)

อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่างๆ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) ของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด อาทิ น้ำมันดีเซล, น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล (PME 100%) และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME ดังแสดงไว้รูปที่ 6-4



รูปที่ 6-4 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับความเร็รรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

จากรูปที่ 6-4 พบว่า ค่าอุณหภูมิไอเสียจากการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงมีค่าสูงที่สุดในทุกความเร็รรอบคือ 491.0 °C, 544.7 °C, 565.5 °C และ 581.4 °C ที่ความเร็รรอบ 1000 rpm, 1400 rpm, 1700 rpm และ 2100 rpm ตามลำดับ และเมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME มีค่าต่ำสุดในทุกความเร็รรอบคือ 328.0 °C, 393.2 °C, 454.4 °C และ 508.9 °C ที่ความเร็รรอบ 1000 rpm, 1400 rpm, 1700 rpm และ 2100 rpm ตามลำดับ

จากรูปที่ 6-4 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับความเร็รรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) สามารถสรุปเป็นตารางที่ 6-4

ตารางที่ 6-4 เปรียบเทียบค่าอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆจากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

Speed	อุณหภูมิไอเสีย (°C)		
rpm	DIESEL	BIODIESEL	40% DME
1000	475.4	491.0	328.0
1400	511.3	544.7	393.2
1700	528.3	565.5	454.4
2100	545.4	581.4	508.9

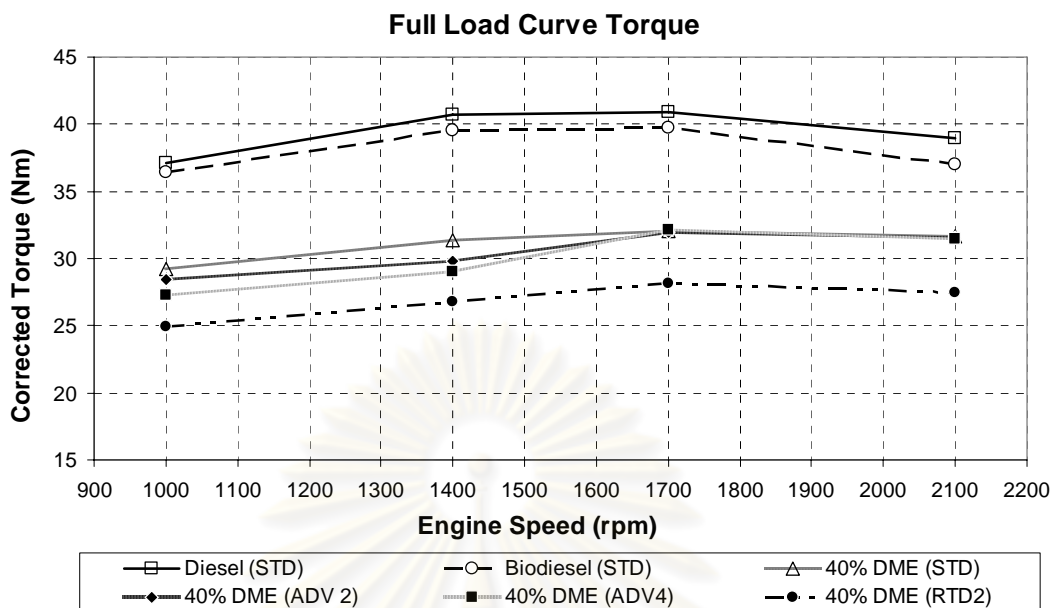
จากตารางที่ 6-4 พบว่า อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อความเร็วรอบมีค่าสูงขึ้นในทุกเชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบ และเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่อัตราส่วนโดยมวล 40% DME จะทำให้อุณหภูมิไอเสียมีค่าลดลงในทุกความเร็วรอบ

6.1.2 ผลการศึกษาอิทธิพลของค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุด

ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผลของอิทธิพลค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40%DME) เป็นเชื้อเพลิง โดยเปรียบเทียบผลจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ เพื่อหาองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมซึ่งจะเปรียบเทียบผลสมรรถนะในส่วนของ แรงบิดเบรกสูงสุด อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงและอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ระหว่างการทำงาน ดังนี้

6.1.2.1 แรงบิดเบรก (Brake Torque)

ผลของค่าแรงบิดเบรกสูงสุด (Brake Torque) ที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40%DME) เป็นเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6-5



รูปที่ 6-5 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกสูงสุดกับความเร็รรอบที่สภาวะภาระสูงสุด
เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้
เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

จากรูปที่ 6-5 พบว่า การใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40%DME) เป็นเชื้อเพลิง ผลการเปรียบเทียบค่าแรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) จะได้ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ทุกความเร็วรอบคือ 29.22 Nm, 31.35 Nm, 32.06 Nm และ 31.64 Nm ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, 1400 rpm, 1700 rpm และ 2100 rpm ตามลำดับ โดยที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm นั้นพบว่าอิทธิพลของการปรับเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้าค่ามากขึ้นนั้นพบว่าค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้มีค่าลดลงและมีช่วงความแตกต่างของค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้มีค่าลดลงอย่างชัดเจนเมื่อปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้ามากยิ่งขึ้นแต่ยังคงสูงกว่าการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้า เมื่อเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ไปจนถึง 1400 rpm พบว่าการปรับใช้ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้าค่ามากขึ้นยังให้ผลในลักษณะเดียวกันแต่ช่วงความแตกต่างของค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้ใกล้เคียงกันยิ่งขึ้น และแนวโน้มของค่าความแตกต่างกันของค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้ลดต่ำลงอย่างชัดเจนจนไม่สามารถสังเกตเห็นได้เมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์ตั้งแต่ 1700 rpm จนถึง 2100 rpm ซึ่งที่ความเร็วรอบช่วงนี้เป็นช่วงที่ไม่พบผลจากการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้าค่ามากขึ้นที่มีต่อค่าแรงบิดเบรกสูงสุดของเครื่องยนต์ โดยการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้นนั้นไม่ส่งผลต่อช่วงความแตกต่างและมีแนวโน้มของค่าแรงบิดเบรกสูงสุดใกล้เคียงกันกับการใช้เพลาลูก

เบี่ยงมาตรฐาน (STD) แต่ในกรณีของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้า พบว่าค่าแรงบิดเบรกสูงสุดของเครื่องยนต์มีค่าลดลงในทุกความเร็รรอบ

จากรูปที่ 6-5 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกสูงสุดกับความเร็รรอบที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ สามารถสรุปดังตารางที่ 6-5

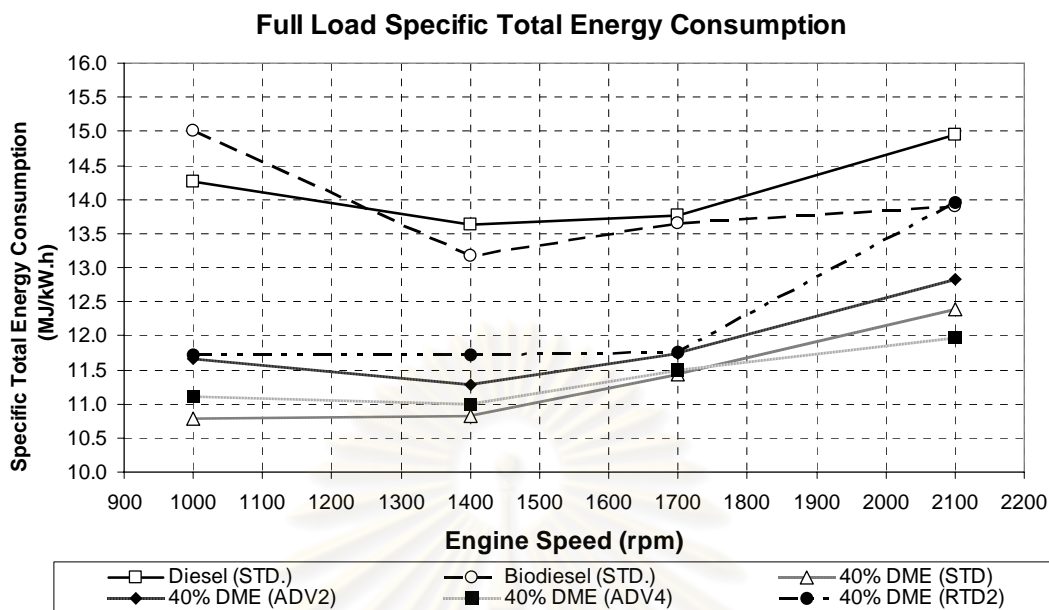
ตารางที่ 6-5 เปรียบเทียบแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็รรอบต่างๆ ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

Speed	Full Load Corrected Torque (Nm)			
	40 % DME (RTD2)	40 % DME (STD)	40 % DME (ADV2)	40 % DME (ADV4)
rpm				
1000	24.98	29.22	28.43	27.26
1400	26.75	31.35	29.84	29.05
1700	28.17	32.06	31.94	32.19
2100	27.44	31.64	31.54	31.45

จากตารางที่ 6-5 สรุปได้ว่าการใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40%DME) เป็นเชื้อเพลิง ผลการเปรียบเทียบค่าแรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) จะได้ค่าแรงบิดเบรกสูงที่สุดในทุกความเร็รรอบ อย่างไรก็ตามเมื่อปรับเพิ่มความเร็รรอบเครื่องยนต์ให้มีค่ามากกว่า 1400 rpm การปรับเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า จะทำให้ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้ใกล้เคียงกันกับที่เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) มากขึ้น

6.1.2.2 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (Specific Total Energy Consumption, STEC)

อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ ที่ใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40%DME) เป็นเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6-6



รูปที่ 6-6 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะกับความเร็วมอเตอร์ที่สถานะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

จากรูปที่ 6-6 พบว่า การใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40%DME) เป็นเชื้อเพลิง ผลการเปรียบเทียบค่าอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ซึ่งการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) ที่ความเร็วมอเตอร์ 1000, 1400 และ 1700 rpm มีแนวโน้มค่าอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดแต่ยกเว้นที่ความเร็วมอเตอร์ 2100 rpm ที่ความเร็วมอเตอร์ 1000 rpm การปรับเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามีค่ามากขึ้นมีผลต่อค่าอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะที่เพิ่มขึ้นและมีช่วงความแตกต่างกันอย่างชัดเจน โดยที่ความเร็วมอเตอร์ 1400 rpm พบว่าค่าอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะมีค่าต่ำที่สุดและที่ความเร็วมอเตอร์มากขึ้นจะสังเกตเห็นช่วงความแตกต่างเริ่มลดลงและยังให้ผลในลักษณะเดียวกันเมื่อปรับเพิ่มความเร็วมอเตอร์ไปจนถึง 1700 rpm โดยที่ความเร็วรอบนี้จะมีแนวโน้มของค่าอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะใกล้เคียงกันในทุกค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง แต่ในกรณีของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้า พบว่ามีอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะสูงที่สุดในทุกความเร็วของเครื่องยนต์

จากรูปที่ 6-6 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะที่สถานะภาระสูงสุดที่ความเร็วมอเตอร์ต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD

(20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางที่ 6-6

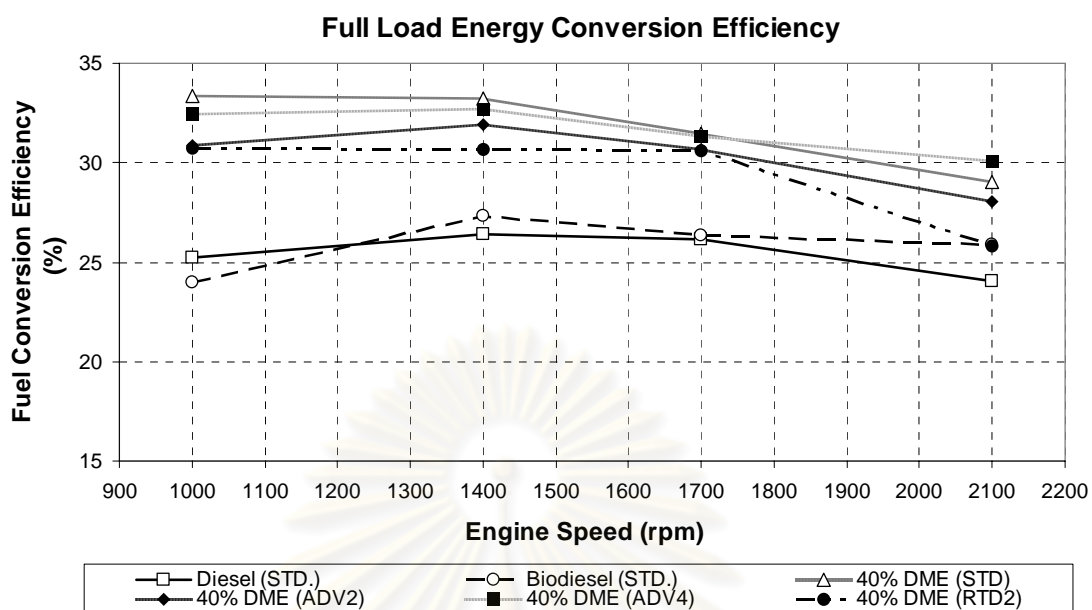
ตารางที่ 6-6 เปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

Speed	อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (MJ/kW-h)			
	40 % DME (RTD2)	40 % DME (STD)	40 % DME (ADV2)	40 % DME (ADV4)
rpm				
1000	11.71	10.79	11.67	11.10
1400	11.72	10.82	11.28	11.00
1700	11.76	11.44	11.74	11.48
2100	13.96	12.39	12.83	11.96

จากตารางที่ 6-6 พบว่า อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD) ที่ความเร็วรอบ 1000, 1400 และ 1700 rpm มีแนวโน้มค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุด แต่ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 2100 rpm การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะทำให้อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะมีค่าต่ำที่สุด และที่ ADV4 จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำกว่า ADV2 ทุกช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์

6.1.2.3 ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency, %)

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเป็นประสิทธิภาพของการเปลี่ยนรูปพลังงานจากพลังงานที่อยู่ภายในตัวเชื้อเพลิงไปเป็นพลังงานที่ได้ออกมา ซึ่งการเปรียบเทียบดังกล่าวที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่างๆ ที่ใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40%DME) เป็นเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6-7



รูปที่ 6-7 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

จากรูปที่ 6-7 พบว่า การใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40%DME) เป็นเชื้อเพลิง ผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ซึ่งการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) ที่ความเร็วรอบ 1000, 1400 และ 1700 rpm มีแนวโน้มค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุด แต่ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ผลของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ได้จากการทดสอบพบว่าจะเป็นภาพ mirror กับค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ

จากรูปที่ 6-7 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุดเปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางที่ 6-7

ตารางที่ 6-7 เปรียบเทียบประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

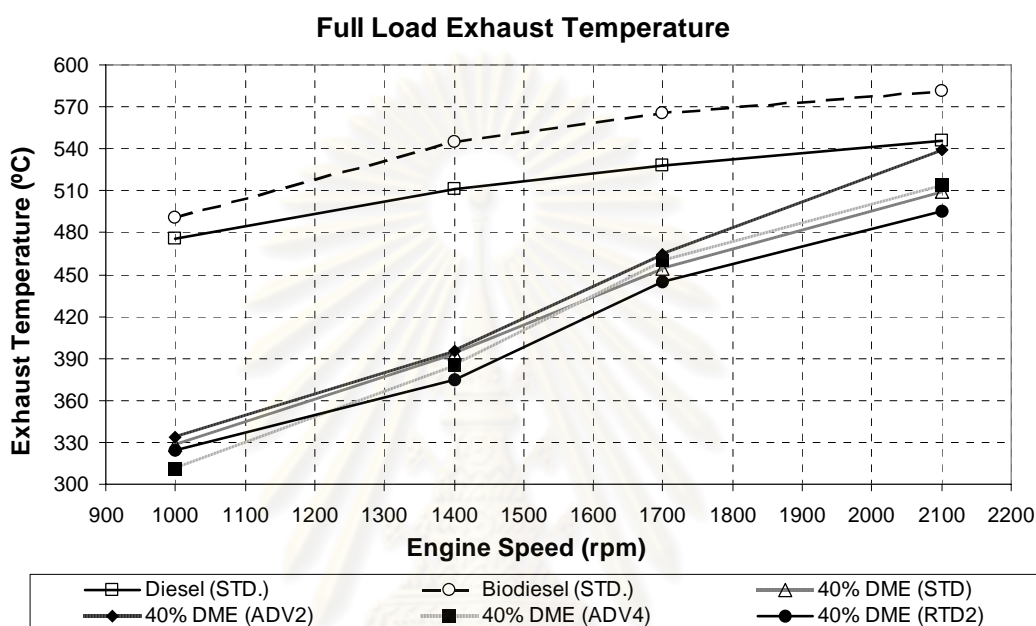
Speed	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (%)			
	40 % DME (RTD2)	40 % DME (STD)	40 % DME (ADV2)	40 % DME (ADV4)
rpm				
1000	30.74	33.36	30.86	32.43
1400	30.70	33.26	31.91	32.72
1700	30.62	31.47	30.68	31.35
2100	25.79	29.06	28.07	30.10

จากตารางที่ 6-7 พบว่า การใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40%DME) เป็นเชื้อเพลิง ผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ซึ่งการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) ที่ความเร็วรอบ 1000, 1400 และ 1700 rpm มีแนวโน้มค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุด แต่ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 2100 rpm การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะทำให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีค่าสูงที่สุด และที่ ADV4 จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงกว่า ADV2 ทุกช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

6.1.2.4 อุณหภูมิไอเสีย (Exhaust Temperature, °C)

อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่างๆ ที่ใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40%DME) เป็นเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6-8



รูปที่ 6-8 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

จากรูปที่ 6-8 พบว่า ผลการเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆเปรียบเทียบกับผลจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐานพบว่าที่ความเร็วรอบ 1000 rpm นั้นพบว่าอิทธิพลของการปรับเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้าค่ามากขึ้นส่งผลให้อุณหภูมิไอเสียมีค่าลดต่ำลงและมีช่วงของความแตกต่างของค่าอุณหภูมิไอเสียที่ลดลงอย่างชัดเจน เมื่อเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ไปจนถึง 1400 rpm พบว่าการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้ามากขึ้นยังให้ผลในลักษณะเดียวกัน แต่เมื่อเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ไปตั้งแต่ 1700 จนถึง 2100 rpm นั้นเมื่อทำการปรับเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่ามากขึ้นอุณหภูมิไอเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้นกว่าค่าจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) ส่วนในกรณีของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้า พบว่าผลของค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์มีค่าลดลงในทุกความเร็วรอบ

จากรูปที่ 6-8 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับความเร็รรอบที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางที่ 6-8 ตารางที่ 6-8 เปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็รรอบต่างๆ ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

Speed	อุณหภูมิไอเสีย (°C)			
	40 % DME (RTD2)	40 % DME (STD)	40 % DME (ADV2)	40 % DME (ADV4)
1000	324.20	328.00	333.30	311.30
1400	375.00	393.20	395.70	384.90
1700	445.00	454.40	464.10	460.20
2100	495.50	508.90	539.20	513.90

จากตารางที่ 6-8 พบว่า เมื่อทำการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้า RTD2 ผลของค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุดมีค่าลดลงในทุกความเร็รรอบ และเมื่อความเร็รรอบเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มสูงขึ้น จากการปรับใช้ ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 ส่งผลให้อุณหภูมิไอเสียมีค่าสูงกว่าการใช้ ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD และการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 ส่งผลให้อุณหภูมิไอเสียมีค่าต่ำกว่าการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2

6.1.3 ผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

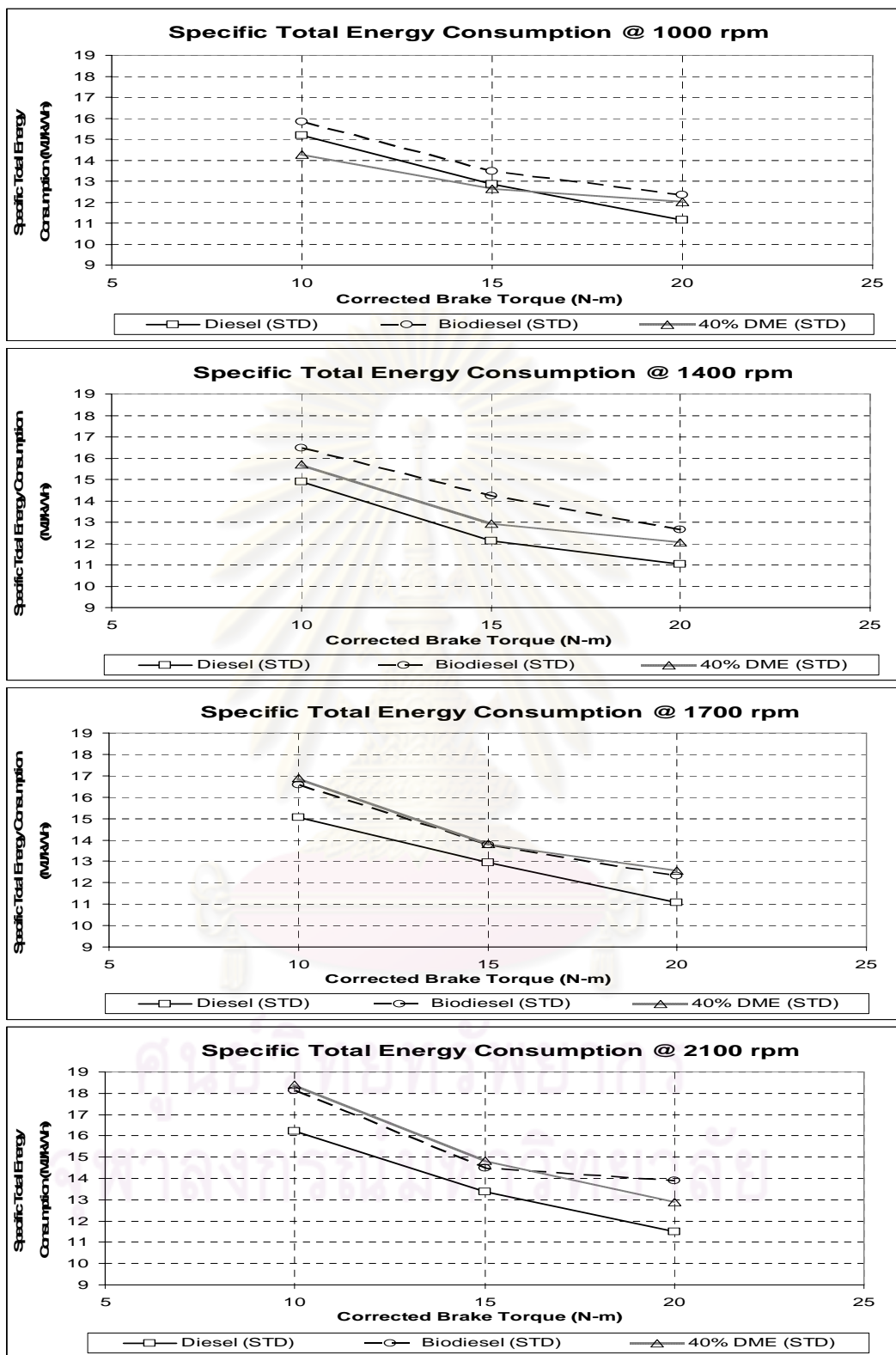
สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล, เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซล (PME 100%) และเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME เพื่อศึกษาเปรียบเทียบผลของสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระบางส่วนจากการเปลี่ยนเชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบในแต่ละชนิดนำผลสมรรถนะมาเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล โดยทำการทดสอบในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัว ที่ภาระและความเร็รรอบคงที่ ซึ่งจุดทดสอบที่ใช้ดัดแปลงมา

จากวัฏจักรการทดสอบตามมาตรฐาน ESC Test Cycle (ดูภาคผนวก ค) ดังที่กล่าวมาแล้วในบทที่ 5 (หัวข้อ 5.2.6.3) โดยจะแสดงค่า ของอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ, ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงและอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ระหว่างการทำงานที่แต่ละจุดทดสอบ ดังนี้

6.1.3.1 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (Specific Total Energy Consumption, STEC)

อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้เปรียบเทียบเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ อาทิ น้ำมันดีเซล, น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในสัดส่วนโดยมวล 40% DME โดยความสัมพันธ์ที่แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเปรียบเทียบกับภาระในแต่ละความเร็วรอบคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 6-9 และความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเปรียบเทียบกับความเร็วรอบในแต่ละภาระคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 6-10

รูปที่ 6-9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกับภาระที่ความเร็วรอบคงที่ตั้งแต่ 1000 rpm, 1400 rpm, 1700 rpm และ 2100 rpm ของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน



รูปที่ 6-9 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคกับภาระที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

จากรูปที่ 6-9 แสดงผลเปรียบเทียบอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะ (STEC (MJ/kW-hr)) กับ ทorque (Nm) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) พบว่า ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm เมื่อพิจารณาที่ torque 10 Nm, 15 Nm เมื่อใช้ DME-PME ที่สัดส่วนโดยมวล 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะ มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 14.29 MJ/kW-hr และ 12.64 MJ/kW-hr แต่ยกเว้นที่ torque 20 Nm โดยที่การใช้ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะมีค่าสูงสุดในทุกช่วง torque คือมีค่าเท่ากับ 15.84 MJ/kW-hr, 13.49 MJ/kW-hr และ 12.33 MJ/kW-hr ที่ torque 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เมื่อพิจารณาที่ torque 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm เมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 14.90 MJ/kW-hr, 12.12 MJ/kW-hr และ 11.02 MJ/kW-hr ตามลำดับ ขณะที่เมื่อใช้ DME-PME ที่สัดส่วนโดยมวล 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีค่าสูงสุดเท่ากับ 15.71 MJ/kW-hr, 12.94 MJ/kW-hr และ 12.04 MJ/kW-hr ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm เมื่อพิจารณาที่ torque 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm เมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 15.06 MJ/kW-hr, 12.94 MJ/kW-hr และ 11.08 MJ/kW-hr ตามลำดับ ขณะที่เมื่อใช้ DME-PME ที่สัดส่วนโดยมวล 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีค่าสูงสุดเท่ากับ 16.87 MJ/kW-hr, 13.81 MJ/kW-hr และ 12.56 MJ/kW-hr ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm เมื่อพิจารณาที่ torque 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm เมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 16.23 MJ/kW-hr, 13.38 MJ/kW-hr และ 11.49 MJ/kW-hr ตามลำดับ ขณะที่เมื่อใช้ DME-PME ที่สัดส่วนโดยมวล 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีค่าสูงสุดเท่ากับ 18.41 MJ/kW-hr, 14.84 MJ/kW-hr และ 12.90 MJ/kW-hr ตามลำดับ

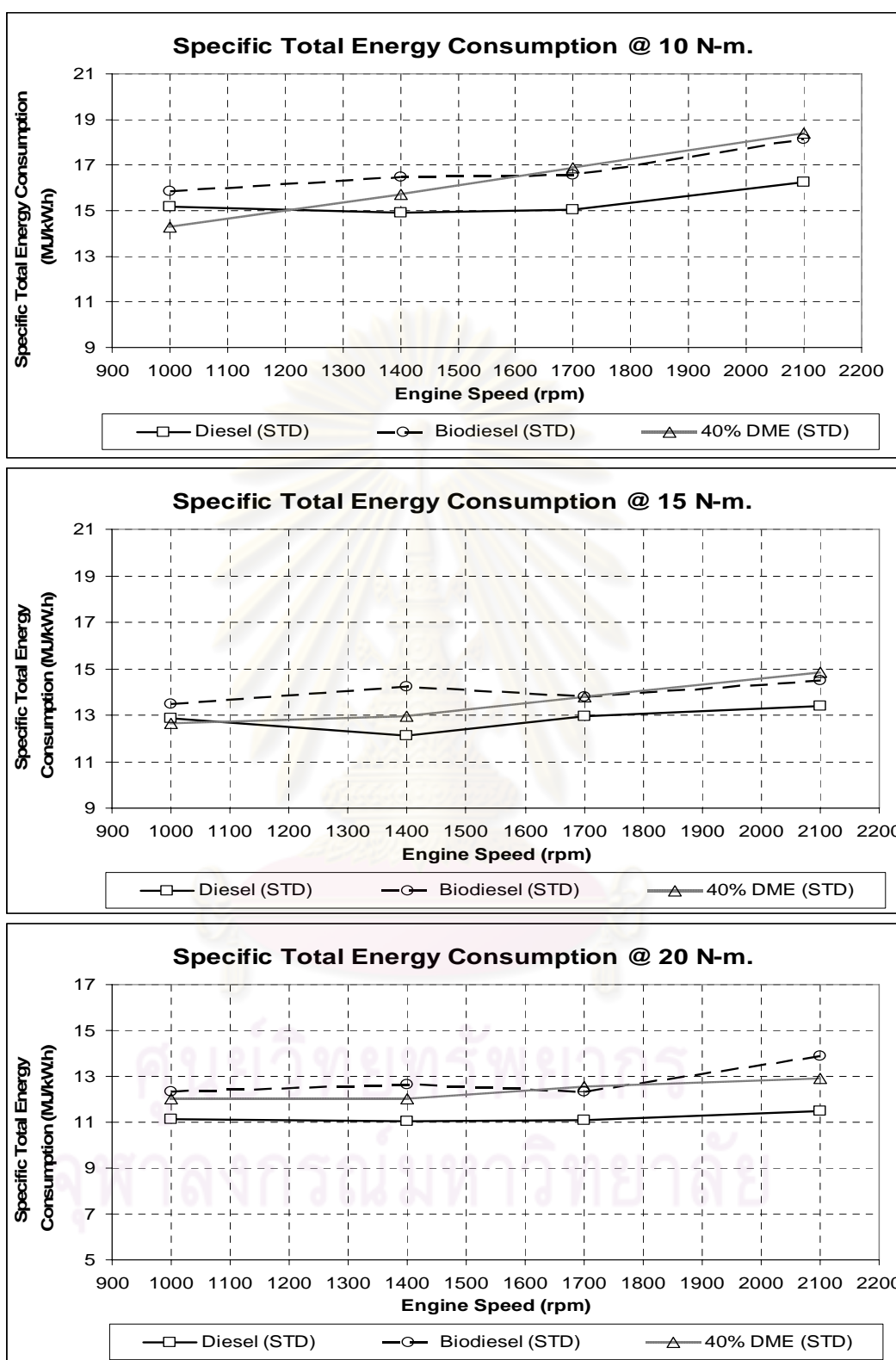
เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมในการใช้เชื้อเพลิงทุกชนิด พบว่าที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า ถ้า torque เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะต่ำลง เนื่องจากที่ความเร็วรอบคงที่แรงเสียดทานภายในเครื่องยนต์มีค่าคงที่ และที่ torque ต่ำแรงเสียดทานในเครื่องยนต์จะมีผลกระทบค่อนข้างมาก ส่งผลให้ค่าอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะมีค่าเพิ่มขึ้น

เปรียบเทียบที่สภาวะภาระบางส่วนระหว่าง น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME (DME-PME) ในสัดส่วน 40% DME พบว่าการทดสอบใช้ เชื้อเพลิงทั้งสามชนิดดังกล่าวที่เพลาลูกเบี้ยวของศามาตรฐาน น้ำมันดีเซลจะให้ค่าอัตราการ สิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดในเกือบทุกจุดทำงาน ยกเว้นที่ 1000 rpm เมื่อภาระ 10 และ 15 Nm การใช้ DME-PME เป็นเชื้อเพลิงจะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ ต่ำสุด

โดยรูปที่ 6-10 แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวม จำเพาะกับความเร็วรอบที่ค่าภาระคงที่ ตั้งแต่ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm ของเครื่องยนต์ที่ใช้ เชื้อเพลิงในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-10 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะกับความเร็วยรอบที่ภาระคงที่ค่าต่างๆ ของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เฟลาถูกเบี่ยงที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

จากรูปที่ 6-10 เมื่อพิจารณาที่การใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่สัดส่วน 40%DME แสดงผลเปรียบเทียบอัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะเบรกกับความเร็วยรอบที่ภาระคงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ พบว่าที่สภาวะภาระคงที่ พบว่าอัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะมีความสัมพันธ์กับความเร็วยรอบ กล่าวคือ อัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะจะสูงขึ้นตามความเร็วยรอบที่สูงขึ้น เนื่องจากความเร็วยรอบที่สูงขึ้นจะมีแรงเสียดทานในเครื่องยนต์ที่สูงขึ้น ดังนั้นจึงต้องมีการฉีดเชื้อเพลิงในอัตราส่วนที่มากขึ้นเพื่อเอาชนะแรงเสียดทานนั้น ทำให้มีอัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะสูงขึ้น ส่วนกรณีของการใช้น้ำมันดีเซลและกรณีของการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงนั้นไม่พบแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงของค่าอัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะในลักษณะการเปลี่ยนแปลงแบบเชิงเส้น

จากรูปที่ 6-9 และรูปที่ 6-10 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-9

ตารางที่ 6-9 เปรียบเทียบค่าอัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะจากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

Speed	Torque	อัตราการใช้พลังงานรวมจำเพาะ (MJ/kW-hr)		
		DIESEL	BIODIESEL	40% DME
Rpm	Nm			
1000	10	15.17	15.84	14.29
1000	15	12.87	13.49	12.64
1000	20	11.14	12.33	12.03
1400	10	14.90	16.48	15.71
1400	15	12.12	14.24	12.94
1400	20	11.02	12.64	12.04
1700	10	15.06	16.58	16.87
1700	15	12.94	13.78	13.81
1700	20	11.08	12.32	12.56
2100	10	16.23	18.13	18.41
2100	15	13.38	14.49	14.84
2100	20	11.49	13.89	12.90

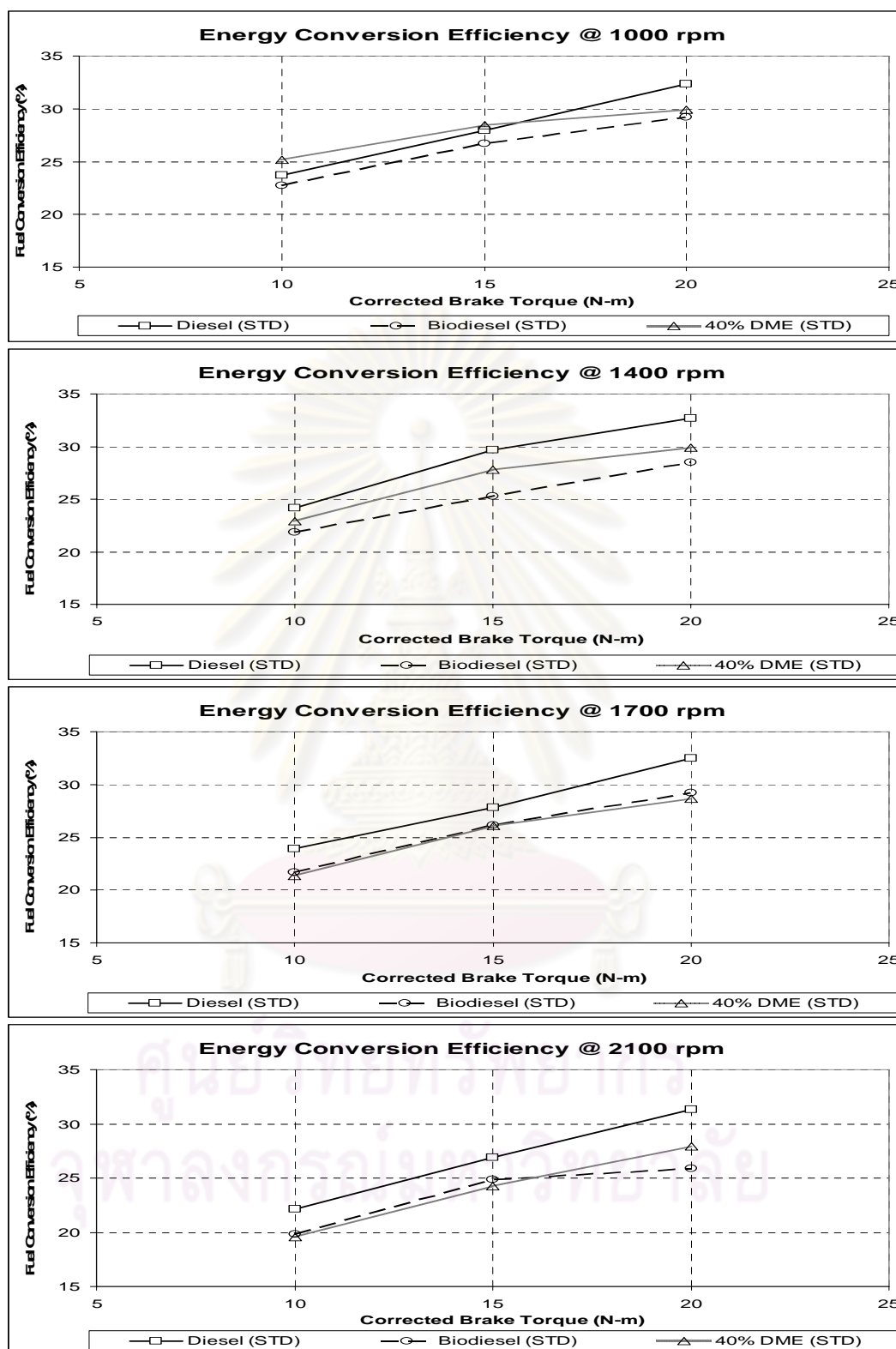
จากตารางที่ 6-9 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm ที่ภาระ 10 Nm และ 15 Nm การเลือกใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุด และเมื่อเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์อยู่ในช่วงตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm การเลือกใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุด

6.1.3.2 ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency, %)

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้เปรียบเทียบเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ อาทิ น้ำมันดีเซล, น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในสัดส่วนโดยมวล 40% DME โดยความสัมพันธ์ที่แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกับภาระ ในแต่ละความเร็วรอบคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 6-11 และความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกับความเร็วรอบ ในแต่ละภาระคงที่ดังแสดงในรูปที่ 6-12

รูปที่ 6-11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับภาระ ที่ความเร็วรอบคงที่ตั้งแต่ 1000 rpm, 1400 rpm, 1700 rpm และ 2100 rpm ของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-11 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับภาระ ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

จากรูปที่ 6-11 แสดงผลเปรียบเทียบประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับภาระ ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) พบว่า

ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาระ 10 Nm และ 15 Nm จากการทดสอบใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะได้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง มีค่าสูงสุดเท่ากับ 25.19% และ 28.47% ตามลำดับ แต่ยกเว้นที่ภาระ 20 Nm และจากการทดสอบใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง พบว่าจะได้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงตลอดทุกช่วงภาระ มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 22.72%, 26.69% และ 29.19% ตามลำดับ

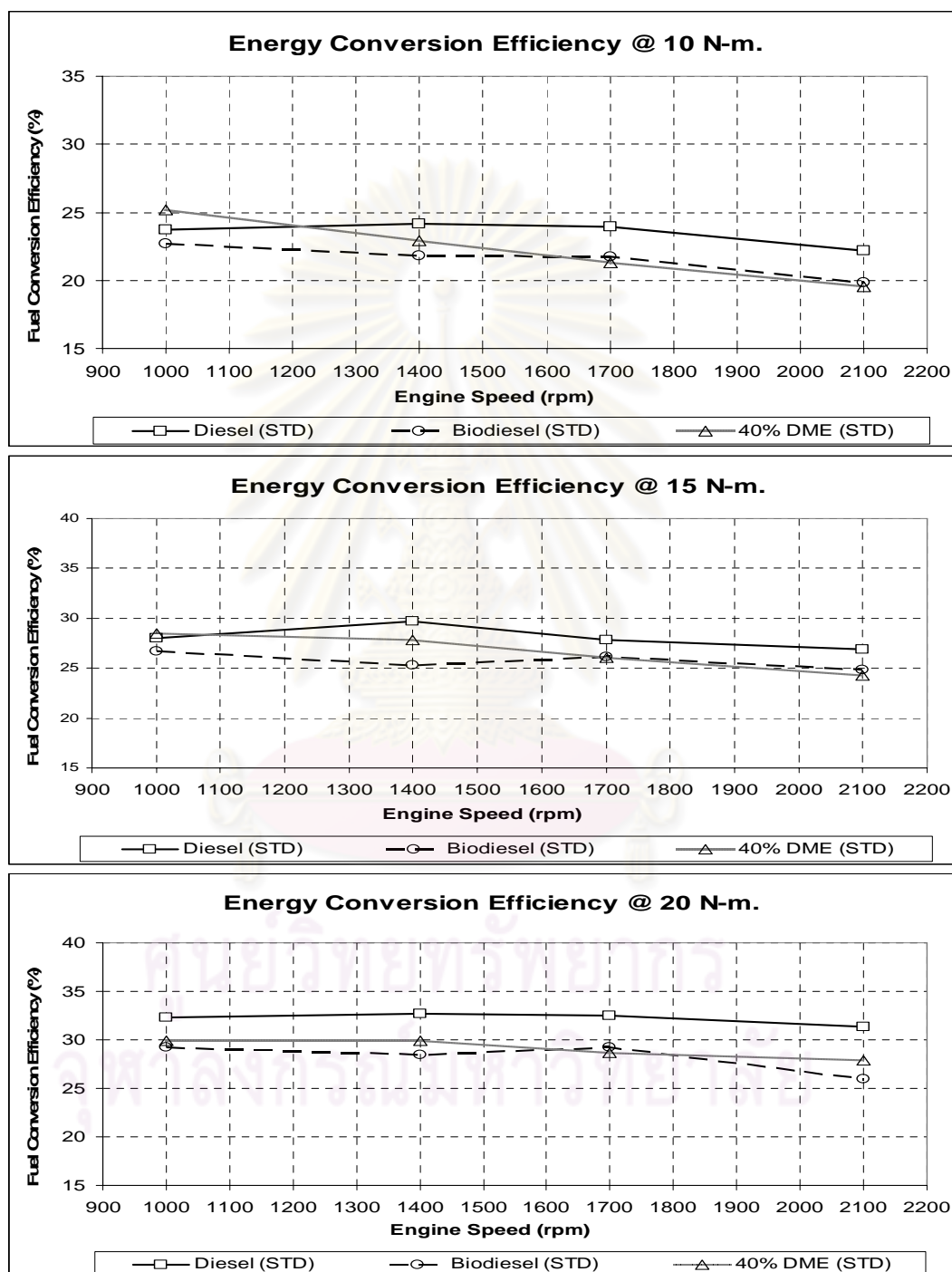
ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาระ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm จากการทดสอบใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะได้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง มีค่าสูงสุดเท่ากับ 24.16%, 29.71% และ 32.66% ตามลำดับ โดยที่การทดสอบใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 21.84%, 25.29%, 19.43% และ 28.49% ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาระ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm จากการทดสอบใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะได้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง มีค่าสูงสุดเท่ากับ 23.90%, 27.83% และ 32.50% ตามลำดับ โดยที่การทดสอบใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 21.33%, 26.07% และ 28.65% ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาระ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm เมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีค่าสูงสุดเท่ากับ 22.18%, 26.90% และ 31.32% ตามลำดับ ขณะที่เมื่อใช้ DME-PME ที่สัดส่วนโดยมวล 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 19.56% และ 24.26% แต่ยกเว้นที่ภาระ 20 Nm

เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า ถ้าภาระเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงขึ้น เนื่องจากที่ความเร็วรอบคงที่แรงเสียดทานภายในเครื่องยนต์จะมีค่าคงที่ แต่ที่ภาระต่ำแรงเสียดทานในเครื่องยนต์จะมีผลกระทบค่อนข้างมาก ดังนั้นเมื่อภาระเพิ่มขึ้นผลกระทบจากแรงเสียดทานในเครื่องยนต์จะมีค่าลดลงและประสิทธิภาพเชิงกลจะแปรผันไปกับค่ากำลังเบรกของเครื่องยนต์ ดังนั้นเมื่อภาระเพิ่มขึ้นผลกระทบจากแรงเสียดทานในเครื่องยนต์จะมีค่าลดลงและมีประสิทธิภาพเชิงกลที่เพิ่มสูงขึ้น เป็นผลให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงขึ้น

รูปที่ 6-12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วมอเตอร์ ที่สภาวะภาระคงที่ ตั้งแต่ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm ของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน



รูปที่ 6-12 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วมอเตอร์ที่ภาระคงที่ค่าต่างๆ ของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

จากรูปที่ 6-12 แสดงผลเปรียบเทียบประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วยรอบ ที่ภาระคงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ เมื่อพิจารณาที่ภาระคงที่ การเลือกใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง พบว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีความสัมพันธ์กับความเร็วยรอบ กล่าวคือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะต่ำลงตามความเร็วยรอบที่สูงขึ้น ส่วนกรณีของการใช้น้ำมันดีเซลและกรณีของการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงนั้นไม่พบแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงของค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงในลักษณะการเปลี่ยนแปลงแบบเชิงเส้น ซึ่งกล่าวได้ว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงในทุกจุดการทดสอบมีความสัมพันธ์แบบแปรผกผันกับค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ

จากรูปที่ 6-11 และรูปที่ 6-12 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-10

ตารางที่ 6-10 เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง จากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

Speed	Torque	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (%)		
		DIESEL	BIODIESEL	40% DME
Rpm	Nm			
1000	10	23.74	22.72	25.19
1000	15	27.98	26.69	28.47
1000	20	32.33	29.19	29.93
1400	10	24.16	21.84	22.92
1400	15	29.71	25.29	27.83
1400	20	32.66	28.49	29.91
1700	10	23.90	21.72	21.33
1700	15	27.83	26.13	26.07
1700	20	32.50	29.23	28.65
2100	10	22.18	19.86	19.56
2100	15	26.90	24.84	24.26
2100	20	31.32	25.92	27.90

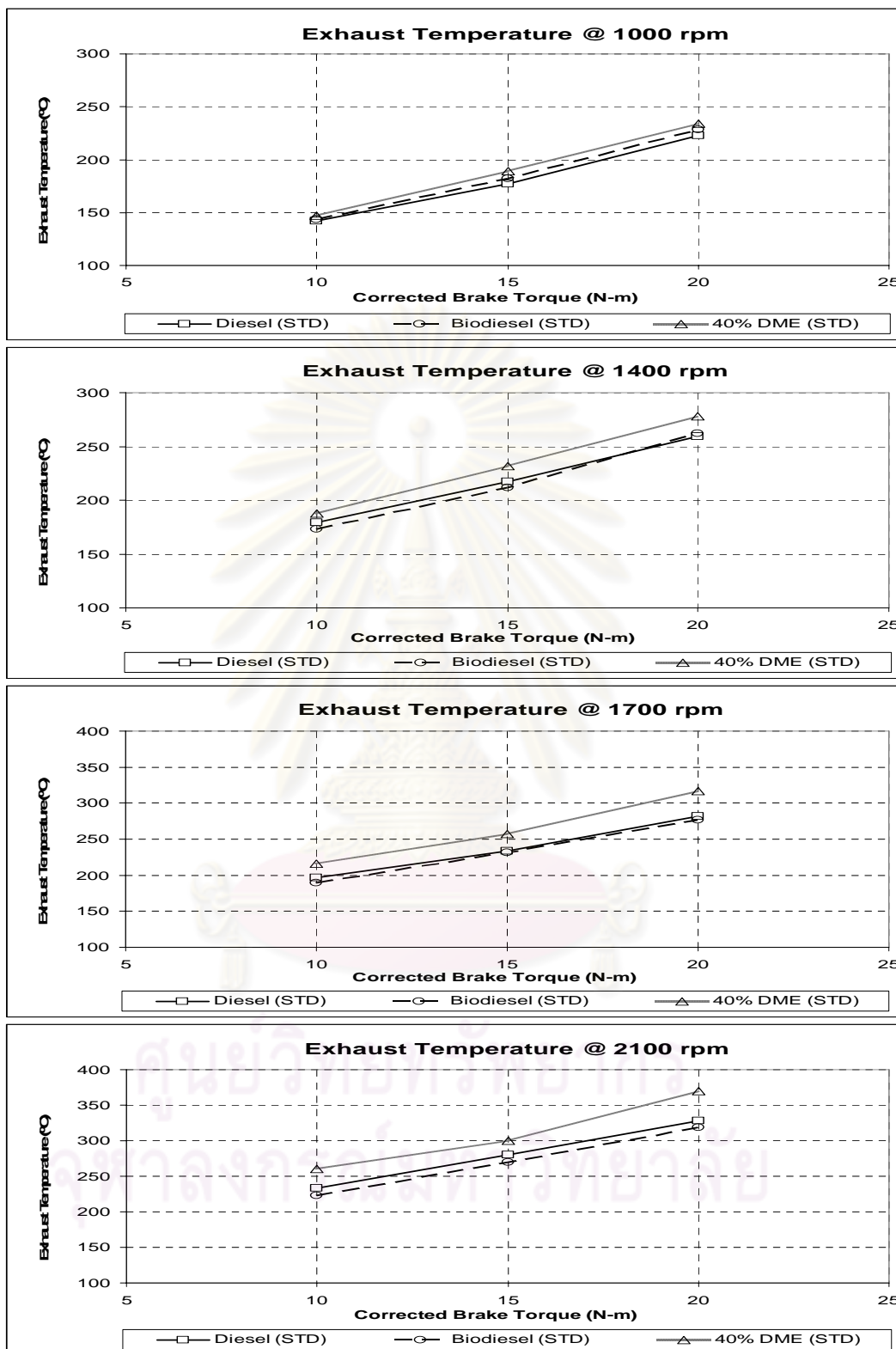
จากตารางที่ 6-10 สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm ที่ภาระ 10 Nm และ 15 Nm การเลือกใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุด และเมื่อเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์อยู่ในช่วงตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm การเลือกใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุด อาจกล่าวได้ว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีแนวโน้มสอดคล้องกันกับค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ ในทุกจุดทดสอบ

6.1.3.3 อุณหภูมิไอเสีย (Exhaust Temperature, °C)

อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระบางส่วนเปรียบเทียบเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบ อาทิ น้ำมันดีเซล, น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในสัดส่วนโดยมวล 40% DME โดยความสัมพันธ์ที่แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิไอเสียเปรียบเทียบกับภาระในแต่ละความเร็วรอบที่ตั้งแสดงในรูปที่ 6-13 และความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียเปรียบเทียบกับความเร็วรอบ ในแต่ละภาระคงที่รูปที่ 6-14

รูปที่ 6-13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับ ภาระที่ค่าความเร็วรอบคงที่ 1000 rpm, 1400 rpm, 1700 rpm และ 2100 rpm ของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-13 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิไอเสียกับภาระ ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ ของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

จากรูปที่ 6-13 แสดงผลเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิไอเสียกับภาระ ที่ความเร็วรอบ เครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูก เบี้ยวที่ค่าองศาการบิดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) พบว่า

ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาระ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm เมื่อทดสอบด้วยการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ค่าอุณหภูมิไอเสียจะมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 142.2 °C, 177.3 °C และ 222.8 °C ตามลำดับ โดยที่การทดสอบใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง ค่าอุณหภูมิไอเสียจะมีสูงสุดเท่ากับ 146.8 °C, 189.4 °C และ 233.8 °C ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาระ 10 Nm และ 15 Nm เมื่อทดสอบ ด้วยการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าอุณหภูมิไอเสียจะมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 173.4 °C และ 211.2 °C ตามลำดับ โดยที่การทดสอบใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง ค่าอุณหภูมิไอเสียจะมีสูงสุดเท่ากับ 187.8 °C, 231.7 °C และ 277.6 °C ตลอดทุกช่วง ภาระ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาระ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm เมื่อทดสอบด้วยการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ค่าอุณหภูมิไอเสียจะมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 189.2 °C, 231.5 °C และ 276.8 °C ตามลำดับ โดยที่การทดสอบใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง ค่าอุณหภูมิไอเสียจะมีสูงสุดเท่ากับ 215.7 °C, 257.3 °C และ 317.0 °C ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาระ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm เมื่อทดสอบด้วยการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ค่าอุณหภูมิไอเสียจะมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 222.6 °C, 270.1 °C และ 318.7 °C ตามลำดับ โดยที่การทดสอบใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง ค่าอุณหภูมิไอเสียจะมีสูงสุดเท่ากับ 260.8 °C, 299.8 °C และ 370.3 °C ตามลำดับ

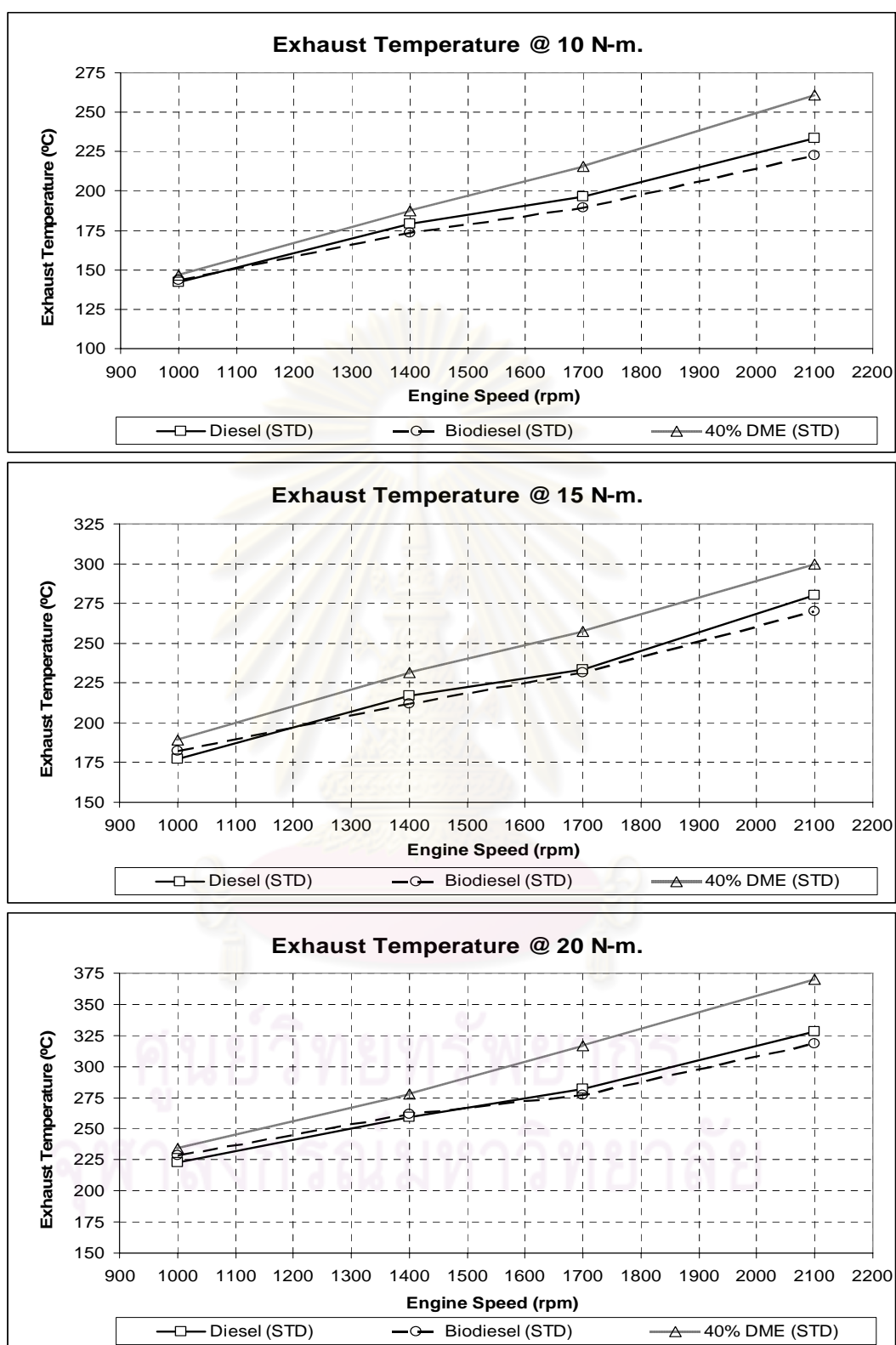
เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า ถ้าภาระเพิ่มขึ้นจะมีอุณหภูมิ ไอเสียสูงขึ้น เนื่องมาจากที่ ภาระเพิ่มสูงขึ้นจึงทำให้มีการบิดปริมาณเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่มากขึ้น และหากพิจารณาผลจากการเลือกใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบพบว่า โดยภาพรวมน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าอุณหภูมิไอเสียต่ำที่สุด เนื่องมาจากพฤติกรรมของค่าสภาพการอัดตัวได้ (Compressibility effect) ที่มีค่าต่ำเป็นผลให้บีบเชื้อเพลิงสามารถสร้างแรงดันในการยกเข็มหัวฉีด ได้ง่ายและจึงทำให้มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่วงหน้ามากขึ้นประกอบกับการมีออกซิเจนเป็น องค์ประกอบส่งผลให้กระบวนการเริ่มต้นการเผาไหม้ทำได้รวดเร็วขึ้น ซึ่งต่างจากกรณีของการใช้ เชื้อเพลิงผสมระหว่าง DME-PME เนื่องจาก DME มีคุณสมบัติการอัดตัวได้ที่สูง ส่งผลให้

กระบวนการสร้างแรงดันเอาชนะสปริงเพื่อยกเข็มหัวฉีดทำได้ลำบากขึ้นและจึงทำให้จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าออกไป ส่งผลให้กระบวนการปลดปล่อยความร้อนของสารผสมส่วนใหญ่เกิดขึ้นในช่วง expansion stroke จึงเป็นสาเหตุทำให้มีค่าอุณหภูมิไอเสียที่เพิ่มสูงขึ้น

รูปที่ 6-14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิไอเสียกับความเร็วรอบ ที่สภาวะภาระคงที่ ตั้งแต่ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm ของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-14 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิไอเสียกับความเร็วยกที่ภาระคงที่ค่าต่างๆ ของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

จากรูปที่ 6-14 แสดงผลเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียกับความเร็วรอบที่ภาระคงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ เมื่อพิจารณาที่ภาระคงที่ จากการทดสอบเชื้อเพลิงทุกชนิด พบว่าค่าอุณหภูมิไอเสียมีความสัมพันธ์กับความเร็วรอบ กล่าวคือ อุณหภูมิไอเสียจะสูงขึ้นตามความเร็วรอบที่สูงขึ้น เนื่องจากความเร็วรอบที่สูงขึ้นจะมีการฉีดเชื้อเพลิงในปริมาณที่สูงขึ้นและมีช่วงการเผาไหม้ที่เพิ่มยาวขึ้น ดังนั้นอุณหภูมิไอเสียจึงสูงขึ้น

จากรูปที่ 6-13 และรูปที่ 6-14 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-11

ตารางที่ 6-11 เปรียบเทียบค่าอุณหภูมิไอเสีย จากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC)

Speed	Torque	อุณหภูมิไอเสีย (°C)		
		DIESEL	BIODIESEL	40% DME
Rpm	Nm			
1000	10	142.2	143.4	146.8
1000	15	177.3	182.1	189.4
1000	20	222.8	228.3	233.8
1400	10	179.2	173.4	187.8
1400	15	217.1	211.72	231.7
1400	20	259.3	261.9	277.6
1700	10	196.7	189.2	215.7
1700	15	233.4	231.5	257.3
1700	20	281.8	276.8	317
2100	10	233.8	222.6	260.8
2100	15	280.4	270.1	299.8
2100	20	327.8	318.7	370.3

จากตารางที่ 6-11 สรุปได้ว่าที่ความเร็วรอบ 1000 rpm เมื่อใช้น้ำมันดีเซลจะมีค่าอุณหภูมิไอเสียต่ำที่สุด ในช่วงความเร็วรอบตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm เมื่อใช้ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าอุณหภูมิไอเสียต่ำที่สุด ส่วนการใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME ที่เพลาลูกเบี้ยว ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน จะให้ค่าอุณหภูมิไอเสียสูงสุดในทุกจุดทดสอบ

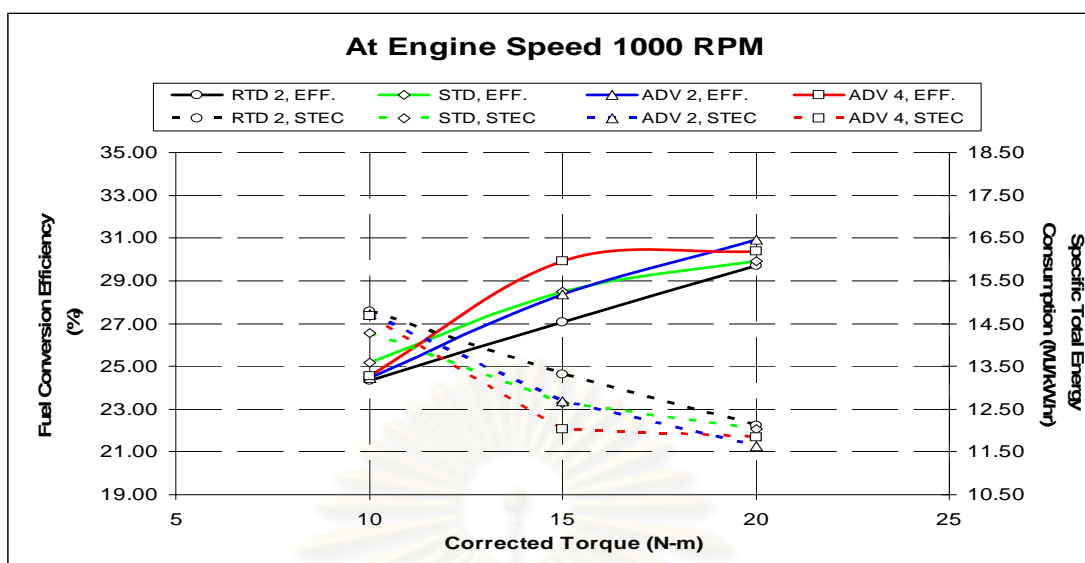
6.1.4 ผลการศึกษาอิทธิพลของค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระบางส่วน

ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผลของอิทธิพลค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40%DME) เป็นเชื้อเพลิง โดยเปรียบเทียบผลจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ เพื่อหาองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม ซึ่งจะเปรียบเทียบผลสมรรถนะในส่วนของ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก, ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง และอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ระหว่างการทำงาน ดังนี้

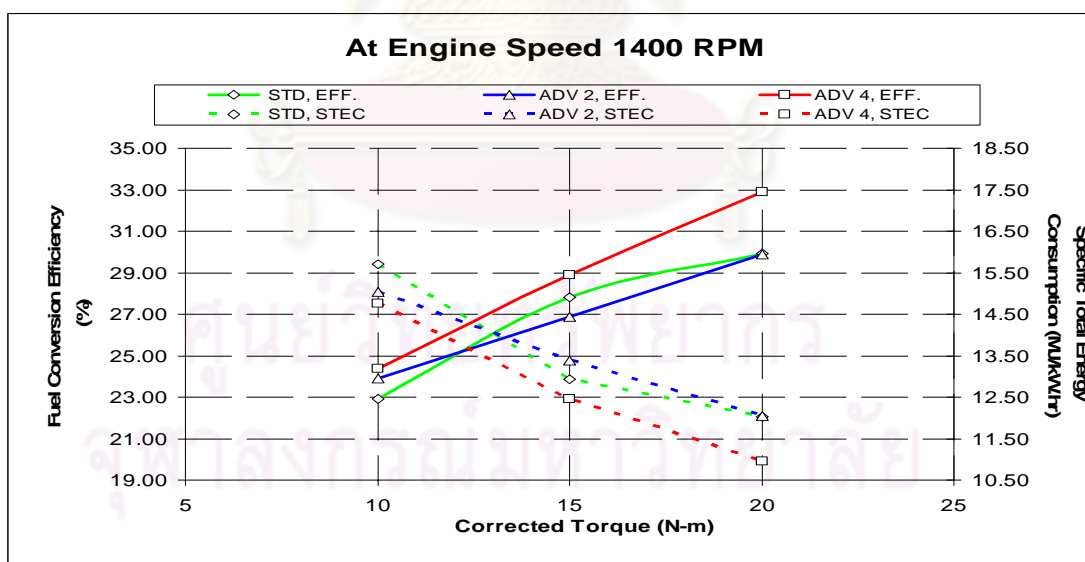
6.1.4.1 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะและค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Specific Total Energy Consumption, STEC and Fuel Conversion Efficiency, %)

อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะและค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระบางส่วนของเครื่องยนต์ เมื่อใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40%DME) เป็นเชื้อเพลิง โดยแสดงอิทธิพลจากการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ ต่อความสัมพันธ์ของผลสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วนในแต่ละความเร็วรอบการทำงานของเครื่องยนต์ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6-15 จนถึง รูปที่ 6-18

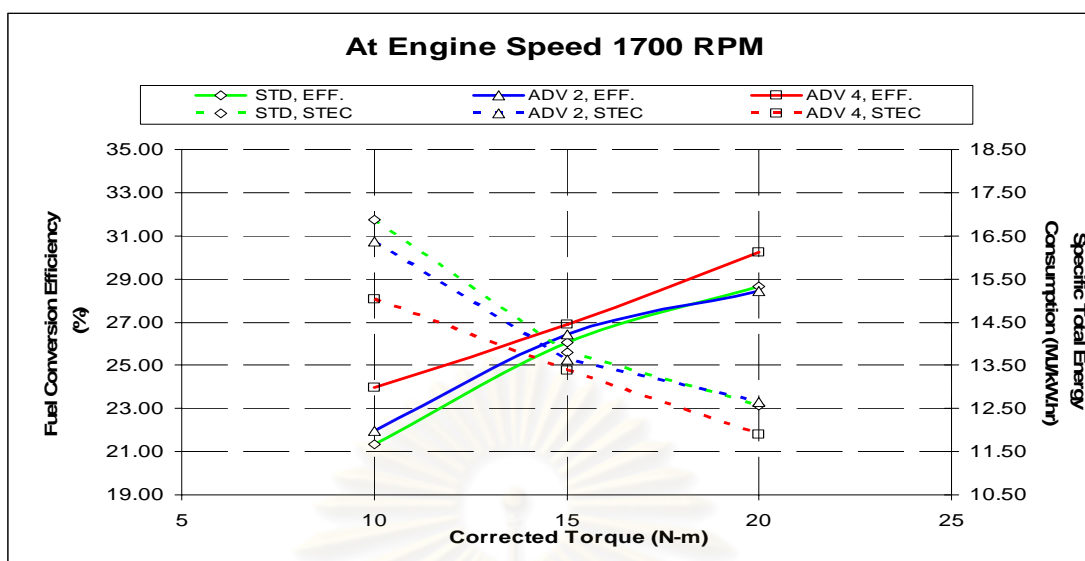
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



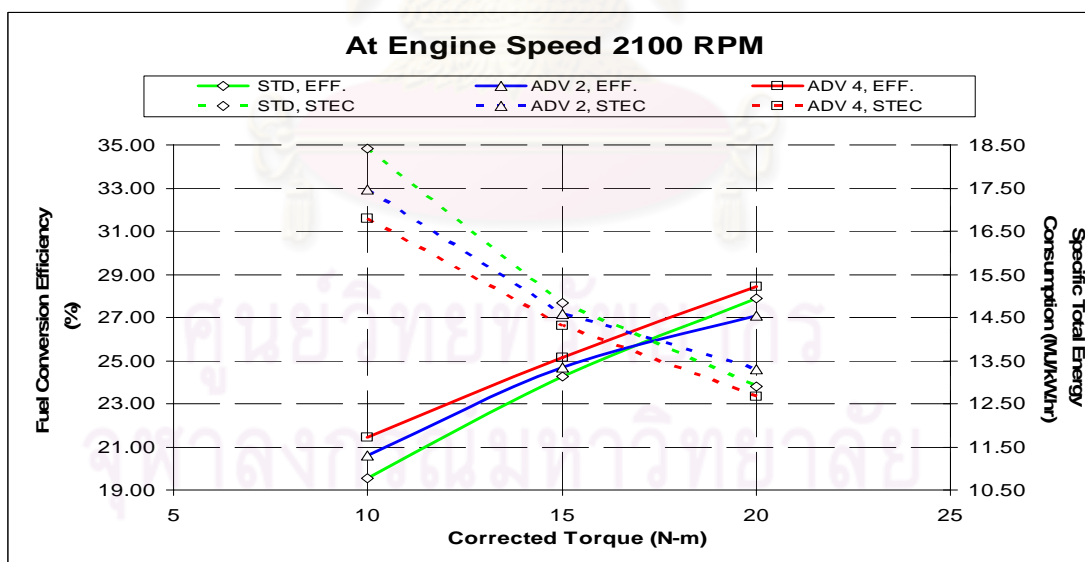
รูปที่ 6-15 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะและค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ



รูปที่ 6-16 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะและค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ



รูปที่ 6-17 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะและค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ



รูปที่ 6-18 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการผลิตพลังงานรวมจำเพาะและค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

จากรูปที่ 6-15 จนถึง รูปที่ 6-18 ผลสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วนแสดงถึงอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่มีต่อค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์ พบว่าที่ความเร็วรอบ 1000 rpm การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่ามากขึ้นมีผลช่วยลดค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเฉพาะที่ภาระการทำงานปานกลางและสูง แต่ในกรณีของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้า พบว่าค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกลับเพิ่มสูงขึ้นตลอดช่วงภาระการทำงานของเครื่องยนต์ และเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวที่เพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่ามากขึ้นมีผลช่วยลดค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะลดต่ำลงทุกช่วงภาระการทำงาน โดยอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าองศาต่างๆ ที่มีต่อค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ได้ในรูปที่ 6-15 จนถึง รูปที่ 6-18 นี้จะเป็นภาพ mirror กับอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะในทุกช่วงภาระและความเร็วรอบของการทดสอบ

จากรูปที่ 6-15 จนถึง รูปที่ 6-18 ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสามารถสรุปเป็นตารางได้ดัง ตารางที่ 6-12 และค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสามารถสรุปเป็นตารางได้ดัง ตารางที่ 6-13

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 6-12 เปรียบเทียบค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะในแต่ละจุดทดสอบการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วนระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

Speed	Torque	อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ (MJ/kW-hr)			
		40 % DME (RTD2)	40 % DME (STD)	40 % DME (ADV2)	40 % DME (ADV4)
rpm	Nm				
1000	10	14.79	14.29	14.73	14.67
1000	15	13.31	12.64	12.69	12.04
1000	20	12.12	12.03	11.63	11.84
1400	10	-	15.71	15.05	14.76
1400	15	-	12.94	13.39	12.46
1400	20	-	12.04	12.04	10.95
1700	10	-	16.87	16.38	15.03
1700	15	-	13.81	13.62	13.38
1700	20	-	12.56	12.65	11.90
2100	10	-	18.41	17.48	16.80
2100	15	-	14.84	14.59	14.32
2100	20	-	12.90	13.29	12.66

จากตารางที่ 6-12 สามารถสรุปได้ว่าอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน พบว่าการปรับเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้ากว่าค่ามาตรฐานมากขึ้นมีแนวโน้มค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ได้มีค่าลดลง และจะเห็นผลเด่นชัดขึ้นเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ไปที่ 1400 rpm แต่ในกรณีของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้ากว่าค่ามาตรฐาน พบว่าค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่ได้สูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ

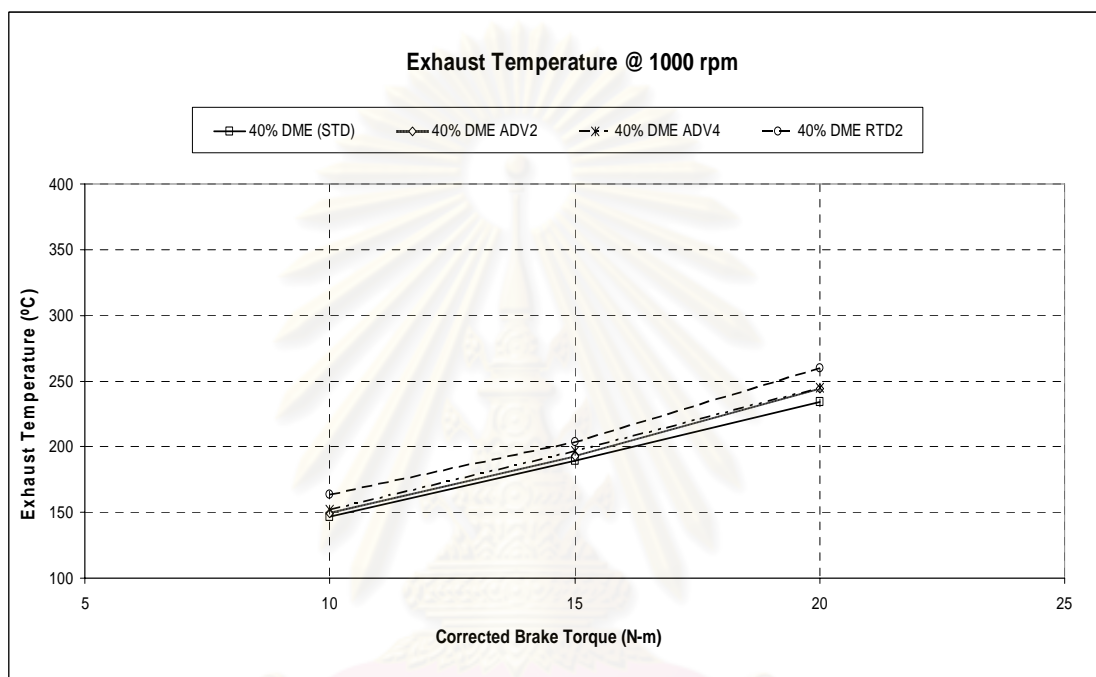
ตารางที่ 6-13 เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงในแต่ละจุดทดสอบการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วนระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

Speed	Torque	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (%)			
		40 % DME (RTD2)	40 % DME (STD)	40 % DME (ADV2)	40 % DME (ADV4)
rpm	Nm				
1000	10	24.34	25.19	24.44	24.54
1000	15	27.05	28.47	28.37	29.90
1000	20	29.69	29.93	30.95	30.39
1400	10	-	22.92	23.92	24.39
1400	15	-	27.83	26.89	28.89
1400	20	-	29.91	29.90	32.88
1700	10	-	21.33	21.98	23.95
1700	15	-	26.07	26.43	26.91
1700	20	-	28.65	28.45	30.25
2100	10	-	19.56	20.60	21.43
2100	15	-	24.26	24.67	25.14
2100	20	-	27.90	27.08	28.44

จากตารางที่ 6-13 สามารถสรุปได้ว่าอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน พบว่าการปรับเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้ากว่าค่ามาตรฐานมากขึ้นมีแนวโน้มค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ได้มีค่าเพิ่มขึ้น และจะเห็นผลเด่นชัดขึ้นเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ไปที่ 1400 rpm แต่ในกรณีของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้ากว่าค่ามาตรฐาน พบว่าค่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ได้ต่ำที่สุดในทุกความเร็วรอบ

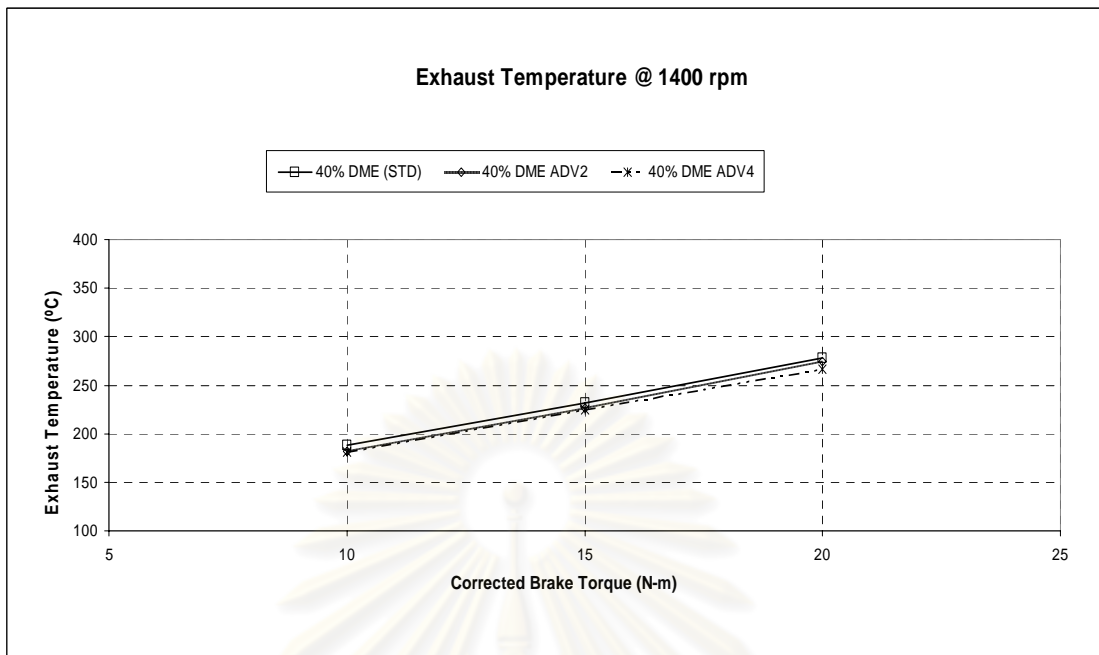
6.1.4.2 อุณหภูมิไอเสีย (Exhaust Temperature, °C)

อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระบางส่วนของเครื่องยนต์ เมื่อใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40% DME) เป็นเชื้อเพลิง โดยแสดงอิทธิพลจากการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ ต่อความสัมพันธ์ของผลสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วนในแต่ละความเร็วรอบการทำงานของเครื่องยนต์ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6-19 จนถึง รูปที่ 6-22

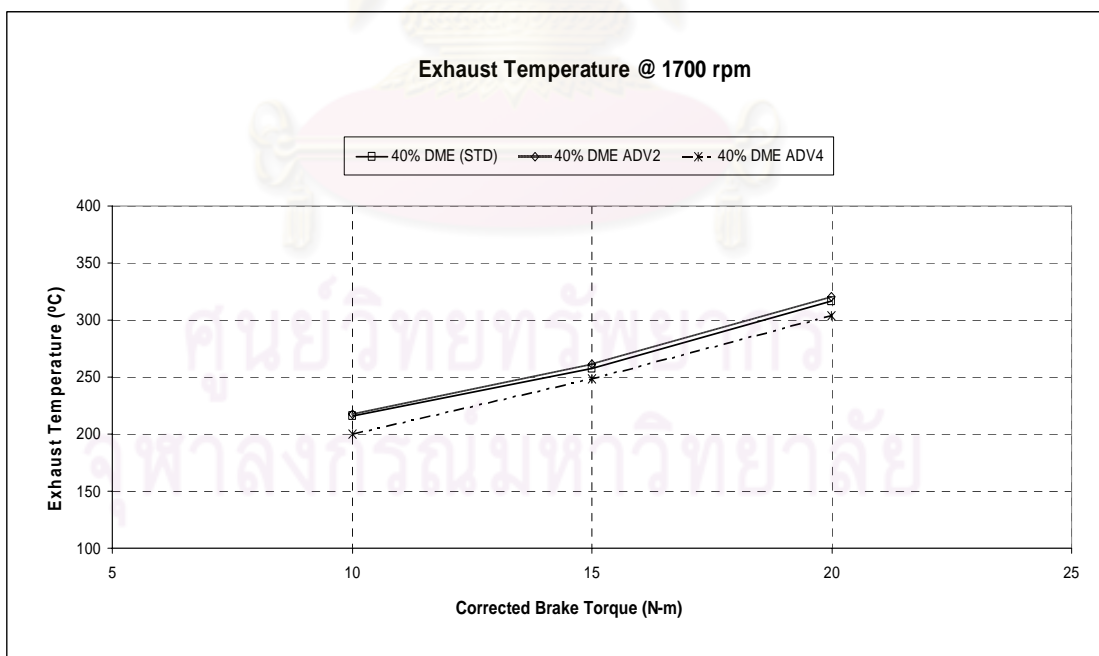


รูปที่ 6-19 ค่าอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

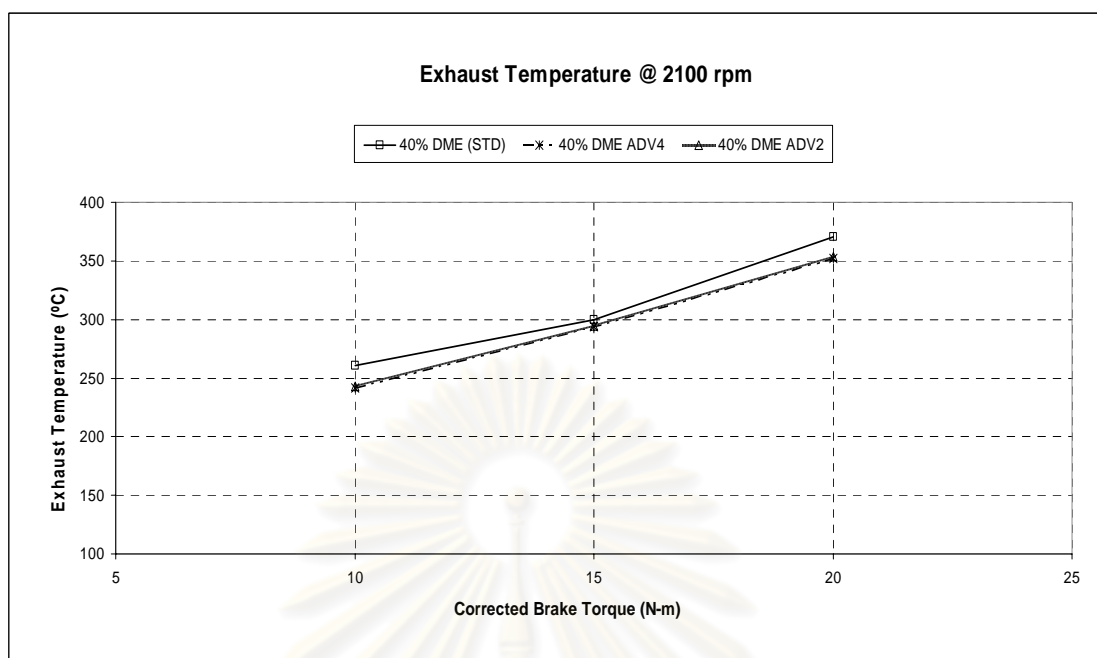
ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-20 ค่าอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ



รูปที่ 6-21 ค่าอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ



รูปที่ 6-22 ค่าอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

จากรูปที่ 6-19 จนถึง รูปที่ 6-22 แสดงถึงอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่มีต่อค่าอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระบางส่วนในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์สามารถสรุปได้ดังนี้

ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่สภาวะภาระ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm การใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD, 20 CA BTDC) จะมีค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ต่ำที่สุด ซึ่งมีค่าเป็น 146.8 °C, 189.4 °C และ 233.8 °C ตามลำดับ และการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้า (RTD2, 18 CA BTDC) จะมีค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์สูงสุด ซึ่งมีค่าเป็น 163.6 °C, 203.5 °C และ 259.7 °C ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่สภาวะภาระ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm การใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า (ADV4) จะมีค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ต่ำที่สุด ซึ่งมีค่าเป็น 181.1 °C, 225.0 °C และ 266.3 °C ตามลำดับ และการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD, 20 CA BTDC) จะมีค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์สูงสุด ซึ่งมีค่าเป็น 187.8 °C, 231.7 °C และ 277.6 °C ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ที่สภาวะภาระ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm การใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า (ADV4) จะมีค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ต่ำที่สุด ซึ่งมีค่าเป็น 200.0 °C, 248.6 °C และ 303.5 °C ตามลำดับ และการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้า (ADV2) จะมีค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์สูงสุด ซึ่งมีค่าเป็น 217.4 °C, 261.5 °C และ 320.2 °C ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่สภาวะภาระ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm การใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า (ADV4) จะมีค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ต่ำที่สุด ซึ่งมีค่าเป็น 241.6 °C, 294.0 °C และ 352.3 °C ตามลำดับ และการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD, 20 CA BTDC) จะมีค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์สูงสุด ซึ่งมีค่าเป็น 260.8 °C, 299.8 °C และ 370.3 °C ตามลำดับ

จากรูปที่ 6-19 จนถึง รูปที่ 6-22 ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 6-14

ตารางที่ 6-14 เปรียบเทียบค่าอุณหภูมิไอเสียในแต่ละจุดทดสอบการทำงาน ที่สภาวะภาระ
บางส่วนระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) และเมื่อใช้
เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

Speed	Torque	อุณหภูมิไอเสีย (°C)			
		40 % DME (RTD2)	40 % DME (STD)	40 % DME (ADV2)	40 % DME (ADV4)
rpm	Nm				
1000	10	163.6	146.8	149.4	152.3
1000	15	203.5	189.4	192.9	197
1000	20	259.7	233.8	244.3	244.8
1400	10	-	187.8	181.5	181.1
1400	15	-	231.7	226	225.0
1400	20	-	277.6	274.4	266.3
1700	10	-	215.7	217.4	200
1700	15	-	257.3	261.5	248.6
1700	20	-	317	320.2	303.5
2100	10	-	260.8	242.9	241.6
2100	15	-	299.8	294.8	294
2100	20	-	370.3	353.7	352.3

จากตารางที่ 6-14 สรุปได้ว่าค่าของอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์จะขึ้นอยู่กับจุด
ทดสอบการทำงาน (ภาระและความเร็วรอบเครื่องยนต์) และการเลือกใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยน
ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง ซึ่งหากพิจารณาจากผลการทดสอบผลปรากฏว่าที่ความเร็วรอบ
เครื่องยนต์ 1000 rpm การใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะให้ค่าอุณหภูมิไอ
เสียต่ำที่สุดและในช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์ตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm การเลือกปรับ
ใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่ามากขึ้น ส่งผลให้ค่าอุณหภูมิไอเสีย
ของเครื่องยนต์ลดต่ำลง

6.2 ผลการทดสอบและวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้

ในส่วนของหัวข้อนี้จะนำเสนอผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้ โดยแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนแรกแสดงผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล, เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซล (PME 100%) และเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME เพื่อศึกษาเปรียบเทียบผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด และส่วนที่สองแสดงผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 และ ADV4 ของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME เพื่อศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้

โดยการทดสอบจะกระทำที่สภาวะภาระสูงสุดและที่สภาวะภาระบางส่วน ซึ่งที่สภาวะภาระสูงสุดจะทำการทดสอบที่สภาวะคงตัวที่ความเร็วรอบ 1000, 1400, 1700 และ 2100 rpm ซึ่งการทดสอบจะกระทำเช่นเดียวกันกับการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด โดยที่สภาวะภาระบางส่วนจะทำการทดสอบโดยที่ความเร็วรอบและภาระคงที่ในแต่ละจุดทดสอบ คือ 10, 15 และ 20 Nm ซึ่งการทดสอบจะกระทำเช่นเดียวกันกับการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน เพื่อนำข้อมูลมาวิเคราะห์ผลจากการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิง ผลการทดสอบที่แสดงในส่วนนี้คือ ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าของหัวฉีด ความดันในห้องเผาไหม้ อัตราการปล่อยความร้อน การปล่อยความร้อนสุทธิ สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้และช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

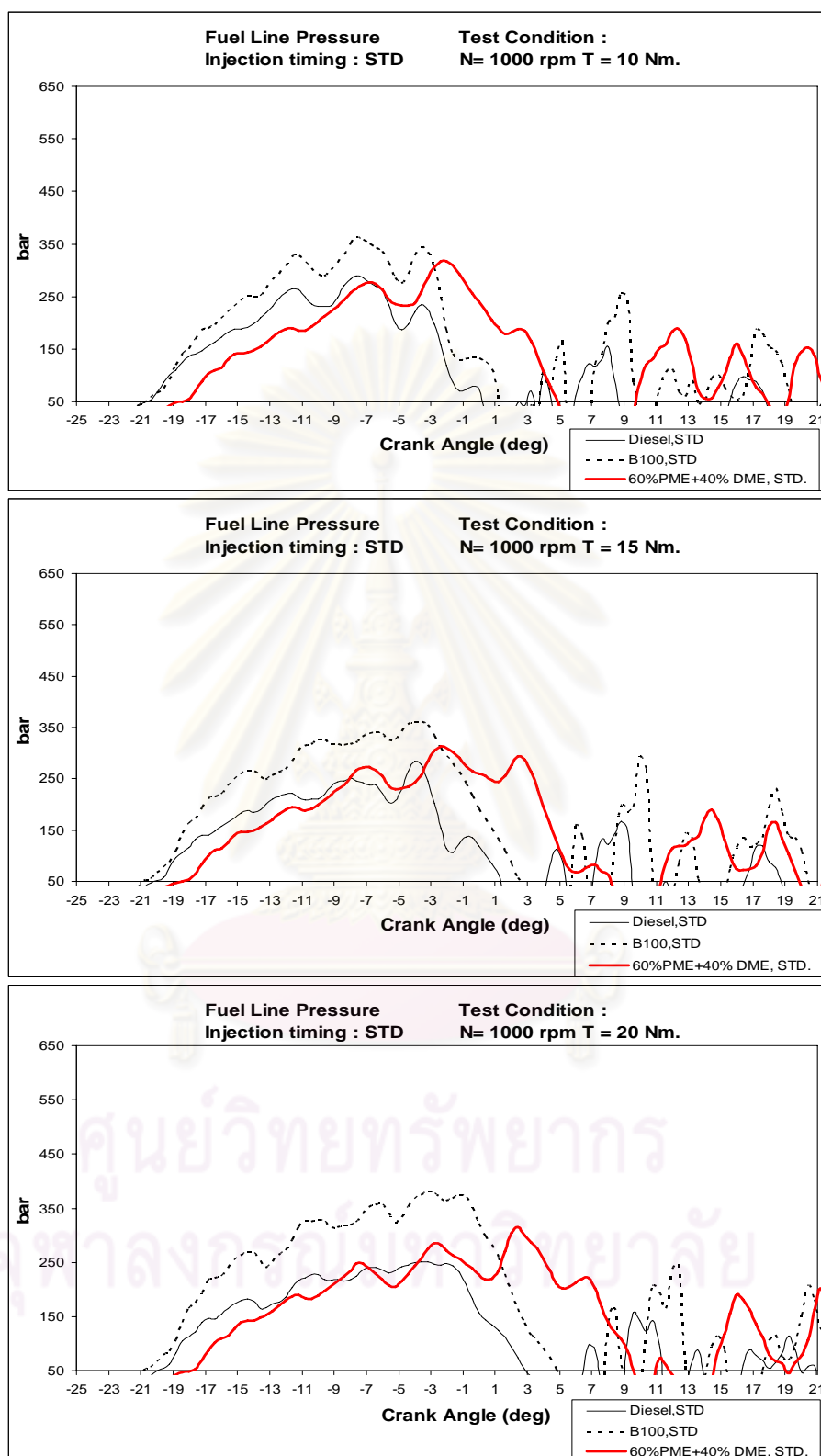
6.2.1 ผลการทดสอบและวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

แสดงผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD (20 CA BTDC) ของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล, เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซล (PME 100%) และเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME เพื่อศึกษาเปรียบเทียบผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด ผลการทดสอบที่แสดงในส่วนนี้คือ ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าของหัวฉีด ความดันในห้องเผาไหม้ อัตราการปล่อยความร้อน การปล่อยความร้อนสุทธิ สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้และช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

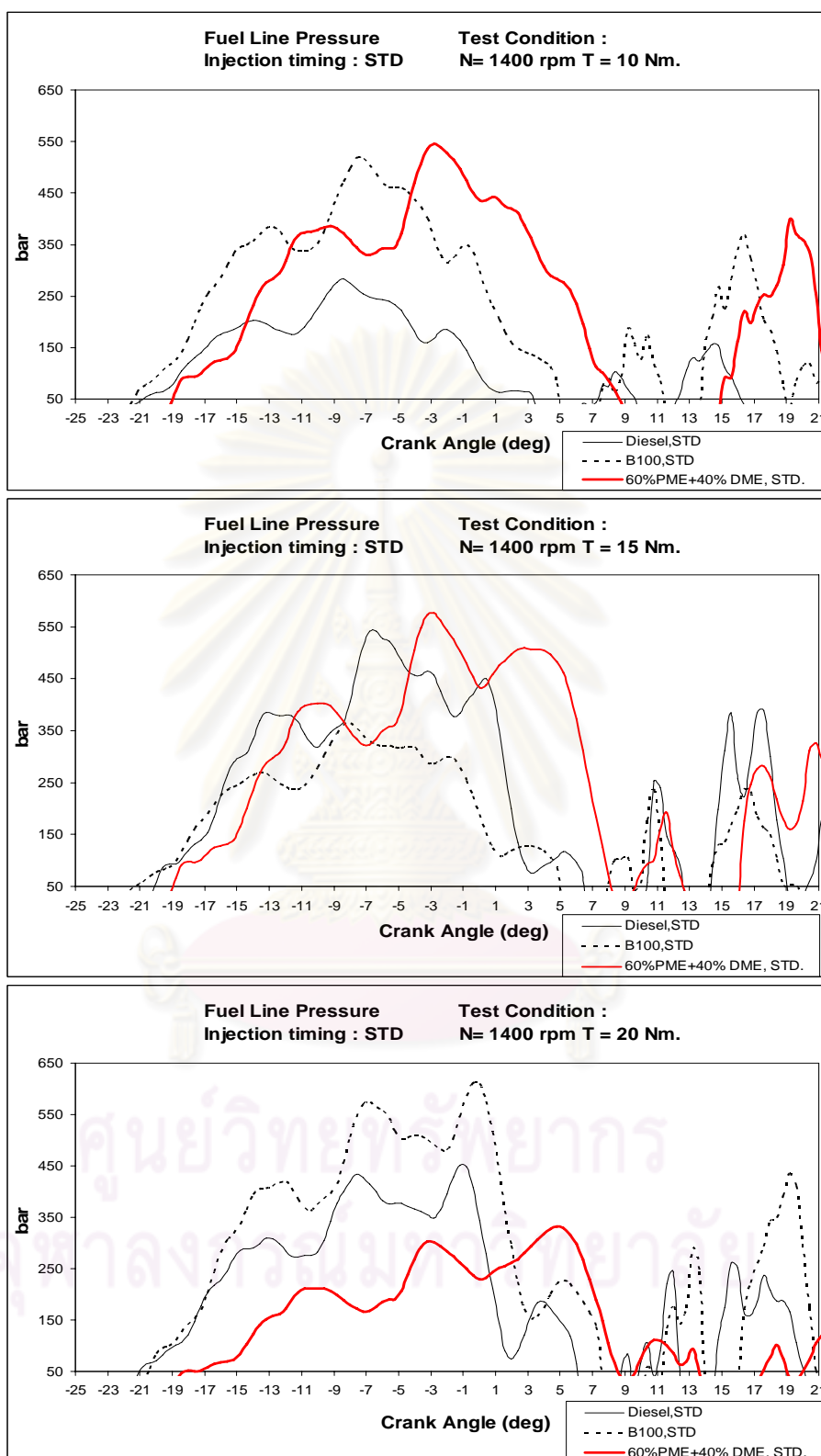
6.2.1.1 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

เมื่อเชื้อเพลิงถูกบีบเชื้อเพลิงอัดตัวจะทำให้ความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงก่อนทางเข้าหัวฉีดมีความดันเพิ่มมากขึ้นอย่างต่อเนื่อง จนกระทั่งมีความดันมากเกินกว่าค่าความดันยกเข็มหัวฉีด (Opening Pressure) ของหัวฉีด (ค่าความดันยกเข็มหัวฉีดของหัวฉีดที่ใช้คือ 140 บาร์) เข็มหัวฉีดจะเริ่มยกตัวในขณะที่ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดจะมีอัตราการเพิ่มขึ้นของค่าความชัน (Slope of Fuel Line Pressure) มีค่าไม่เปลี่ยนแปลงความชันมากนัก จากนั้นความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงจะมีอัตราการเพิ่มขึ้นของค่าความชันเพิ่มสูงขึ้นอีกครั้งเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจะไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ตลอดที่ความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงมากกว่าความดันในห้องเผาไหม้ และสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง (End of injection) เมื่อความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเริ่มลดลงจนไม่สามารถเอาชนะแรงดันสปริงที่กดเข็มหัวฉีดได้

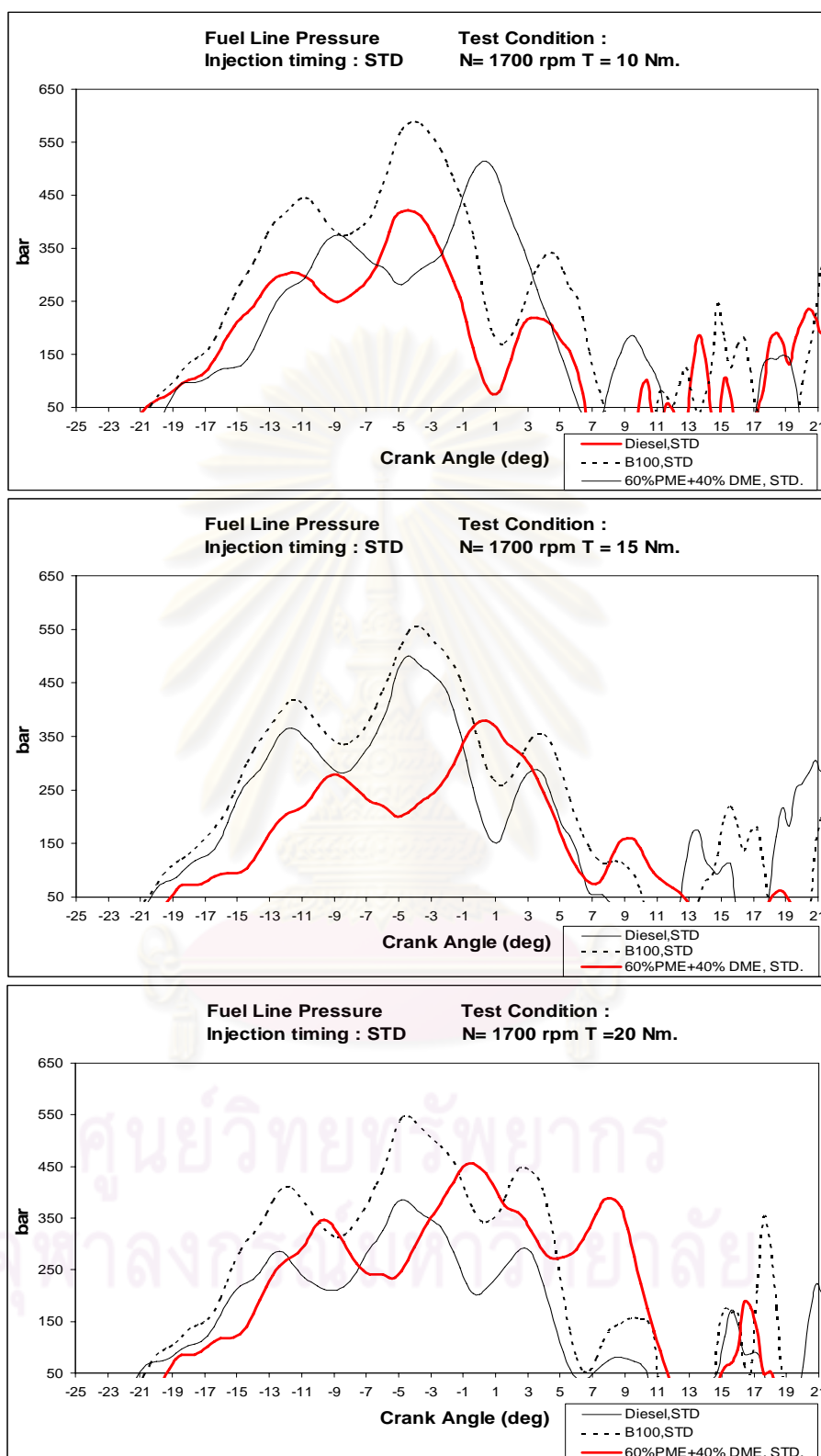
รูปที่ 6-23 ถึงรูปที่ 6-26 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน ของการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



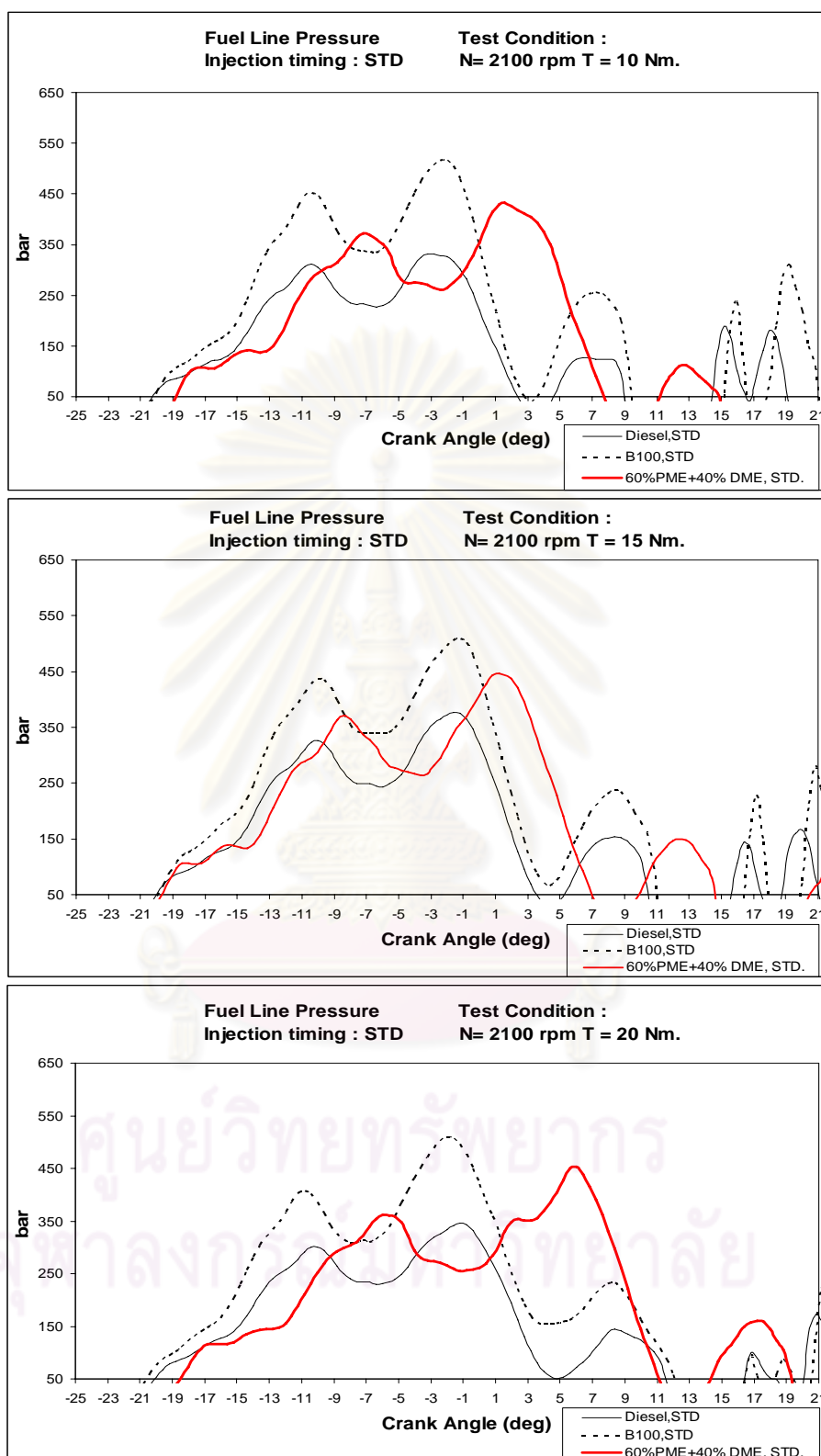
รูปที่ 6-23 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-24 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-25 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-26 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

โดยผลจากการทดสอบใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิดพบว่า การใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีแนวโน้มการสร้างแรงดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดทำได้ง่าย เนื่องจากความสามารถในการอัดตัวได้ (Compressibility) ที่มีค่าต่ำและมีความหนืดสูง ทำให้การกดลูกสูบอัดน้ำมันภายในตัวเรือนปั๊ม (Plunger) เมื่อออกแรงกดอัดตัวมวลของเชื้อเพลิงเพียงเล็กน้อยจะให้ค่าแรงดันในท่อส่งเชื้อเพลิงที่เพิ่มสูงขึ้นและเป็นสาเหตุให้จุดการเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นล่วงหน้ากว่าการใช้น้ำมันดีเซลและ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-23 ถึงรูปที่ 6-26 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่สภาวะภาระบางส่วน พบว่า การใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีแนวโน้มจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน โดยที่การใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME ที่มีค่า compressibility สูงสุดเป็นเชื้อเพลิง จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้าที่สุด

จากรูปที่ 6-23 ถึงรูปที่ 6-26 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-15

ตารางที่ 6-15 จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระบางส่วน
เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

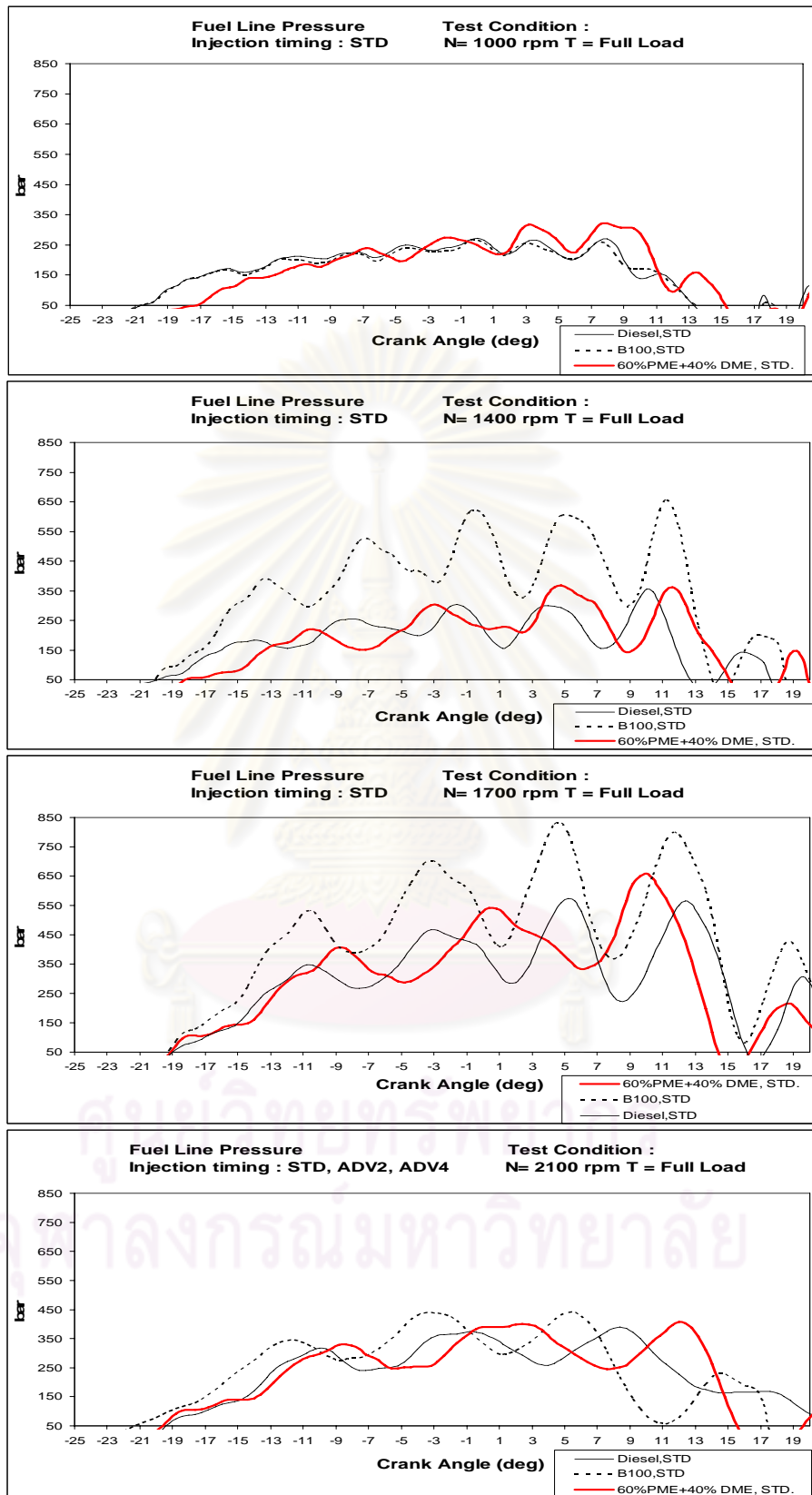
Speed	Torque	Cam Shaft	SOI (CA)			EOI (CA)		
			Diesel	B100	40% DME	Diesel	B100	40% DME
rpm	Nm	Setting						
1000	10	STD.	-17.6	-18.4	-15.2	-2.0	-1.2	3.6
	15		-17.2	-18.4	-15.2	-2.0	1.2	4.8
	20		-17.2	-18.4	-14.8	0.8	2.8	8.0
1400	10	STD.	-17.2	-18.4	-15.2	-0.4	3.2	7.2
	15		-17.2	-18.0	-15.2	2.4	0.8	7.6
	20		-16.4	-18.0	-13.6	0.8	7.2	8.0
1700	10	STD.	-16.4	-17.6	-14.4	0.0	7.2	5.2
	15		-16.4	-17.6	-13.6	6.0	7.2	5.6
	20		-16.4	-17.6	-14.4	4.8	10.8	10.8
2100	10	STD.	-15.2	-17.2	-13.2	1.2	2.0	6.8
	15		-15.2	-17.2	-14.0	2.4	3.2	6.0
	20		-15.2	-17.2	-14.0	2.8	10.8	10.4

จากตารางที่ 6-15 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาวะบางส่วน จากการทดสอบใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด พบว่า การใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ากว่าการใช้เชื้อเพลิงอื่นๆ ในทุกความเร็วรอบและจากการทดสอบใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME พบว่ามีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุดในทุกความเร็วรอบ เนื่องจากคุณสมบัติการอัดตัวได้ที่สูง (Compressibility) ของเชื้อเพลิง DME และในกรณีพิจารณาที่ภาวะของเครื่องยนต์คงที่พบว่าแนวโน้มจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงจะมีค่าเข้าใกล้จุดศูนย์ตายบนตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า เมื่อมีการเพิ่มขึ้นของภาวะไม่ทำให้จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเปลี่ยนแปลงแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ

รูปที่ 6-27 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาวะสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-27 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

จากรูปที่ 6-27 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด พบว่า การใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีแนวโน้มจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน โดยที่การใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้าที่สุด

จากรูปที่ 6-27 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-16

ตารางที่ 6-16 จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	Torque	Cam Shaft Setting	Fuel	SOI	EOI
rpm	Nm			(CA)	(CA)
1000	37.11	STD.	Diesel	-17.2	10.0
	36.45		B100	-17.2	11.6
	29.22		40% DME	-14.0	11.6
1400	40.72	STD.	Diesel	-16.4	12.0
	39.56		B100	-17.6	13.6
	31.35		40% DME	-13.6	14.4
1700	40.87	STD.	Diesel	-15.2	15.6
	39.74		B100	-17.2	15.6
	31.35		40% DME	-15.6	14.0
2100	38.94	STD.	Diesel	-14.8	18.8
	37.04		B100	-17.2	17.2
	31.64		40% DME	-15.2	15.2

จากตารางที่ 6-16 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระสูงสุด จากการทดสอบใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด พบว่า การใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ากว่าการใช้เชื้อเพลิงอื่นๆ ในทุกความเร็วรอบและจากการทดสอบใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME พบว่ามีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุดในทุกความเร็วรอบ เนื่องจากคุณสมบัติการอัดตัวได้ที่สูง (Compressibility) ของเชื้อเพลิง DME

จากจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง (SOI) และจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง (EOI) เราจะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระบางส่วนและที่สภาวะภาระสูงสุด ดังที่แสดงในตารางที่ 6-17 ถึงตารางที่ 6-18

ตารางที่ 6-17 ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	Torque	Cam Shaft Setting	ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง (CA)		
			Diesel	B100	40% DME
1000	10	STD.	19.6	19.6	18.8
	15		19.2	19.6	20.0
	20		18.0	21.2	22.8
1400	10	STD.	17.6	21.6	22.4
	15		19.6	18.8	22.8
	20		17.2	25.2	21.6
1700	10	STD.	16.4	24.8	19.6
	15		22.4	24.8	19.2
	20		21.2	28.4	25.2
2100	10	STD.	16.4	19.2	20.0
	15		17.6	20.4	20.0
	20		18.0	28.0	24.4

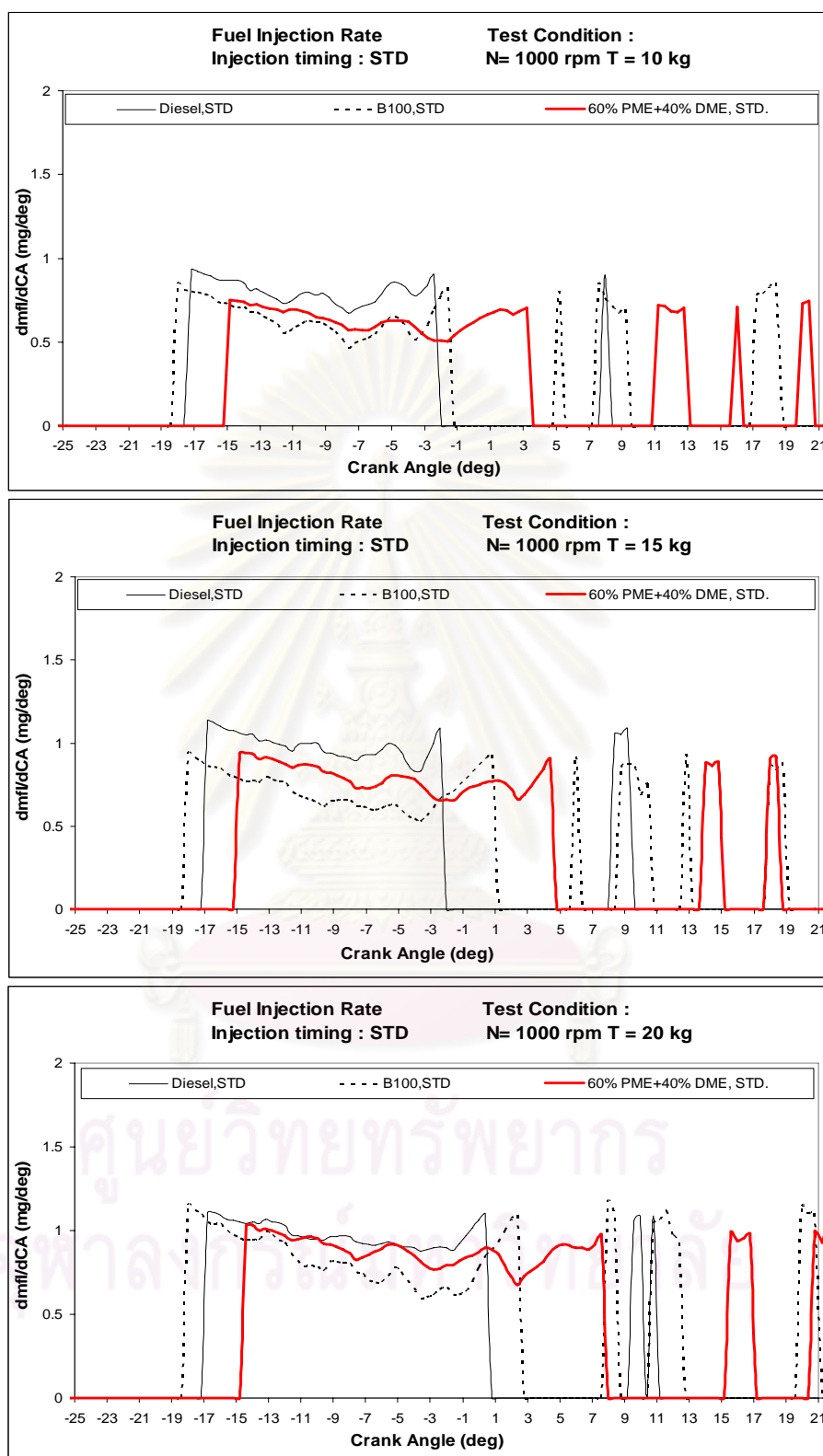
จากตารางที่ 6-17 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ โดยภาพรวมพบว่า การเพิ่มขึ้นของภาระจะทำให้มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่ยาวนานขึ้น เนื่องจากการเพิ่มของภาระนั้นต้องการกำลังที่มากขึ้น

ตารางที่ 6-18 ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

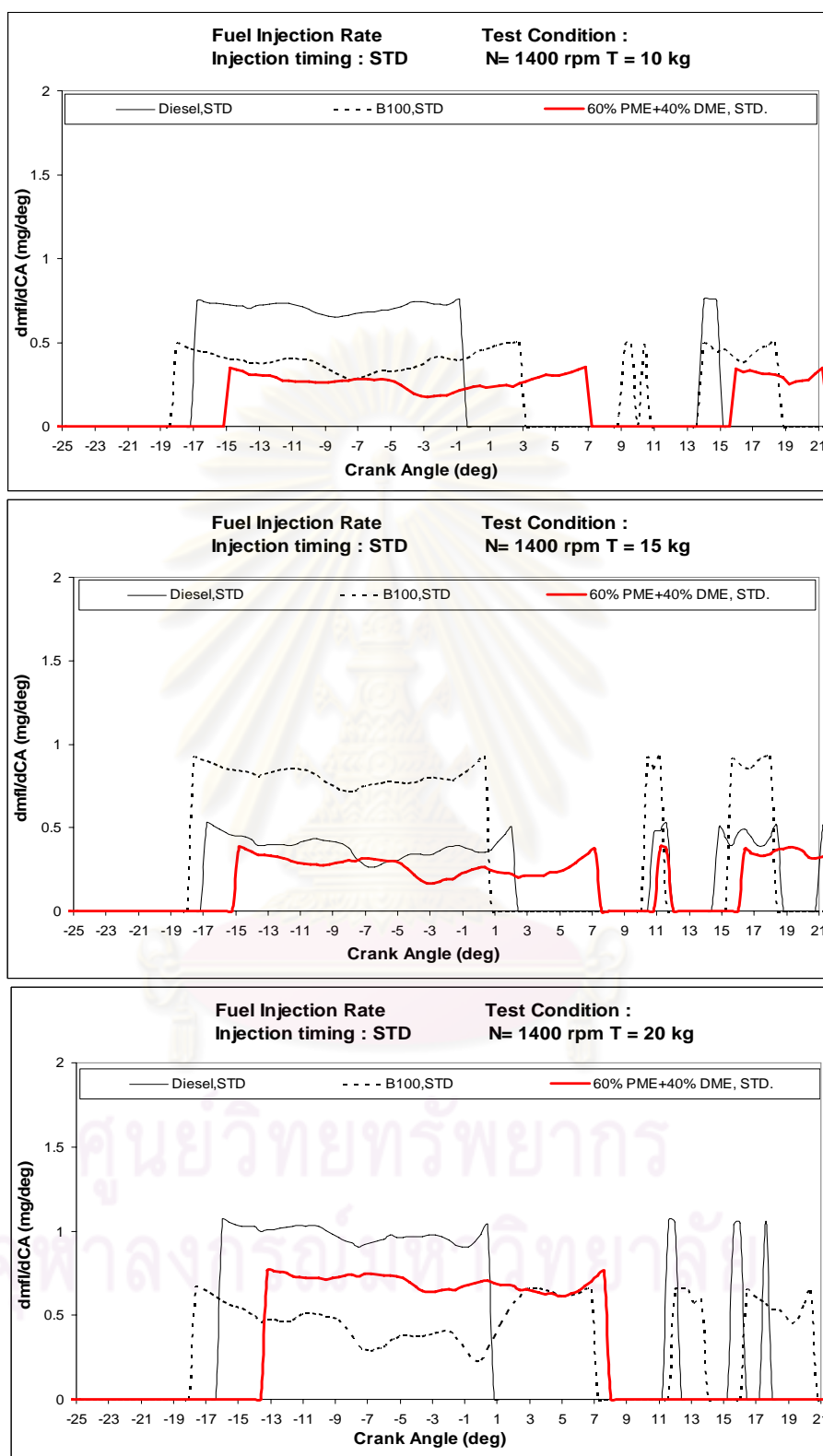
Speed	Torque	Cam Shaft Setting	Fuel	ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง (CA)
rpm	Nm			(CA)
1000	37.11	STD.	Diesel	27.2
	36.45		B100	28.8
	29.22		40% DME	25.6
1400	40.72	STD.	Diesel	28.4
	39.56		B100	31.2
	31.35		40% DME	28.0
1700	40.87	STD.	Diesel	30.8
	39.74		B100	32.8
	31.35		40% DME	29.6
2100	38.94	STD.	Diesel	30.0
	37.04		B100	36.0
	31.64		40% DME	30.4

จากตารางที่ 6-18 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่า การใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่ยาวนานขึ้น และเมื่อพิจารณาจากการปรับความเร็วรอบเพิ่มสูงขึ้น โดยภาพรวมจากการทดสอบทุกเชื้อเพลิง พบว่าการเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบเครื่องยนต์ จะทำให้มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่ยาวนานขึ้น เนื่องจากมีแรงเสียดทานในระบบที่เพิ่มสูงขึ้น

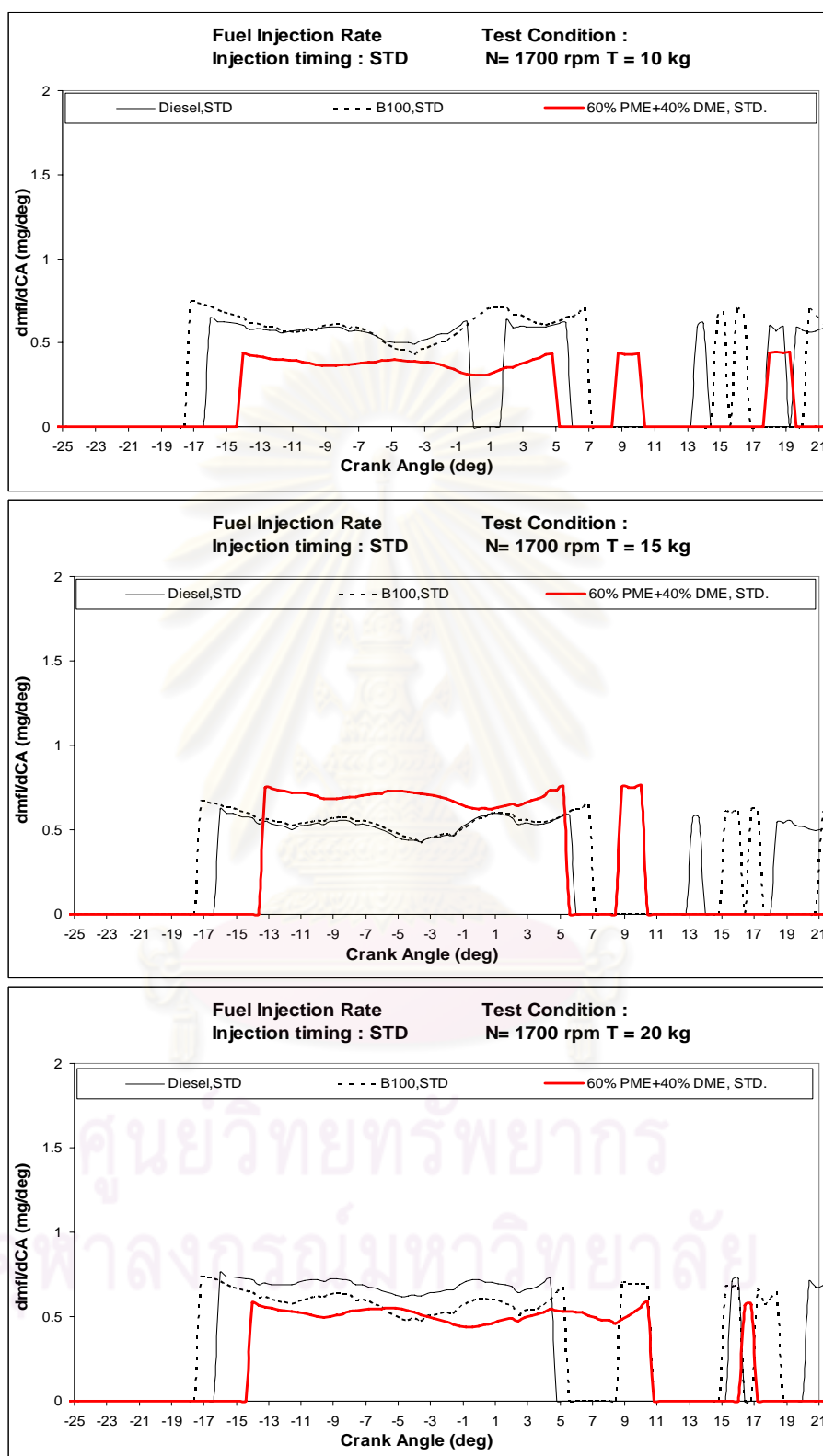
จากรูปที่ 6-23 ถึงรูปที่ 6-27 สามารถคำนวณหาอัตราการฉีดเชื้อเพลิงได้จากสมการที่ 3-11 ในบทที่ 3 ดังแสดงในรูปที่ 6-28 ถึงรูปที่ 6-32



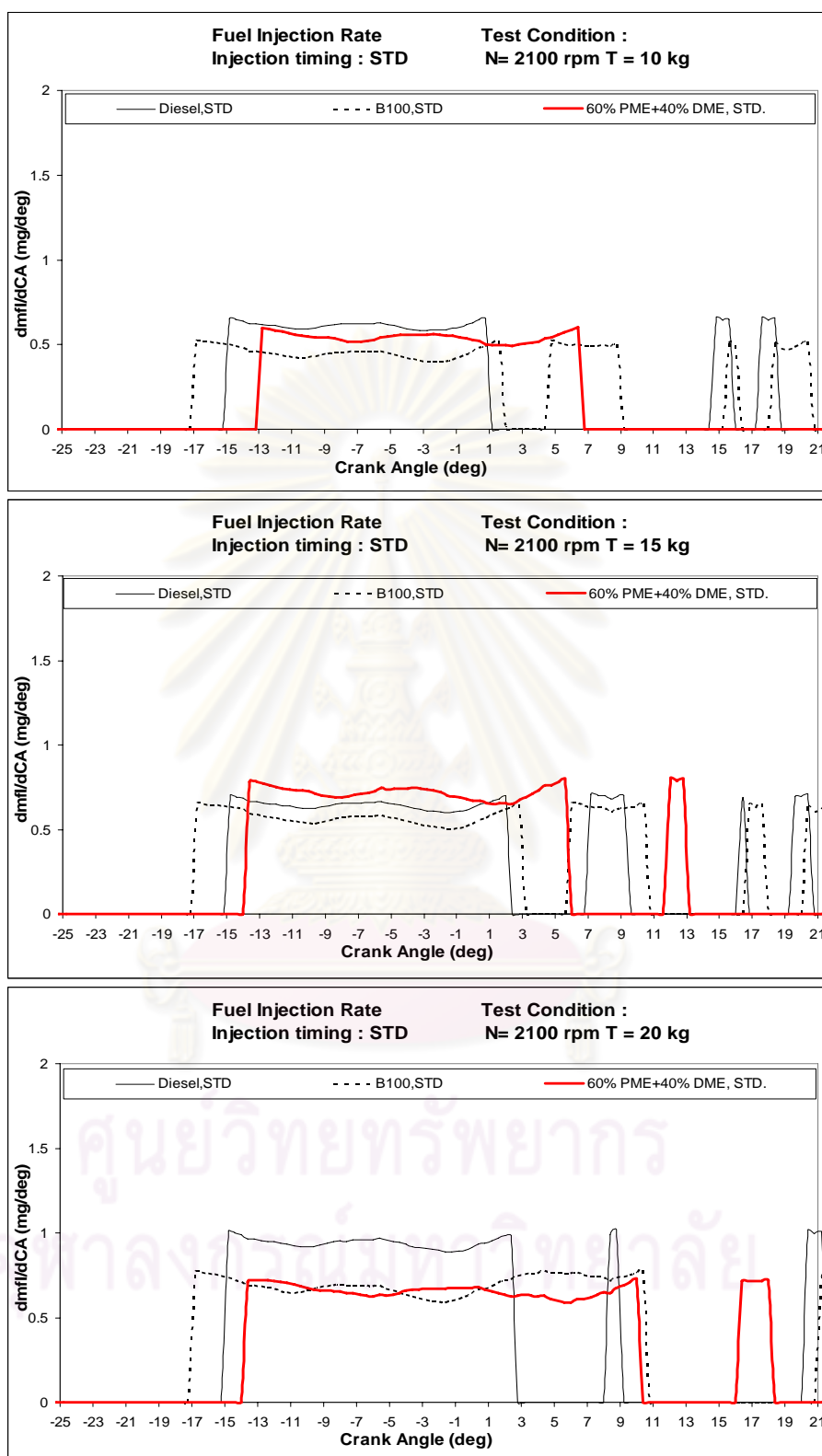
รูปที่ 6-28 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการฉีดเชื้อเพลิงกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



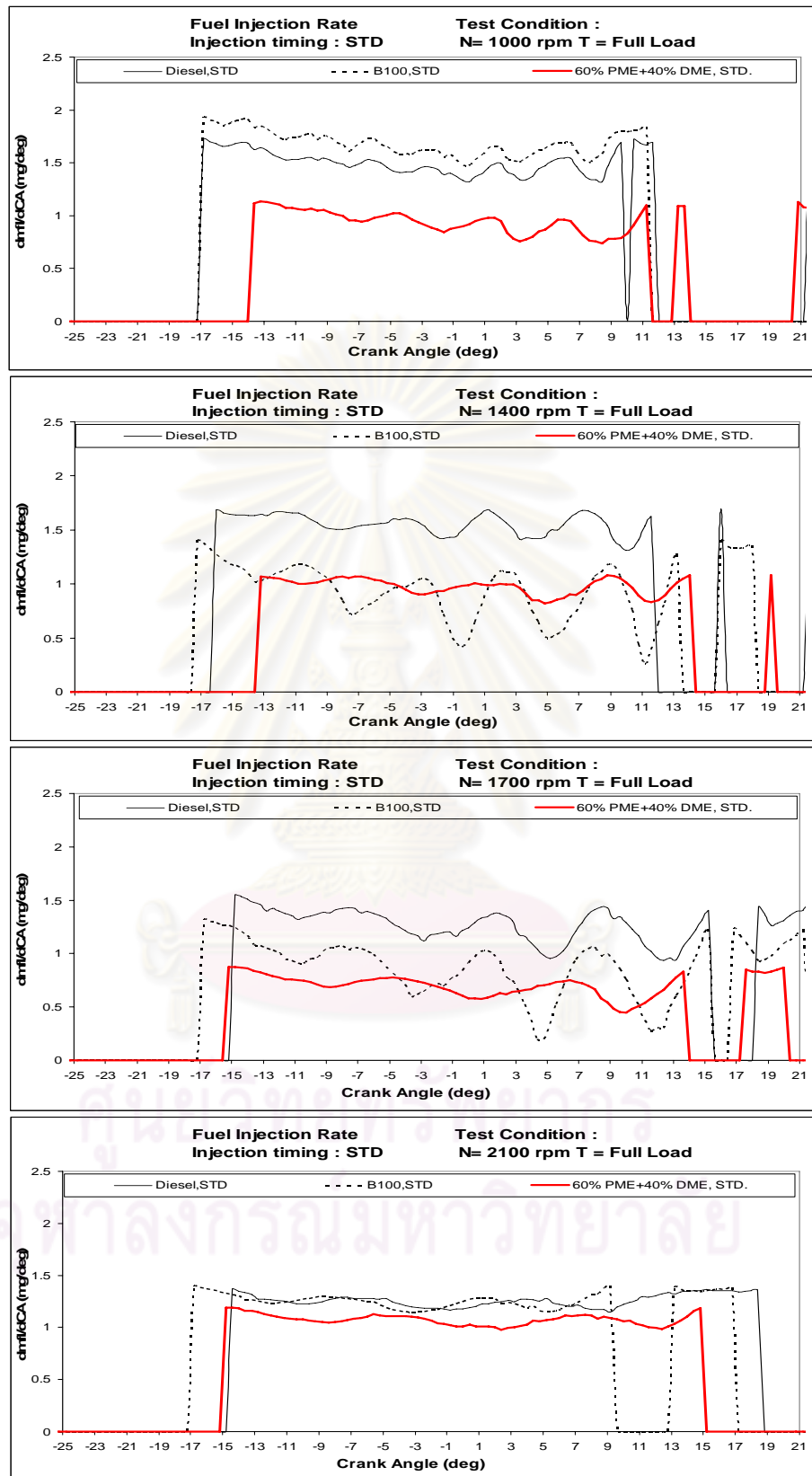
รูปที่ 6-29 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการฉีดเชื้อเพลิงกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-30 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการฉีดเชื้อเพลิงกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-31 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการฉีดเชื้อเพลิงกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-32 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการฉีดเชื้อเพลิงกับความเร็วยอนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

รูปที่ 6-28 ถึงรูปที่ 6-32 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงหากพิจารณาที่สภาวะภาวะบางส่วน พบว่าการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน โดยที่การใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุดและจากการทดสอบทุกเชื้อเพลิงที่สภาวะภาวะบางส่วน พบว่าอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของดีเซล และปาล์มไบโอดีเซล มีค่าสูงสุดไม่เกิน 1.5 mg/CA และที่สภาวะภาวะสูงสุดมีค่าอัตราการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าสูงสุดไม่เกิน 2 mg/CA ส่วนการใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME พบว่าที่สภาวะภาวะบางส่วนมีค่าสูงสุดไม่เกิน 0.75 mg/CA และที่สภาวะภาวะสูงสุดมีค่าไม่เกิน 1.25 mg/CA

ค่าปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร หาได้จากพื้นที่ใต้กราฟอัตราการฉีดเชื้อเพลิง รูปที่ 6-28 ถึงรูปที่ 6-32 โดยคำนวณตั้งแต่ช่วงองศาเพลลาข้อเหวี่ยงจากจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงไปจนถึงจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง

ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร จากการทดสอบใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลลาถูกเบี่ยงมาตรฐาน ที่สภาวะภาวะบางส่วน ได้แสดงไว้ในตารางที่ 6-19

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 6-19 ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระบางส่วน
เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	Torque	Cam Shaft Setting	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร (mg/cycle)		
			Diesel	B100	40% DME
rpm	Nm				
1000	10	STD.	12.57	13.92	14.28
	15		15.82	17.58	18.73
	20		18.49	21.74	24.04
1400	10	STD.	12.57	14.57	15.69
	15		15.17	18.54	19.17
	20		18.61	22.41	24.06
1700	10	STD.	12.72	14.60	16.87
	15		16.21	18.01	20.48
	20		18.74	21.74	25.14
2100	10	STD.	13.75	15.92	18.41
	15		16.81	18.99	21.98
	20		19.47	24.54	26.08

จากตารางที่ 6-19 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระบางส่วนเมื่อทำการทดสอบที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าเมื่อป้อนภาระให้กับระบบเพิ่มมากขึ้นจะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่เพิ่มสูงขึ้นและมีแนวโน้มสอดคล้องกันกับความต้องการพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงที่ต้องป้อนเข้าสู่ระบบ ซึ่งที่จุดทดสอบเดียวกัน การเลือกใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีความต้องการปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่น้อยที่สุดและการใช้ DME-PME ที่สัดส่วนโดยมวล 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีความต้องการปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่สูงที่สุด และเมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระสูงสุดยังพบแนวโน้มเช่นเดียวกันคือการเลือกใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีความต้องการปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่น้อยที่สุดและการใช้ DME-PME ที่สัดส่วนโดยมวล 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีความต้องการปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่สูงที่สุด

เนื่องจากปริมาณความร้อนเชื้อเพลิงต่อหนึ่งหน่วยมวลและความหนาแน่นของเชื้อเพลิงของน้ำมันดีเซลมีค่ามากที่สุด

ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร จากการทดสอบใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน ที่สภาวะภาระสูงสุด ได้แสดงไว้ในตารางที่ 6-20

ตารางที่ 6-20 ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

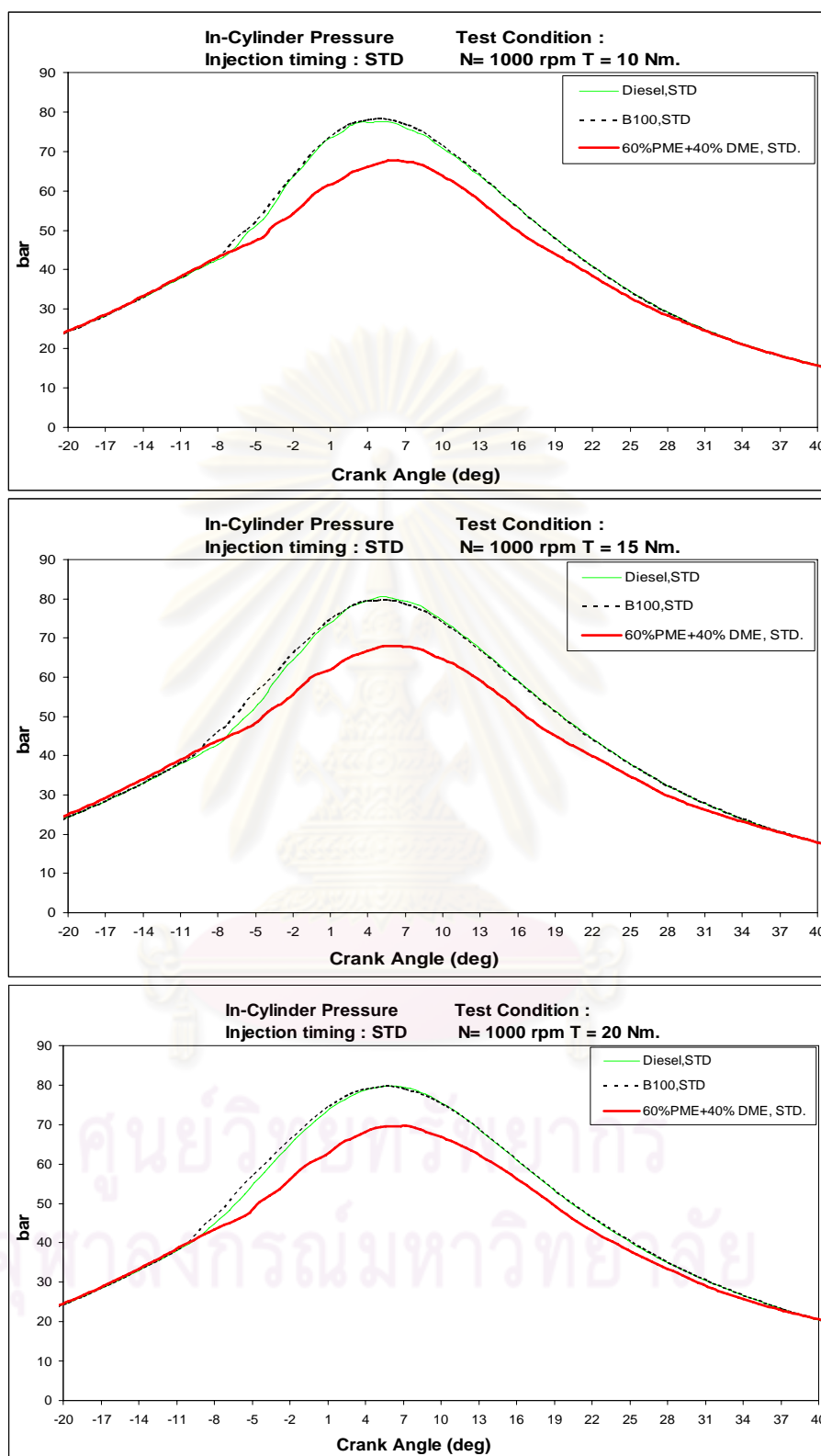
Speed	Torque	Cam Shaft Setting	Fuel	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร
rpm	Nm			(mg/cycle)
1000	37.11	STD.	Diesel	43.46
	36.45		B100	47.87
	29.22		40% DME	31.19
1400	40.72	STD.	Diesel	45.57
	39.56		B100	45.60
	31.35		40% DME	33.56
1700	40.87	STD.	Diesel	46.22
	39.74		B100	47.49
	31.35		40% DME	36.28
2100	38.94	STD.	Diesel	47.83
	37.04		B100	45.07
	31.64		40% DME	38.76

จากตารางที่ 6-20 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่าการทดสอบใช้เชื้อเพลิง DME-PME ในสัดส่วน 40% DME จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรมีค่าต่ำที่สุดซึ่งสอดคล้องกันกับค่าแรงบิดเบรกสูงสุดและค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง เนื่องจากการใช้เชื้อเพลิง DME-PME ในสัดส่วน 40% DME จะมีค่าแรงบิดเบรกสูงสุดต่ำที่สุดและมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่มีค่าสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์

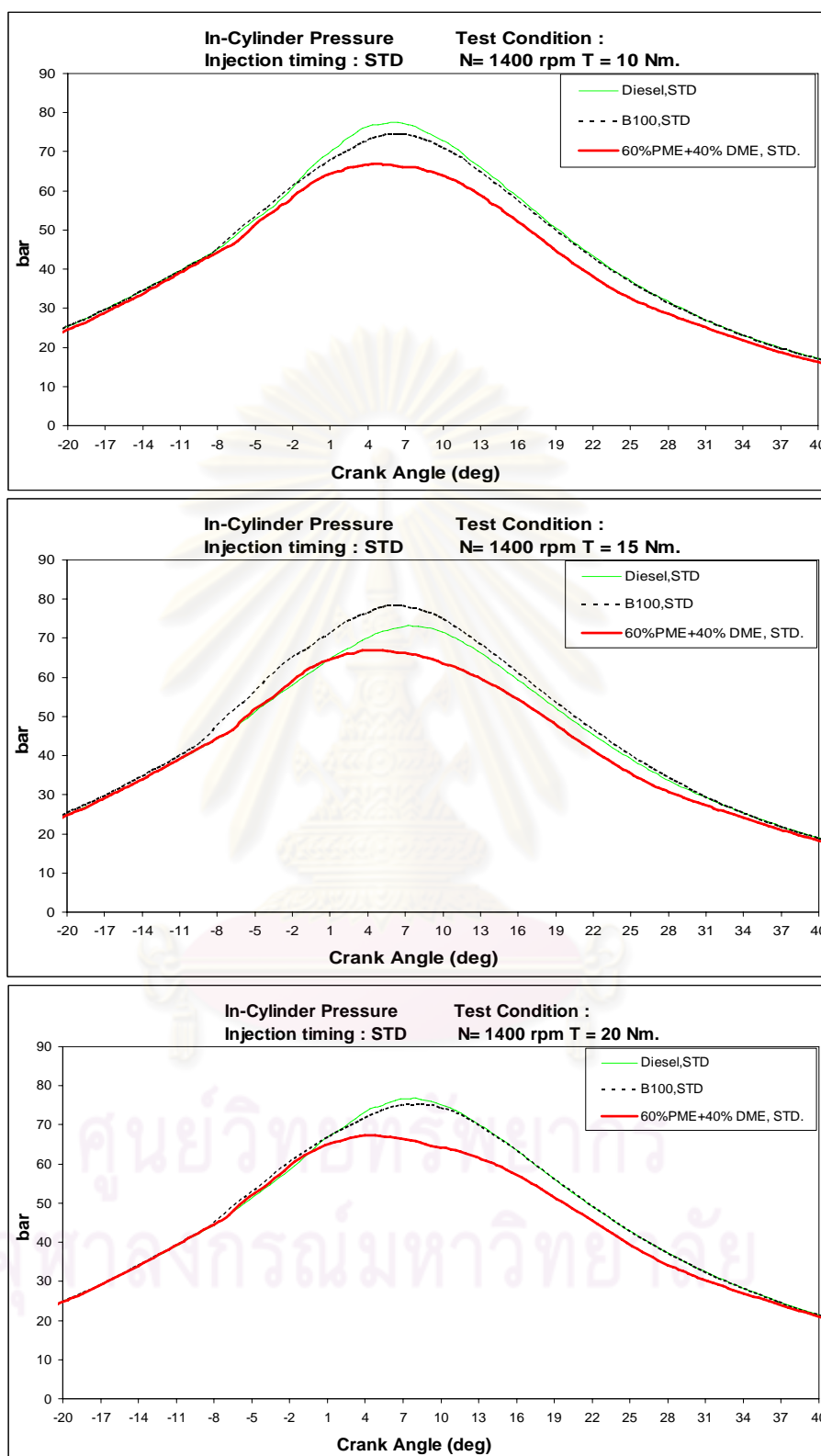
6.2.1.2 ความดันในห้องเผาไหม้

รูปที่ 6-33 ถึงรูปที่ 6-36 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ที่สภาวะภาระบางส่วนและที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน ของการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อพิจารณาโดยรวม พบว่าจากการใช้น้ำมันดีเซล, ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของค่าความดันในห้องเผาไหม้ใกล้เคียงกัน ส่วนการใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าความดันในห้องเผาไหม้ต่ำที่สุด ในทุกความเร็วรอบและทุกภาระการทดสอบ

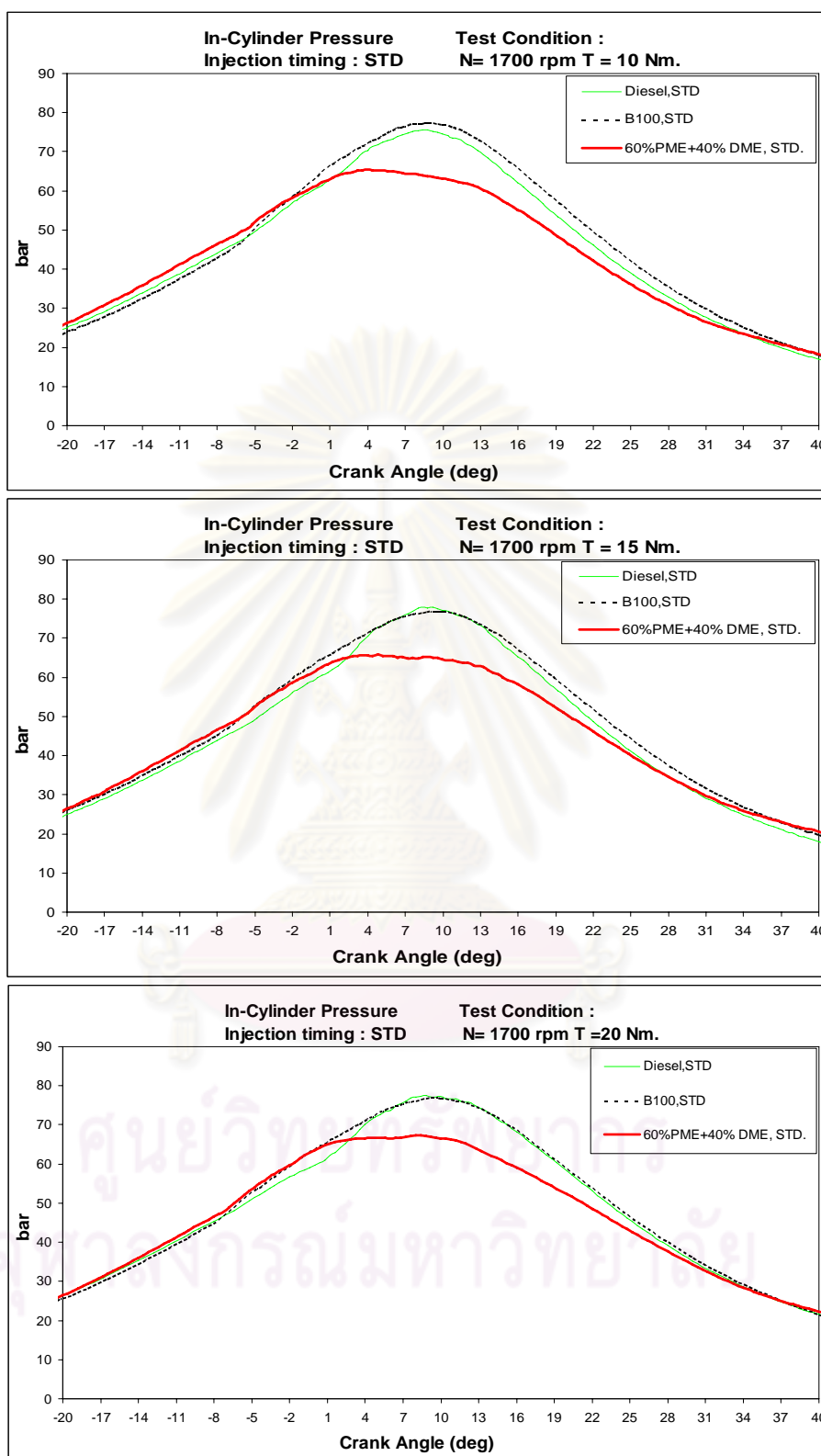
รูปที่ 6-33 ถึงรูปที่ 6-36 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่สภาวะภาระบางส่วน และรูปที่ 6-37 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน ของการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



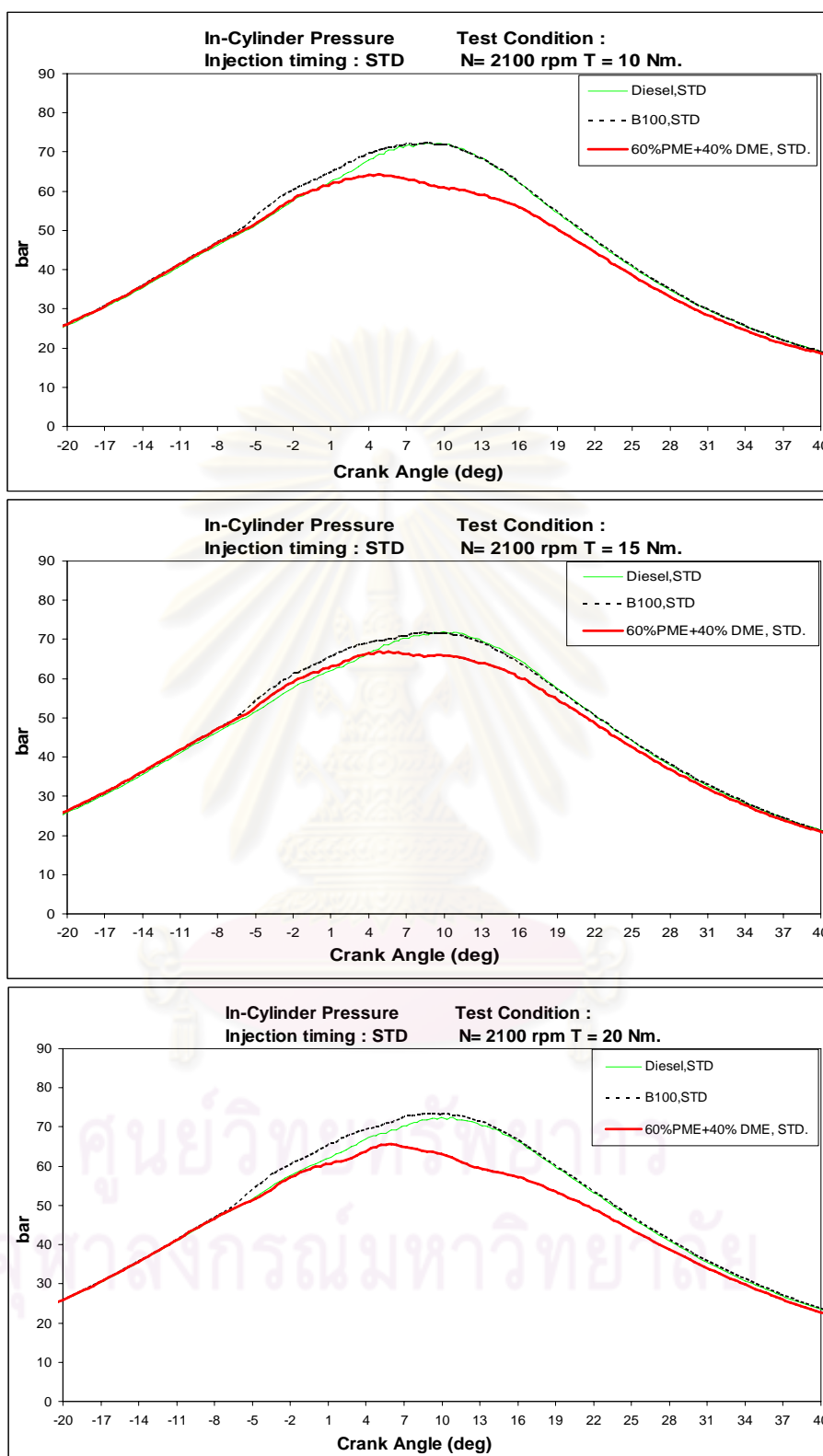
รูปที่ 6-33 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



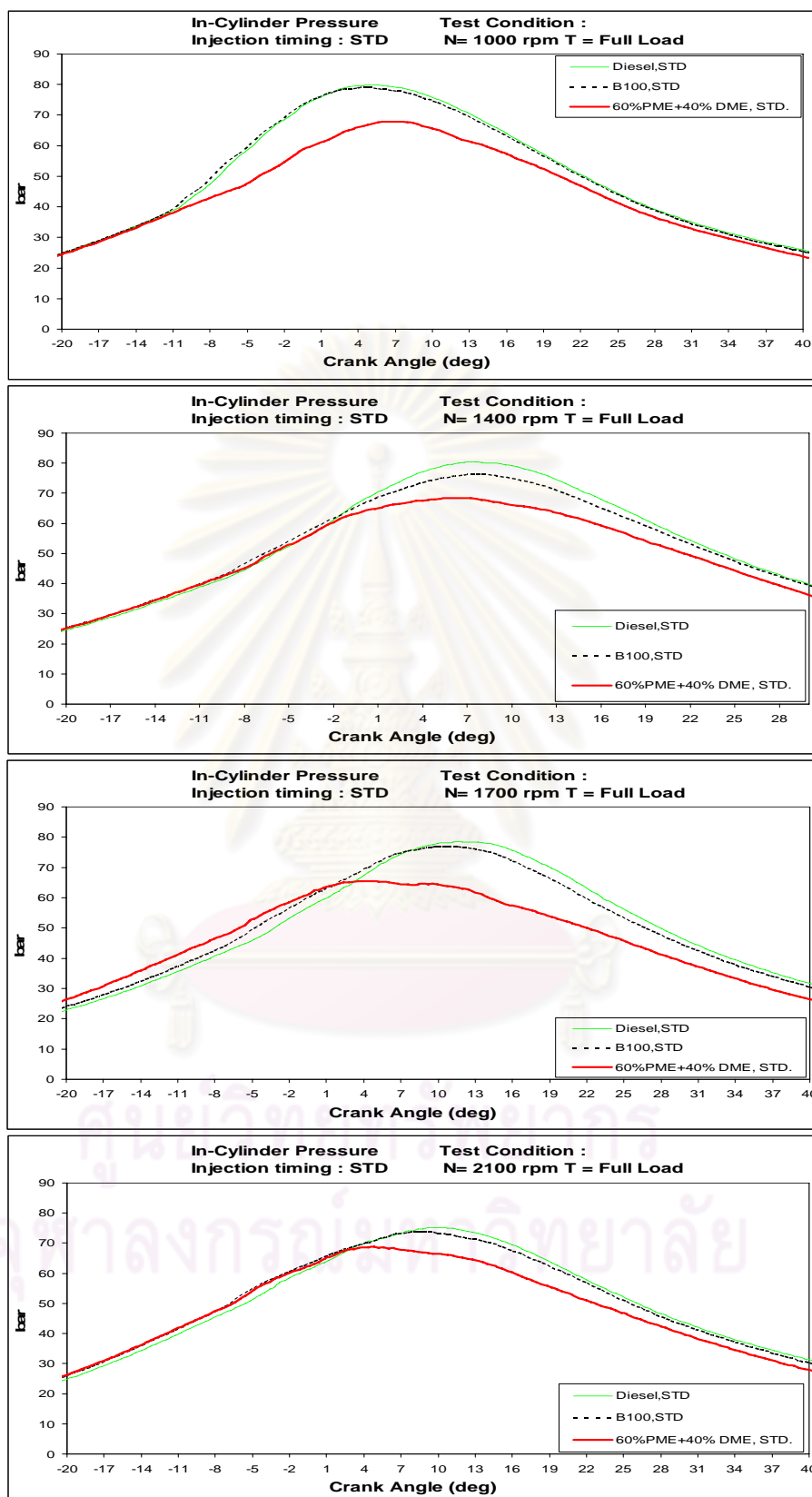
รูปที่ 6-34 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-35 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-36 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-37 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับความเร็วยกเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

จากรูปที่ 6-33 ถึงรูปที่ 6-36 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระบางส่วน พบว่าการใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดมีค่าลดต่ำลง เนื่องจากการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้าและมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้า การปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงส่วนใหญ่เกิดขึ้น หลังจากทีปริมาตรกระบอกสูบเคลื่อนที่ขยายตัวออกห่างจากศูนย์ตายบน สำหรับการใช้น้ำมันดีเซลกับน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง พบว่าค่าความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดมีค่าใกล้เคียงกัน

จากรูปที่ 6-37 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่า การใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดมีค่าลดต่ำลง แต่ตำแหน่งของค่าความดันสูงสุดเกิดขึ้นช้าใกล้บริเวณศูนย์ตายบนของกระบอกสูบมากขึ้น

จากรูปที่ 6-33 ถึงรูปที่ 6-37 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-21 ที่สภาวะภาระบางส่วนและตารางที่ 6-22 ที่สภาวะภาระสูงสุด

ตารางที่ 6-21 ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	Torque	Cam Shaft Setting	ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ (bar)		
			Diesel	B100	40% DME
rpm	Nm				
1000	10	STD.	77.62	78.42	67.75
	15		77.46	74.62	66.87
	20		75.70	77.32	65.41
1400	10	STD.	80.51	79.65	68.02
	15		73.17	78.39	67.00
	20		78.01	76.91	65.79
1700	10	STD.	79.76	79.68	69.65
	15		76.81	75.44	67.38
	20		77.54	76.83	67.30
2100	10	STD.	79.89	78.97	67.85
	15		80.42	76.25	68.46
	20		78.51	77.00	65.58

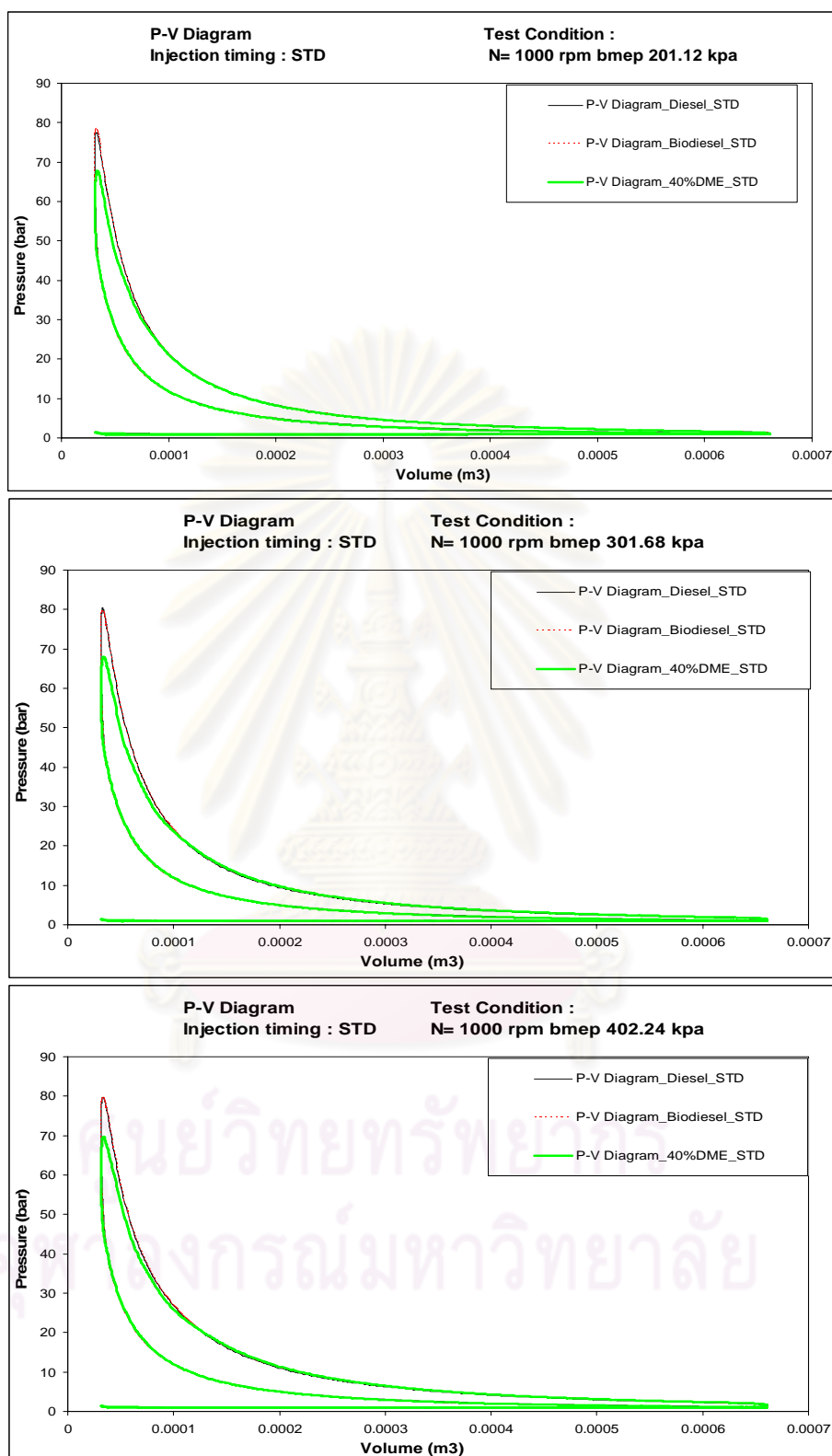
จากตารางที่ 6-21 โดยภาพรวมพบว่า เมื่อ พิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าที่ ภาระเพิ่มสูงขึ้น ไม่ทำให้ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้เปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจน

ตารางที่ 6-22 ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใส่ เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

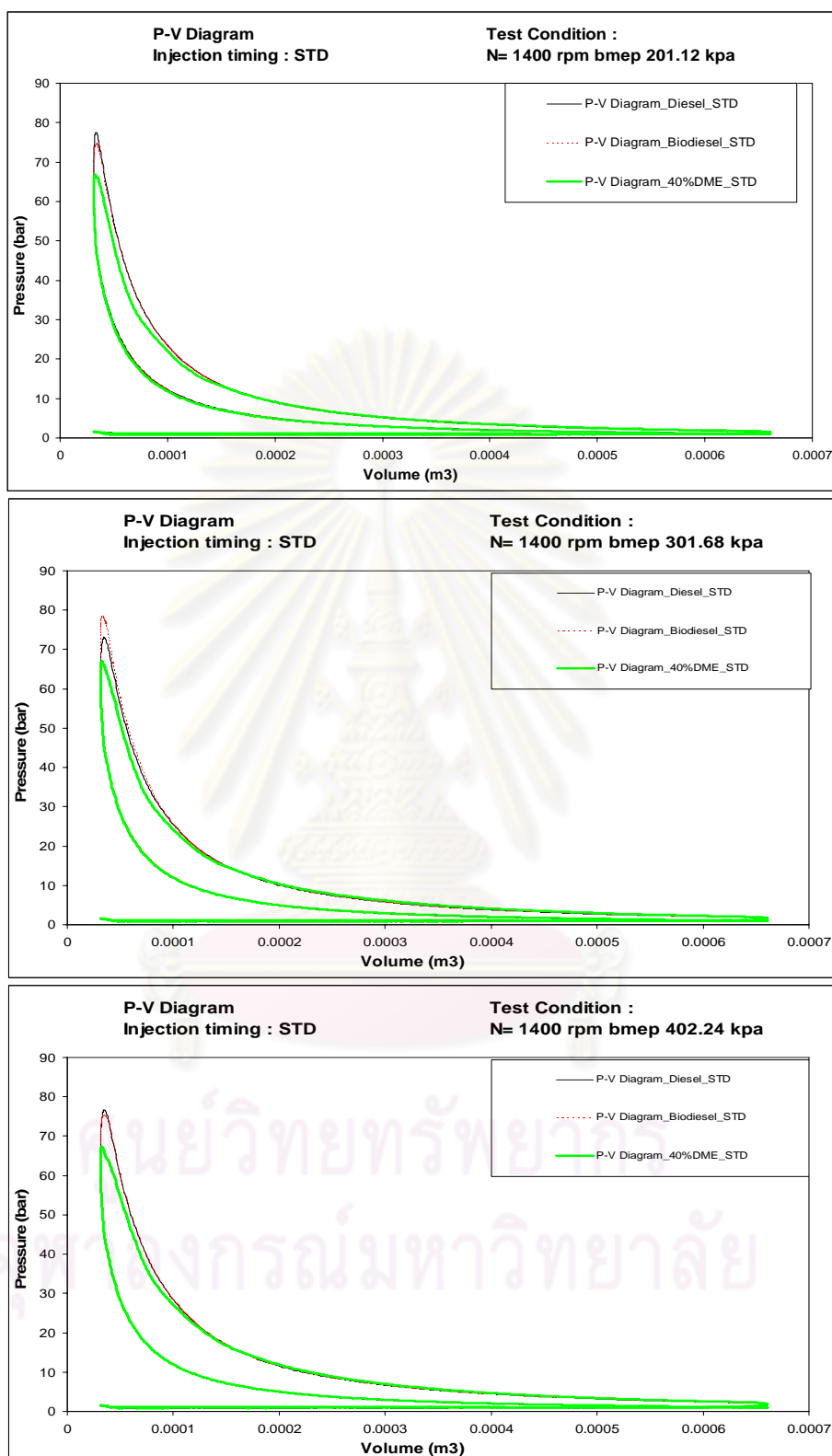
Speed	Torque	Cam Shaft	Fuel	ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้
rpm	Nm	Setting		(bar)
1000	37.11	STD.	Diesel	79.89
	36.45		B100	78.97
	29.22		40% DME	67.85
1400	40.72	STD.	Diesel	80.42
	39.56		B100	76.25
	31.35		40% DME	68.46
1700	40.87	STD.	Diesel	78.51
	39.74		B100	77.00
	31.35		40% DME	65.58
2100	38.94	STD.	Diesel	75.28
	37.04		B100	73.76
	31.64		40% DME	68.75

จากตารางที่ 6-22 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระสูงสุด โดยภาพรวมพบว่า การใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าความดันในห้องเผาไหม้มีค่าสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์ ซึ่งสอดคล้องกันกับผลของค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้ของเครื่องยนต์ เนื่องจากงานที่ได้จากบริเวณพื้นที่ได้กราฟในช่วงการขยายตัวของกระบอกสูบที่มีค่าเพิ่มสูงขึ้น

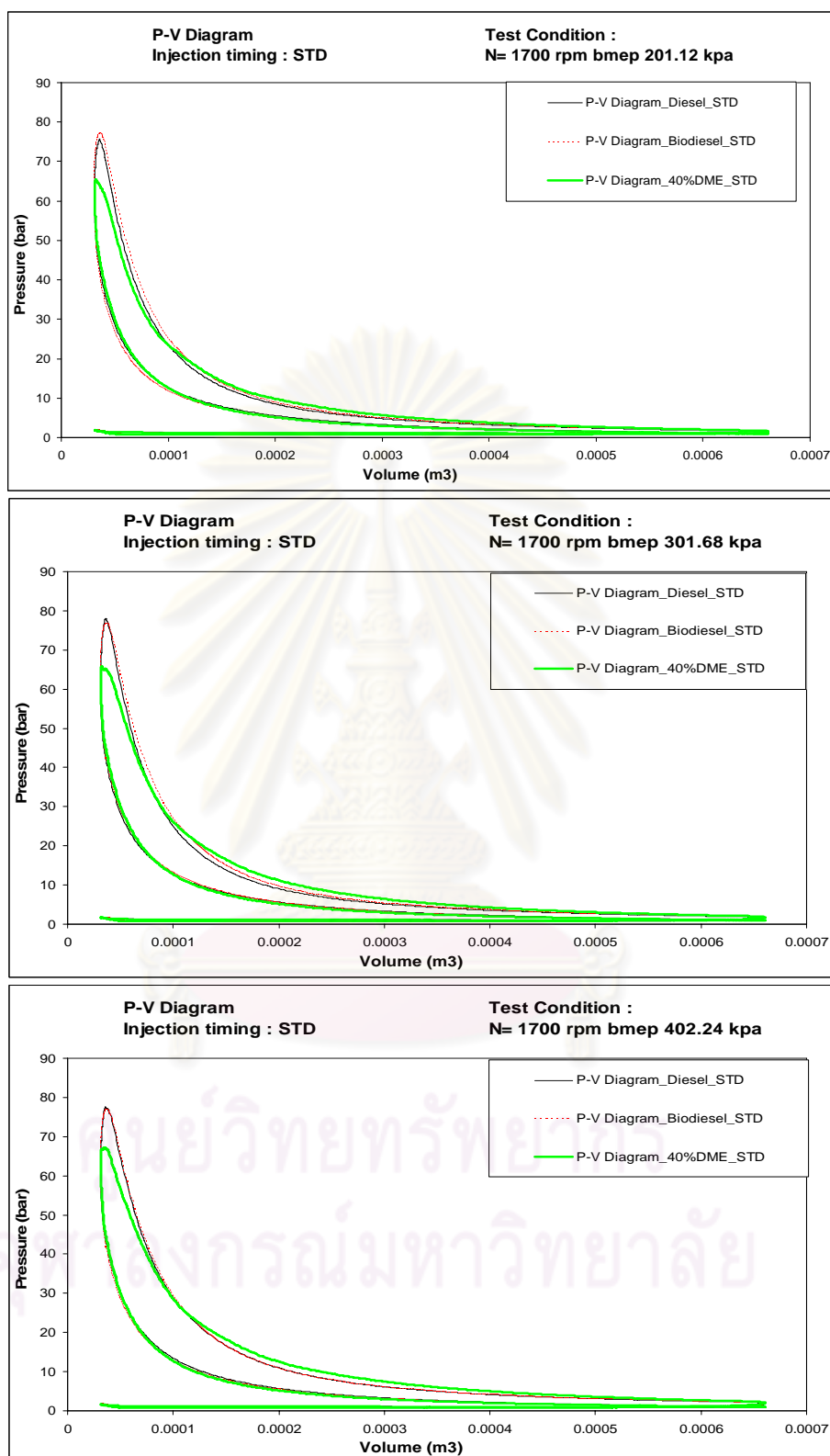
รูปที่ 6-33 ถึงรูปที่ 6-37 สามารถนำมาสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบได้ ซึ่งแสดงภาระของเครื่องยนต์ในรูปของ (break mean effective pressure, bmep) ดังแสดงในรูปที่ 6-38 ถึงรูปที่ 6-42



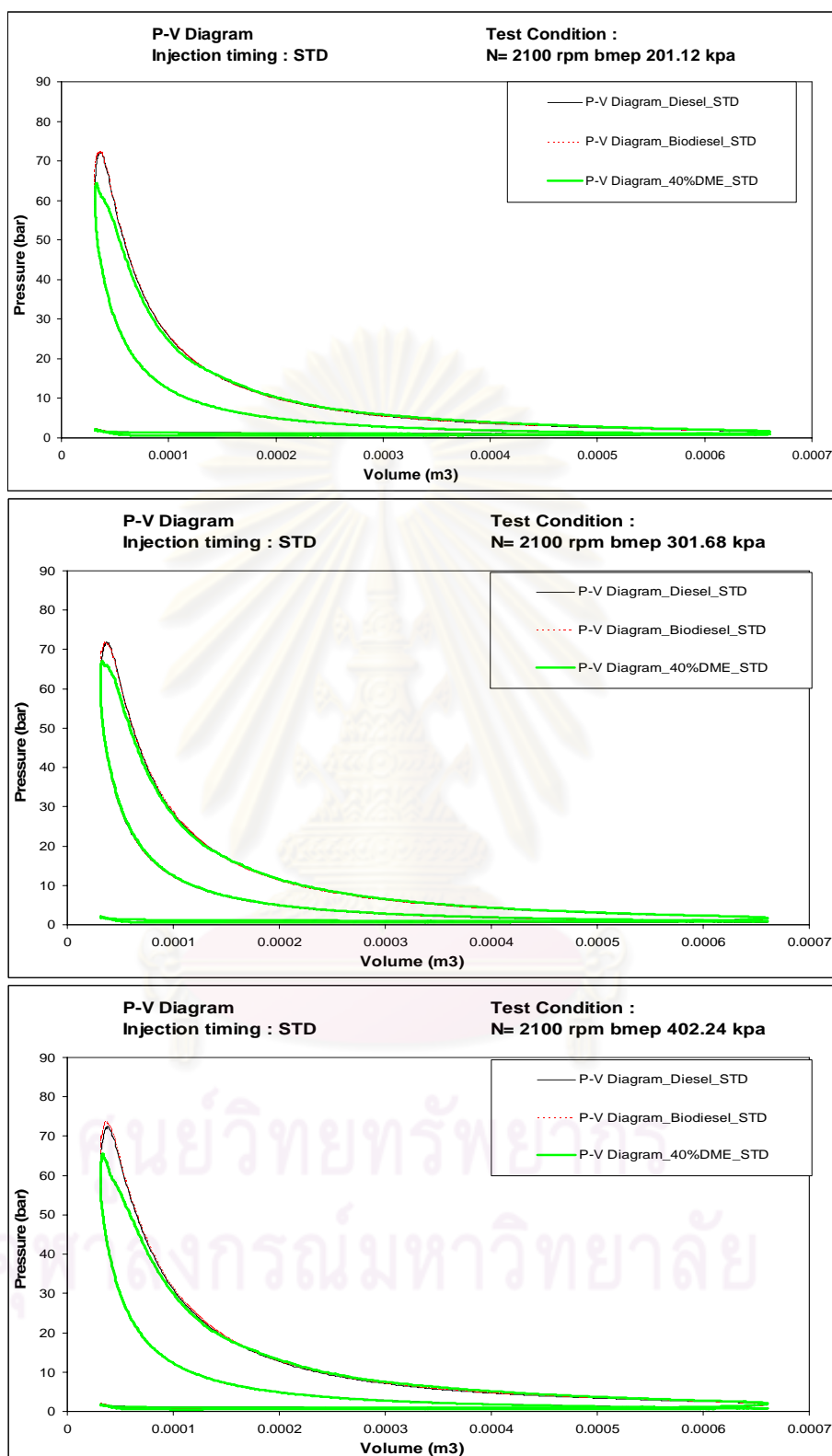
รูปที่ 6-38 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบ ที่สภาวะภาวะบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



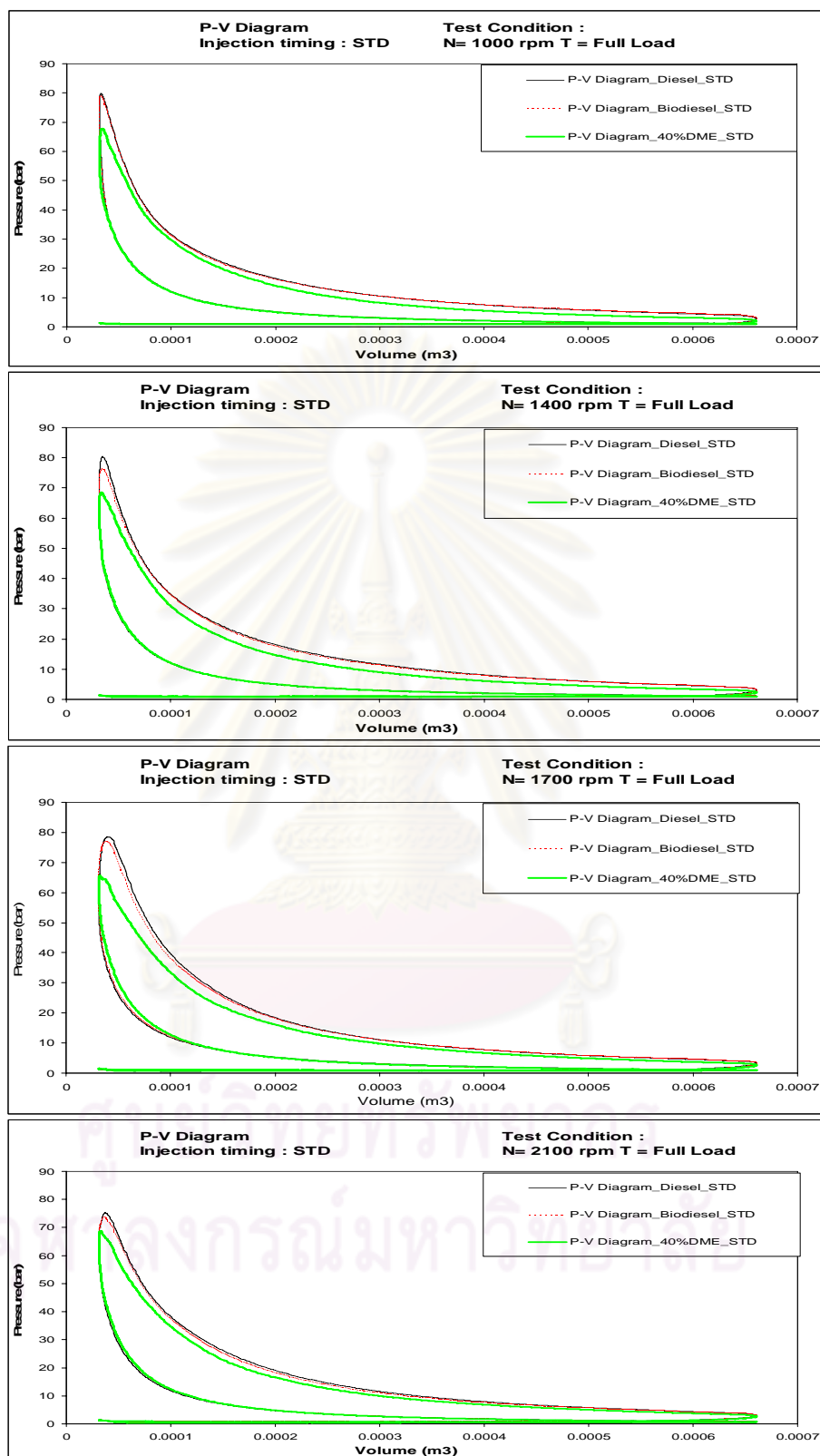
รูปที่ 6-39 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบ ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-40 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบ ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-41 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบ ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-42 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบ ที่สภาวะภาระสูงสุด ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ค่าต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

จากรูปที่ 6-38 ถึงรูปที่ 6-42 พบว่า ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดเมื่อใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าต่ำสุด เนื่องจากการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้าและมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้า สำหรับการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลและน้ำมันดีเซล เป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าใกล้เคียงกัน

จากรูปที่ 6-38 ถึงรูปที่ 6-42 สามารถหางานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบเมื่อคิดทั้ง 4 จังหวะได้ ซึ่งสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-23 ที่สภาวะภาระบางส่วนและตารางที่ 6-24 ที่สภาวะภาระสูงสุด

ตารางที่ 6-23 งานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบที่สภาวะภาระบางส่วน
เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	BMEP	Cam Shaft Setting	Indicated Work (J)		
			Diesel	B100	40% DME
rpm	kPa				
1000	201.20	STD.	232	228	214
	301.68		291	291	276
	402.24		357	360	345
1400	201.20	STD.	258	248	233
	301.68		308	309	291
	402.24		384	377	362
1700	201.20	STD.	240	287	254
	301.68		277	299	319
	402.24		350	359	385
2100	201.20	STD.	291	285	276
	301.68		361	347	342
	402.24		413	421	403

จากตารางที่ 6-23 พบว่า เมื่อภาระมีค่าเพิ่มขึ้นงานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบมีค่าเพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบ ซึ่งมีลักษณะแนวโน้มแบบเดียวกันตลอดการทดสอบในทุกเชื้อเพลิง แต่สำหรับการใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง

พบว่าตลอดช่วงภาระการทดสอบ มีค่างานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบมีค่าน้อยที่สุดในทุกความเร็วรอบ เมื่อเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ แสดงให้เห็นว่าการสูญเสียในระบบมีค่าต่ำสุด

ตารางที่ 6-24 งานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบ ที่สภาวะภาระสูงสุด
เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	BMEP	Cam Shaft Setting	Fuel	Indicated Work
rpm	kPa			(J)
1000	746.36	STD.	Diesel	580
	733.09		B100	568
	587.68		40% DME	449
1400	818.96	STD.	Diesel	657
	795.63		B100	622
	630.51		40% DME	485
1700	821.98	STD.	Diesel	705
	799.25		B100	669
	644.79		40% DME	517
2100	783.17	STD.	Diesel	685
	744.95		B100	635
	636.35		40% DME	553

จากตารางที่ 6-24 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่า การใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีค่างานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบมีค่าสูงที่สุด เนื่องจากมีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกสูงที่สุด (Brake mean effective pressure, bmep) ในทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์ และการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีค่างานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบมีค่าต่ำที่สุด เนื่องจากมีค่าความดันยังผลเฉลี่ยเบรกต่ำที่สุด (Brake mean effective pressure, bmep) ในทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์

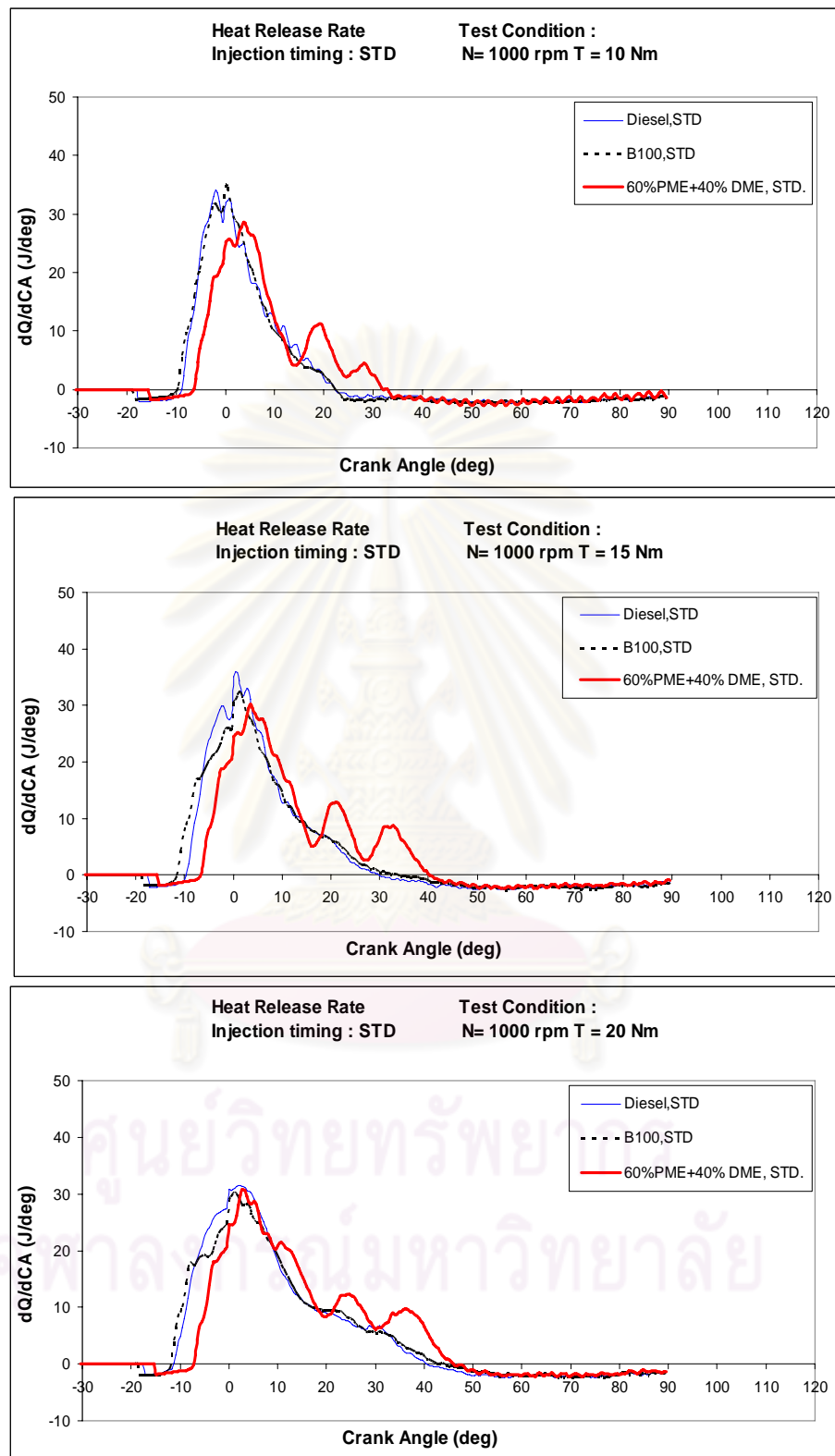
6.2.1.3 อัตราการปล่อยความร้อน

รูปที่ 6-43 ถึงรูปที่ 6-47 แสดงอัตราการปล่อยความร้อน ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3-8 ในบทที่ 3 จากกราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะทำให้ทราบถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (SOC) และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (EOC) และสามารถนำไปคำนวณหาช่วงการเผาไหม้ได้ สำหรับจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้นั้นพิจารณาจากจุดที่อัตราการปล่อยความร้อนเป็น 0 J/CA

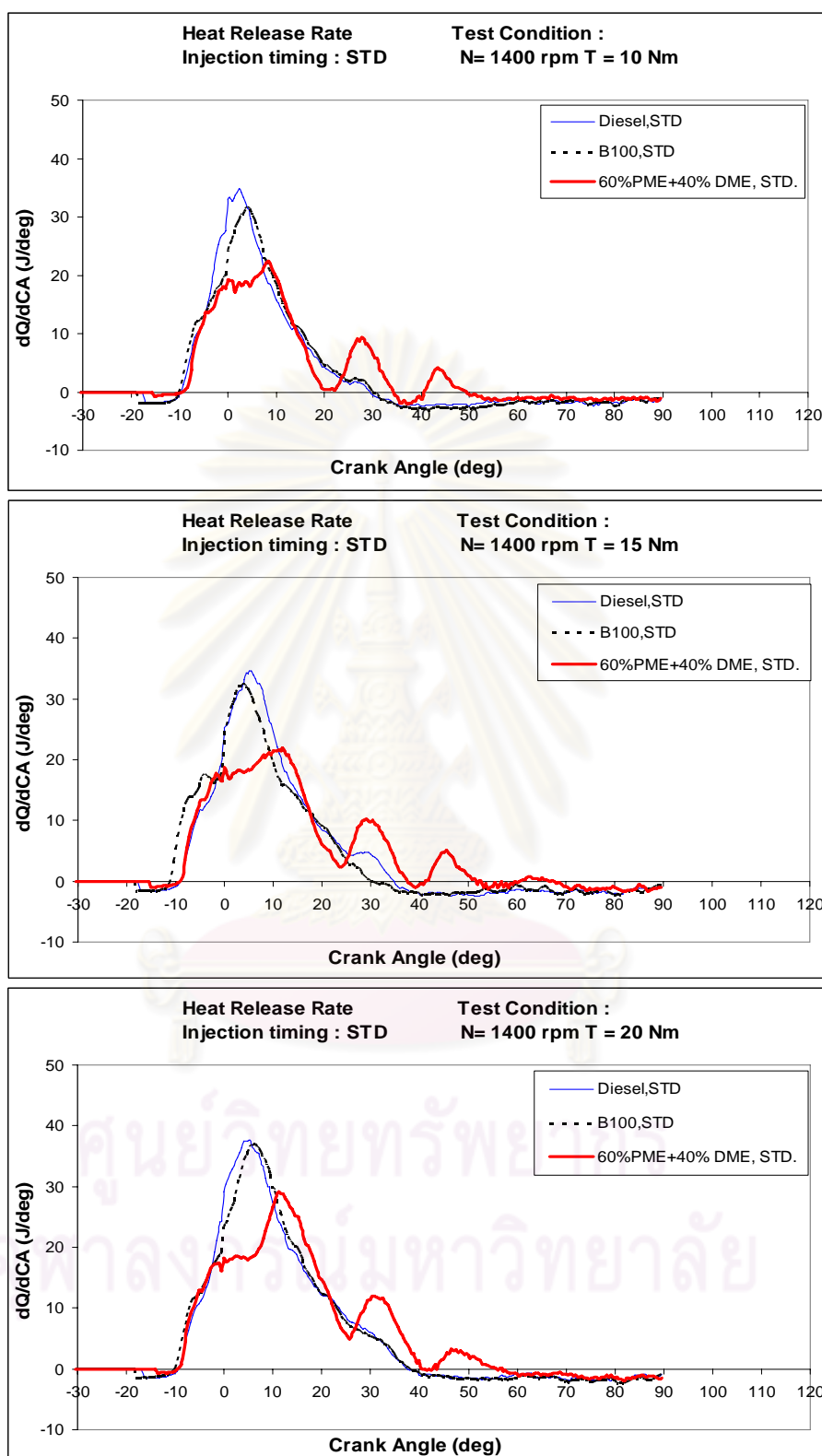
รูปที่ 6-43 ถึงรูปที่ 6-46 แสดงอัตราการปล่อยความร้อน ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงที่สภาวะภาวะบางส่วน และรูปที่ 6-47 แสดงอัตราการปล่อยความร้อน ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงที่สภาวะภาวะสูงสุด ของการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิดเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน



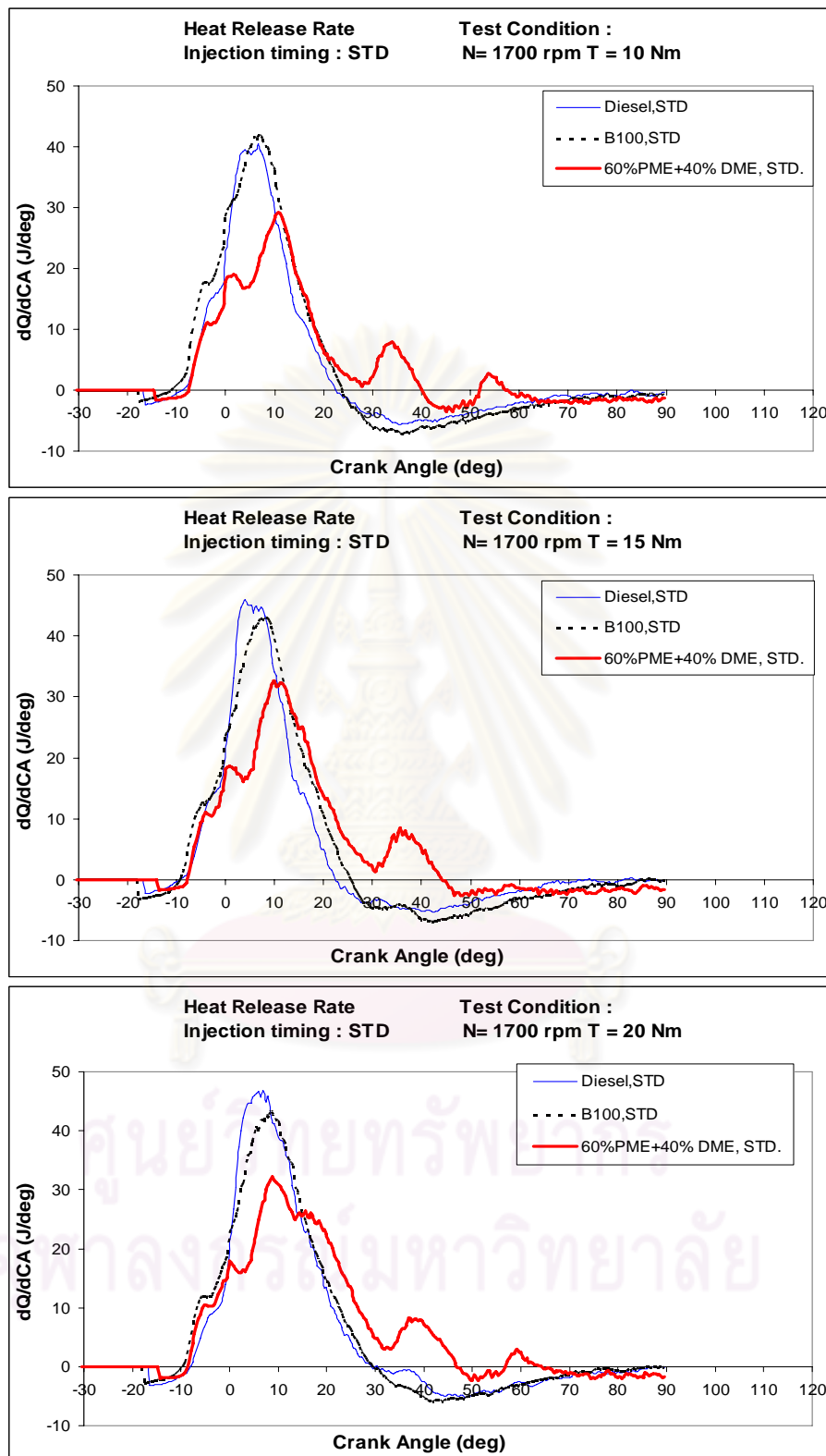
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



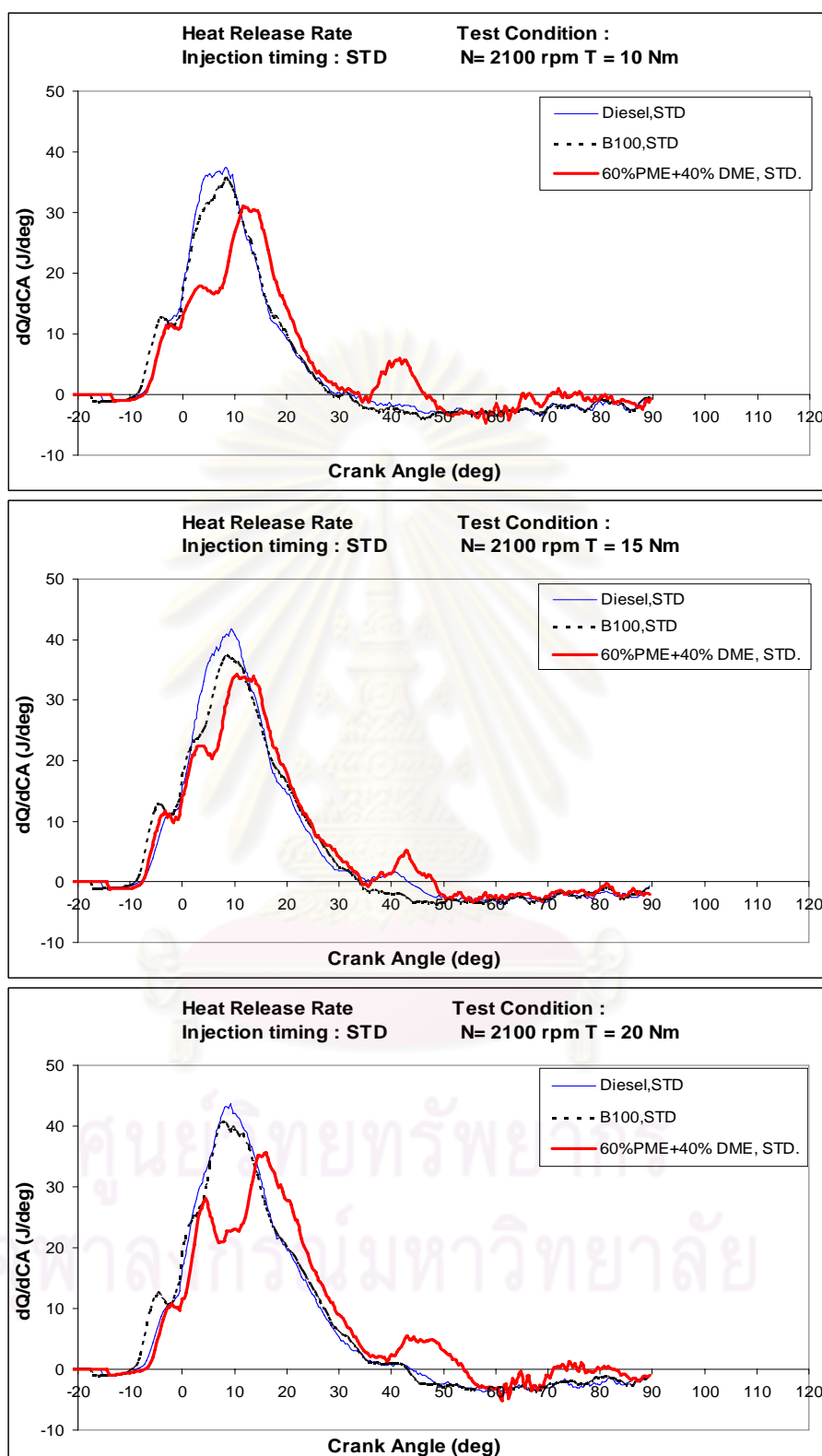
รูปที่ 6-43 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการปลดปล่อยความร้อนกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



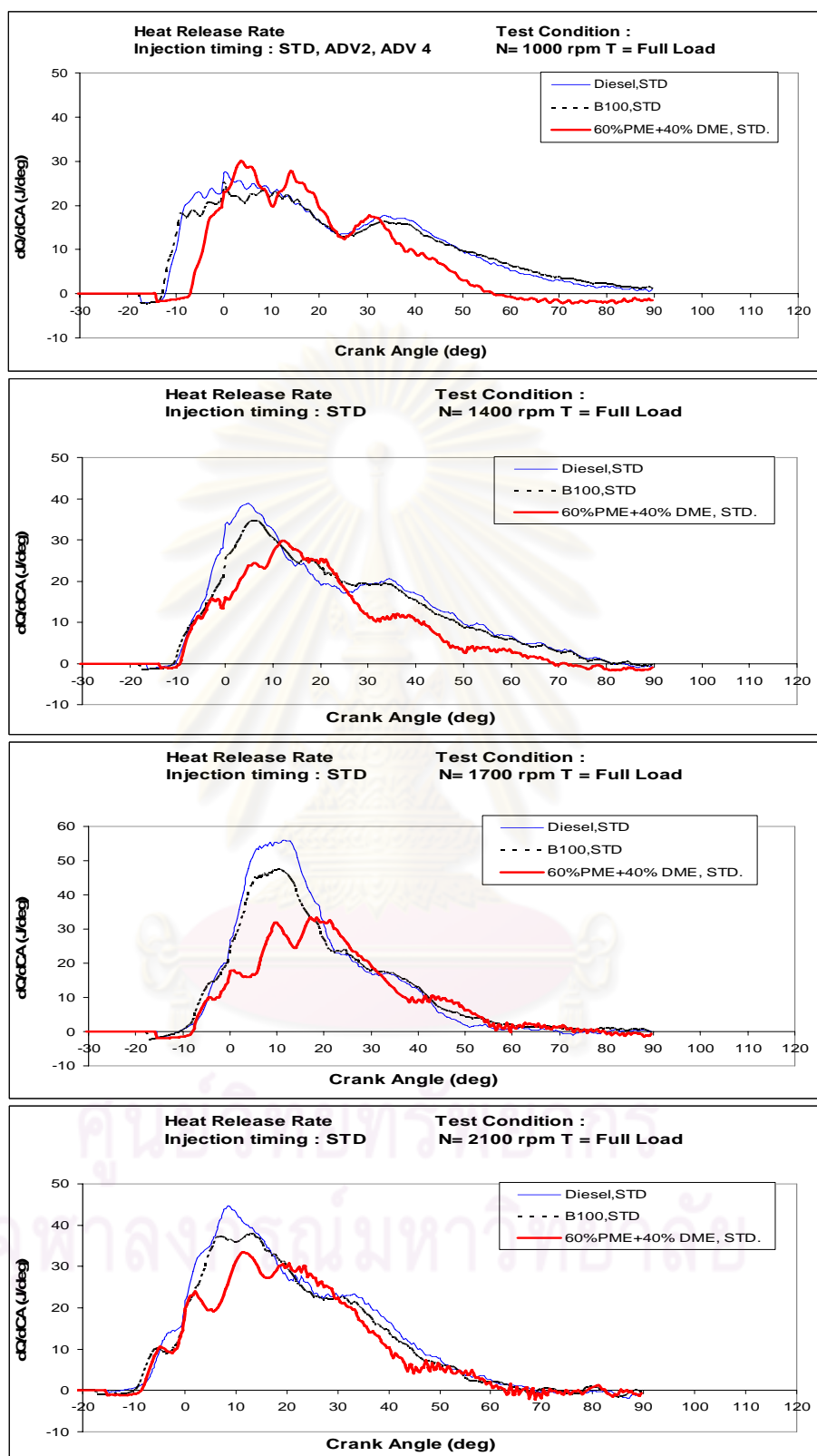
รูปที่ 6-44 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการปลดปล่อยความร้อนกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-45 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการปลดปล่อยความร้อนกับภาระการทำงานที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-46 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการปลดปล่อยความร้อนกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-47 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการปลดปล่อยความร้อนกับความเร็วยกเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

จากรูปที่ 6-43 ถึงรูปที่ 6-47 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง พบว่า ช่วงแรกของกราฟอัตราการปล่อยความร้อนนั้นจะเว้าลงไปเล็กน้อย เนื่องจากว่าเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิต่ำกว่าห้องเผาไหม้ ทำให้พลังงานส่วนหนึ่งถูกนำไปใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของเชื้อเพลิงและเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ จากนั้นกราฟจะสูงขึ้นอย่างรวดเร็วเพราะเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่ผสมกับอากาศในช่วงล่าช้าการจุดระเบิด (ignition delay) ดังนั้นเมื่อเกิดการเผาไหม้ก็จะเผาไหม้เชื้อเพลิงจากช่วงล่าช้าการจุดระเบิดพร้อมๆ กัน จึงมีอัตราการปล่อยความร้อนสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว และเมื่อพิจารณาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้จากการทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด พบว่า เมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เร็วที่สุด เนื่องจาก ค่าซีเทนนิมเบอร์มีค่าที่สูงและโมเลกุลเชื้อเพลิงมีองค์ประกอบของออกซิเจนอยู่ในโครงสร้างทางเคมี จึงช่วยในการเร่งการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชัน โดยที่การใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด เนื่องจากค่าความร้อนที่ใช้ในการระเหยเป็นไอของเชื้อเพลิง DME (Heat of Vaporization) มีค่าที่สูง ทำให้ความร้อนภายในห้องเผาไหม้สูญเสียไปบางส่วนจากการดูดความร้อน (endothermic) ของเชื้อเพลิงให้กลายเป็นไอ เป็นผลให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ลดต่ำลงและมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่ล่าช้าออกไป

และเมื่อพิจารณาโดยภาพรวมจากการทดสอบที่ความเร็วรอบการทำงานของเครื่องยนต์ค่าต่างๆ ในทุกภาวะการทดสอบ พบว่าการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีค่าความชันของอัตราการปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงจนถึงค่าความชันสูงสุด ในช่วง premixed combustion ซึ่งการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงอยู่ในช่วงระหว่าง 3-4 องศาเซลเซียส (นับจากเริ่มต้นเผาไหม้เชื้อเพลิงจนถึงค่าสูงสุด) และยังมีค่าอัตราการปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงที่ตำแหน่งความชันสูงสุด ในช่วง premixed phase ที่สูงที่สุด ในส่วนกรณีของการใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีค่าความชันของอัตราการปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงจนถึงค่าความชันสูงสุดในช่วง premixed combustion ซึ่งอยู่ในช่วงระหว่าง 3-6 องศาเซลเซียส (นับจากเริ่มต้นการเผาไหม้เชื้อเพลิงจนถึงค่าสูงสุด) และจากการใช้ DME-PME เป็นเชื้อเพลิงยังพบว่ามีค่าความชันสูงสุดของอัตราการปลดปล่อยความร้อนในช่วง premixed phase เข้าใกล้จุดศูนย์ตายบนของกระบอกสูบมากที่สุด และหลังจากลูกสูบเคลื่อนที่ผ่านจุดศูนย์ตายบนไปเพียงเล็กน้อยในช่วงประมาณ 2-3 องศาเซลเซียสจากการทดสอบทุกเชื้อเพลิง จะเห็นค่าอัตราการปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงลดค่าต่ำลงจนสังเกตเห็นช่วงเว้าคว่ำลงและเว้าคว่ำลงมากขึ้นที่ภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ที่เพิ่มสูงขึ้นเนื่องจากมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่เพิ่มสูงขึ้น และจากการใช้ DME-PME เป็นเชื้อเพลิง จะมีช่วงเว้าคว่ำลงดังกล่าวที่เห็น

ชัดเจนมากขึ้นเนื่องจาก มีความต้องการดูดความร้อนไปบางส่วนเพื่อใช้ในการระเหยเป็นไอของเชื้อเพลิงในช่วงการปลดปล่อยความร้อนแบบ Mixing controlled phase

ตารางที่ 6-25 แสดงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ ที่สภาวะภาระบางส่วนของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

ตารางที่ 6-25 จุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ ที่สภาวะภาระบางส่วน
เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	Torque	Cam Shaft	SOC (CA)			EOC (CA)		
Rpm	Nm	Setting	Diesel	B100	40% DME	Diesel	B100	40% DME
1000	10	STD.	-9.2	-10.0	-6.8	22.0	22.0	32.8
	15		-9.6	-11.6	-6.8	29.6	33.6	40.0
	20		-11.6	-12.0	-7.2	40.4	44.0	45.6
1400	10	STD.	-10.0	-10.0	-9.6	29.2	29.6	49.2
	15		-9.2	-11.2	-9.6	34.4	29.6	51.2
	20		-9.6	-10.4	-9.6	37.2	37.6	55.6
1700	10	STD.	-9.2	-11.2	-7.6	22.4	23.6	40.0
	15		-9.6	-9.6	-8.0	22.0	25.2	44.0
	20		-8.4	-9.6	-8.8	29.2	29.2	46.4
2100	10	STD.	-8.0	-8.8	-7.6	32.0	28.0	46.4
	15		-8.4	-9.2	-7.6	43.2	33.6	48.0
	20		-8.8	-9.6	-7.2	44.0	42.8	53.6

ตารางที่ 6-26 แสดงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ ที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

ตารางที่ 6-26 จุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	Torque	Cam Shaft Setting	Fuel	SOC	EOC
rpm	Nm			(CA)	(CA)
1000	37.11	STD.	Diesel	-12.4	89.6
	36.45		B100	-13.2	89.6
	29.22		40% DME	-7.2	56.0
1400	40.72	STD.	Diesel	-10.8	80.8
	39.56		B100	-11.2	84.8
	31.35		40% DME	-9.6	68.8
1700	40.87	STD.	Diesel	-11.2	69.6
	39.74		B100	-10.8	88.8
	31.35		40% DME	-8.4	79.6
2100	38.94	STD.	Diesel	-12.4	68.8
	37.04		B100	-10.0	72.8
	31.64		40% DME	-8.8	64.0

จากตารางที่ 6-25 ถึงตารางที่ 6-26 จุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้สามารถหาช่วงของการเผาไหม้ที่สภาวะภาระบางส่วนได้ดังตารางที่ 6-27 และที่สภาวะภาระสูงสุดได้ดังตารางที่ 6-28

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 6-27 ช่วงของการเผาไหม้ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	Torque	Cam Shaft Setting	ช่วงของการเผาไหม้ (CA)		
			Diesel	B100	40% DME
1000	10	STD.	31.2	32.0	39.6
	15		39.2	45.2	46.8
	20		52.0	56.0	52.8
1400	10	STD.	39.2	39.6	58.8
	15		43.6	40.8	60.8
	20		46.8	48.0	65.2
1700	10	STD.	31.6	34.8	47.6
	15		31.6	34.8	52.0
	20		37.6	38.8	55.2
2100	10	STD.	40.0	36.8	54.0
	15		51.6	42.8	55.6
	20		52.8	52.4	60.8

จากตารางที่ 6-27 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า เมื่อมีการเพิ่มขึ้นของภาระการทำงานของเครื่องยนต์ จะทำให้ช่วงการเผาไหม้นานขึ้น เนื่องจากมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้ามามากขึ้นเพื่อตอบสนองต่อความต้องการเพิ่มภาระการทำงานที่สูงขึ้น โดยการใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME มีช่วงการเผาไหม้นานสุดในทุกจุดทำงาน

ตารางที่ 6-28 ช่วงของการเผาไหม้ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	Torque	Cam Shaft Setting	Fuel	ช่วงของการเผาไหม้
rpm	Nm			(CA)
1000	37.11	STD.	Diesel	102.0
	36.45		B100	102.8
	29.22		40% DME	63.2
1400	40.72	STD.	Diesel	91.6
	39.56		B100	96.0
	31.35		40% DME	78.4
1700	40.87	STD.	Diesel	80.8
	39.74		B100	99.6
	31.35		40% DME	88.8
2100	38.94	STD.	Diesel	81.2
	37.04		B100	82.8
	31.64		40% DME	72.8

จากตารางที่ 6-28 เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่าการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีช่วงของการเผาไหม้ที่สั้นที่สุด เนื่องจากมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่ำสุดและเชื้อเพลิง DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME มีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ

ค่าจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิดที่ทำการทดสอบชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน แสดงไว้ในตารางที่ 6-29 ที่สภาวะภาระบางส่วนและแสดงไว้ในตารางที่ 6-30 ที่สภาวะภาระสูงสุด

ตารางที่ 6-29 ค่าตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อน ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบ ระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	Torque	Cam Shaft Setting	ตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อน (CA, aTDC)		
			Diesel	B100	40% DME
1000	10	STD.	3.2	2.8	8.0
	15		4.4	4.4	11.2
	20		7.6	8.0	13.6
1400	10	STD.	5.6	6.0	9.2
	15		8.8	6.4	12.0
	20		9.6	9.6	13.6
1700	10	STD.	6.8	6.8	11.6
	15		7.2	8.4	13.2
	20		9.2	9.2	14.8
2100	10	STD.	8.8	8.8	12.8
	15		10.8	10.4	12.8
	20		12.0	8.8	16.4

จากตารางที่ 6-29 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระบางส่วน จากการทดสอบใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด พบว่าการใช้น้ำมันดีเซลและปาล์มไบโอดีเซลจะมีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนที่เข้าใกล้จุดศูนย์ตายบนมากที่สุด

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ การเพิ่มภาระการทำงานของเครื่องยนต์ ส่งผลให้จุดศูนย์กลางปล่อยความร้อนถอยห่างออกไปจากศูนย์ตายบนมากขึ้น เนื่องจากมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่เพิ่มสูงขึ้นทำให้ช่วงการเผาไหม้ยาวนานขึ้น และเมื่อพิจารณาที่ภาระการทำงานคงที่ การเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์นั้นไม่เห็นการเปลี่ยนแปลงแบบชัดเจนต่อตำแหน่งของจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อน

ตารางที่ 6-30 ค่าตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อน ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

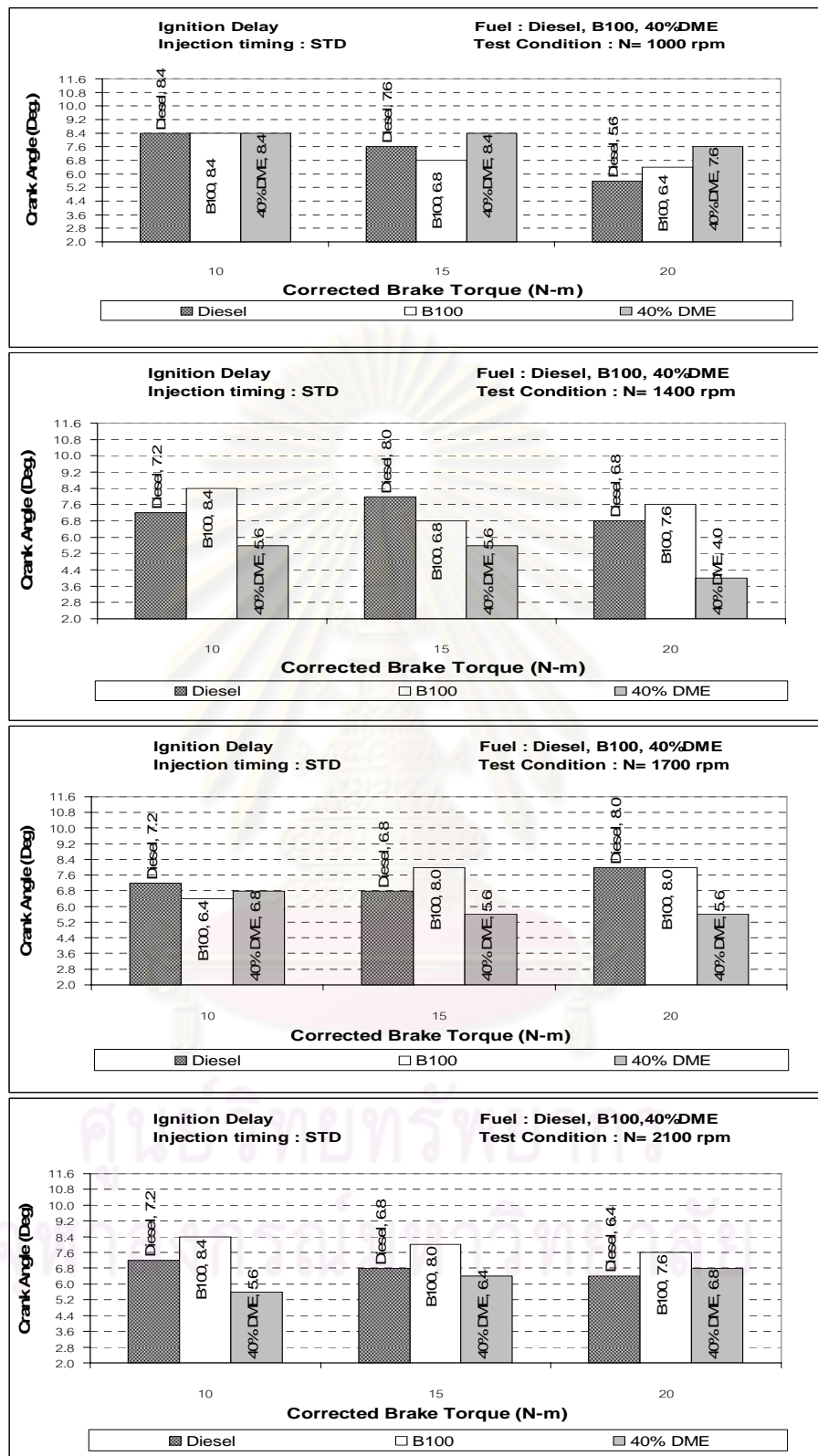
Speed	Torque	Cam Shaft Setting	Fuel	ตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อน
rpm	Nm			(CA, aTDC)
1000	37.11	STD.	Diesel	22.4
	36.45		B100	23.6
	29.22		40% DME	18.0
1400	40.72	STD.	Diesel	22.0
	39.56		B100	22.4
	31.35		40% DME	19.2
1700	40.87	STD.	Diesel	16.0
	39.74		B100	18.4
	31.35		40% DME	21.6
2100	38.94	STD.	Diesel	20.0
	37.04		B100	20.0
	31.64		40% DME	20.4

จากตารางที่ 6-30 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระสูงสุด จากการทดสอบใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด พบว่าการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงมีตำแหน่งของจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนที่อยู่ใกล้บริเวณจุดศูนย์กลางตายบนของกระบอกสูบมากที่สุด

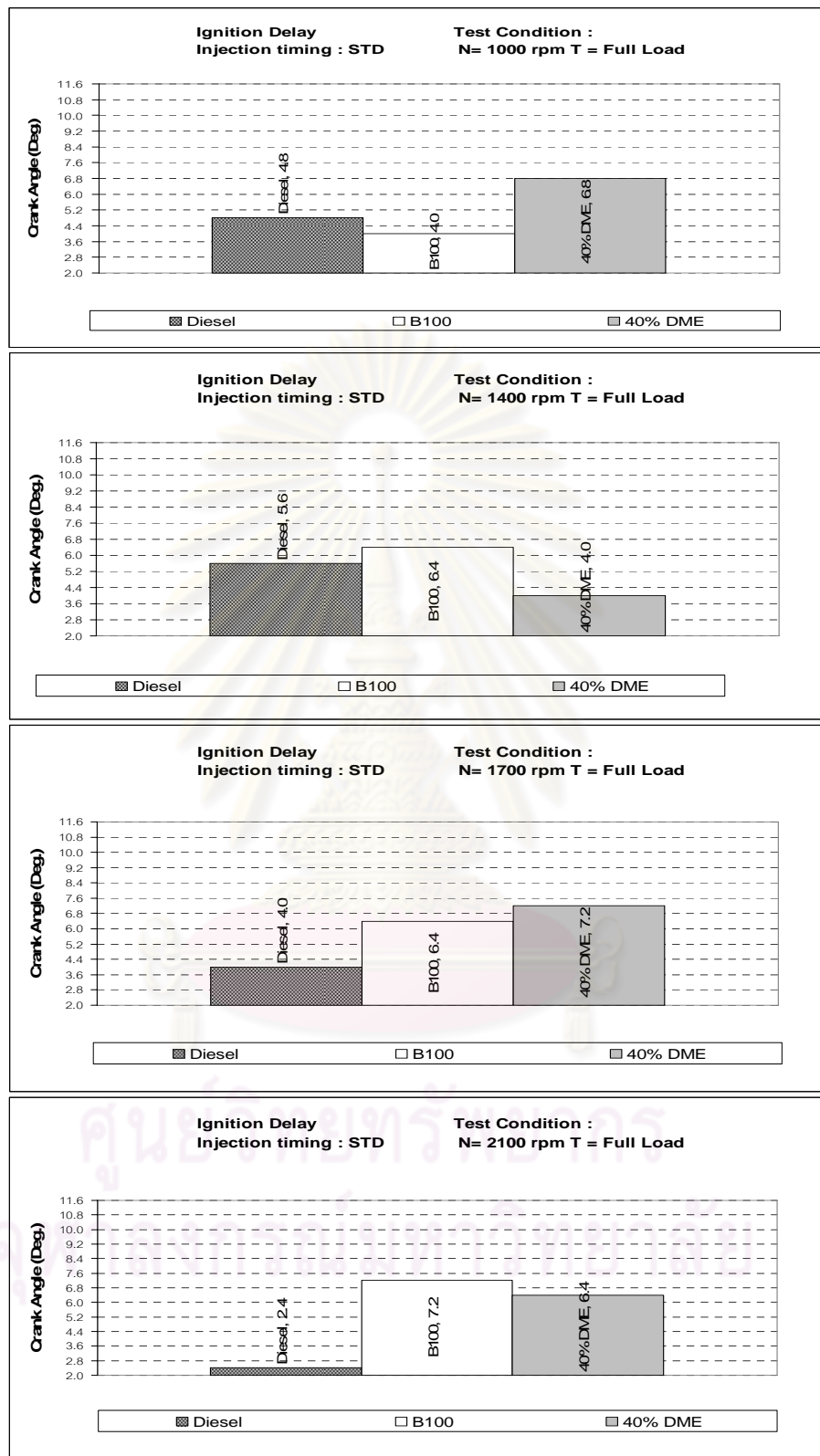
6.2.1.4 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง สามารถหาได้จากระยะเวลาจากจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงที่ใช้ทำการทดสอบ อาทิ น้ำมันดีเซล, น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME ดังแสดงในรูปที่ 6-48 ถึงรูปที่ 6-49

รูปที่ 6-48 แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่สภาวะภาระบางส่วนและรูปที่ 6-49 แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน



รูปที่ 6-48 ความสัมพันธ์ของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ค่าต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-49 ความสัมพันธ์ของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดกับความเร็วยกเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

จากรูปที่ 6-48 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระบางส่วน พบว่าที่ความเร็วรอบคงที่ ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด โดยภาพรวมมีแนวโน้มเดียวกันในทุกเชื้อเพลิงกล่าวคือ ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดจะสั้นลง เมื่อภาระการทำงานของเครื่องยนต์เพิ่มสูงขึ้น และจากรูปที่ 6-49 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่าที่ความเร็วรอบคงที่ ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด เมื่อภาระการทำงานของเครื่องยนต์เพิ่มสูงขึ้นไม่มีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงที่ชัดเจน

ทั้งนี้ปัจจัยที่มีผลต่อค่าองศาของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดมีหลายประการ อาทิเช่น การผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ, คุณลักษณะทางกายภาพและทางเคมีของเชื้อเพลิง, การไหลอลวนภายในกระบอกสูบ และการออกแบบรูปลักษณะของห้องเผาไหม้ เป็นต้น คุณลักษณะภายในห้องเผาไหม้ว่าเป็นแบบใด เป็นแบบชนิด ห้องเผาไหม้ตรง (Direct Injection, DI) หรือ (Indirect Injection, IDI) ซึ่งในการทดสอบเครื่องยนต์ที่ห้องเผาไหม้ออกแบบเป็น DI การพิสูจน์ค่าองศาเพลาข้อเหวี่ยงที่ใช้ไปในช่วงล่าช้าการจุดระเบิดกระทำด้วยการวิเคราะห์จากข้อมูลความดันในกระบอกสูบ ด้วยการพิจารณาเมื่อข้อมูลความดันของกระบอกสูบที่มีการเปลี่ยนแปลงไปจากเส้นความดันจากการอัดตัวแบบหมุนเปล่าของเครื่องยนต์ (Motoring Line) อันเนื่องมาจากกระบวนการเผาไหม้ได้เริ่มต้นเกิดขึ้น แต่ในกรณีของระบบ IDI นั้นการระบุช่วงล่าช้าของการจุดระเบิดนั้นทำได้ยาก ในการพิสูจน์ค่าในช่วงดังกล่าวที่แน่ชัด ซึ่งในปัจจุบันได้ใช้เทคโนโลยีสำหรับการระบุช่วงล่าช้าการจุดระเบิดได้โดยการอาศัยภาพถ่ายของเปลวไฟ ซึ่งเปลวไฟที่เกิดขึ้นในครั้งแรกที่เห็นภายในห้องเผาไหม้ จะถูกระบุเป็นจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ซึ่งจากหลักการดังกล่าวสามารถใช้ได้ในกรณีการเผาไหม้ภายใต้สภาวะปกติ แต่ในข้อเท็จจริงการปรากฏตัวของเปลวไฟจะเกิดขึ้นหลังจากการพัฒนาตัวของค่าความดันภายในกระบอกสูบ (pressure rise) และผลลัพธ์ทำให้การประมาณการณค่าองศาเพลาข้อเหวี่ยงในช่วงล่าช้าของการจุดระเบิดมีความไม่แน่นอนไปจากปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นจริงสูง เนื่องจากคุณลักษณะในเรื่องการระเบิดของเชื้อเพลิง (ignition characteristics) ในแต่ละชนิด จะส่งผลกระทบต่อในด้านของช่วงล่าช้าการจุดระเบิด ดังนั้นคุณสมบัติทางกายภาพและเคมีของเชื้อเพลิงจึงเป็นปัจจัยสำคัญอย่างมากในการกำหนดสภาพการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ตัวอย่างเช่น ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง, ความราบรื่นในการเดินเครื่องยนต์, การเผาไหม้แบบติดไม่ครบสูบ (misfire), มลพิษควันดำ ฯลฯ [6]

ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้ใช้นิยามในการระบุช่วงล่าช้าการจุดระเบิดซึ่งบ่งชี้จากช่วงมุมข้อเหวี่ยงระหว่างจุดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ และข้อตกลงในการกำหนดจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ได้กล่าวเอาไว้ในบทที่ 5 หัวข้อที่ 5.2.7.3

จากรูปที่ 6-48 ถึงรูปที่ 6-49 สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 6-31 และตารางที่ 6-32

ตารางที่ 6-31 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	Torque	Cam Shaft	ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด (CA)		
			Diesel	B100	40% DME
rpm	Nm	Setting			
1000	10	STD.	8.4	8.4	8.4
	15		7.6	6.8	8.4
	20		5.6	6.4	7.6
1400	10	STD.	7.2	8.4	5.6
	15		8.0	6.8	5.6
	20		6.8	7.6	4.0
1700	10	STD.	7.2	6.4	6.8
	15		6.8	8.0	5.6
	20		8.0	8.0	5.6
2100	10	STD.	7.2	8.4	5.6
	15		6.8	8.0	6.4
	20		6.4	7.6	6.8

จากตารางที่ 6-31 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าโดยภาพรวม มีแนวโน้มลักษณะเดียวกันในทุกเชื้อเพลิงกล่าวคือ ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดจะลดลง เมื่อภาระการทำงานของเครื่องยนต์เพิ่มสูงขึ้น โดยการใช้ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดยาวสุดที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm และจะลดลงเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงขึ้น โดยมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้นที่สุด ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm และ 2100 rpm

ตารางที่ 6-32 แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิด ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

ตารางที่ 6-32 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

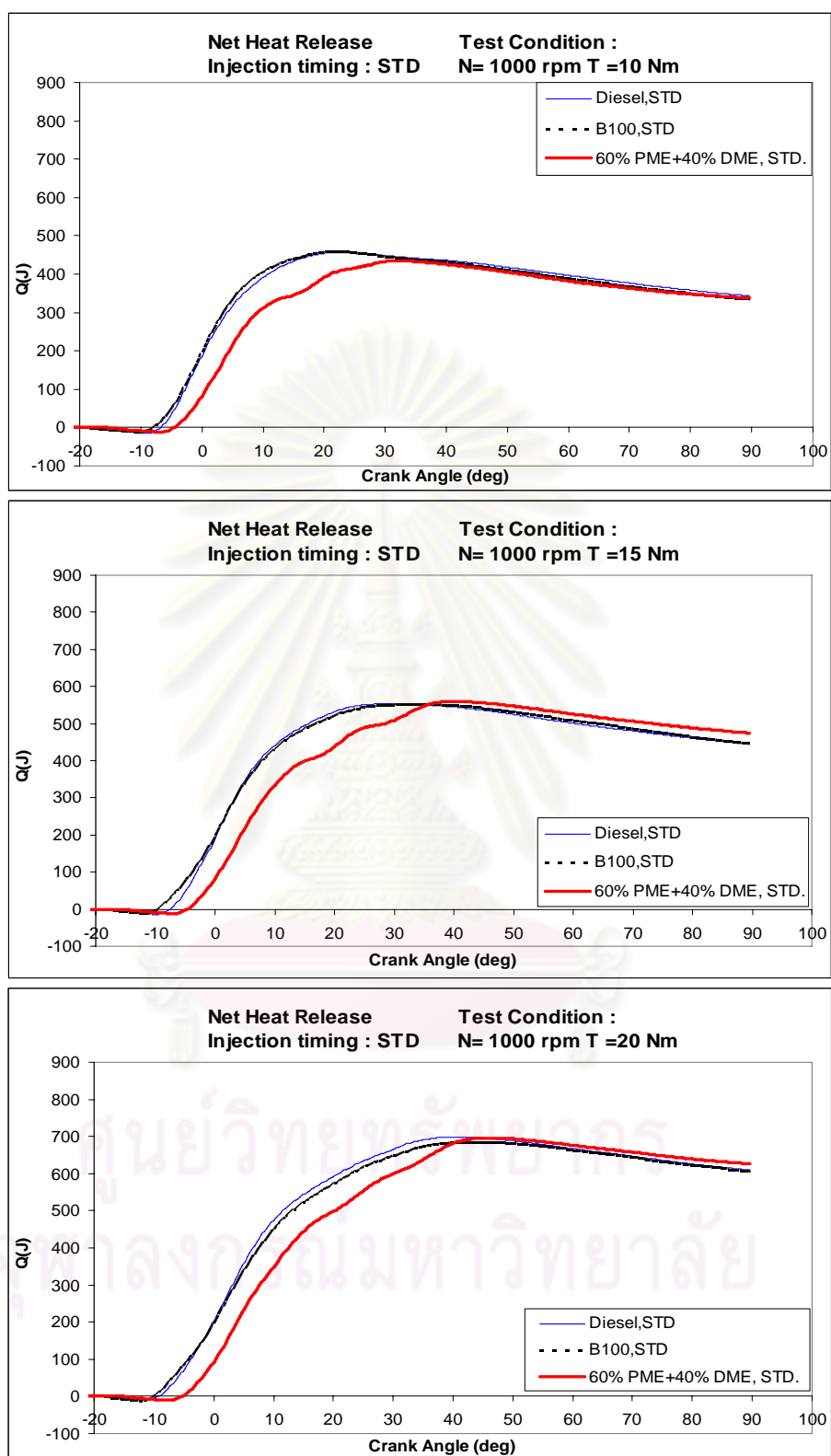
Speed	Torque	Cam Shaft	Fuel	ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด (CA)
rpm	Nm	Setting		(CA)
1000	37.11	STD.	Diesel	4.8
	36.45		B100	4.0
	29.22		40% DME	6.8
1400	40.72	STD.	Diesel	5.6
	39.56		B100	6.4
	31.35		40% DME	4.0
1700	40.87	STD.	Diesel	4.0
	39.74		B100	6.4
	31.35		40% DME	7.2
2100	38.94	STD.	Diesel	2.4
	37.04		B100	7.2
	31.64		40% DME	6.4

จากตารางที่ 6-32 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่สภาวะภาระสูงสุด จากการทดสอบใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีช่วงล่าช้าของการจุดระเบิดที่สั้นลง ในเกือบทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์และหากพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าโดยภาพรวมเมื่อแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้ของเครื่องยนต์เพิ่มสูงขึ้นไม่พบแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ชัดเจน

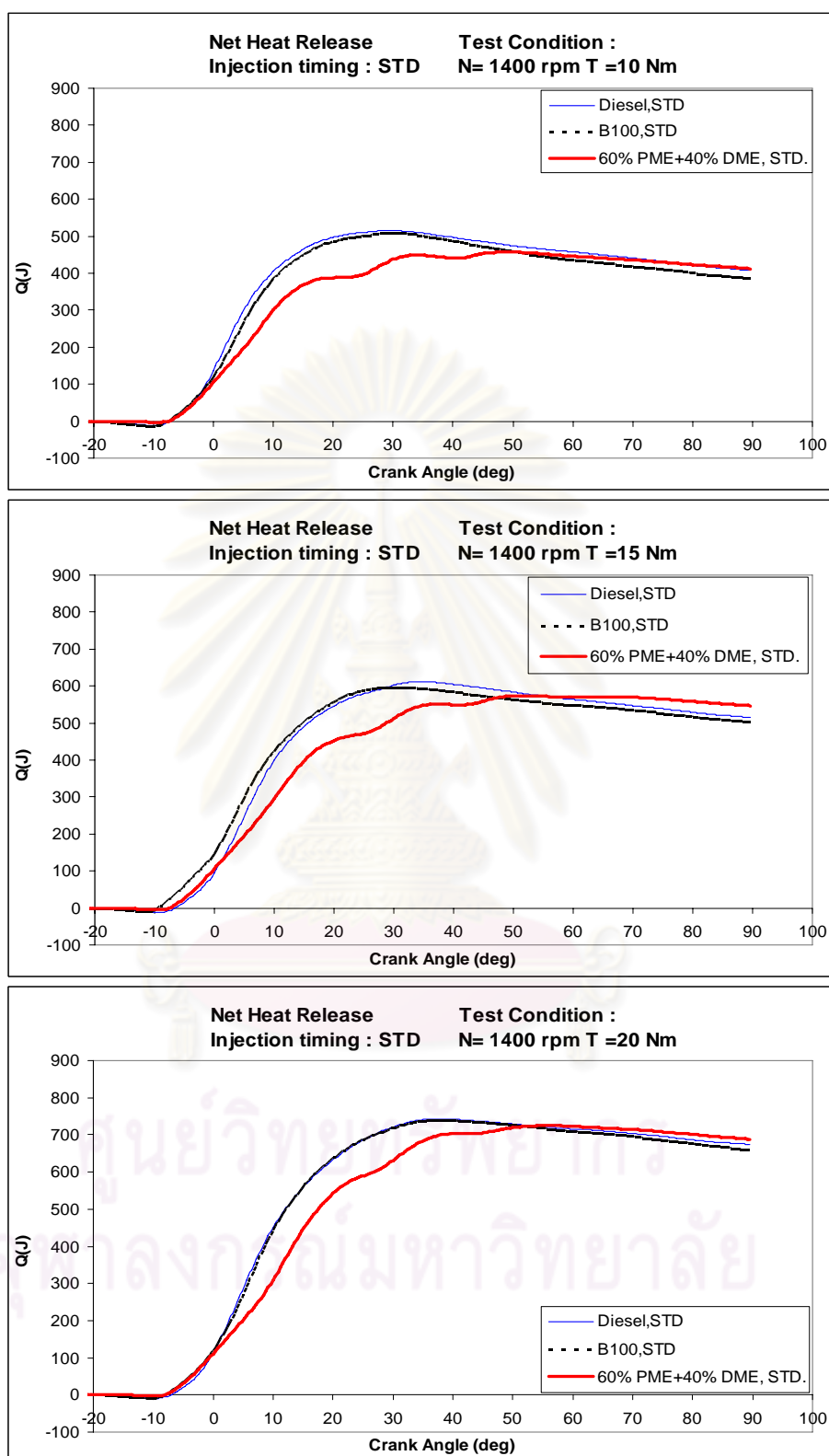
6.2.1.5 การปล่อยความร้อนสุทธิ

กราฟการปล่อยความร้อนสุทธิเชื้อเพลิงต่างๆ สามารถคำนวณจากการหาปริพันธ์ (Integrate) ของอัตราการผลิตความร้อน

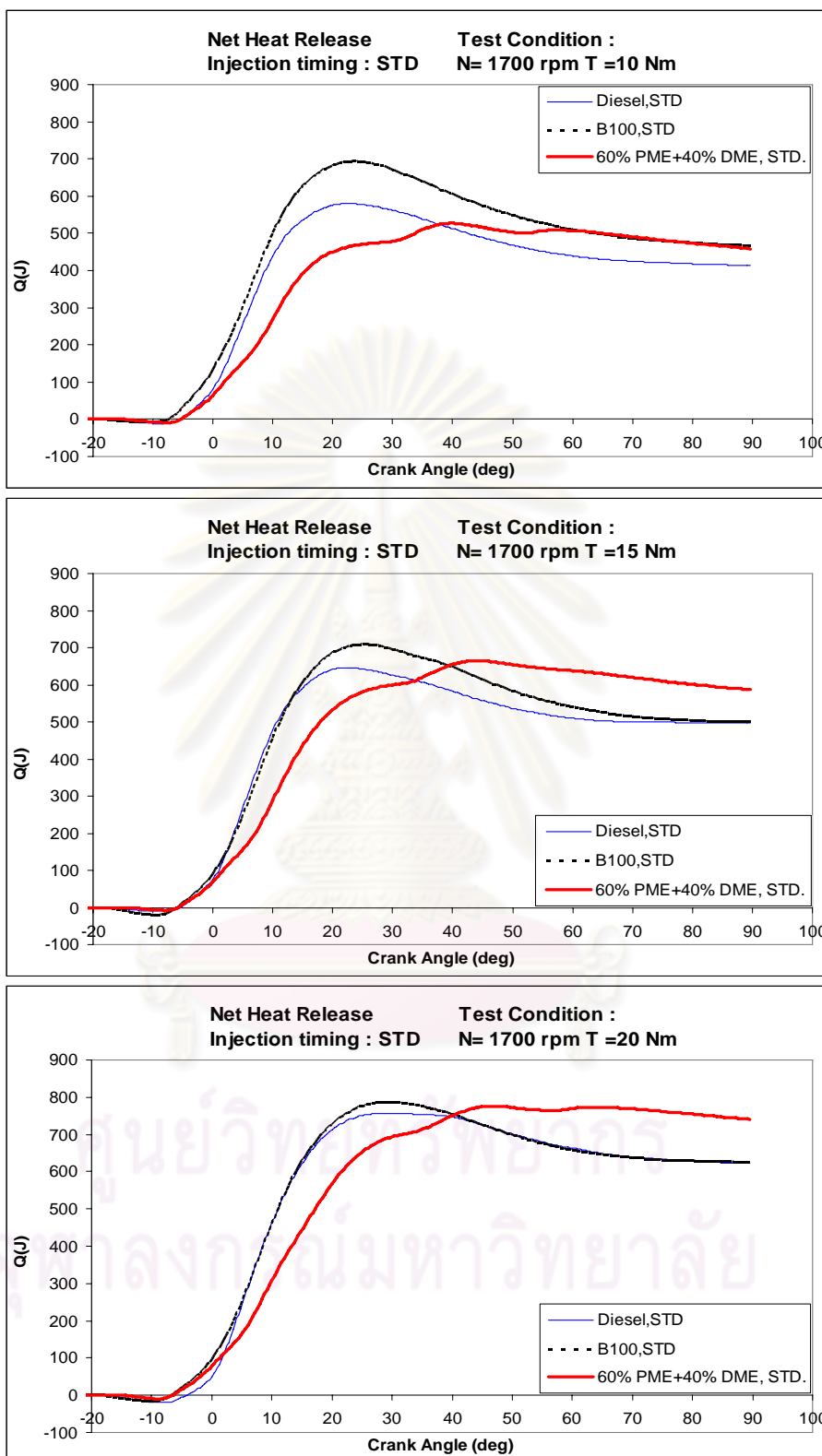
รูปที่ 6-50 ถึงรูปที่ 6-53 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด ที่สภาวะภาระบางส่วน และรูปที่ 6-54 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด ที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD



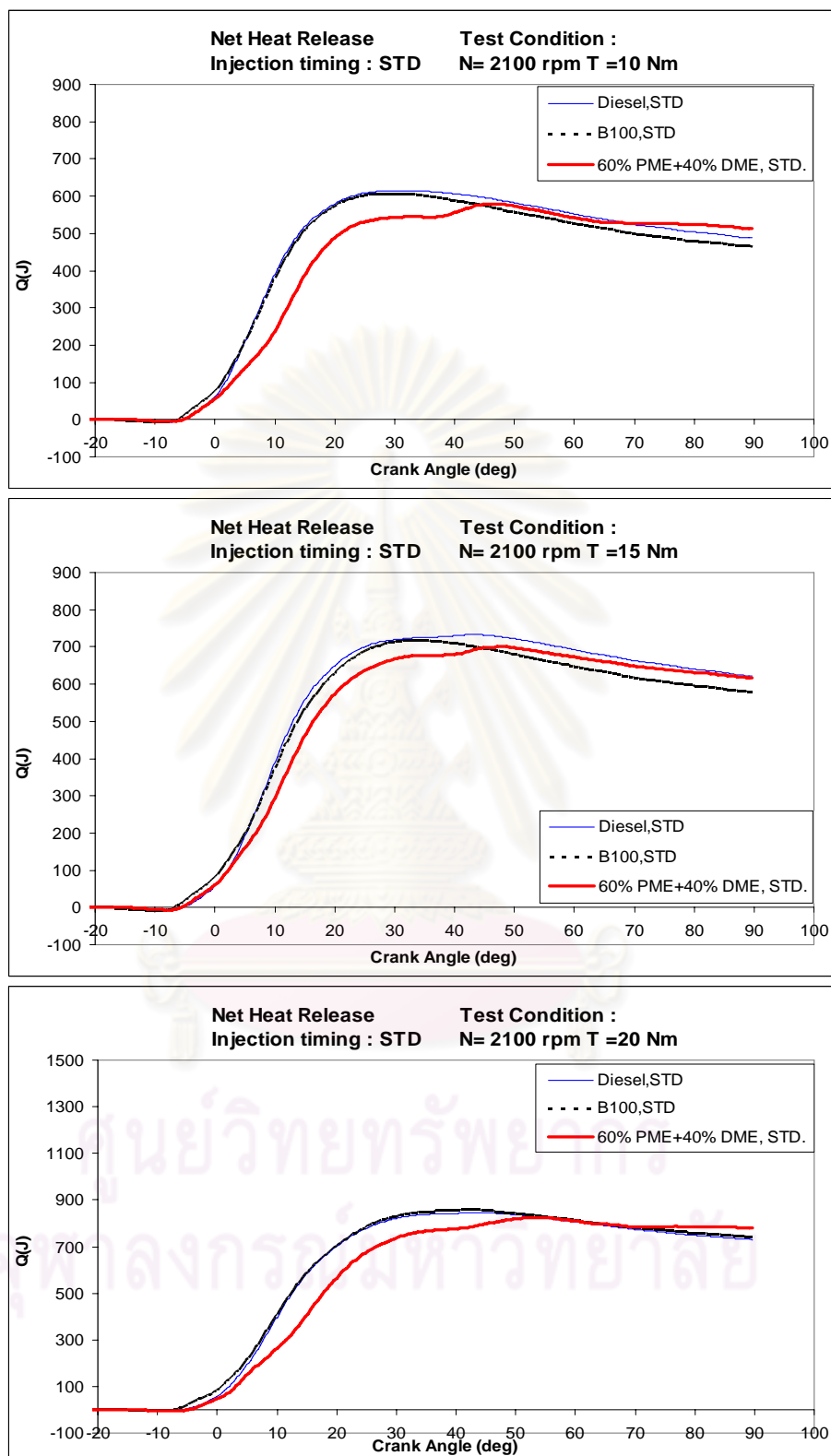
รูปที่ 6-50 ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



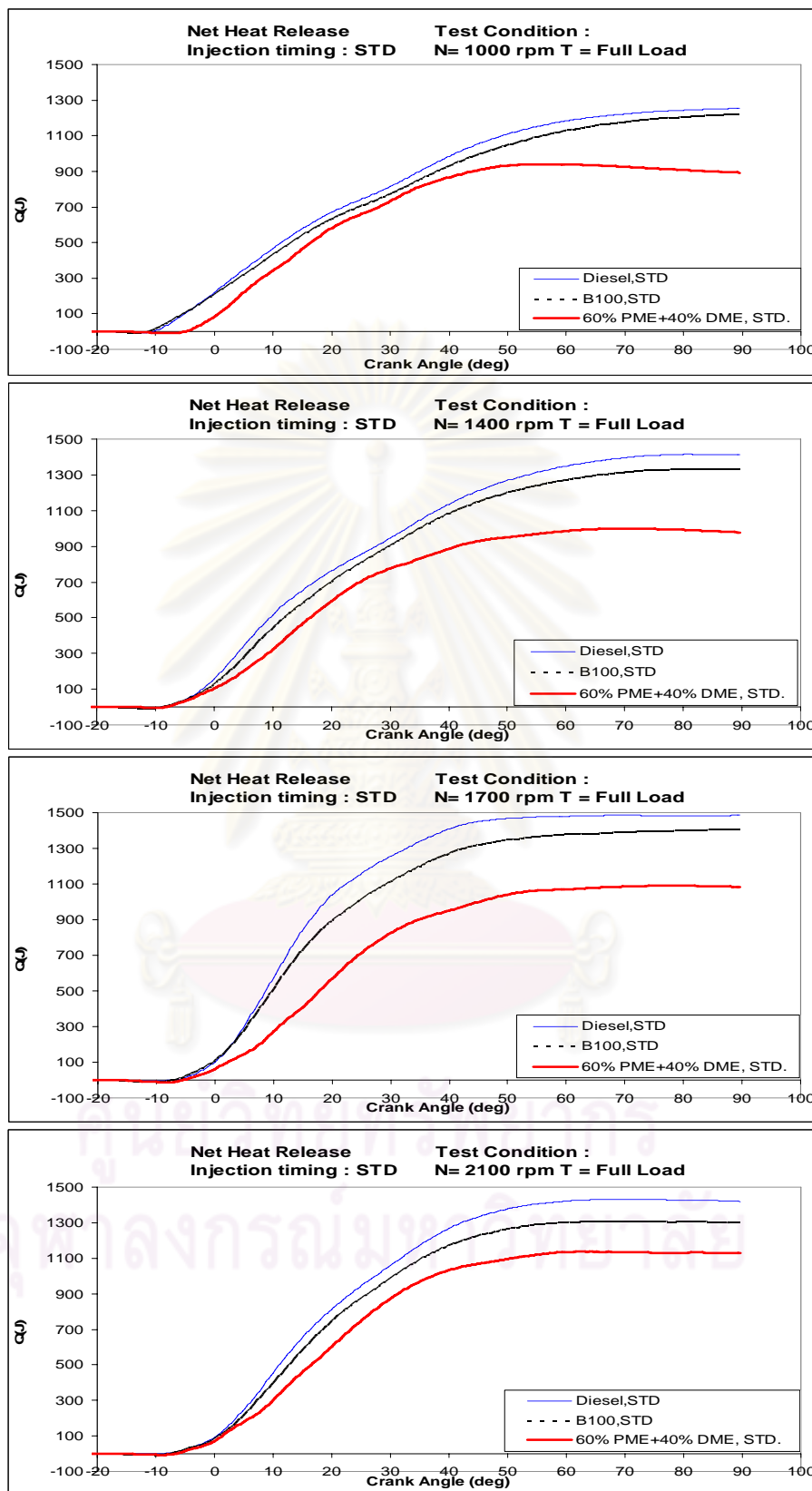
รูปที่ 6-51 ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-52 ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิต่อกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-53 ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-54 ความสัมพันธ์ของการปล่อยความร้อนสุทธิต่อกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

การปล่อยความร้อนสุทธินั้นเป็นเพียงปริมาณที่บ่งบอกว่า มีการปล่อยความร้อนสุทธิเท่าใด แต่ไม่สามารถนำมาพิจารณาการเผาไหม้ว่ามี การเผาไหม้ที่ดีหรือไม่ โดยการจะพิจารณาการเผาไหม้นั้นจำเป็นต้องพิจารณาร่วมกับสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ โดยการเผาไหม้ที่ดีควรมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้มีค่าสูง

จากรูปที่ 6-50 ถึงรูปที่ 6-53 แสดงถึงการปล่อยความร้อนสุทธิที่สภาวะภาระบางส่วน ของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด และเมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระบางส่วนและความเร็วรอบคงที่สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 6-33

ตารางที่ 6-33 การปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	Torque	Cam Shaft Setting	การปล่อยความร้อนสุทธิ (J)		
			Diesel	B100	40% DME
rpm	Nm				
1000	10	STD.	456.30	459.10	435.15
	15		554.12	550.73	560.33
	20		698.78	685.46	696.31
1400	10	STD.	515.50	507.75	457.23
	15		612.12	595.38	574.35
	20		742.67	739.35	724.91
1700	10	STD.	579.66	693.77	527.27
	15		645.63	709.68	664.65
	20		756.88	786.23	776.35
2100	10	STD.	615.04	606.30	579.17
	15		732.95	718.43	700.71
	20		845.04	857.20	824.72

จากตารางที่ 6-33 การปล่อยความร้อนสุทธิที่สภาวะภาระบางส่วนจากการทดสอบใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าการปล่อยความร้อนสุทธิมีค่าสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์ เนื่องจากมีค่าความร้อนของเชื้อเพลิงและประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่มีค่าสูงที่สุด และเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า มีแนวโน้มลักษณะเดียวกันจาก

การทดสอบเชื้อเพลิงแต่ละชนิด กล่าวคือการเพิ่มขึ้นของภาระการทำงานของเครื่องยนต์ จะทำให้การปล่อยความร้อนสุทธิสูงขึ้น เนื่องจากที่ความเร็วรอบคงที่งานเสียดทานภายในระบบมีค่าคงที่ แต่ที่ภาระการทำงานนั้นแปรผันกับประสิทธิภาพเชิงกล ดังนั้นที่ภาระสูงขึ้นจะมีประสิทธิภาพเชิงกลที่เพิ่มสูงขึ้นตาม เพื่อให้ได้กำลังเบรคจากเครื่องยนต์ที่สูงขึ้น

จากตารางที่ 6-33 เมื่อพิจารณาที่ภาระการทำงานของเครื่องยนต์มีค่าคงที่พบว่าการเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบจะทำให้การปล่อยความร้อนสุทธิสูงขึ้น เนื่องจากความเร็วรอบสูงขึ้นนั้นจะเกิดงานเสียดทานในระบบมากขึ้นจึงมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่เพิ่มสูงขึ้นด้วยเพื่อชดเชยต่อการสูญเสียและต้องการกำลังที่สูงขึ้น

จากรูปที่ 6-54 แสดงถึงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระสูงสุดและความเร็วรอบคงที่ สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 6-34

ตารางที่ 6-34 การปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	Torque	Cam Shaft Setting	Fuel	การปล่อยความร้อนสุทธิ
rpm	Nm			(J)
1000	37.11	STD.	Diesel	1253.8
	36.45		B100	1221.0
	29.22		40% DME	941.1
1400	40.72	STD.	Diesel	1415.0
	39.56		B100	1330.2
	31.35		40% DME	999.5
1700	40.87	STD.	Diesel	1486.5
	39.74		B100	1405.1
	31.35		40% DME	1090.6
2100	38.94	STD.	Diesel	1431.8
	37.04		B100	1308.7
	31.64		40% DME	1136.6

จากตารางที่ 6-34 การปล่อยความร้อนสุทธิที่สภาวะภาระสูงสุดจากการทดสอบใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าการปล่อยความร้อนสุทธิมีค่าสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์ เนื่องจากมีค่าความร้อนของเชื้อเพลิงที่มีค่าสูงที่สุด

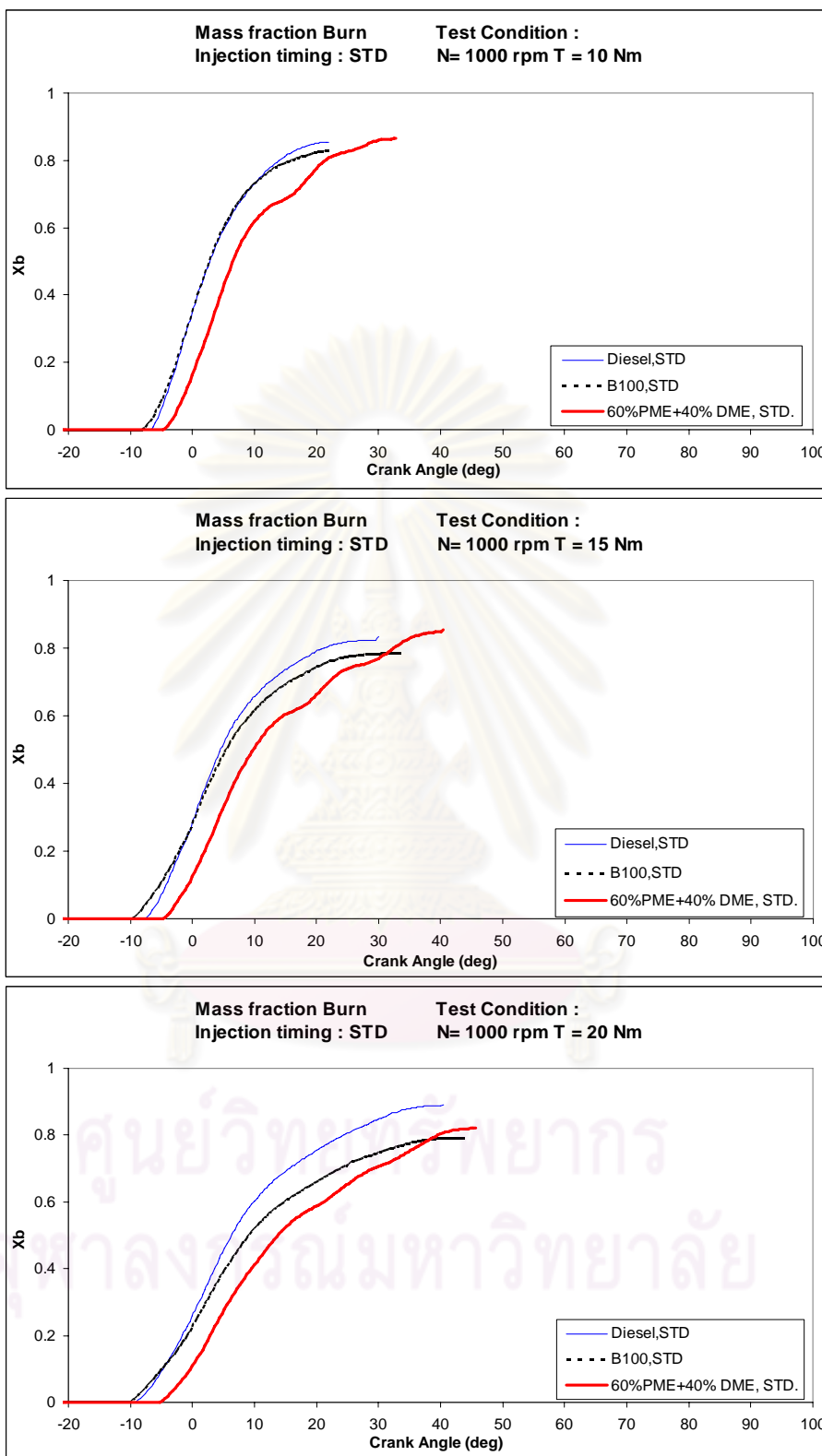
เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบกันระหว่างผลการทดสอบการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิดพบว่าปริมาณการปล่อยความร้อนนั้นมาจากคุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของเชื้อเพลิงที่มีผลปัจจัยต่อปริมาณความร้อนที่ปลดปล่อยออกมา กล่าวคือการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงนั้นมีปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิสูงที่สุดเนื่องมาจากมีค่าความร้อนของเชื้อเพลิงต่อหน่วยมวลเชื้อเพลิงที่สูง (Heating Value) และยังพบว่าปริมาณความร้อนที่ปล่อยออกมายังเพิ่มสูงขึ้นตามภาระการทำงานและความเร็วรอบของเครื่องยนต์

การพิจารณาว่าการนำเชื้อเพลิงต่างๆมาประยุกต์ใช้ในเครื่องยนต์รุ่นที่ใช้ในงานวิจัยว่าเชื้อเพลิงใดมีประสิทธิภาพการเผาไหม้ดีที่สุด ต้องพิจารณาร่วมกับปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรเพื่อคำนวณหาค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ ดังจะกล่าวในหัวข้อที่ 6.2.1.6

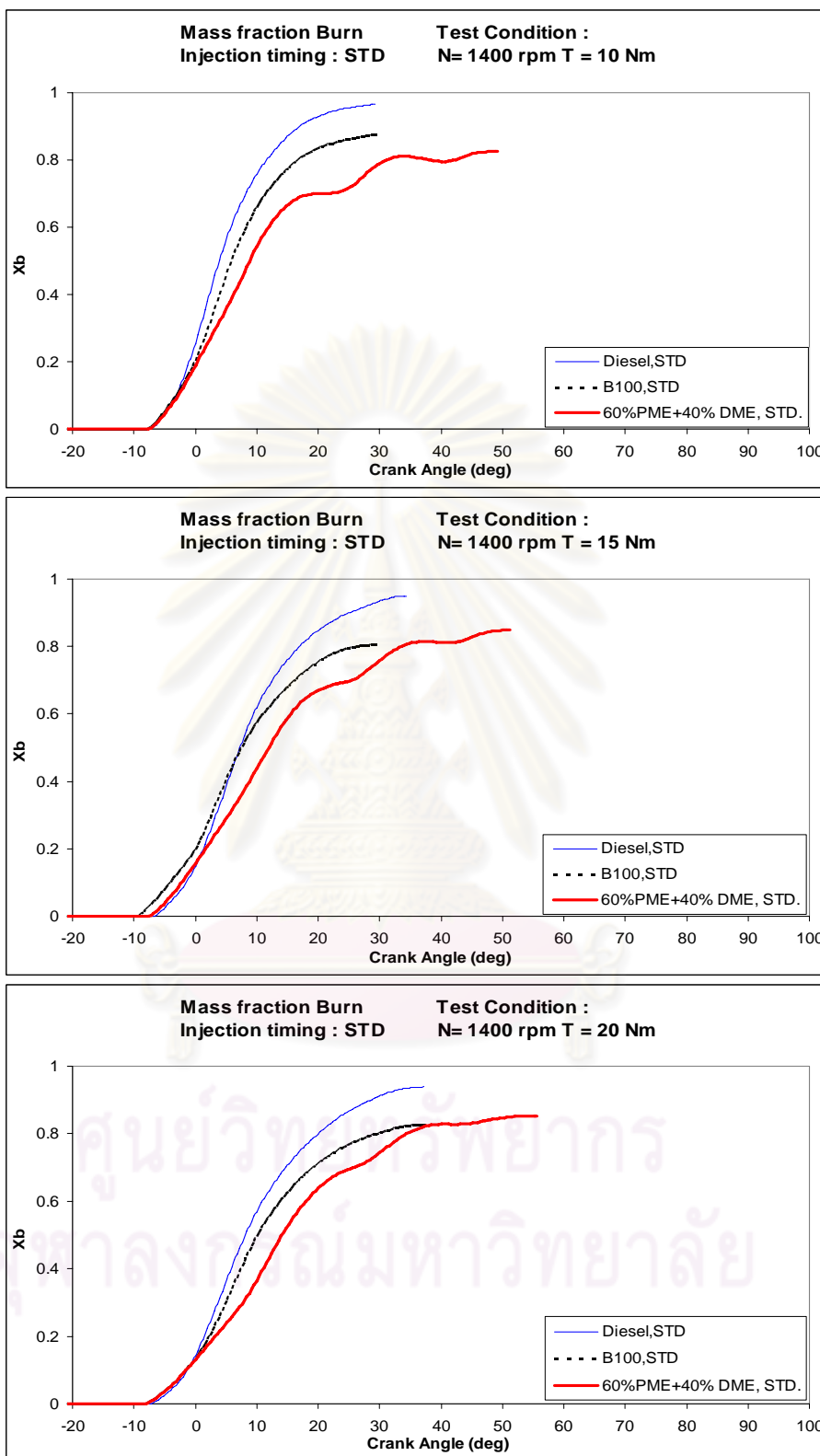
6.2.1.6 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ คือ สัดส่วนของมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้ว ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ที่ขึ้นอยู่กับปริมาณการปล่อยความร้อนที่ปล่อยออกมาจากเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ต่อปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในแต่ละวัฏจักร ดังนั้นการเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ดีควรจะมีการปลดปล่อยความร้อนสุทธิในปริมาณที่สูงและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูง จุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนควรเกิดใกล้จุดศูนย์ตายบนของกระบอกสูบและมีการเผาไหม้ในช่วงแรกที่รวดเร็ว

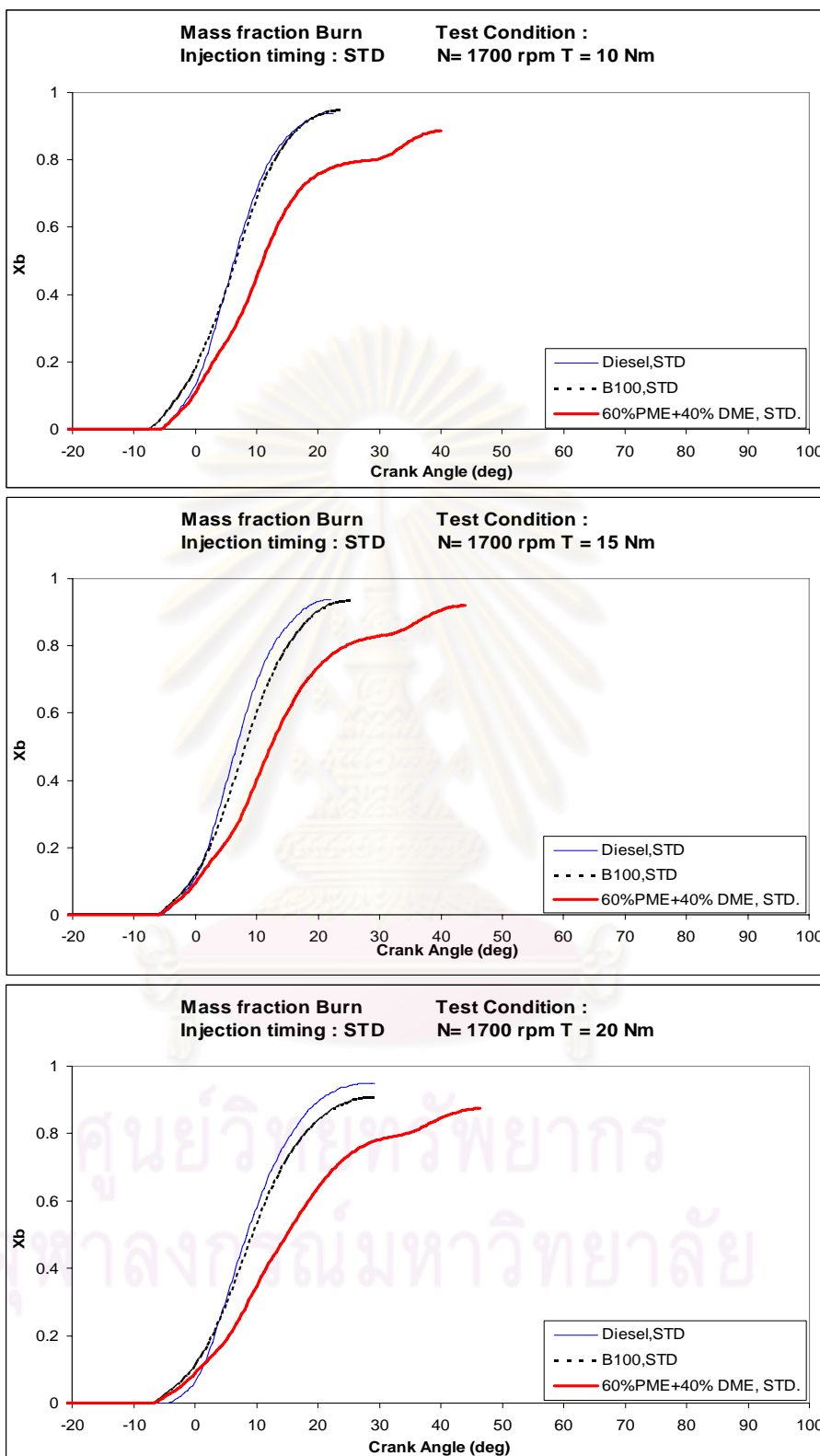
รูปที่ 6-55 ถึงรูปที่ 6-58 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่สภาวะภาระบางส่วนและ รูปที่ 6-59 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่สภาวะภาระสูงสุด ของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน



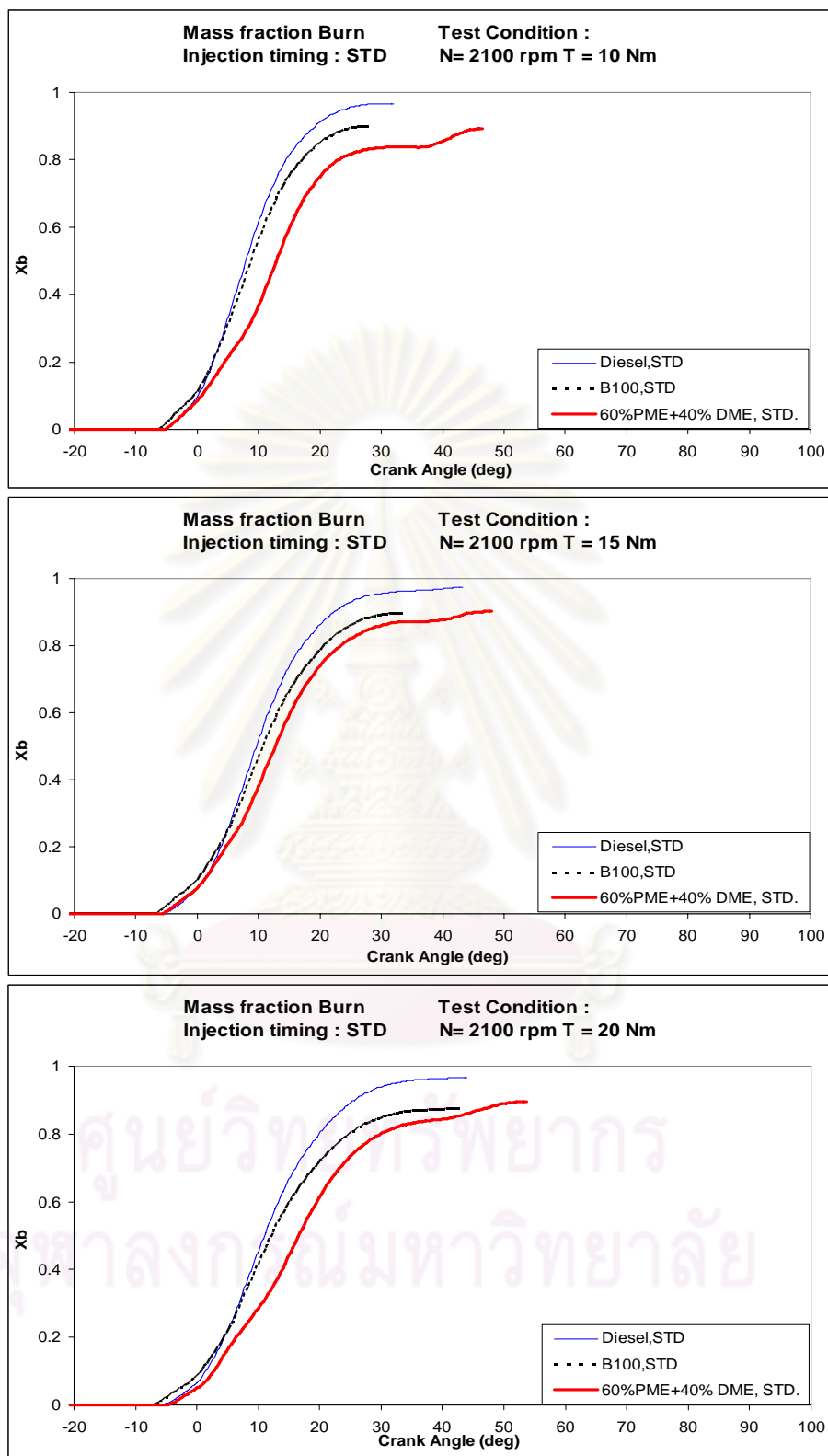
รูปที่ 6-55 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



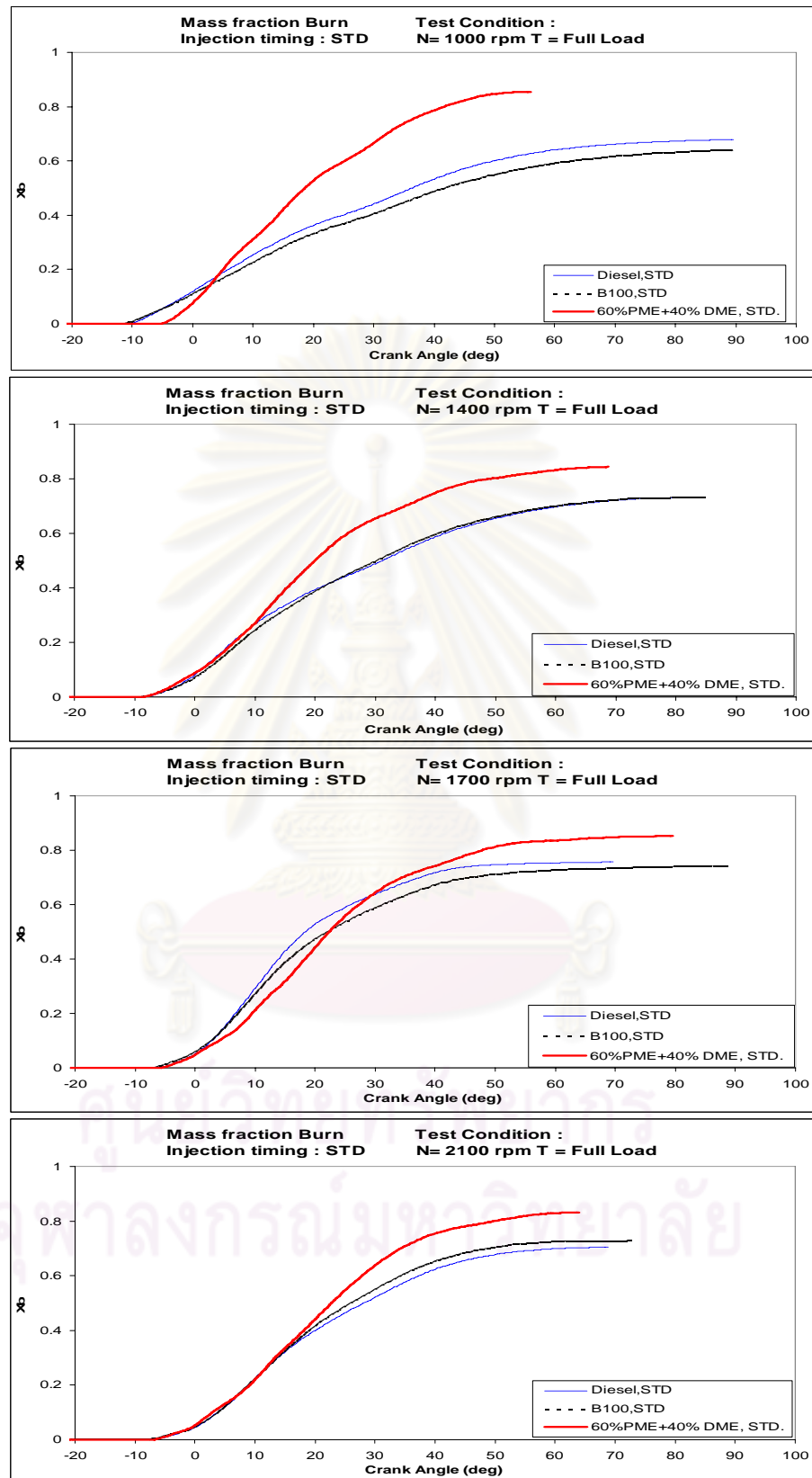
รูปที่ 6-56 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-57 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-58 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วนภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด



รูปที่ 6-59 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้กับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

จากรูปที่ 6-55 ถึงรูปที่ 6-58 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่สภาวะภาวะบางส่วน โดยภาพรวมค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้นั้นสอดคล้องกันกับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง กล่าวคือ ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่มีค่าสูงย่อมส่งผลให้มีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ในร้อยละที่สูงขึ้นตามเช่นกัน

เมื่อพิจารณาค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ ที่จุดทดสอบต่างๆที่สภาวะภาวะบางส่วน ที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน พบว่าที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm ที่สภาวะภาวะ 10 Nm, 15 Nm เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40%DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุด โดยมีค่าเท่ากับ 0.864 และ 0.854 เมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ต่ำที่สุด แต่เมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบการทำงาน of เครื่องยนต์ตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm ที่สภาวะภาวะ 10 Nm, 15 Nm และ 20 Nm พบว่าการใช้น้ำมันดีเซลในช่วงความเร็วรอบการทำงาน of เครื่องยนต์ในช่วงความเร็วรอบ 1400 จนถึง 2100 rpm จะมีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่มีค่าสูงที่สุดในทุกภาวะการทดสอบของเครื่องยนต์ ซึ่งสอดคล้องกับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาวะบางส่วน ในตารางที่ 6-3 และค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานของเชื้อเพลิงที่สภาวะภาวะสูงสุดในตารางที่ 6-10

จากรูปที่ 6-55 ถึงรูปที่ 6-58 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่สภาวะภาวะบางส่วน จากการทดสอบใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 6-35

ตารางที่ 6-35 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่สภาวะภาวะบางส่วน เมื่อพิจารณาความเร็วรอบคงที่และภาวะการทำงานค่าต่างๆ จากการทดสอบใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด ที่เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

ตารางที่ 6-35 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	Torque	Cam Shaft Setting	Mass Fraction Burn		
			Diesel	B100	40% DME
1000	10	STD.	0.854	0.827	0.864
	15		0.834	0.786	0.854
	20		0.889	0.791	0.821
1400	10	STD.	0.965	0.874	0.825
	15		0.949	0.805	0.849
	20		0.939	0.827	0.854
1700	10	STD.	0.938	0.948	0.885
	15		0.937	0.934	0.919
	20		0.950	0.907	0.875
2100	10	STD.	0.967	0.899	0.891
	15		0.974	0.898	0.903
	20		0.967	0.876	0.896

จากตารางที่ 6-35 จากการทดสอบที่จุดทดสอบในแต่ละความเร็วรอบของเชื้อเพลิงที่ใช้ทำการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าการเพิ่มขึ้นของภาระการทำงาน จะไม่ทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้เปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจน

จากรูปที่ 6-59 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 6-36

ตารางที่ 6-36 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อพิจารณาความเร็วรอบคงที่และความเร็วรอบเครื่องยนต์ค่าต่างๆ จากการทดสอบใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด ที่เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

ตารางที่ 6-36 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิด

Speed	Torque	Cam Shaft Setting	Fuel	Mass Fraction Burn
rpm	Nm			
1000	37.11	STD.	Diesel	0.679
	36.45		B100	0.640
	29.22		40% DME	0.855
1400	40.72	STD.	Diesel	0.731
	39.56		B100	0.732
	31.35		40% DME	0.844
1700	40.87	STD.	Diesel	0.757
	39.74		B100	0.742
	31.35		40% DME	0.852
2100	38.94	STD.	Diesel	0.704
	37.04		B100	0.728
	31.64		40% DME	0.831

จากตารางที่ 6-36 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่าการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้ที่สูงที่สุด ในทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์ แต่เมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ พบว่าการเพิ่มขึ้นของแรงบิดเบรกสูงสุด จะไม่ทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้เปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจนเช่นเดียวกัน

จากตารางที่ 6-35 ถึงตารางที่ 6-36 สามารถพิจารณาหาเชื้อเพลิงที่ทำการทดสอบซึ่งมีการเผาไหม้ดีที่สุดในแต่ละจุดทดสอบ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน ได้ดังแสดงในตารางที่ 6-37 โดยภาพรวม หากพิจารณาที่สภาวะการทำงานที่ภาระบางส่วน ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุด ๕ ยกเว้นที่ภาระ 20Nm) เนื่องจากที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่ำ มีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ต่ำทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูง แต่ที่ความเร็วรอบในช่วงตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm พบว่า เมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงใน

การทดสอบจะมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูง ซึ่งเป็นไปได้ว่าการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าทำให้มีเชื้อเพลิงที่ออกจากรูหัวฉีดเกิดการผสมกับไอดีได้ดีและมีอัตราการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศในอัตราส่วนที่เหมาะสมในช่วงล่าช้าการจุดระเบิดเป็นผลให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์และมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สูง จึงเป็นผลให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูง แต่เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าการเผาไหม้ส่วนใหญ่ของเชื้อเพลิงจะเกิดขึ้นในช่วง (expansion stroke) อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ก่อนเริ่มต้นการเผาไหม้มีค่าสูงขึ้นและมีปริมาณความต้องการความร้อนที่ใช้ในการระเหยเป็นไอของเชื้อเพลิงที่สูง ทำให้ห้องเผาไหม้อุณหภูมิลดต่ำลง ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์น้อยกว่า เนื่องจากเชื้อเพลิงที่ออกจากรูหัวฉีดจะเกิดการเผาไหม้ทันทีและใกล้กับตำแหน่งจุดศูนย์ตายบน จึงทำให้เครื่องยนต์ได้งานจากการเผาไหม้น้อย แม้ว่าการปล่อยความร้อนสุทธิจะมีค่าสูงแต่ก็มีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่มากทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ต่ำและอุณหภูมิลดลง

โดยในส่วนกรณีการทดสอบที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อพิจารณาถึงค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ พบว่า ใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุดในทุกความเร็วรอบของการทดสอบ อันเนื่องมาจากมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่มีค่าสูงที่สุดและมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ต่ำที่สุด รวมทั้งมีค่าอุณหภูมิลดต่ำที่สุดในทุกความเร็วรอบการทำงานของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุด

ตารางที่ 6-37 แสดงชนิดเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบที่มีการเผาไหม้ดีที่สุดในแต่ละจุดทดสอบ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 6-37 เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบที่มีการเผาไหม้ดีที่สุดในแต่ละจุดทดสอบ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

Speed	Torque	Timing	Mass Fraction Burn		
			Diesel	B100	40% DME
rpm	Nm				
1000	10	STD.			√
1000	15				√
1000	20		√		
1000	Full				√
1400	10	STD.	√		
1400	15		√		
1400	20		√		
1400	Full				√
1700	10	STD.	√		
1700	15		√		
1700	20		√		
1700	Full				√
2100	10	STD.	√		
2100	15		√		
2100	20		√		
2100	Full				√

จากตารางที่ 6-37 โดยภาพรวมพบว่า การใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุด ถึงแม้จากผลการทดสอบจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงของการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีช่วงเริ่มต้นล่วงหน้าก่อนการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง แต่เนื่องจากมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรและอุณหภูมิไอเสียที่สูงกว่า จึงเป็นผลให้มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ที่มีค่าต่ำกว่าการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ซึ่งการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีช่วงการเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าที่มาก ในขณะที่อุณหภูมิในห้องเผาไหม้มีค่าต่ำ และมีอัตราการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศในอัตราส่วนที่เหมาะสมในช่วงล่างการจุดระเบิดทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ จึงเป็นผลให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้มีค่าสูงและอุณหภูมิไอเสียต่ำ แต่เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าที่น้อยกว่า อุณหภูมิในห้องเผา

ใหม่ก่อนเริ่มต้นการเผาไหม้มีค่าสูง ดังนั้นจึงไม่มีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดและทำให้อัตราการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศมีอัตราส่วนที่ไม่เหมาะสม ทำให้เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกจากหัวฉีดเกิดการเผาไหม้ทันทีและเกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์เป็นผลให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้มีค่าต่ำและอุณหภูมิไอเสียสูง ซึ่งจากอุณหภูมิไอเสียที่สูงนั้นสามารถเป็นตัวยืนยันได้ถึงการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นห่างจากจุดศูนย์ตายบน ซึ่งเครื่องยนต์จะไม่ได้งานจากการเผาไหม้เนื่องจากการขยายตัวของลูกสูบในช่วงหลังศูนย์ตายบนเมื่อมีองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าน้อย

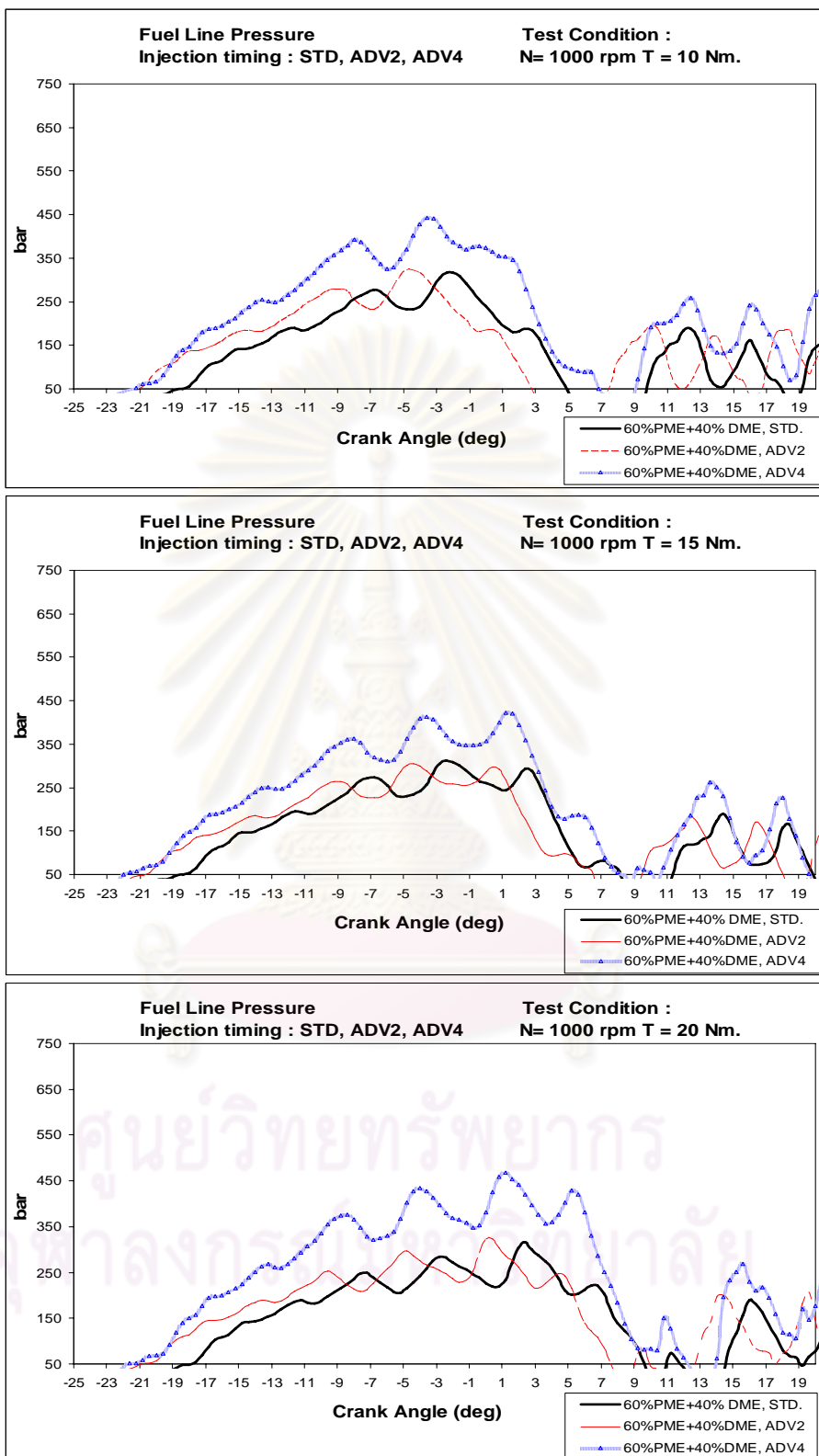
6.2.2 ผลทดสอบและการวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ จากการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ เมื่อใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล เป็นเชื้อเพลิง

แสดงผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้ จากการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง เมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME เพื่อศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ ต่อปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง โดยการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้ นั้นจะใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ อาทิ เช่น ADV2 และ ADV4 เปรียบเทียบกับผลจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD ซึ่งผลการทดสอบที่แสดงในส่วนนี้คือ ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าของหัวฉีด ความดันในห้องเผาไหม้ อัตราการปล่อยความร้อน การปล่อยความร้อนสุทธิ สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้และช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

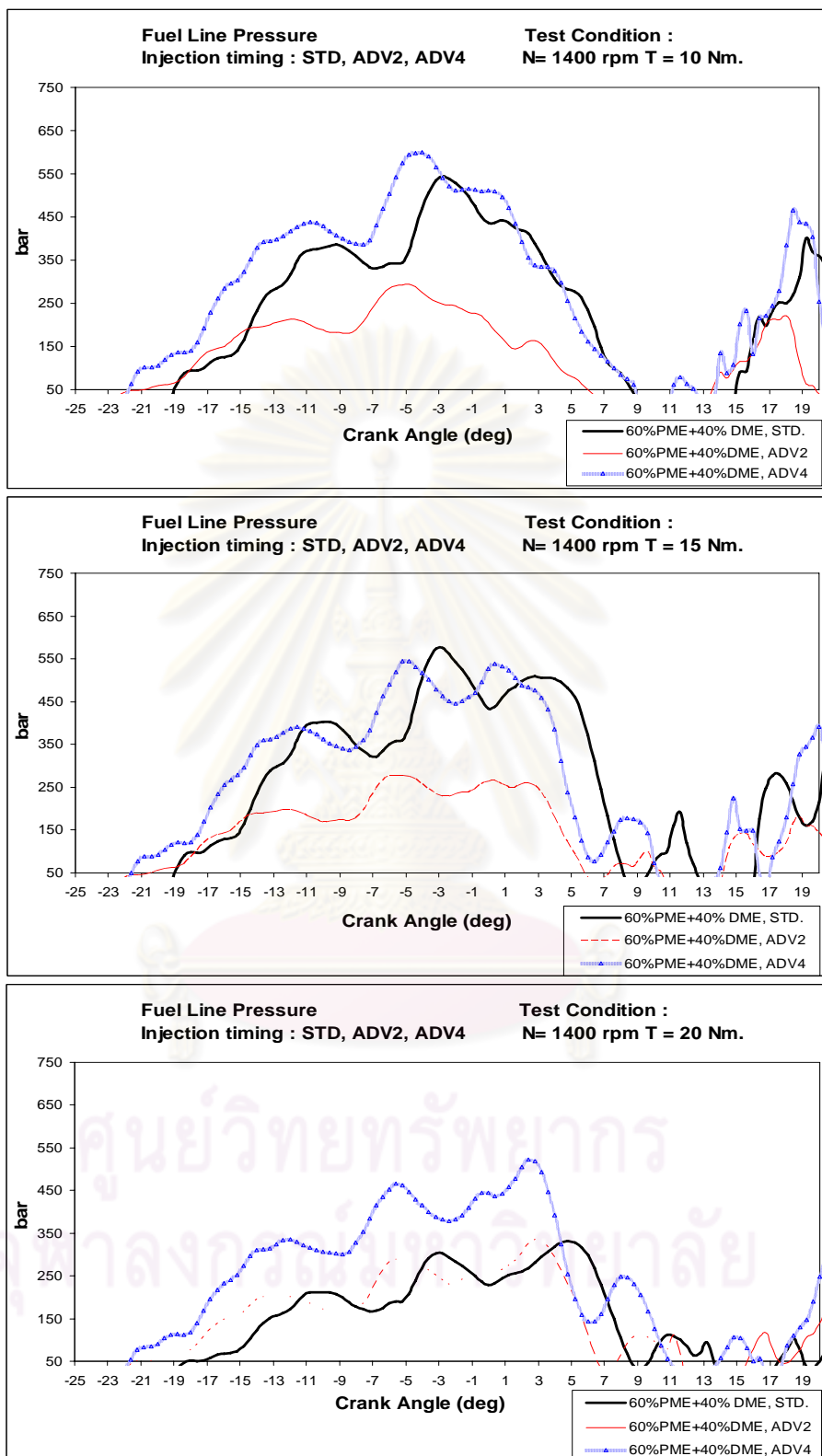
6.2.2.1 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

จากผลการทดสอบข้อมูลความดันในท่อส่งเชื้อเพลิง ในหัวข้อที่ 6.2.1.1 เมื่อใช้ DME-PME เป็นเชื้อเพลิง ที่เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) พบว่ามีแนวโน้มของจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้ากว่าค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน ที่บริษัทผู้ผลิตได้ออกแบบไว้ที่ (STD, 20CA BTDC) เนื่องมาจากคุณสมบัติบางประการของเชื้อเพลิง DME-PME ที่แตกต่างออกไปจากน้ำมันดีเซล อาทิ เช่น ความสามารถในการอัดตัวได้, ค่าความหนืด, ความหนาแน่น, ความดันไอของเชื้อเพลิง เป็นต้น จึงจำเป็นต้องปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้าออกไป เพื่อให้มีแนวโน้มของการเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่วงหน้ามากขึ้น ซึ่งผลการทดสอบจะถูกนำไปเปรียบเทียบกับการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD)

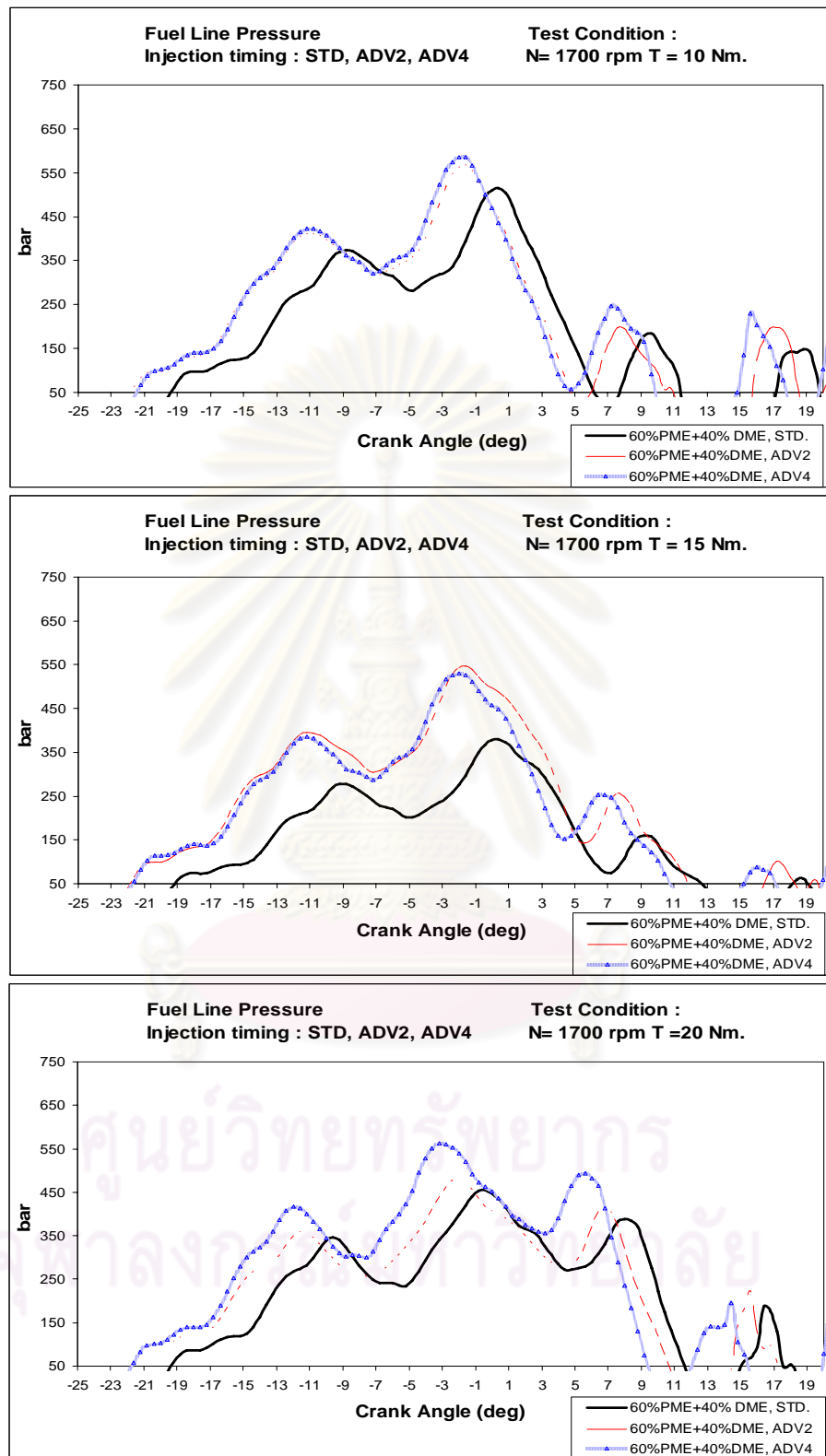
รูปที่ 6-60 ถึงรูปที่ 6-63 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่สภาวะภาระบางส่วน และรูปที่ 6-64 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ ของการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง



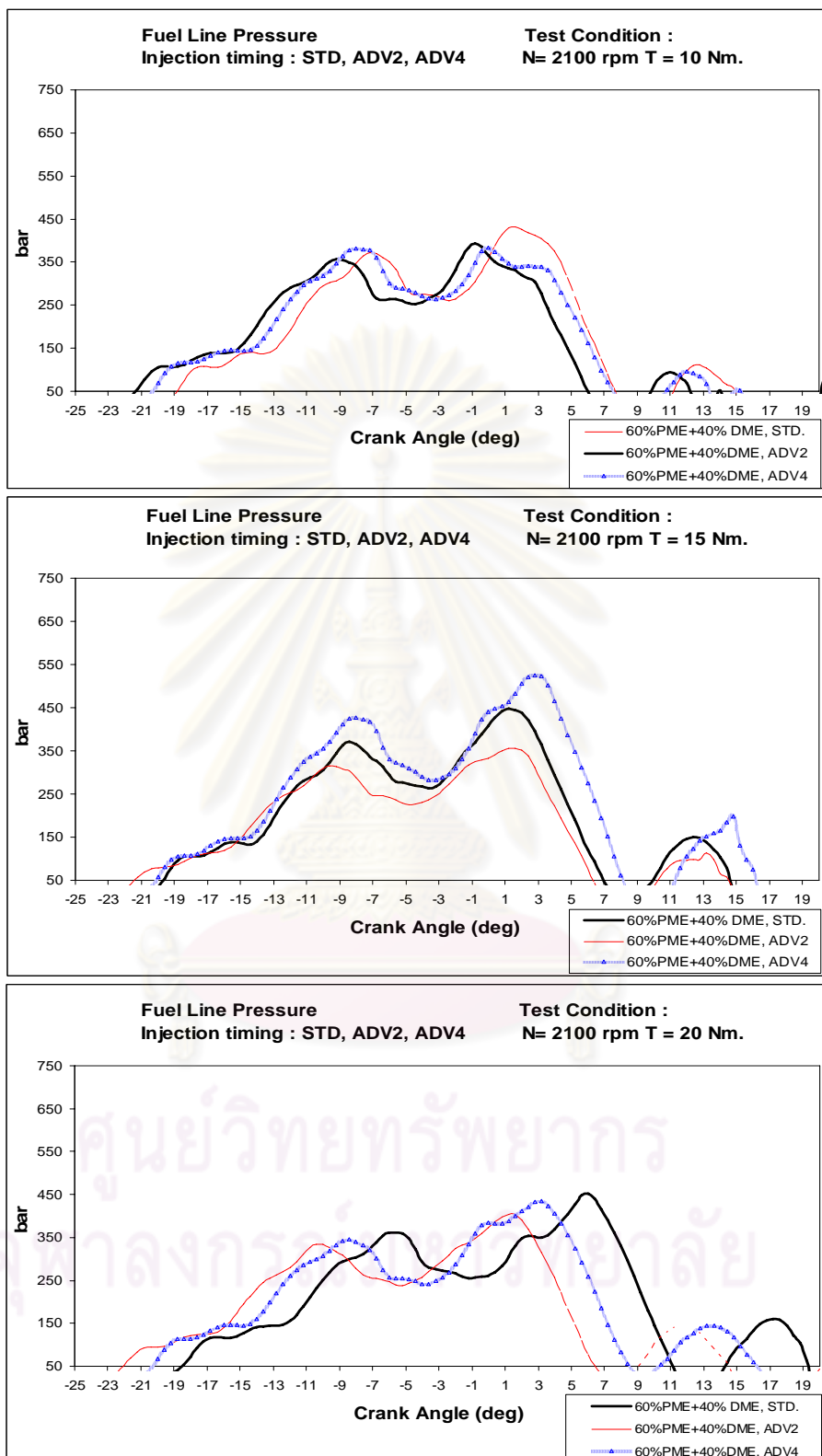
รูปที่ 6-60 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



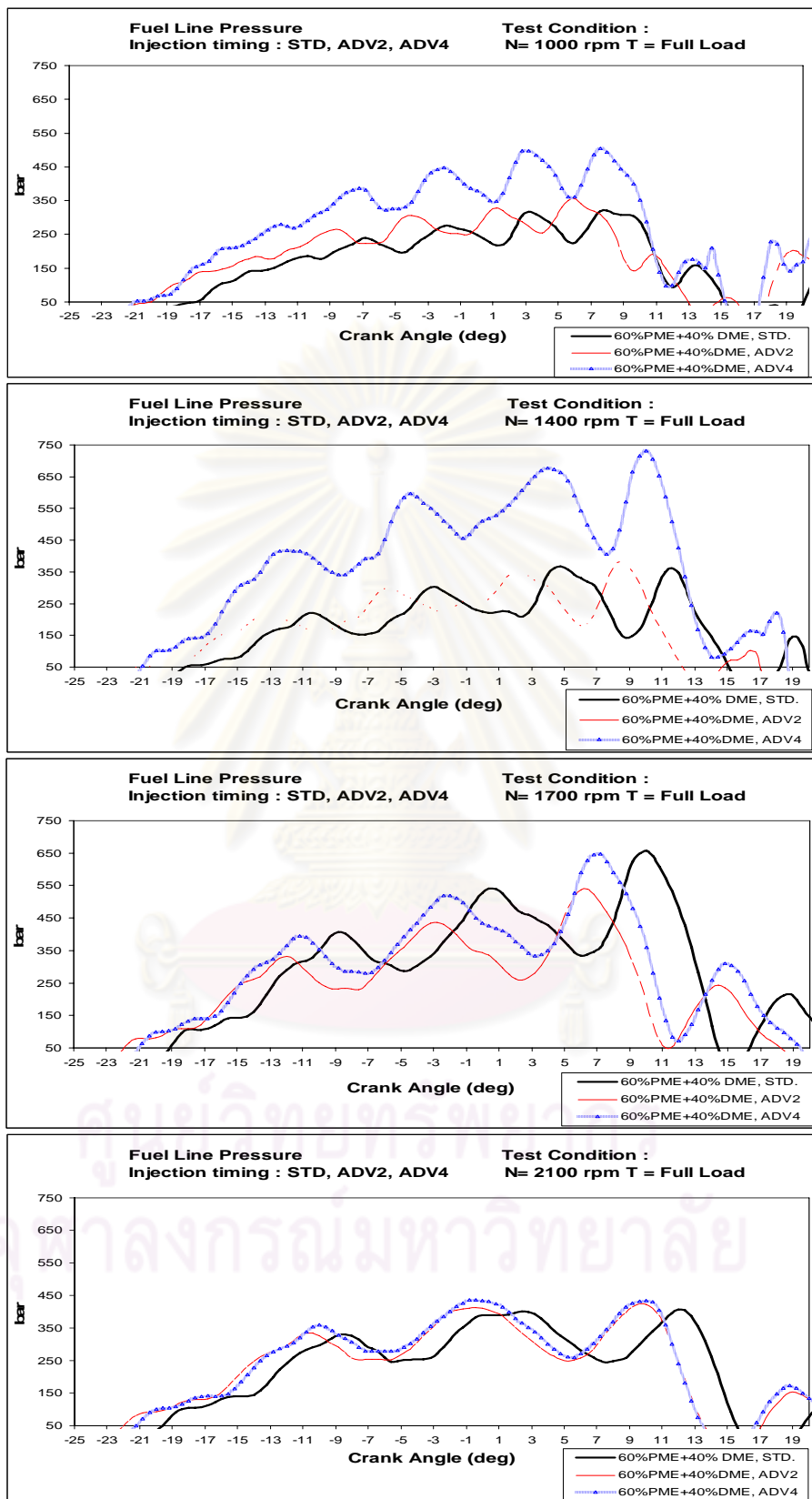
รูปที่ 6-61 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-62 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-63 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-64 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดกับความเร็วยานยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

จากรูปที่ 6-60 ถึงรูปที่ 6-63 โดยจากผลการทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วนพบว่า เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน โดยที่การใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD จะมีจุดฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด ตลอดช่วงของความเร็รรอบเครื่องยนต์และทุกจุดภาระการทดสอบ และจากรูปที่ 6-64 ที่สภาวะภาระสูงสุด ยังให้ผลในลักษณะเดียวกัน กล่าวคือ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน โดยที่การใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD จะมีจุดฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด ตลอดช่วงของความเร็รรอบเครื่องยนต์

จากรูปที่ 6-60 ถึงรูปที่ 6-63 ผลจากการทดสอบค่าความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด ที่สภาวะภาระบางส่วน สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-38

ตารางที่ 6-38 จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	Torque	Fuel	SOI (CA)			EOI (CA)		
			STD	ADV2	ADV4	STD	ADV2	ADV4
1000	10	60%PME+40%DME	-15.2	-17.2	-18.4	3.6	1.6	4.0
	15		-15.2	-17.2	-18.4	4.8	3.2	6.8
	20		-14.8	-17.2	-18.4	8.0	6.4	8.4
1400	10		-15.2	-16.8	-18.0	7.2	3.6	6.8
	15		-15.2	-16.8	-17.6	7.6	4.8	10.0
	20		-13.6	-16.4	-17.6	8.0	6.0	10.0
1700	10		-14.4	-17.2	-18.0	5.2	4.0	9.6
	15		-13.6	-17.2	-17.2	5.6	10.0	9.2
	20		-14.4	-16.8	-17.6	10.8	10.0	8.8
2100	10		-13.2	-15.2	-16.4	6.8	5.2	6.4
	15		-14.0	-15.2	-16.4	6.0	5.2	7.6
	20		-14.0	-16.0	-16.4	10.4	5.6	7.6

จากตารางที่ 6-38 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ พบว่าการเพิ่มขึ้นของภาระการทำงาน ไม่ทำให้จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเปลี่ยนแปลงอย่างมีแนวโน้มที่ชัดเจน แต่เมื่อพิจารณาที่ภาระคงที่ พบว่าแนวโน้มจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงจะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเข้าใกล้จุดศูนย์ตายบนของกระบอกสูบตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น

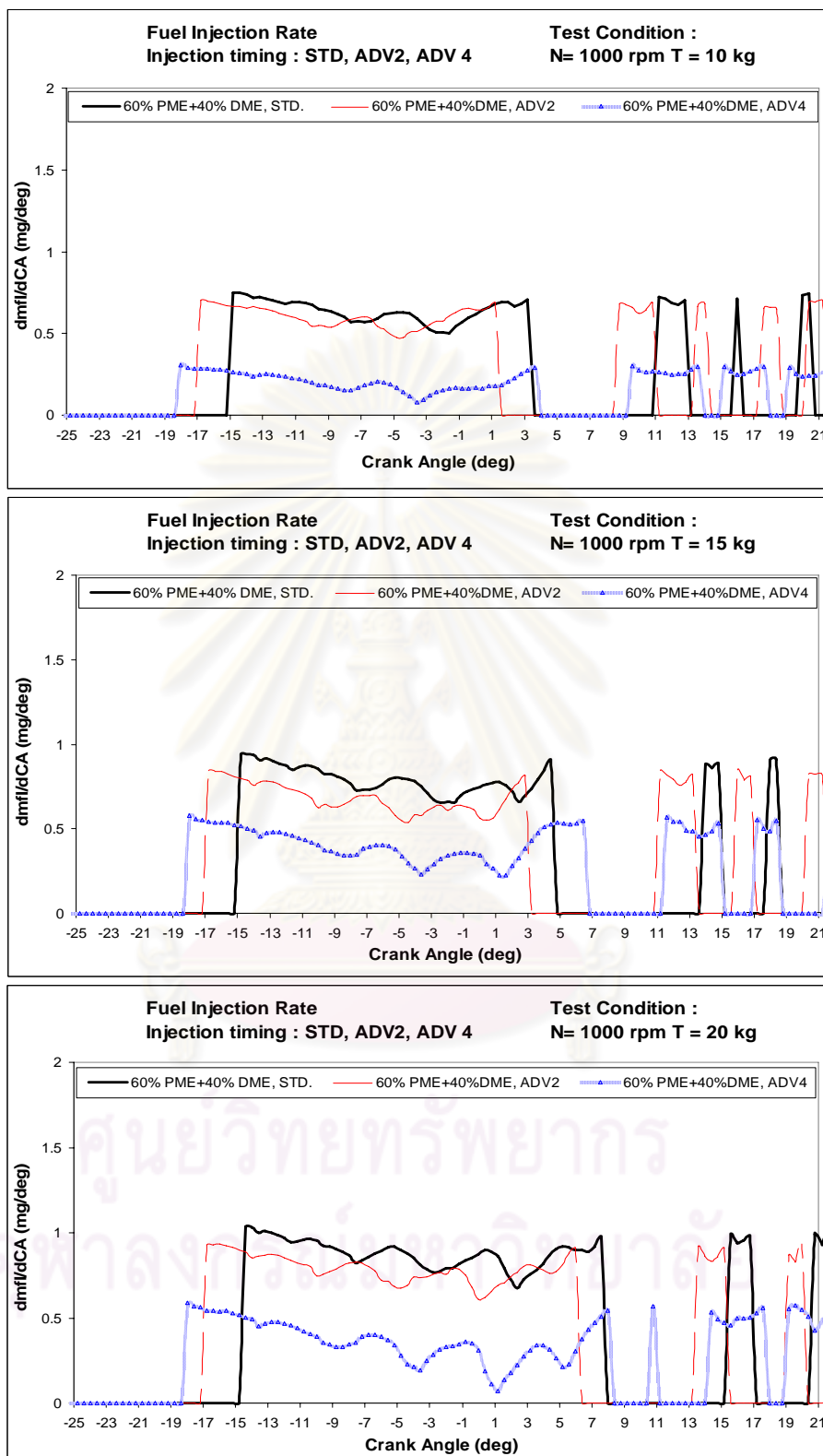
จากรูปที่ 6-64 ผลการทดสอบค่าความดันความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่สภาวะภาระสูงสุด สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-39

ตารางที่ 6-39 จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

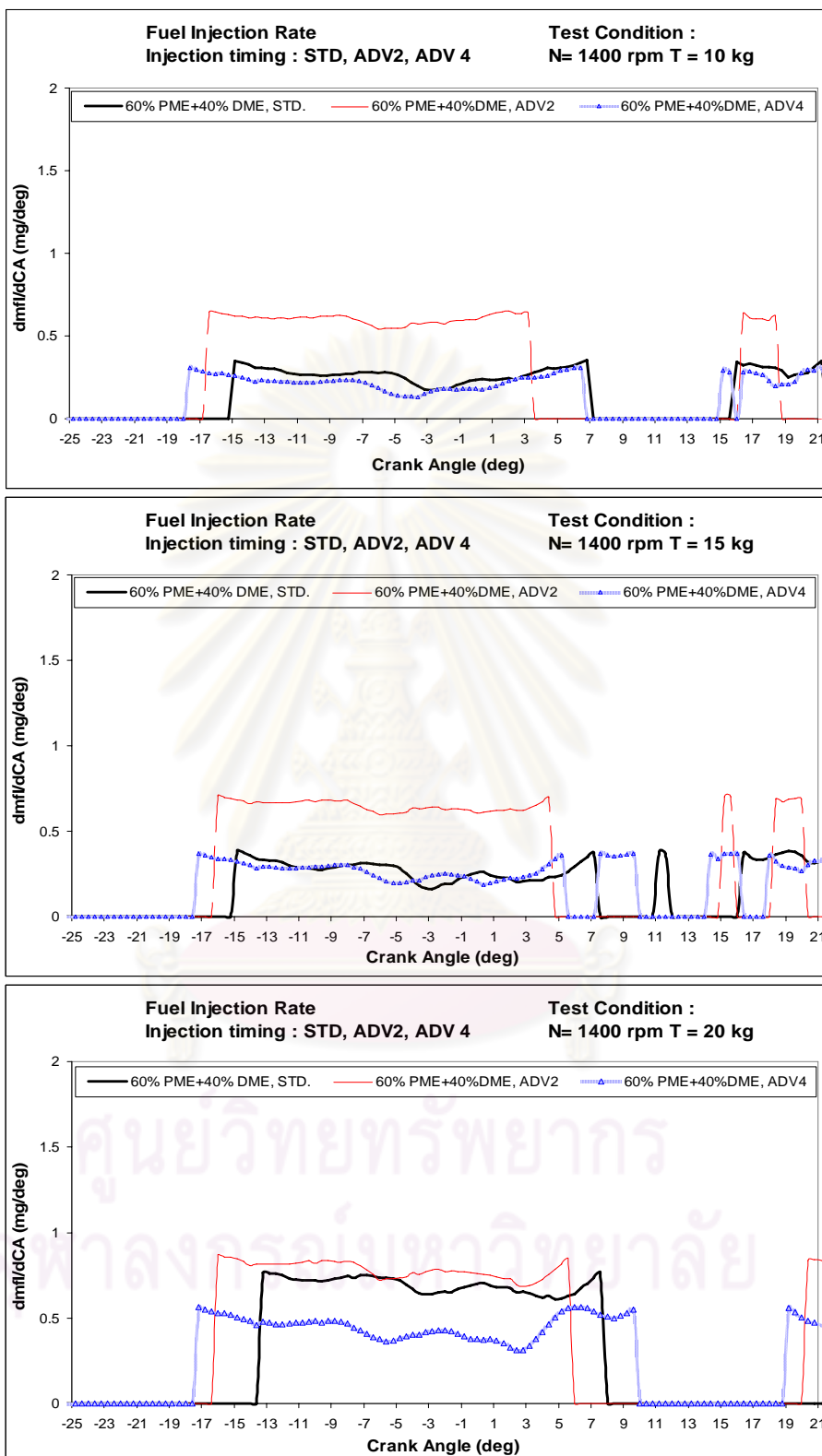
Speed	Torque	Fuel	Cam Shaft Setting	SOI	EOI
rpm	Nm			(CA)	(CA)
1000	29.22	60%PME+40%DME	STD	-14.0	11.6
	28.43		ADV2	-16.8	12.0
	27.26		ADV4	-17.6	11.2
1400	31.35		STD	-13.6	14.4
	29.84		ADV2	-16.4	11.6
	29.05		ADV4	-18.0	13.6
1700	32.06		STD	-15.6	14.0
	31.94		ADV2	-16.8	10.4
	32.19		ADV4	-17.6	11.2
2100	31.64		STD	-15.2	15.2
	31.54		ADV2	-16.4	12.8
	31.45		ADV4	-16.8	12.8

จากตารางที่ 6-39 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ โดยภาพรวมพบว่าค่าแรงบิดเบรกสูงสุดของเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มสูงขึ้น เมื่อจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเข้าใกล้จุดศูนย์ตายบนของกระบอกสูบมากขึ้น

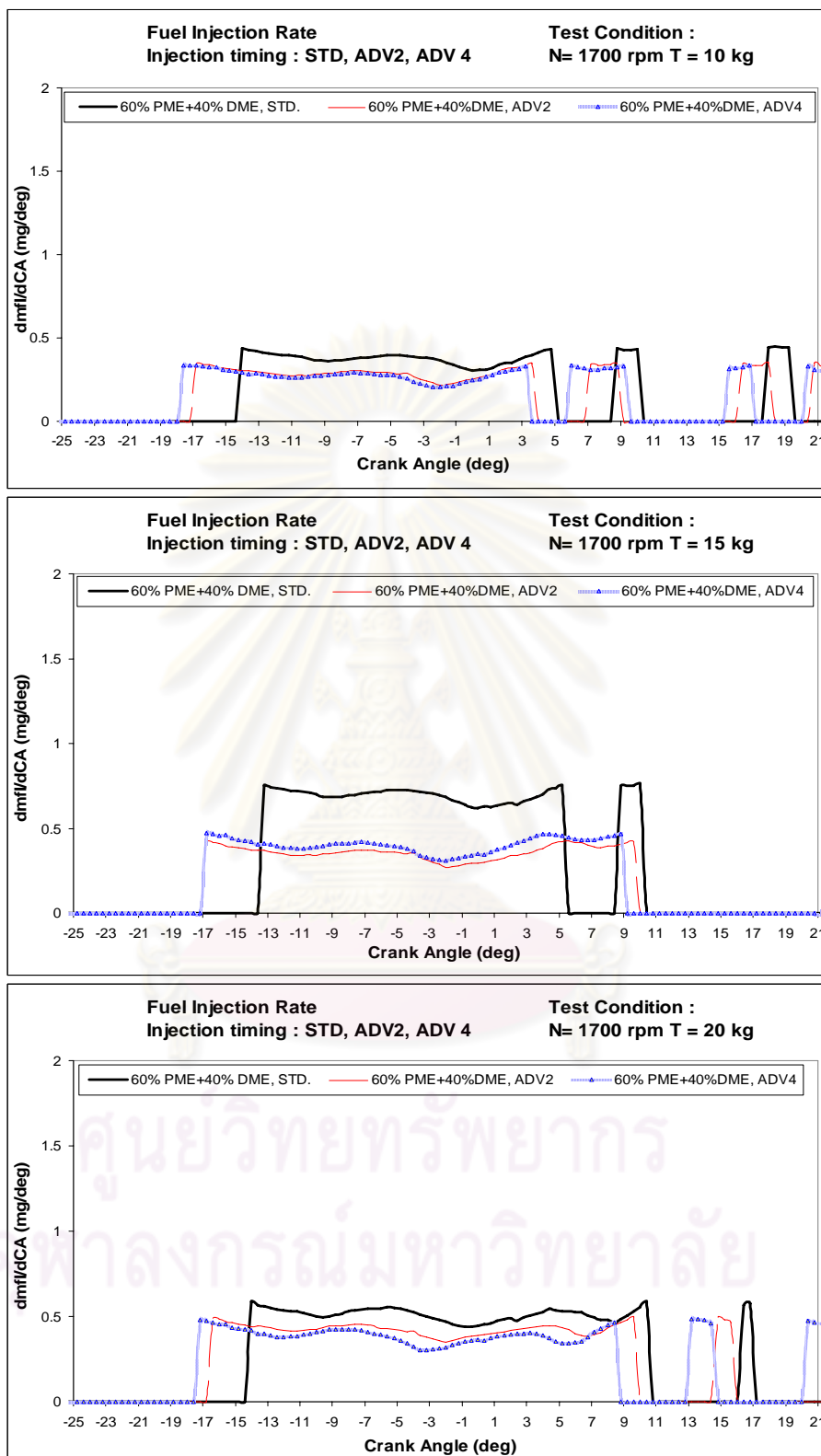
จากรูปที่ 6-60 ถึงรูปที่ 6-64 สามารถคำนวณหาอัตราการฉีดเชื้อเพลิง ได้จากสมการที่ 3-11 ในบทที่ 3 ดังแสดงในรูปที่ 6-65 ถึงรูปที่ 6-69



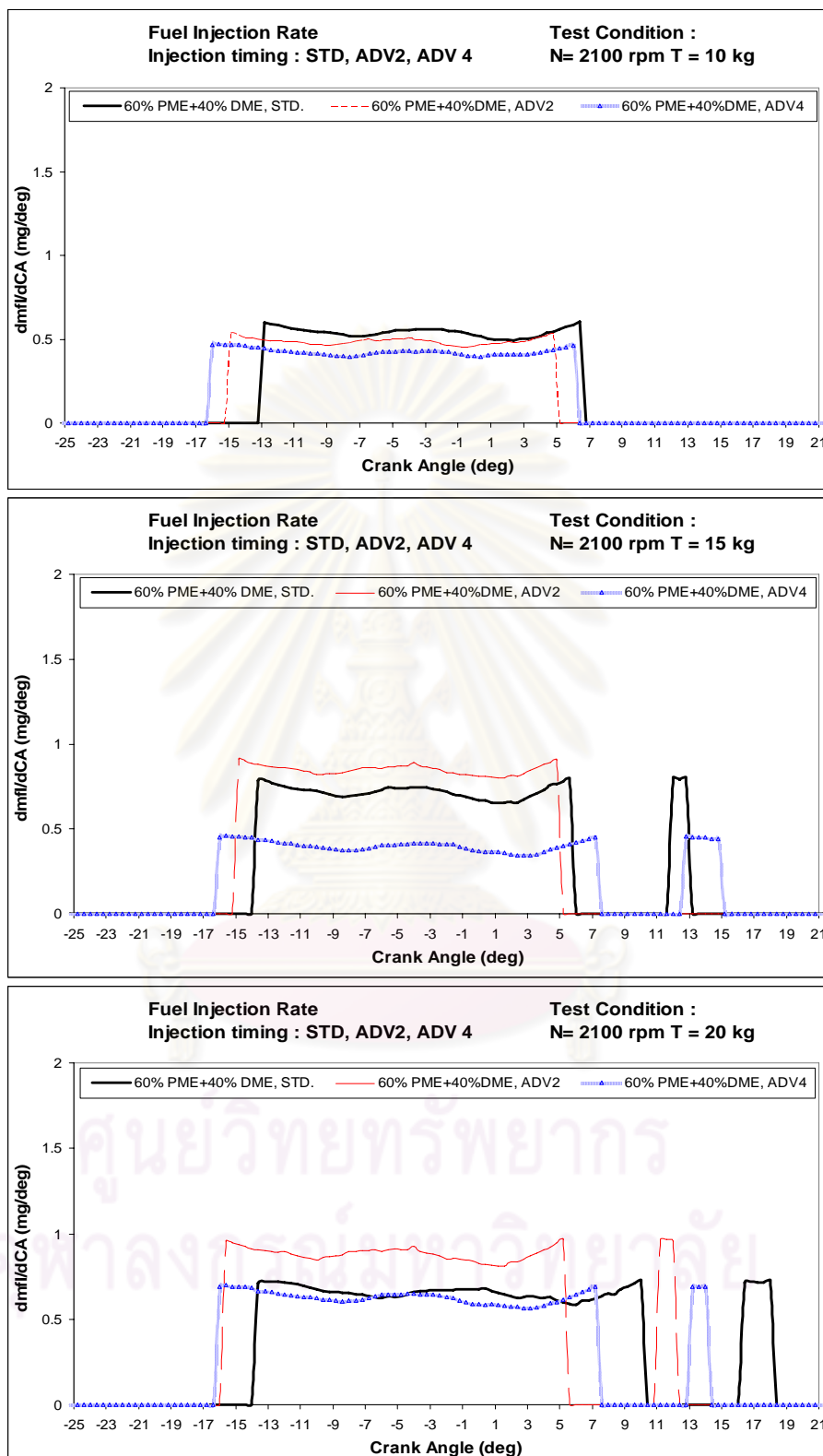
รูปที่ 6-65 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการฉีดเชื้อเพลิงกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



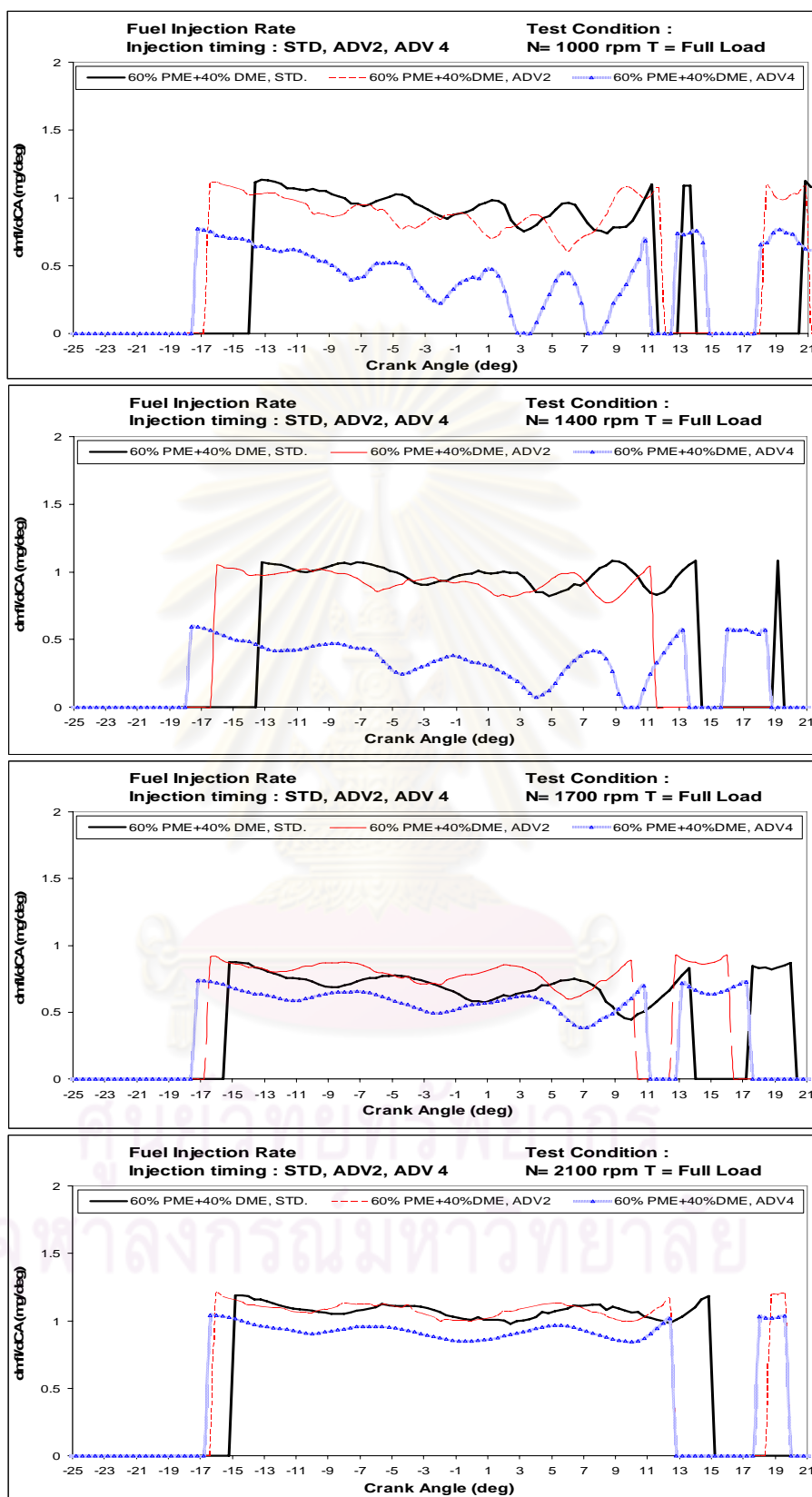
รูปที่ 6-66 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการฉีดเชื้อเพลิงกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-67 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการฉีดเชื้อเพลิงกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-68 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการฉีดเชื้อเพลิงกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-69 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการฉีดเชื้อเพลิงกับความเร็วยกเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

จากรูปที่ 6-65 ถึงรูปที่ 6-69 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงพบว่า จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเป็นไปตามแนวโน้มการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า กล่าวคือ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวปรับแต่งเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน โดยที่การใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุดและพบว่ามีค่าสูงสุดไม่เกิน 1.2 mg/CA

ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) และที่เพลาลูกเบี้ยวปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ (ADV2 และ ADV4) ได้แสดงไว้ในตารางที่ 6-40

ตารางที่ 6-40 ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการ
ใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	Torque	Fuel	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร (mg/cycle)		
			STD	ADV2	ADV4
rpm	N-m				
1000	10	60%PME+40%DME	14.28	14.80	14.68
1000	15		18.73	18.92	17.86
1000	20		24.04	23.39	23.72
1400	10		15.69	15.10	14.78
1400	15		19.17	19.92	18.50
1400	20		24.06	24.15	21.91
1700	10		16.87	16.42	15.25
1700	15		20.48	20.27	20.13
1700	20		25.14	25.39	24.16
2100	10		18.41	17.53	17.05
2100	15		21.98	21.70	21.55
2100	20		26.08	26.66	25.69

จากตารางที่ 6-40 เมื่อพิจารณาผลของค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆต่อปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่สภาวะภาระบางส่วน พบว่า โดยภาพรวมการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีค่าปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรต่ำที่สุด ยกเว้นบางช่วงภาระที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm แต่เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า เมื่อภาระการทำงานเพิ่มสูงขึ้นจะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรเพิ่มขึ้น เนื่องจากต้องการปริมาณเชื้อเพลิงมากขึ้น และเมื่อพิจารณาที่ภาระคงที่ พบว่า เมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นจะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่เพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากต้องการปริมาณเชื้อเพลิงเพื่อชดเชยต่อแรงเสียดทานในระบบที่เพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบเครื่องยนต์

ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) และที่เพลาลูกเบี้ยวปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ (ADV2 และ ADV4) ได้แสดงไว้ในตารางที่ 6-41

ตารางที่ 6-41 ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร ที่สภาวะภาระสูงสุดเปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

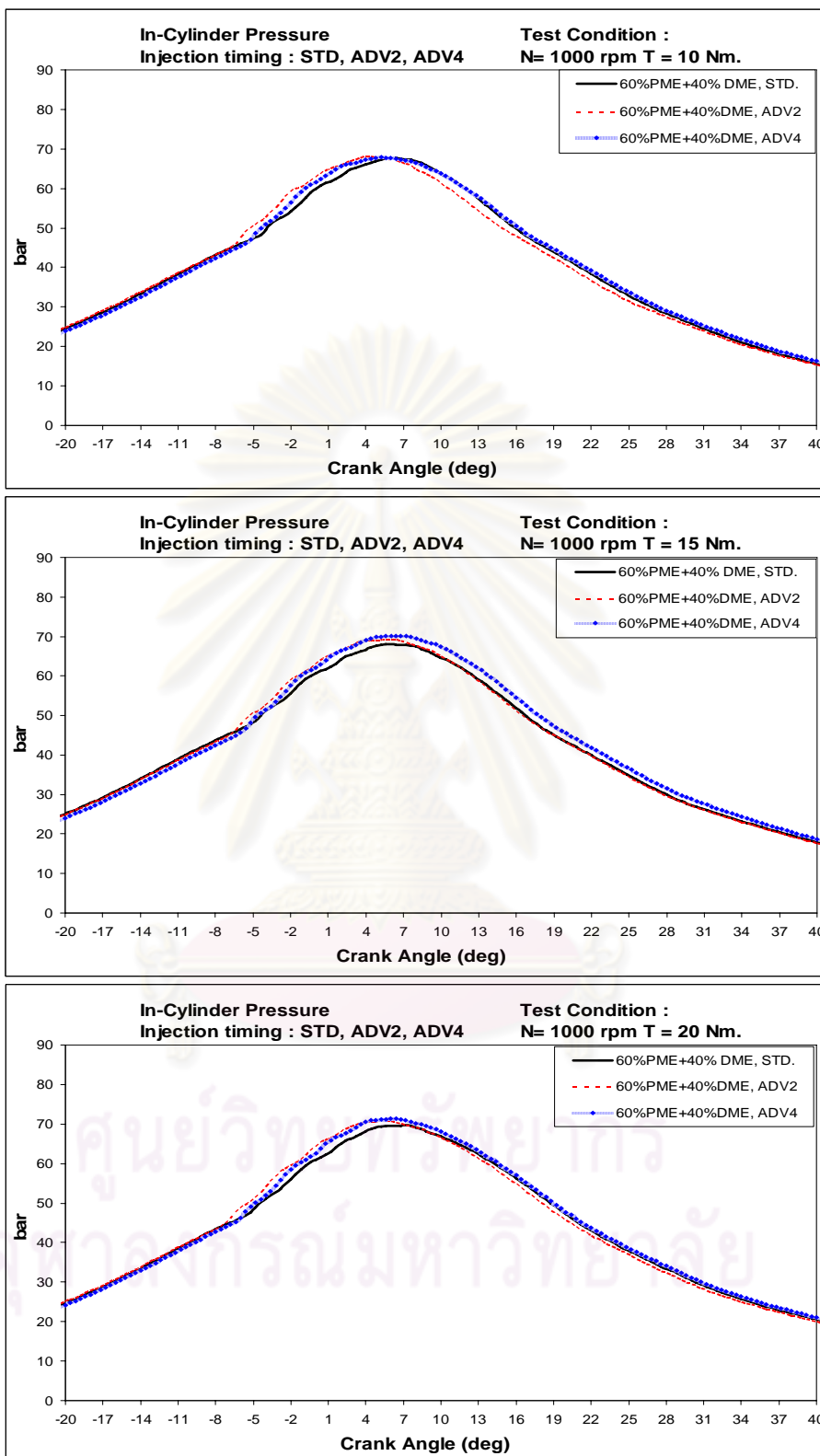
Speed	Torque	Fuel	Cam Shaft Setting	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร
rpm	Nm			(mg/cycle)
1000	29.22	60%PME +40%DME	STD	31.19
	28.43		ADV2	32.80
	27.26		ADV4	29.92
1400	31.35		STD	33.56
	29.84		ADV2	33.29
	29.05		ADV4	31.60
1700	32.06		STD	36.28
	31.94		ADV2	37.08
	32.19		ADV4	36.56
2100	31.64		STD	38.76
	31.54		ADV2	40.02
	31.45		ADV4	37.20

จากตารางที่ 6-41 เมื่อพิจารณาผลของค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆต่อปริมาณการขีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่า โดยภาพรวมการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีค่าปริมาณการขีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรต่ำที่สุด ยกเว้นที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm

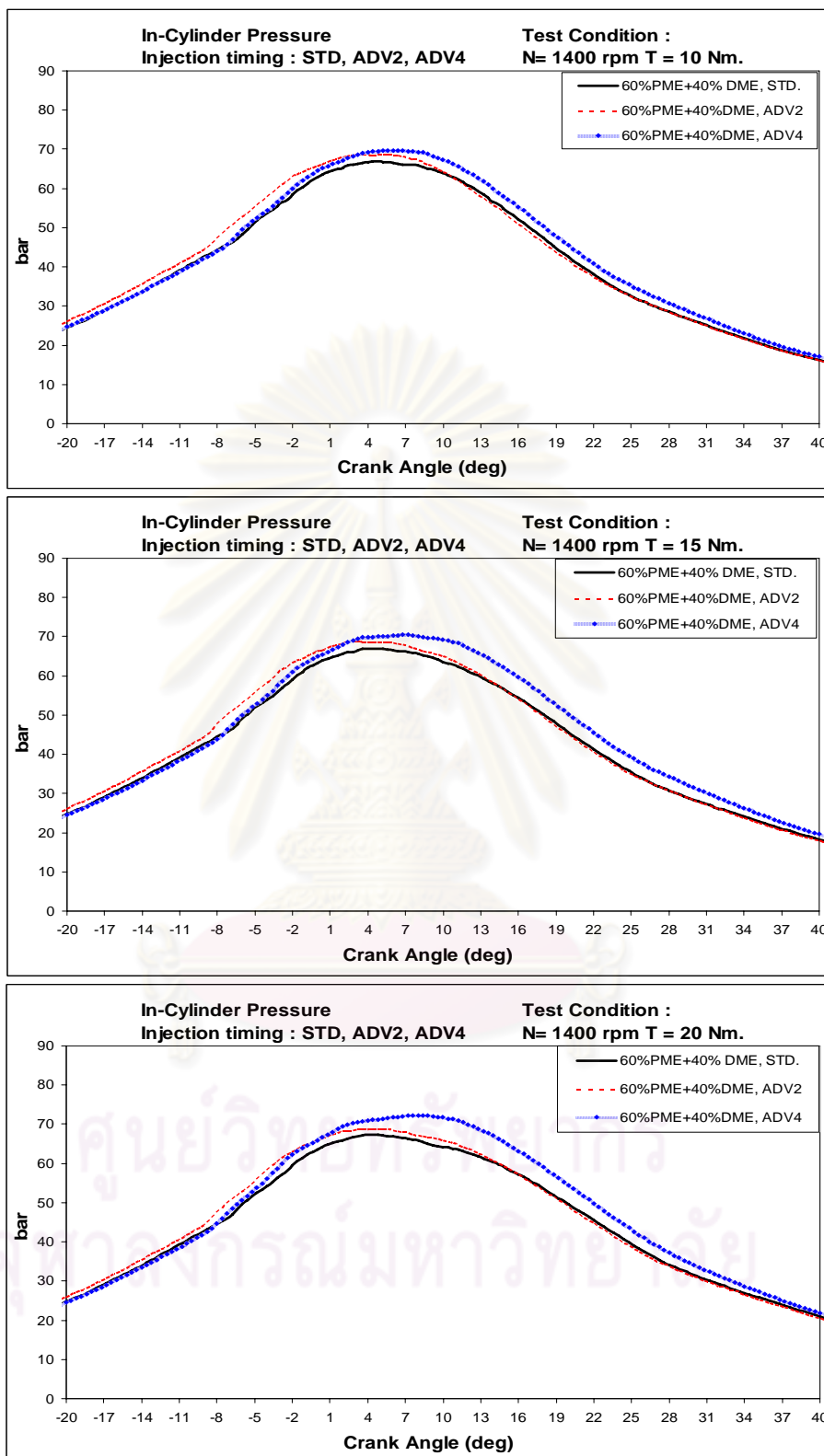
6.2.2.2 ความดันในห้องเผาไหม้

รูปที่ 6-70 ถึงรูปที่ 6-73 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ที่สภาวะภาระบางส่วนและรูปที่ 6-74 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ ของการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง เมื่อพิจารณาผลของค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ โดยรวม พบว่าการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของค่าความดันในห้องเผาไหม้สูงสุด และการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน จะมีค่าความดันในห้องเผาไหม้ต่ำที่สุด ในทุกความเร็วรอบและทุกภาระการทดสอบ

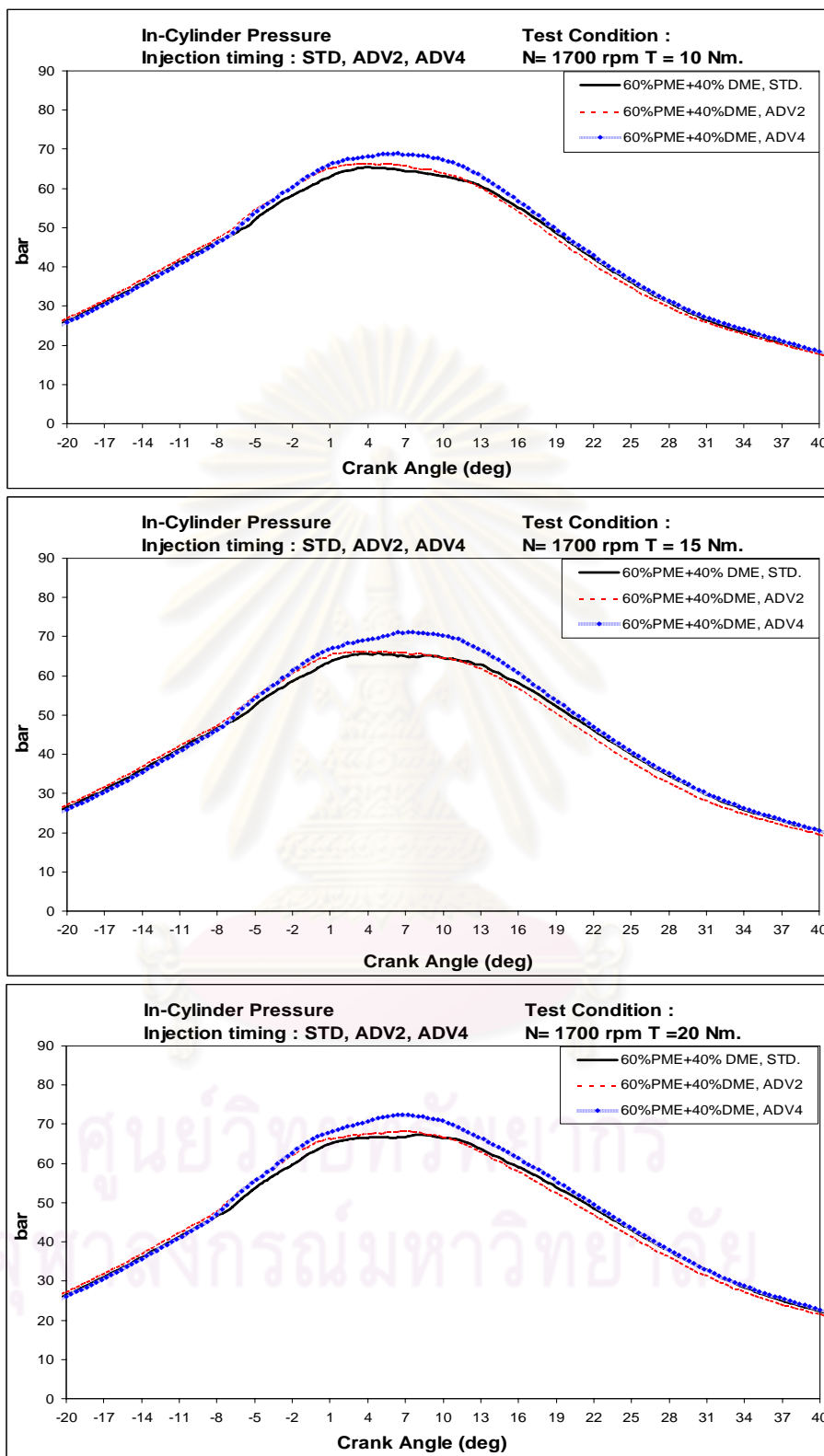
รูปที่ 6-70 ถึงรูปที่ 6-73 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ที่สภาวะภาระบางส่วน และรูปที่ 6-74 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงต่างๆ ของการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง



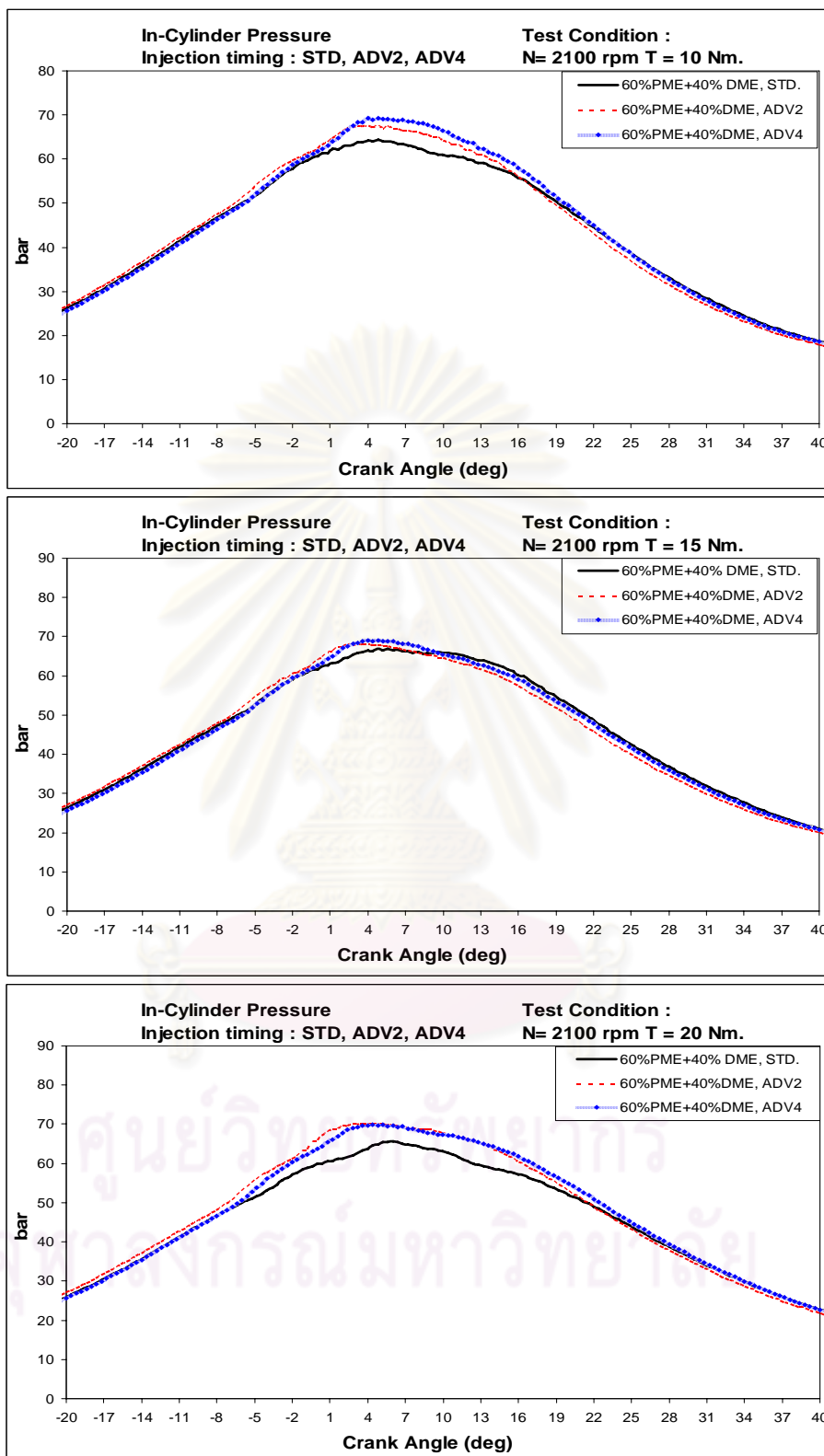
รูปที่ 6-70 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เฟลาถูกเบี่ยงที่ค่าองศาต่างๆ



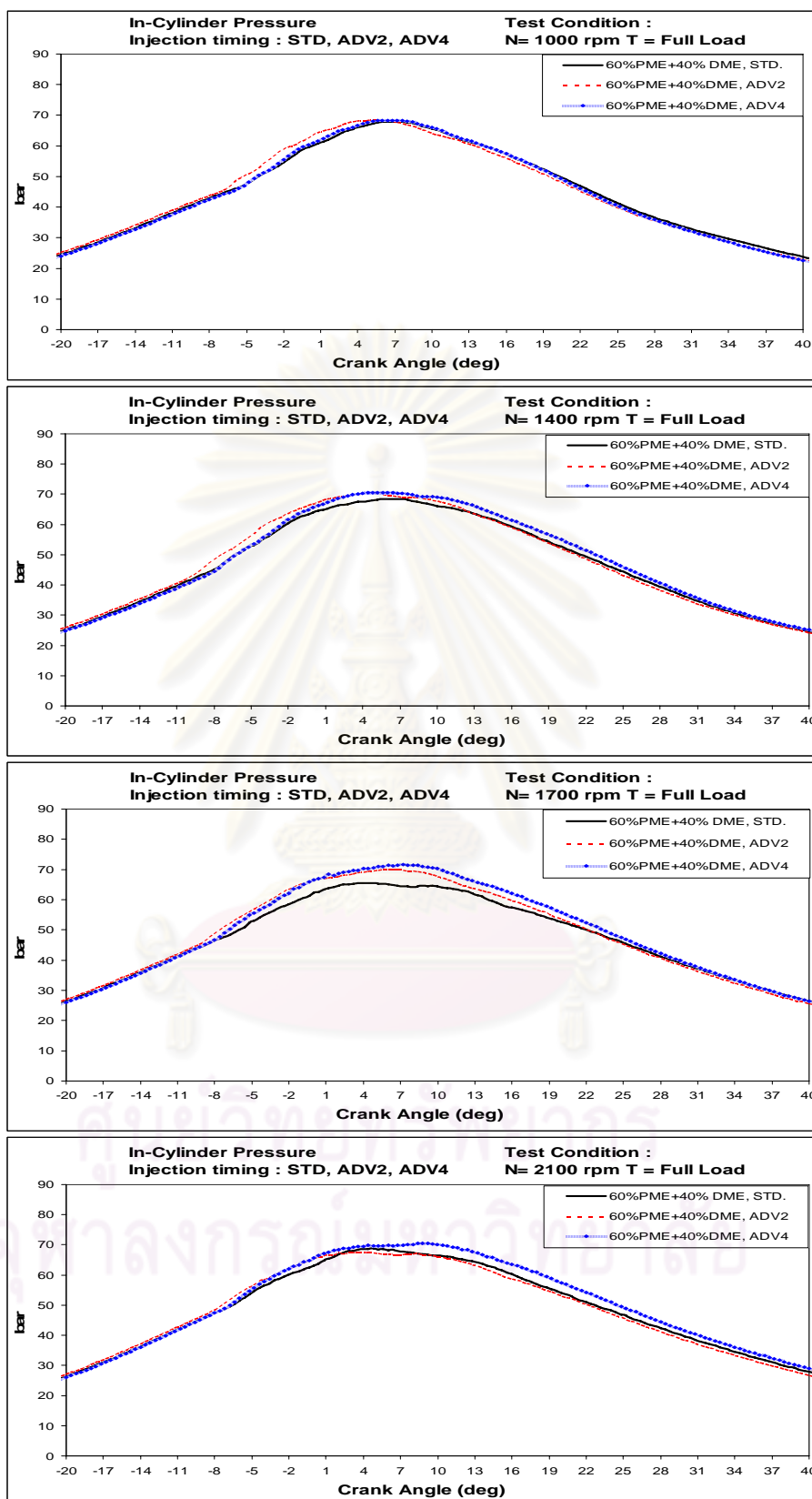
รูปที่ 6-71 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เฟลาถูกเบี่ยงที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-72 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เฟลาถูกเบี่ยงที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-73 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เฟลาถูกเบี่ยงที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-74 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

จากรูปที่ 6-70 ถึงรูปที่ 6-73 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระบางส่วน พบว่าการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่ามาตรฐาน จะมีค่าความดันในห้องเผาไหม้มีค่าลดต่ำลง แต่ตำแหน่งของค่าความดันสูงสุดเกิดขึ้นเข้าใกล้บริเวณศูนย์ตายบนของกระบอกสูบมากขึ้น และสำหรับการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 พบว่าค่าความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดมีสูงที่สุดตลอดทุกช่วงภาระและความเร็วรอบเครื่องยนต์

จากรูปที่ 6-74 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่า การใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 พบว่าค่าความดันในห้องเผาไหม้ มีค่าสูงสุดในทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์ การใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่ามาตรฐาน จะมีค่าความดันในห้องเผาไหม้มีค่าลดต่ำลง แต่ตำแหน่งของค่าความดันสูงสุดเกิดขึ้นเข้าใกล้บริเวณศูนย์ตายบนของกระบอกสูบมากขึ้น

จากรูปที่ 6-70 ถึงรูปที่ 6-73 สามารถสรุปความดันในห้องเผาไหม้ที่สภาวะภาระบางส่วน เป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-42

ตารางที่ 6-42 ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	Torque	Fuel	ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ (bar)		
			STD	ADV2	ADV4
rpm	N-m				
1000	10	60%PME+40%DME	67.75	68.01	67.82
1000	15		66.87	69.33	70.16
1000	20		65.41	70.81	71.35
1400	10		68.02	68.62	69.63
1400	15		67.00	68.80	70.52
1400	20		65.79	68.91	72.22
1700	10		69.65	66.33	68.97
1700	15		67.38	66.39	71.18
1700	20		67.30	68.28	72.41
2100	10		67.85	67.64	69.22
2100	15		68.46	68.26	69.12
2100	20		65.58	70.12	69.83

จากตารางที่ 6-42 โดยภาพรวม พบว่าการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีค่าความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้มีค่าสูงที่สุด

จากตารางที่ 6-42 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่าเมื่อภาระการทำงานเพิ่มสูงขึ้นไม่ทำให้ความดันในห้องเผาไหม้เปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจน แต่ยกเว้นที่การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยว ADV4 ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ การเพิ่มขึ้นของภาระการทำงานมีแนวโน้มทำให้ค่าความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้เพิ่มสูงขึ้น

จากรูปที่ 6-74 สามารถสรุปความดันในห้องเผาไหม้ที่สภาวะภาระสูงสุด เป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-43

ตารางที่ 6-43 ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

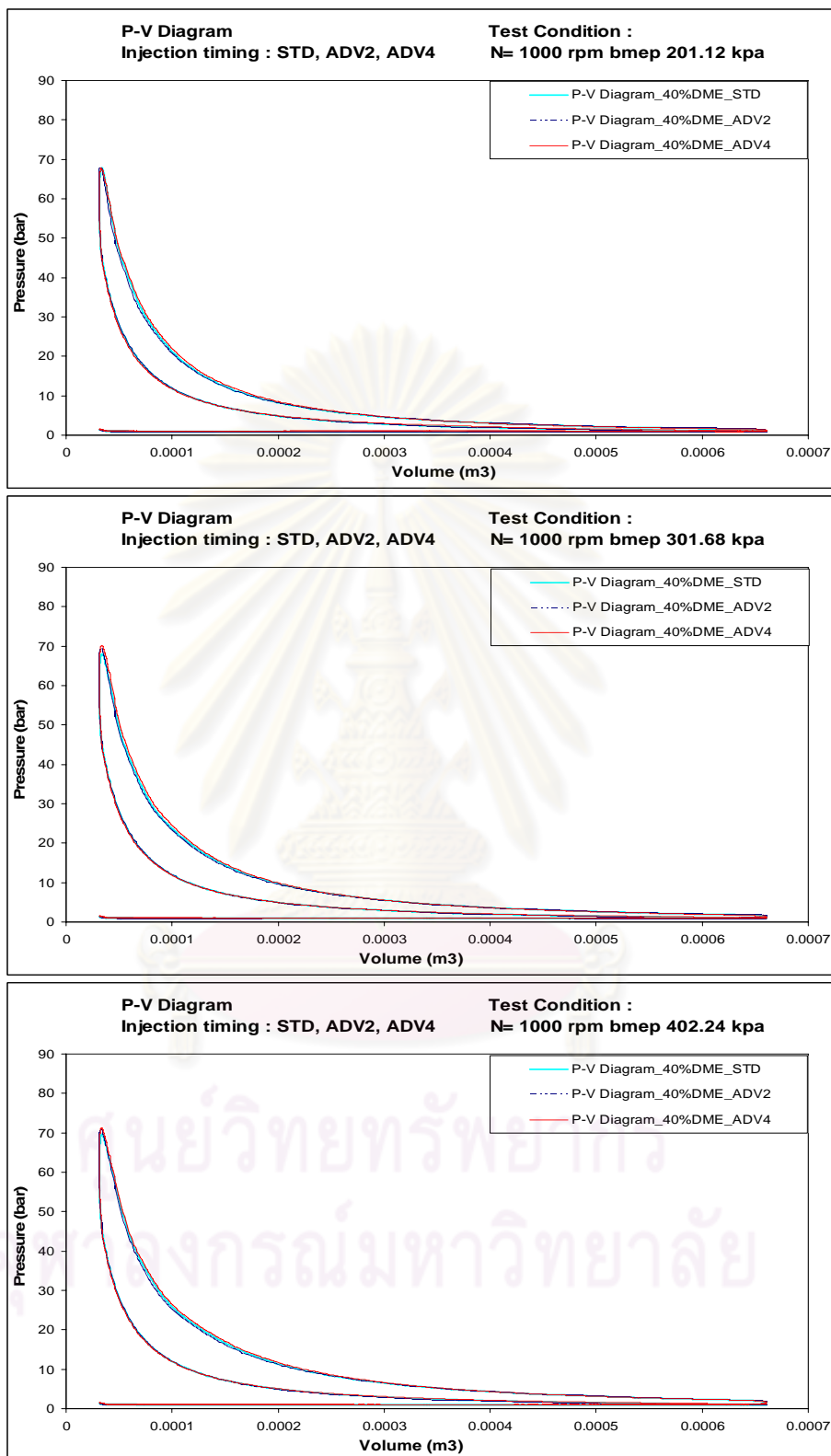
Speed	Torque	Fuel	Cam Shaft Setting	ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้
rpm	Nm			(bar)
1000	29.22	60%PME+40%DME	STD	67.85
	28.43		ADV2	68.47
	27.26		ADV4	68.33
1400	31.35		STD	68.46
	29.84		ADV2	70.13
	29.05		ADV4	70.60
1700	32.06		STD	65.58
	31.94		ADV2	69.91
	32.19		ADV4	71.62
2100	31.64		STD	68.75
	31.54		ADV2	67.47
	31.45		ADV4	70.56

จากตารางที่ 6-43 โดยภาพรวม พบว่าการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีค่าความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้มีค่าสูงที่สุด แต่ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

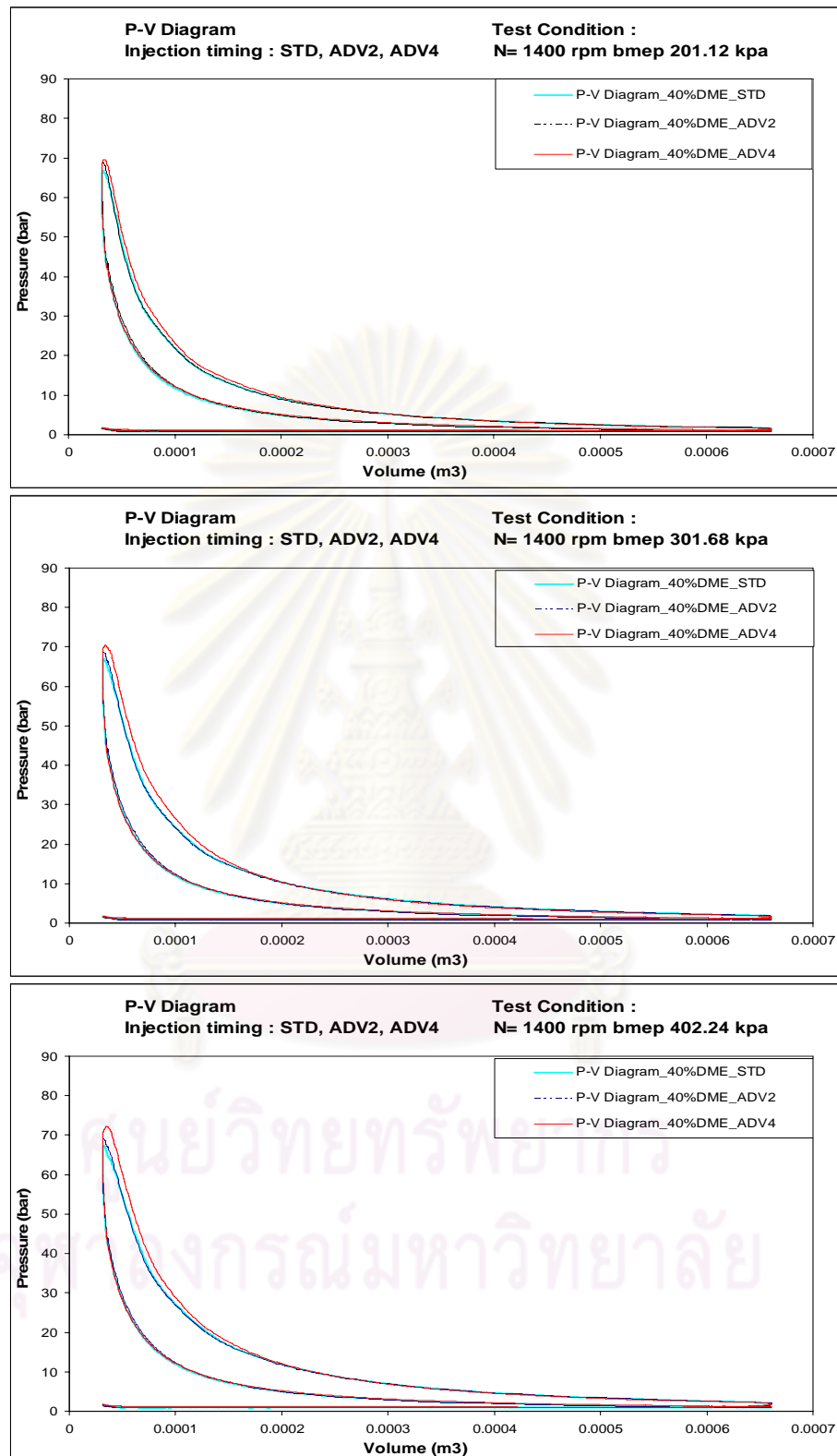
รูปที่ 6-70 ถึงรูปที่ 6-74 สามารถนำมาสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบได้ ซึ่งแสดงภาวะของเครื่องยนต์ในรูปของ (break mean effective pressure, bmep) ดังแสดงในรูปที่ 6-75 ถึงรูปที่ 6-79



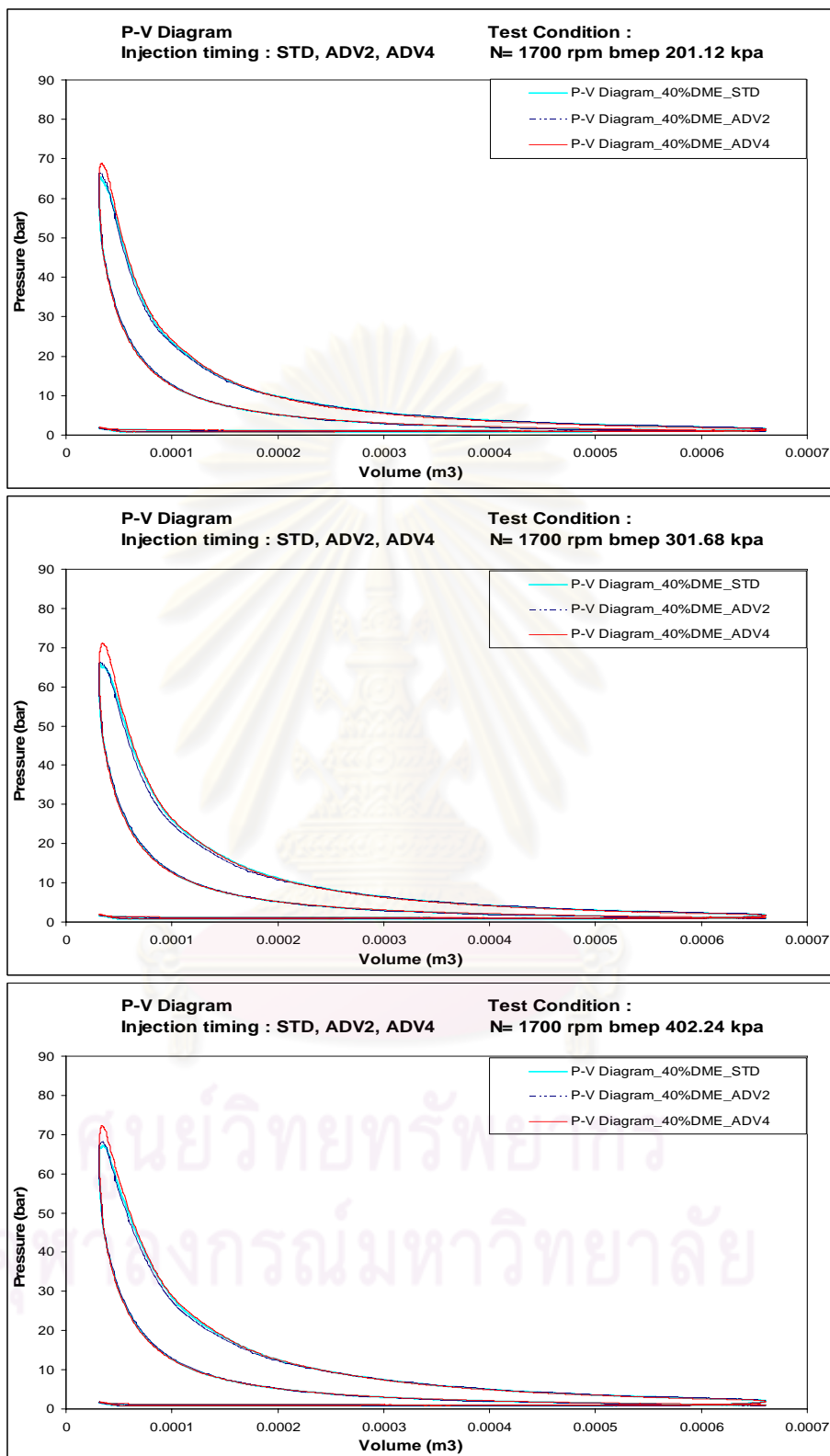
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



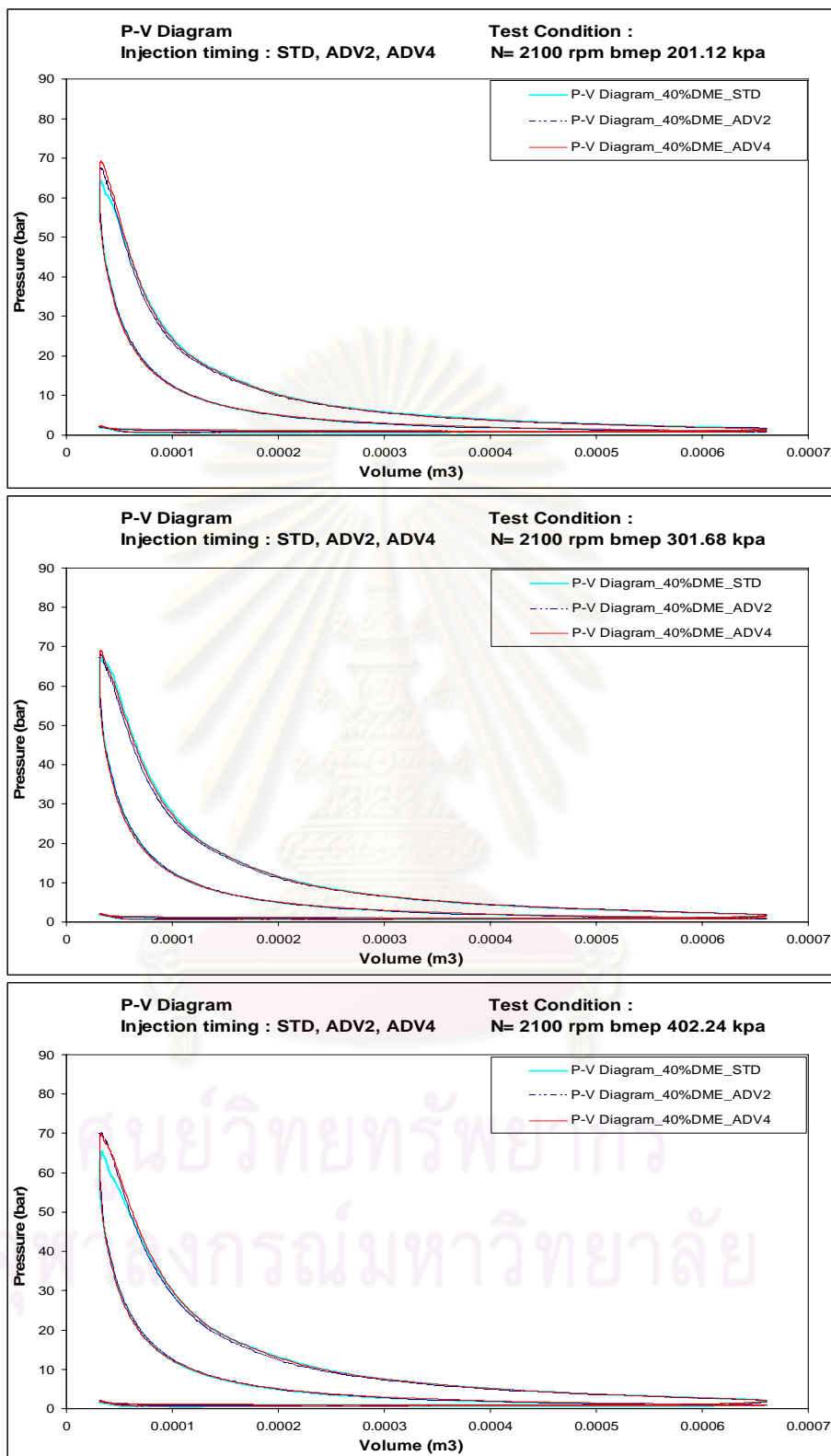
รูปที่ 6-75 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบ ที่สภาวะ
 ภาวะบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบ
 ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



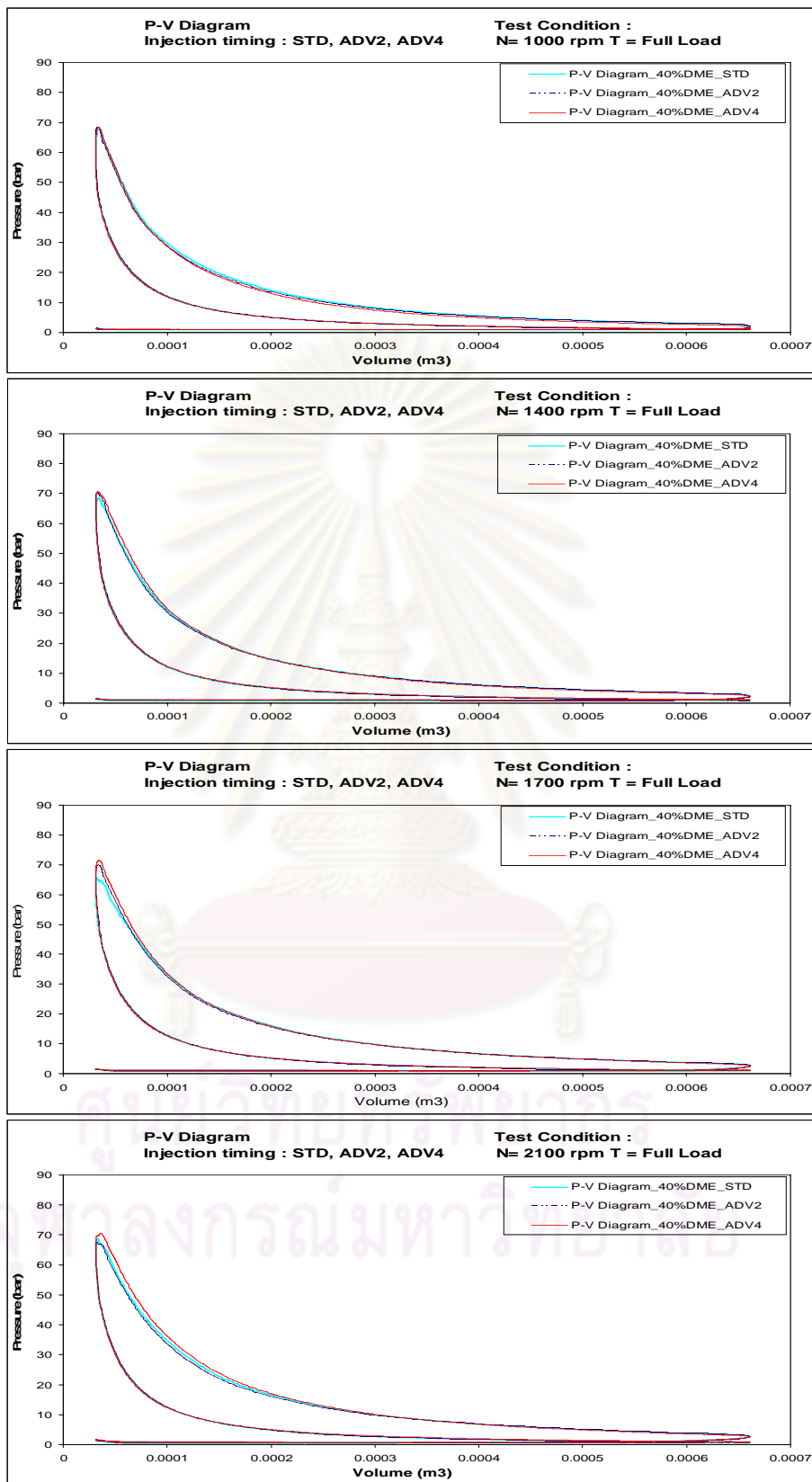
รูปที่ 6-76 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบ ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-77 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบ ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เฟลาถูกเบี่ยงที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-78 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบ ที่สภาวะ
 ภาวะบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบ
 ระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-79 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันภายในห้องเผาไหม้กับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

จากรูปที่ 6-75 ถึงรูปที่ 6-78 สามารถหางานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบ ที่สภาวะภาระบางส่วนเมื่อคิดทั้ง 4 จังหวะได้ ซึ่งสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-44

ตารางที่ 6-44 งานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบที่สภาวะภาระบางส่วนเปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	BMEP	Fuel	Indicated Work (J)		
			STD	ADV2	ADV4
rpm	kPa				
	1000	201.20	214	194	223
	301.68	276	255	290	
	402.24	345	327	358	
1400	201.20	60% PME + 40% DME	233	209	250
	301.68		291	268	314
	402.24		362	340	388
1700	201.20		254	232	254
	301.68		319	289	324
	402.24		385	359	394
2100	201.20		276	245	272
	301.68		342	307	340
	402.24		403	373	411

จากตารางที่ 6-44 เมื่อพิจารณาผลของการปรับเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่องานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบ พบว่าการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีงานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบสูงที่สุดตลอดทุกช่วงภาระการทำงานและทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์ และการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 จะมีงานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบต่ำที่สุด ตลอดทุกช่วงภาระการทำงานและทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์

จากตารางที่ 6-44 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่างานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบมีค่าเพิ่มขึ้นตามภาระการทำงานที่เพิ่มสูงขึ้น โดยมีแนวโน้มเป็นลักษณะเดียวกันเช่นนี้ ตลอดทุกค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง

จากตารางที่ 6-44 เมื่อพิจารณาที่ภาระการทำงานคงที่ พบว่างานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบลูกสูบมีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่เพิ่มสูงขึ้น โดยมีแนวโน้มเป็นลักษณะเดียวกันเช่นนี้ ตลอดทุกค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 6-79 สามารถหางานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบที่สภาวะภาระสูงสุดเมื่อคิดทั้ง 4 จังหวะได้ โดยสามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-45

ตารางที่ 6-45 งานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	BMEP	Fuel	Cam Shaft Setting	Indicated Work
rpm	kPa			(J)
1000	587.68	60% PME + 40% DME	STD	449
	571.79		ADV2	417
	548.26		ADV4	410
1400	630.51		STD	485
	600.15		ADV2	463
	584.26		ADV4	486
1700	644.79		STD	517
	642.38		ADV2	499
	647.41		ADV4	529
2100	636.35		STD	553
	634.34		ADV2	522
	632.53		ADV4	575

จากตารางที่ 6-45 พบว่า ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm การใช้เพลาลูกเบี้ยวค่ามาตรฐาน STD จะมีงานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบสูงที่สุด และเมื่อปรับความเร็วรอบเครื่องยนต์ไปตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีงานอินดิเคทที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบสูงที่สุด

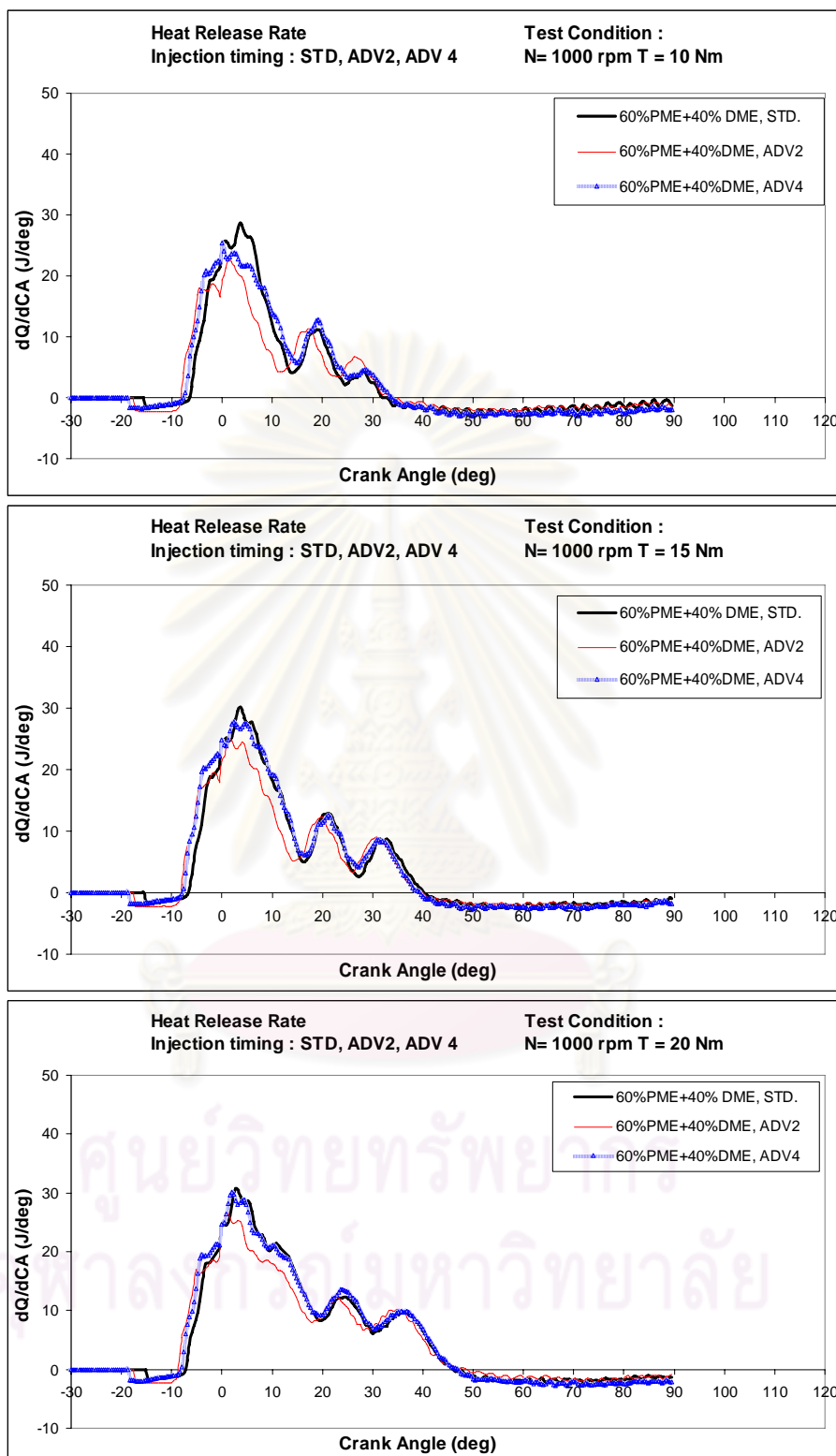
6.2.2.3 อัตราการปล่อยความร้อน

รูปที่ 6-80 ถึงรูปที่ 6-84 แสดงอัตราการปล่อยความร้อน ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3-8 ในบทที่ 3 จากกราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะทำให้ทราบถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (SOC) และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (EOC) และสามารถนำไปคำนวณหาช่วงการเผาไหม้ได้ สำหรับจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้นั้นพิจารณาจากจุดที่อัตราการปล่อยความร้อนเป็น 0 J/CA

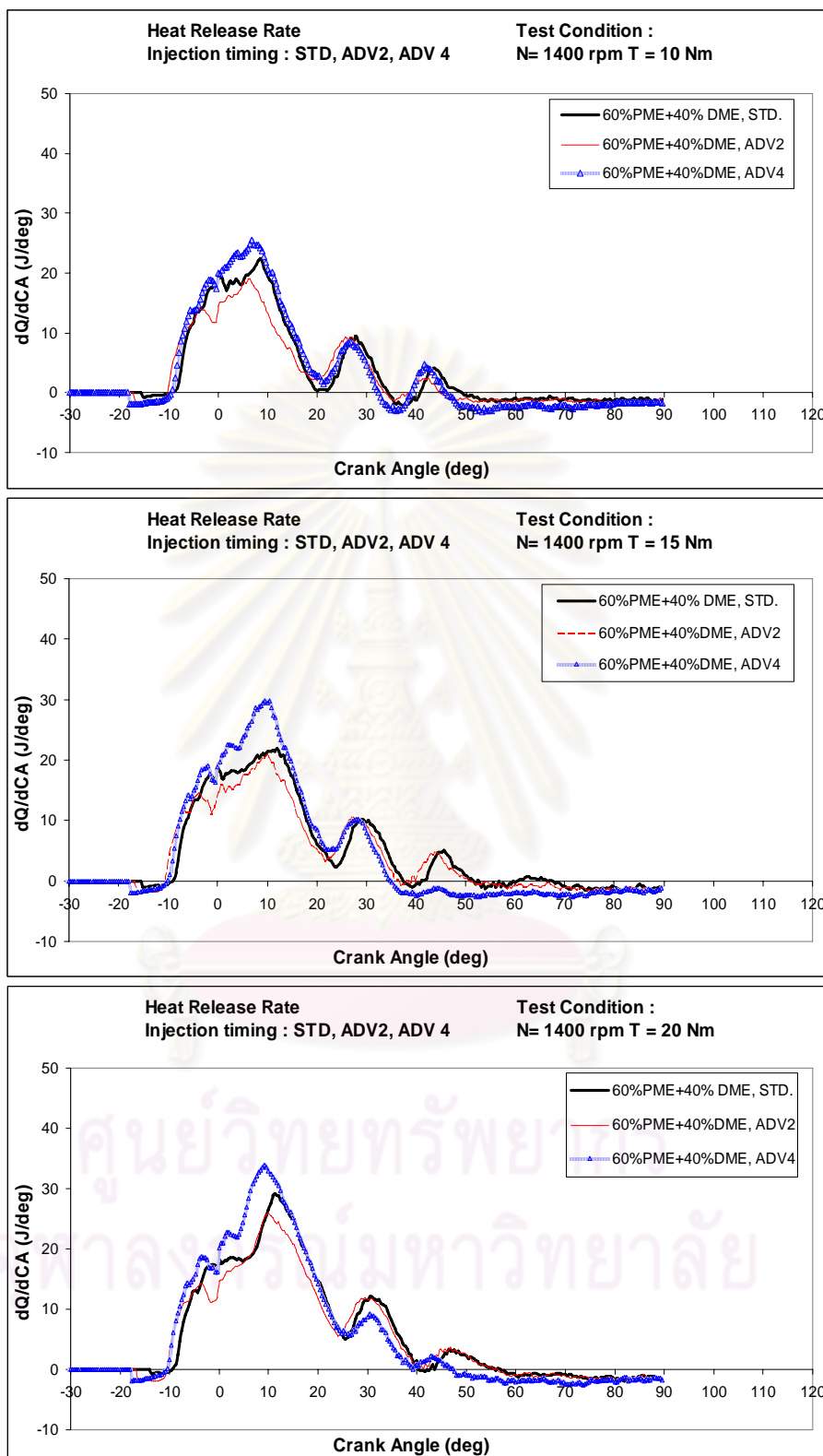
รูปที่ 6-80 ถึงรูปที่ 6-83 แสดงอัตราการปล่อยความร้อน ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงที่สภาวะภาวะบางส่วน และรูปที่ 6-84 แสดงอัตราการปล่อยความร้อน ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงที่สภาวะภาวะสูงสุด ของการใช้เชื้อเพลิงแต่ละชนิดเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ



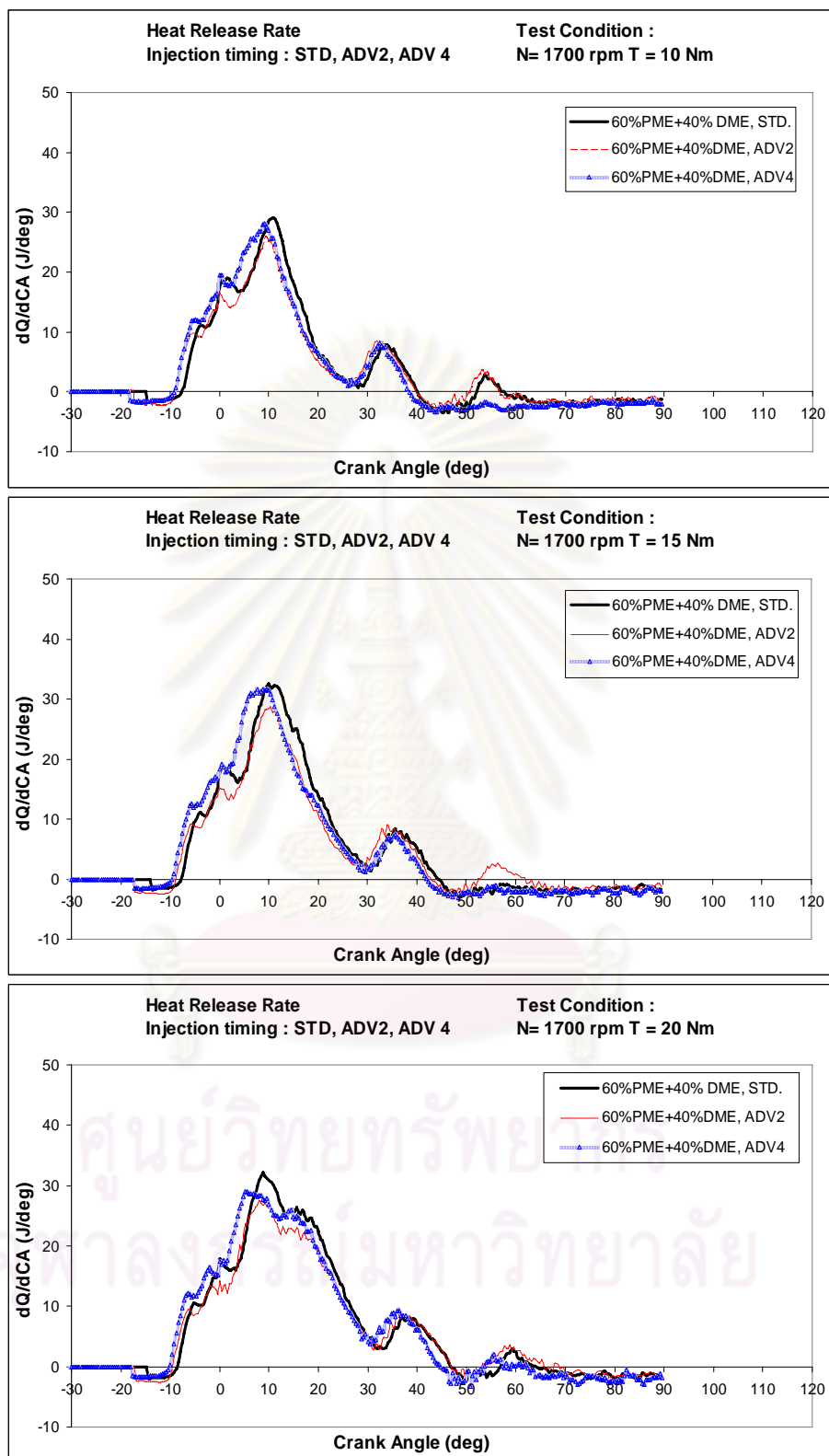
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



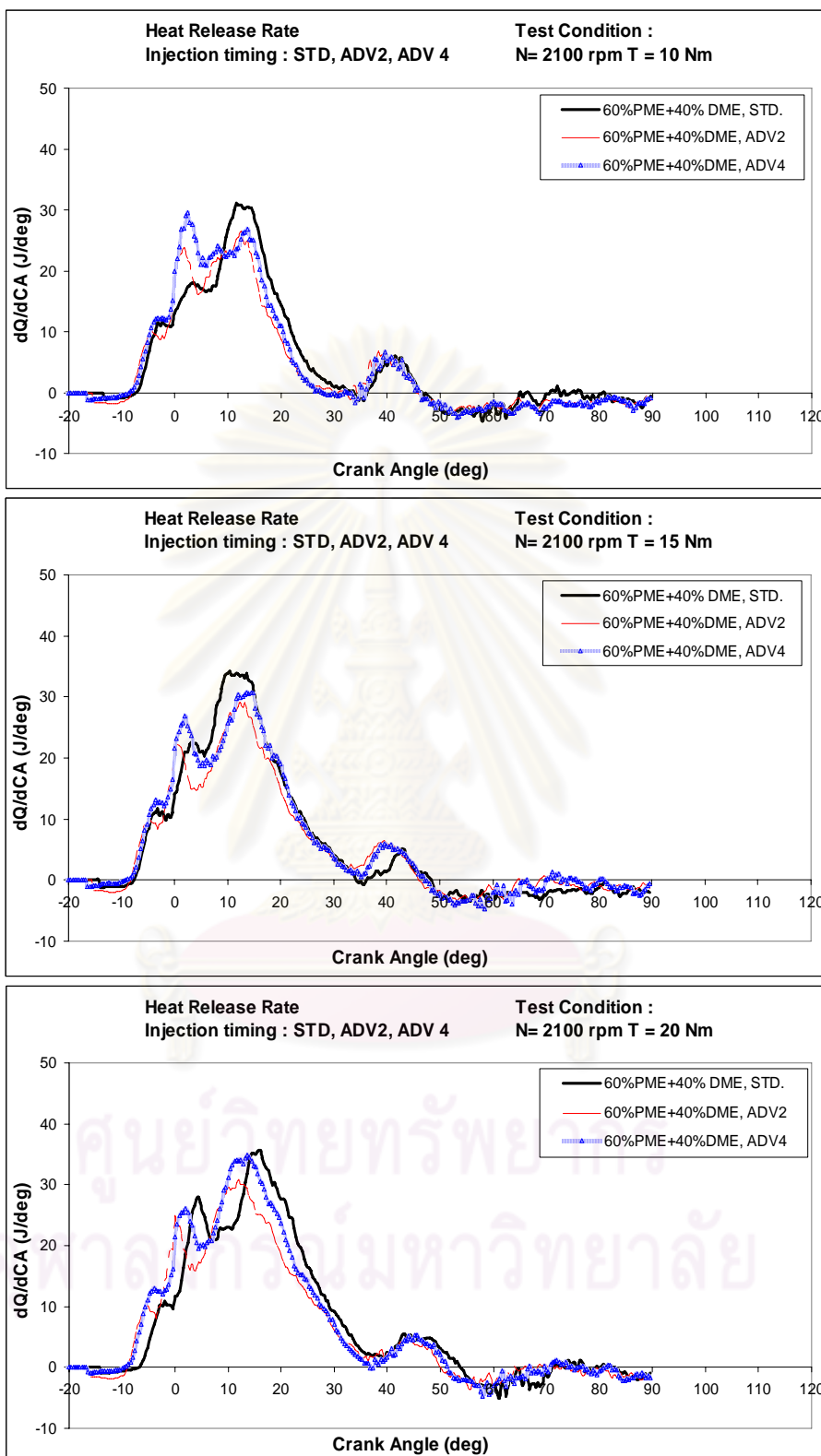
รูปที่ 6-80 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการปล่อยความร้อนกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เฟลาถูกเบี่ยงที่ค่าองศาต่างๆ



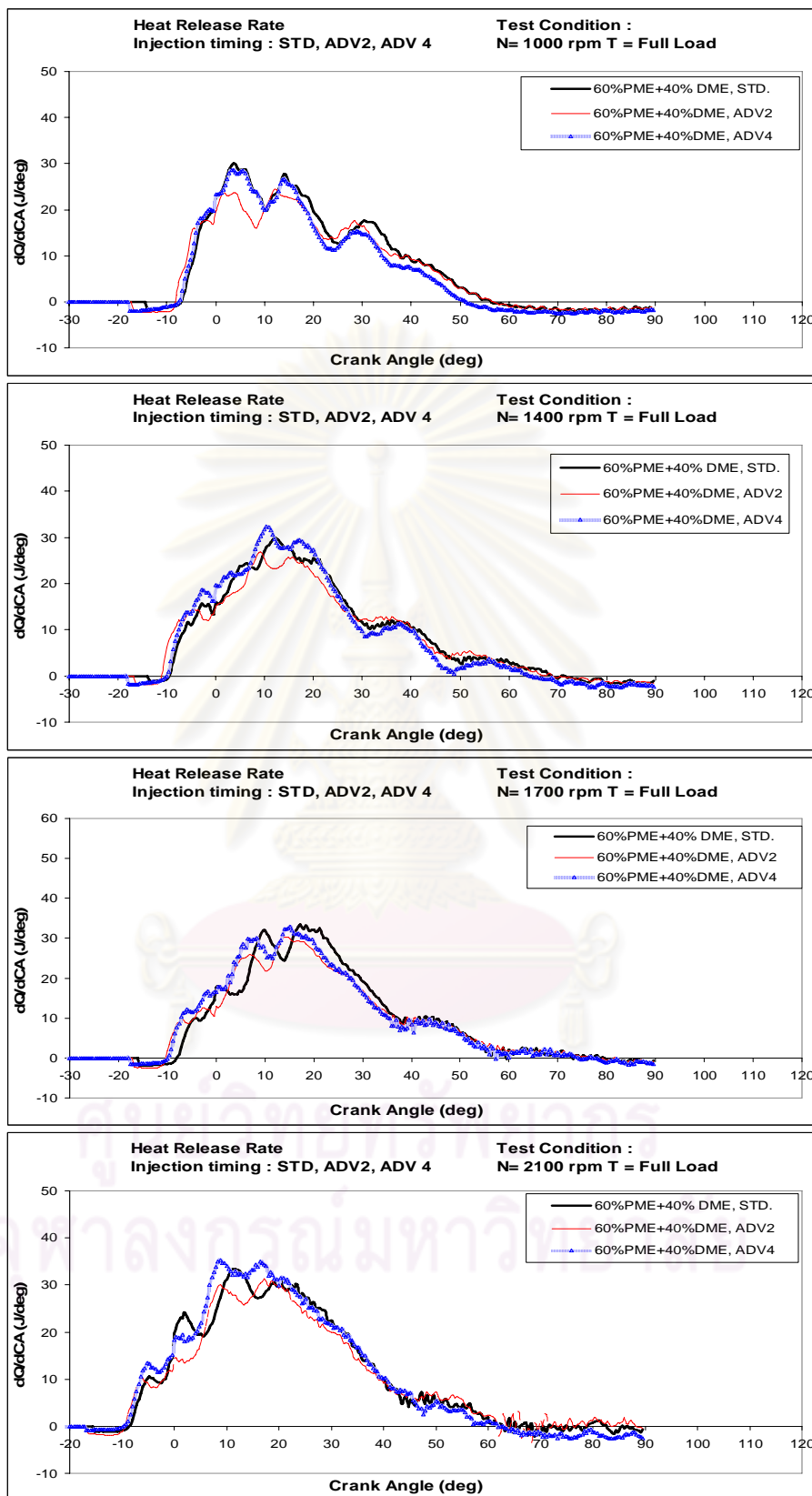
รูปที่ 6-81 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการปล่อยความร้อนกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใส่เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-82 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการปล่อยความร้อนกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใส่เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-83 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการปล่อยความร้อนกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใส่เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-84 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการปล่อยความร้อนกับความเร็วยรอบเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

จากรูปที่ 6-80 ถึงรูปที่ 6-84 แสดงอัตราการปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง โดยพิจารณาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้พบว่า เมื่อใช้เพลลาถูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 และ ADV4 จะมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ใกล้เคียงกัน โดยที่การใช้เพลลาถูกเบี้ยวที่ค่ามาตรฐาน STD จะมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด เนื่องจากมีจุดเริ่มต้นการขีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้า

เมื่อพิจารณาอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง DME-PME ในสัดส่วน 40% DME พบว่า เมื่อใช้เพลลาถูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 การปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงในช่วง premixed combustion phase จะมีอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงมีความชันมากที่สุด และค่าสูงสุดของอัตราการปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงในช่วง premixed มีตำแหน่งของค่าสูงสุดเข้าใกล้บริเวณจุดศูนย์ตายบนของกระบอกสูบมากขึ้น นอกจากนั้นยังมี การเผาไหม้ในช่วงเริ่มต้นที่รวดเร็วและมีช่วงการเผาไหม้ที่สั้น

จากรูปที่ 6-80 ถึงรูปที่ 6-83 สามารถสรุปจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ ที่สภาวะภาระบางส่วนได้ดังตารางที่ 6-46

จากรูปที่ 6-84สามารถสรุปจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ ที่สภาวะภาระสูงสุดได้ดังตารางที่ 6-47

ตารางที่ 6-46 จุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่าง การใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	Torque	Fuel	SOC (CA)			EOC (CA)		
			STD	ADV2	ADV4	STD	ADV2	ADV4
1000	10	60% PME + 40% DME	-6.8	-8.4	-7.6	32.8	33.2	33.6
	15		-6.8	-8.4	-8.0	40.0	39.6	39.2
	20		-7.2	-8.8	-8.4	45.6	48.4	46.8
1400	10		-9.6	-10.4	-9.6	49.2	44.4	46.0
	15		-9.6	-10.8	-10.4	51.2	50.4	34.8
	20		-9.6	-10.8	-10.8	55.6	56.0	47.2
1700	10		-7.6	-8.8	-9.2	40.0	39.6	38.0
	15		-8.0	-8.8	-9.6	44.0	42.8	42.0
	20		-8.8	-9.6	-10.4	46.4	65.6	44.4
2100	10		-7.6	-8.4	-8.8	46.4	45.2	46.0
	15		-7.6	-8.4	-9.6	48.0	46.0	46.6
	20		-7.2	-9.2	-10.0	53.6	50.0	51.2

จากตารางที่ 6-46 พบว่า ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ตั้งแต่ 1000 rpm ถึง 1400 rpm การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 จะมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นล่วงหน้า และเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ไปถึง 1700 rpm ขึ้นไป พบว่าการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นล่วงหน้า ส่วนกรณีของการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐานพบว่า จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุดในทุกความเร็วรอบ เนื่องมาจากจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้าที่สุด

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ พบว่า จุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นล่วงหน้ามากขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของภาระเครื่องยนต์ แต่เมื่อพิจารณาที่ภาระคงที่ เมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มสูงขึ้น ไม่พบการเปลี่ยนแปลงแบบชัดเจนต่อจุดเริ่มต้นการเผาไหม้

ตารางที่ 6-47 จุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้
เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	Torque	Fuel	Cam Shaft Setting	SOC	EOC
rpm	Nm			(CA)	(CA)
1000	29.22	60% PME + 40% DME	STD	-7.2	56.0
	28.43		ADV2	-8.4	56.4
	27.26		ADV4	-7.6	50.8
1400	31.35		STD	-9.6	68.8
	29.84		ADV2	-11.2	68.8
	29.05		ADV4	-10.0	74.0
1700	32.06		STD	-8.4	79.6
	31.94		ADV2	-10.8	77.6
	32.19		ADV4	-10.0	64.4
2100	31.64		STD	-8.8	64.0
	31.54		ADV2	-9.6	88.0
	31.45		ADV4	-10.0	61.6

จากตารางที่ 6-46 ถึง ตารางที่ 6-47 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้
สามารถนำไปหาช่วงของการเผาไหม้ของ DME-PME เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ ได้ดัง
ตารางที่ 6-48 ถึงตารางที่ 6-49

ตารางที่ 6-48 ช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้
เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	Torque	Fuel	ช่วงของการเผาไหม้ (CA)		
rpm	Nm		STD	ADV2	ADV4
1000	10	60% PME + 40% DME	39.6	41.6	41.2
	15		46.8	48.0	47.2
	20		52.8	57.2	55.2
1400	10		58.8	54.8	55.6
	15		60.8	61.2	45.2
	20		65.2	66.8	58.0
1700	10		47.6	48.4	47.2
	15		52.0	51.6	51.6
	20		55.2	75.2	54.8
2100	10		54.0	53.6	54.8
	15		55.6	54.4	56.2
	20		60.8	59.2	61.2

จากตารางที่ 6-48 เมื่อพิจารณาจากการใช้ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ ที่
ความเร็วรอบเครื่องยนต์ค่าต่างๆ ต่อช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง พบว่า ที่ความเร็วรอบ
เครื่องยนต์ 1000 rpm การใช้เพลาลูกเบี้ยวค่ามาตรฐาน STD จะมีช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง
สั้นที่สุด และเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบไปที่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm พบว่า โดยภาพรวมการ
ปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีช่วงการเผาไหม้ที่สั้นลง

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์มีค่าคงที่ พบว่า โดยภาพรวมมีช่วงเผา
ไหม้ของเชื้อเพลิงเพิ่มยาวขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของภาระการทำงาน แต่ที่ภาระคงที่ การเพิ่มขึ้นของ
ความเร็วรอบเครื่องยนต์ไม่ส่งผลต่อแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงของช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง
แบบชัดเจน

ตารางที่ 6-49 แสดงช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด
เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

ตารางที่ 6-49 ช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	Torque	Fuel	Cam Shaft Setting	ช่วงของการเผาไหม้
rpm	Nm			(CA)
1000	29.22	60% PME + 40% DME	STD	63.2
	28.43		ADV2	64.8
	27.26		ADV4	58.4
1400	31.35		STD	78.4
	29.84		ADV2	80.0
	29.05		ADV4	84.0
1700	32.06		STD	88.0
	31.94		ADV2	88.4
	32.19		ADV4	74.4
2100	31.64		STD	72.8
	31.54		ADV2	97.6
	31.45		ADV4	71.6

จากตารางที่ 6-49 เมื่อพิจารณาแต่ละความเร็วรอบเครื่องยนต์ พบว่าโดยภาพรวม ช่วงการเผาไหม้มีช่วงสั้นลง เมื่อปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

ตารางที่ 6-50 แสดงตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

ตารางที่ 6-50 ตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระบางส่วน
เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	Torque	Fuel	ตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อน (CA, aTDC)		
			STD	ADV2	ADV4
1000	10	60% PME + 40% DME	8.0	8.4	8.4
	15		11.2	10.8	10.4
	20		13.6	13.6	13.6
1400	10		9.2	9.2	8.4
	15		12.0	12.0	9.6
	20		13.6	14.0	10.8
1700	10		11.6	11.6	9.6
	15		13.2	13.6	11.2
	20		14.8	16.0	13.2
2100	10		12.8	11.6	10.8
	15		12.8	13.6	12.8
	20		16.4	14.0	14.0

จากตารางที่ 6-50 เมื่อปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง
ล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มของตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงเกิดขึ้นใน
บริเวณใกล้จุดศูนย์ตายบนของกระบอกสูบมากที่สุด

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์มีค่าคงที่ พบว่าตำแหน่งของจุดศูนย์กลาง
ปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงจะถอยห่างออกจากตำแหน่งศูนย์ตายบนของกระบอกสูบ ตามภาระ
การทำงานที่เพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของภาระการทำงานมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่เพิ่ม
มากขึ้นทำให้มีช่วงของการเผาไหม้ที่ยาวนานขึ้น แต่เมื่อพิจารณาที่ภาระคงที่ ไม่พบการ
เปลี่ยนแปลงต่อตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง เมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์
เพิ่มสูงขึ้น

ตารางที่ 6-51 แสดงตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง ที่สภาวะ
ภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

ตารางที่ 6-51 ตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด
เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	Torque	Fuel	Cam Shaft Setting	ตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อน
rpm	Nm			(CA, aTDC)
1000	29.22	60% PME + 40% DME	STD	18.0
	28.43		ADV2	18.0
	27.26		ADV4	16.0
1400	31.35		STD	19.2
	29.84		ADV2	18.8
	29.05		ADV4	16.8
1700	32.06		STD	21.6
	31.94		ADV2	21.2
	32.19		ADV4	19.2
2100	31.64		STD	20.4
	31.54		ADV2	21.6
	31.45		ADV4	19.2

จากตารางที่ 6-51 เมื่อปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง
ล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มของตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงเกิดขึ้นใน
บริเวณใกล้จุดศูนย์ตายบนของกระบอกสูบมากที่สุด ในทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

6.2.2.4 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

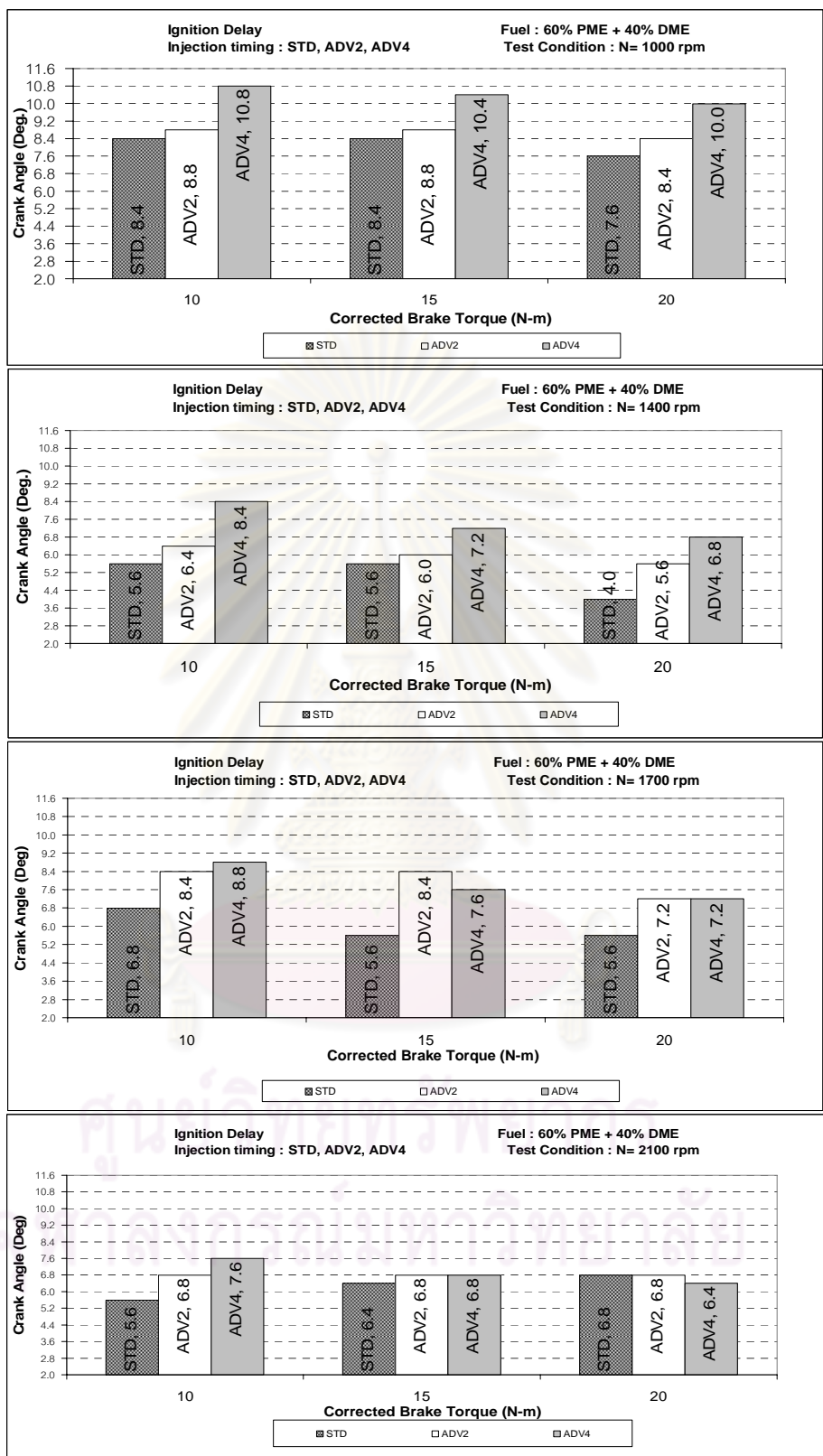
ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง สามารถหาได้จากระยะเวลาจากจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงที่ใช้ทำการทดสอบ อาทิ น้ำมันดีเซล, น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และ DME-PME ที่สัดส่วน 40% DME ดังแสดงในรูปที่ 6-85 ถึงรูปที่ 6-86

รูปที่ 6-85 แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่สภาวะภาระบางส่วนและรูปที่ 6-86 แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ

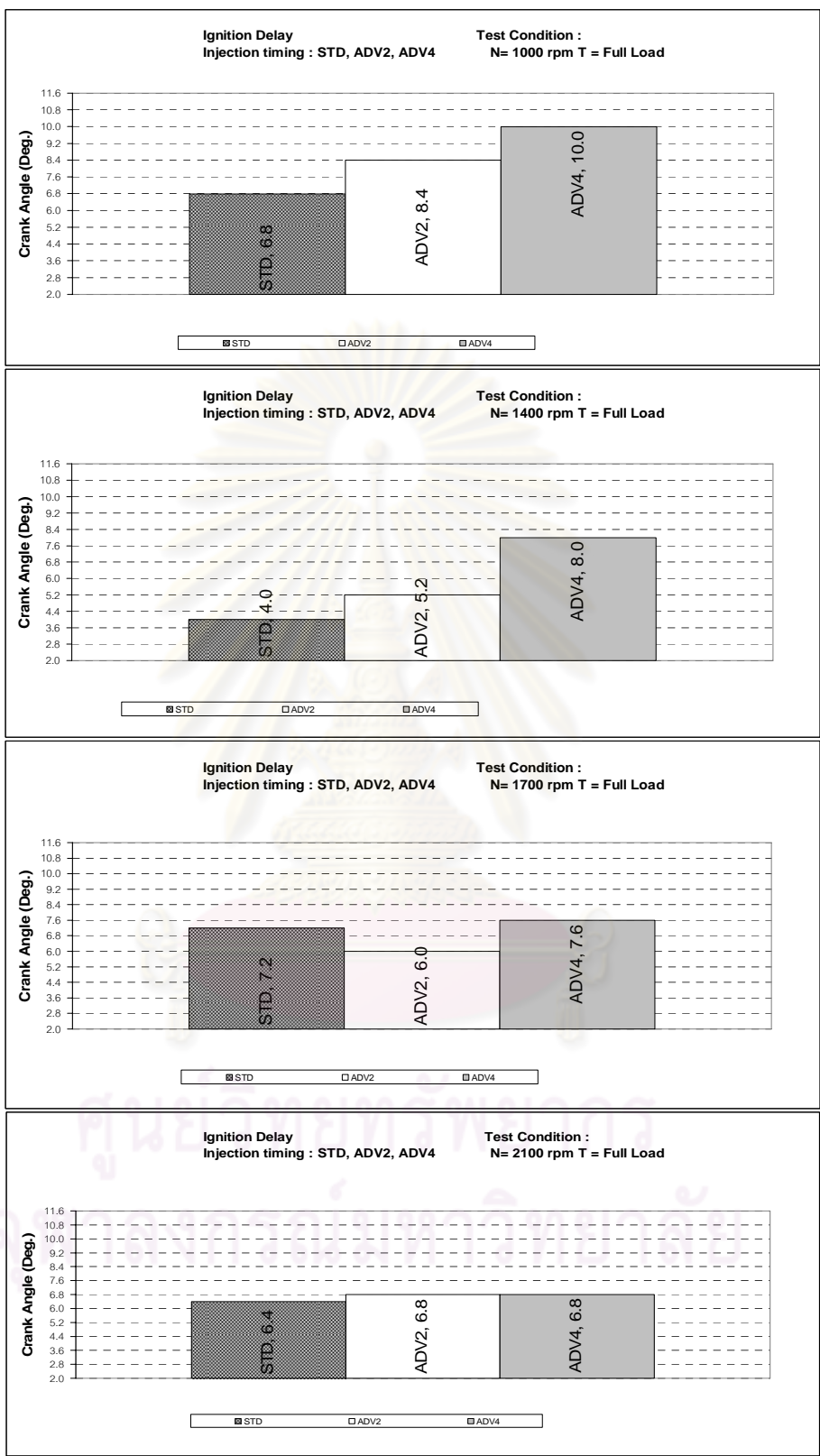
จากรูปที่ 6-85 เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระบางส่วน ตลอดทุกช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์ พบว่ามีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้นลง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD เนื่องจากมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้า ประกอบกับในช่วงกระบวนการอัดตัว มีค่าอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ตรงตำแหน่งองศาเพลาลูกเบี้ยวของการเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าสูง ทำให้เชื้อเพลิงระเหยกลายเป็นไอแล้วเริ่มต้นการเผาไหม้ได้ดีกว่า แต่การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่ามากขึ้น ADV4 ถึงแม้จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นล่วงหน้ากว่าการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD แต่เชื้อเพลิงเริ่มต้นการฉีดเข้ามาในห้องเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิเย็นกว่า เป็นผลให้มีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ยาวนานขึ้น

จากรูปที่ 6-86 เมื่อพิจารณาความเร็วรอบเครื่องยนต์ค่าต่างๆต่อการเปลี่ยนแปลงของช่วงล่าช้าการจุดระเบิด โดยภาพรวมพบว่า ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้นลง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD เนื่องจากเหตุผลในเรื่องของจังหวะเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและค่าอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ที่มีส่วนสอดคล้องต่อการเริ่มต้นการเผาไหม้

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-85 ความสัมพันธ์ของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ค่าต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้เฟลา ลูกเบี้ยวค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-86 ความสัมพันธ์ของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดกับความเร็รรอบเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด ภายใต้การทดสอบที่ความเร็รรอบเครื่องยนต์ค่าต่างๆ เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาต่างๆ

จากรูปที่ 6-85 แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง DME-PME ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างผลการใช้ค่าองศาต่าง ๆ สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-52

ตารางที่ 6-52 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	Torque	Fuel	ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด (CA)		
			STD	ADV2	ADV4
1000	10	60%PME+40%DME	8.4	8.8	10.8
	15		8.4	8.8	10.4
	20		7.6	8.4	10.0
1400	10		5.6	6.4	8.4
	15		5.6	6.0	7.2
	20		4.0	5.6	6.8
1700	10		6.8	8.4	8.8
	15		5.6	8.4	7.6
	20		5.6	7.2	7.2
2100	10		5.6	6.8	7.6
	15		6.4	6.8	6.8
	20		6.8	6.8	6.4

จากตารางที่ 6-52 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์มีค่าคงที่ ไม่พบการเปลี่ยนแปลงของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดมีแนวโน้มชัดเจน ต่อการเพิ่มขึ้นของภาระการทำงาน

จากรูปที่ 6-86 แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง DME-PME ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างผลการใช้ค่าองศาต่าง ๆ สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-53

ตารางที่ 6-53 ตำแหน่งจุดศูนย์กลางปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด
เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

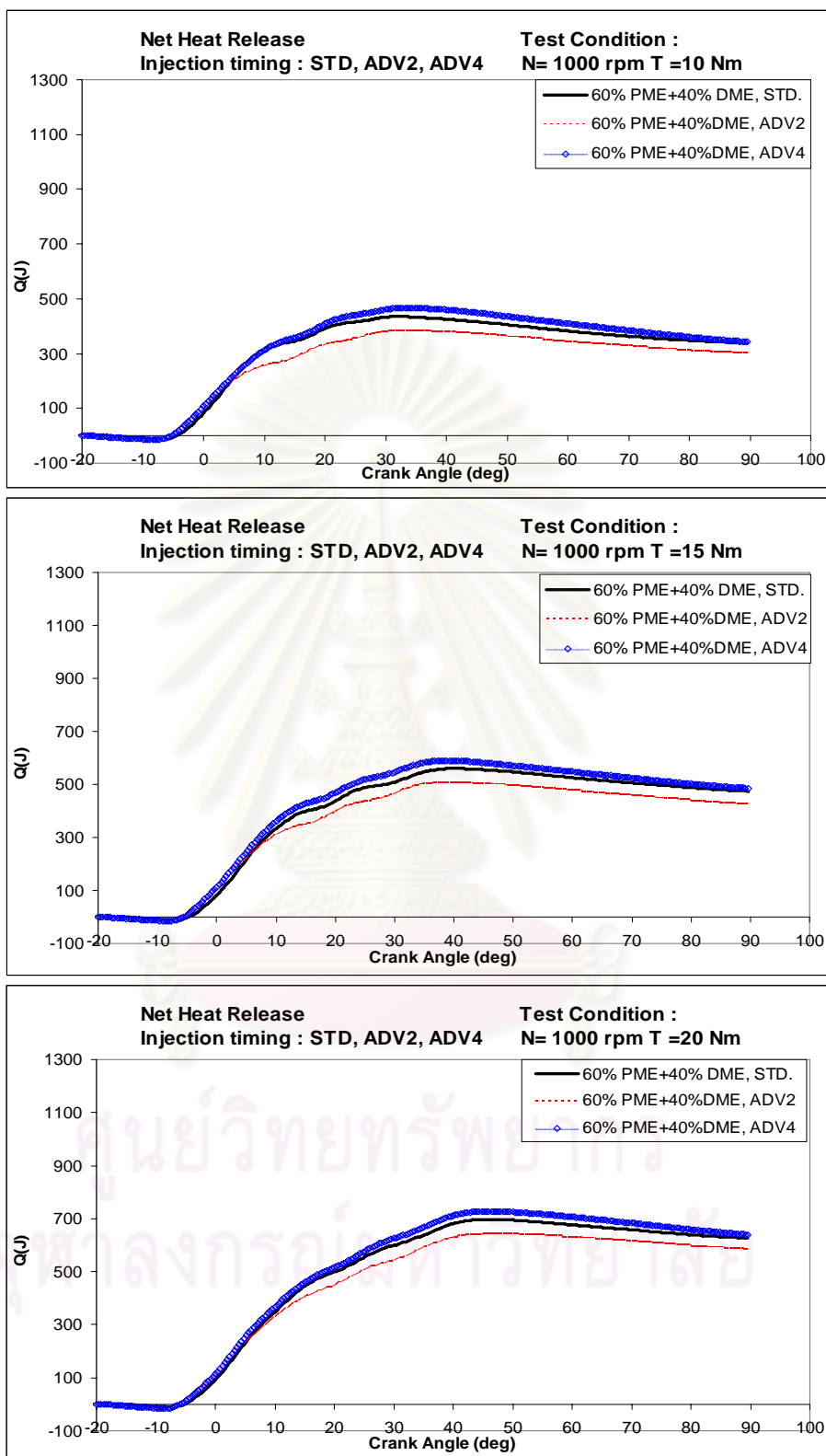
Speed	Torque	Fuel	Cam Shaft Setting	ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด (CA)
rpm	Nm			(CA)
1000	29.22	60%PME+40%DME	STD	6.8
	28.43		ADV2	8.4
	27.26		ADV4	10.0
1400	31.35		STD	4.0
	29.84		ADV2	5.2
	29.05		ADV4	8.0
1700	32.06		STD	7.2
	31.94		ADV2	6.0
	32.19		ADV4	7.6
2100	31.64		STD	6.4
	31.54		ADV2	6.8
	31.45		ADV4	6.8

จากตารางที่ 6-53 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ค่าต่างๆ พบว่าโดยภาพรวม ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้นลงในทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศามาตรฐาน STD แต่ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 1700 rpm และการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ยาวที่สุดในทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์

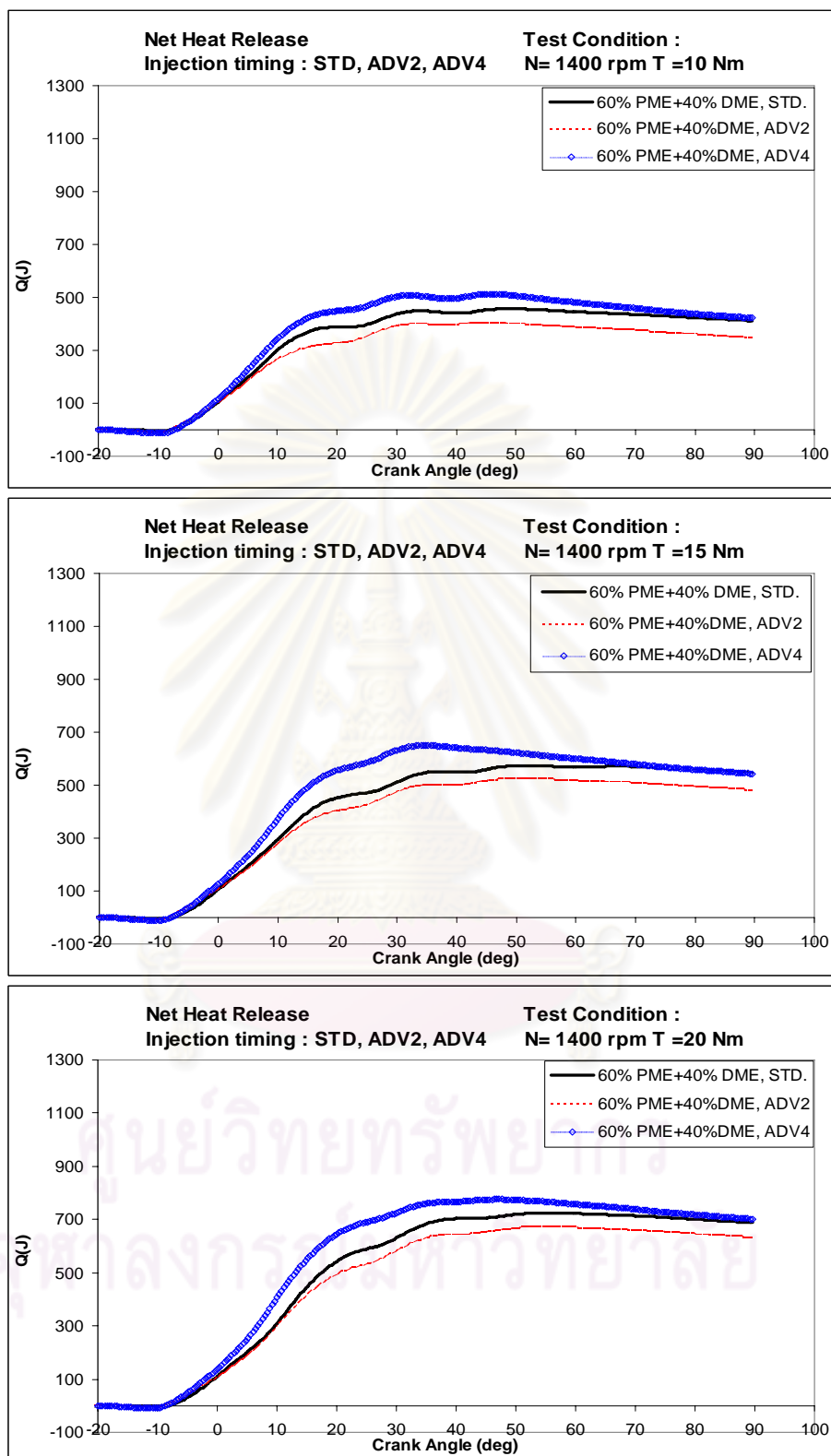
6.2.2.5 การปล่อยความร้อนสุทธิ

กราฟการปล่อยความร้อนสุทธิเชื้อเพลิงต่างๆ สามารถคำนวณจากการหาปริพันธ์ (Integrate) ของอัตราการปล่อยความร้อน

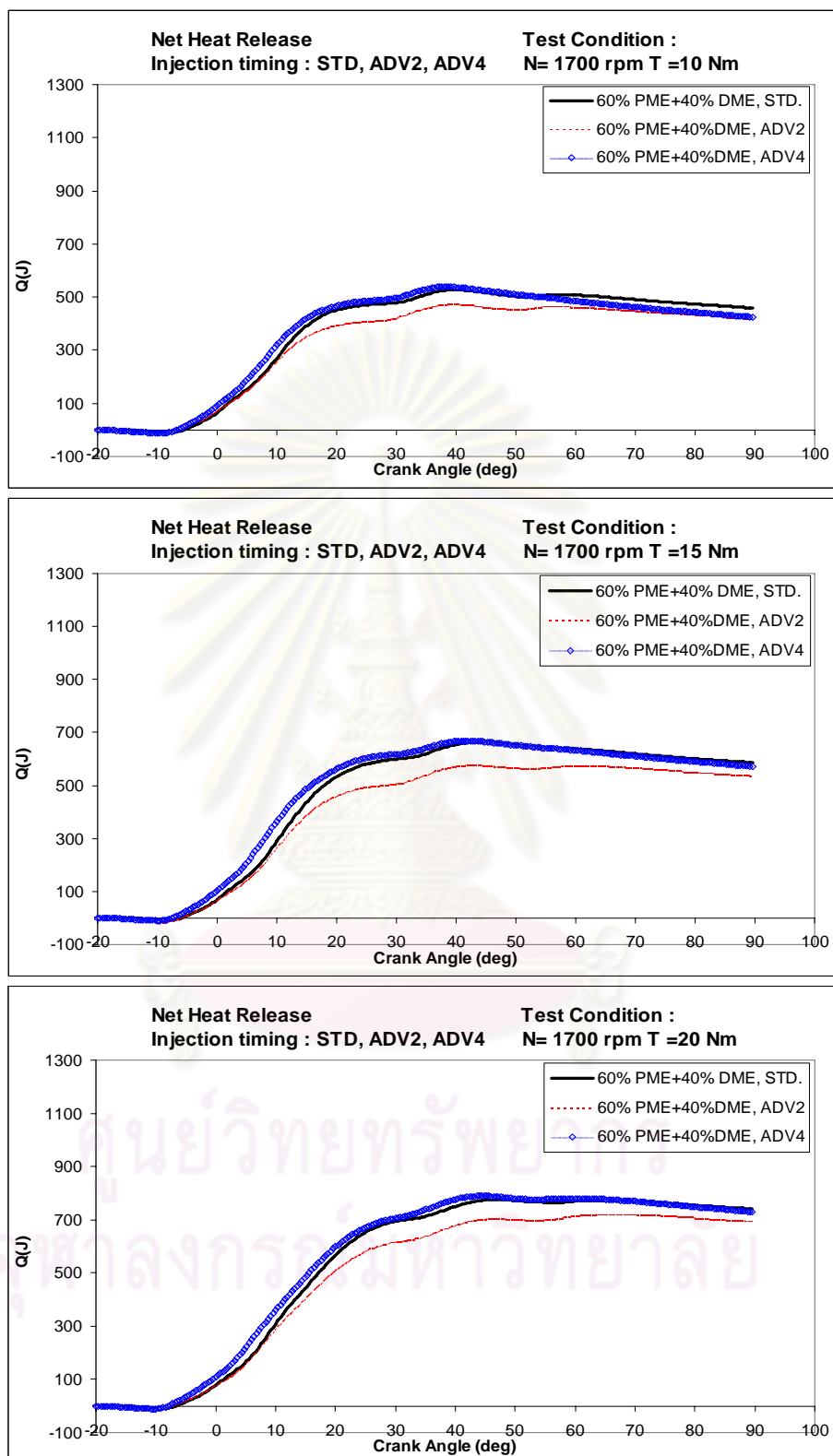
รูปที่ 6-87 ถึงรูปที่ 6-90 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิง DME-PME ที่สภาวะภาระบางส่วน และรูปที่ 6-91 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิง DME-PME ที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



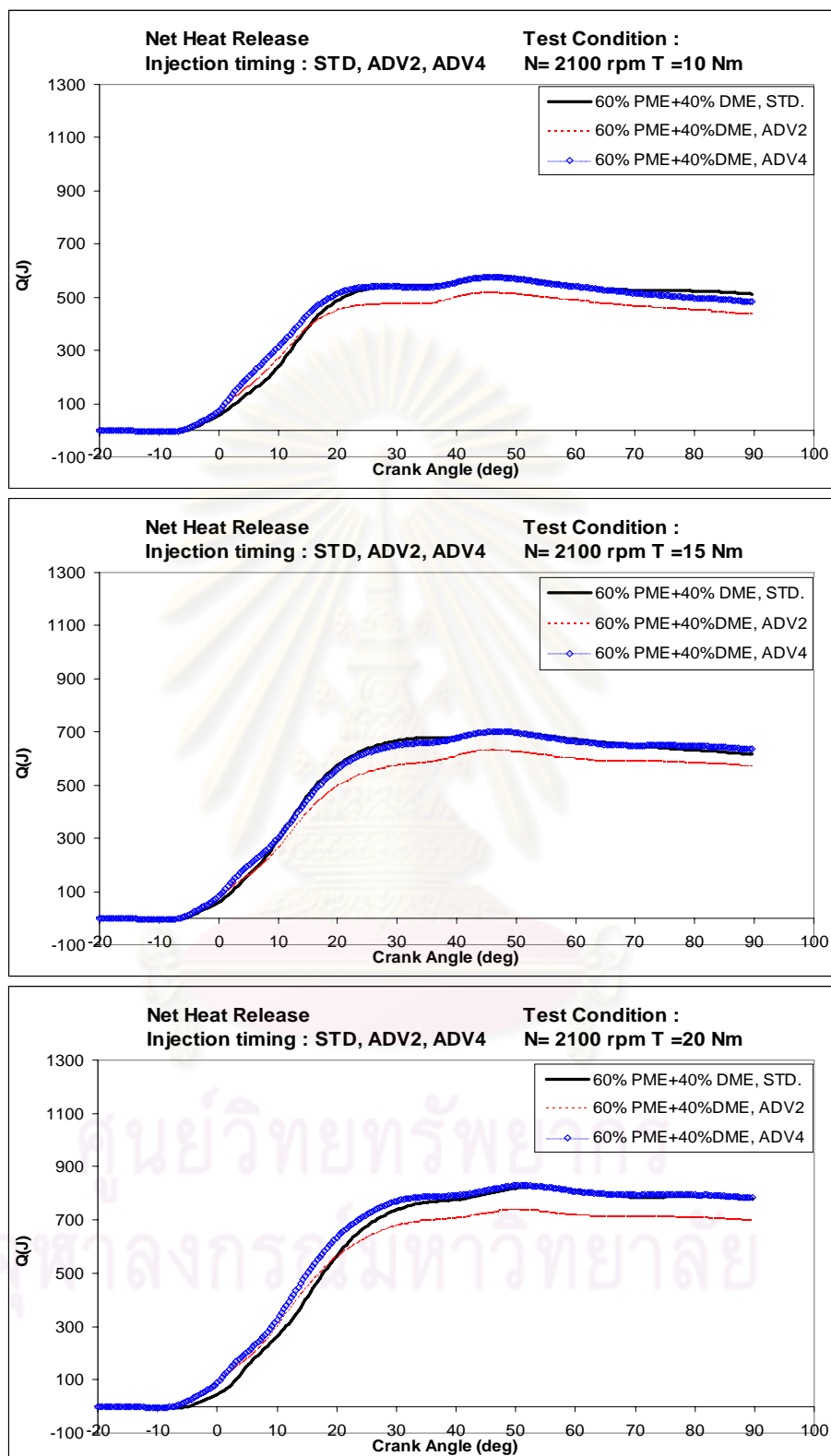
รูปที่ 6-87 ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใส่เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



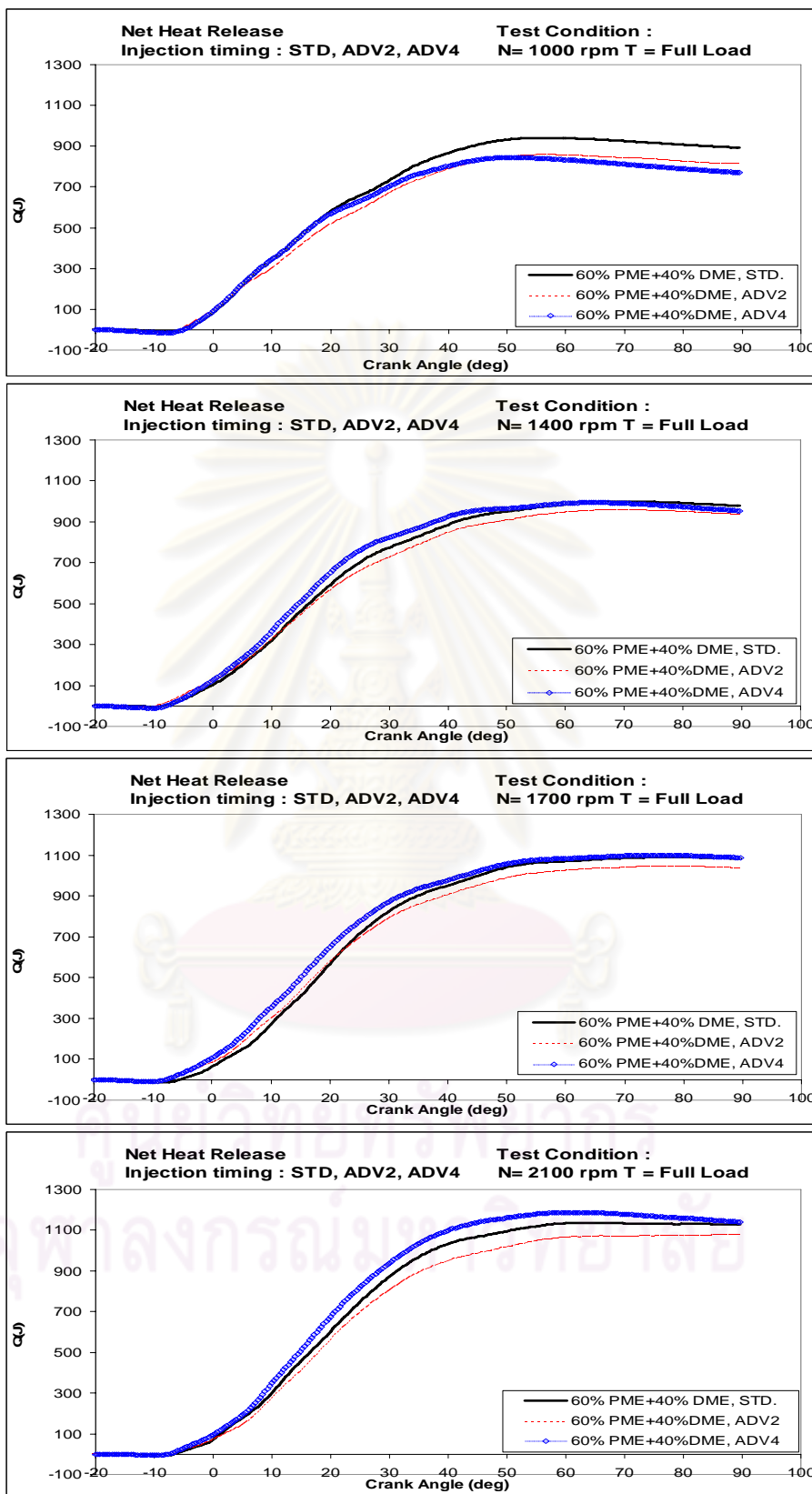
รูปที่ 6-88 ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-89 ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใส่เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-90 ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิกับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เฟลาถูกเบี่ยงที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-91 ความสัมพันธ์ระหว่างการปล่อยความร้อนสุทธิต่อความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

จากรูปที่ 6-87 ถึงรูปที่ 6-90 แสดงค่าการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงที่สภาวะภาวะบางส่วน เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงเปรียบเทียบ ผลทดสอบ จากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาต่างๆ พบว่าการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าการปล่อยความร้อนสุทธิที่สูงที่สุด ตลอดช่วงทุกภาวะและทุกความเร็วรอบยนต์ เนื่องจากมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุด

จากรูปที่ 6-91 แสดงค่าการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงที่สภาวะภาวะสูงสุด เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงเปรียบเทียบผลทดสอบ จากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาต่างๆ พบว่า ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm การใช้เพลาลูกเบี้ยวค่ามาตรฐาน STD มีค่าการปล่อยความร้อนสุทธิที่สูงที่สุด และการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าการปล่อยความร้อนสุทธิที่สูงที่สุดในช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์ตั้งแต่ 1400 rpm ถึง 2100 rpm

จากรูปที่ 6-87 ถึงรูปที่ 6-90 แสดงค่าการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงที่สภาวะภาวะบางส่วน สามารถสรุปได้เป็นตารางดังตารางที่ 6-54

ตารางที่ 6-54 การปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาวะบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	Torque	Fuel	การปล่อยความร้อนสุทธิ (J)		
			STD	ADV2	ADV4
Rpm	Nm				
1000	10	60% PME + 40% DME	435.15	384.54	467.04
	15		560.33	508.55	590.03
	20		696.31	641.33	728.00
1400	10		457.23	404.71	512.70
	15		574.35	524.15	649.64
	20		724.91	671.82	775.64
1700	10		527.27	468.72	538.77
	15		664.65	573.81	668.67
	20		776.35	717.45	788.88
2100	10		579.17	517.01	575.64
	15		700.71	630.54	701.78
	20		824.72	736.89	829.66

จากตารางที่ 6-54 แสดงค่าการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงที่สภาวะภาวะบางส่วน เมื่อพิจารณาผลของการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าต่างๆ พบว่าการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีค่าการปล่อยความร้อนสุทธิสูงสุด ตลอดทุกช่วงภาระและทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์ เนื่องจากมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สูง และการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 พบว่ามีค่าการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงมีค่าต่ำที่สุดในทุกช่วงภาระและทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์มีค่าคงที่ พบว่าการปล่อยความร้อนสุทธิเชื้อเพลิง มีค่าสูงขึ้นตามภาระการทำงานของเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากที่ภาระการทำงานสูงจะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่เพิ่มมากขึ้น เพื่อตอบสนองต่อความต้องการได้ภาระการทำงานที่เพิ่มสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระคงที่ พบว่าการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิง มีค่าสูงขึ้นตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่เพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มสูงขึ้นจะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่มากขึ้นเพื่อเอาชนะแรงเสียดทานในระบบ

จากรูปที่ 6-91 แสดงค่าการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุด สามารถสรุปได้เป็นตารางดังตารางที่ 6-55

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 6-55 การปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่าง การใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	Torque	Fuel	Fuel	การปล่อยความร้อนสุทธิ
rpm	Nm			(J)
1000	29.22	60% PME + 40% DME	STD	941.1
	28.43		ADV2	857.6
	27.26		ADV4	844.4
1400	31.35		STD	999.5
	29.84		ADV2	956.4
	29.05		ADV4	994.1
1700	32.06		STD	1090.6
	31.94		ADV2	1045.9
	32.19		ADV4	1099.6
2100	31.64		STD	1136.6
	31.54		ADV2	1079.4
	31.45		ADV4	1187.1

จากตารางที่ 6-55 การปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาต่างๆ เมื่อพิจารณาในแต่ละช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์ พบว่า ที่ความเร็วรอบการทำงานตั้งแต่ 1000 rpm จนถึง 1400 rpm การใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐานจะมีค่าการปล่อยความร้อนสุทธิสูงที่สุด และเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ไปตั้งแต่ 1700 rpm จนถึง 2100 rpm พบว่าการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้น ADV4 จะมีค่าการปล่อยความร้อนสุทธิสูงที่สุด

การพิจารณาว่าการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาในการฉีดเชื้อเพลิงค่าใดมีประสิทธิภาพการเผาไหม้ดีที่สุด ต้องพิจารณาร่วมกันกับปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร เพื่อนำมาคำนวณหาค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ ดังจะกล่าวในหัวข้อที่ 6.2.2.6

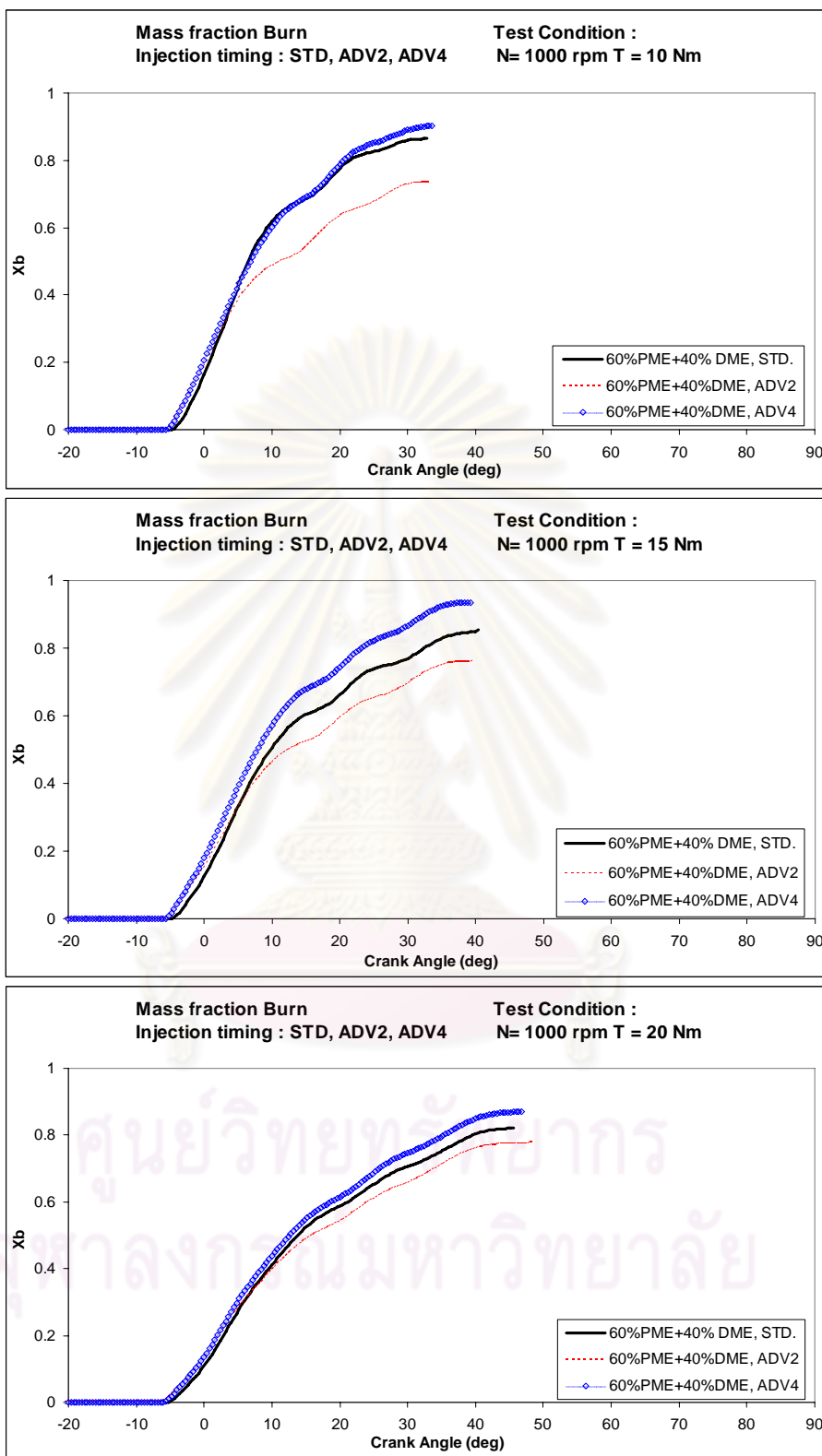
6.2.2.6 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ คือ สัดส่วนของมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้ว ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ที่ขึ้นอยู่กับการปล่อยความร้อนสุทธิที่ปล่อยออกมาจากเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ต่อปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในแต่ละวัฏจักร ดังนั้นการเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ดี ควรจะมีการปลดปล่อยความร้อนสุทธิในปริมาณที่สูงและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูง จุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนควรเกิดใกล้จุดศูนย์กลางตายบนของกระบอกสูบและมีการเผาไหม้ในช่วงแรกที่สุดเร็ว

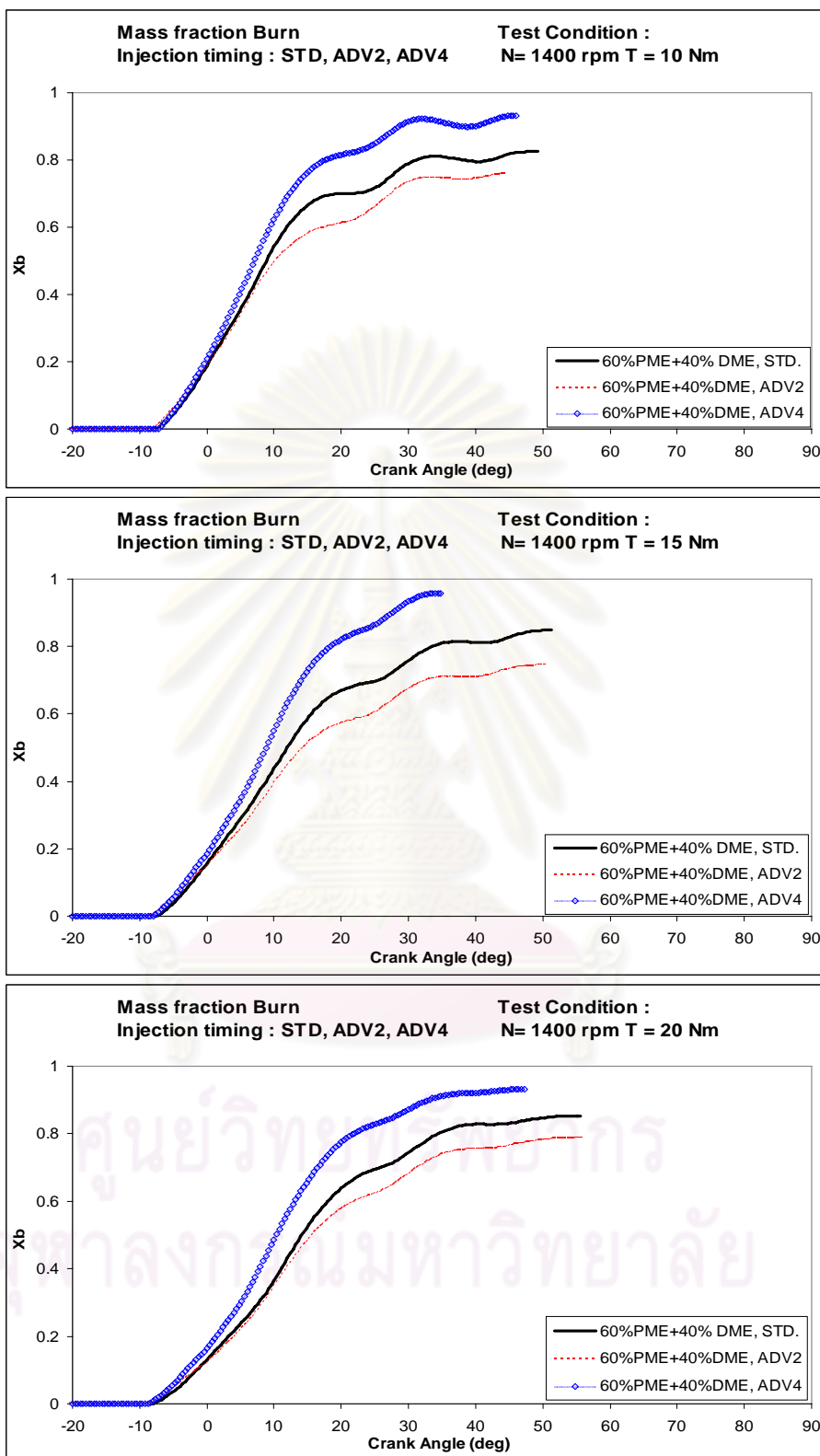
รูปที่ 6-92 ถึงรูปที่ 6-95 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME-PME ในสัดส่วน 40% DME ที่สภาวะภาระบางส่วน ซึ่งผลการทดสอบเปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

และรูปที่ 6-96 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME-PME ในสัดส่วน 40% DME ที่สภาวะภาระสูงสุด ซึ่งผลการทดสอบเปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

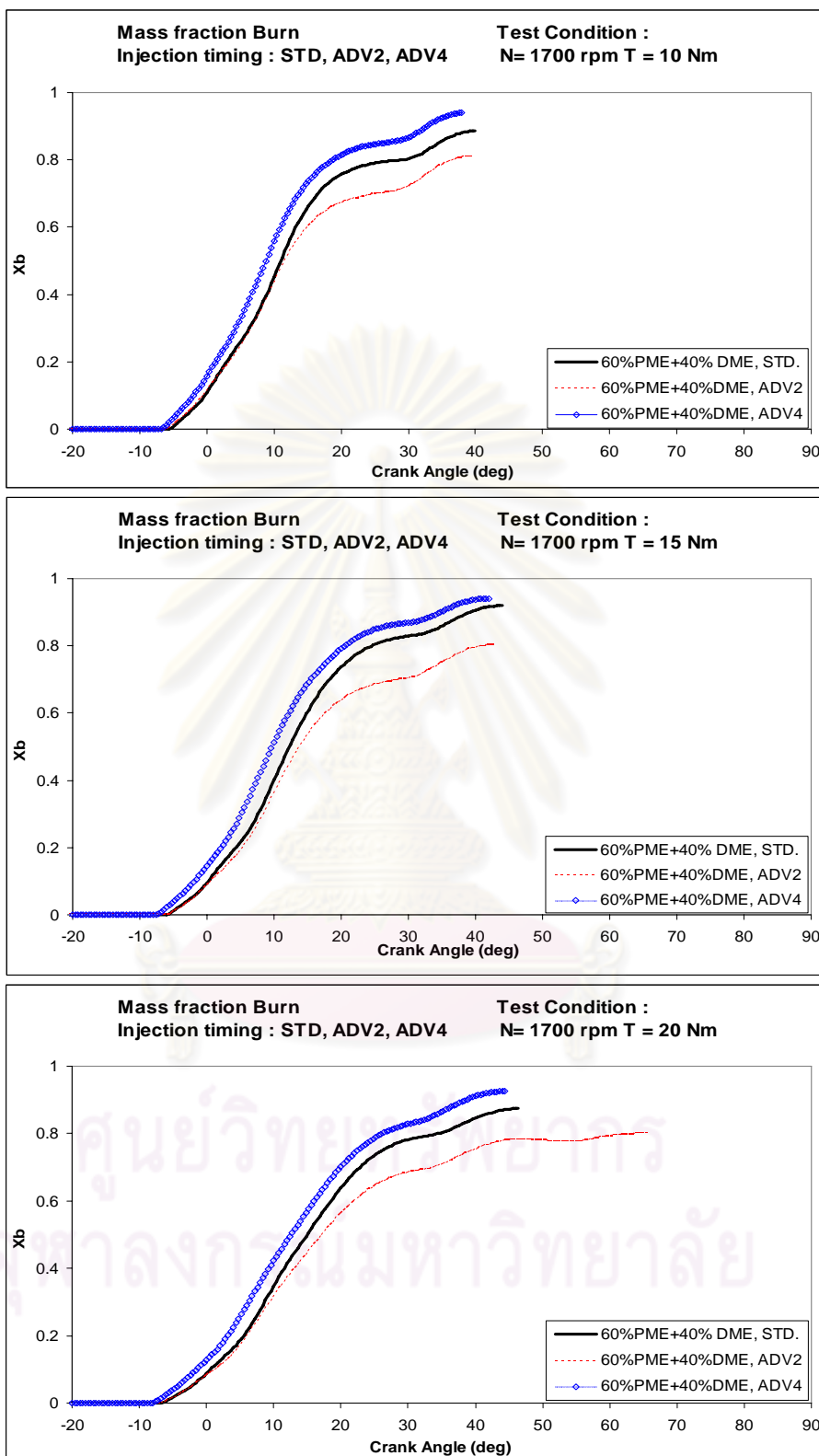
ศูนย์วิทยพัทยาการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



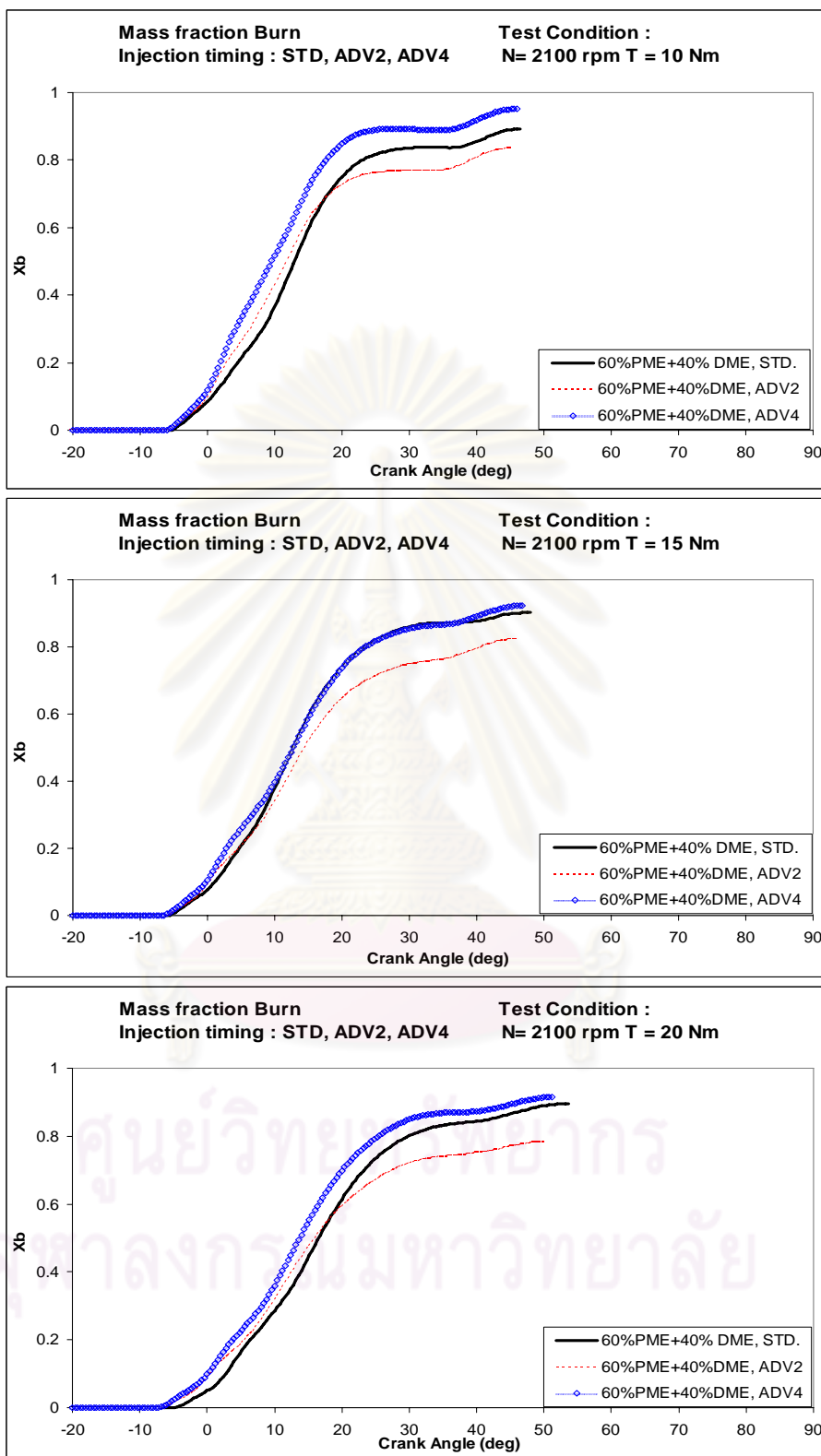
รูปที่ 6-92 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



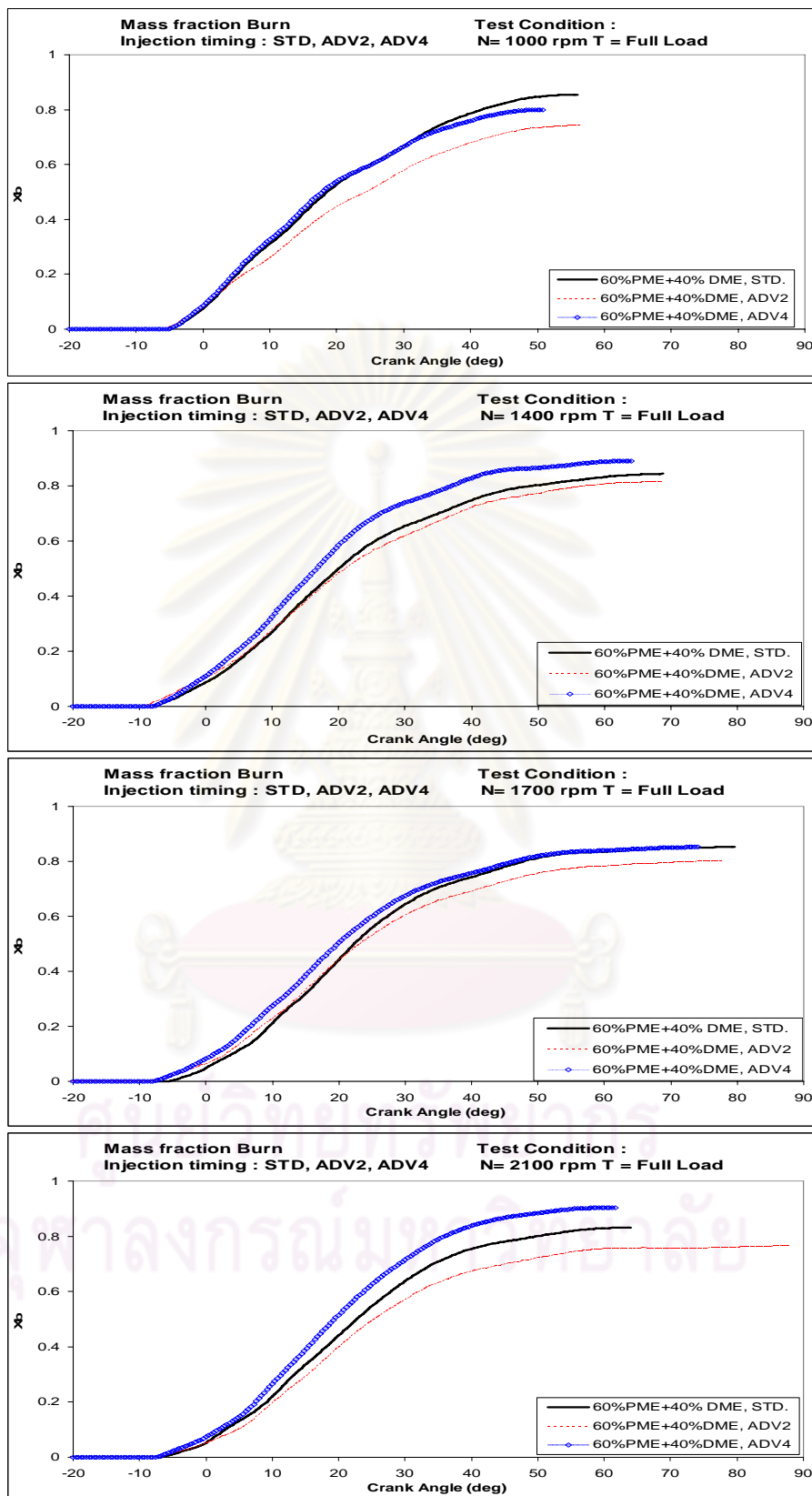
รูปที่ 6-93 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-94 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-95 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้กับภาระการทำงาน ที่สภาวะภาระบางส่วน ภายใต้การทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ



รูปที่ 6-96 ความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้กับความเร็วยรอบเครื่องยนต์ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

จากรูปที่ 6-92 ถึงรูปที่ 6-95 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้ ที่สภาวะภาระบางส่วน ของเชื้อเพลิง DME-PME ในสัดส่วน 40% DME โดยเปรียบเทียบผลการทดสอบระหว่างการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ พบว่า หากปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้จะมีค่าสูงที่สุด เนื่องจากมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุด แต่การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 ส่งผลให้ค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้มีค่าต่ำที่สุดในทุกช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์และตลอดทุกช่วงภาระการทดสอบ

เมื่อพิจารณาในแต่ละความเร็วรอบเครื่องยนต์ พบว่า ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm ที่สภาวะภาระการทำงาน 10, 15 และ 20 Nm การปรับใช้ใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้สูงสุด กล่าวคือมีค่า 0.902, 0.936 และ 0.869 ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm ที่สภาวะภาระการทำงาน 10, 15 และ 20 Nm การปรับใช้ใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้สูงสุด กล่าวคือมีค่า 0.931, 0.959 และ 0.932 ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1700 rpm ที่สภาวะภาระการทำงาน 10, 15 และ 20 Nm การปรับใช้ใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้สูงสุด กล่าวคือมีค่า 0.940, 0.941 และ 0.925 ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2100 rpm ที่สภาวะภาระการทำงาน 10, 15 และ 20 Nm การปรับใช้ใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้สูงสุด กล่าวคือมีค่า 0.951, 0.923 และ 0.915 ตามลำดับ

จากรูปที่ 6-96 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้ ที่สภาวะภาระสูงสุด ของเชื้อเพลิง DME-PME ในสัดส่วน 40% DME โดยเปรียบเทียบผลการทดสอบระหว่างการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ พบว่า ผลการทดสอบในแต่ละความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวค่ามาตรฐาน STD มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงสุด และเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ไปที่ ตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้จะมีค่าสูงที่สุด หากปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 แต่การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 ส่งผลให้ค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้มีค่าต่ำที่สุดในทุกช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์

จากรูปที่ 6-92 ถึงรูปที่ 6-95 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้ ที่สภาวะภาระบางส่วน ของเชื้อเพลิง DME-PME ในสัดส่วน 40% DME โดยเปรียบเทียบผลการทดสอบระหว่างการใช้น้ำมันดีเซลที่ค่าองศาต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-56

ตารางที่ 6-56 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้ ที่สภาวะภาระบางส่วน เปรียบเทียบระหว่างการใช้น้ำมันดีเซลที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	Torque	Fuel	Mass Fraction Burn		
			STD	ADV2	ADV4
rpm	Nm				
1000	10	60% PME +40% DME	0.864	0.736	0.902
	15		0.854	0.761	0.936
	20		0.821	0.777	0.869
1400	10		0.825	0.759	0.931
	15		0.849	0.746	0.959
	20		0.854	0.789	0.932
1700	10		0.885	0.809	0.940
	15		0.919	0.803	0.941
	20		0.875	0.801	0.925
2100	10		0.891	0.836	0.951
	15		0.903	0.823	0.923
	20		0.896	0.783	0.915

จากตารางที่ 6-56 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์มีค่าคงที่ ไม่พบว่า สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้มีการเปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มชัดเจน เมื่อภาระการทำงานเพิ่มขึ้น

จากรูปที่ 6-96 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้ ที่สภาวะภาระสูงสุด ของเชื้อเพลิง DME-PME ในสัดส่วน 40% DME โดยเปรียบเทียบผลการทดสอบระหว่างการใช้น้ำมันดีเซลที่ค่าองศาต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 6-57

ตารางที่ 6-57 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้ ที่สภาวะภาระสูงสุด เปรียบเทียบระหว่าง การใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาต่างๆ

Speed	Torque	Fuel	Cam Shaft Setting	Mass Fraction Burn
rpm	Nm			
1000	29.22	60% PME +40% DME	STD	0.855
	28.43		ADV2	0.741
	27.26		ADV4	0.800
1400	31.35		STD	0.844
	29.84		ADV2	0.814
	29.05		ADV4	0.891
1700	32.06		STD	0.852
	31.94		ADV2	0.800
	32.19		ADV4	0.852
2100	31.64		STD	0.831
	31.54		ADV2	0.765
	31.45		ADV4	0.904

จากตารางที่ 6-57 เมื่อพิจารณาในแต่ละความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm การใช้เพลาลูกเบี้ยวค่ามาตรฐาน STD จะมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้สูงสุด และเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบไปตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm พบว่าการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้สูงสุด แต่การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 จะมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้ที่มีค่าต่ำที่สุดในทุกความเร็วรอบเครื่องยนต์

จากตารางที่ 6-56 ถึง ตารางที่ 6-57 สามารถพิจารณาหาว่าการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาใดที่เชื้อเพลิงมีการเผาไหม้ดีที่สุดในแต่ละจุดทดสอบ ซึ่งสรุปไว้ในตารางที่ 6-58

ตารางที่ 6-58 องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่มีการเผาไหม้ดีที่สุดในแต่ละจุดทดสอบ

Speed	Torque	Fuel	Mass Fraction Burn		
			STD	ADV2	ADV4
1000	10	60% PME +40% DME			√
1000	15				√
1000	20				√
1000	Full		√		
1400	10				√
1400	15				√
1400	20				√
1400	Full				√
1700	10				√
1700	15				√
1700	20				√
1700	Full				√
2100	10				√
2100	15				√
2100	20				√
2100	Full				√

จากตารางที่ 6-58 โดยภาพรวมพบว่า การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุด ซึ่งเป็นไปได้ว่าการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าที่มาก ในขณะที่อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้มีค่าต่ำ และมีอัตราการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศในอัตราส่วนที่เหมาะสมในช่วงล่าช้าการจุดระเบิดทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ จึงเป็นผลให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้มีค่าสูงและอุณหภูมิไอเสียมีค่าต่ำ แต่เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าที้น้อยกว่า อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ก่อนเริ่มต้นการเผาไหม้มีค่าสูง ดังนั้นช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้นลงทำให้อัตราการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศมีอัตราส่วน

ไม่เหมาะสม ทำให้เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกจากหัวฉีดเกิดการเผาไหม้ทันทีและเกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์เป็นผลให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้มีค่าต่ำและอุณหภูมิไอเสียมีค่าสูง

6.3 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้

จากผลการทดสอบของสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้ โดยการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ ซึ่งแบ่งออกเป็น 2 ส่วนหลัก ส่วนแรกสรุปผลการทดสอบสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่สภาวะการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน ของเชื้อเพลิงแต่ละชนิด ประกอบด้วย น้ำมันดีเซล, น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME (DME-PME) ในสัดส่วน 40% DME และส่วนสุดท้าย สรุปผลการทดสอบสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้จากการศึกษาอิทธิของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME-PME ในสัดส่วน 40% DME โดยสรุปผลได้ดังนี้

6.3.1 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะจากเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิดเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

6.3.1.1 สรุปผลทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด

ก. ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบ 1700 rpm เป็นตำแหน่งที่ได้ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดของเครื่องยนต์มีค่าสูงที่สุดและลดลงเมื่อปรับความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเป็น 2100 rpm ซึ่งมีแนวโน้มลักษณะเดียวกันในการทดสอบของทุกเชื้อเพลิง โดยผลของการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะได้ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดมีค่ามากที่สุดในทุกความเร็วรอบ และเมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME จะมีแรงบิดเบรกสูงสุดมีค่าน้อยที่สุดในทุกความเร็วรอบ หากพิจารณาค่าแรงบิดเบรกสูงสุดกับความสอดคล้องของค่าพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงพบว่าแนวโน้มของค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้มีค่าลดลงไปตามปริมาณสัดส่วน ปริมาณพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิง (Heating Value) ที่ลดค่าต่ำลง

ข. อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) พบว่าการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดในทุกความเร็วรอบ และการใช้น้ำมันดีเซล จะมีค่า

อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงที่สุดในเกือบทุกความเร็วรอบ ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 1000 rpm การใช้ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงที่สุด

ค. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุดจะมีค่าเพิ่มขึ้น สูงสุดเมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในสัดส่วนโดยมวล 40% DME เป็นเชื้อเพลิง ในทุกความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และการใช้น้ำมันดีเซล จะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงต่ำที่สุดในเกือบทุกความเร็วรอบ ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 1000 rpm การใช้ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงต่ำที่สุด

ง. อุณหภูมิไอเสีย ที่สภาวะภาระสูงสุดจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อความเร็วรอบมีค่าสูงขึ้นในทุกเชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบ และเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในสัดส่วนโดยมวล 40% DME จะทำให้อุณหภูมิไอเสียมีค่าลดลงในทุกความเร็วรอบ แต่การใช้ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าอุณหภูมิไอเสียสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ

6.3.1.2 สรุปผลทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน

ก. อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระบางส่วน ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm และที่ภาระ 10 Nm และ 15 Nm การเลือกใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุด และเมื่อเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์อยู่ในช่วงตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm การเลือกใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุด

ข. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm ที่ภาระ 10 Nm และ 15 Nm การเลือกใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุด และเมื่อเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์อยู่ในช่วงตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm การเลือกใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุด

ค. อุณหภูมิไอเสีย ที่สภาวะภาระสูงสุดจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้น เมื่อความเร็วรอบมีค่าสูงขึ้นในทุกเชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบ และเมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าอุณหภูมิไอเสียสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ

6.3.2 สรุปผลการศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่ใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง

6.3.2.1 สรุปผลทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด

ก. ค่าแรงบิดเบรกสูงสุด การใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40%DME) เป็นเชื้อเพลิง ผลการเปรียบเทียบค่าแรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) จะได้ค่าแรงบิดเบรกสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ อย่างไรก็ตามเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์มีค่ามากกว่า 1400 rpm การปรับเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า จะทำให้ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้ใกล้เคียงกันกับที่เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) โดยสังเกตได้จากการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้า (ADV4) นั้นไม่ส่งผลต่อช่วงความแตกต่างและมีแนวโน้มของค่าแรงบิดเบรกสูงสุดใกล้เคียงกันกับการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) แต่ในกรณีของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้า (RTD2) พบว่าค่าแรงบิดเบรกสูงสุดของเครื่องยนต์มีค่าลดลงในทุกความเร็วรอบ

ข. อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุด การใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ ไปในช่วงความเร็วรอบตั้งแต่ 1000 จนถึง 1700 rpm ซึ่งที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะมีค่าใกล้เคียงกันในทุกค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง และเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบไปที่ 2100 rpm การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะทำให้อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะมีค่าต่ำที่สุด และที่ ADV4 จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำกว่า ADV2 ทุกช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์ และในส่วนกรณีของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้า (RTD2) พบว่ามีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบของเครื่องยนต์

ค. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง ที่สภาวะภาระสูงสุดจะมีค่าเพิ่มขึ้นสูงสุดเมื่อใช้ใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) เมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ ไปในช่วงความเร็วรอบตั้งแต่ 1000 จนถึง 1700 rpm ซึ่งที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีค่าใกล้เคียงกันในทุกค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงและเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบไปที่ 2100 rpm การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะทำให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีค่าสูงที่สุด และที่ ADV4 จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงกว่า ADV2 ทุกช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์ แต่ในส่วนกรณีของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้า (RTD2) พบว่ามีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงต่ำที่สุดในทุกความเร็วรอบของเครื่องยนต์

ง. อุณหภูมิไอเสีย ที่สภาวะภาระสูงสุดจะมีค่าลดต่ำลง เมื่อปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า (RTD2) แต่ในกรณีการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้า (ADV2) พบว่ามีค่าอุณหภูมิไอเสีย สูงที่สุดในทุกความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และพบว่าการปรับใช้ ADV2 ส่งผลให้อุณหภูมิไอเสียมีค่าสูงกว่าการใช้ STD แต่การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง ADV4 ส่งผลให้อุณหภูมิไอเสียมีค่าต่ำกว่า ADV2

6.3.2.2 สรุปผลทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน

ก. อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระบางส่วน พบว่าที่ความเร็วรอบ 1000 rpm การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่ามากขึ้นมีผลช่วยลดค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเฉพาะที่ภาระการทำงานปานกลางและภาระสูง (15 Nm และ 20 Nm) แต่ในกรณีของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้า (RTD2) พบว่าค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะกลับเพิ่มสูงขึ้นตลอดช่วงภาระการทำงานทำงานของเครื่องยนต์ และเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวที่เพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่ามากขึ้น (ADV4) มีผลช่วยลดค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะลดต่ำลงทุกช่วงภาระการทำงาน

ข. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง พบว่าที่ความเร็วรอบ 1000 rpm การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่ามากขึ้นมีผลช่วยเพิ่มค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเฉพาะที่ภาระการทำงานปานกลางและภาระสูง (15 Nm และ 20 Nm) แต่ในกรณีของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้า (RTD2) พบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกลับลดต่ำลงตลอดช่วงภาระการทำงานทำงานของเครื่องยนต์ และเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm การปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวที่เพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่ามากขึ้น (ADV4) มีผลช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงให้มีค่าสูงที่สุดในทุกช่วงภาระการทำงาน

ค. อุณหภูมิไอเสีย ที่สภาวะภาระบางส่วนจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้น เมื่อความเร็วรอบมีค่าสูงขึ้นในทุกเชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบ และที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm การใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะให้ค่าอุณหภูมิไอเสียต่ำที่สุดและในช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์ตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm การเลือกปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่ามากขึ้น ADV4 ส่งผลให้ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ลดต่ำลง

6.3.3 สรุปผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้

ในงานวิจัยนี้ได้นำทฤษฎีการวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่ใช้ในเชื้อเพลิง conventional diesel สำหรับจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงจะพิจารณาจากความดันในท่อส่งเชื้อเพลิง ร่วมกับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันภายในห้องเผาไหม้พบว่า ความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงจะมีลักษณะเป็นคลื่นความดัน เนื่องจากคุณสมบัติของการอัดตัวได้ของเชื้อเพลิง DME-PME มีค่าสูงเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล และตำแหน่งการติดตั้ง Pressure Transducer ของความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงจะถูกติดตั้งก่อนบริเวณทางเข้าของหัวฉีดอยู่ที่ 8 เซนติเมตร เมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดออกจากหัวฉีดอาจจะพบจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ากว่าความเป็นจริง ในกรณีเดียวกันขณะที่เข็มหัวฉีดถูกยกและกดเพื่อควบคุมการฉีดเชื้อเพลิงที่ออกจากหัวฉีดเข้าไปภายในห้องเผาไหม้อาจจะทำให้เกิดคลื่นความดัน ที่ไหลสะท้อนไปมา (wave) อยู่ภายในท่อส่งเชื้อเพลิงได้

6.3.3.1 สรุปผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้ จากเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิดเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

จากผลการทดสอบเพื่อบันทึกข้อมูลความดันสามารถสรุปได้ดังนี้

ก. จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง (Start of Injection, SOI)

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน พบว่า เมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน ส่วนการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นล่าช้าที่สุด

ข. จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง (End of Injection, EOI)

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่าเมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะทำให้จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงสิ้นสุดเร็ว ส่วนการใช้ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน พบว่าเมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะทำให้จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงสิ้นสุดเร็ว ส่วนการใช้ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีแนวโน้มใกล้เคียงกัน คือมีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด

ค. ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่า เมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่มีช่วงยาวที่สุด แต่การใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่มีช่วงสั้นที่สุด

กรณีที่สภาวะภาวะบางส่วน พบว่าเมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่มีช่วงสั้นที่สุด แต่การใช้ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่มีช่วงยาวที่สุด

ง. ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร

กรณีที่สภาวะภาวะสูงสุด เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ต่ำที่สุด ส่วนการใช้ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรสูงสุด

กรณีที่สภาวะภาวะบางส่วน เมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ต่ำที่สุด ส่วนการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรสูงสุด

จ. ความดันในห้องเผาไหม้

กรณีที่สภาวะภาวะสูงสุดและที่สภาวะภาวะบางส่วน พบว่าเมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่มีค่าใกล้เคียงกัน ส่วนการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงมีความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ต่ำที่สุด

ฉ. งานอินดิเคท

กรณีที่สภาวะภาวะสูงสุดและที่สภาวะภาวะบางส่วน พบว่าเมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีงานอินดิเคทที่แก๊สในกระบอกสูบถ่ายเทให้กับลูกสูบที่มีค่าใกล้เคียงกัน ส่วนการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงมีงานอินดิเคทที่แก๊สในกระบอกสูบถ่ายเทให้กับลูกสูบต่ำที่สุด

ช. อัตราการปล่อยความร้อน

กรณีที่สภาวะภาวะสูงสุดและกรณีที่สภาวะภาวะบางส่วน การใช้น้ำมันดีเซล พบรูปแบบของการปล่อยความร้อนในช่วงของ premixed combustion phase คือ ค่าอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงมีค่าความชันสูงสุด ส่วนกรณีของการใช้ DME-PME นั้นมีค่าอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงมีค่าความชันต่ำที่สุดแต่มีแนวโน้มค่าความชันสูงสุดเกิดขึ้นใกล้บริเวณจุดศูนย์ตายบน

ซ. จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (Start of Combustion, SOC)

กรณีที่สภาวะภาวะสูงสุด เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นเข้าใกล้จุดศูนย์ตายบนของกระบอกสูบมากขึ้น ส่วนการใช้ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และน้ำมันดีเซล เป็นเชื้อเพลิง พบว่ามีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นล่วงหน้า

ก่อนจุดศูนย์ตายบนห่างออกไปมากขึ้น โดยน้ำมันดีเซลจะมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นล่วงหน้าก่อนการใช้ปาล์มไบโอดีเซล เพียงเล็กน้อย

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นเข้าใกล้จุดศูนย์ตายบนของกระบอกสูบมากขึ้น ส่วนการใช้ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และน้ำมันดีเซล เป็นเชื้อเพลิง พบว่ามีแนวโน้มใกล้เคียงกัน คือมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นล่วงหน้าก่อนจุดศูนย์ตายบนห่างออกไปมากขึ้น

ฉ. จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (End of Combustion, EOC)

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด ส่วน DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้เร็วที่สุด

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และน้ำมันดีเซล เป็นเชื้อเพลิง จะมีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ใกล้เคียงกันในเกือบทุกความเร็วรอบ แต่การใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด

ญ. ช่วงล่าช้าการจุดเปิด

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้น้ำมันดีเซล และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง พบว่ามีแนวโน้มลักษณะเดียวกัน คือมีช่วงล่าช้าการจุดเปิดสั้นลง แต่ส่วนของการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีช่วงล่าช้าการจุดเปิดยาวขึ้น

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้น้ำมันดีเซล และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง พบว่ามีแนวโน้มลักษณะเดียวกัน คือมีช่วงล่าช้าการจุดเปิดยาวขึ้น แต่ส่วนของการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีช่วงล่าช้าการจุดเปิดสั้นลง

ฎ. การปล่อยความร้อนสุทธิ

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง พบว่ามีค่าการปล่อยความร้อนสุทธิสูงที่สุด และการใช้ DME-PME มีการปลดปล่อยความร้อนสุทธิต่ำที่สุด

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้น้ำมันดีเซล และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง พบว่ามีแนวโน้มลักษณะเดียวกัน มีการปล่อยความร้อนสุทธิใกล้เคียงกัน แต่การใช้ DME-PME มีการปลดปล่อยความร้อนสุทธิต่ำที่สุดในเกือบทุกจุดทดสอบ

ฏ. สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด การใช้ DME-PME มีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้สูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ และการใช้ น้ำมันดีเซล และน้ำมันไบโอดีเซลมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ใกล้เคียงกัน

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน การใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุด ในเกือบทุกจุดทดสอบ ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ภาระ 10 และ 15Nm ซึ่งการใช้ DME-PME จะมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุดในช่วงภาระดังกล่าว

6.3.3.2 สรุปผลการศึกษาอิทธิพลของการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อปรากฏการณ์การเผาไหม้ เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง

จากผลการทดสอบเพื่อบันทึกข้อมูลความดันสามารถสรุปได้ดังนี้

ก. จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง (Start of Injection, SOI)

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้ามากขึ้น จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน โดยการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นก่อน

ข. จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง (End of Injection, EOI)

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่ามากขึ้น จะมีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน โดยการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศา ADV4 จะมีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน ส่วนการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศามาตรฐาน STD จะมีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด

ค. ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่มีช่วงยาวที่สุด ส่วนการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศามาตรฐาน STD จะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่มีช่วงสั้นที่สุด

ง. ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและกรณีที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ต่ำที่สุด

จ. ความดันในห้องเผาไหม้

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้มีค่าเพิ่มสูงสุด ส่วนการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศามาตรฐาน STD จะมีความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่มีค่าต่ำลง

ฉ. งานอินดิเคท

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มได้งานอินดิเคทที่แก๊สในระบบสูบถ่ายทอดให้แก่ลูกสูบมีค่าสูงที่สุด ในเกือบทุกความเร็วรอบ แต่เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 มีแนวโน้มได้งานอินดิเคทที่แก๊สในระบบสูบถ่ายทอดให้แก่ลูกสูบมีค่าต่ำที่สุด ในทุกช่วงบนจุดการทดสอบ

ช. อัตราการปล่อยความร้อน

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 พบว่ามีรูปแบบการปล่อยความร้อนของช่วงเพลิงในช่วง premixed combustion phase คือมีค่าอัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงที่สุดและมีความชันของอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงในช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้ที่สูงที่สุด แต่ส่วนในกรณีของการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD. พบว่ามีรูปแบบการปล่อยความร้อนของช่วงเพลิงในช่วง premixed combustion phase คือมีค่าอัตราการปลดปล่อยความร้อนต่ำที่สุดและมีความชันของอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงในช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้ที่ต่ำที่สุด

ซ. จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (Start of Combustion, SOC)

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นก่อน ส่วนการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศามาตรฐาน STD มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นช้าที่สุด แต่เกิดขึ้นช้าใกล้จุดศูนย์ตายบนมากขึ้น

ณ. จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (End of Combustion, EOC)

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้ม จะทำให้จุดสิ้นสุดการเผาไหม้เกิดขึ้นก่อน ส่วนการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศามาตรฐาน STD มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด

ญ. ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและกรณีที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดยาวขึ้น แต่การใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD มีแนวโน้มของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้นลง

ฎ. การปล่อยความร้อนสุทธิ

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มของค่าการปล่อยความร้อนสุทธิสูงที่สุด ในเกือบทุกความเร็วรอบ

ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 1000 rpm การใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STDมีการปล่อยความร้อนสุทธิสูงสุด

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มของค่าการปล่อยความร้อนสุทธิสูงสุด ในทุกจุดทดสอบ แต่การใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 มีแนวโน้มของค่าการปล่อยความร้อนต่ำที่สุด ในทุกจุดทดสอบ

ฎ. สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงสุด ตลอดทุกค่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์และทุกจุดทดสอบ



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 7

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

7.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลของการปรับค่าองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซล ในสัดส่วน 40% DME ที่มีต่อปรากฏการณ์เผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ลวงหน้าเมื่อใช้ชุดขับปั๊มเชื้อเพลิงมาตรฐาน เปรียบเทียบกับการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงดีเซล โดยสรุปผลได้ดังนี้

7.1.1 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะจากการทดสอบใช้น้ำมันดีเซล, ปาล์มไบโอดีเซล และ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

7.1.1.1 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด

ก. แรงบิดเบรกสูงสุด

- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง คือ 40.87 Nm ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm
- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล คือ 39.74 Nm ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm
- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME คือ 32.06 Nm ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm
- สรุปได้ว่าที่สภาวะภาระสูงสุด ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดของเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีค่าสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบและเมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME จะมีแรงบิดเบรกสูงสุดมีค่าน้อยที่สุดในทุกความเร็วรอบ หากพิจารณาค่าแรงบิดเบรกสูงสุดกับความสอดคล้องของค่าพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงพบว่าแนวโน้มของค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้มีค่าลดต่ำลงไปตามปริมาณสัดส่วนค่าพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิง (Heating Value) ที่ลดค่าต่ำลง

ข. อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ

- อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง คือ 13.62-14.95 MJ/kW-hr โดยค่าต่ำสุด 13.62 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็ว

รอบ 1400 rpm และค่าสูงสุด 14.95 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

- อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล เป็นเชื้อเพลิง คือ 13.17-15.00 MJ/kW-hr โดยค่าต่ำสุด 13.17 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm และค่าสูงสุด 15.00 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm
- อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง คือ 10.79-12.39 MJ/kW-hr โดยค่าต่ำสุด 10.79 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm และค่าสูงสุด 12.39 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm
- สรุปได้ว่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดสอบแต่ละชนิด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD 20 CA BTDC) พบว่าการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME จะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดในทุกความเร็วรอบ

ค. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง

- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง คือ 24.08-26.42% โดยค่าต่ำสุด 24.08% เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm และค่าสูงสุด 26.42% เกิดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง คือ 24.00-27.34% โดยค่าต่ำสุด 24.00% เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm และค่าสูงสุด 27.34% เกิดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง คือ 29.06-33.36% โดยค่าต่ำสุด 29.06% เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm และค่าสูงสุด 33.36% เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm
- สรุปได้ว่าการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ในอัตราส่วนโดยมวล 40% DME จะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ

ง. อุณหภูมิไอเสีย

- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง คือ 475.4-545.4 °C โดยค่าต่ำสุด 475.4 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm และค่าสูงสุด 545.4 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง คือ 491.0-581.4 °C โดยค่าต่ำสุด 491.0 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm และค่าสูงสุด 581.4 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง คือ 328.0-508.9 °C โดยค่าต่ำสุด 328.0 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm และค่าสูงสุด 508.9 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm
- สรุปได้ว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่อัตราส่วนโดยมวล 40% DME จะทำให้อุณหภูมิไอเสียมีค่าต่ำที่สุดในทุกความเร็วรอบ

7.1.1.2 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน

ก. อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ

- อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง คือ 11.02-16.23 MJ/kW-hr โดยค่าต่ำสุด 11.02 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ภาระ 20 Nm และค่าสูงสุด 16.23 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 10 Nm
- อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง คือ 12.32-18.13 MJ/kW-hr โดยค่าต่ำสุด 12.32 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ที่ภาระ 20 Nm และค่าสูงสุด 18.13 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 10 Nm
- อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง คือ 12.03-18.41 MJ/kW-hr โดยค่าต่ำสุด 12.03 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 20 Nm และค่าสูงสุด 18.41 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 10 Nm

- สรุปได้ว่า การทดสอบใช้เชื้อเพลิงทั้งสามชนิดดังกล่าวที่เพลาลูกเบี้ยวของศามาตรฐาน น้ำมันดีเซลจะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดในเกือบทุกจุดทำงาน ยกเว้นที่ 1000 rpm เมื่อภาระ 10 และ 15 Nm การใช้ DME-PME เป็นเชื้อเพลิงจะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำสุด

ข. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง

- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง คือ 22.18-32.66% โดยค่าต่ำสุด 22.18% เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 10 Nm และค่าสูงสุด 32.66% เกิดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ภาระ 20 Nm
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง คือ 19.86-29.23% โดยค่าต่ำสุด 19.86% เกิดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ภาระ 20 Nm และค่าสูงสุด 29.23% เกิดที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ที่ภาระ 20 Nm
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง คือ 19.56-29.93% โดยค่าต่ำสุด 19.56% เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 10 Nm และค่าสูงสุด 29.93% เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 20 Nm
- สรุปได้ว่า ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1000 rpm ที่ภาระ 10 Nm และ 15 Nm การเลือกใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุด และเมื่อเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์อยู่ในช่วงตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm การเลือกใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงที่สุด อาจกล่าวได้ว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีแนวโน้มสอดคล้องกันกับค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ ในทุกจุดทดสอบ

ค. อุณหภูมิไอเสีย

- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง คือ 142.2-327.8 °C โดยค่าต่ำสุด 142.2 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 10 Nm และค่าสูงสุด 327.8 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 20 Nm

- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง คือ 143.4-318.7 °C โดยค่าต่ำสุด 143.4 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 10 Nm และค่าสูงสุด 318.7 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 20 Nm
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง คือ 146.8-370.3 °C โดยค่าต่ำสุด 146.8 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 10 Nm และค่าสูงสุด 370.3 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 20 Nm
- สรุปได้ว่าที่ความเร็วรอบ 1000 rpm เมื่อใช้น้ำมันดีเซลจะมีค่าอุณหภูมิไอเสียต่ำที่สุด ในช่วงความเร็วรอบตั้งแต่ 1400 rpm จนถึง 2100 rpm เมื่อใช้ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าอุณหภูมิไอเสียต่ำที่สุด ส่วนการใช้ 40% DME ที่เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน จะให้ค่าอุณหภูมิไอเสียสูงสุดในทุกจุดทดสอบ

7.1.2 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะจากการทดสอบใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ

7.1.2.1 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด

ก. แรงบิดเบรกสูงสุด

- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าง RTD2 คือ 28.17 Nm เกิดขึ้นที่ความเร็วรอบ 1700 rpm
- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD คือ 32.06 Nm เกิดขึ้นที่ความเร็วรอบ 1700 rpm
- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 คือ 31.94 Nm เกิดขึ้นที่ความเร็วรอบ 1700 rpm
- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 32.19 Nm เกิดขึ้นที่ความเร็วรอบ 1700 rpm
- สรุปได้ว่าการใช้ DME-PME (ที่สัดส่วน 40%DME) เป็นเชื้อเพลิง ผลการเปรียบเทียบค่าแรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD) จะได้ค่าแรงบิดเบรกสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ อย่างไรก็ตามเมื่อปรับเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์มีค่ามากกว่า 1400 rpm การปรับเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า จะทำให้ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้ใกล้เคียงกันกับที่เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน (STD)

ข. อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ

- อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า RTD2 คือ 11.71-13.96 MJ/kW-hr โดยค่าต่ำสุด 11.71 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm และค่าสูงสุด 13.96 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm
- อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD คือ 10.79-12.39 MJ/kW-hr โดยค่าต่ำสุด 10.79 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm และค่าสูงสุด 12.39 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm
- อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 คือ 11.28-12.83 MJ/kW-hr โดยค่าต่ำสุด 11.28 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm และค่าสูงสุด 12.83 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm
- อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 11.00-11.96 MJ/kW-hr โดยค่าต่ำสุด 11.00 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm และค่าสูงสุด 11.96 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm
- สรุปได้ว่าการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะทำให้อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะมีค่าต่ำที่สุด และที่ ADV4 จะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำกว่า ADV2 ทุกช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์

ค. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง

- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า RTD2 คือ 25.79-30.74% โดยค่าต่ำสุด 25.79% เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm และค่าสูงสุด 30.74% เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD คือ 29.06-33.36% โดยค่าต่ำสุด 29.06% เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm และค่าสูงสุด 33.36% เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm

- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 คือ 28.07-31.91% โดยค่าต่ำสุด 28.07% เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm และค่าสูงสุด 31.91% เกิดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 30.10-32.72% โดยค่าต่ำสุด 30.10% เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm และค่าสูงสุด 32.72% เกิดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm
- สรุปได้ว่าการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะทำให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีค่าสูงที่สุด และที่ ADV4 จะให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงกว่า ADV2 ทุกช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์

ง. อุณหภูมิไอเสีย

- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า RTD2 คือ 324.20-495.50 °C โดยค่าต่ำสุด 324.20 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm และค่าสูงสุด 495.50 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD คือ 328.00-508.90 °C โดยค่าต่ำสุด 328.00 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm และค่าสูงสุด 508.90 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 คือ 333.30-539.20 °C โดยค่าต่ำสุด 333.30 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm และค่าสูงสุด 539.20 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 311.30-513.90 °C โดยค่าต่ำสุด 311.30 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm และค่าสูงสุด 513.90 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm
- สรุปได้ว่าเมื่อทำการปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่าช้า RTD2 ผลของค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุดมีค่าลดลงในทุกความเร็วรอบ และเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มสูงขึ้น จากการปรับใช้ ADV2 ส่งผลให้อุณหภูมิไอเสียมีค่าสูงกว่าการใช้ STD และการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยว

เพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง ADV4 ส่งผลให้อุณหภูมิไอเสียมีค่าต่ำกว่า ADV2

7.1.2.2 สรุปผลการทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วน

ก. อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะ

- อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า RTD2 คือ 12.12-14.79 MJ/kW-hr โดยค่าต่ำสุด 12.12 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 20 Nm และค่าสูงสุด 14.79 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 10 Nm
- อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD คือ 12.03-18.41 MJ/kW-hr โดยค่าต่ำสุด 12.03 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 20 Nm และค่าสูงสุด 18.41 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 10 Nm
- อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 คือ 11.63-17.48 MJ/kW-hr โดยค่าต่ำสุด 11.63 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 20 Nm และค่าสูงสุด 17.48 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 10 Nm
- อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 10.95-16.80 MJ/kW-hr โดยค่าต่ำสุด 10.95 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ภาระ 20 Nm และค่าสูงสุด 16.80 MJ/kW-hr เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 10 Nm

ข. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง

- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า RTD2 คือ 24.34-29.69% โดยค่าต่ำสุด 24.34% เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 10 Nm และค่าสูงสุด 29.69% เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 20 Nm
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD คือ 19.56-29.93% โดยค่าต่ำสุด 19.56% เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 10 Nm และค่าสูงสุด 29.93% เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 20 Nm

- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 คือ 20.60-30.95% โดยค่าต่ำสุด 20.60% เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 10 Nm และค่าสูงสุด 30.95% เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 20 Nm
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 21.43-32.88% โดยค่าต่ำสุด 21.43% เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 10 Nm และค่าสูงสุด 32.88% เกิดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ภาระ 20 Nm

ค. อุณหภูมิไอเสีย

- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า RTD2 คือ 163.6-259.7 °C โดยค่าต่ำสุด 163.6 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 10 Nm และค่าสูงสุด 259.7 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 20 Nm
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD คือ 146.8-370.3 °C โดยค่าต่ำสุด 146.8 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 10 Nm และค่าสูงสุด 370.3 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 20 Nm
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 คือ 149.4-353.7 °C โดยค่าต่ำสุด 149.4 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 10 Nm และค่าสูงสุด 353.7 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 20 Nm
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 152.3-352.3 °C โดยค่าต่ำสุด 152.3 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ภาระ 10 Nm และค่าสูงสุด 352.3 °C เกิดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่ภาระ 20 Nm

7.1.3 สรุปผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้ จากการทดสอบใช้น้ำมันดีเซล, ปาล์มไบโอดีเซล และ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

ก. จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง (Start of Injection, SOI)

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน พบว่า เมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน ส่วนการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงจะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นล่าช้าที่สุด

ข. จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง (End of Injection, EOI)

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่าเมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะทำให้จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงสิ้นสุดเร็ว ส่วนการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน พบว่าเมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะทำให้จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงสิ้นสุดเร็ว ส่วนการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีแนวโน้มใกล้เคียงกัน คือมีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด

ค. ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่า เมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่มีช่วงยาวที่สุด แต่การใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่มีช่วงสั้นที่สุด

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน พบว่าเมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่มีช่วงสั้นที่สุด แต่การใช้ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่มีช่วงสั้นที่สุด

ง. ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ต่ำที่สุด ส่วนการใช้ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรสูงที่สุด

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ต่ำที่สุด ส่วนการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรสูงที่สุด

จ. ความดันในห้องเผาไหม้

กรณีที่สภาวะภาวะสูงสุดและที่สภาวะภาวะบางส่วน พบว่าเมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่มีค่าใกล้เคียงกัน ส่วนการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงมีความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ต่ำที่สุด

จ. งานอินดิเคท

กรณีที่สภาวะภาวะสูงสุดและที่สภาวะภาวะบางส่วน พบว่าเมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง มีงานอินดิเคทที่แก๊สในกระบอกสูบถ่ายเทให้กับลูกสูบที่มีค่าใกล้เคียงกัน ส่วนการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิงมีงานอินดิเคทที่แก๊สในกระบอกสูบถ่ายเทให้กับลูกสูบต่ำที่สุด

ช. อัตราการปล่อยความร้อน

กรณีที่สภาวะภาวะสูงสุดและกรณีที่สภาวะภาวะบางส่วน การใช้น้ำมันดีเซล พบรูปแบบของการปล่อยความร้อนในช่วงของ premixed combustion phase คือ ค่าอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงมีค่าความชันสูงสุด ส่วนกรณีของการใช้ DME-PME นั้นมีค่าอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงมีค่าความชันต่ำที่สุดแต่มีแนวโน้มค่าความชันสูงสุดเกิดขึ้นใกล้บริเวณจุดศูนย์ตายบน

ซ. จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (Start of Combustion, SOC)

กรณีที่สภาวะภาวะสูงสุด เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นช้าใกล้จุดศูนย์ตายบนของกระบอกสูบมากขึ้น ส่วนการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และน้ำมันดีเซล เป็นเชื้อเพลิง พบว่ามีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นล่วงหน้าก่อนจุดศูนย์ตายบนห่างออกไปมากขึ้น โดยน้ำมันดีเซลจะมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นล่วงหน้าก่อนการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล เพียงเล็กน้อย

กรณีที่สภาวะภาวะบางส่วน เมื่อใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง จะมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นช้าใกล้จุดศูนย์ตายบนของกระบอกสูบมากขึ้น ส่วนการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และน้ำมันดีเซล เป็นเชื้อเพลิง พบว่ามีแนวโน้มใกล้เคียงกัน คือมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นล่วงหน้าก่อนจุดศูนย์ตายบนห่างออกไปมากขึ้น

ด. จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (End of Combustion, EOC)

กรณีที่สภาวะภาวะสูงสุด เมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงจะมีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด ส่วน DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้เร็วที่สุด

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซล และน้ำมันดีเซล เป็นเชื้อเพลิง จะมีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ใกล้เคียงกันในเกือบทุกความเร็วรอบ แต่การใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด

ณ. ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้น้ำมันดีเซล และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง พบว่ามีแนวโน้มลักษณะเดียวกัน คือมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้นลง แต่ส่วนของการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดยาวขึ้น

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้น้ำมันดีเซล และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง พบว่ามีแนวโน้มลักษณะเดียวกัน คือมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดยาวขึ้น แต่ส่วนของการใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง มีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้นลง

ญ. ปลดปล่อยความร้อนสุทธิ

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง พบว่ามีการปลดปล่อยความร้อนสุทธิสูงที่สุด และการใช้ DME-PME มีการปลดปล่อยความร้อนสุทธิต่ำที่สุด

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้น้ำมันดีเซล และน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิง พบว่ามีแนวโน้มลักษณะเดียวกัน มีการปลดปล่อยความร้อนสุทธิใกล้เคียงกัน แต่การใช้ DME-PME มีการปลดปล่อยความร้อนสุทธิต่ำที่สุดในเกือบทุกจุดทดสอบ

ฎ. สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด การใช้ DME-PME มีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงเผาไหม้สูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ และการใช้ น้ำมันดีเซล และน้ำมันไบโอดีเซลมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ใกล้เคียงกัน

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน การใช้ น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง จะมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุดในเกือบทุกจุดทดสอบ ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ภาระ 10 และ 15Nm ซึ่งการใช้ DME-PME จะมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุดในช่วงภาระดังกล่าว

7.1.4 สรุปผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้จากการทดสอบใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่าง ๆ

ก. จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง (Start of Injection, SOI)

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้ามากขึ้น จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน โดยการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง

ที่เกิดขึ้นก่อน ส่วนการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศามาตรฐาน STD จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นล่าช้าที่สุด

ข. จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง (End of Injection, EOI)

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่ามากขึ้น จะมีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน โดยการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศา ADV4 จะมีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน ส่วนการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศามาตรฐาน STD จะมีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด

ค. ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่มีช่วงยาวที่สุด ส่วนการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศามาตรฐาน STD จะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่มีช่วงสั้นที่สุด

ง. ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ต่ำที่สุด

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ต่ำที่สุด

จ. ความดันในห้องเผาไหม้

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้มีค่าเพิ่มสูงขึ้น ส่วนการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศามาตรฐาน STD จะมีความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่มีค่าต่ำลง

ฉ. งานอินดิเคท

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มได้งานอินดิเคทที่แก๊สในกระบอกสูบถ่ายเทอดให้แก่ลูกสูบมีค่าสูงที่สุดในเกือบทุกความเร็วรอบ แต่เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 มีแนวโน้มได้งานอินดิเคทที่แก๊สในกระบอกสูบถ่ายเทอดให้แก่ลูกสูบมีค่าต่ำที่สุดในทุกช่วงบนจุดการทดสอบ

ช. อัตราการปล่อยความร้อน

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 พบว่ามีรูปแบบการปล่อยความร้อนของช่วงเพลิงในช่วง premixed combustion phase คือมีค่าอัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงที่สุดและมีความชันของ

อัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงในช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้ที่สูงที่สุด แต่ส่วนในกรณีของการใช้เพลาลูกเบี้ยวค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD. พบว่ามีรูปแบบการปล่อยความร้อนของช่วงเพลิงในช่วง premixed combustion phase คือมีค่าอัตราการปลดปล่อยความร้อนต่ำที่สุด และมีความชันของอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงในช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้ที่ต่ำที่สุด

ซ. จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (Start of Combustion, SOC)

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นก่อน ส่วนการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศามาตรฐาน STD มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นช้าที่สุด แต่เกิดขึ้นเข้าใกล้จุดศูนย์ตายบนมากขึ้น

ฅ. จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (End of Combustion, EOC)

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้ม จะทำให้จุดสิ้นสุดการเผาไหม้เกิดขึ้นก่อน ส่วนการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ค่าองศามาตรฐาน STD มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด

ญ. ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดยาวขึ้น แต่การใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD มีแนวโน้มของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้นลง

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้นลง แต่การใช้เพลาลูกเบี้ยวล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดยาวขึ้น

ฎ. การปล่อยความร้อนสุทธิ

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มของค่าการปล่อยความร้อนสุทธิสูงสุด ในเกือบทุกความเร็วรอบ ยกเว้นที่ความเร็วรอบ 1000 rpm การใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD มีการปล่อยความร้อนสุทธิสูงสุด

กรณีที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มของค่าการปล่อยความร้อนสุทธิสูงสุด ในทุกจุดทดสอบการทำงาน แต่การใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 มีแนวโน้มของค่าการปล่อยความร้อนสุทธิต่ำที่สุด ในทุกจุดทดสอบการทำงาน

ฎ. สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

กรณีที่สภาวะภาระสูงสุดและสภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีแนวโน้มสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุด ตลอดทุกค่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์และทุกจุดทดสอบ

7.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล ทำให้เชื้อเพลิงผสมมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าและมีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ต่ำ แต่มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่ยาว เนื่องจากคุณสมบัติการอัดตัวได้ที่สูงของเชื้อเพลิง DME ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้ทำการแก้ไขปัญหาดังกล่าวโดยการปรับใช้เพลาลูกเบี้ยวเพื่อเพิ่มค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า เพื่อชดเชยปรากฏการณ์จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้าและพบความสำเร็จในการแก้ไขปัญหาดังกล่าวจากผลการทดสอบสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้ แต่หากนำระบบจ่ายน้ำมันแบบรางร่วม (common rail) มาประยุกต์ใช้เพื่อควบคุมรูปแบบและปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง (controlled rate shaping) ให้มีความสมดุลงต่อเนื่องในแต่ละวัฏจักรการทำงาน แล้วนำเชื้อเพลิงผสมไปใช้กับระบบห้องเผาไหม้โดยตรง (direct injection, DI) เพื่อใช้คุณลักษณะที่เป็นประโยชน์ของเชื้อเพลิง DME คือ เมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดนำร่องเข้าไป (pilot) จะเริ่มต้นการเผาไหม้ได้อย่างทันทีทันใด

7.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป

ควรมีการศึกษาถึงผลของการควบคุมรูปแบบและปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง (controlled rate shaping) ให้มีความสมดุลงต่อเนื่องในแต่ละวัฏจักรการทำงาน โดยพิจารณานำระบบจ่ายน้ำมันแบบรางร่วม (common rail) และเปลี่ยนมาใช้เครื่องยนต์ระบบห้องเผาไหม้โดยตรงมาประยุกต์ใช้ เพื่อให้สามารถใช้ DME-PME ในสัดส่วน 40% DME เป็นเชื้อเพลิง เกิดประสิทธิภาพดีขึ้น

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รายการอ้างอิง

- [1] วาতিต ตั้งพิสิฐโยธิน. การประยุกต์ใช้เชื้อเพลิง DMEผสมปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2551.
- [2] Troy, A.S., Rodney, L.B. and Howard, L.G. Dimethyl ether (DME) as an alternative fuel. Journal of Power Sources. 156(2006): 497-511.
- [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] Longbao, Z., Hewu. W., Deming J. and Zhouhua H. Study of Performance and Combustion Characteristics of a DME-Fuelled Light-Duty Direct-Injection Diesel Engine. SAE paper. 1999-01-3669(1999).
- [5] Hyun, K.S., Chang, S.L. 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.
- [6] Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Singapore: McGraw-Hill, 1988.
- [7] 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.
- [8] สุรพล ราชภูริ์นุ้ย. วิศวกรรมการบำรุงรักษา. กรุงเทพมหานคร: ซีเอ็ดยูเคชั่น, 2545
- [9] 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.
- [10] Sher, E. Handbook of air pollution from internal combustion engines – Pollutant formation and control. United States of America: Academic Press, 1998.
- [11] Rosseel, E. and Sierens, R. The Physical and the Chemical Part of the Ignition Delay in Diesel Engines. SAE paper. 961123(1996).
- [12] Lyn, W. T. Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engine. IX Symposium (International) on Combustion. 9(1962): 1069-1080.

- [13] 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).
- [14] 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).
- [15] Moore, C. S. and Collins, J. H., Jr. Prechamber Compression Ignition Engine Performance. N.A.C.A. report. 577(1936).
- [16] Ito, Y., Senda, J., Fujimoto, H. and Terada, K. Effect of Flame Discharge through a Passageway on Rate of Heat Release in IDI Engine [Online]. 1985. Available from: http://technovol.jsme.or.jp/esd/COMODIA-Procs/Data/001/C85_P467.pdf [2010, January 9]
- [17] Hajime, F., et al. Characteristics of Combustion in an IDI Diesel Engine with a Swirl Chamber Made of Ceramics. SAE paper. 920696(1992).
- [18] Hotta, Y., et al. Combustion Improvement for Reducing Exhaust Emission in IDI Diesel Engine. SAE paper. 980503(1998).
- [19] Larsson, A. Optical Studies in a DI Diesel Engine. SAE paper. 1999-01-3650(1999). Cited in Winklhofer, E. Diesel Combustion – a Hierarchy of Simple Effect. ERCOFTAC Bulletin. 38(1998).
- [20] Hajime, F. et al. Combustion Phenomena in IDI Diesel Engine Detected by Optical Methods. SAE paper. 1999-01-3652(1999).
- [21] 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.
- [22] Wattanavichien, K., Singh, P., and Dhanabordeepat P. Combustion Phenomena of Diesohol in IDI engine. Proceedings of the International Conference on Fluid and Thermal Energy Conservation 2003. December 7-11, 2003. Bali, Indonesia.
- [23] Wattanavichien, K. Visualization of Crude Palm Diesel Combustion in IDI engine. Proceedings. JSAE Annual Congress. 64(2004): 1-5.

- [24] สุพิชณ์ ไตรภพภูมิ. การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2548.
- [25] จักรกฤษ ตั้งรัตนโสภณ. การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย,
- [26] คีค มิน ฟาน. การศึกษาการเผาไหม้ของระบบเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้ ก๊าซหุงต้มในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาดุษฎีบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2549
- [27] Rolf Egnell. Comparison of Heat Release and NO_x Formation in a DI Diesel Engine Running on DME and Diesel Fuel. SAE paper. 2001-01-0651(2001).
- [28] 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).
- [29] 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).
- [30] Kajitani, S., Chen, Z.L., and Konno, M. Engine Performance and Exhaust Characteristics of Direct-injection Diesel Engine Operated with DME. SAE paper. 972973(1997).
- [31] Kensuke Wakai, Keiya Nishida, Takuo Yoshizaki and Hiroyuki Hiroyasu. Spray and Ignition Characteristics of Dimethyl Ether Injected by a D.I. Diesel Injector. Internationnal Symposium COMODIA 98. (1998): 537-542.
- [32] Ho Teng, James C. McCandless and Jeffrey B. Schneyer. Thermochemical Characteristics of Dimethyl Ether – An Alternative Fuel for Compression-Ignition Engines. SAE paper. 2001-01-0154(2001).

- [33] Jun Yu, Jookwang Lee and Choongsik Bae. Dimethyl Ether (DME) Spray Characteristics Compared to Diesel in a Common-Rail Fuel Injection System. SAE paper. 2002-01-0898(2002).
- [34] Constantine, A., et al. The potential of di-methyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review. Fuel. 87(2008): 1014-1030.
- [35] Wang Ying, Li Genbao, Zhu Wei and Zhou Longbao. Study on the application of DME/diesel blends in diesel engine. FUEL PROCESSING TECHNOLOGY 89(2008): 1272-1280.
- [36] Lijun Xu, Zichen Chen and Xiaolu Li. Study on Injection Characteristics of Diesel and DME. Power and Energy Engineering Conference, APPEEC (Asia-Pacific) 2009: 1-5.
- [37] กิตติภาพ วัชรวิสุนธรา, พัทธ ขจรธรรม, เมธัส พูลสวัสดิ์ และ เมธี เกียรติสกุลพันธ์ุ. การประยุกต์ใช้ไดเมทิลอีเทอร์ (DME) เป็นเชื้อเพลิงทดแทนสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายใน. โครงการวิศวกรรมปริญญาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.
- [38] 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).
- [39] เกริกไกร ยูมิตร. การวิเคราะห์สมรรถนะและการปล่อยพลังงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ใช้เชื้อเพลิง DME. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2551.
- [40] อัศพงษ์ สดาวรินทร์. การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่องหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2552.
- [41] 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.

- [42] 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.
- [43] 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.
- [44] Ziejewski, M. and K. R. Kaufman. 1982. Endurance test of a sunflower oil/diesel fuel blend. SAE paper 820257 (1982).
- [45] คณิต วัฒนวิเชียร, วรวิมล กฤษดาภิการ. การพัฒนาเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลสูตรน้ำ. ในรายงานการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 21, 17-19 ตุลาคม 2550. ณ จังหวัดชลบุรี.
- [46] อนันต์ จิตรานุกเคราะห์. การศึกษาการใช้ น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดขนาดเล็ก. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.
- [47] บริษัท สยามคูโบต้าอุตสาหกรรม จำกัด. คู่มือช่างเครื่องยนต์ดีเซลคูโบต้า รุ่น อาร์ที. ครั้งที่ 1, 2546
- [48] DEWETRON Ges.m.b.H. DEWE-5000 Technical Reference Manual. DEWETRON Elektronische Messgeraete Ges.m.b.H., Austria, 2005.
- [49] Zhao, H., and Ladammatos, N. Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics. United States of America: Society of Automotive Engineers, 2001.
- [50] 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.
- [51] 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. Cited in Kastner, L.J. The air box method of measuring air consumption. Proc. I. Mech. E. 157(1947): 194.

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

Available from: <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/esc.html>. [2008,
March 24]



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บรรณานุกรม

ภาษาไทย

- เกริกไกร ยุวมิตร. การวิเคราะห์สมรรถนะและการปล่อยพลังงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ใช้เชื้อเพลิง DME. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2551.
- จักร์กฤษ ตั้งรัตนโสภณ. การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลทางเล็กลง ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.
- ดีศ มิน ฟาน. การศึกษาการเผาไหม้ของระบบเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้ก๊าซหุงต้มในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2549.
- สุพิชฌ์ ไตรภพภูมิ. การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2548.
- วาทิต ตั้งพิสิฐโยธิน. การประยุกต์ใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2551.
- อัคมพงษ์ สดาวรินทร์. การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2552.
- อนันตี จิตรานุกเคราะห์. การศึกษาการใช้น้ำมันปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดขนาดเล็ก. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.

ภาษาอังกฤษ

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

Sher, E. Handbook of air pollution from internal combustion engines – Pollutant formation and control. United States of America: Academic Press, 1998.

Zhao, H., and Ladammatos N. Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics. United States of America: Society of Automotive Engineers, 2001.

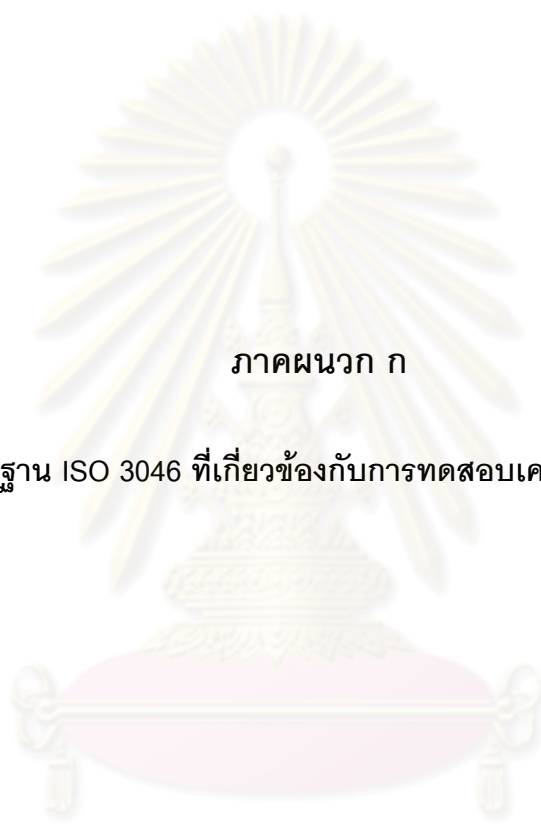


ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ก

มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบเครื่องยนต์ [50]

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับทดสอบเครื่องยนต์ [50]

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 :
Over speed 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.

๓.7.1.2 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.

๓.7.1.3 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.

๓.7.1.4 Engine speed

The speed of an engine is the mean rotational speed of its crankshaft or crankshafts 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.

ก.7.1.5 Engine with integral gearing

When stating the power of an engine fitted 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.

ก.7.2 Kinds of power

ก.7.2.1 Indicated power

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

ก.7.2.2 Brake power

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

ก.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.

ก.7.2.3 Net brake power

The brake power measured when the engine is using only the auxiliaries listed in 7.2.2.1a).

ก.7.3 Kinds of power output

ก.7.3.1 Continuous power

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

ก.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 permitted 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 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).

ก.8 Declarations of fuel consumption

ก.8.1 Definitions

ก.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).

ก.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 liters 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)

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

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

Where:

P_r is the brake power;

p_r is the standard reference total barometric pressure;

p_{sr} is the saturation vapor 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 vapor 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 η -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 D, which also include numerical examples.
2. When the ambient conditions are more favorable than the standard reference conditions, the declared power under the ambient conditions may be limited by the manufacturer to 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 η -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 η -1 is applicable.

ก.11 Adjustment of fuel consumption for ambient conditions

ก.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:

$$b_x = \beta b_r \quad (\text{ก-6})$$

Where $\beta = k/\alpha \quad (\text{ก-7})$

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 0, which also include numerical examples.

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Table n-1 - Numerical values for power adjustment [52]

Engine type	Condition		Formula reference	Factor	Exponents		
				a	m	n	q
Compression ignition oil 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 four-stroke engine	C	0	0.7	2	0
	Turbocharged with charge air cooling		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 n-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 there from.

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 vapor 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:

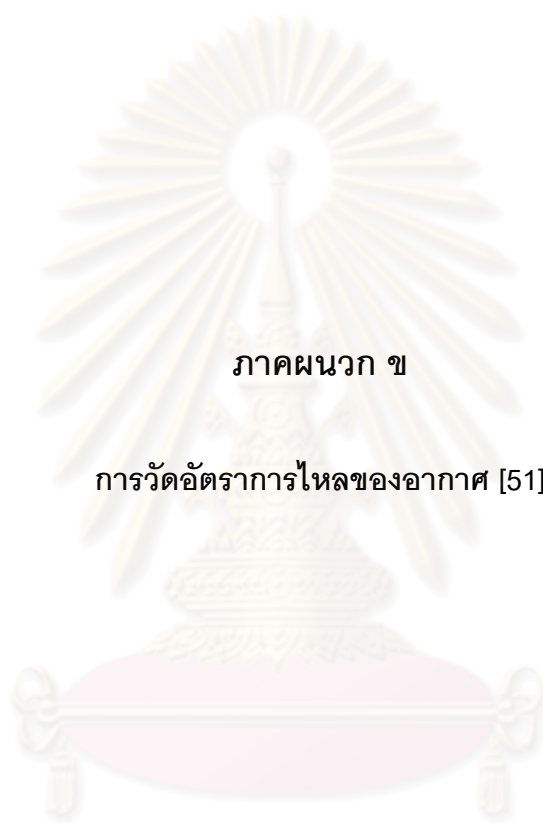
a) The declared powers.

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 turbocharged 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 cooling 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

การวัดอัตราการใช้ของอากาศ [51]

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

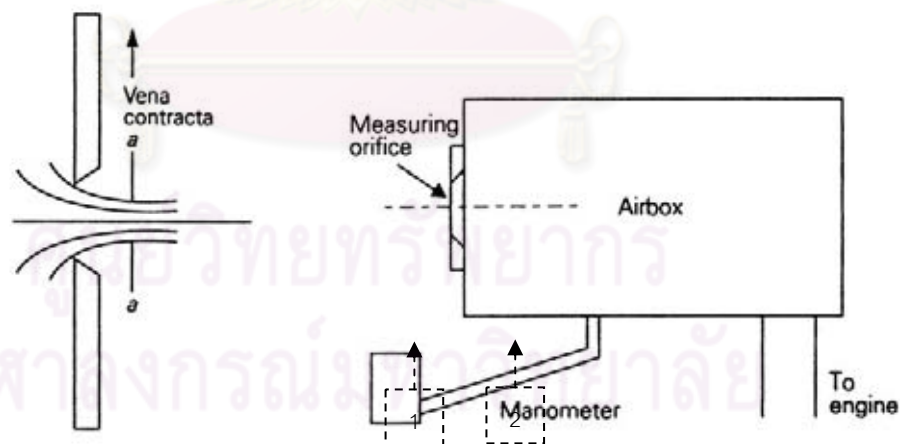
การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air Box Method [51]

การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air Box Method เป็นการวัดโดยใช้แผ่นออริฟิซ ประกอบกับถังพักอากาศ ซึ่งถังพักอากาศจะช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ถูกดูดตามจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ ทำให้อากาศที่ไหลผ่านออริฟิซมีอัตราการไหลที่สม่ำเสมอสามารถวัดความดันตกคร่อมได้ถูกต้องมากขึ้น

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของแผ่นออริฟิซโดยประมาณ ที่อัตราการไหลต่างๆ แสดงดังตารางที่ ข-1

ตารางที่ ข-1 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของออริฟิซโดยประมาณที่อัตราการไหลต่างๆ [51]

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 ภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air Box Method [51]

- ภาพซ้ายแสดงการไหลของอากาศผ่านแผ่น Orifice Plate
- ภาพขวาแสดงภาพ Orifice Flow Meter

ปริมาณของถังที่เล็กที่สุดที่จะทำให้ไม่เกิดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหล ได้ถูกวิเคราะห์โดย Kastner [53] ดังสมการ (ข-1)

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

- 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

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

- 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)

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

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

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

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

ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ค

มาตรฐานการทดสอบเครื่องยนต์ ESC Test Cycle [52]

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มาตรฐานการทดสอบเครื่องยนต์ ESC Test Cycle [52]

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 (ตารางที่ ค-1, รูปที่ ค-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 (รูปที่ ค-1). Maximum emissions at these extra modes are determined by interpolation between results from the neighboring regular test modes.

ตารางที่ ค-1 ESC Test Modes [52]

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

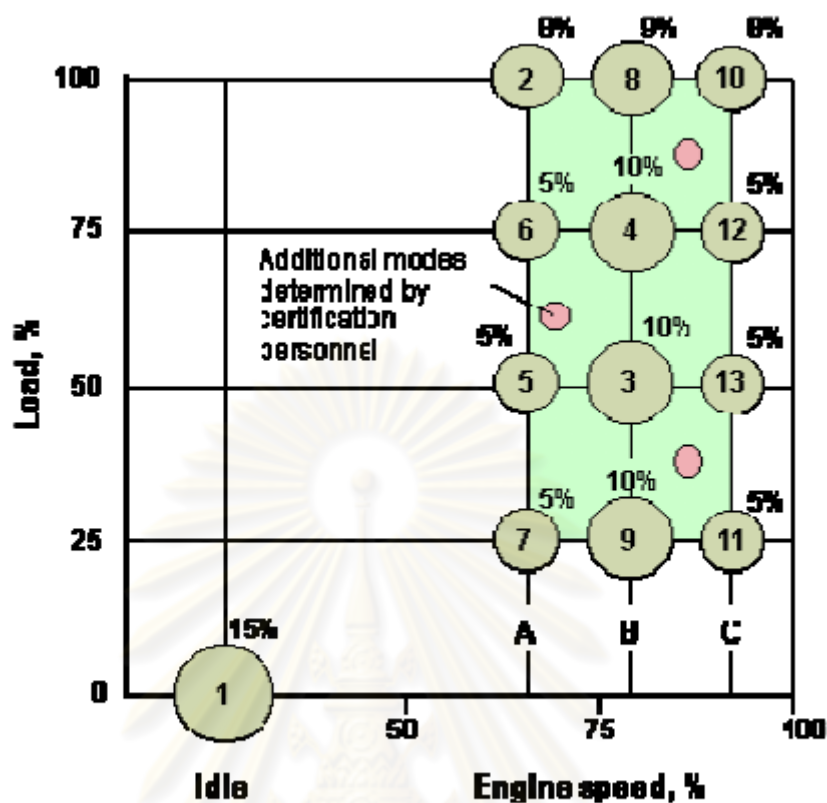


Figure 1. European Stationary Cycle (ESC)

รูปที่ ค-1 European Stationary Cycle (ESC) [52]

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:

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

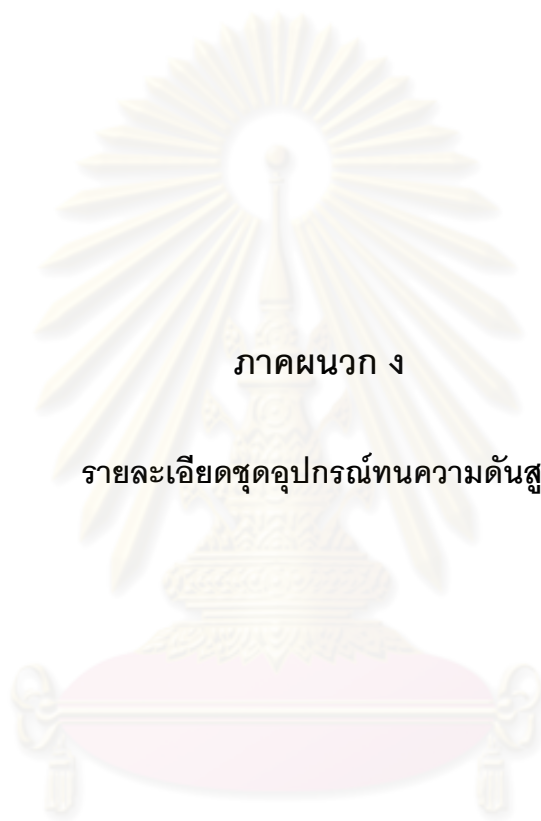
$$B = n_{lo} + 0.50(n_{hi} - n_{lo})$$

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

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.




ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย




ภาคผนวก ง

รายละเอียดชุดอุปกรณ์ทนความดันสูง


ศูนย์วิทยทรัพยากร
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

ศูนย์วิทยพัชกร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย


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


ศูนย์วิทยพัทยากร
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


ศูนย์วิทยทรัพยากร
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

ศูนย์วิทยทรัพยากร
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


ศูนย์วิทยทรัพยากร
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

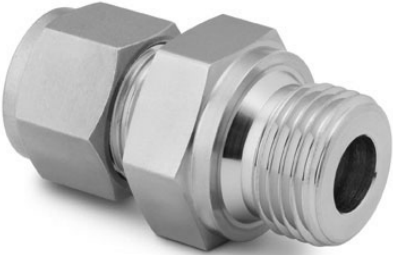
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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


ศูนย์วิทยทรัพยากร
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

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

ศูนย์วิทยทรัพยากร
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

ศูนย์วิทยทรัพยากร
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

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

KPP1LF422P20040	
Body Material	316 Stainless Steel
Cap Assembly	Standard
Cleaning Process	Standard Cleaning and Packaging (SC-10)
Maximum Inlet Pressure	4000 psig
Outlet Range	0 to 1000 psig
Port Configuration	Right Inlet/Left Outlet; Top Inlet and Outlet Gauge and Bottom Relief Port {H}
Port Type	1/4 in. Female NPT

ศูนย์วิทยพัทยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก จ

การคำนวณหาสัดส่วนการผสมโดยมวล, ค่าอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง/อากาศ, ค่าความร้อนต่ำ, ค่าความหนาแน่นของน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลผสม DME ที่ส่วนผสมต่างๆ

ศูนย์วิทยพัทยาการ
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 $(3/2)X = Y$

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

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

$$X [(1/668 \text{ kg/m}^3) + (1.5/879.2 \text{ kg/m}^3)] = 3,785 \text{ cm}^3$$

$$X = 1.18167 \text{ kg.}$$

Summary :

$$m_{DME} = 1.18167 \text{ kg.}$$

$$m_{PME} = 1.7725 \text{ kg.}$$

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 $(7/3)X = Y$

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

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

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

$$X = 0.9118 \text{ kg.}$$

Summary :

$$m_{DME} = 0.9118 \text{ kg.}$$

$$m_{PME} = 2.1275 \text{ kg.}$$

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

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

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



ภาคผนวก ฉ

ข้อมูลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้

ศูนย์วิทยพัทยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ๑-1 ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของเชื้อเพลิงดีเซล

Speed rpm	Timing Setting	BMEP kPa	T (Nm)	Crtd T (Nm)	Power (kW)	m _f (g/s)	bsfc (g/kW.h)	η _f (%)	Exhaust (°C)	oil (°C)	water (°C)	air box (°C)	WT (°C)	DT (°C)	Amb P (mmHg)	m _a (g/s)	F/A	φ
1000	STD.	201.12	10.0	10.09	1.057	0.1047	356.83	23.74	142.2	62.2	45.2	29.3	27.6	28.4	752.25	5.9001	0.0178	0.2545
1000		301.68	14.9	14.97	1.57	0.1319	302.73	27.98	177.3	70.5	48.2	29.5	27.8	28.6	752.25	5.8982	0.0224	0.3205
1000		402.24	20.1	20.22	2.12	0.1541	262.03	32.33	222.8	75.2	50.6	29.8	27.8	29.4	752.25	5.8952	0.0261	0.3749
1000		746.36	36.3	37.11	3.89	0.3622	335.55	25.24	475.4	63.9	64.4	33.4	30.8	32.0	752.45	5.8613	0.06179	0.8860
1400	STD.	201.12	10.0	10.27	1.51	0.1467	350.60	24.16	179.2	78	52.7	34.2	31	32.4	752.75	7.2302	0.02029	0.2909
1400		301.68	14.9	15.24	2.23	0.1770	285.14	29.71	217.1	80.9	55.4	34.3	31	32.4	752.75	7.2290	0.02448	0.3510
1400		402.24	20.1	20.56	3.01	0.2171	259.35	32.66	259.3	88.3	59.7	34.3	31	32.6	752.75	7.2290	0.03004	0.4307
1400		818.97	39.6	40.72	5.97	0.5316	320.56	26.42	511.3	99.6	65.2	35.2	31.2	32.6	752.75	7.2184	0.07365	1.0561
1700	STD.	201.12	10.0	10.29	1.83	0.1803	354.37	23.90	196.7	87.7	57.9	34.5	30.8	32.6	752.75	7.9056	0.02280	0.3270
1700		301.68	14.9	15.25	2.72	0.2296	304.39	27.83	233.4	89.7	58.7	34.5	30.9	32.6	752.75	7.9056	0.02904	0.4164
1700		402.24	20.1	20.60	3.67	0.2655	260.67	32.50	281.8	99.7	60.5	34.8	31	32.6	752.75	7.9017	0.03360	0.4818
1700		821.98	39.8	40.87	7.28	0.6548	324.00	26.14	528.3	100	66.5	35	31.2	33.6	752.75	7.8992	0.08290	1.1887
2100	STD.	201.12	10.0	10.31	2.27	0.2407	381.98	22.18	233.8	96.4	62.1	35.2	31.2	32.8	752.75	8.8166	0.02730	0.3914
2100		301.68	14.9	15.29	3.36	0.2942	314.92	26.90	280.4	97.7	62.3	35.2	31.2	32.8	752.75	8.8166	0.03337	0.4785
2100		402.24	20.1	20.63	4.54	0.3408	270.41	31.32	327.8	100.2	63.8	35.2	31.2	33.0	752.75	8.8166	0.03865	0.5542
2100		783.17	38.0	38.94	8.56	0.8370	351.83	24.08	545.4	102.4	66.8	34.1	31.6	33.2	753	8.8338	0.09475	1.3586

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ๑-2 ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซล

Speed rpm	Timing Setting	BMEP kPa	T (Nm)	Crtd T (Nm)	Power (kW)	m _f (g/s)	bsfc (g/kW.h)	η _f (%)	Exhaust (°C)	oil (°C)	water (°C)	air box (°C)	WT (°C)	DT (°C)	Amb P (mmHg)	m _a (g/s)	F/A	φ
1000	STD.	201.12	10.0	10.03	1.051	0.1160	397.33	22.72	143.4	76.6	51.1	28.2	26.8	27.2	753.05	5.9140	0.0196	0.2442
1000		301.68	14.9	14.89	1.56	0.1465	338.23	26.69	182.1	80.5	53.6	28.4	26.8	27.4	752.9	5.9115	0.0248	0.3087
1000		402.24	20.1	20.13	2.11	0.1812	309.35	29.19	228.3	83.2	57.2	28.8	27	27.8	752.5	5.9060	0.0307	0.3820
1000		733.10	36.3	36.45	3.82	0.3989	376.25	24.00	491	72.5	61.5	28.92	27	27.4	752.75	5.9058	0.06755	0.8412
1400	STD.	201.12	10.0	10.10	1.48	0.1700	413.34	21.84	173.4	96.5	59.8	29.8	28.6	29.6	752.95	7.1631	0.02373	0.2955
1400		301.68	14.9	14.87	2.18	0.2163	357.08	25.29	211.72	63.3	50.3	28	26.2	28.2	752.75	7.1835	0.03011	0.3750
1400		402.24	20.1	20.26	2.97	0.2615	316.97	28.49	261.9	105	63.1	30.4	28.4	29.6	752.6	7.1543	0.03655	0.4551
1400		795.63	39.1	39.56	5.80	0.5320	330.19	27.34	544.7	115.4	73.2	30.9	28.4	29.6	752.25	7.1468	0.07444	0.9270
1700	STD.	201.12	10.0	10.06	1.79	0.2069	415.76	21.72	189.2	78.6	56.8	28.8	26.2	28.4	752.85	8.0348	0.02574	0.3206
1700		301.68	14.9	14.94	2.66	0.2552	345.48	26.13	231.5	88.9	60.7	29.2	26.4	28.8	753	8.0303	0.03178	0.3958
1700		402.24	20.1	20.16	3.59	0.3080	308.89	29.23	276.8	94.1	63.8	29.4	26.6	29.0	753.1	8.0282	0.03836	0.4777
1700		799.26	39.2	39.74	7.07	0.6728	342.36	26.37	565.5	108.2	71.9	30.8	28	30.4	751.95	8.0036	0.08406	1.0468
2100	STD.	201.12	10.0	10.03	2.21	0.2786	454.71	19.86	222.6	89.7	56	28.1	26.8	27.8	753.05	8.9216	0.03123	0.3889
2100		301.68	14.9	14.97	3.29	0.3324	363.53	24.84	270.1	104.6	62.5	29.8	26.8	29.4	753.25	8.8977	0.03735	0.4652
2100		402.24	20.1	20.18	4.44	0.4295	348.40	25.92	318.7	97.3	59.3	29.6	28.6	29.6	752.95	8.8989	0.04827	0.6011
2100		744.95	36.7	37.04	8.15	0.7886	348.51	25.91	581.4	91.8	60.9	30.3	27.8	29.6	751.9	8.8824	0.08879	1.1057

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ๓-3 ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของเชื้อเพลิง 60% PME + 40% DME

Speed rpm	Timing Setting	BMEP kPa	T (Nm)	Crtd T (Nm)	Power (kW)	m _f (g/s)	bsfc (g/kW.h)	η _f (%)	Exhaust (°C)	oil (°C)	water (°C)	air box (°C)	WT (°C)	DT (°C)	Amb P (mmHg)	m _a (g/s)	F/A	φ
1000	STD.	201.12	10.0	10.10	1.058	0.1190	404.85	25.19	146.8	81.9	52.7	31.1	29.4	31.2	755.85	5.8967	0.0202	0.2180
1000		301.68	14.9	14.98	1.57	0.1561	358.20	28.47	189.4	84.8	54.2	31.1	29.4	31.2	755.85	5.8967	0.0265	0.2859
1000		402.24	20.1	20.21	2.12	0.2003	340.83	29.93	233.8	88.9	56.4	31.1	29.6	31.4	755.85	5.8967	0.0340	0.3670
1000		587.68	28.7	29.22	3.06	0.2599	305.74	33.36	328	101.6	62.2	32.7	29.2	31.8	753.1	5.8705	0.04427	0.4782
1400	STD.	201.12	10.0	10.10	1.48	0.1831	445.00	22.92	187.8	86.2	58.7	31.1	29.6	30.6	755.85	7.2819	0.02515	0.2716
1400		301.68	14.9	14.98	2.20	0.2236	366.50	27.83	231.7	98.2	59.5	31.1	29.6	30.8	755.8	7.2816	0.03071	0.3317
1400		402.24	20.1	20.21	2.96	0.2807	341.00	29.91	277.6	100.4	60.4	31.1	29.6	31.0	755.7	7.2811	0.03855	0.4164
1400		630.52	30.8	31.35	4.60	0.3915	306.65	33.26	393.2	109.1	63.5	32.8	29.4	32.0	753	7.2479	0.05402	0.5835
1700	STD.	201.12	10.0	10.11	1.80	0.2391	478.08	21.33	215.7	101.9	59.2	31.2	29.4	31.0	755.6	7.9634	0.03002	0.3243
1700		301.68	14.9	15.00	2.67	0.2901	391.20	26.07	257.3	103.8	60.2	31.2	29.2	31.2	755.4	7.9623	0.03644	0.3936
1700		402.24	20.1	20.23	3.60	0.3561	355.98	28.65	317	101.7	62.3	31.1	29	31.0	755.2	7.9626	0.04472	0.4830
1700		644.80	31.5	32.06	5.71	0.5139	324.14	31.47	454.4	113.3	64.8	32.8	29.6	32.2	752.9	7.9283	0.06482	0.7001
2100	STD.	201.12	10.0	10.11	2.22	0.3222	521.50	19.56	260.8	95.3	59.6	31	29	31.0	755	8.8905	0.03624	0.3914
2100		301.68	14.9	14.98	3.29	0.3847	420.45	24.26	299.8	82	55.9	30.6	29	30.0	754.75	8.8949	0.04325	0.4672
2100		402.24	20.1	20.44	4.49	0.4564	365.61	27.90	370.3	110.3	62.9	32.9	29.8	31.4	753.1	8.8517	0.05156	0.5569
2100		636.35	31.1	31.64	6.96	0.6783	350.95	29.06	508.9	100.8	64.5	32.2	29.6	32.0	752.8	8.8601	0.07656	0.8270

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ๑-4 ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 ของเชื้อเพลิง 60% PME + 40% DME

Speed rpm	Timing Setting	BMEP kPa	T (Nm)	Crtd T (Nm)	Power (kW)	m _f (g/s)	bsfc (g/kW.h)	η _f (%)	Exhaust (°C)	oil (°C)	water (°C)	air box (°C)	WT (°C)	DT (°C)	Amb P (mmHg)	m _a (g/s)	F/A	φ
1000	ADV2	201.12	10.0	10.16	1.064	0.1234	417.36	24.44	149.4	79.5	52.4	31.7	29.2	30.8	753.75	5.8087	0.0212	0.2294
1000		301.68	14.9	15.08	1.58	0.1577	359.52	28.37	192.9	88	57.3	31.9	29.2	31	753.75	5.8068	0.0272	0.2933
1000		402.24	20.1	20.33	2.13	0.1949	329.60	30.95	244.3	93.9	59.8	31.8	29.4	31	753.75	5.8077	0.0336	0.3625
1000		571.80	28.0	28.43	2.98	0.2734	330.51	30.86	333.3	100.6	63.2	32.2	29.8	32.2	753.75	5.8039	0.04710	0.5087
1400	ADV2	201.12	10.0	10.15	1.49	0.1762	426.35	23.92	181.5	90.9	58.1	31.7	30.6	29.4	754.5	7.1481	0.02465	0.2663
1400		301.68	14.9	15.04	2.21	0.2324	379.33	26.89	226	94.9	59.2	31.6	30.6	29.6	754.5	7.1492	0.03250	0.3511
1400		402.24	20.1	20.28	2.97	0.2817	341.10	29.90	274.4	100.7	63.5	31.5	30.8	29.6	754.5	7.1504	0.03940	0.4256
1400		600.15	29.4	29.84	4.37	0.3884	319.65	31.91	395.7	102.3	64.9	32.2	29.8	31.8	753.75	6.9548	0.05585	0.6032
1700	ADV2	201.12	10.0	10.14	1.80	0.2326	464.02	21.98	217.4	104	63.3	31.4	31	29.6	754.5	7.8452	0.02965	0.3202
1700		301.68	14.9	15.04	2.68	0.2871	385.97	26.43	261.5	106.8	65.6	31.6	31	29.4	754.5	7.8426	0.03661	0.3954
1700		402.24	20.1	20.29	3.61	0.3597	358.48	28.45	320.2	107.5	66	31.6	31.2	29.4	754.5	7.8426	0.04586	0.4954
1700		642.40	31.5	31.94	5.69	0.5252	332.50	30.68	464.1	106.4	65.5	32.2	29.8	32.2	753.75	7.7199	0.06804	0.7349
2100	ADV2	201.12	10.0	10.14	2.23	0.3069	495.16	20.60	242.9	105.4	64.3	31.6	31.6	29.4	754.5	8.7807	0.03495	0.3775
2100		301.68	14.9	15.04	3.31	0.3798	413.47	24.67	294.8	101.5	63.1	31.5	31.4	29.2	754.5	8.7821	0.04324	0.4671
2100		402.24	20.1	20.28	4.46	0.4666	376.65	27.08	353.7	91.8	61.5	31.5	31	29.2	754.5	8.7821	0.05313	0.5739
2100		634.34	31.1	31.54	6.94	0.7003	363.41	28.07	539.2	81.7	72.5	31.8	29.6	31.2	753.75	8.6743	0.08073	0.8720

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ๕-5 ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 ของเชื้อเพลิง 60% PME + 40% DME

Speed rpm	Timing Setting	BMEP kPa	T (Nm)	Crtd T (Nm)	Power (kW)	m _f (g/s)	bsfc (g/kW.h)	η _i (%)	Exhaust (°C)	oil (°C)	water (°C)	air box (°C)	WT (°C)	DT (°C)	Amb P (mmHg)	m _a (g/s)	F/A	φ
1000	ADV4	201.12	10.0	10.12	1.060	0.1223	415.65	24.54	152.3	80.2	52.8	31.2	29.6	30.4	755.2	5.819046	0.0210	0.2271
1000		301.68	14.9	15.00	1.57	0.1489	341.09	29.90	197	88	58.9	31.2	29.6	30.4	755.2	5.819046	0.0256	0.2763
1000		402.24	20.1	20.25	2.12	0.1977	335.58	30.39	244.8	94.2	59	31.4	29.6	30.4	755.2	5.817135	0.0340	0.3671
1000				27.0	27.26	2.85	0.2493	314.50	32.43	311.3	100.7	62.2	31.6	29.6	30.4	755.2	5.815225	0.04288
1400	ADV4	201.12	10.0	10.12	1.48	0.1724	418.19	24.39	181.1	90.5	54.9	31.3	29.6	30.4	755.2	7.033728	0.02451	0.2647
1400		301.68	14.9	15.01	2.20	0.2158	353.08	28.89	225	95	55.6	31.3	29.6	30.4	755.2	7.033728	0.03068	0.3314
1400		402.24	20.1	20.24	2.97	0.2556	310.17	32.88	266.3	100.8	55.5	31.2	29.6	30.4	755.2	7.034883	0.03633	0.3925
1400				28.7	29.05	4.26	0.3687	311.69	32.72	384.9	103.2	65.4	32	29.6	30.6	755.2	7.025655	0.05248
1700	ADV4	201.12	10.0	10.26	1.83	0.2161	425.84	23.95	200	73.3	57.6	34.3	29.6	30.4	753.8	7.8045	0.02769	0.2991
1700		301.68	14.9	15.22	2.71	0.2852	379.03	26.91	248.6	64	54	34.3	29.6	30.4	753.8	7.8045	0.03654	0.3947
1700		402.24	20.1	20.52	3.65	0.3422	337.19	30.25	303.5	68	56	34.3	29.6	30.4	753.8	7.8045	0.04385	0.4736
1700				31.8	32.19	5.73	0.5179	325.40	31.35	460.2	106.8	64.8	31.9	29.6	30.8	755.2	7.897449	0.06558
2100	ADV4	201.12	10.0	10.26	2.26	0.2983	475.93	21.43	241.6	81	65	34.3	29.6	30.4	753.8	8.63924	0.03453	0.3730
2100		301.68	14.9	15.22	3.35	0.3771	405.66	25.14	294	76	64	34.3	29.6	30.4	753.8	8.63924	0.04364	0.4714
2100		402.24	20.1	20.52	4.51	0.4496	358.64	28.44	352.3	75	62	34.3	29.6	30.4	753.8	8.63924	0.05205	0.5622
2100				31.1	31.45	6.92	0.6509	338.84	30.10	513.9	110.2	63.7	31.6	29.6	31.2	755.2	8.63542	0.07538

ตารางที่ ๑-6 ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า RTD2 ของเชื้อเพลิง 60% PME + 40% DME

Speed rpm	Timing Setting	BMEP kPa	T (Nm)	Crtd T (Nm)	Power (kW)	m _f (g/s)	bsfc (g/kW.h)	η _f (%)	Exhaust (°C)	oil (°C)	water (°C)	air box (°C)	WT (°C)	DT (°C)	Amb P (mmHg)	m _a (g/s)	F/A	φ
1000	RTD2	201.12	10.0	10.19	1.067	0.1241	418.99	24.34	163.6	54.4	58.2	32.4	29.8	30.8	753.9	5.8026	0.0214	0.2311
1000		301.68	14.9	15.11	1.58	0.1658	377.04	27.05	203.5	59	61.3	32.6	29.8	31	753.9	5.8007	0.0286	0.3087
1000		402.24	20.1	20.36	2.13	0.2034	343.48	29.69	259.7	60.9	62.9	32.2	30	31.4	753.8	5.8041	0.0350	0.3786
1000		502.40	24.6	24.98	2.62	0.2411	331.82	30.74	324.2	58	64.5	32.8	30	31.8	753.8	5.8723	0.04106	0.4435
1400	RTD2	201.12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1400		301.68	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1400		402.24	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1400		538.0	26.3	26.75	3.92	0.3619	332.19	30.70	375	59	67.9	32.9	29.8	32.0	753.8	7.0088	0.05163	0.5577
1700	RTD2	201.12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1700		301.68	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1700		402.24	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1700		566.56	27.7	28.17	5.01	0.4641	333.15	30.62	445	61.3	67.5	33	29.8	32.0	753.75	7.7099	0.06019	0.6502
2100	RTD2	201.12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2100		301.68	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2100		402.24	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2100		551.88	27.0	27.44	6.04	0.6629	395.43	25.79	495.5	64.1	65	32.8	29.8	32.0	753.75	8.6601	0.07655	0.8269

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายชลมิตร ทิพย์สิงห์ เกิดเมื่อวันที่ 6 เดือน มีนาคม พุทธศักราช 2527 สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยปทุมธานี เมื่อปีการศึกษา 2549 เข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2551



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย