

การวิเคราะห์สมรรถนะและการปล่อยพลังงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ใช้เชื้อเพลิง DME



นายเกริกไกร ยุวมิตร

## ศูนย์วิทยทรัพยากร

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2551

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ANALYSIS OF PERFORMANCE AND ENERGY RELEASE OF CI ENGINE  
OPERATING ON DME



Mr. Kirkrai Yuvamitra

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

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2008

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การวิเคราะห์สมรรถนะและการปล่อยพลังงานของเครื่องยนต์จุด  
ระเบิดด้วยการอัดที่ใช้เชื้อเพลิง DME

โดย

นาย เกริกไกร ยูวมิตร

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

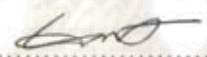
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

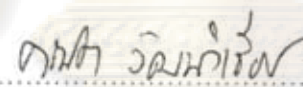
รองศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร


คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้รับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้  
เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทมหาบัณฑิต

  
..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์  
(รองศาสตราจารย์ ดร.บุญสม เลิศศิริวรงค์)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

  
..... ประธานกรรมการ  
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ จักรชัย หงษ์อุเทน)

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

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

ศูนย์วิทยุทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

เกริกไกร ยูวมิตร : การวิเคราะห์สมรรถนะและการปล่อยพลังงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ใช้เชื้อเพลิง DME.

(ANALYSIS OF PERFORMANCE AND ENERGY RELEASE OF CI ENGINE OPERATION ON DME)

อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก : รศ.ดร.คณิต วัฒนวิเชียร, 167 หน้า

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาลักษณะการเผาไหม้และผลกระทบขององค์การฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเมื่อใช้ชุดปั๊มฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน จากการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ ในงานวิจัยนี้จะใช้เครื่องยนต์ Kubota รุ่น RT 140 ขนาด 0.709 ลิตร ซึ่งจะทำ การทดสอบที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานแล้วทำการบันทึกค่าสมรรถนะและความดันภายในกระบอกสูบเพื่อวิเคราะห์พฤติกรรม การเผาไหม้และหลังจากนั้นจะทำการเปลี่ยนค่าองค์การฉีดเชื้อเพลิงต่าง ๆ ได้แก่ องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4, องค์การฉีด เชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 และองค์การฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 แล้วทำการเปรียบเทียบผลกระทบขององค์การฉีดเชื้อเพลิงต่อ สมรรถนะและพฤติกรรม การเผาไหม้ ผลที่ได้จากงานวิจัยนี้แบ่งการนำเสนอออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนแรกแสดงผลด้านสมรรถนะของ เครื่องยนต์เมื่อใช้ DME ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ และผลการพิจารณาขององค์การฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม ส่วนที่สองแสดงลักษณะการ เผาไหม้ของ DME ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ จากผลการศึกษาวิเคราะห์อัตราการผลิตความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูล ความดันภายในกระบอกสูบและความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด รวมทั้งผลการวิเคราะห์อัตราการผลิตเชื้อเพลิง, ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด, การปล่อยความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ เป็นต้น

จากผลการวิจัยพบว่าเมื่อพิจารณาในทุกจุดทดสอบนั้นองค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานให้ค่าอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกต่ำ ที่สุดโดยมีค่า 494 g/kW-hr และให้ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกมากที่สุดโดยมีค่า 25.6% สำหรับอุณหภูมิไอเสียที่ องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆพบว่าที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 มีอุณหภูมิไอเสียสูงที่สุด แต่ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน, องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 และองค์การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 นั้นมีอุณหภูมิไอเสียใกล้เคียงกัน เมื่อพิจารณาอัตรา สิ้นเปลืองจำเพาะเบรกกับความถี่จากการใช้งานตามมาตรฐาน ESC Test Cycle พบว่าที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานนั้นเป็น องค์การฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุด สำหรับผลของการปรับเปลี่ยนองค์การฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้นั้นพบว่าทำให้มีแนวโน้มของ การสร้างแรงดันในท่อนักเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อนหลังตามลำดับขององค์การฉีดเชื้อเพลิง สำหรับปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรเมื่อ พิจารณาที่ความเร็วรอบต่างๆพบว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรต่ำที่สุด เป็นผลให้สมรรถนะที่ ความเร็วรอบดังกล่าวมีค่าสูงสุด องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะให้ค่าความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้สูงกว่าที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า สำหรับค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้นั้นพบว่าที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าจะมีค่ามากที่สุด ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดนั้นในแต่ละองค์ การฉีดเชื้อเพลิงจะมีค่าแตกต่างกัน โดยในกรณีที่มีการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้น จะมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ยาวมากขึ้น แต่เมื่อ พิจารณาที่ความเร็วรอบต่างๆแล้วพบว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นั้นมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดยาวที่สุด

จากผลการวิจัยสามารถสรุปได้ว่าถึงแม้ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่ต่ำที่สุด แต่ถ้า พิจารณาในด้าน การเผาไหม้โดยการพิจารณาจากค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้นั้นพบว่าไม่ได้มีค่าที่สูงที่สุด ดังนั้นจึงควรพิจารณาหา วิธีการที่จะทำให้มีการเผาไหม้ให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นต่อไป

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาควิชา .....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อนิสิต...เกริกไกร ยูวมิตร..... สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก...ดร.คณิต วัฒนวิเชียร

ปีการศึกษา.....2551.....

## 4970754021 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS: DME / HEAT RELEASE / PERFORMANCE

KIRKRAI YUVAMITRA: ANALYSIS OF PERFORMANCE AND ENERGY RELEASE  
OF CI ENGINE OPERATING ON DME.

ADVISOR: ASSOC. PROF. KANIT WATTANAVICHIEEN, Ph.D., 167 pp.

The objectives of this research are to study combustion characteristic and effects of fuel injection timing that effect combustion characteristic of CI engine with OEM fuel pump operating with DME. This research, the 0.709 litre Kubota RT140 engine was used. Performance and in-cylinder pressure were recorded for analyzing combustion characteristic with either STD fuel injection timing or with different injection timings such as advance injection timing for 2, 4 CA and retard for 2 CA. The effects of fuel injection timing on engine performance and combustion characteristic were evaluated. The results showed in this research were divided into 2 parts. First part was engine performance at different injection timings and the second part were combustion characteristic of different injection timings.

From experimental results, it was found that the standard injection timing has the lowest brake specific fuel consumption (494 g/kW-hr) and the highest brake fuel conversion efficiency (25.6%). The exhaust temperatures in case of retarded fuel injection timing was found the highest compared with others fuel injection timings. At the standard and advanced fuel injection timing, it was found that exhaust temperatures are similar. When considered optimum brake specific fuel consumption with ESC test cycle operation, we found that standard fuel injection timings gave the optimum performance. The fuel line pressure will rise faster or slower according to fuel injection timings. At 1700 rpm, it was found that injected fuel-per-cycle is the lowest in-which it results in highest engine performance. Advancing the fuel injection timings will result in higher maximum cylinder pressure. Fuel mass fraction burn in case of retard fuel injection timing was found the highest. The advanced fuel injection timing will also result in the longer ignition delay. It was found that engine operating speed at 1700 rpm will have the longest ignition delay compared with at the others speeds.

Finally, from the research outcomes, it could be concluded that using standard fuel injection timings will obtain the lowest brake specific fuel consumption. However, if we consider to have higher combustion efficiencies with DME, standard fuel injection timing may not the best. Therefore, seeking for the ways to increase engine combustion efficiencies should be considered in the future works.

Department : ....Mechanical Engineering..... Student's Signature : *กนกกร ช่างสาร*.....

Field of Study : ....Mechanical Engineering.... Advisor's Signature : *Kanit Wattanavichien*.....

Academic Year : .....2008.....

## กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร. คณิต วัฒนวิเชียร อาจารย์ที่ปรึกษาเป็นอย่างสูงที่กรุณาให้คำแนะนำ ช่วยเหลือและร่วมติดตามการทดสอบอย่างใกล้ชิดในทุกขั้นตอน ทำให้วิทยานิพนธ์สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ คุณพ่อสมพงษ์ คุณแม่กาญจนา พี่กรกฎ คุณยาย กิมหลี่ ที่เปรียบเสมือนทุกอย่างของชีวิต คุณบุญไซ่ และคุณพีพี ที่ให้กำลังใจ ความรัก ให้คำปรึกษา และช่วยเหลือในทุกๆด้าน ขอขอบคุณคุณทิพาพร ทิพย์ธานี ที่เปรียบเสมือนคู่วิตและคอยเคียงข้างกันเสมอมาทั้งเวลาสุขและทุกข์ จนทำให้ผู้วิจัยสามารถทำการวิจัยจนสำเร็จการศึกษา

สุดท้ายนี้ขอขอบคุณ บริษัท สยามคูโบต้าอุตสาหกรรม จำกัด ที่ให้ความช่วยเหลือด้านเครื่องยนต์ที่ใช้สำหรับการทดสอบ อุปกรณ์ และทุนสนับสนุนต่าง ๆ ขอขอบคุณ โสฬส สมยศและสมาชิกห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์สันดาปภายในที่ได้ให้ความช่วยเหลือในด้านการติดตั้งเครื่องยนต์, การทดสอบ, การเก็บข้อมูล และในส่วนปลีกย่อยอื่นๆ ขอขอบคุณ เจ้าหน้าที่ห้องปฏิบัติการที่ให้ความช่วยเหลือและให้คำปรึกษาทางด้านเทคนิคต่างๆ เกี่ยวกับเครื่องยนต์ ที่ให้คำปรึกษา และเป็นกำลังใจในระหว่างการทำวิทยานิพนธ์ และขอขอบคุณบุคคลท่านอื่นๆ ที่มีส่วนเกี่ยวข้องซึ่งอาจไม่ได้เอ่ยนามมา ณ ที่นี้

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฎ
สารบัญภาพ.....	ฐ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ณ
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	1
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	1
1.4 ขั้นตอนการศึกษา.....	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
บทที่ 2 เชื้อเพลิงและทบทวนวรรณกรรม.....	4
2.1 ไดมethylอีเทอร์ (DME).....	4
2.1.1 รายละเอียดของไดเมทิลอีเทอร์.....	4
2.1.2 กระบวนการผลิตไดเมทิลอีเทอร์.....	5
2.1.3 สมบัติทางเคมีและกายภาพของไดเมทิลอีเทอร์.....	6
2.1.4 การเผาไหม้ไดเมทิลอีเทอร์.....	9
2.1.5 แนวโน้มในการผลิตและการใช้งานในอนาคต.....	11
2.1.6 การผลิตไดเมทิลอีเทอร์ในต่างประเทศ.....	12
2.1.7 การใช้ไดเมทิลอีเทอร์ในปัจจุบัน.....	15
2.2 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำไดเมทิลอีเทอร์มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซล.....	15
บทที่ 3 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลและการวิเคราะห์การเผาไหม้.....	19
3.1 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI.....	19

	หน้า
3.1.1 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection or DI Systems).....	19
3.1.2 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect Injection or IDI Systems).....	20
3.2 แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI .....	21
3.2.1 การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI .....	22
3.2.1.1 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู.....	22
3.2.1.2 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber .....	23
3.3 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้.....	25
3.4 การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้.....	28
3.5 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์.....	29
3.6 การพิจารณาเลือกองค์ประกอบการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม .....	30
<b>บทที่ 4 วิธีดำเนินการวิจัยและอุปกรณ์.....</b>	<b>32</b>
4.1 ภาพรวมในการดำเนินการวิจัย .....	32
4.2 การทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ .....	33
4.2.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ .....	33
4.2.1.1 เครื่องยนต์.....	33
4.2.1.2 ไดนาโมมิเตอร์ .....	35
4.2.1.3 การวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ .....	37
4.2.1.4 การวัดอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง .....	39
4.2.1.5 การวัดอุณหภูมิ .....	41
4.2.1.6 การวัดอัตราการไหลของอากาศ .....	43
4.2.1.7 การวัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions).....	43
4.2.1.8 Piezoelectric Pressure Transducer .....	44
4.2.1.9 การเก็บข้อมูลความดัน.....	46
4.2.1.10 Charge Amplifier .....	47
4.2.1.11 Crank Angle Encoder .....	49
4.2.2 ระบบเชื้อเพลิง .....	50
4.2.2.1 Male Connector .....	50
4.2.2.2 Flexible Teflon Hose Adapter .....	51



4.2.2.3	Ball Valve.....	52
4.2.2.4	Double-end Cylinder.....	53
4.2.2.5	Tube Fitting, Male Tube Adapter.....	54
4.2.2.6	Tube Fitting, Union Tee.....	55
4.2.2.7	Tube Fitting.....	56
4.2.2.8	Stainless steel Cap.....	57
4.2.2.9	Three-Way Ball Valve.....	58
4.2.2.10	Tube Fitting, Male Connector.....	59
4.2.2.11	Stainless Steel Gasket.....	60
4.2.3	การเลือกความดันยกเข็มหัวฉีดที่เหมาะสม.....	61
4.2.4	วิธีการทดสอบสมรรถนะ.....	62
4.2.5	วิธีการทดสอบเพื่อวิเคราะห์การเผาไหม้.....	64
4.2.5.1	วิธีการทดสอบเพื่อวิเคราะห์การเผาไหม้ที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิง มาตรฐาน.....	64
4.2.5.2	วิธีการทดสอบเพื่อวิเคราะห์การเผาไหม้เพื่อศึกษาอิทธิพล ขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ.....	64
4.2.6	การพิจารณาจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง.....	68
4.2.7	การพิจารณาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้.....	68
4.2.8	การวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อน.....	69
<b>บทที่ 5</b>	<b>ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผล.....</b>	<b>70</b>
5.1	สมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ.....	70
5.1.1	ค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรก (bsfc).....	70
5.1.2	ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก.....	77
5.1.3	อุณหภูมิไอเสียที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ.....	78
5.1.4	สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ.....	82
5.2	การพิจารณาเลือกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม.....	84
5.2.1	พิจารณาค่า $\sum(f \cdot h_f)$ .....	84
5.2.2	พิจารณาค่า $\sum(f \cdot sfc)$ .....	84

	หน้า
5.3 ผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้.....	86
5.3.1 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าของหัวฉีด.....	86
5.3.2 ความดันในห้องเผาไหม้.....	97
5.3.3 อัตราการปล่อยความร้อน.....	106
5.3.4 การปล่อยความร้อนสุทธิ.....	115
5.3.5 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้.....	120
5.4 สรุปผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้.....	125
<b>บทที่ 6 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ .....</b>	<b>131</b>
6.1 สรุปผลการวิจัย .....	131
6.1.1 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ.....	131
6.1.2 สรุปผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้ ที่ห้องสภาวะเชื้อเพลิงต่างๆ.....	132
6.2 ข้อเสนอแนะ .....	133
6.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป.....	133
<b>รายการอ้างอิง.....</b>	<b>134</b>
<b>บรรณานุกรม .....</b>	<b>136</b>
<b>ภาคผนวก.....</b>	<b>137</b>
ภาคผนวก ก มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบเครื่องยนต์ .....	138
ภาคผนวก ข การวัดอัตราการไหลของอากาศ.....	152
ภาคผนวก ค ESC TEST Cycle.....	156
ภาคผนวก ง ข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้ .....	160
ภาคผนวก จ ผลการทดสอบหัวฉีดที่ความดันยกหัวฉีดต่างๆ.....	165
<b>ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....</b>	<b>167</b>

## สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
2-1 แสดงความดันไอที่อุณหภูมิต่างๆ.....	7
2-2 แสดงค่าเปรียบเทียบคุณสมบัติทางกายภาพและเคมีของไดเมทิลอีเทอร์ และเชื้อเพลิง ชนิดต่างๆ.....	7
2-3 แสดงส่วนประกอบของอากาศแห้ง.....	10
2-4 แสดงกำลังการผลิตไดเมทิลอีเทอร์จากมณฑลต่างๆ ในประเทศจีน.....	13
2-5 โครงการเพิ่มกำลังการผลิตไดเมทิลอีเทอร์ในแต่ละมณฑลของจีน.....	13
4-1 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ.....	34
4-2 แสดงข้อมูลไดนาโมมิเตอร์.....	35
4-3 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์.....	38
4-4 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของพัลส์มิเตอร์ที่ใช้ในการแสดงผลความเร็วรอบเครื่องยนต์.....	39
4-5 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของตาชั่งที่ใช้วัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง.....	40
4-6 แสดงคุณสมบัติของ Pressure Transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P.....	45
4-7 แสดงคุณสมบัติของ Pressure Transducer ยี่ห้อ Kistler รุ่น 607C1.....	45
4-8 แสดงคุณสมบัติของเครื่อง DEWE-Book.....	47
4-9 แสดงข้อมูลทางเทคนิค Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A.....	48
4-10 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B.....	49
4-11 แสดงรายละเอียดของ Male Connector.....	50
4-12 แสดงรายละเอียด Flexible Teflon Hose Adapter.....	51
4-13 แสดงรายละเอียดของ Ball Valve.....	52
4-14 แสดงรายละเอียด Double-end Cylinder.....	53
4-15 แสดงรายละเอียด Tube Fitting, Male Tube Adapter.....	54
4-16 แสดงรายละเอียด Tube Fitting, Union Tee.....	55
4-17 แสดงรายละเอียด Tube Fitting.....	56
4-18 แสดงรายละเอียด Stainless steel Cap.....	57
4-19 แสดงรายละเอียด Three-Way Ball Valve.....	58
4-20 แสดงรายละเอียด Tube Fitting, Male Connector.....	59
4-21 แสดงรายละเอียด Stainless Steel Gasket.....	60
4-22 รายละเอียดอุปกรณ์ชุดทนความดันสูง (Swagelok).....	61

ตาราง	หน้า
4-23	แสดงค่าขนาดของแหวนรองสปริงภายในหัวฉีดกับค่าความดันยกเข็มหัวฉีด.....62
4-24	แสดงค่าแรงบิดสูงสุดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm, 1700 rpm, 2100 rpm.....63
4-25	แสดงองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ทดสอบและสัญลักษณ์ที่ใช้ .....67
5-1	แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรก.....77
5-2	แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก.....78
5-3	แสดงอุณหภูมิไอเสียที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่.....80
5-4	แสดงอุณหภูมิไอเสียที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่.....82
5-5	แสดงค่าผลคูณของความถี่จากการทดสอบตามมาตรฐาน ESC .....85
5-6	แสดงค่าผลคูณของความถี่จากการทดสอบตามมาตรฐาน ESC .....85
5-7	แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงของไคเมทิลอีเทอร์.....90
5-8	แสดงช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ .....91
5-9	แสดงช่วงการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่.....92
5-10	แสดงปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงไคเมทิลอีเทอร์แต่ละวัฏจักร.....96
5-11	แสดงปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรที่แรงบิดคงที่ .....97
5-12	แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุด.....101
5-13	แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่.....101
5-14	แสดงตำแหน่งอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุด .....110
5-15	แสดงตำแหน่งอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่.....111
5-16	แสดงค่าจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อน.....112
5-17	แสดงค่าจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่.....113
5-18	แสดงค่าอัตราส่วนระหว่างช่วงเพลลาข้อเหวี่ยงตั้งแต่เริ่มการเผาไหม้.....114
5-19	แสดงค่าอัตราส่วนระหว่างช่วงเพลลาข้อเหวี่ยงตั้งแต่เริ่มการเผาไหม้จนถึงจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนเทียบกับช่วงการเผาไหม้เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่.....115
5-20	แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ .....119
5-21	แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่.....120
5-22	แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้.....124
5-23	แสดงองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่มีการเผาไหม้ดีที่สุดในแต่ละจุดทดสอบ .....124
5-24	แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิด.....128
5-25	แสดงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ .....129

ตาราง	หน้า
5-26	แสดงช่วงการเผาไหม้ของไดเมทิลอีเทอร์..... 130
5-27	แสดงช่วงการเผาไหม้ของไดเมทิลอีเทอร์ที่แรงบิดคงที่..... 130
ก-1	แสดง Numerical value for power adjustment..... 149
ข-1	แสดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของออร์บิตโดยประมาณที่อัตราการใช้เชื้อเพลิงต่างๆ..... 153
ง-1	แสดงข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงมาตรฐาน ..... 161
ง-2	แสดงข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 ..... 162
ง-3	แสดงข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 ..... 163
ง-4	แสดงข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2..... 164

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## สารบัญภาพ

ภาพประกอบ	หน้า
2-1 แสดงโครงสร้างของโมเดลกลไกไดเมทิลอีเทอร์.....	4
2-2 แสดงกระบวนการผลิตไดเมทิลอีเทอร์.....	6
2-3 แสดงการเปรียบเทียบลักษณะของสเปกตรัมของดีเซลและไดเมทิลอีเทอร์.....	9
2-4 แสดงอัตราการปล่อยพลังงานเปรียบเทียบระหว่างไดเมทิลอีเทอร์และดีเซล .....	11
2-5 แสดงแนวโน้มราคาไดเมทิลอีเทอร์ในอนาคต.....	12
2-6 แสดงแนวโน้มความต้องการใช้ไดเมทิลอีเทอร์ในอนาคต.....	12
3-1 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ DI .....	20
3-2 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ชนิด Swirl Chamber .....	21
3-3 แสดงผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรงโดยทั่วไป .....	22
3-4 แสดงข้อมูลของความดันในระบบออสซูบ (P) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (Injector Needle Lift, IN) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง (PI) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI .....	22
3-5 แสดงค่าความดันในระบบออสซูบ (p), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง ( $\dot{m}_{fi}$ ) และอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ ( $\dot{Q}_n$ ) จากเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ความเร็วรอบ 1000 rpm, Brake Mean Effective Pressure 620 kPa .....	23
3-6 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ .....	24
3-7 แสดงขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้เพื่อวิเคราะห์การปล่อยความร้อน .....	25
3-8 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI .....	26
4-1 แสดงแผนภูมิขั้นตอนการดำเนินการวิจัย.....	32
4-2 แสดงแผนผังการทดสอบความดันในห้องเผาไหม้ .....	33
4-3 แสดงเครื่องยนต์ทดสอบ .....	34
4-4 แสดงภาพไดนาโมมิเตอร์ .....	36
4-5 แสดงภาพตัดขวางภายในของไดนาโมมิเตอร์แบบไฮดรอลิค.....	36
4-6 แสดง Proximity.....	37
4-7 แสดง Pulse Meter .....	37
4-8 แสดงส่วนประกอบภายในตัวเรือนของ Proximity แบบ Inductive .....	38
4-9 แสดงอุปกรณ์การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง.....	40
4-10 แสดงจุดที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในถังพักอากาศ.....	41

ภาพประกอบ	หน้า
4-11 แสดงการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลเพื่อวัดอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น น้ำมันหล่อลื่น และน้ำมันเชื้อเพลิง .....	42
4-12 แสดงการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ท่อไอเสีย.....	42
4-13 แสดงถึงพักอากาศและการติดตั้ง Orifice Plate.....	43
4-14 แสดง Inclined Manometer .....	43
4-15 แสดงภาพบารอมิเตอร์.....	44
4-16 แสดงภาพเทอร์โมมิเตอร์.....	44
4-17 แสดงภาพของ Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้.....	45
4-18 แสดงภาพของ Pressure Transducer สำหรับวัดความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด....	46
4-19 แสดงตำแหน่งการติดตั้ง Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้ และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด.....	46
4-20 แสดง DEWE-Book.....	46
4-21 แสดง Amplifier รุ่น SAQP-CHARGE-A .....	48
4-22 แสดง Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B .....	49
4-23 แสดงการต่อชุดอุปกรณ์ของระบบเชื้อเพลิง .....	61
4-24 แสดงจุดที่ใช้ทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้.....	64
4-25 แสดงองค์ประกอบของปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงและตำแหน่งติดตั้งของ ชิมรองเรือนปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง.....	66
4-26 แสดงการปรับแต่งเพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิง.....	67
4-27 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดัน, จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง,.....	69
5-1 แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1400 rpm .....	71
5-2 แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1700 rpm .....	72
5-3 แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2100 rpm .....	73
5-4 แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่แรงบิด 11.06 N-m .....	74
5-5 แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่แรงบิด 15.56 N-m .....	75
5-6 แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่แรงบิด 19.71 N-m .....	76
5-7 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1400 rpm .....	79
5-8 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1700 rpm .....	79

ภาพประกอบ	หน้า
5-9 แสดงคุณสมบัติไอเสียที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2100 rpm.....	79
5-10 แสดงคุณสมบัติไอเสียที่แรงบิดคงที่ที่ 11.06 N-m.....	81
5-11 แสดงคุณสมบัติไอเสียที่แรงบิดคงที่ที่ 15.56 N-m.....	81
5-12 แสดงคุณสมบัติไอเสียที่แรงบิดคงที่ที่ 19.71 N-m.....	81
5-13 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	87
5-14 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	88
5-15 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	89
5-16 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงไคเมทิลอีเทอร์ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	93
5-17 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงไคเมทิลอีเทอร์ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	94
5-18 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงไคเมทิลอีเทอร์ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	95
5-19 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	98
5-20 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	99
5-21 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	100
5-22 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	103
5-23 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	104
5-24 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	105
5-25 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	107
5-26 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	108
5-27 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	109
5-28 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	116
5-29 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	117
5-30 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	118
5-31 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm.....	121
5-32 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm.....	122
5-33 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm.....	123
5-34 แสดงช่วงล่างเข้าการจุดระเบิดที่ความเร็วรอบคงที่.....	126
5-35 แสดงช่วงล่างเข้าการจุดระเบิดเมื่อแรงบิดคงที่.....	127
ข-1 แสดงภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศโดยวิธี Air Box Method.....	153



## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
A/F	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง	kg air / kg fuel
(A/F) <sub>A</sub>	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงจริง	kg air / kg fuel
(A/F) <sub>S</sub>	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ Stoichiometric	kg air / kg fuel
A <sub>n</sub>	พื้นที่ที่เล็กที่สุดของหัวฉีด	m <sup>2</sup>
bmep	Brake Mean Effective Pressure	kPa
bsfc	Brake Specific Fuel Consumption	g/kW-hr
BDC	ตำแหน่งจุดศูนย์ตายล่าง	
C <sub>DO</sub>	Discharge Coefficient ของ Orifice Plate	
C <sub>d</sub>	Discharge Coefficient ของหัวฉีด	
CI	เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compress Ignition)	
C <sub>p</sub>	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่	kJ/kg-K
C <sub>v</sub>	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่	kJ/kg-K
D	เส้นผ่านศูนย์กลาง	mm.
DI	ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection)	
DME	ไดเมทิลอีเทอร์	
d <sub>n</sub>	Fuel-Injection-Nozzle Orifice Diameter	mm.
$\frac{dm}{dt}$	อัตราการไหลของมวล	kg/s
$\frac{dQ}{dt}$	อัตราการปล่อยความร้อน	kJ/s
$\frac{dV}{dt}$	อัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาตรภายในกระบอกสูบ	dm <sup>3</sup> /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 <sup>2</sup>
H	Enthalpy	kJ

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
$h_i$	Enthalpy ของมวล $i$ ที่เข้าสู่ระบบ	kJ/kg
$h_f$	Sensible Enthalpy ของเชื้อเพลิง	kJ/kg
IBP	Initial Boiling Point	
K	ค่าคงที่ มีค่าเท่ากับ 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
$\dot{m}_f$	อัตราการไหลของมวลเข้าไปในระบบผ่านขอบเขตของระบบที่ตำแหน่ง $i$	kg/s
$m_f$	มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ต่อ 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
Q	ค่าการปล่อยความร้อนสุทธิ	kJ
$Q_{HV}$	ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง	MJ/kg
$Q_n$	อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ	kJ/degree
R	ค่าคงที่ของก๊าซ (Gas Constant)	kJ/kmol-K
$r_c$	อัตราส่วนการอัด (Compression Ratio)	

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
SOC	จุดสิ้นสุดการเผาไหม้	$^{\circ}\text{CA}$
SOI	จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง	$^{\circ}\text{CA}$
STD	องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน	$^{\circ}\text{CA}$
STD-4	องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 4 องศา	$^{\circ}\text{CA}$
STD-2	องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า 2 องศา	$^{\circ}\text{CA}$
STD+2	องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า 2 องศา	$^{\circ}\text{CA}$
t	เวลา	s
$T_b$	แรงบิดเบรก	N-m
TDC	ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบน	
v	ความเร็ว	m/s
V	ปริมาตรที่ใช้วัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง	ml
$V_b$	ปริมาตรถึงพักอากาศที่เล็กที่สุด	$\text{m}^3$
$V_d$	Displaced Volume	$\text{dm}^3$
$V_s$	ปริมาตรช่วงชักลูกสูบ	$\text{m}^3$
$\dot{V}$	อัตราการไหลโดยปริมาตร	ml/s
$X_b$	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้	
Z	ระดับความสูง	m
$\Delta h$	ผลต่าง Head ที่อ่านได้จากมานอมิเตอร์	$\text{mmH}_2\text{O}$
$\Delta p$	ผลต่างความดัน	kPa
$\phi$	Equivalent Ratio	
$^{\circ}\text{CA}$	มุม(องศา)เพลลาข้อเหวี่ยง	
$\gamma_{\text{air}}$	น้ำหนักจำเพาะของอากาศ	$\text{kg/m}^2\text{-s}^2$
$\theta$	องศาเพลลาข้อเหวี่ยง	degree
$\theta_{\text{start}}$	องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง	$^{\circ}\text{CA}$
$\theta_{\text{end}}$	องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง	$^{\circ}\text{CA}$
$h_i$	ประสิทธิภาพบ่งชี้	
$h_{it}$	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนบ่งชี้	
$h_c$	ประสิทธิภาพเชิงวัฏจักร	
$h_{br}$	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก	

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
$h_m$	ประสิทธิภาพเชิงกล	
$h_{f_b}$	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก	
$h_v$	ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร	
$\lambda$	Relative Air/Fuel Ratio	
$\rho_{a,i}$	ความหนาแน่นของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{air}$	ความหนาแน่นของอากาศ	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_f$	ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{H_2O}$	ความหนาแน่นของน้ำ	kg/m <sup>3</sup>
$\omega$	ความเร็วเชิงมุม	rad/s



ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ที่มาและความสำคัญ

เนื่องจากปัญหาด้านมลพิษและปริมาณน้ำมันปิโตรเลียมเริ่มลดน้อยลงอันเกิดจากการใช้น้ำมันเป็นจำนวนมาก ซึ่งน้ำมันดีเซลก็เป็นหนึ่งในเชื้อเพลิงที่มีปริมาณการใช้ในแต่ละวันเป็นปริมาณมากและเป็นต้นกำเนิดของมลพิษทางอากาศ จึงได้มีการมองหาทางเลือกที่แก้ปัญหาดังกล่าว ซึ่งพบว่า **DME (Di-Methyl Ether)** เป็นอีกทางเลือกที่จะแก้ปัญหาด้านมลพิษและสามารถนำมาใช้ทดแทนการใช้น้ำมันดีเซลได้

จากโครงสร้างของเชื้อเพลิง พบว่า **DME** มีออกซิเจนเป็นองค์ประกอบอยู่ระหว่างคาร์บอน ทำให้ในกระบวนการเผาไหม้คาร์บอนจะไม่ยึดจับกัน จึงไม่เกิดเขม่าจากการเผาไหม้ รวมทั้งไม่มีซัลเฟอร์เป็นองค์ประกอบ ทำให้ไม่เกิด  $SO_x$  จากกระบวนการเผาไหม้ แต่การที่จะนำ **DME** มาใช้ในเครื่องยนต์ **CI** นั้นจำเป็นต้องมีการศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ในหลายด้าน เพราะคุณสมบัติของเชื้อเพลิงมีความแตกต่างกับเชื้อเพลิงดีเซล ซึ่งจะมีผลต่อเครื่องยนต์ในหลายด้าน เช่น ลักษณะการเผาไหม้ และมลภาวะที่เกิดขึ้น ฯลฯ

ในวิทยานิพนธ์นี้จะศึกษาการนำ **DME** มาใช้ในเครื่องยนต์ **CI** โดยจะใช้เป็นเชื้อเพลิงหลัก โดยจะศึกษาเกี่ยวกับการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง เพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการพิจารณานำ **DME** มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง และเป็นแนวทางในการนำ **DME** มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดกลางและขนาดใหญ่ต่อไป

### 1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 ศึกษาลักษณะการเผาไหม้ของการใช้ **DME** ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเมื่อใช้ชุดขั้วปั๊มเชื้อเพลิงมาตรฐาน โดยการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ

1.2.2 ศึกษาผลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง **DME**

### 1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1.3.1 ทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กที่ใช้ในการเกษตรชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง เมื่อใช้ **DME** ที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการ

ทำงาน อาทิ ความดันกระบอกสูบ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ

- 1.3.2 วิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันในกระบอกสูบ
- 1.3.3 ศึกษาผลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME โดยการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ

#### 1.4 ขั้นตอนการศึกษา

- 1.4.1 ปรับเปลี่ยนแรงดันยกหัวฉีดและทดสอบหาความดันยกหัวฉีดที่เหมาะสมเมื่อใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง โดยพิจารณาจากแรงบิดสูงสุดและอัตราการบริโภคน้ำมันเชื้อเพลิงในแต่ละจุดทดสอบโดยอ้างอิงจากข้อมูลวิทยานิพนธ์เก่า
- 1.4.2 ทำการดัดแปลงเพลาลูกเบี้ยวเพื่อใช้ในการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิง
- 1.4.3 ทำการทดสอบเพื่อหาค่าแรงบิดสูงสุดในแต่ละรอบความเร็วที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆและคำนวณหาจุดทดสอบที่เหมาะสมตามมาตรฐาน ESC Test Cycle
- 1.4.4 ทำการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กที่ใช้ในการเกษตร ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง เมื่อใช้ DME ที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันกระบอกสูบ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ
- 1.4.5 วิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ
- 1.4.6 เปลี่ยนองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง
- 1.4.7 ทำการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กที่ใช้ในการเกษตร ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง เมื่อมีการเปลี่ยนองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง โดยใช้เชื้อเพลิง DME

1.4.8 ศึกษาผลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME โดยการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ

1.4.9 วิเคราะห์และสรุปผล

## 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

จากการศึกษาจะช่วยให้ทราบถึงผลของการใช้ DME ที่มีต่อการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง เพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการพิจารณานำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง และเพื่อเป็นแนวทางในการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดกลางและขนาดใหญ่ต่อไป



ศูนย์วิจัยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

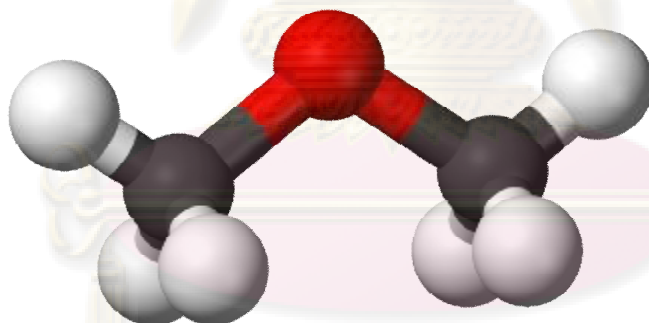
## บทที่ 2

### เชื้อเพลิงและทบทวนวรรณกรรม

#### 2.1 ไดมethylอีเทอร์ (DME)

##### 2.1.1 รายละเอียดของไดมethylอีเทอร์

ไดมethylอีเทอร์ (Dimethyl Ether) มีชื่อย่อเป็น DME หรือชื่ออื่นๆ เช่น methoxymethane, oxybismethane, methyl ether หรือ wood ether เป็นก๊าซกลุ่มอีเทอร์ไร้สีและมีกลิ่นอ่อนๆ สามารถละลายน้ำได้ มีสูตรทางเคมีเป็น  $\text{CH}_3\text{OCH}_3$  หรือเขียนเป็น  $\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$  มีการเรียงตัวในโมเลกุล ดังรูปที่ 2.1 ทรงกลมตรงกลางแทนอะตอมออกซิเจน สีเทาเข้มด้านข้างสองลูกแทนอะตอมคาร์บอนและสีขาวแทนอะตอมของไฮโดรเจน ถือได้ว่า DME เป็นสารประกอบอีเทอร์โมเลกุลเล็กที่สุด DME ปรากฏอยู่ในอุตสาหกรรมกลุ่มการทำสเปรย์แบบแอโรซอลตั้งแต่ปี พ.ศ. 2506 ซึ่งถูกนำมาแทนที่การใช้สารกลุ่มซีเอฟซี (CFC; Chlorofluorocarbons) เพื่อให้เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมและบรรยากาศของโลกมากขึ้น นอกจากนี้ด้วยคุณสมบัติที่เป็นก๊าซเย็นนี้เอง ไดมethylอีเทอร์จึงมักจะถูกนำไปใช้ในการทดลองและการศึกษาที่เกี่ยวข้องกับปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นกับวัสดุที่อุณหภูมิ ต่ำมาก (Cryogenic) อีกด้วย



รูปที่ 2-1 แสดงโครงสร้างของโมเลกุลไดมethylอีเทอร์

ไดมethylอีเทอร์ถูกผลิตได้จากหลากหลายแหล่ง เช่น ก๊าซธรรมชาติ ถ่านหิน หรือสารชีวภาพต่างๆ ได้ โดยผ่านกระบวนการเคมีเพื่อสังเคราะห์เมทานอลขึ้นมา หลังจากนั้นจึงนำไปผ่านกระบวนการแยกน้ำ (Dehydration) เพื่อให้ได้ไดมethylอีเทอร์ต่อไป

ในปี พ.ศ. 2538 ที่การประชุมสมาคมวิศวกรรมยานยนต์ (Society of Automotive Engineering: SAE) ได้มีการนำเสนอแนวทางการนำไดมethylอีเทอร์มาใช้ในเครื่องยนต์ของรถยนต์ รวมทั้งการศึกษาอย่างกว้างขวางเกี่ยวกับการผลิต ผลที่ดีต่อสิ่งแวดล้อม นับเป็นการเริ่มต้นการศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้ไดมethylอีเทอร์เป็นพลังงานทางเลือกอย่างชัดเจน นับจากนั้น



เป็นต้นมาได้มีการทำการศึกษาและทดลองติดตั้งเครื่องยนต์ที่ใช้ไดเมทิลอีเทอร์เป็นเชื้อเพลิงมากมาย ทั้งในยุโรปและเอเชีย โดยการศึกษาส่วนใหญ่มุ่งไปที่รถยนต์ดีเซลขนาดใหญ่ในระบบขนส่งมวลชนของรัฐและรถบรรทุกขนส่งขนาดใหญ่ ประกอบกับปัญหาค่าน้ำมันที่เพิ่มขึ้นอย่างมากในปัจจุบัน ทำให้การศึกษาที่เกี่ยวข้องกับการใช้ไดเมทิลอีเทอร์เป็นเชื้อเพลิงทดแทนเป็นไปอย่างกว้างขวางมากยิ่งขึ้น เพราะไดเมทิลอีเทอร์เป็นเชื้อเพลิงที่ไม่ได้มีการแหล่งการผลิตจากผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียม

การศึกษาผลที่เกี่ยวข้องกับสิ่งแวดล้อมของไดเมทิลอีเทอร์พบว่า ไดเมทิลอีเทอร์เป็นสารประกอบอินทรีย์กลุ่มระเหยง่าย (Volatile Organic Compound) ซึ่งโดยทั่วไปสารประกอบกลุ่มนี้มักจะเป็นอันตรายต่อสิ่งแวดล้อม เป็นพิษ และเป็นสารก่อมะเร็ง ยิ่งไปกว่านั้นยังมีส่วนในการลดปริมาณโอโซนในชั้นบรรยากาศอีกด้วย แต่สำหรับไดเมทิลอีเทอร์พบว่าเป็นสารประกอบที่ไม่เป็นพิษ ไม่มีผลต่อการก่อมะเร็งและก่อให้เกิดการกลายพันธุ์ ครึ่งชีวิตของการสลายตัวของไดเมทิลอีเทอร์ในชั้นบรรยากาศเป็นเวลานานมากเมื่อเทียบกับก๊าซเรือนกระจกตัวอื่นๆ เช่น คาร์บอนไดออกไซด์ หรือ มีเทน

นอกจากนี้การศึกษาในแง่การเผาไหม้ของก๊าซยังพบว่า ผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากการเผาไหม้จะสะอาด คือ ปราศจากเขม่าและมีปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์น้อยมากอย่างมีนัยสำคัญ เนื่องจากในโครงสร้างของโมเลกุลมีอะตอมของออกซิเจนประกอบอยู่ ปริมาณออกซิเจนจึงเพียงพอที่จะทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ นอกจากนี้ลักษณะพันธะของโมเลกุลเป็นพันธะเดี่ยวระหว่างธาตุคาร์บอนและออกซิเจน พลังงานของการเกิดปฏิกิริยาต่ำ ทำให้ความร้อนที่ใช้ในการเผาไหม้มีน้อย สามารถปลดปล่อยพลังงานเคมีที่อุณหภูมิต่ำกว่าเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ จึงมีความเป็นไปได้ในการลดปริมาณความร้อนที่สูญเสียลงได้ แต่อย่างไรก็ตามค่าปริมาณพลังงานที่ปลดปล่อยต่อปฏิกิริยามีค่าน้อยกว่าน้ำมันหรือเชื้อเพลิงที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน นั่นคือ หากต้องการนำไปใช้เป็นเชื้อเพลิง ต้องใช้มวลเชื้อเพลิงมากกว่าเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ

## 2.1.2 กระบวนการผลิตไดเมทิลอีเทอร์

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

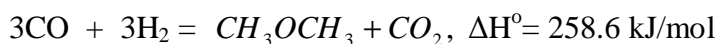
- Methanol synthesis :  

$$\text{CO} + 2\text{H}_2 = \text{CH}_3\text{OH}, \quad \Delta\text{H}^\circ = -90.3 \text{ kJ/mol}$$
- Methanol dehydration :  

$$2\text{CH}_3\text{OH} = \text{CH}_3\text{OCH}_3 + \text{H}_2\text{O}, \quad \Delta\text{H}^\circ = 23.4 \text{ kJ/mol}$$
- Water-gas shift :  

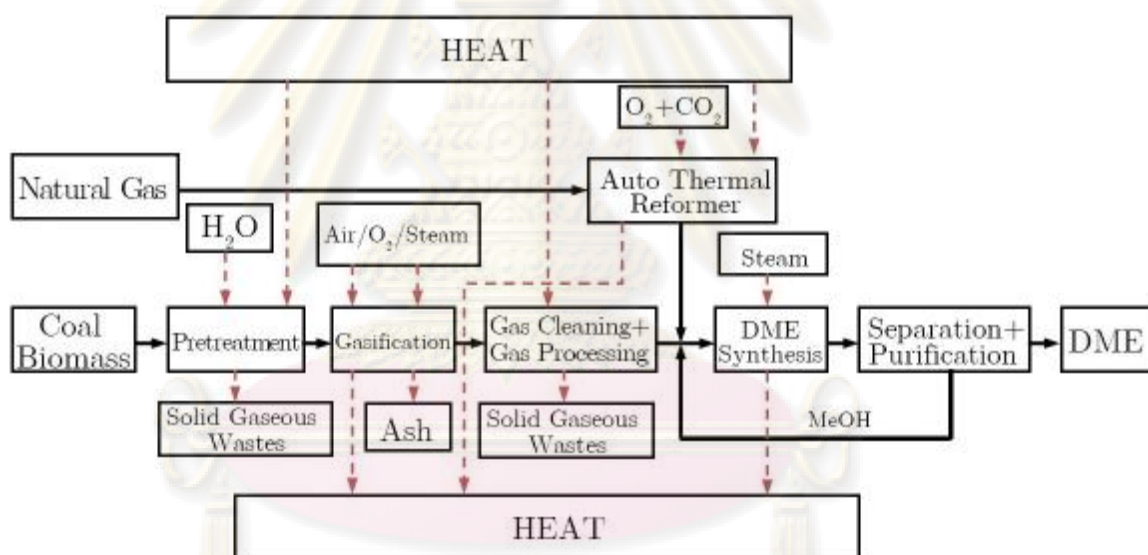
$$\text{CO} + \text{H}_2\text{O} = \text{H}_2 + \text{CO}_2, \quad \Delta\text{H}^\circ = 40.9 \text{ kJ/mol}$$

- ปฏิกิริยารวม :



**Syngas** ที่เป็นตัวตั้งต้นของปฏิกิริยานอกจากจะผลิตมาจากก๊าซธรรมชาติแล้ว ยังสามารถผลิตได้จากถ่านหินและมวลสารชีวภาพได้อีกด้วย จึงสามารถสรุปได้ว่า **DME** เป็นเชื้อเพลิงที่สามารถผลิตได้จากสารตั้งต้นหลายชนิด ปริมาณการผลิตจึงไม่ขึ้นกับแหล่งการผลิตแหล่งใดแหล่งหนึ่งเพียงอย่างเดียว จึงมีความสามารถในการควบคุมราคาการผลิตได้ดีกว่าผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียม

สำหรับการผลิตไดเมทิลอีเทอร์จากสารตั้งต้นที่เป็นของแข็ง เช่น มวลชีวภาพ หรือ ถ่านหิน ต้องมีกระบวนการเพื่อทำให้กลายเป็นก๊าซก่อน จากนั้นต้องผ่านกระบวนการทำความสะอาดก๊าซที่ได้ก่อนที่จะเข้ากระบวนการสังเคราะห์ไดเมทิลอีเทอร์ต่อไป รูปที่ 2.2 ได้แสดงกระบวนการโดยสรุปในการผลิตไดเมทิลอีเทอร์ทั้งจากสารตั้งต้นที่เป็นก๊าซและของแข็ง



รูปที่ 2-2 แสดงกระบวนการผลิตไดเมทิลอีเทอร์

จากปฏิกิริยาดังกล่าวสังเกตได้ว่า การผลิต **DME** สามารถผลิตได้ค่อนข้างง่ายเมื่อเปรียบเทียบกับการผลิตก๊าซปิโตรเลียม (**LPG**) ที่ต้องมีการลงทุนสูงในการสร้างหอกลับ นอกจากนี้หลังจากการผลิต **DME** สามารถเก็บไว้ได้ในลักษณะเดียวกันกับก๊าซปิโตรเลียม และขนส่งได้ในลักษณะเดียวกันกับก๊าซธรรมชาติทั่วไป

### 2.1.3 สมบัติทางเคมีและกายภาพของไดเมทิลอีเทอร์

สมบัติทางกายภาพของไดเมทิลอีเทอร์มีความใกล้เคียงกับปิโตรเลียมเหลว เช่น โพรเพน และบิวเทนมีความสามารถในการติดไฟสูง มีค่าซีเทนอยู่ในช่วง 55-60 ซึ่งมีความมากกว่าน้ำมันดีเซล

เล็กน้อย อัตราการเผาไหม้ของไดเมทิลอีเทอร์จึงสูงกว่าดีเซล ไดเมทิลอีเทอร์จะอยู่ในสถานะก๊าซที่อุณหภูมิห้อง และจะกลายเป็นของเหลวที่อุณหภูมิ  $-25^{\circ}\text{C}$  ที่ความดันบรรยากาศ หากต้องการทำให้เป็นของเหลวที่อุณหภูมิห้องต้องอยู่ภายใต้ความดันประมาณ  $5\text{ bar}$  ค่าความดันไอที่อุณหภูมิต่างๆ แสดงไว้ในตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2-1 แสดงความดันไอที่อุณหภูมิต่างๆ

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

ตารางที่ 2-2 แสดงค่าเปรียบเทียบคุณสมบัติทางกายภาพและเคมีของไดเมทิลอีเทอร์และเชื้อเพลิงชนิดต่างๆ

	เมทานอล	ไดเมทิลอีเทอร์	เอทานอล	แก๊สโซลีน	ดีเซล
สูตรเคมี	$\text{CH}_3\text{OH}$	$\text{CH}_3\text{OCH}_3$	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OH}$	$\text{C}_7\text{H}_{16}$	$\text{C}_{14}\text{H}_{30}$
น้ำหนักโมเลกุล (g/mol)	32.04	46.07	46.07	100.2	198.4
ความหนาแน่น ( $\text{g}/\text{cm}^3$ )	0.792	0.668	0.785	0.737	0.856
จุดเดือดปกติ ( $^{\circ}\text{C}$ )	64	-24.9	78	38-204	125-400
LHV (MJ/kg)	19.99	28.43	26.87	43.47	41.66
Exergy (MJ/kg)	22.36	30.75	29.4	47.46	46.94
Carbon content (wt.%)	37.5	52.2	52.2	85.5	87
Sulfur content (ppm)	0	0	0	$\approx 200$	$\approx 250$

สมบัติอื่นๆ เปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ แสดงไว้ในตารางที่ 2.2 จากข้อมูลพบว่าไดเมทิลอีเทอร์เป็นเชื้อเพลิงโมเลกุลขนาดเล็กที่หนักกว่าอากาศ ค่าปริมาณความร้อน (Lower Heating Value) มีค่าประมาณ 69% เมื่อเทียบกับดีเซล และประมาณ 66% เมื่อเทียบกับแก๊สโซลีน มีค่าปริมาณความร้อนใกล้เคียงกับเอทานอล แต่มีค่ามากกว่าเอทานอลถึง 43.17% ปริมาณสัดส่วนของคาร์บอนของไดเมทิลอีเทอร์มีค่าน้อยกว่าแก๊สโซลีนและดีเซลคือมีประมาณ 60% เมื่อเทียบกับดีเซล

สมบัติในการกระจายตัวเมื่อเกิดการสเปรย์ของไดเมทิลอีเทอร์ เมื่อเปรียบเทียบกับดีเซลนั้น จากการศึกษาพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลมีจะให้สเปรย์ที่กว้างและยาวกว่าของไดเมทิลอีเทอร์ในทุกเงื่อนไขการฉีดเดียวกัน ดังที่แสดงในรูปที่ 2.3 เมื่อเพิ่มความดันบริเวณรอบข้างของสเปรย์ พบว่าในกรณีของไดเมทิลอีเทอร์นั้น สเปรย์จะสั้นลงและกว้างยิ่งขึ้น ถึงแม้ว่าไดเมทิลอีเทอร์จะมีรูปร่างสเปรย์ที่เล็กกว่าของดีเซล แต่เนื่องจากความสามารถในการกลายเป็นไอที่ดีของมัน ทำให้การระเหยตัวหลังจากการฉีดสเปรย์ทำได้ดีกว่าของดีเซล

นอกจากนี้สำหรับไดเมทิลอีเทอร์เมื่อทำการวัดขนาดละอองของสเปรย์ พบว่ามีขนาดที่สม่ำเสมอและการกระจายตัวที่ดี เมื่อเทียบกับดีเซลที่มีขนาดของละอองแตกต่างกันมากแล้วนั้น สามารถสรุปได้ว่าไดเมทิลอีเทอร์มีสมบัติในการแตกเป็นละอองฝอย (atomization) ได้ดีกว่าดีเซล และเมื่อเปรียบเทียบการเคลื่อนที่ของละอองสเปรย์พบว่า สเปรย์ของดีเซลสามารถเคลื่อนที่ได้เร็วกว่าของไดเมทิลอีเทอร์ อันเนื่องมาจากละอองของดีเซลมีโมเมนตัมมากกว่าจากความหนืดและความตึงผิว

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

	ความดัน 0.1 MPa	ความดัน 2 MPa
ผลจากความดันรอบข้าง (ความดันฉีดเชื้อเพลิง 60 MPa, อุณหภูมิรอบข้าง 293 K)	<p>ดีเซล DME</p>	<p>ดีเซล DME</p>
ผลจากอุณหภูมิรอบข้าง (ความดันฉีดเชื้อเพลิง 60 MPa, ความดันรอบข้าง 1 MPa)	<p>อุณหภูมิ 293 K</p> <p>ดีเซล DME</p>	<p>อุณหภูมิ 439 K</p> <p>ดีเซล DME</p>

รูปที่ 2-3 แสดงการเปรียบเทียบลักษณะของสเปรย์ของดีเซลและไดเมทิลอีเทอร์

## 2.1.4 การเผาไหม้ไดเมทิลอีเทอร์

ในการบวนการเผาไหม้ ออกซิเจนในอากาศจะเป็นตัวทำปฏิกิริยากับเชื้อเพลิง ส่วนประกอบอื่นๆ ในอากาศ เช่น อาร์กอน คาร์บอนไดออกไซด์ และไนโตรเจนจะไม่เข้าร่วมทำปฏิกิริยาด้วย ดังนั้นเพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณปฏิกิริยาการเผาไหม้ของไดเมทิลอีเทอร์กับอากาศ จึงจะนิยามไนโตรเจนบรรยากาศ (atmospheric nitrogen) หรือ ไนโตรเจนที่ปรากฏ (apparent nitrogen) ขึ้น ซึ่งจะประกอบด้วยไนโตรเจนและก๊าซอื่นๆ ในอากาศที่ไม่เข้าทำปฏิกิริยาเผาไหม้ ดังนั้นในการคำนวณจะพบว่าอากาศประกอบด้วยก๊าซ 2 ส่วนคือ ส่วนที่เข้าทำปฏิกิริยาคือ ออกซิเจน และส่วนที่ไม่เข้าทำปฏิกิริยาคือ ไนโตรเจนบรรยากาศ โดยอัตราส่วนของก๊าซชนิดต่างๆ ที่ผสมในอากาศแห่งนี้ได้แสดงไว้ในตารางที่ 2.3

ตารางที่ 2-3 แสดงส่วนประกอบของอากาศแห้ง

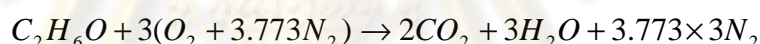
ก๊าซ	ppm โดยปริมาตร	มวลโมเลกุล	เศษส่วนโมล	อัตราส่วนโดยโมล
O <sub>2</sub>	209,500	31.998	0.2095	1
N <sub>2</sub>	780,900	28.012	0.7905	3.773
Ar	9,300	38.948		
CO <sub>2</sub>	300	44.009		
Air	1,000,000	28.962	1.0000	4.773

สามารถคำนวณมวลโมเลกุลของไนโตรเจนบรรยากาศได้โดยใช้หลักการว่าอากาศแห้งประกอบด้วยก๊าซ 2 ส่วน แต่ละส่วนมีปริมาณตามที่แสดงไว้ในตารางที่ 2.3 เมื่อคิดเทียบอัตราส่วนจะได้ว่า

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

ซึ่งเมื่อแทนค่าจะได้ว่ามวลโมเลกุลของไนโตรเจนบรรยากาศ (aN<sub>2</sub>) เป็น 28.16 g/mol

สำหรับปฏิกิริยาการเผาไหม้ไดเมทิลอีเทอร์สามารถเขียนเป็นสมการเคมีได้คือ



และสามารถคำนวณอัตราส่วนระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศได้ คือ

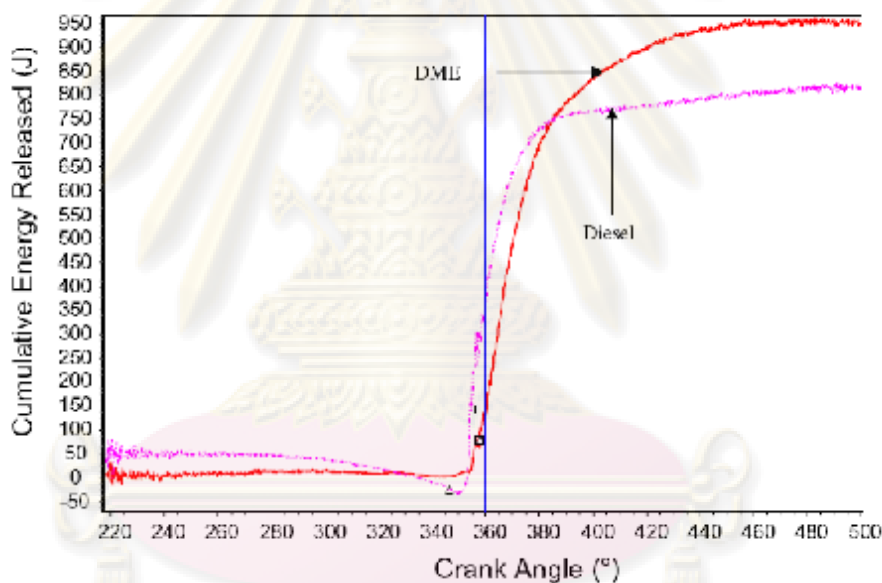
$$\left(\frac{F}{A}\right)_s = \frac{M_{C_2H_6O}}{M_{air}} = \frac{(2 \times 12) + 6 + 16}{3 \times ((2 \times 16) + (3.773 \times 2 \times 14))} = 0.111$$

ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับค่าของดีเซล (มีค่าประมาณ 0.0690-0.0697) และแก๊สโซลีน (มีค่าประมาณ 0.0685) จะเห็นได้ว่าต้องใช้ส่วนผสมมากกว่าสำหรับการผสมที่ส่วนผสมพอดี (stoichiometric mixture) หรือกล่าวอีกทางหนึ่งได้ว่า ในปริมาณเชื้อเพลิงเดียวกันไดเมทิลอีเทอร์สามารถเผาไหม้ได้ดีในที่มีปริมาณออกซิเจนต่ำกว่า นี่เป็นเหตุผลแรกที่สนับสนุนว่าทำไมไดเมทิลอีเทอร์จึงเป็นเชื้อเพลิงที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม สำหรับค่าส่วนผสมที่จะทำให้ ไดเมทิลอีเทอร์ติดไฟได้อยู่ในช่วงตั้งแต่ 0.0555 (ส่วนผสมบาง) ไปจนถึง 0.294 (ส่วนผสมหนา)

จากการศึกษาต่อไป พบว่านอกจากจะสามารถเผาไหม้ได้สมบูรณ์โดยให้ค่าปริมาณเขม่าคาร์บอนและคาร์บอนมอนนอกไซด์ต่ำมากแล้ว การปล่อยมลพิษอื่นๆ ก็น้อยตามไปด้วย เช่น การปล่อยก๊าซกลุ่มไนโตรเจนออกไซด์ (NO<sub>x</sub>) อยู่ในปริมาณที่ต่ำมากเมื่อเทียบกับการเผาไหม้ดีเซล เนื่องจากอุณหภูมิสุดท้ายของการเผาไหม้มีค่าต่ำกว่า และนอกจากนี้ เนื่องจากไดเมทิลอีเทอร์ไม่มีการเจือปนของธาตุกำมะถัน (sulfur) จึงไม่มีก๊าซกลุ่มซัลเฟอร์ออกไซด์ถูกปลดปล่อยออกมาจากกระบวนการเผาไหม้ ก๊าซที่ที่กล่าวถึงทั้งสองกลุ่มนี้เป็นก๊าซที่เมื่อรวมตัวกับไอน้ำในอากาศแล้วจะ

ได้เป็นไอกรด ซึ่งเป็นต้นเหตุของการเกิดฝนกรดได้ หรือไอของก๊าซทั้งสองกลุ่มนี้จะมีผลโดยตรงต่อเนื้อเยื่อของสิ่งมีชีวิต โดยเฉพาะเนื้อเยื่ออ่อนบริเวณโพรงจมูก และดวงตา การลดปริมาณก๊าซทั้งสอง จึงเป็นเรื่องที่มีความสำคัญมาก และเชื้อเพลิงไดเมทิลอีเทอร์เองก็เป็นตัวเลือกที่ดีตัวหนึ่ง เมื่อพิจารณาถึงประเด็นของการเกิดมลภาวะและความเป็นอันตรายต่อสิ่งมีชีวิต

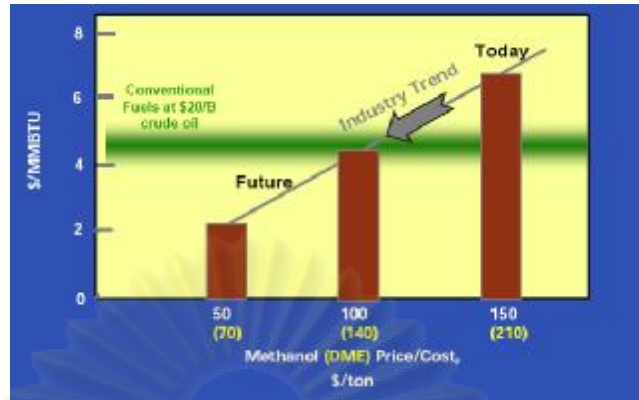
ในแง่การปลดปล่อยพลังงานผลทดสอบพบว่าอุณหภูมิของห้องเผาไหม้ในกรณีของไดเมทิลอีเทอร์มีค่าต่ำกว่ากรณีของน้ำมันดีเซลประมาณ  $100^{\circ}\text{C}$  ทำให้ผลต่างอุณหภูมิระหว่างก๊าซในห้องเผาไหม้และผนังของห้องเผาไหม้มีค่าลดลงจนทำให้การสูญเสียจากการถ่ายเทความร้อนมีค่าน้อยลงมาก เมื่อพิจารณาปริมาณพลังงานที่ปลดปล่อยจากเชื้อเพลิงพบว่าในกรณีของไดเมทิลอีเทอร์มีค่าสูงกว่าในกรณีของน้ำมันดีเซลเล็กน้อยในตอนท้าย และยังมีอัตราการปล่อยเชื้อเพลิงที่รวดเร็วและต่อเนื่องมากกว่าด้วย ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 2.4



รูปที่ 2-4 แสดงอัตราการปล่อยพลังงานเปรียบเทียบระหว่างไดเมทิลอีเทอร์และดีเซล

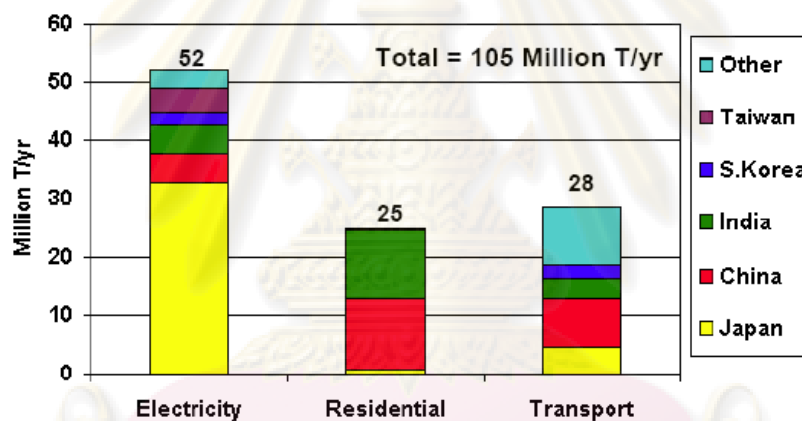
## 2.1.5 แนวโน้มในการผลิตและการใช้งานในอนาคต

ปัจจุบันปัญหาเรื่องเชื้อเพลิงถือเป็นเรื่องเร่งด่วนสำหรับทุกประเทศทั่วโลก ถ้าทุกคนยังคงใช้เชื้อเพลิงในอัตราที่เป็นอยู่ในปัจจุบันสักวันเชื้อเพลิงต้องหมดไปจากโลก แต่สิ่งที่จะหมดไปก่อนเชื้อเพลิงคือ อากาศที่เราจะใช้หายใจ ซึ่งภัยนี้ร้ายแรงกว่าภัยการก่อการร้ายเสียอีก นี่คือเหตุผลที่ทำให้เราต้องมีเชื้อเพลิงทางเลือกเพื่อแก้ปัญหาวิกฤตพลังงาน มลภาวะและการเสื่อมถอยของนิเวศวิทยา ซึ่งหนึ่งในทางเลือกเหล่านั้นคือการนำไดเมทิลอีเทอร์มาใช้ซึ่งทำให้ในอนาคตการผลิตไดเมทิลอีเทอร์มีแนวโน้มที่จะผลิตมากขึ้น มีราคาถูกลงและมีการนำไปใช้ในด้านต่างๆ มากมาย



รูปที่ 2-5 แสดงแนวโน้มราคาโดเมทิลอีเทอร์ในอนาคต

ในด้านแนวโน้มของความต้องการโดเมทิลอีเทอร์ในอนาคตนั้นสดใสเนื่องจากมีความต้องการสูงขึ้นเรื่อยโดยสามารถดูได้จากกราฟแสดงความต้องการใช้โดเมทิลอีเทอร์ในปี 2010 ของประเทศต่างๆ



รูปที่ 2-6 แสดงแนวโน้มความต้องการใช้โดเมทิลอีเทอร์ในอุตสาหกรรมต่างๆ

### 2.1.6 การผลิตโดเมทิลอีเทอร์ในประเทศ

ปัจจุบันประเทศต่างๆ ได้มีการโครงการเกี่ยวกับผลิตโดเมทิลอีเทอร์มากมาย ทำให้อนาคตของโดเมทิลอีเทอร์นั้นมีอนาคตที่สดใส เนื่องจากเมื่อผลิตเป็นจำนวนมากประกอบกับสามารถแปรรูปได้จากเชื้อเพลิงราคาถูกลงอย่างถาวร ทำให้ราคามีแนวโน้มที่จะถูกลงกว่าที่เป็นอยู่ตอนนี้ โดยในประเทศต่างๆ ได้มีโครงการเกี่ยวกับโดเมทิลอีเทอร์ดังนี้

การผลิตโดเมทิลอีเทอร์ในประเทศจีน

ปัจจุบันประเทศสาธารณรัฐประชาชนจีนมีความสามารถในการผลิตโดเมทิลอีเทอร์ 1 ล้านตันต่อปีโดยมีโรงงานกระจายอยู่ตามมณฑลต่างๆ วัตถุประสงค์หลักที่โรงงานใช้จะมาจากเมทานอลและถ่านหิน สามารถสรุปกำลังการผลิตในปัจจุบันได้ดังตารางที่ 2.4



ตารางที่ 2-4 แสดงกำลังการผลิตไดเมทิลอีเทอร์จากถ่านหินต่างๆ ในประเทศจีน

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

นอกจากนี้ประเทศสาธารณรัฐประชาชนจีนยังมีโครงการที่จะเพิ่มกำลังการผลิตเป็น 3 ล้านตันต่อปีในอนาคตโดยแสดงไว้ในตารางที่ 2.5

ตารางที่ 2-5 โครงการเพิ่มกำลังการผลิตไดเมทิลอีเทอร์ในแต่ละมณฑลของจีน

	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	Inner Mongolia	Coal	3000
			4510

### การผลิตไดเมทิลอีเทอร์ในประเทศญี่ปุ่น

โครงการนิวกาตะซึ่งตั้งขึ้นเมื่อปี 1981 เป็นโครงการที่ผลิตไดเมทิลอีเทอร์ โดยใช้เมทานอลจากกระบวนการแยกน้ำ (dehydration) ซึ่งมีจุดประสงค์เพื่อสนับสนุนให้ใช้ไดเมทิลอีเทอร์ ผสมกับ LPG และใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนในเครื่องยนต์ดีเซล โดยมีบริษัทต่างๆ อย่างเช่น Toyota Tsusho ให้ความร่วมมือ โดยมีกำลังการผลิต 100000 ตันต่อปี

### การผลิตไดเมทิลอีเทอร์ในประเทศเกาหลีใต้

โครงการ MOCIE ซึ่งเริ่มประกาศใช้เมื่อปี 2007 โดยวางแผนที่จะนำไดเมทิลอีเทอร์ใช้ในวงการธุรกิจภายในปี 2012 โดยแบ่งได้เป็น 3 ช่วง

- 2007-2008 - สร้างโรงงานผลิตไดเมทิลอีเทอร์ซึ่งจะแล้วเสร็จในปี 2008 โดยมีกำลังการผลิต 10 ตันต่อวัน
- จัดตั้งมาตรฐานและกฎระเบียบขึ้น
- 2009 - ริเริ่มโครงการต้นแบบ
- 2010-2012 - ขยายกำลังการผลิต โดยมีแผนจะเพิ่มกำลังการผลิตเป็น 3000 ตันต่อวัน

### การผลิตไดเมทิลอีเทอร์ในประเทศอียิปต์

ในปัจจุบันประเทศอียิปต์ได้มีการสร้างโรงงานผลิตไดเมทิลอีเทอร์ซึ่งมีกำลังการผลิต 1.3 ล้านตันเพื่อใช้ในการผสมกับ LPG

### การผลิตไดเมทิลอีเทอร์ในประเทศอิหร่าน

ประเทศอิหร่านมีแผนที่จะผลิตไดเมทิลอีเทอร์จาก methanol โดยกระบวนการ dehydration และ fixed-bed reactor โดยมีกำลังการผลิต 8 แสนตันต่อปี ซึ่งจะแล้วเสร็จในปี 2008

นอกจากนี้ยังมีโครงการผลิตไดเมทิลอีเทอร์ในประเทศอื่นๆอีกมาก เช่นประเทศสวีเดน ประเทศรัสเซีย ประเทศสหรัฐอเมริกา ประเทศอิตาลี ประเทศในกลุ่ม EU และประเทศบราซิล

### 2.1.7 การใช้ไดเมทิลอีเทอร์ในปัจจุบัน

สำหรับในส่วนการนำไดเมทิลอีเทอร์ไปใช้ ได้มีโครงการนำไปใช้หลายโครงการดังนี้

1. การผสมไดเมทิลอีเทอร์ 20% กับก๊าซหุงต้มโดยจากการศึกษาพบว่า แม้ว่าการทำอย่างนี้จะทำให้ค่าความจุความร้อนลดลงแต่ผู้บริโภคก็ไม่สามารถแยกความแตกต่างได้และการทำแบบนี้จะทำให้มีก๊าซตกค้างน้อยกว่าด้วย
2. การใช้แทนเชื้อเพลิงดีเซลในรถบรรทุกขนาดต่างๆ พบว่ามีประสิทธิภาพสูงกว่า มี  $\text{NO}_x$  น้อยกว่าและเงียบกว่า
3. การใช้ในอุตสาหกรรมผลิตไฟฟ้า บริษัท GE และบริษัท Siemens Westinghouse มีการใช้ DME ในเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าแบบกังหันก๊าซ ซึ่งมีประสิทธิภาพและมลพิษต่ำ

### 2.2 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำไดเมทิลอีเทอร์มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซล

ในปี 2005 จากการวิจัยของ Troy A. Semelsberger, Rodney L. Borup และ Howard L. Greene [1] พบว่าไดเมทิลอีเทอร์นั้นสามารถใช้แทนเชื้อเพลิงดีเซลได้โดยไม่ต้องปรับแต่งเครื่องยนต์ยกเว้นระบบการเก็บเชื้อเพลิงและการจ่ายเชื้อเพลิงเข้าสู่ปั๊มขับเชื้อเพลิงมาตรฐาน ซึ่งปรกติแล้วสามารถอัดไดเมทิลอีเทอร์ที่ความดันประมาณ 5 bar เพื่อให้เป็นของเหลวที่อุณหภูมิห้อง แต่ในการใช้งานจริงเพื่อป้องกันการเกิดปัญหา Vapor Lock จึงต้องอัดไดเมทิลอีเทอร์ในท่อส่งเชื้อเพลิงให้มีความดันประมาณ 2 MPa และจากการทดสอบนั้นพบว่าการเผาไหม้ของไดเมทิลอีเทอร์เกิด  $\text{NO}_x$  ต่ำเนื่องจากอุณหภูมิการเผาไหม้มีค่าต่ำและไม่พบปริมาณ  $\text{SO}_x$  เนื่องจากไดเมทิลอีเทอร์ไม่มีส่วนประกอบของ Sulphur ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงนั้นพบว่ามีการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้ากว่าเชื้อเพลิงดีเซลเนื่องจากไดเมทิลอีเทอร์นั้นมีค่าการอัดตัวที่สูงกว่า ส่วนช่วงล่าช้าการจุดระเบิดนั้นพบว่ามีค่าสั้นกว่าเชื้อเพลิงดีเซล โดยมีค่าสั้นกว่าประมาณ 5.5 CA

จากการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนพบว่าช่วงแรกนั้นพบว่าไดเมทิลอีเทอร์มีการปล่อยความร้อนสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลแต่เนื่องจากการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ากว่าเชื้อเพลิงดีเซลจึงทำให้การปล่อยความร้อนเกิดขึ้นหลังจุดศูนย์ตายบน ซึ่งสามารถแก้ไขโดยการปรับองศาการฉีดเชื้อเพลิง

ในปี 2007 สำหรับงานวิจัยของ Constantine Arcoumanis, Choongsik Bae, Roy Crookes และ Eiji Kinoshita [2] พบว่าไดเมทิลอีเทอร์นั้นเหมาะสำหรับใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลเนื่องจากมีค่าซีเทนที่สูงและมีค่าอุณหภูมิของ Auto Ignition ต่ำ ซึ่งการเผาไหม้มีเขม่าน้อยมาก (Soot Free) เนื่องจากมี Carbon เป็นส่วนประกอบน้อยและมี Oxygen เป็นส่วนประกอบ แต่ควรมีการปรับปรุงวัสดุที่ใช้ทำ seal เพื่อป้องกันการกัดกร่อน โดยเปลี่ยนมาใช้ Poly-

Tetrafluoroethylene (PTFE) และปรับปรุงเรื่องการหล่อลื่นเนื่องจากไดเมทิลอีเทอร์มีค่าคุณสมบัติการหล่อลื่นที่ต่ำ แต่สิ่งที่ควรระวังคือช่วงของการติดไฟนั้นมีค่ากว้างจึงต้องมีการระมัดระวังในการใช้เป็นพิเศษ

Rolf Egnell [3] ได้ทำการศึกษาการปล่อยความร้อนและการเกิด  $\text{NO}_x$  ในเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง โดยมีเงื่อนไขในการฉีดเชื้อเพลิงเป็นตัวแปรควบคุมสำหรับเชื้อเพลิง DME และน้ำมันดีเซล กล่าวคือ ระบบการฉีดเชื้อเพลิง (CR) ความดันในการฉีดที่ 270 bar และช่วงเวลาในการฉีดของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดเหมือนกัน อย่างไรก็ตามการทดลองนี้ได้มีการปรับขนาดของหัวฉีดเพื่อให้ได้ปริมาณเชื้อเพลิงและคุณสมบัติทางกายภาพที่เหมือนกัน นอกจากนี้การทดลองได้ถูกออกแบบให้มีจุดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ตำแหน่งเดียวกันและเปลี่ยนจุดสิ้นสุดการฉีด เพื่อศึกษาปริมาณ  $\text{NO}_x$  และมลภาวะที่ภาวะสูงสุดของเครื่องยนต์ในแต่ละสถานะของการเผาไหม้ โดยที่อัตราการปล่อยความร้อนได้ถูกนำมาเป็นพารามิเตอร์ในแบบจำลองการเผาไหม้แบบ zero-dimensional multizone ในการคำนวณหาค่า  $\text{NO}_x$  ต่อไป จากการทดลอง พบว่ากราฟอัตราการปล่อยความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดมีลักษณะเหมือนกัน แต่เชื้อเพลิงดีเซลปล่อย CO, HC และปริมาณเขม่ามากกว่าเมื่อเทียบกับ DME และผลจากการคำนวณโดยใช้แบบจำลอง zero-dimensional multizone พบว่าอัตราส่วนสมมูลอากาศต่อเชื้อเพลิงค่อนข้างสูง ( $\phi > 1$ ) และมีค่าเท่ากันสำหรับเชื้อเพลิงทั้งสองชนิด

เนื่องจากในระบบการฉีดเชื้อเพลิงแบบ CR ที่ใช้นี้มีความดันการฉีดน้อยกว่าการทำงานปกติของเชื้อเพลิง จึงทำให้การผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงดีเซลมีคุณภาพต่ำกว่าปกติและส่งผลกระทบต่อปริมาณเขม่าที่มากขึ้น ดังนั้นปริมาณการปล่อย  $\text{NO}_x$  ที่น้อยกว่าในเชื้อเพลิง DME สามารถอธิบายได้จากอัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศที่สูงกว่าเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซลที่มีความดันการฉีดที่สูงกว่า สำหรับการวิเคราะห์ในแง่ของลักษณะการฉีดเชื้อเพลิง จะพบว่า DME มีความเร็วในการฉีดช้ากว่าเชื้อเพลิงดีเซล และเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดให้ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่ต่างกัน

Ho Teng และคณะ[4],[5] ได้ทำการศึกษาผลกระทบของความหนืดของ DME เหนือต่ออุณหภูมิและความดัน พบว่าความหนืดของ DME เหนือมีตัวที่  $40^\circ\text{C}$  เป็น 0.37 cSt และลดลงมาที่ 0.17 cSt ที่  $80^\circ\text{C}$  สำหรับสถานะ subcooled liquid ความหนืดแปรผันตรงกับความดัน ณ อุณหภูมิใดๆ กล่าวคือ ที่อุณหภูมิ  $20^\circ\text{C}$  subcooled liquid เป็น 0.23 cSt ที่ 5.3 bar และเพิ่มขึ้นเป็น 0.33 cSt ที่ 500 bar ผลของค่าความหนืดและความดัน สอดคล้องกับค่าที่ได้จากการวัด นอกจากนี้ยังพบว่าแอลกอฮอล์จำพวก long-chain แบบมีขั้ว และกรดไขมันที่มีค่า  $\text{C}_{15} - \text{C}_{22}$  สามารถเป็นสารเพิ่มความสามารถในการหล่อลื่นที่ดี และพบว่าการเติม castor oil เพียง 1%โดยมวล สามารถเพิ่มความสามารถในการหล่อลื่นของ DME เมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล

Gisoo Hyun และคณะ[17] ได้มุ่งเน้นที่จะศึกษาการปรับปรุง plant oil เพื่อใช้เป็นเชื้อเพลิงทางเลือกแทนเชื้อเพลิงดีเซล ทั้งนี้ plant oil ยังคงมีข้อจำกัดในแง่ของสมรรถนะของเครื่องยนต์และการปล่อยมลพิษเนื่องจากค่าความหนืดที่สูงและค่าการระเหยที่ต่ำของ plant oil การทดลองนี้เริ่มจากการหาค่าอัตราส่วนผสมที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุด (50:50) โดยวิเคราะห์ลักษณะของละออง DME ผสมกับ plant oil ด้วยวิธี shadowgraph จากนั้นจึงทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซลชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง โดยใช้เชื้อเพลิงต่างๆ คือ DME ผสม plant oil , ดีเซลบริสุทธิ์, DMEบริสุทธิ์และเชื้อเพลิง transesterified ผลการทดสอบพบว่าเชื้อเพลิง DME ผสม plant oil ให้ลักษณะการเผาไหม้เทียบเคียงกับเชื้อเพลิงดีเซล

S.C. Sorenson และ Svend-Erik Mikkelsen [6] ได้ทำการศึกษาถึงการใช้ DME ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดไม่มีเทอร์โบชาร์จเจอร์ โดยมีการดัดแปลงระบบเชื้อเพลิงบางส่วนจากการศึกษาพบว่า DME ให้ผลของการเผาไหม้ สมรรถนะของเครื่องยนต์ และการปล่อยของไอเสียอยู่ในเกณฑ์ที่น่าพอใจ โดยที่ DME ปล่อยปริมาณ  $NO_x$  คว้นและเสียงที่ต่ำกว่าดีเซล ณ จุดทำงานของเครื่องยนต์ที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากัน นอกจากนี้ยังพบว่าการนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่สามารถลดปริมาณ  $NO_x$  โดยไม่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนและคว้นดำจากการทดสอบความทนทานของเครื่องยนต์ พบว่าปั๊มฉีดเชื้อเพลิงดีเซลสามารถใช้กับเชื้อเพลิง DME ได้มากกว่า 500 ชม.

สำหรับงานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย [7] พบว่าการนำไดเมทิลอีเทอร์มาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงนั้นสามารถใช้กับชุดปั๊มเชื้อเพลิงมาตรฐานได้ โดยสิ่งที่ต้องกระทำเพิ่มเติมคือระบบจ่ายเชื้อเพลิงซึ่งต้องมีการใช้ท่อความดันสูง และถังเก็บเชื้อเพลิงที่สามารถทนความดันสูงได้ อีกทั้งการที่จะป้องกันปัญหา Vapor Lock ในระบบเชื้อเพลิงนั้นต้องใช้ความดันอัดไดเมทิลอีเทอร์ประมาณ 2MPa โดยใช้ Nitrogen เป็นก๊าซที่ใส่สร้างความดันให้ระบบเชื้อเพลิง ซึ่งจากการทดสอบตอนแรกนั้นพบว่าปั๊มขับเคลื่อนเชื้อเพลิงมาตรฐานไม่สามารถสร้างแรงดันในระบบเชื้อเพลิงให้ชนะแรงดันยกของหัวฉีดได้เนื่องจากคุณสมบัติการอัดตัวได้ของไดเมทิลอีเทอร์มีค่าสูงและอีกทั้งหัวฉีดของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงนั้นมีค่าแรงดันยกหัวฉีด (Opening Pressure) ที่สูง จึงต้องมีการปรับแต่งในเรื่องค่า Pre-Load ของหัวฉีด ซึ่งกระทำโดยการเปลี่ยนแหวนรองสปริงภายในหัวฉีด และจากการทดสอบนั้นพบว่าไดเมทิลอีเทอร์ไม่มีคว้นดำจากการเผาไหม้ ซึ่งค่าคว้นดำที่วัดได้จาก Smoke Meter นั้นมีค่าต่ำกว่าค่าต่ำสุดภายในตาราง จึงสามารถพูดได้ว่าไดเมทิลอีเทอร์เป็นเชื้อเพลิงปราศจากคว้นดำ (Smoke Free) สำหรับที่ภาวะสูงสุคนั้นลักษณะการเผาไหม้มีพฤติกรรมใกล้เคียงกับดีเซลแต่สามารถทำกำลังได้เพียงครั้งหนึ่ง โดยไดเมทิลอีเทอร์สามารถทำกำลังได้ 19.7 N.m ที่ 1150 รอบต่อนาที และมีแรงบิดสูงสุด 23 N.m ที่ 2000 รอบต่อนาที ซึ่งเป็นผลมาจากค่าความร้อนของ

เชื้อเพลิงที่มีค่าเพียง 28.43 MJ/Kg. ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงนั้นพบว่าไดเมทิลอีเทอร์มีช่วงเวลาการฉีดเชื้อเพลิงที่นานกว่าและมีค่าความดันในระบบจ่ายเชื้อเพลิงต่ำกว่าดีเซล.



ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 3

### กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลและการวิเคราะห์การเผาไหม้

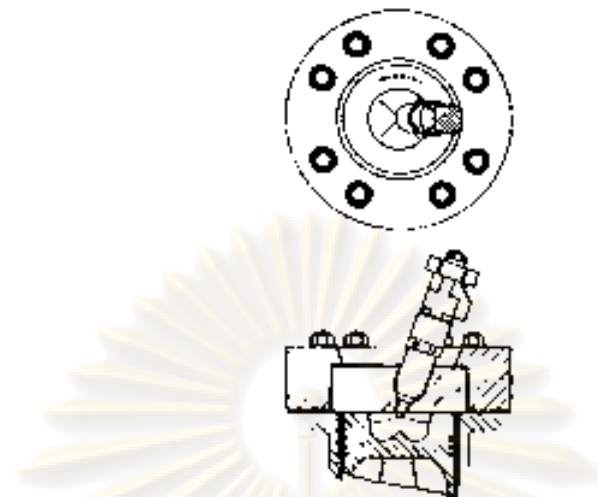
#### 3.1 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

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

ระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบ่งเป็น 2 แบบตามลักษณะของห้องเผาไหม้ดังนี้

##### 3.1.1 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection or DI Systems)

ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบบเปิดห้องเดียว ซึ่งมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยตรง โดยลักษณะของห้องเผาไหม้เป็นดังรูปที่ 3-1



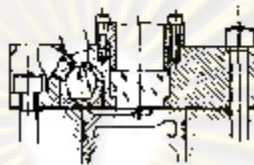
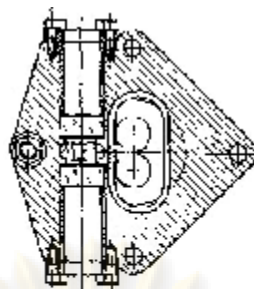
รูปที่ 3-1 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ DI [8]

### 3.1.2 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect Injection or IDI Systems)

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

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





รูปที่ 3-2 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ชนิด Swirl Chamber [8]

### 3.2 แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

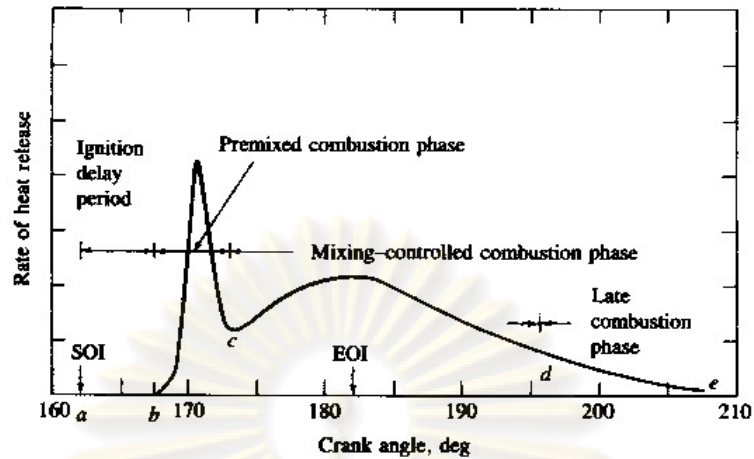
ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สามารถสรุปได้โดยเปรียบเทียบจากผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดโดยตรงทั่วไป ดังรูปที่ 3-3 ดังนี้

**Ignition Delay (ab)** เป็นช่วงเวลาระหว่างการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้และการเริ่มต้นการเผาไหม้ โดย Ignition Delay จะสั้นหรือยาวจะขึ้นกับสามสาเหตุหลักคือ องค์ประกอบทางเคมีของเชื้อเพลิง, อุณหภูมิ และความดันในห้องเผาไหม้ โดยที่ความดันการฉีดมีผลน้อยกว่า (เมื่อมีปริมาณการฉีดเท่ากัน) [9]

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

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

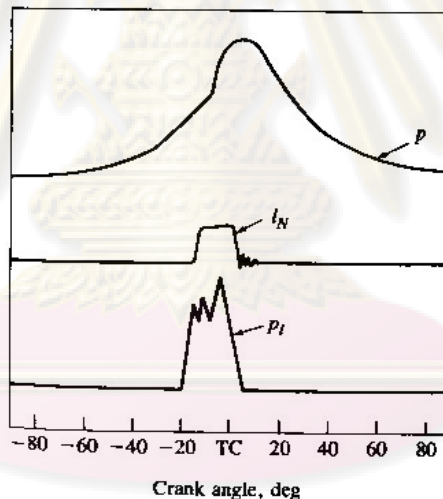
**Late Combustion Phase (de)** เป็นช่วงที่การปลดปล่อยความร้อนดำเนินต่อไปด้วยอัตราที่ต่ำลงในจังหวะขยายตัว ซึ่งเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลืออยู่เล็กน้อย และเป็นการเผาไหม้ต่อไปของเขม่าและสารที่เกิดจากการเผาไหม้ของส่วนผสมหนา



รูปที่ 3-3 แสดงผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรงโดยทั่วไป [8]

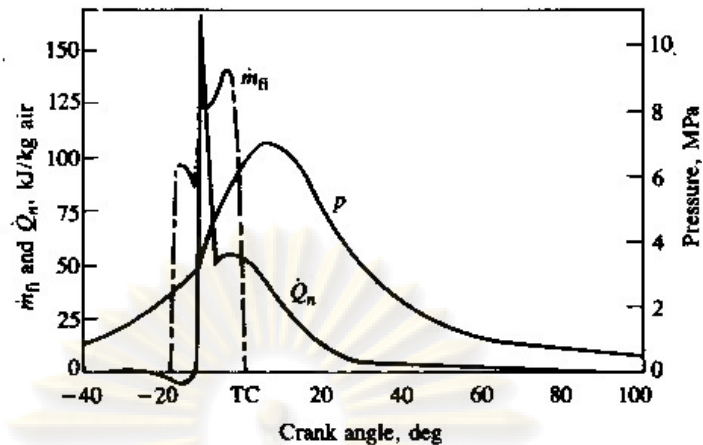
### 3.2.1 การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

#### 3.2.1.1 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู



รูปที่ 3-4 แสดงข้อมูลของความดันในระบบสูบ (P) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (Injector Needle Lift,  $I_N$ ) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง (P) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI [8]

รูปที่ 3-4 แสดงข้อมูลเบื้องต้นที่จะใช้วิเคราะห์กระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น ซึ่งจากรูปพบว่า มีช่วงล่าช้าระหว่างการเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิงกับการเริ่มต้นการเผาไหม้ (จุดของการเปลี่ยนความชันของกราฟ  $P-\theta$ ) เท่ากับ 9 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้วความดันจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงไม่กี่องศาเพลลาข้อเหวี่ยง หลังจากนั้นจะเพิ่มอย่างช้าๆ และมีค่าสูงสุดที่ประมาณ  $5^\circ$  ATDC



รูปที่ 3-5 แสดงค่าความดันในกระบอกสูบ ( $p$ ), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง ( $\frac{dQ_n}{dt}$ ) และอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ ( $Q_n$ ) จากเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ความเร็วรอบ 1000 rpm, Brake Mean Effective Pressure 620 kPa [8]

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

ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้นั้นจะเห็นว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นเป็น 3 ระยะที่ต่างกัน คือในระยะแรก อัตราการปล่อยความร้อนจะสูงมากและเกิดขึ้นในช่วงไม่กี่องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ซึ่งตรงกับช่วงของการเพิ่มความดันกระบอกสูบอย่างรวดเร็ว ระยะที่สองจะเป็นช่วงของอัตราการปล่อยความร้อนที่ค่อยๆ ลดลง (แต่ในช่วงเริ่มต้นอาจเพิ่มขึ้นไปเป็นค่าสูงสุดค่าที่สองได้ แต่จะต่ำกว่าค่าสูงสุดครั้งแรกมาก) ช่วงการเผาไหม้นี้จะเป็นช่วงการปล่อยความร้อนหลัก ระยะที่สามเป็นช่วงท้ายของการปล่อยความร้อน ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนจะน้อยกว่าช่วงการปล่อยความร้อนหลักและเกิดขึ้นตลอดจังหวะขยายตัว ดังนั้นจากการเปรียบเทียบกับกราฟอัตราการปล่อยความร้อนในรูปที่ 3-5 สามารถสรุปได้ว่า ระยะแรกการเผาไหม้อยู่ในช่วง Premixed Phase ระยะที่สองอยู่ในช่วง Mixing-Controlled Combustion Phase และระยะที่สามอยู่ในช่วง Late Combustion Phase

### 3.2.1.2 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber

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

หมุนวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าอย่างรุนแรงก่อนการฉีดเชื้อเพลิง เป็นผลให้สเปรย์เชื้อเพลิงถูกเหวี่ยงไปปะทะกับผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการที่เครื่องยนต์ IDI มีช่วง Ignition Delay สั้นกว่า จากผลของอัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูงกว่า จึงเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนต่ำกว่า ในช่วงเริ่มการเผาไหม้

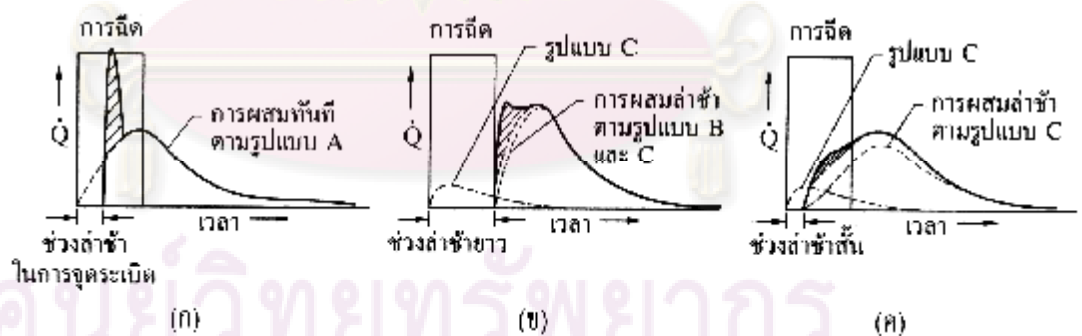
โดย Lyn [10] นำเสนอรูปแบบการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI 3 รูปแบบ ดังรูปที่ 3-6 ดังนี้

1. การฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ด้วยโมเมนต์ที่มากพอสมควร การผสมจะเกิดขึ้นที่เชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้และถูกกระทบโดยการเผาไหม้น้อย

2. เชื้อเพลิงเข้าไปเกาะติดกับผนังห้องเผาไหม้ การผสมในช่วง Ignition Delay เกิดน้อย เนื่องจากการระเหยของเชื้อเพลิงถูกจำกัด หลังการจุดระเบิด อัตราการระเหยจะมีค่าสูงและถูกควบคุมโดยการเข้าถึงผนังห้องเผาไหม้ของแก๊สที่มีอุณหภูมิสูง และเกิดการผสมในแนวรัศมีจากแรงหนีศูนย์กลางที่ต่างกัน การเผาไหม้จึงเกิดอย่างล่าช้าจากช่วง Ignition Delay ที่ยาว

3. เชื้อเพลิงถูกกระจายออกไปใกล้กับผนัง การผสมเกิดขึ้นในช่วง Ignition Delay ด้วยอัตราที่ต่ำกว่ารูปแบบ ก หลังจากการจุดระเบิด การผสมถูกเร่งขึ้นโดยกลไกเช่นเดียวกับรูปแบบ ข

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



รูปที่ 3-6 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ [8]

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

จากการศึกษากราฟของอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการปล่อยความร้อนดังแสดงไว้ในรูปที่ 3-6 ตลอดช่วงของภาวะ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง สรุปผลการศึกษาได้ 3 ประการ คือ

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

### 3.3 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

ข้อมูลความดันกระบอกสูบที่สัมพันธ์กับมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดช่วงจังหวะอัดและขยายตัวของเครื่องยนต์ สามารถนำไปใช้วิเคราะห์ในการหาอัตราการปล่อยความร้อนหรืออัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิง เพื่ออธิบายลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ CI ซึ่งหาได้โดยการใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับระบบเปิดดังแสดงในรูปที่ 3-7 เมื่อพิจารณาให้อยู่ในสภาวะที่ความดันและอุณหภูมิคงที่ (Quasi Static) ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ดังนี้ [8]

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

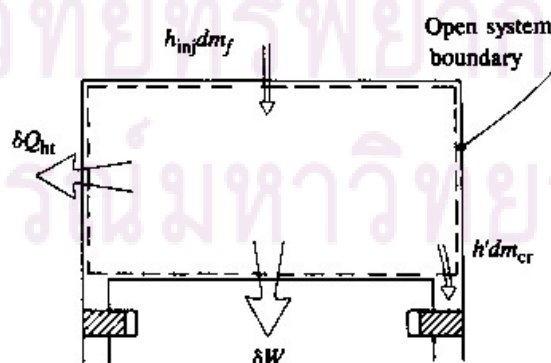
โดยที่  $\frac{dQ}{dt}$  เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านขอบเขตของระบบเข้าไป ในระบบ

$p \frac{dV}{dt}$  เป็นอัตราการถ่ายเทงานเนื่องมาจากการเคลื่อนที่ของลูกสูบ

$\dot{m}_f$  เป็นอัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิงเข้าไปในระบบ

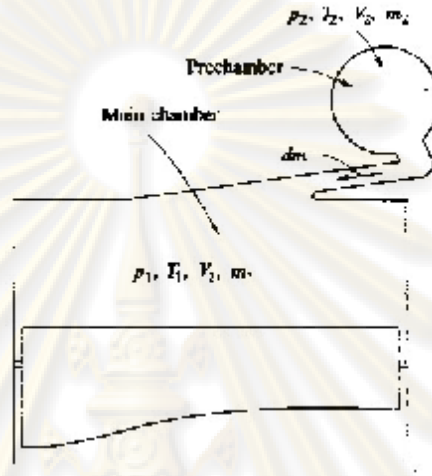
$h_f$  เป็นเอนทัลปีของมวลเชื้อเพลิงที่เข้าหรือออกจากระบบ

$U$  เป็นพลังงานของสารที่อยู่ภายในขอบเขตของระบบ



รูปที่ 3-7 แสดงขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้ เพื่อวิเคราะห์การปล่อยความร้อน [8]

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



รูปที่ 3-8 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI [8]

รูปที่ 3-8 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ซึ่งมีห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักแบ่งกันที่ Throat ซึ่งเชื่อมต่อเป็นระบบเปิด 2 ระบบ เมื่อใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์สมการ (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

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

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

$U_1, U_2$  คือ พลังงานภายในสัมผัส (Sensible Internal Energy)

$h_f$  คือ Sensible Enthalpy ของเชื้อเพลิง

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

ระหว่างอัตราการปล่อยความร้อนจากการเผาไหม้และอัตราการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้

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

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V_1 \frac{dP_1}{dt} - \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_2 V_{2,1}}{m_{2,1}} \frac{dm}{dt} \quad (3-4)$$

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

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

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

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

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

ซึ่งถ้าตัดพจน์สุดท้ายออกไปจะทำให้ได้สมการเหมือนเครื่องยนต์ CI ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง และใช้ข้อมูลความดันจากห้องเผาไหม้หลักมาคำนวณตามสมการ

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

ปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3-9)

$$Q = \int_{q_{start}}^{q_{end}} \frac{dQ}{dq} dq \quad (3-9)$$

**Mass Fraction Burned ( $X_b$ )** หมายถึง สัดส่วนของมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้ว ซึ่งแปรผันกับความร้อนที่ปล่อยออกมาจากเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ต่อค่าความร้อนของเชื้อเพลิง สามารถหาได้จากสมการ

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

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

ค่า **Mass Fraction Burned** นี้จะบอกให้ทราบว่าที่ตำแหน่งต่างๆ เชื้อเพลิงได้ถูกเผาไหม้ไปแล้วปริมาณเท่าใด

นิยามสำหรับการวิเคราะห์การเผาไหม้ที่ใช้ในวิทยานิพนธ์นี้ได้แก่

1. จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ คือ จุดที่อัตราการปล่อยความร้อนมีค่าเท่ากับ 0 หลังจากผ่านจุดเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิง ( $\frac{dQ}{dq} = 0$ ; after SOI)
2. ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด หมายถึง ช่วงเวลาตั้งแต่เริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้
3. จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ คือ จุดที่อัตราการปล่อยความร้อนมีค่าเท่ากับ 0 หลังจากผ่านจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ( $\frac{dQ}{dq} = 0$ ; after SOC)
4. ช่วงการเผาไหม้ หมายถึง ช่วงเวลาตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ถึงจุดสิ้นสุดการเผาไหม้

### 3.4 การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้

การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ผ่านหัวฉีดสามารถคำนวณได้จากสมการ(3-11) [11]

$$\frac{dm_f}{dq} = C_d A_n \sqrt{2r_f \Delta p} \quad (3-11)$$

โดยที่  $C_d$  คือ Discharge Coefficient ของหัวฉีด  
 $A_n$  คือ พื้นที่ที่เล็กที่สุดของหัวฉีด ( $m^2$ )  
 $r_f$  คือ ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง ( $kg/m^3$ )



$\Delta p$  คือ Pressure Drop across Nozzle ในที่นี้คือผลต่างระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด (Fuel Line Pressure) กับ ความดันในห้องเผาไหม้หลัก ปริมาณของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 วัฏจักรต่อสูบ สำหรับเครื่องยนต์ 1 สูบ สามารถคำนวณได้จากสมการ (3-12)

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

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

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

$N$  คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm)

สำหรับค่า Discharge Coefficient สามารถคำนวณได้จากการอินทิเกรตอัตราการฉีดเชื้อเพลิงตลอดช่วงของการฉีด ดังสมการ (3-13)

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

โดยที่  $q_{start}$  คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง

$q_{end}$  คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง

ซึ่งเราสามารถทราบช่วงการฉีดของหัวฉีดได้โดยดูจากผลต่างระหว่างความดันท่อจ่ายเชื้อเพลิง (Fuel Line Pressure) กับความดันในห้องเผาไหม้หลัก เมื่อเชื้อเพลิงถูกปั๊มเชื้อเพลิงอัดให้มีความดันมากเกินกว่าค่า Opening Pressure ของหัวฉีด เข็มหัวฉีดจะเริ่มยกตัวในขณะที่ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดจะลดลงเล็กน้อย และความดันจะเพิ่มสูงขึ้นอีกครั้งเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจะยังคงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ที่ความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงมากกว่าความดันในห้องเผาไหม้หลัก เชื้อเพลิงก็จะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้จนกระทั่งสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเริ่มลดลงจนไม่สามารถเอาชนะแรงดันสปริงที่กีดขวางหัวฉีดได้

### 3.5 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์

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

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

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก ( $h_{fb}$ )

$$h_{fb} = \frac{P_b}{m_f Q_{HV}} \quad (3-15)$$

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc)

$$bsfc = \frac{m_f}{P_b} \quad (3-16)$$

ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (bmep) สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ คือ

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

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร ( $h_v$ )

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

โดยที่	$P_b$	คือ กำลังเบรก (kW)
	$T_b$	คือ แรงบิดเบรก (N-m)
	bmep	คือ ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (kPa)
	N	คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm)
	$V_d$	คือ Displacement Volume (dm <sup>3</sup> )
	$Q_{HV}$	คือ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (MJ/kg)
	$m_f$	คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (g/s)
	$r_{a,i}$	คือ ความหนาแน่นของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ (kg/m <sup>3</sup> )
	bsfc	คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (g/kW-hr)
	$h_{fb}$	คือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก
	$\omega$	คือ ความเร็วเชิงมุม (rad/s)

### 3.6 การพิจารณาเลือกองค์การฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม [18]

การเลือกองค์การฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม จะใช้วิธีการเปรียบเทียบค่าพารามิเตอร์ที่

กำหนดขึ้นมาใหม่ ได้แก่  $\sum(f \cdot h_f)$  และ  $\sum(f \cdot sfc)$

โดยที่  $f$  คือ ความถี่จากการทดสอบหรือใช้งานตามมาตรฐานการทดสอบ ESC

$h_f$  คือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก

sfc คือ อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ (g/kW-hr)

ถ้าอัตราการฉีดเชื้อเพลิงใดมีค่า  $\sum(f \cdot h_f)$  สูงสุด และ  $\sum(f \cdot sfc)$  ต่ำสุด ถือว่าเป็น  
อัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุด



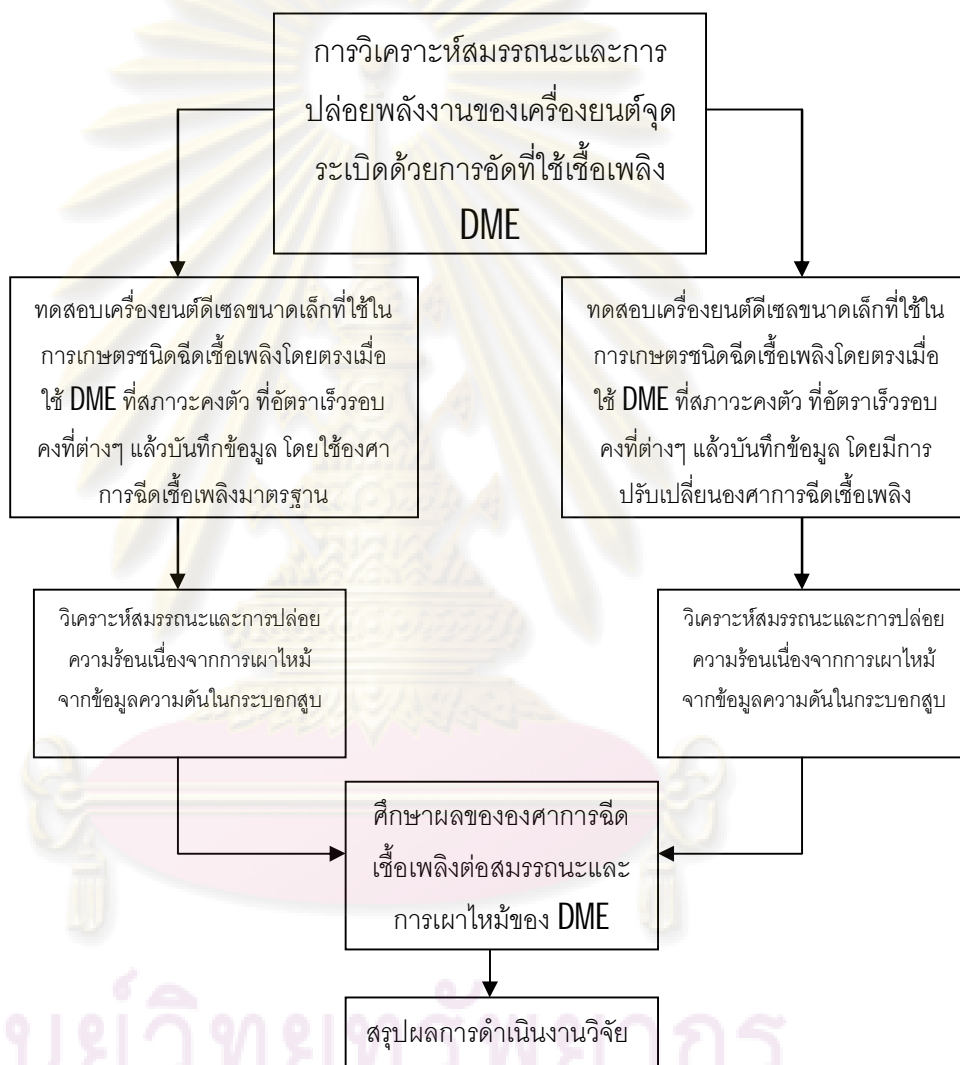
ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 4

### วิธีดำเนินการวิจัยและอุปกรณ์

#### 4.1 ภาพรวมในการดำเนินการวิจัย

งานวิจัยนี้แบ่งขั้นตอนการทำวิจัยออกเป็น 2 ส่วนด้วยกัน ตามแผนภาพในรูปที่ 4-1



รูปที่ 4-1 แสดงแผนภูมิขั้นตอนการดำเนินการวิจัย

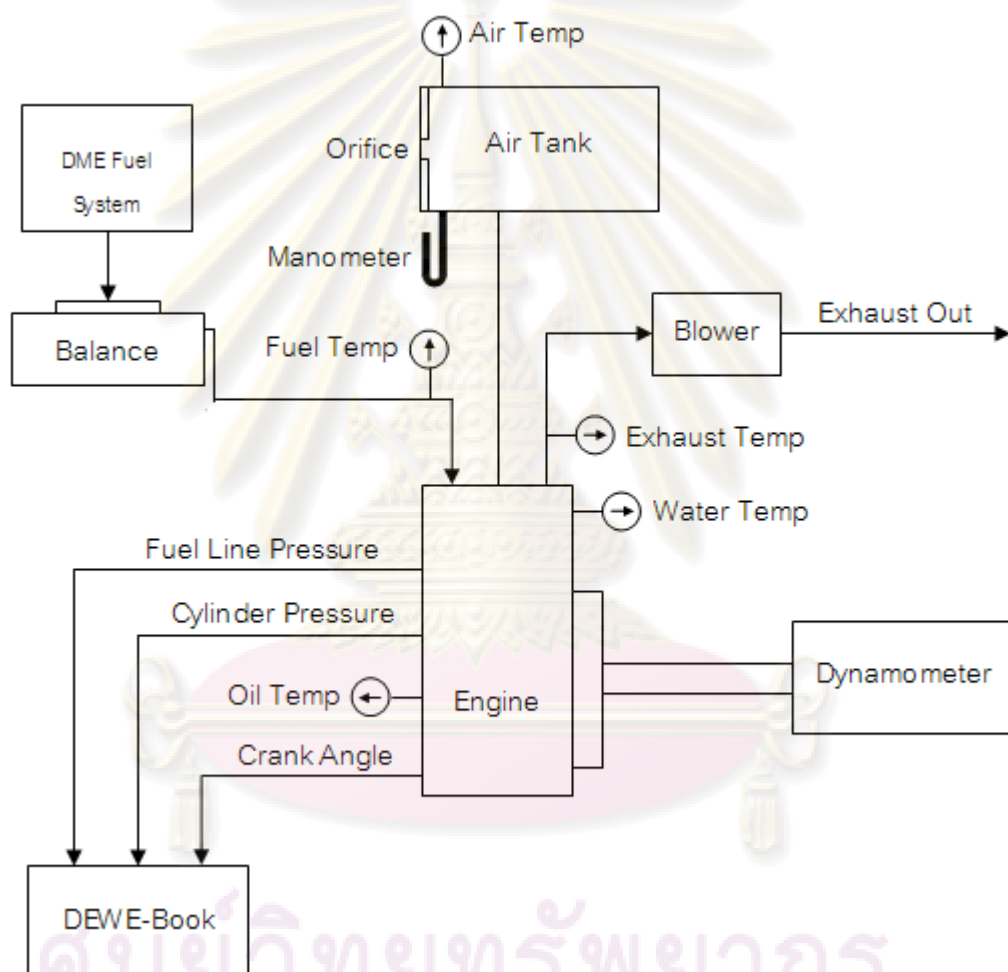
ส่วนแรกเป็นการทดสอบสมรรถนะและวิเคราะห์การเผาไหม้จากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ของไดเมทิลอีเทอร์ โดยไม่มีการปรับองศาการฉีดเชื้อเพลิง ซึ่งการทดสอบจะใช้จุดทดสอบที่ดัดแปลงมาจากวัฏจักรการทดสอบตามมาตรฐาน ESC Test Cycle (ดูภาคผนวก ค)

ส่วนที่สองเป็นการทดสอบสมรรถนะและวิเคราะห์การเผาไหม้จากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ของไดเมทิลอีเทอร์ โดยมีการปรับแต่งองศาการฉีดเชื้อเพลิงซึ่งจะมีการทดสอบโดยใช้จุด

ทดสอบเดียวกันกับส่วนแรก โดยสุดท้ายนั้นจะนำข้อมูลที่ได้ทั้งหมดมาวิเคราะห์เพื่อศึกษาเกี่ยวกับผลกระทบขององศาการฉีดเชื้อเพลิง

## 4.2 การทดสอบสมรรถนะและวัดความดันในห้องเผาไหม้

การทดสอบเพื่อวัดความดันในห้องเผาไหม้ เป็นการศึกษาการเผาไหม้และการปลดปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ของไดเมทิลอีเทอร์ ทั้งที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานและที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ซึ่งแสดงแผนผังการทดสอบความดันในห้องเผาไหม้ไว้ในรูปที่ 4-2



รูปที่ 4-2 แสดงแผนผังการทดสอบความดันในห้องเผาไหม้

### 4.2.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะและวัดความดันในห้องเผาไหม้

#### 4.2.1.1 เครื่องยนต์

เครื่องยนต์ทดสอบเป็นเครื่องยนต์ CI ชนิด DI ยี่ห้อ Kubota รุ่น RT-140 ดังแสดงในรูปที่ 4-3 โดยแสดงข้อมูลทางเทคนิคในตารางที่ 4-1



รูปที่ 4-3 แสดงเครื่องยนต์ทดสอบ

ตารางที่ 4-1 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ

เครื่องยนต์	Kubota
รุ่น	RT140
แบบ	เครื่องยนต์ดีเซลแบบสูบนอน 4 จังหวะ ระบายความร้อนด้วยน้ำ
จำนวนลูกสูบ	1
ขนาดกระบอกสูบ	97 mm. (Bore)
ช่วงชัก	96 mm. (Stroke)
ปริมาตรกระบอกสูบ	709 cc.
กำลังเครื่องยนต์สูงสุด	14 hp / 2400 rpm
แรงบิดสูงสุด	5.0 kg-m / 1600 rpm
ระบบห้องเผาไหม้	ฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง
อัตราส่วนกำลังอัด	18 : 1
หัวฉีด	ประเภท: Bosch KBAL type ความดัน: 240 kg/cm <sup>2</sup>
ปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิง	ประเภท: Bosch PFR.M type
ระบบหล่อลื่น	ขับเคลื่อนน้ำมันหล่อลื่นโดยปั๊มทรอคอยด์ ใช้ น้ำมันหล่อลื่นชนิด SAE 40 API CF, SAE 30 API CF ความจุ 2.8 ลิตร
ระบบระบายความร้อน	หม้อน้ำแบบรังผึ้ง ระบายความร้อนแบบ Natural Convection ความจุ 2.2 ลิตร
หม้อกรองอากาศ	แบบเปียก

### 4.2.1.2 ไดนาโมมิเตอร์

ไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบเป็นแบบไฮดรอลิค (Hydraulic Dynamometer) ใช้น้ำในการเบรกการหมุนของเพลลา (Water Brake) รูปที่ 4-4 แสดงภาพไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ ข้อมูลเกี่ยวกับไดนาโมมิเตอร์แสดงดังรายการต่อไปนี้

**Froude Dynamometer** ประกอบด้วยเพลลาซึ่งที่ปลายด้านหนึ่งมีหน้าแปลนสำหรับยึดต่อกับหน้าแปลนเพลลาที่ต่อมาจากเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ ภายในไดนาโมมิเตอร์มีส่วนที่หมุนไปพร้อมกับเพลลาเรียกว่าโรเตอร์ (Rotor) จากรูปที่ 4-5 โดยที่โรเตอร์เป็นใบพัด (Vaness) มีหลุมลักษณะคล้ายถ้วยหลายใบเรียงตัวตามแนวรัศมีรอบใบพัดทั้งสองด้าน (จากรูปประกอบ) ทั้งเพลลาและโรเตอร์อยู่ในตัวเรือน (Casing) ที่ตัวเรือนด้านในจะมีใบพัดเหมือนกับที่ โรเตอร์คือมีหลุมคล้ายถ้วยเรียงตัวตามแนวรัศมีของใบพัด อยู่ในลักษณะประกบเข้ากับใบพัดของโรเตอร์ ตัวเรือนนี้มีแปรงรองรับอยู่บนแท่นของไดนาโมมิเตอร์ ดังนั้นตัวเรือนจึงสามารถหมุนแกว่งได้อย่างอิสระจากเพลลาที่หมุนภายในตัวเรือน

ตารางที่ 4-2 แสดงข้อมูลไดนาโมมิเตอร์

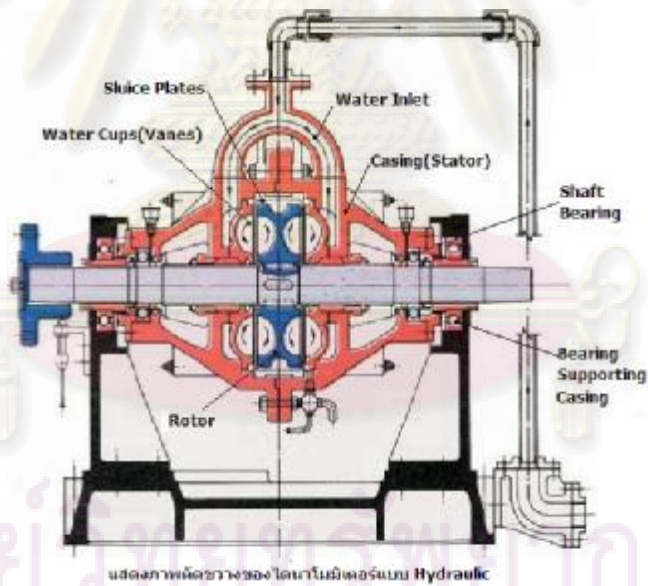
ประเภทของไดนาโมมิเตอร์	Hydraulic Dynamometer
ผู้ผลิต	Redman Heenan International Company, England
รุ่น	Froude Hydraulic Dynamometer (DPX2)
Resolution	0.1 kg
ความยาวแขนสมดุล(LB)	0.3525 m
กำลังสูงสุดที่สามารถรับได้	150/7500 CV/rpm, (1 CV $\cong$ 0.986 hp)

เมื่อโรเตอร์หมุน น้ำที่อยู่ในถ้วยจะถูกเหวี่ยงออกจากโรเตอร์ น้ำที่ถูกเหวี่ยงออกนี้จะพุ่งไปสู่ถ้วยที่อยู่ฝั่งตัวเรือน ถ้วยในใบพัดฝั่งตัวเรือนนี้เองก็จะสะท้อนน้ำที่พุ่งเข้ามาให้พุ่งกลับสู่ถ้วยฝั่งโรเตอร์ จึงเป็นการต้านหรือพยายามเบรกการหมุนของโรเตอร์และเพลลา งานที่เครื่องยนต์กระทำต่อน้ำจะทำให้มีน้ำมีอุณหภูมิสูงขึ้น น้ำที่อุณหภูมิสูงกว่าจะลอยอยู่ด้านบนภายในตัวเรือนและไหลออกไปทางท่อที่อยู่ที่อยู่ด้านบน และน้ำเย็นจะไหลเข้ามาแทนที่โดยการทำงานของปั๊มน้ำ ดังนั้นสามารถปรับภาระที่กระทำต่อเครื่องยนต์ได้ด้วยการปรับปริมาณน้ำที่อยู่ในตัวเรือน โดยการหมุนปรับที่วาล์วน้ำขาออกจากตัวเรือน กล่าวคือการหรือวาล์วน้ำขาออกเป็นการเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์ (ส่วนที่ขาเข้านั้นต้องเปิดสุดไว้เสมอ) นอกจากนี้การปรับภาระยังสามารถปรับได้จากการปรับขนาดประตูน้ำ (Sluice Plates) ระหว่างใบพัดฝั่งโรเตอร์และใบพัดฝั่งตัวเรือน ซึ่งมี

พวงมาลัยสำหรับควบคุมประตูน้ำที่ด้านข้างตัวเรือน (การเปิดประตูน้ำกว้างมากขึ้นเป็นการเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์)



รูปที่ 4-4 แสดงภาพไดนาโมมิเตอร์



รูปที่ 4-5 แสดงภาพตัดขวางภายในของไดนาโมมิเตอร์แบบไฮดรอลิก

เมื่อเครื่องยนต์ทำงาน โรเตอร์ซึ่งยึดติดอยู่กับเพลลาจะพยายามหมุนพาให้ตัวเรือน (ซึ่งเป็นอิสระจากเพลลา) หมุนตามไปด้วยโดยมีน้ำเป็นตัวกลาง ทำให้ตัวเรือนแกว่งไปในทิศเดียวกับทิศการหมุนของเพลลา สามารถวัดแรงบิดที่เพลลาพยายามกระทำนี้ได้ด้วยการหมุนพวงมาลัยปรับตำแหน่งตัวเรือนให้กลับมามาอยู่ในภาวะสมดุล สังเกตจุดสมดุลได้จากหมุด (Pointer) ที่ตัวเรือนและที่แทน



ไดนาโมมิเตอร์ต้องตรงกันพอดี การปรับสมดุลของตัวเรื่อนนี้ทำให้เราอ่านค่าน้ำหนักหรือแรงที่สปริงซึ่งติดกับแขนสมดุล (Balance Arm) ของตัวเรื่อนได้รับ จากการนำค่าน้ำหนักที่อ่านได้จากหน้าปัดของไดนาโมมิเตอร์คูณกับระยะแขนสมดุลของไดนาโมมิเตอร์ จะได้ค่าแรงบิดที่ต้านการหมุนของเพลลา ซึ่งเท่ากับแรงบิดที่ได้รับจากเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์นั่นเอง

#### 4.2.1.3 การวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์



รูปที่ 4-6 แสดง Proximity



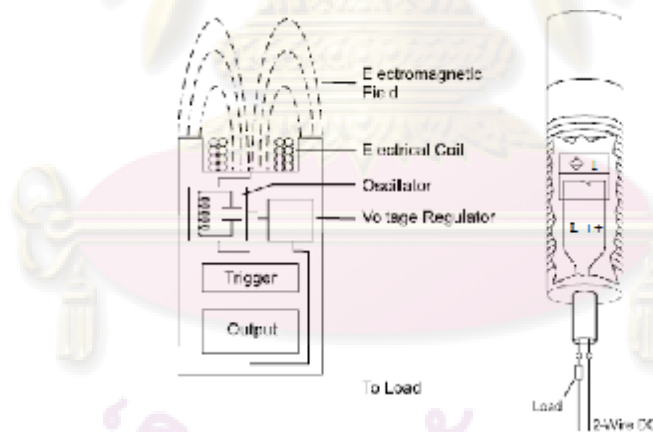
รูปที่ 4-7 แสดง Pulse Meter

อุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วรอบในการทดลองนี้ คือ Proximity ชนิด Inductive วัดความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และใช้พัลส์มิเตอร์ (Pulse Meter) แสดงความเร็วรอบของเครื่องยนต์ โดยยึดตัว Proximity ไว้ที่ฐานของไดนาโมมิเตอร์ และวัดความเร็วรอบจากการหมุนของหน้าแปลน (Flange) เพลลาไดนาโมมิเตอร์ฝั่งตรงข้ามกับเครื่องยนต์ ดังรูปที่ 4-6 และ 4-7 และข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้ในการวัดความเร็วรอบได้แสดงไว้ในตารางที่ 4-3

สำหรับหลักการทำงานของชุดอุปกรณ์วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ อธิบายได้ว่า Proximity เป็นเซ็นเซอร์สำหรับวัดความเร็วรอบแบบไม่สัมผัส โดย Proximity แบบ Inductive นั้น อาศัยสนามแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetic Field) ในการตรวจจับวัตถุเป้าหมายที่เป็นโลหะ (Metal Target) ที่ผ่านเข้ามาในระยะอิทธิพล (Sensing Distance) ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่ปล่อยออกจากตัว Proximity จึงไม่มีการสัมผัสกับวัตถุเป้าหมายนั้น ซึ่งภายในตัวเรื่อนของ Proximity ประกอบด้วย ขดลวดพันรอบแกนแม่เหล็ก (Coil), ออสซิลเลเตอร์ (Oscillator), วงจรตรวจจับ (Trigger Circuit) และวงจรเอาต์พุท (Output Circuit) ดังรูปที่ 4-8

ตารางที่ 4-3 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์

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



รูปที่ 4-8 แสดงส่วนประกอบภายในตัวเรือนของ Proximity แบบ Inductive

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

กระแสไฟฟ้าไหลวนมากขึ้น เป็นการสูญเสียพลังงานของออสซิลเลเตอร์มากขึ้น เมื่อค่าของแอมพลิจูดลดลงถึงค่าที่กำหนด วงจรตรวจจับและวงจรเอาต์พุทจะตรวจจับค่าแอมพลิจูดและส่งสัญญาณการเปลี่ยนแปลงค่าแอมพลิจูดด้วยการเปิดหรือปิด (On or Off) ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับว่าเซ็นเซอร์เป็นแบบ Normal Close (NC) หรือแบบ Normal Open (NO) เมื่อวัตถุที่เป็นโลหะเคลื่อนที่ห่างออกไปจากผิวหน้าเซ็นเซอร์ ขนาดของแอมพลิจูดของออสซิลเลเตอร์จะกลับมาเพิ่มขึ้น วงจรตรวจจับและวงจรเอาต์พุทจะตรวจจับขนาดของแอมพลิจูดที่เพิ่มขึ้น และส่งสัญญาณด้วยการเปิดหรือปิด (On or off) วงจรเมื่อค่าแอมพลิจูดกลับมาที่ภาวะปกติ โดยวงจรเอาต์พุทจะทำการส่งสัญญาณพัลส์ที่เกิดขึ้นทุกครั้งไปยังพัลส์มิเตอร์ ซึ่งทำหน้าที่ในการนับจำนวนพัลส์ที่เกิดขึ้นใน 1 วินาทีและแสดงออกมาเป็นความเร็วรอบในหน่วยรอบต่ออนาที โดยผ่านการคำนวณดังสมการ 4-1

$$rpm = \frac{(pulse / sec) \times 60 sec}{(tooth \ no. / rev.)} \quad (4-1)$$

ตารางที่ 4-4 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของพัลส์มิเตอร์ที่ใช้ในการแสดงผลความเร็วรอบเครื่องยนต์

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

#### 4.2.1.4 การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

การวัดอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง จะนำถังเชื้อเพลิงวางไว้บนตาชั่ง โดยจะมีการนำฝาครอบมาปิดไว้เพื่อลดผลกระทบเนื่องจากแรงลมอันจะมีผลต่อความแม่นยำในการวัดอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ซึ่งตาชั่งสามารถรับน้ำหนักได้ 60 กิโลกรัม มีความละเอียด 2 กรัม ดังรูปที่ 4-9 และใช้นาฬิกาจับเวลาเพื่อจับเวลาน้ำหนักเชื้อเพลิงที่เปลี่ยนแปลง ซึ่งจะทำการจับเวลาทุกๆปริมาณเชื้อเพลิงที่เปลี่ยนไป 30 กรัม



รูปที่ 4-9 แสดงอุปกรณ์การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

ตารางที่ 4-5 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของตาชั่งที่ใช้วัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

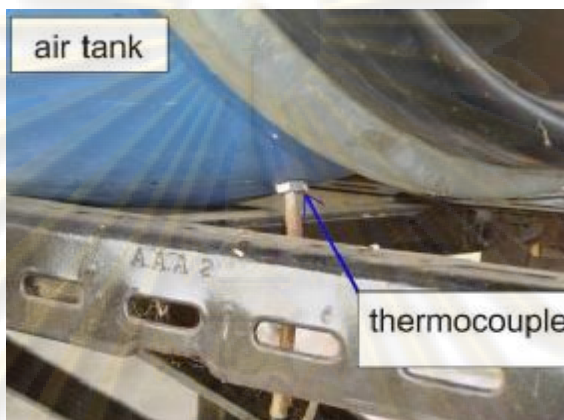
Model	JADEVER JWA - 60K
Capacity	60 kg
Resolution	2 g
Capacity	120 lb
Resolution	0.005 lb
Internal Resolution	1/600000
Pan size	320 x 240 mm
Sensitivity Drift	20 ppm / °C (5-35 °C )
Operating Temperature	-5 °C-40 °C
Display	LCD with backlight, 7 digits
Power	110, 120, 220, 240VAC±10%, rechargeable battery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

#### 4.2.1.5 การวัดอุณหภูมิ

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

ตัวแปรอุณหภูมิการทำงานที่ทำการวัดมีดังนี้

ก. อุณหภูมิอากาศที่ไหลเข้าท่อไอติก่อนเข้าห้องเผาไหม้ ทำการติดตั้ง เทอร์โมคัปเปิลไว้ภายในถังพักอากาศ ช่วงระหว่าง Orifice Plate กับกรองอากาศ ดังรูปที่ 4-10



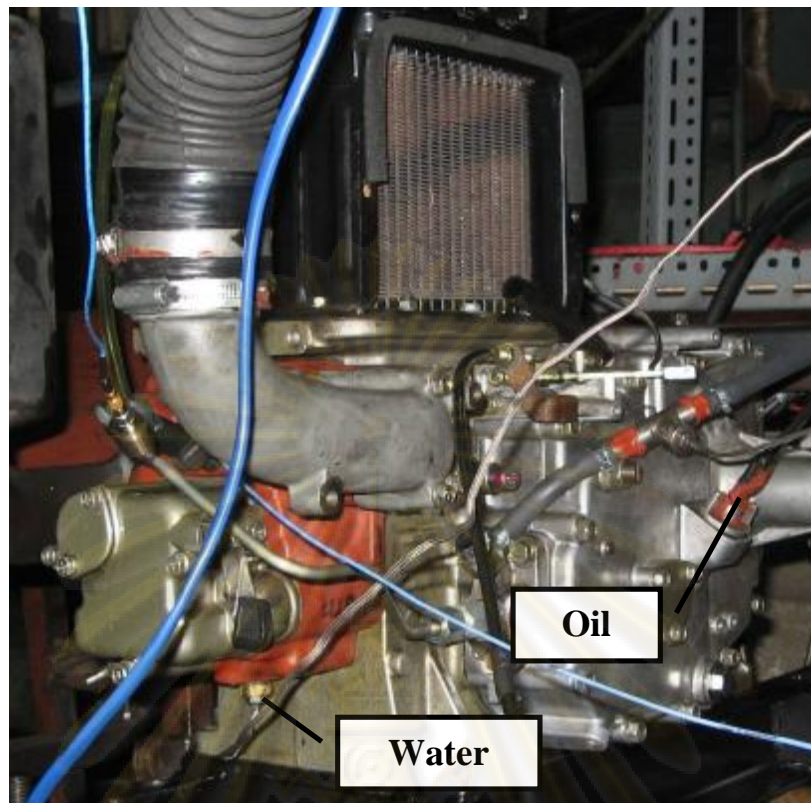
รูปที่ 4-10 แสดงจุดที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในถังพักอากาศ

ข. อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ที่ปลั๊กถ่ายน้ำหล่อเย็นที่อยู่ด้านล่างของฝาสูบ ดังรูปที่ 4-11

ค. อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลแทนที่ก้านวัดระดับน้ำมันหล่อลื่น โดยให้หัววัดแช่อยู่ในน้ำมันหล่อลื่นตลอดเวลา และไม่สัมผัสกับผิวของเสื้อสูบที่เป็นอ่างน้ำมันหล่อลื่น ดังรูปที่ 4-11

ง. อุณหภูมิไอเสีย ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ที่ท่อไอเสีย โดยให้หัววัดเข้าไปถึงบริเวณจุดศูนย์กลางของหน้าตัดวงกลมของท่อไอเสีย ดังรูปที่ 4-12

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 4-11 แสดงการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลเพื่อวัดอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น น้ำมันหล่อลื่น และน้ำมัน  
เชื้อเพลิง



รูปที่ 4-12 แสดงการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ท่อไอเสีย

#### 4.2.1.6 การวัดอัตราการไหลของอากาศ

การวัดอัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ จะวัดด้วย Orifice ซึ่งติดตั้งอยู่บริเวณทางเข้าถังพักอากาศ ดังรูปที่ 4-13 โดยถังพักอากาศจะช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหลผ่าน Orifice อันเนื่องมาจากจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ และวัดค่าความดันตกคร่อม Orifice Plate เพื่อนำไปคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ โดยใช้ Inclined Manometer ดังรูปที่ 4-14 โดยรายละเอียดการคำนวณแสดงไว้ในภาคผนวก ข



รูปที่ 4-13 แสดงถังพักอากาศและการติดตั้ง Orifice Plate



รูปที่ 4-14 แสดง Inclined Manometer

#### 4.2.1.7 การวัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions)

ระหว่างการทดสอบสมรรถนะได้ทำการวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและอุณหภูมิกระเปาะแห้งของบรรยากาศ โดยใช้เทอร์โมมิเตอร์แบบกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งแบบปรอท ส่วนความดันบรรยากาศ วัดโดยใช้บารอมิเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 4-15 และ 4-16



รูปที่ 4-15 แสดงภาพบารอมิเตอร์



รูปที่ 4-16 แสดงภาพเทอร์โมมิเตอร์

#### 4.2.1.8 Piezoelectric Pressure Transducer

สำหรับการวัดและเก็บค่าความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดใช้ Piezoelectric Pressure Transducer ซึ่งโดยทั่วไปแล้วโครงสร้างจะประกอบด้วยผลึกควอตซ์ ซึ่งจะจ่ายประจุไฟฟ้าออกมาเมื่อมีแรงมากระทำบนผลึก โดยประจุที่จ่ายออกมาจะมีค่าแปรตามแรงที่กระทำ ในการวัดความดันในห้องเผาไหม้จะใช้ Pressure Transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P ดังรูปที่ 4-17 ติดตั้งที่บนฝาสูบของเครื่องยนต์ ดังแสดงในรูปที่ 4-19 ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 4-6



ตารางที่ 4-6 แสดงคุณสมบัติของ Pressure Transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P

ช่วงการวัดตั้งแต่	0-20 Mpa
Overload	25 Mpa
Sensitivity	150 pC/MPa
Linearity	< $\pm 0.3\%$ FSO
Acceleration Sensitivity	< 0.001 bar/g
Shock Resistance	> 2000 g
ช่วงอุณหภูมิใช้งานได้ถึง	400°C
Insulation Resistance ที่ 20°C	> 1013 $\Omega$
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 4-18 โดยติดตั้ง Pressure Transducer บนท่อจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงช่วงระหว่างปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงกับหัวฉีด ดังแสดงในรูปที่ 4-19 ซึ่งมีรายละเอียดดังตาราง ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 4-7

ตารางที่ 4-7 แสดงคุณสมบัติของ Pressure Transducer ยี่ห้อ Kistler รุ่น 607C1

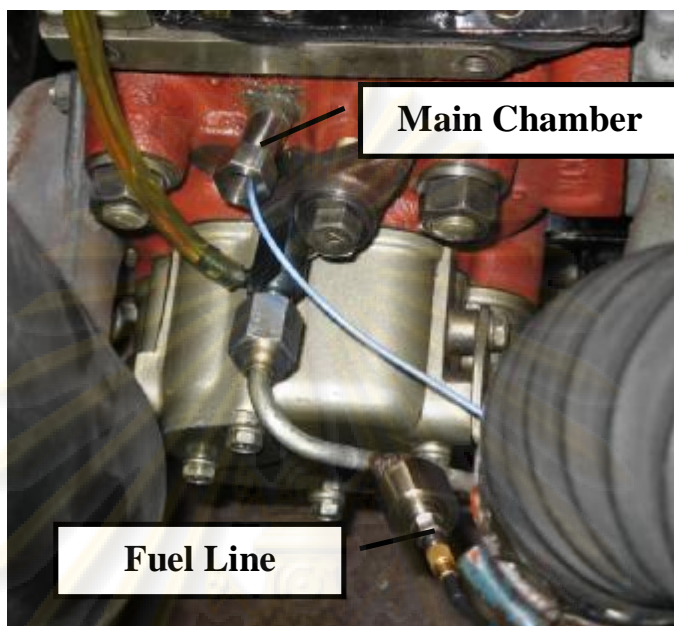
ช่วงการใช้งาน	0-482,633 kPa
ความดันที่วัดได้สูงสุด	698,476 kPa
ค่า Sensitivity	-0.0174 pC/kPa
อุณหภูมิใช้อู่ในช่วง	-196-260°C
ทนอุณหภูมิ Intermittent Gas Temperature	1650°C
ค่า Temperature Coefficient of Sensitivity	0.02%/°C



รูปที่ 4-17 แสดงภาพของ Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้



รูปที่ 4-18 แสดงภาพของ Pressure Transducer สำหรับวัดความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด



รูปที่ 4-19 แสดงตำแหน่งการติดตั้ง Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

#### 4.2.1.9 การเก็บข้อมูลความดัน

เครื่อง DEWETRON เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเก็บข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด โดยวิเคราะห์ข้อมูลด้วยโปรแกรม Combustion Analyzer Version 6 ทำให้สามารถเก็บข้อมูลความดันแบบ Real-time ในการวิจัยนี้ใช้เครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE ดังแสดงในรูปที่ 4-20 ซึ่งมีข้อมูลทางเทคนิคดังตารางที่ 4-8



รูปที่ 4-20 แสดงเครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE

ตารางที่ 4-8 แสดงคุณสมบัติของเครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE

General Specification	
Resolution	-0.1 degree with crank angle encoder at up to 8000 rpm on 1 channel -0.2 degree resolution with 4 channel up to 6000 rpm
Result display	Online mathematics and statistics Fast online displays (pressure diagram,P/V diagram,...)
Function	Powerful knocking recognition capability
Fast stream to disk mode Z1 (MS/s)	
Input specification	
Max. channels	32
Internal amplifier slot	16
Sampling rate	Up to 1 MS/s total
Resolution	12 bit
Input ±10 V ±50 V (isolated) Charge	Standard DAQP-V modules DAQP-CHARGE-X modules
Crank or CA input	isolated
Computer system	
Display	17" TFT / resolution 1280 ×1024 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

#### 4.2.1.10 Charge Amplifier

ทำหน้าที่แปลงสัญญาณประจุไฟฟ้าที่จ่ายออกมาจาก Piezoelectric Pressure Transducer ให้เป็นสัญญาณแรงดันไฟฟ้า (Analog) เพื่อนำไปแสดงผลหรือประมวลผลให้อยู่ในรูปแบบที่ต้องการต่อไป โดยใช้ Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A 2 ตัว เพื่อแปลงสัญญาณจาก Fuel Line และ Main Chamber ดังแสดงในรูปที่ 4-21 โดยมีข้อมูลทางเทคนิคดังตารางที่ 4-9



รูปที่ 4-21 แสดง Amplifier รุ่น SAQP-CHARGE-A

ตารางที่ 4-9 แสดงข้อมูลทางเทคนิค Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A

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

### 4.2.1.11 Crank Angle Encoder

Crank Angle Encoder เป็นอุปกรณ์สำหรับวัดมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ เพื่อส่งข้อมูลให้ DEWE-Book ทราบถึงมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์และความเร็วรอบเครื่องยนต์ โดย Crank Angle Encoder ที่ใช้เป็นยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B มีลักษณะดังรูปที่ 4-22 โดยได้แสดงรายละเอียดไว้ดังตาราง 4-10



รูปที่ 4-22 แสดง Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B

ตารางที่ 4-10 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ 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
ความเสียหายที่สูญเสีย	$< 1$ Watt ที่ 1000 rpm


## 4.2.2 ระบบเชื่อมต่อเพลิง

การปรับปรุงพัฒนาการใช้เชื้อเพลิงสำหรับ DME เนื่องจากเมื่อเปรียบเทียบความแตกต่างทางด้านคุณสมบัติทางเคมีและทางกายภาพ กับน้ำมันดีเซล พบว่าเราจำเป็นต้องทำการดัดแปลงระบบเดิมเพื่อให้สามารถใช้เชื้อเพลิง DME ได้ โดยระบบเชื่อมต่อเพลิงมีส่วนประกอบดังนี้

### 4.2.2.1 Male Connector

มีรายละเอียดดังตารางที่ 4-11

ตารางที่ 4-11 แสดงรายละเอียดของ Male Connector

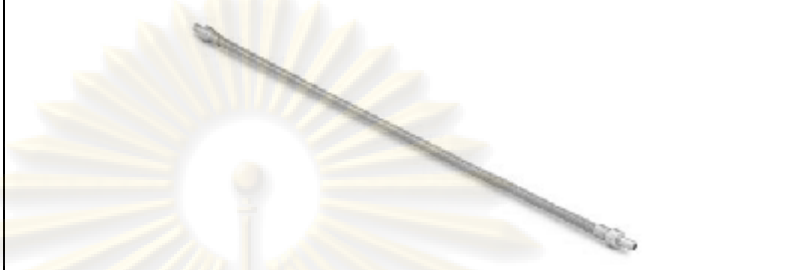
รุ่น SS-400-1-4	
Body Material	Stainless Steel
Body Type	Male connector
Series	Swagelok tube and adapter fittings
End Connection 1 Size	1/4 in
End Connection 1 Type	Swagelok® tube fitting
End Connection 2 Size	1/4 in
End Connection 2 Type	Male NPT
Cleaning	Swagelok SC-10

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## 4.2.2.2 Flexible Teflon Hose Adapter

เพื่อทนความดันสูงมีรายละเอียดดังตารางที่ 4-12

ตารางที่ 4-12 แสดงรายละเอียด Flexible Teflon Hose Adapter


รุ่น SS-4BHT-24	
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

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## 4.2.2.3 Ball Valve

รายละเอียดของ Ball Valve แสดงดังตารางที่ 4-13

ตารางที่ 4-13 แสดงรายละเอียดของ Ball Valve

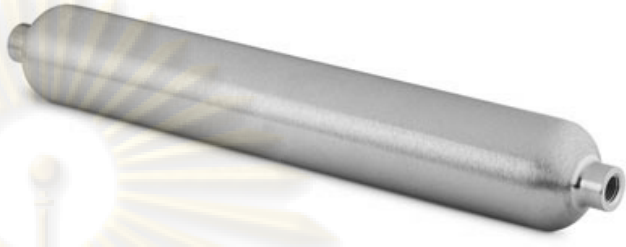
รุ่น SS-42GS4	
Description:	SS 1-Piece 40 Series Ball Valve, 0.6 Cv, 1/4 in. Swagelok Tube Fitting
Flow Path	Standard (2-way)
Flow Pattern	Straight (2-way)
Valve Material	Stainless Steel
End Connection 1 Size	1/4 in
End Connection 1 Type	Swagelok® tube fitting
End Connection 2 Size	1/4 in
End Connection 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



## 4.2.2.4 Double-end Cylinder

รายละเอียดของ Double-end Cylinder แสดงดังตารางที่ 4-14

ตารางที่ 4-14 แสดงรายละเอียด Double-end Cylinder

รุ่น 304L-HDF8-1GAL	
Description:	304 SS Double-end Cylinder, 1/2 in. FNPT, 3785 cm <sup>3</sup> (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 cm <sup>3</sup>
eClass	36030101
SiteSearchable	Yes
UNSPSC Code	24111800

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## 4.2.2.5 Tube Fitting, Male Tube Adapter

รายละเอียดของ Tube Fitting, Male Tube Adapter

ตารางที่ 4-15 แสดงรายละเอียด Tube Fitting, Male Tube Adapter


รุ่น SS-4-ta-1-8	
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

### 4.2.2.6 Tube Fitting, Union Tee

รายละเอียดของ Tube Fitting แสดงดังตารางที่ 4-16

ตารางที่ 4-16 แสดงรายละเอียด Tube Fitting, Union Tee

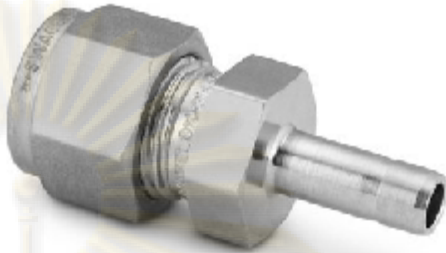
รุ่น SS-400-3	
Description	SS Swagelok Tube Fitting, Union Tee, 1/4 in. Tube OD
Body Material	Stainless Steel
Body Type	Tee
Series	Swagelok tube and adapter fittings
End Connection 1 Size	1/4 in
End Connection 1 Type	Swagelok® tube fitting
End Connection 2 Size	1/4 in
End Connection 2 Type	Swagelok®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

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## 4.2.2.7 Tube Fitting

รายละเอียด Tube Fitting แสดงดังตารางที่ 4-17

ตารางที่ 4-17 แสดงรายละเอียด Tube Fitting


รุ่น SS-100-r-4	
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

## 4.2.2.8 Stainless steel Cap

รายละเอียด Stainless steel Cap แสดงดังตารางที่ 4-18

ตารางที่ 4-18 แสดงรายละเอียด Stainless steel Cap

รุ่น 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

## 4.2.2.9 Three-Way Ball Valve

รายละเอียด Three-Way Ball Valve แสดงดังตารางที่ 4-19

ตารางที่ 4-19 แสดงรายละเอียด Three-Way Ball Valve


รุ่น 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

## 4.2.2.10 Tube Fitting, Male Connector

รายละเอียด Tube Fitting, Male Connector แสดงดังตารางที่ 4-20

ตารางที่ 4-20 แสดงรายละเอียด Tube Fitting, Male Connector


รุ่น 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

## 4.2.2.11 Stainless Steel Gasket

รายละเอียด Stainless Steel Gasket แสดงดังตารางที่ 4-21

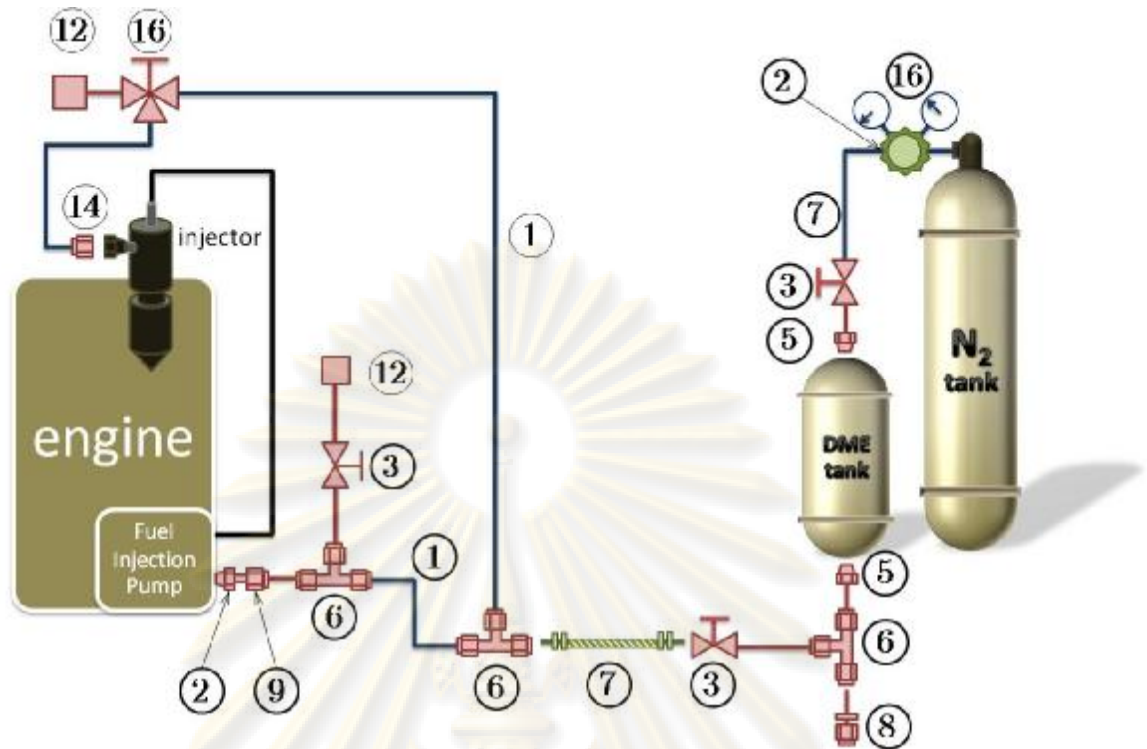
ตารางที่ 4-21 แสดงรายละเอียด Stainless Steel Gasket

รุ่น 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

ซึ่งอุปกรณ์สำหรับระบบเชื้อเพลิงดังกล่าวไว้ข้างต้นนั้นได้มีการต่อกันดังรูปที่ 4-23 และแสดงรายละเอียดดังตารางที่ 4-22

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย





รูปที่ 4-23 แสดงการต่อชุดอุปกรณ์ของระบบเชื้อเพลิง

ตารางที่ 4-22 รายละเอียดอุปกรณ์ชุดทนความดันสูง (Swagelok)

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

#### 4.2.3 การเลือกความดันยกเข็มหัวฉีดที่เหมาะสม

เนื่องจากไดเมทิลอีเทอร์มีคุณสมบัติในการอัดตัวได้ ดังนั้นเมื่อใช้หัวฉีดมาตรฐานที่มาจาก

บริษัทผู้ผลิตจะทำปั๊มเชื้อเพลิงไม่สามารถสร้างความดันเอาชนะความดันยกเข็มหัวฉีดได้ จึงต้องมีการดัดแปลงเพื่อลดความดันยกเข็มหัวฉีดลง โดยการลดขนาดแหวนรองสปริงภายในหัวฉีด ซึ่งจากการปรับเปลี่ยนขนาดแหวนรองสปริงภายในหัวฉีดทำให้ได้ค่าความดันยกเข็มหัวฉีดดังแสดงในตารางที่ 4-23

ตารางที่ 4-23 แสดงค่าขนาดของแหวนรองสปริงภายในหัวฉีดกับค่าความดันยกเข็มหัวฉีด

ความหนาของแหวนรองสปริงภายในหัวฉีด (mm.)	ความดันยกเข็มหัวฉีด (bar)
1.38 (OEM)	215.7
0.2	80
0.35	90
0.4	100
0.5	110
0.69	140

จากนั้นทำการทดสอบเพื่อหาค่าอัตราการบริโภคเชื้อเพลิงและอุณหภูมิไอเสียที่ห้องศากรฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานในจุดทดสอบเดียวกับน้ำมันดีเซลเพื่อพิจารณาเลือกหัวฉีดที่สามารถให้การทำงานใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซลและมีอัตราการบริโภคเชื้อเพลิงต่ำที่สุด ซึ่งพบว่าค่าความดันยกเข็มหัวฉีด 90 bar มีความเหมาะสมที่สุด หลังจากนั้นจะทำการหาแรงบิดสูงสุดที่เครื่องยนต์สามารถทำได้ในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงเพื่อประกอบการคำนวณหาจุดทดสอบที่เหมาะสม โดยข้อมูลการทดสอบที่ความดันยกเข็มหัวฉีดอื่นๆจะแสดงในภาคผนวก จ.

#### 4.2.4 วิธีการทดสอบสมรรถนะ

ในงานวิจัยนี้จะทำการทดสอบสมรรถนะที่ภาระบางส่วนในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิง ซึ่ง จะทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400 rpm, 1700 rpm และ 2100 rpm โดยจุดทดสอบที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะนั้นจะต้องทำการคำนวณจากค่าแรงบิดสูงสุดที่ได้จากการทดสอบที่สภาวะภาระสูงสุดโดยใช้ห้องศากรฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน ซึ่งก่อนการทดสอบเพื่อหาค่าแรงบิดสูงสุด จะต้องทำการ warm up เครื่องยนต์จนระบบน้ำหล่อเย็นมีอุณหภูมิทำงาน คือไม่ต่ำกว่า 70 °C จากนั้นเริ่มทดสอบหาความสัมพันธ์ของค่าแรงบิดกับความเร็วรอบ ที่สภาวะภาระสูงสุด (Full Load) เริ่มจากเพิ่มคันเร่งให้เครื่องยนต์หมุนเปล่าโดยไม่มีภาระจนความเร็วรอบอยู่ที่ 2,550 รอบต่อนาที จัดให้เป็นตำแหน่งที่คันเร่งเปิดสุด (ตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิต) จากนั้นเริ่มใส่ภาระ

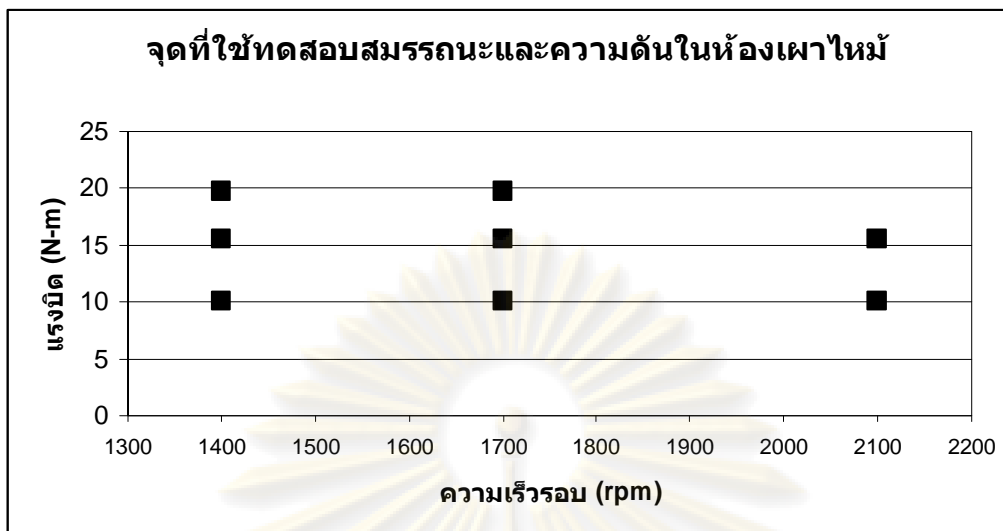
ให้กับเครื่องยนต์ รอบของเครื่องยนต์จะลดลงเรื่อยๆตามภาระที่เพิ่มให้กับเครื่องยนต์ จนความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลดลงมาที่ 2,100 รอบต่อนาที รอให้เครื่องยนต์อยู่ในสภาวะคงตัว ที่จุดนี้คือสภาวะสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ความเร็ว 2,100 รอบต่อนาที แล้วจึงเริ่มบันทึกข้อมูลจากการวัดค่าต่างๆ ได้แก่ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์, ค่าแรงบิด, อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น, อุณหภูมิ น้ำมันหล่อลื่น, อุณหภูมิไอเสีย, อุณหภูมิไอดี, อุณหภูมิและความดันบรรยากาศ, อัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง จากนั้นเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์จนความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลดลงมาที่ 1700 rpm รอให้เครื่องยนต์อยู่ในสภาวะคงตัวแล้วจึงบันทึกค่า และกระทำเช่นเดียวกันที่ความเร็ว 1400 rpm จะได้ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุด (Full Load) โดยค่าแรงบิดสูงสุดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm, 1700 rpm, 2100 rpm ได้แสดงดังตารางที่ 4-24

ตารางที่ 4-24 แสดงค่าแรงบิดสูงสุดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm, 1700 rpm, 2100 rpm  
เมื่อใช้เชื้อโดเมทิลอีเทอร์

ความเร็วรอบ (rpm)	แรงบิดสูงสุด (N-m)
1400	24.55
1700	23.86
2100	17.64

เมื่อได้ค่าแรงบิดสูงสุดที่ความเร็วรอบดังที่ได้กล่าวไว้ข้างต้นแล้วนั้นจะทำการทดสอบสมรรถนะที่จุดทดสอบต่างๆที่ภาระบางส่วนที่ละจุดทดสอบ ซึ่งจุดทดสอบที่ใช้ นั้น ดัดแปลงมาจากวัฏจักรการทดสอบตามมาตรฐาน ESC Test Cycle (ดูภาคผนวก ค) กล่าวคือ ทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1400, 1700 และ 2100 rpm ที่ภาระทดสอบสามระดับได้แก่ ที่แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m แต่มี 8 จุดทดสอบเนื่องจากปกติแล้วนั้นตามมาตรฐานที่ใช้ทดสอบนั้นจะมีทั้งหมดสามระดับรวมเป็น 9 จุดทดสอบ แต่เนื่องจากโดเมทิลอีเทอร์มีค่าความร้อนต่ำและมีพฤติกรรมการเผาไหม้ที่แตกต่างจากน้ำมันดีเซล จึงทำให้สร้างกำลังได้ต่ำกว่าดีเซลเป็นผลให้ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm สามารถทดสอบได้เพียง 2 จุดทดสอบเท่านั้น ดังนั้นจุดทดสอบจึงแสดงดังรูปที่ 4-24

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 4-24 แสดงจุดที่ใช้ทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้

## 4.2.5 วิธีการทดสอบเพื่อวิเคราะห์การเผาไหม้

### 4.2.5.1 วิธีการทดสอบเพื่อวิเคราะห์การเผาไหม้ที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

การทดสอบความดันในห้องเผาไหม้ที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของไดเมทิลอีเทอร์ กระทำในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัว ที่ภาระและความเร็วรอบคงที่ ทีละจุดทดสอบ ซึ่งจุดทดสอบที่ใช้เป็นจุดทดสอบเดียวกันกับจุดทดสอบสมรรถนะดังที่ได้กล่าวไว้ข้างต้น

ในการทดสอบจะทำการวัดความดันในห้องเผาไหม้หลัก, ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด และองศาเพลลาข้อเหวี่ยง โดยบันทึกข้อมูลทุกๆ 0.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง จำนวน 120 วัฏจักรต่อจุดทดสอบ ซึ่งข้อมูลที่ได้สามารถนำมาวิเคราะห์เพื่อคำนวณหาอัตราการฉีดเชื้อเพลิงได้ โดยใช้สมการ (3-11), อัตราการปล่อยความร้อนสามารถคำนวณโดยใช้สมการ (3-8), ปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิสามารถหาได้จากสมการ (3-9) และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้สามารถคำนวณได้โดยใช้สมการ (3-10) ซึ่งผลที่ได้ทั้งหมดจะถูกนำไปวิเคราะห์ต่อไป เช่น มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง, มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการเผาไหม้, มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้, ช่วงล่าช้าของการเผาไหม้ (Ignition Delay) และอัตราการเผาไหม้

### 4.2.5.2 วิธีการทดสอบเพื่อวิเคราะห์การเผาไหม้เพื่อศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

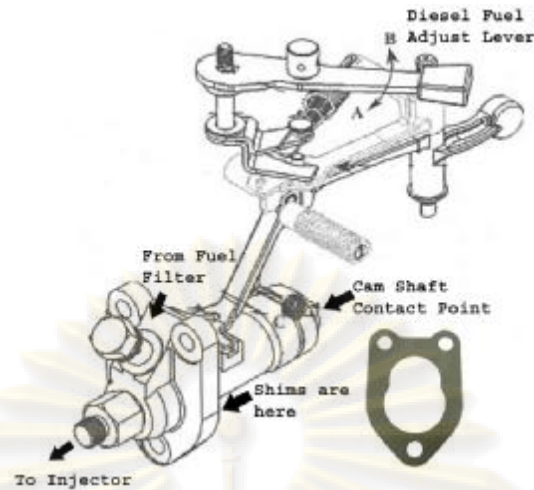
การทดสอบความดันในห้องเผาไหม้ที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆของไดเมทิลอีเทอร์ กระทำในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัว ที่ภาระและความเร็วรอบคงที่ ทีละจุดทดสอบ ซึ่งจุด

ทดสอบและวิธีการทดสอบนั้นจะกระทำเช่นเดียวกับการทดสอบที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน ดังที่ได้กล่าวไว้ข้างต้นแต่มีการปรับเปลี่ยนขององค์การฉีดเชื้อเพลิง

ในการทดสอบจะทำการวัดความดันในห้องเผาไหม้หลัก, ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้า หัวฉีด และองศาเพลลาข้อเหวี่ยง โดยบันทึกข้อมูลทุกๆ 0.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง จำนวน 120 วัฏจักรต่อจุดทดสอบ ซึ่งข้อมูลที่ได้สามารถนำมาวิเคราะห์เพื่อคำนวณหาอัตราการฉีดเชื้อเพลิงได้ โดยใช้สมการ (3-11), อัตราการปล่อยความร้อนสามารถคำนวณโดยใช้สมการ (3-8), ปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิสามารถหาได้จากสมการ (3-9) และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้สามารถคำนวณได้โดยใช้สมการ (3-10) ซึ่งผลที่ได้ทั้งหมดจะถูกนำไปวิเคราะห์ต่อไป เช่น มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง, มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการเผาไหม้, มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้, ช่วงล่าช้าของการเผาไหม้ (Ignition Delay) และอัตราการเผาไหม้

โดยปกติแล้วนั้นการเปลี่ยนขององค์การฉีดเชื้อเพลิงตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิตจะกระทำโดยการเพิ่มหรือลดเข็มรองเรื่อน้ำมันเชื้อเพลิง ดังแสดงในรูปที่ 4-25 ซึ่งด้านท้ายของเข็มน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นลูกกลิ้งที่ทำหน้าที่ดัน Plunger (ลูกสูบอัดน้ำมันภายในตัวเรื่อน้ำมัน) ซึ่งที่ลูกกลิ้งนี้เองเป็นจุดสัมผัสกับ Camshaft (เพลาลูกเบี้ยว) ซึ่งจะควบคุมจังหวะหรือองค์การฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงโดยตรง (ผ่านการส่งถ่ายการเคลื่อนที่มาจากการทำงานของเพลลาข้อเหวี่ยง) ดังนั้นหากทำให้ตัวเรื่อน้ำมันเชื้อเพลิงอยู่ชิดกับ Camshaft มากขึ้น (ทำได้โดยลดจำนวนแผ่นเข็มที่รองเรื่อน้ำมันเชื้อเพลิง) ก็จะทำให้ Camshaft สัมผัสลูกกลิ้งได้เร็วขึ้น นั่นคือทำให้ห้องสการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้น หรือตำแหน่งการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นที่องศาเพลลาข้อเหวี่ยงก่อนตำแหน่ง TDC มากขึ้น (Advancing) และหากทำให้ตัวเรื่อน้ำมันเชื้อเพลิงถอยห่างออกจาก Camshaft (ทำได้โดยเพิ่มจำนวนแผ่นเข็มที่รองเรื่อน้ำมันเชื้อเพลิง) จะทำให้ระยะห่างระหว่างลูกกลิ้งของเข็มน้ำมันเชื้อเพลิงกับ Camshaft มากขึ้น ส่งผลให้ลูกเบี้ยวสัมผัสลูกกลิ้งเข็มน้ำมันเชื้อเพลิงช้าลง นั่นคือทำให้ห้องสการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงล่าช้า หรือตำแหน่งการฉีดเกิดขึ้นที่องศาเพลลาข้อเหวี่ยงใกล้กับตำแหน่ง TDC มากขึ้น (Retarding)

ดังนั้นการเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้าหรือล่าช้ากว่าตำแหน่งปกติที่ตั้งมาจากผู้ผลิต (Original Engine Manufacturing, OEM Setting) สามารถทำได้โดยการลดหรือเพิ่มจำนวนแผ่นเข็มที่รองเรื่อน้ำมันเชื้อเพลิง ตามลำดับ ซึ่งเข็มหนึ่งแผ่นสามารถปรับองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงได้ประมาณ 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง



รูปที่ 4-25 แสดงองค์ประกอบของปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงและตำแหน่งติดตั้งของเข็มรองเรือนปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง [12]

ซึ่งการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงตามที่บริษัทผู้ผลิตแนะนำนั้นจะทำให้สโตรคการปั้มเชื้อเพลิงเปลี่ยนไป ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะทำการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงโดยการปรับแต่งที่เพลาลูกเบี้ยว ซึ่งกระทำโดยการที่นำเพลาลูกเบี้ยวสองตัวมาจัดการตัดแต่งแล้วประกอบกลับเข้าไปใหม่ ซึ่งเริ่มจากเพลาลูกเบี้ยวตัวแรกจะนำขึ้นเครื่องกลึงแล้วทำการกลึงเอาส่วนของลูกเบี้ยวที่มีหน้าที่กดลูกกลิ้งที่ปั้มเชื้อเพลิงออกไป(กลึงจากส่วน 1 ไปถึงส่วน 2) โดยกลึงให้มีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับส่วน A เพื่อให้เหลือแต่เพียงแกนกลาง หลังจากนั้นเพลาลูกเบี้ยวตัวที่สองจะทำการตัดเอาเฉพาะส่วนลูกเบี้ยวที่ทำหน้าที่กดลูกกลิ้งที่ปั้มเชื้อเพลิง และทำการเจาะรูให้มีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับส่วน A แล้วจึงนำสองส่วนนี้มาประกอบกลับกัน โดยทำการบิดให้ได้องศาการฉีดเชื้อเพลิงตามต้องการและทำการเชื่อมอาร์กอนให้ทั้งสองชิ้นงานยึดติดกัน ดังแสดงในรูปที่ 4-26 ดังนั้นจะทำให้มีการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงโดยที่สโตรคการปั้มเชื้อเพลิงยังมีค่าเท่าเดิม ซึ่งเป็นการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ตรงกับความเป็นจริงมากกว่า โดยการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงนั้นจะกระทำโดยเปลี่ยนที่ละ 2 องศาเพลาช้อเหียง

การทดสอบความดันในห้องเผาไหม้ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ จะทำการทดสอบในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัว ที่ภาวะและความเร็วรอบคงที่ ที่ละจุดทดสอบตามรูปที่ 4-24 เช่นเดียวกับที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน โดยองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ทดสอบและการปรับเพิ่ม/ลด โดยการเปลี่ยนเพลาลูกเบี้ยวนั้นจะแสดงดังตารางที่ 4-25



รูปที่ 4-26 แสดงการปรับแต่งเพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิง

ตารางที่ 4-25 แสดงองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ทดสอบและสัญลักษณ์ที่ใช้

องศาการฉีดเชื้อเพลิง	องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า/ล่าช้ากว่า มาตรฐาน	สัญลักษณ์ที่ใช้
ล่วงหน้า	ล่วงหน้า 4 องศาเพลิงข้อเหวี่ยง	STD-4
ล่วงหน้า	ล่วงหน้า 2 องศาเพลิงข้อเหวี่ยง	STD-2
มาตรฐาน	มาตรฐาน	STD
ล่าช้า	ล่าช้า 2 องศาเพลิงข้อเหวี่ยง	STD+2

หมายเหตุ การทดสอบที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD) ในที่นี้ หมายถึง การทดสอบเครื่องยนต์โดยใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ติดตั้งมาจากผู้ผลิต แต่ถ้าพบว่าจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของไดเมทิลอีเทอร์แตกต่างจากสเปคที่บริษัทผู้ผลิตระบุไว้ นั่นเป็นเพราะคุณสมบัติของเชื้อเพลิงแตกต่างกัน ดังนั้น สัญลักษณ์ STD ที่ใช้ จึงหมายถึงองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของเชื้อเพลิงนั้นๆ ซึ่งในเชื้อเพลิงแต่ละชนิดอาจมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงแตกต่างกัน

ผลที่ได้จากการทดสอบจะถูกนำไปวิเคราะห์และเปรียบเทียบกับผลที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน เพื่อศึกษาผลขององค์การฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์เป็นเชื้อเพลิง

#### 4.2.6 การพิจารณาจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง [19]

เมื่อเชื้อเพลิงถูกปั๊มเชื้อเพลิงอัดความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงก่อนทางเข้าหัวฉีดจะมีความดันเพิ่มมากขึ้นอย่างต่อเนื่องจนเมื่อมีความดันมากเกินกว่าค่าความดันยกเข็มหัวฉีด (Opening Pressure) ของหัวฉีด เข็มหัวฉีดจะเริ่มยกตัวในขณะที่ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดจะลดลงเล็กน้อย และความดันจะเพิ่มสูงขึ้นอีกครั้งเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจะไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ที่ความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงมากกว่าความดันในห้องเผาไหม้หลักจนกระทั่งสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเริ่มลดลงจนไม่สามารถเอาชนะแรงดันสปริงที่กีดเข็มหัวฉีดได้

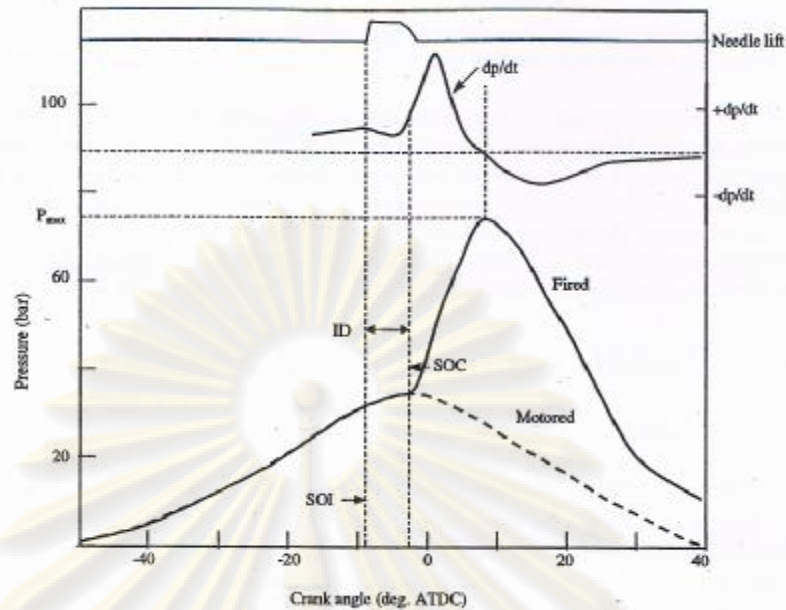
ในการพิจารณาหาองค์การฉีดเชื้อเพลิงสามารถพิจารณาได้จากค่าความชันของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงก่อนทางเข้าหัวฉีดซึ่งตำแหน่งการฉีดสามารถพิจารณาจากค่าความชันแรกที่เกิดเป็นค่าลบและเกิดจุดตัดบนแกนมุมเพลลาข้อเหวี่ยง (Crank Angle)

#### 4.2.7 การพิจารณาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้

สำหรับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้หรือ  $dp/dCA$  นั้นสามารถนำมาพิจารณาหาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ได้ ซึ่งการพิจารณานั้นจะพิจารณาจากจุดที่อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ถึงจุดต่ำสุดเป็นจุดแรกและเมื่ออัตราการเปลี่ยนแปลงความดันมีค่ามากขึ้นอีกครั้ง จะพิจารณาให้จุดนั้นเป็นจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ดังแสดงในรูปที่ 4-27

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย





รูปที่ 4-27 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดัน, จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง, จุดเริ่มต้นการเผาไหม้และความดันในห้องเผาไหม้

#### 4.2.8 การวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อน

การบ่งชี้สภาวะการเผาไหม้กระทำโดยพิจารณาอัตราการปล่อยความร้อนที่คำนวณได้จากผลการทดสอบ ซึ่งวิธีพิจารณานั้นได้กล่าวไว้แล้วดังบทที่ 3 โดยกำหนดเงื่อนไขจากนิยามต่อไปนี้

1. มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่ความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเข้าหัวฉีดมีค่าสูงกว่า **Opening Pressure** ของหัวฉีด
2. การบ่งชี้มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการเผาไหม้ พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่ค่าอัตราการปล่อยความร้อนเพิ่มขึ้นมากกว่าศูนย์ครั้งแรก
3. การบ่งชี้มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้ พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่อัตราการปล่อยความร้อนลดลงจนมีค่าเป็นศูนย์ครั้งแรก
4. ช่วงล่าช้าของการเผาไหม้ (**Ignition Delay**) บ่งชี้จากช่วงมุมข้อเหวี่ยงระหว่างจุดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้
5. อัตราการเผาไหม้ บ่งชี้จากอัตราการปล่อยความร้อน

## บทที่ 5

### ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผล

ผลการทดสอบที่จะนำเสนอในบทนี้จะแบ่งเป็น 2 ส่วนคือส่วนแรกเป็นผลการทดสอบสมรรถนะที่องศาการขีดเชื้อเพลิงต่างๆ รวมไปถึงถึงผลของการเปลี่ยนองศาการขีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะ โดยการทดสอบนั้นจะกระทำที่สภาวะคงตัวโดยทดสอบที่ความเร็วรอบและแรงบิดคงที่ในแต่ละจุดทดสอบ ซึ่งจุดทดสอบที่ใช้ในการทดสอบนี้ได้แสดงไว้แล้วในบทที่ 4 และส่วนที่สองเป็นผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้เมื่อใช้องศาการขีดเชื้อเพลิงมาตรฐานเปรียบเทียบกับผลการเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้กรณีที่มีการเปลี่ยนองศาการขีดเชื้อเพลิง ซึ่งการทดสอบนั้นจะกระทำเช่นเดียวกันกับการทดสอบสมรรถนะ

#### 5.1 สมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์ที่องศาการขีดเชื้อเพลิงต่างๆ

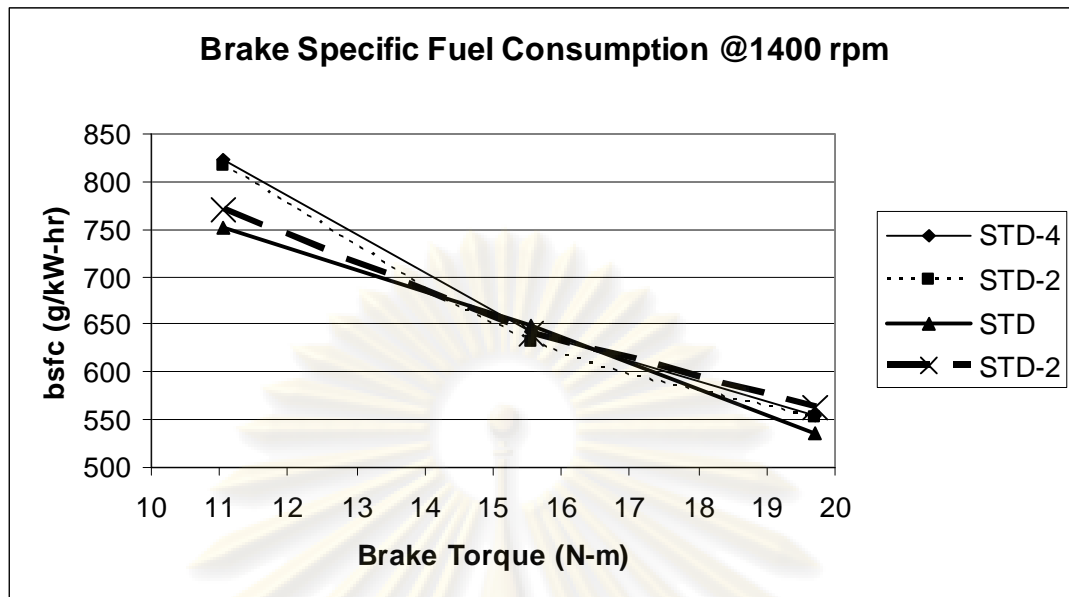
การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์เป็นเชื้อเพลิงที่องศาการขีดเชื้อเพลิงต่างๆ เป็นการทดสอบเพื่อศึกษาเปรียบเทียบผลขององศาการขีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่จุดทดสอบ

##### 5.1.1 ค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรก (bsfc)

ค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์นั้นเป็นค่าที่ใช้บ่งชี้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ในการใช้เชื้อเพลิงเพื่อผลิตงานออกมา ซึ่งในที่นี้จะแบ่งพิจารณาเป็นสองกรณีคือ

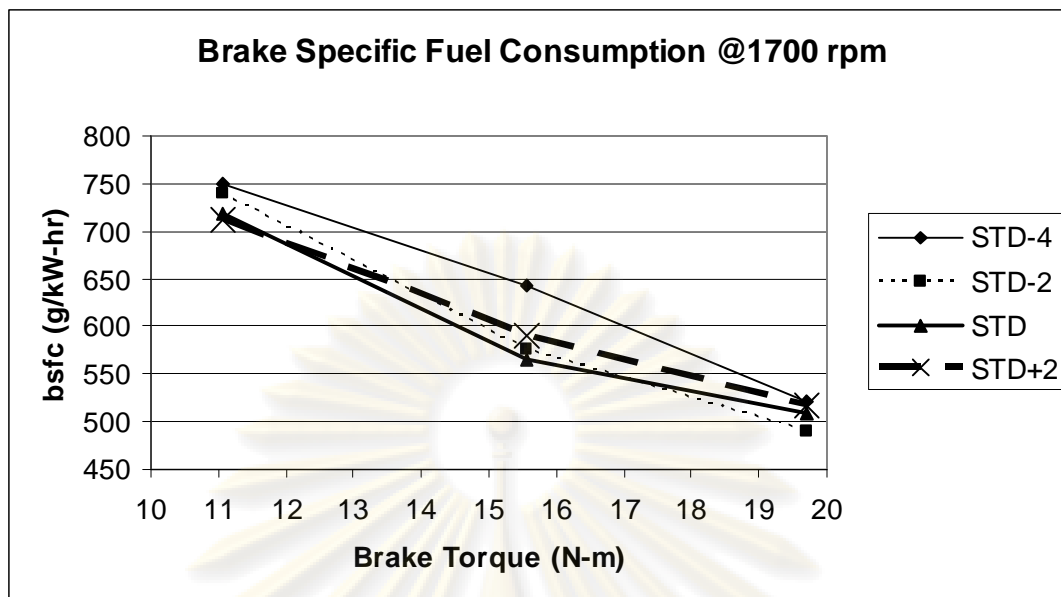
เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าเมื่อแรงบิดสูงขึ้นนั้น จะมีแนวโน้มของค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่ลดลงเนื่องจากที่ความเร็วรอบคงที่นั้นผลของแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์จะมีค่าคงที่ ดังนั้นค่าของแรงเสียดทานที่แรงบิดต่ำนั้นจะมีผลกระทบค่อนข้างสูงกับการทำงานของเครื่องยนต์ แต่เมื่อมีการเพิ่มขึ้นของแรงบิดนั้นจะทำให้ผลกระทบจากแรงเสียดทานมีผลที่น้อยลงอันเนื่องมาจากอัตราส่วนระหว่างแรงเสียดทานเทียบกับค่าของแรงบิดมีค่าที่แตกต่างกันมากขึ้น ซึ่งค่าของอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ได้แสดงในรูปที่ 5-1 ถึงรูปที่ 5-3

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-1 แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1400 rpm

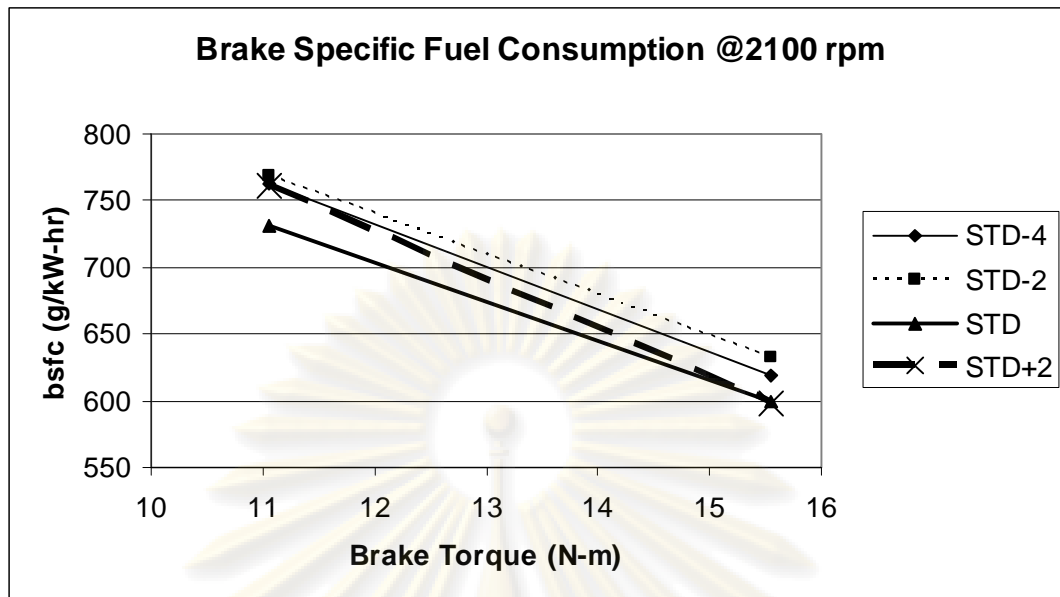
จากรูปที่ 5-1 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1400 rpm พบว่าที่แรงบิด 11.06 N-m องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคต่ำที่สุด โดยมีค่า 745 g/kW-hr รองลงมาคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 สำหรับที่แรงบิด 15.56 N-m องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคต่ำที่สุด โดยมีค่า 623 g/kW-hr รองลงมาคือองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 ส่วนที่แรงบิด 19.71 N-m องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคต่ำที่สุด โดยมีค่า 536 g/kW-hr รองลงมาคือองศาการล่วงหน้า STD-2



รูปที่ 5-2 แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1700 rpm

จากรูปที่ 5-2 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1700 rpm พบว่าที่แรงบิด 11.06 N-m องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกต่ำที่สุด โดยมีค่า 709 g/kW-hr รองลงมาคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 สำหรับที่แรงบิด 15.56 N-m องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกต่ำที่สุด โดยมีค่า 565 g/kW-hr รองลงมาคือองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 ส่วนที่แรงบิด 19.71 N-m องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกต่ำที่สุด โดยมีค่า 494 g/kW-hr รองลงมาคือองศาการล่วงหน้า STD-2

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

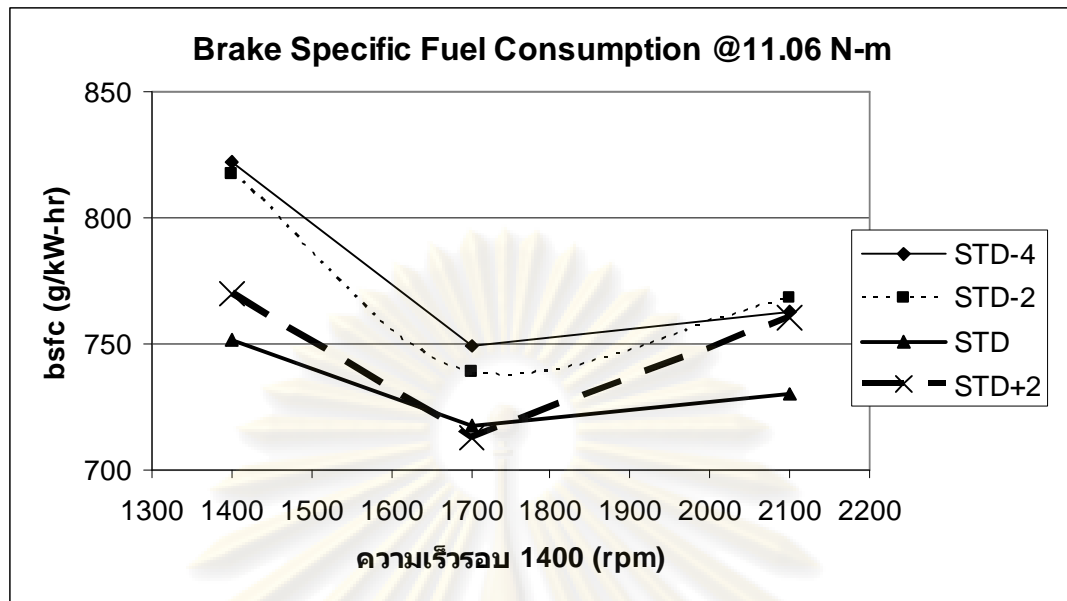


รูปที่ 5-3 แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-3 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2100 rpm พบว่าที่แรงบิด 11.06 N-m องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกต่ำที่สุด โดยมีค่า 730 g/kW-hr รองลงมาคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าเข้า STD+2 สำหรับที่แรงบิด 15.56 N-m องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกต่ำที่สุด โดยมีค่า 599 g/kW-hr รองลงมาคือองศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าเข้า STD+2

เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าจะมีการลดลงและเพิ่มขึ้นของอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกตามลำดับของความเร็วรอบ กล่าวคือที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นั้นจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่สูงเนื่องมาจากเวลาในแต่ละวัฏจักรมีค่ามากดังนั้นจึงมีเวลาในการถ่ายเทความร้อนที่นาน สำหรับที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นั้นพบว่ามียุทธการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกต่ำที่สุด และที่ความเร็วรอบ 2100 rpm นั้นจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่สูงขึ้นแต่ยังมีค่าที่ต่ำกว่าที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เนื่องจากที่ความเร็วรอบสูงนั้นจะมีผลของแรงเสียดทานที่สูงขึ้นด้วย ซึ่งค่าของอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่ได้แสดงในรูปที่ 5-4 ถึง 5-6

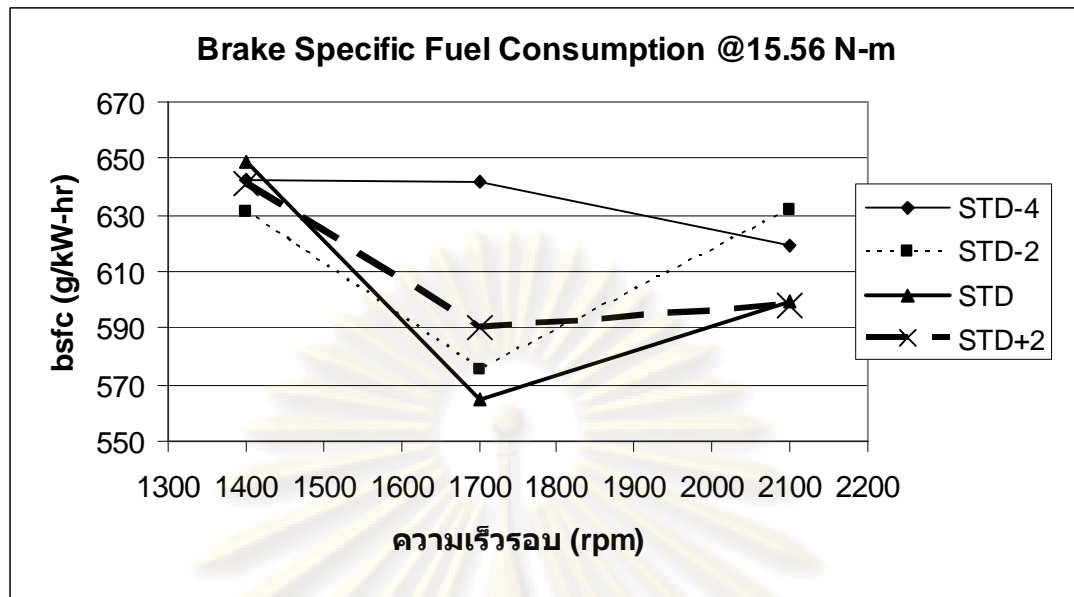
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-4 แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคที่แรงบิด 11.06 N-m

จากรูปที่ 5-4 เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่ 11.06 N-m พบว่าที่ความเร็วรอบ 1400 rpm องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคต่ำที่สุด โดยมีค่า 745 g/kW-hr รองลงมาคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 สำหรับที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคต่ำที่สุด โดยมีค่า 709 g/kW-hr รองลงมาคือองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 ส่วนที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคต่ำที่สุด โดยมีค่า 730 g/kW-hr รองลงมาคือองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2

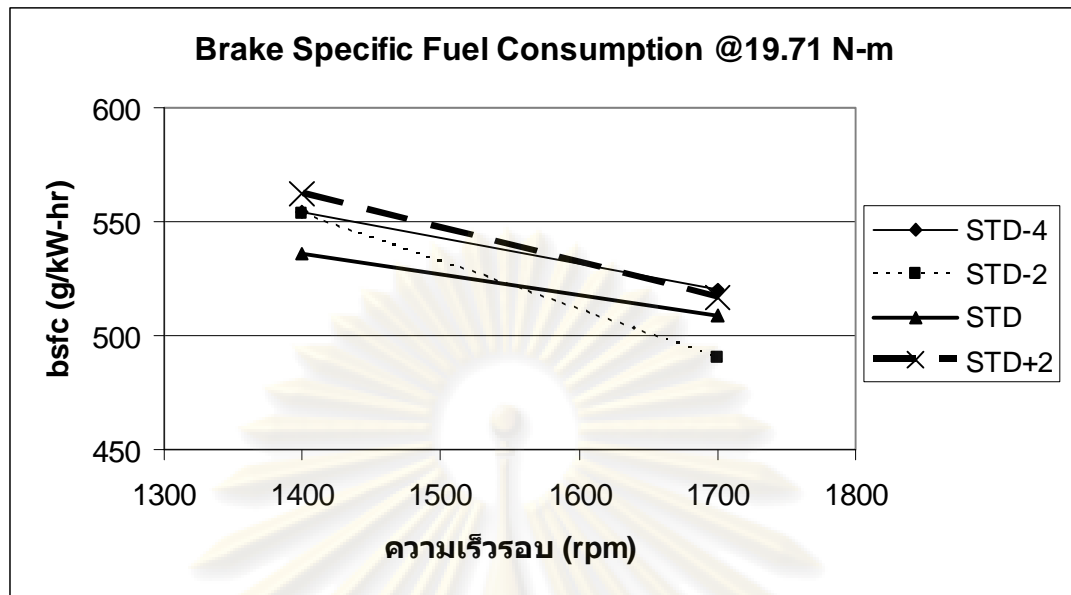
ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-5 แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคที่แรงบิด 15.56 N-m

จากรูปที่ 5-5 เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่ 15.56 N-m พบว่าที่ความเร็วรอบ 1400 rpm องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคต่ำที่สุด โดยมีค่า 623 g/kW-hr รองลงมาคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 สำหรับที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคต่ำที่สุด โดยมีค่า 565 g/kW-hr รองลงมาคือองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 ส่วนที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคต่ำที่สุด โดยมีค่า 599 g/kW-hr รองลงมาคือองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-6 แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่แรงบิด 19.71 N-m

จากรูปที่ 5-6 เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่ 19.71 N-m พบว่าที่ความเร็วรอบ 1400 rpm องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกต่ำที่สุด โดยมีค่า 536 g/kW-hr รองลงมาคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 สำหรับที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกต่ำที่สุด โดยมีค่า 494 g/kW-hr รองลงมาคือองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2

สำหรับค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่จุดทดสอบต่างๆนั้นได้แสดงไว้ดังตารางที่ 5-1 ซึ่งโดยภาพรวมจะเห็นว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นั้นมีค่าอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกต่ำที่สุด โดยเมื่อพิจารณาที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆนั้นพบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าต่ำที่สุด

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ตารางที่ 5-1 แสดงค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรก

Speed	Torque	อัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรก (g/kW-hr)			
Rpm	N-m	STD-4	STD-2	STD	STD+2
1400	11.06	822	817	745	770
1400	15.56	642	631	623	641
1400	19.71	554	553	536	562
1700	11.06	749	739	709	712
1700	15.56	642	576	565	590
1700	19.71	521	499	494	517
2100	11.06	763	769	730	760
2100	15.56	619	632	599	604

ค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกเมื่อพิจารณาโดยภาพรวมโดยอ้างอิงจากองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานซึ่งเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกต่ำที่สุดนั้นพบว่า ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 นั้นจะมีอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่สูงขึ้น แต่เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 นั้นพบว่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นจากองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 เพียงเล็กน้อย สำหรับที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 นั้นพบว่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกใกล้เคียงกับองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2

### 5.1.2 ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก

ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกคืออัตราส่วนระหว่างงานที่ได้ต่อวัฏจักรกับพลังงานเชื้อเพลิงที่ใส่เข้าไปต่อวัฏจักร ซึ่งเป็นค่าที่เป็นส่วนกลับของอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกแต่ไม่มีหน่วย โดยค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่จุดทดสอบต่างๆนั้นมีแนวโน้มสอดคล้องไปตามอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกและได้แสดงไว้ในตารางที่ 5-2

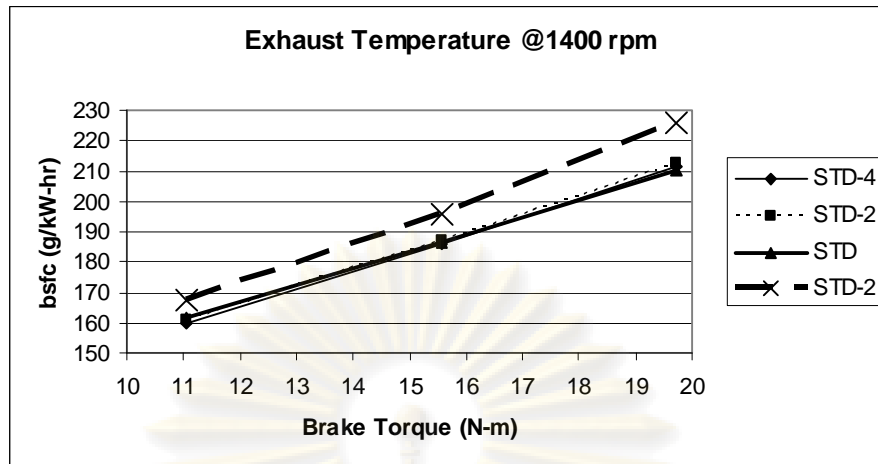
ตารางที่ 5-2 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก

Speed	Torque	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m				
1400	11.06	15.4	15.5	17.0	16.4
1400	15.56	19.7	20.1	20.3	19.7
1400	19.71	22.9	22.9	23.6	22.5
1700	11.06	16.9	17.1	17.9	17.8
1700	15.56	19.7	22.0	22.4	21.4
1700	19.71	24.3	25.4	25.6	24.5
2100	11.06	16.6	16.5	17.3	16.7
2100	15.56	20.4	20.0	21.1	21.0

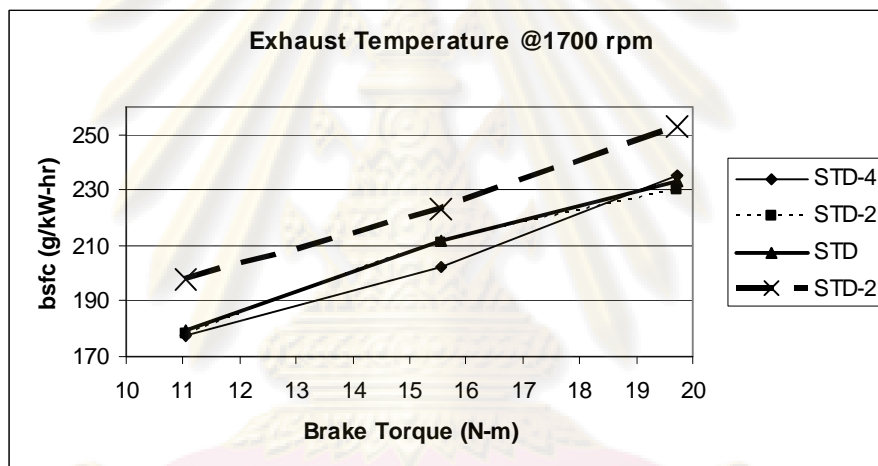
ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคนั้นเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบกับองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานซึ่งมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกสูงที่สุด พบว่าเมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 นั้นจะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ต่ำลง แต่เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 นั้นพบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรรมีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงลดลงเพียงเล็กน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 สำหรับที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 นั้นพบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกใกล้เคียงกับองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 ซึ่งสอดคล้องกับค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรก

### 5.1.3 อุณหภูมิไอเสียที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

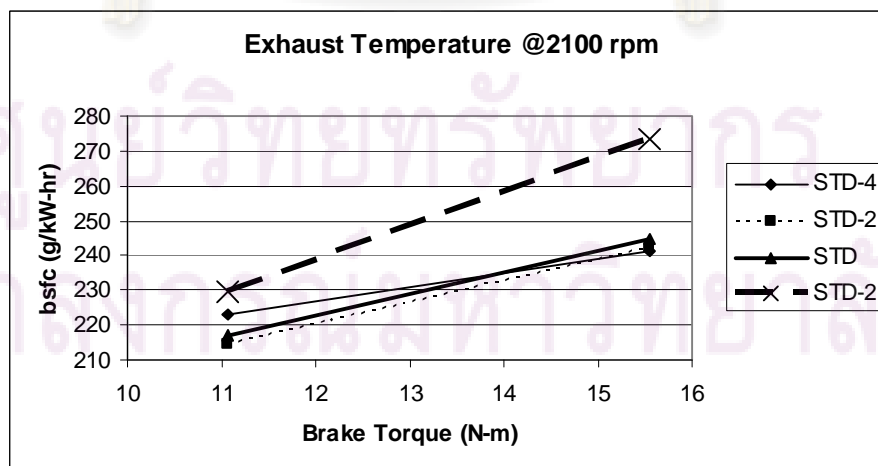
ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์นั้นเป็นข้อมูลหนึ่งที่สามารถแสดงการทำงานของเครื่องยนต์ได้ ซึ่งจะแบ่งพิจารณาเป็นสองกรณีคือกรณีที่ความเร็วรอบคงที่และกรณีที่เร่งบิดคงที่ ซึ่งรูปที่ 5-7 ถึงรูปที่ 5-9 จะแสดงอุณหภูมิไอเสียที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1400 rpm, 1700 rpm และ 2100 rpm



รูปที่ 5-7 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1400 rpm



รูปที่ 5-8 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1700 rpm



รูปที่ 5-9 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 2100 rpm

จากรูปที่ 5-7 ถึง รูปที่ 5-9 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าเมื่อแรงบิดสูงขึ้นนั้นจะทำให้ค่านิยามโมเมนต์ไอเสียสูงขึ้น เนื่องจากต้องการกำลังที่สูงขึ้นจึงทำให้มีการฉีดเชื้อเพลิงที่มากขึ้น ซึ่งเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงพบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 มีค่าค่านิยามโมเมนต์ไอเสียไม่แตกต่างจากค่าค่านิยามโมเมนต์ไอเสียที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน โดยค่าค่านิยามโมเมนต์ไอเสียเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ได้แสดงดังตารางที่ 5-3

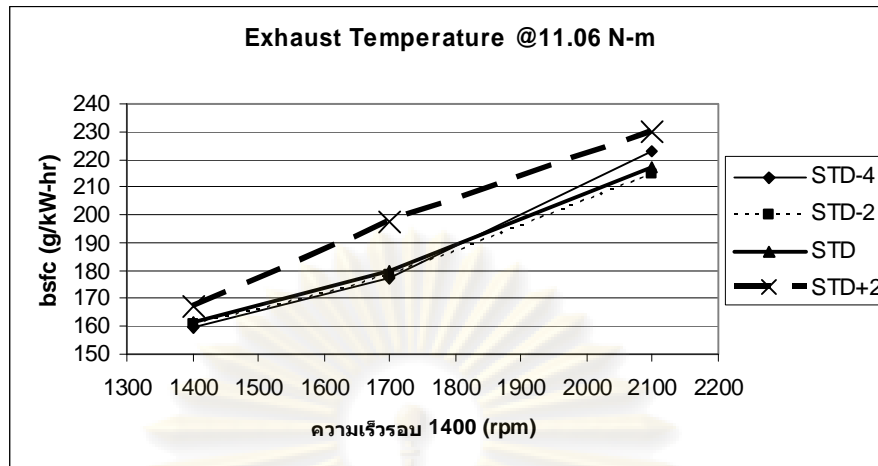
ตารางที่ 5-3 แสดงค่านิยามโมเมนต์ไอเสียที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่

Speed	Torque	ค่านิยามโมเมนต์ไอเสีย (C)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m				
1400	11.06	159.7	160.8	161.6	167.3
1400	15.56	186	187	186.7	196
1400	19.71	211.4	212.8	210.1	225.9
1700	11.06	177.4	178.5	179.8	197.6
1700	15.56	202.5	211.4	211.7	223.5
1700	19.71	235	230	233.4	252.8
2100	11.06	223	214.5	216.9	229.6
2100	15.56	241.1	242.3	244.5	273.3

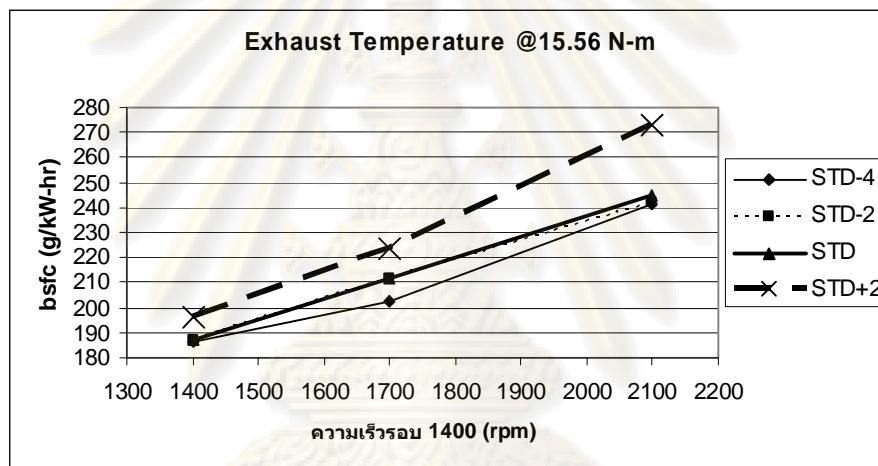
เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของแรงบิดจะทำให้ค่านิยามโมเมนต์ไอเสียมีค่าสูงขึ้นในทุกความเร็วรอบเนื่องจากต้องการกำลังที่สูงขึ้นจึงมีการฉีดเชื้อเพลิงที่มากขึ้น ดังนั้นจึงมีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ล่าช้ากว่า

สำหรับรูปที่ 5-10 ถึงรูปที่ 5-12 จะแสดงค่านิยามโมเมนต์ไอเสียที่แรงบิดคงที่ที่ 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m

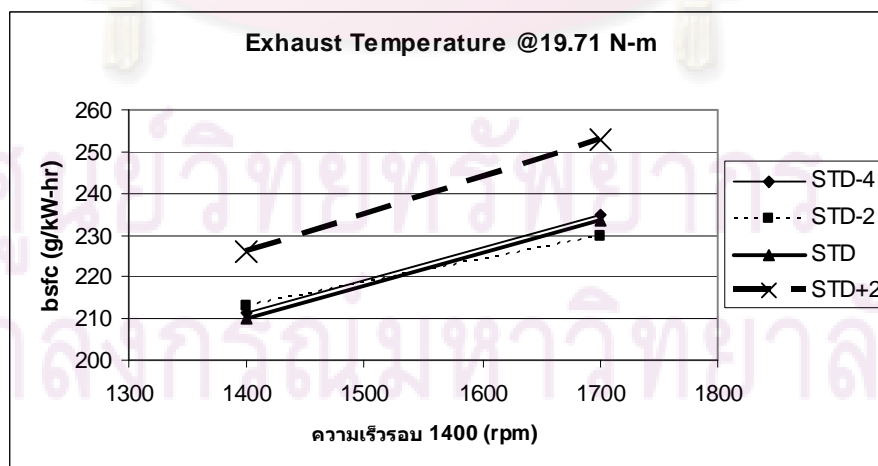
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-10 แสดงคุณสมบัติไอเสียที่แรงบิดคงที่ที่ 11.06 N-m



รูปที่ 5-11 แสดงคุณสมบัติไอเสียที่แรงบิดคงที่ที่ 15.56 N-m



รูปที่ 5-12 แสดงคุณสมบัติไอเสียที่แรงบิดคงที่ที่ 19.71 N-m

จากรูปที่ 5-10 ถึงรูปที่ 5-12 เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงขึ้นนั้นจะมีอุณหภูมิไอเสียสูงขึ้น โดยเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงพบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 มีค่าอุณหภูมิไอเสียไม่แตกต่างจากค่าอุณหภูมิไอเสียที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน สำหรับที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามีอุณหภูมิไอเสียที่สูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับองศาการฉีดเชื้อเพลิงอื่นๆ โดยค่าอุณหภูมิไอเสียที่แรงบิดคงที่ต่างๆได้แสดงดังตารางที่ 5-4

ตารางที่ 5-4 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่

Speed	Torque	อุณหภูมิไอเสีย (C)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m				
11.06	1400	159.7	160.8	161.6	167.3
11.06	1700	177.4	178.5	179.8	197.6
11.06	2100	223	214.5	216.9	229.6
15.56	1400	186	187	186.7	196
15.56	1700	202.5	211.4	211.7	223.5
15.56	2100	241.1	242.3	244.5	273.3
19.71	1400	211.4	212.8	210.1	225.9
19.71	1700	235	230	233.4	252.8

เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นจะมีอุณหภูมิไอเสียสูงขึ้นในทุกแรงบิดเนื่องจากที่ความเร็วรอบสูงขึ้นนั้นจะมีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ล่าช้า

ค่าอุณหภูมิไอเสียที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆดังแสดงในตารางที่ 5-3 และตารางที่ 5-4 พบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 เมื่อเทียบกับองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานมีค่าใกล้เคียงกัน แต่ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 นั้นพบว่ามีค่าที่สูงกว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงอื่นๆ

### 5.1.4 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ

ก. เมื่อพิจารณาค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกเปรียบเทียบที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆพบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าต่ำที่สุด โดยเมื่อพิจารณาที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆพบว่าเมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 นั้นจะมีค่าอัตรา

การสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่สูงขึ้น ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับของสการคิดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 แต่เมื่อมีการคิดเชื้อเพลิงที่ของสการคิดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 นั้นพบว่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกมีค่าสูงขึ้นกว่าของสการคิดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 เพียงเล็กน้อย

ข. สำหรับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ของสการคิดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่าที่ของสการคิดเชื้อเพลิงมาตรฐานมีค่าสูงที่สุด โดยเมื่อพิจารณาที่ของสการคิดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่าเมื่อมีการคิดเชื้อเพลิงที่ของสการคิดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 นั้นจะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ต่ำลง แต่เมื่อมีการคิดเชื้อเพลิงที่ของสการคิดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 นั้นพบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกมีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงลดลงเพียงเล็กน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับของสการคิดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 สำหรับที่ของสการคิดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 นั้นพบว่ามีความประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกใกล้เคียงกับของสการคิดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 ซึ่งสอดคล้องกับค่าอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรก

ค. เมื่อพิจารณาอุณหภูมิไอเสียที่ของสการคิดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่าที่ของสการคิดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 มีอุณหภูมิไอเสียที่สูงที่สุด แต่ที่ของสการคิดเชื้อเพลิงมาตรฐาน, ของสการคิดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 และของสการคิดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 นั้นมีอุณหภูมิไอเสียใกล้เคียงกัน

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## 5.2 การพิจารณาเลือกกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม

จากผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์เป็นเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ จะถูกนำมาใช้ในการพิจารณาเลือกองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมโดยการพิจารณาค่า  $\sum(f \cdot h_f)$  และ  $\sum(f \cdot sfc)$  ดังที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 3

### 5.2.1 พิจารณาค่า $\sum(f \cdot h_f)$

จากตารางที่ 5-3 พบว่าค่า  $\sum(f \cdot h_f)$  ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานมีค่าสูงที่สุดโดยมีค่า 11.6 % รองลงมาคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 ตามลำดับ

### 5.2.2 พิจารณาค่า $\sum(f \cdot sfc)$

จากตารางที่ 5-4 พบว่าค่า  $\sum(f \cdot sfc)$  ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานมีค่าต่ำที่สุดโดยมีค่า 338 g/kW-hr ถัดไปคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 ตามลำดับ

ดังนั้นจากการพิจารณาค่า  $\sum(f \cdot h_f)$  และ  $\sum(f \cdot sfc)$  พบว่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุด



ตารางที่ 5-5 แสดงค่าผลคูณของความเร็วจากการทดสอบตามมาตรฐาน ESC  
กับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก

Speed	Torque	ESC Frequency	$f \cdot h_f$			
			STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m	(f)				
1400	11.06	0.05	0.8	0.8	0.9	0.8
1400	15.56	0.05	1.0	1.0	1.0	1.0
1400	19.71	0.05	1.1	1.1	1.2	1.1
1700	11.06	0.1	1.7	1.7	1.8	1.8
1700	15.56	0.1	2.0	2.2	2.2	2.1
1700	19.71	0.1	2.4	2.5	2.6	2.5
2100	11.06	0.05	0.8	0.8	0.9	0.8
2100	15.56	0.05	1.0	1.0	1.1	1.0
		$\sum(f \cdot h_f)$	10.8	11.2	11.6	11.2

ตารางที่ 5-6 แสดงค่าผลคูณของความเร็วจากการทดสอบตามมาตรฐาน ESC  
กับอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรก

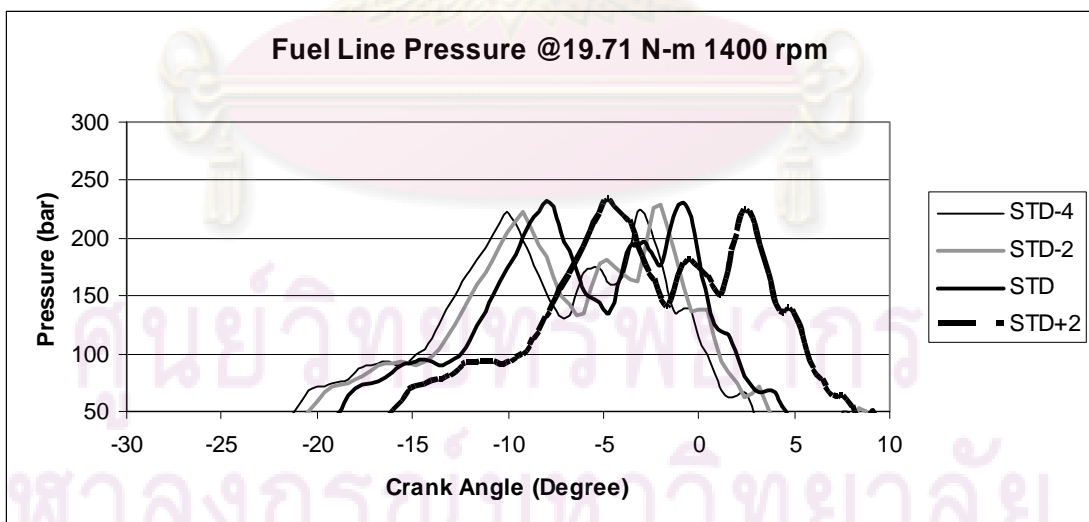
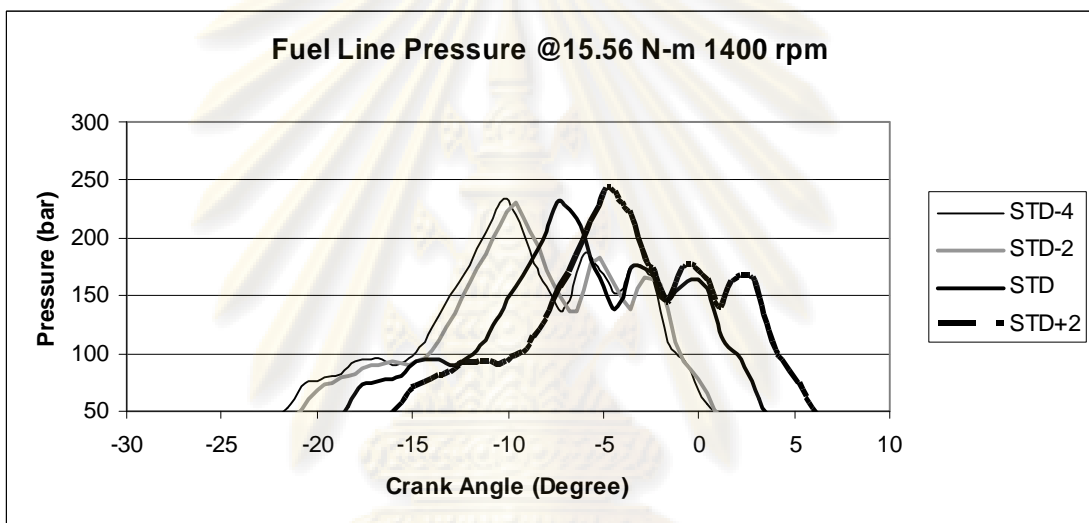
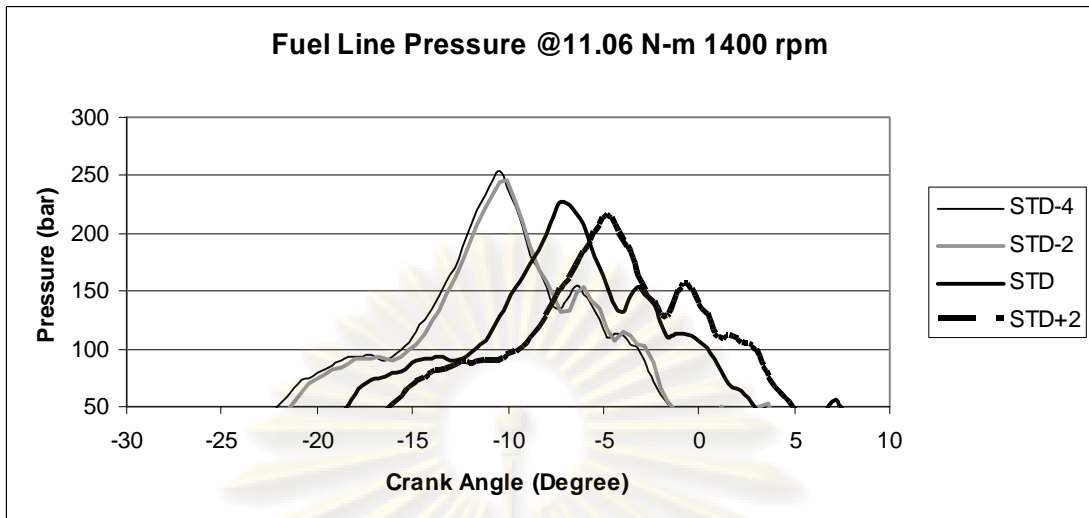
Speed	Torque	ESC Frequency	$f \cdot bsfc$			
			STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m	(f)				
1400	11.06	0.05	41	41	37	38
1400	15.56	0.05	32	32	31	32
1400	19.71	0.05	28	28	27	28
1700	11.06	0.1	75	74	71	71
1700	15.56	0.1	64	58	56	59
1700	19.71	0.1	52	50	49	52
2100	11.06	0.05	38	38	37	38
2100	15.56	0.05	31	32	30	30
		$\sum(f \cdot sfc)$	361	351	338	349

### 5.3 ผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้

ในส่วนนี้จะเสนอผลการทดสอบเครื่องยนต์เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์ โดยการทดสอบนั้นจะกระทำที่สภาวะคงตัวโดยทดสอบที่ความเร็วรอบและแรงบิดคงที่ในแต่ละจุดทดสอบ ซึ่งจุดทดสอบที่ใช้ในการทดสอบนี้ได้แสดงไว้แล้วในบทที่ 4 โดยจะทำการทดสอบที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานและเมื่อมีการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงอันได้แก่ องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4, องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 เพื่อนำข้อมูลมาวิเคราะห์ผลกระทบจากการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิง ซึ่งผลการทดสอบที่แสดงในส่วนนี้คือ ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าของหัวฉีด, ความดันในห้องเผาไหม้, อัตราการปล่อยความร้อน, การปล่อยความร้อนสุทธิ, สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้และช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

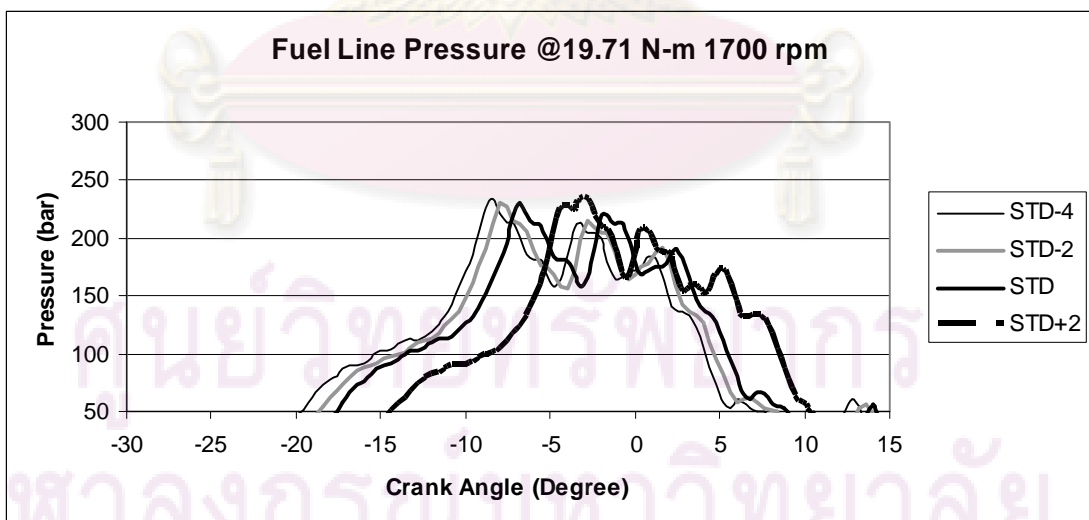
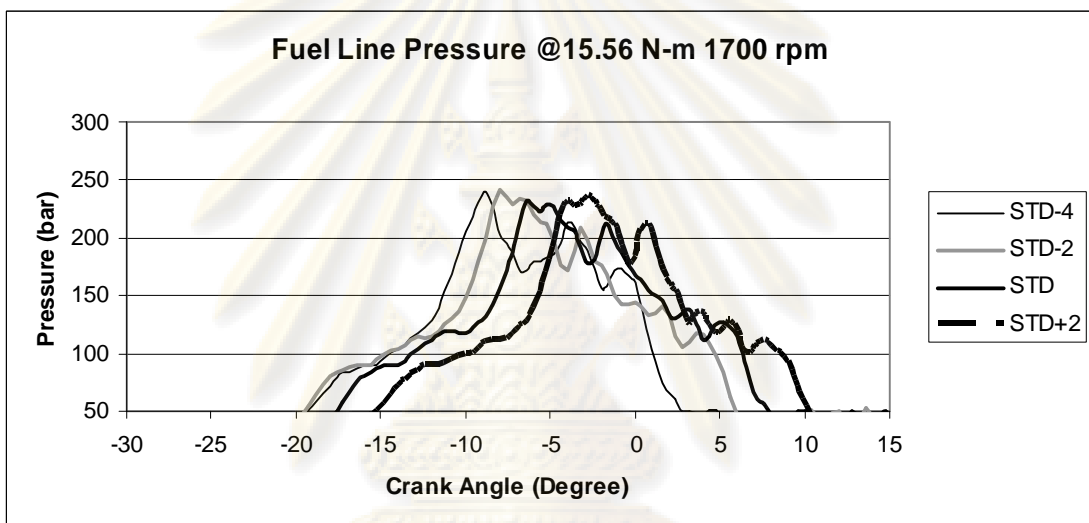
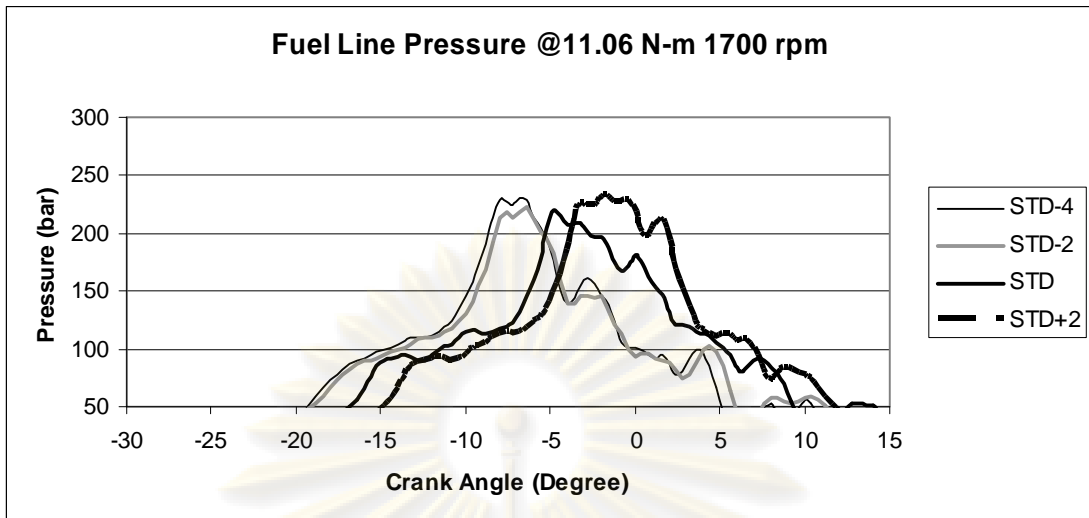
#### 5.3.1 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าของหัวฉีด

สำหรับรูปที่ 5-13 ถึงรูปที่ 5-15 แสดงค่าความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าของหัวฉีด ซึ่งพบว่ามีลำดับของการเริ่มสร้างความดันตามลำดับขององศาการฉีดเชื้อเพลิง กล่าวคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะมีแนวโน้มการสร้างความดันขึ้นมาก่อนองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าเนื่องจากที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้านั้นเพลาลูกเบี้ยวจะมีการกดลูกสูบอัดน้ำมันภายในตัวเรือนปั๊ม (plunger) ก่อนองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าโดยมีค่าสูงสุดไม่เกิน 265 bar ซึ่งเมื่อพิจารณาแล้วพบว่าบางจุดทดสอบนั้นที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 นั้นมีลำดับการสร้างความดันที่ใกล้เคียงกัน ซึ่งเป็นไปได้ว่าเกิดจากคุณสมบัติการอัดตัวได้ของไดเมทิลอีเทอร์หรือมีการรั่วเกิดขึ้นที่ปั๊มเชื้อเพลิง ซึ่งต้องมีการศึกษาต่อไป



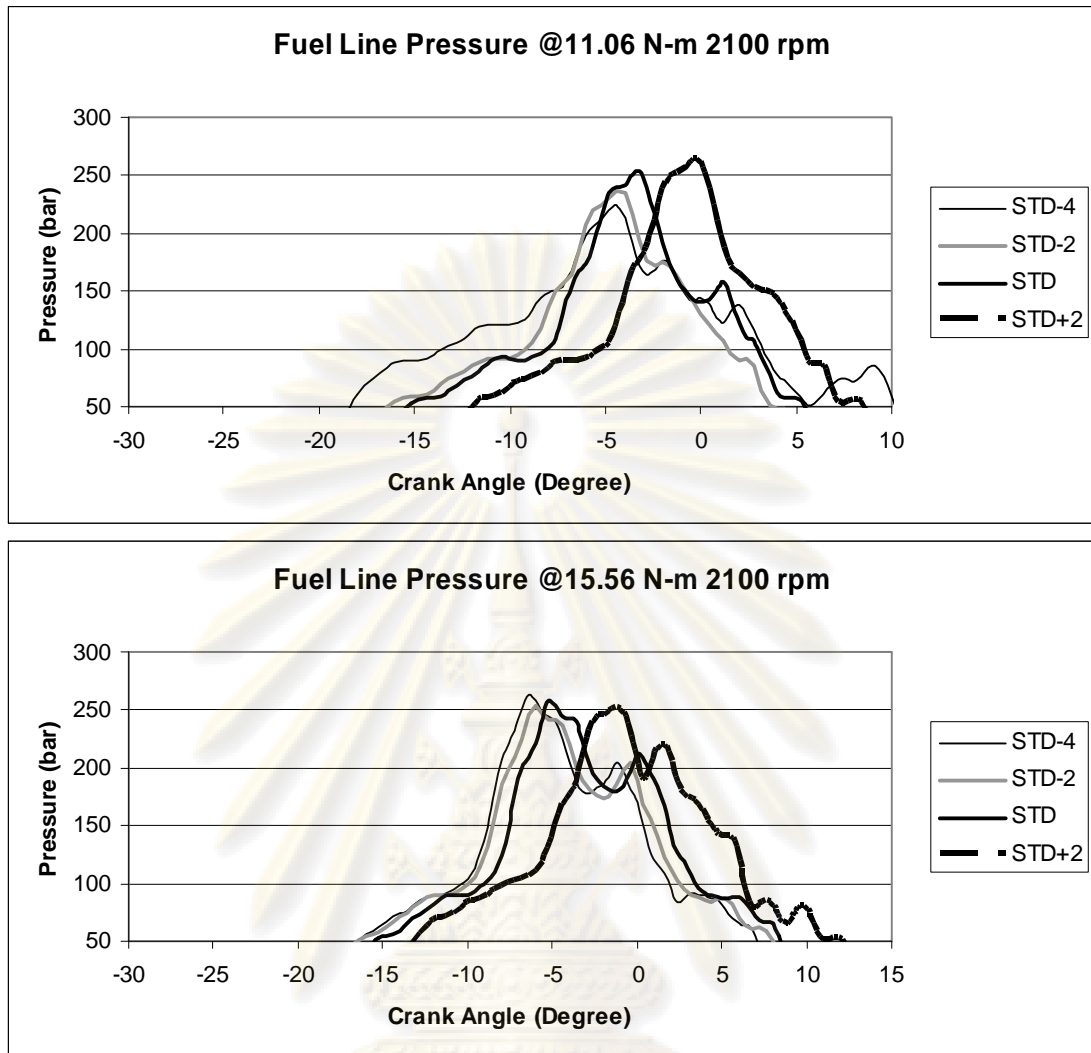
รูปที่ 5-13 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m



รูปที่ 5-14 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m



รูปที่ 5-15 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm  
แรงบิด 11.06 N-m และ 15.56 N-m

จากกราฟความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดจะสามารถทำนายจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง และจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงได้เมทิลฮีเทอร์ได้ โดยวิธีการพิจารณาหาจุดฉีดเชื้อเพลิงสามารถกระทำโดยการพิจารณาค่าความชันของความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด โดยจะเลือกเอาค่าที่มีความชันติดลบเป็นค่าแรกเนื่องจากเมื่อเชื้อเพลิงถูกบีบเข้าหัวฉีดอัดจะทำให้ความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงก่อนทางเข้าหัวฉีดมีความดันเพิ่มมากขึ้นอย่างต่อเนื่องจนเมื่อมีความดันมากกว่าค่าความดันยกเข็มหัวฉีด (Opening Pressure) ของหัวฉีด เข็มหัวฉีดจะเริ่มยกตัวในขณะที่ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดจะลดลงเล็กน้อย และความดันจะเพิ่มสูงขึ้นอีกครั้งเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจะไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ตามความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิง

มากกว่าความดันในห้องเผาไหม้หลัก จนกระทั่งสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเริ่มลดลงจนไม่สามารถเอาชนะแรงดันสปริงที่กดเข็มหัวฉีดได้

ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่าจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเป็นไปตามลำดับก่อนหลังขององศาการฉีดเชื้อเพลิงดังแสดงในตารางที่ 5-7 โดยเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าแนวโน้มจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงจะมีค่าเข้าใกล้จุดศูนย์ตายบนตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของแรงบิดไม่ทำให้จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเปลี่ยนแปลงอย่างมีแนวโน้มที่ชัดเจน สำหรับจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงนั้นไม่มีแนวโน้มที่ชัดเจน

ตารางที่ 5-7 แสดงจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงของไดเมทิลอีเทอร์  
ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed rpm	Torque N-m	SOI (CA)				EOI (CA)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2	STD-4	STD-2	STD	STD+2
1400	11.06	-17.6	-17.2	-13.6	-11.2	-2.4	-2.4	1.2	3.6
1400	15.56	-17.2	-16.8	-14	-10.4	-0.4	-0.4	2.4	4.8
1400	19.71	-15.6	-16.4	-14.4	-10.4	1.6	0.8	2.4	6
1700	11.06	-17.6	-17.2	-13.6	-10.8	4.8	5.6	8	7.6
1700	15.56	-16	-16.4	-14.4	-11.6	1.6	5.2	6.8	9.2
1700	19.71	-15.6	-16.4	-14.8	-10.8	5.2	4.4	6	8.8
2100	11.06	-14.8	-11.6	-10.4	-7.2	4.4	2.8	3.6	5.6
2100	15.56	-12	-12	-10.8	-6.4	4	3.2	4.8	6.8

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆได้แสดงไว้ดังตารางที่ 5-8 และตารางที่ 5-9 ตามลำดับ ซึ่งคำนวณจากช่วงองศาเพลาช้อเหวี่ยงจากจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงไปจนถึงจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง

ตารางที่ 5-8 แสดงช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

Speed	Torque	ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง (CA)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m				
1400	11.06	15.2	14.8	14.8	14.8
1400	15.56	16.8	16.4	16.4	15.2
1400	19.71	17.2	17.2	16.8	16.4
1700	11.06	22.4	22.8	21.6	18.4
1700	15.56	17.6	21.6	21.2	20.8
1700	19.71	20.8	20.8	20.8	19.6
2100	11.06	19.2	14.4	14	12.8
2100	15.56	16	15.2	15.6	13.2

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่นั้นการเพิ่มขึ้นของแรงบิดจะทำให้มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่ยาวนานขึ้นเนื่องมาจากการเพิ่มของแรงบิดนั้นต้องการกำลังที่มากขึ้น

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5-9 แสดงช่วงการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่

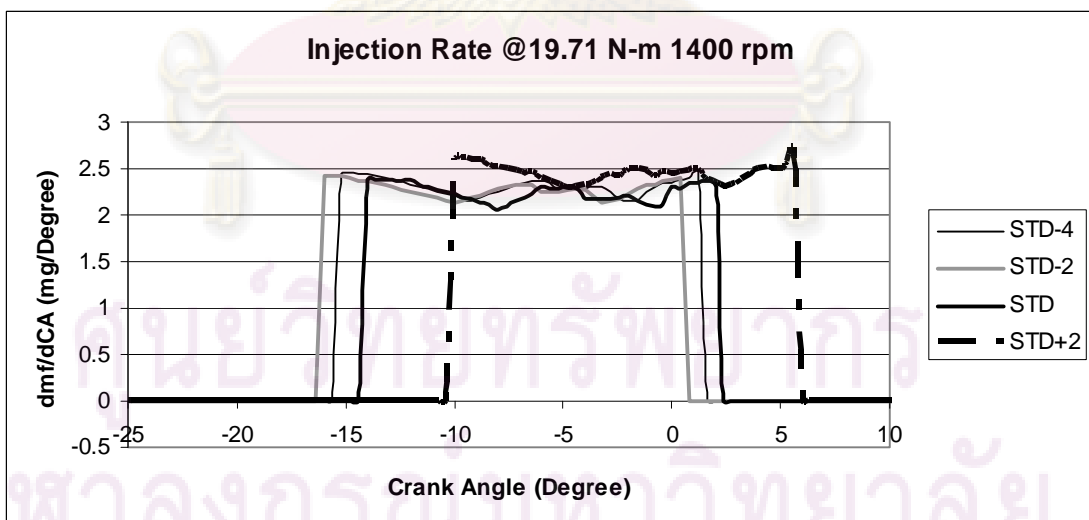
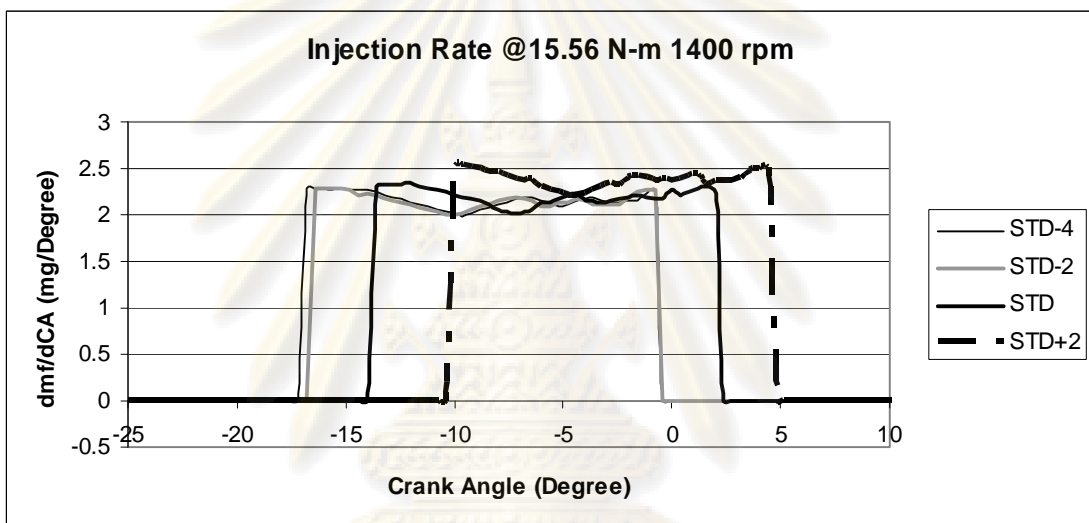
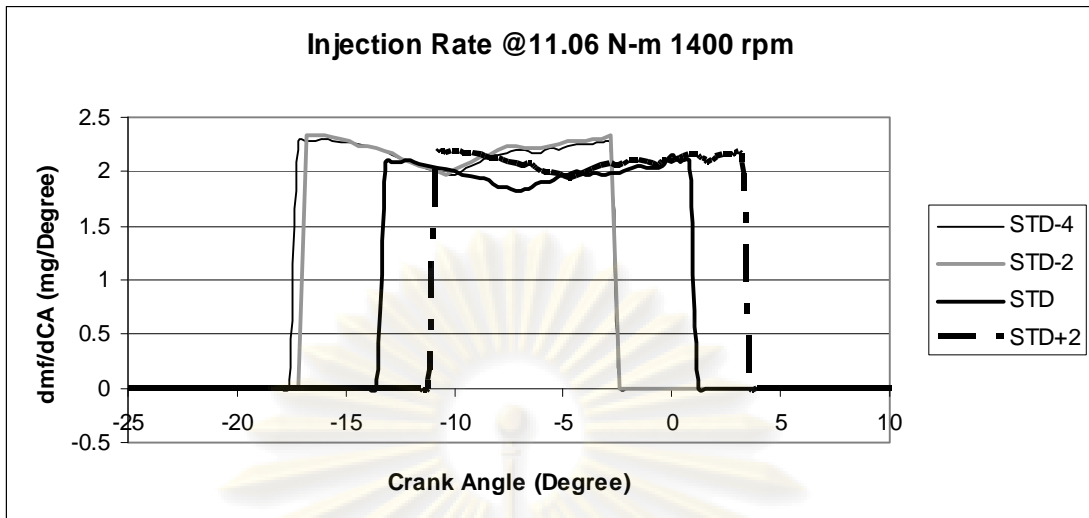
Torque	Speed	ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง (CA)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
N-m	rpm				
11.06	1400	15.2	14.8	14.8	14.8
11.06	1700	22.4	22.8	21.6	18.4
11.06	2100	19.2	14.4	14	12.8
15.56	1400	16.8	16.4	16.4	15.2
15.56	1700	17.6	21.6	21.2	20.8
15.56	2100	16	15.2	15.6	13.2
19.71	1400	17.2	17.2	16.8	16.4
19.71	1700	20.8	20.8	20.8	19.6

เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าที่ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นั้นจะมีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่ยาวที่สุดดังแสดงในตารางที่ 5-9

อัตราการฉีดเชื้อเพลิงโดเมทิลอีเทอร์ที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ เมื่อพิจารณาจากความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงก่อนทางเข้าหัวฉีดและอัตราการไหลของเชื้อเพลิงตามสมการที่ 3-11 นั้นได้นำเสนอในรูปแบบที่ 5-16 ถึงรูปที่ 5-18

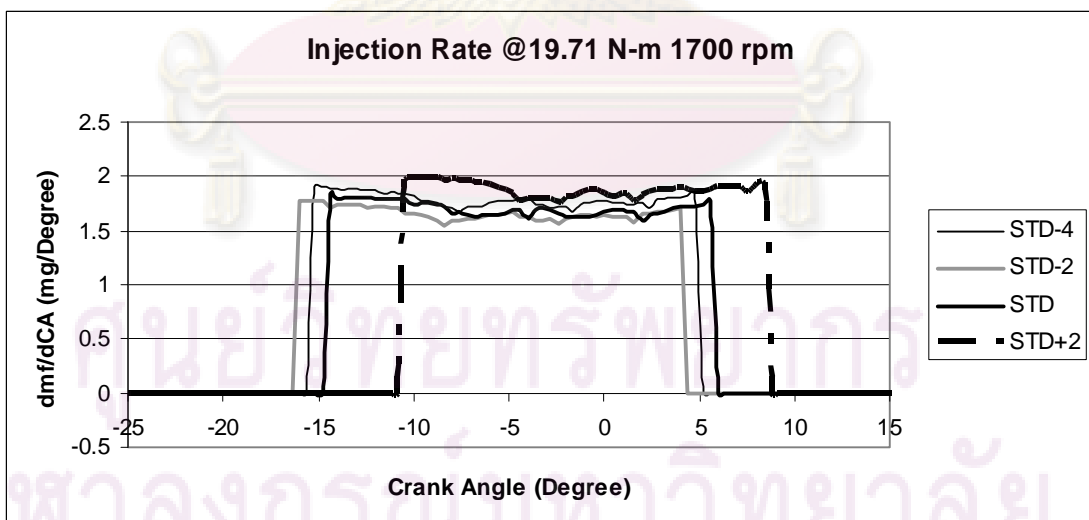
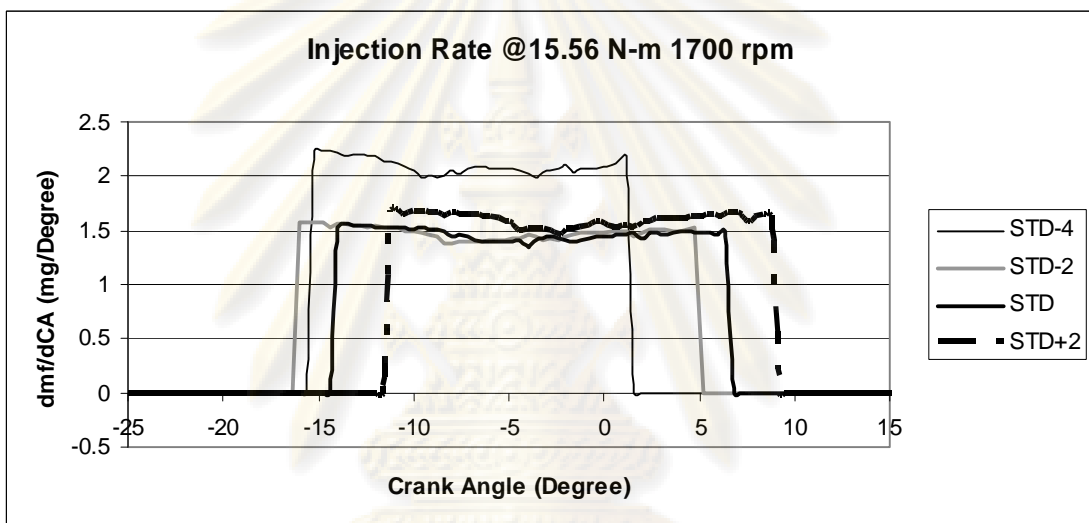
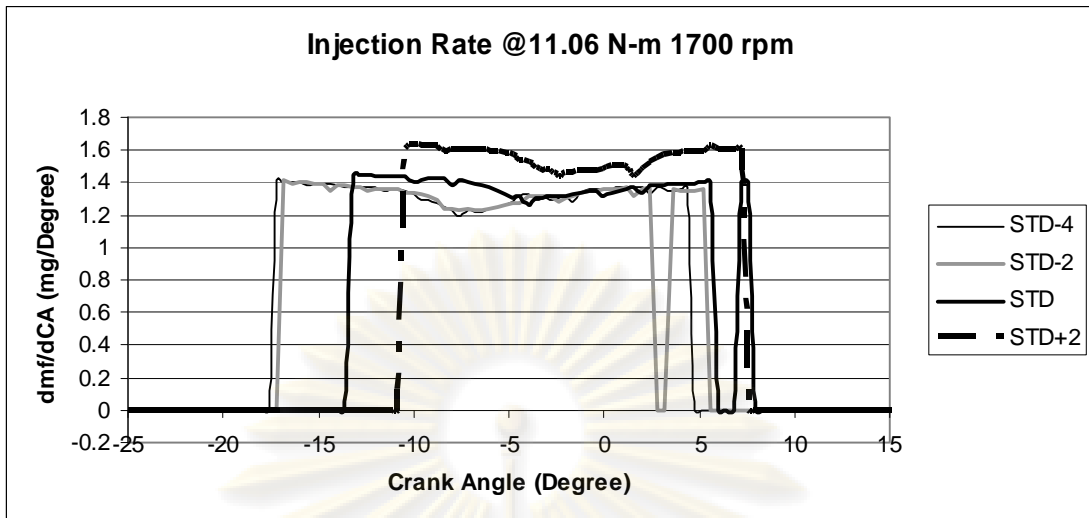
ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย





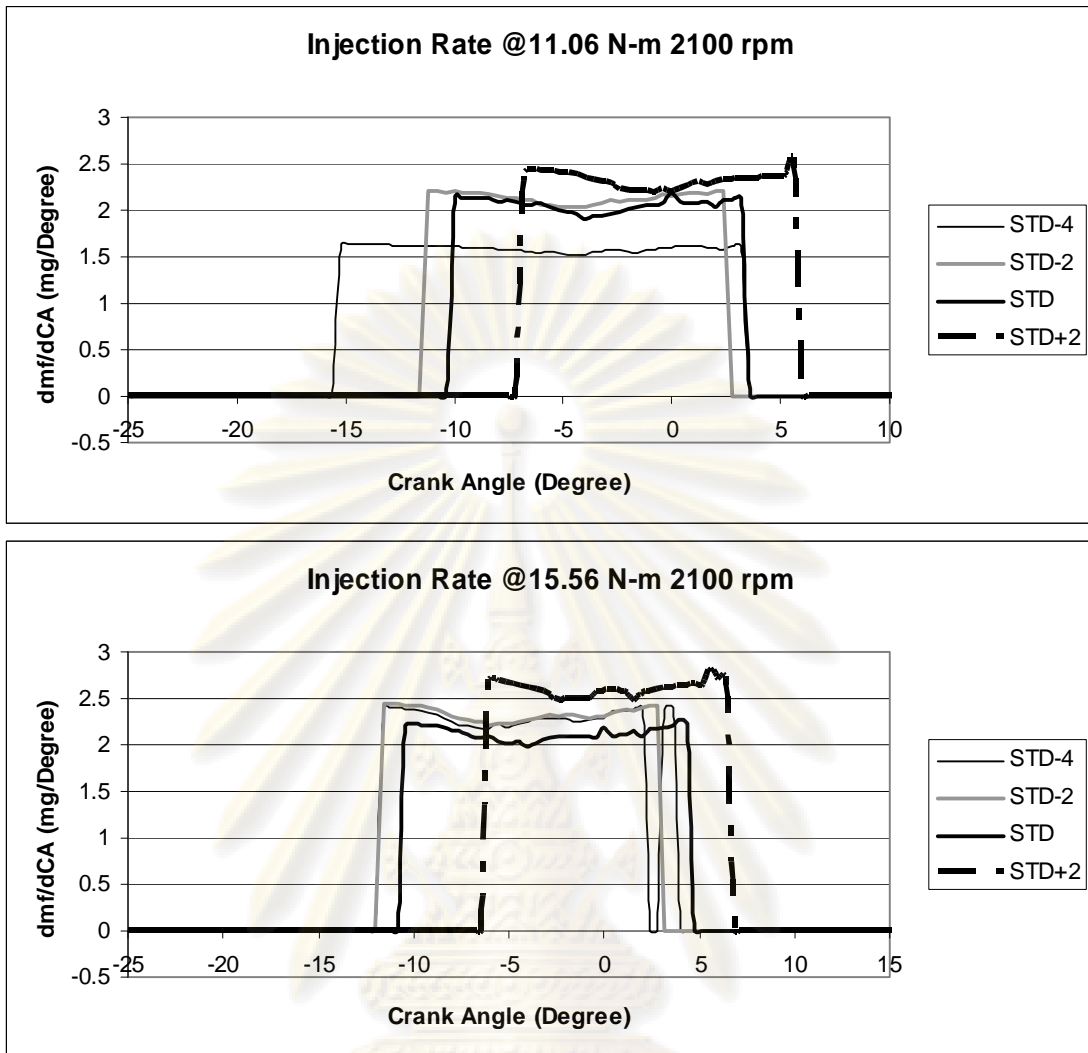
รูปที่ 5-16 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงไดเมทิลอีเทอร์ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m



รูปที่ 5-17 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงไคเมทิลอีเทอร์ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m



รูปที่ 5-18 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงไดเมทิลอีเทอร์ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm  
แรงบิด 11.06 N-m และ 15.56 N-m

รูปที่ 5-16 ถึงรูปที่ 5-18 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิง พบว่าจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเป็นไปตามแนวโน้มองศาการฉีดเชื้อเพลิง กล่าวคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะมีการฉีดเชื้อเพลิงก่อนองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าและพบว่ามีค่าสูงสุดไม่เกิน 2.5 mg/Degree ในบางกรณีพบที่มีการฉีดเชื้อเพลิงสองช่วงในวัฏจักรเดียว ซึ่งเกิดจากการที่เข็มหัวฉีดปิดตัวลงทำให้เกิดความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นสูงกว่าค่าความดันยกเข็มหัวฉีด จึงทำให้หัวฉีดยกตัวและเกิดจากฉีดเชื้อเพลิงสองครั้ง (bouncing)

ในบางจุดทดสอบมีความผิดปกติในอัตราการฉีดเชื้อเพลิงเช่นที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 15.56 N-m นั้นที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่สูงผิดปกติและที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 11.06 N-m มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ต่ำและยาว ซึ่งเป็นไปได้ว่ามีการรั่วเกิดขึ้นภายในปั๊มเชื้อเพลิง ซึ่งจำเป็นต้องมีการศึกษาความผิดปกตินี้ต่อไป

ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆได้แสดงไว้ในตารางที่ 5-10 และตารางที่ 5-11 โดยรวมนั้นที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรต่ำที่สุด

ตารางที่ 5-10 แสดงปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงไคเมทิลอีเทอร์แต่ละวัฏจักร  
ที่ห้องศากการฉีดเชื้อเพลิงต่าง

Speed	Torque	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงแต่ละวัฏจักร (mg/cycle)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m				
1400	11.06	32.2	31.7	29.0	30.1
1400	15.56	35.5	34.5	33.8	35.3
1400	19.71	38.8	38.3	36.8	39.2
1700	11.06	29.3	28.7	27.6	27.9
1700	15.56	35.3	31.4	30.5	32.6
1700	19.71	36.5	33.9	33.8	36.1
2100	11.06	29.9	29.9	28.0	29.8
2100	15.56	34.0	34.5	32.3	33.3

จากตารางที่ 5-10 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าเมื่อแรงบิดเพิ่มขึ้นจะทำให้ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรมีค่ามากขึ้นเนื่องมาจากต้องการกำลังที่มากขึ้น

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5-11 แสดงปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรที่แรงบิดคงที่

Speed	Torque	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงแต่ละวัฏจักร (mg/cycle)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m				
11.06	1400	32.2	31.7	29.0	30.1
11.06	1700	29.3	28.7	27.6	27.9
11.06	2100	29.9	29.9	28.0	29.8
15.56	1400	35.5	34.5	33.8	35.3
15.56	1700	35.3	31.4	30.5	32.6
15.56	2100	34.0	34.5	32.3	33.3
19.71	1400	38.8	38.3	36.8	39.2
19.71	1700	36.5	33.9	33.8	36.1

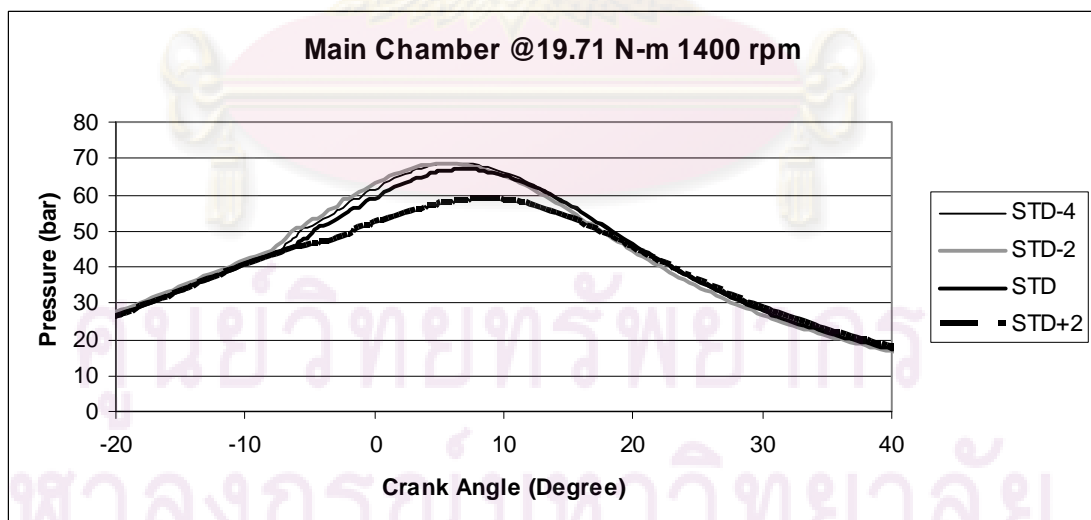
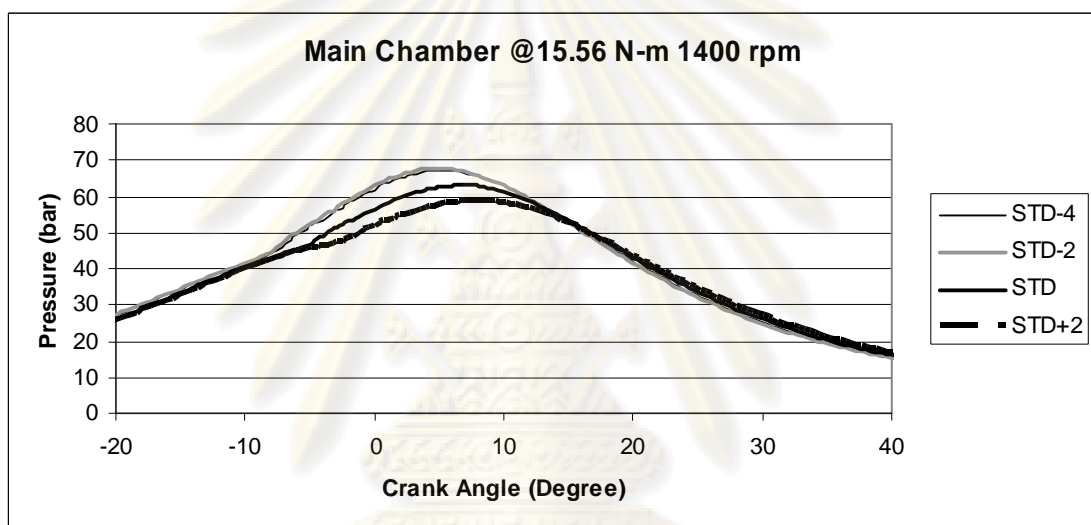
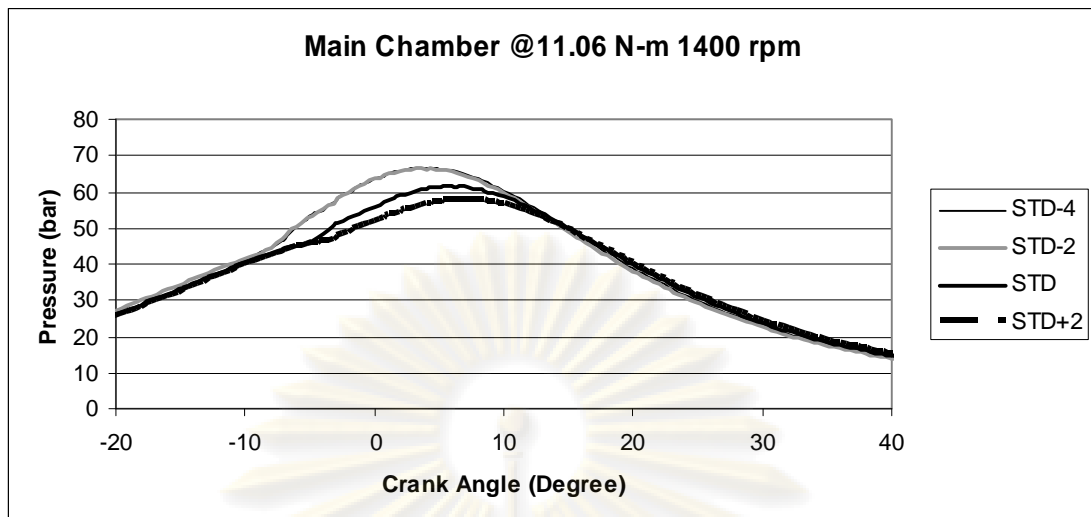
จากตารางที่ 5-11 เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นั้นมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรมีค่าน้อยที่สุด แต่เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบระหว่างความเร็วรอบ 1400 rpm และ 2100 rpm พบว่าที่ความเร็วรอบ 2100 rpm มีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรที่น้อยกว่า ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบสมรรถนะ

### 5.3.2 ความดันในห้องเผาไหม้

จากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้สามารถนำมาคำนวณหาค่าอัตราการปล่อยความร้อน การปล่อยความร้อนสุทธิและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ได้

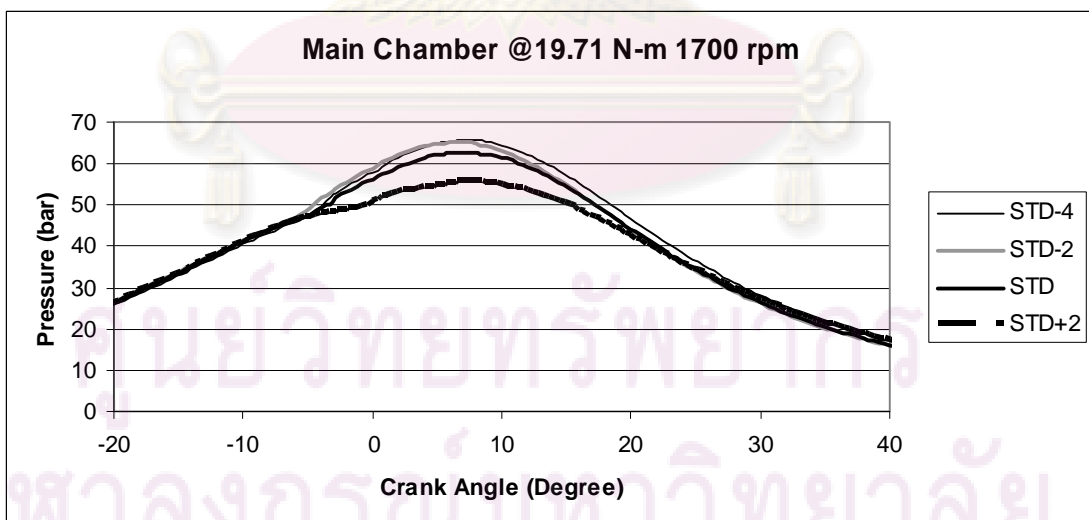
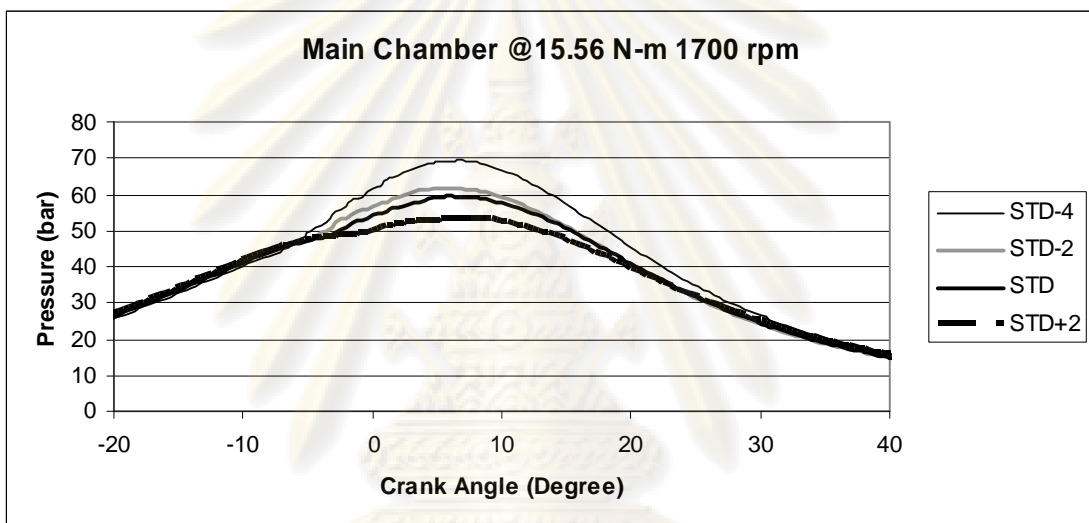
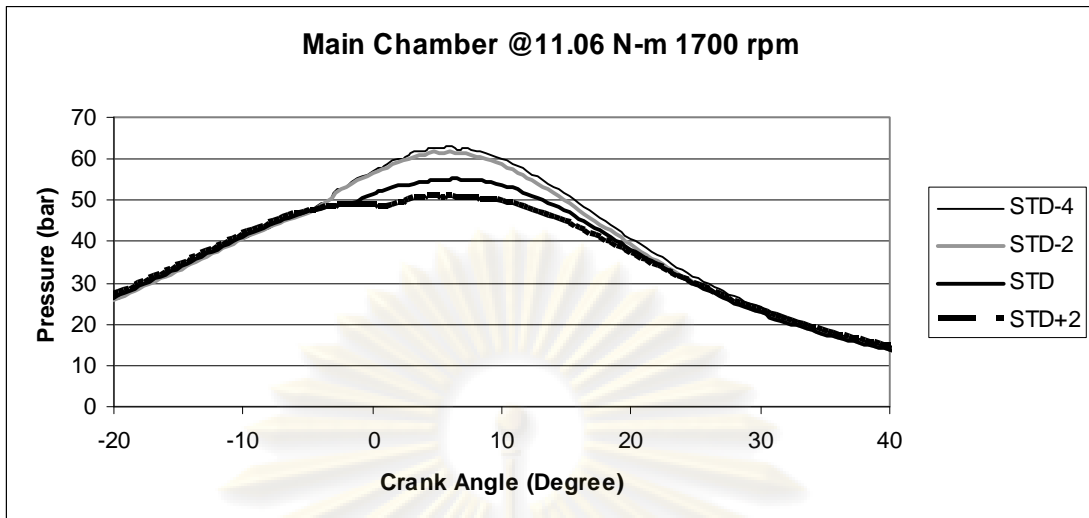
รูปที่ 5-19 ถึงรูปที่ 5-21 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ โดยมีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของความดันในห้องเผาไหม้สอดคล้องกับลำดับการฉีดเชื้อเพลิง กล่าวคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า จะมีแนวโน้มการสร้างแรงดันในห้องเผาไหม้เกิดก่อนที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า

สำหรับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้หรือ  $dp/dCA$  นั้นสามารถนำมาพิจารณาหาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ได้ ซึ่งการพิจารณานั้นจะพิจารณาจากจุดที่อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ถึงจุดต่ำสุดเป็นจุดแรกและเมื่ออัตราการเปลี่ยนแปลงความดันมีค่ามากขึ้นอีกครั้ง จะพิจารณาให้จุดนั้นเป็นจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ดังได้กล่าวไว้แล้วในบทที่ 4

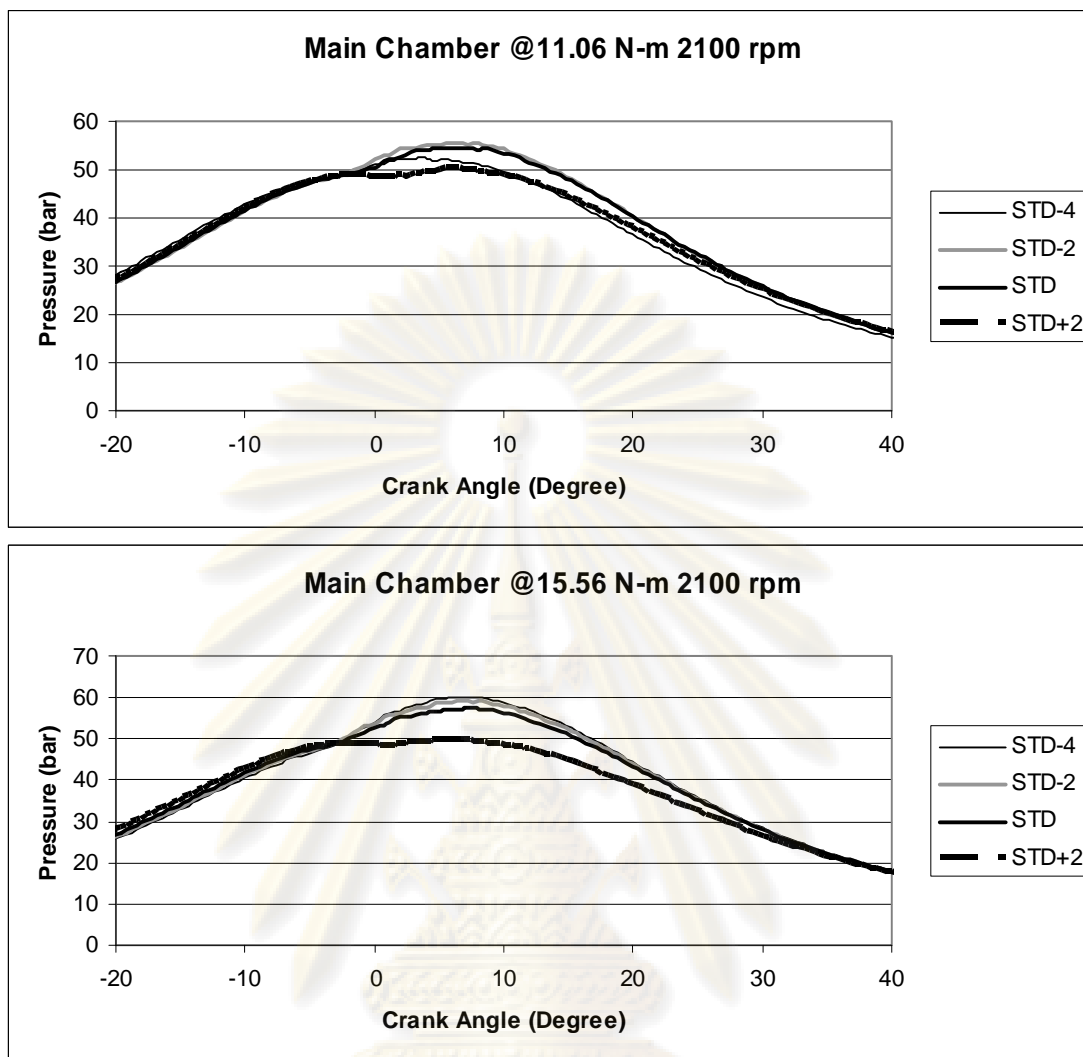


รูปที่ 5-19 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m



รูปที่ 5-20 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm  
แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m



รูปที่ 5-21 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm  
แรงบิด 11.06 N-m และ 15.56 N-m

สำหรับความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้นั้นแสดงในตารางที่ 5-12 และตารางที่ 5-13 ซึ่งพบว่าท้องศากรขีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 นั้นจะมีค่าต่ำที่สุด สำหรับค่าความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดที่ท้องศากรขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 และ STD-4 นั้นจะมีค่ามากที่สุดโดยพบว่าท้องศากรขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าทั้งสองค่าจะมีค่าความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ใกล้เคียงกันเนื่องจากว่ามีจุดเริ่มต้นการขีดเชื้อเพลิงใกล้เคียงกัน

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าเมื่อแรงบิดเพิ่มขึ้นจะมีค่าความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้นเนื่องจากต้องการกำลังที่สูงขึ้นดังแสดงในตารางที่ 5-12



ตารางที่ 5-12 แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุด

Speed	Torque	ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุด (bar)/CA aTDC			
rpm	N-m	STD-4	STD-2	STD	STD+2
1400	11.06	66.84 / 3.6	66.59 / 3.6	61.55 / 6	57.89 / 6.4
1400	15.56	67.29 / 5.2	67.83 / 4.8	63.19 / 6.4	58.72 / 8
1400	19.71	68.76 / 6.4	68.74 / 6	67.14 / 6.8	58.72 / 9.2
1700	11.06	62.92 / 6	61.67 / 6	55.14 / 6.4	50.93 / 4.8
1700	15.56	69.41 / 6.8	61.83 / 6	59.56 / 6	53.57 / 7.6
1700	19.71	65.64 / 6.8	65.21 / 6.4	62.73 / 7.6	55.63 / 8
2100	11.06	52.41 / 3.6	55.65 / 6.4	54.62 / 7.2	50.26 / 6
2100	15.56	60.21 / 6.4	59.3 / 6.8	57.41 / 7.6	49.85 / 6

เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าโดยรวมแล้วเมื่อเพิ่มความเร็วรอบเพิ่มขึ้นจะทำให้ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ลดลงดังแสดงในตารางที่ 5-13

ตารางที่ 5-13 แสดงความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่

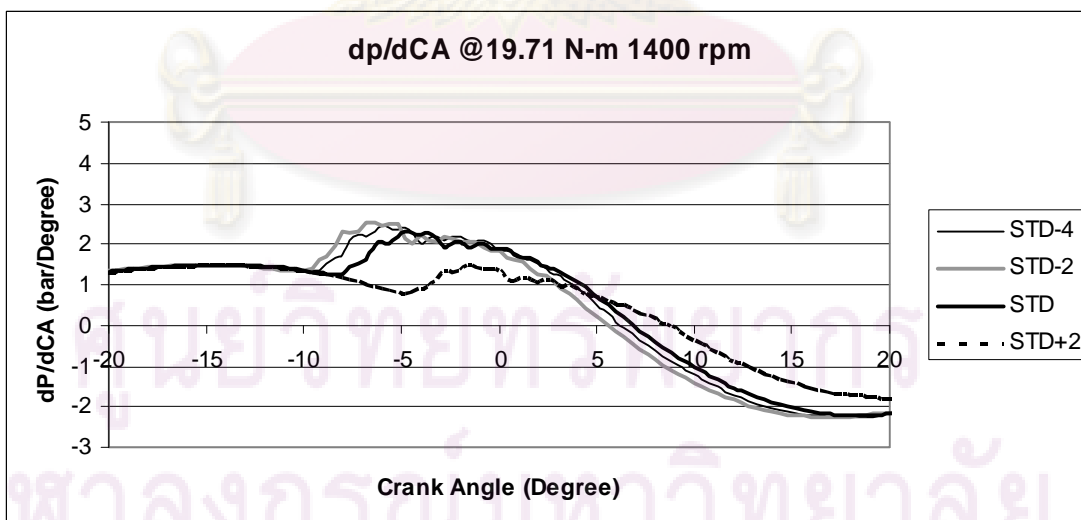
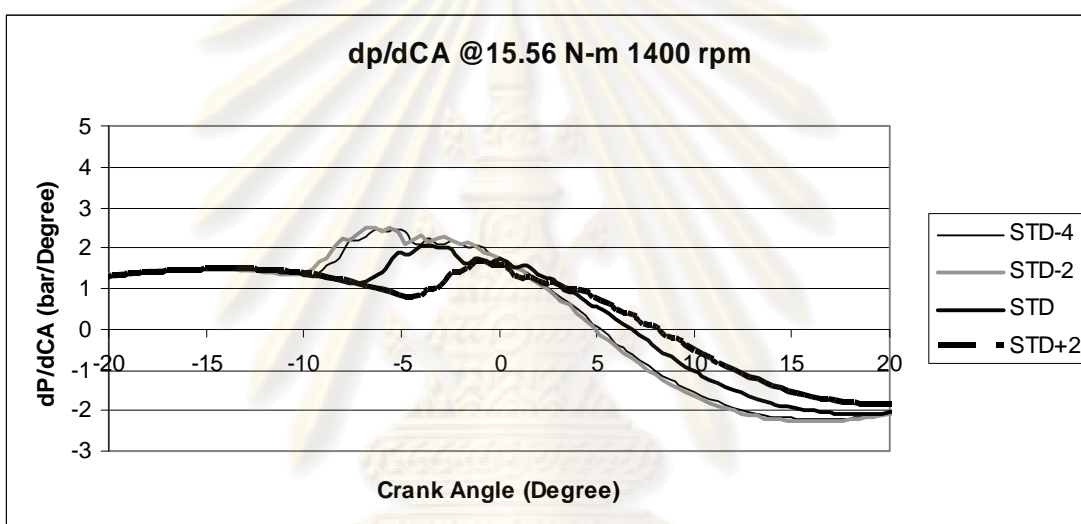
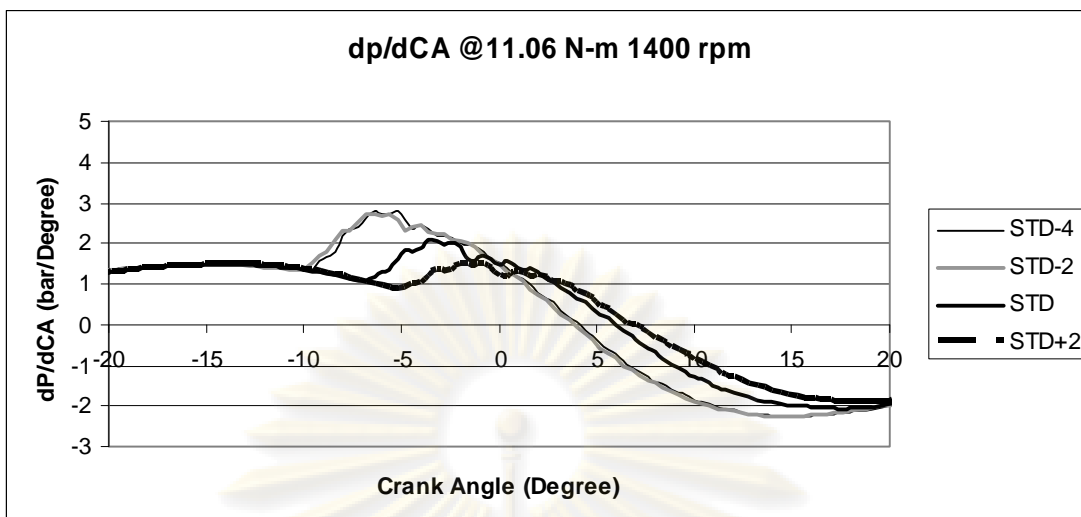
Torque	Speed	ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุด (bar)/CA aTDC			
N-m	rpm	STD-4	STD-2	STD	STD+2
11.06	1400	66.84 / 3.6	66.59 / 3.6	61.55 / 6	57.89 / 6.4
11.06	1700	62.92 / 6	61.67 / 6	55.14 / 6.4	50.93 / 4.8
11.06	2100	52.41 / 3.6	55.65 / 6.4	54.62 / 7.2	50.26 / 6
15.56	1400	67.29 / 5.2	67.83 / 4.8	63.19 / 6.4	58.72 / 8
15.56	1700	69.41 / 6.8	61.83 / 6	59.56 / 6	53.57 / 7.6
15.56	2100	60.21 / 6.4	59.3 / 6.8	57.41 / 7.6	49.85 / 6
19.71	1400	68.76 / 6.4	68.74 / 6	67.14 / 6.8	58.72 / 9.2
19.71	1700	65.64 / 6.8	65.21 / 6.4	62.73 / 7.6	55.63 / 8

จากตารางที่ 5-12 และตารางที่ 5-13 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 15.56 N-m และความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 11.06 N-m พบว่ามีความผิดปกติในความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 ซึ่งเมื่อพิจารณาจากอัตราการฉีดเชื้อเพลิงแล้วพบว่าที่จุดทดสอบนี้มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่แตกต่างจากองศาการฉีดเชื้อเพลิงอื่นๆ กล่าวคือที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 15.56 N-m นั้นพบว่ามีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่สูงกว่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงอื่นๆ แต่มีช่วงการฉีดที่สั้น จึงทำให้มีความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่สูงมาก และที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 11.06 N-m พบว่าอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ต่ำแต่มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่นาน จึงทำให้มีความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่ต่ำ ซึ่งควรมีการศึกษาความผิดปกตินี้ต่อไป

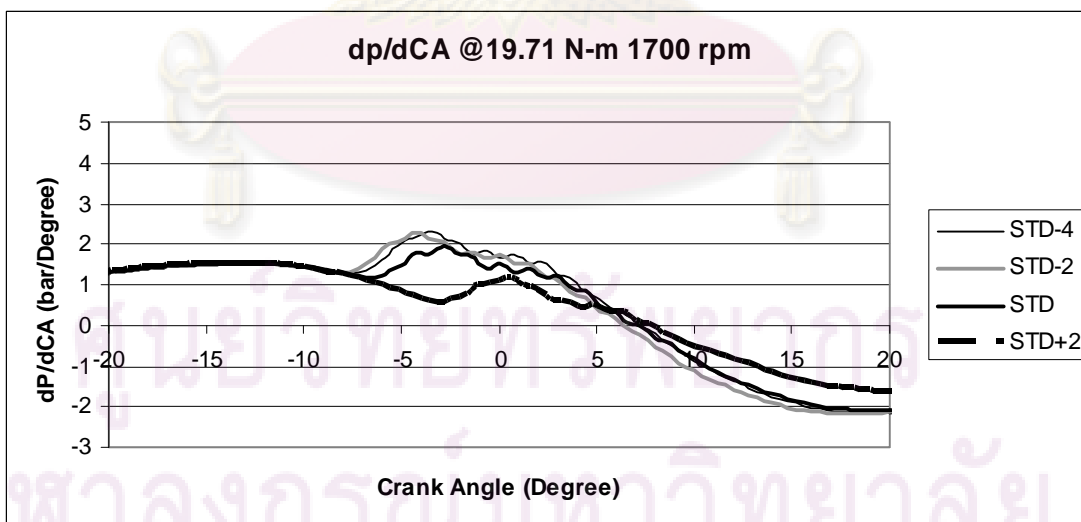
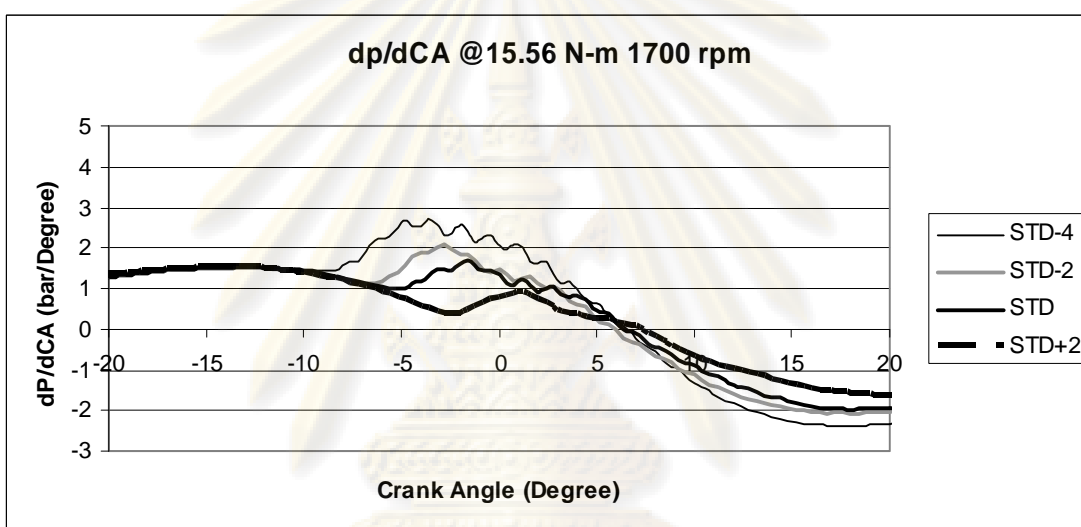
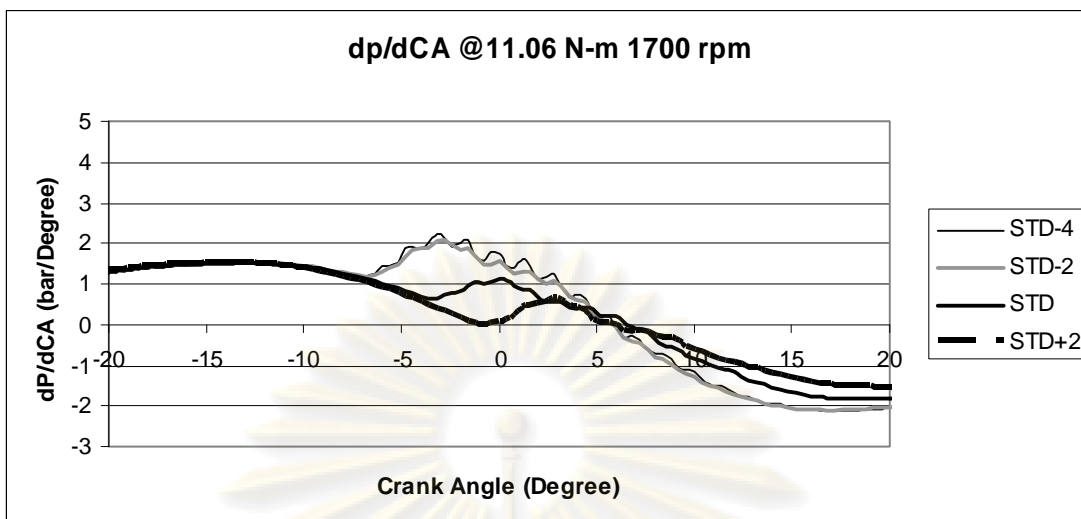
สำหรับค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้แสดงในรูปที่ 5-22 ถึงรูปที่ 5-24 ซึ่งพบว่าแนวโน้มของจุดแรกที่มีการลดลงและจุดแรกเพิ่มขึ้นของค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้สอดคล้องกันตามลำดับการฉีดเชื้อเพลิง



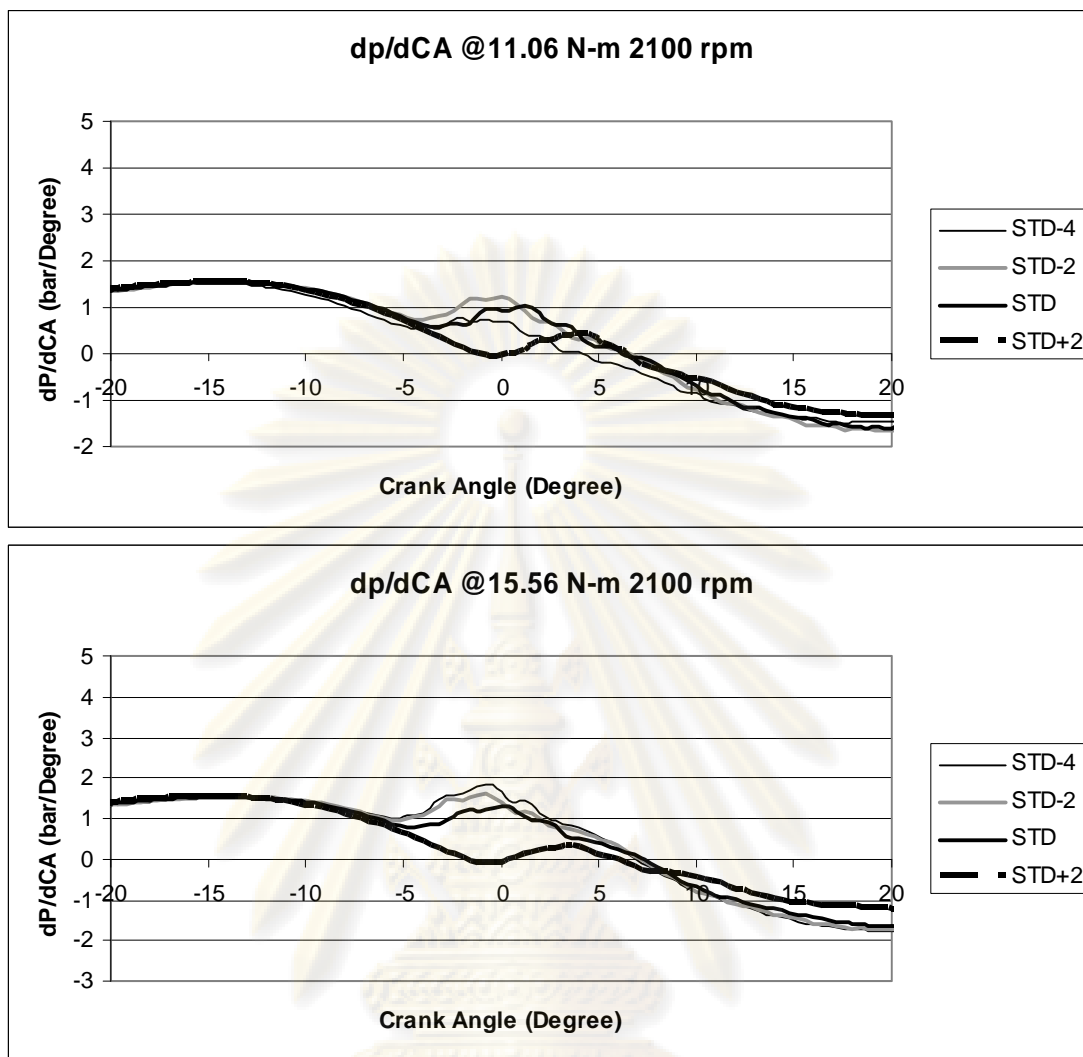
ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-22 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm  
แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m



รูปที่ 5-23 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm  
แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m



รูปที่ 5-24 แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 11.06 N-m และ 15.56 N-m

ค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้แสดงในรูปที่ 5-22 ถึงรูปที่ 5-24 พบว่ามีแนวโน้มจุดต่ำสุดแรกของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้สอดคล้องตามลำดับการฉีดเชื้อเพลิง กล่าวคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะมีจุดต่ำสุดเกิดขึ้นก่อนองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าอันเนื่องมาจากมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นก่อน

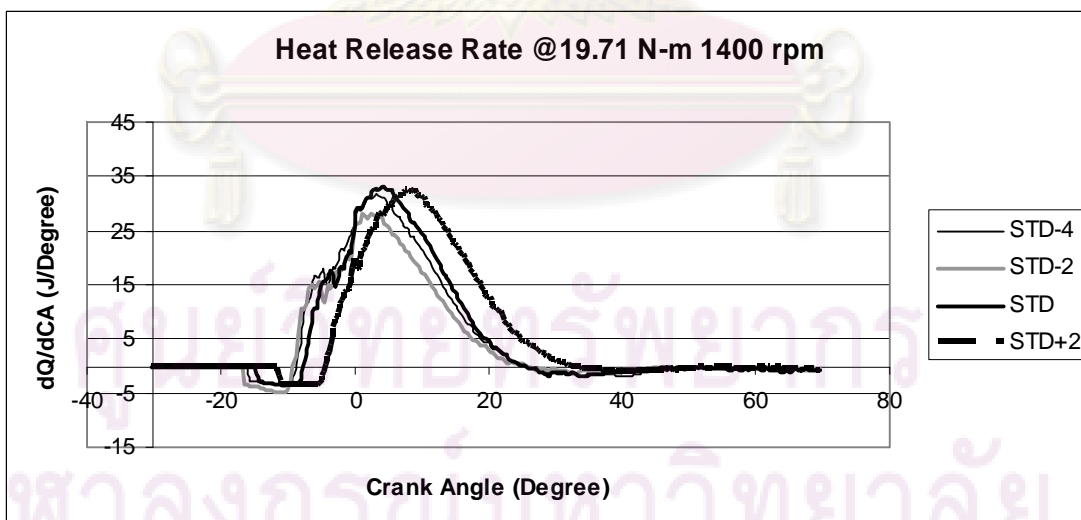
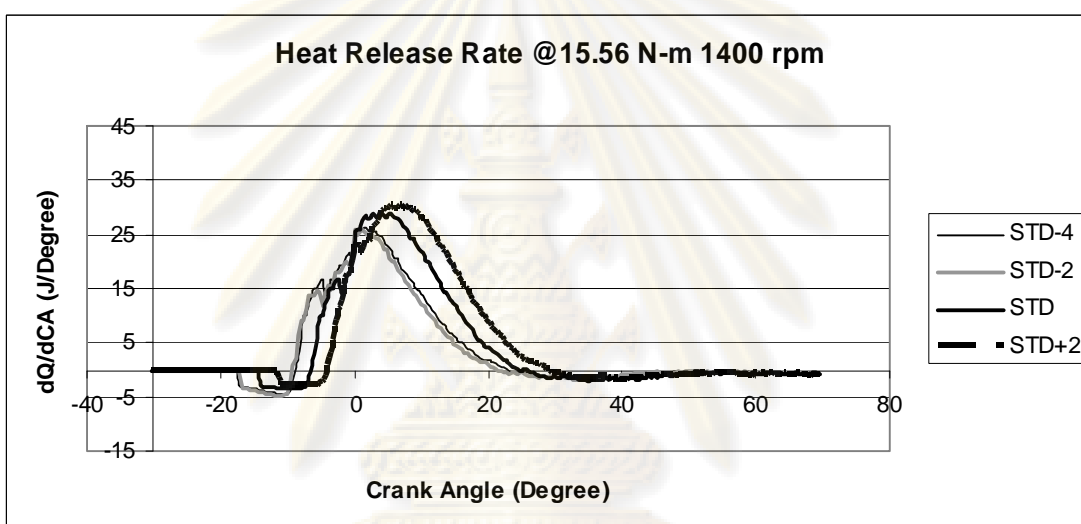
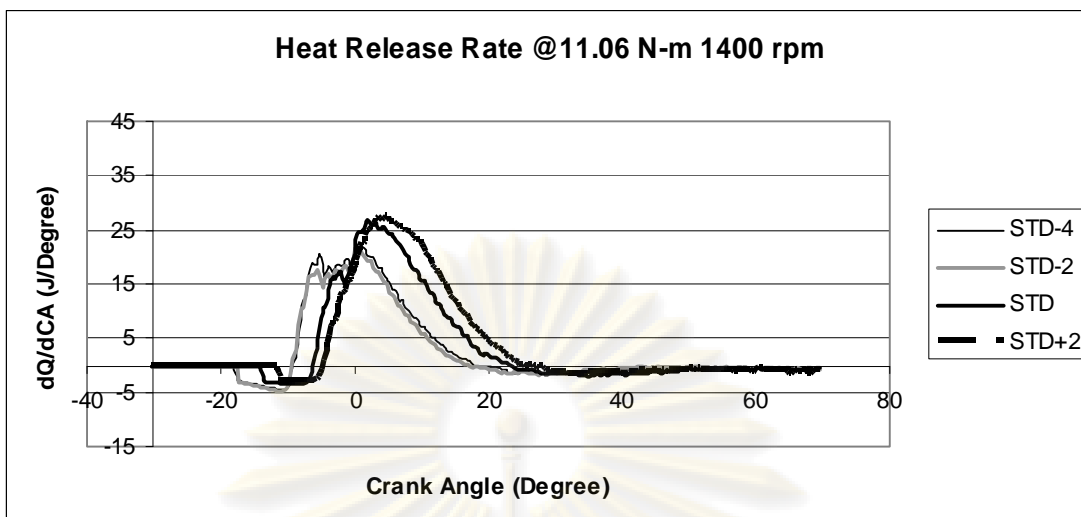
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

### 5.3.3 อัตราการปล่อยความร้อน

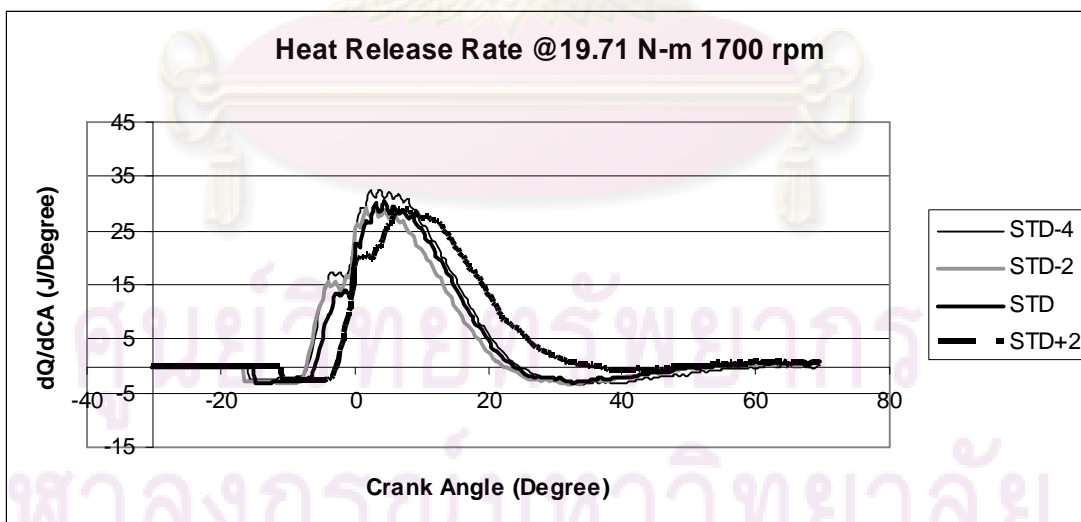
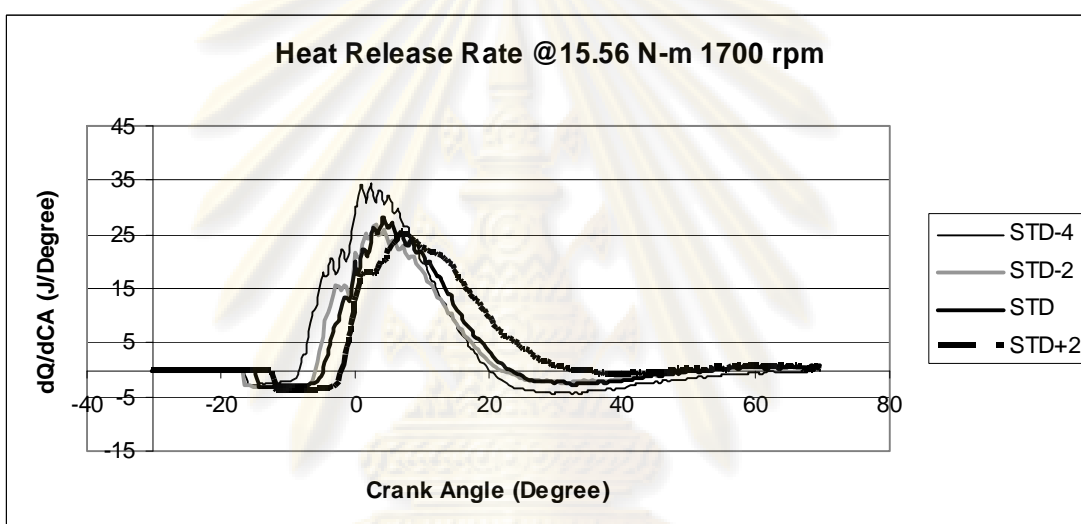
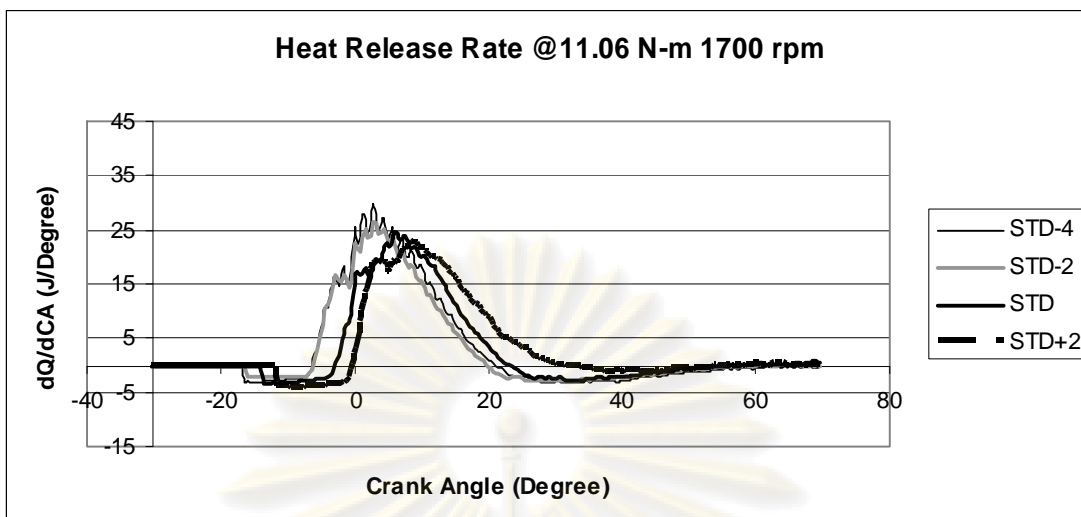
อัตราการปล่อยความร้อนจากการเผาไหม้ที่องค์การคิดเชื้อเพลิงต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 5-25 ถึงรูปที่ 5-27 เป็นผลที่ได้จากการคำนวณตามสมการที่ 3-8 ซึ่งจากอัตราการปล่อยความร้อนจะทำให้ทราบถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (SOC) และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (EOC) ซึ่งสอดคล้องกับการพิจารณาอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้และสามารถนำไปคำนวณหาช่วงการเผาไหม้ได้ สำหรับค่าจุดสิ้นสุดการเผาไหม้นั้นพิจารณาจากจุดที่อัตราการปล่อยความร้อนเป็น 0 J/CA



ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

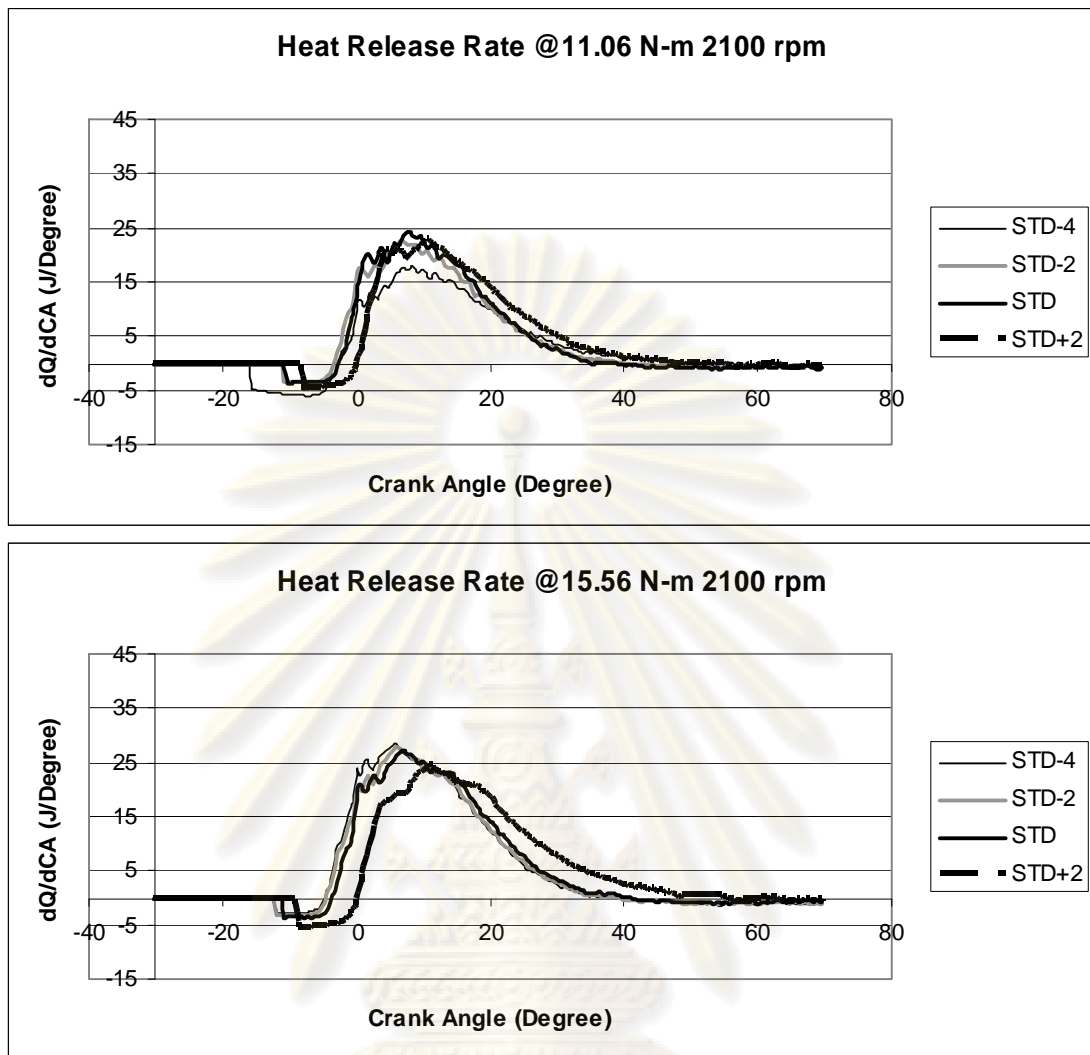


รูปที่ 5-25 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 1400 rpm  
แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m



รูปที่ 5-26 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 1700 rpm  
แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m





รูปที่ 5-27 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 2100 rpm  
แรงบิด 11.06 N-m และ 15.56 N-m

ช่วงแรกของอัตราการปล่อยความร้อนนั้นจะเว้าลงไปเล็กน้อยเนื่องจากว่าเชื้อเพลิงมีคุณสมบัติต่ำกว่าห้องเผาไหม้ ทำให้พลังงานส่วนหนึ่งถูกดึงไปใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของเชื้อเพลิงและเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ

จากรูปที่ 5-25 ถึงรูปที่ 5-27 เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบอัตราการปล่อยความร้อนในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกันพบว่าโดยรวมแล้วที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 จะมีอัตราการปล่อยความร้อนในช่วง **premixed combustion phase** สูงที่สุดเนื่องจากมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ยาวที่สุดจึงทำให้มีปริมาณเชื้อเพลิงผสมกับอากาศในช่วงนี้มากที่สุด แต่ที่แรงบิด 11.06 N-m ความเร็วรอบ 2100 rpm จะพบว่าอัตราการปล่อยความร้อนในช่วง **premixed**

combustion phase ขององศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 นั้นจะต่ำเนื่องจากว่ามีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ต่ำแต่มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่นาน

ค่าตำแหน่งอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดนั้นเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าการเพิ่มขึ้นของแรงบิดจะทำให้ตำแหน่งอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดอยู่ห่างจากจุดศูนย์ตายบนมากขึ้น โดยเมื่อเปรียบเทียบกันในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงพบว่าตำแหน่งอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดมีแนวโน้มห่างจากจุดศูนย์ตายบนตามองศาการฉีดเชื้อเพลิงกล่าวคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าจะมีค่าตำแหน่งอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดอยู่ห่างจากจุดศูนย์ตายบนมากที่สุดดังแสดงในตารางที่ 5-14

ตารางที่ 5-14 แสดงตำแหน่งอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุด

Speed	Torque	ตำแหน่งอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุด (Crank Angle)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m				
1400	11.06	0	0	2	3.6
1400	15.56	1.6	1.2	4	6.8
1400	19.71	3.2	2.4	4.4	8.8
1700	11.06	2.8	2.8	6	8.8
1700	15.56	2.4	3.2	4.4	7.2
1700	19.71	2.4	1.6	4.4	6.4
2100	11.06	8.4	6.8	7.6	10.8
2100	15.56	5.6	6	6.8	10.8

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าค่าตำแหน่งอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดจะอยู่ห่างจากจุดศูนย์ตายบนมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น โดยเมื่อเปรียบเทียบกันในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงพบว่าตำแหน่งอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดมีแนวโน้มห่างจากจุดศูนย์ตายบนตามองศาการฉีดเชื้อเพลิงกล่าวคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าจะมีค่าตำแหน่งอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดอยู่ห่างจากจุดศูนย์ตายบนมากที่สุดดังแสดงในตารางที่ 5-15

ตารางที่ 5-15 แสดงตำแหน่งอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่

Torque	Speed	ตำแหน่งอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุด (Crank Angle)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
N-m	rpm				
11.06	1400	0	0	2	3.6
11.06	1700	2.8	2.8	6	8.8
11.06	2100	8.4	6.8	7.6	10.8
15.56	1400	1.6	1.2	4	6.8
15.56	1700	2.4	3.2	4.4	7.2
15.56	2100	5.6	6	6.8	10.8
19.71	1400	3.2	2.4	4.4	8.8
19.71	1700	2.4	1.6	4.4	6.4

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สำหรับค่าจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนนั้นเป็นค่าที่บ่งบอกถึงองศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่มี การปล่อยความร้อนเท่ากับครึ่งหนึ่งของการปล่อยความร้อนทั้งหมด

ตารางที่ 5-16 แสดงค่าจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อน

Speed	Torque	จุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อน (Degree aTDC)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m				
1400	11.06	2.8	2.4	6.4	8
1400	15.56	5.2	4.4	7.2	9.6
1400	19.71	5.6	5.6	6.8	10.8
1700	11.06	6.4	6	9.8	13.6
1700	15.56	5.2	7.6	8.4	12.4
1700	19.71	7.6	6.8	8	12
2100	11.06	16.8	12.4	12.8	16.4
2100	15.56	11.2	11.6	12.8	18.8

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของแรงบิดไม่ทำให้ค่าจุด ศูนย์กลางการปล่อยความร้อนเปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจนดังแสดงในตารางที่ 5-16

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนมีแนวโน้มห่างจากจุดศูนย์ตายบนมากขึ้นดังแสดงในตารางที่ 5-17 สำหรับเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงแล้วพบว่าค่าจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนมีแนวโน้มล่าช้าตามองศาการฉีดเชื้อเพลิง

ตารางที่ 5-17 แสดงค่าจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่

Torque	Speed	จุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อน (Degree aTDC)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
11.06	1400	2.8	2.4	6.4	8
11.06	1700	6.4	6	9.8	13.6
11.06	2100	16.8	12.4	12.8	16.4
15.56	1400	5.2	4.4	7.2	9.6
15.56	1700	5.2	7.6	8.4	12.4
15.56	2100	11.2	11.6	12.8	18.8
19.71	1400	5.6	5.6	6.8	10.8
19.71	1700	7.6	6.8	8	12

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สำหรับการพิจารณาการเผาไหม้ว่าองศาการขีดเชื้อเพลิงได้นั้นมีอัตราการเผาไหม้ในช่วงแรกที่รวดเร็วกว่า จะกระทำโดยการพิจารณาค่าจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนร่วมกับช่วงการเผาไหม้ กล่าวคือถ้าอัตราส่วนระหว่างช่วงองศาเพลิงเชื้อเพลิงตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ไปจนถึงจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนเทียบกับช่วงการเผาไหม้มีค่าน้อยแสดงว่ามีการเผาไหม้ในช่วงแรกที่รวดเร็ว สำหรับค่าอัตราส่วนระหว่างช่วงองศาเพลิงเชื้อเพลิงตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ไปจนถึงจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนได้แสดงดังตารางที่ 5-18 และตารางที่ 5-19

ตารางที่ 5-18 แสดงค่าอัตราส่วนระหว่างช่วงเพลิงเชื้อเพลิงตั้งแต่เริ่มการเผาไหม้จนถึงจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนเทียบกับช่วงการเผาไหม้

Speed	Torque	อัตราส่วนเทียบกับช่วงการเผาไหม้ (%)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m				
1400	11.06	46	46	44	43
1400	15.56	45	46	45	41
1400	19.71	43	43	44	42
1700	11.06	47	48	49	44
1700	15.56	49	49	47	42
1700	19.71	47	49	47	39
2100	11.06	35	37	38	35
2100	15.56	37	37	38	34

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5-19 แสดงค่าอัตราส่วนระหว่างช่วงเพลาช้อเหวียงตั้งแต่เริ่มการเผาไหม้จนถึงจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนเทียบกับช่วงการเผาไหม้เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่

Torque	Speed	อัตราส่วนเทียบกับช่วงการเผาไหม้ (%)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
N-m	rpm				
11.06	1400	46	46	44	43
11.06	1700	47	48	49	44
11.06	2100	35	37	38	35
15.56	1400	45	46	45	41
15.56	1700	49	49	47	42
15.56	2100	37	37	38	34
19.71	1400	43	43	44	42
19.71	1700	47	49	47	39

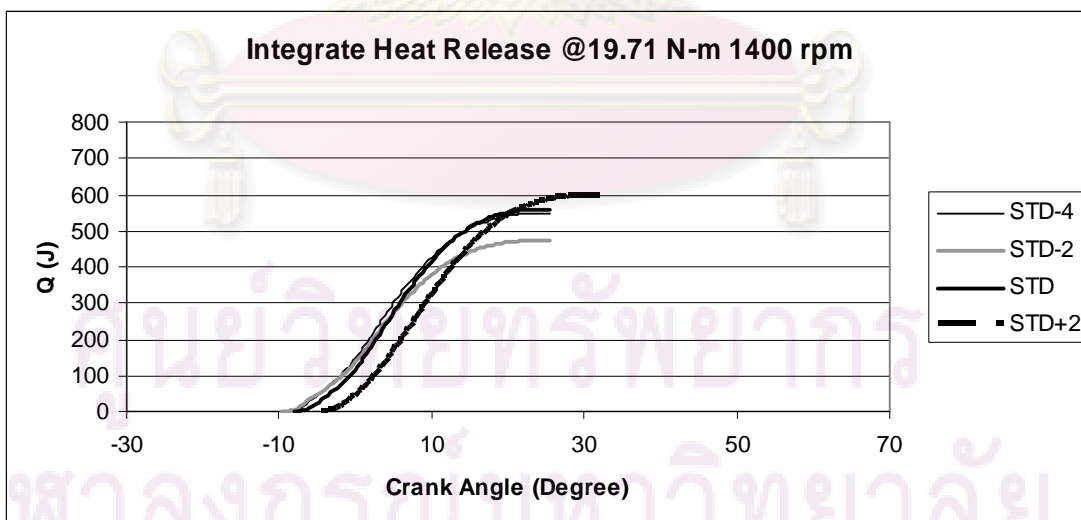
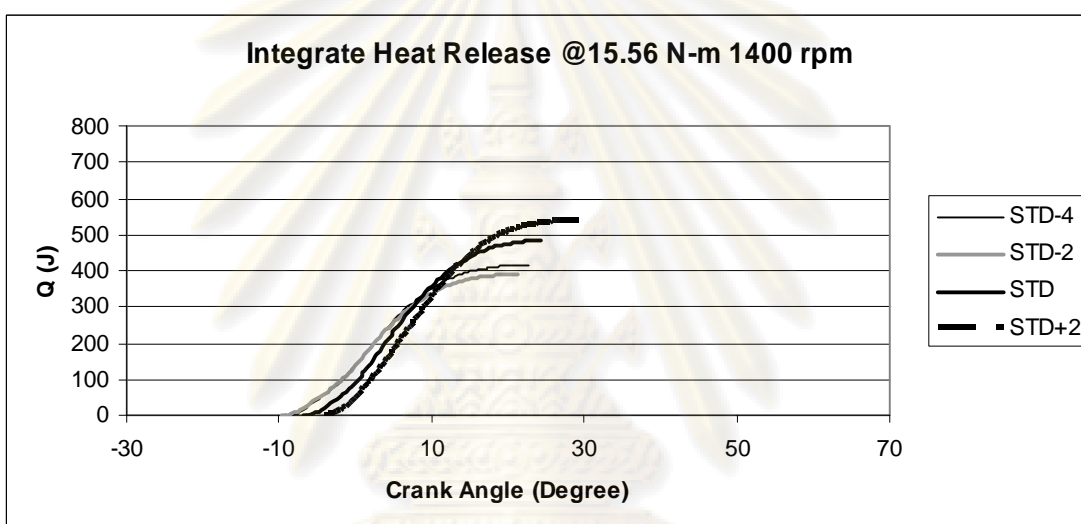
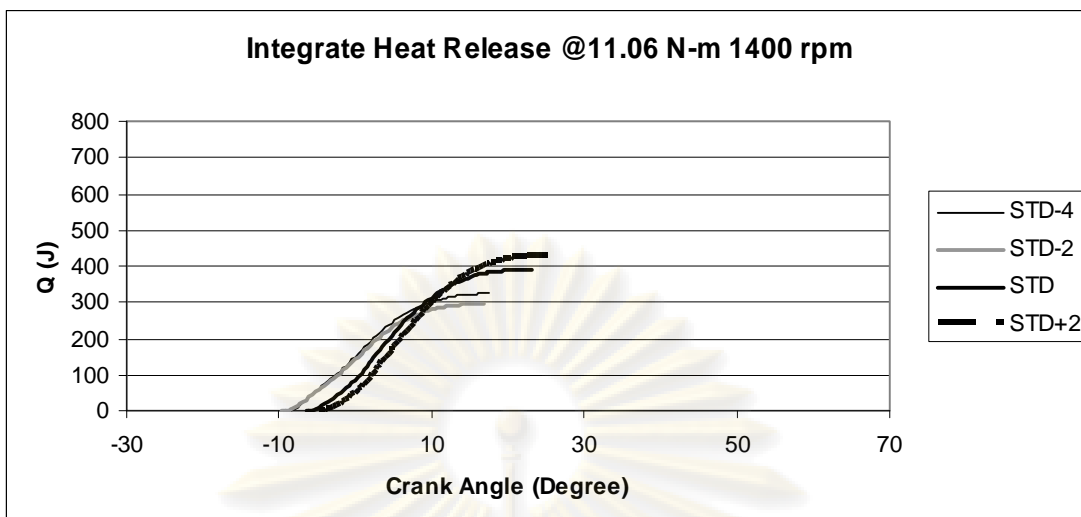
จากตารางที่ 5-18 และตารางที่ 5-19 เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมนั้นพบว่าที่ความเร็วรอบ 2100 rpm จะมีอัตราการเผาไหม้ในช่วงแรกที่สูงที่สุด และพบว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm มีอัตราการเผาไหม้ในช่วงแรกต่ำที่สุด ซึ่งเป็นไปได้ว่ามีการฉีดเชื้อเพลิงในปริมาณที่เกินจำเป็น

เมื่อพิจารณาที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆพบว่า เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าจะทำให้อัตราการเผาไหม้ในช่วงแรกสูงขึ้น แต่เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้นไม่มีการเปลี่ยนแปลงในอัตราการเผาไหม้ในช่วงแรกอย่างชัดเจน

#### 5.3.4 การปล่อยความร้อนสุทธิ

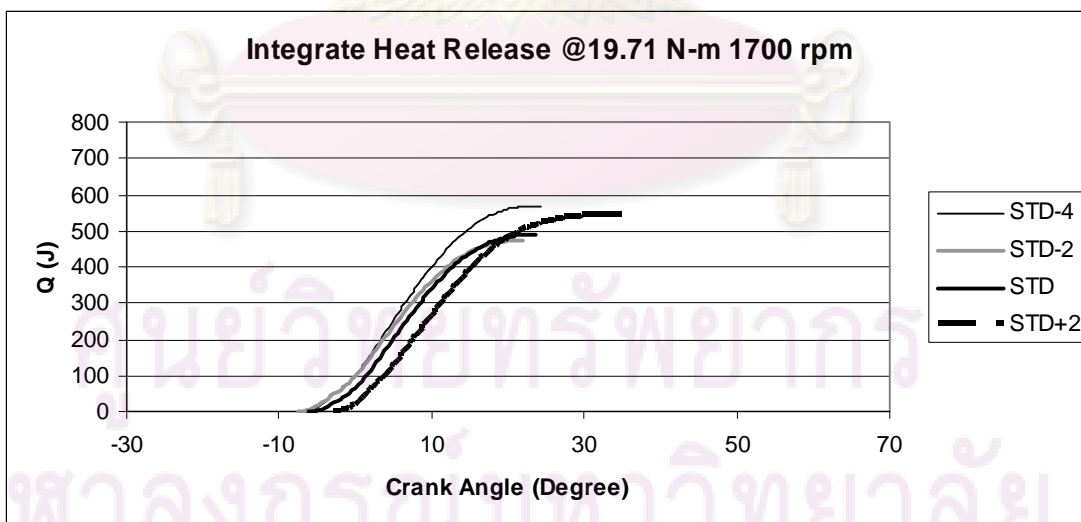
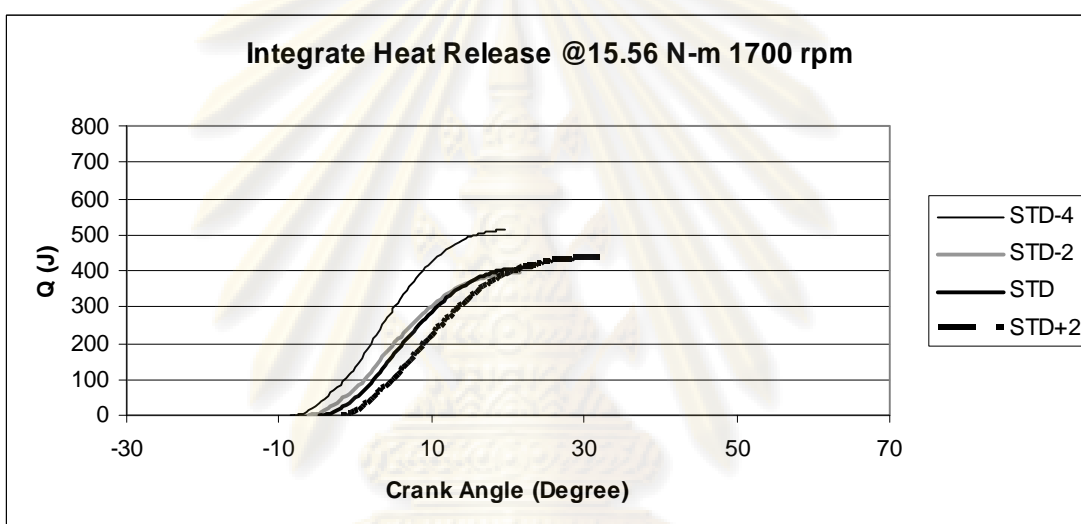
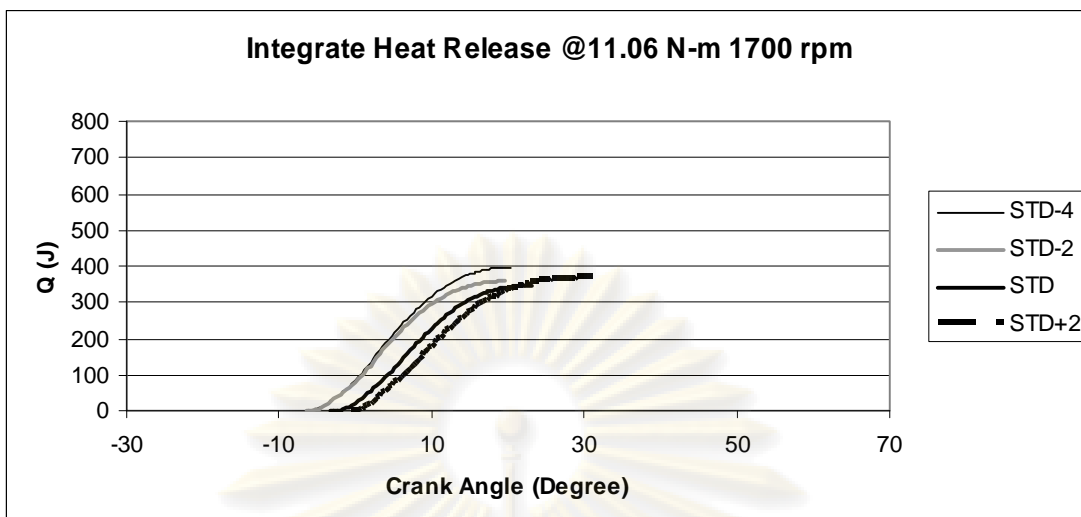
การปล่อยความร้อนสุทธิที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆสามารถคำนวณจากการอินทิเกรตพื้นที่ใต้กราฟของอัตราการปล่อยความร้อนดังแสดงในรูปที่ 5-28 ถึงรูปที่ 5-30

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

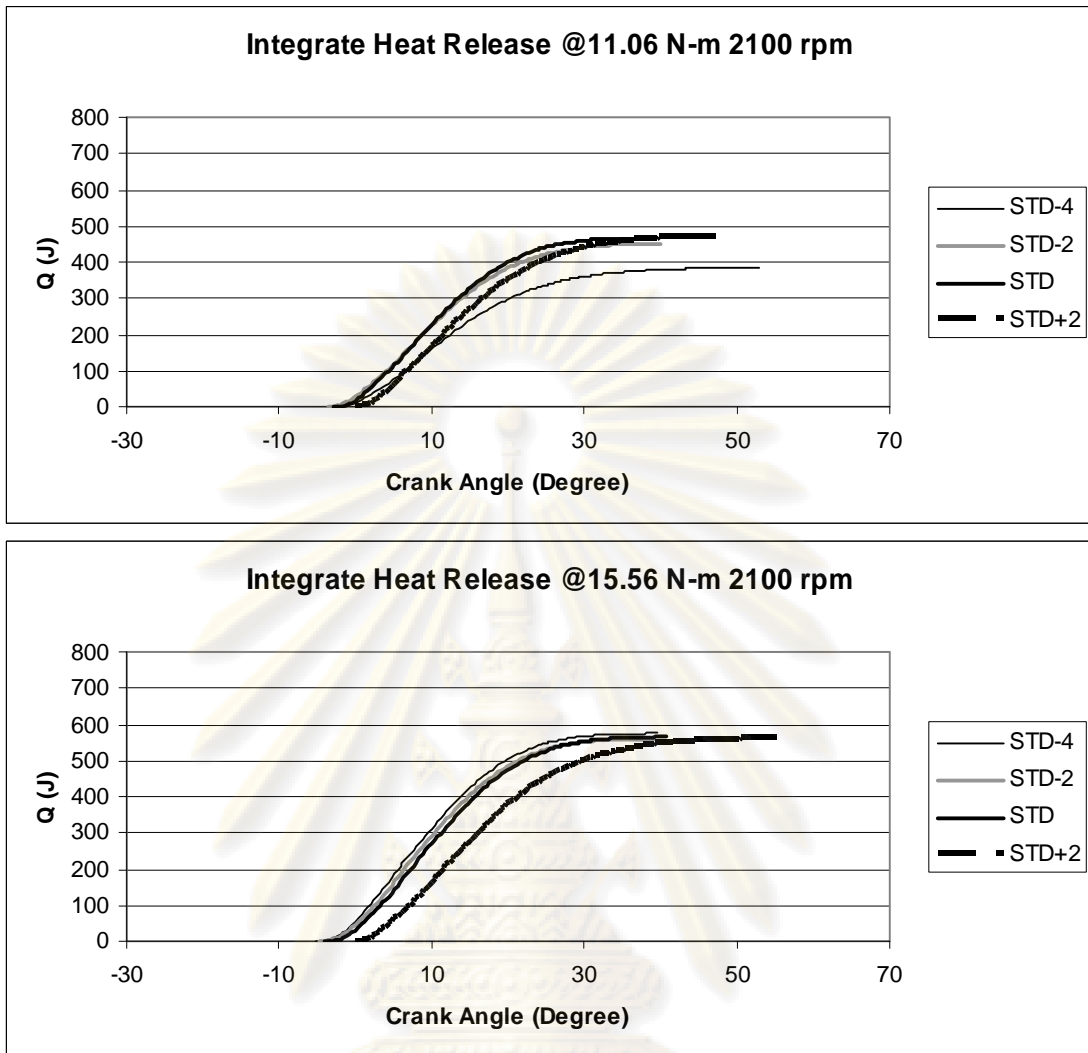


รูปที่ 5-28 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 1400 rpm  
แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m





รูปที่ 5-29 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 1700 rpm  
แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m



รูปที่ 5-30 การปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 2100 rpm  
แรงบิด 11.06 N-m และ 15.56 N-m

จากรูปที่ 5-28 ถึงรูปที่ 5-30 พบว่าค่าการปล่อยความร้อนสุทธินั้นเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงพบว่ามีแนวโน้มของอัตราการปล่อยความร้อนตามองศาการฉีดเชื้อเพลิงกล่าวคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะมีแนวโน้มการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นก่อนและเมื่อพิจารณาจุดสิ้นสุดการเผาไหม้นั้นที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าานั้นจะมีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ช้าที่สุด

สำหรับที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 10.06 N-m พบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 นั้นมีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ช้าที่สุด เนื่องจากมีการฉีดเชื้อเพลิงปริมาณที่น้อยแต่มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่นานดังที่ได้กล่าวไว้แล้วข้างต้น ซึ่งควรจะมีการศึกษาความผิดปกตินี้ต่อไป

ค่าการปล่อยความร้อนสุทธินั้นเป็นเพียงปริมาณที่บ่งบอกว่าการเผาไหม้มีมากน้อยเท่าไร แต่ไม่สามารถนำมาพิจารณาการเผาไหม้ว่ามี การเผาไหม้ที่ดีหรือไม่ โดยการจะพิจารณาการเผาไหม้นั้นจำเป็นต้องพิจารณาร่วมกับปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรเพื่อคำนวณหาค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ สำหรับค่าการปล่อยความร้อนสุทธิเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่และค่าการปล่อยความร้อนสุทธิเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่ได้แสดงดังตารางที่ 5-20 และ ตารางที่ 5-21

ตารางที่ 5-20 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่

Speed	Torque	การปล่อยความร้อนสุทธิ (J)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m				
1400	11.06	324.58	295.85	391.9	429.36
1400	15.56	416.23	390.31	483.45	538.81
1400	19.71	549.88	474.3	560.39	599.88
1700	11.06	397.26	358.48	345.8	368.77
1700	15.56	512.25	393.65	408.73	434.52
1700	19.71	570.1	474.59	489.57	544.15
2100	11.06	386.01	450.63	465.96	471.39
2100	15.56	575.45	560.33	565.49	562.41

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

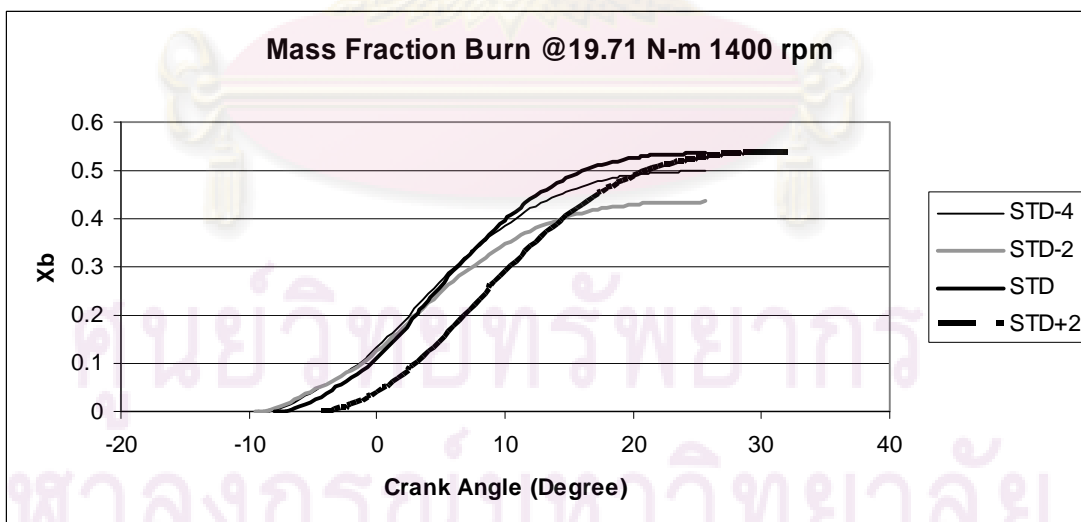
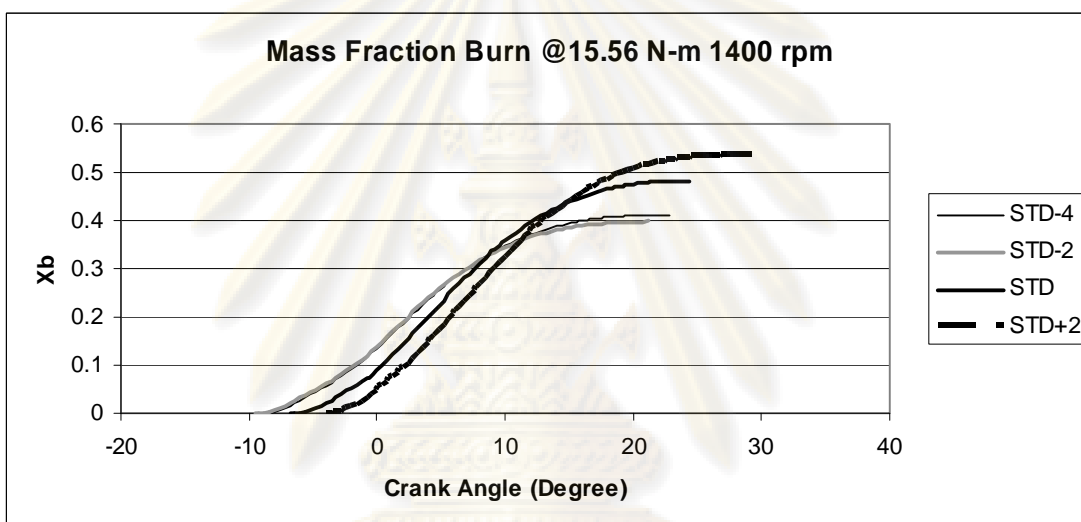
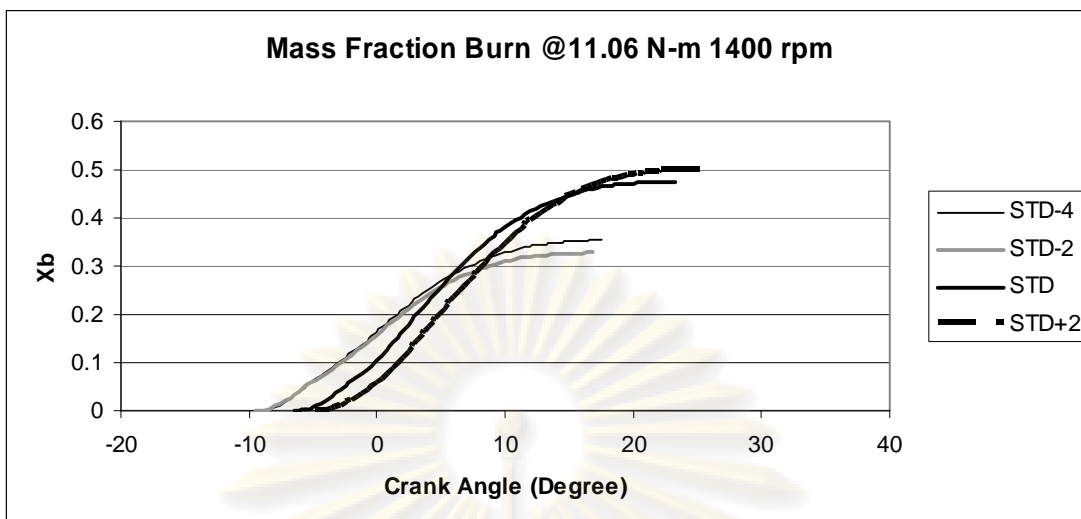
ตารางที่ 5-21 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่

Torque	Speed	การปล่อยความร้อนสุทธิ (J)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
N-m	rpm				
11.06	1400	324.58	295.85	391.9	429.36
11.06	1700	397.26	358.48	345.8	368.77
11.06	2100	386.01	450.63	465.96	471.39
15.56	1400	416.23	390.31	483.45	538.81
15.56	1700	512.25	393.65	408.73	434.52
15.56	2100	560.33	565.49	562.41	560.33
19.71	1400	549.88	474.3	560.39	599.88
19.71	1700	570.1	474.59	489.57	544.15

สำหรับค่าการปล่อยความร้อนสุทธิแสดงในตารางที่ 5-20 และตารางที่ 5-21 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า การเพิ่มขึ้นของแรงบิดจะทำให้การปล่อยความร้อนสุทธิสูงขึ้นเนื่องจากต้องการกำลังที่สูงขึ้น โดยเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบกันในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงพบว่าที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นั้นองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 จะมีค่ามากที่สุด ส่วนที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นั้นองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 จะมีค่ามากที่สุด ส่วนที่ความเร็วรอบ 2100 rpm นั้นที่แรงบิด 11.06 N-m องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 จะมีค่ามากที่สุด ส่วนที่แรงบิด 15.56 N-m นั้นองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 จะมีค่ามากที่สุด สำหรับค่าการปล่อยความร้อนสุทธิเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่ไม่พบแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงที่ชัดเจน

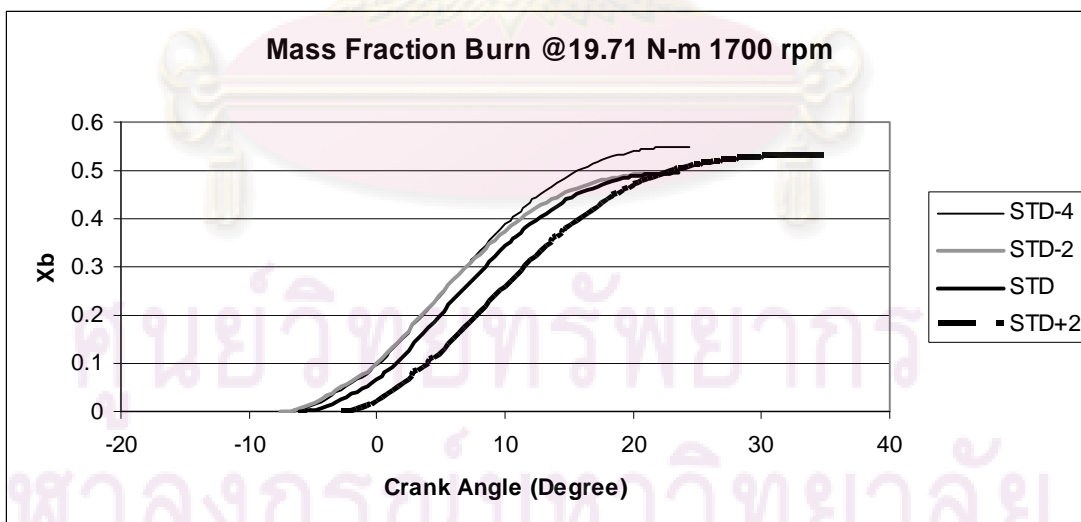
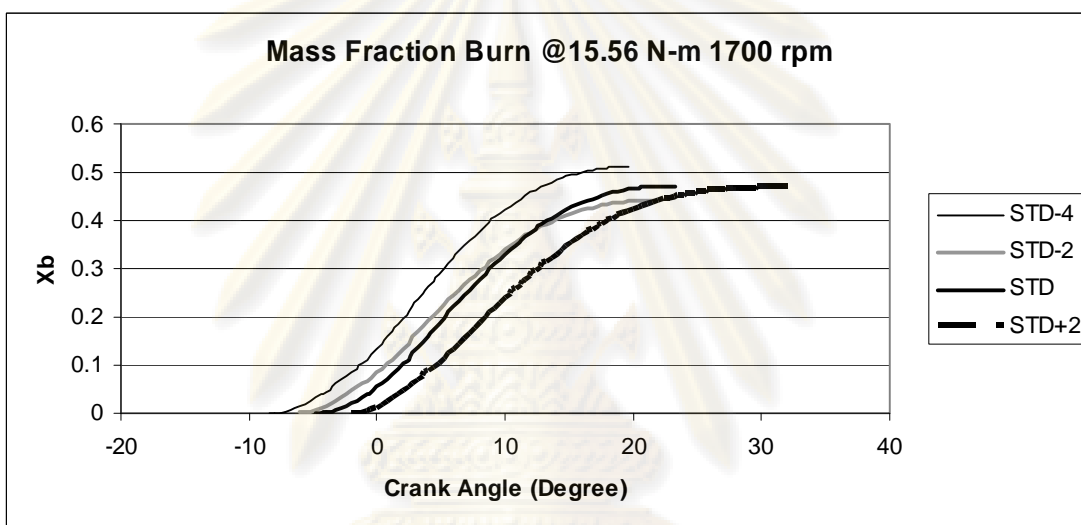
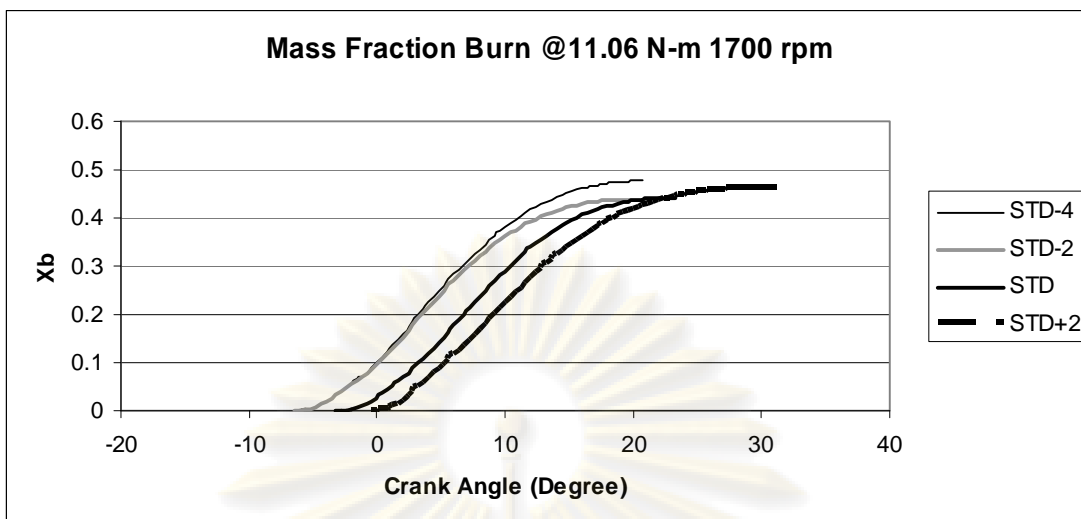
### 5.3.5 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

สำหรับค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้นั้นเป็นค่าที่บ่งบอกถึงการเผาไหม้ว่าเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปในแต่ละวัฏจักรนั้นถูกเผาไหม้มากน้อยเท่าไร ซึ่งเมื่อพิจารณาแล้วพบว่าถึงแม้ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะให้ค่าอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรคต่ำที่สุด แต่ไม่ได้มีการเผาไหม้ที่ดีที่สุด

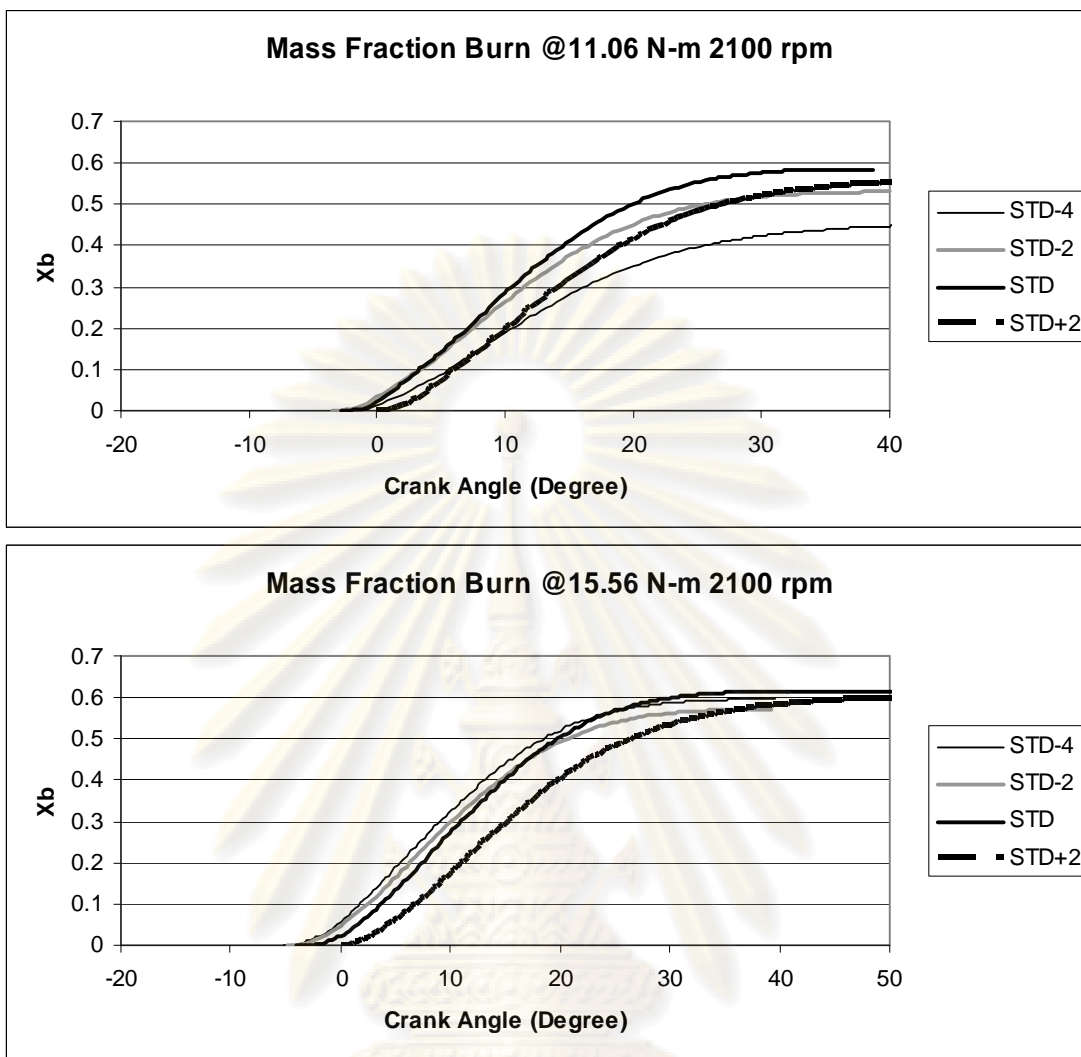


รูปที่ 5-31 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m



รูปที่ 5-32 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm  
แรงบิด 11.06 N-m, 15.56 N-m และ 19.71 N-m



รูปที่ 5-33 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm  
แรงบิด 11.06 N-m และ 15.56 N-m

จากรูปที่ 5-31 ถึงรูปที่ 5-33 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า การเพิ่มขึ้นของแรงบิด จะทำให้มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงขึ้น ซึ่งเป็นไปได้ว่าการเพิ่มขึ้นของแรงบิดนั้นทำให้ อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้มีค่าที่สูงขึ้นทำให้การลามของเปลวไฟเกิดขึ้นได้ดี เมื่อพิจารณาที่ แรงบิดคงที่นั้นไม่พบแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงที่ชัดเจน

ค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ได้แสดงดังตารางที่ 5-22 สำหรับค่าองศาการฉีด เชื้อเพลิงที่มีการเผาไหม้ดีที่สุดในแต่ละจุดทดสอบนั้นได้แสดงดังตารางที่ 5-23

ตารางที่ 5-22 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

Speed	Torque	Mass Fraction Burn			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m				
1400	11.06	0.35	0.33	0.48	0.5
1400	15.56	0.41	0.4	0.48	0.54
1400	19.71	0.5	0.44	0.54	0.55
1700	11.06	0.48	0.44	0.44	0.46
1700	15.56	0.51	0.44	0.47	0.47
1700	19.71	0.55	0.49	0.49	0.53
2100	11.06	0.45	0.53	0.58	0.56
2100	15.56	0.59	0.57	0.62	0.6

ตารางที่ 5-23 แสดงองศาการขีดเชื้อเพลิงที่มีการเผาไหม้ดีที่สุดในแต่ละจุดทดสอบ

Speed	Torque	องศาการขีดเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ดีที่สุด			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m				
1400	11.06				✓
1400	15.56				✓
1400	19.71				✓
1700	11.06	✓			
1700	15.56	✓			
1700	19.71	✓			
2100	11.06			✓	
2100	15.56			✓	

เมื่อพิจารณาสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้จากตารางที่ 5-22 และตารางที่ 5-23 โดยภาพรวมพบว่าที่องศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะมีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ต่ำ ซึ่งเป็นไปได้ว่าการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะทำให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ตกลงอย่างมาก เป็นผลให้เกิดการ



เผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ จึงเป็นผลให้ค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้และอุณหภูมิไอเสียที่ต่ำ แต่เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าขึ้นอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ก่อนเริ่มต้นการเผาไหม้มีค่าสูงขึ้น ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์กว่าจึงทำให้มีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงและอุณหภูมิไอเสียที่สูง ซึ่งจากอุณหภูมิไอเสียที่สูงนั้นสามารถเป็นตัวยืนยันได้ถึงการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นห่างจากจุดศูนย์ตายบน ซึ่งเครื่องยนต์จะไม่ได้งานจากการเผาไหม้เนื่องจากการขยายตัวของลูกสูบในช่วงหลังศูนย์ตายบน เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า

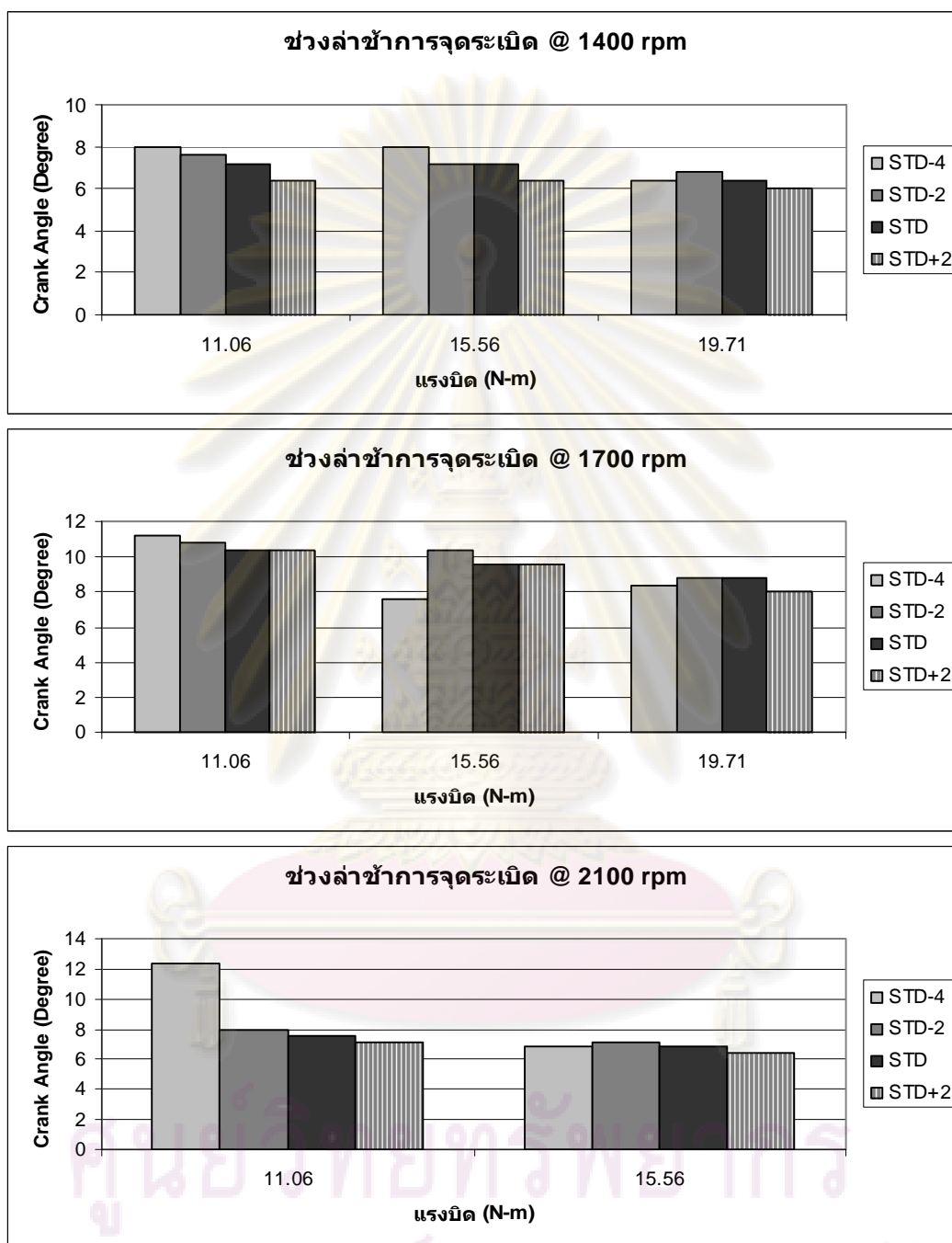
#### 5.4 สรุปผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้

ก. ท้องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่าจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเป็นไปตามลำดับก่อนหลังขององศาการฉีดเชื้อเพลิง โดยเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าแนวโน้มจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงจะมีค่าเข้าใกล้จุดศูนย์ตายบนตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของแรงบิดไม่ทำให้จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเปลี่ยนแปลงอย่างมีแนวโน้มที่ชัดเจน สำหรับจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงนั้นไม่มีแนวโน้มที่ชัดเจน

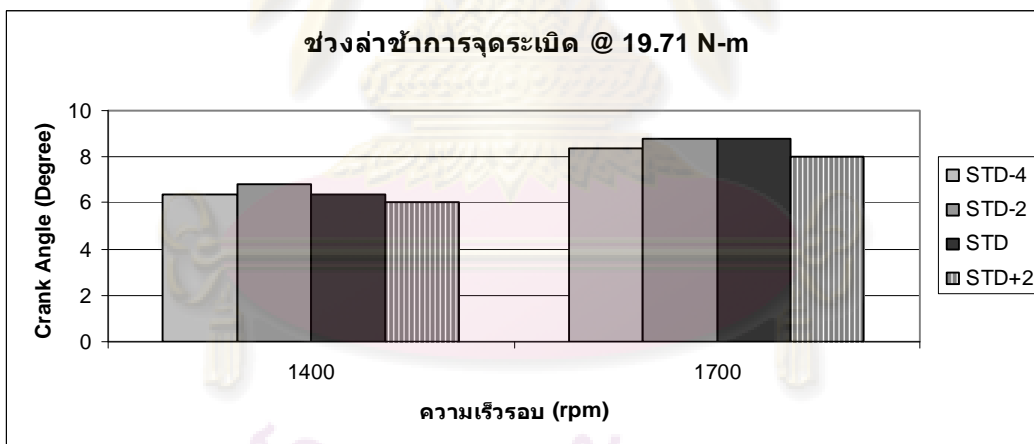
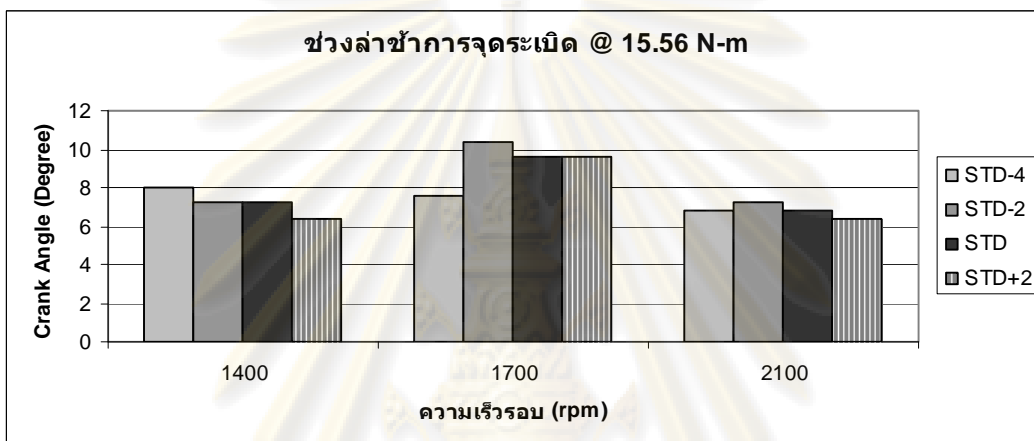
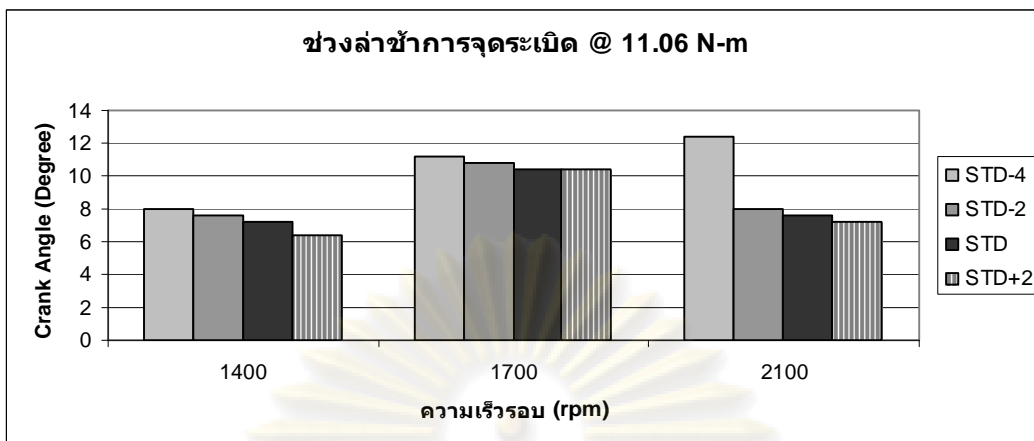
ข. ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรเมื่อพิจารณาที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆพบว่าท้องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรต่ำที่สุด โดยเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นั้นมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรที่ต่ำที่สุด ซึ่งสอดคล้องกับอัตราการสิ้นเปลืองจำเพาะเบรก สำหรับปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรเมื่อพิจารณาที่ความเร็วคงที่พบว่าเมื่อแรงบิดเพิ่มขึ้นจะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรที่สูงขึ้นเนื่องจากต้องการกำลังที่มากขึ้น

ค. ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดเมื่อพิจารณาจากรูปที่ 5-34 และรูปที่ 5-35 มีแนวโน้มลดลงเมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามากขึ้น ซึ่งอาจเป็นเพราะว่าเมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าทำให้อุณหภูมิและความดันภายในห้องเผาไหม้มีค่าสูงและเชื้อเพลิงมีการระเหยเป็นไอที่ดีขึ้น เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของแรงบิด จะมีผลทำให้ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดมีค่าสั้นลงเนื่องจากอุณหภูมิและความดันในห้องเผาไหม้มีค่าสูงขึ้น แต่เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นที่ความเร็วรอบ 1700 rpm จะมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดมากที่สุด และลดลงที่ความเร็วรอบ 2100 เมื่อพิจารณาค่าช่วงล่าช้าการจุดระเบิดนั้นพบว่าที่ท้องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 จะมีค่ามากที่สุดรองลงมาคือองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานและองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 ตามลำดับในทุกๆจุดทดสอบ แต่เมื่อพิจารณาที่ท้องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 ร่วมด้วยนั้นพบว่าโดยรวมแล้วนั้นองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 จะมีค่ามากที่สุด แต่ถ้าพิจารณาบางจุดทดสอบนั้นพบว่าจะมีแนวโน้มค่าช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ผิดปกติจากองศาการฉีดเชื้อเพลิงอื่น ซึ่งเป็นไปได้ว่าอาจเกิดจากค่าการอัดตัวได้ของไคม์ทิล

อีเทอร์มีค่าสูงหรืออาจเกิดการรั่วที่ปั๊มเชื้อเพลิง ซึ่งในงานวิจัยในอนาคตควรศึกษาความผิดปกตินี้ต่อไป ซึ่งค่าช่วงล่าง้าการจุดระเบิดได้แสดงไว้ดังตารางที่ 5-24



รูปที่ 5-34 แสดงช่วงล่าง้าการจุดระเบิดที่ความเร็วรอบคงที่



รูปที่ 5-35 แสดงช่วงล่างซ้ายการจุดระเบิดเมื่อแรงบิดคงที่

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5-24 แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

Speed	Torque	ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด (CA)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m				
1400	11.06	8	7.6	7.2	6.4
1400	15.56	8	7.2	7.2	6.4
1400	19.71	6.4	6.8	6.4	6
1700	11.06	11.2	10.8	10.4	10.4
1700	15.56	7.6	10.4	9.6	9.6
1700	19.71	8.4	8.8	8.8	8
2100	11.06	12.4	8	7.6	7.2
2100	15.56	6.8	7.2	6.8	6.4

ง. จุดเริ่มต้นการเผาไหม้เมื่อพิจารณาจากตารางที่ 5-25 ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ พบว่าจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เป็นไปตามองศาการฉีดเชื้อเพลิงกล่าวคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ก่อนองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า เมื่อพิจารณาที่ความเร็วคงที่ พบว่าการเพิ่มขึ้นของแรงบิดไม่มีผลต่อจุดเริ่มต้นการเผาไหม้อย่างชัดเจน เมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นจะทำให้จุดเริ่มต้นการเผาไหม้เข้าใกล้จุดศูนย์ตายบน

จ. ค่าช่วงการเผาไหม้จากตารางที่ 5-26 และตารางที่ 5-27 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่าเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของแรงบิดจะทำให้ช่วงการเผาไหม้มีค่ามากขึ้นเนื่องจากมีปริมาณเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปในแต่ละวัฏจักรมากขึ้น โดยเมื่อพิจารณาในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงพบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าจะมีช่วงการเผาไหม้ที่ยาวที่สุดเมื่อพิจารณาที่แรงบิดคงที่พบว่าโดยภาพรวมนั้นที่ความเร็วรอบ 2100 rpm จะมีช่วงการเผาไหม้ที่ยาวที่สุด รองลงมาคือที่ความเร็วรอบ 1400 rpm และ 1700 rpm, ตามลำดับ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5-25 แสดงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้

Speed	Torque	SOC (CA)				EOC (CA)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2	STD-4	STD-2	STD	STD+2
1400	11.06	-9.6	-9.6	-6.4	-4.8	17.6	16.8	23.2	25.2
1400	15.56	-9.2	-9.6	-6.8	-4	22.8	21.2	24.4	29.2
1400	19.71	-9.2	-9.6	-8	-4.4	25.6	25.6	25.6	32
1700	11.06	-6.4	-6.4	-3.2	-0.4	20.8	19.6	23.2	31.2
1700	15.56	-8.4	-6	-4.8	-2	19.6	21.6	23.2	32
1700	19.71	-7.2	-7.6	-6	-2.8	24.4	22	23.6	34.8
2100	11.06	-2.4	-3.6	-2.8	0	52.8	40	38.8	47.2
2100	15.56	-5.2	-4.8	-4	0	39.6	39.2	40.8	55.2

เมื่อพิจารณาจากค่าจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้นั้น สามารถนำมาหาค่าช่วงการเผาไหม้ได้ ซึ่งช่วงการเผาไหม้คือช่วงเพลลาข้อเหวี่ยงตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ไปจนถึงจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ โดยช่วงการเผาไหม้นั้นได้แสดงไว้ดังตารางที่ 5-26 และตารางที่ 5-27

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5-26 แสดงช่วงการเผาไหม้ของไดเมทิลอีเทอร์

Speed	Torque	ช่วงการเผาไหม้ (Degree)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
rpm	N-m				
1400	11.06	27.2	26.4	29.6	30
1400	15.56	32	30.8	31.2	33.2
1400	19.71	34.8	35.2	33.6	36.4
1700	11.06	27.2	26	26.4	31.6
1700	15.56	28	27.6	28	34
1700	19.71	31.6	29.6	29.6	37.6
2100	11.06	55.2	43.6	41.6	47.2
2100	15.56	44.8	44	44.8	55.2

ตารางที่ 5-27 แสดงช่วงการเผาไหม้ของไดเมทิลอีเทอร์ที่แรงบิดคงที่

Torque	Speed	ช่วงการเผาไหม้ (Degree)			
		STD-4	STD-2	STD	STD+2
N-m	Rpm				
11.06	1400	27.2	26.4	29.6	30
11.06	1700	27.2	26	26.4	31.6
11.06	2100	55.2	43.6	41.6	47.2
15.56	1400	32	30.8	31.2	33.2
15.56	1700	28	27.6	28	34
15.56	2100	44.8	44	44.8	55.2
19.71	1400	34.8	35.2	33.6	36.4
19.71	1700	31.6	29.6	29.6	37.6

## บทที่ 6

### สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

#### 6.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาลักษณะการเผาไหม้ของการใช้ DME ในเครื่องยนต์ดีเซล ขนาดเล็กชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเมื่อใช้ชุดขับปั๊มเชื้อเพลิงมาตรฐาน โดยการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบและศึกษาผลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME โดยสรุปผลได้ดังนี้

##### 6.1.1 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ

ก. ค่าอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกพบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าต่ำที่สุด โดยเมื่อพิจารณาที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆพบว่าเมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 นั้นจะมีค่าอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกที่สูงขึ้น ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 แต่เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 นั้นพบว่าอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรกมีค่าสูงขึ้นกว่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 เพียงเล็กน้อย

ข. สำหรับค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆพบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานมีค่าสูงที่สุด โดยเมื่อพิจารณาที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆพบว่าเมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 นั้นจะมีค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ต่ำลง แต่เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 นั้นพบว่าค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกมีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงลดลงเพียงเล็กน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 สำหรับที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 นั้นพบว่ามีความประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกใกล้เคียงกับองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 ซึ่งสอดคล้องกับค่าอัตราสิ้นเปลืองจำเพาะเบรก

ค. เมื่อพิจารณาอุณหภูมิไอเสียที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆพบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 มีอุณหภูมิไอเสียที่สูงที่สุด แต่ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน, องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 นั้นมีอุณหภูมิไอเสียใกล้เคียงกัน

ง. เมื่อพิจารณาค่า  $\sum (f \cdot h_f)$  พบว่าที่ค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานมีค่าสูงที่สุด โดยมีค่า 11.6% รองลงมาคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 ตามลำดับ

จ. เมื่อพิจารณาค่า  $\sum (f \cdot sfc)$  พบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานมีค่าต่ำที่สุด โดยมีค่า 338 g/kW-hr ถัดขึ้นไปคือที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 และที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 ตามลำดับ

ฉ. เมื่อพิจารณาแล้วพบว่าที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานนั้นเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมเนื่องจากว่า สามารถให้กำลังค้ำค่ากับปริมาณเชื้อเพลิง และมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคสูงที่สุด

### 6.1.2 สรุปผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ

ก. ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆพบว่าจุดเริ่มต้นมีแนวโน้มตามลำดับขององศาการฉีดเชื้อเพลิง โดยเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นจะมีแนวโน้มจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเข้าใกล้จุดศูนย์ตายบนมากขึ้น

ข. ความดันสูงสุดที่ทางเข้าหัวฉีดของเครื่องยนต์มีค่าสูงสุดในช่วง 230-265 bar ในทุกองศาของการฉีดเชื้อเพลิง

ค. อัตราการฉีดเชื้อเพลิงสูงสุดของเครื่องยนต์มีค่าไม่เกิน 2.5 mg/Degree ในทุกองศาของการฉีดเชื้อเพลิง

ง. โดยรวมแล้วที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรต่ำที่สุดและมีค่าต่ำที่สุดที่ความเร็วรอบ 1700 rpm

จ. ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดนั้นที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 จะมีค่าสูงสุดใกล้เคียงกันและมีค่ามากที่สุดและจะมีค่าลดต่ำลงเมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามากขึ้น

ฉ. ในบางกรณีความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 และองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2 จะมีค่าใกล้เคียงกันเนื่องจากมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ใกล้เคียงกัน

ช. อัตราการปล่อยพลังงานสูงสุดในช่วง premixed combustion phase ในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงจะมีค่าแตกต่างกัน โดยในกรณีที่มีการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้น ก็จะทำให้มีอัตราการปล่อยพลังงานสูงสุดในช่วง premixed combustion phase มากขึ้น

ซ. ถึงแม้ที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะเป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่สุด แต่ถ้าพิจารณาการเผาไหม้แล้วพบว่าไม่ได้เป็นองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่มีการเผาไหม้ที่ดีที่สุด กล่าวคือ ถ้าพิจารณาค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้นั้นพบว่าที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นั้นองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า STD+2 จะมีค่ามากที่สุด ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นั้นองศาการฉีด



เชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 จะมามีค่ามากที่สุด และที่ความเร็วรอบ 2100 rpm นั้นองศาการขีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่ามากที่สุด

ณ. ช่วงล่างการจุดระเบิดนั้นในแต่ละองศาการขีดเชื้อเพลิงจะมีค่าแตกต่างกัน โดยในกรณีที่มีการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้น ก็จะเป็นผลให้มีช่วงล่างการจุดระเบิดที่ยาวมากขึ้น แต่เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบต่างๆแล้วพบว่าที่ความเร็วรอบ 1700 rpm นั้นมีช่วงล่างการจุดระเบิดยาวที่สุด

## 6.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากไดเมทิลอีเทอร์มีคุณสมบัติการหล่อลื่นที่ต่ำ ดังนั้นการที่จะนำไปใช้จึงควรให้ความสำคัญกับการดูแลรักษาระบบปั๊มเชื้อเพลิงและหัวฉีด อีกทั้งเนื่องจากไดเมทิลอีเทอร์มีสถานะแก๊สที่อุณหภูมิห้อง การนำไปใช้จึงต้องมีการเพิ่มความดันในระบบเชื้อเพลิงและควรวางระบบระบายความร้อนสำหรับระบบเชื้อเพลิงเพื่อไม่ให้มีปัญหา vapor lock

## 6.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป

ก. เมื่อพิจารณาจากค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้พบว่าที่องศาการขีดเชื้อเพลิงมาตรฐานนั้นไม่ได้มีค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงสุดแต่กลับมีค่าสมรรถนะที่สูงสุด ดังนั้นจึงควรหาวิธีปรับปรุงให้มีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มากขึ้น

ข. เนื่องจากค่า Heating Value ที่ต่ำของไดเมทิลอีเทอร์ทำให้เครื่องยนต์ไม่สามารถทำกำลังได้สูงเพียงพอกับน้ำมันดีเซล ดังนั้นจึงควรศึกษาการนำไดเมทิลอีเทอร์ไปผสมกับเชื้อเพลิงอื่นๆ เพื่อที่จะสามารถทำกำลังได้มากขึ้น

ค. เนื่องจากคุณสมบัติการหล่อลื่นที่ต่ำ จึงควรศึกษาการนำไดเมทิลอีเทอร์ไปผสมกับเชื้อเพลิงอื่นๆ เพื่อเพิ่มคุณสมบัติการหล่อลื่น

ง. เนื่องจากไดเมทิลอีเทอร์มีคุณสมบัติที่ติดไฟง่ายและช่วงล่างการจุดระเบิดที่สั้น ดังนั้นควรมีการศึกษานำไดเมทิลอีเทอร์ไปใช้เป็นเชื้อเพลิงในการจุดระเบิดสำหรับเชื้อเพลิงอื่น (ignitor)

จ. ในบางจุดทดสอบนั้นพบว่าที่องศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4 นั้นมีพฤติกรรมการขีดเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ที่แตกต่างจากแนวโน้มเมื่อเทียบกับจุดทดสอบอื่นๆ ซึ่งอาจเป็นไปได้ว่ามีการรั่วของปั๊มเชื้อเพลิงหรือเกิดจากคุณสมบัติการอัดตัวได้ ดังนั้นในงานวิจัยในอนาคตควรมีการศึกษาเกี่ยวกับสิ่งที่ผิดปกตินี้ต่อไป

## รายการอ้างอิง

- [1] Troy A. Semelsberger, Rodney L. Borup, Howard L. Greene. Dimethyl ether (DME) as an alternative fuel. Journal of Power Sources. 156 (2006): 497-511.
- [2] Constantine Arcoumanis, Choongsik Bae, Roy Crookes, Eiji Kinoshita. The potential of di-methyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review. Fuel. 87 (2008): 1014-1030.
- [3] Rolf Egnell. Comparison of Heat Release and NO<sub>x</sub> Formation in a DI Diesel Engine Running on DME and Diesel Fuel. SAE paper 2001-01-0651 (2001).
- [4] 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).
- [5] Ho Teng, James C. McCandless and Jeffrey B. Schneyer. Compression ignition delay (physical + chemical ) of dimethyl ether-an alternative fuel for compression ignition engines. SAE paper 2003-01-0759 (2003).
- [6] 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).
- [7] กิตติภาพ วัชรวิสุนธรา, พัทธ ขจรธรรม, เมธัส พูลสวัสดิ์ และ เมธี เกียรติสกุลพันธ์. การประยุกต์ใช้ไดเมทิลอีเทอร์ (DME) เป็นเชื้อเพลิงทดแทนสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายใน. วิทยานิพนธ์ปริญญาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.
- [8] Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Singapore: McGraw-Hill, 1988.
- [9] Rosseel, E. and Sierens, R., The Physical and the Chemical Part of the Ignition Delay in Diesel Engines. SAE paper 961123 (1996).
- [10] Lyn, W. T. Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engine. IX Symposium (International) on Combustion (1962): 1069-1080.
- [11] 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).

- [12] สยามคูโบต้าอุตสาหกรรม. คู่มือช่างเครื่องยนต์ดีเซลคูโบต้า รุ่น อาร์ที. ครั้งที่ 1, 2546.
- [13] 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.
- [14] 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. 2<sup>nd</sup> ed. BIS standard, 1992.
- [15] Cited in Kastner, L.J. The air box method of measuring air consumption. Proc. I. Mech. E.,1947, 194.
- [16] DieselNet. Emission Test Cycles: European Stationary Cycle(ESC)[Online]. Available from: <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/esc.html>. [2007, March 24].
- [17] 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).
- [18] พิพัฒน์ ตันติเวชการวงศ์. การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของน้ำมันปาล์มดิบ น้ำมันปาล์มโอดีอินและน้ำมันดีเซล ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดขนาดเล็ก. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.
- [19] คณิต วัฒนวิเชียร, เกริกไกร ยูวมิตร. การศึกษาเปรียบเทียบพฤติกรรมการฉีดและการเผาไหม้ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลกับDMEในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด. ในรายงานการประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 5, 29 เมษายน - 1 พฤษภาคม 2552. ณ มหาวิทยาลัยนเรศวร จังหวัดพิษณุโลก.

บรรณานุกรม

- [1] Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Singapore: McGraw-Hill, 1988.
- [2] Sher, E. Handbook of air pollution from internal combustion engines pollutant formation and control. The United States of America: Academic press ltd, 1998.
- [3] พิสุทธิ ธนบดีภัทร์. การศึกษาเปรียบเทียบผลของการใช้ดีโซซอลต์ต่อการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ CI. วิทยานิพนธ์ปริญญาามหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2546.
- [4] O. M. I. Nwafor, G. Rice and A. I. Ogbonna. Effect of advanced injection timing on the performance of rapeseed oil in diesel engines. Renewable Energy Journal 21 (2000): 433-444.
- [5] วิรุทธิ์ เกื้อกิตติวงศ์. การพัฒนาเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดห้องเผาไหม้ล่องหน้าให้เป็นอุปกรณ์ต้นแบบสำหรับสังเกตการณ์ การเผาไหม้แบบอัดตัวของละอองฝอย. วิทยานิพนธ์ปริญญาามหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2547.
- [6] สุพิชฌ์ ไตรภพภูมิ. การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่องหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาามหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2548.
- [7] จักรกฤษ ตั้งรัตนโสภณ. การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือก ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่องหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาามหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.



ภาคผนวก

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ก

มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบเครื่องยนต์

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบเครื่องยนต์ [13]

## International Combustion Engines - Performance

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

### ก.1 Scope

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

### ก.2 Field of application

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

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

### ก.3 References

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

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

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

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

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

ISO 2710, Reciprocating internal combustion engines - General definitions.

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

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

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

#### n.4 Units and terms

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

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

#### n.5 Standard reference conditions

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

Total barometric pressure :

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

Air temperature :

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

Relative humidity :

$$\phi_r = 60 \%$$

Charge air coolant temperature :

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

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

#### NOTES

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

#### n.6. Auxiliaries

##### n.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.)

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

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

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

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

## n.7 Declarations of power

### n.7.1 Introduction

#### n.7.1.1 Purpose of statement of power

Statements of power are required for two main purposes :

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

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

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

a) the kind of statement of power (see 7.4) and of necessary, the ambient and operating condition (see 7.4.2).

- b) the kind of power output (see 7.3).
- c) the kind of power (see 7.3).
- d) the corresponding engine speed.

#### NOTE

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

#### n.7.1.2 Unit of power

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

#### n.7.1.3 Power and torque

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

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

#### n.7.1.4 Engine speed

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

#### n.7.1.5 Engine with integral gearing

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

#### n.7.2 Kinds of power

##### n.7.2.1 Indicated power

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

#### n.7.2.2 Brake power

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

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

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

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

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

#### n.7.2.3 Net brake power

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

#### n.7.3 Kinds of power output

##### n.7.3.1 continuous power

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

##### n.7.3.1 Overload power

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

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

#### n.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.

#### n.7.4 Kinds of statements of power

##### n.7.4.1 ISO powers

##### n.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.

##### n.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.

##### n.7.4.2 Service power

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

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

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

## n.8. Declarations of fuel consumption

### n.8.1 Definitions

#### n.8.1.1 Fuel consumption

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

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

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

#### n.8.1.2 Specific fuel consumption

The fuel consumption per unit of power.

#### n.8.1.3 ISO specific fuel consumption

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

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

### n.8.2 Reference calorific value of fuels

#### n.8.2.1 Liquid fuel engines

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

#### n.8.2.2 Gas engines

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

#### n.8.2.3 Specific fuel consumption declarations

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

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

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

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

### n.9.1 Lubricating oil consumption

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

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

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

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

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

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

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

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

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)

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

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

Where :

$P_r$  is the brake power;

$p_r$  is the standard reference total barometric pressure;

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

$\phi_r$  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;

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

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

$\alpha$  is the power adjustment factor;

$k$  is the ratio of indicated power;

$\eta_m$  is the mechanical efficiency (see note 4);

$P_x$  is the brake power under the conditions being considered;

$p_x$  is the total barometric pressure condition being considered;

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

$\phi_x$  is the relative humidity condition being considered;

$T_x$  is the absolute air temperature being considered;

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

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

## NOTES

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

## n.11 Adjustment of fuel consumption for ambient conditions

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

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

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

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

where :

$b$  is the specific fuel consumption

$\beta$  is the fuel consumption adjustment factor

$\alpha$  is the power adjustment factor (see 10.1)

$k$  is the ratio of indicated power (see 10.1)

Subscript  $r$  corresponds to values under the standard reference conditions.

Subscript  $x$  corresponds to values the conditions being considered.



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

Table n-1 - Numerical values for power adjustment

Engine type	Condition		Formula reference	Factor	Exponents		
				a	m	n	q
Compression ignition 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 1 will be extended to include other types when sufficient are available.

#### ก.12 Information to be supplied by the customer

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

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

#### ก.13 Information to be supplied by the engine manufacturer

The engine manufacturer shall supply the following information :

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

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

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

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

If necessary, the critical speed range shall be indicated.

- k) The method of cooling and the capacity of the 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

การวัดอัตราการไหลของอากาศ

ศูนย์วิจัยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

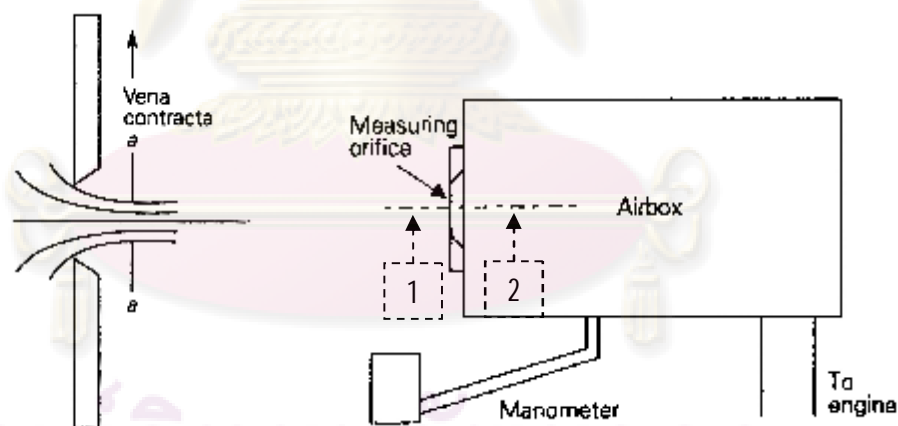
## การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air Box Method [14]

การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี **Air Box Method** เป็นการวัดโดยใช้แผ่นออริฟิซ ประกอบกับถังพักอากาศ ซึ่งถังพักอากาศจะช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ถูกดูดตามจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ ทำให้อากาศที่ไหลผ่านออริฟิซมีอัตราการไหลที่สม่ำเสมอสามารถวัดความดันตกคร่อมได้ถูกต้องมากขึ้น

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของแผ่นออริฟิซโดยประมาณ ที่อัตราการไหลต่างๆ แสดงดังตาราง ข-1

ตาราง ข-1 แสดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของออริฟิซโดยประมาณที่อัตราการไหลต่างๆ

Orifice Diameter (mm.)	Air Flow Rate (m <sup>3</sup> /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 แสดงภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air Box Method [15]

ภาพถ่ายแสดงการไหลของอากาศผ่านแผ่น Orifice Plate

ภาพขวาแสดงภาพ Orifice Flow Meter

ปริมาตรของถังที่เล็กที่สุดที่จะทำให้ไม่เกิดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหล ได้ถูกวิเคราะห์โดย Kastner [15] 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 ค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 1 สำหรับเครื่องยนต์ 2 จังหวะ และ  
 มีค่าเท่ากับ 2 สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ  
 $d$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของ Orifice Plate (m)  
 $N_c$  คือ จำนวนกระบอกสูบของเครื่องยนต์  
 $V_s$  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)  
 $\gamma_{\text{air}}$  คือ น้ำหนักจำเพาะของอากาศ ( $kg/m^2 \cdot s^2$ ) =  $\rho_{\text{air}} g$   
 $\rho_{\text{air}}$  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

$$\dot{m}_a = C_{DO} \rho_{air} v A_0 \quad (ข-4)$$

โดยที่  $C_{DO}$  คือ Discharge Coefficient ของ orifice plate

$A_0$  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  $\Delta h$  คือ ผลต่าง Head ที่อ่านได้จากमानอมิเตอร์ ( $mmH_2O$ )

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

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

$$\dot{m}_a = C_{DO} A_0 \sqrt{2 \rho_{air} \rho_{H_2O} g \Delta h} \quad (ข-6)$$

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

$$F/A = \frac{\rho_f V/t}{C_{DO} A_0 \sqrt{2 \rho_{air} \rho_{H_2O} g \Delta h}} \quad (ข-7)$$

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

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ค

มาตรฐานการทดสอบเครื่องยนต์ ESC Test Cycle [16]

ศูนย์วิจัยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



### มาตรฐานการทดสอบเครื่องยนต์ ESC Test Cycle [16]

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

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

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

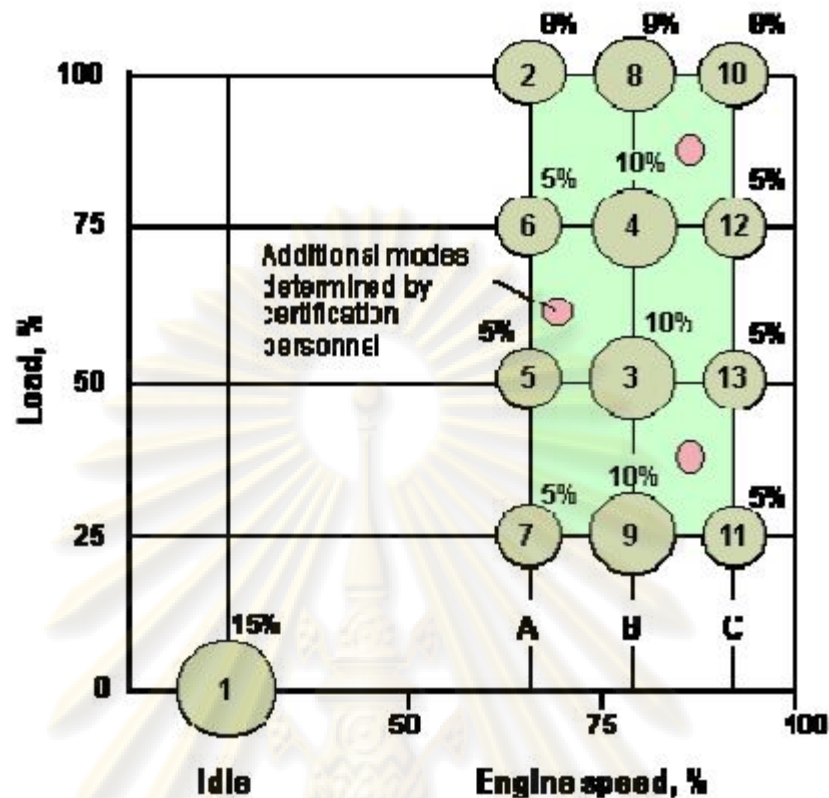


Figure 1. European Stationary Cycle (ESC)

The engine speeds are defined as follows:

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

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

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

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

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

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

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

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



ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ง

ข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ง-1 แสดงข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์  
ที่ห้องศการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

Speed	Load	torque	Corrected T	Power	Fuel	sfc	$h_f$	Air flow
rpm	kg	Nm	Nm	Kw	(g/s)	(g/Kw.h)	(%)	(g/s)
1400	3.2	11.06	11.05	1.62	0.34	745	17.0	7.83
1400	4.5	15.56	15.54	2.28	0.39	623	20.3	7.83
1400	5.7	19.71	19.68	2.89	0.43	536	23.6	7.80
1700	3.2	11.06	11	1.96	0.39	709	17.9	8.70
1700	4.5	15.56	15.46	2.75	0.43	565	22.4	8.67
1700	5.7	19.71	19.6	3.49	0.48	494	25.6	8.67
2100	3.2	11.06	11	2.42	0.49	730	17.3	9.88
2100	4.5	15.56	15.44	3.4	0.57	599	21.1	9.89

ตารางที่ ง-1 (ต่อ) แสดงข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์  
ที่ห้องศการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

Speed	Load	torque	Temperature					
			Exhaust	oil	water	air box	WT	DT
rpm	kg	Nm	C	C	C	C	C	C
1400	3.2	11.06	161.6	76.4	65.6	31.6	25.6	29.5
1400	4.5	15.56	186.7	76.1	66.4	31.7	25.4	29.4
1400	5.7	19.71	210.1	68.8	65.8	31.4	25.6	29.3
1700	3.2	11.06	179.8	83.2	66.4	31.3	25.1	28.6
1700	4.5	15.56	211.7	83.3	68	31.3	25	28.5
1700	5.7	19.71	233.4	81.4	68	31.5	25.2	28.7
2100	3.2	11.06	216.9	78.2	65.4	31.4	25	28.6
2100	4.5	15.56	244.5	68.4	62.6	31.3	24.8	28.2

ตารางที่ ง-2 แสดงข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์  
ที่ห้องศการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4

Speed	Load	torque	Corrected T	Power	Fuel	sfc	$h_f$	Air flow
rpm	kg	Nm	Nm	Kw	(g/s)	(g/Kw.h)	(%)	(g/s)
1400	3.2	11.06	11.23	1.65	0.38	822	15.4	8.21
1400	4.5	15.56	15.82	2.32	0.41	642	19.7	8.18
1400	5.7	19.71	20.06	2.94	0.45	554	22.9	8.15
1700	3.2	11.06	11.22	2	0.42	749	16.9	8.85
1700	4.5	15.56	15.74	2.8	0.50	642	19.7	8.88
1700	5.7	19.71	20.06	3.57	0.52	521	24.3	8.71
2100	3.2	11.06	11.23	2.47	0.52	763	16.6	10.25
2100	4.5	15.56	15.74	3.46	0.60	619	20.4	10.32

ตารางที่ ง-2 (ต่อ) แสดงข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์  
ที่ห้องศการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-4

Speed	Load	torque	Temperature					
			Exhuast	oil	water	air box	WT	DT
rpm	kg	Nm	C	C	C	C	C	C
1400	3.2	11.06	159.7	59.5	62.2	34.5	29.2	32.4
1400	4.5	15.56	186	69.1	68.2	34.9	29.2	32.8
1400	5.7	19.71	211.4	75.1	71.5	35.1	29.2	33
1700	3.2	11.06	177.4	67.3	66.9	34.1	29.1	32
1700	4.5	15.56	202.5	50.5	53.4	33.4	29.2	31.4
1700	5.7	19.71	235	81.3	72.4	35.3	29.3	33.1
2100	3.2	11.06	223	81.4	71	34.7	29	32.2
2100	4.5	15.56	241.1	73.3	68.1	34.4	28.8	31.4

ตารางที่ ง-3 แสดงข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์  
ที่ห้องศการวิจัยเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2

Speed	Load	torque	Corrected T	Power	Fuel	sfc	$h_f$	Air flow
rpm	kg	Nm	Nm	Kw	(g/s)	(g/Kw.h)	(%)	(g/s)
1400	3.2	11.07	11.12	1.63	0.37	817	15.5	7.86
1400	4.5	15.56	15.65	2.29	0.40	631	20.1	7.86
1400	5.7	19.71	19.85	2.91	0.45	553	22.9	7.86
1700	3.2	11.07	11.15	1.98	0.41	739	17.1	8.60
1700	4.5	15.56	15.62	2.78	0.44	576	22.0	8.61
1700	5.7	19.71	19.78	3.52	0.49	499	25.4	8.61
2100	3.2	11.07	11.15	2.45	0.52	769	16.5	10.04
2100	4.5	15.56	15.66	3.44	0.60	632	20.0	10.05

ตารางที่ ง-3 (ต่อ) แสดงข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์  
ที่ห้องศการวิจัยเชื้อเพลิงล่วงหน้า STD-2

Speed	Load	torque	Temperature					
			Exhuast	oil	water	air box	WT	DT
rpm	kg	Nm	C	C	C	C	C	C
1400	3.2	11.06	160.8	55.9	60.8	32.1	27.2	30.8
1400	4.5	15.56	187	64.5	65	32.6	26.2	31
1400	5.7	19.71	212.8	73.6	70.5	33.3	26.8	31.4
1700	3.2	11.06	178.5	85.5	70.9	33.8	27	31.4
1700	4.5	15.56	211.4	83.7	71.5	33.8	26.9	30.6
1700	5.7	19.71	230	81.3	71.2	33.6	26.9	30.5
2100	3.2	11.06	214.5	85	69.9	33.6	27	31.4
2100	4.5	15.56	242.3	76.3	67.5	33.3	26.6	31.2

ตารางที่ ง-4 แสดงข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์  
ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงลำปาง STD+2

Speed	Load	torque	Corrected T	Power	Fuel	sfc	$h_f$	Air flow
rpm	kg	Nm	Nm	Kw	(g/s)	(g/Kw.h)	(%)	(g/s)
1400	3.2	11.06	11.21	1.64	0.35	770	16.4	7.87
1400	4.5	15.56	15.78	2.31	0.41	641	19.7	7.86
1400	5.7	19.71	20	2.93	0.46	562	22.5	7.83
1700	3.2	11.06	11.24	2	0.40	712	17.8	8.54
1700	4.5	15.56	15.8	2.81	0.46	590	21.4	8.52
1700	5.7	19.71	20.01	3.56	0.51	517	24.5	8.52
2100	3.2	11.06	11.21	2.47	0.52	760	16.7	10.08
2100	4.5	15.56	15.81	3.48	0.58	604	21.0	10.07

ตารางที่ ง-4 (ต่อ) แสดงข้อมูลผลการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้เมื่อใช้ไดเมทิลอีเทอร์  
ที่องค์การวิจัยเชื้อเพลิงลำปาง STD+2

Speed	Load	torque	Temperature					
			Exhaust	oil	water	air box	WT	DT
rpm	kg	Nm	C	C	C	C	C	C
1400	3.2	11.06	167.3	61.4	65.1	34.4	26.3	31.8
1400	4.5	15.56	196	69.5	68.5	34.8	27	32
1400	5.7	19.71	225.9	74.6	72	35	27	32.2
1700	3.2	11.06	197.6	86.3	72.7	35.6	26.7	32.4
1700	4.5	15.56	223.5	86	73.6	35.5	26.8	32.4
1700	5.7	19.71	252.8	82.7	74.3	35.4	26.9	32.4
2100	3.2	11.06	229.6	79.8	69.2	35	26.5	31.8
2100	4.5	15.56	273.3	94.6	76.2	35.5	26.8	32.6





ภาคผนวก จ

ผลการทดสอบหัวข้อจิตที่ความดันยกหัวข้อจิตต่างๆ

ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ๑-1 แสดงผลการทดสอบหัวฉีดที่ความดันยกเข็มหัวฉีดต่างๆ

ความดันยกเข็มหัวฉีด (bar)	ความเร็วรอบ (rpm)	Load (kg)	แรงบิด (N-m)	อัตราการบริโภคเชื้อเพลิง (sec/30g)
80	1400	3.2	11.06	92.70
	1400	4.5	15.56	82.72
	1400	5.7	19.71	73.34
	1400	6.7	23.17	67.71
90	1400	3.2	11.06	101.84
	1400	4.5	15.56	86.18
	1400	5.7	19.71	75.88
	1400	6.7	23.17	69.56
110	1400	3.2	11.06	91.34
	1400	4.5	15.56	แรงบิดไม่คงที่
	1400	5.7	19.71	แรงบิดไม่คงที่
	1400	6.7	23.17	แรงบิดไม่คงที่

ศูนย์วิทยพัชวิทยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายเกริกไกร ยุวมิตร เกิดเมื่อวันที่ 29 เดือน มีนาคม พุทธศักราช 2527 ที่ โรงพยาบาลม  
เกล้า จังหวัดอุบลราชธานี สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชา  
วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร  
ลาดกระบัง เมื่อปีการศึกษา 2548 เข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชา  
วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2549



ศูนย์วิทยทรัพยากร  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย