

การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซล
ชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า

นายอัคมพงศ์ สถาวรินทุ

ศูนย์วิจัยทรัพยากร

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

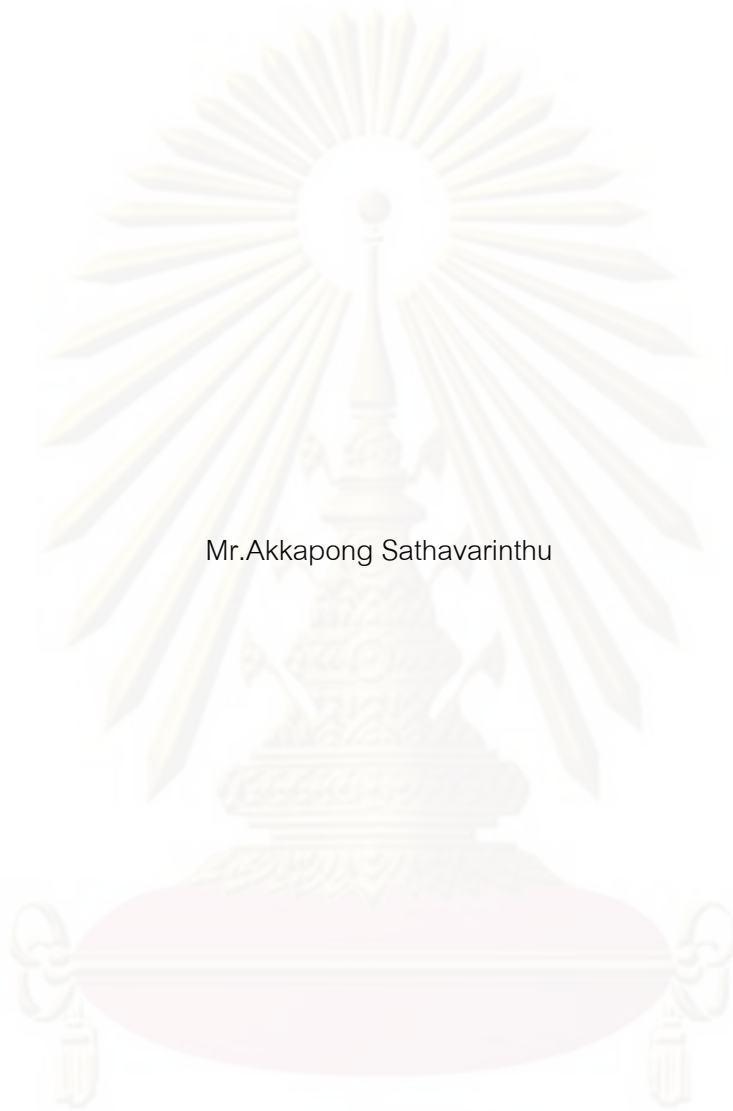
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2552

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ANALYSIS OF COMBUSTION AND VISUALIZED COMBUSTION PHENOMENA OF
A CI IDI DIESEL ENGINE FUELED WITH DME



Mr.Akkapong Sathavarinthu

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 2009

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้
ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้
ล่วงหน้า

โดย

นายอัคมพงศ์ สถาวรินทุ


สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล


อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

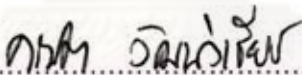
รองศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร

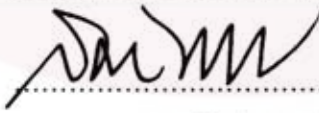
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้
เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทบัณฑิต


..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(รองศาสตราจารย์ ดร.บุญสม เลิศนัทธวงศ์)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์


..... ประธานกรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ จักรชัย หงษ์อุเทน)


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


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

ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

อัครพงษ์ สดาวรินทร์ : การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า. (ANALYSIS OF COMBUSTION AND VISUALIZED COMBUSTION PHENOMENA OF A CI IDI DIESEL ENGINE FUELED WITH DME) อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก : รศ.ดร.คณิต วัฒนวิเชียร, 327 หน้า.

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาลักษณะการเผาไหม้ของการใช้ DME จากการวิเคราะห์อัตราการปลดปล่อยความร้อนและภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยแบ่งการวิจัยออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนแรกทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ส่วนที่สองทดสอบเพื่อศึกษาลักษณะการเผาไหม้จากการวิเคราะห์อัตราการปลดปล่อยความร้อน ส่วนที่สามศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME จากภาพถ่าย

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

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



ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อนิสิต.....อัครพงษ์ สดาวรินทร์.....
 สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อ อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก.....คณิต วัฒนวิเชียร.....
 ปีการศึกษา.....2552.....

5070515821 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEY WORDS: DME / COMBUSTION / PERFORMANCE / VISUALIZATION

AKKAPONG SATHAVARINTHU : ANALYSIS OF COMBUSTION AND VISUALIZED COMBUSTION PHENOMENA OF A CI IDI DIESEL ENGINE FUELED WITH DME. THESIS ADVISOR : ASSOC. PROF. KANIT WATTANAVICHIEEN, Ph.D., 327 pp.

The objectives of this work are aimed to study DME combustion characteristics, using heat release analysis and visualization technique, in an IDI CI engine. The work was divided into three parts. First, engine performance study with DME fuelled. Second, engine combustion characteristic studies using heat release analysis. Third, engine combustion images studies by means of engine visualization.

Results from a full load engine performance test shows that engine's maximum brake torque and energy conversion efficiency will be increased when engine compression ratio has been reduced from OEM's standard (21:1) to 16.1:1. The maximum engine's brake torque at engine speed of 1000 rpm is 12.04 Nm with fuel injection timing of 24 degree BTDC and at engine speed 1200 rpm and 1400 rpm is 11.56 Nm with fuel injection timing of 26 degree BTDC. However, engine's energy conversion efficiency will be maximized with fuel injection timing of 28 degree BTDC at all engine speeds. The results from part load engine performance test also show that engine's energy conversion efficiency will be maximized with fuel injection timing of 28 degree BTDC at all test point. Exhaust black smoke was not found at all engine test conditions. Results of engine combustion characteristic studies reveal that the more the advance of engine fuel injection timing, the higher the maximum in-cylinder pressure. The highest mass fraction burned will be occurred with fuel injection timing of 28 degree BTDC. The engine's combustion visualization with flash on shows that injected fuel from nozzle hole could be observed at 15-20 CA after the SOI. The fuel's spray penetration is short due to the sudden vaporized of DME, then mix with air and suddenly burn. The demand of latent heat of DME vaporization during its phase change results in lower engine combustion chamber's temperature thus spray liquid core can be observed. Combustion images without flash on show that the flame can be observed since the SOI. DME combustion has blue flame due to its low amount of soot in flame. Therefore, diesel like luminous flame cannot be seen.

Finally, this research can be concluded that DME fuel is a clean alternative fuel for pollution reduction. For the best use of engine's model that is employed in this work, the optimum energy conversion efficiency and mass fraction burned can be achieved when its compression ratio is reduced to 16.1:1 and engine fuel injection timing is adjusted to 28 degree BTDC.

Department :.....Mechanical Engineering

Student's Signature

Field of Study :.....Mechanical

Advisor's Signature

Academic Year :...2009...

Akkapong Sathavarintu

Kanit Wattanaichien

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร อาจารย์ที่ปรึกษาเป็นอย่างสูงที่ให้คำแนะนำ ร่วมติดตามการทดสอบอย่างใกล้ชิดในทุกขั้นตอนจนวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณ บริษัท สยามคูโบต้าอุตสาหกรรม จำกัด ที่เอื้อเฟื้ออะไหล่และให้คำแนะนำเกี่ยวกับเครื่องยนต์ที่ใช้ในงานวิจัย

ขอขอบคุณ คุณชลมิตร ทิพย์สิงห์และคุณปัญญาพล นวลละออง ที่ได้ให้ความช่วยเหลือในด้านการติดตั้งเครื่องยนต์และทำการทดสอบเครื่องยนต์ รวมถึงรุ่นพี่ที่สำเร็จการศึกษาแล้วและรุ่นน้องที่ห้องปฏิบัติการวิจัยเครื่องยนต์สันดาปภายในทุกคนที่ให้การช่วยเหลืองานด้านอื่นๆ ที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย

ท้ายสุดนี้ผู้วิจัยขอขอบคุณ คุณพ่อ คุณแม่ คุณปู่ คุณย่าและพี่ ที่ให้การสนับสนุนในทุกด้านทั้งคำปรึกษาและกำลังใจเสมอมาจนผู้วิจัยสำเร็จการศึกษา

ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ	ช
สารบัญตาราง	ฑ
สารบัญภาพ	ด
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฟ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์	1
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	2
1.4 ขั้นตอนการศึกษา	2
1.5 ประโยชน์ที่ได้รับ	3
บทที่ 2 เชื้อเพลิง DME.....	4
2.1 รายละเอียดของ DME.....	4
2.2 กระบวนการผลิต DME.....	5
2.3 สมบัติทางเคมีและกายภาพของ DME	6
2.4 การเผาไหม้ของ DME	9
2.5 แนวโน้มในการผลิตและการใช้งานในอนาคต	12
2.6 การผลิต DME ในต่างประเทศ	13
2.7 การใช้ DME ในปัจจุบัน.....	15
2.8 ภาพลักษณ์ในการใช้ DME	15
2.8.1 ข้อดีในการใช้ DME.....	15
2.8.2 ข้อเสียในการใช้ DME	16

บทที่ 3	กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลและการวิเคราะห์การเผาไหม้	17
3.1	กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI	17
3.1.1	ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection or DI Systems)	17
3.1.2	ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect Injection or IDI Systems)	18
3.2	แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI	19
3.2.1	การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI	20
3.2.1.1	การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู	20
3.2.1.2	การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber	22
3.3	การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้	23
3.4	การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้	26
3.5	ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์	27
บทที่ 4	ทฤษฎีเกี่ยวกับ Visualization	29
4.1	แบบจำลองเชิงปรากฏการณ์สำหรับการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI	29
4.1.1	การศึกษาภาพถ่ายการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI	29
4.1.2	การศึกษาโครงสร้างของดีเซลสเปรย์	31
4.1.2.1	โครงสร้างสเปรย์ทั้งหมด	31
4.1.2.2	การแตกเป็นละอองฝอย (Atomization)	34
4.1.2.3	การพุ่งของสเปรย์ (Spray Penetration)	39
4.1.2.4	การกระจายของขนาดหยดเชื้อเพลิง (Droplet size distribution)	44
4.1.2.5	กระบวนการจุดระเบิดของสเปรย์ดีเซล	48
4.1.3	การวิเคราะห์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลโดยวิธีการถ่ายภาพ	53
บทที่ 5	ทบทวนวรรณกรรม	75
5.1	งานวิจัยศึกษาวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์	75
5.2	งานวิจัยเกี่ยวกับการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด	85
บทที่ 6	อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย	89
6.1	อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ	89

6.2.1 การเลือกความดันยกเข็มหัวฉีดที่เหมาะสม	120
6.2.2 การปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง	120
6.2.3 การทดสอบสมรรถนะ	123
6.2.3.1 การศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่ สภาวะภาระสูงสุด	123
6.2.3.2 การศึกษาผลของการลดอัตราส่วนกำลังอัด.....	124
6.2.3.3 การทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วน (Part Load Performance Test)	124
6.2.4 วิธีการทดสอบเพื่อวิเคราะห์การเผาไหม้	125
6.2.4.1 การวัดความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิง ที่ทางเข้าหัวฉีด	125
6.2.4.2 การวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อน..	125
6.2.4.3 การพิจารณาเลือกจุดฉีดเชื้อเพลิงและจุดเริ่มต้นการเผาไหม้.....	126
6.2.5 การถ่ายภาพในห้องเผาไหม้.....	127
6.2.5.1 การทดสอบเพื่อถ่ายภาพในห้องเผาไหม้	127
6.2.5.2 การประมวลผลจากภาพถ่าย (Image-Processing)	128
6.2.6 การวิเคราะห์ความเชื่อมโยงระหว่างภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ และอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้	129
บทที่ 7 ผลการทดสอบสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้.....	130
7.1 ผลการทดสอบสมรรถนะ	130
7.1.1 ผลการศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่ สภาวะภาระสูงสุด	130
7.1.1.1 แรงบิดเบรก (Brake Torque)	131
7.1.1.2 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, bsfc)	132
7.1.1.3 ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency, %)	134
7.1.1.4 อุณหภูมิไอเสีย (Exhaust Temperature, °C).....	136

7.1.2 ผลของการลดอัตราส่วนกำลังอัด.....	137
7.1.2.1 แรงบิดเบรก (Brake Torque)	137
7.1.2.2 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, bsfc)	140
7.1.2.3 ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency, %)	141
7.1.2.4 อุณหภูมิไอเสีย (Exhaust Temperature, °C).....	144
7.1.3 ผลการทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วน	145
7.1.3.1 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, bsfc)	146
7.1.3.2 ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency, %)	151
7.1.3.3 อุณหภูมิไอเสีย (Exhaust Temperature, °C).....	156
7.2 ผลการทดสอบและวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้.....	161
7.2.1 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด	161
7.2.2 ความดันในห้องเผาไหม้.....	171
7.2.3 อัตราการปล่อยความร้อน.....	186
7.2.4 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด.....	192
7.2.5 การปล่อยความร้อนสุทธิ	196
7.2.6 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้	202
7.3 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้	210
7.3.1 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ.....	210
7.3.1.1 สรุปผลการศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อ สมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด	210
7.3.1.2 สรุปผลของการลดอัตราส่วนกำลังอัด.....	211
7.3.1.3 สรุปผลการทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วน.....	211
7.3.2 สรุปผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้.....	212

บทที่ 8 ผลจากการทดสอบและวิเคราะห์ภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้	214
8.1 ผลจากการทดสอบการถ่ายภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้	214
8.2 ผลจากข้อมูลความดัน.....	230
8.2.1 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด	230
8.2.2 ความดันในห้องเผาไหม้.....	234
8.2.3 อัตราการปล่อยความร้อน.....	237
8.3 การเปรียบเทียบการวิเคราะห์ภาพถ่ายปรากฏการณ์ภายในห้องเผาไหม้ ร่วมกับข้อมูลความดัน.....	238
8.4 สรุปผลจากการทดสอบและวิเคราะห์ภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้	242
บทที่ 9 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ	243
9.1 สรุปผลการวิจัย	243
9.1.1 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ.....	243
9.1.1.1 สรุปผลการศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อ สมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด	243
9.1.1.2 สรุปผลของการลดอัตราส่วนกำลังอัด.....	245
9.1.1.3 สรุปผลการทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วน.....	246
9.1.2 สรุปผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้.....	247
9.1.3 ผลจากการทดสอบและวิเคราะห์ภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้	247
9.2 ข้อเสนอแนะ.....	248
9.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป.....	248
รายการอ้างอิง	249
บรรณานุกรม	255
ภาคผนวก	256
ภาคผนวก ก มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับทดสอบเครื่องยนต์.....	257
ภาคผนวก ข การวัดอัตราการไหลของอากาศ	272
ภาคผนวก ค ESC TEST Cycle.....	276
ภาคผนวก ง ทฤษฎี Two-Color Method	280

ภาคผนวก จ	การดัดแปลงฝาสูบเครื่องยนต์.....	289
ภาคผนวก ฉ	รายละเอียดชุดอุปกรณ์ทนความดันสูง.....	297
ภาคผนวก ช	ผลการทดสอบหัวฉีดที่ความดันยกเข็มหัวฉีดต่างๆ.....	312
ภาคผนวก ซ	ข้อมูลการทดสอบสมรรถนะ, ความดันในห้องเผาไหม้และ ภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้	314
ภาคผนวก ฌ	ข้อมูลการตั้งค่าการถ่ายภาพ.....	320
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์		327



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
2-1	ความดันไอที่อุณหภูมิต่างๆ [2]..... 7
2-2	คุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของ DME [3]..... 8
2-3	ส่วนประกอบของอากาศแห้ง [5]..... 10
2-4	กำลังการผลิต DME จากมณฑลต่างๆ ในประเทศจีน..... 13
2-5	โครงการเพิ่มกำลังการผลิต DME ในแต่ละมณฑลของจีน..... 14
4-1	การแปลความหมายรูปถ่ายสีจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI [5]..... 30
6-1	ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ [48] 90
6-2	รายละเอียดอุปกรณ์ชุดทดสอบความดันสูงยี่ห้อ Swagelok 92
6-3	ข้อมูลทางเทคนิคของตาชั่งที่ใช้วัดอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง..... 93
6-4	ข้อมูลทางเทคนิคของไดนาโมมิเตอร์..... 98
6-5	ข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ 100
6-6	ข้อมูลทางเทคนิคของพัลส์มิเตอร์ที่ใช้ในการแสดงผลความเร็วรอบเครื่องยนต์ 102
6-7	ข้อมูลทางเทคนิคของ Pressure Transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P..... 103
6-8	ข้อมูลทางเทคนิคของ Pressure Transducer ยี่ห้อ Kistler รุ่น 607C2 103
6-9	ข้อมูลทางเทคนิคของ DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE [49]..... 105
6-10	ข้อมูลทางเทคนิคของ Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A 107
6-11	ข้อมูลทางเทคนิคของ Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B..... 108
6-12	ข้อมูลทางเทคนิคของ Endoscope ขนาด M10 [50]..... 113
6-13	ข้อมูลทางเทคนิคของ light unit [50]..... 114
6-14	ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องอัดอากาศ 116
6-15	ข้อมูลทางเทคนิคของ Personal Computer 117
6-16	ขนาดของแหวนรองสปริงภายในหัวฉีดกับค่าความดันยกเข็มหัวฉีด..... 120
6-17	องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ทดสอบและสัญลักษณ์ที่ใช้ 122
7-1	แรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 132
7-2	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 133

ตาราง	หน้า
7-3	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 135
7-4	อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ของ อัตราส่วนกำลังอัด 21:1 137
7-5	เปรียบเทียบแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ของ อัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1 139
7-6	เปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ ความเร็วรอบต่างๆ ของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1 141
7-7	เปรียบเทียบประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ ความเร็วรอบต่างๆ ของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1 143
7-8	เปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ของ อัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1 145
7-9	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก 150
7-10	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง 155
7-11	อุณหภูมิไอเสีย 160
7-12	จุดเริ่มต้นการขีดเชื้อเพลิงและจุดสิ้นสุดการขีดเชื้อเพลิง 165
7-13	ช่วงการขีดเชื้อเพลิง 166
7-14	ปริมาณการขีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ความเร็วรอบคงที่ 170
7-15	ปริมาณการขีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ BMEP คงที่ 171
7-16	ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบคงที่ 175
7-17	ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่ BMEP คงที่ 176
7-18	งานที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบที่ความเร็วรอบคงที่ 184
7-19	งานที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบที่ BMEP คงที่ 185
7-20	จุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ 191
7-21	ช่วงการเผาไหม้ 192
7-22	ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด 195
7-23	การปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบคงที่ 200
7-24	การปล่อยความร้อนสุทธิที่ BMEP คงที่ 201

ตาราง	หน้า
7-25	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบคงที่..... 207
7-26	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ BMEP คงที่ 208
7-27	องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่มีการเผาไหม้ดีที่สุดในแต่ละจุดทดสอบ..... 209
ก-1	Numerical value for power adjustment 269
ข-1	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของอริฟิซโดยประมาณที่อัตราการไหลต่างๆ..... 273
ค-1	ESC Test Modes 277
ช-1	ผลการทดสอบหัวฉีดที่ความดันยกเข็มหัวฉีดต่างๆ..... 313
ช-1	ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนการอัด 21:1 และ 16.1:1 315
ช-2	ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ของ องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 316
ช-3	ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ของ องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 317
ช-4	ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ของ องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 318
ช-5	ข้อมูลผลการทดสอบภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่ ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ 319
ช-6	ข้อมูลผลการทดสอบภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้ของ ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa 319

ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญภาพ

รูป	หน้า
2-1	โครงสร้างของโมเลกุลของ DME 4
2-2	กระบวนการผลิต DME 6
2-3	การเปรียบเทียบลักษณะของสเปร์ยของดีเซลและ DME [4]..... 9
2-4	อัตราการปล่อยพลังงานเปรียบเทียบระหว่าง DME และ ดีเซล [6] 11
2-5	แนวโน้มราคา DME ในอนาคต 12
2-6	แนวโน้มความต้องการใช้ DME ในอุตสาหกรรมต่างๆ 12
3-1	ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ DI [5] 18
3-2	ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ชนิด Swirl Chamber [5] 19
3-3	ผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ระบบแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงทั่วไป [5] ... 20
3-4	ข้อมูลของความดันในระบบออสบูบ(P) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (Injector Needle Lift, I_N) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง (P) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจนจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI [5] 20
3-5	ค่าความดันในระบบออสบูบ (p), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง (\dot{m}_{fi}) และอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (\dot{Q}_n) จากเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ความเร็วรอบ 1000 rpm, Brake Mean Effective Pressure 620 kPa [5]..... 21
3-6	ผังอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ [5] 23
3-7	ขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้ เพื่อวิเคราะห์การปล่อยความร้อน [5] 24
3-8	ตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI [5] 24
4-1	ภาพถ่ายจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม [5] 30
4-2	แผนผังสเปร์ยเชื้อเพลิงดีเซลที่ได้นิยามตัวแปรหลักๆ [5]..... 32
4-3	ภาพร่างขอบเขตไอรอบนอกของสเปร์ยเชื้อเพลิงดีเซลจากภาพถ่ายแบบ shadow graph ความเร็วสูง 12 รูปของเครื่องอัดความเร็วสูง ซึ่งแสดงถึงการกระทำต่อกันของสเปร์ยที่กำลังระเหยกับผนังทรงกระบอกของห้องเผาไหม้ ความดันในการฉีด 60 MPa เวลาห่างรูป 0.14 ms [5]..... 33
4-4	แผนผังของสเปร์ยเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดในแนวรัศมีออกจากแกนห้องเผาไหม้เข้าสู่อากาศหมุนระนาบรูปร่างของการกระจายอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิง/อากาศ (ϕ) ภายใน jet [5] 33

รูป	หน้า
4-5	ภาพถ่ายแสดงปรากฏการณ์เริ่มต้นและสภาวะคงตัว (ขวาล่าง) ของสเปรย์เหลว ความดันสูง เวลาระหว่างรูป 2.1 μ s ของเหลว : น้ำ แก๊สไนโตรเจนที่ 1380 kPa โดยมี Δp คร่อมหัวฉีด 11 MPa เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 0.34 mm [5]..... 34
4-6	ผลของความเร็วกการฉีดที่มีต่อ break-up length [10] 36
4-7	โครงสร้างภายในของสเปรย์แบบ Incomplete และ Complete [10]..... 36
4-8	ผลของขนาดรูหัวฉีดที่มีต่อ break-up length [10]..... 37
4-9	ผลของ length/diameter ของรูหัวฉีดที่มีต่อ break-up length [10] 37
4-10	ผลของความดันการฉีดที่มีต่อ spray angle [10]..... 38
4-11	ผลของความเร็วกการฉีดที่มีต่อ spray angle และ break-up length [10] 38
4-12	(a) ขอบเขตภายนอกที่วัดได้ของสเปรย์ที่ถูกฉีดเข้าไปในอากาศหมุน (b) Spray tip penetration ของสเปรย์เป็นฟังก์ชันของเวลาสำหรับอัตราของอากาศหมุนต่างๆ เส้นทึบแสดงสมการ (4-2) [5] 39
4-13	spray tip penetration ที่ความดันการฉีดต่างกัน [10] 40
4-14	ผลของ valve opening pressure ที่มีต่อ spray tip penetration [10] 41
4-15	ผลของขนาดรูหัวฉีดที่มีต่อ spray tip penetration [10] 41
4-16	การเปรียบเทียบลักษณะการระเหยของสเปรย์ของฟิล์ม 3 ชนิด (หัวฉีดรูเดียว) [11] 42
4-17	ภาพถ่ายแสดงการพัฒนาของสเปรย์ที่ความดันแวดล้อม $P_a=1.53$ MPa [12]..... 43
4-18	การพัฒนาของ spray tip penetration ของสเปรย์ตามเวลา [12]..... 44
4-19	ผลของ length/diameter ของรูหัวฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter [10] 45
4-20	ผลของความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter [10] 46
4-21	ผลของความหนืดและความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter [10]..... 46
4-22	ภาพถ่ายแบบ shadowgraph และแบบ back-illuminated ของสเปรย์ที่กำลังระเหย ซึ่งถูกฉีดเข้าสู่แก๊สไนโตรเจนที่ความดัน 3.4 MPa อุณหภูมิ 670 K ใน rapid compression machine โดยรูปบนแสดงทั้งส่วนที่เป็นของเหลวและส่วนที่เป็นไอ ส่วนรูปล่างแสดงเฉพาะส่วนที่เป็นของเหลว [5] 47

รูป	หน้า
4-23	ภาพถ่ายของสเปรย์เชื้อเพลิง ซึ่งถูกฉีดเข้าสู่อากาศไหลวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า แบบโปร่งแสงของเครื่องยนต์ IDI แบบพิเศษ โดยภาพด้านซ้าย เป็นภาพที่ถ่ายด้วยความไวสูง แสดงถึงขอบเขตของบริเวณที่เป็นไอของสเปรย์ ภาพด้านขวา เป็นภาพที่ถ่ายด้วยความไวต่ำ แสดงถึงบริเวณที่เป็นแกนของเหลว (สีเข้ม) ในความสัมพันธ์กับบริเวณที่เป็นไอ (สีจาง) [5] 48
4-24	Penetration ของสเปรย์ก่อนการจุดระเบิด [13]..... 50
4-25	ภาพโดยละเอียดของสเปรย์เริ่มต้น [14]..... 51
4-26	แบบจำลองกระบวนการเผาไหม้ในสเปรย์ดีเซลแบบเรียงตามลำดับมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งประกอบด้วย การเผาไหม้ในช่วง auto-ignition และ premixed combustion [15] ... 52
4-27	แบบจำลองการเผาไหม้ของสเปรย์ดีเซลในช่วง quasi-steady [15] 53
4-28	Penetration ของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1) [18]..... 55
4-29	Flame lift-off สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1) [18] 56
4-30	Flame length สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1) [18] 56
4-31	ค่าสัมพัทธ์กับคุณสมบัติที่ค่า k_{cs} ต่างๆ [18] 58
4-32	Processing points distribution [20] 59
4-33	การเปรียบเทียบกระบวนการเผาไหม้โดย Long Zhang และคณะ [20] 60
4-34	การเปรียบเทียบเวกเตอร์ความเร็วเปลวไฟโดย Long Zhang และคณะ [20]..... 61
4-35	การเปรียบเทียบคุณสมบัติเปลวไฟโดย Long Zhang และคณะ [20]..... 62
4-36	ชุดของภาพถ่ายขณะใดขณะหนึ่งของสเปรย์ที่ไม่ระเหย, สเปรย์ที่ระเหย, เปลวไฟ S และเปลวไฟ L [23] 64
4-37	ภาพถ่ายความเร็วสูงโดยตรงของเปลวไฟ S [23] 65
4-38	อัตราการปลดปล่อยความร้อนสำหรับเปลวไฟ S และเปลวไฟ L [23] 65
4-39	ภาพวาดแสดงแนวคิดของการก่อตัวของเขม่าในเปลวไฟดีเซล [23]..... 66
4-40	ภาพถ่ายความเร็วสูงโดยตรงของเปลวไฟ [23] 68
4-41	ระยะยกเข็มหัวฉีด, ความดันในกระบอกสูบ, อัตราการปลดปล่อยความร้อนและการปลดปล่อยความร้อนสุทธิ [28]..... 69
4-42	ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ที่อยู่ในภายในห้องเผาไหม้ swirl [28] 70

รูป	หน้า
4-43	ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ที่อยู่ในห้องเผาไหม้หลัก (Injection timing : $4^{\circ}\text{CA BTDC} - 8^{\circ}\text{CA ATDC}$) [28] 71
4-44	ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ที่อยู่ในห้องเผาไหม้หลัก (Injection timing : $12^{\circ}\text{CA BTDC} - \text{TDC}$) [28]..... 72
4-45	การกระจายของพื้นที่ทุก 100 K ของอุณหภูมิเปลวไฟและพื้นที่ทุก 0.05 ของ KL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl ช่วงการฉีด: $4^{\circ}\text{CA} - 8^{\circ}\text{CA BTDC}$ [28]..... 73
4-46	การกระจายของพื้นที่ทุก 100 K ของอุณหภูมิเปลวไฟและพื้นที่ทุก 0.05 ของ KL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl ช่วงการฉีด: $12^{\circ}\text{CA BTDC} - \text{TDC}$ [28]..... 74
5-1	(a) In-cylinder pressure, (b) Fuel line pressure, (c) Fuel injection rate, (d) Heat release rate, (e) Net heat release, (f) Mass fraction burned ที่ 2250 rev/min, 80 Nm [35] 77
5-2	ภาพถ่ายสเปกตรัมในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์ที่ 2000 rev/min, 30 Nm [36] 78
5-3	ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์ที่ 2000 rev/min, 30 Nm [36] 78
5-4	ภาพของอุณหภูมิเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์ที่ 2000 rev/min, 30 Nm [36] 79
5-5	ภาพของ Soot distribution ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์ที่ 2000 rev/min, 30 Nm [36] 79
5-6	ภาพถ่ายสเปกตรัมในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซล [37]..... 80
5-7	ภาพถ่ายสเปกตรัมในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล [37]..... 80
5-8	ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล (a) รอบเดินเบา (b) 2000 rev/min, 30 Nm (c) 2000 rev/min, 50 Nm [37] 81
5-9	อุณหภูมิเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล [37]..... 82
5-10	Soot distribution ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล [37].. 82
6-1	เครื่องยนต์ทดสอบ..... 89
6-2	แผนผังการติดตั้งอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงยี่ห้อ Swagelok 91

รูป	หน้า
6-3	อุปกรณ์การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง 93
6-4	ตำแหน่งเทอร์โมคัปเปิลที่ท่อไอเสีย..... 94
6-5	การติดตั้งตำแหน่งของเทอร์โมคัปเปิลที่ตัวกรองน้ำมันหล่อลื่น 94
6-6	การติดตั้งตำแหน่งของเทอร์โมคัปเปิลที่ด้านล่างของฝาสูบ 95
6-7	จุดที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในถังพักอากาศ 95
6-8	ถังพักอากาศและการติดตั้ง Orifice Plate..... 96
6-9	Inclined Manometer..... 96
6-10	บารอมิเตอร์..... 97
6-11	เทอร์โมมิเตอร์ 97
6-12	ไดนาโมมิเตอร์ 98
6-13	ภาพตัดขวางภายในของไดนาโมมิเตอร์แบบไฮโดรลิก 99
6-14	Proximity 99
6-15	Pulse Meter..... 99
6-16	ส่วนประกอบภายในตัวเรือนของ Proximity แบบ Inductive..... 101
6-17	Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้ 104
6-18	Pressure Transducer สำหรับวัดความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด..... 104
6-19	ตำแหน่งการติดตั้ง Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้ และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด 104
6-20	เครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE [49]..... 105
6-21	Amplifier รุ่น SAQP-CHARGE-A 106
6-22	Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B 108
6-23	ปั๊มน้ำหล่อเย็น 109
6-24	Cooling Water Tank 109
6-25	เครื่องยนต์บนแท่นทดสอบต่อกับไดนาโมมิเตอร์..... 110
6-26	ไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ..... 111
6-27	เครื่องควบคุมไดนาโมมิเตอร์ 111
6-28	หน้าจอกการทำงาน (Operating Panel) ของ BME [50]..... 112
6-29	CCD camera และเลนส์ [50] 113

รูป	หน้า
6-30	Endoscope และ Combustion Chamber Window ที่ใช้ในการทดสอบ [50] 114
6-31	Light Unit [50] 114
6-32	ตำแหน่งการติดตั้ง Sleeve สำหรับถ่ายภาพการเผาไหม้..... 115
6-33	เครื่องอัดอากาศ..... 116
6-34	ระบบกรองอากาศ [50]..... 117
6-35	โปรแกรม VisioScope Software [50] 118
6-36	แผนผังการต่อระบบการถ่ายภาพ [50] 118
6-37	แผนผังการจัดวางอุปกรณ์ในห้องทดสอบ 119
6-38	องค์ประกอบของปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงและตำแหน่งติดตั้งของเข็มรองเรือนปั้มน้ำมัน เชื้อเพลิง [48] 121
6-39	การปรับแต่งเพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิง..... 122
6-40	คุณหมุมิภายในห้องเผาไหม้จากการ Motoring ที่อัตราส่วนกำลังอัดต่างๆ 124
6-41	เมตริกซ์แสดงจุดที่ใช้ในการทดสอบ 125
6-42	อัตราการเปลี่ยนแปลงความดัน, จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง, จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ และความดันในห้องเผาไหม้ [51]..... 127
6-43	โครงสร้างการบันทึกภาพ [50] 128
7-1	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกกับความเร็วยรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของ อัตราส่วนกำลังอัด 21:1 131
7-2	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับ ความเร็วยรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 132
7-3	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับ ความเร็วยรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 134
7-4	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างคุณหมุมิไอเสียกับความเร็วยรอบที่ สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 136
7-5	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกกับความเร็วยรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของ อัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1 138
7-6	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับ ความเร็วยรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1 140

รูป	หน้า
7-7	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับ ความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1..... 142
7-8	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับความเร็วรอบที่ สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1 144
7-9	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับ BMEP ที่ ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ..... 147
7-10	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับ ความเร็วรอบที่ BMEP คงที่ค่าต่างๆ..... 149
7-11	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับ BMEP ที่ ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ..... 152
7-12	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับ ความเร็วรอบที่ BMEP คงที่ค่าต่างๆ..... 154
7-13	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับ BMEP ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ 157
7-14	กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับความเร็วรอบที่ BMEP คงที่ค่าต่างๆ 159
7-15	ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa..... 162
7-16	ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa..... 163
7-17	ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa..... 164
7-18	อัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa..... 167
7-19	อัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa..... 168
7-20	อัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa..... 169
7-21	ความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa..... 172

รูป	หน้า
7-22 ความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa.....	173
7-23 ความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa.....	174
7-24 อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa	177
7-25 อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa	178
7-26 อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa	179
7-27 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa	181
7-28 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa	182
7-29 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa	183
7-30 อัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa.....	187
7-31 อัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa.....	188
7-32 อัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa.....	189
7-33 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ความเร็วรอบคงที่	193
7-34 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ BMEP คงที่	194
7-35 การปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa.....	197
7-36 การปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa.....	198

รูป	หน้า
7-37 การปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa.....	199
7-38 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa.....	203
7-39 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa.....	204
7-40 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa.....	205
8-1 ภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ลวงหน้าแบบใช้แสงแฟลชช่วย (flash on) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาวะ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa	215
8-2 ภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ลวงหน้าแบบไม่ใช้แสงแฟลชช่วย (without flash on) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาวะ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa	219
8-3 ภาพการแจกแจงความน่าจะเป็น (Probability Distribution) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาวะ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa	223
8-4 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาวะ	231
8-5 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa	232
8-6 อัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาวะ.....	233
8-7 อัตราการฉีดเชื้อเพลิงของความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa.....	233
8-8 ความดันในห้องเผาไหม้ลวงหน้าที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาวะ	234
8-9 ความดันในห้องเผาไหม้ลวงหน้าของความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa.....	235

รูป	หน้า
8-10	อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่มีความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ..... 236
8-11	อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa 236
8-12	อัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ..... 237
8-13	อัตราการปล่อยความร้อนของความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa..... 238
8-14	เปรียบเทียบอัตราการปล่อยความร้อนกับภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ที่ ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ 240
8-15	เปรียบเทียบอัตราการปล่อยความร้อนกับภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ของ ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa 241
ท-1	ภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศโดยวิธี Air Box Method [53]..... 273
ค-1	European Stationary Cycle (ESC)..... 278
ง-1	แบบจำลองของเปลวไฟและ optical system [58]..... 281
ง-2	ค่า spectral transmissivity ของ secondary filter ซึ่งรวมผลการพิจารณาจาก ทั้ง lens, endoscope และ edge filter [58] 283
ง-3	ค่า spectral sensitivity ของ primary color filters ในกล้อง [58] 286
ง-4	ความสัมพันธ์ของค่าสีสัมพันธ์กับอุณหภูมิที่ค่า k_{λ} ต่างๆ [58]..... 287
ง-5	ความสัมพันธ์ของความเข้มการแผ่รังสีในแถบสีแดงกับอุณหภูมิที่ค่า k_{λ} ต่างๆ [58] ... 287
จ-1	pressure transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P..... 290
จ-2	มิติของรูและเกลียวในสำหรับติดตั้ง pressure transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P..... 291
จ-3	installation sleeve สำหรับ main chamber pressure transducer..... 291
จ-4	ฝาสูบที่ได้รับการดัดแปลงเพื่อติดตั้ง pressure transducer ที่ pre-chamber และ main chamber เรียบร้อยแล้ว..... 292
จ-5	ฝาสูบของเครื่องยนต์วิจัยขณะติดตั้งอยู่บนแท่นทดสอบ..... 292
จ-6	field of view ของ endoscope และ light guide เมื่อมองในแนวที่คาดว่า จะเห็นจาก endoscope..... 293
จ-7	ตัวอย่างของลักษณะรูบนฝาสูบที่ต้องเจาะเตรียมไว้สำหรับใส่ sleeve 294

รูป	หน้า
จ-8 ตำแหน่งของการเจาะรู sleeve	295
จ-9 sleeve ที่ใช้กับชุดอุปกรณ์ endoscope.....	295



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

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

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
H	Enthalpy	kJ
h_i	Enthalpy ของมวล i ที่เข้าสู่ระบบ	kJ/kg
h_f	Sensible Enthalpy ของเชื้อเพลิง	kJ/kg
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}_i	อัตราการไหลของมวลเข้าไปในระบบผ่านขอบเขตของระบบที่ตำแหน่ง i	kg/s
m_f	มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 cycle ต่อสูบ	kg/cycle
\dot{m}_{fi}	อัตราการฉีดเชื้อเพลิง	kg/degree
N	ความเร็วรอบของเครื่องยนต์	rpm
N_c	จำนวนกระบอกสูบของเครื่องยนต์	
N_{min}	ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่น้อยที่สุด	rpm
P	ความดันในกระบอกสูบ	Pa
P_{amb}	ความดันแวดล้อม	Pa
P_b	กำลังเบรก	kW
P_f	ความดันที่ได้จากการทดสอบการเผาไหม้ปกติ	Pa
P_i	ความดันในการฉีด	Pa
Q	ค่าการปล่อยความร้อนสุทธิ	kJ
Q_{HV}	ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง	MJ/kg
\dot{Q}_n	อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ	kJ/degree
R	ค่าคงที่ของก๊าซ (Gas Constant)	kJ/kmol-K
r_c	อัตราส่วนการอัด (Compression Ratio)	
SOC	จุดสิ้นสุดการเผาไหม้	$^{\circ}\text{CA}$

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
SOI	จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง	$^{\circ}\text{CA}$
t	เวลา	s
T_b	แรงบิดเบรก	N-m
TDC	ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบน	
v	ความเร็ว	m/s
V	ปริมาตรที่ใช้วัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง	ml
V_b	ปริมาตรถังพักอากาศที่เล็กที่สุด	m^3
V_d	Displaced Volume	dm^3
V_s	ปริมาตรช่วงชักลูกสูบ	m^3
\dot{V}	อัตราการไหลโดยปริมาตร	ml/s
X_b	สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้	
Z	ระดับความสูง	m
Δh	ผลต่าง Head ที่อ่านได้จากมานอมิเตอร์	mmH_2O
ΔP	ผลต่างความดัน	kPa
ϕ	Equivalent Ratio	
$^{\circ}\text{CA}$	มุม(องศา)เพลาช้อเหวี่ยง	
$\gamma_{a,i}$	น้ำหนักจำเพาะของอากาศ	$\text{kg/m}^2\text{-s}^2$
θ	องศาเพลาช้อเหวี่ยง	degree
θ_{start}	องศาเพลาช้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง	$^{\circ}\text{CA}$
θ_{end}	องศาเพลาช้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง	$^{\circ}\text{CA}$
η_i	ประสิทธิภาพบ่งชี้	
η_{it}	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนบ่งชี้	
η_c	ประสิทธิภาพเชิงวัฏจักร	
η_{bt}	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก	
η_m	ประสิทธิภาพเชิงกล	
η_{f_b}	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก	
η_v	ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร	
λ	Relative Air/Fuel Ratio	

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
$\gamma_{a,i}$	ความหนาแน่นของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์	kg/m ³
ρ_{air}	ความหนาแน่นของอากาศ	kg/m ³
ρ_f	ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง	kg/m ³
ρ_{H_2O}	ความหนาแน่นของน้ำ	kg/m ³
ω	ความเร็วเชิงมุม	rad/s



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 โดยจะศึกษาเกี่ยวกับการเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า เพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการพิจารณานำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า และเป็นแนวทางในการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดกลางและขนาดใหญ่ต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 ศึกษาลักษณะการเผาไหม้ของการใช้ DME ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้าเมื่อใช้ชุดขับเคลื่อนเชื้อเพลิงมาตรฐาน โดยการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ

1.2.2 ศึกษาภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นของเชื้อเพลิง DME ด้วยวิธี Visualization เพื่อนำไปวิเคราะห์ผลของการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นร่วมกับข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

- 1.3.1 ทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กที่ใช้ในการเกษตรชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อใช้ DME ที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันกระบอกสูบ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ
- 1.3.2 วิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ
- 1.3.3 ศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่จุดทดสอบต่างๆ ในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ที่ใช้เชื้อเพลิง DME
- 1.3.4 ศึกษาผลจากภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่เกิดจากการใช้เชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

- 1.4.1 ทำการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อใช้เชื้อเพลิง DME ที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันกระบอกสูบ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ
- 1.4.2 วิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบ
- 1.4.3 ใช้เครื่องมือ Visioscope จับภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในห้องเผาไหม้ที่จุดทดสอบต่างๆ ที่กำหนด
- 1.4.4 ทำการศึกษามูลของเชื้อเพลิง DME ที่มีต่อเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ในด้านสมรรถนะและข้อมูลความดันในกระบอกสูบ
- 1.4.5 ทำการศึกษามูลจากภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่เกิดจากการใช้เชื้อเพลิง DME ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก
- 1.4.6 วิเคราะห์และสรุปผล

1.5 ประโยชน์ที่ได้รับ

จากการศึกษาจะช่วยให้ทราบถึงผลของการใช้ DME ที่มีต่อการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่องหน้า เพื่อเป็นข้อมูลพื้นฐานในการพิจารณานำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่องหน้า และเพื่อเป็นแนวทางในการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดกลางและขนาดใหญ่ต่อไป



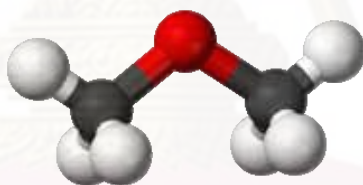
ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 2

เชื้อเพลิง DME

2.1 รายละเอียดของ DME

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



รูปที่ 2-1 โครงสร้างของโมเลกุลของ DME

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

ในปี พ.ศ. 2538 ที่การประชุมสมาคมวิศวกรรมยานยนต์ (Society of Automotive Engineering: SAE) ได้มีการนำเสนอแนวทางการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์ของรถยนต์ รวมทั้งการศึกษาอย่างกว้างขวางเกี่ยวกับการผลิต ผลที่ดีต่อสิ่งแวดล้อม นับเป็นการเริ่มต้นการศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้ DME เป็นพลังงานทางเลือกอย่างชัดเจน นับจากนั้นเป็นต้นมาได้มีการทำการศึกษาและทดลองติดตั้งเครื่องยนต์ที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงมากมาย ทั้งในยุโรปและเอเชีย โดยการศึกษาส่วนใหญ่มุ่งไปที่รถยนต์ดีเซลขนาดใหญ่ในระบบขนส่งมวลชนของรัฐและรถบรรทุกขนส่งขนาดใหญ่ ประกอบกับปัญหาราคาน้ำมันที่เพิ่มขึ้นอย่างมากในปัจจุบัน ทำให้การศึกษาที่

เกี่ยวข้องกับการใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงทดแทนเป็นไปอย่างกว้างขวางมากยิ่งขึ้น เพราะ DME เป็นเชื้อเพลิงที่ไม่ได้มีการแหล่งการผลิตจากผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียม

การศึกษาผลที่เกี่ยวข้องกับสิ่งแวดล้อมของ DME พบว่า DME เป็นสารประกอบอินทรีย์กลุ่มระเหยง่าย (Volatile Organic Compound) ซึ่งโดยทั่วไปสารประกอบกลุ่มนี้มักจะเป็นอันตรายต่อสิ่งแวดล้อม เป็นพิษ และเป็นสารก่อมะเร็ง ยิ่งไปกว่านั้นยังมีส่วนในการลดปริมาณโอโซนในชั้นบรรยากาศอีกด้วย แต่สำหรับ DME พบว่าเป็นสารประกอบที่ไม่เป็นพิษ ไม่มีผลต่อการก่อมะเร็งและก่อให้เกิดการกลายพันธุ์ ครึ่งชีวิตของการสลายตัวของ DME ในชั้นบรรยากาศเป็นเวลานานเมื่อเทียบกับก๊าซเรือนกระจกตัวอื่นๆ เช่น CO₂ หรือมีเทน เป็นต้น [1]

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

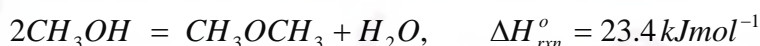
2.2 กระบวนการผลิต DME

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

Methanol synthesis:



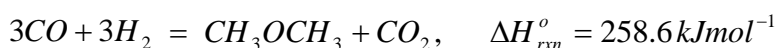
Methanol dehydration:



Water-gas shift:

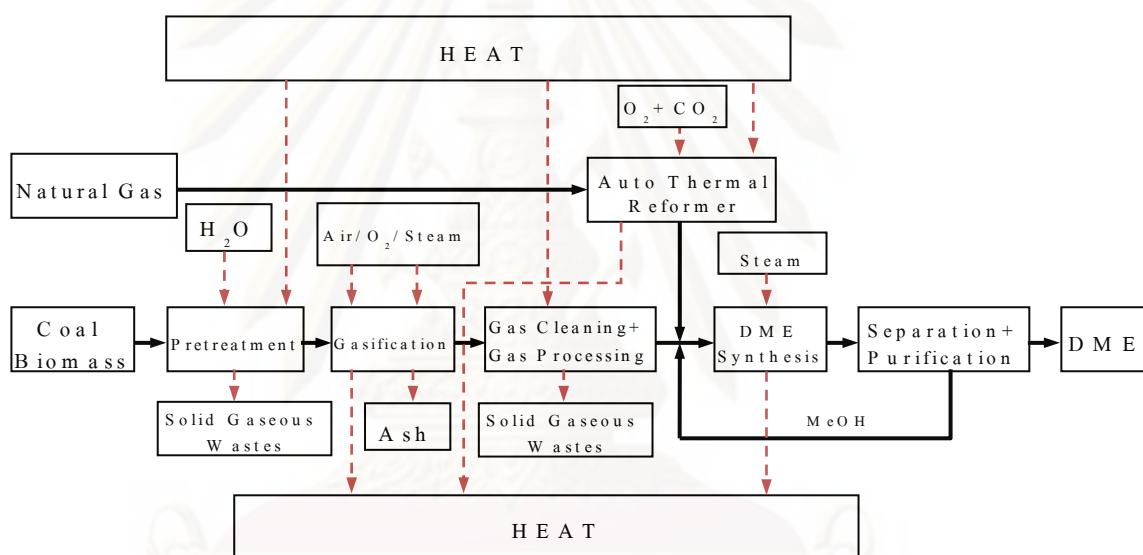


Net reaction:



Syngas ที่เป็นตัวตั้งต้นของปฏิกิริยานอกจากจะผลิตมาจากก๊าซธรรมชาติแล้ว ยังสามารถผลิตได้จากถ่านหินและมวลสารชีวภาพได้อีกด้วย จึงสามารถสรุปได้ว่า DME เป็นเชื้อเพลิงที่สามารถผลิตได้จากสารตั้งต้นหลายชนิด ปริมาณการผลิตจึงไม่ขึ้นกับแหล่งการผลิตแหล่งใดแหล่งหนึ่งเพียงอย่างเดียว จึงมีความสามารถในการควบคุมราคาการผลิตได้ดีกว่าผลิตภัณฑ์ปิโตรเลียม

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



รูปที่ 2-2 กระบวนการผลิต DME

จากปฏิกิริยาดังกล่าวสังเกตได้ว่า การผลิต DME สามารถผลิตได้ค่อนข้างง่ายเมื่อเปรียบเทียบกับการผลิตก๊าซปิโตรเลียม (LPG) ที่ต้องมีการลงทุนสูงในการสร้างหอกลิ้นมาก นอกจากนี้หลังจากการผลิต DME สามารถเก็บไว้ได้ในลักษณะเดียวกันกับก๊าซปิโตรเลียมและขนส่งได้ในลักษณะเดียวกันกับก๊าซธรรมชาติทั่วไป

2.3 สมบัติทางเคมีและกายภาพของ DME

สมบัติทางกายภาพของ DME มีความใกล้เคียงกับปิโตรเลียมเหลว เช่น propane และ Butane มีความสามารถในการติดไฟสูง มีค่าซีเทนอยู่ในช่วง 55-60 ซึ่งมีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซลเล็กน้อย อัตราการเผาไหม้ของ DME จึงสูงกว่าดีเซล

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

ตารางที่ 2-1 ความดันไอที่อุณหภูมิต่างๆ [2]

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

ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

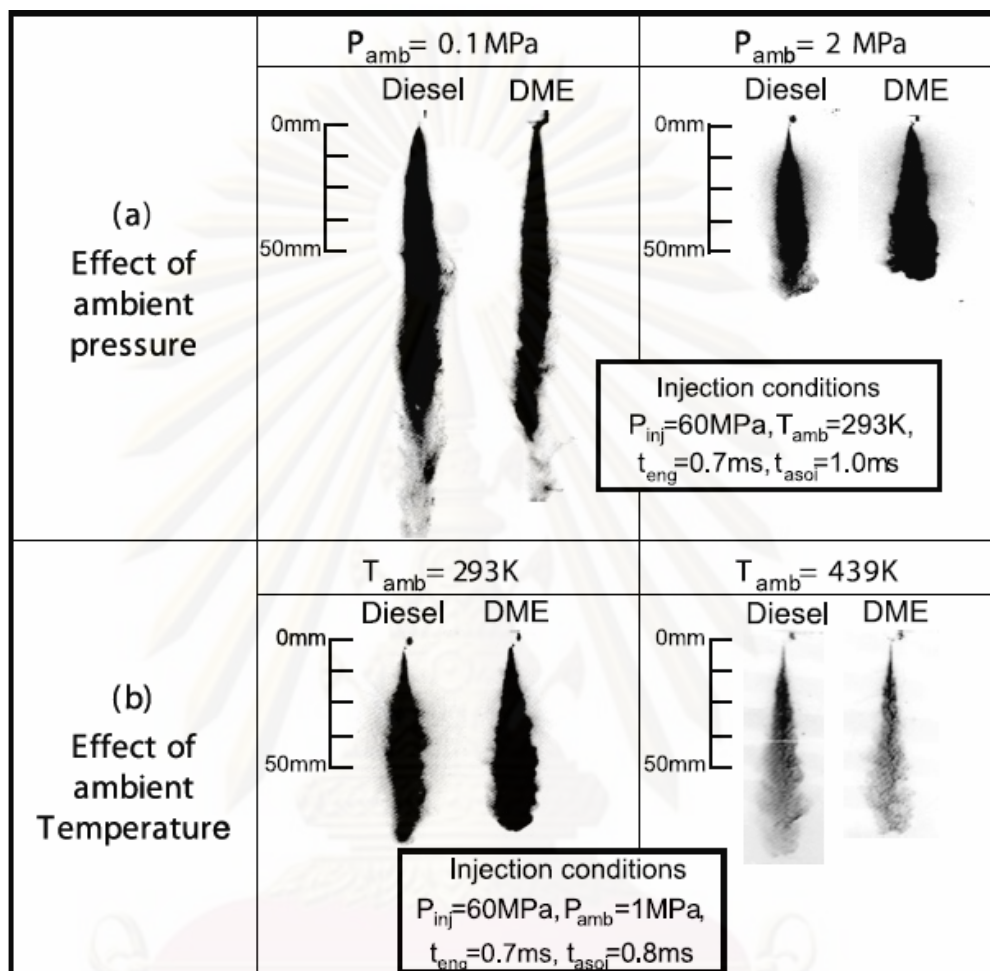
ตารางที่ 2-2 คุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของ DME [3]

Property	DME
Chemical formula	CH ₃ OCH ₃
Mole weight [g/mol]	46.07
C ratio [%wt]	52.2
H ratio [%wt]	13
O ratio [%wt]	34.8
S ratio [%wt]	0
Stoich. A/F ratio	9 : 1
Boiling Point [°C]	-24.9
Explosion limit in air [vol.%]	3.4~17
Auto Ignition temperature [°C]	235
Liquid Viscosity [cP]	0.15
Liquid density at 20°C [kg/m ³]	668
Lower Heating Value [kJ/kg]	28430
Latent heat of evaporation [kJ/kg]	460
Vapor pressure @ 20°C [MPa]	0.51
Cetane Number	55-60

สมบัติในการกระจายตัวเมื่อเกิดการสเปรย์ของ DME เมื่อเปรียบเทียบกับดีเซลนั้น [4] จากการศึกษาพบว่า เชื้อเพลิงดีเซลจะให้สเปรย์ที่กว้างและยาวกว่าของ DME ในทุกเงื่อนไขการฉีดเดียวกัน ดังที่แสดงในรูปที่ 2-3 เมื่อเพิ่มความดันบริเวณรอบข้างของสเปรย์ พบว่าในกรณีของ DME นั้น สเปรย์จะสั้นลงและกว้างยิ่งขึ้น ถึงแม้ว่า DME จะมีรูปร่างสเปรย์ที่เล็กกว่าของดีเซล แต่เนื่องจากความสามารถในการกลายเป็นไอที่ดีของมัน ทำให้การระเหยตัวหลังจากการฉีดสเปรย์ทำได้ดีกว่าของดีเซล

นอกจากนี้สำหรับ DME เมื่อทำการวัดขนาดละอองของสเปรย์ พบว่ามีขนาดที่สม่ำเสมอ และการกระจายตัวที่ดี เมื่อเทียบกับดีเซลที่มีขนาดของละอองแตกต่างกันมากแล้วนั้น สามารถสรุปได้ว่า DME มีสมบัติในการแตกเป็นละอองฝอย (atomization) ได้ดีกว่าดีเซล และเมื่อ

เปรียบเทียบการเคลื่อนที่ของละอองสเปรย์พบว่า สเปรย์ของดีเซลสามารถเคลื่อนที่ได้เร็วกว่าของ DME อันเนื่องมาจากละอองของดีเซลมีโมเมนต์มากกว่าจากความหนืดและความตึงผิว



รูปที่ 2-3 การเปรียบเทียบลักษณะของสเปรย์ของดีเซลและ DME [4]

2.4 การเผาไหม้ของ DME

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

ตารางที่ 2-3 ส่วนประกอบของอากาศแห้ง [5]

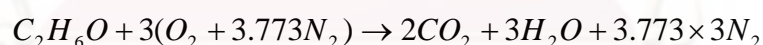
ก๊าซ	ppm โดยปริมาตร	มวลโมเลกุล	เศษส่วนโมล	อัตราส่วนโดยโมล
O ₂	209,500	31.998	0.2095	1
N ₂	780,900	28.012	0.7905	3.773
Ar	9,300	38.948		
CO ₂	300	44.009		
Air	1,000,000	28.962	1.0000	4.773

สามารถคำนวณมวลโมเลกุลของไนโตรเจนบรรยากาศได้โดยใช้หลักการว่าอากาศแห้งประกอบด้วยก๊าซ 2 ส่วน แต่ละส่วนมีปริมาณตามที่แสดงไว้ในตารางที่ 2-3 เมื่อคิดเทียบอัตราส่วนจะได้ว่า

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

ซึ่งเมื่อแทนค่าจะได้ว่ามวลโมเลกุลของไนโตรเจนบรรยากาศ (aN₂) เป็น 28.16 g/mol

สำหรับปฏิกิริยาการเผาไหม้ DME สามารถเขียนเป็นสมการเคมีได้คือ



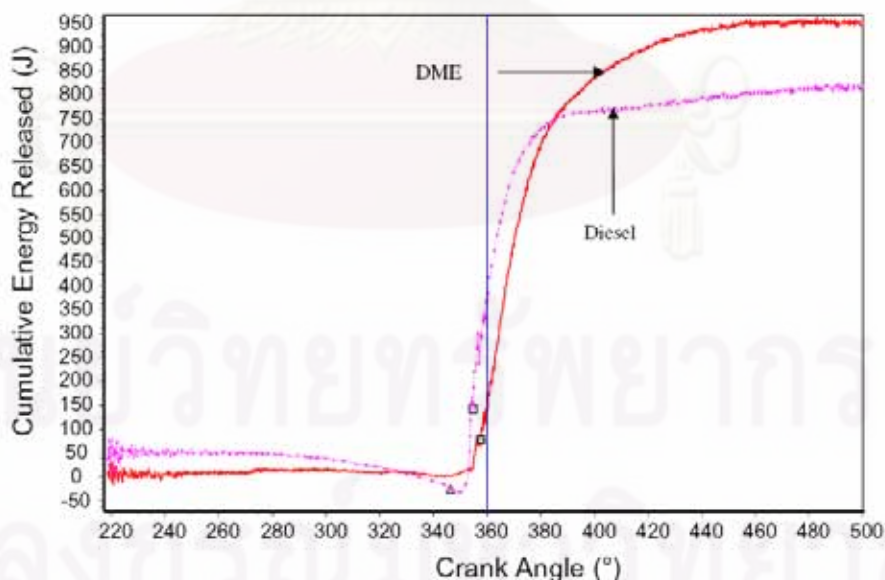
และสามารถคำนวณอัตราส่วนระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศได้ คือ

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

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

จากการศึกษาต่อไป พบว่านอกจากจะสามารถเผาไหม้ได้สมบูรณ์โดยให้ค่าปริมาณเขม่า คาร์บอนและคาร์บอนมอนนอกไซด์ต่ำมากแล้ว การปล่อยมลพิษอื่นๆ ก็น้อยตามไปด้วย เช่น การปล่อยก๊าซกลุ่มไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) อยู่ในปริมาณที่ต่ำมากเมื่อเทียบกับการเผาไหม้ดีเซล เนื่องจากอุณหภูมิสุดท้ายของการเผาไหม้มีค่าต่ำกว่า และนอกจากนี้ เนื่องจาก DME ไม่มีการเจือปนของธาตุกำมะถัน (sulfur) จึงไม่มีก๊าซกลุ่มซัลเฟอร์ออกไซด์ถูกปลดปล่อยออกมาจากกระบวนการเผาไหม้ ก๊าซที่ที่กล่าวถึงทั้งสองกลุ่มนี้เป็นก๊าซที่เมื่อรวมตัวกับไอน้ำในอากาศแล้วจะได้เป็นไอกรด ซึ่งเป็นต้นเหตุของการเกิดฝนกรดได้ หรือไอของก๊าซทั้งสองกลุ่มนี้จะมีผลโดยตรงต่อเนื้อเยื่อของสิ่งมีชีวิต โดยเฉพาะเนื้อเยื่ออ่อนบริเวณโพรงจมูกและดวงตา การลดปริมาณก๊าซทั้งสองจึงเป็นเรื่องที่มีความสำคัญมาก และเชื้อเพลิง DME ก็เป็นตัวเลือกที่ดีตัวหนึ่ง เมื่อพิจารณาถึงประเด็นของการเกิดมลภาวะและความเป็นอันตรายต่อสิ่งมีชีวิต

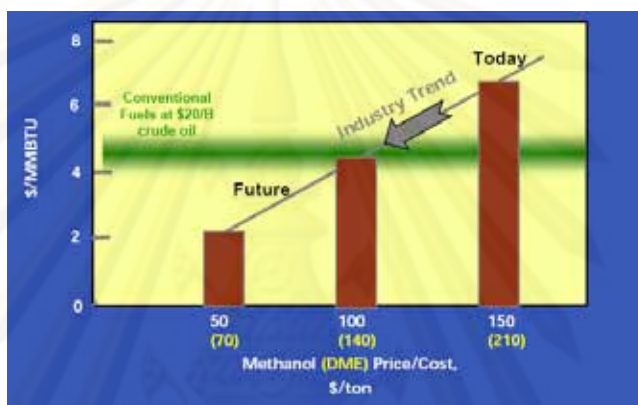
ในแง่การปลดปล่อยพลังงานผลทดสอบ พบว่าอุณหภูมิของห้องเผาไหม้ในกรณีของ DME มีค่าต่ำกว่ากรณีของน้ำมันดีเซลประมาณ 100°C ทำให้ผลต่างอุณหภูมิระหว่างก๊าซในห้องเผาไหม้และผนังของห้องเผาไหม้มีค่าลดลงจนทำให้การสูญเสียจากการถ่ายเทความร้อนมีค่าน้อยลงมาก เมื่อพิจารณาปริมาณพลังงานที่ปลดปล่อยจากเชื้อเพลิงพบว่าในกรณีของ DME มีค่าสูงกว่าในกรณีของน้ำมันดีเซลเล็กน้อยในตอนท้าย และยังมียัตราการปล่อยเชื้อเพลิงที่รวดเร็วและต่อเนื่องมากกว่าด้วย ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 2-4



รูปที่ 2-4 อัตราการปล่อยพลังงานเปรียบเทียบระหว่าง DME และ ดีเซล [6]

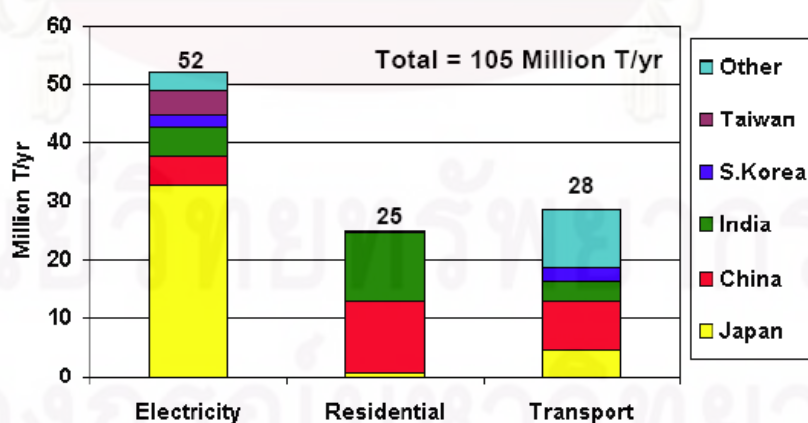
2.5 แนวโน้มในการผลิตและการใช้งานในอนาคต

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



รูปที่ 2-5 แนวโน้มราคา DME ในอนาคต

ในด้านแนวโน้มของความต้องการ DME ในอนาคตนั้นสดใสเนื่องจากมีความต้องการสูงขึ้นเรื่อยโดยสามารถดูได้จากกราฟแสดงความต้องการใช้ DME ในปี 2010 ของประเทศต่างๆ



รูปที่ 2-6 แนวโน้มความต้องการใช้ DME ในอุตสาหกรรมต่างๆ

2.6 การผลิต DME ในต่างประเทศ

ปัจจุบันประเทศต่างๆ ได้มีการโครงการเกี่ยวกับผลิต DME มากมาย ทำให้อาณาเขตของ DME นั้นมีขนาดที่สดใส เนื่องจากเมื่อผลิตเป็นจำนวนมากประกอบกับสามารถแปรรูปได้จากเชื้อเพลิงราคาถูกลงอย่างถาวร ทำให้ราคามีแนวโน้มที่จะถูกลงกว่าที่เป็นอยู่ตอนนี้ โดยในประเทศต่างๆ ได้มีโครงการเกี่ยวกับ DME ดังนี้

ประเทศจีน

ปัจจุบันประเทศสาธารณรัฐประชาชนจีนมีความสามารถในการผลิต DME 1 ล้านตันต่อปี โดยมีโรงงานกระจายอยู่ตามมณฑลต่างๆ วัตถุประสงค์หลักที่โรงงานใช้จะมาจากเมทานอลและถ่านหิน สามารถสรุปกำลังการผลิตในปัจจุบันได้ดังตารางที่ 2-4

ตารางที่ 2-4 กำลังการผลิต DME จากมณฑลต่างๆ ในประเทศจีน

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

นอกจากนี้ประเทศสาธารณรัฐประชาชนจีนยังมีโครงการที่จะเพิ่มกำลังการผลิตเป็น 3 ล้านตันต่อปีในอนาคตโดยแสดงไว้ในตารางที่ 2-5

ตารางที่ 2-5 โครงการเพิ่มกำลังการผลิต DME ในแต่ละมณฑลของจีน

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

ประเทศญี่ปุ่น

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

ประเทศเกาหลีใต้

โครงการ MOCIE ซึ่งเริ่มประกาศใช้เมื่อปี 2007 โดยวางแผนที่จะนำ DME ใช้ในวงการค้าปลีกภายในปี 2012 โดยแบ่งได้เป็น 3 ช่วง

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

ประเทศอียิปต์

ในปัจจุบันประเทศอียิปต์ได้มีการสร้างโรงงานผลิต DME ซึ่งกำลังการผลิต 1.3 ล้านตัน เพื่อใช้ในการผสมกับ LPG

ประเทศอิหร่าน

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

นอกจากนี้ยังมีโครงการผลิต DME ในประเทศอื่นๆอีกมาก เช่นประเทศสวีเดน ประเทศรัสเซีย ประเทศสหรัฐอเมริกา ประเทศอิตาลี ประเทศในกลุ่ม EU และประเทศบราซิล

2.7 การใช้ DME ในปัจจุบัน

สำหรับในส่วนการนำ DME ไปใช้ ได้มีโครงการนำไปใช้หลายโครงการดังนี้

1. การผสม DME 20% กับก๊าซหุงต้มโดยจากการศึกษาพบว่า แม้ว่าการทำอย่างนี้จะทำให้ค่าความจุความร้อนลดลงแต่ผู้บริโภคก็ไม่สามารถแยกความแตกต่างได้และการทำแบบนี้จะทำให้มีก๊าซตกค้างน้อยกว่าด้วย

2. การใช้แทนเชื้อเพลิงดีเซลในรถบรรทุกขนาดต่างๆ พบว่ามีประสิทธิภาพสูงกว่า มี NOx น้อยกว่าและเงียบกว่า

3. การใช้ในอุตสาหกรรมผลิตไฟฟ้า บริษัท GE และบริษัท Siemens Westinghouse มีการใช้ DME ในเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าแบบกังหันก๊าซซึ่งมีประสิทธิภาพและมลพิษต่ำ

2.8 ภาพลักษณ์ในการใช้ DME

2.8.1 ข้อดีในการใช้ DME

ข้อดีของการใช้ DME แทนน้ำมันดีเซลในเครื่องยนต์ CI ประกอบไปด้วยการลดลงของไฮโดรคาร์บอน (HC) และคาร์บอนมอนนอกไซด์ (CO) ในไอเสีย เนื่องจากโครงสร้างโมเลกุลของ DME มีออกซิเจน (O_2) เป็นองค์ประกอบอยู่ระหว่างคาร์บอนด์ คาร์บอนด์จึงไม่ได้จับยึดกันโดยตรง ดังนั้นการเผาไหม้ของ DME จะไม่เกิดเขม่า (soot) หรือฝุ่นละออง (particulate matters หรือ PM) นอกจากนี้ DME ไม่มีซัลเฟอร์เป็นองค์ประกอบ ดังนั้นจึงไม่ก่อให้เกิด SO_x จากกระบวนการเผาไหม้ ในการทดสอบการปล่อยไอเสีย (exhaust emission) ในกระบวนการเผาไหม้ของ DME มีอุณหภูมิต่ำกว่ากระบวนการเผาไหม้ของดีเซล จึงทำให้ NO_x ลดลง จากการใช้เครื่องยนต์ CI โดยใช้ น้ำมันดีเซล เปรียบเทียบกับการใช้ DME จะพบว่าให้อากาศที่บริสุทธิ์ ไม่มีควันดำ (no smog) และนอกจากนี้ยังพบว่า การใช้ DME กับเครื่องยนต์ CI ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง จะให้เสียงที่เงียบกว่าการใช้ conventional diesel

2.8.2 ข้อเสียในการใช้ DME

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



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 3

กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลและการวิเคราะห์การเผาไหม้

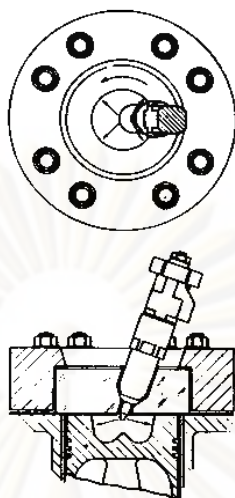
3.1 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compress Ignition, CI) สามารถกล่าวได้โดยสรุปดังนี้ คือ เชื้อเพลิงเหลวจะถูกฉีดด้วยความดันสูงโดยระบบฉีดเชื้อเพลิง เข้าสู่ห้องเผาไหม้ในช่วงปลายของจังหวะอัด (Compression Stroke) ณ เวลาก่อนเริ่มการเผาไหม้ที่ได้ออกแบบไว้เล็กน้อย โดยฉีดเชื้อเพลิงเหลวผ่านออร์ฟิช (Orifice) ขนาดเล็กที่ปลายหัวฉีดด้วยความเร็วสูง เชื้อเพลิงเหลวจะแตกตัวเป็นละอองฝอย และเคลื่อนเข้าไปในห้องเผาไหม้ หลังจากนั้นจึงเกิดการระเหยเป็นไอเชื้อเพลิงและผสมกับอากาศในห้องเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงและความดันสูง ซึ่งจากการที่อุณหภูมิและความดันของอากาศมีค่าสูงกว่าสภาวะการจุดระเบิด (Ignition Point) ของเชื้อเพลิง จึงทำให้เกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเอง (Auto-Ignition) ในบริเวณที่ส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงมีอัตราส่วนที่เหมาะสม โดยหลังจากผ่านช่วงล่าช้า (Ignition Delay) ประมาณ 2-3 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

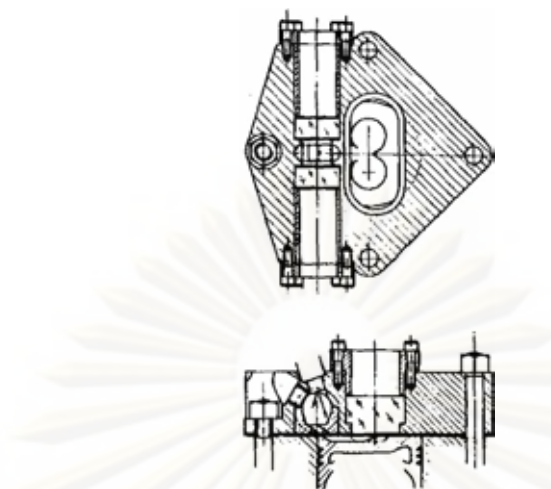


รูปที่ 3-1 ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ DI [5]

3.1.2 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect Injection or IDI Systems)

ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบ่งเป็น 2 ห้อง โดยเชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า (Pre-chamber) 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 ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ชนิด Swirl Chamber [5]

3.2 แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

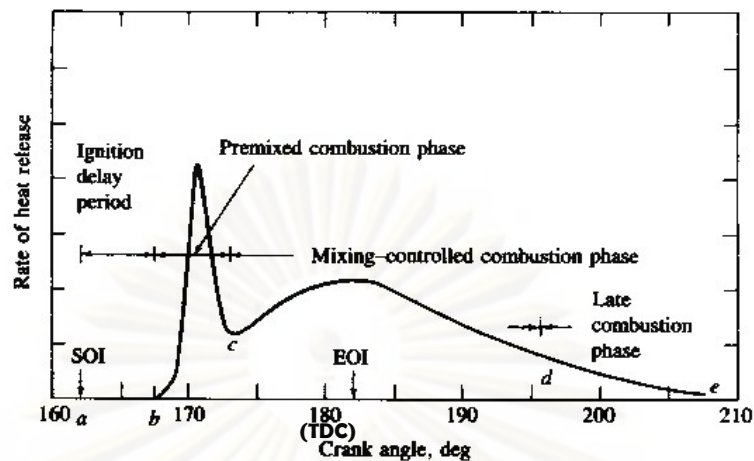
ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สามารถสรุปได้โดยเปรียบเทียบจากผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดโดยตรงทั่วไป ดังรูปที่ 3-3 ดังนี้

Ignition Delay (ab) เป็นช่วงเวลาระหว่างการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้และการเริ่มต้นการเผาไหม้ โดย Ignition Delay จะสั้นหรือยาวจะขึ้นกับสามสาเหตุหลักคือ องค์ประกอบทางเคมีของเชื้อเพลิง, อุณหภูมิ และความดันในห้องเผาไหม้ โดยที่ความดันการฉีดมีผลน้อยกว่า (เมื่อมีปริมาณการฉีดเท่ากัน) [7]

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

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

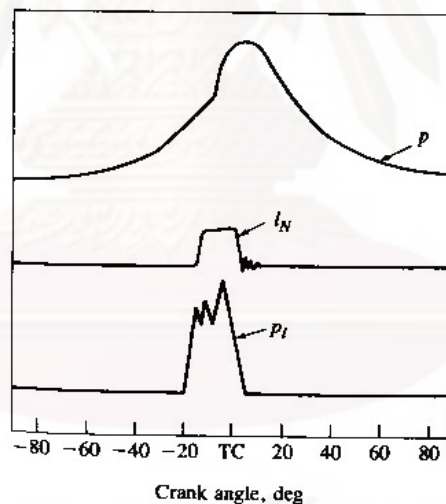
Late Combustion Phase (de) เป็นช่วงที่การปลดปล่อยความร้อนดำเนินต่อไปด้วยอัตราที่ต่ำลงในจังหวะขยายตัว ซึ่งเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลืออยู่เล็กน้อย และเป็น การเผาไหม้ต่อไปของเขม่าและสารที่เกิดจากการเผาไหม้ของส่วนผสมหนา



รูปที่ 3-3 ผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ระบบแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงทั่วไป [5]

3.2.1 การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

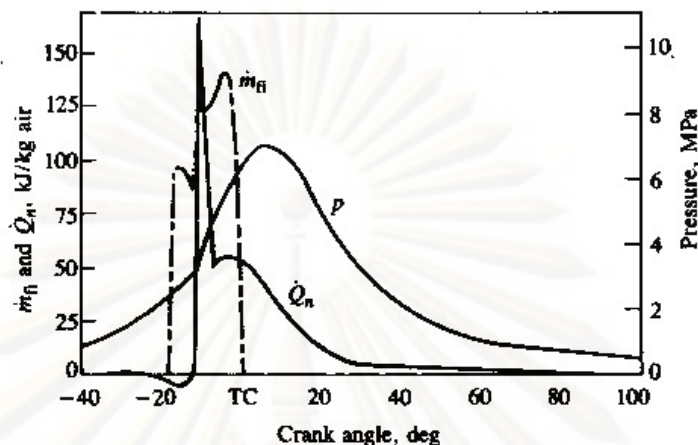
3.2.1.1 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู



รูปที่ 3-4 ข้อมูลของความดันในกระบอกสูบ (P) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (Injector Needle Lift, I_N) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง (P) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI [5]

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

จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงไม่กี่องศาเพลลาข้อเหวี่ยง หลังจากนั้นจะเพิ่มอย่างช้าๆ และมีค่าสูงสุดที่ประมาณ 5° ATDC



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

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

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

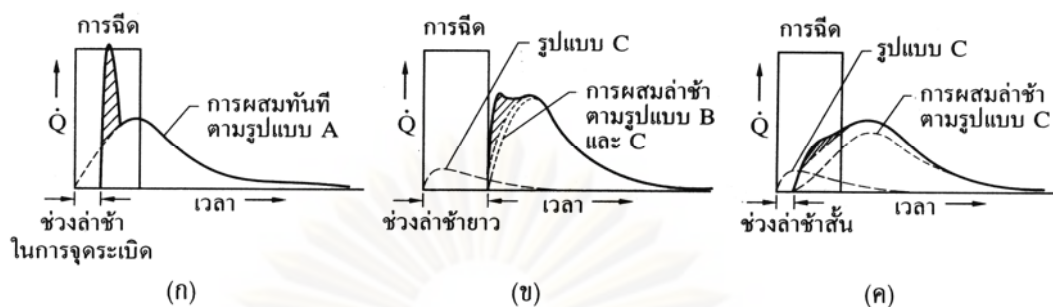
3.2.1.2 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber

ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber ลักษณะของผังอัตราการปล่อยความร้อนจะต่างจากในเครื่องยนต์ DI โดยจะไม่มีช่วงที่มีลักษณะเป็น Initial Spike (ช่วง Premixed Combustion Phase) เนื่องจากการที่เครื่องยนต์ IDI มีห้องเผาไหม้ขนาดเล็กกว่า ร่วมกับการที่อากาศเกิดการหมุนวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าอย่างรุนแรงก่อนการฉีดเชื้อเพลิง เป็นผลให้สเปร์ยเชื้อเพลิงถูกเหวี่ยงไปปะทะกับผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการที่เครื่องยนต์ IDI มีช่วง Ignition Delay สั้นกว่า จากผลของอัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูงกว่า จึงเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนต่ำกว่า ในช่วงเริ่มการเผาไหม้

โดย Lyn [8] นำเสนอรูปแบบของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI 3 รูปแบบ โดยแสดงดังรูปที่ 3-6 ดังนี้

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

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



รูปที่ 3-6 ผังอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ [5]

- (ก) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรูติดไว้ตรงกลาง
- (ข) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงแบบ M ที่เชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าที่ผนัง
- (ค) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวน

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

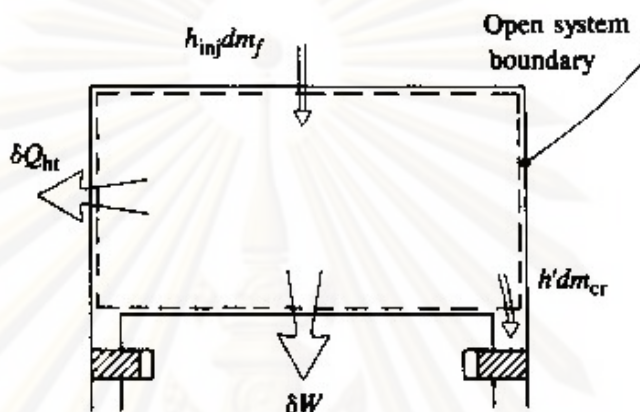
3.3 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

ข้อมูลความดันกระบอกสูบที่สัมพันธ์กับมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดช่วงจังหวะอัดและขยายตัวของเครื่องยนต์ สามารถนำไปใช้วิเคราะห์ในการหาอัตราการปล่อยความร้อนหรืออัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิง เพื่ออธิบายลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ CI ซึ่งหาได้โดยการใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับระบบเปิดดังแสดงในรูปที่ 3-7 เมื่อพิจารณาให้อยู่ในสภาวะที่ความดันและอุณหภูมิคงที่ (Quasi Static) ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ดังนี้ [5]

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

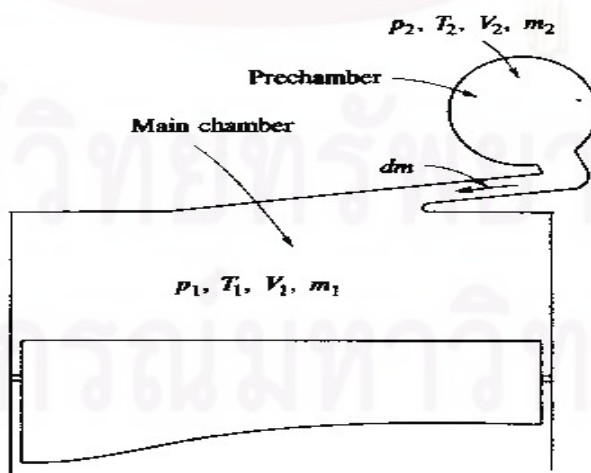
โดยที่ $\frac{dQ}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านขอบเขตของระบบเข้าสู่ระบบ

- $p \frac{dV}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทงานโดยระบบ เนื่องมาจากการกระจัดของขอบเขต ของระบบ
- m_i คือ อัตราการไหลของมวลเข้าไปในระบบผ่านขอบเขตของระบบที่ตำแหน่ง i
- h_i คือ Enthalpy ของมวล i ที่เข้าสู่ระบบ
- U คือ พลังงานของสารที่อยู่ในขอบเขตของระบบ



รูปที่ 3-7 ขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้ เพื่อวิเคราะห์การปล่อยความร้อน [5]

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



รูปที่ 3-8 ตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI [5]

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

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

และกับห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะได้

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

โดย $\frac{dm}{dt}$ คือ อัตราการไหลของมวลระหว่างห้องเผาไหม้ทั้งสอง ซึ่งเป็นค่าบวกเมื่อเป็นการไหลจากห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเข้าสู่ห้องเผาไหม้หลัก ถ้า $\frac{dm}{dt} > 0$, $h_{2,1} = h_2$ และ ถ้า $\frac{dm}{dt} < 0$, $h_{2,1} = h_1$ ถ้ากำหนดให้ U_1 และ U_2 เป็นพลังงานภายในสัมผัส (Sensible Internal Energy) และ h_f เป็นเอนทัลปีสัมผัส (Sensible Enthalpy) ของเชื้อเพลิง $\frac{dQ_1}{dt}$ และ $\frac{dQ_2}{dt}$ ก็จะเป็นอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (Heat Release Rate) ซึ่งเท่ากับผลต่างระหว่างอัตราการปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้และอัตราการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้

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

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

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

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

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

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

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

ซึ่งถ้าตัดพจน์สุดท้ายออกไปจะทำให้ได้สมการเหมือนเครื่องยนต์ CI ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง และใช้ข้อมูลความดันจากห้องเผาไหม้หลักมาคำนวณตามสมการ

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

ปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3-9)

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

Mass Fraction Burned (X_b) หมายถึง สัดส่วนของมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้ว ซึ่งแปรผันกับความร้อนที่ปล่อยออกมาจากเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ต่อค่าความร้อนของเชื้อเพลิง สามารถหาได้จากสมการ

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

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

LHV คือ ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง

ค่า Mass Fraction Burned นี้จะบอกให้ทราบว่าที่ตำแหน่งต่างๆ เชื้อเพลิงได้ถูกเผาไหม้ไปแล้วปริมาณเท่าใด

นิยามสำหรับการวิเคราะห์การเผาไหม้ที่ใช้ในวิทยานิพนธ์นี้ได้แก่

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

3.4 การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้

การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ผ่านหัวฉีดสามารถคำนวณได้จากสมการ (3-11) [9]

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

โดยที่ C_d คือ Discharge Coefficient ของหัวฉีด

- A_n คือ พื้นที่ที่เล็กที่สุดของหัวฉีด (m^2)
- ρ_f คือ ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (kg/m^3)
- Δp คือ Pressure Drop across Nozzle ในที่นี้คือผลต่างระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด (Fuel Line Pressure) กับ ความดันในห้องเผาไหม้หลัก

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

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

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

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

N คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm)

สำหรับค่า Discharge Coefficient สามารถคำนวณได้จากการอินทิเกรตอัตราการฉีดเชื้อเพลิงตลอดช่วงของการฉีด ดังสมการ (3-13)

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

โดยที่ θ_{start} คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง

θ_{end} คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง

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

3.5 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์

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

กำลังเบรก (P_b), ของเครื่องยนต์สามารถแสดงได้ ดังสมการ

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

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (η_f)

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

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc)

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

ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (bmep) สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ คือ

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

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (η_v)

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

โดยที่	P_b	คือ กำลังเบรก (kW)
	T_b	คือ แรงบิดเบรก (Nm)
	bmep	คือ ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (kPa)
	N	คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm)
	V_d	คือ Displacement Volume (dm ³)
	Q_{HV}	คือ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (MJ/kg)
	\dot{m}_f	คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (g/s)
	$\rho_{a,i}$	คือ ความหนาแน่นของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ (kg/m ³)
	bsfc	คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (g/kW.hr)
	η_f	คือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (%)
	ω	คือ ความเร็วเชิงมุม (rad/s)

บทที่ 4

ทฤษฎีเกี่ยวกับ Visualization

4.1 แบบจำลองเชิงปรากฏการณ์สำหรับการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

การศึกษาภาพถ่ายการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI ร่วมกับการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในกระบอกสูบ จะทำให้ได้แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI โดยแนวคิดในเรื่อง “อัตราการปล่อยความร้อน” (Heat Release Rate) ซึ่งนิยามว่า เป็นอัตราการปลดปล่อยพลังงานเคมีของเชื้อเพลิงโดยกระบวนการเผาไหม้ จะมีความสำคัญในการทำความเข้าใจแบบจำลองนี้ โดยสามารถคำนวณได้จากข้อมูลความดันกระบอกสูบที่สัมพันธ์กับมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ

4.1.1 การศึกษาภาพถ่ายการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI

ในปัจจุบันนี้มีการวิจัยที่ทำการศึกษากาการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI ด้วยวิธีการถ่ายภาพความเร็วสูงเป็นจำนวนมาก โดยการถ่ายภาพออกมาเป็นลำดับตามมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ทำให้ได้ข้อมูลที่มีประโยชน์มากในการศึกษาลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI โดยภาพถ่ายการเผาไหม้ที่ถูกรับเป็นรูปสี่เหลี่ยมจะมีลักษณะดังนี้

Fuel Spray – หยดเชื้อเพลิงจะสะท้อนแสงจากต้นกำเนิดแสงภายนอก และนิยามว่าเป็นส่วนของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว ก่อนการระเหยจะเสร็จสมบูรณ์

Premixed Flame – ในช่วงนี้มีความสว่างน้อยเกินไป สำหรับการบันทึกภาพด้วยระดับ Exposure ที่ใช้อยู่ ซึ่งการผสม Copper Additive เข้าไปในเชื้อเพลิงจะทำให้ได้เปลวไฟ (Flame) ที่มีสีเขียวสว่างมากพอที่จะทำให้มองเห็นได้

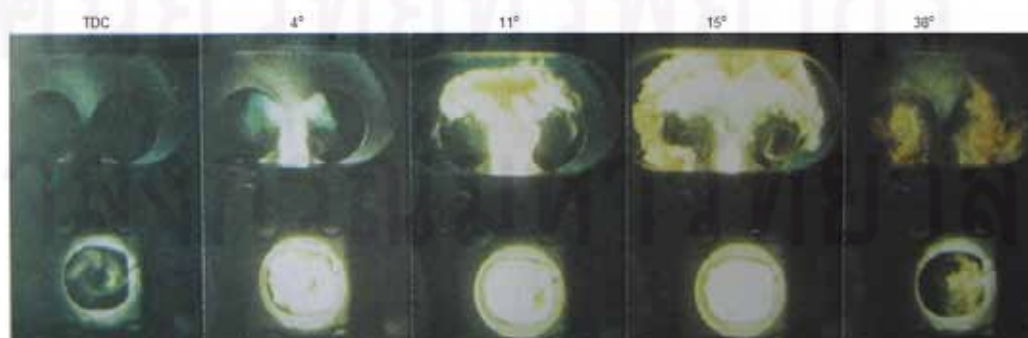
Diffusion Flame – การเผาไหม้ของอนุภาค Carbon ที่อุณหภูมิสูงในเปลวไฟแบบ Diffusion Flame จะมีความสว่างมากและปรากฏเป็นเปลวไฟสีเหลืองขาว เมื่อเปลวไฟเย็นลง การแผ่รังสีจากอนุภาคต่างๆจะเปลี่ยนสีเปลวไฟจากส้มเป็นแดง

Over-rich Mixture – ปรากฏเป็นบริเวณสีน้ำตาล ซึ่งมักถูกล้อมรอบโดยเปลวไฟแบบ Diffusion Flame สีขาว แสดงให้เห็นถึงบริเวณที่มีส่วนผสมหนาเกินไป ซึ่งเป็นบริเวณที่มีกระบวนการเกิดอนุภาคเขม่า โดยส่วนขอบของบริเวณนี้ที่ได้สัมผัสกับอากาศที่ยังไม่ได้เผาไหม้จะเกิดเป็นเปลวไฟแบบ Hot White Diffusion Flame

ตารางที่ 4-1 การแปลความหมายรูปถ่ายสีจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI [5]

สี	การแปลความหมาย
เทา	พื้นหลัง เป็นแก๊สโปร่งแสงและไม่มีการเปล่งแสง (เป็นอากาศในช่วงเริ่มต้นก่อนการเผาไหม้และเป็นผลิตภัณฑ์หลังจากการเผาไหม้)
เขียว	ในช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้ – เป็นเปลวไฟแบบ premixed flame ซึ่งถูกทำให้มองเห็นได้โดยเพิ่ม Copper Additive ในเชื้อเพลิง หลังจากเริ่มต้นการเผาไหม้ – เป็นสีของแก๊สที่กำลังเผาไหม้ซึ่งมีอุณหภูมิสูงกว่า 1800 °C
ขาวและเหลือง-ขาว	เป็นการเผาไหม้อุณหภูมิคาร์บอนในเปลวไฟแบบ diffusion flame ที่อุณหภูมิ 2000 – 2500 °C
เหลืองและส้มแดง	เป็นการเผาไหม้อุณหภูมิคาร์บอนในเปลวไฟแบบ diffusion flame ที่อุณหภูมิต่ำกว่า โดยเห็นครั้งสุดท้ายในฟิล์มที่อุณหภูมิ 1000 °C
น้ำตาล	เป็นหมอกเขม่าจากบริเวณที่มีส่วนผสมหนาแน่นมาก เมื่อเคลื่อนที่ไปเจอกับอากาศ (บริเวณที่เป็นสีเทา) มักจะเกิดเป็นขอบสีขาวของเปลวไฟที่มีความร้อนสูง

ในรูปที่ 4-1 จะแสดงภาพถ่ายเป็นลำดับจากห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ Ricardo ซึ่งเป็นเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ซึ่งมีห้องเผาไหม้ชนิด Ricardo Comet V swirl chamber โดยได้ปรับตั้งระบบฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดเชื้อเพลิงที่มุมข้อเหวี่ยง 11 องศา ก่อนศูนย์ตายบน (Before Top-dead Center or BTDC) ส่วนหัวฉีดเป็นแบบ Pintuaux nozzle โดยสเปรย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกมาจะมี 2 ส่วนคือ auxiliary spray ฉีดในแนวรัศมี และ main spray ฉีดในแนวสัมผัส ซึ่งสามารถอธิบายปรากฏการณ์การเผาไหม้จากภาพถ่ายได้ดังนี้



รูปที่ 4-1 ภาพถ่ายจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม [5]

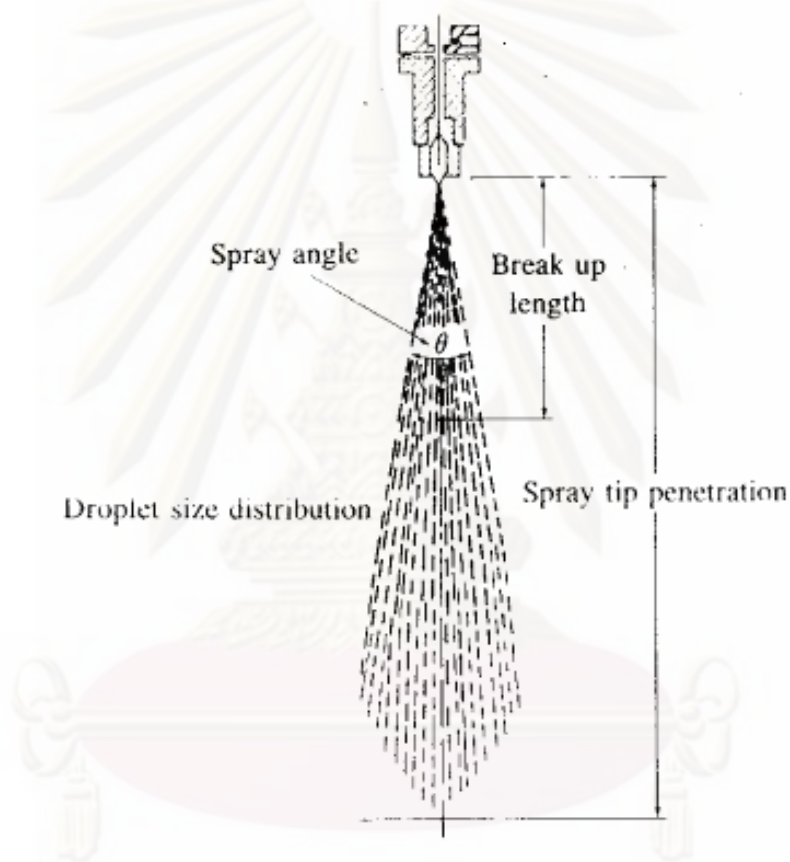
ที่ศูนย์ตายบน (Top-dead Center or TDC) รูปถ่ายแสดงให้เห็นว่าสเปรย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกมาจะถูกทำให้แตกตัวโดยอากาศที่เกิดการหมุนวนด้วยความเร็วสูงในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดย main spray จะเคลื่อนที่ตามแนวสัมผัสของผนัง แต่ในรูปนี้จะไม่ปรากฏ auxiliary spray ให้สังเกตเห็นได้ เนื่องจากที่ TDC นั้น auxiliary spray ซึ่งมีขนาดเล็กกว่าได้ระเหยไปก่อนแล้ว ส่วนการเกิดเปลวไฟที่มองเห็นได้ในครั้งแรกนั้น เกิดที่มุมข้อเหวี่ยง 1° BTDC ในเชื้อเพลิงที่ระเหยแล้วจาก auxiliary spray โดยปรากฏเป็นเปลวไฟแบบ premixed flame สีเขียว แล้วที่ TDC เปลวไฟจะขยายตัวไปที่ main spray และเริ่มเปลี่ยนเป็นเปลวไฟแบบที่กำลังเผาไหม้อนุภาคคาร์บอนเป็นสีเหลือง-ขาว โดยมีขอบเป็นสีเขียว ส่วนที่มุมข้อเหวี่ยง 4° ATDC ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะเต็มไปด้วยเปลวไฟที่กำลังเผาไหม้อนุภาคคาร์บอน และเปลวไฟส่วนหนึ่งจะเคลื่อนออกมาด้วยความดันจากห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ผ่าน throat เข้าไปที่ชอกบริเวณเหนือหัวลูกสูบ โดยลำของเปลวไฟจะไหลออกมาปะทะกับหัวลูกสูบและเข้ามาผสมกับอากาศในห้องเผาไหม้หลัก เหลือเพียงจุดสีเขียวซึ่งเป็นบริเวณที่มีการเผาไหม้อนุภาคคาร์บอน (ที่มุมข้อเหวี่ยง 4° , 11° และ 15° ATDC) ส่วนกลุ่มเขม่าสีน้ำตาลซึ่งเกิดที่บริเวณ throat ที่มุมข้อเหวี่ยง 15° ATDC จะขยายตัวไปรอบๆกระบอกสูบ โดยมีขอบเป็นเปลวไฟสว่างสีเหลืองขาว โดยหลังจากนี้เขม่ากลุ่มนี้จะพบกับอากาศที่เหลืออยู่ในห้องเผาไหม้และเกิดการเผาไหม้ต่อไป เมื่อแก๊สในห้องเผาไหม้เย็นตัวลงในจังหวะขยายตัว จะเกิดเหตุการณ์ที่เปลวไฟสีเหลืองขาว เริ่มเปลี่ยนเป็นสีเหลืองแก่ แล้วเปลี่ยนเป็นสีส้มแดง ซึ่งจากรูปถ่ายที่มุมข้อเหวี่ยง 38° ATDC จะสังเกตเห็นได้ว่าเปลวไฟเริ่มดับตัวลง

4.1.2 การศึกษาโครงสร้างของดีเซลสเปรย์

4.1.2.1 โครงสร้างสเปรย์ทั้งหมด

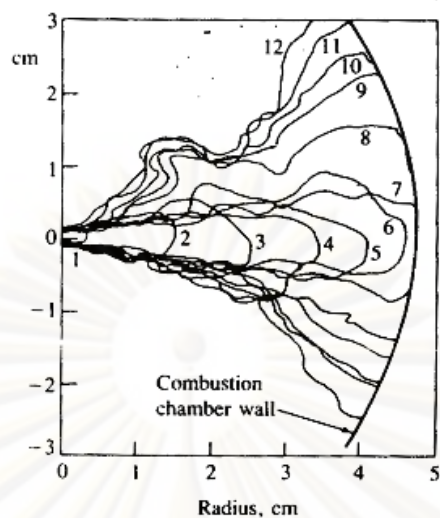
เชื้อเพลิงถูกส่งเข้าไปในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลผ่านทางรูหัวฉีดรูเดียว หรือหลายรูด้วยความดันระหว่างความดันที่หัวฉีดและกระบอกสูบที่แตกต่างกันมาก หัวฉีดของเครื่องยนต์ดีเซลตามปกติจะทำงานที่ความดันของการฉีดระหว่าง 200-1700 atm เมื่อเกิดการฉีดอากาศในกระบอกสูบมีความดัน 50-100 atm อุณหภูมิประมาณ 1000 K และความหนาแน่นระหว่าง $15-25 \text{ kg/m}^3$ รูปที่ 4-2 แสดงโครงสร้างของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงทั่วไป เมื่อเชื้อเพลิงพุ่งออกจากหัวฉีดก็จะปั่นป่วนและกระจายออกเข้าไปผสมกับอากาศโดยรอบ โดยความเร็วเริ่มต้นของการพุ่งเข้าไปจะมากกว่า 100 m/s ผิวด้านนอกของเชื้อเพลิงที่พุ่งออกจากหัวฉีดจะแตกเป็นหยดหรือละอองขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ $10 \mu\text{m}$ ที่ใกล้กับทางออกของหัวฉีด แกนของเหลวที่ออกจากหัวฉีดและเข้าไปในห้องเผาไหม้จะแตกเป็นหยดขนาดต่างๆ เมื่อเข้าไปได้ระยะทางช่วงหนึ่งที่เรียกว่า ความยาวที่

แตกเป็นละอองฝอย (Breakup length) เมื่อมวลเชื้อเพลิงเคลื่อนที่ออกห่างจากหัวฉีด มวลของอากาศภายในสเปรย์จะเพิ่มขึ้น สเปรย์จะบานออกทำให้ความกว้างเพิ่มและความเร็วลดลง ปลายของสเปรย์จะพุ่งไปในห้องเผาไหม้ไกลขึ้นเมื่อมีการฉีดต่อไป แต่ด้วยอัตราของการพุ่งเข้าไปที่น้อยลง รูปที่ 4-3 แสดงถึงลักษณะของสเปรย์เมื่อพบกับผนังด้านนอกทรงกระบอกของห้องเผาไหม้ ทรงแจกในเครื่องอัดความเร็วสูงในสภาวะการฉีดเชื้อเพลิงทั่วไปของเครื่องยนต์ดีเซล ซึ่งจะพบว่าผนังทรงกระบอกจะทำให้สเปรย์แยกเป็น 2 ส่วน ไหลตามเส้นรอบวงในแต่ละทิศทาง



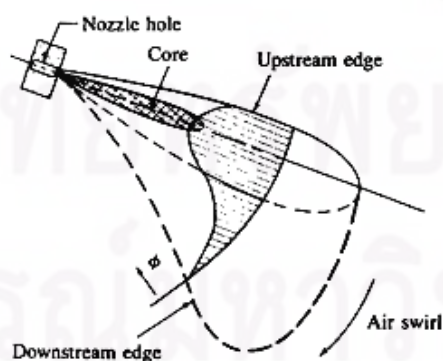
รูปที่ 4-2 แผนผังสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลที่ได้นิยามตัวแปรหลักๆ [5]

ศูนย์วิทยุโทรพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 4-3 ภาพร่างขอบเขตไอรอบนอกของสเปร์ย์เชื้อเพลิงดีเซลจากภาพถ่ายแบบ shadow graph ความเร็วสูง 12 รูปของเครื่องอัดความเร็วสูง ซึ่งแสดงถึงการกระทำต่อกันของสเปร์ย์ที่กำลังระเหยกับผนังทรงกระบอกของห้องเผาไหม้ ความดันในการฉีด 60 MPa เวลาระหว่างรูป 0.14 ms [5]

รูปแบบของสเปร์ย์ซึ่งเป็นผลมาจากการฉีดเชื้อเพลิงในแนวรัศมีของกระบอกสูบเข้าไปในการไหลวนของอากาศ แสดงในรูปที่ 4-4 เนื่องจากมีการเคลื่อนที่สัมพัทธ์ทั้งในแนวรัศมีและแนวแกนของกระบอกสูบระหว่างเชื้อเพลิงที่พุ่งเข้ากับอากาศ เมื่อสเปร์ย์เข้าไปมากขึ้นและช้าลง สเปร์ย์ก็จะบิดเบี้ยวไปในทิศทางของการไหลวน สำหรับสภาวะการฉีดเดียวกัน สเปร์ย์จะพุ่งเข้าไปได้น้อยกว่าในกรณีที่ไม่มีการไหลวน ลักษณะที่สำคัญของสเปร์ย์ที่เกิดขึ้นนี้ก็คือจะมีบริเวณของไอขนาดใหญ่ด้านท้ายของแกนของเหลว

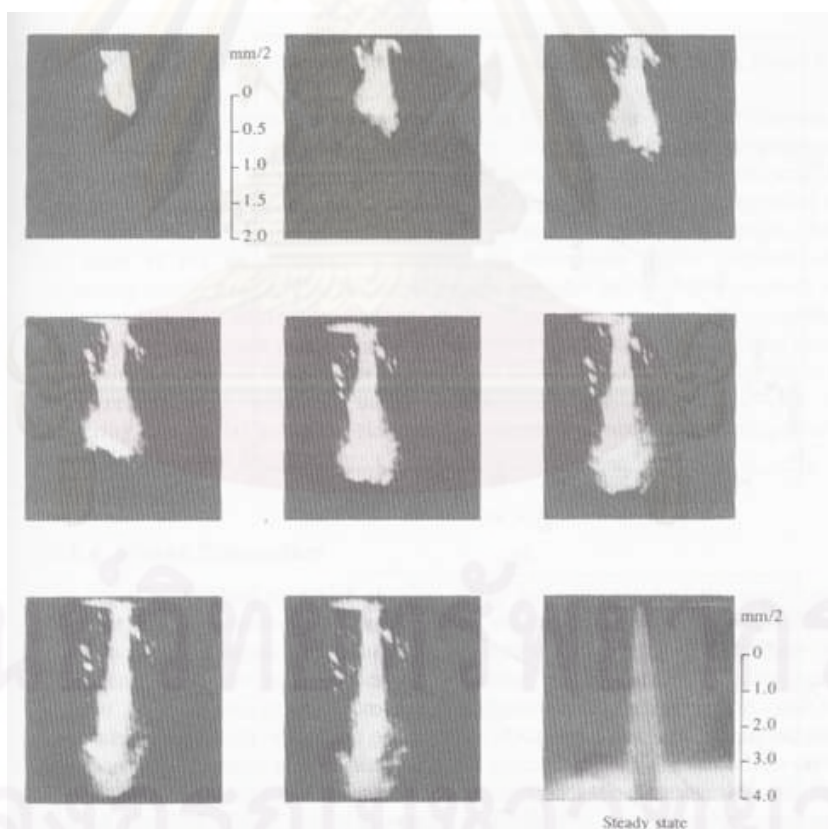


รูปที่ 4-4 แผนผังของสเปร์ย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดในแนวรัศมีออกจากแกนห้องเผาไหม้เข้าสู่อากาศ หมุนระนาบรูปร่างของการกระจายอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิง/อากาศ (ϕ) ภายใน jet [5]

4.1.2.2 การแตกเป็นละอองฝอย (Atomization)

ตามสภาวะการฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ดีเซลนั้น เชื้อเพลิงที่พุ่งเข้าไปจะเกิดเป็นสเปรย์รูปกรวยขึ้นที่ทางออกของหัวฉีด ซึ่งเป็นรูปแบบของการแตกเป็นละอองฝอย (Atomization) ที่เกิดหยุดเชื้อเพลิงที่มีขนาดเล็กกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางของรูหัวฉีดมาก รูปแบบของการทำให้ของเหลวที่ฉีดพุ่งแตกเป็นหยดมีหลายรูปแบบ คือ ความเร็วของของเหลวที่ฉีดพุ่งต่ำ การแตกเป็นหยดจะเกิดจากลูกคลื่นที่ผิวของเหลวซึ่งใหญ่ขึ้นและไม่เสถียรอันเป็นผลมาจากแรงตึงผิว ผลที่ได้คือหยุดเชื้อเพลิงจะมีขนาดใหญ่กว่าเส้นผ่านศูนย์กลางของรูหัวฉีด

ลำดับของรูปภาพที่มี exposure time สั้นมากของการปรากฏของ jet ของเหลวจากหัวฉีดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.34 mm และ $L_n/d_n = 4$ เข้าไปในไนโตรเจนความดันสูงที่อุณหภูมิห้อง แสดงในรูปที่ 4-5 แสดงให้เห็นว่า ปลายสเปรย์พุ่งกระทบและสเปรย์แพร่กระจายในช่วงแรกของการเดินทางได้อย่างไร ข้อมูลเช่นนี้ถูกใช้เพื่อตรวจสอบผลของความหนาแน่นแก๊สและของเหลว, ความหนืดของเหลว และรูปร่างหัวฉีดที่มีต่อการพัฒนาสเปรย์



รูปที่ 4-5 ภาพถ่ายแสดงปรากฏการณ์เริ่มต้นและสภาวะคงตัว (ขวาล่าง) ของสเปรย์เหลวความดันสูง เวลาระหว่างรูป 2.1 μs ของเหลว : น้ำ แก๊สไนโตรเจนที่ 1380 kPa โดยมี Δp คร่อมหัวฉีด 11 MPa เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 0.34 mm [5]

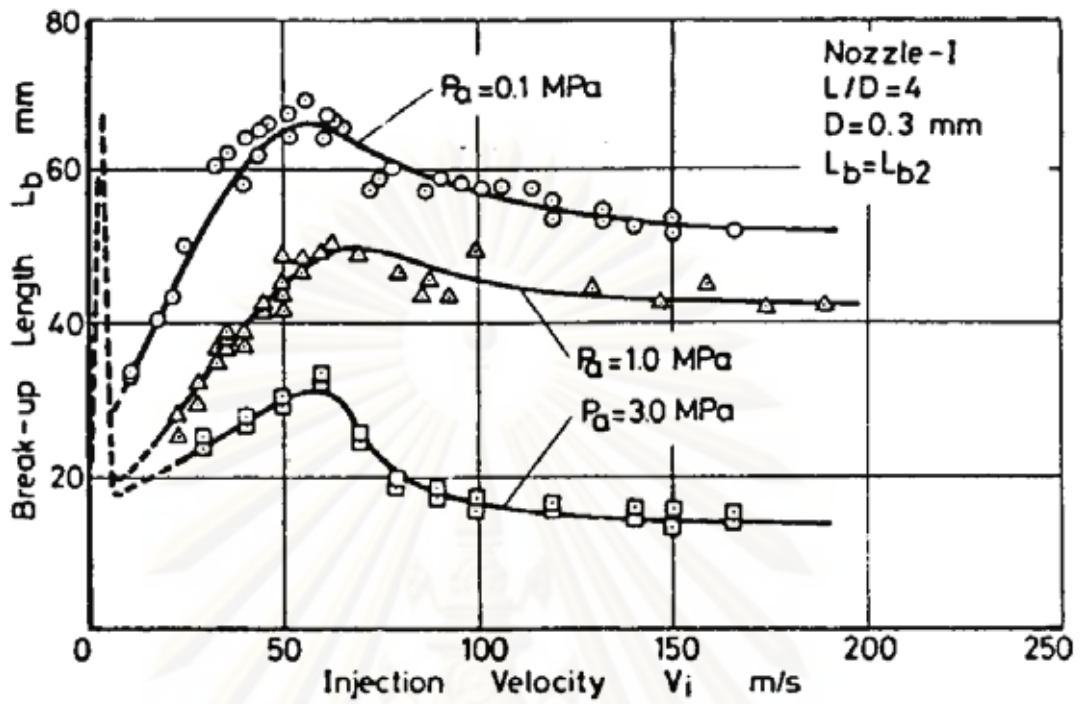
สำหรับการแตกเป็นละอองฝอยจะได้ Spray angle(θ) มีค่าตามสมการคือ

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{1}{A} \cdot 4\pi \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{1/2} \frac{\sqrt{3}}{6} \quad (4-1)$$

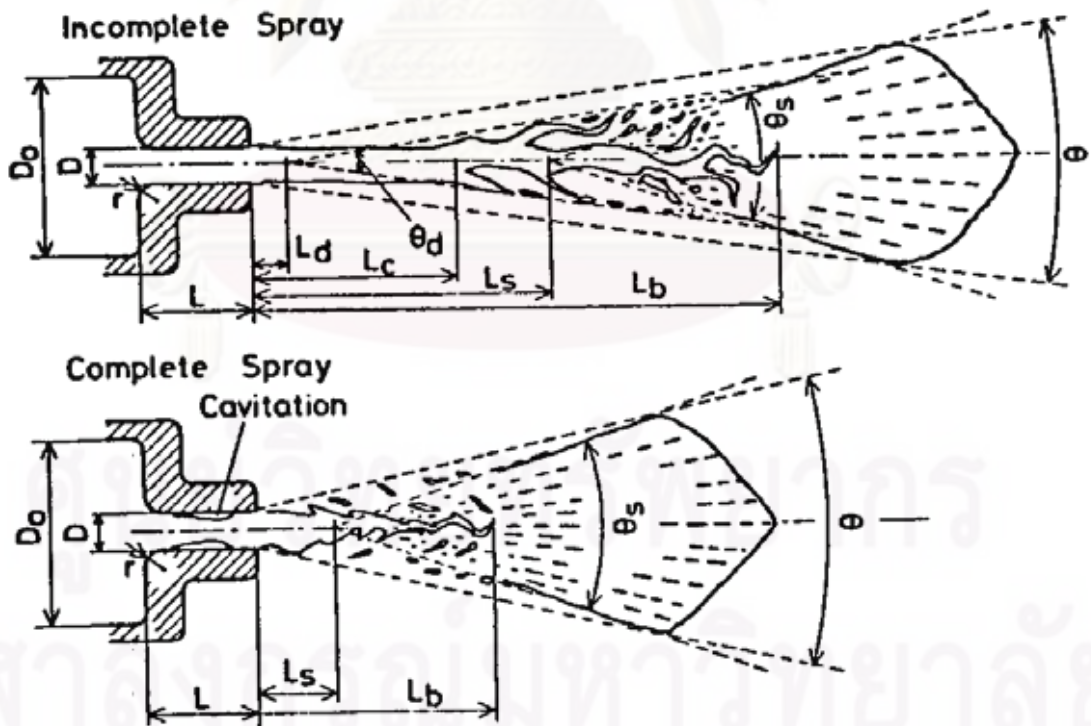
ที่ซึ่ง ρ_g และ ρ_l เป็นความหนาแน่นแก๊สและของเหลว และ A เป็นค่าคงที่ สำหรับรูปร่างหัวฉีด (สมการของ A คือ $A = 3.0 + 0.28(L_n/d_n)$ ที่ซึ่ง L_n/d_n เป็นอัตราส่วนความยาว/เส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีด) [5]

แนวโน้มการแตกตัวของการพ่นสามารถสรุปได้ดังนี้ มุมลู่ออกของการพ่นเริ่มต้นเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความหนาแน่นแก๊ส การลู่ออกเริ่มอย่างมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นที่ใกล้กับหัวฉีดเมื่อความหนาแน่นก๊าซเพิ่มขึ้นจนกระทั่งถึงทางออกหัวฉีด มุมการลู่ออกของการพ่นเพิ่มขึ้นเมื่อลดความหนืดเชื้อเพลิง โดยที่การลู่ออกเริ่มขึ้นที่ทางออกหัวฉีดเมื่อความหนืดของของเหลวต่ำกว่าค่าหนึ่ง การออกแบบหัวฉีดมีผลต่อการเริ่มต้นของการแตกตัวเป็นละออง มุมลู่ออกของการพ่นลดลงเมื่อเพิ่มความยาวหัวฉีด สำหรับที่ความยาวเดียวกัน ทางเข้าหัวฉีดที่มนจะให้การพ่นที่ลู่ออกน้อยกว่าทางเข้าหัวฉีดที่คม สังเกตว่าขณะที่ผลทั้งหมดเหล่านี้ ได้มาภายใต้สภาวะที่ไม่เกิดการระเหย กระบวนการพัฒนาสเปรย์เริ่มต้นจะไม่ได้รับผลกระทบจากการระเหย

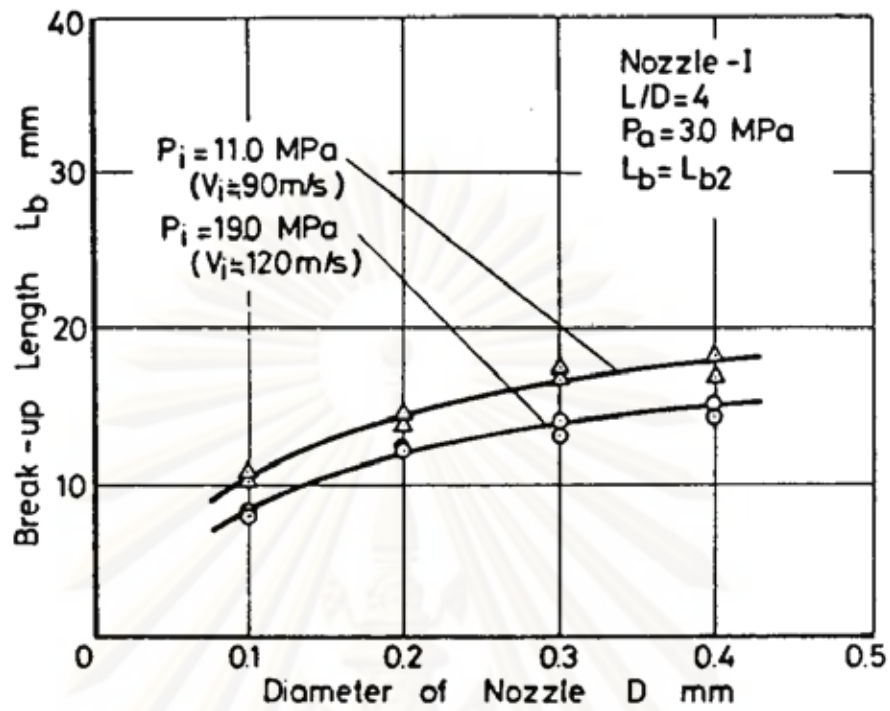
ความยาวที่แตกเป็นละอองฝอย (break-up length) มีผลต่อการกระจายตัวของสเปรย์ จึงมีผลมากต่อการผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง รูปที่ 4-6 แสดงผลจากความเร็วของการฉีดเชื้อเพลิง ที่มีต่อ break-up length ที่สภาวะความดันแวดล้อมหลายค่า จะสังเกตได้ว่าช่วงความเร็วการฉีด 20 m/s ถึง 60 m/s ค่า break-up length จะแปรผันตรงตามความเร็วการฉีด โดยในช่วงนี้แกนของเหลวจะถูกทำให้แตกตัวโดย microturbulence ซึ่งเรียกช่วงนี้ว่าสเปรย์เป็น wavy flow เมื่อเพิ่มช่วงความเร็วการฉีดจาก 60 m/s ถึง 100 m/s ปรากฏว่า break-up length แปรผกผันกับความเร็วการฉีด ในช่วงนี้เรียกว่า incomplete spray เมื่อเพิ่มความเร็วในการฉีดไปเรื่อยๆ พบว่า break-up length จะเข้าสู่ค่าคงที่ ช่วงนี้ถือว่าเป็น complete spray ซึ่งสามารถสังเกตพฤติกรรมของการแตกตัวที่ต่างกันของ incomplete spray และ complete spray ได้จากรูปที่ 4-7 นอกจากนี้ลักษณะของรูหัวฉีดจะมีผลต่อ break-up length เช่นกัน ดังที่ได้แสดงในรูปที่ 4-8 และ รูปที่ 4-9



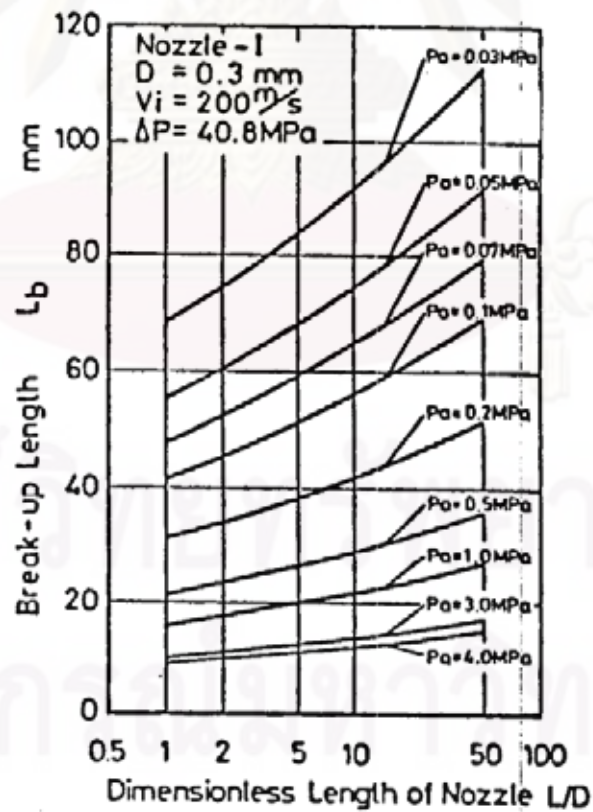
รูปที่ 4-6 ผลของความเร็วจุดฉีดที่มีต่อ break-up length [10]



รูปที่ 4-7 โครงสร้างภายในของสเปรย์แบบ Incomplete และ Complete [10]

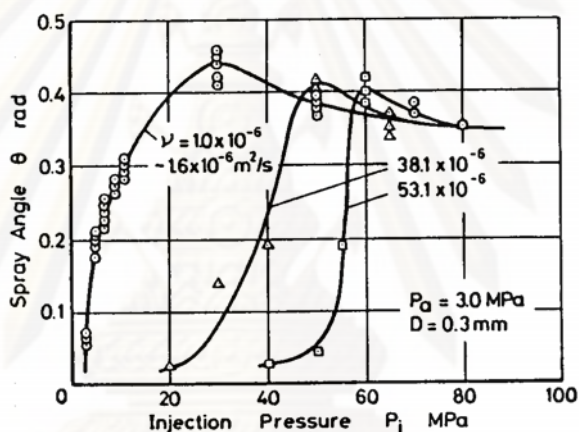


รูปที่ 4-8 ผลของขนาดรูหัวฉีดที่มีต่อ break-up length [10]

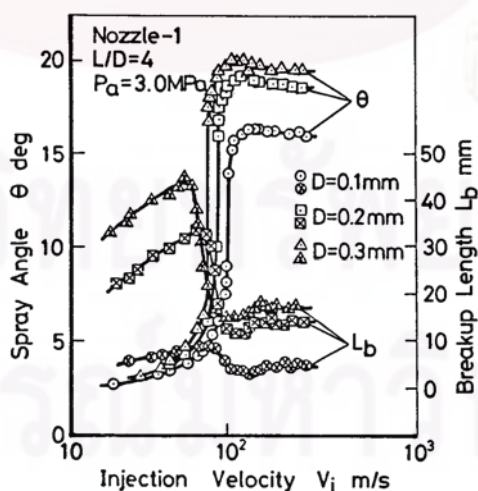


รูปที่ 4-9 ผลของ length/diameter ของรูหัวฉีดที่มีต่อ break-up length [10]

จากผลการทดสอบพบว่า spray angle จะแปรผันตรงกับความดันการฉีด(ซึ่งแปรผันตรงกับความเร็วกการฉีด)ในช่วง incomplete spray และเข้าสู่ค่าคงที่เมื่อความดันการฉีดอยู่ในช่วง complete spray รวมทั้งความหนืดของเชื้อเพลิงเหลวที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ช่วงค่าความดันการฉีดที่ทำให้ incomplete spray เปลี่ยนเป็น complete spray มีค่าสูงขึ้น ดังที่แสดงในรูปที่ 4-10 ส่วนในรูปที่ 4-11 แสดงผลของความเร็วกการฉีดที่มีต่อ spray angle และ break-up length ที่ขนาดหัวฉีดต่างกัน เมื่อพิจารณาจากรูปจะเห็นว่า ช่วงความเร็วกการฉีดจาก 70 m/s ถึง 100 m/s เป็น incomplete spray ส่วนช่วงความเร็วกการฉีดสูงกว่านี้เป็น complete spray ซึ่งขนาดหัวฉีดที่ต่างกันไม่ทำให้ค่าความเร็วกการฉีดขณะที่เกิดการเปลี่ยนแปลงจาก incomplete spray เป็น complete spray เปลี่ยนไป



รูปที่ 4-10 ผลของความดันการฉีดที่มีต่อ spray angle [10]



รูปที่ 4-11 ผลของความเร็วกการฉีดที่มีต่อ spray angle และ breakup length [10]

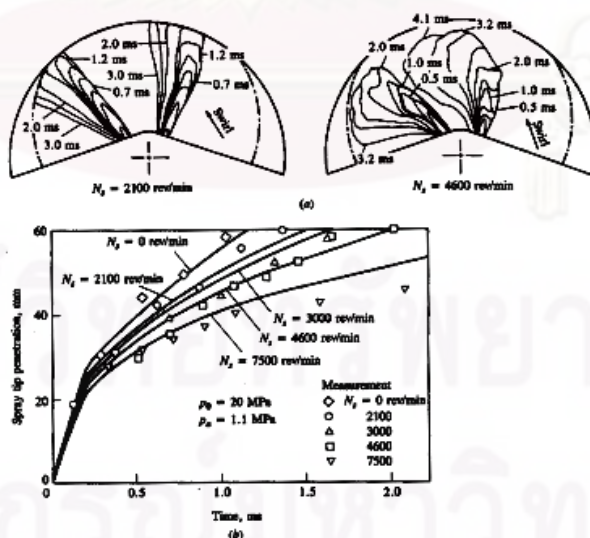
4.1.2.3 การพุ่งของสเปรย์ (Spray Penetration)

ความเร็วและระยะที่พุ่งเข้าไปในห้องเผาไหม้ของสเปรย์จะมีผลสำคัญที่มีต่อการใช้อากาศและอัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ ในเครื่องยนต์บางแบบที่ผนังห้องเผาไหม้ร้อนและมีไหลวนสูงก็จะต้องทำให้เชื้อเพลิงฉีดพุ่งเข้าไปกระทบผนัง แต่ในเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่ใช้หัวฉีดหลายรู การพุ่งของสเปรย์เข้าไปมากเกินไปจะกระทบผนังที่เย็นทำให้อัตราการผสมต่ำและการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ ถ้าพุ่งน้อยเกินไปทำให้การใช้อากาศไม่ดีเนื่องจากอากาศที่รอบนอกของห้องเผาไหม้ไม่สัมผัสกับเชื้อเพลิง ดังนั้นการพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวภายใต้สภาวะปกติดังที่พบในเครื่องยนต์ดีเซลจะได้รับการศึกษาอย่างกว้างขวาง

มีหลายความสัมพันธ์ที่ขึ้นกับข้อมูลทางการทดลอง และทฤษฎี turbulent jet ของแก๊ส ได้ถูกเสนอสำหรับการพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิง ซึ่งทำนาย penetration S ของปลายสเปรย์เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้สำหรับการฉีดไปในอากาศนิ่ง ดังที่เกิดในเครื่องยนต์ DI ขนาดใหญ่กว่าโดยเป็นฟังก์ชันของเวลา [5]

$$S = 3.07 \left[\frac{\Delta P}{\rho_g} \right]^{1/4} (td_n)^{1/2} \left(\frac{294}{T_g} \right)^{1/4} \quad (4-2)$$

โดย ΔP เป็นความดันตกคร่อมที่หัวฉีด, t เป็นเวลาหลังจากเริ่มการฉีด และ d_n เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด ทุกปริมาณแสดงในหน่วย SI นั่นคือ t เป็นวินาที, S และ d_n เป็นเมตร, ΔP เป็น pascal, ρ_g เป็นกิโลกรัม/ลูกบาศก์เมตร และ T_g เป็นเคลวิน



รูปที่ 4-12 (a) ขอบเขตภายนอกที่วัดได้ของสเปรย์ที่ถูกฉีดเข้าไปในอากาศหมุน

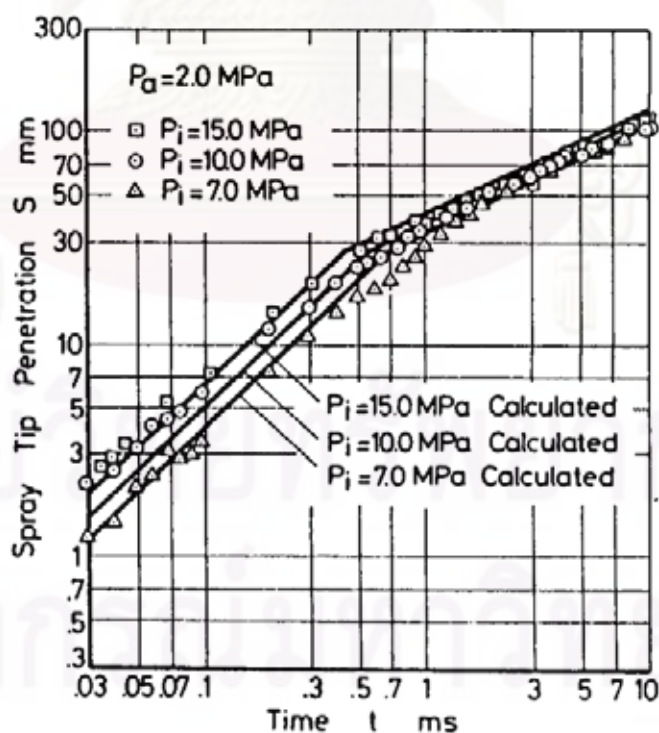
(b) Spray tip penetration ของสเปรย์เป็นฟังก์ชันของเวลาสำหรับอัตราของอากาศหมุนต่างๆ เส้นทึบแสดงสมการ (4-2) [5]

ผลของการการไหลวนของอากาศที่มีต่อการพุ่งของสเปรย์ถูกแสดงในรูปที่ 4-12 ซึ่งแสดงว่ารูปร่างสเปรย์และตำแหน่งจะเปลี่ยนแปลงอย่างไรเมื่อการไหลวนเพิ่มขึ้น การพุ่งของสเปรย์ที่เมื่อมีการไหลวนของอากาศ (S_s) กับเมื่อไม่มีการไหลวนของอากาศ (S) คือ

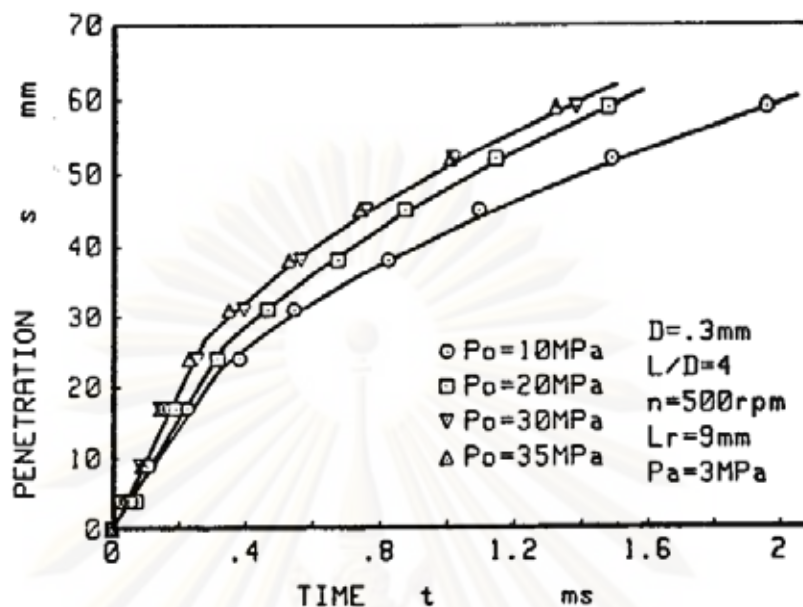
$$\frac{S_s}{S} = \left(1 + \frac{\pi R_s NS}{30 v_j} \right)^{-1} \quad (4-3)$$

โดย R_s คือ อัตราส่วนอากาศหมุน (swirl ratio) ซึ่งเท่ากับอัตราอากาศหมุนเป็นรอบต่อนาทีหารด้วยความเร็วเครื่องยนต์ N (รอบต่อนาที) และ v_j เป็นความเร็ว jet เชื้อเพลิงเริ่มต้น (เมตรต่อวินาที) อากาศหมุนจะลดทั้งการพุ่งของสเปรย์และแพร่กระจายสเปรย์ออกไปได้เร็วกว่า

ในรูปที่ 4-13 แสดงผลของความดันการฉีดที่มีต่อ spray tip penetration ที่ความดันการฉีดต่างกัน โดยเป็นความสัมพันธ์แบบ logarithmic ทั้งแกน X และแกน Y ซึ่งจะเห็นว่าเป็นความสัมพันธ์เชิงเส้น โดยช่วงเวลาการฉีดจาก 0.03 ms ถึงประมาณ 0.5 ms เส้นความสัมพันธ์มีค่าความชันเป็น 1 เมื่อเลยช่วงเวลานี้ เส้นความสัมพันธ์จะมีความชันเป็น 0.5 แสดงให้เห็นว่าในช่วงเวลา 0.03 ms ถึง 0.5 ms สเปรย์จะเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่ หลังจากนั้นจะเคลื่อนที่ด้วยความเร็วที่ช้าลงจนเป็น steady spray ที่มี penetration คงที่



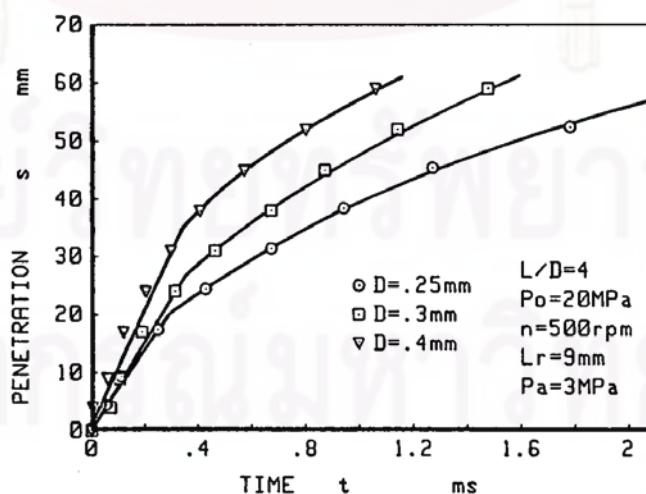
รูปที่ 4-13 spray tip penetration ที่ความดันการฉีดต่างกัน [10]



รูปที่ 4-14 ผลของ valve opening pressure ที่มีต่อ spray tip penetration [10]

ในรูปที่ 4-14 แสดงผลของ valve opening pressure ที่มีต่อ spray tip penetration ซึ่งจะเห็นได้ว่า spray penetration แปรผันตรงตามค่า valve opening pressure จึงสามารถกล่าวได้ว่า spray tip penetration จะถูกควบคุมโดย injection momentum ที่จุดเริ่มต้นของการฉีด

ในรูปที่ 4-15 แสดงผลของขนาดรูหัวฉีดที่มีต่อ spray tip penetration สังเกตได้ว่าเมื่อลดขนาดรูหัวฉีดจะทำให้ spray tip penetration สั้นลงที่เวลาเดียวกัน



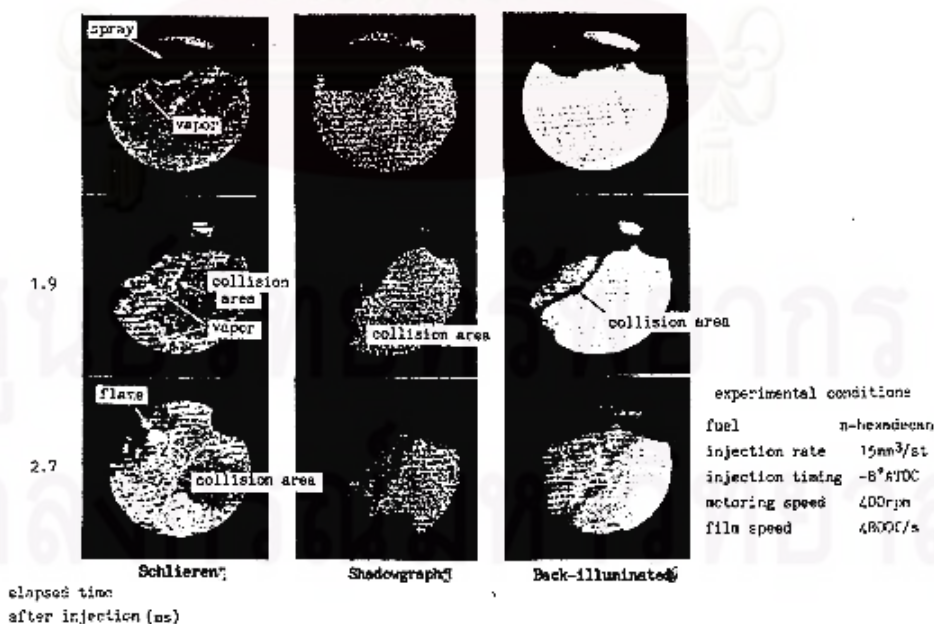
รูปที่ 4-15 ผลของขนาดรูหัวฉีดที่มีต่อ spray tip penetration [10]

การระเหยของสเปรย์ Yasuhide TANI, Akinori SAITO และ Masatoshi YAMADA [10] ได้ศึกษาการระเหยของสเปรย์เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ที่มีหัวฉีดรูปเดียว และหัวฉีดแบบ swirl ในเครื่องยนต์ DI ขนาดเล็ก โดยการเปรียบเทียบภาพถ่ายที่ถ่ายโดย high-speed Schlieren, Shadowgraph และ Back-illuminated film เพื่อเตรียมโครงสร้างอย่างละเอียดของบริเวณที่เป็นไอ

- เชื้อเพลิงเหลวที่ถูกฉีด ซึ่งแตกตัวออกเป็นหยดเล็กๆ ใกล้กับทางออกของหัวฉีด เพื่อก่อตัวเป็นสเปรย์จะต้องระเหยก่อนที่จะผสมกับอากาศและเผาไหม้ไป
- การสังเกตกระบวนการระเหยของสเปรย์เชื้อเพลิงในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ จะช่วยในการทำนายสภาวะการเผาไหม้ที่ตามมาได้

High-speed Schlieren, Shadowgraph และ Back-illuminated films ให้ผลดังนี้

- Schlieren film : ลำแสงโปร่งใสที่ไม่ไวต่อ density gradients ของส่วนทดสอบ จะถูกปิดที่ Schlieren stop จะสังเกตเฉพาะบริเวณไอที่มี density gradients เท่านั้นในลักษณะของภาพที่สว่าง
- Shadowgraph film : ทั้งส่วนของสเปรย์ที่ไม่ผ่านลำแสง และบริเวณไอที่มีการเปลี่ยนแปลงใน density gradients จะถูกสังเกตในลักษณะของภาพที่มีมืด
- Back-illuminated film : จะสังเกตเฉพาะส่วนของสเปรย์ที่ไม่ผ่านลำแสงเท่านั้น

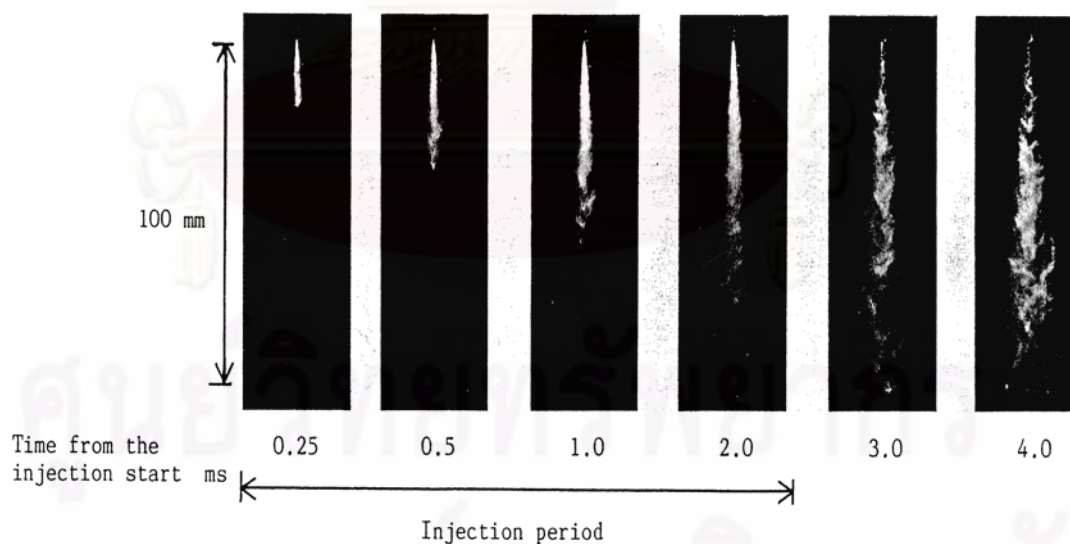


รูปที่ 4-16 การเปรียบเทียบลักษณะการระเหยของสเปรย์ของฟิล์ม 3 ชนิด (หัวฉีดรูปเดียว) [11]

รูปที่ 4-16 แสดงแต่ละภาพถ่ายของกระบวนการระเหยของสเปรย์จากอุปกรณ์หัวฉีดเดี่ยวที่ถ่ายโดยระบบทั้งสาม กระบวนการระเหยจากหัวฉีดเดี่ยวเกิดขึ้นได้ดังนี้ เมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าห้องเผาไหม้ ส่วนนอกของสเปรย์จะแตกตัวเป็นละอองโดยแรงเฉือนของอากาศรอบๆ ทำให้เกิดการระเหย จากนั้นปลายสเปรย์จะไปถึงผนังซึ่งจะกระทบอย่างแรง เพราะว่าการพุ่งกระทบสูง ทำให้เกิดบริเวณที่มีการชนของผนัง การระเหยจะเกิดต่อไปพร้อมกับการขยายตัวของบริเวณที่มีการชนกับผนัง

A.Azetsu และคณะ [12] ได้ศึกษาโครงสร้างอย่างละเอียดของสเปรย์ดีเซล โดยการตรวจดูแบบ 2 มิติของสเปรย์ที่ไม่ระเหย, ขอบเขตไม่แน่นอนและไม่สม่ำเสมอ ด้วยเทคนิค laser sheet illumination โดยศึกษาการแตกตัวของ jet break-up ซึ่งถูกศึกษาในเชิงของภาพถ่าย และมีการบันทึกความสำคัญของปฏิกริยาระหว่าง liquid surface-air, liquid turbulence และ cavitation ที่มีต่อกลไกการเกิดสเปรย์ วัด break-up length โดยใช้ probe สอดเข้าไป จากนั้นอธิบายผลของความดันรอบๆ และเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด ขนาด droplet เฉลี่ยและการแจกจ่ายของความหนาแน่นของ droplets จะถูกศึกษาโดยใช้เทคนิคการวิเคราะห์โดยเลเซอร์

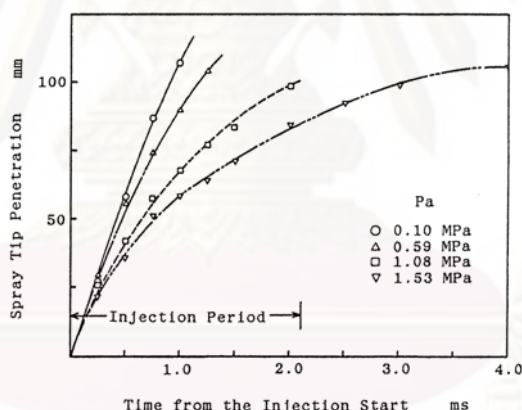
ในการทดลอง สเปรย์เชื้อเพลิงจะฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ที่มีไนโตรเจนที่ความดันอุณหภูมิห้อง ความดันจะถูกเปลี่ยนจาก 0.1 MPa เป็น 1.53 MPa และจะศึกษาผลของความดันรอบๆ ที่มีต่อรูปร่างและโครงสร้างของสเปรย์ที่ไม่สม่ำเสมอ, รูปร่างไม่แน่นอนและไม่ระเหย



รูปที่ 4-17 ภาพถ่ายแสดงการพัฒนาของสเปรย์ที่ความดันแวดล้อม $P_a = 1.53$ MPa [12]

ระหว่างช่วงเวลากการฉีด (0.25 ms – 2 ms) โครงสร้าง branch-like นี้จะไม่สามารถเห็นได้ชัด โครงสร้าง branch-like นี้สามารถมองเห็นได้ชัดเจนขึ้นหลังจากสิ้นสุดการฉีด (3.0 ms, 4.0 ms) โครงสร้าง branch-like นี้จะชัดเป็นพิเศษในบริเวณใกล้ๆ หัวฉีด ข้อเท็จจริงนี้บ่งชี้ว่าจะมีความไม่เป็นเนื้อเดียวกัน (heterogeneity) อย่างมากในการกระจายของ droplets ของเชื้อเพลิงในสเปรย์ในระยะยาว และจะมีความไม่เป็นเนื้อเดียวกันมากขึ้นระหว่างช่วงการฉีด

นอกเหนือจากโครงสร้าง branch-like นี้ ยังมีแกนที่หนาแน่นมากที่ศูนย์กลางของสเปรย์ระหว่างช่วงการฉีด จากการตรวจสอบภาพถ่ายอย่างใกล้ชิด จะสังเกตเห็นได้ว่าแกน (core) นี้จะยืดขยายเกือบเป็นแนวตรงไปสู่บางจุดที่ใกล้ปลายหัวฉีดมาก และหลังจากจุดนี้จะคดเคี้ยวเล็กน้อย ซึ่งทำให้แกนของสเปรย์มีรูปร่างหยัก ความยาวการหยักและขนาดของมันจะเพิ่มขึ้นทีละน้อย เมื่อมันเคลื่อนที่ไกลออกไปจากปลายหัวฉีดในช่วงการฉีด penetrating length จะยืดออกไปโดยตัวมันเอง โดยจะลดอัตราการเติบโตตามเวลาและจะสั้นลงเมื่อเพิ่มความดันแวดล้อม ดังรูปที่ 4-18

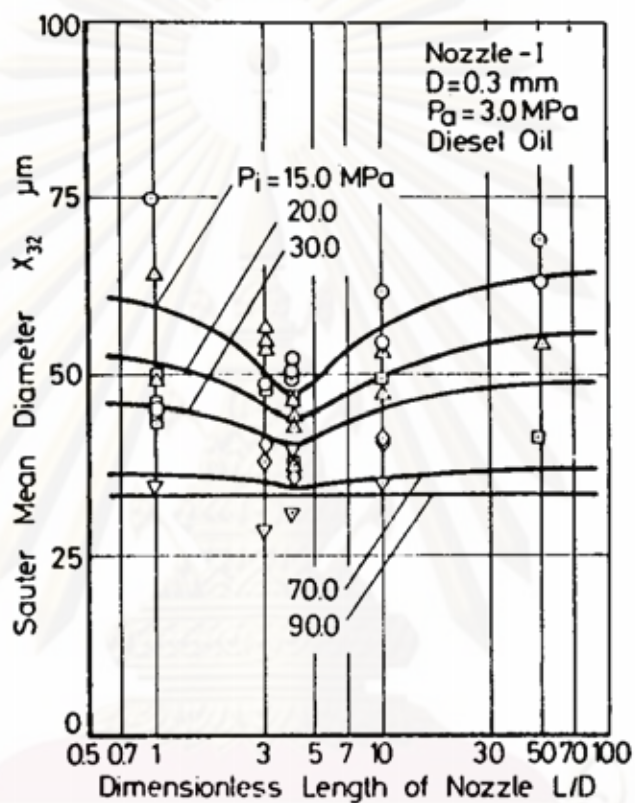


รูปที่ 4-18 การพัฒนาของ spray tip penetration ของสเปรย์ตามเวลา [12]

4.1.2.4 การกระจายของขนาดหยดเชื้อเพลิง (Droplet size distribution)

ในรูปที่ 4-19 แสดงผลของลักษณะรูหัวฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter ที่ความดันการฉีดต่างกัน โดยที่ความดันการฉีดต่ำ จะเห็นว่า Sauter mean diameter มีค่าต่ำที่สุด ที่อัตราส่วนความยาวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (length/diameter, L/D) ของรูหัวฉีดมีค่าเท่ากับ 4 ซึ่งเมื่อเพิ่มความดันการฉีดให้สูงขึ้นจะเห็นว่า ลักษณะเด่นดังกล่าวเริ่มปรากฏน้อยลง จนไม่สามารถสังเกตเห็นได้ที่ช่วงความดันการฉีดสูง

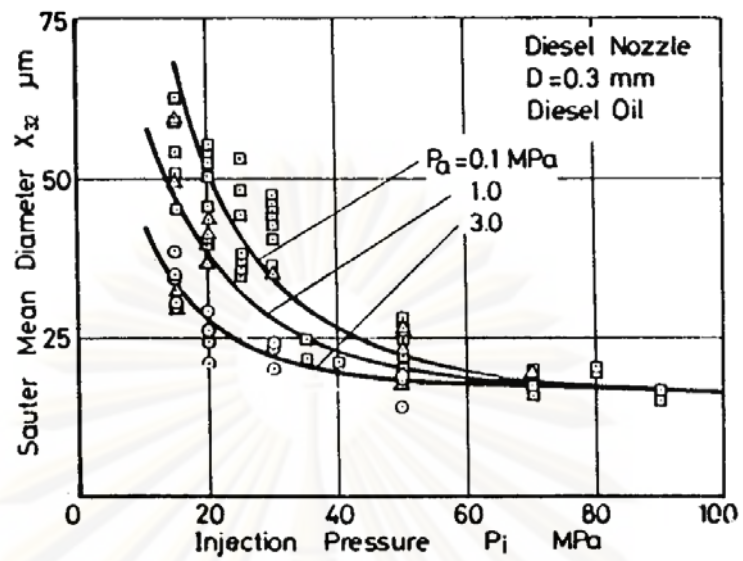
รูปที่ 4-20 แสดงผลของความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter ที่ความดันแวดล้อมต่างกัน ส่วนรูปที่ 4-21 แสดงผลของความหนืดที่มีต่อ Sauter mean diameter ที่ความดันการฉีดต่างกัน พบว่าเมื่อความหนืดเพิ่มขึ้นจะมีผลทำให้ Sauter mean diameter มีขนาดใหญ่ขึ้น แม้จะเพิ่มความดันการฉีดให้สูงมากแล้วก็ตาม



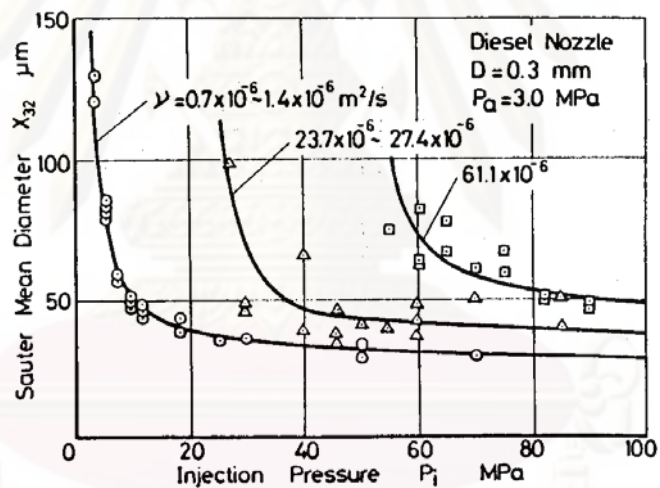
รูปที่ 4-19 ผลของ length/diameter ของหัวฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter [10]

ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

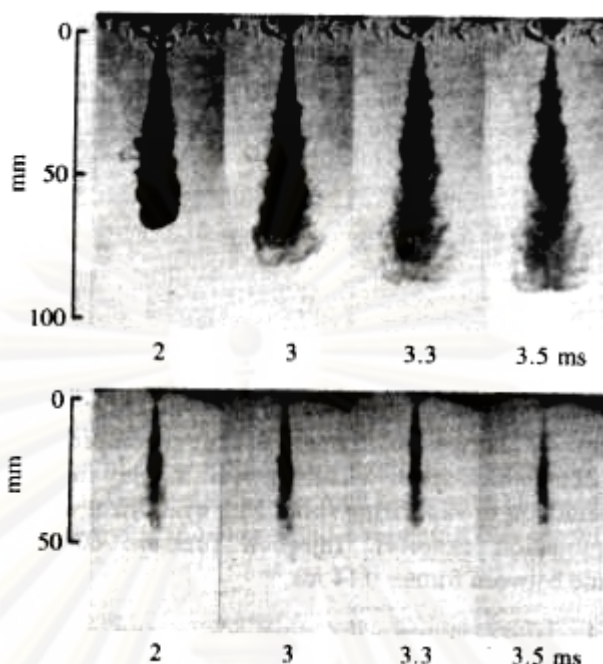


รูปที่ 4-20 ผลของความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter [10]



รูปที่ 4-21 ผลของความหนืดและความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter [10]

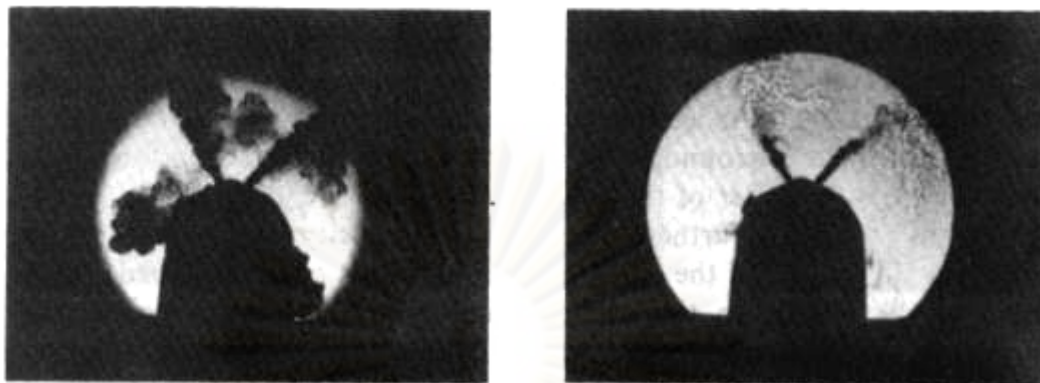
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 4-22 ภาพถ่ายแบบ shadowgraph และแบบ back-illuminated ของสเปรย์ที่กำลังระเหย ซึ่งถูกฉีดเข้าสู่แก๊สไนโตรเจนที่ความดัน 3.4 MPa อุณหภูมิ 670 K ใน rapid compression machine โดยรูปบนแสดงทั้งส่วนที่เป็นของเหลวและส่วนที่เป็นไอ ส่วนรูปล่างแสดงเฉพาะส่วนที่เป็นของเหลว [5]

ในรูปที่ 4-22 แสดงภาพถ่ายของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดพ่นเข้าไปในแก๊สไนโตรเจนที่นิ่ง โดยใช้เทคนิคการถ่ายภาพที่แตกต่างกัน 2 แบบ ทำให้ได้ภาพแบบรวมทั้งบริเวณไอและของเหลว และภาพบริเวณแกนของเหลวเท่านั้น หยดของเชื้อเพลิงที่อยู่ขอบนอกของสเปรย์จะระเหยก่อน ทำให้เกิดสารผสมระหว่างไอเชื้อเพลิงกับอากาศที่ห่อหุ้มรอบแกนของเหลว จึงเป็นผลให้อัตราส่วนผสมมีค่าสูงสุดที่แนวกึ่งกลาง และลดลงเป็นศูนย์ (อากาศที่ยังไม่ได้ผสมกับเชื้อเพลิง) ที่ขอบของสเปรย์

เนื่องจากในระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber จะใช้การไหลวนของอากาศเพื่อเพิ่มอัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ การไหลวนของอากาศจะทำให้โครงสร้างของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดพ่นเข้าไปในห้องเผาไหม้เปลี่ยนแปลงไป ในรูปที่ 4-23 แสดงภาพถ่ายแบบ schlieren ของสเปรย์เชื้อเพลิง ซึ่งถูกฉีดที่แกนกลางของห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ในเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ที่มีอากาศไหลวนในทิศทางตามเข็มนาฬิกาด้วยความเร็วสูง โดยจะสังเกตเห็นว่าการกระทำระหว่างอากาศที่กำลังไหลวนกับสเปรย์ทั้งในส่วนที่เป็นของเหลวและส่วนที่เป็นไอ รวมทั้งสเปรย์ยังเกิดการปะทะกับผนังด้วย



รูปที่ 4-23 ภาพถ่ายของสเปรย์เชื้อเพลิง ซึ่งถูกฉีดเข้าสู่อากาศไหลวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบโปร่งแสงของเครื่องยนต์ IDI แบบพิเศษ โดยภาพด้านซ้าย เป็นภาพที่ถ่ายด้วยความไวสูง แสดงถึงขอบเขตของบริเวณที่เป็นไอของสเปรย์ ภาพด้านขวา เป็นภาพที่ถ่ายด้วยความไวต่ำ แสดงถึงบริเวณที่เป็นแกนของเหลว (สีเข้ม) ในความสัมพันธ์กับบริเวณที่เป็นไอ (สีจาง) [5]

4.1.2.5 กระบวนการจุดระเบิดของสเปรย์ดีเซล

T.Ishiyama, K.Miwa และ O. Horikoshi [13] ได้อธิบายถึงกระบวนการจุดระเบิดของสเปรย์ดีเซล องค์ประกอบของส่วนผสมเชื้อเพลิง-อากาศที่เกิดขึ้นในช่วง ignition delay ถูกวัดโดยการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในอากาศอุณหภูมิสูงในเครื่องอัดความเร็วสูง องค์ประกอบของส่วนผสมถูกเปรียบเทียบกับองค์ประกอบของผลิตภัณฑ์ที่ได้จากการทดสอบการแตกตัวทางความร้อนเพียงอย่างเดียวโดยใช้ flow reactor

การผสมเชื้อเพลิง-อากาศระหว่างช่วง ignition delay มีอิทธิพลอย่างมากต่อกระบวนการเผาไหม้ทั้งหมดในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กความเร็วสูง จึงเป็นสิ่งสำคัญในการควบคุม ignition delay เพื่อลดไอเสียของเขม่า, NO_x และไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ (Unburned Hydrocarbon, UHC) โดยไม่ทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลง

การศึกษาเมื่อเร็ว ๆ นี้เกี่ยวกับการเกิดของส่วนผสมโดยใช้เครื่องอัดความเร็วสูง แสดงว่าแม้กระทั่งก่อนการจุดระเบิด ส่วนของเชื้อเพลิงจะแตกตัวเป็นไฮโดรคาร์บอนในสถานะแก๊ส ซึ่งจะปลดปล่อยความร้อนออกมามาก ในการศึกษาครั้งนี้ เชื้อเพลิงขององค์ประกอบตัวอย่างถูกเลือกเพื่อชี้ชัดกระบวนการจุดระเบิด ส่วนผสมถูกวิเคราะห์ทางเคมีโดยใช้วิธีสุมตัวอย่างแก๊สทั้งหมด ชั้นแรกใช้เทคนิคนี้ ลักษณะขององค์ประกอบส่วนผสมจะถูกเปรียบเทียบระหว่างเครื่องอัดความเร็วสูง (Rapid Compression Machine, RCM) และ flow reactor ชั้นที่สองผลจะถูกนำไป

เชื่อมโยงกับผลการบันทึกความดัน-เวลา และการพัฒนาของสเปร์ย์ สุดท้ายจะอธิบายกระบวนการเกิดของส่วนผสมเริ่มต้นที่สามารถกระตุ้นการเผาไหม้เริ่มต้น

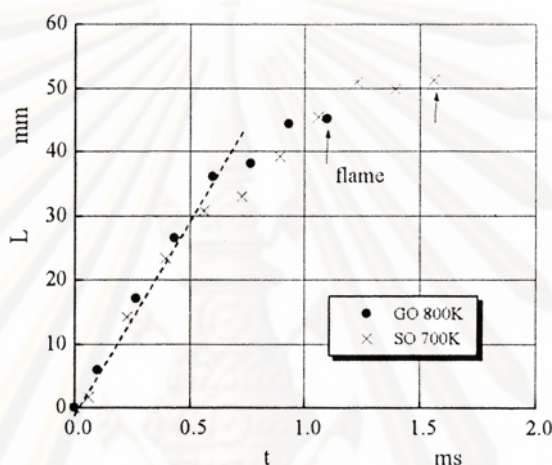
ในการศึกษานี้จะใช้ ignition delay 2 ชนิด คือ pressure recovery delay τ ถูกคำนวณจากโค้งความดัน-เวลา ซึ่งวัดโดย piezoelectric transducer และโค้งการยกตัวของเข็มหัวฉีดโดย photoelectric detector เวลาการจุดระเบิดถูกตัดสินจากผลต่างความดัน $P_f - P_a$ โดย P_f คือความดันที่ได้จากการทดสอบการเผาไหม้ปกติและ P_a จากการทดสอบซึ่งอัดอากาศโดยไม่มี การฉีดเชื้อเพลิง โดยที่ delay ถูกนิยามว่าเป็นช่วงเวลาจากเริ่มต้นการฉีดถึงเวลาเมื่อ $P_f - P_a$ เป็นค่าบวกอีกครั้งหลังจากที่ลดลงเป็นค่าลบเนื่องมาจากการดูดความร้อนของสเปร์ย์ ส่วน illumination delay τ_i ได้มาจากการปล่อยแสงช่วงคลื่นที่มองเห็นได้ ซึ่งตรวจพบโดย phototransister ที่มี มุมมองกว้าง

องค์ประกอบของส่วนผสมในช่วง ignition delay - ชั้นแรก องค์ประกอบของส่วนผสมในช่วง ignition delay ถูกตรวจสอบโดยการฉีด gas oil เข้าไปในอากาศนิ่งที่ถูกอัดร้อน 800 K ไฮโดรคาร์บอนเบา ($C_1 - C_4$) ถูกตรวจพบว่าเป็นผลิตภัณฑ์ของปฏิกิริยา และการเพิ่มขึ้นของไฮโดรคาร์บอน $C_6 - C_8$ ถูกสังเกตเห็นเมื่อเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงมาตรฐาน เป็นการแนะนำเชื้อเพลิงดำเนินการแตกตัวต่อไป และผลไฮโดรคาร์บอนเบา ก่อนจะสังเกตเห็นการปลดปล่อยความร้อนอย่างเด่นชัด

เนื่องจาก gas oil ประกอบด้วยไฮโดรคาร์บอนหลายชนิด ดูเหมือนว่าเกือบเป็นไปได้ที่จะตัดสินโดยสิ้นเชิงว่าชนิดใดถูกเหนี่ยวนำจากเชื้อเพลิงโดยปฏิกิริยาใดๆ ในการแก้ปัญหา นี้จะใช้ simple oil ที่อุณหภูมิอากาศเดียวกันที่เริ่มต้นการฉีด รูปแบบการปลดปล่อยความร้อนของ simple oil จะมีคุณลักษณะที่กระจัดกระจายมากกว่าเนื่องจากมี ignition delay สั้นกว่า gas oil ดังนั้นอุณหภูมิอากาศจะลดลงเหลือ 700 K สำหรับ simple oil เพื่อว่าโค้งอัตราการปลดปล่อยความร้อนสอดคล้องโดยประมาณกับโค้งของ gas oil ที่ 800 K ที่อุณหภูมินี้ simple oil มี pressure recovery delay ประมาณ 3 ms

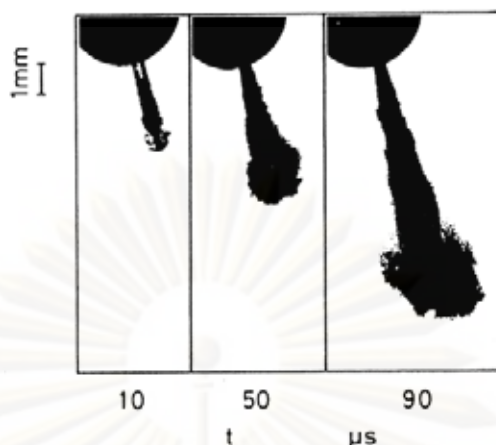
ฝั่งความดัน-เวลา และกระบวนการจุดระเบิด - illumination delay τ_i มักจะสั้นกว่า pressure recovery delay τ เสมอ เปลวไฟที่มองเห็นได้เริ่มต้นมักจะปรากฏที่เวลาประมาณ $P_f - P_a$ มีค่าน้อยสุด นั่นคือเริ่มต้นของการปรากฏของการปลดปล่อยความร้อน ไม่ตรวจพบการปลดปล่อยแสงระหว่างกระบวนการสุ่มตัวอย่างของส่วนผสม ซึ่งหมายความว่า การสลายตัวของเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อนเปลวไฟที่สามารถมองเห็นได้จะปรากฏ และความร้อนที่เด่นชัดเริ่มที่จะถูกปลดปล่อย ดังนั้นการเผาไหม้ต้องเริ่มต้นในช่วงต้นของการผสม

การพัฒนาของสเปร์ย์และกระบวนการจุดระเบิด - รูปที่ 4-24 แสดง tip penetration L ที่หาจากรูปถ่ายความเร็วสูง มีกราฟพล็อต 2 ชนิดที่สอดคล้องกับการฉีด gas oil เข้าไปในอากาศ 800 K และการฉีด simple oil เข้าไปในอากาศ 700 K penetration L ทั้งสองเพิ่มขึ้นเป็นเส้นตรงกับเวลาถึงประมาณ 0.5 ms และอัตราการเติบโตลดลงหลังจากนั้น การศึกษาบางอย่างแสดงว่าสเปร์ย์แตกตัวเป็นละอองเล็กน้อยในช่วงที่ penetration เพิ่มขึ้นเป็นเส้นตรง ช่วงเวลานี้เรียกว่า “break-up time”



รูปที่ 4-24 Penetration ของสเปร์ย์ก่อนการจุดระเบิด [13]

รูปที่ 4-25 แสดงภาพถ่ายของสเปร์ย์ที่ไม่ระเหยในไนโตรเจน 1 MPa ที่ถ่ายด้วย nano-spark light source [14] สเปร์ย์ในภาพถ่ายเหล่านี้อยู่ในส่วนเริ่มต้นของ break-up time (ในกรณีนี้คือ 0.4 ms) จากการมองอย่างกว้างๆ สเปร์ย์ทั้งหมดสามารถถูกกระทำให้เป็นการไหลของเชื้อเพลิงเหลว แต่อย่างไรก็ตาม ถ้ามองย่อลงไป ส่วนของเชื้อเพลิงเล็กๆถูกสังเกตเห็นแล้ว ในเส้นรอบนอกของการไหลของเชื้อเพลิงที่เวลา 90 μ s จากการวิเคราะห์ภาพถ่ายนี้ ส่วนเล็กๆเหล่านี้ มีเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยกว่า 10 μ m ส่วนเล็กๆที่ว่า สามารถระเหยได้โดยง่ายเพื่อป้อนส่วนผสมเริ่มต้นถ้าอุณหภูมิแวดล้อมสูง ส่วนผสมที่ก่อตัวด้วยวิธีนี้จะมีหน้าที่เริ่มต้นการเผาไหม้เริ่มแรกที่ทำให้เกิดการระเหยและเผาไหม้ต่อเนื่องในเวลาต่อมา

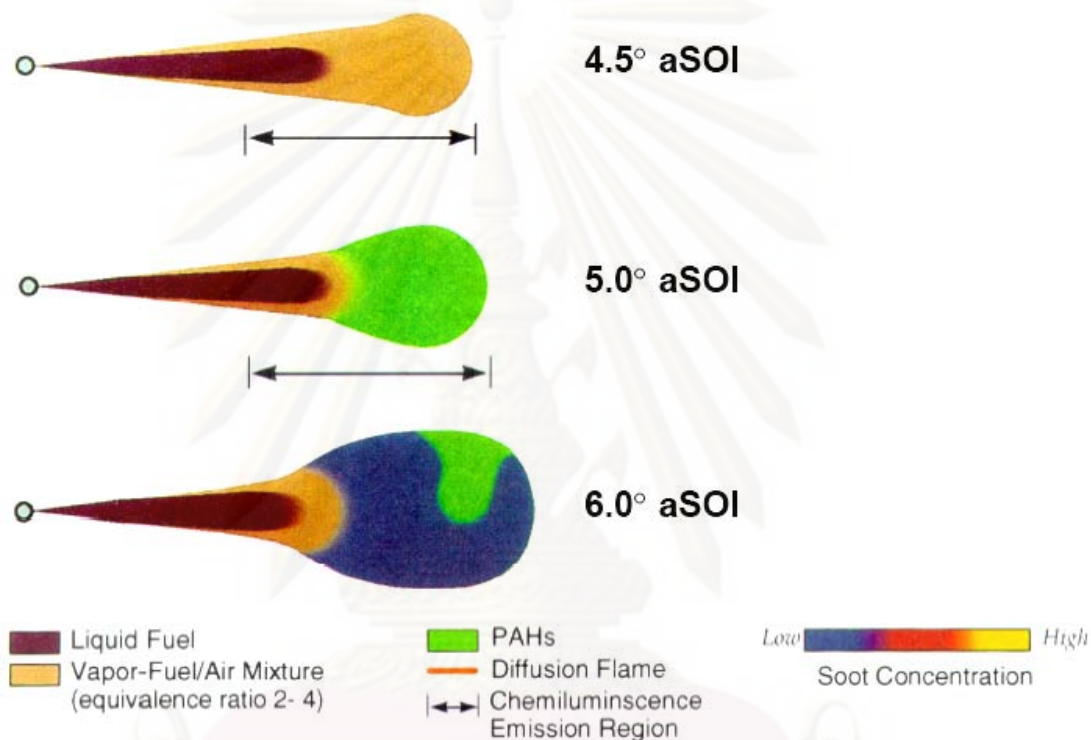


รูปที่ 4-25 ภาพโดยละเอียดของสเปรย์เริ่มต้น [14]

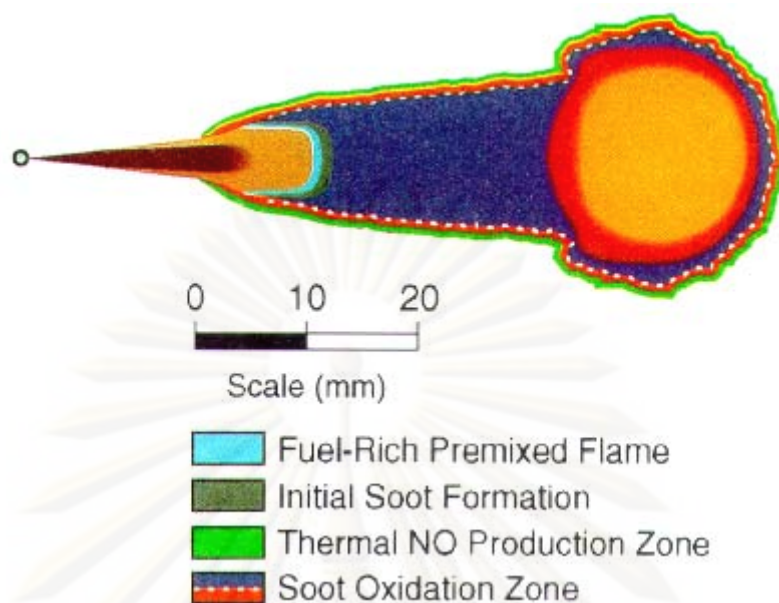
จากภาพถ่ายความเร็วสูงของสเปรย์ในอากาศอุณหภูมิต่ำและความดันสูง สังเกตได้ว่าเปลวไฟที่มองเห็นได้ในตอนแรก แทบจะไม่ปรากฏที่ปลายของสเปรย์ แต่มักจะถูกพบในขอบกลางของสเปรย์ ใกล้กับปลายหัวฉีดเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปในอากาศนี้ เชื้อเพลิงที่พื้นผิวของสเปรย์มีแนวโน้มที่จะเริ่มต้นการเผาไหม้เพราะว่ามันมักจะสัมผัสกับอากาศที่ล้อมรอบ ส่วนผสมที่ถูกให้ความร้อนโดยการเผาไหม้จะเคลื่อนที่เข้าไปในสเปรย์ และจะให้ enthalpy แก่ส่วนในของสเปรย์ โดยการให้ความร้อนนี้ จะเป็นการเริ่มต้นการสลายตัวทางความร้อนหรือการเผาไหม้ภายใต้สภาวะเชื้อเพลิงหนา ณ ตรงนั้น อุณหภูมิของส่วนผสมจะลดลงเนื่องจากการดูดกลืนความร้อนโดยการสลายตัวทางความร้อน ในบริเวณใกล้เคียงของปลายสเปรย์ เชื้อเพลิงจะแตกตัวเป็นละอองได้ดี เป็นหยดหลายหยดซึ่งสามารถระเหยได้ง่ายและเริ่มสลายตัว นอกจากนี้ความสามารถในการผสมนั้นมีมากเสียจนกระทั่งส่วนผสมร้อนที่ก่อตัวในชั้นนอกมีแนวโน้มที่จะถูกนำเข้าไปในส่วนในของสเปรย์ ซึ่งสามารถคาดได้ว่าเป็นการยากสำหรับส่วนผสมร้อนที่จะรักษาอุณหภูมิของมันและเร่งปฏิกิริยา แต่ในทางกลับกัน ในส่วนต้นทางของสเปรย์ กระแสหมุนวนของการผสมจะน้อยมากจนกระทั่งส่วนผสมสามารถรักษาอุณหภูมิของมันได้ เนื่องจากมีเชื้อเพลิงที่แตกตัวเป็นละอองเล็กน้อยที่ถูกทำให้ร้อนที่ใกล้ๆกับมัน ผลที่ตามมาคือส่วนผสมร้อนที่ทำให้เกิดการปลดปล่อยความร้อนอย่างรวดเร็วควรมีอยู่ที่ขอบกลางของสเปรย์ ขนาดของส่วนผสมนั้นน้อยสอดคล้องกับขนาดกระแสหมุนวนที่ตำแหน่งนั้น จึงเป็นที่คาดเดาว่าอุณหภูมิอากาศเป็นปัจจัยที่สำคัญสำหรับการเริ่มต้นกระบวนการเผาไหม้ตอนต้น

ในปี 1997 Dec[15] ได้นำเสนอแบบจำลองของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI บนพื้นฐานจากผลการทดสอบ โดยการวิเคราะห์ภาพถ่ายจากการเผาไหม้ของสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซล โดยในรูปที่ 4-26 แสดงภาพแบบจำลองของพฤติกรรมของการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในระหว่างการฉีด

เชื้อเพลิง โดยเรียงลำดับตามองศาข้อเหวี่ยงหลังจากเริ่มการฉีดเชื้อเพลิง (After the Start of Injection, ASI) พร้อมทั้งแสดงพารามิเตอร์ 6 ตัว คือ ส่วนที่เป็นเชื้อเพลิงเหลว (Liquid fuel), ส่วนผสมอากาศและไอเชื้อเพลิง (Vapor-air mixture), Poly Aromatic Hydrocarbons (PAHs), บริเวณที่เกิดการเผาไหม้ด้วยเปลวไฟแบบ diffusion flame, บริเวณที่เกิด chemiluminescence emission และแสดงความเข้มข้นของเขม่า (Soot concentration) ซึ่งสามารถอธิบายได้ดังนี้



รูปที่ 4-26 แบบจำลองกระบวนการการเผาไหม้ในสเปร์ยดีเซลแบบเรียงตามลำดับมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งประกอบด้วย การเผาไหม้ในช่วง auto-ignition และ premixed combustion [15]



รูปที่ 4-27 แบบจำลองการเผาไหม้ของสเปรย์ดีเซลในช่วง quasi-steady [15]

- ที่ประมาณ 4.5° ASI เริ่มเกิด vapor head vortex ที่ส่วนนำของสเปรย์เชื้อเพลิง โดยกลุ่มส่วนผสมของอากาศและไอเชื้อเพลิงใน head vortex จะมีค่าอัตราส่วนสมมูลที่ค่อนข้างสม่ำเสมอ โดยมีค่าอยู่ระหว่าง 2 ถึง 4 ตลอดพื้นที่หน้าตัดของสเปรย์

- ที่ประมาณ 5.0° ASI เริ่มเกิด premixed combustion ที่ส่วน head vortex ซึ่งเป็นบริเวณที่มีส่วนผสมหนา ทำให้อุณหภูมิบริเวณนั้นมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 1600 K รวมทั้งทำให้เกิด PAHs และเขม่า โดยความเข้มข้นของเขม่าจะมีความสม่ำเสมอตลอดพื้นที่หน้าตัดของสเปรย์

- ที่ประมาณ 6.5° ASI จะเกิดเปลวไฟแบบ turbulent diffusion flame ที่ขอบของสเปรย์ โดยเกิดบริเวณรอบของผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากการเผาไหม้ในช่วง initial premixed stage ซึ่งการเกิด turbulent diffusion flame นี้ ถือว่าเป็นการเริ่มเปลี่ยนจากการเผาไหม้แบบ premixed เป็นการเผาไหม้ในช่วง mixing-controlled phase ในขณะที่ส่วนผสมเริ่มเข้าใกล้ stoichiometric โดยเปลวไฟแบบ diffusion flame จะทำให้เกิดอนุภาคเขม่าเพิ่มขึ้นที่ขอบของสเปรย์และความเข้มข้นของเขม่าจะเพิ่มขึ้นตลอดใน head vortex ที่ส่วนนำของสเปรย์

4.1.3 การวิเคราะห์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลโดยวิธีการถ่ายภาพ

เพื่อที่จะทำตามกฎข้อบังคับเรื่องไอเสีย และการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงให้ต่ำที่สุด สิ่งสำคัญคือการทำความเข้าใจกระบวนการในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ให้ดีขึ้น การวัดเฉพาะความดัน กระบอกสูบ, ตัวแปรในการฉีด, แก๊สไอเสีย นั้นไม่เพียงพออีกต่อไป ซึ่งมีหลายวิธี วิธีหนึ่งคือการ

จำลองการฉีดเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ อีกวิธีหนึ่งคือการใช้วิธีทางแสงในการตรวจดูกระบวนการในกระบอกสูบ

มีหลายวิธีทางแสงที่ใช้ในการตรวจดูเครื่องยนต์ดีเซลในขณะนี้ จะใช้แต่ละวิธีแยกจากกัน ห้องเผาไหม้จะต้องถูกดัดแปลงเพื่อให้แสงเข้าได้ เมื่อใช้แสงเลเซอร์ ห้องเผาไหม้โดยปกติจะต้องถูกดัดแปลงอย่างมาก เพื่อให้แสงเลเซอร์ทะลุผ่านห้องเผาไหม้ ทำให้มีอิทธิพลต่อการเกิดสเปร์ยเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ การวัดที่สภาวะคงตัวนั้นหายากเนื่องมาจากปัญหาจากเขม่าที่เกาะบนหน้าต่างปกป้อง ในการตรวจสอบส่วนใหญ่ในขณะนี้ เครื่องยนต์จะถูกหมุนแล้วเชื้อเพลิงจะถูกฉีดในไม่กี่วัฏจักรระหว่างการวัดเพื่อป้องกันการเกิดเขม่าที่หน้าต่าง

Dec [15] ใช้วิธี elastic scattering เพื่อวัดการพุ่งกระทบของสเปร์ยเชื้อเพลิงเหลวในเครื่องยนต์ โดยฉายแผ่นเลเซอร์บางๆเข้าสู่ห้องเผาไหม้ผ่าน window ซึ่งติดตั้งในปลอกสูบ และบันทึกภาพผ่าน window ใน piston bowl ส่วน Ricart และคณะ [16] ใช้ระบบการวัดที่ขึ้นกับ endoscope เพื่อวัดการพุ่งกระทบของสเปร์ยเชื้อเพลิงเหลว ในการให้แสงกับสเปร์ยเชื้อเพลิง แสงเลเซอร์จะถูกฉายเข้าไปในห้องเผาไหม้โดยผ่าน optical fiber รูปที่ได้จะถูกบันทึกโดยกล้องดิจิทัลขาว-ดำ 8 บิต เนื่องจากตำแหน่งของ endoscope ทำให้เห็นสเปร์ยเชื้อเพลิงหลังจากออกจากหัวฉีดแล้ว 10 mm และเมื่อเปลวไฟที่ส่องสว่างปรากฏในรูป จะไม่สามารถวัดการพุ่งกระทบได้อีกต่อไป ทั้งนี้เนื่องจากเป็นไปไม่ได้ที่จะแยกสเปร์ยเชื้อเพลิงออกจากเปลวไฟในรูปขาว-ดำ

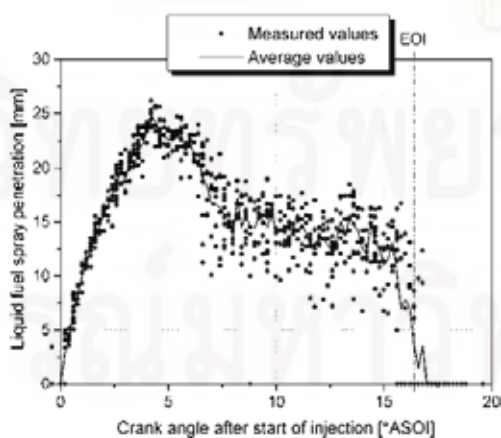
ในการวัดการกระจายของเขม่าในเปลวไฟดีเซลที่กำลังเผาไหม้ จะใช้วิธี Laser Induced Incandescence (LII) อีกวิธีหนึ่งคือ two-color method โดยการวัดความเข้มการแผ่รังสีของเขม่าที่สองความยาวคลื่นที่ต่างกัน จะสามารถคำนวณได้ทั้งการแจกแจงของเขม่าและอุณหภูมิเขม่า ข้อเสียข้อหนึ่งของวิธีนี้คือ ความเข้มที่วัดได้จากความลึกทั้งหมดไม่ใช่ระนาบของรูปภาพที่ถูกระบุไว้ ในการวัดความเข้มชั้นเขม่าในเครื่องยนต์ดีเซล Block และคณะ [17] ใช้วิธี laser extinction method โดยฉายแสงเลเซอร์ที่ทราบค่าความเข้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยผ่าน window ที่ปลอกสูบ ความเข้มของลำแสงเลเซอร์จะถูกวัดที่ด้านตรงข้ามของกระบอกสูบ ความแตกต่างของความเข้มถูกใช้เป็นตัววัดความเข้มชั้นของเขม่า วิธีนี้สามารถวัดความเข้มชั้นในเขม่าที่มีอุณหภูมิไม่สูงได้

ในการศึกษาของ Larsson [18] ระบบทางแสงแบบ endoscope ถูกใช้ในการศึกษาการฉีดเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล DI การพุ่งกระทบของสเปร์ยเชื้อเพลิงเหลว, flame lift-off และ flame length ถูกวัดในรูปภาพ ระหว่างการทดสอบ windows จะสะอาดเสมอและสามารถเดินเครื่องที่ steady state ได้หลายนาที จากการที่ใช้ two-color method รูปภาพสองมิติของการแจกแจงอุณหภูมิจะถูกวิเคราะห์ออกมา

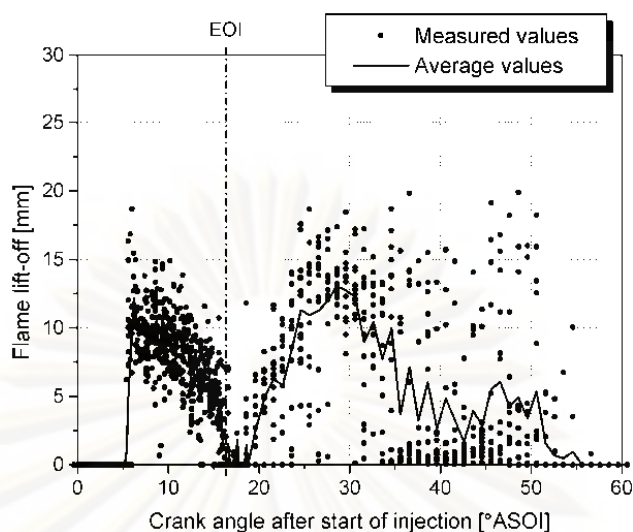
การตั้งค่าเครื่องยนต์ที่ต่างกัน 13 ค่า จะถูกเปรียบเทียบในการทดสอบทางแสง แต่ละจุด การทดสอบจะบันทึก 3 ลำดับภาพ 2 ลำดับภาพจะใช้แสงแฟลชเพื่อส่องสว่างให้สเปรย์เชื้อเพลิง ก่อนที่จะเผาไหม้ ลำดับแรกจะได้มา 8 ภาพ ที่มุมข้อเหวี่ยงในช่วง -12 ถึง 60° ATDC ที่ 1.0° CA resolution ลำดับที่สองได้มา 6 ภาพ ที่มุมข้อเหวี่ยงในช่วง -11 ถึง 8.6° ATDC ที่ 0.2° CA resolution ลำดับที่สาม รูปภาพของการส่องสว่างด้วยตนเองจะถูกบันทึกโดยไม่ต้องใช้แสงเพิ่มเติม รูปภาพถูกใช้สำหรับการคำนวณการกระจายอนุกรม 8 รูปภาพจะถูกบันทึกที่แต่ละมุมข้อเหวี่ยงในช่วง -12 ถึง 60° ATDC ที่ 1.0° CA resolution รูปภาพทั้งหมดถูกบันทึกในวัฏจักรการเผาไหม้ที่ต่างกัน

Spray penetration, flame lift-off and flame length

การพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว, flame lift-off และ flame length จะถูกวัดสำหรับแต่ละกรณี ค่าที่วัดจะถูกนำมาเฉลี่ย รูปที่ 4-28 แสดงการพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว สำหรับ $SOI = -9^{\circ}$ ATDC จะเห็นได้ว่าเมื่อเริ่มต้นการฉีด ค่าที่วัดจะเบี่ยงเบนไปจากค่าเฉลี่ยเล็กน้อย หลังจาก SOC การเบี่ยงเบนจะมากขึ้น ทั้งนี้อาจเนื่องมาจากการเบี่ยงเบนในตำแหน่งของเปลวไฟ ดังจะสามารถเห็นได้ในรูปที่ 4-29 ที่ซึ่งมีการแสดง flame lift-off โดย flame lift-off จะเกิดการเบี่ยงเบนมากกว่าการพุ่งกระทบของสเปรย์ ในรูปที่ 4-29 จะเห็นได้ว่า flame lift-off จะอยู่ที่ 4-6 mm หลังการพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว เปลวไฟไปถึงหัวฉีดหลังจากสิ้นสุดการฉีด (EOI) หลังจากนั้น flame lift-off จะแสดงการเบี่ยงเบนมากกว่า แต่ดูเหมือนจะเคลื่อนออกไปจากหัวฉีดอีกครั้ง Winklhofer [19] แสดงว่าสำหรับความดันในการฉีดที่คล้ายคลึงกัน flame lift-off เบื้องต้นคือ 13-15 mm จากหัวฉีด ซึ่งเป็นระยะทางจากหัวฉีดที่มากกว่าในการทดลองเหล่านี้เล็กน้อย

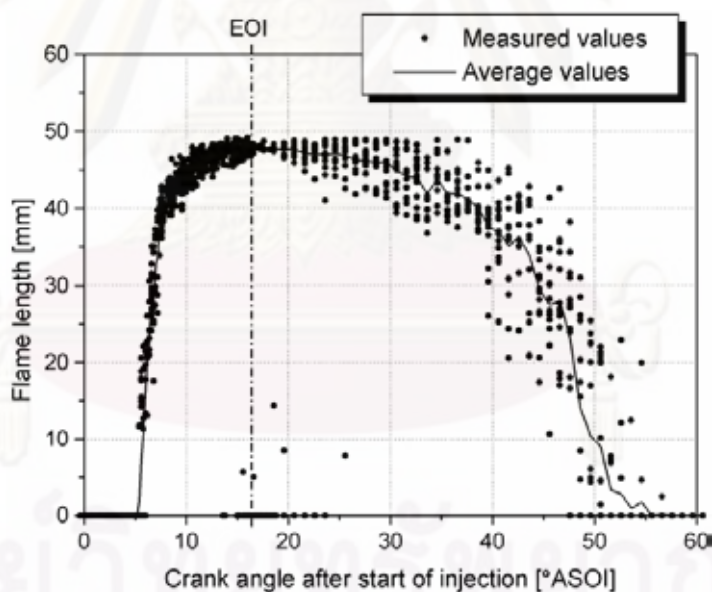


รูปที่ 4-28 Penetration ของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1) [18]



รูปที่ 4-29 Flame lift-off สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1) [18]

เช่นเดียวกับ flame lift-off ดูเหมือนว่า flame length จะค่อนข้างเสถียรจนถึง EOI ดังรูปที่ 4-30 จากนั้น flame length จะเริ่มเกิดการเบี่ยงเบน



รูปที่ 4-30 Flame length สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1) [18]

Inlet air pressure

ความหนาแน่นอากาศที่สูงขึ้น จะเพิ่มแรงเสียดทานที่กระทำต่อสเปร์ย์ ทำให้การแตกตัวเป็นละอองดีขึ้นและการพุ่งกระทบสูงสุดของสเปร์ย์เชื้อเพลิงเหลวลดลง อากาศร้อนเพิ่มเติมที่มากกว่าจะถูกดึงเข้าไปในสเปร์ย์ ทำให้การระเหยของเชื้อเพลิงเหลวเร็วขึ้น

ความดันอากาศขาเข้าที่เพิ่มขึ้น จะลดช่วงการล่าช้า เป็นการลดระดับสูงสุดในการปลดปล่อยความร้อนให้ต่ำลง เหตุผลสำหรับการลดช่วงการล่าช้า เป็นได้ทั้งความดันอากาศที่สูงกว่าและการแตกตัวเป็นละอองของเชื้อเพลิงที่ดีกว่า

Inlet air temperature

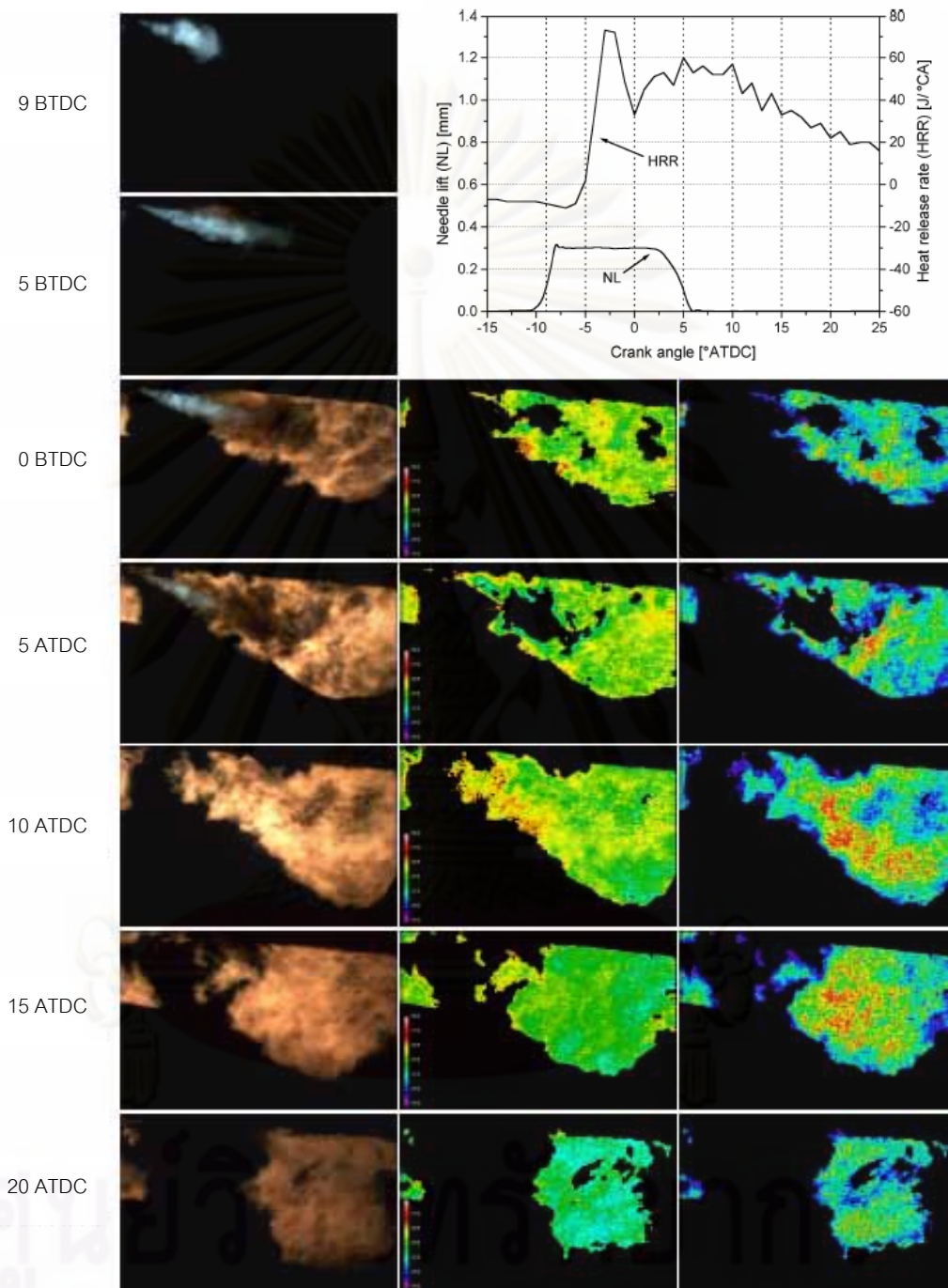
เมื่ออุณหภูมิอากาศขาเข้าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิทั้งหมดในห้องเผาไหม้หลังจากการอัดจะเพิ่มขึ้นด้วย ซึ่งจะทำให้การฟุ้งกระจายสูงสุดของสเปรย์เชื้อเพลิงลดลง อุณหภูมิแก๊สที่สูงกว่าจะทำให้ช่วงการล่าช้าลดลงด้วย ส่วนของการเผาไหม้แบบ premixed ลดลง และการเผาไหม้แบบ diffusion จะเริ่มต้นเร็วขึ้น เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนที่สูงจากการเผาไหม้แบบ diffusion และดังนั้นการระเหยที่เพิ่มขึ้น การฟุ้งกระจายของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวจะลดลงจากค่าสูงสุดเร็วขึ้นเมื่อเพิ่ม T_{in} จะมีความแตกต่างเล็กน้อยใน flame lift-off และ flame length เมื่ออุณหภูมิขาเข้าถูกเปลี่ยน ยกเว้นความแตกต่างที่จุดเริ่มต้นของการเผาไหม้แบบ diffusion

Load level

เมื่อระดับภาระลดลง ช่วงการล่าช้าจะเพิ่มขึ้น เนื่องมาจากพื้นผิวและอุณหภูมิของก๊าซตกค้างในห้องเผาไหม้ที่ต่ำลง ดังนั้น ส่วนของการเผาไหม้แบบ premixed จะเพิ่มขึ้น การเผาไหม้ที่สว่างจะเกิดภายหลังด้วยระดับโหลดที่ต่ำกว่าเนื่องจากระยะเวลาในการขีดที่สั้นกว่า flame length จะสั้นกว่าที่ภาระเครื่องยนต์ต่ำกว่า

Flame temperature distribution

การกระจายของเขม่าและอุณหภูมิถูกคำนวณในรูปภาพเปลวไฟโดยใช้วิธี two-color method ในรูปที่ 4-31 แสดงผลของการคำนวณที่ว้าสำหรับกรณีมาตรฐาน แถวซ้ายแสดงรูปภาพที่ได้มาของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวและเปลวไฟ แถวกลางแสดงการกระจายอุณหภูมิในเปลวไฟ และแถวขวาเป็นการกระจายของเขม่า ในรูปภาพ หัวขีดจะอยู่มุมบนซ้ายของรูป ในบางรูปของเปลวไฟ จะมีเปลวไฟเล็กๆ อยู่ต่ำกว่าหัวขีด ซึ่งเปลวไฟนี้จะไม่เกี่ยวกับสเปรย์เชื้อเพลิงที่ศึกษา แต่จะเป็นของ 1 ใน 3 สเปรย์อื่น ในรูปภาพอุณหภูมิ สเกลสี (ม่วง-ฟ้า-เขียว-เหลือง-แดง-ขาว) ระบุช่วงของอุณหภูมิ 1800 ถึง 3000 K ในรูปการกระจายเขม่า สเกลสีตัวเดิมจะระบุความหนาแน่นของเขม่าจัดช่วงจากเขม่าบางจนถึงเขม่าหนาแน่น กราฟข้างบนรูปที่ 4-31 เป็นการพล็อตระยะยกของเขม่าและอัตราการปลดปล่อยความร้อน เส้นจุดแนวตั้งคือมุมข้อเหวี่ยงที่ซึ่งได้มาซึ่งรูปภาพ ดังที่เห็นที่ 0 และ 5 °ATDC ในรูปที่ 4-31 เปลวไฟข้างหน้าสเปรย์เชื้อเพลิงจะถูกทำให้เย็นลงโดยเชื้อเพลิงทำให้เกิดความเข้มการแผ่รังสีเปลวไฟที่ต่ำกว่า การแผ่รังสีของเปลวไฟจะต่ำเกินกว่าที่จะคำนวณการกระจายอุณหภูมิและเขม่าได้ ดังนั้นจะไม่มีอุณหภูมิและความหนาแน่นเขม่าแสดงในพื้นที่ข้างหน้าสเปรย์เชื้อเพลิง



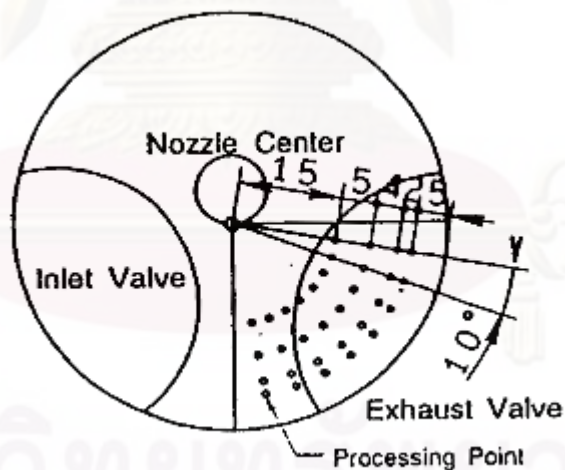
รูปที่ 4-31 ค่าสัมพัทธ์กับอุณหภูมิที่ค่า k_{ks} ต่างๆ [18]

Long Zhang และคณะ [20] ได้วิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล DI ลงไปในรายละเอียด โดยจะประยุกต์ใช้วิธี “cross-correlation” และ “two-color method” เพื่อวัดการเคลื่อนที่ของเปลวไฟที่เผาไหม้และอุณหภูมิเปลวไฟ ตามลำดับ โดยกระบวนการถ่ายภาพ

ความเร็วสูง จุดประสงค์ของการตรวจสอปนี้คือเพื่อศึกษาผลของตัวแปรของเครื่องยนต์ เช่น pumping rate, ขนาดรูหัวฉีด และ injection timing ที่มีต่อกระบวนการเผาไหม้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งผลต่อการเคลื่อนที่ของเปลวไฟและอุณหภูมิเปลวไฟ

หลักการของวิธี “cross-correlation” สำหรับการวัดความเร็วเปลวไฟได้ถูกอธิบายโดย Shioji [21] และโดย Yamaguchi [22] โดยการคำนวณฟังก์ชัน cross-correlation 2 มิติระหว่างภาพถ่ายการเผาไหม้ 2 ภาพในช่วงเวลาสั้นๆ จะสามารถหาเวกเตอร์ความเร็วได้โดยการสแกนตำแหน่งของ maximum cross-correlation coefficient และโดยการทราบช่วงของเวลา

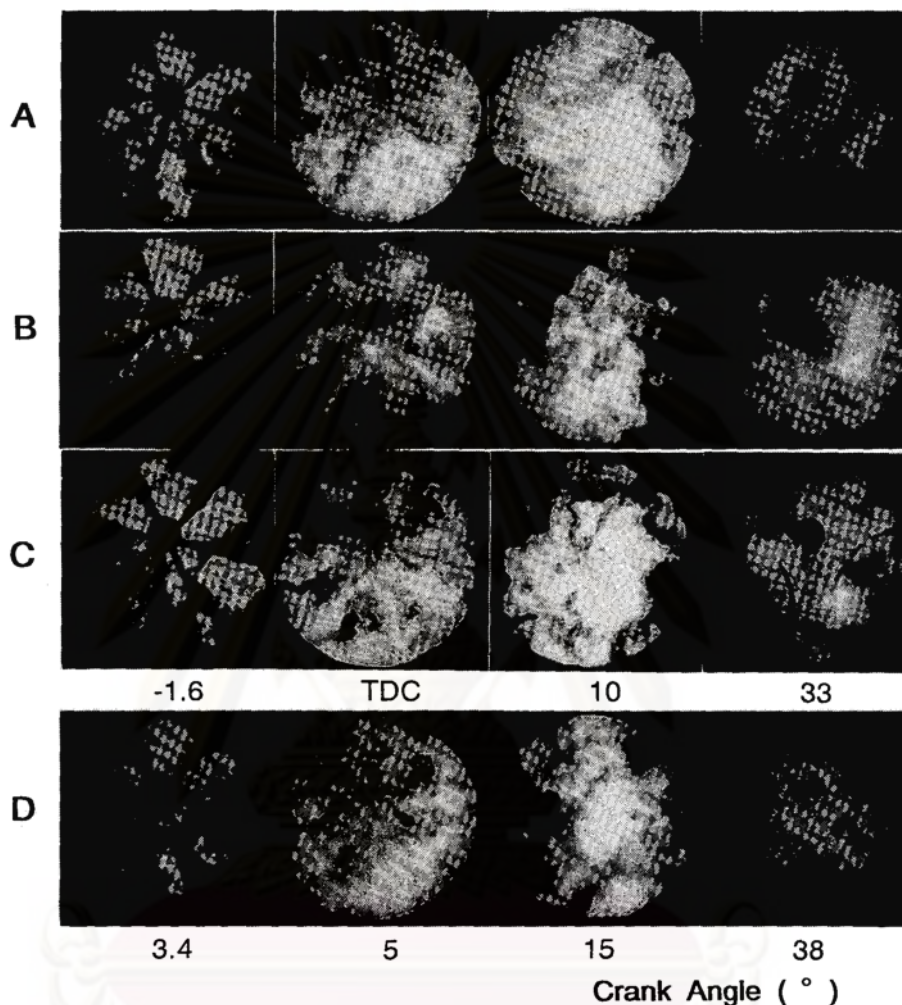
ตำแหน่งของจุดที่ทำการวัด 32 จุดในบริเวณที่มองเห็นได้ของห้องเผาไหม้แสดงไว้ในรูปที่ 4-32 บริเวณทั้งหมดจะถูกวัดเพื่อแสดงรูปแบบการเคลื่อนที่ของเปลวไฟและจุดศูนย์กลางของ swirl เพื่อลดเวลาในการคำนวณ การเปรียบเทียบระหว่างสภาวะต่างๆ จะถูกกระทำที่จุดที่ทำการวัด 32 จุด เนื่องจากวิธีนี้ต้องการก้อนที่มีแสงสว่าง (luminous lumps) อย่างน้อย 2 รูปแบบภายในบริเวณที่ทำการวัดเพื่อให้ได้เวกเตอร์ที่ถูกต้อง ดังนั้นบริเวณที่ทำการวัดจะถูกตรึงไว้ที่ 10×10 mm ในครั้งแรก สำหรับเวกเตอร์บางตัวที่ผิดปกติไป บริเวณที่ทำการวัดจะถูกเปลี่ยนเป็น 20×20 mm สำหรับการคำนวณใหม่



รูปที่ 4-32 Processing points distribution [20]

อุณหภูมิเปลวไฟจะถูกวัดโดยวิธี “two-color method” ในกรณีนี้เส้น calibration จะได้มาโดยการถ่ายภาพตะเกียงฮาโลเจนมาตรฐานในสภาวะเดียวกับภาพถ่ายการเผาไหม้ ความยาวคลื่นที่ใช้คือ สีแดง ($0.65 \mu\text{m}$) และสีน้ำเงิน ($0.46 \mu\text{m}$)

รูปที่ 4-33 แสดงรูปที่เลือกมาของกระบวนการเผาไหม้ภายใต้สภาวะการทดลองต่างๆ มุมข้อเหวี่ยงจะถูกระบุไว้ได้รูป

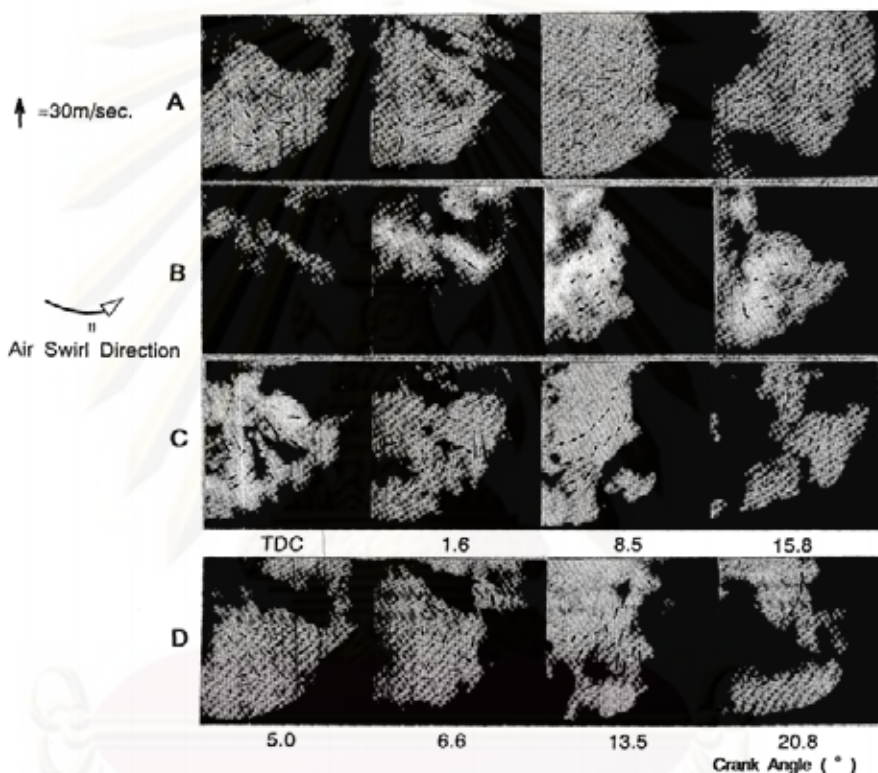


รูปที่ 4-33 การเปรียบเทียบกระบวนการเผาไหม้โดย Long Zhang และคณะ [20]

กระบวนการเผาไหม้ จากการเปรียบเทียบพบว่ากรณีที่ pumping rate ต่ำกว่า (รูป B) การแพร่กระจายของเปลวไฟจะช้า และมีเขม่ามากในเปลวไฟระหว่างจังหวะการเผาไหม้แบบ diffusion ความแตกต่างระหว่างพื้นที่หัวฉีด แสดงไว้ในรูป A และ C พบว่าหัวฉีดที่มีพื้นที่ใหญ่ จะมีเขม่ามากกว่าในเปลวไฟใกล้ๆผนังห้องเผาไหม้ และเมื่อ injection timing ถูกหน่วงลงจาก 11 °BTDC (รูป A) ไปเป็น 5 °BTDC (รูป D) จะพบว่าแสงสว่างของเปลวไฟจะลดลงและจุดสิ้นสุดของการเผาไหม้จะล่าช้าออกไป

การเคลื่อนที่ของเปลวไฟ รูปที่ 4-34 แสดงผลของเวกเตอร์ความเร็วของเปลวไฟที่คำนวณโดยวิธี cross-correlation method การคำนวณเริ่มต้นที่เวลาเมื่อ spray plume ของเชื้อเพลิง

เกือบถูกปกคลุมด้วยเปลวไฟ ดังนั้นจากจุดเริ่มต้นของการคำนวณ จะสมมติว่ามีการเผาไหม้แบบ diffusion อยู่ทั่วไป ถ้ามองอย่างกว้างๆ จะพบว่าการเคลื่อนที่ของเปลวไฟในช่วงเวลาของการฉีด จะแตกต่างไปจากการเคลื่อนที่ของเปลวไฟในช่วงหลังจากสิ้นสุดการฉีด ระหว่างการฉีดเชื้อเพลิง เวกเตอร์ความเร็วจะผิดปกติว่าในทั้งทิศทางและขนาด แต่อย่างไรก็ตาม ที่เวลาสั้นๆ หลังจากสิ้นสุดการฉีด เวกเตอร์ความเร็วส่วนมากจะมุ่งหน้าไปในทิศเดียวกับ swirl ของอากาศและการเคลื่อนที่แบบผิดปกติจะลดลงอย่างรวดเร็ว

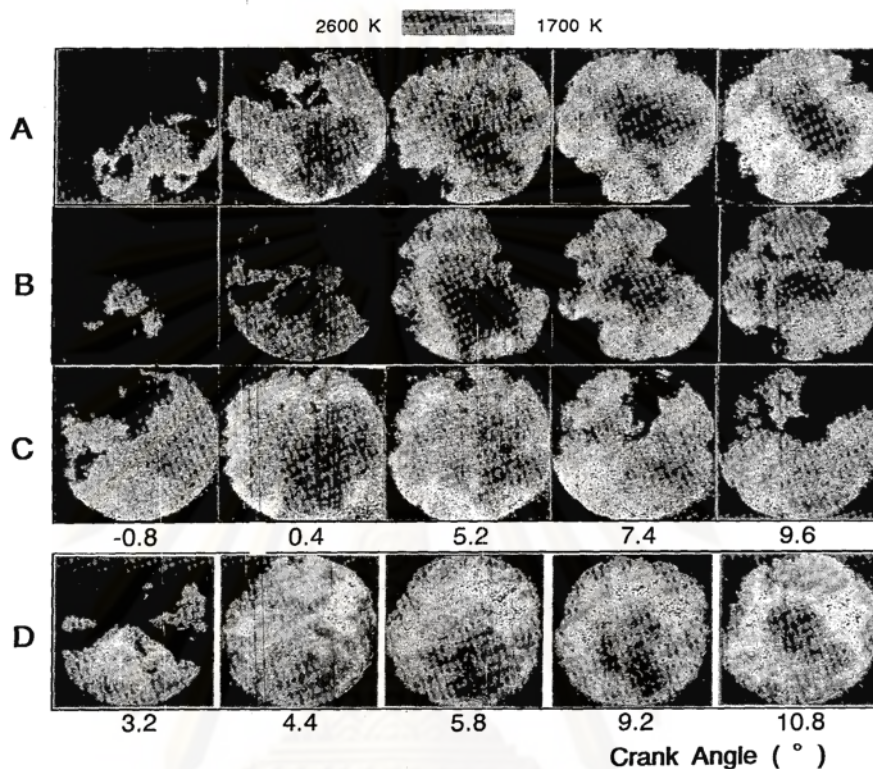


รูปที่ 4-34 การเปรียบเทียบเวกเตอร์ความเร็วเปลวไฟโดย Long Zhang และคณะ [20]

เนื่องจากการเคลื่อนที่แบบผิดปกตินั้นจะถูกพิจารณาให้สัมพันธ์อย่างใกล้ชิดกับการเป็น turbulence ขนาดใหญ่ในบริเวณที่เกี่ยวข้อง ดังนั้นผลข้างต้นแสดงให้เห็นว่ามี turbulence อย่างหนักหน่วงเกิดขึ้นโดยเชื้อเพลิงที่ฉีด, spray plume ที่ไปกระทบผนังห้องเผาไหม้และการเผาไหม้ที่ไม่เป็นเนื้อเดียวกันระหว่างช่วงเวลานี้

อุณหภูมิเปลวไฟ อุณหภูมิเปลวไฟที่คำนวณโดยวิธี two-color method สำหรับสภาวะทางการทดลองจาก A ไปสู่ D แสดงไว้ในรูปที่ 4-35 จากผลเหล่านี้จะแสดงถึงการกระจายไปตามส่วนต่างๆ และการเปลี่ยนแปลงของเวลาของอุณหภูมิเปลวไฟ ในกรณีเหล่านี้จะมุ่งเน้นไปที่อุณหภูมิสูง (มากกว่า 2000 K) ซึ่งสัมพันธ์กับการเกิด NOx และการเผาไหม้เขม่า เพื่อว่าจะได้ทำ

การเปรียบเทียบเลขฟิกเชล (คือตัวเลขของฟิกเชลที่แสดงถึงขนาดของพื้นที่) ที่มากกว่า 2000 K สำหรับสภาวะการทำงานต่างๆ



รูปที่ 4-35 การเปรียบเทียบอุณหภูมิเปลวไฟโดย Long Zhang และคณะ [20]

การเปรียบเทียบอัตราการปลดปล่อยความร้อนและการปล่อยแก๊สไอเสีย ผลของ pumping rate ที่มีต่ออัตราการปลดปล่อยความร้อนจะเป็นค่าสูงสุดสำหรับการเผาไหม้ทั้งแบบ premixed และ diffusion ซึ่งสูงขึ้นภายใต้สภาวะที่ pumping rate มีค่าสูง

สำหรับหัวฉีดที่มีพื้นที่รูใหญ่ ค่า peak ของอัตราการปลดปล่อยความร้อนระหว่างช่วงการเผาไหม้แบบ premixed จะสูงกว่า เป็นผลของอุณหภูมิเปลวไฟที่สูงกว่าในช่วงการเผาไหม้แบบ premixed แต่ค่า peak ของอัตราการปลดปล่อยความร้อนระหว่างกระบวนการเผาไหม้แบบ diffusion จะต่ำกว่า เป็นผลจากอุณหภูมิเปลวไฟที่ต่ำกว่าและการเคลื่อนที่ของเปลวไฟที่ active น้อยกว่าในจังหวะ diffusion ดังที่กล่าวไว้ข้างต้น

เมื่อ injection timing หน่วงลง ค่า peak ของการปลดปล่อยความร้อนจะลดลงในระหว่างการเผาไหม้แบบ premixed และ diffusion ซึ่งเกิดจากอุณหภูมิเปลวไฟที่ต่ำลงเนื่องจากสภาวะการทำงานนี้

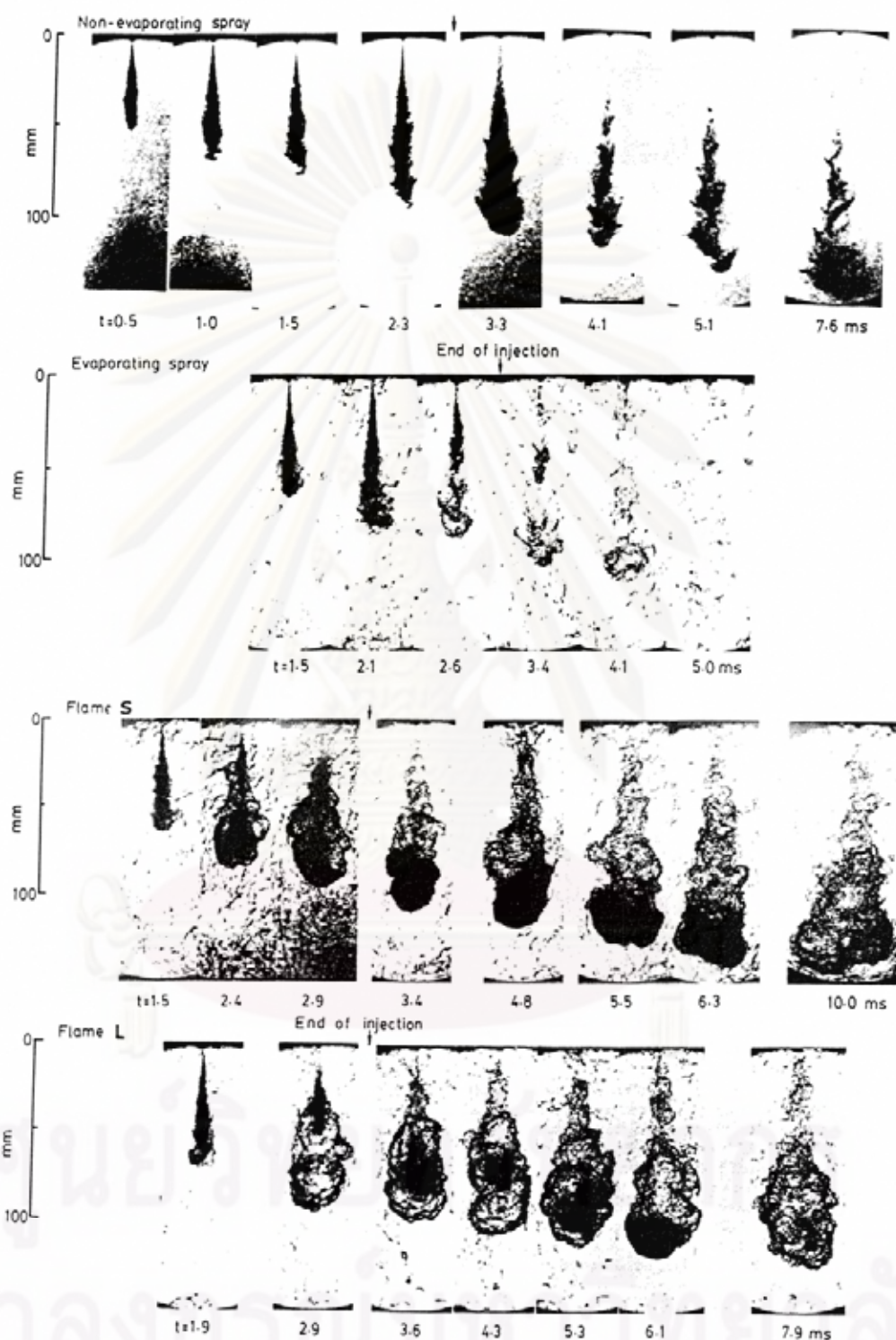
Pumping rate ที่สูงจะทำให้ควันลดลงและ NO_x เพิ่มขึ้น เนื่องมาจากการเผาไหม้ที่ active และอุณหภูมิเปลวไฟที่สูงขึ้นภายใต้ injection timing เดียวกัน เพื่อรักษาระดับ NO_x ให้คงเดิม วิธีทั่วไปคือการหน่วง injection timing ทำให้อุณหภูมิเปลวไฟต่ำลง ดังนั้นการเผาไหม้เข้ามาที่ขึ้นกับอุณหภูมิที่สูงกว่าจะไม่อยู่ในกรณีของการฉีดในตอนแรก

หัวฉีดที่มีพื้นที่รูเล็ก จะทำให้อุณหภูมิเปลวไฟต่ำลงระหว่างการเผาไหม้แบบ premixed ดังนั้นการเกิด NO_x ระหว่างจังหวะการเผาไหม้แบบ premixed อาจลดลง ซึ่งบ่งชี้ว่าการใช้หัวฉีดที่มีพื้นที่รูเล็กกว่าจะสามารถลดระดับ NO_x ให้น้อยลง ที่ injection timing เดิมหรือหน่วงเล็กน้อย

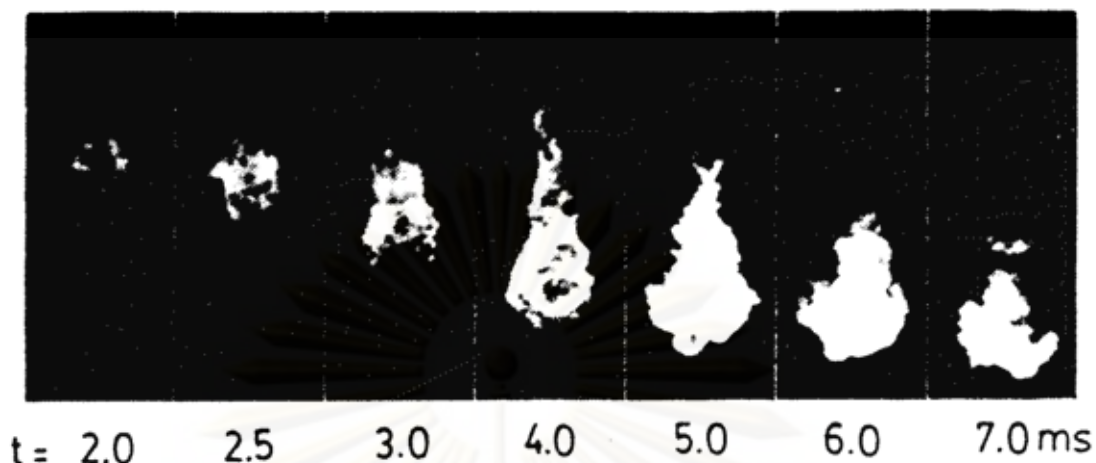
Yong June Chang และคณะ [23] ได้ตรวจสอบกระบวนการก่อตัวและการเผาไหม้ของอนุภาคเขม่าในเปลวไฟดีเซลด้วยเครื่องวัดความเร็วสูง กลุ่มหมอกของเขม่าถูกตรวจดูโดยวิธี laser schlieren และอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิง/อากาศของบริเวณการเกิดเขม่าถูกประมาณจากการกระจายความเข้มข้นเชื้อเพลิงที่วัดได้ในสเปกตรัมที่ไม่ระเหย การแปรผันของความเข้มข้นเขม่าในเปลวไฟจะสัมพันธ์กับอัตราการปลดปล่อยความร้อนด้วย

กระบวนการก่อตัวและการเผาไหม้ของอนุภาคเขม่าถูกตรวจสอบโดยวิธีสูมตัวอย่างแก๊ส โดยตรงโดย Aoyagi และคณะ [24] และวิธี two-color method โดย Matsui และคณะ [25] ความสัมพันธ์ตามเวลาของความเข้มข้นเขม่าที่ถูกวัดโดยทั้ง 2 วิธีนี้เปิดเผยว่าการก่อตัวของเขม่าเริ่มต้นขึ้นพร้อมกับการเริ่มต้นของการเผาไหม้แบบ diffusion และความเข้มข้นของมันจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วตามเวลาระหว่างช่วงการฉีด ความเข้มข้นนี้มีค่าสูงสุดเมื่อสิ้นสุดการฉีด จากนั้นเขม่าจะเผาไหม้ในอัตราที่รวดเร็วจนความเข้มข้นลดลงเหลือ 1/50 ของความเข้มข้นสูงสุด แต่หลังจากที่อุณหภูมิเปลวไฟลดลงต่ำกว่า 1800 K การเผาไหม้ในที่ใกล้เคียงจะหยุดลงและเขม่าถูกปล่อยออกมาที่ระดับความเข้มข้นนั้น โดยการใช้ข้อมูลจากการทดลอง Kamimoto และคณะ [26] ได้คำนวณอัตราการเผาไหม้ของเขม่าในเปลวไฟดีเซล ซึ่งพบว่าอัตราการเผาไหม้ของเขม่าถูกควบคุมโดย partial pressure ของออกซิเจนรอบๆ อนุภาคเขม่า เนื่องมาจากการผสมแบบ turbulent

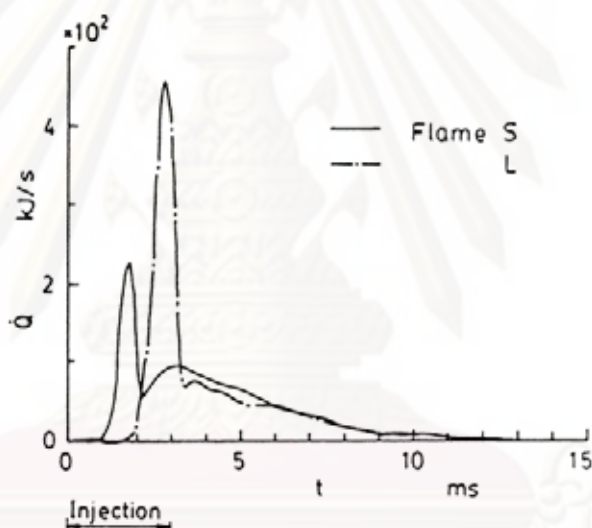
รูปที่ 4-36 แสดงชุดของภาพถ่ายขณะใดๆของสเปกตรัมและเปลวไฟ รูปที่ 4-37 แสดงภาพถ่ายโดยตรงของ"เปลวไฟ S" (เปลวไฟที่มี ignition delay สั้น) อัตราการปลดปล่อยความร้อนสำหรับเปลวไฟ S และ เปลวไฟ L (เปลวไฟที่มี ignition delay ยาว) แสดงในรูปที่ 4-38 ในรูปเหล่านี้ t หมายถึงเวลาหลังจากเริ่มฉีดเชื้อเพลิง



รูปที่ 4-36 ชุดของภาพถ่ายขณะใดขณะหนึ่งของสเปรย์ที่ไม่ระเหย, สเปรย์ที่ระเหย, เปลวไฟ S และเปลวไฟ L [23]



รูปที่ 4-37 ภาพถ่ายความเร็วสูงโดยตรงของเปลวไฟ S [23]



รูปที่ 4-38 อัตราการปลดปล่อยความร้อนสำหรับเปลวไฟ S และเปลวไฟ L [23]

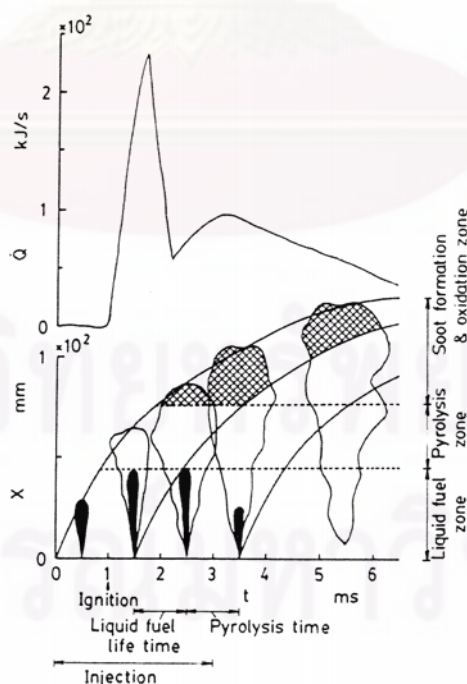
การเปรียบเทียบระหว่างสเปรย์ที่ไม่ระเหยกับสเปรย์ที่ระเหย แสดงให้เห็นว่าสเปรย์ที่ระเหยมีเงาที่ใกล้บริเวณปลายสเปรย์สว่างกว่า ซึ่งบ่งชี้ว่ามีไอเชื้อเพลิงอยู่ตรงนั้น ในกรณีของสเปรย์ที่ระเหยสามารถสังเกตเห็นส่วนมืดบางๆ ใกล้ทางออกหัวฉีด ซึ่งแสดงถึงการมีอยู่ของหยดเชื้อเพลิงหรือแกนของเหลวซึ่งมีความยาวประมาณ 40-50 mm สอดคล้องกับระยะทางที่ต้องการสำหรับเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดจนแตกตัวและระเหย การเปรียบเทียบระหว่างสเปรย์ที่ระเหยกับเปลวไฟ บ่งบอกว่าระหว่างช่วงการฉีด ความยาวของเงามืดใกล้หัวฉีดสำหรับเปลวไฟจะสั้นกว่า ซึ่งอาจเนื่องมาจากอุณหภูมิแก๊สสูงในเปลวไฟ และบริเวณที่มากับเงามืดจะสังเกตเห็นได้ใกล้ๆ ปลายของเปลวไฟ S และ L ซึ่งไม่สามารถสังเกตเห็นในสเปรย์ที่กำลังระเหย

ความสัมพันธ์ระหว่างการก่อตัวของเขม่ากับการปลดปล่อยความร้อน จากการเปรียบเทียบภาพถ่าย Schlieren ในรูปที่ 4-36 และอัตราการปลดปล่อยความร้อนในรูปที่ 4-38 เราจะหาความสัมพันธ์ระหว่างกาเกิดเขม่าและการปลดปล่อยความร้อน

ในกรณีของเปลวไฟ S : ระหว่างช่วงการเผาไหม้เริ่มต้น ไม่ตรวจพบเขม่าในเปลวไฟ เขม่าถูกสังเกตเห็นเป็นครั้งแรกทันทีหลังจากเริ่มช่วงการเผาไหม้แบบ diffusion และบริเวณที่เกิดเขม่าจะขยายปริมาตรอย่างรวดเร็วไปสู่ปลายเปลวไฟ เมื่ออัตราการปลดปล่อยความร้อนถึงจุดสูงสุด ขนาดของบริเวณที่เกิดเขม่าก็สูงสุดด้วย ต่อมาขนาดของบริเวณที่เกิดเขม่าจะคงที่สักพัก จากนั้นเขม่าจะเผาไหม้หรือกระจัดกระจายที่ละน้อยและดับลงในที่สุด

ในกรณีของเปลวไฟ L : นั่นคือเปลวไฟที่มี ignition delay ยาวนานกว่า จะสังเกตเห็นภาพถ่ายพบว่า มีเขม่าน้อยกว่าเปลวไฟ S การที่ ignition delay ยาวนานกว่าทำให้การปลดปล่อยความร้อนเริ่มต้นสูงกว่าเนื่องจากมีเวลาเพียงพอที่จะเตรียมส่วนผสม การขยายตัวของความร้อนอย่างรวดเร็วของเปลวไฟเกิดขึ้นระหว่างช่วงการเผาไหม้เริ่มต้น เนื่องจากการปลดปล่อยความร้อนที่สูงและการขยายตัวอย่างรวดเร็วในช่วงส่งเสริมการผสมและการแทรกตัวของอากาศ เป็นไปได้ว่าอัตราการผสมที่สูงกว่าในเปลวไฟ L จะลดการเกิดเขม่าและส่งเสริมการเผาไหม้เขม่า

การสังเกตภาพวาดแสดงในรูปที่ 4-39 ทำให้เราสรุปและแปลลำดับการเกิดและการเผาไหม้ทั้งหมดของอนุภาคเขม่าโดยมีข้อมูลที่ตีพิมพ์แล้วช่วยดังนี้



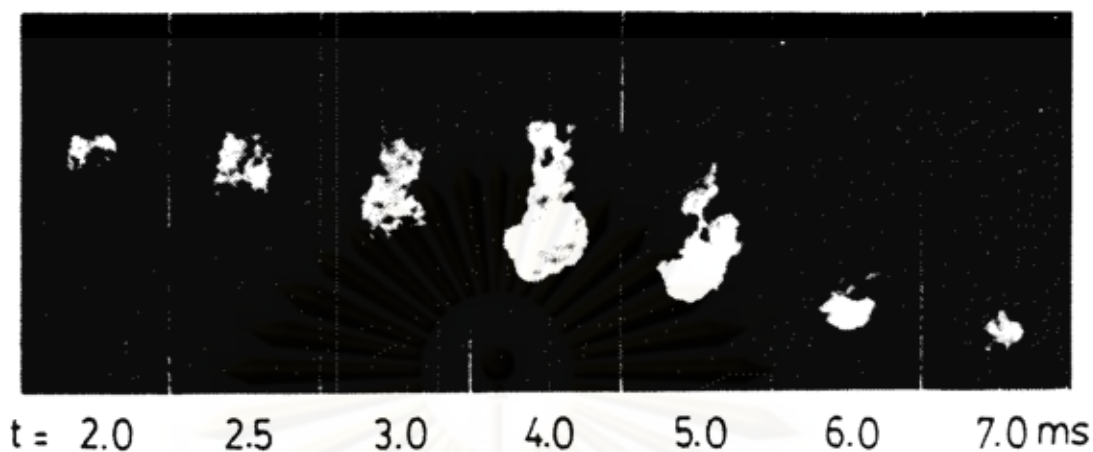
รูปที่ 4-39 ภาพวาดแสดงแนวคิดของการก่อตัวของเขม่าในเปลวไฟดีเซล [23]

1.) Ignition delay period – Miwa และคณะ [27] พบจากการศึกษาตัวอย่าง แก๊สโดยตรงว่าเชื้อเพลิงที่ระเหยหลังจากเดินทางเป็นระยะ 40 mm ห่างจาก orifice หัวฉีด จะเกิดความร้อนอย่างรวดเร็ว โดยความร้อนจากอากาศร้อนและผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ที่ทำปฏิกิริยาบางส่วน และพบว่าที่ไกลจาก orifice ออกไปอีก ความเข้มข้นของผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากความร้อน เช่น CH_4 , C_2H_2 และ C_2H_4 จะสูงขึ้น

2.) Initial combustion period – เมื่อความดันแก๊สในระบบอกสูบเริ่มเพิ่มขึ้น เนื่องจากการจุดระเบิด สเปิร์ย์จะเพิ่มปริมาตรขึ้นอย่างทันทีทันใด (ยกเว้นที่บริเวณใกล้ orifice) เป็นการแสดงถึงการปลดปล่อยความร้อนอย่างรวดเร็วตลอดทั่วทั้งสเปิร์ย์ทั้งหมด กลุ่มก้อนของส่วนผสมที่ติดไฟได้ที่เตรียมระหว่าง ignition delay เผาไหม้ในประมาณ 1 ms เป็นเปลวไฟที่ไม่ส่องสว่างและผลิตภัณฑ์ที่ร้อนจากการเผาไหม้ มีส่วนมากกว่าในเปลวไฟทั้งหมด กลุ่มก้อนส่วนผสมที่มีอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง/อากาศหนาแน่นกว่าที่จะเผาไหม้จากจุดตรวจดูเล็กๆ จะดำเนินการเกิดความร้อนเนื่องจากการสัมผัสกับผลิตภัณฑ์ที่ร้อนจากการเผาไหม้ซึ่งเด่นชัดในเปลวไฟ กลุ่มส่วนผสมหนาซึ่งมีแนวโน้มที่จะให้อนุภาคเขม่าเดินทางลงปลายทาง (ไปสู่ปลายเปลวไฟด้วยผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้) นั่นคือเมื่อมันขึ้นกับการเกิดความร้อนที่ตามมา, nucleation และการจับตัวเป็นก้อน

3.) Diffusion combustion period – หลังจากการเกยกันของเวลาประมาณ 2 ms จากเริ่มต้นของการจุดระเบิด อนุภาคเขม่าปรากฏในบริเวณใกล้ๆปลายเปลวไฟเมื่อช่วงการเผาไหม้แบบ diffusion เริ่มขึ้น ข้อมูลการสุ่มตัวอย่างก๊าซที่ได้จาก Aoyagi และคณะ [24] ด้วยเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง แสดงว่าเขม่าถูกตรวจพบทันทีหลังจากปลายเปลวไฟไปถึงตำแหน่งที่สุ่มตัวอย่าง

เชื้อเพลิงที่ฉีดระหว่างช่วงเวลานี้จะเดินทางห่างจาก orifice หัวฉีดประมาณ 40 mm ในสถานะของเหลว และสลายตัวอย่างรวดเร็วโดยความร้อนเมื่อเชื้อเพลิงระเหย ผลิตภัณฑ์จากความร้อนพุ่งกระทบไปในบริเวณที่เผาไหม้ ผสมกับเชื้อเพลิงแรกเริ่ม ผลคือมีบางส่วนเผาไหม้และบางส่วนเกิดเขม่าและดังนั้นจึงเกิดกระบวนการเผาไหม้ เมื่อกลุ่มก้อนส่วนผสมหนาเหล่านี้ซึ่งเกิดเขม่าเข้าถึงในบริเวณใกล้ปลายเปลวไฟ เขม่าจะมีปริมาณสุดท้าย 20% ของคาร์บอนรวมกับเชื้อเพลิงแรกเริ่ม ดังแสดงในรูปที่ 4-39

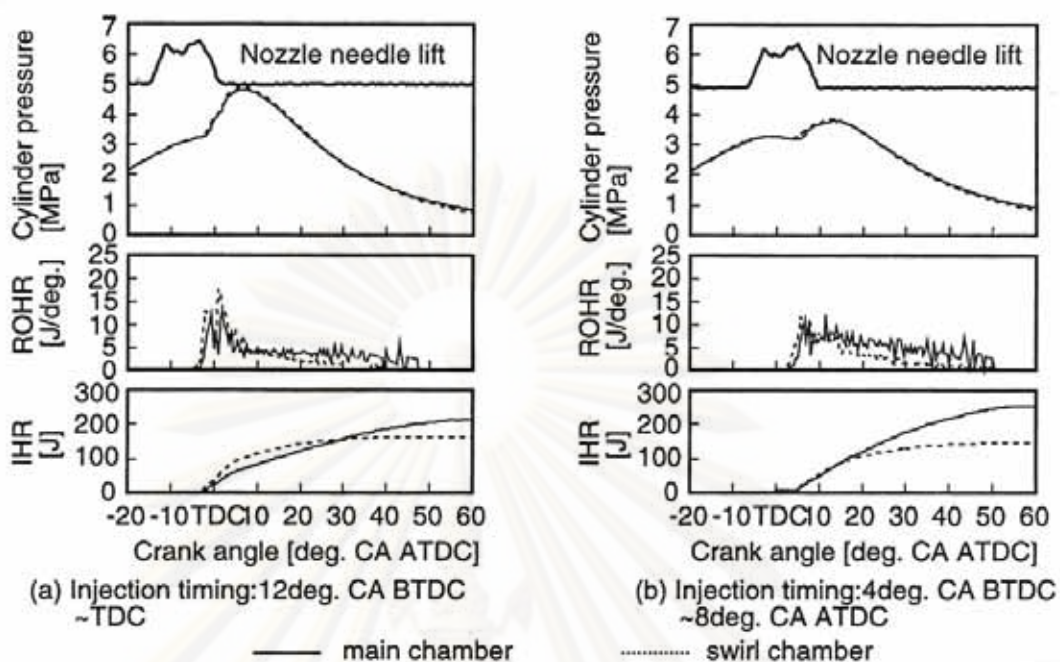


รูปที่ 4-40 ภาพถ่ายความเร็วสูงโดยตรงของเปลวไฟ [23]

เงามืดเนื่องจากแสงธรรมชาติที่ดับลงโดยอนุภาคเขม่าถูกสังเกตเห็นอย่างชัดเจน เฉพาะในบริเวณใกล้ปลายเปลวไฟ ในขณะที่ภาพถ่ายโดยตรงในรูปที่ 4-39 และรูปที่ 4-40 แสดงว่าบริเวณที่ส่องสว่างเกิดขึ้นอย่างสม่ำเสมอขึ้นถึงบริเวณใกล้กับ orifice หัวฉีด ถึงแม้ว่าการส่องสว่างจะน้อยเทียบกับการส่องสว่างของปลายเปลวไฟ ซึ่งอาจบ่งชี้ว่าอนุภาคเขม่าหรือแหล่งกำเนิดเขม่าด้วยความเข้มข้นต่ำมีอยู่ในบริเวณนี้ การวัดการกระจายอนุกรมเปลวไฟตามแกนโดยวิธีการวิเคราะห์แบบ two-color method ของภาพถ่ายสี บอกถึงการกระจายเชิงเปรียบเทียบ

4.) Period after the end of injection – บริเวณที่มีเขม่าบรรจุอยู่ ไหลลงปลายทางหลังจากสิ้นสุดการฉีด และที่ 6-7 ms หลังจากเริ่มต้นการฉีด อนุภาคเขม่าส่วนมากเผาไหม้อย่างรวดเร็ว เนื่องมาจากการเผชิญกับอากาศผ่าน turbulent diffusion

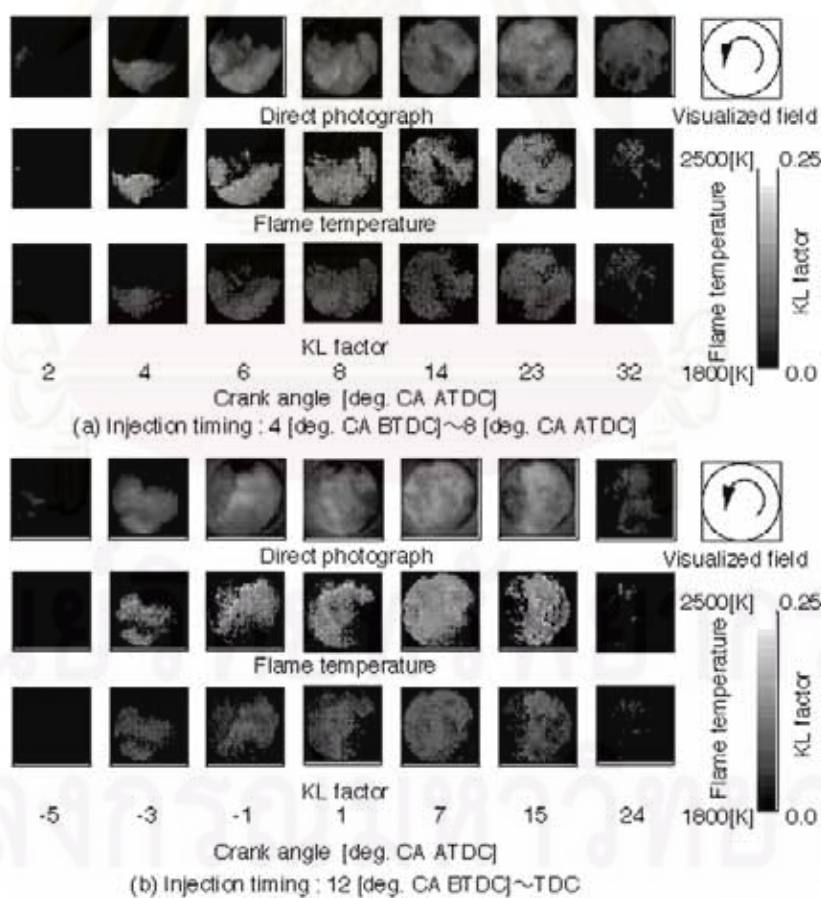
Hajime Fujimoto และคณะ [28] ได้ตรวจสอบปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ ดีเซล IDI ที่มีห้องเผาไหม้แบบ swirl โดยวิธีทางแสง การกระจายของการปล่อยอนุมูล OH ออกมา โดยธรรมชาติถูกวัดผ่าน band pass filter ส่วน KL factor [29] และอนุกรมเปลวไฟได้มาจากวิธี two-color method



รูปที่ 4-41 ระยะเวลาเข็มหัวฉีด, ความดันในกระบอกสูบ, อัตราการปล่อยความร้อนและการปล่อยความร้อนสุทธิ [28]

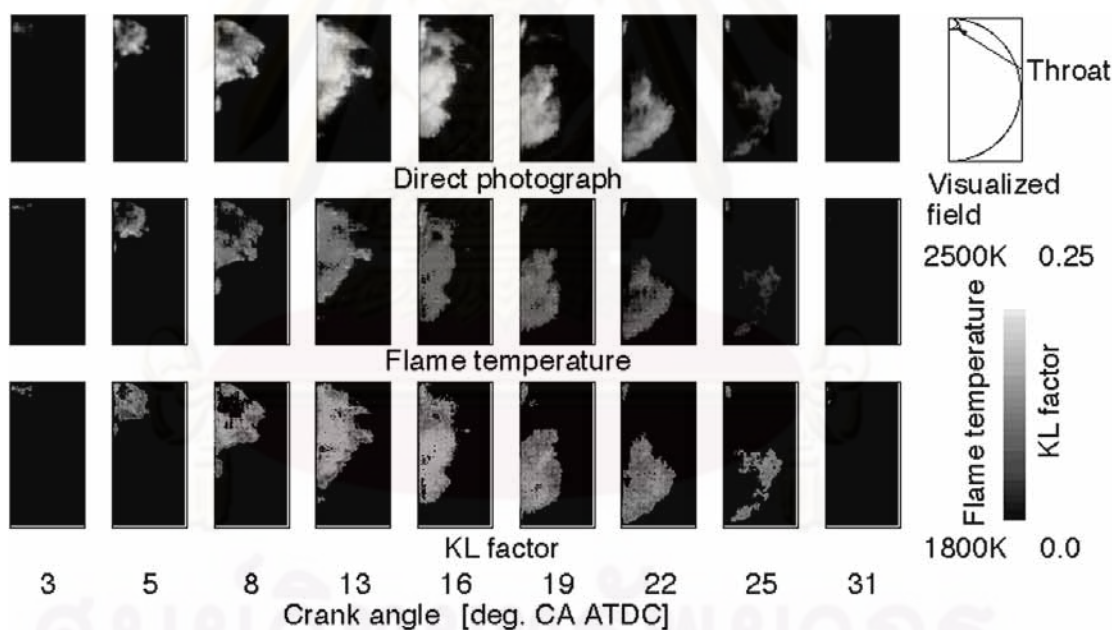
สมรรถนะทั่วไปของเครื่องยนต์ รูปที่ 4-41 เป็นที่มาของระยะเวลาเข็มหัวฉีด, ความดันในกระบอกสูบ, อัตราของการปล่อยความร้อน (Rate of Heat Release, ROHR) และการปล่อยความร้อนสุทธิ (Integrated Heat Release, IHR) ในกรณี injection timing จาก 4° BTDC ถึง 8° BTDC และ 12° BTDC ถึง TDC เส้นทึบแสดงกรณีของห้องเผาไหม้หลัก และเส้นประแสดงกรณีของห้องเผาไหม้ swirl ที่มาของความดันในทั้งสองห้องเผาไหม้เหมือนกันทั้งที่มี injection timing ต่างกัน เมื่อ injection timing ช้าลง ความดันในกระบอกสูบลดลงเล็กน้อยหลัง TDC จากนั้นจะสูงสุด โดยสอดคล้องกับความจริงที่ว่านี้ จุดสูงสุดตำแหน่งที่ 1 ของอัตราการปล่อยความร้อนในทั้งสองห้องเผาไหม้จะน้อยกว่าจุดสูงสุดตำแหน่งที่ 2 และจะเด่นชัดกว่าในกรณีของ injection timing ที่เร็วขึ้นเนื่องจากความดันในห้องเผาไหม้หลักแตกต่างออกไปเนื่องมาจาก timing ที่ช้ากว่า อีกสิ่งที่น่าสนใจคือ integrated heat release ในห้องเผาไหม้ทั้งสองแสดงที่มาที่จังหวะแรกของการเผาไหม้ในกรณีของ timing ที่ช้ากว่าเหมือนกัน ในทางตรงข้าม integrated heat release ในห้องเผาไหม้ swirl มากกว่าในห้องเผาไหม้หลักในกรณีของ timing ที่เร็วกว่า ดูเหมือนว่าแนวโน้มเกิดจากการปล่อยออกมาของเชื้อเพลิงที่ไม่เผาไหม้ปริมาณมากจากห้องเผาไหม้ swirl สู่ออกห้องเผาไหม้หลักเนื่องมาจาก timing ที่ล่าช้า

รูปภาพเปลวไฟ, อุณหภูมิเปลวไฟและ KL factor รูปที่ 4-42 แสดงภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟและรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้ swirl: (a) injection timing จาก 4°BTDC ถึง 8°ATDC และ (b) injection timing จาก 12°BTDC ถึง TDC เปลวไฟที่มองเห็นได้ครั้งแรกปรากฏที่ควอดแรนท์ที่ 4 ในแต่ละกรณีใกล้กับหัวเผา จากนั้นเปลวไฟพัฒนาตามการเคลื่อนที่ของ swirl ทวนเข็มนาฬิกา เปลวไฟครอบคลุมบริเวณในห้องเผาไหม้ swirl เกือบทั้งหมดที่ประมาณ 14°ATDC ในกรณี (a) และที่ประมาณ 3°ATDC ในกรณี (b) เมื่อการแพร่กระจายของเปลวไฟเร็วขึ้น ความสว่างของเปลวไฟก็ยิ่งสูงขึ้น peak timing ของความสว่างสูงสุดจะเร็วขึ้นและช่วงการเผาไหม้ในกรณี (b) จะสั้นกว่าในกรณี (a) ความแตกต่างในแนวโน้มเหล่านี้ ถูกดึงจากความแตกต่างใน ignition delay เนื่องมาจาก injection timing การไหลแบบซับซ้อนปรากฏที่ประมาณ 8°ATDC ใกล้กับคอคอดในทั้งสองกรณี เหตุผลคือปฏิริยาระหว่างการเคลื่อนที่แบบ swirl และการไหลออกจากห้องเผาไหม้ swirl สู่อ่างเผาไหม้หลักที่มีอยู่ใกล้คอคอดที่ timing นี้



รูปที่ 4-42 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ที่อยู่ภายในห้องเผาไหม้ swirl [28]

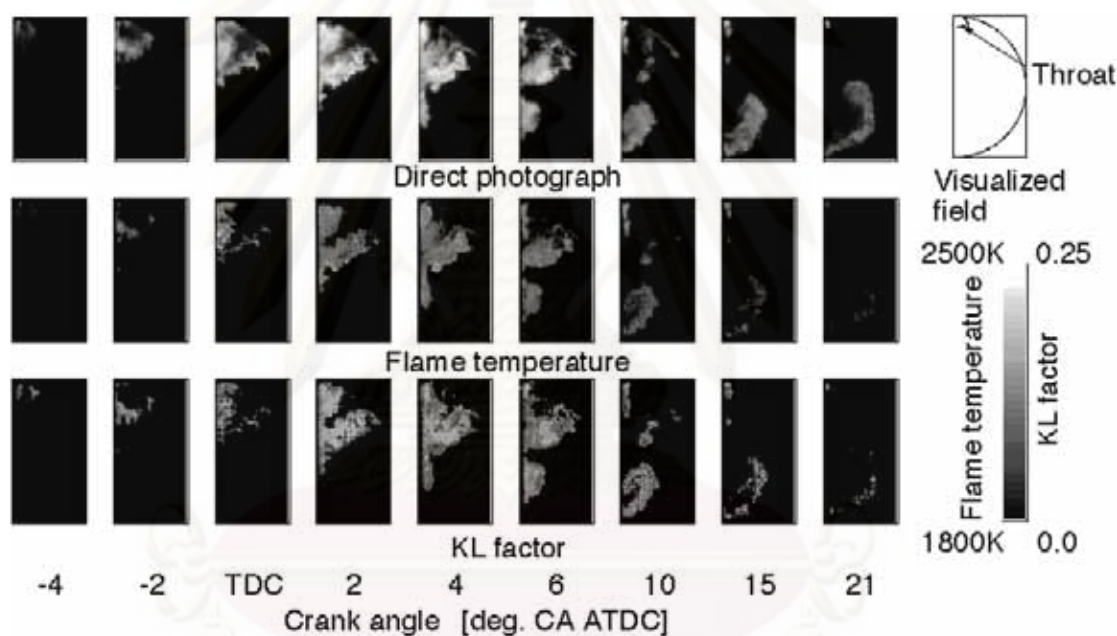
กล่าวโดยทั่วไป แนวโน้มของการกระจายอุณหภูมิเปลวไฟเกือบเหมือนเดิม และดังที่ทราบกันดีว่า KL factor แสดงแนวโน้มในทางกลับกันของอุณหภูมิเปลวไฟโดยไม่คำนึงถึง injection timing บริเวณของอุณหภูมิเปลวไฟที่สูงเกิน 2200 K ปรากฏที่บริเวณปลายเปลวไฟที่จังหวะเริ่มต้นของการเผาไหม้ นั่นคือที่ช่วงเวลากการเผาไหม้แบบ premixed โดยไม่ขึ้นกับ injection timing บริเวณที่ KL factor มีค่าสูง คงอยู่ใกล้ทางเข้าของคอคอดและใกล้ผนังด้านซ้ายของห้องเผาไหม้ swirl เนื่องมาจาก quenching effect จากช่วงกลางถึงช่วงท้ายของการเผาไหม้ นั่นคือระหว่างช่วงการเผาไหม้แบบ diffusion บริเวณที่อุณหภูมิสูงปรากฏที่บริเวณตรงกลางของบริเวณเปลวไฟ และบริเวณที่ KL factor มีค่าสูง คงอยู่รอบๆ บริเวณอุณหภูมิสูงที่ส่วนบนของห้องเผาไหม้ แนวโน้มของ KL factor นี้เกิดจากความจริงที่ว่าอุณหภูมิของสิ่งแวดล้อมต่ำกว่าอุณหภูมิเปลวไฟในทางกลับกัน อุณหภูมิเปลวไฟที่ด้านต่ำกว่า มีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิเปลวไฟที่ด้านสูงกว่าของห้องเผาไหม้ เพราะว่าการไหลออกจากห้องเผาไหม้ swirl เพิ่มขึ้น และผลของการขยายตัวมากขึ้นระหว่างจังหวะนี้



รูปที่ 4-43 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ที่อยู่ภายในห้องเผาไหม้หลัก (Injection timing : $4^{\circ}\text{CA BTDC} - 8^{\circ}\text{CA ATDC}$) [28]

รูปที่ 4-43 และรูปที่ 4-44 แสดงภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้หลักในกรณีของช่วงการฉีดจาก 4°BTDC ถึง 8°ATDC และจาก 12°BTDC ถึง TDC ตามลำดับ แนวโน้มของอุณหภูมิเปลวไฟแสดงผลกลับกับ KL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl ดังกล่าวข้างต้น กล่าวโดยละเอียด ปรากฏการณ์การ

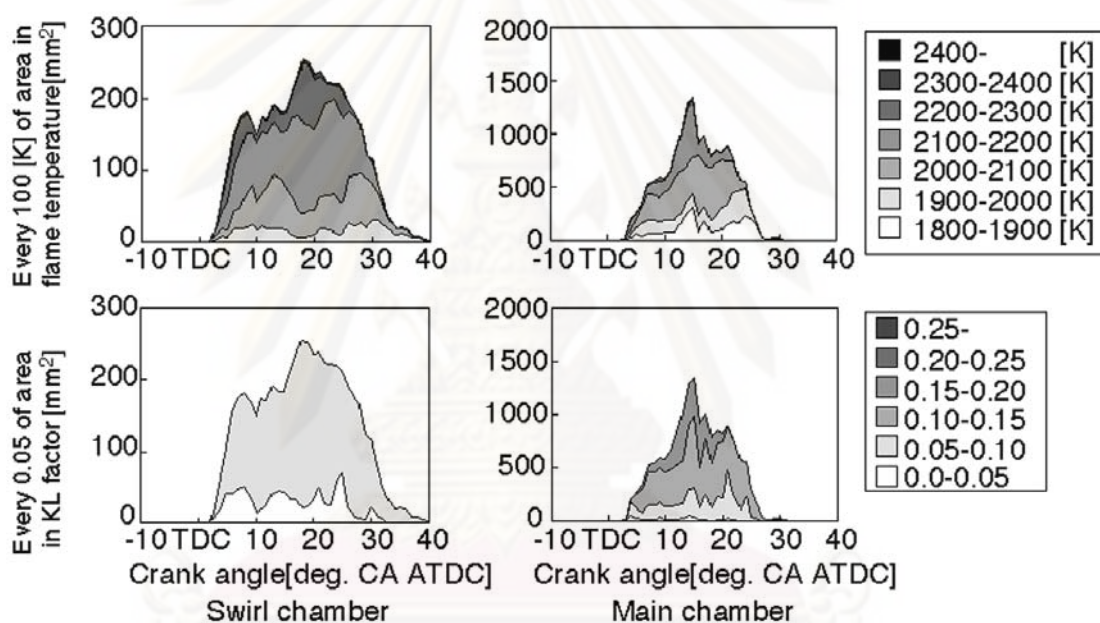
เผาไหม้เกือบเหมือนเดิมโดยไม่คำนึงถึง injection timing เปลวไฟปรากฏในห้องเผาไหม้หลัก หลังจากเกิดการจุดระเบิดในห้องเผาไหม้ swirl และขยายตัวขึ้นในแนวรัศมี หลังจากนั้นบริเวณที่มีเปลวไฟใกล้เคียงผนังกระบอกสูบที่อยู่ข้างๆทางออกของคอคอด ปรากฏการณ์เกิดจาก quenching เนื่องจากพื้นผิวที่เย็นของลูกสูบที่จังหวะเริ่มแรกของการเผาไหม้ อุณหภูมิสูงปรากฏที่บริเวณปลายเปลวไฟเนื่องจาก diffusion ที่รุนแรงและการผสมระหว่างปลายเปลวไฟและสิ่งแวดลอม จากช่วงกลางถึงช่วงท้ายของช่วงการเผาไหม้ KL factor ค่าสูงปรากฏที่บริเวณตรงกลางของบริเวณเปลวไฟ ในทางกลับกัน KL factor ที่ต่ำคงอยู่ที่บริเวณปลายเปลวไฟ นั่นคือการเผาไหม้อีกครั้งของเขม่าเด่นชัดที่บริเวณนี้ ช่วงการเผาไหม้จะสั้นกว่า และการส่องสว่างของเปลวไฟสว่างกว่าในกรณีของ injection timing ที่เร็วกว่า เพราะว่าความดันในกระบอกสูบในห้องเผาไหม้หลักสูงกว่า



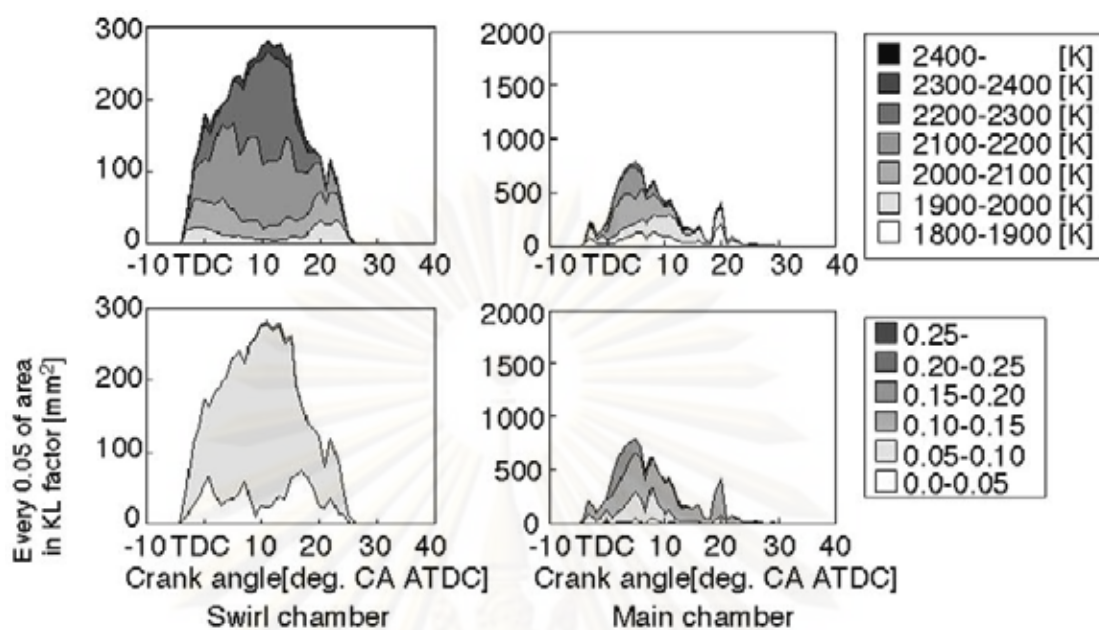
รูปที่ 4-44 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ที่อยู่ภายในห้องเผาไหม้หลัก (Injection timing : $12^{\circ}\text{CA BTDC} - \text{TDC}$) [28]

รูปที่ 4-45 และรูปที่ 4-46 แสดงที่มาของการกระจายอุณหภูมิเปลวไฟในพื้นที่ทุกๆ 100 K และทุกๆ 0.05 ของพื้นที่ใน KL factor ในทั้งห้องเผาไหม้ swirl และห้องเผาไหม้หลัก ในกรณีของช่วงเวลาการจุดจาก 4°BTDC ถึง 8°ATDC และจาก 12°BTDC ถึง TDC ตามลำดับ ในห้องเผาไหม้ swirl บริเวณของอุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2000 K โดยเฉพาะอย่างยิ่งมากกว่า 2200 K จะเด่นชัด แนวโน้มนี้เด่นชัดมากขึ้นในกรณีของ injection timing ที่เร็ว เหตุผลคือความดันในห้องเผาไหม้ swirl สูงกว่าและ ignition delay สั้นกว่า ถ้า injection timing เร็วกว่า ในห้องเผาไหม้หลัก บริเวณของอุณหภูมิเปลวไฟที่สูงลดลง และบริเวณอุณหภูมิเปลวไฟที่ต่ำกว่า 1900 K ซึ่งแทบจะไม่

ปรากฏในห้องเผาไหม้ swirl เกิดขึ้นแม้ว่าจะมี injection timing เพราะว่ามีสถานะทางการทดลอง เป็นไรรภาวะ และลูกสูบเคลื่อนที่จาก TDC ถึง BDC บริเวณที่อุณหภูมิเปลวไฟต่ำใหญ่ขึ้นเมื่อ injection timing หน่วงลง ในห้องเผาไหม้ swirl บริเวณที่ KL factor น้อยกว่า 0.10 ครอบคลุม บริเวณเปลวไฟทั้งหมดโดยไม่ขึ้นกับ injection timing บริเวณที่ KL factor ต่ำกว่า 0.05 ในกรณี ของ injection timing ที่เร็วจะใหญ่กว่าในกรณีของ injection timing ที่ช้า ในห้องเผาไหม้หลัก บริเวณของ KL factor ที่มากกว่า 0.10 ปรากฏโดยไม่ขึ้นกับ injection timing เนื่องจากเป็นช่วง เคลื่อนลงของลูกสูบ บริเวณนี้ในกรณีของ injection timing ที่ช้าจะใหญ่กว่าในกรณีของ injection timing ที่เร็ว



รูปที่ 4-45 การกระจายของพื้นที่ทุก 100 K ของอุณหภูมิเปลวไฟและพื้นที่ทุก 0.05 ของ KL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl ช่วงการฉีด: $4^{\circ}\text{CA} - 8^{\circ}\text{CA BTDC}$ [28]



รูปที่ 4-46 การกระจายของพื้นที่ทุก 100 K ของอุณหภูมิเปลวไฟและพื้นที่ทุก 0.05 ของ KL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl ช่วงการฉีด: 12° CA BTDC – TDC [28]

บทที่ 5

บททวนวรรณกรรม

5.1 งานวิจัยศึกษาวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์

Rothrock [30] ได้ทำการศึกษาการเกิดและการเผาไหม้ของสเปรย์เชื้อเพลิง ในเครื่องยนต์ CI แบบสูบเดี่ยว โดยวิธีการถ่ายภาพโดยตรงในห้องเผาไหม้เป็นครั้งแรกตั้งแต่ปี 1931 ซึ่งมีอุปกรณ์ทดสอบที่ประกอบด้วย เครื่องยนต์ CI แบบสูบเดี่ยว ฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ที่มีห้องเผาไหม้แบบ vertical disk อยู่ในฝาสูบที่มีผนังด้านข้างเป็นกระจกหนา, มอเตอร์ไฟฟ้าสำหรับขับเคลื่อนเครื่องยนต์ และอุปกรณ์สำหรับถ่ายภาพได้ด้วยความเร็ว 2000 เฟรมต่อวินาที โดยในขณะที่มีการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงจากหัวฉีดแต่ยังไม่เกิดการเผาไหม้ (ignition delay) จะมีการใช้แหล่งกำเนิดแสงภายนอกเป็น spark discharge เพื่อให้มองเห็นสเปรย์ หลังจากนั้นจะเกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเองของส่วนผสมผสมอากาศและเชื้อเพลิง โดยจะมีการบันทึกภาพของการเกิดสเปรย์และการเผาไหม้บนฟิล์มถ่ายรูปชุดเดียวกัน แล้วมีการวิเคราะห์การเผาไหม้จากภาพถ่ายโดยตรง

Moore และ Collins [31] ได้ศึกษาการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สูบเดี่ยวแบบ IDI ในปี 1936 ด้วยการวัดความดันทั้งใน prechamber และ main chamber โดยใช้ farnboro electric indicator รวมทั้งศึกษาผลกระทบของตัวแปรทำงานต่างๆที่มีต่อสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1500 rev/min โดยใช้ข้อมูลความดันที่วัดได้เป็นตัวบ่งชี้ถึงประสิทธิภาพการเผาไหม้ ประสิทธิภาพของวัฏจักรและประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์

Ito และคณะ [32] ได้ทำการถ่ายภาพการเกิดและการเผาไหม้ของสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบ swirl chamber ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI สูบเดี่ยว การบันทึกภาพถ่ายทำโดยวิธี direct photography และ schlieren photography พร้อมทั้งทำการวิเคราะห์ข้อมูลเกี่ยวกับการลามของเปลวไฟผ่าน throat โดยวิธี two color method รวมทั้งวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนที่ห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลัก โดยศึกษาเปรียบเทียบในเรื่องตำแหน่งการติดตั้งหัวฉีดซึ่งแบ่งตามทิศทางการฉีด 3 กรณีดังนี้คือ ฉีดแนวรัศมีเข้าที่แกนกลางของ swirl chamber, ฉีดแนวสัมผัสตามทิศทางการไหลวน และฉีดแนวสัมผัสทวนทิศทางการไหลวน

Fujimoto และคณะ [33] ได้ศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ใน swirl chamber ของเครื่องยนต์ IDI แบบสูบเดี่ยว เพื่อเปรียบเทียบระหว่าง swirl chamber ที่ทำจากเซรามิคและเหล็กกล้า โดยวิธีการถ่ายภาพทั้งแบบ direct และ schlieren photography รวมทั้งมีการถ่ายภาพของเขม่าโดยวิธี high-speed laser shadowgraphy พร้อมทั้งมีการวิเคราะห์ flame temperature

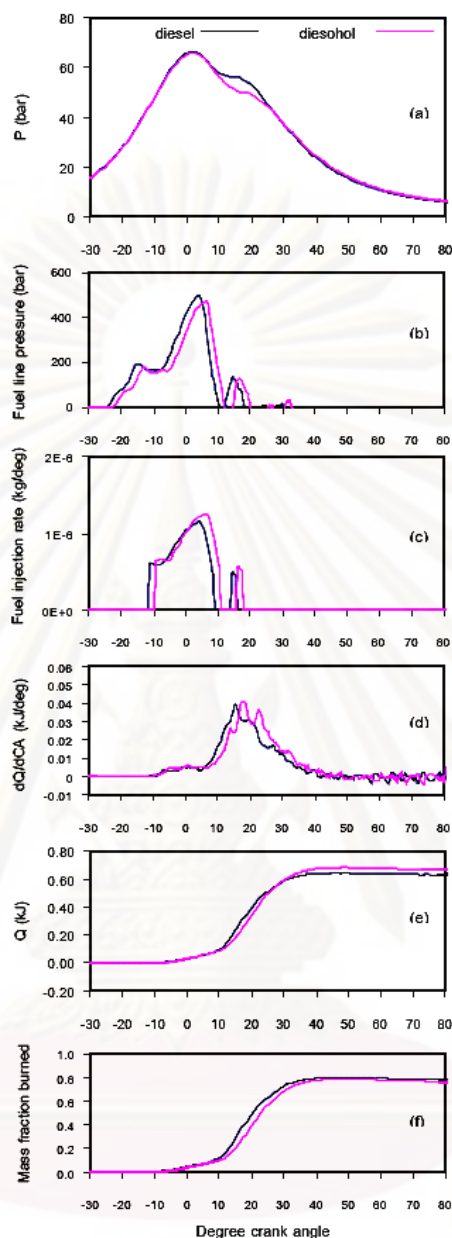
และ KL factor จากภาพถ่ายแบบ direct โดยวิธี two-color method และมีการวัดความดันกระบอกสูบ รวมทั้งวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนด้วย

Hotta และคณะ [34] ได้ทำการศึกษาดังกลไกการลดมลพิษในเครื่องยนต์ IDI โดยวิเคราะห์ภาพถ่ายจากเครื่องยนต์ IDI แบบสูบเดี่ยวที่ทำ optical access ได้ทั้งใน swirl chamber และ main chamber พร้อมกัน โดยใช้ swirl chamber ที่มีผนังเป็น quartz รูปทรงกระบอก ส่วนที่ main chamber จะสังเกตผ่านหัวลูกสูบที่ถูกเปลี่ยนวัสดุเป็น quartz โดยถ่ายรูปลงด้วยกล้องถ่ายภาพความเร็วสูงด้วยวิธี shadow graph ซึ่งสามารถเก็บรูปได้ด้วยอัตราเร็ว 9000 เฟรมต่อวินาที และใช้ tungsten halogen lamp เป็นแหล่งกำเนิดแสงภายนอก ทำให้สังเกตเห็นสเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้

Larsson [18] ได้ทำการศึกษาการเกิดสเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI แบบสูบเดี่ยว ด้วยวิธี direct photography โดยใช้ endoscope-base measurement system และมีการวัด fuel spray penetration, flame lift-off และ flame length รวมทั้งใช้ two-color method ในการคำนวณหา spatial flame temperature ด้วย

Hajime Fujimoto และคณะ [28] ได้ทำการศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบสูบเดี่ยว ชนิด swirl chamber โดยมีผนังของ swirl chamber และหัวลูกสูบเป็น quartz ทำให้ถ่ายภาพโดยตรงในห้องเผาไหม้ทั้งสองได้พร้อมกัน โดยใช้กล้องถ่ายภาพความเร็วสูง แล้วคำนวณโดย two-color method หากการกระจายของ flame temperature และ KL factor โดยทดสอบเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบเดินเบา ไม่มีภาระ เพียงจุดเดียว

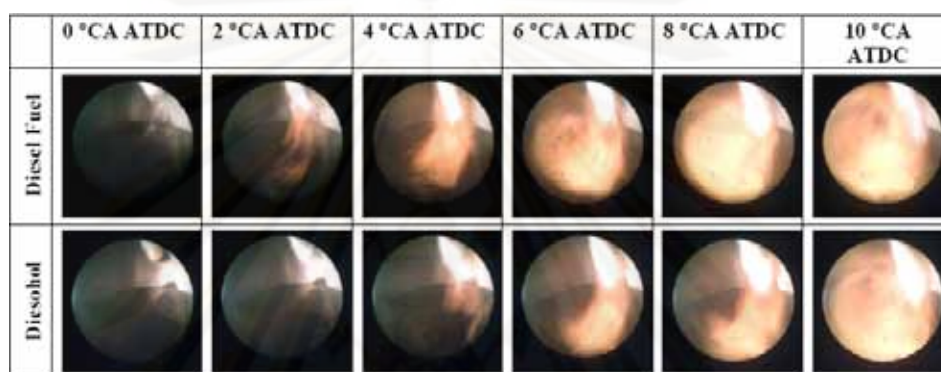
จากงานวิจัยของ คณิต วัฒนวิเชียร [35] ได้มีการวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล และเชื้อเพลิงดีโซฮอลล์ ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลวงหน้า โดยวิเคราะห์จากการเก็บข้อมูลความดันในกระบอกสูบ (In-cylinder pressure) และความดันท่อจ่ายน้ำมัน (Fuel line pressure) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ เพื่อคำนวณหาอัตราการปล่อยความร้อน (Heat release rate) อัตราการฉีดเชื้อเพลิง (Fuel injection rate) และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ (Mass fraction burn) ซึ่งผลที่ได้แสดงดังรูปที่ 5-1



รูปที่ 5-1 (a) In-cylinder pressure, (b) Fuel line pressure, (c) Fuel injection rate, (d) Heat release rate, (e) Net heat release, (f) Mass fraction burned ที่ 2250 rev/min, 80 Nm [35]

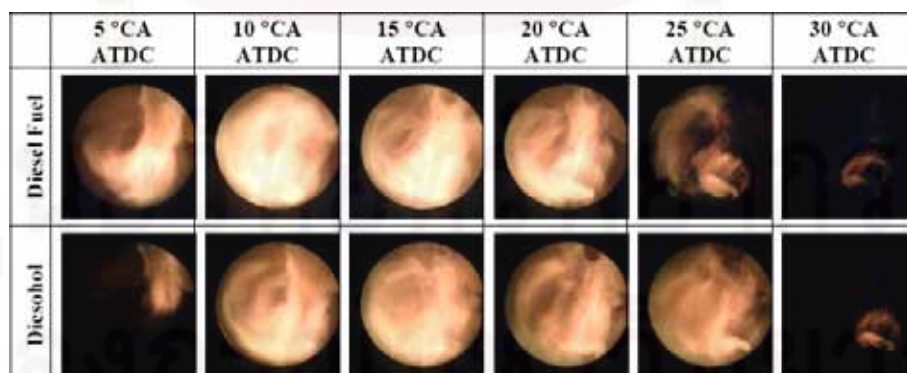
ในงานวิจัยนี้เมื่อเก็บค่าความดันในกระบอกสูบ และความดันท่อจ่ายน้ำมัน แล้วนำมาวิเคราะห์ในเรื่องการเผาไหม้ จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง จุดเริ่มต้นและสิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ทั้งหมด โดยพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลมีจุดเริ่มต้นในการฉีดเชื้อเพลิงช้ากว่าเชื้อเพลิงดีเซล ที่จุดทำงานเดียวกัน ขณะที่ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดใกล้เคียงกัน และระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลจะยาวกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

งานวิจัยถัดมาของ คณิต วัฒนวิเชียร และคณะ [36] ได้มีการวิเคราะห์เปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเครื่องยนต์ดีเซล เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีโซฮอล โดยใช้เครื่องมือ AVL Engine Visioscope ซึ่งมี Endoscope และกล้อง CCD camera เก็บภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ซึ่งผลที่ได้นำมาวิเคราะห์ในเรื่องของรูปแบบสเปรย์ ทั้งในเรื่องของแกนสเปรย์ มุมของสเปรย์ และ Spray Penetration แสดงดังรูปที่ 5-2

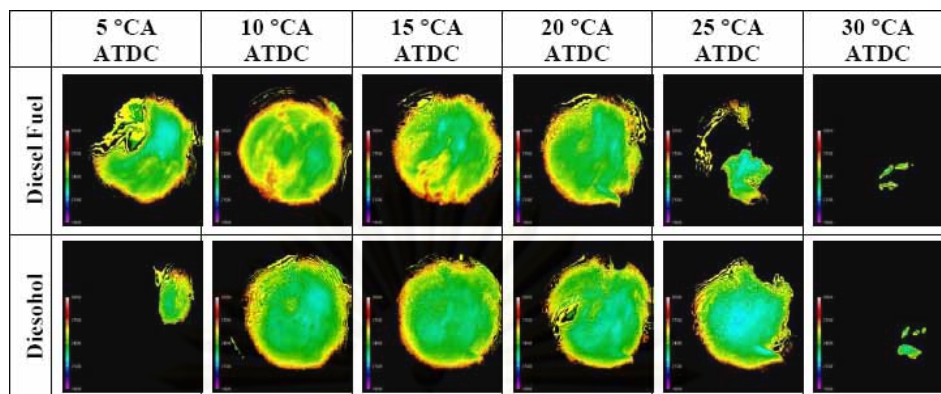


รูปที่ 5-2 ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอลที่ 2000 rev/min, 30 Nm [36]

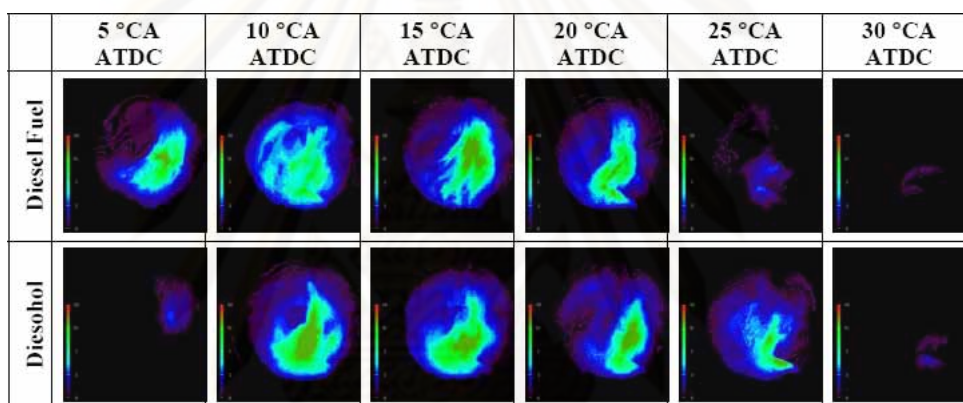
นอกจากนั้นภาพที่ได้จากปรากฏการณ์การเผาไหม้ ยังสามารถวิเคราะห์ในเรื่องเปลวไฟ ทั้งจุดเริ่มต้นและสิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ดังรูปที่ 5-3 ในส่วนของอุณหภูมิเปลวไฟ และเขม่า (Soot Distribution) วิเคราะห์โดยใช้โปรแกรม Thermovision ของ AVL ซึ่งโปรแกรมนี้ใช้หลักการ Two-color method ในการวิเคราะห์ผลที่ได้แสดงในรูปที่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



รูปที่ 5-3 ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอลที่ 2000 rev/min, 30 Nm [36]



รูปที่ 5-4 ภาพของอุณหภูมิเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอลที่ 2000 rev/min, 30 Nm [36]

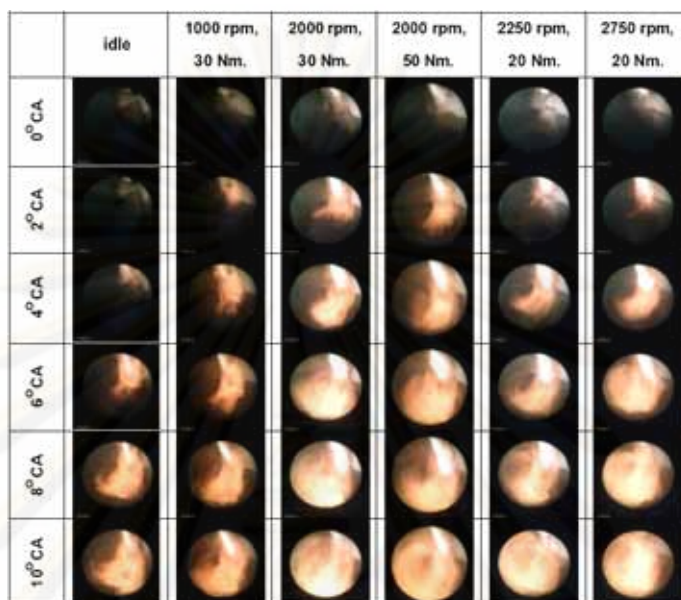


รูปที่ 5-5 ภาพของ Soot distribution ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอลที่ 2000 rev/min, 30 Nm [36]

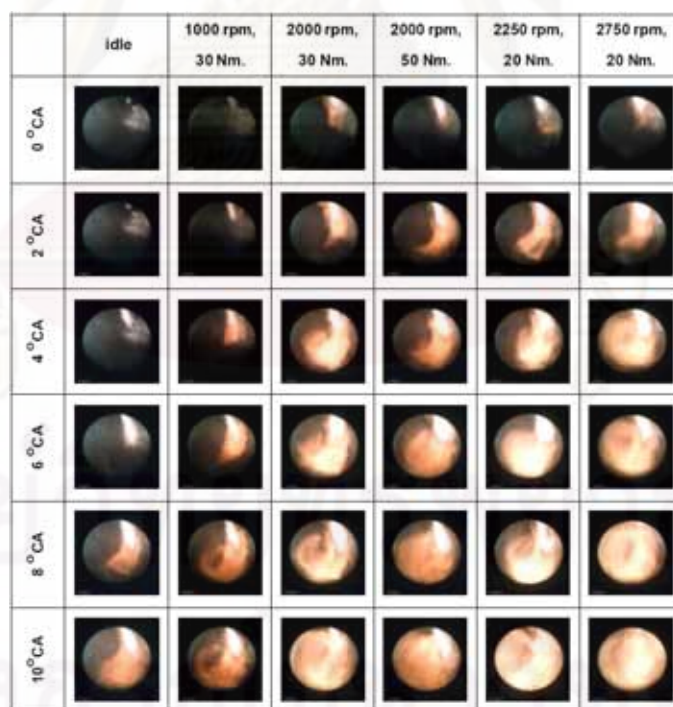
จากการศึกษานี้แสดงถึงผลกระทบที่เกิดจากการใช้เชื้อเพลิงดีโซฮอล โดยพบว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีโซฮอลจะให้มุมสเปรย์ที่กว้างกว่าและมี Spray Penetration ที่ยาวกว่า เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล ในส่วนการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีโซฮอลจะเริ่มต้นการเผาไหม้ช้ากว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล และระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้นานกว่าเชื้อเพลิงดีเซล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

นอกจากนี้ มีงานวิจัยเกี่ยวกับการเปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซลของ คณิต วัฒนวิเชียร [37] ได้มีการวิเคราะห์เปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์ การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ของเครื่องยนต์ดีเซล เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล โดยใช้เครื่องมือ AVL Engine Visioscope เช่นกัน ซึ่งมี Endoscope และกล้อง CCD camera เก็บภาพปรากฏการณ์ การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ซึ่งผลที่ได้นำมา

วิเคราะห์ในเครื่องของรูปแบบสเปรย์ ทั้งในเครื่องของแกนสเปรย์ มุมของสเปรย์ และ Spray Penetration แสดงดังรูปที่ 5-6 และรูปที่ 5-7

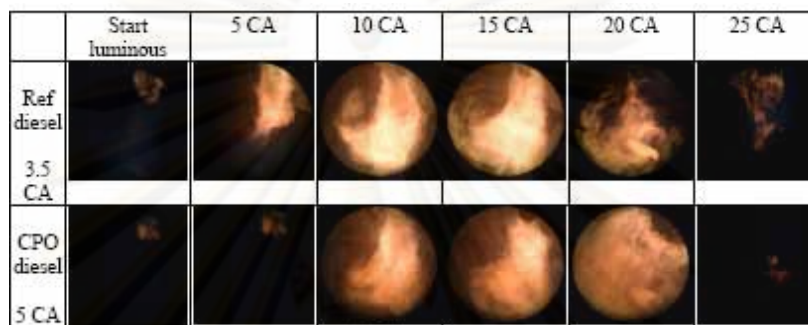


รูปที่ 5-6 ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซล [37]

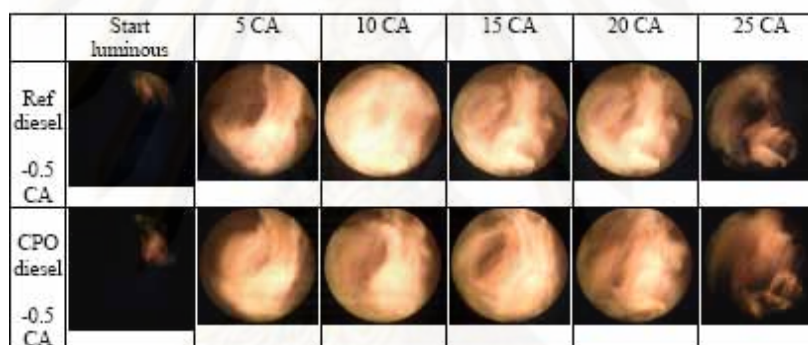


รูปที่ 5-7 ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล [37]

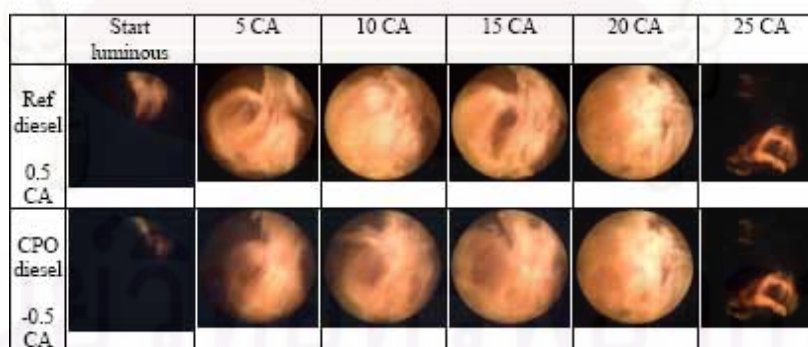
นอกจากนั้นภาพที่ได้จากปรากฏการณ์การเผาไหม้ ยังสามารถวิเคราะห์ในเรื่องเปลวไฟ ทั้งจุดเริ่มต้นและสิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ดังรูปที่ 5-8 ในส่วนของอุณหภูมิ เปลวไฟ และเขม่า (Soot Distribution) วิเคราะห์โดยใช้โปรแกรม Thermovision ของ AVL ซึ่ง โปรแกรมนี้ใช้หลักการ Two-color method ในการวิเคราะห์ซึ่งผลได้แสดงในรูปที่ 5-9 และรูปที่ 5-10



(a) Idle



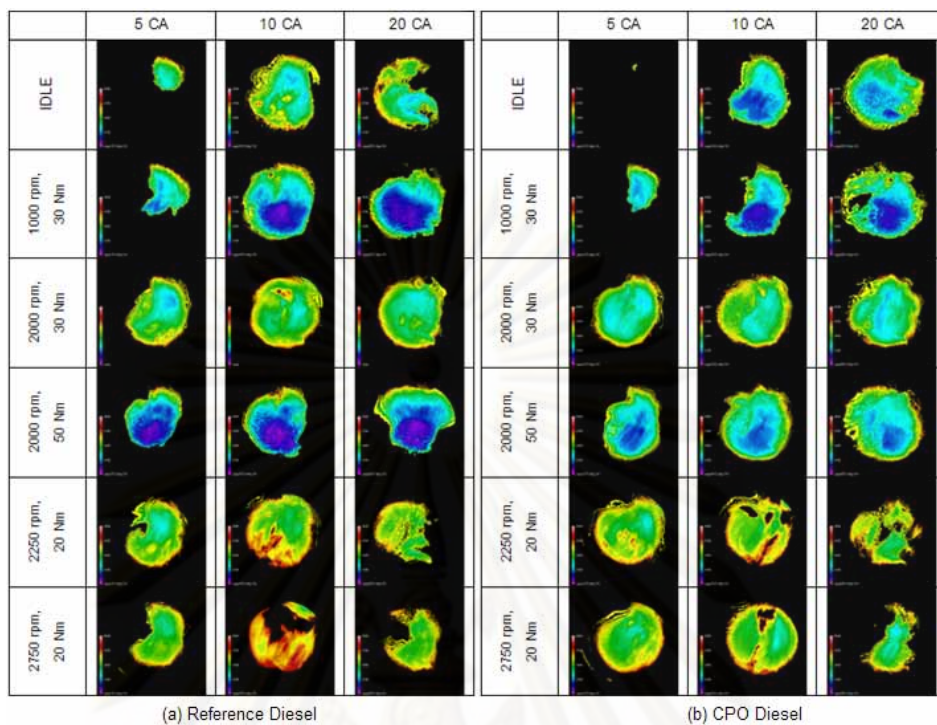
(b) 2000 rpm-30Nm



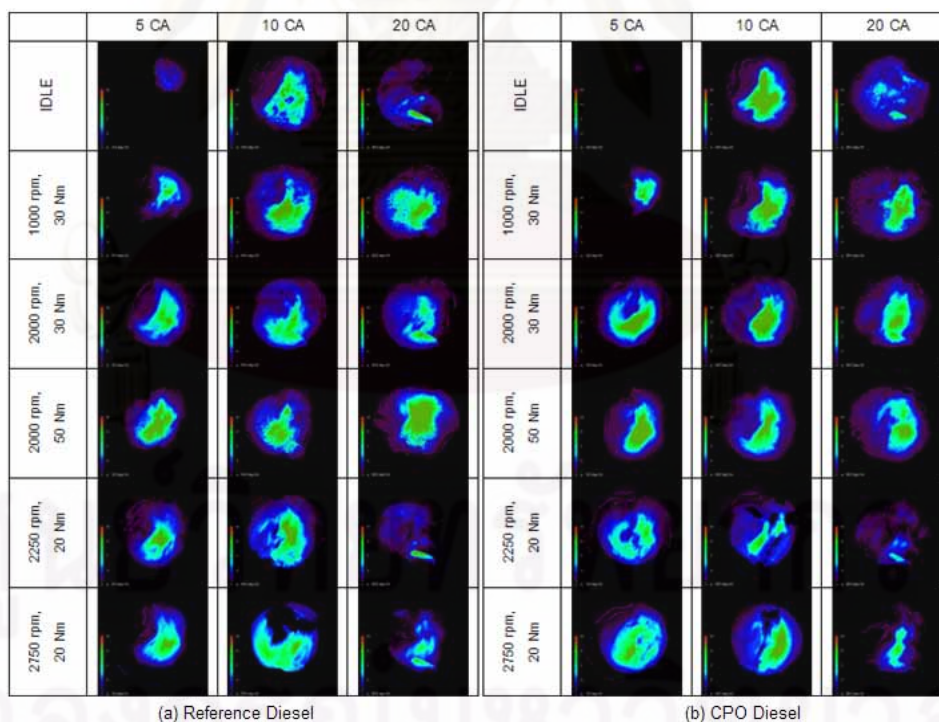
(c) 2000-50Nm

รูปที่ 5-8 ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล

(a) รอบเดินเบา (b) 2000 rev/min, 30 Nm (c) 2000 rev/min, 50 Nm [37]



รูปที่ 5-9 คุณภาพเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล [37]



รูปที่ 5-10 Soot distribution ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล [37]

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

ปี 2548 ทางจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดย คณิต วัฒนวิเชียร และ สุพิชฌ์ ไตรภพภูมิ [38] ได้ศึกษา เปรียบเทียบผลของการใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล (น้ำมันปาล์มดิบ 10% ผสมน้ำมันดีเซล 90% โดยปริมาตร) ต่อการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้าแบบมีอากาศหมุน โดยทดสอบกับเครื่องยนต์ Ford Ranger รุ่น WL81 ขนาด 2.499 ลิตร พบว่าการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลให้แรงบิดและกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเล็กน้อย เนื่องจากมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากกว่าดีเซล แต่ประสิทธิภาพต่ำกว่าดีเซลตลอดทุกช่วงภาระ โดยที่ความเร็วรอบต่ำอุณหภูมิไอเสียของปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซลเล็กน้อย และความแตกต่างนี้จะมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซลเล็กน้อย แต่อัตราการปล่อยความร้อนและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ต่ำกว่าดีเซล ในส่วนของการศึกษาภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ลว่งหน้าพบว่าสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีระยะพุ่งสเปรย์ยาวกว่าและมุมสเปรย์กว้างกว่าดีเซลเล็กน้อย องค์การฉีดปาล์มดิบดีเซลจะฉีดก่อนดีเซลเล็กน้อย โดยในช่วงความเร็วรอบต่ำจะมีช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดยาวกว่าดีเซล แต่มีแนวโน้มใกล้เคียงกันเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ขณะที่ช่วงเวลากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสองจะใกล้เคียงกัน ซึ่งจากการวิเคราะห์ด้วย Two-color Method พบว่าปาล์มดิบดีเซลให้อุณหภูมิเปลวไฟต่ำกว่าดีเซล แต่มีการแจจแจงความเข้มชั้นของเขม่าใกล้เคียงกัน โดยปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่สังเกตได้จากการวิเคราะห์ภาพถ่ายนี้เป็นไปในทิศทางสอดคล้องกับอัตราการปล่อยความร้อนที่วิเคราะห์จากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ ซึ่งพฤติกรรมกการเผาไหม้ทั้งสองเชื้อเพลิงไม่มีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญ

ในปี 2008 งานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดย คณิต วัฒนวิเชียร และ จักรกฤษ ตั้งรัตนโสภณ [39] เป็นการศึกษาเปรียบเทียบผลของการใช้เชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือก (น้ำมันเตา 30 % ผสม เคโรซีน 70 % โดยปริมาตร) ต่อการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า โดยทดสอบกับเครื่องยนต์ Kubota รุ่น RT 120 ขนาด 0.624 ลิตร โดยแบ่งงานออกเป็น 3 ส่วน คือส่วนแรก การหาสมรรถนะของเครื่องยนต์ ส่วนที่สองคือ การวิเคราะห์ผลจากการวัดข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด แล้ววิเคราะห์หาอัตราการฉีดเชื้อเพลิง, ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด อัตราการปล่อยความร้อน, การปล่อย

ความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ ส่วนที่สาม คือ การศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ของสเปร์ย์เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า จากภาพที่ถ่ายด้วยระบบ Engine Visioscope ตลอดจนการวิเคราะห์การแจกแจงความน่าจะเป็นของปรากฏการณ์เปลวไฟ การเปรียบเทียบผลการศึกษปรากฏการณ์การเผาไหม้กับผลการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

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

งานวิจัยในประเทศไทย โดยงานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ปี 2007 โดย Phan Minh Duc [40] มีวัตถุประสงค์ที่จะศึกษาผลของการใช้ไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงช่วยจุดระเบิดในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วม เพื่อนำมาวิเคราะห์เปรียบเทียบหาประสิทธิภาพการเปลี่ยนแปลงพลังงาน การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวม ปริมาณการทดแทนดีเซล การปลดปล่อยความร้อนสุทธิ รวมทั้งภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ ความน่าจะเป็นของเปลวไฟ อุณหภูมิการเผาไหม้ ปริมาณ soot ในเปลวไฟ ปรากฏว่าการใช้ทั้งดีเซลและปาล์มไบโอดีเซล(Palm Methyl Ester, PME) เครื่องยนต์เดินเรียบปราศจากการน็อกทุกจุดที่ทำการทดสอบและทุกค่าส่วนผสมของ LPG จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ของ LPG-PME จะเร็วกว่าเนื่องมาจากผลของการฉีดที่เร็วขึ้นจากผลของ bulk modulus และความหนืดที่สูงกว่าของ PME โดยทั้ง LPG-ดีเซล และ LPG-PME มีช่วงเวลาการเผาไหม้ที่สั้นลงเมื่อเปรียบเทียบกับ การเผาไหม้ของดีเซล เป็นผลให้อุณหภูมิไอเสียมีค่าต่ำลง และทำให้จุดกึ่งกลางของการปลดปล่อยความร้อนเลื่อนเข้าหาศูนย์ตายบนมากขึ้น เนื่องจากอิทธิพลของค่าความร้อนและคุณสมบัติการระเหยที่ต่ำกว่าดีเซลของ PME จะมีความแปรปรวน

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

5.2 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

Rolf Egnell [41] ได้ทำการศึกษาการปล่อยความร้อนและการเกิด NO_x ในเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ DME เป็นเชื้อเพลิง โดยมีเงื่อนไขในการฉีดเชื้อเพลิงเป็นตัวแปรควบคุมสำหรับเชื้อเพลิง DME และน้ำมันดีเซล กล่าวคือ ระบบการฉีดเชื้อเพลิง (CR) ความดันในการฉีดที่ 270 bar และช่วงเวลาในการฉีดของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดเหมือนกัน อย่างไรก็ตามการทดลองนี้ได้มีการปรับขนาดของหัวฉีดเพื่อให้ได้ปริมาณเชื้อเพลิงและคุณสมบัติทางกายภาพที่เหมือนกัน นอกจากนี้การทดลองได้ถูกออกแบบให้มีจุดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ตำแหน่งเดียวกันและเปลี่ยนจุดสิ้นสุดการฉีด เพื่อศึกษาปริมาณ NO_x และมลภาวะที่ภาวะสูงสุดของเครื่องยนต์ในแต่ละสถานะของการเผาไหม้ โดยที่อัตราการปล่อยความร้อนได้ถูกนำมาเป็นพารามิเตอร์ในแบบจำลองการเผาไหม้แบบ zero-dimensional multizone ในการคำนวณค่า NO_x ต่อไป จากการทดลอง พบว่ากราฟอัตราการปล่อยความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดมีลักษณะเหมือนกัน แต่เชื้อเพลิงดีเซลปล่อย CO, HC และปริมาณเขม่ามากกว่าเมื่อเทียบกับ DME และผลจากการคำนวณโดยใช้แบบจำลอง zero-dimensional multizone พบว่า อัตราส่วนสมมูลอากาศต่อเชื้อเพลิงค่อนข้างสูง ($\phi > 1$) และมีค่าเท่ากันสำหรับเชื้อเพลิงทั้งสองชนิด

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

Gisoo Hyun และคณะ[42] ได้มุ่งเน้นที่จะศึกษาการปรับปรุง plant oil เพื่อใช้เป็นเชื้อเพลิงทางเลือกแทนเชื้อเพลิงดีเซล ทั้งนี้ plant oil ยังคงมีข้อจำกัดในแง่ของสมรรถนะของเครื่องยนต์และการปล่อยมลพิษเนื่องจากค่าความหนืดที่สูงและค่าการระเหยที่ต่ำของ plant oil การทดลองนี้เริ่มจากการหาค่าอัตราส่วนผสมที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุด (50:50) โดยวิเคราะห์

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

S.C. Sorenson และ Svend-Erik Mikkelsen [43] ได้ทำการศึกษาถึงการนำ DME ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดไม่มีเทอร์โบชาร์จเจอร์ โดยมีการดัดแปลงระบบเชื้อเพลิงบางส่วนจากการศึกษาพบว่า DME ให้ผลของการเผาไหม้ สมรรถนะของเครื่องยนต์ และการปล่อยของไอเสียอยู่ในเกณฑ์ที่น่าพอใจ โดยที่ DME ปล่อยปริมาณ NO_x คาร์บอนและเสียงที่ต่ำกว่าดีเซล ณ จุดทำงานของเครื่องยนต์ที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากัน นอกจากนี้ยังพบว่าการนำไอเสียกลับมาใช้ใหม่สามารถลดปริมาณ NO โดยไม่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนและคาร์บอนจากการทดสอบความทนทานของเครื่องยนต์พบว่า บีบีฉีดเชื้อเพลิงดีเซลสามารถใช้กับเชื้อเพลิง DME ได้มากกว่า 500 ชั่วโมง

ในปี 2007 สำหรับงานวิจัยของ Constantine Arcoumanis และคณะ [44] พบว่า DME นั้นเหมาะสำหรับใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลเนื่องจากมีค่าซีเทนที่สูงและมีค่าอุณหภูมิของ Auto Ignition ต่ำ ซึ่งการเผาไหม้มีเขม่าน้อยมาก (Soot Free) เนื่องจากมี Carbon เป็นส่วนประกอบน้อยและมี Oxygen เป็นส่วนประกอบ แต่ควรมีการปรับปรุงวัสดุที่ใช้ทำ seal เพื่อป้องกันการกัดกร่อน โดยเปลี่ยนมาใช้ Poly-Tetrafluoroethylene (PTFE) และปรับปรุงเรื่องการหล่อลื่นเนื่องจาก DME มีค่าคุณสมบัติการหล่อลื่นที่ต่ำ แต่สิ่งที่ควรระวังคือช่องของการติดไฟนั้นมีค่ากว้าง จึงต้องมีการระมัดระวังในการใช้เป็นพิเศษ

สำหรับงานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย [45] พบว่าการนำ DME มาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงนั้นสามารถใช้กับชุดปั๊มเชื้อเพลิงมาตรฐานได้ โดยสิ่งที่ต้องกระทำเพิ่มเติมคือระบบจ่ายเชื้อเพลิงซึ่งต้องมีการใช้ท่อความดันสูง และถังเก็บเชื้อเพลิงที่สามารถทนความดันสูงได้ การที่จะป้องกันปัญหา Vapor Lock ในระบบเชื้อเพลิงนั้นต้องใช้ความดันอัด DME ประมาณ 3 MPa โดยใช้แก๊ส Nitrogen ใช้สร้างความดันให้ระบบเชื้อเพลิง ซึ่งจากการทดสอบตอนแรกพบว่า ปั๊มขับเชื้อเพลิงมาตรฐานไม่สามารถสร้างแรงดันในระบบเชื้อเพลิงให้ชนะแรงดันยกของหัวฉีดได้ เนื่องจากคุณสมบัติการอัดตัวได้ของ DME มีค่าสูงและหัวฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ชนิดฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงนั้นมีค่าแรงดันยกหัวฉีด (Opening Pressure) ที่สูง จึงต้องมีการปรับค่า Pre Load ของหัวฉีด ซึ่งกระทำโดยการเปลี่ยนแหวนรองสปริงภายในหัวฉีด และจากการทดสอบนั้นพบว่า DME ไม่มีคาร์บอนจากการเผาไหม้ ซึ่งค่าคาร์บอนที่วัดได้จาก Smoke Meter นั้นมีค่าต่ำ จึงสามารถกล่าวได้ว่า DME เป็น

เชื้อเพลิงปราศจากควันดำ (Smoke Free) สำหรับที่ภาระสูงสุดลักษณะการเผาไหม้มีพฤติกรรมใกล้เคียงกับดีเซล แต่สามารถทำแรงบิดเบรกได้เพียงครั้งหนึ่ง โดย DME สามารถทำแรงบิดเบรกได้ 19.7 Nm ที่ 1150 rpm และมีแรงบิดเบรกสูงสุด 23 Nm ที่ 2000 rpm ซึ่งเป็นผลมาจากค่าความร้อนของเชื้อเพลิงที่มีค่าเพียง 28.43 MJ/kg ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงนั้น พบว่า DME มีช่วงเวลาการฉีดเชื้อเพลิงที่นานกว่าและมีค่าความดันในระบบจ่ายเชื้อเพลิงต่ำกว่าดีเซล

Ho Teng และคณะ [46] ได้ทำการศึกษาผลกระทบของความหนืดของ DME เหลวต่ออุณหภูมิและความดัน พบว่าความหนืดของ DME เหลวที่ -40 °C เป็น 0.37 cSt และลดลงมาที่ 0.17 cSt ที่ 80 °C สำหรับสถานะ subcooled liquid ความหนืดแปรผันตรงกับความดัน ณ อุณหภูมิใดๆ กล่าวคือ ที่อุณหภูมิ 20°C subcooled liquid เป็น 0.23 cSt ที่ 5.3 bar และเพิ่มขึ้นเป็น 0.33 cSt ที่ 500 bar ผลของค่าความหนืดและความดัน สอดคล้องกับค่าที่ได้จากการวัด นอกจากนี้ยังพบว่า แอลกอฮอล์จำพวก long-chain แบบมีขี้ผึ้ง และกรดไขมันที่มีค่า $C_{15} - C_{22}$ สามารถเป็นสารเพิ่มความสามารถในการหล่อลื่นที่ดี และพบว่าการเติม castor oil เพียง 1%โดยมวล สามารถเพิ่มความสามารถในการหล่อลื่นของ DME เมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล

ในปี 2008 งานวิจัยของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย โดย คณิต วัฒนวิเชียร และ วาทีต ตั้ง พิสิฐโยธิน [47] เป็นการประยุกต์ใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลของสัดส่วนการผสมระหว่าง DME กับ ปาล์มไบโอดีเซลที่มีต่อสมรรถนะ และปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยทดสอบกับเครื่องยนต์ Kubota รุ่น RT120 IDI ขนาด 0.624 ลิตร ซึ่งจะทำทดสอบ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME แล้วทำการบันทึกข้อมูลสมรรถนะและความดันในกระบอกสูบเพื่อวิเคราะห์พฤติกรรมการเผาไหม้ ผลที่ได้จากงานวิจัยนี้แบ่งการนำเสนอออกเป็น 2 ส่วน กล่าวคือ ส่วนแรกแสดงผลด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้ปาล์มไบโอดีเซลเปรียบเทียบกับกรณีใช้ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME และส่วนที่สองแสดงผลปรากฏการณ์การเผาไหม้ของ DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลที่สัดส่วน 50%DME, 40%DME และ 30%DME จากผลการศึกษาวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบและความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด รวมทั้งวิเคราะห์อัตราการฉีดเชื้อเพลิง ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

จากผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุดพบว่า เมื่อมีการผสม DME ลงในปาล์มไบโอดีเซล แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้ปาล์มไบโอดีเซลจะมีค่าต่ำลง โดยจะมีค่าต่ำลงตามสัดส่วนการผสม DME ที่เพิ่มขึ้น ส่วนค่าควันดำที่สภาวะภาระสูงสุดจะลดลงตามสัดส่วนการผสม

DME ที่เพิ่มขึ้น โดยสัดส่วน 50%DME มีค่าควันท่ำต่ำที่สุด ที่สภาวะภาวะบางส่วนโดยภาพรวมพบว่า ที่สัดส่วน 30%DME และ 40%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดต่ำกว่าการใช้ปาล์มไบโอดีเซล โดยสัดส่วน 40%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะต่ำที่สุดต่ำกว่าสัดส่วน 30%DME เล็กน้อย และที่สัดส่วน 50%DME มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะสูงสุดสูงกว่าการใช้ปาล์มไบโอดีเซล อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาวะบางส่วนจะสูงขึ้นตามสัดส่วน DME ที่สูงขึ้น ส่วนค่าควันท่ำที่สภาวะภาวะบางส่วนมีแนวโน้มเดียวกับที่สภาวะภาวะสูงสุด จากผลการทดสอบและวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้พบว่าความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของสัดส่วน 30%DME กับ 40 %DME มีค่าใกล้เคียงกัน และมีแนวโน้มสูงกว่า 50%DME การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า โดยที่สัดส่วน 50%DME มีแนวโน้มในการสร้างแรงดันการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด ในขณะที่สัดส่วน 30%DME และ 40%DME มีแนวโน้มในการสร้างแรงดันการฉีดเชื้อเพลิงใกล้เคียงกันและมีแนวโน้มในการสร้างแรงดันการฉีดเชื้อเพลิงก่อนสัดส่วน 50%DME ประมาณ 0.4-2.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้าขึ้น โดย 30%DME และ 40%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ใกล้เคียงกัน ส่วน 50%DME มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้ากว่า 30%DME และ 40%DME ประมาณ 0.4-1.6 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้า โดย 50%DME มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด ส่งผลให้มีอุณหภูมิไอเสียสูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบสมรรถนะ การปล่อยความร้อนสุทธิของสัดส่วน 50%DME มีแนวโน้มสูงที่สุด และสัดส่วน 30%DME มีการปล่อยความร้อนสุทธิต่ำที่สุด การเพิ่มสัดส่วน DME มีผลทำให้จุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนห่างจากจุดศูนย์กลางเบนมากขึ้น โดย 30%DME มีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนใกล้จุดศูนย์กลางเบนมากที่สุด ส่วน 50%DME มีจุดศูนย์กลางการปล่อยความร้อนห่างจากจุดศูนย์กลางเบนมากที่สุด สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของสัดส่วน 40%DME มีค่าสูงที่สุด โดยสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ของสัดส่วน 30%DME และ 50%DME มีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งกล่าวได้ว่าสอดคล้องกับประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก

ผลการวิจัยนี้สรุปได้ว่า การนำ DME มาผสมปาล์มไบโอดีเซลสามารถนำมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลได้ และพบว่า หากนำเครื่องยนต์รุ่นที่ใช้ในการวิจัยนี้ไปใช้งานทั่วไประสิทธิภาพของสัดส่วน 40%DME มีความเหมาะสมที่สุด เนื่องจากมีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุด

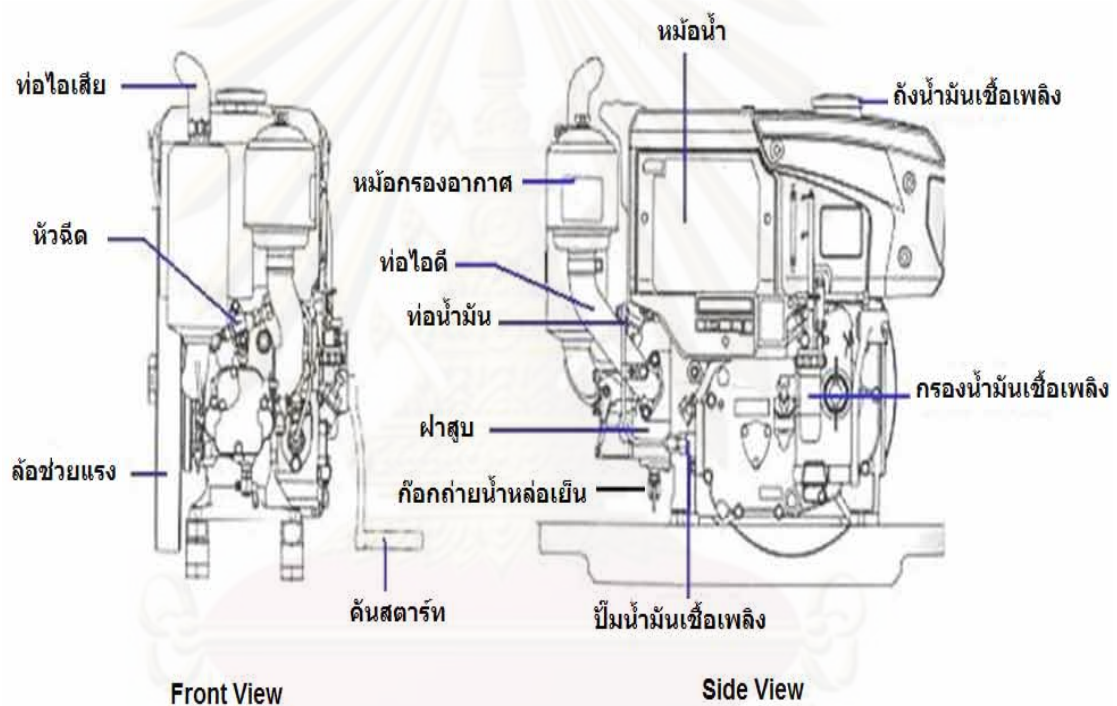
บทที่ 6

อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย

6.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

6.1.1 เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ

เครื่องยนต์ที่ถูกดัดแปลงให้เป็นเครื่องยนต์ทดสอบเป็นเครื่องยนต์ CI ชนิด IDI ยี่ห้อ Kubota รุ่น RT-120 ดังแสดงในรูปที่ 6-1 โดยแสดงข้อมูลทางเทคนิคในตารางที่ 6-1



รูปที่ 6-1 เครื่องยนต์ทดสอบ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 6-1 ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ [48]

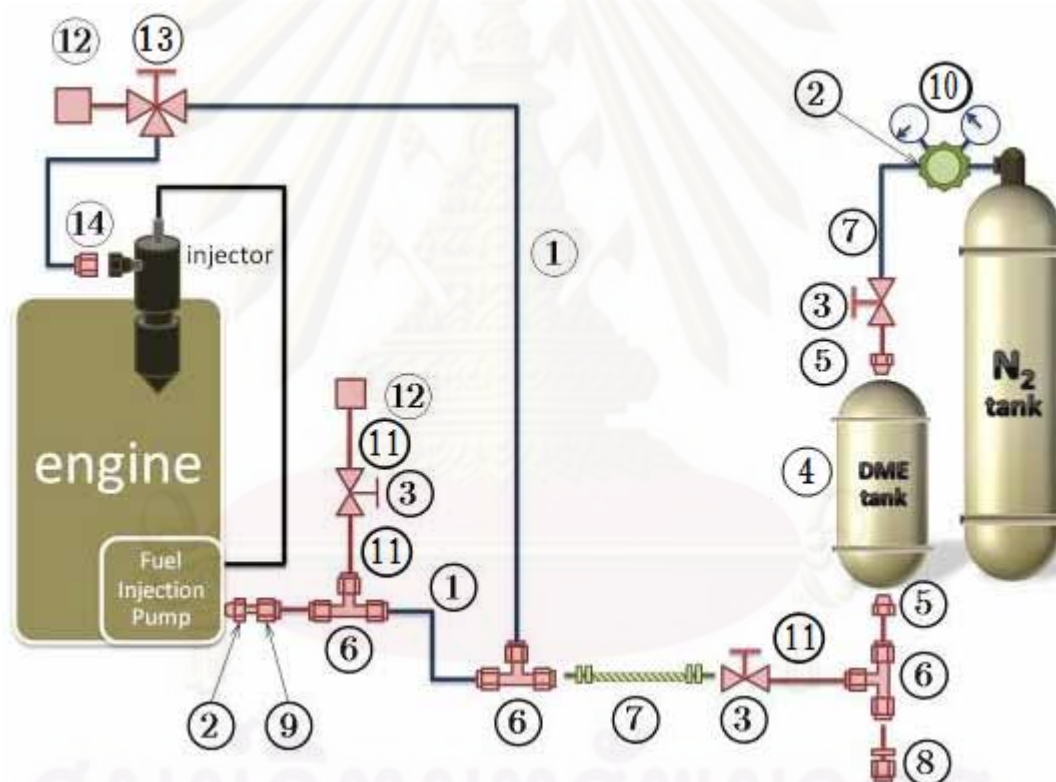
เครื่องยนต์	Kubota
รุ่น	RT120
ชนิด	Single cylinder (ลูกสูบเคลื่อนที่ในแนวนอน)
ระบบห้องเผาไหม้	Swirl chamber (IDI)
ϕ กระบอกสูบ (bore)	94 mm.
ช่วงชัก (stroke)	90 mm.
ปริมาตรกระบอกสูบ	624 cc.
แรงม้าสูงสุด	12 hp / 2400 rpm
แรงบิดสูงสุด	4.0 kg-m / 1600 rpm
อัตราส่วนกำลังอัด	21 : 1
หัวฉีด	ประเภท: เข็มบานปลาย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

ศูนย์วิทยุทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

6.1.2 อุปกรณ์ชุดทนความดันสูง (High Pressure Set)

เนื่องจากระบบที่ทำการทดลองจำเป็นต้องใช้แก๊สไนโตรเจนระดับความดันสูงเพื่อให้ความดัน DME มีสถานะเป็นของเหลวตลอดกระบวนการทดสอบภายในท่อส่งเชื้อเพลิง จึงทำให้ท่อส่งเชื้อเพลิงของระบบ (Fuel Line) ต้องรับแรงดันมากกว่า 3 MPa การใช้อุปกรณ์มาตรฐาน เช่น ท่อยาง จะทำให้ไม่สามารถทนแรงดันได้ ดังนั้นต้องปรับปรุงระบบอุปกรณ์ส่งเชื้อเพลิง เป็นท่อทนความดันสูงซึ่งสามารถทนความดันได้มากกว่า 15 MPa โดยอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงที่นำมาใช้ในวิทยานิพนธ์นี้เป็นอุปกรณ์ยี่ห้อ Swagelok ดังรูปที่ 6-2 แสดงแผนผังการติดตั้งอุปกรณ์ชุดทนความดันสูง โดยมีรายละเอียดอุปกรณ์ดังตารางที่ 6-2 และได้แสดงรายละเอียดของอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงอย่างละเอียดไว้ในภาคผนวก ข



รูปที่ 6-2 แผนผังการติดตั้งอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงยี่ห้อ Swagelok

ตารางที่ 6-2 รายละเอียดอุปกรณ์ชุดทนความดันสูงยี่ห้อ Swagelok

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

จากแผนผังท่อ DME จะวิ่งเข้าปั๊มและผ่านไปยังหัวฉีด โดยมีท่อนำ DME ย้อนกลับไปยังปั๊มอีกครั้ง โดยท่อที่ใช้เป็นท่อส่งเชื้อเพลิง ต้องเป็นท่อที่สามารถทนความดันได้มากกว่า 3 MPa ซึ่งไม่สามารถใช้อุปกรณ์มาตรฐานที่ติดมากับเครื่องยนต์ได้

6.1.3 อุปกรณ์วัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง จะนำถังน้ำมันเชื้อเพลิงวางไว้บนตาชั่ง ซึ่งตาชั่งสามารถรับน้ำหนักได้ 60 กิโลกรัม มีความละเอียด 2 กรัม ดังรูปที่ 6-3 และใช้นาฬิกาจับเวลาเพื่อจับเวลาน้ำหนักเชื้อเพลิงที่เปลี่ยนแปลง



รูปที่ 6-3 อุปกรณ์การวัดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

ตารางที่ 6-3 ข้อมูลทางเทคนิคของตาชั่งที่ใช้วัดอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

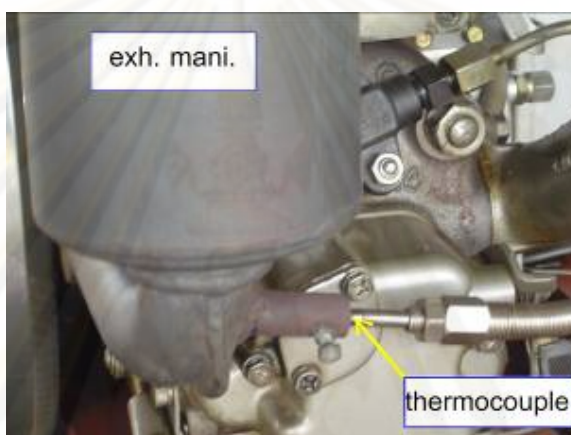
Model	JADEVER JWA - 60K
Capacity	60 kg.
Resolution	2 g
Internal Resolution	1/600000
Pan size	320 x 240 mm
Sensitivity Drift	20 ppm / °C (5-35 °C)
Operating Temperature	-5 °C-40 °C
Display	LCD with backlight, 7 digits
Power	110, 120, 220, 240VAC±10%, rechargeable battery for 60 hours
Dimension	390L x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

6.1.4 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

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

ตัวแปรอุณหภูมิการทำงานที่ทำการวัดมีดังนี้

ก. **อุณหภูมิไอเสีย** โดยใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด Type K (Chromel-Alumel, CA) การวัดอุณหภูมิไอเสียได้ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ที่ท่อไอเสียหลังจากออกจากห้องเผาไหม้ประมาณ 10 เซนติเมตร ดังรูปที่ 6-4



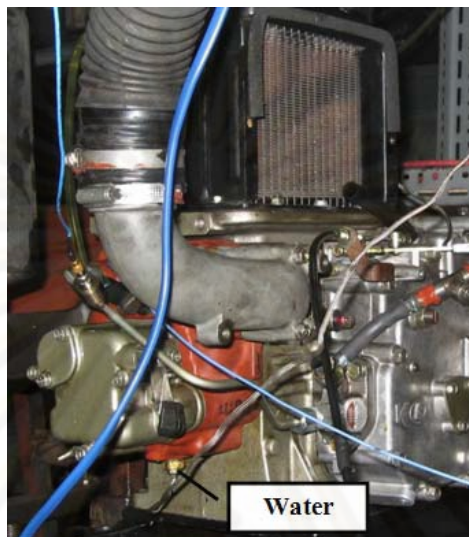
รูปที่ 6-4 ตำแหน่งเทอร์โมคัปเปิลที่ท่อไอเสีย

ข. **อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น** จะติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลชนิด Type K (Chromel-Alumel, CA) ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.65 มม. ไว้ภายในตัวกรองน้ำมันหล่อลื่น โดยตัวกรองน้ำมันหล่อลื่น แะอยู่ในอ่างน้ำมันหล่อลื่นตลอดเวลาเช่นเดียวกับเทอร์โมคัปเปิล แสดงดังรูปที่ 6-6



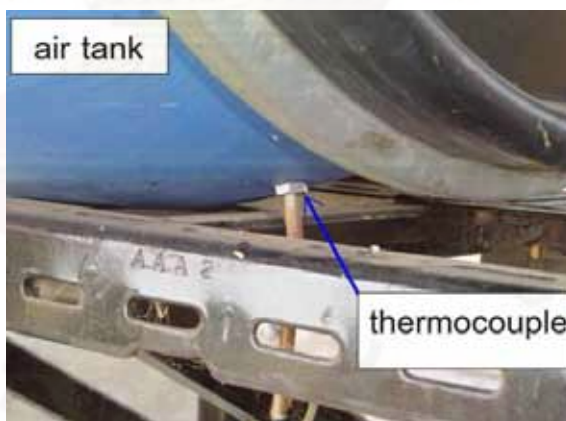
รูปที่ 6-5 การติดตั้งตำแหน่งของเทอร์โมคัปเปิลที่ตัวกรองน้ำมันหล่อลื่น

ค. อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น โดยทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ที่ปลั๊กถ่ายน้ำหล่อเย็นที่อยู่ด้านล่างของฝาสูบ แสดงดังรูปที่ 6-6



รูปที่ 6-6 การติดตั้งตำแหน่งของเทอร์โมคัปเปิลที่ด้านล่างของฝาสูบ

ง. อุณหภูมิอากาศที่ไหลเข้าท่อไอดีก่อนเข้าห้องเผาไหม้ ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ภายในถังพักอากาศ ช่วงระหว่าง Orifice Plate กับกรองอากาศ ดังรูปที่ 6-7



รูปที่ 6-7 จุดที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลในถังพักอากาศ

6.1.5 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

การวัดอัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ จะวัดด้วย Orifice ซึ่งติดตั้งอยู่บริเวณทางเข้าถังพักอากาศ ดังรูปที่ 6-8 โดยถังพักอากาศจะช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหลผ่าน Orifice อันเนื่องมาจากจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ และวัดค่าความดันตกคร่อม

Orifice Plate เพื่อนำไปคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ โดยใช้ Inclined Manometer ดังรูปที่ 6-9 โดยรายละเอียดการคำนวณแสดงไว้ในภาคผนวก ข



รูปที่ 6-8 ถังพักอากาศและการติดตั้ง Orifice Plate



รูปที่ 6-9 Inclined Manometer

6.1.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ (Ambient Conditions)

ระหว่างการทดสอบสมรรถนะได้ทำการวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและอุณหภูมิกระเปาะแห้งของบรรยากาศ โดยใช้เทอร์โมมิเตอร์แบบกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งแบบปรอท ส่วนความดันบรรยากาศ วัดโดยใช้บารอมิเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 6-10 และรูปที่ 6-11



รูปที่ 6-10 บารอมิเตอร์



รูปที่ 6-11 เทอร์โมมิเตอร์

6.1.7 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้

6.1.7.1 ไดนาโมมิเตอร์

ไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบเป็นแบบไฮดรอลิก (Hydraulic Dynamometer) ใช้น้ำในการเบรคการหมุนของเพลลา (Water Brake) รูปที่ 6-12 แสดงภาพไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ ข้อมูลเกี่ยวกับไดนาโมมิเตอร์แสดงดังรายการต่อไปนี้

Froude Dynamometer ประกอบด้วยเพลลาซึ่งที่ปลายด้านหนึ่งมีหน้าแปลนสำหรับยึดต่อกับหน้าแปลนเพลลาที่ต่อมาจากเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ ภายในไดนาโมมิเตอร์มีส่วนที่หมุนไปพร้อมกับเพลลาเรียกว่า โรเตอร์ (Rotor) ดังแสดงในรูปที่ 6-13 โดยที่โรเตอร์เป็นใบพัด (Vanes) มีหลุมลักษณะคล้ายถ้วยหลายใบเรียงตัวตามแนวรัศมีรอบใบพัดทั้งสองด้าน (ดูรูปประกอบ) ทั้งเพลลาและโรเตอร์อยู่ในตัวเรือน (Casing) ที่ตัวเรือนด้านในจะมีใบพัดเหมือนกับที่ โรเตอร์คือมีหลุมคล้ายถ้วยเรียงตัวตามแนวรัศมีของใบพัด อยู่ในลักษณะประกบเข้ากับใบพัดของโรเตอร์ ตัวเรือนนี้มีแปรงรองรับอยู่บนแท่นของไดนาโมมิเตอร์ ดังนั้นตัวเรือนจึงสามารถหมุนแกว่งได้อย่างอิสระจากเพลลาที่หมุนภายในตัวเรือน

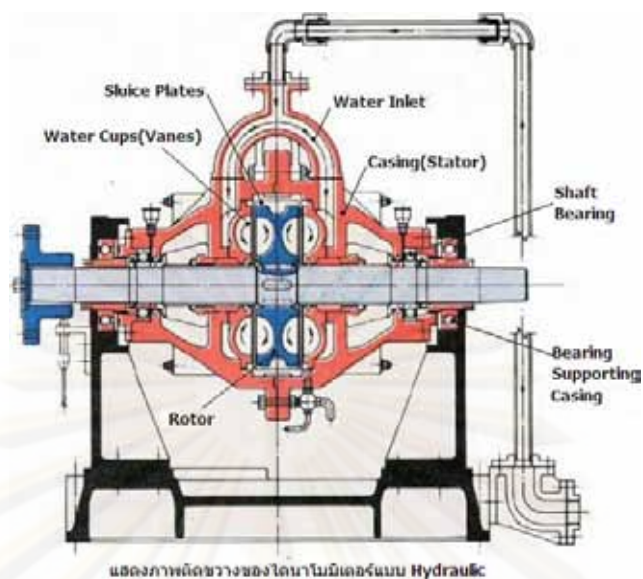
ตารางที่ 6-4 ข้อมูลทางเทคนิคของไดนาโมมิเตอร์

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

เมื่อโรเตอร์หมุน น้ำที่อยู่ในถ้วยจะถูกเหวี่ยงออกจากโรเตอร์ น้ำที่ถูกเหวี่ยงออกนี้จะพุ่งไปสู่อวตั่วที่อยู่ฝั่งตัวเรือน ถ้วยในใบพัดฝั่งตัวเรือนนี้เองก็จะสะท้อนน้ำที่พุ่งเข้ามาให้พุ่งกลับสู่อวตั่วฝั่งโรเตอร์ จึงเป็นการต้านหรือพยายามเบรคการหมุนของโรเตอร์และเพลลา งานที่เครื่องยนต์กระทำต่อน้ำจะทำให้ น้ำมีอุณหภูมิสูงขึ้น น้ำที่อุณหภูมิสูงกว่าจะลอยอยู่ด้านบนภายในตัวเรือน และไหลออกไปทางท่อที่อยู่อุด้านบน และน้ำเย็นจะไหลเข้ามาแทนที่โดยการทำงานของปั๊มน้ำ ดังนั้นสามารถปรับภาระที่กระทำต่อเครื่องยนต์ได้ด้วยการปรับปริมาณน้ำที่อยู่ในตัวเรือน โดยการหมุนปรับที่วาล์วน้ำขาออกจากตัวเรือน กล่าวคือการหรีวาล์วน้ำขาออกเป็นการเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์ (ส่วนที่ขาเข้านั้นต้องเปิดสุดไว้เสมอ) นอกจากนี้การปรับภาระยังสามารถปรับได้จากการปรับขนาดประตูน้ำ (Sluice Plates) ระหว่างใบพัดฝั่งโรเตอร์และใบพัดฝั่งตัวเรือน ซึ่งมีพวงมาลัยสำหรับควบคุมประตูน้ำที่ด้านข้างตัวเรือน (การเปิดประตูน้ำกว้างมากขึ้นเป็นการเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์)



รูปที่ 6-12 ไดนาโมมิเตอร์



รูปที่ 6-13 ภาพตัดขวางภายในของไดนาโมมิเตอร์แบบไฮดรอลิค

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

6.1.7.2 การวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์



รูปที่ 6-14 Proximity



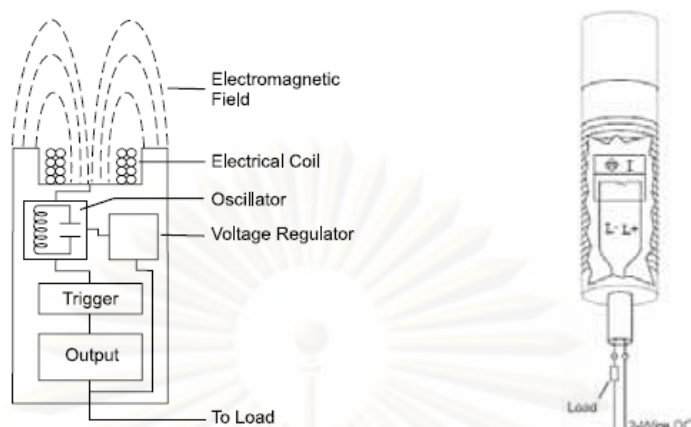
รูปที่ 6-15 Pulse Meter

อุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วรอบในการทดลองนี้ คือ Proximity ชนิด Inductive วัดความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และใช้พัลส์มิเตอร์ (Pulse Meter) แสดงความเร็วรอบของเครื่องยนต์ โดยยึดตัว Proximity ไว้ที่ฐานของไดนาโมมิเตอร์ และวัดความเร็วรอบจากการหมุนของหน้าแปลน (Flange) เฟลาไดนาโมมิเตอร์ฝั่งตรงข้ามกับเครื่องยนต์ ดังรูปที่ 6-14 และรูปที่ 6-15 และข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้ในการวัดความเร็วรอบได้แสดงไว้ในตารางที่ 6-5

สำหรับหลักการทำงานของชุดอุปกรณ์วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ อธิบายได้ว่า Proximity เป็นเซ็นเซอร์สำหรับวัดความเร็วรอบแบบไม่สัมผัส โดย Proximity แบบ Inductive นั้นอาศัยสนามแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetic Field) ในการตรวจจับวัตถุเป้าหมายที่เป็นโลหะ (Metal Target) ที่ผ่านเข้ามาในระยะอิทธิพล (Sensing Distance) ของสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่ปล่อยออกจากตัว Proximity จึงไม่มีการสัมผัสกับวัตถุเป้าหมายนั้น ซึ่งภายในตัวเรือนของ Proximity ประกอบด้วย ขดลวดพันรอบแกนแม่เหล็ก (Coil), ออสซิลเลเตอร์ (Oscillator), วงจรตรวจจับ (Trigger Circuit) และวงจรเอาต์พุต (Output Circuit) ดังรูปที่ 6-16

ตารางที่ 6-5 ข้อมูลทางเทคนิคของ Proximity ที่ใช้วัดความเร็วรอบเครื่องยนต์

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



รูปที่ 6-16 ส่วนประกอบภายในตัวเรือนของ Proximity แบบ Inductive

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

ดังสมการ 4-1

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

ตารางที่ 6-6 ข้อมูลทางเทคนิคของพัลส์มิเตอร์ที่ใช้ในการแสดงผลความเร็วรอบเครื่องยนต์

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

6.1.7.3 Piezoelectric Pressure Transducer

สำหรับการวัดและเก็บค่าความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดใช้ Piezoelectric Pressure Transducer ซึ่งโดยทั่วไปแล้วโครงสร้างจะประกอบด้วยผลึกควอตซ์ ซึ่งจะจ่ายประจุไฟฟ้าออกมาเมื่อมีแรงมากกระทำบนผลึก โดยประจุที่จ่ายออกมาจะมีค่าแปรตามแรงที่กระทำ

ในการวัดความดันในห้องเผาไหม้จะใช้ Pressure Transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P ดังรูปที่ 6-17 ติดตั้งที่บนฝาสูบของเครื่องยนต์ ดังแสดงในรูปที่ 6-19 ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 6-7

ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 6-7 ข้อมูลทางเทคนิคของ Pressure Transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P

ช่วงการวัดตั้งแต่	0-20 MPa
Overload	25 MPa
Sensitivity	150 pC/MPa
Linearity	< $\pm 0.3\%$ FSO
Acceleration Sensitivity	< 0.001 bar/g
Shock Resistance	> 2000 g
ช่วงอุณหภูมิใช้งานได้ถึง	400°C
Insulation Resistance ที่ 20°C	> 10 ¹³ Ω
ค่า Capacitance	7 pF
Thermal Sensitivity Shift	
ช่วง 20-400°C	< $\pm 2\%$
ช่วง 200-300°C	< $\pm 0.5\%$

ในการวัดความดันที่ท่อจ่ายเชื้อเพลิงจะใช้ Pressure Transducer ยี่ห้อ KISTLER รุ่น 607C1 ดังรูปที่ 6-18 โดยติดตั้ง Pressure Transducer บนท่อจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง ช่วงระหว่างปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงกับหัวฉีด ดังแสดงในรูปที่ 6-19 ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 6-8

ตารางที่ 6-8 ข้อมูลทางเทคนิคของ Pressure Transducer ยี่ห้อ Kistler รุ่น 607C2

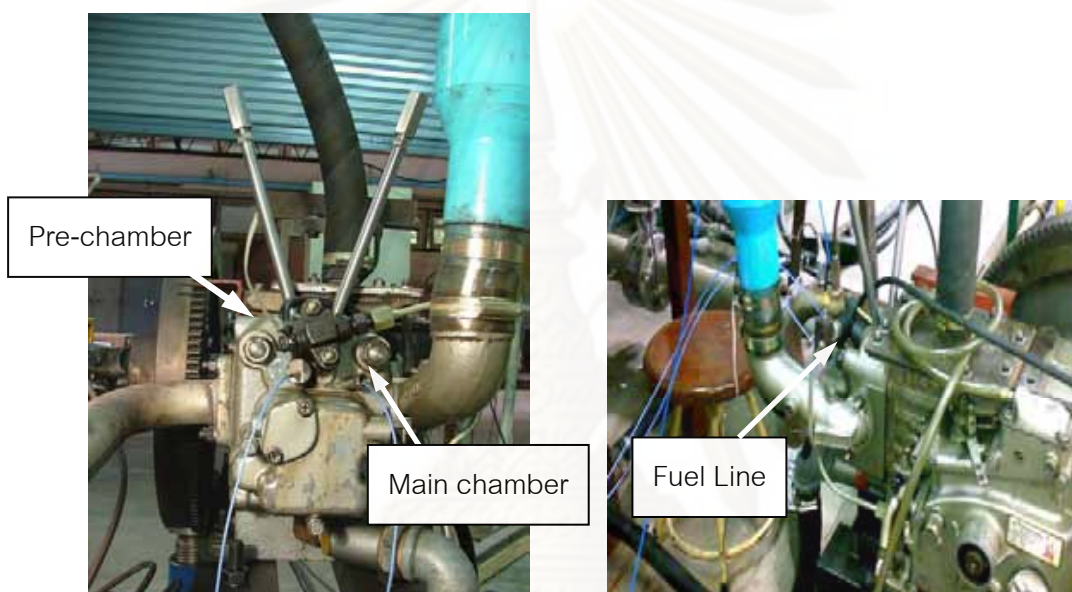
ช่วงการใช้งาน	0-482,633 kPa
ความดันที่วัดได้สูงสุด	698,476 kPa
ค่า Sensitivity	-0.0174 pC/kPa
อุณหภูมิใช้ได้ในช่วง	-196 - 260°C
ทนอุณหภูมิ Intermittent Gas Temperature	1650°C
ค่า Temperature Coefficient of Sensitivity	0.02%/°C



รูปที่ 6-17 Pressure Transducer สำหรับวัดความดัน
ในห้องเผาไหม้



รูปที่ 6-18 Pressure Transducer
สำหรับวัดความดัน
เชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด



รูปที่ 6-19 ตำแหน่งการติดตั้ง Pressure Transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้และ
ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

6.1.7.4 การเก็บข้อมูลความดัน

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

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-20 เครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE [49]

ตารางที่ 6-9 ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE [49]

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

ตารางที่ 6-9 (ต่อ) ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่อง DEWETRON รุ่น 5000-CA-SE [49]

Computer system	
Display	17" TFT / resolution 1280 X1024 pixels
Processor	Intel 2.8 GHz
Memory / Hard disk	1 GB / 250 GB high speed
DVD drive	DVD -/+ RW
Interface	USB, RS232, LPT, Ethernet
Operating system	Windows XP Professional
System specification	
Dimension	460 X351 X 200 mm
Weight	Approximate 17 kg
Operating temperature	-10 to 50 °C
Storage temperature	-10 to 70 °C
Humidity	10 to 80 % non cond., 5 to 95 % relative humidity
Vibration	MIL-STD 810F 514.5, procedure
Shock	MIL-STD 810F 516.5, procedure
Power supply	90 to 260 VAC

6.1.7.5 Charge Amplifier

ทำหน้าที่แปลงสัญญาณประจุไฟฟ้าที่จ่ายออกมาจาก Piezoelectric Pressure Transducer ให้เป็นสัญญาณแรงดันไฟฟ้า (Analog) เพื่อนำไปแสดงผลหรือประมวลผลให้อยู่ในรูปแบบที่ต้องการต่อไป โดยใช้ Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A 2 ตัว เพื่อแปลงสัญญาณจาก Fuel Line และ Main Chamber ดังแสดงในรูปที่ 6-21 โดยมีข้อมูลทางเทคนิคดังตารางที่ 6-10



รูปที่ 6-21 Amplifier รุ่น SAQP-CHARGE-A

ตารางที่ 6-10 ข้อมูลทางเทคนิคของ Amplifier รุ่น DAQP-CHARGE-A

Supported Sensors	ICP2 and Charge sensors
Sensor type selection	Push button or software
Input Ranges	
ICP2 input	0, 20, 40, 60 db
Charge input	0.1, 1, 10, 100, 1000 mv/pC
Gain Accuracy	1 % F.S.
Input range finetuning	Programmable
Range selection	Push button (fixed) or software (all)
Integration	Single (velocity), double (displacement)
LED indicators	
Range and filter	5 LEDS
ICP LED	Active with connected ICP2 sensor, inactive for charge input
OVL LED	Overload control (output voltage > 5V)
A, V and D LED	Indicator for acceleration velocity and displacement output
Constant current source	3.8 to 5.6 mA, >26 V
Filters (highpass)	0.1 Hz, 1 Hz, 10 Hz (+ 2dB @ f0
Filters (lowpass)	100 Hz, 1, 3, 10, 50 kHz (+2dB @ f0
Filter selection	Push button or software
Filter characteristics	Butterworth 80dB / decade (24dB/octave)
Bandwidth, -3dB	0.1 Hz to 50 kHz (+2dB@ f0
Typ. SNR @ max bandwidth	
Gain 0.1 and 1	90 dB
Gain 10	87 dB
Gain 100	73 dB
Gain 1000	54 dB
Gain 1000	60 dB @ 10 kHz
Output voltage	+5V (+ V peak voltage)
Output noise	< 8 mV (all ranges with 50 kHz filter)
RS-485 interface	Yes
Power supply voltage	+9 VDC (+10 %)
Power consumption	0.6 W to 1.2 W (depending on sensor)

6.1.7.6 Crank Angle Encoder

Crank Angle Encoder เป็นอุปกรณ์สำหรับวัดมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ เพื่อส่งข้อมูลให้ DEWE-Book ทราบถึงมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์และความเร็วรอบเครื่องยนต์ โดย

Crank Angle Encoder ที่ใช้เป็นยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B มีลักษณะดังรูปที่ 4-22 โดยแสดงรายละเอียดไว้ดังตารางที่ 6-11



รูปที่ 6-22 Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B

ตารางที่ 6-11 ข้อมูลทางเทคนิคของ Crank Angle Encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B

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

6.1.8 อุปกรณ์สำหรับการทำ Visualization

ระบบการถ่ายภาพที่ใช้เป็นของบริษัท AVL-List GmbH ซึ่งประกอบด้วยอุปกรณ์ต่างๆ ได้แก่ กล้อง CCD พร้อม lens 25 mm และ 50 mm และ quick connector สำหรับ lens 50 mm และตัวยึดกล้อง (camera holder), endoscope สำหรับห้องเผาไหม้, window สำหรับห้องเผา

ไหม้, strobe gun, light unit, crank angle encoder, ระบบกรองอากาศ, PC และ AVL VisioScope software

6.1.8.1 Cooling Water Tank

เป็นถังสำหรับพักและระบายความร้อนของน้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์ ควบคุมอุณหภูมิโดย thermostat ที่ตั้งค่าอุณหภูมิทำงานที่ 85 °C ดังแสดงในรูปที่ 6-24



รูปที่ 6-23 ปั๊มน้ำหล่อเย็น



รูปที่ 6-24 Cooling Water Tank

6.1.8.2 ไดนาโมมิเตอร์

ไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้เป็นชนิดกระแสหมุนวน (Eddy Current) ที่มีโรเตอร์แบบดรัม ยี่ห้อ AVL รุ่น Alpha 40 ดังที่แสดงในรูปที่ 6-25 กำลังสูงสุด 40 กิโลวัตต์ แรงบิดสูงสุด 75 นิวตัน-เมตร ความแม่นยำในการวัดแรงบิด $\pm 0.2\%$ ของค่าเต็มสเกล อัตราเร็วสูงสุด 17,000 รอบต่อ นาที ความแม่นยำในการวัดอัตราเร็วแบบดิจิทัลคือ ± 1 รอบต่อนาที ต่อ ± 1 ตัวเลข



รูปที่ 6-25 เครื่องยนต์บนแท่นทดสอบต่อกับไดนาโมมิเตอร์

หลักการทำงานของไดนาโมมิเตอร์แบบกระแสหมุนวนนี้คือ กระแสตรงสู่ขดลวด จะสร้างสนามแม่เหล็กขึ้นในตัวแหล่งกำเนิด เมื่อโรเตอร์หมุน ความหนาแน่นของสนามแม่เหล็กจะแปรผันและกระแสหมุนวนจะถูกเหนี่ยวนำในพื้นที่ผิวของห่วงสเตเตอร์ที่ล้อมรอบโรเตอร์ เส้นสนามแม่เหล็กของกระแสหมุนวนจะตรงข้ามกับสนามกระตุ้นโดยตรง และมีผลการหน่วงโรเตอร์ ผลการหน่วงนี้จะแปรผันตรงกับกระแสกระตุ้น

การวัดแรงบิดจะวัดโดยใช้ strain gauge load cell ตัววัดความเร็วแบบดิจิทัล ถูกใช้เพื่อวัดความเร็วในการหมุน กำลังของเครื่องยนต์ทดสอบจะถูกคำนวณจากค่าแรงบิดและความเร็วรอบ โดยกำลังจากเครื่องยนต์ทดสอบจะถูกเปลี่ยนไปเป็นพลังงานความร้อนและถูกนำออกไปโดยน้ำหล่อเย็นซึ่งไหลผ่านห่วงสเตเตอร์



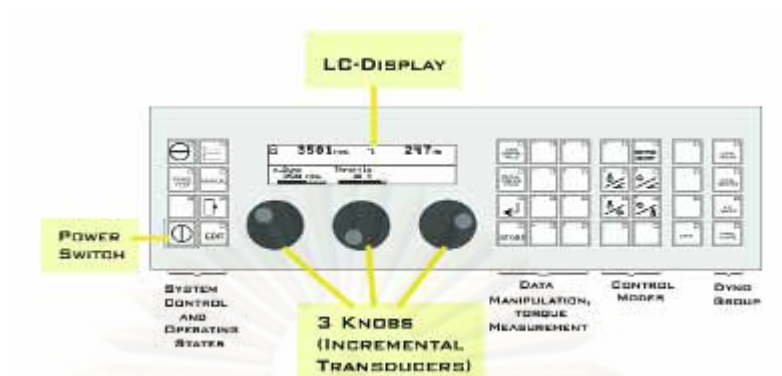
รูปที่ 6-26 ไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ

6.1.8.3 เครื่องควบคุมไดนาโมมิเตอร์

เครื่องควบคุมไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer Controlled Unit) นี้มีชื่อว่า Bremsen-Monitoring-Einheit (BME) ซึ่งที่ใช้เป็นรุ่น BME 300 ผลิตโดย บริษัท AVL-List GmbH [50] รูปที่ 6-27 เป็นภาพถ่ายแสดง BME ที่ถูกประกอบใน case 19" (rack-mount)



รูปที่ 6-27 เครื่องควบคุมไดนาโมมิเตอร์



รูปที่ 6-28 หน้าจอการทำงาน (Operating Panel) ของ BME [50]

จากรูปที่ 6-28 แสดงหน้าจอการทำงาน (Operating Panel) ของ BME ซึ่งบนหน้าจอการทำงานมีองค์ประกอบต่างๆ ดังนี้ คือ

LC-Display (Liquid crystal display) ประกอบด้วย 2 ส่วน ในโหมดการทำงานปกติ ส่วนบนแสดงค่าจริงได้ 4 ค่า และส่วนล่างแสดงค่าที่ต้องการได้ 3 ค่า ในโหมด parameter ส่วนบนแสดง 4 บรรทัดของตัวแปร (1 บรรทัดสำหรับทุกๆ ระดับตัวแปร) และส่วนล่างแสดงข้อความ

Power Switch เป็นปุ่มเปิด/ปิด สวิตช์ BME

Knobs ใช้ incremental transducers 3 ตัว เพื่อควบคุมเมนูที่กระทำเกี่ยวกับตัวแปรและสำหรับตั้งค่าที่ต้องการ

Operating Buttons มี 35 ปุ่ม จัดกลุ่มด้วย integrated LED

6.1.8.4 CCD Camera

กล้อง CCD ที่ใช้เป็นรุ่น PixelFly VGA COLOR ซึ่งมี sensor เป็นแบบสี่ขนาด 1/2" มีความละเอียด (resolution) 640×480 พิกเซล ทนอุณหภูมิสูงสุดได้ไม่เกิน 50 °C รูปที่ 6-29 แสดงรูปภาพของ CCD camera พร้อมอุปกรณ์เลนส์



รูปที่ 6-29 CCD camera และเลนส์ [50]

6.1.8.5 Endoscope และ Combustion chamber window

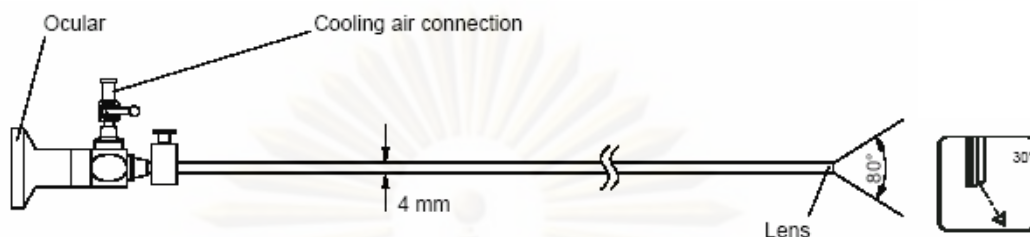
Endoscope ที่ใช้กับห้องเผาไหม้เป็นชนิดที่ใช้อากาศหล่อเย็น ซึ่งในการทดสอบนี้คือ Endoscope ขนาด M10 ซึ่งมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 4 mm, มุมเปิดที่ปลาย 80° และมุมมอง 30° ข้อมูลทางเทคนิคของ M10 Endoscope แสดงไว้ในตารางที่ 6-12

ตารางที่ 6-12 ข้อมูลทางเทคนิคของ Endoscope ขนาด M10 [50]

Three different viewing angle:	0° straight ahead
	30° forward view
	70° angled view
Visual field:	80° (wide-angle)
Length of shaft (working length):	330 mm
Tube diameter:	4 mm
Cooling medium:	clean compressed air (~6 bar)
Operating temperature uncooled:	150 °C max.

Combustion Chamber Window ทำจากแก้วควอร์ตซ์ที่ทนอุณหภูมิและความดัน ประกอบด้วย Sleeve เหล็กเป็นตัวเรือนรองรับ Window และหลอดแก้วควอร์ตซ์ปลายแบนหรือกึ่งกลม มี Windows รูปร่างต่างๆ เพื่อให้เข้ากับมุมมองที่หลากหลายของ Endoscopes ในการทดสอบนี้จะใช้ Combustion Chamber Window ที่มีมุมมอง 30° เพื่อให้สอดคล้องกับ

มุมมองของ Endoscope ที่ใช้ รูปที่ 6-30 แสดง endoscope ชนิด M10 และชุดของ Combustion Chambers Window ที่ใช้ในการทดสอบ



รูปที่ 6-30 Endoscope และ Combustion Chamber Window ที่ใช้ในการทดสอบ [50]

6.1.8.6 Light Unit และ Lighting Set

เป็นแหล่งกำเนิดแสงให้แก่ห้องเผาไหม้ ประกอบด้วย cold light source, Strobe flash gun และ AVL 427 Engine Timing Unit ดังแสดงในรูปที่ 6-31 และข้อมูลทางเทคนิคของ Light Unit แสดงไว้ในตารางที่ 6-13



รูปที่ 6-31 Light Unit [50]

ตารางที่ 6-13 ข้อมูลทางเทคนิคของ light unit [50]

Power Supply:	100 / 230 V switchable
Strobe	
Frequency:	10 Hz max.
Light yield with fibre optic cable:	40 mJ / flash
Flash duration:	20 μ s
Cold light source	
Halogen lamp	150W/15V

Lighting Set ประกอบด้วย light guide ซึ่งเป็น Optical fibre และ lighting head ซึ่งทำจากแก้วควออร์ตซ์ต่อเข้ากับ fibre optic cable และถูกขันด้วย lock nut ที่ installation sleeve ที่ฝาสูบในวิธีเดียวกับ combustion chamber window โดย lighting head ที่เลือกใช้ในการทดสอบนี้มีมุมแสง 0° ซึ่งเป็นมุมที่เห็นภาพสเปร์ยได้ชัดเจน



รูปที่ 6-32 ตำแหน่งการติดตั้ง Sleeve สำหรับถ่ายภาพการเผาไหม้

6.1.8.7 Strobe Flash Gun

Strobe Flash Gun จะถูกต่อเข้ากับ STROBE-GUN (X1) socket ของ Light Unit (ที่จะกล่าวถัดไป) ใช้เพื่อหามุมที่ถูกต้องของสัญญาณ Trigger สู่ TDC โดยใช้ร่วมกับ “TDC shift”

6.1.8.8 Crank Angle Encoder

Crank Angle Encoder ที่ใช้เป็นอุปกรณ์เดียวกับที่ใช้ในการทดสอบวัดความดันในห้องเผาไหม้

6.1.8.9 เครื่องอัดอากาศ (Air Compressor) และระบบกรองอากาศ (Filter Unit)

เครื่องอัดอากาศแสดงดังรูปที่ 6-33 ใช้อัดอากาศสำหรับจ่ายอากาศเพื่อหล่อเย็นแกน Endoscope โดยมีรายละเอียดดังตารางที่ 6-14

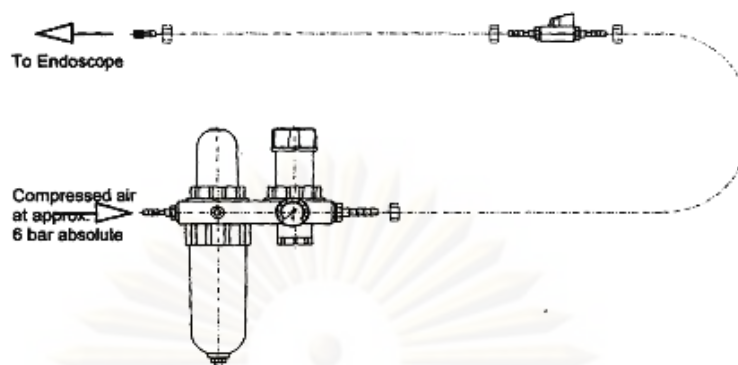


รูปที่ 6-33 เครื่องอัดอากาศ

ตารางที่ 6-14 ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องอัดอากาศ

ยี่ห้อ:	H'A'FELE Hi-COM 50
รุ่น:	Supertiger 245
กำลัง:	2.00 HP (1.50 kW)
ความถี่:	50 Hz
โวลต์/เฟส:	230/1
แอมป์:	9.00
อากาศไหลเข้า:	245.00 litre/min (8.65 CFM)
อากาศไหลออก:	135.00 litre/min (4.77 CFM)
ความดัน:	8.0 บาร์ (116 PSI)
ปริมาตรถัง:	50 litre
ความเร็วรอบ:	2850 rev/min
ระดับเสียง:	79 dB-A

Endoscope ต้องใช้ระบบกรองอากาศเพราะฝุ่นและน้ำมันในอากาศอัดสามารถทำให้เกิดการสะสมของสิ่งสกปรกซึ่งรวมตัวที่เลนส์ด้านหน้า ทำให้เกิดผลเสียต่อคุณภาพของรูปภาพ และอาจทำให้ชุดอุปกรณ์ Endoscope รับแสงไม่ได้อย่างสิ้นเชิง รูปที่ 6-34 แสดงระบบกรองอากาศ โดยใช้อากาศป้อนเข้าที่ปราศจากน้ำมันและฝุ่นเข้าสู่ Endoscope เพื่อหล่อเย็น



รูปที่ 6-34 ระบบกรองอากาศ [50]

ความดันอากาศอัดที่ป้อนเข้าสู่ระบบจะต้องมีระดับความดันอยู่ที่ประมาณ 6 บาร์สัมบูรณ์ และอุณหภูมิของอากาศอัดต้องไม่เกิน 20 °C โดยถ้าหากอากาศอัดถูกป้อนที่ความดันที่ต่ำกว่าหรืออุณหภูมิที่สูงกว่านี้จะทำให้ชุดอุปกรณ์ Endoscope ร้อนเกินไป ซึ่งอาจทำให้เกิดความเสียหายแก่อุปกรณ์ นอกจากนี้ยังมีวาล์วปรับควบคุมความดัน ซึ่งแสดงค่าความดันด้วยเกจวัดความดันที่รวมอยู่ใน Filter Unit เพื่อช่วยในการปรับตั้งความดันที่ป้อนเข้าสู่ระบบ

6.1.8.10 Personal Computer และ VisioScope Software

ข้อมูลทางเทคนิคของ Personal Computer ที่ใช้กับระบบนี้มีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 6-15

ตารางที่ 6-15 ข้อมูลทางเทคนิคของ Personal Computer

CPU:	Intel Pentium III Processor
Operating system:	Microsoft Windows NT 4.0 / 2000
Hard disk:	IDE hard disk
Power supply:	115 V / 230 V switchable

AVL VisioScope software เป็นโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นโดยบริษัท AVL-List GmbH ใช้สำหรับตั้งค่าเริ่มต้นของการถ่ายภาพ, ควบคุมการบันทึกการถ่ายภาพและการแสดงผลภาพ รวมถึงการประมวลผลภาพถ่ายที่ถ่ายโดยกล้อง CCD ออกมาในรูปแบบต่างๆ

AVL VisioScope software ที่ใช้เป็น Version 1.1 TV และใช้ร่วมกับโปรแกรม Thermovision ซึ่งใช้ในการประมวลผลภาพถ่ายออกมาในรูปแบบของอุณหภูมิเปลวไฟดีเซล (diesel

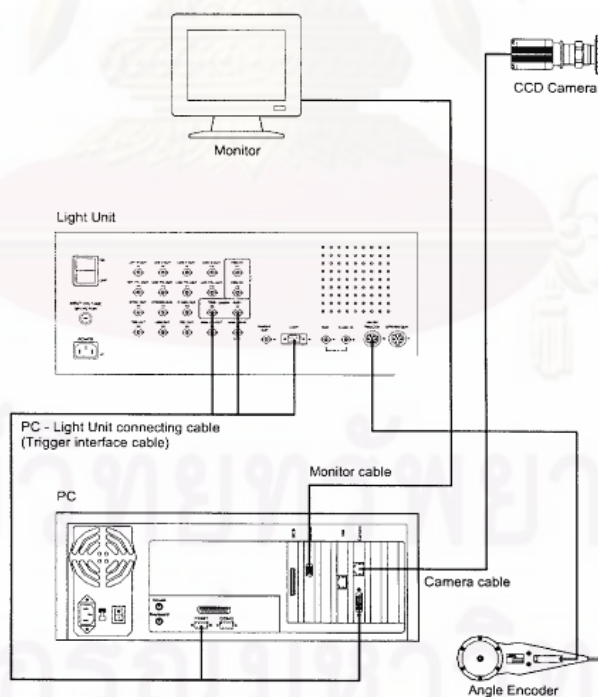
flame temperature) และความหนาแน่นของเขม่า (soot concentration) ด้วยหลักการของ two-color method



รูปที่ 6-35 โปรแกรม VisioScope Software [50]

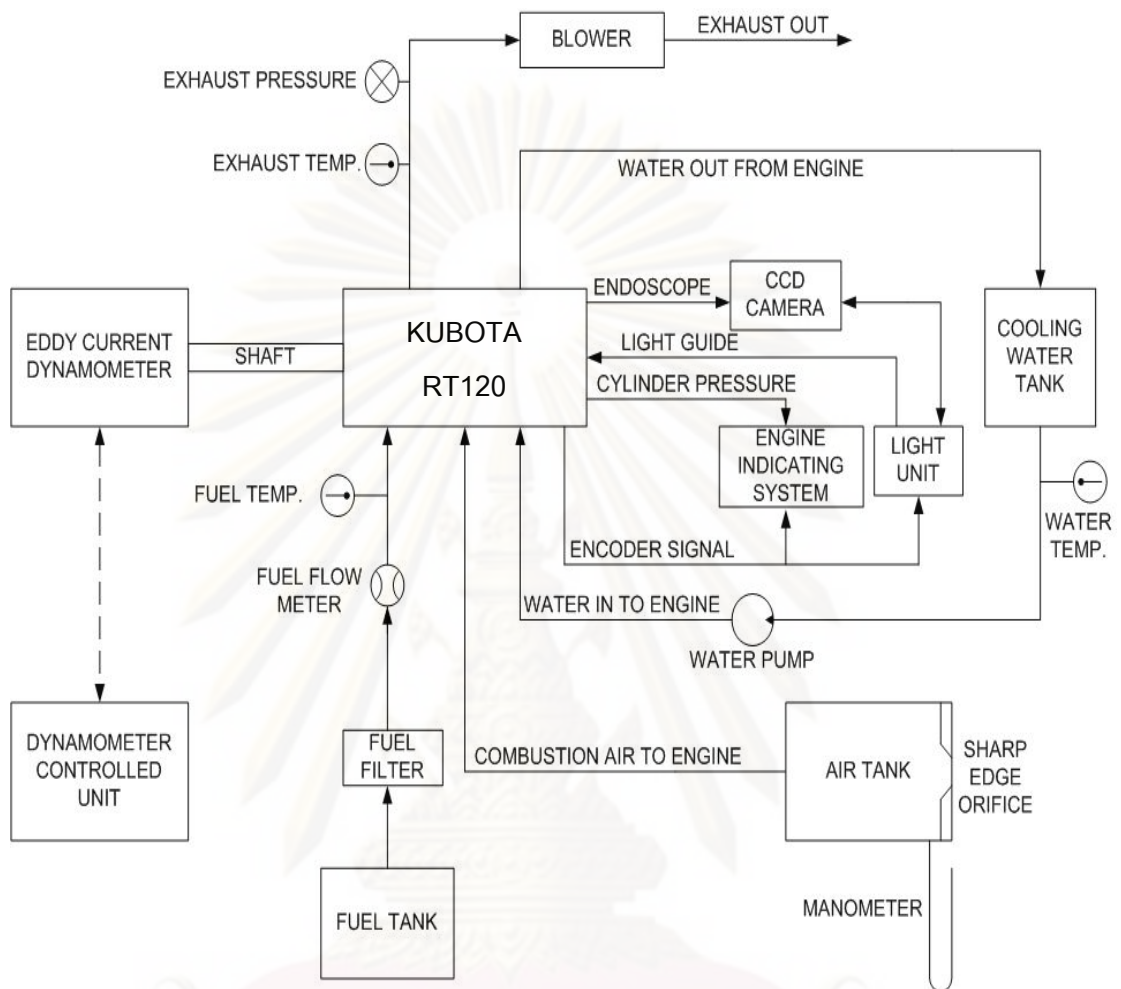
6.1.9 แผนผังโดยรวมของอุปกรณ์ต่างๆ ในห้องทดสอบ

6.1.9.1 แผนผังการต่อระบบการถ่ายภาพ



รูปที่ 6-36 แผนผังการต่อระบบการถ่ายภาพ [50]

6.1.9.2 แผนผังการจัดวางอุปกรณ์



รูปที่ 6-37 แผนผังการจัดวางอุปกรณ์ในห้องทดสอบ

6.2 วิธีดำเนินการวิจัย

6.2.1 การเลือกความดันยกเข็มหัวฉีดที่เหมาะสม

เนื่องจาก DME มีคุณสมบัติของการอัดตัวสูงกว่าดีเซล ดังนั้นเมื่อใช้หัวฉีดมาตรฐานที่มาจากบริษัทผู้ผลิตจะทำปัมเชื้อเพลิงไม่สามารถสร้างความดันเอาชนะความดันยกเข็มหัวฉีดได้ จึงต้องมีการดัดแปลงเพื่อลดความดันยกเข็มหัวฉีดลง โดยการลดขนาดแหวนรองสปริงภายในหัวฉีด ซึ่งจากการปรับเปลี่ยนขนาดแหวนรองสปริงภายในหัวฉีดทำให้ได้ค่าความดันยกเข็มหัวฉีดดังแสดงในตารางที่ 6-16

ตารางที่ 6-16 ขนาดของแหวนรองสปริงภายในหัวฉีดกับค่าความดันยกเข็มหัวฉีด

ความหนาของแหวนรองสปริงภายในหัวฉีด (mm.)	ความดันยกเข็มหัวฉีด (bar)
1.3 (OEM)	140
0.4	70
0.6	90
0.7	100
0.8	110
0.9	120

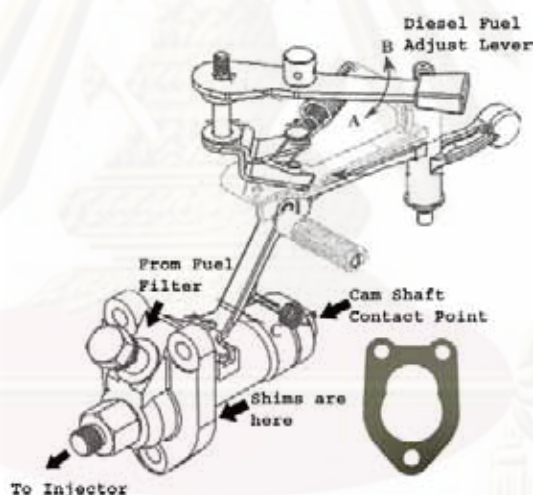
จากนั้นทำการทดสอบเพื่อหาค่าอัตราการบริโภคเชื้อเพลิงและอุณหภูมิไอเสียที่ห้องศากรฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานในจุดทดสอบเดียวกับน้ำมันดีเซล เพื่อพิจารณาเลือกหัวฉีดที่สามารถให้การทำงานใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซลและมีอัตราการบริโภคเชื้อเพลิงต่ำที่สุดซึ่งพบว่า ค่าความดันยกเข็มหัวฉีด 100 bar มีความเหมาะสมที่สุด หลังจากนั้นจะทำการหาแรงบิดสูงสุดที่เครื่องยนต์สามารถทำได้ในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงเพื่อประกอบการคำนวณหาจุดทดสอบที่เหมาะสม โดยข้อมูลการทดสอบที่ความดันยกเข็มหัวฉีดอื่นๆจะแสดงในภาคผนวก ข

6.2.2 การปรับค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิง

โดยปกติแล้วนั้นการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิตจะทำได้โดยการเพิ่มหรือลดชิมรองเรือนปัมเชื้อเพลิง ดังแสดงในรูปที่ 6-38 ซึ่งด้านท้ายของปัมน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นลูกกลิ้งที่ทำหน้าที่ดันลูกสูบอัดน้ำมันภายในตัวเรือนปัม (Plunger) โดยลูกกลิ้งจะเป็นจุดสัมผัสกับเพลาลูกเบี้ยว (Camshaft) ซึ่งจะควบคุมจังหวะหรือองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงโดยตรง (ผ่านการส่งถ่ายการเคลื่อนที่มาจากการหมุนของเพลาช้อเหวี่ยง) ดังนั้นหากทำให้ตัวเรือน

ปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงอยู่ติดกับ Camshaft มากขึ้น (ทำได้โดยลดจำนวนแผ่นชิมที่รองเรือนปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง) ก็จะทำให้ Camshaft สัมผัสลูกกลิ้งได้เร็วขึ้น นั่นคือ ทำให้องศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้นหรือตำแหน่งการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นที่องศาเพลลาข้อเหวี่ยงก่อนตำแหน่ง TDC มากขึ้น (Advancing) และหากทำให้ตัวเรือนปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงถอยห่างออกจาก Camshaft (ทำได้โดยเพิ่มจำนวนแผ่นชิมที่รองเรือนปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง) จะทำให้ระยะห่างระหว่างลูกกลิ้งของปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงกับ Camshaft มากขึ้น ส่งผลให้ลูกเบี้ยวสัมผัสลูกกลิ้งปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงช้าลง นั่นคือ ทำให้องศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงล่าช้าหรือตำแหน่งการฉีดเกิดขึ้นที่องศาเพลลาข้อเหวี่ยงใกล้กับตำแหน่ง TDC มากขึ้น (Retarding)

ดังนั้นการเปลี่ยนค่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้าหรือล่าช้ากว่าตำแหน่งปกติที่ตั้งมาจากผู้ผลิต (Original Engine Manufacturing, OEM Setting) สามารถทำได้โดยการลดหรือเพิ่มจำนวนแผ่นชิมที่รองเรือนปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง ตามลำดับ ซึ่งชิมหนึ่งแผ่นสามารถปรับองศาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงได้ประมาณ 1.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง



รูปที่ 6-38 องค์ประกอบของปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงและตำแหน่งติดตั้งของชิมรองเรือนปั้มน้ำมันเชื้อเพลิง [48]

ซึ่งการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงตามที่บริษัทผู้ผลิตแนะนำนั้นจะทำให้สโตรคการปั้มเชื้อเพลิงเปลี่ยนไป ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะทำการปรับเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงโดยการปรับแต่งที่เพลลา ลูกเบี้ยว ซึ่งกระทำโดยการที่นำเพลลา ลูกเบี้ยวสองตัวมาจัดการตัดแต่งแล้วประกอบกลับเข้าไปใหม่ ซึ่งเริ่มจากเพลลา ลูกเบี้ยวตัวแรกจะนำขึ้นเครื่องกลึงแล้วทำการกลึงเอาส่วนของลูกเบี้ยวที่มีหน้าที่กดลูกกลิ้งที่ปั้มเชื้อเพลิงออกไป (กลึงจากส่วน 1 ไปถึงส่วน 2) โดยกลึงให้มีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับส่วน A เพื่อให้เหลือแต่เพียงแกนกลาง หลังจากนั้นเพลลา ลูกเบี้ยวตัวที่สองจะทำ

การตัดเอาเฉพาะส่วนลูกเบี้ยวที่ทำหน้าที่กดลูกกลิ้งที่ปั๊มเชื้อเพลิง และทำการเจาะรูให้มีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับส่วน A แล้วจึงนำสองส่วนนี้มาประกอบกัน โดยทำการบิดให้ได้องศาการฉีดเชื้อเพลิงตามต้องการและทำการเชื่อมอาร์กอนให้ทั้งสองชิ้นงานยึดติดกัน ดังแสดงในรูปที่ 6-39 ดังนั้นจะทำให้มีการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงโดยที่สโตรคการปั๊มเชื้อเพลิงยังมีค่าเท่าเดิม ซึ่งเป็นการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ตรงกับความเป็นจริงมากกว่า โดยการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิงนั้นจะกระทำโดยเปลี่ยนที่ละ 2 องศาเพลงข้อเหวี่ยง โดยองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ทดสอบและการปรับเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า โดยการเปลี่ยนเพลาลูกเบี้ยวนั้นจะแสดงดังตารางที่ 6-17



รูปที่ 6-39 การปรับแต่งเพลาลูกเบี้ยวเพื่อเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิง

ตารางที่ 6-17 องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ทดสอบและสัญลักษณ์ที่ใช้

องศาการฉีดเชื้อเพลิง	องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า/ล่าช้ากว่ามาตรฐาน	สัญลักษณ์ที่ใช้
ล่วงหน้า	ล่วงหน้า 8 องศาเพลงข้อเหวี่ยง (-28 CA, 28BTDC)	ADV8
ล่วงหน้า	ล่วงหน้า 6 องศาเพลงข้อเหวี่ยง (-26 CA, 26BTDC)	ADV6
ล่วงหน้า	ล่วงหน้า 4 องศาเพลงข้อเหวี่ยง (-24 CA, 24BTDC)	ADV4
ล่วงหน้า	ล่วงหน้า 2 องศาเพลงข้อเหวี่ยง (-22 CA, 22BTDC)	ADV2
มาตรฐาน	มาตรฐาน(-20 CA, 20BTDC)	STD

หมายเหตุ การทดสอบที่ห้องปฏิบัติการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (STD) ในที่นี้ หมายถึง การทดสอบเครื่องยนต์โดยใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ติดตั้งมาจากผู้ผลิต แต่ถ้าพบว่าจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ห้องปฏิบัติการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของ DME แตกต่างจากสเปคที่บริษัทผู้ผลิตระบุไว้ นั่นเป็นเพราะคุณสมบัติของเชื้อเพลิงแตกต่างกัน ดังนั้น สัญลักษณ์ STD ที่ใช้ จึงหมายถึงองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานของเชื้อเพลิงนั้นๆ ซึ่งในเชื้อเพลิงแต่ละชนิดอาจมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงแตกต่างกัน

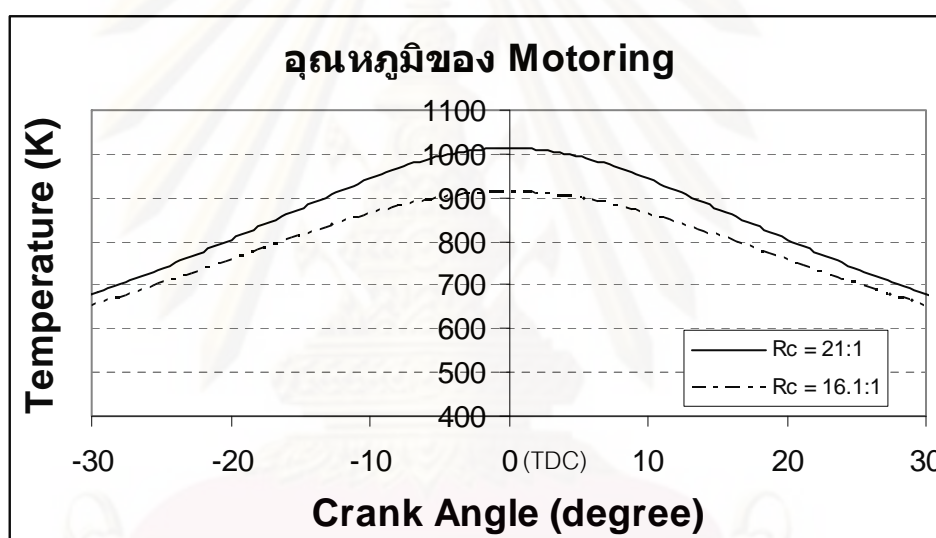
6.2.3 การทดสอบสมรรถนะ

6.2.3.1 การศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด

ในงานวิจัยนี้จะทำการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุดขององศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ได้จากการปรับแต่งเพลาลูกเบี้ยว เพื่อทำการศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิง DME ค่าต่างๆ โดยพิจารณาจากประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง การทดสอบกระทำที่สภาวะคงตัว ที่สภาวะภาระสูงสุด (Full Load) ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ โดยเริ่มจากปรับคันเร่งให้เครื่องยนต์หมุนเปล่าโดยไม่มีภาระในตำแหน่งที่คันเร่งเปิดสุด จากนั้นเริ่มใส่ภาระให้กับเครื่องยนต์โดยการปรับโหลดเพิ่มขึ้น รอบของเครื่องยนต์จะลดลงเรื่อยๆ ตามภาระที่เพิ่มให้กับเครื่องยนต์ จนความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลดลงมาที่ 1400 rpm รอให้เครื่องยนต์อยู่ในสภาวะคงตัว ที่จุดนี้คือสภาวะสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ความเร็ว 1400 rpm แล้วจึงเริ่มบันทึกข้อมูลจากการวัดค่าต่างๆ ที่ ข้อมูลที่ทำการวัด ได้แก่ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์, อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น, อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น, อุณหภูมิไอเสีย, อุณหภูมิไอดี, อุณหภูมิอากาศ, ความดันบรรยากาศ, อัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง จากนั้นเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์จนความเร็วรอบของเครื่องยนต์ลดมาที่ 1200 rpm รอให้เครื่องยนต์อยู่ในสภาวะคงตัวแล้วจึงบันทึกค่า และกระทำเช่นเดียวกันที่ความเร็ว 1000 rpm รวมทั้งหมด 3 จุดทดสอบ จะได้ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุด (Full Load) ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, 1200 rpm, 1400 rpm

6.2.3.2 การศึกษาผลของการลดอัตราส่วนกำลังอัด

ในการศึกษาเพื่อลดการสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในกระบอกสูบนั้นจำเป็นต้องทำการวิเคราะห์หาค่าอุณหภูมิในกระบอกสูบจากการ Motoring ในช่วงจังหวะการอัดเมื่อทำการลดอัตราส่วนกำลังอัดที่ยังคงให้ค่าอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ในช่วงจังหวะการอัดสูงกว่าค่า Auto ignition temperature ของ DME พบว่าเมื่อพิจารณาอัตราส่วนกำลังอัดจาก 21:1 ลงมาที่ 16.1:1 อุณหภูมิภายในกระบอกสูบในช่วงจังหวะการอัด ณ จุดองศาการเริ่มต้นองศาการขีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน (20 °CA BTDC) ยังสูงกว่า Auto ignition temperature (235 °C) ของเชื้อเพลิง DME ดังแสดงในรูปที่ 6-40 จากนั้นทำการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุดเช่นเดียวกันกับหัวข้อ 6.2.3.1

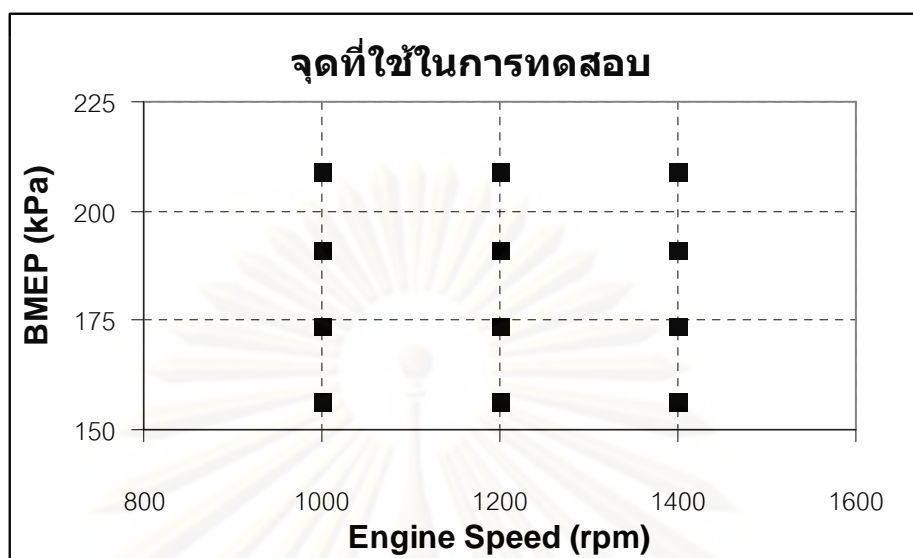


รูปที่ 6-40 อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้จากการ Motoring ที่อัตราส่วนกำลังอัดต่างๆ

6.2.3.3 การทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วน (Part Load Performance Test)

จากความสัมพันธ์ที่ได้ระหว่างภาระสูงสุดและความเร็วรอบที่ได้จากการทดสอบภาระสูงสุดจะถูกนำมากำหนดจุดในการทดสอบที่ความเร็วและที่ BMEP ค่าต่างๆ สำหรับการทดสอบ engine performance test

เมื่อได้ค่าแรงบิดสูงสุดที่ความเร็วรอบดังที่ได้กล่าวไว้ข้างต้นแล้วนั้นจะทำการทดสอบสมรรถนะที่จุดทดสอบต่างๆ ที่ภาระบางส่วนที่ละจุดทดสอบ ซึ่งจุดทดสอบที่ใช้จะดัดแปลงมาจากวัฏจักรการทดสอบตามมาตรฐาน ESC Test Cycle (ดูภาคผนวก ค) กล่าวคือ ทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm ที่ภาระทดสอบสี่ระดับได้แก่ ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa มีทั้งหมด 12 จุดทดสอบ แสดงดังรูปที่ 6-41



รูปที่ 6-41 เมตริกซ์แสดงจุดที่ใช้ในการทดสอบ

6.2.4 วิธีการทดสอบเพื่อวิเคราะห์การเผาไหม้

6.2.4.1 การวัดความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

สำหรับการทดสอบได้กระทำในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัว ที่ภาระและความเร็วรอบคงที่ ที่ละจุดทำงานเช่นเดียวกันกับการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วนดังแสดงในรูปที่ 6-41 จากนั้นทำการวัดความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด และองศาเพลลาข้อเหวี่ยง โดยบันทึกข้อมูลทุกๆ 0.4 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง จำนวน 120 วัฏจักรต่อจุดทดสอบ

6.2.4.2 การวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อน

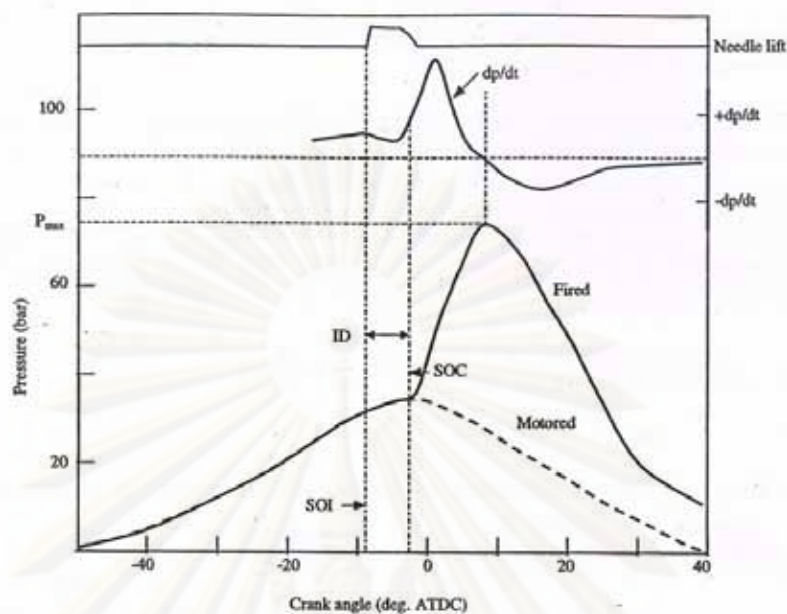
การบ่งชี้สภาวะการเผาไหม้กระทำโดยพิจารณาข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ได้จากการวัดในหัวข้อ 6.2.4.1 จะถูกนำมาวิเคราะห์เพื่อคำนวณหาอัตราการฉีดเชื้อเพลิงได้โดยใช้สมการ (3-11) อัตราการปล่อยความร้อนสามารถคำนวณโดยใช้สมการ (3-7) ปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิ สามารถหาได้จากสมการ (3-9) และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ซึ่งสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการ (3-10) ซึ่งผลที่ได้ทั้งหมดจะถูกนำไปวิเคราะห์ต่อไป เช่น มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการเผาไหม้ มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าของการเผาไหม้ (Ignition delay) และอัตราการเผาไหม้ โดยกำหนดเงื่อนไขจากนิยามต่อไปนี้

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

6.2.4.3 การพิจารณาเลือกจุดฉีดเชื้อเพลิงและจุดเริ่มต้นการเผาไหม้

สำหรับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้หรือ dp/dCA นั้นสามารถนำมาพิจารณาหาจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ได้ดังแสดงในรูปที่ 6-42 ในการพิจารณาหาจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงนั้นจะพิจารณาจากความดันในห้องเผาไหม้ ซึ่งพิจารณาจากอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ โดยพิจารณาจากจุดสูงสุดแรกของอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ เนื่องจากในจังหวะการอัดตัวของลูกสูบนั้นอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้จะสูงขึ้นเรื่อยๆ แต่เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้นั้น เชื้อเพลิงจะต้องการพลังงานส่วนหนึ่งในการแตกตัวเป็นละอองเพื่อผสมกับอากาศ ดังนั้นทำให้ห้องเผาไหม้ล่วงหน้าสูญเสียความร้อนไปส่วนหนึ่งทำให้ความดันในห้องเผาไหม้ตกลงเล็กน้อย และเมื่อมีการเผาไหม้เริ่มต้นขึ้นก็จะทำให้มีอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้นอีกครั้ง

สำหรับการพิจารณาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้จะพิจารณาจากอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ เมื่อมีการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้นั้นจะลดลงและเมื่อมีการเผาไหม้เกิดขึ้นจะทำให้อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ดังนั้นจุดแรกที่มีการเพิ่มขึ้นของค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้จะถูกพิจารณาเป็นจุดเริ่มต้นการเผาไหม้



รูปที่ 6-42 อัตราการเปลี่ยนแปลงความดัน, จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง, จุดเริ่มต้นการเผาไหม้และความดันในห้องเผาไหม้ [51]

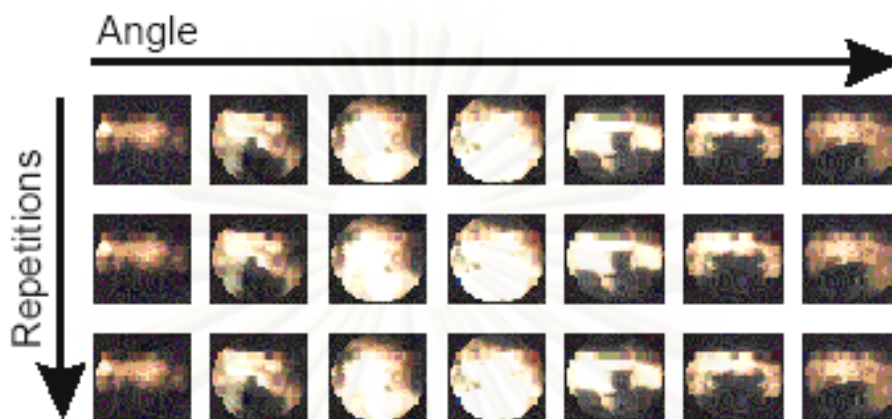
6.2.5 การถ่ายภาพในห้องเผาไหม้

จุดทดสอบที่เลือกในการถ่ายภาพในห้องเผาไหม้นี้มีทั้งหมด 6 จุดทดสอบ โดยทำการทดสอบที่ความเร็วรอบต่างกัน คือ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm โดยไม่มีภาระ และที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa ขณะทดสอบการถ่ายภาพ จะทำการเก็บข้อมูลความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงและความดันในห้องเผาไหม้ เพื่อนำผลที่ได้นำไปใช้สำหรับการวิเคราะห์เปรียบเทียบกับข้อมูลที่ได้จากการวิเคราะห์และประมวลผลจากข้อมูลการวัดความดันในห้องเผาไหม้

6.2.5.1 การทดสอบเพื่อถ่ายภาพในห้องเผาไหม้

ถ่ายภาพภายในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแต่ละจุดทดสอบ กระทำในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัว ที่ความเร็วรอบต่างๆ ที่ละจุดทดสอบ โดยในการบันทึกภาพบนหน่วยความจำจะเก็บในโครงสร้างที่เรียกว่า record ซึ่งมีโครงสร้างเป็นดังรูปที่ 6-43 โดยภาพที่เรียงตามแนวนอนเป็นภาพที่ได้จากการบันทึกตามมุมข้อเหวี่ยง ส่วนภาพในแนวตั้งเป็นการบันทึกซ้ำ (repetitions) ตามมุมข้อเหวี่ยงเดิม โดยในแต่ละภาพจะได้รับการบันทึกที่ cycle ต่างกัน ซึ่งแบ่งการบันทึกข้อมูลออกเป็น 2 ชนิดคือ แบบมีแสงแฟลชช่วย (flash on) และแบบไม่ใช้แสงแฟลช (without flash on) การบันทึกแบบมีแสงแฟลชช่วย จะใช้ในการวิเคราะห์สเปรย์จากการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผา

ไหม้ช่วย ส่วนการบันทึกแบบไม่ใช้แสงแฟลชจะใช้ในการสังเกตเปลวไฟและการแจกแจงความน่าจะเป็นจากการเผาไหม้ในรอบการบันทึก (Repetitions) ต่างๆ



รูปที่ 6-43 โครงสร้างการบันทึกภาพ [50]

ในการทดสอบนี้ จะกำหนดค่าองศาข้อเหวี่ยงที่จะทำการบันทึก คือ อยู่ในช่วง -30°CA ถึง 35°CA เพื่อให้ครอบคลุมถึงจุดเริ่มต้นที่มีการฉีดเชื้อเพลิงจนสิ้นสุดการเผาไหม้ การตั้งค่าสำหรับการบันทึกข้อมูลขณะถ่ายภาพแสดงไว้ในภาคผนวก ฉ

6.2.5.2 การประมวลผลจากภาพถ่าย (Image-Processing)

(ก) ปรากฏการณ์การเกิดสเปรย์ ในการสังเกตการเกิดสเปรย์จากภาพถ่ายโดยตรง แบบมีแสงแฟลชช่วย สามารถพิจารณา มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มเกิดสเปรย์ (start of injection), ลักษณะการเคลื่อนที่ของสเปรย์, มุมของสเปรย์ (spray angle), ระยะพุ่งของสเปรย์ (spray penetration)

เพื่อลดผลกระทบจากการเกิด cycle by cycle variation ก่อนทำการวิเคราะห์ ควรทำการเฉลี่ยภาพที่บันทึกได้ที่มุมข้อเหวี่ยงเดียวกัน ซึ่งมีหลายรอบการบันทึกเสียก่อน โดยใช้ฟังก์ชัน average repetition ในโปรแกรม AVL VisioScope โดยโปรแกรมจะทำการเฉลี่ยค่าความสว่างของสีในแต่ละ pixel ที่ตำแหน่งเดียวกันบนรูปที่อยู่มุมเปลวข้อเหวี่ยงเดียวกัน จากหลาย repetition

(ข) การวิเคราะห์ลักษณะปรากฏการณ์การเกิดสเปรย์ ลักษณะปรากฏการณ์ของการเกิดสเปรย์ และมุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มเกิดสเปรย์ สามารถสังเกตได้โดยตรงจากภาพถ่าย

(ค) ปรากฏการณ์การเผาไหม้ การสังเกตภาพถ่ายการเผาไหม้โดยตรงแบบไม่ใช้แสงแฟลช สามารถพิจารณาถึงความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งขนาดของบริเวณเปลวไฟและ

ลักษณะการเคลื่อนที่ของเปลวไฟ เมื่อเทียบกับมุมข้อเหวี่ยง เพื่อลดผลกระทบที่เกิดจาก cycle by cycle variation ก่อนทำการพิจารณาภาพถ่ายการเผาไหม้ ต้องมีการเฉลี่ยโดยใช้ **ฟังก์ชัน average repetition**

(ง) การวิเคราะห์สภาวะของการเผาไหม้

การวิเคราะห์สภาวะของการเผาไหม้สามารถทราบถึง เวลาที่เริ่มเกิดการเผาไหม้ เวลาสิ้นสุดการเผาไหม้ และช่วงเวลาที่เกิดการเผาไหม้ โดยพิจารณาจากภาพถ่ายได้ดังนี้

- 1) มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มเกิดการเผาไหม้ (Start of combustion) พิจารณาจากภาพแรก que เห็นเปลวไฟในห้องเผาไหม้
- 2) มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้ (End of combustion) พิจารณาจากภาพสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟในห้องเผาไหม้
- 3) ช่วงมุมข้อเหวี่ยงที่เกิดการเผาไหม้ (Combustion duration) พิจารณาจากจุดที่เริ่มเกิดการเผาไหม้ถึงเวลาสิ้นสุดการเผาไหม้
- 4) มุมข้อเหวี่ยงที่มีอัตราการเผาไหม้สูงสุด พิจารณาจากภาพการแตกแฉกของอนุภาคที่มีค่าอนุภาคเฉลี่ยสูงสุด
- 5) ช่วงล่าช้า (Ignition delay) พิจารณาจากภาพแรก que มองเห็นสเปรย์จากปลายหัวฉีด (จากภาพถ่ายแบบมี flash) และภาพแรก que เห็นเปลวไฟในห้องเผาไหม้

6.2.6 การวิเคราะห์ความเชื่อมโยงระหว่างภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้และอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้

การวิเคราะห์ความเชื่อมโยงระหว่างภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ และอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ที่ประเมินจากข้อมูลความดันภายในห้องเผาไหม้ เป็นการยืนยันถึงผลการวิเคราะห์ภาพถ่ายว่ามีความถูกต้องเมื่อเปรียบเทียบกับข้อมูลการเผาไหม้เชิงปริมาณที่ได้จากข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ โดยใช้การวิเคราะห์ช่วงเวลาการเผาไหม้จากภาพถ่ายดังที่ได้อธิบายในหัวข้อ 6.2.5.2 เทียบกับการวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ดังแสดงในหัวข้อ 6.2.4.2

บทที่ 7

ผลจากการทดสอบสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้

ผลการทดสอบที่นำเสนอในบทนี้แบ่งเป็น 2 ส่วนคือ ส่วนแรกเป็นผลการทดสอบสมรรถนะ โดยทดสอบเก็บค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์เพื่อศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวขององศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD (0 CA) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 (2 CA), ADV4 (4 CA), ADV6 (6 CA) และ ADV8 (8 CA) จากนั้นเพื่อศึกษาผลของการลดอัตราส่วนกำลังอัด โดยการพิจารณาอัตราส่วนกำลังอัดมาตรฐาน (21:1) ลงมาที่ 16.1:1 เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวขององศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน STD (0 CA) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 (4 CA), ADV6 (6 CA) และ ADV8 (8 CA) รวมถึงผลของสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 (4 CA), ADV6 (6 CA) และ ADV8 (8 CA) โดยการทดสอบจะกระทำที่สภาวะคงตัว โดยที่ความเร็วรอบและ BMEP คงที่ในแต่ละจุดทดสอบ ซึ่งจุดทดสอบที่ใช้ในการทดสอบนี้ได้แสดงไว้แล้วในบทที่ 6 และส่วนที่สองเป็นผลการทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้จากความดันในห้องเผาไหม้ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 (4 CA), ADV6 (6 CA) และ ADV8 (8 CA) ซึ่งการทดสอบนั้นจะกระทำเช่นเดียวกันกับการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน

7.1 ผลการทดสอบสมรรถนะ

การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้ DME เป็นเชื้อเพลิงที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ เป็นการทดสอบ เพื่อศึกษาเปรียบเทียบผลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่จุดทดสอบ โดยแบ่งเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนแรกแสดงผลการศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด ส่วนที่สองแสดงผลของการลดอัตราส่วนการอัด และส่วนที่สามแสดงผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระบางส่วน

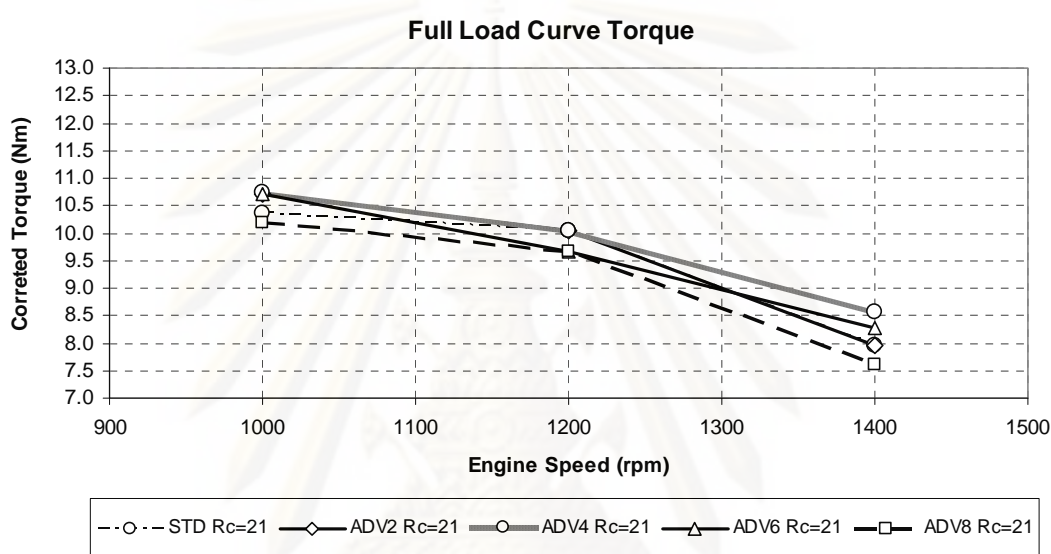
7.1.1 ผลการศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด

สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุดของเชื้อเพลิง DME เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวมาตรฐาน STD (0 CA) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า เพื่อหาองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมที่อัตราส่วนกำลังอัดมาตรฐาน (21:1) โดยจะแสดงค่า

ของแรงบิดเบรกสูงสุด อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงและอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ระหว่างการทำงาน ดังนี้

7.1.1.1 แรงบิดเบรก (Brake Torque)

ผลของแรงบิดเบรก (Brake Torque) ที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ ดังแสดงไว้ใน รูปที่ 7-1



รูปที่ 7-1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกกับความเร็วยวอบที่สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1

จากรูปที่ 7-1 พบว่า แรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วยวอบ 1000 rpm เป็นตำแหน่งที่ได้แรงบิดเบรกสูงสุดและลดลงเมื่อความเร็วยวอบเพิ่มขึ้นเป็น 1200 rpm และ 1400 rpm ตามลำดับ ในทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ โดยเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะได้แรงบิดสูงสุดในทุกความเร็วยวอบที่ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm คือ 10.73 Nm, 10.03 Nm และ 8.58 Nm ตามลำดับ ส่วนเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีแรงบิดเบรกต่ำสุดในทุกความเร็วยวอบที่ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm คือ 10.20 Nm, 9.68 Nm และ 7.62 Nm ตามลำดับ

จากรูปที่ 7-1 กราฟแสดงแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วยวอบต่างๆ เปรียบเทียบเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางที่ 7-1

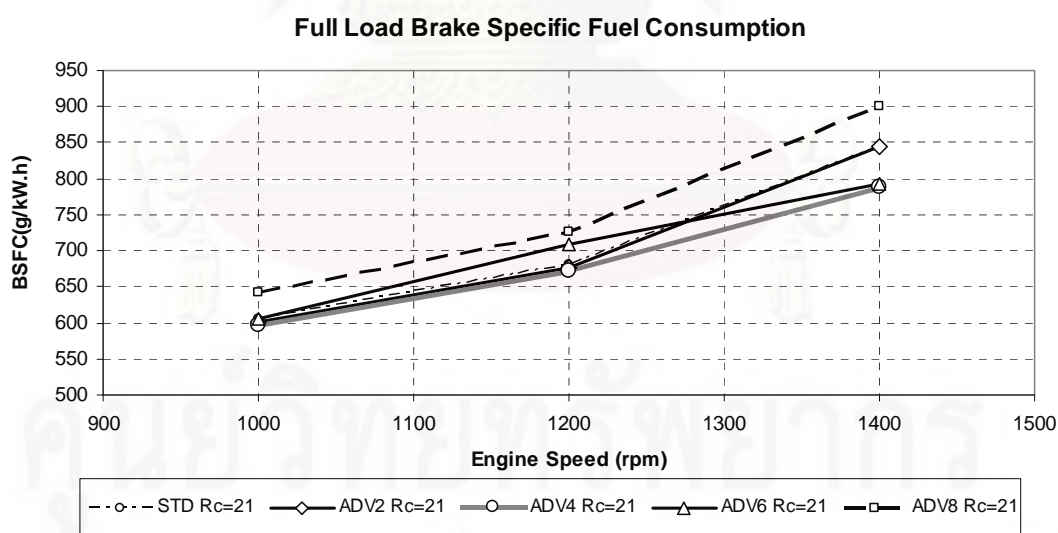
ตารางที่ 7-1 แรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1

Speed	Full Load Corrected Torque (Nm)				
rpm	STD	ADV2	ADV4	ADV6	ADV8
1000	10.38	10.72	10.73	10.72	10.20
1200	10.03	10.03	10.03	9.68	9.68
1400	7.96	7.94	8.58	8.27	7.62

จากตารางที่ 7-1 สรุปได้ว่า แรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ได้จะลดลงตามความเร็วรอบที่สูงขึ้น

7.1.1.2 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, bsfc)

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 7-2



รูปที่ 7-2 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1

จากรูปที่ 7-2 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ พบว่า องศาการฉีด

เชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีค่าต่ำที่สุดในทุกความเร็วรอบ กล่าวคือ โดยที่ความเร็วรอบ 1000 rpm จะมีค่าต่ำที่สุดคือ 596.48 g/kW.hr และมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มสูงขึ้นคือ 671.36 g/kW.hr และ 788.05 g/kW.hr ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm และ 1400 rpm ตามลำดับ โดยที่องค์การฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีค่าสูงที่สุดคือ 641.51 g/kW.hr, 725.82 g/kW.hr และ 900.21 g/kW.hr ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm ตามลำดับ

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบสูงขึ้นพบว่า อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเพิ่มสูงขึ้น โดยที่ความเร็วรอบ 1400 rpm จะมีค่าสูงที่สุดและที่ความเร็วรอบ 1000 rpm พบว่ามีค่าต่ำที่สุด เนื่องมาจากที่ความเร็วรอบสูงนั้นจะมีผลของแรงเสียดทานที่สูงขึ้นในทุกองค์การฉีดเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 7-2 กราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางที่ 7-2

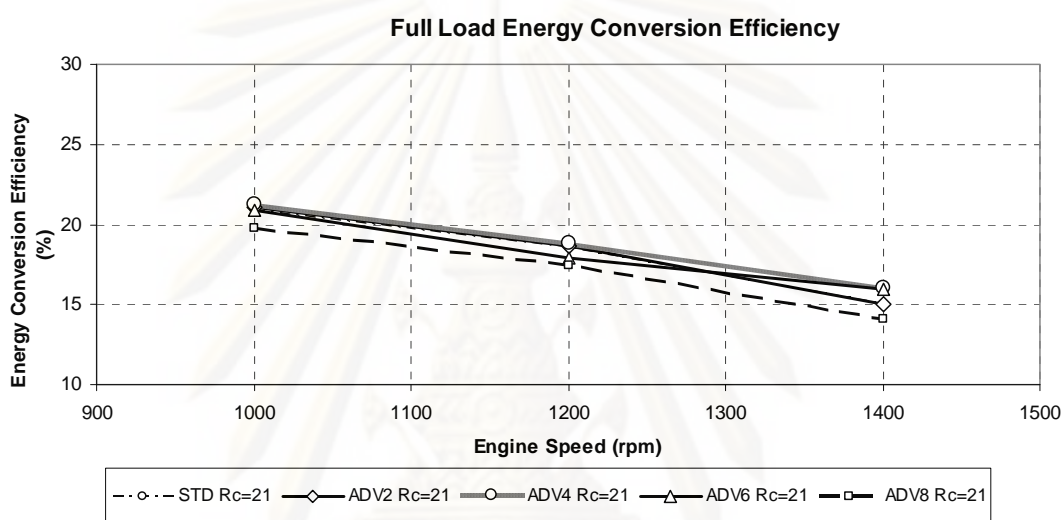
ตารางที่ 7-2 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1

Speed	Torque	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (g/kW.hr)				
rpm	N-m	STD	ADV2	ADV4	ADV6	ADV8
1000	FL	605.87	601.91	596.48	605.10	641.51
1200	FL	680.73	677.26	671.36	708.65	725.82
1400	FL	845.08	843.80	788.05	793.13	900.21

จากตารางที่ 7-2 พบว่า อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อความเร็วรอบมีค่าสูงขึ้น

7.1.1.3 ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency, %)

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเป็นประสิทธิภาพของการเปลี่ยนรูปพลังงานจากพลังงานที่อยู่ในตัวเชื้อเพลิงไปเป็นพลังงานที่ได้ออกมา ซึ่งการเปรียบเทียบดังกล่าวที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่างๆ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 7-3



รูปที่ 7-3 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1

จากรูปที่ 7-3 พบว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะมีค่าลดลงเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น โดยการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีค่าสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ คือ 21.23%, 18.86% และ 16.07% ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm ตามลำดับ ส่วนการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีค่าต่ำที่สุดในทุกความเร็วรอบ คือ 19.74%, 17.45% และ 14.07% ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm ตามลำดับ

จากรูปที่ 7-3 กราฟแสดงผลของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบคงที่ต่างๆ เปรียบเทียบเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าที่ยังค่าต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางที่ 7-3

ตารางที่ 7-3 ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ
ของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1

Speed	Torque	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (%)				
		STD	ADV2	ADV4	ADV6	ADV8
rpm	N-m					
1000	FL	20.90	21.04	21.23	20.93	19.74
1200	FL	18.60	18.70	18.86	17.87	17.45
1400	FL	14.98	15.01	16.07	15.97	14.07

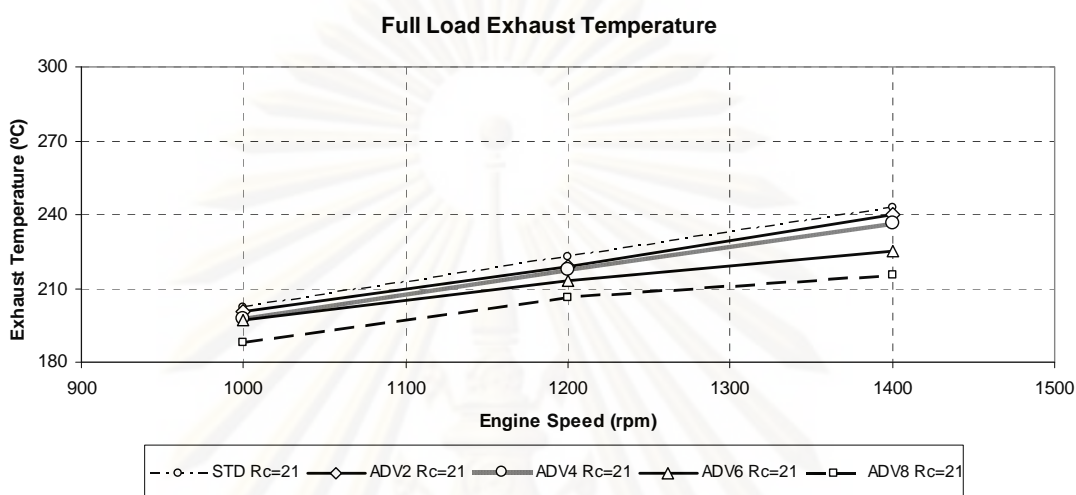
จากตารางที่ 7-3 พบว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดจะมีค่าเพิ่มขึ้นสูงสุดเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 และจะมีค่าลดลงต่ำสุดเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 ในทุกความเร็วรอบ และพบว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีความสัมพันธ์กับความเร็วรอบ กล่าวคือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะต่ำลงเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นเหมือนกันทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิง เนื่องจากความเร็วรอบที่สูงขึ้นจะมีแรงเสียดทานมากขึ้น ดังนั้นจึงต้องมีการฉีดเชื้อเพลิงในอัตราส่วนที่มากขึ้นเพื่อเอาชนะแรงเสียดทาน

ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

7.1.1.4 อุณหภูมิไอเสีย (Exhaust Temperature, °C)

อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่างๆ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 7-4



รูปที่ 7-4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1

จากรูปที่ 7-4 พบว่า อุณหภูมิไอเสียที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานมีค่าสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบคือ 202.5 °C, 222.8 °C และ 243.10 °C ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm ตามลำดับ และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีค่าต่ำสุดในทุกความเร็วรอบคือ 188.2 °C, 206.3 °C และ 215.20 °C ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm ตามลำดับ

จากรูปที่ 7-4 กราฟแสดงผลของอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบคงที่ต่างๆ เปรียบเทียบเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางที่ 7-4

ตารางที่ 7-4 อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1

Speed	Torque	อุณหภูมิไอเสีย (°C)				
rpm	N-m	STD	ADV2	ADV4	ADV6	ADV8
1000	FL	202.5	200.6	197.6	197.1	188.2
1200	FL	222.8	218.6	217.5	213.0	206.3
1400	FL	243.1	240.2	236.6	225.3	215.2

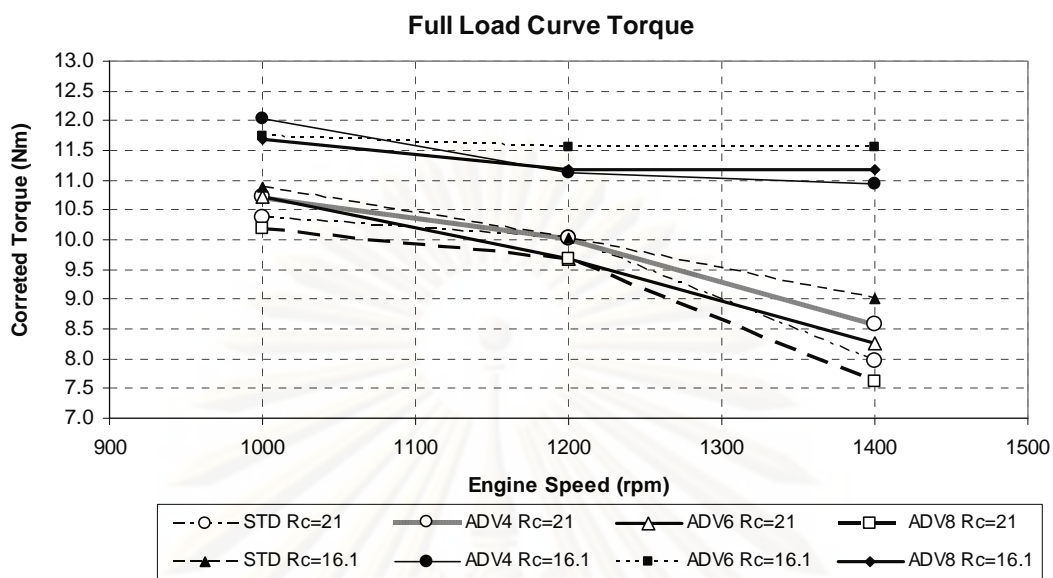
จากตารางที่ 7-4 พบว่า อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อความเร็วรอบมีค่าสูงขึ้นในทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิง และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าจะทำให้อุณหภูมิไอเสียมีค่าลดลงในทุกความเร็วรอบ

7.1.2 ผลของการลดอัตราส่วนกำลังอัด

ผลของการลดอัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์ เมื่อทำการลดอัตราส่วนกำลังอัดจากมาตรฐาน (21:1) ลงมาที่ 16.1:1 โดยทำการทดสอบเก็บค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุดสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่มีองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน(0 CA) และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4(4 CA), ADV(6 CA) และ ADV8(8 CA) โดยแสดงค่าเปรียบเทียบระหว่างอัตราส่วนกำลังอัดมาตรฐาน (21:1) และ 16.1:1 ของแรงบิดเบรกสูงสุด อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงและอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ระหว่างการทำงาน ดังนี้

7.1.2.1 แรงบิดเบรก (Brake Torque)

ผลของแรงบิดเบรก (Brake Torque) ที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ ที่อัตราส่วนกำลังอัดต่างกัน ดังแสดงไว้ในรูปที่ 7-5



รูปที่ 7-5 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดเบรกกับความเร็วยรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1

จากรูปที่ 7-5 พบว่า แรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดเมื่อมีการลดอัตราส่วนกำลังอัดจาก 21:1 ลงมาที่ 16.1:1 จะทำให้ได้แรงบิดเบรกขององศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานและองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ เพิ่มขึ้นในทุกความเร็วยรอบ โดยที่ความเร็วยรอบ 1000 rpm ของเพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 เป็นตำแหน่งที่ได้แรงบิดเบรกสูงสุด คือ 12.04 Nm และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 เป็นตำแหน่งที่ได้แรงบิดเบรกสูงสุดที่ความเร็วยรอบ 1200 rpm และ 1400 rpm คือ 11.56 Nm

จากรูปที่ 7-5 กราฟแสดงแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ เปรียบเทียบที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงค่าต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางที่ 7-5

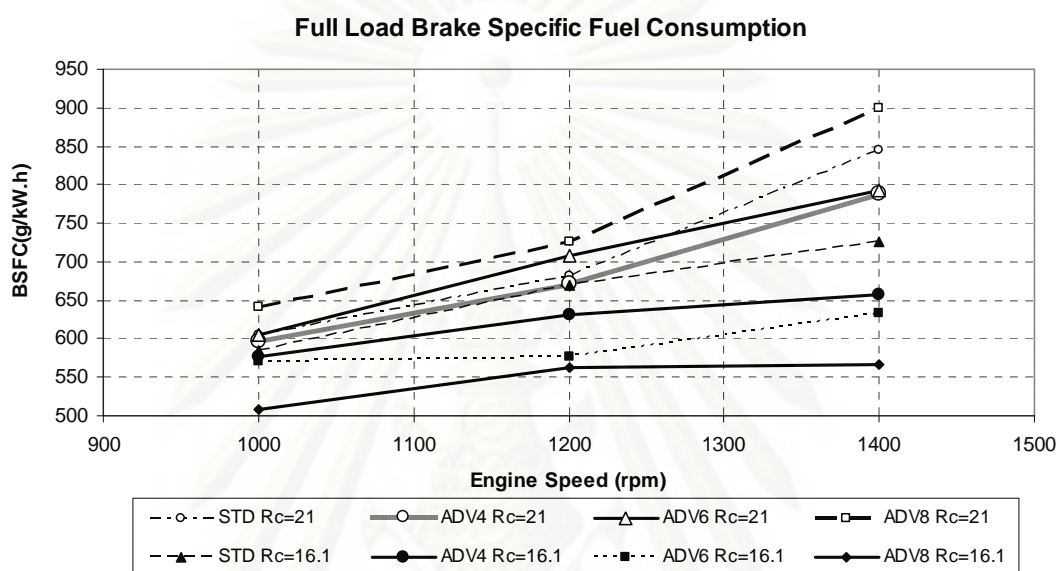
ตารางที่ 7-5 เปรียบเทียบแรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1

Speed	Full Load Corrected Torque (Nm)							
	อัตราส่วนกำลังอัด 21:1				อัตราส่วนกำลังอัด 16.1:1			
rpm	STD	ADV4	ADV6	ADV8	STD	ADV4	ADV6	ADV8
1000	10.38	10.73	10.72	10.20	10.90	12.04	11.73	11.69
1200	10.03	10.03	9.68	9.68	10.04	11.12	11.56	11.17
1400	7.96	8.58	8.27	7.62	9.00	10.95	11.56	11.17

จากตารางที่ 7-5 สรุปได้ว่า แรงบิดเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ มีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อทำการลดอัตราส่วนกำลังอัดจาก 21:1 ลงมาที่ 16.1:1 ในทุกความเร็วรอบ

7.1.2.2 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, bsfc)

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 7-6



รูปที่ 7-6 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับความเร็วยวอบที่สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1

จากรูปที่ 7-6 พบว่า อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดเมื่อมีการลดอัตราส่วนกำลังอัดจาก 21:1 ลงมาที่ 16.1:1 จะทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกขององศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานและองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ มีค่าลดลงในทุกความเร็วยวอบ เมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนกำลังอัด 16.1:1 พบว่า องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีค่าต่ำที่สุดในทุกความเร็วยวอบ กล่าวคือ ที่ความเร็วยวอบ 1000 rpm จะมีค่าต่ำที่สุดคือ 508.70 g/kW.hr และจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วยวอบเพิ่มสูงขึ้นคือ 562.48 g/kW.hr และ 566.50 g/kW.hr ที่ความเร็วยวอบ 1200 rpm และ 1400 rpm ตามลำดับ โดยที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าสูงที่สุดคือ 585.10 g/kW.hr, 669.32 g/kW.hr และ 725.55 g/kW.hr ที่ความเร็วยวอบ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm ตามลำดับ

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วยวอบสูงขึ้นพบว่า อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเพิ่มสูงขึ้น โดยที่ความเร็วยวอบ 1400 rpm มีค่าสูงที่สุดและที่ความเร็วยวอบ 1000 rpm มีค่าต่ำที่สุด เนื่องจากที่ความเร็วยวอบสูงนั้นจะมีผลของแรงเสียดทานที่สูงขึ้น ในทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิง

จากรูปที่ 7-6 กราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางที่ 7-6

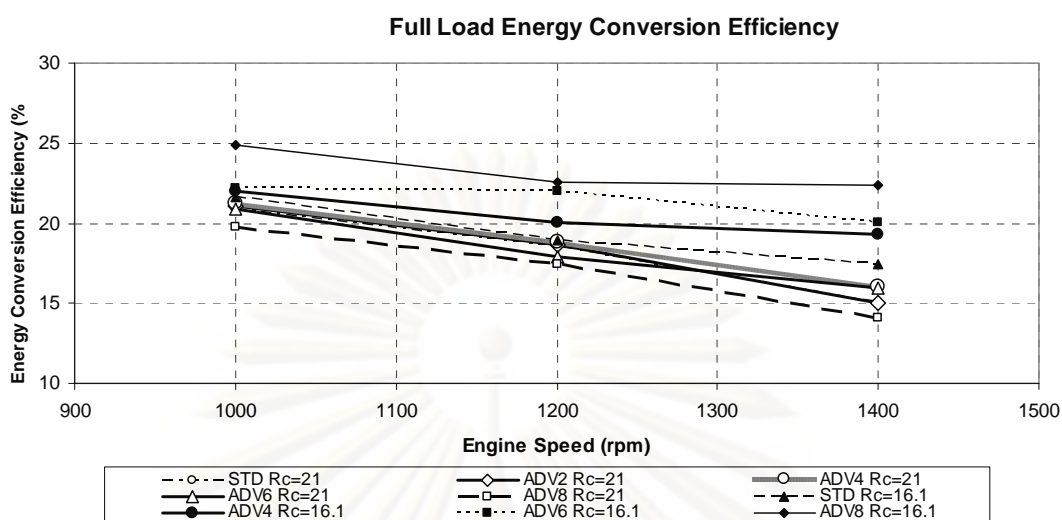
ตารางที่ 7-6 เปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1

Speed	Torque	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (g/kW.hr)							
		อัตราส่วนกำลังอัด 21:1				อัตราส่วนกำลังอัด 16.1:1			
rpm	N-m	STD	ADV4	ADV6	ADV8	STD	ADV4	ADV6	ADV8
1000	FL	605.87	596.48	605.10	641.51	585.10	576.70	571.06	508.70
1200	FL	680.73	671.36	708.65	725.82	669.32	631.56	576.69	562.48
1400	FL	845.08	788.05	793.13	900.21	725.55	657.50	632.68	566.50

จากตารางที่ 7-6 พบว่า อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่สภาวะภาระสูงสุดเมื่อทำการลดอัตราส่วนกำลังอัดจะมีค่าลดลงในทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิงและทุกความเร็วรอบ โดยที่ใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าเพิ่มมากขึ้นจะได้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกลดลงในทุกความเร็วรอบ

7.1.2.3 ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency, %)

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเป็นประสิทธิภาพของการเปลี่ยนรูปพลังงานจากพลังงานที่อยู่ภายในตัวเชื้อเพลิงไปเป็นพลังงานที่ได้ออกมา ซึ่งการเปรียบเทียบดังกล่าวที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่างๆ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 7-7



รูปที่ 7-7 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1

จากรูปที่ 7-7 พบว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเมื่อมีการลดอัตราส่วนกำลังอัดจาก 21:1 ลงมาที่ 16.1:1 ทำให้ได้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงขององศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานและองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ มีค่าเพิ่มสูงขึ้นในทุกความเร็วรอบ เมื่อพิจารณาที่อัตราส่วนกำลังอัด 16.1:1 โดยใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีค่าสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบ คือ 24.89%, 22.51% และ 22.35% ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm ตามลำดับ ส่วนการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐานจะมีค่าต่ำที่สุดในทุกความเร็วรอบ คือ 21.64%, 18.92% และ 17.45% ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm ตามลำดับ

จากรูปที่ 7-7 กราฟแสดงผลของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบคงที่ต่างๆ เปรียบเทียบเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าที่ยองศาต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางที่ 7-7

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 7-7 เปรียบเทียบประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุดที่
ความเร็วรอบต่างๆ ของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1

Speed	Torque	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (%)							
		อัตราส่วนกำลังอัด 21:1				อัตราส่วนกำลังอัด 16.1:1			
rpm	N-m	STD	ADV4	ADV6	ADV8	STD	ADV4	ADV6	ADV8
1000	FL	20.90	21.23	20.93	19.74	21.64	21.96	22.17	24.89
1200	FL	18.60	18.86	17.87	17.45	18.92	20.05	21.96	22.51
1400	FL	14.98	16.07	15.97	14.07	17.45	19.26	20.01	22.35

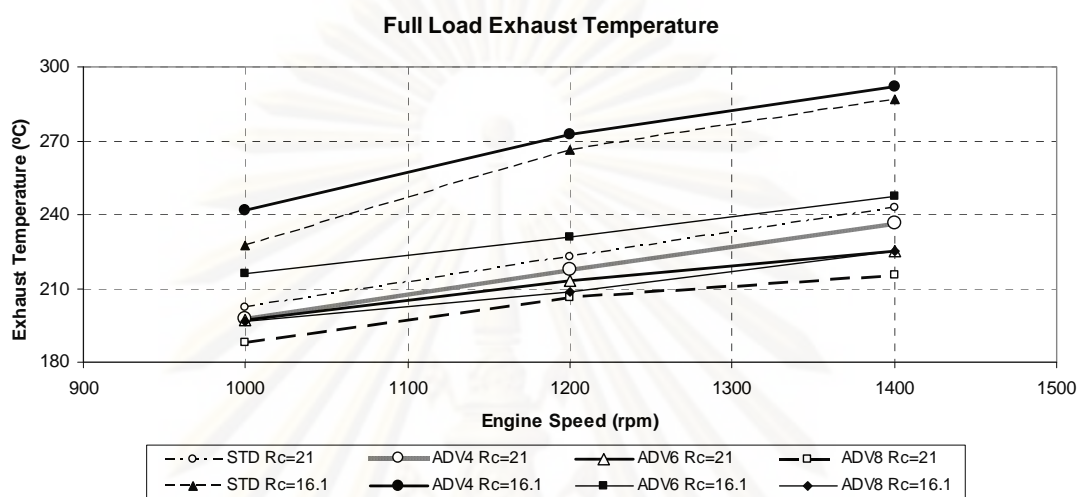
จากตารางที่ 7-7 พบว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อทำการลดอัตราส่วนกำลังอัดจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นในทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิงและทุกความเร็วรอบ โดยที่ใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าเพิ่มมากขึ้น จะได้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเพิ่มสูงขึ้นในทุกความเร็วรอบ และพบว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีความสัมพันธ์กับความเร็วรอบ กล่าวคือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะต่ำลงเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นเหมือนกันทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิง เนื่องจากความเร็วรอบที่สูงขึ้นจะมีแรงเสียดทานมากขึ้น ดังนั้นจึงต้องมีการฉีดเชื้อเพลิงในอัตราส่วนที่มากขึ้นเพื่อเอาชนะแรงเสียดทาน

ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

7.1.2.4 อุณหภูมิไอเสีย (Exhaust Temperature, °C)

อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่างๆ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 7-8



รูปที่ 7-8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับความเร็วรอบที่สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1

จากรูปที่ 7-8 พบว่า อุณหภูมิไอเสียเมื่อมีการลดอัตราส่วนกำลังอัดจาก 21:1 ลงมาที่ 16.1:1 จะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นในทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิงและในทุกความเร็วรอบ โดยเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีค่าต่ำสุดในทุกความเร็วรอบคือ 196.4 °C, 208.6 °C และ 224.9 °C ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm ตามลำดับ และเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าสูงที่สุดในทุกความเร็วรอบคือ 241.5 °C, 272.3 °C และ 291.9 °C ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm ตามลำดับ

จากรูปที่ 7-8 กราฟแสดงผลของอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบคงที่ต่างๆ เปรียบเทียบเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าที่องศาต่างๆ สามารถสรุปเป็นตารางที่ 7-8

ตารางที่ 7-8 เปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุดที่ความเร็วรอบต่างๆ ของอัตราส่วนกำลังอัด 21:1 และ 16.1:1

Speed	Torque	อุณหภูมิไอเสีย (°C)							
		อัตราส่วนกำลังอัด 21:1				อัตราส่วนกำลังอัด 16.1:1			
rpm	N-m	STD	ADV4	ADV6	ADV8	STD	ADV4	ADV6	ADV8
1000	FL	202.5	197.6	197.1	188.2	227.7	241.5	215.8	196.4
1200	FL	222.8	217.5	213.0	206.3	266.4	272.3	230.8	208.6
1400	FL	243.1	236.6	225.3	215.2	286.6	291.9	247.5	224.9

จากตารางที่ 7-8 พบว่า อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระสูงสุด เมื่อทำการลดอัตราส่วนกำลังอัดจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นในทุกองศาการฉีดเชื้อเพลิงและในทุกความเร็วรอบ โดยที่ใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มขึ้นจะได้อุณหภูมิไอเสียลดลงในทุกความเร็วรอบ แต่การใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีค่ามากกว่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน เนื่องจากแรงบิดเบรกสูงสุดเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 ที่ได้มีค่าสูงกว่าองศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน

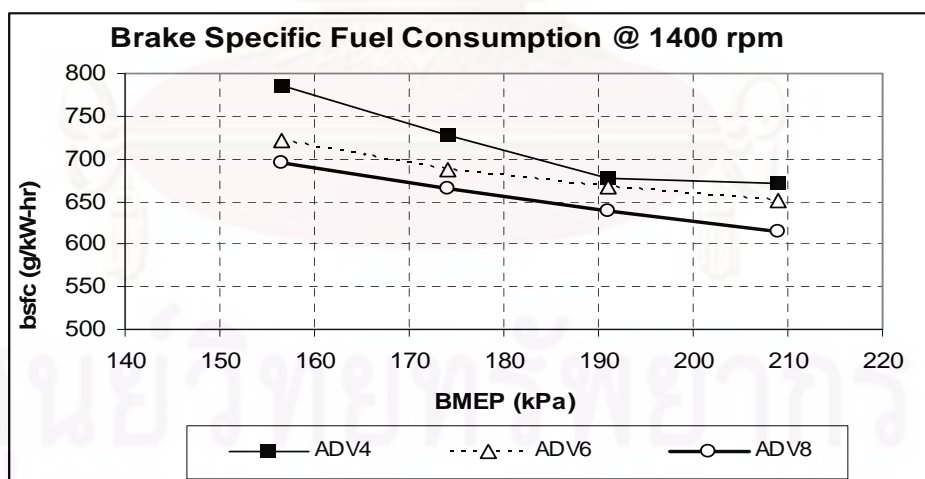
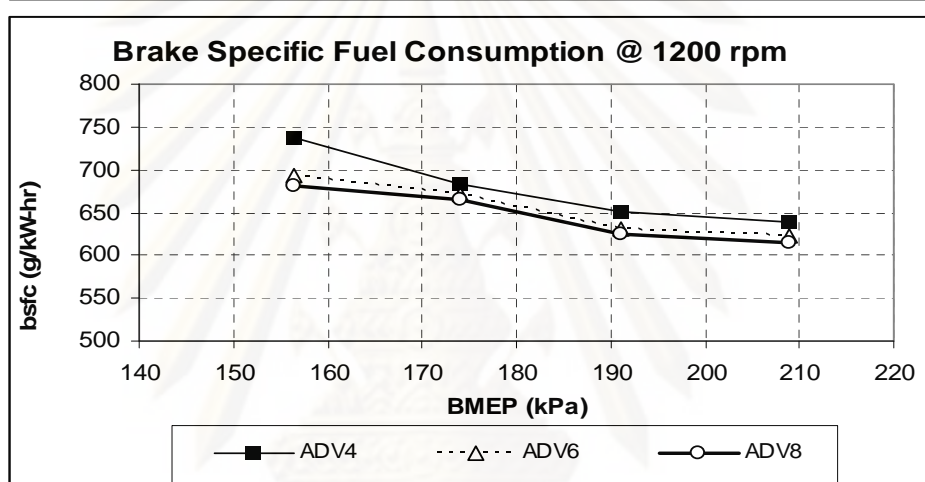
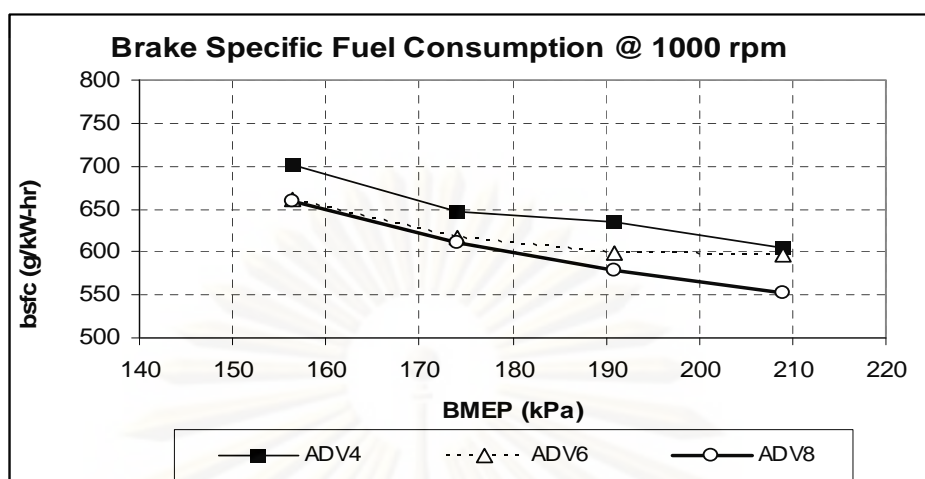
7.1.3 ผลการทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วน

สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สภาวะภาระบางส่วนเมื่อใช้ DME เพื่อศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4, ADV6 และ ADV8 โดยทำการทดสอบในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัวที่ภาระและความเร็วรอบคงที่ ซึ่งจุดทดสอบที่ใช้ดัดแปลงมาจากวัฏจักรการทดสอบตามมาตรฐาน ESC Test Cycle (ดูภาคผนวก ค) ดังที่กล่าวมาแล้วในบทที่ 6 (หัวข้อ 6.2.3.3) โดยจะแสดงอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงและอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ระหว่างการทดสอบที่แต่ละจุดทดสอบ ดังนี้

7.1.3.1 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, bsfc)

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้เปรียบเทียบเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ โดยความสัมพันธ์ที่แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเปรียบเทียบกับ BMEP ในแต่ละความเร็วรอบคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 7-9 และความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเปรียบเทียบกับความเร็วรอบในแต่ละ BMEP คงที่ ดังแสดงในรูปที่ 7-10

รูปที่ 7-9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับ BMEP ที่ความเร็วรอบคงที่ตั้งแต่ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm ของเครื่องยนต์เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ



รูปที่ 7-9 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการผลิตเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับ BMEP ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ

จากรูปที่ 7-9 แสดงผลเปรียบเทียบอัตราการผลิตเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc(g/kW.hr)) กับ BMEP(kPa) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ พบว่า

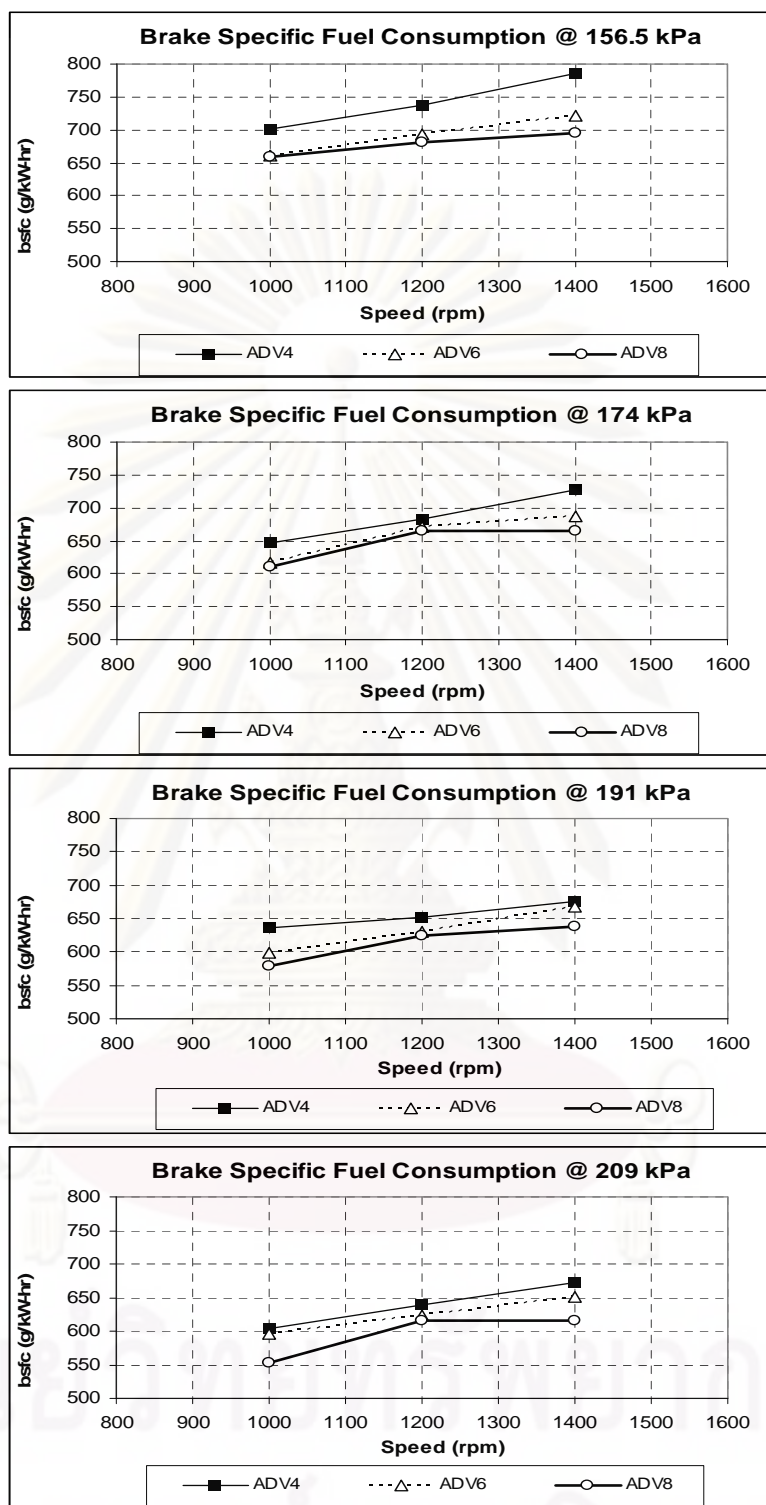
ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาวะ 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa อัตราการผลิตเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 659.09 g/kW.hr, 611.17 g/kW.hr, 578.13 g/kW.hr และ 552.16 g/kW.hr ตามลำดับ โดยที่เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าสูงสุดเท่ากับ 700.82 g/kW.hr, 646.23 g/kW.hr, 635.24 g/kW.hr และ 603.81 g/kW.hr ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาวะ 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa อัตราการผลิตเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 682.14 g/kW.hr, 665.37 g/kW.hr, 624.65 g/kW.hr และ 615.05 g/kW.hr ตามลำดับ โดยที่เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าสูงสุดเท่ากับ 737.93 g/kW.hr, 683.92 g/kW.hr, 651.73 g/kW.hr และ 638.54 g/kW.hr ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาวะ 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa อัตราการผลิตเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 695.24 g/kW.hr, 665.45 g/kW.hr, 638.16 g/kW.hr และ 615.60 g/kW.hr ตามลำดับ โดยที่เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าสูงสุดเท่ากับ 786.64 g/kW.hr, 727.68 g/kW.hr, 676.37 g/kW.hr และ 671.83 g/kW.hr ตามลำดับ

เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า ถ้า BMEP เพิ่มขึ้น อัตราการผลิตเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำลง เนื่องจากที่ความเร็วรอบคงที่แรงเสียดทานภายในเครื่องยนต์มีค่าคงที่ และที่ BMEP ต่ำแรงเสียดทานในเครื่องยนต์จะมีผลกระทบค่อนข้างมาก ดังนั้นเมื่อ BMEP เพิ่มขึ้นผลกระทบจากแรงเสียดทานในเครื่องยนต์จะมีค่าลดลง เป็นผลให้อัตราการผลิตเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำลง

รูปที่ 7-10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการผลิตเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกกับความเร็วน้ำมันที่ค่า BMEP คงที่ ตั้งแต่ 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa ของเครื่องยนต์เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ



รูปที่ 7-10 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการผลิตเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคกับความเร็วรอบ
ที่ BMEP คงที่ค่าต่างๆ

จากรูปที่ 7-10 แสดงผลเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะกับความเร็วยรอบ ที่ BMEP คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ เมื่อพิจารณาที่ BMEP คงที่ พบว่า อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะมีความสัมพันธ์กับความเร็วยรอบ กล่าวคือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะจะสูงขึ้นตามความเร็วยรอบที่สูงขึ้นเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ เนื่องจากความเร็วยรอบที่สูงขึ้นจะมีแรงเสียดทานในเครื่องยนต์ที่สูงขึ้น ดังนั้นจึงต้องมีการฉีดเชื้อเพลิงในอัตราส่วนที่มากขึ้นเพื่อเอาชนะแรงเสียดทานนั้น ทำให้มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะสูงขึ้น

จากรูปที่ 7-9 และรูปที่ 7-10 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 7-9

ตารางที่ 7-9 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ

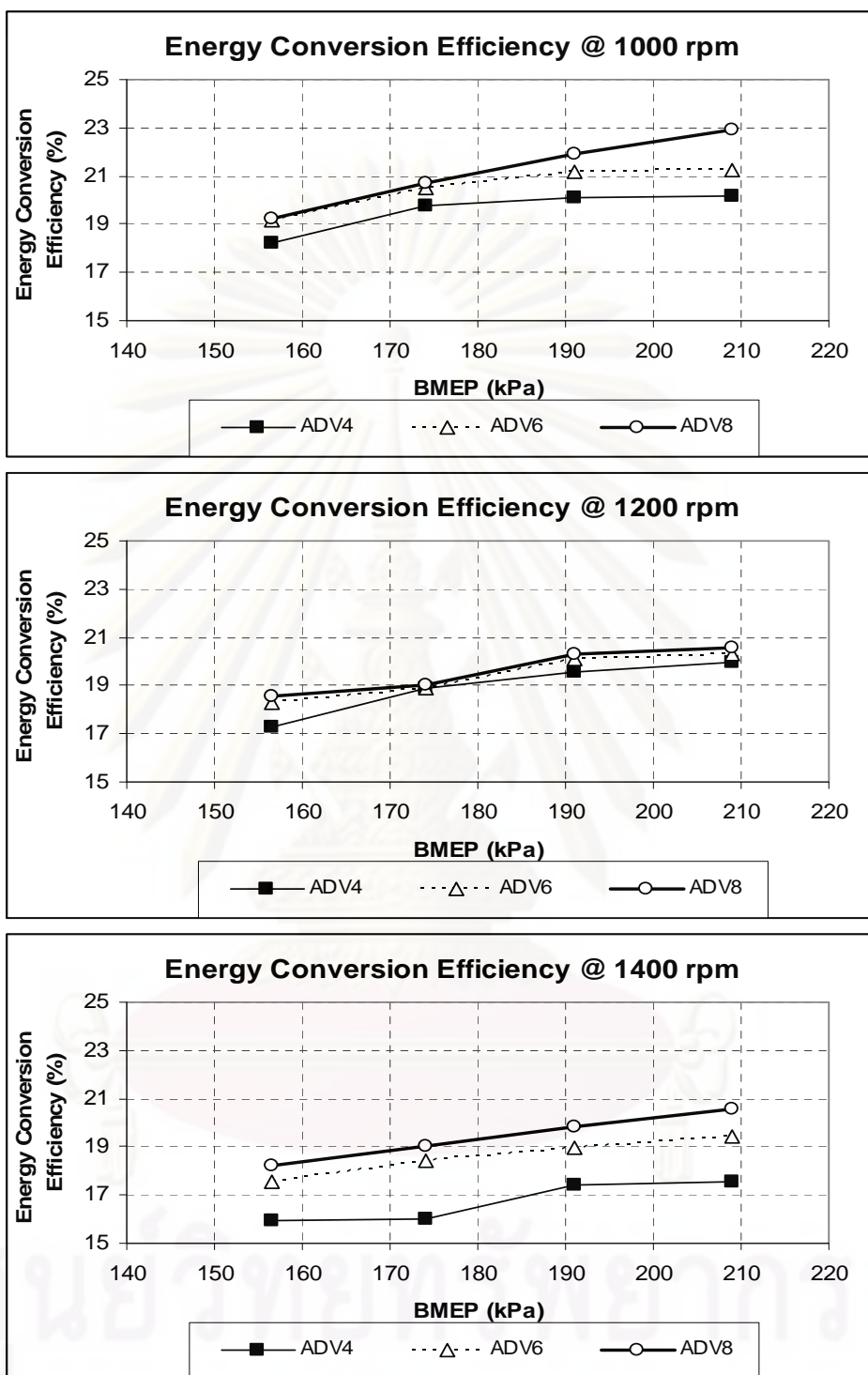
Speed	BMEP	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ (g/kW.hr)		
Rpm	kPa	ADV4	ADV6	ADV8
1000	156.5	700.82	661.10	659.09
1000	174	646.23	617.24	611.17
1000	191	635.24	597.73	578.13
1000	209	603.81	596.77	552.16
1200	156.5	737.93	693.44	682.14
1200	174	683.92	670.16	665.37
1200	191	651.73	630.56	624.65
1200	209	638.54	623.29	615.05
1400	156.5	786.64	721.05	695.24
1400	174	727.68	687.44	665.45
1400	191	676.37	667.72	638.16
1400	209	671.83	650.83	615.60

จากตารางที่ 7-9 สรุปได้ว่า เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะต่ำสุดในทุกความเร็วยรอบ

7.1.3.2 ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Energy Conversion Efficiency, %)

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่จุดทดสอบและวิเคราะห์การเผาไหม้เปรียบเทียบเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ ในแต่ละความเร็วรอบ โดยความสัมพันธ์ที่แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกับ BMEP ในแต่ละความเร็วรอบคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 7-11 และความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกับความเร็วรอบ ในแต่ละ BMEP คงที่ดังแสดงในรูปที่ 7-12

รูปที่ 7-11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับ BMEP ที่ความเร็วรอบคงที่ตั้งแต่ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm ของเครื่องยนต์เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ



รูปที่ 7-11 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับ BMEP ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ

จากรูปที่ 7-11 แสดงผลเปรียบเทียบประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง กับ BMEP ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ พบว่า

ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาวะ 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีค่าสูงสุดเท่ากับ 19.21%, 20.72%, 21.90% และ 22.93% ตามลำดับ โดยที่เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 18.07%, 19.59%, 19.93% และ 20.97% ตามลำดับ

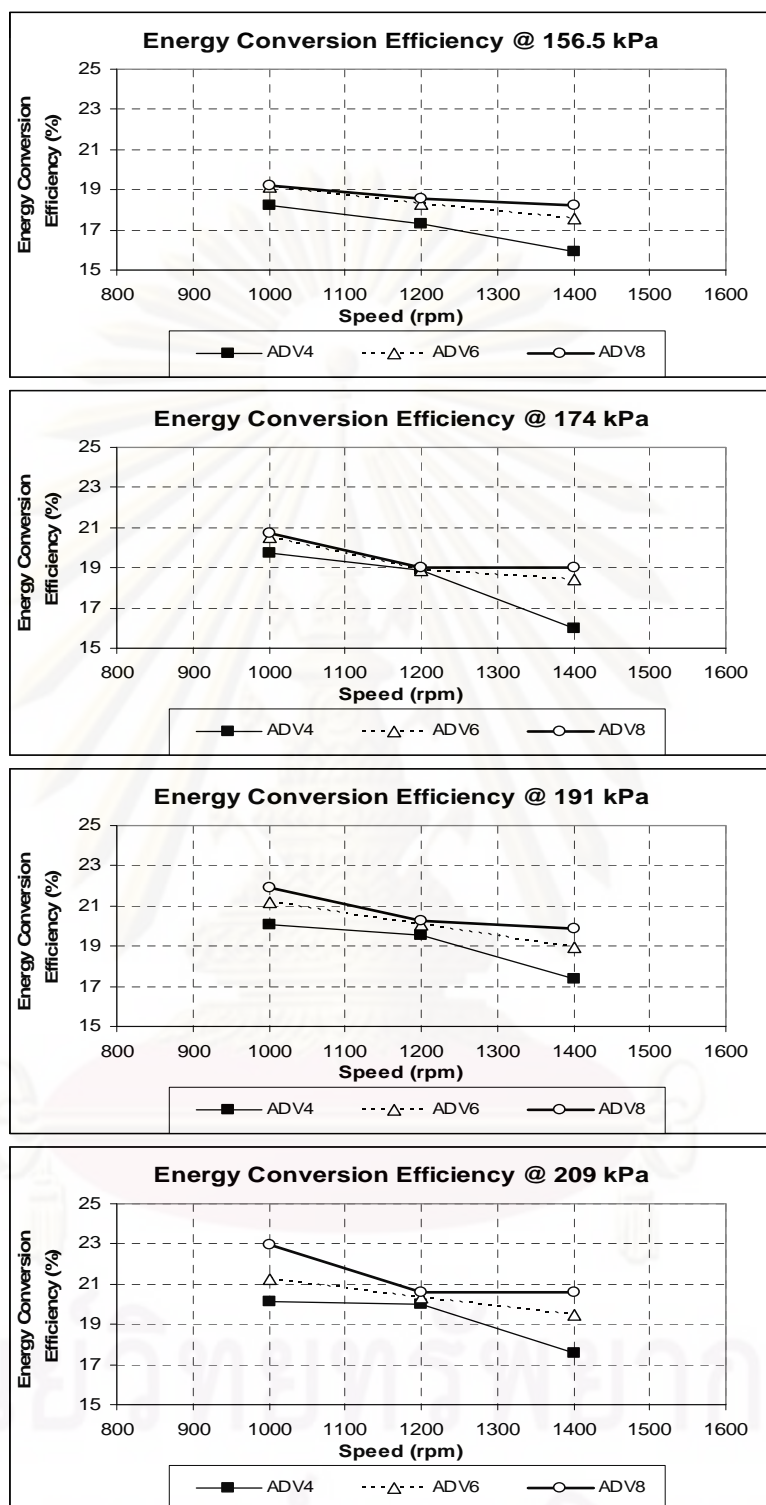
ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาวะ 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีค่าสูงสุดเท่ากับ 18.56%, 19.03%, 20.27% และ 20.59% ตามลำดับ โดยที่เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 17.16%, 18.51%, 19.43% และ 19.83% ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาวะ 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีค่าสูงสุดเท่ากับ 18.21%, 19.03%, 19.84% และ 20.57% ตามลำดับ โดยที่เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 16.10%, 17.40%, 18.72% และ 18.85% ตามลำดับ

เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า ถ้า BMEP เพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงขึ้น เนื่องจากที่ความเร็วรอบคงที่แรงเสียดทานภายในเครื่องยนต์จะมีค่าคงที่ และที่ BMEP ต่ำแรงเสียดทานในเครื่องยนต์จะมีผลกระทบค่อนข้างมาก ดังนั้นเมื่อ BMEP เพิ่มขึ้นผลกระทบจากแรงเสียดทานในเครื่องยนต์จะมีค่าลดลง เป็นผลให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงขึ้น

รูปที่ 7-12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง กับความเร็วรอบ ที่ค่า BMEP คงที่ ตั้งแต่ 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa ของเครื่องยนต์เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 7-12 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็รรอบ
ที่ BMEP คงที่ค่าต่างๆ

จากรูปที่ 7-12 แสดงผลเปรียบเทียบประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงกับความเร็รรอบที่ BMEP คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ เมื่อพิจารณาที่ BMEP คงที่ พบว่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีความสัมพันธ์กับความเร็รรอบ กล่าวคือ ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะต่ำลงตามความเร็รรอบที่สูงขึ้นเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ เนื่องจากความเร็รรอบที่สูงขึ้นจะมีแรงเสียดทานในเครื่องยนต์ที่สูงขึ้น ดังนั้นประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจึงต่ำลง

กล่าวได้ว่า ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงในทุกจุดการทดสอบมีค่าแปรผกผันกับอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะบวก

จากรูปที่ 7-11 และรูปที่ 7-12 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 7-10

ตารางที่ 7-10 ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง

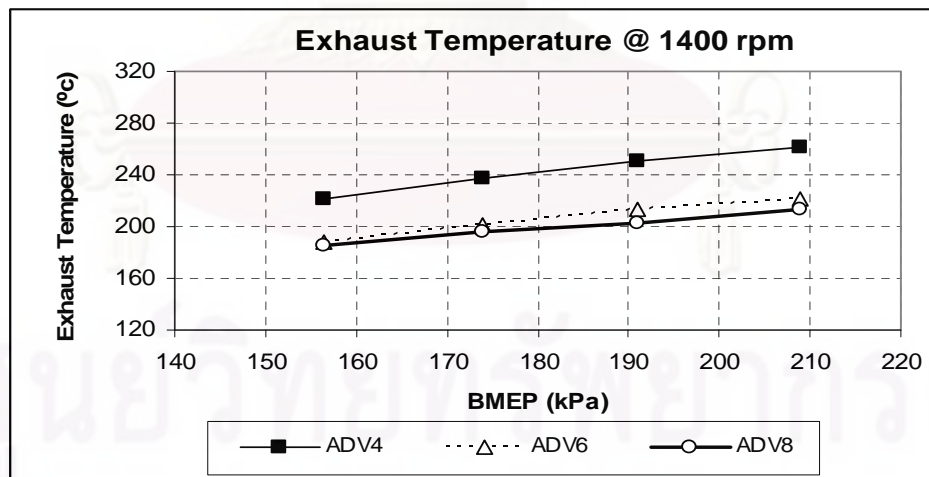
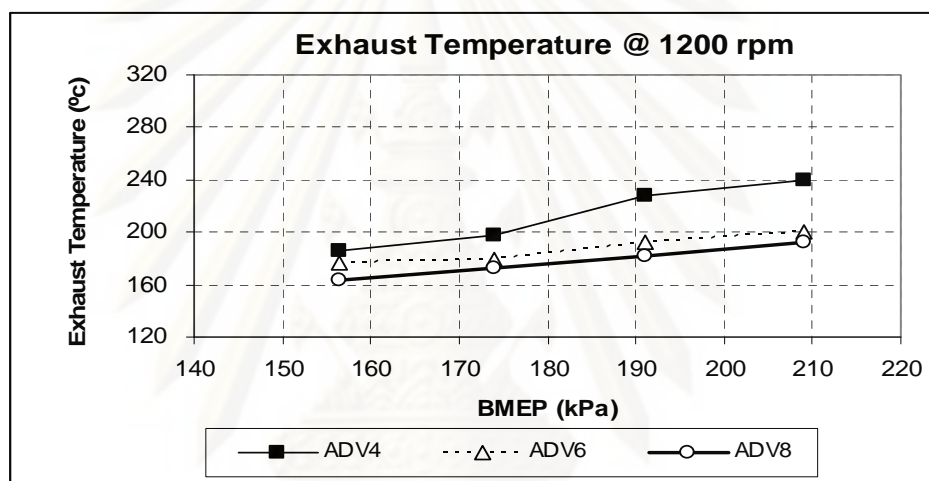
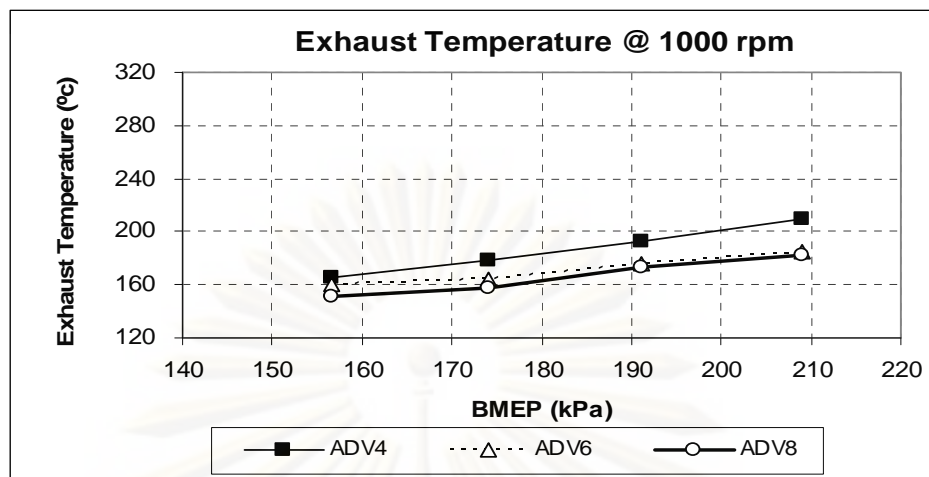
Speed	BMEP	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (%)		
Rpm	kPa	ADV4	ADV6	ADV8
1000	156.5	18.07	19.15	19.21
1000	174	19.59	20.52	20.72
1000	191	19.93	21.18	21.90
1000	209	20.97	21.22	22.93
1200	156.5	17.16	18.26	18.56
1200	174	18.51	18.89	19.03
1200	191	19.43	20.08	20.27
1200	209	19.83	20.32	20.59
1400	156.5	16.10	17.56	18.21
1400	174	17.40	18.42	19.03
1400	191	18.72	18.96	19.84
1400	209	18.85	19.46	20.57

จากตารางที่ 7-10 สรุปได้ว่า เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุดในทุกความเร็รรอบ

7.1.3.3 อุณหภูมิไอเสีย (Exhaust Temperature, °C)

อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะภาระบางส่วนเปรียบเทียบเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ ในแต่ละความเร็รรอบ โดยแสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียเปรียบเทียบกับ BMEP ในแต่ละความเร็รรอบคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 7-13 และความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียเปรียบเทียบกับความเร็รรอบ ในแต่ละ BMEP คงที่รูปที่ 7-14

รูปที่ 7-13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับ BMEP ที่ค่าความเร็รรอบคงที่ 1000 rpm, 1200 rpm และ 1400 rpm ของเครื่องยนต์เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ



รูปที่ 7-13 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับ BMEP ที่ความเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ

จากรูปที่ 7-13 แสดงผลเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียกับ BMEP ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ พบว่า

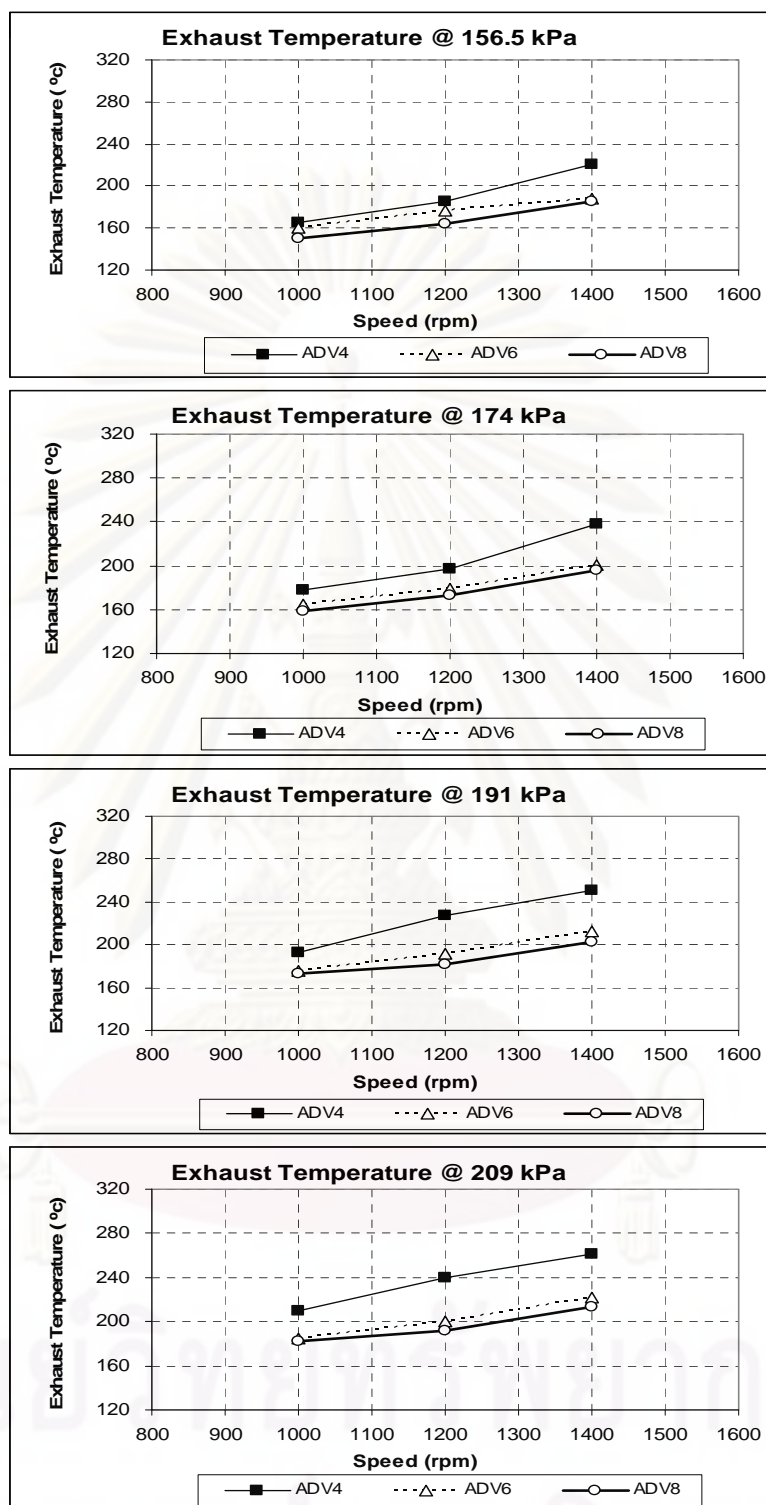
ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาวะ 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa อุณหภูมิไอเสีย เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 150.8 °C, 158.1 °C, 172.6 °C และ 182.7 °C ตามลำดับ โดยที่เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าสูงสุดเท่ากับ 162.4 °C, 177.8 °C, 194.1 °C และ 209.5 °C ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาวะ 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa อุณหภูมิไอเสีย เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 163.5 °C, 173.2 °C, 181.5 °C และ 192.2 °C ตามลำดับ โดยที่เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าสูงสุดเท่ากับ 179.2 °C, 197.4 °C, 227.3 °C และ 239.2 °C ตามลำดับ

ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm เมื่อพิจารณาที่ภาวะ 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa อุณหภูมิไอเสีย เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 184.9 °C, 195.6 °C, 202.8 °C และ 213.6 °C ตามลำดับ โดยที่เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีค่าสูงสุดเท่ากับ 192.4 °C, 237.8 °C, 250.8 °C และ 261.6 °C ตามลำดับ

เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า ถ้า BMEP เพิ่มขึ้น จะมีอุณหภูมิไอเสียสูงขึ้น เนื่องมาจากที่ BMEP สูงขึ้นจึงทำให้มีการฉีดเชื้อเพลิงที่มากขึ้น

รูปที่ 7-14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับความเร็วรอบ ที่ค่า BMEP คงที่ ตั้งแต่ 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa ของเครื่องยนต์เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ



รูปที่ 7-14 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิไอเสียกับความเร็รรอบที่ BMEP คงที่ค่าต่างๆ

จากรูปที่ 7-14 แสดงผลเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียกับความเร็รรอบ ที่ BMEP คงที่ค่าต่างๆ ของเครื่องยนต์ เมื่อพิจารณาที่ BMEP คงที่ พบว่า อุณหภูมิไอเสียมีความสัมพันธ์กับความเร็รรอบ กล่าวคือ อุณหภูมิไอเสียจะสูงขึ้นตามความเร็รรอบที่สูงขึ้นเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ เนื่องจากความเร็รรอบที่สูงขึ้นจะมีการฉีดเชื้อเพลิงในปริมาณที่สูงขึ้น ดังนั้นอุณหภูมิไอเสียจึงสูงขึ้น

จากรูปที่ 7-13 และรูปที่ 7-14 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 7-11

ตารางที่ 7-11 อุณหภูมิไอเสีย

Speed	BMEP	อุณหภูมิไอเสีย (°C)		
		ADV4	ADV6	ADV8
Rpm	kPa			
1000	156.5	162.4	159.9	150.8
1000	174	177.8	164.8	158.1
1000	191	194.1	175.4	172.6
1000	209	209.5	184.9	182.7
1200	156.5	179.2	176.2	163.5
1200	174	197.4	178.8	173.2
1200	191	227.3	191.9	181.5
1200	209	239.2	200.8	192.2
1400	156.5	192.4	188.5	184.9
1400	174	237.8	201.3	195.6
1400	191	250.8	213.2	202.8
1400	209	261.6	221.3	213.6

จากตารางที่ 7-11 สรุปได้ว่า เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้ามากขึ้นจะมีค่าอุณหภูมิไอเสียต่ำลงในทุกความเร็รรอบ เนื่องมาจากปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่ต่ำกว่าและมีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นก่อน

7.2 ผลการทดสอบและวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้

ผลการทดสอบและวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 (4 CA), ADV6 (6 CA) และ ADV8 (8 CA) โดย การทดสอบจะกระทำที่สภาวะคงตัว โดยที่ความเร็วรอบและ BMEP คงที่ในแต่ละจุดทดสอบ ซึ่งการทดสอบจะกระทำเช่นเดียวกันกับการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาวะบางส่วน เพื่อนำข้อมูลมาวิเคราะห์ผลจากการเปลี่ยนองศาการฉีดเชื้อเพลิง ผลการทดสอบที่แสดงในส่วนนี้คือ ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าของหัวฉีด ความดันในห้องเผาไหม้ อัตราการปล่อยความร้อน การปล่อยความร้อนสุทธิ สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้และช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

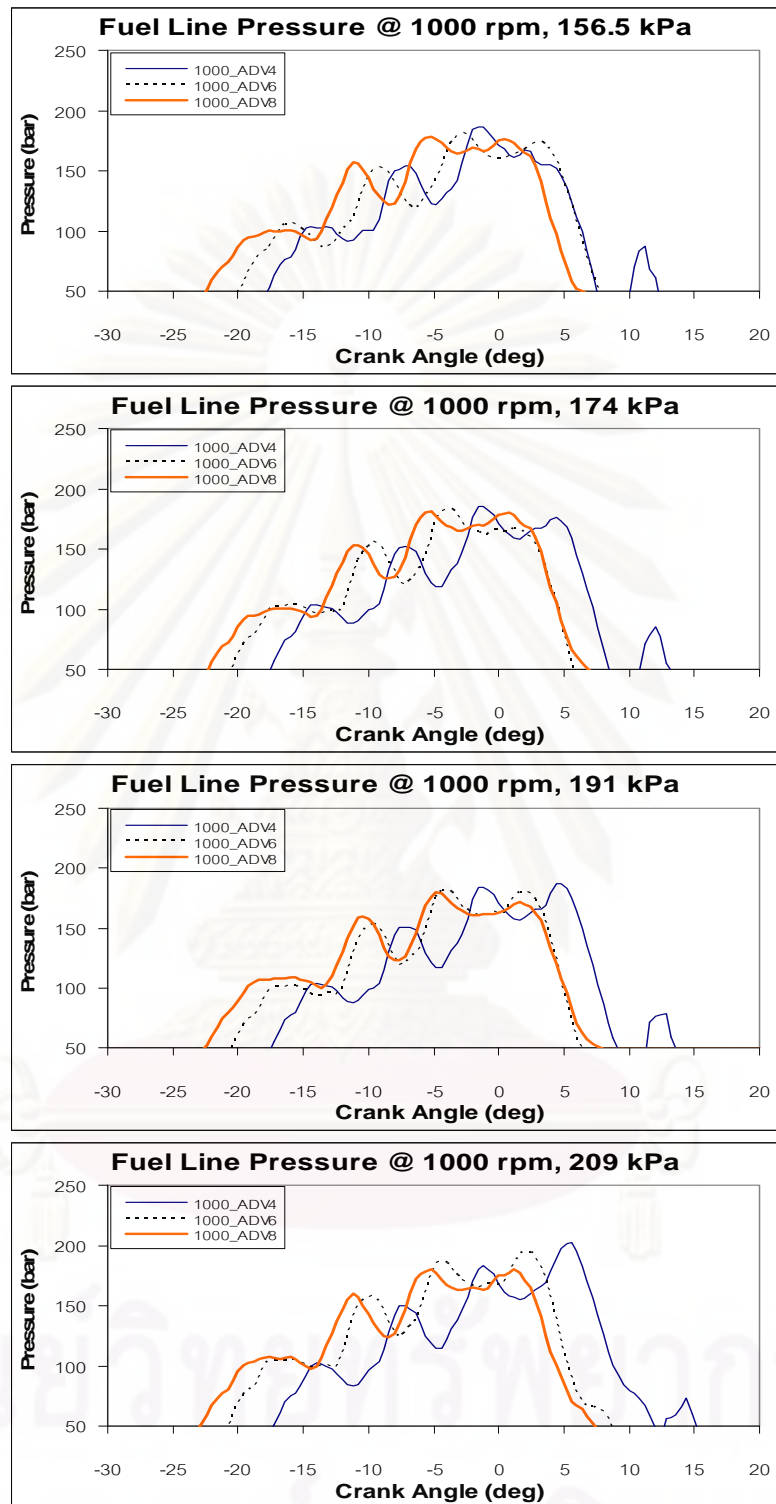
7.2.1 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

เมื่อเชื้อเพลิงถูกบีบอัดจะทำความดันในห้องส่งเชื้อเพลิงก่อนทางเข้าหัวฉีดมีความดันเพิ่มมากขึ้นอย่างต่อเนื่อง จนกระทั่งมีความดันมากเกินกว่าค่าความดันยกเข็มหัวฉีด (Opening Pressure) ของหัวฉีด (ค่าความดันยกเข็มหัวฉีดของหัวฉีดที่ใช้คือ 100 บาร์) เข็มหัวฉีดจะเริ่มยกตัวในขณะที่ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดลดลงเล็กน้อย และความดันจะเพิ่มสูงขึ้นอีกครั้งเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจะไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ตลอดที่ความดันในห้องจ่ายเชื้อเพลิงมากกว่าความดันในห้องเผาไหม้ และสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง (End of injection) เมื่อความดันในห้องจ่ายเชื้อเพลิงเริ่มลดลงจนไม่สามารถเอาชนะแรงดันสปริงที่กดเข็มหัวฉีดได้

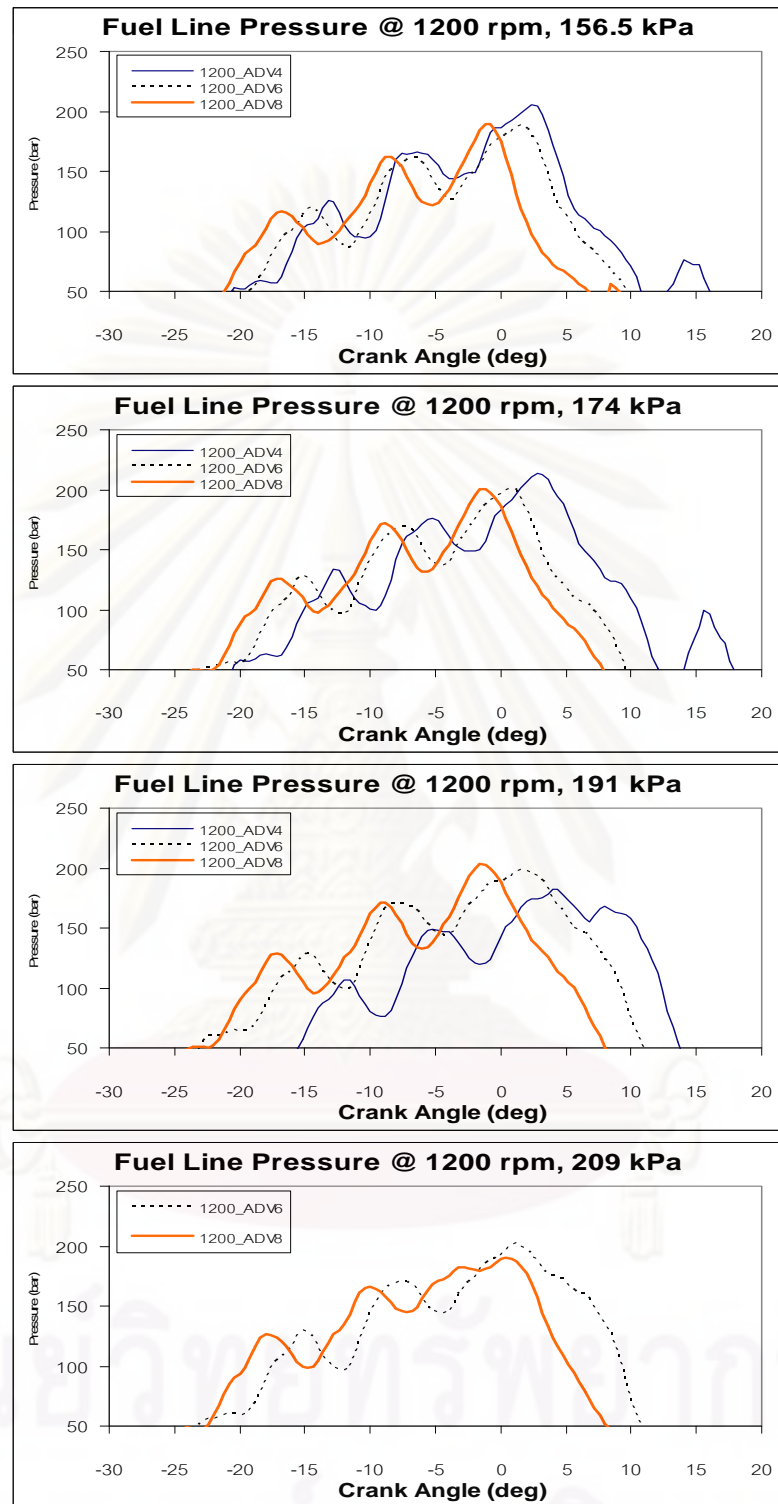
รูปที่ 7-15 ถึงรูปที่ 7-17 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดพบว่า การใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าเพิ่มมากขึ้น มีแนวโน้มการสร้างแรงดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดเกิดขึ้นก่อน เนื่องจากที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้านั้นเพลาลูกเบี้ยวจะมีการกดลูกสูบอัดน้ำมันภายในตัวเรือนปั๊ม (Plunger) ก่อนองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าน้อยกว่า

ศูนย์วิทยุทรัพยากร

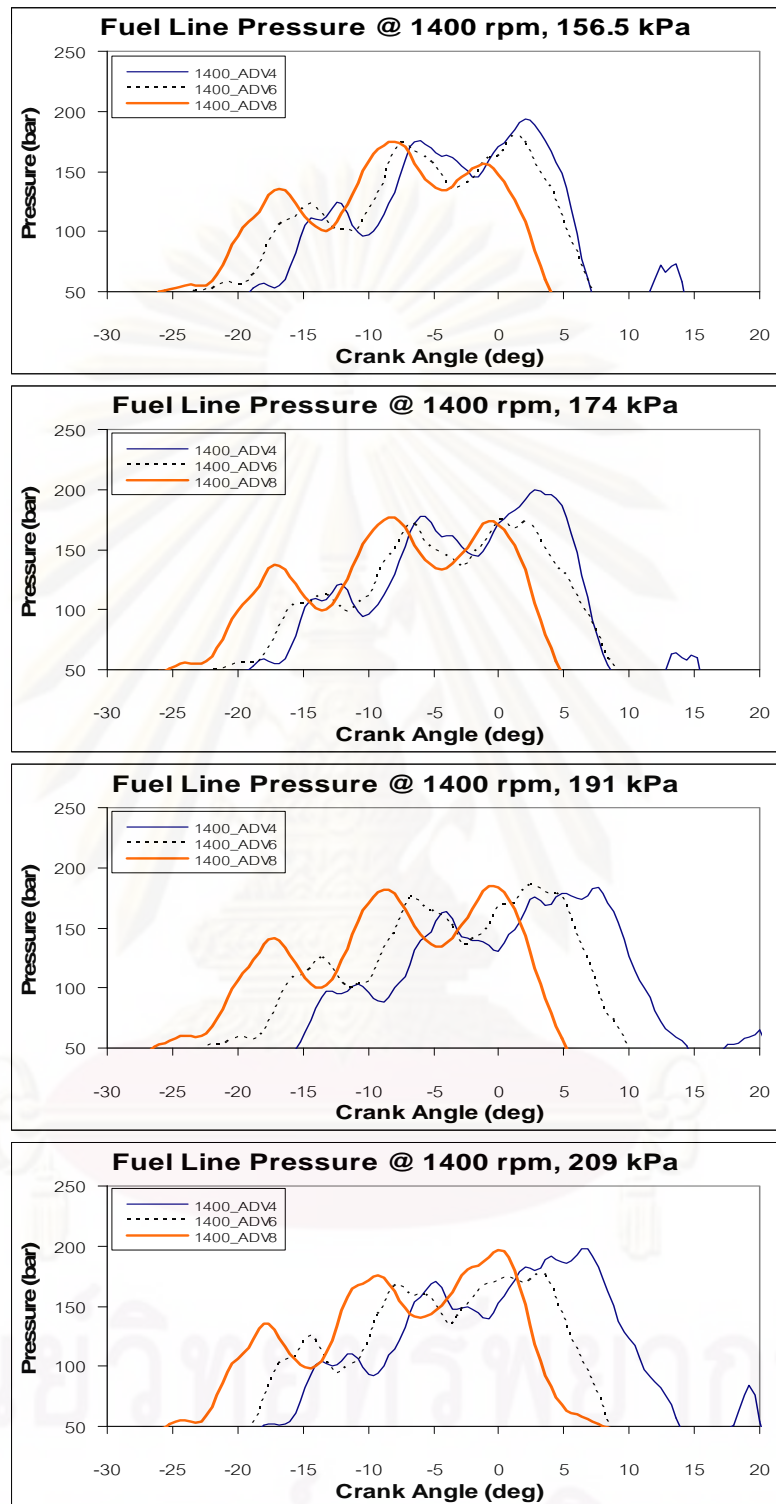
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 7-15 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-16 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-17 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa

จากรูปที่ 7-15 ถึงรูปที่ 7-17 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดพบว่า เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน โดยที่การใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีจุดฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้าที่สุด

จากรูปที่ 7-15 ถึงรูปที่ 7-17 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 7-12

ตารางที่ 7-12 จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง

Speed	BMEP	SOI (CA)			EOI (CA)		
		ADV4	ADV6	ADV8	ADV4	ADV6	ADV8
Rpm	kPa						
1000	156.5	-9.6	-12.0	-13.6	6.4	6.4	4.4
1000	174	-9.6	-12.0	-13.6	7.6	4.8	4.8
1000	191	-9.6	-12.0	-13.6	8.0	5.2	5.2
1000	209	-9.6	-12.4	-14	9.2	5.6	4.8
1200	156.5	-9.6	-11.2	-13.6	8.0	6.4	2.8
1200	174	-9.6	-11.6	-13.6	10.8	7.2	4.4
1200	191	-8.4	-11.6	-13.6	12.8	9.2	6.0
1200	209	-	-11.6	-14.0	-	9.6	5.6
1400	156.5	-9.6	-11.2	-13.2	6.0	5.6	2.4
1400	174	-9.6	-11.2	-13.2	7.2	6.8	3.2
1400	191	-8.4	-11.2	-13.6	11.6	7.6	3.6
1400	209	-8.8	-11.6	-14	11.2	6.8	3.6

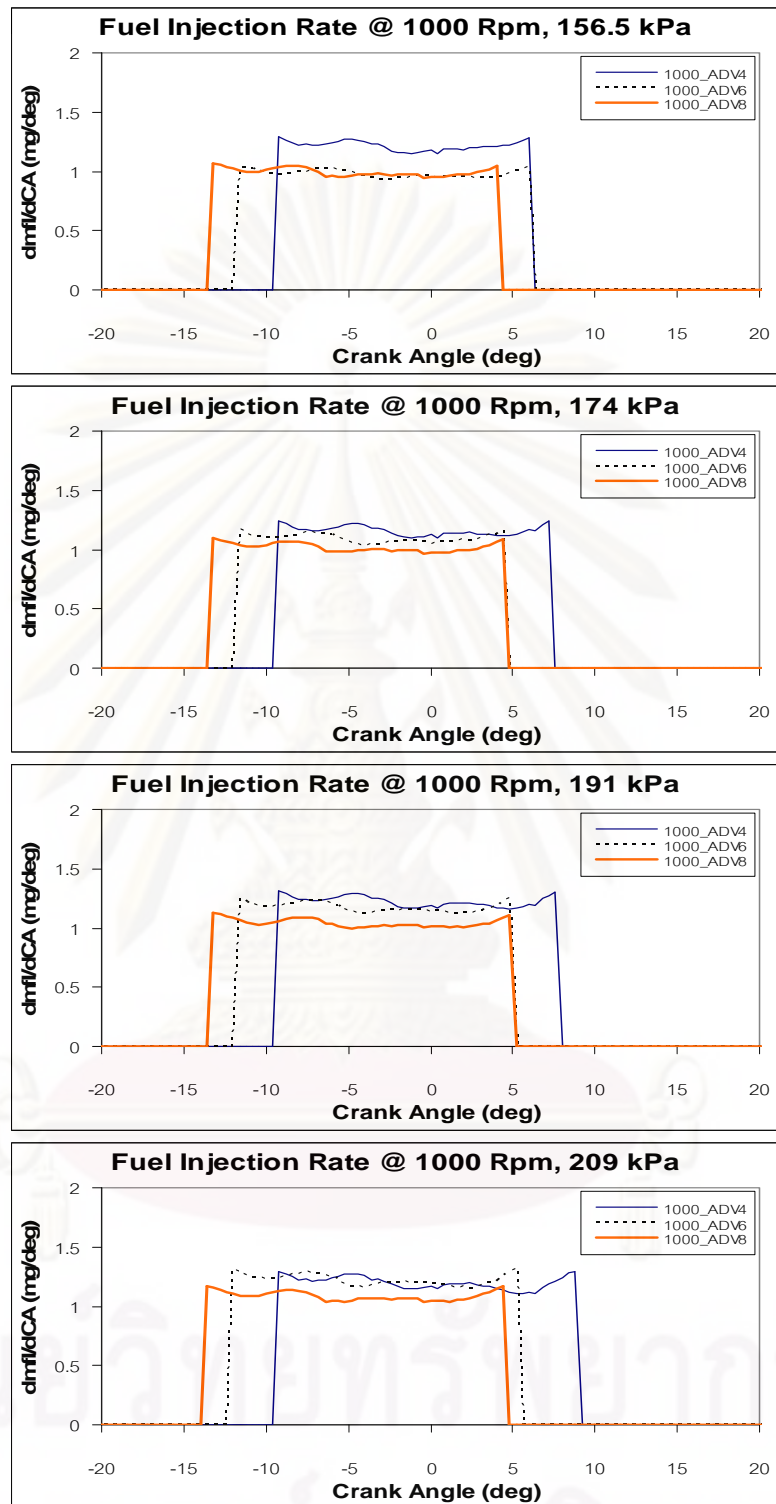
จากตารางที่ 7-12 เมื่อพิจารณาที่ BMEP คงที่พบว่า แนวโน้มจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงจะมีค่าเข้าใกล้จุดศูนย์ตายบนตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า เมื่อมีการเพิ่มขึ้นของ BMEP ไม่ทำให้จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเปลี่ยนแปลงอย่างมีแนวโน้มที่ชัดเจน สำหรับไม่ทำให้จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจน

จากจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง (SOI) และจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง (EOI) เราจะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง ดังที่แสดงในตารางที่ 7-13

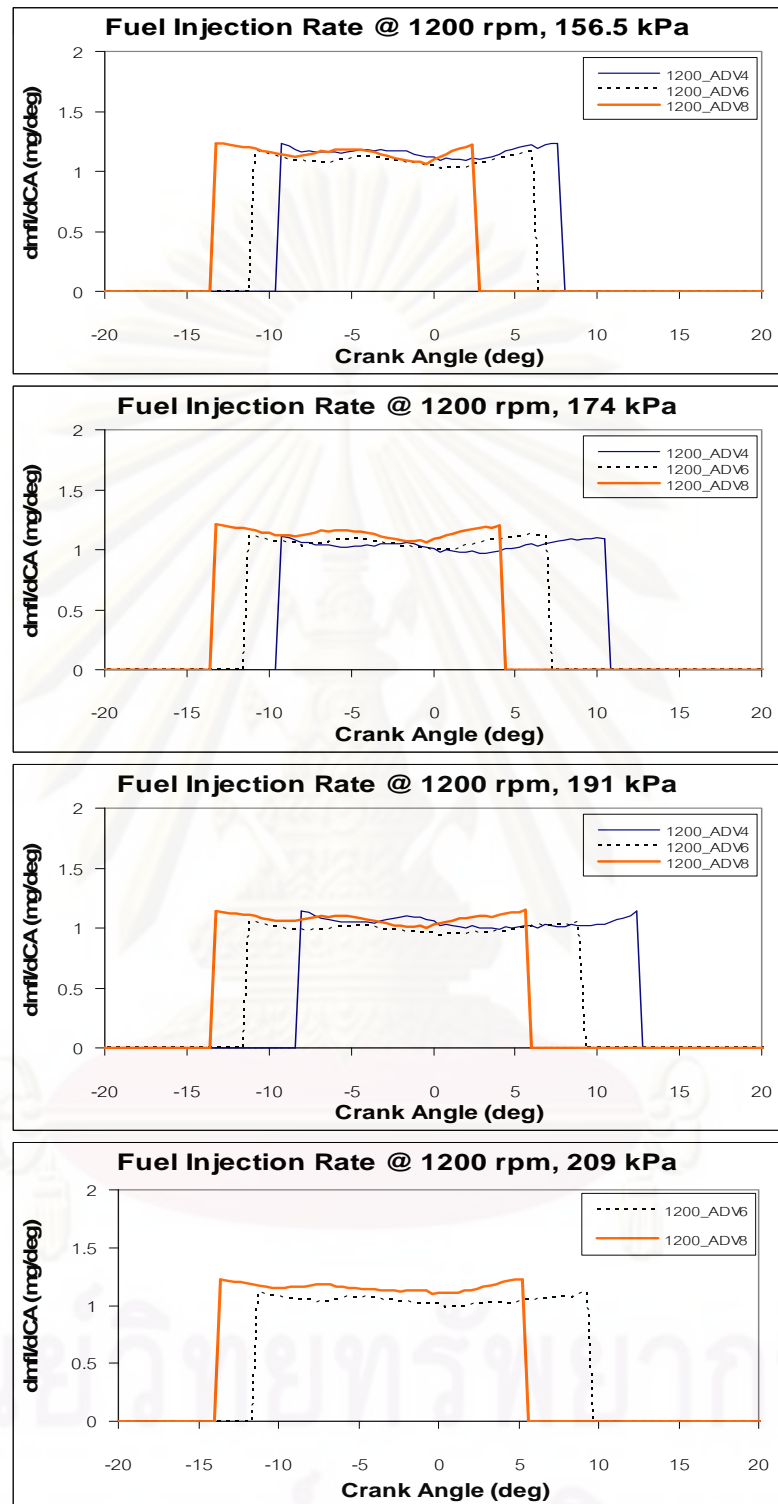
ตารางที่ 7-13 ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง

Speed	BMEP	ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง (CA)		
		ADV4	ADV6	ADV8
rpm	kPa			
1000	156.5	16.0	18.4	18.0
1000	174	17.2	16.8	18.4
1000	191	17.6	17.2	18.8
1000	209	18.8	18.0	18.8
1200	156.5	17.6	17.6	16.4
1200	174	20.4	18.8	18.0
1200	191	21.2	20.8	19.6
1200	209	-	21.2	19.6
1400	156.5	15.6	16.8	15.6
1400	174	16.8	18	16.4
1400	191	20.0	18.8	17.2
1400	209	20.0	18.4	17.6

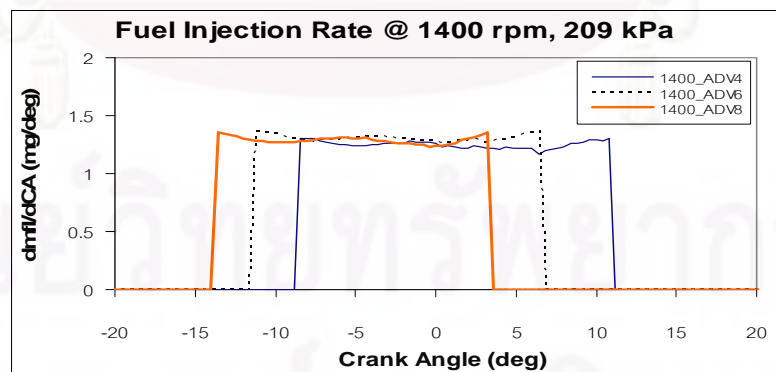
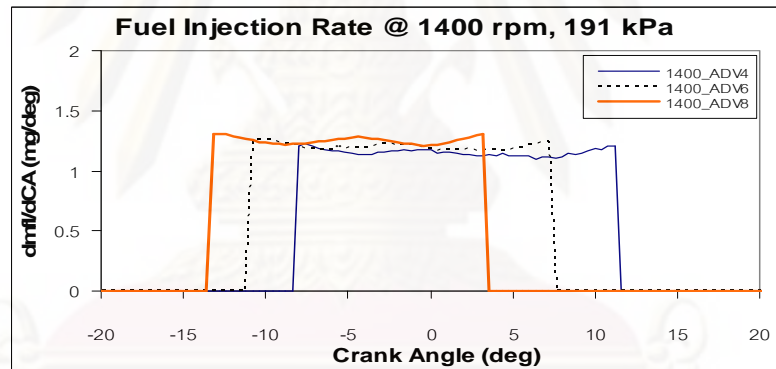
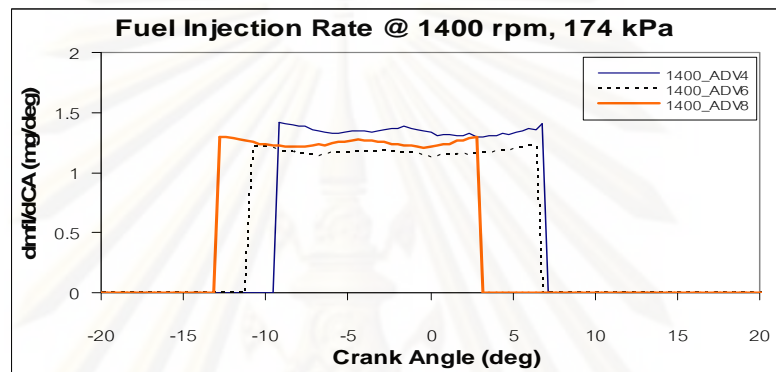
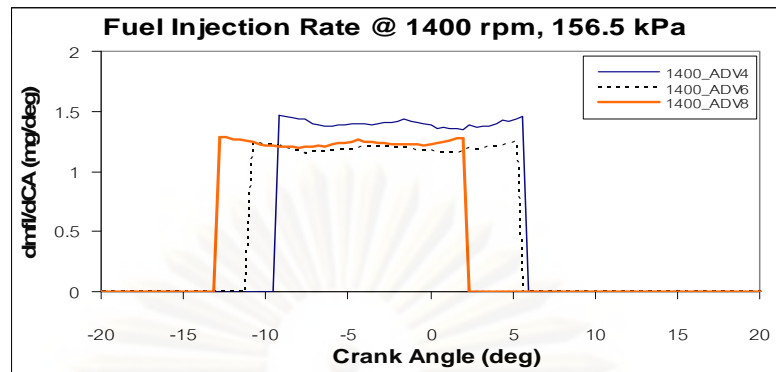
เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ โดยภาพรวมพบว่า การเพิ่มขึ้นของ BMEP จะทำให้มีช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่ยาวนานขึ้น เนื่องจากการเพิ่มของ BMEP นั้นต้องการกำลังที่มากขึ้น จากรูปที่ 7-15 ถึงรูปที่ 7-17 สามารถคำนวณหาอัตราการฉีดเชื้อเพลิงได้จากสมการที่ 3-11 ในบทที่ 3 ดังแสดงในรูปที่ 7-18 ถึงรูปที่ 7-20



รูปที่ 7-18 อัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-19 อัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-20 อัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa

รูปที่ 7-18 ถึงรูปที่ 7-20 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงพบว่า จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเป็นไปตามแนวโน้มองศาการฉีดเชื้อเพลิง กล่าวคือ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน โดยที่การใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุดและพบว่ามีค่าสูงสุดไม่เกิน 1.5 mg/CA

ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ ได้แสดงไว้ในตารางที่ 7-14 หาได้จากพื้นที่ใต้กราฟอัตราการฉีดเชื้อเพลิง จากรูปที่ 7-18 ถึงรูปที่ 7-20 โดยคำนวณตั้งแต่ช่วงองศาเพลาลูกเบี้ยวจากจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงไปจนถึงจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง

ตารางที่ 7-14 ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ความเร็วรอบคงที่

Speed	BMEP	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร (mg/cycle)		
		ADV4	ADV6	ADV8
Rpm	kPa			
1000	156.5	18.97	17.92	17.76
1000	174	19.46	18.50	18.31
1000	191	21.04	19.72	19.19
1000	209	22.06	21.48	19.99
1200	156.5	19.98	18.80	18.54
1200	174	20.77	20.10	20.07
1200	191	21.77	20.87	20.73
1200	209	-	22.51	21.98
1400	156.5	21.29	19.55	18.78
1400	174	22.07	20.61	20.09
1400	191	22.60	22.11	21.05
1400	209	24.47	23.51	22.15

จากตารางที่ 7-14 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า เมื่อ BMEP เพิ่มขึ้นจะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรเพิ่มขึ้น เนื่องจากต้องการปริมาณเชื้อเพลิงมากขึ้น

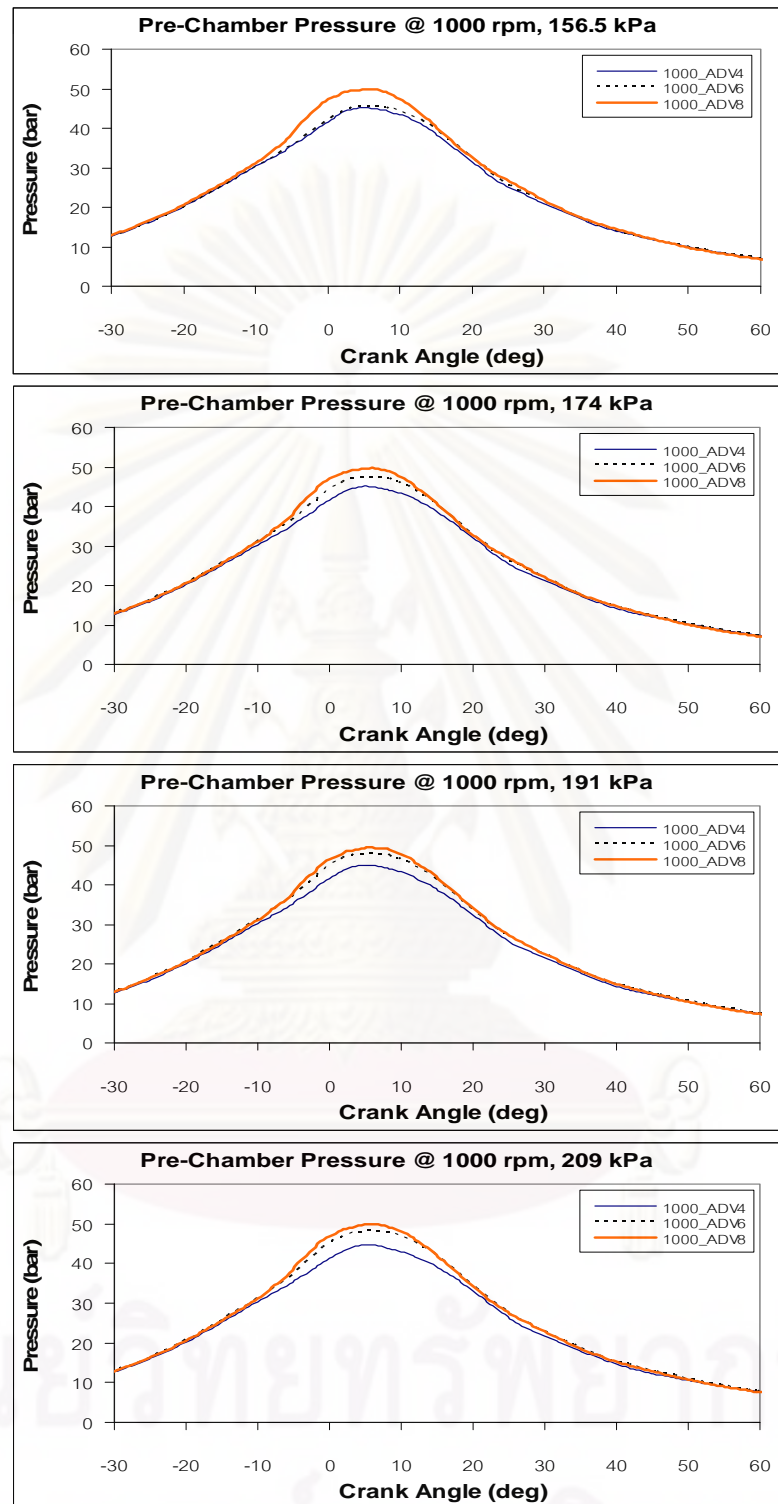
ตารางที่ 7-15 ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ BMEP คงที่

BMEP	Speed	ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงแต่ละวัฏจักร (mg/cycle)		
		ADV4	ADV6	ADV8
kPa	rpm			
156.5	1000	18.97	17.92	17.76
156.5	1200	19.98	18.80	18.54
156.5	1400	21.29	19.55	18.78
174	1000	19.46	18.50	18.31
174	1200	20.77	20.10	20.07
174	1400	22.07	20.61	20.09
191	1000	21.04	19.72	19.19
191	1200	21.77	20.87	20.73
191	1400	22.60	22.11	21.05
209	1000	22.06	21.48	19.99
209	1200	-	22.51	21.98
209	1400	24.47	23.51	22.15

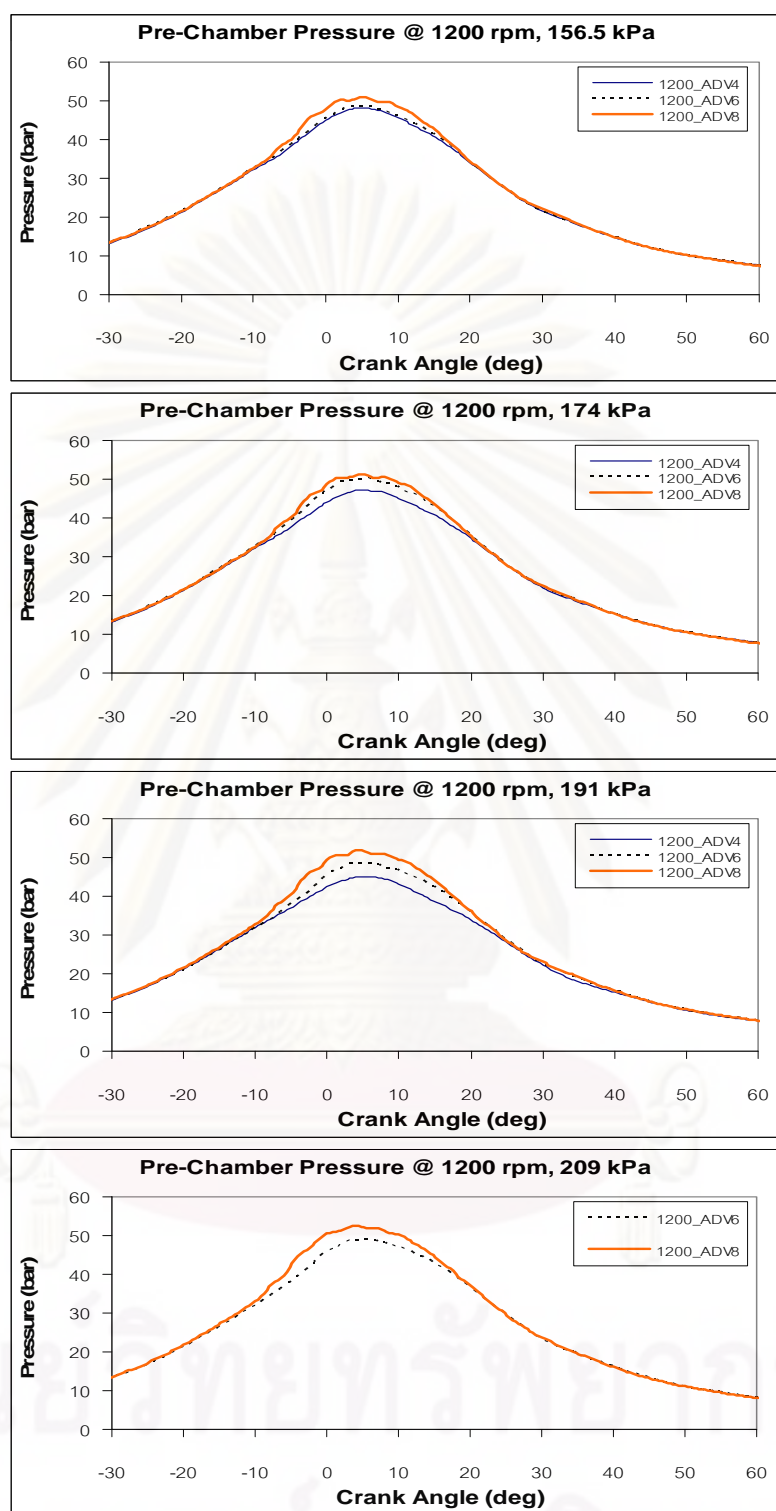
จากตารางที่ 7-15 เมื่อพิจารณาที่ BMEP คงที่พบว่า เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นจะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรเพิ่มขึ้น เนื่องจากต้องการปริมาณเชื้อเพลิงมากขึ้น

7.2.2 ความดันในห้องเผาไหม้

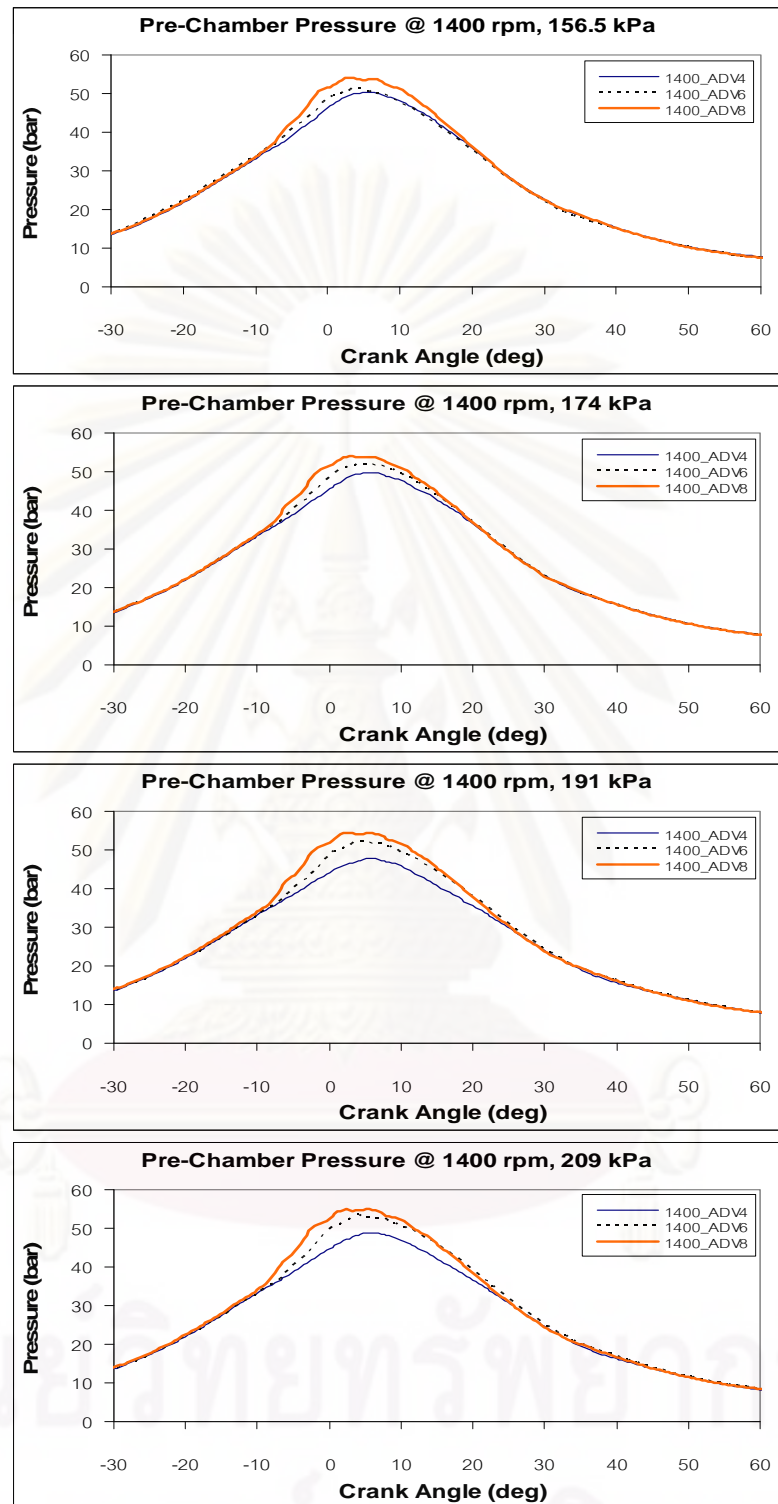
รูปที่ 7-21 ถึงรูปที่ 7-23 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยมีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของความดันในห้องเผาไหม้ตามการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าเพิ่มมากขึ้น



รูปที่ 7-21 ความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-22 ความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-23 ความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa

จากรูปที่ 7-21 ถึงรูปที่ 7-23 พบว่า ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีค่าต่ำสุด เนื่องจากการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้าและมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้า สำหรับการปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีค่ามากที่สุด จากรูปที่ 7-21 ถึงรูปที่ 7-23 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 7-16 ที่ความเร็วรอบคงที่และตารางที่ 7-17 ที่ BMEP คงที่

ตารางที่ 7-16 ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบคงที่

Speed	BMEP	ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ (bar)		
		ADV4	ADV6	ADV8
rpm	kPa			
1000	156.5	45.25	45.50	49.99
1000	174	45.10	47.48	49.72
1000	191	45.06	47.93	49.49
1000	209	44.62	48.25	49.82
1200	156.5	48.15	48.50	50.93
1200	174	47.30	50.22	51.37
1200	191	45.08	48.57	51.83
1200	209	-	49.05	52.46
1400	156.5	50.38	51.19	54.19
1400	174	49.71	52.06	54.02
1400	191	47.72	52.16	54.41
1400	209	48.78	53.39	54.97

จากตารางที่ 7-16 โดยภาพรวมพบว่า เมื่อ BMEP เพิ่มขึ้นไม่ทำให้ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้เปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจน

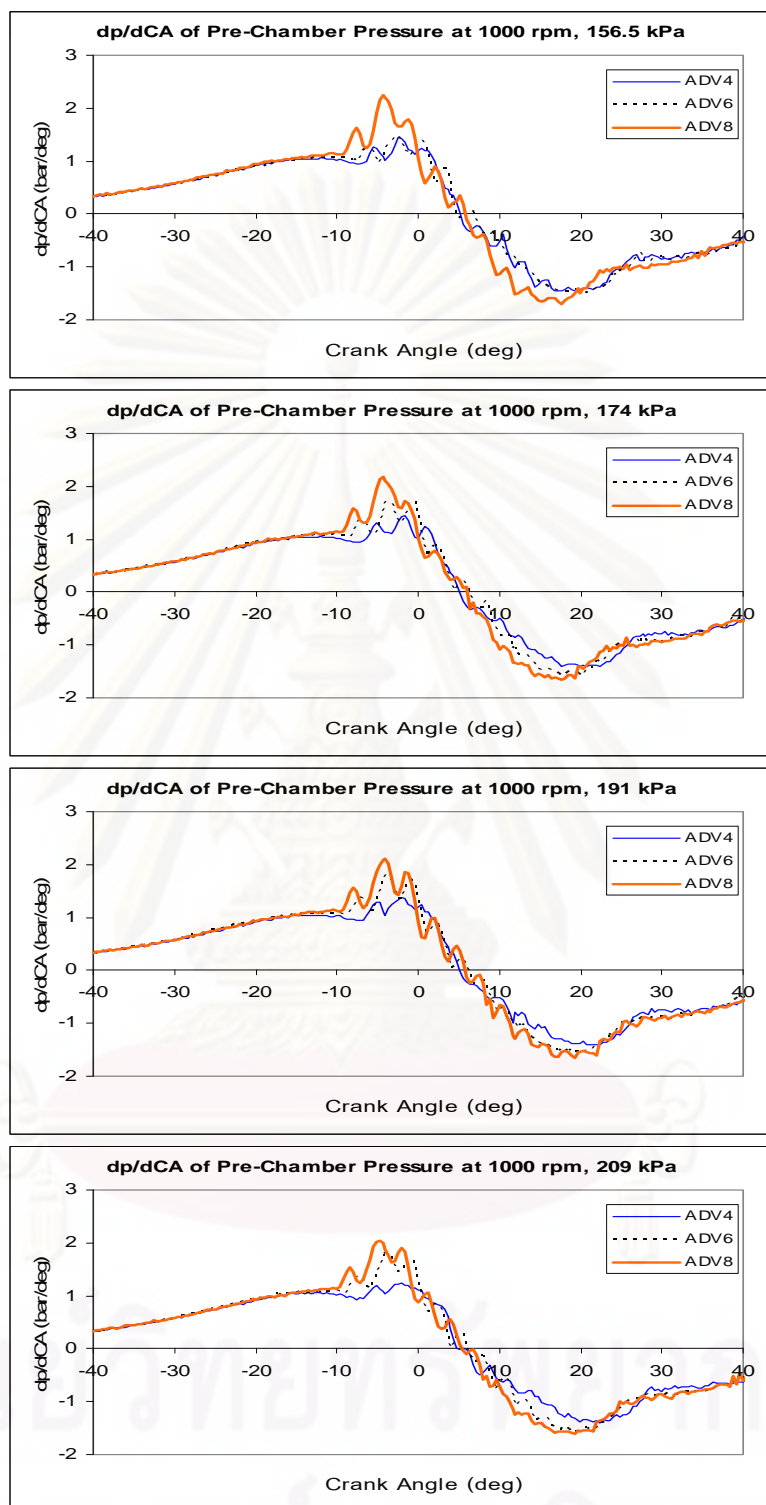
ตารางที่ 7-17 ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ที่ BMEP คงที่

BMEP	Speed	ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ (bar)		
		ADV4	ADV6	ADV8
kPa	rpm			
156.5	1000	45.25	45.50	49.99
156.5	1200	48.15	48.50	50.93
156.5	1400	50.38	51.19	54.19
174	1000	45.10	47.48	49.72
174	1200	47.30	50.22	51.37
174	1400	49.71	52.06	54.02
191	1000	45.06	47.93	49.49
191	1200	45.08	48.57	51.83
191	1400	47.72	52.16	54.41
209	1000	44.62	48.25	49.82
209	1200	-	49.05	52.46
209	1400	48.78	53.39	54.97

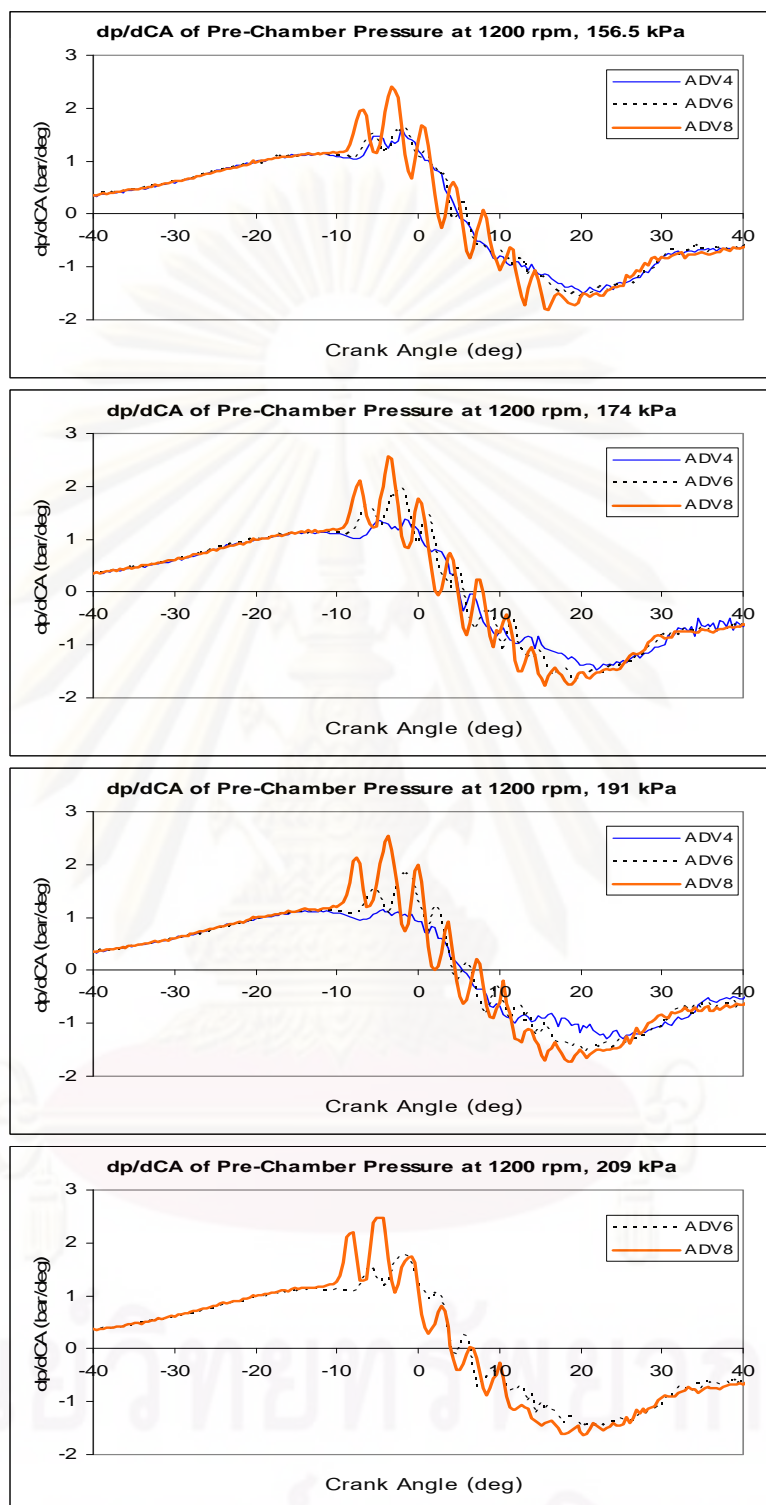
จากตารางที่ 7-17 โดยภาพรวมพบว่า เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเนื่องจากการกำลังที่สูงขึ้น

จากรูปที่ 7-21 ถึงรูปที่ 7-23 สามารถหาอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าหรือ $(dp/dCA)_{pre}$ เพื่อนำมาพิจารณาหาจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงและจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ได้ ซึ่งหลักการพิจารณานั้นได้กล่าวมาแล้วในบทที่ 6

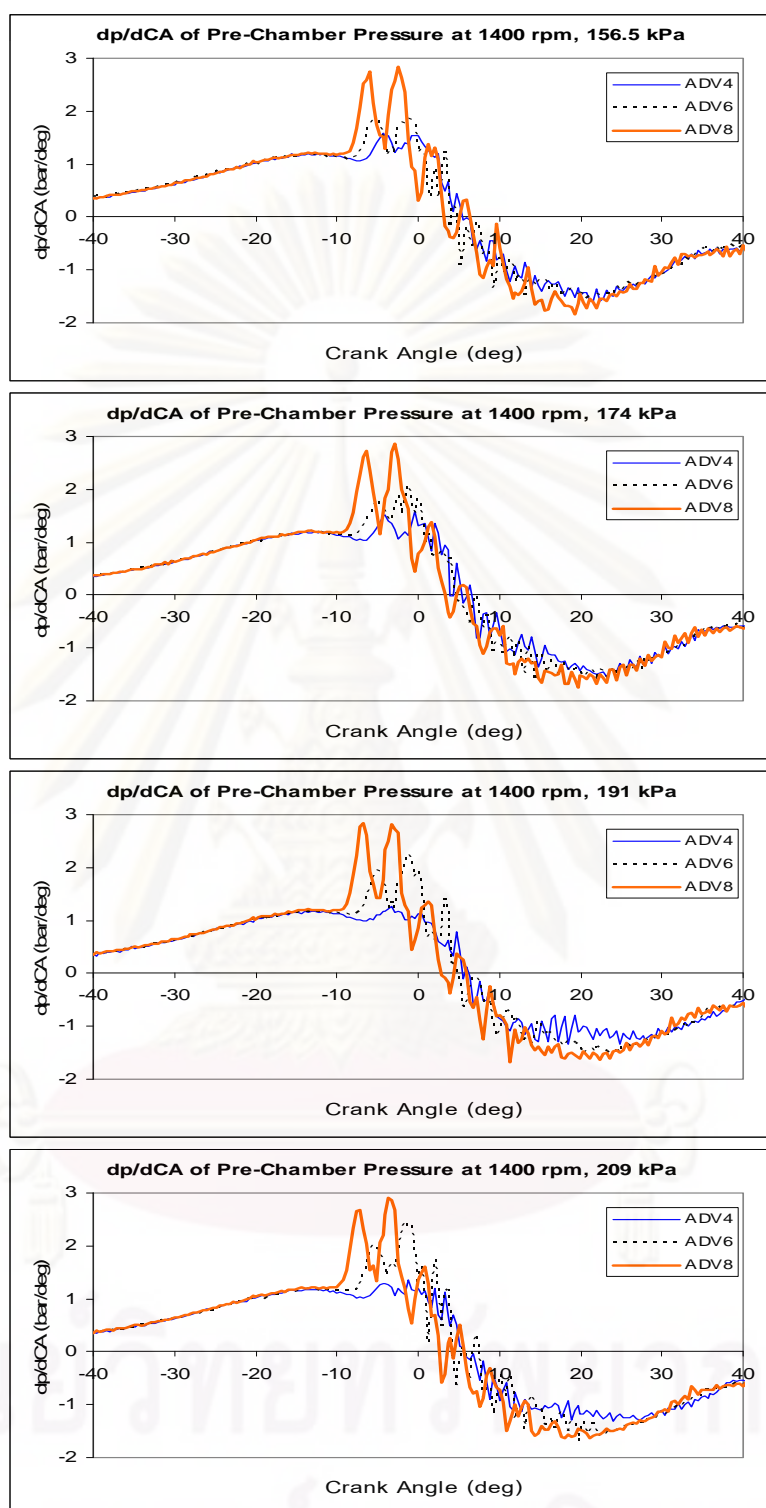
รูปที่ 7-24 ถึงรูปที่ 7-26 แสดงค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า จากการพิจารณาอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า



รูปที่ 7-24 อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-25 อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



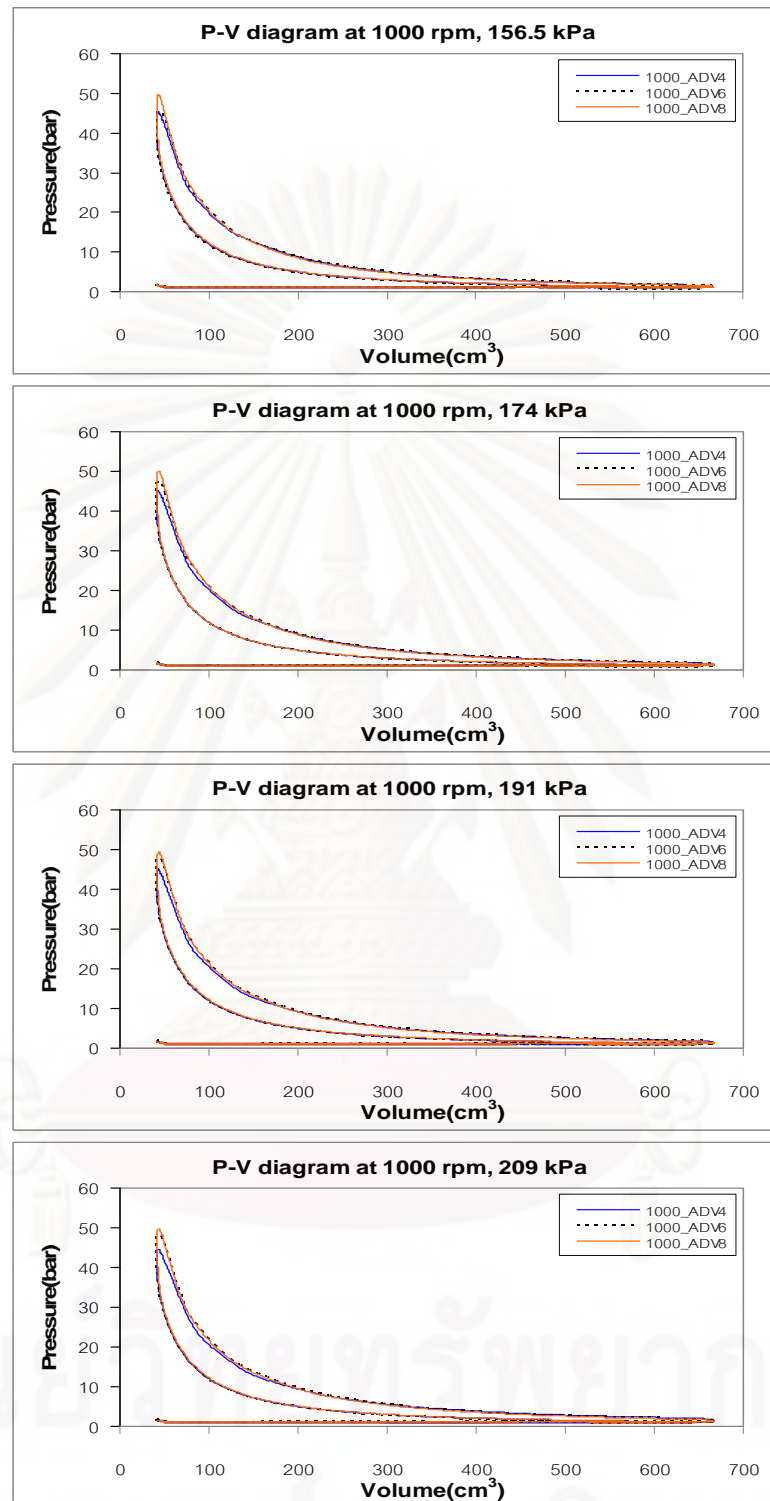
รูปที่ 7-26 อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa

จากรูปที่ 7-24 ถึงรูปที่ 7-26 พบว่า เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีจุดเริ่มต้นการขีดเชื้อเพลิงและจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นก่อนการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 และ ADV4 ตามลำดับ

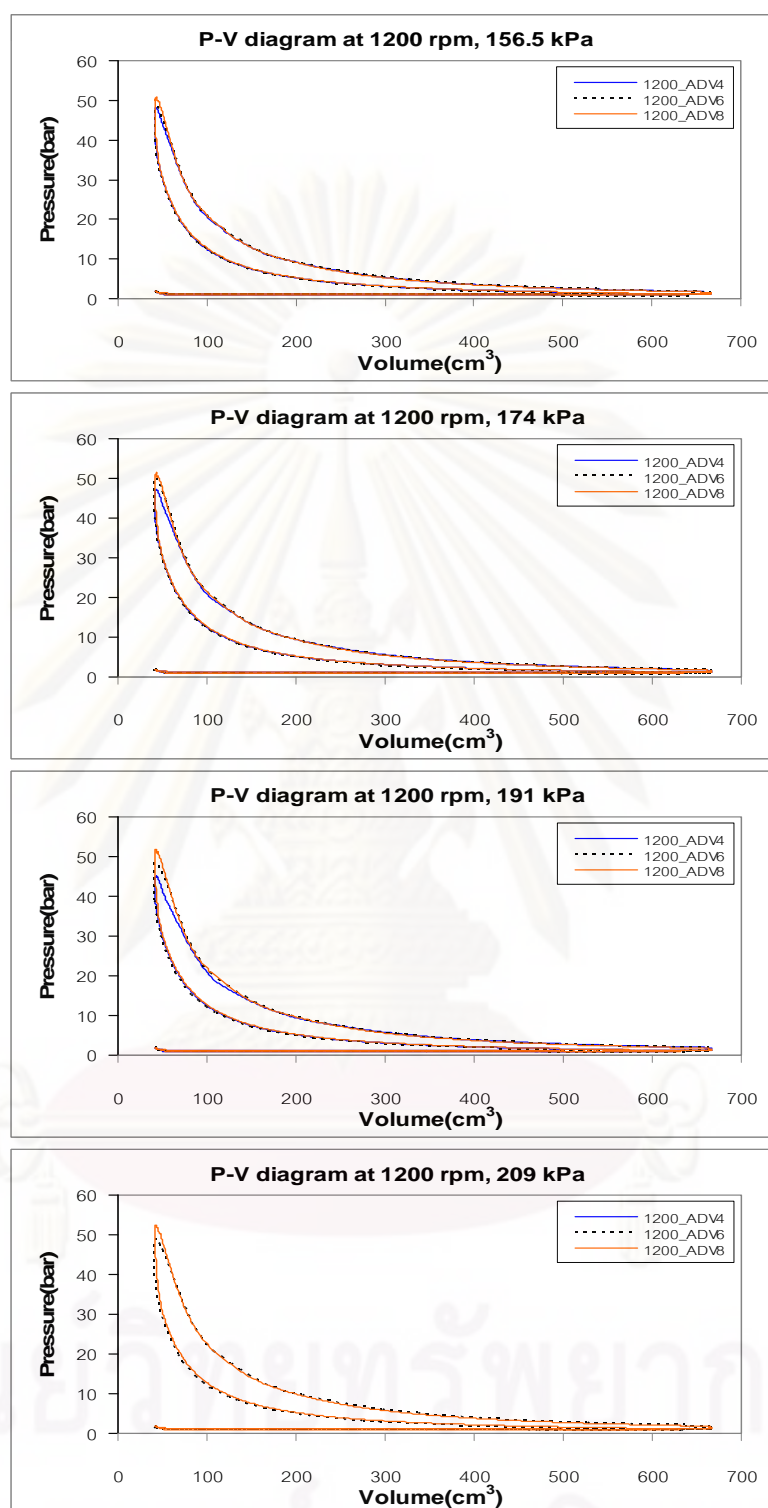
จากรูปที่ 7-21 ถึงรูปที่ 7-23 สามารถนำมาสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบได้ ดังแสดงในรูปที่ 7-27 ถึงรูปที่ 7-29



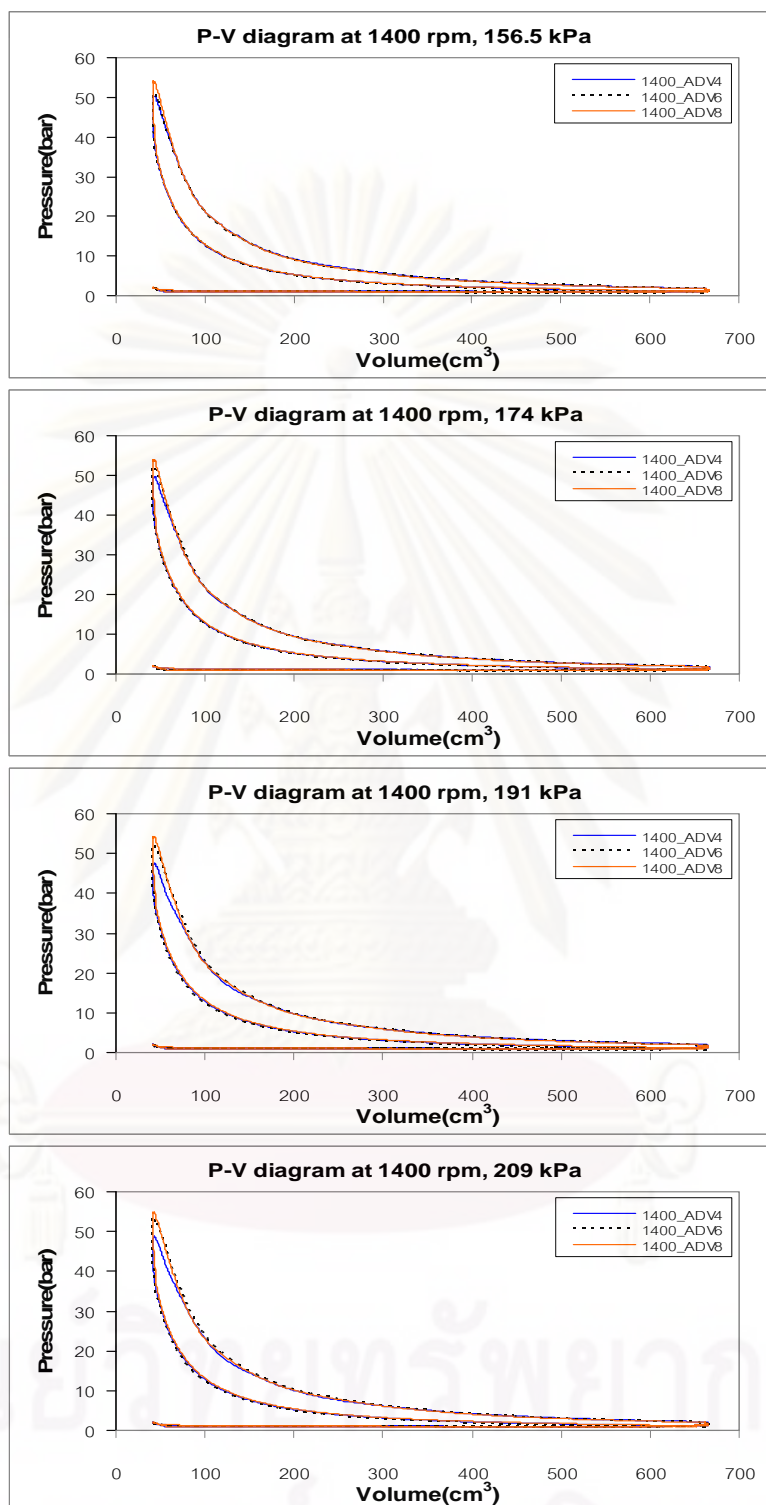
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 7-27 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-28 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-29 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันในห้องเผาไหม้กับปริมาตรกระบอกสูบที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa

จากรูปที่ 7-27 ถึงรูปที่ 7-29 พบว่า ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีค่าต่ำสุด เนื่องจากการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้าและมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้า สำหรับการปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีค่ามากที่สุด

จากรูปที่ 7-27 ถึงรูปที่ 7-29 สามารถหางานที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบเมื่อคิดทั้ง 4 จังหวะได้ ซึ่งสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 7-18 ที่ความเร็วรอบคงที่และตารางที่ 7-19 ที่ BMEP คงที่

ตารางที่ 7-18 งานที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบที่ความเร็วรอบคงที่

Speed	BMEP	W (J)		
		ADV4	ADV6	ADV8
rpm	kPa			
1000	156.5	177.98	182.28	176.16
1000	174	189.40	190.53	197.94
1000	191	198.68	203.72	202.27
1000	209	213.61	218.44	214.15
1200	156.5	195.14	191.82	192.40
1200	174	206.54	206.45	205.75
1200	191	212.70	221.21	217.38
1200	209	-	236.38	230.73
1400	156.5	210.98	194.54	203.87
1400	174	220.65	213.80	215.49
1400	191	229.21	240.74	228.20
1400	209	246.10	261.69	244.66

จากตารางที่ 7-18 พบว่า เมื่อ BMEP มีค่าเพิ่มสูงขึ้นงานที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบมีค่าเพิ่มสูงขึ้นในทุกความเร็วรอบ สำหรับการปรับแต่งเพื่อเพิ่ม

องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าไม่ทำให้งานที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบเปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจน

ตารางที่ 7-19 งานที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบที่ BMEP คงที่

BMEP	Speed	W (J)		
		ADV4	ADV6	ADV8
kPa	rpm			
156.5	1000	177.98	182.28	176.16
156.5	1200	195.14	191.82	192.40
156.5	1400	210.98	194.54	203.87
174	1000	189.40	190.53	197.94
174	1200	206.54	206.45	205.75
174	1400	220.65	213.80	215.49
191	1000	198.68	203.72	202.27
191	1200	212.70	221.21	217.38
191	1400	229.21	240.74	228.20
209	1000	213.61	218.44	214.15
209	1200	-	236.38	230.73
209	1400	246.10	261.69	244.66

จากตารางที่ 7-20 พบว่า เมื่อความเร็วรอบมีค่าเพิ่มสูงขึ้นงานที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบลูกสูบมีค่าเพิ่มสูงขึ้นในทุก BMEP สำหรับการใส่เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าไม่ทำให้งานที่แก๊สภายในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบเปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจน

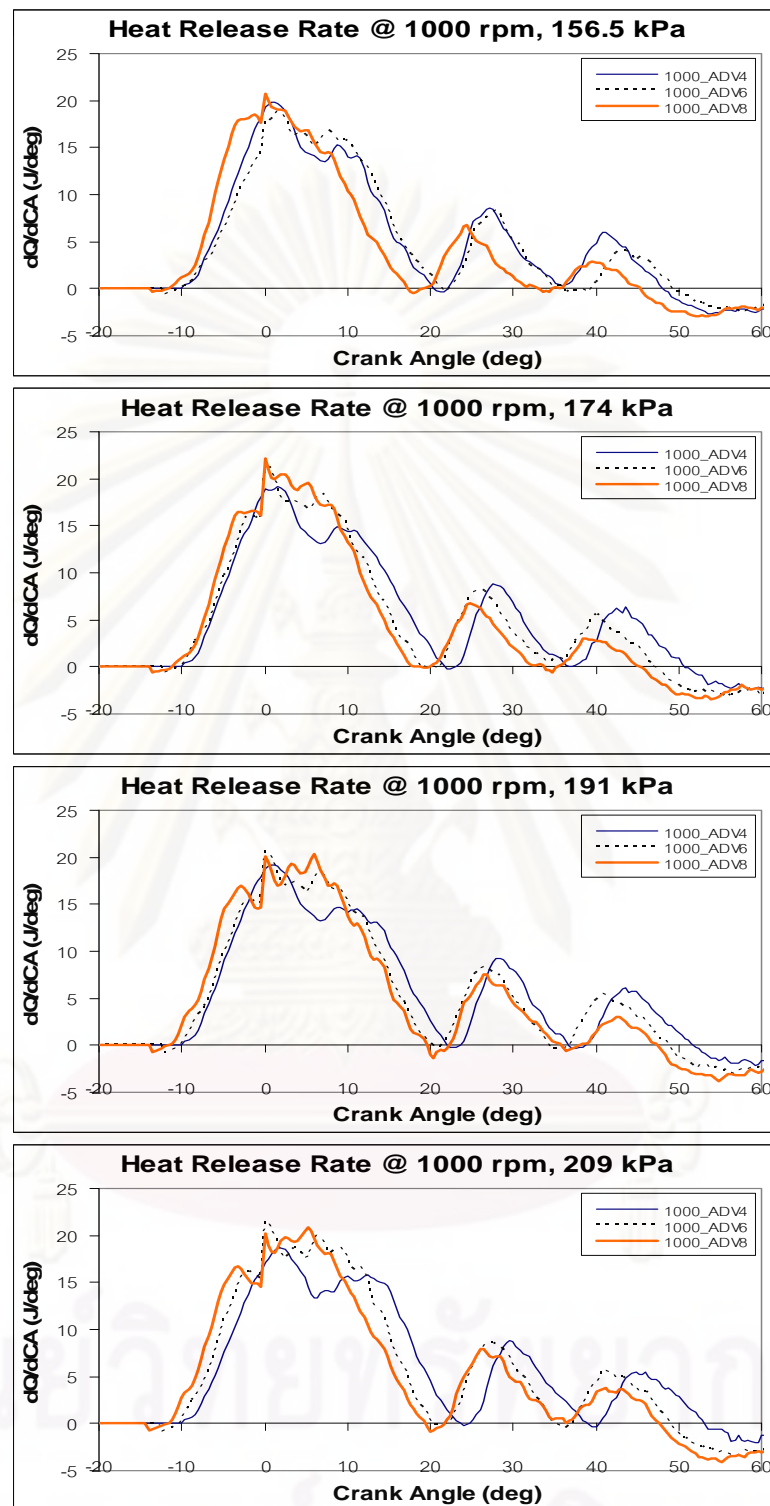
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

7.2.3 อัตราการปล่อยความร้อน

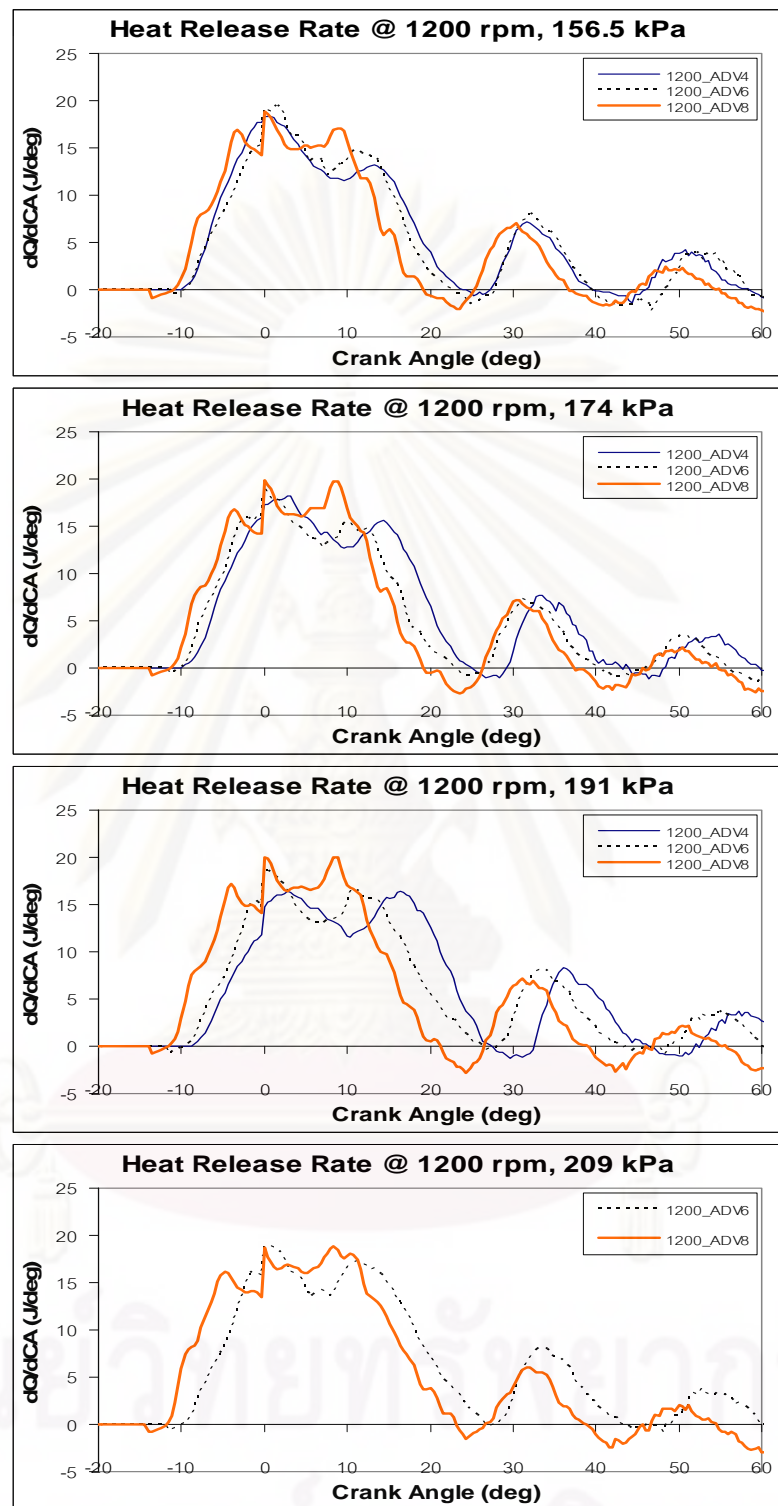
รูปที่ 7-30 ถึงรูปที่ 7-32 แสดงอัตราการปล่อยความร้อน ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3-8 ในบทที่ 3 จากกราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะทำให้ทราบถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (SOC) และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (EOC) และสามารถนำไปคำนวณหาช่วงการเผาไหม้ได้ สำหรับจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้นั้นพิจารณาจากจุดที่อัตราการปล่อยความร้อนเป็น 0 J/CA



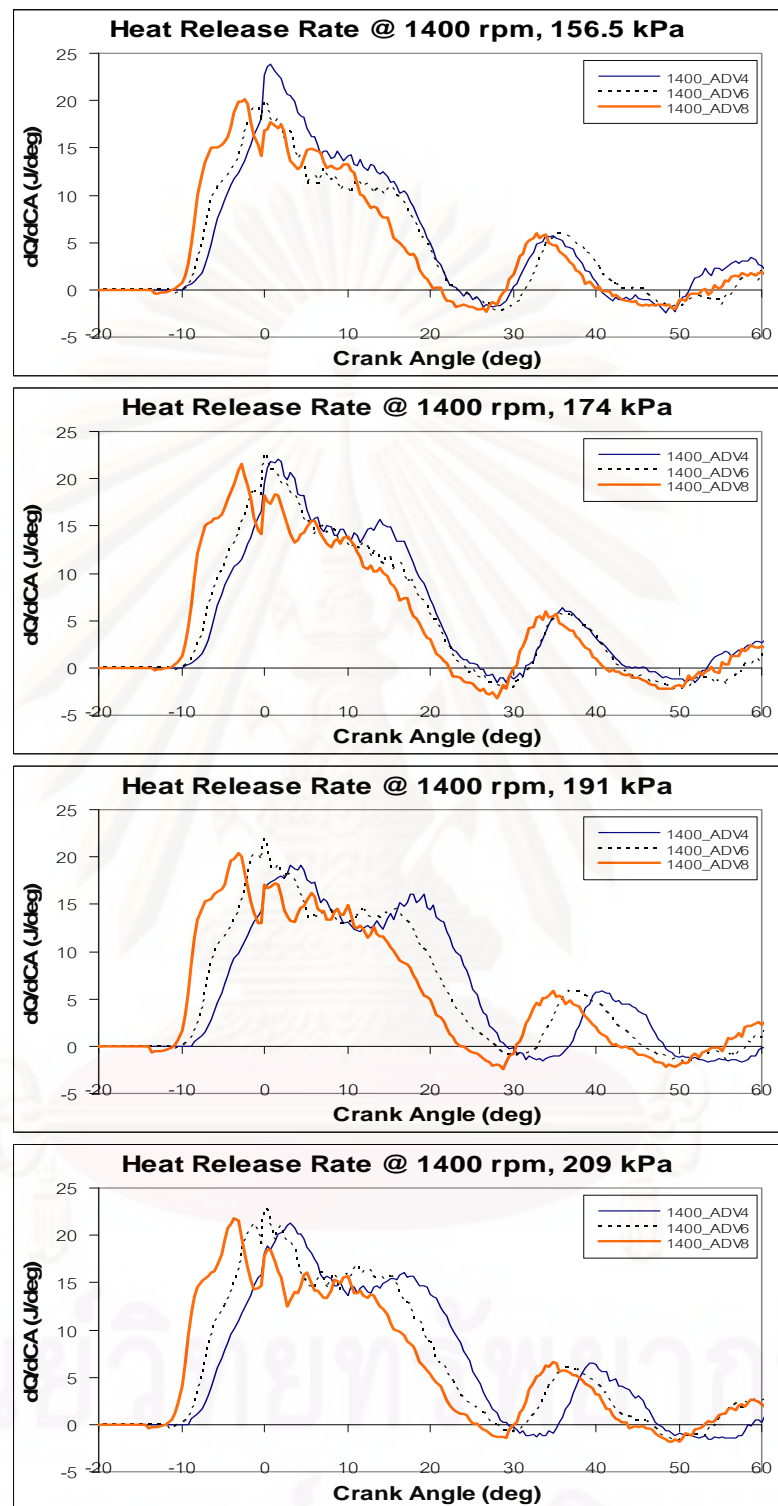
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 7-30 อัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-31 อัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-32 อัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa

จากรูปที่ 7-30 ถึงรูปที่ 7-32 แสดงอัตราการปล่อยความร้อน โดยพิจารณาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้พบว่า เมื่อใช้เพลาถูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 เร็วที่สุด โดยที่การใช้เพลาถูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด ซึ่งสอดคล้องกับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ $(dp/dCA)_{pre}$ จากรูปที่ 7-24 ถึงรูปที่ 7-26

เมื่อพิจารณาอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง DME เมื่อใช้เพลาถูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 และ ADV8 ในช่วง premixed combustion phase และช่วง mixing controlled phase พบว่า ช่วงแรกของกราฟอัตราการปล่อยความร้อนนั้น จะเว้าลงไปเล็กน้อย เนื่องจากว่าเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิต่ำกว่าห้องเผาไหม้ ทำให้พลังงานส่วนหนึ่งถูกนำไปใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิของเชื้อเพลิงและเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ จากนั้นกราฟจะสูงขึ้นอย่างรวดเร็วเพราะเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่ผสมกับอากาศในช่วงล่าช้าการจุดระเบิด (ignition delay) ดังนั้นเมื่อเกิดการเผาไหม้ก็จะเผาไหม้เชื้อเพลิงจากช่วงล่าช้าการจุดระเบิดพร้อมๆ กัน จึงมีอัตราการปล่อยความร้อนสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว ในส่วนของการใช้เพลาถูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 เมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้จะติดไฟทันที เนื่องจากอุณหภูมิติดไฟของ DME (235°C) ต่ำกว่าอุณหภูมิภายในกระบอกสูบ

ตารางที่ 7-20 แสดงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้เมื่อใช้เพลาถูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ

ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 7-20 จุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้

Speed	BMEP	SOC (CA)			EOC (CA)		
Rpm	kPa	ADV4	ADV6	ADV8	ADV4	ADV6	ADV8
1000	156.5	-9.6	-10.4	-12.0	20.4	19.6	17.2
1000	174	-9.6	-10.4	-12.0	21.6	18.4	18.8
1000	191	-9.6	-10.4	-12.0	22.0	19.2	19.2
1000	209	-9.6	-10.4	-12.0	23.6	19.2	19.2
1200	156.5	-9.6	-10.0	-11.2	23.6	22.4	19.2
1200	174	-9.6	-10.4	-11.6	24.8	22.4	19.2
1200	191	-8.4	-10.0	-12.0	27.2	23.6	21.2
1200	209	-	-10.0	-12.0	-	25.2	22.8
1400	156.5	-9.6	-10.0	-11.2	23.2	22.8	20.8
1400	174	-9.6	-10.4	-11.6	26.0	23.2	22.0
1400	191	-8.4	-10	-11.2	30.0	26.0	24.0
1400	209	-8.8	-10.4	-12.4	30.0	26.4	25.6

จากตารางที่ 7-20 จุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้สามารถหาช่วงการเผาไหม้ของ DME เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ ได้ดังตารางที่ 7-21

ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 7-21 ช่วงการเผาไหม้

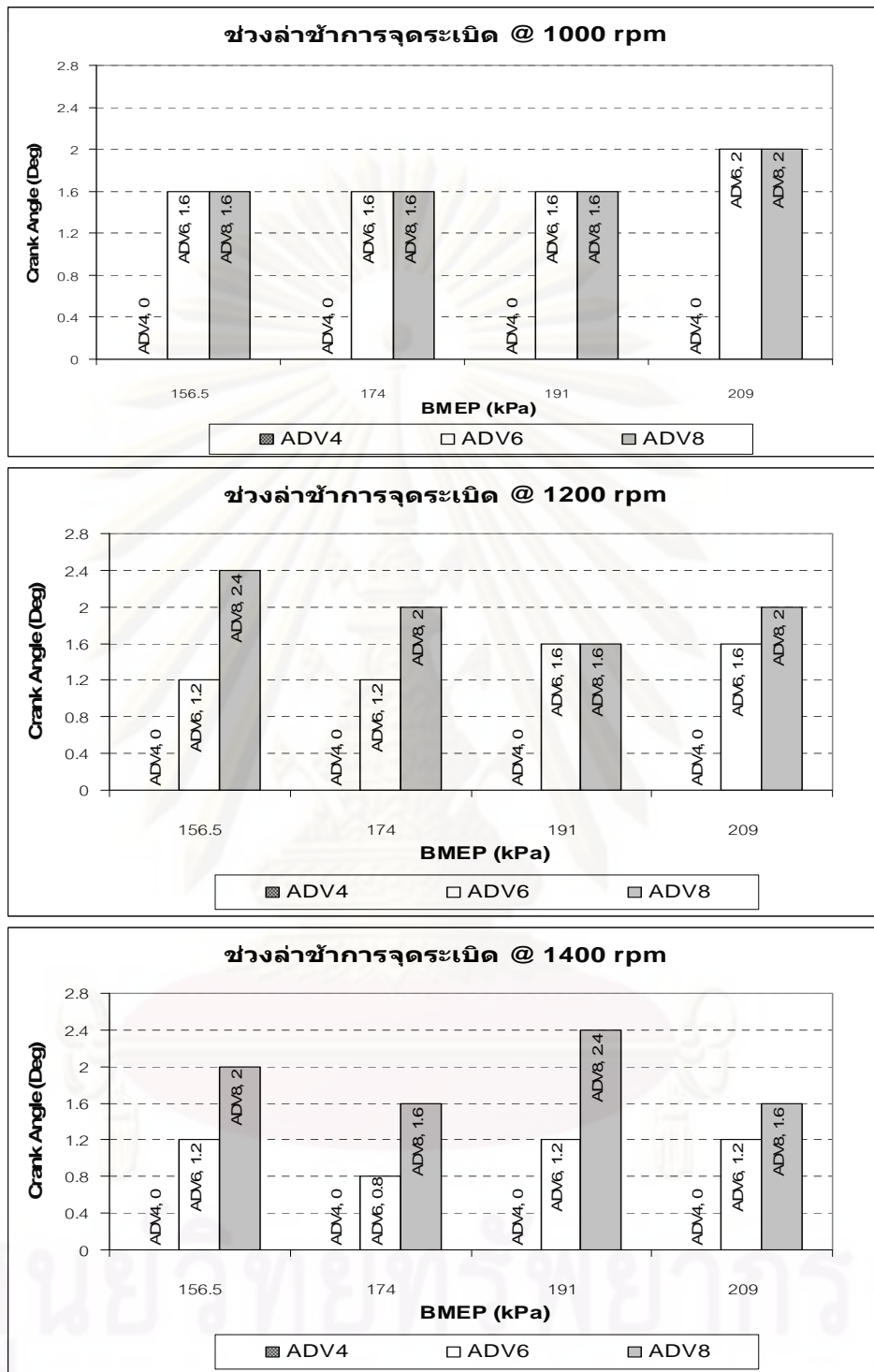
Speed	BMEP	ช่วงการเผาไหม้ (CA)		
		ADV4	ADV6	ADV8
rpm	kPa			
1000	156.5	30.0	30.0	29.2
1000	174	31.2	28.8	30.8
1000	191	31.6	29.6	31.2
1000	209	33.2	29.6	31.2
1200	156.5	33.2	32.4	30.4
1200	174	34.4	32.8	30.8
1200	191	35.6	33.6	33.2
1200	209	-	35.2	34.8
1400	156.5	32.8	32.8	32.0
1400	174	35.6	33.6	33.6
1400	191	38.4	36.0	35.2
1400	209	38.8	36.8	38.0

เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า เมื่อมีการเพิ่มขึ้นของ BMEP จะทำให้ช่วงการเผาไหม้ยาวนานขึ้น เนื่องจากมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่มากขึ้น

7.2.4 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง DME สามารถหาได้จากระยะเวลาจากจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ดังแสดงในรูปที่ 7-33 ถึงรูปที่ 7-34

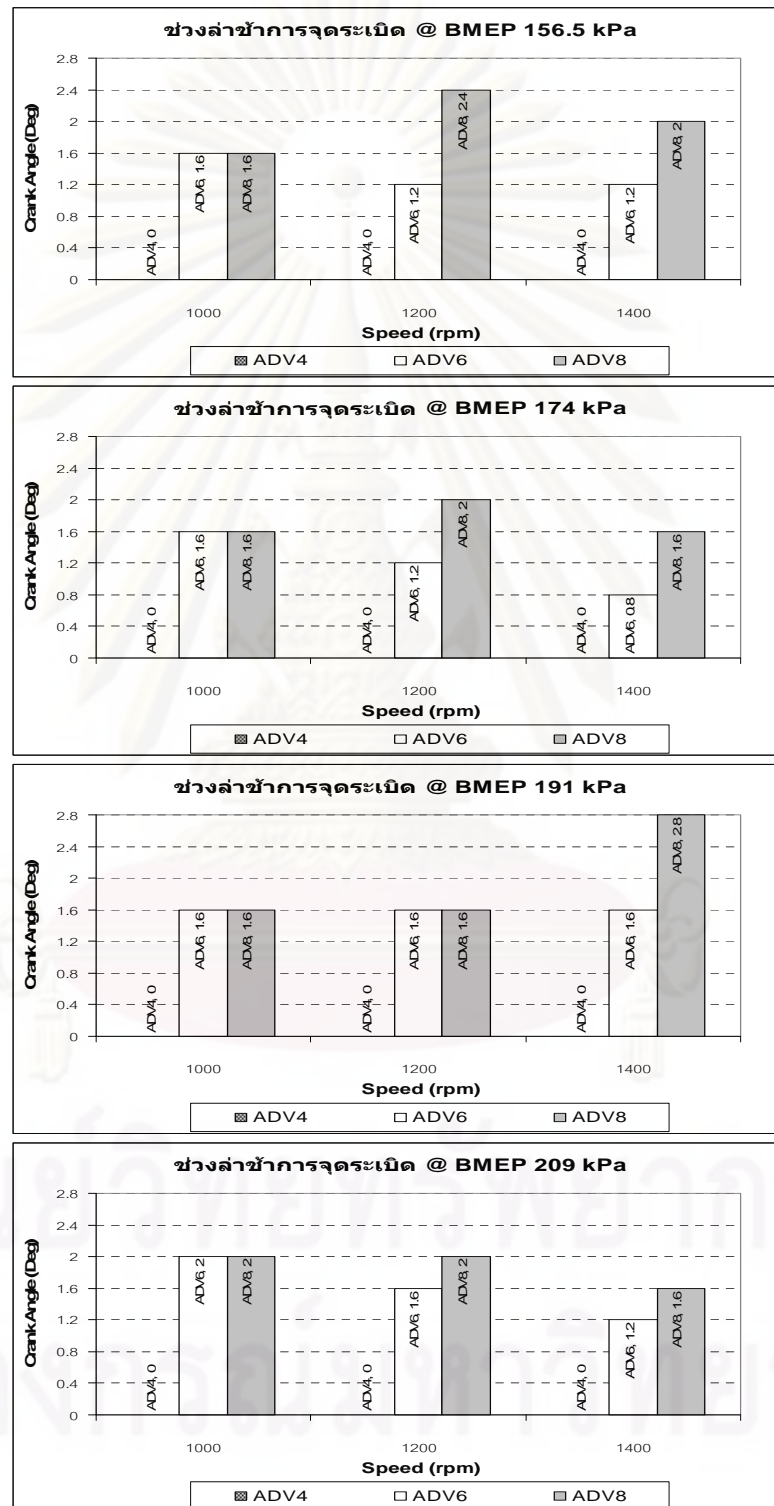
รูปที่ 7-33 แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ความเร็วรอบคงที่เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ



รูปที่ 7-33 ช่วงล่างเข้าการจุดระเบิดที่ความเร็วรอบคงที่

จากรูปที่ 7-33 ช่วงล่างเข้าการจุดระเบิดที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าเพิ่มมากขึ้น จะมีแนวโน้มของช่วงล่างเข้าการจุดระเบิดเพิ่มมากขึ้น

รูปที่ 7-34 แสดงช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ BMEP คงที่เมื่อใช้เฟลาถูกเบียวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ



รูปที่ 7-34 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ BMEP คงที่

จากรูปที่ 7-34 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ BMEP คงที่พบว่า เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าเพิ่มมากขึ้น จะมีแนวโน้มของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดเพิ่มมากขึ้น

จากรูปที่ 7-33 ถึงรูปที่ 7-34 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังตารางที่ 7-22

ตารางที่ 7-22 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด

Speed	BMEP	ช่วงล่าช้าการจุดระเบิด (CA)		
		ADV4	ADV6	ADV8
rpm	kPa			
1000	156.5	0.0	1.6	1.6
1000	174	0.0	1.6	1.6
1000	191	0.0	1.6	1.6
1000	209	0.0	2.0	2.0
1200	156.5	0.0	1.2	2.4
1200	174	0.0	1.2	2.0
1200	191	0.0	1.6	1.6
1200	209	-	1.6	2.0
1400	156.5	0.0	1.2	2.0
1400	174	0.0	0.8	1.6
1400	191	0.0	1.2	2.4
1400	209	0.0	1.2	1.6

จากตารางที่ 7-22 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดมีแนวโน้มลดลงเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าเพิ่มมากขึ้น เพราะว่าการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 เมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้จะติดไฟทันที เนื่องจากอุณหภูมิติดไฟของ DME (235°C) ต่ำกว่าอุณหภูมิภายในกระบอกสูบ เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า เมื่อมีการเพิ่มขึ้นของ BMEP จะไม่ทำให้ช่วงล่าช้าการจุด

ระเบิดเปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจน รวมถึงการพิจารณาที่ BMEP คงที่พบว่า เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นจะไม่ทำให้ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดเปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจนเช่นกัน

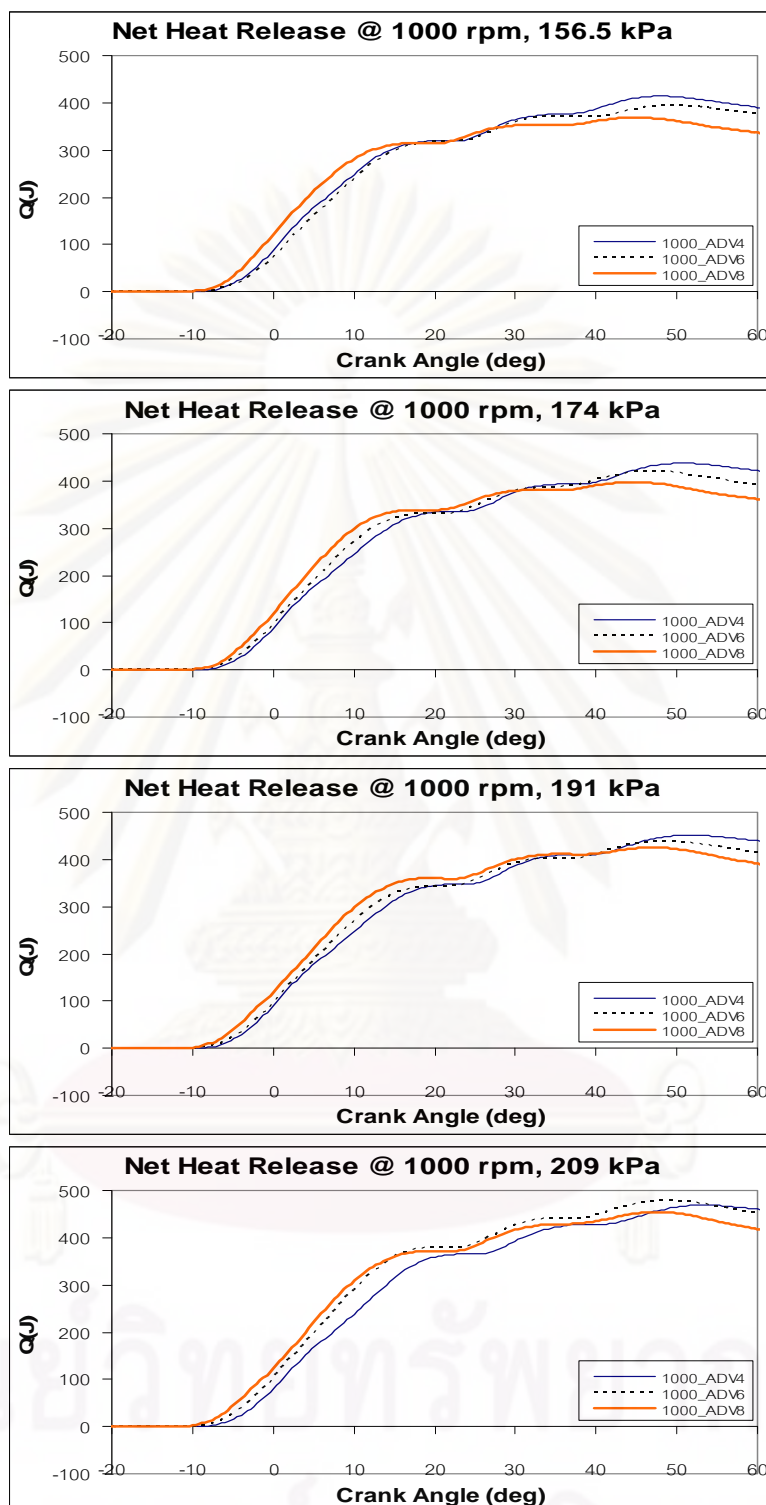
7.2.5 การปล่อยความร้อนสุทธิ

กราฟการปล่อยความร้อนสุทธิเชื้อเพลิงต่างๆ สามารถคำนวณจากการหาปริพันธ์ (Integrate) ของอัตราการผลิตความร้อน

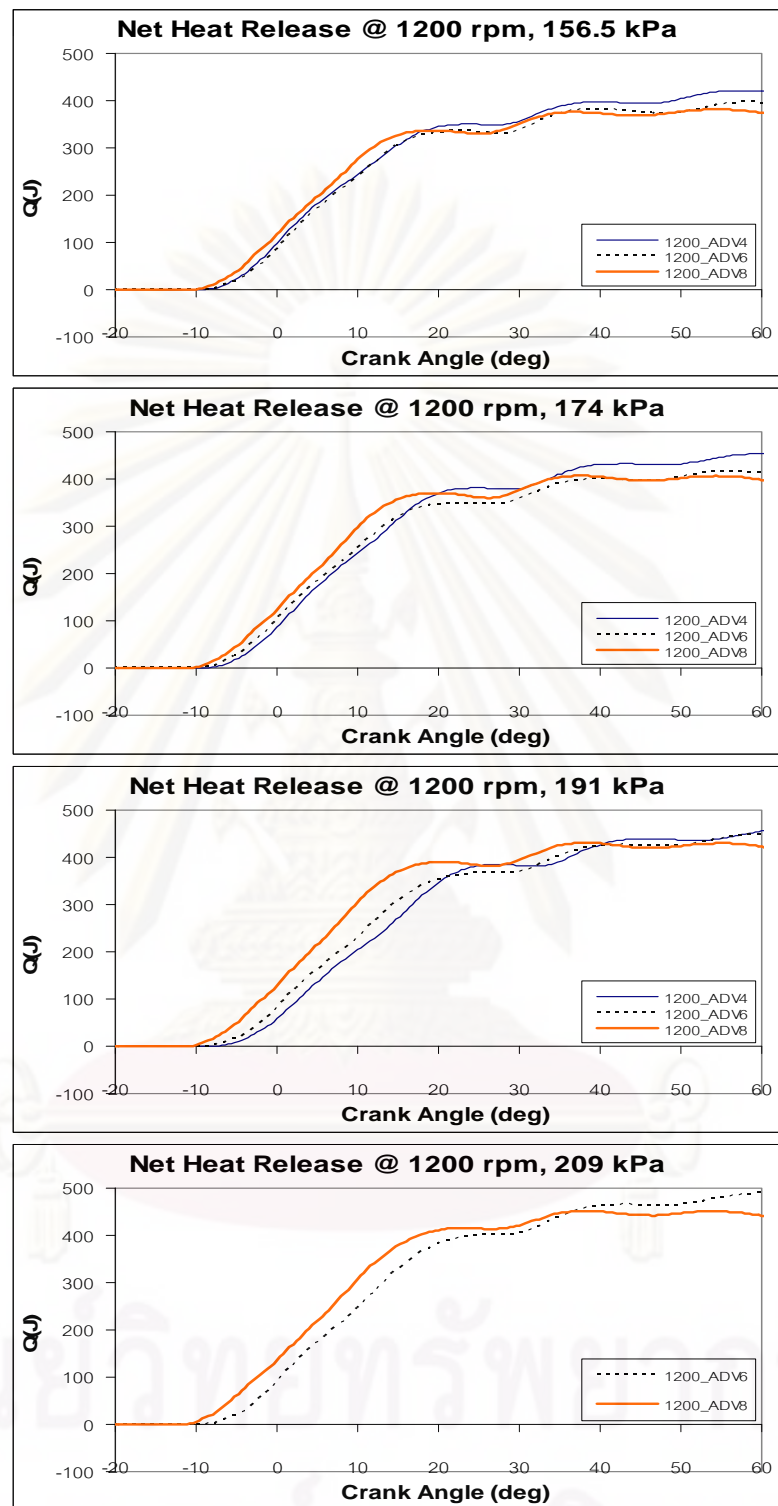
รูปที่ 7-35 ถึงรูปที่ 7-37 แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิง DME เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ



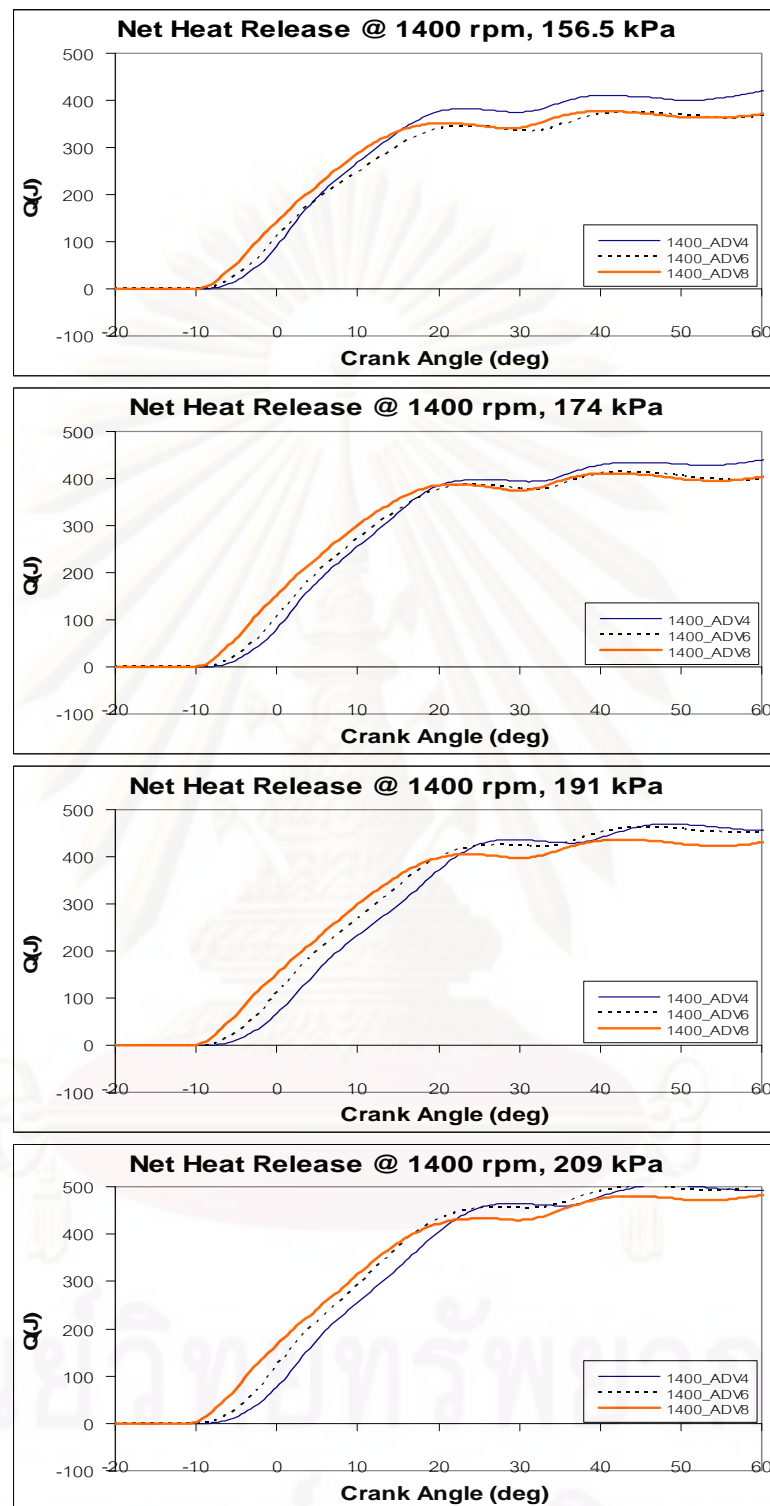
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 7-35 การปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-36 การปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-37 การปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa

การปล่อยความร้อนสุทธินั้นเป็นเพียงปริมาณที่บ่งบอกว่า มีการปล่อยความร้อนสุทธิเท่าใด แต่ไม่สามารถนำมาพิจารณาการเผาไหม้ว่ามีการเผาไหม้ที่ดีหรือไม่ โดยการจะพิจารณาการเผาไหม้นั้นจำเป็นต้องพิจารณาร่วมกับสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ โดยการเผาไหม้ที่ดีควรมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้มีค่าสูง

จากรูปที่ 7-35 ถึงรูปที่ 7-37 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 7-23

ตารางที่ 7-23 การปล่อยความร้อนสุทธิที่ความเร็วรอบคงที่

Speed	BMEP	การปล่อยความร้อนสุทธิ (J)		
rpm	kPa	ADV4	ADV6	ADV8
1000	156.5	319.2	317.6	314.2
1000	174	335.6	329.9	338.7
1000	191	347.2	343.2	361.0
1000	209	365.1	378.8	371.9
1200	156.5	350.2	335.2	336.9
1200	174	381.0	349.6	370.3
1200	191	384.9	365.0	390.3
1200	209	-	401.3	416.5
1400	156.5	382.2	344.6	352.0
1400	174	398.0	386.0	388.3
1400	191	436.3	423.7	405.1
1400	209	464.6	456.6	433.5

จากตารางที่ 7-23 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่พบว่า การเพิ่มขึ้นของ BMEP จะทำให้การปล่อยความร้อนสุทธิสูงขึ้นเนื่องจากการกำลังที่สูงขึ้น

จากรูปที่ 7-35 ถึงรูปที่ 7-37 เมื่อพิจารณาที่ BMEP คงที่ สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 7-24

ตารางที่ 7-24 การปล่อยความร้อนสุทธิที่ BMEP คงที่

BMEP	Speed	การปล่อยความร้อนสุทธิ (J)		
		ADV4	ADV6	ADV8
kPa	Rpm			
156.5	1000	319.2	317.6	314.2
156.5	1200	350.2	335.2	336.9
156.5	1400	382.2	344.6	352.0
174	1000	335.6	329.9	338.7
174	1200	381.0	349.6	370.3
174	1400	398.0	386.0	388.3
191	1000	347.2	343.2	361.0
191	1200	384.9	365.0	390.3
191	1400	436.3	423.7	405.1
209	1000	365.1	378.8	371.9
209	1200	-	401.3	416.5
209	1400	464.6	456.6	433.5

จากตารางที่ 7-24 เมื่อพิจารณาที่ BMEP คงที่พบว่า การเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบจะทำให้การปล่อยความร้อนสุทธิสูงขึ้น เนื่องจากต้องการกำลังที่สูงขึ้น

เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบกันระหว่างการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ ที่ความเร็วรอบคงที่และ BMEP คงที่ ไม่ทำให้การปล่อยความร้อนสุทธิเปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจน

การพิจารณาว่าการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าใดมีประสิทธิภาพการเผาไหม้ดีที่สุด ต้องพิจารณาร่วมกับปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงในแต่ละวัฏจักรเพื่อคำนวณหาค่าสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ ดังจะกล่าวในหัวข้อที่ 7.2.6

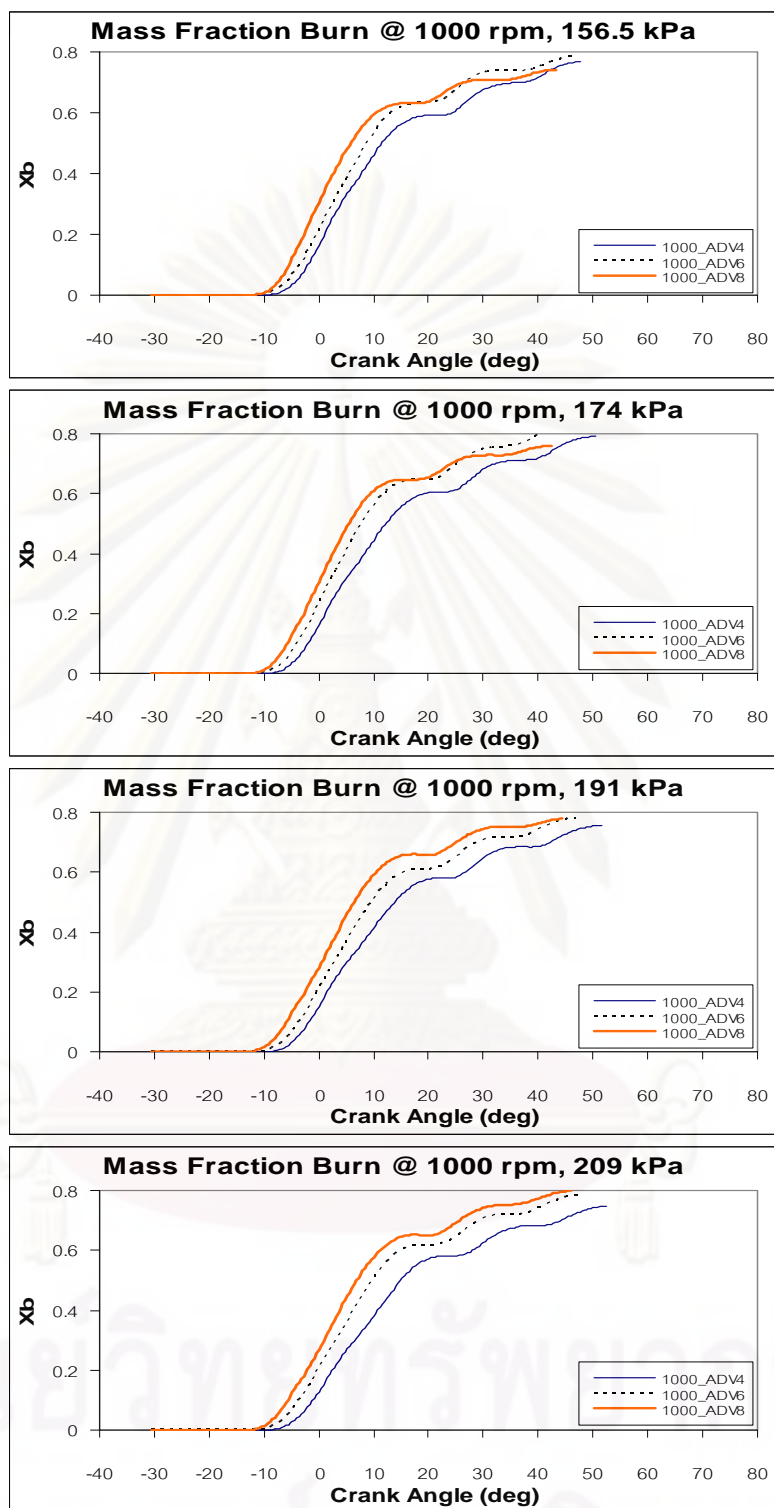
7.2.6 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้

สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ คือ สัดส่วนของมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้ว ซึ่งขึ้นอยู่กับ การปล่อยความร้อนสุทธิที่ปล่อยออกมาจากเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ต่อปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในแต่ละวัฏจักร

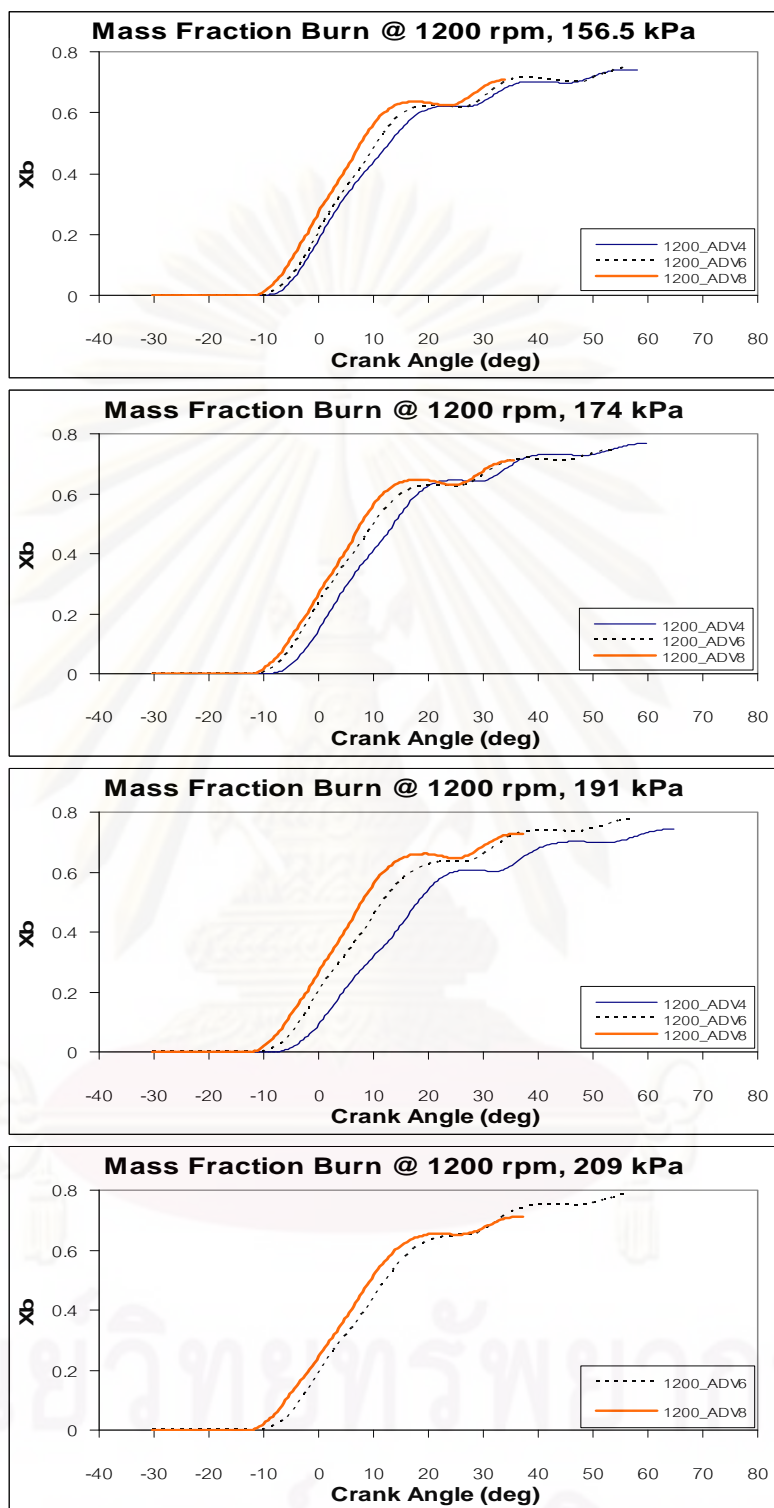
รูปที่ 7-38 ถึงรูปที่ 7-40 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ



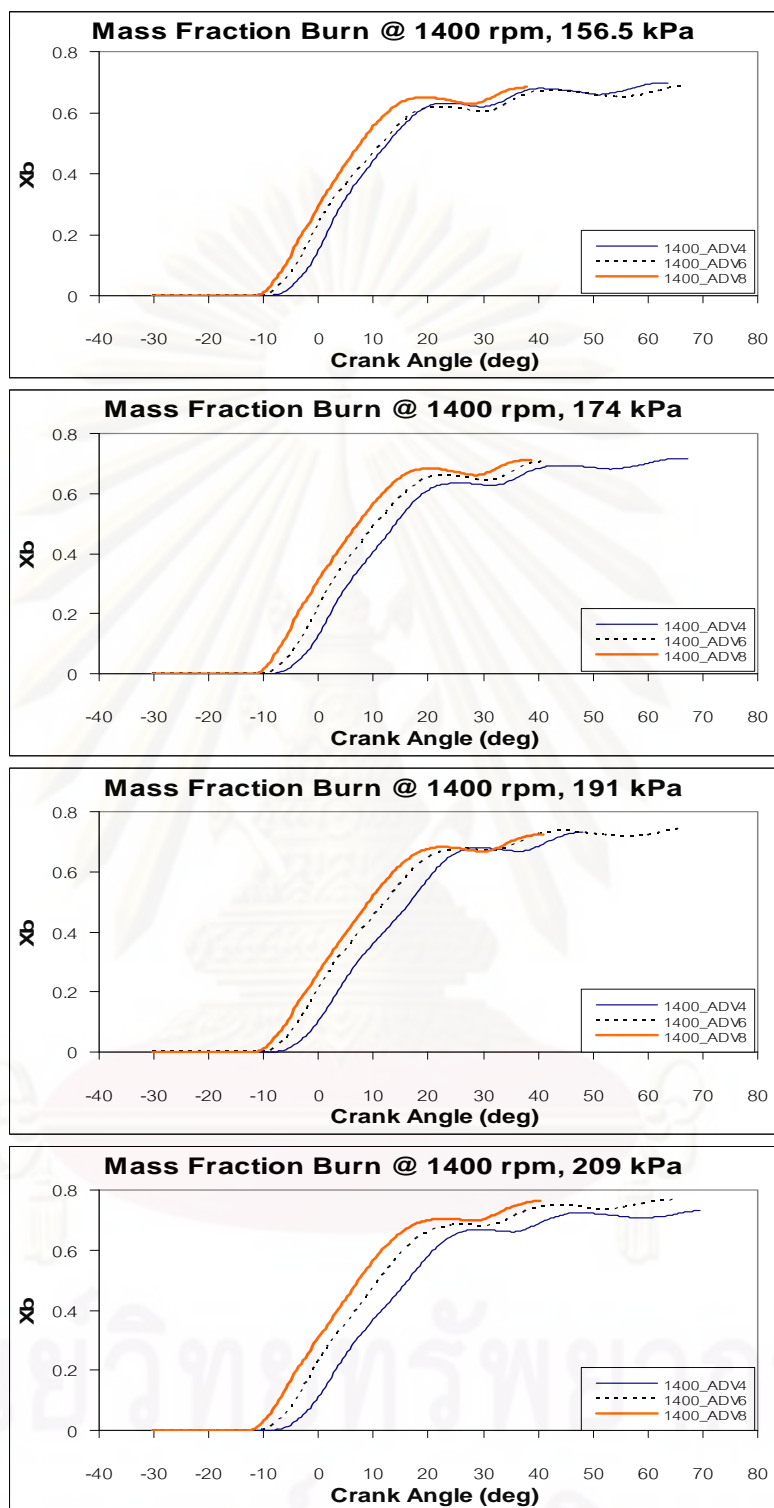
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 7-38 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-39 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa



รูปที่ 7-40 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ที่ BMEP 156.5 kPa, 174 kPa, 191 kPa และ 209 kPa

จากรูปที่ 7-38 ถึงรูปที่ 7-40 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่จุดทดสอบต่างๆ โดยภาพรวมพบว่า เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุด โดยจะมีค่าเท่ากันหรือสูงกว่าการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 และ ADV6 เล็กน้อย เนื่องจากปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรจะต่ำกว่าและประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงมีค่าสูงกว่า เพราะสัดส่วนของมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ขึ้นอยู่กับการปล่อยความร้อนสุทธิที่ปล่อยออกมาจากเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ต่อปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในแต่ละวัฏจักร

จากรูปที่ 7-38 ถึงรูปที่ 7-40 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 7-25 และตารางที่ 7-26

ตารางที่ 7-25 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบคงที่ และตารางที่ 7-26 แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ BMEP คงที่

ตารางที่ 7-25 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ความเร็วรอบคงที่

Speed	BMEP	Mass Fraction Burn		
		ADV4	ADV6	ADV8
rpm	kPa			
1000	156.5	0.59	0.62	0.62
1000	174	0.61	0.63	0.65
1000	191	0.58	0.61	0.66
1000	209	0.58	0.62	0.65
1200	156.5	0.62	0.63	0.64
1200	174	0.65	0.61	0.65
1200	191	0.62	0.62	0.66
1200	209	-	0.63	0.67
1400	156.5	0.63	0.62	0.66
1400	174	0.64	0.66	0.68
1400	191	0.68	0.67	0.68
1400	209	0.66	0.68	0.69

จากตารางที่ 7-25 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบคงที่ พบว่า เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 การเพิ่มขึ้นของ BMEP จะทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นในทุกความเร็วรอบ โดยที่การใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 ที่ทุกความเร็วรอบ การเพิ่มขึ้นของ BMEP จะไม่ทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้เปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจน และการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 ที่ทุกความเร็วรอบ 1000 rpm และ 1200 rpm การเพิ่มขึ้นของ BMEP จะไม่ทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้เปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจน แต่ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm การเพิ่มขึ้นของ BMEP จะมีค่าเพิ่มสูงขึ้น

ตารางที่ 7-26 สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ที่ BMEP คงที่

BMEP	Speed	Mass Fraction Burn		
		ADV4	ADV6	ADV8
kPa	rpm			
156.5	1000	0.59	0.62	0.62
156.5	1200	0.62	0.63	0.64
156.5	1400	0.63	0.62	0.66
174	1000	0.61	0.63	0.65
174	1200	0.65	0.61	0.65
174	1400	0.64	0.66	0.68
191	1000	0.58	0.61	0.66
191	1200	0.62	0.62	0.66
191	1400	0.68	0.67	0.68
209	1000	0.58	0.62	0.65
209	1200	-	0.63	0.67
209	1400	0.66	0.68	0.69

จากตารางที่ 7-26 เมื่อพิจารณาที่ BMEP คงที่พบว่า เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 การเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบ จะทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น โดยที่การใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 ที่ BMEP 174 kPa การเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบ จะไม่ทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้เปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจน แต่ที่ BMEP 156.5 kPa, 191 kPa และ 209 kPa การเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้น และการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 ที่ BMEP 156.5 kPa และ 174 kPa การเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบ จะไม่ทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้เปลี่ยนแปลงแบบมีแนวโน้มที่ชัดเจน แต่ที่ BMEP 191 kPa และ 209 kPa การเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้น

จากตารางที่ 7-25 และ ตารางที่ 7-26 สามารถพิจารณาหาองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่มีการเผาไหม้ดีที่สุดในแต่ละจุดทดสอบ เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีด

เชื้อเพลิงล่งหน้าค่าต่างๆ ได้ดังแสดงในตารางที่ 7-27 โดยภาพรวมพบว่า เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่งหน้ามากที่สุดจะมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูง ซึ่งเป็นไปได้ว่าการฉีดเชื้อเพลิงล่งหน้าทำให้มีเชื้อเพลิงที่ออกจากหัวฉีดเกิดการผสมกับไอดีได้ดีเป็นผลให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ จึงเป็นผลให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงและอุณหภูมิไอเสียต่ำ แต่เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่งหน้าน้อยที่สุดจะมีการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ก่อนเริ่มต้นการเผาไหม้มีค่าสูงขึ้น ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์น้อยกว่า เนื่องจากเชื้อเพลิงที่ออกจากหัวฉีดจะเกิดการเผาไหม้ทันทีและใกล้กับตำแหน่งจุดศูนย์ตายบน จึงทำให้เครื่องยนต์ได้งานจากการเผาไหม้น้อย แม้ว่าการปล่อยความร้อนสุทธิจะมีค่าสูงแต่ก็มีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่มากทำให้สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ต่ำและอุณหภูมิไอเสียที่สูง

ตารางที่ 7-27 องศาการฉีดเชื้อเพลิงที่มีการเผาไหม้ดีที่สุดในแต่ละจุดทดสอบ

Speed	BMEP	Mass Fraction Burn		
		ADV4	ADV6	ADV8
rpm	kPa			
1000	156.5			✓
1000	174			✓
1000	191			✓
1000	209			✓
1200	156.5			✓
1200	174			✓
1200	191			✓
1200	209			✓
1400	156.5			✓
1400	174			✓
1400	191			✓
1400	209			✓

จากตารางที่ 7-27 โดยภาพรวมพบว่า ที่องศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีส่วนลดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงที่สุด ซึ่งเป็นไปได้ว่าการขีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าที่สูงมาก ในขณะที่อุณหภูมิในห้องเผาไหม้มีค่าต่ำ และมีอัตราการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศในอัตราส่วนที่เหมาะสมในช่วงล่าช้าการจุดระเบิดทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ จึงเป็นผลให้มีส่วนลดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้มีค่าสูงและอุณหภูมิไอเสียต่ำ แต่เมื่อมีการขีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าที่น้อยกว่า อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ก่อนเริ่มต้นการเผาไหม้มีค่าสูง ดังนั้นจึงไม่มีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดและทำให้อัตราการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศมีอัตราส่วนที่ไม่เหมาะสม ทำให้เชื้อเพลิงที่ถูกขีดออกจากรูหัวฉีดเกิดการเผาไหม้ทันทีและเกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์เป็นผลให้มีส่วนลดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้มีค่าต่ำและอุณหภูมิไอเสียสูง ซึ่งจากอุณหภูมิไอเสียที่สูงนั้นสามารถเป็นตัวยืนยันได้ถึงการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นห่างจากจุดศูนย์ตายบน ซึ่งเครื่องยนต์จะไม่ได้งานจากการเผาไหม้เนื่องจากการขยายตัวของลูกสูบในช่วงหลังศูนย์ตายบนเมื่อมีองศาการขีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าน้อย

7.3 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้

จากผลการทดสอบของสมรรถนะและปรากฏการณ์การเผาไหม้ โดยการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบและศึกษาผลขององศาการขีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME โดยสรุปผลได้ดังนี้

7.3.1 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ

7.3.1.1 สรุปผลการศึกษาอิทธิพลขององศาการขีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด

ก. แรงบิดเบรกสูงสุดจากการปรับค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มขึ้น จากค่ามาตรฐานทำให้แรงบิดเบรกสูงสุดเพิ่มขึ้น โดยจะได้ค่าสูงสุดเมื่อปรับเพิ่มไปจนถึงค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 ในทุกความเร็วรอบ จากนั้นเมื่อเพิ่มองศาการขีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มมากขึ้นแรงบิดเบรกสูงสุดจะลดลงในทุกความเร็วรอบ

ข. อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจากการปรับค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มขึ้นจากค่ามาตรฐาน ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกลดลง โดยจะได้ค่าต่ำสุดเมื่อปรับเพิ่มไปจนถึงค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 ในทุกความเร็วรอบ จากนั้นเมื่อเพิ่มองศาการขีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มมากขึ้นอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจะเพิ่มขึ้นในทุกความเร็วรอบ

ค. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการปรับค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มขึ้นจากค่ามาตรฐานทำให้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น โดยจะได้ค่าสูงสุดเมื่อปรับเพิ่มไปจนถึงค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 ในทุกความเร็วรอบ จากนั้นเมื่อเพิ่มองศาการขีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มมากขึ้นประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะลดลงในทุกความเร็วรอบ

ง. อุณหภูมิไอเสียจากการปรับค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มขึ้นจากค่ามาตรฐานจะได้อุณหภูมิไอเสียลดลง

7.3.1.2 สรุปผลของการลดอัตราส่วนกำลังอัด

ก. แรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้จะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับอัตราส่วนกำลังอัดมาตรฐาน และการปรับค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มขึ้นจากค่ามาตรฐานจะได้แรงบิดเบรกสูงสุดเพิ่มขึ้น โดยที่ความเร็วรอบ 1000 rpm จะได้แรงบิดเบรกสูงสุดเมื่อปรับเพิ่มไปจนถึงค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 และทั้งความเร็วรอบ 1200 rpm และ 1400 rpm จะได้แรงบิดเบรกสูงสุดเมื่อปรับเพิ่มไปจนถึงองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6

ข. อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจะมีค่าลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับอัตราส่วนกำลังอัดมาตรฐาน และการปรับค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มขึ้นจากค่ามาตรฐานจะได้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกลดลง โดยจะได้ค่าต่ำสุดเมื่อปรับเพิ่มไปจนถึงค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 ในทุกความเร็วรอบ

ค. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับอัตราส่วนกำลังอัดมาตรฐาน และการปรับค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มขึ้นจากค่ามาตรฐานจะได้ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น โดยจะได้ค่าสูงสุดเมื่อปรับเพิ่มไปจนถึงค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 ในทุกความเร็วรอบ

ง. อุณหภูมิไอเสียจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับอัตราส่วนกำลังอัดมาตรฐาน และการปรับค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มขึ้นจากค่ามาตรฐานจะได้ค่าต่ำสุดเมื่อปรับเพิ่มไปจนถึงค่าองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 ในทุกความเร็วรอบ

7.3.1.3 สรุปผลการทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วน

ก. อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการขีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกต่ำสุดในทุกจุดทดสอบ

ข. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงสูงสุดในทุกจุดทดสอบ

ค. อุณหภูมิไอเสียเมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีอุณหภูมิไอเสียต่ำสุดในทุกจุดทดสอบ

7.3.2 สรุปผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้

ในงานวิจัยนี้ได้นำทฤษฎีการวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่ใช้ในเชื้อเพลิง conventional diesel สำหรับจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงจะพิจารณาจากความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงร่วมกับอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันภายในห้องเผาไหม้พบว่า ความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงจะมีลักษณะเป็นคลื่นความดัน เนื่องจากคุณสมบัติของการอัดตัวได้ของเชื้อเพลิง DME มีค่าสูงเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล และตำแหน่งการติดตั้ง Pressure Transducer ของความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงจะถูกติดตั้งก่อนบริเวณทางเข้าของหัวฉีดอยู่ที่ 8 เซนติเมตร เมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดออกจากหัวฉีดอาจจะพบจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ากว่าความเป็นจริง ในกรณีเดียวกันขณะที่เข็มหัวฉีดถูกยกและกดเพื่อควบคุมการฉีดเชื้อเพลิงที่ออกจากหัวฉีดเข้าไปภายในห้องเผาไหม้อาจจะทำให้เกิดคลื่นความดันที่สะสมอยู่ภายในท่อส่งเชื้อเพลิงได้

จากผลการทดสอบเพื่อบันทึกข้อมูลความดันสามารถสรุปได้ดังนี้

ก. จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง (Start of Injection, SOI)

เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มขึ้น จะมีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อน โดยองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นก่อน ส่วนองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นล่าช้าที่สุด

ข. จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง (End of Injection, EOI)

เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าลดลง จะทำให้จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า โดยองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเร็วที่สุด ส่วนองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าที่สุด

ค. ช่วงการฉีดเชื้อเพลิง

เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าค่าต่างๆ จะได้ช่วงการฉีดเชื้อเพลิงที่ใกล้เคียงกัน

ง. อัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร

เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มขึ้น จะมีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรที่ลดลง โดยองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรต่ำที่สุด ส่วนองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะมีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรสูงที่สุด

จ. ความดันในห้องเผาไหม้

เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มขึ้น จะมีความดันในห้องเผาไหม้มีค่าเพิ่มสูงขึ้น โดยองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีความดันในห้องเผาไหม้สูงที่สุด ส่วนองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีความดันในห้องเผาไหม้ต่ำที่สุด

ฉ. จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (Start of Combustion, SOC)

เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าเพิ่มขึ้น จะมีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นก่อน โดยองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นก่อน ส่วนองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นช้าที่สุด

ช. จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (End of Combustion, EOC)

เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าลดลง จะทำให้จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ช้าออกไป โดยองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้เร็วที่สุด ส่วนองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 มีจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ล่าช้าที่สุด

ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 8

ผลจากการทดสอบและวิเคราะห์ภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้

ผลการทดสอบในส่วนนี้นำเสนอการทดสอบการถ่ายภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า โดยการถ่ายภาพด้วยอุปกรณ์ VisioScope และทำการบันทึกข้อมูลความดันภายในห้องเผาไหม้และความดันในท่อส่งเชื้อเพลิง ในงานวิจัยนี้ทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm โดยไม่มีภาระ และที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa เมื่อใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงลว่งหน้า ADV8 (8 CA)

8.1 ผลจากการทดสอบการถ่ายภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้

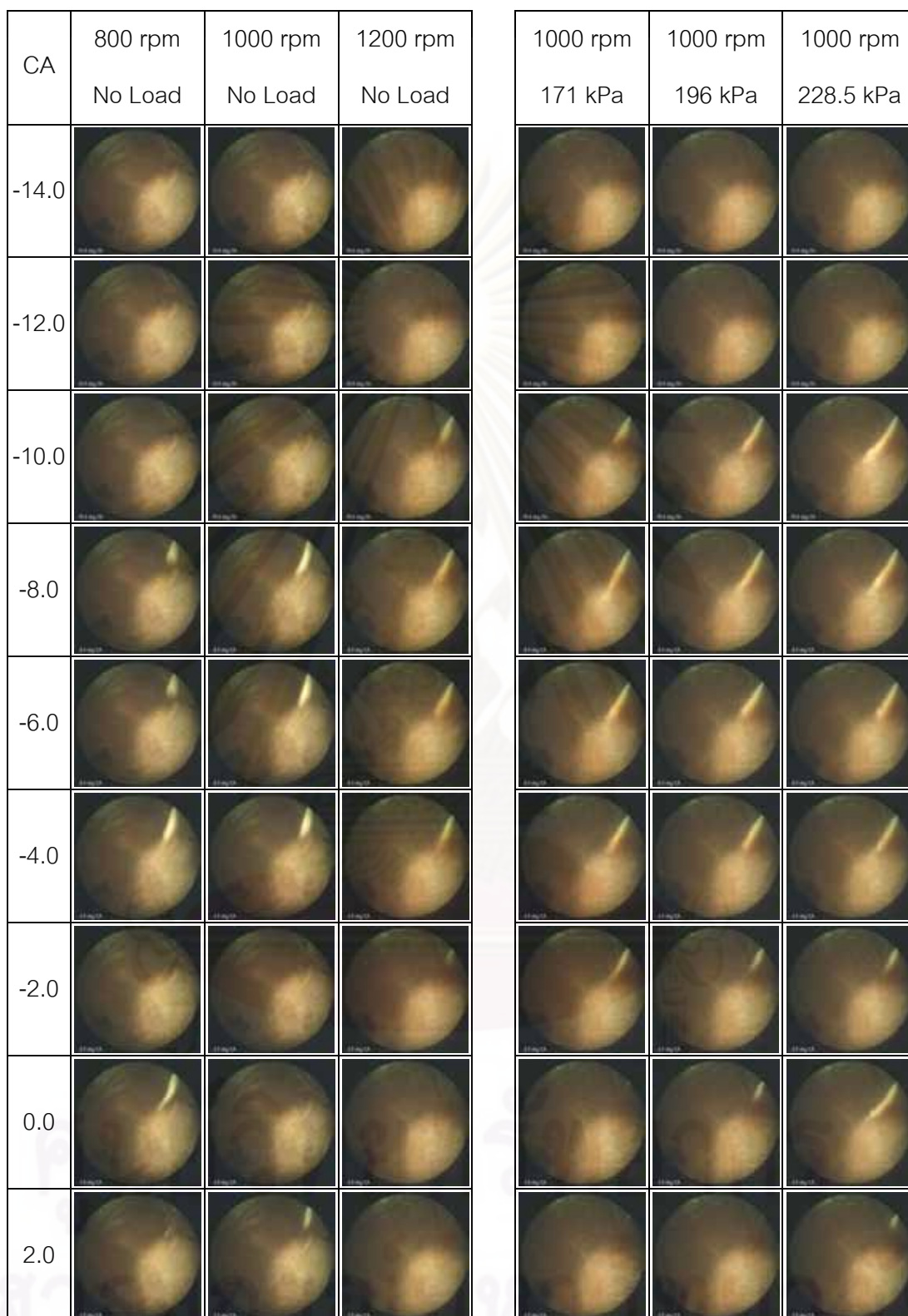
จากการทดสอบการถ่ายภาพโดยใช้แสงแฟลชช่วยและไม่ใช้แสงแฟลชช่วยด้วยอุปกรณ์ VisioScope ทำให้ได้ภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ลว่งหน้าดังแสดงในรูปที่ 8-1 โดยแสดงภาพถ่ายจากการใช้แสงแฟลชช่วยและรูปที่ 8-2 แบบไม่ใช้แสงแฟลชช่วยที่เกิดจากการประมวลผลภาพถ่ายจากฟังก์ชัน average repetition ในโปรแกรม AVL VisioScope และรูปที่ 8-3 แสดงภาพการแจกแจงความน่าจะเป็น (Probability Distribution, Prob. Dist.) โดยการนำภาพที่ไม่ใช้แสงแฟลชช่วยมาทำการประมวลผลโดยใช้ฟังก์ชัน Probability Distribution ในโปรแกรม AVL VisioScope

ศูนย์วิทยทรัพยากร

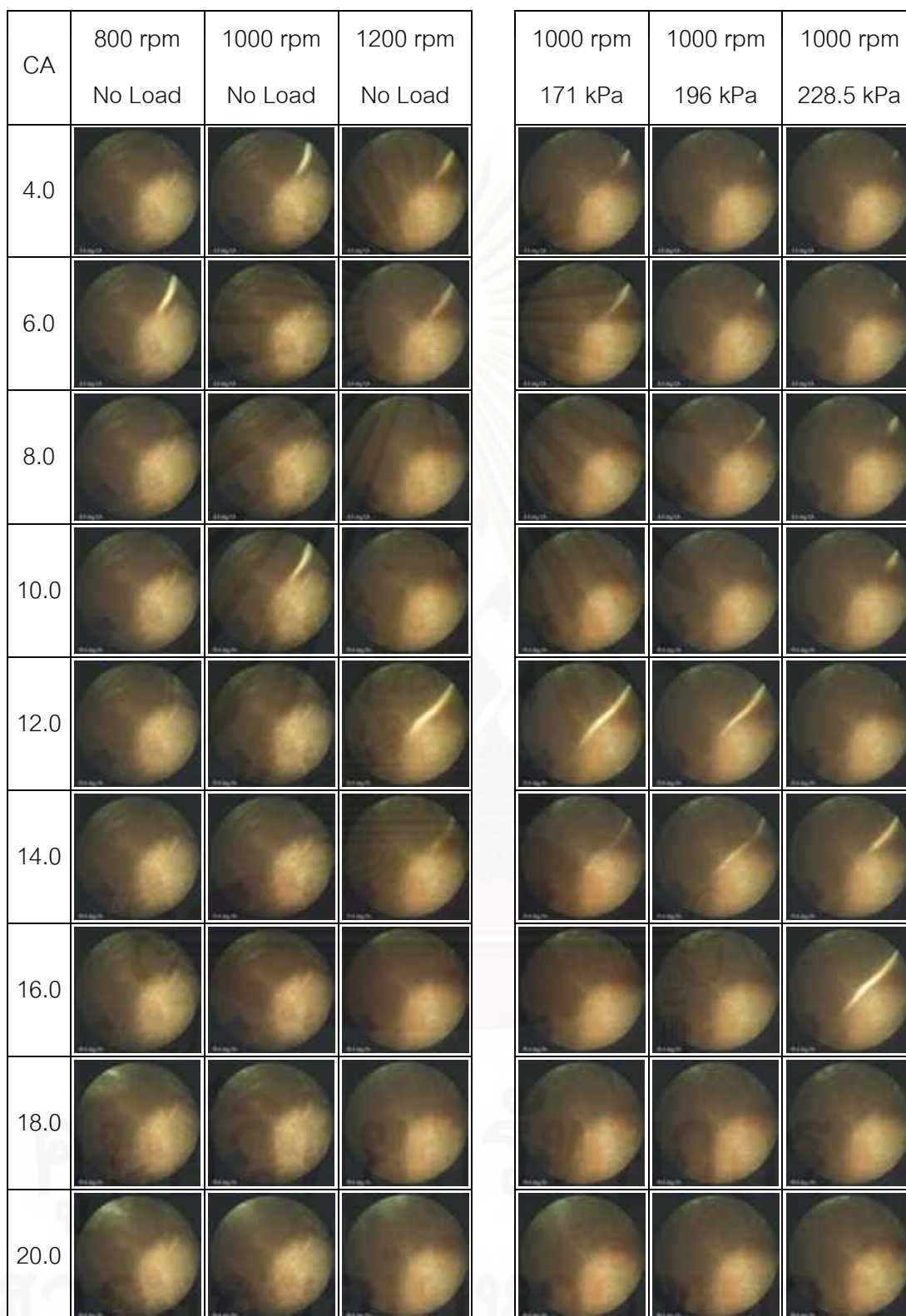
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

CA	800 rpm	1000 rpm	1200 rpm	1000 rpm	1000 rpm	1000 rpm
	No Load	No Load	No Load	171 kPa	196 kPa	228.5 kPa
-30.0						
-28.5						
-27.0						
-26.0						
-24.0						
-22.0						
-20.0						
-18.0						
-16.0						

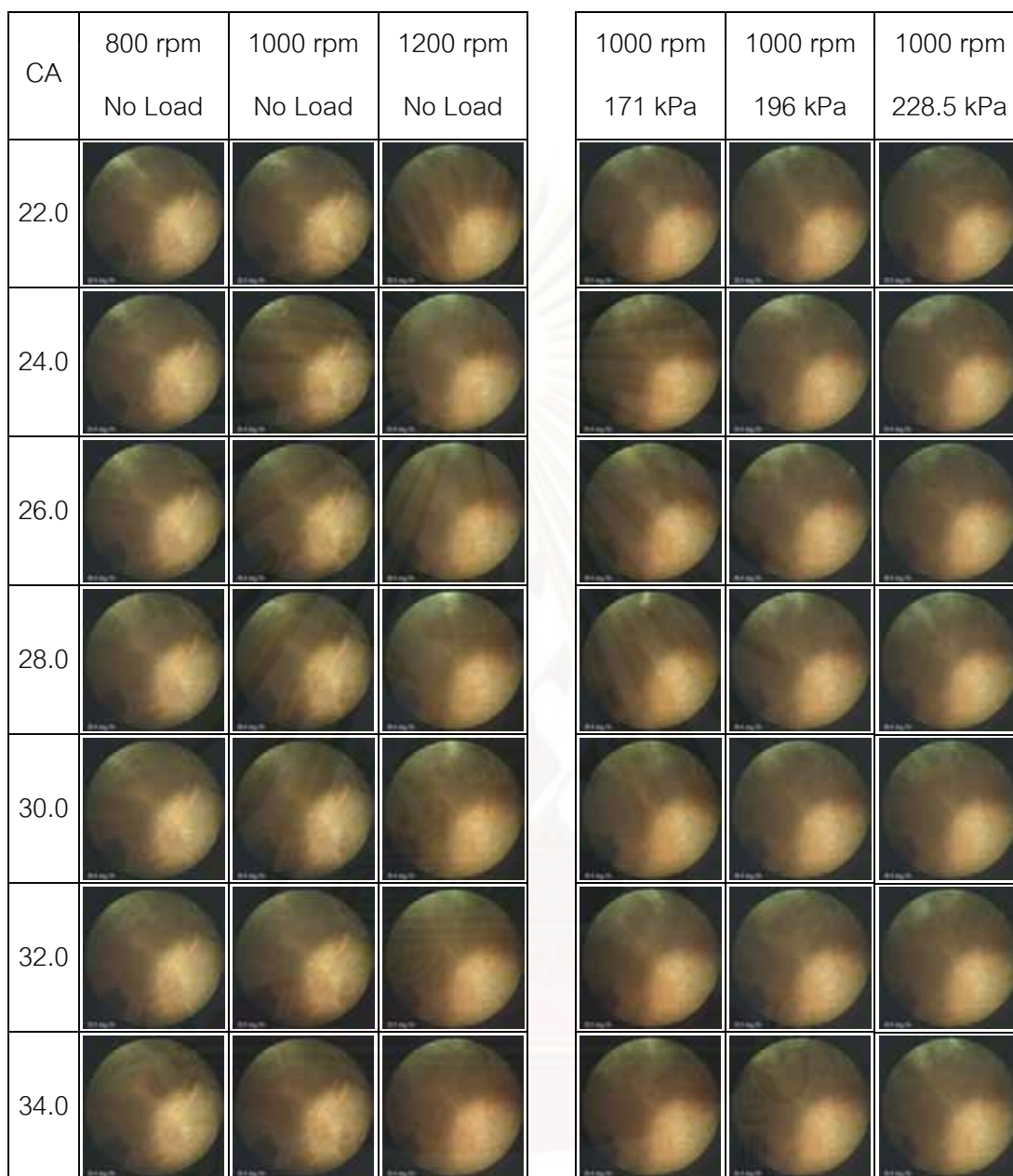
รูปที่ 8-1 ภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ด้วยหน้าแบบใช้แสงแฟลชช่วย (flash on) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa



รูปที่ 8-1 (ต่อ) ภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ลวงหน้าแบบใช้แสงแฟลชช่วย(flash on) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa

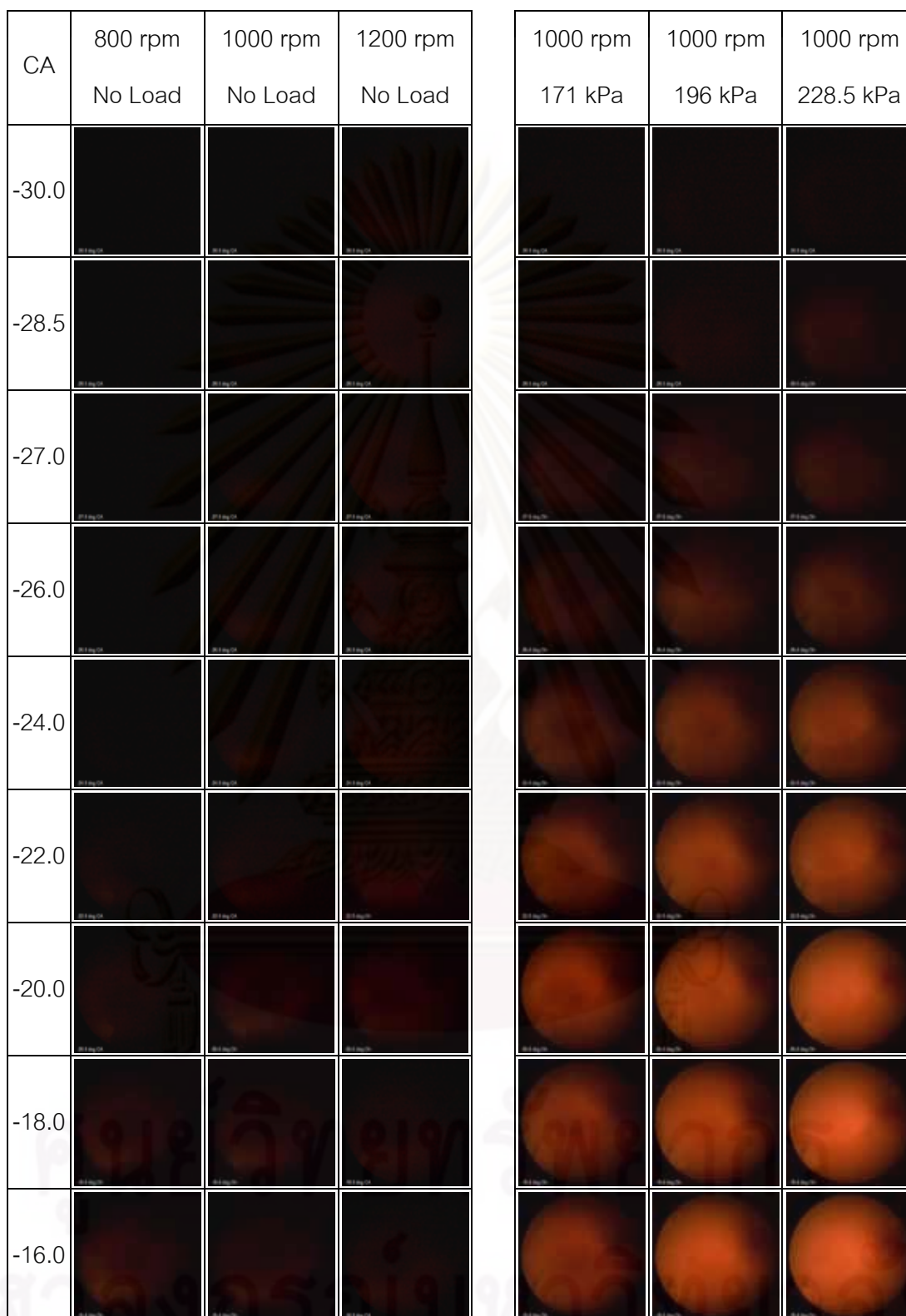


รูปที่ 8-1 (ต่อ) ภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบใช้แสงแฟลชช่วย(flash on) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa

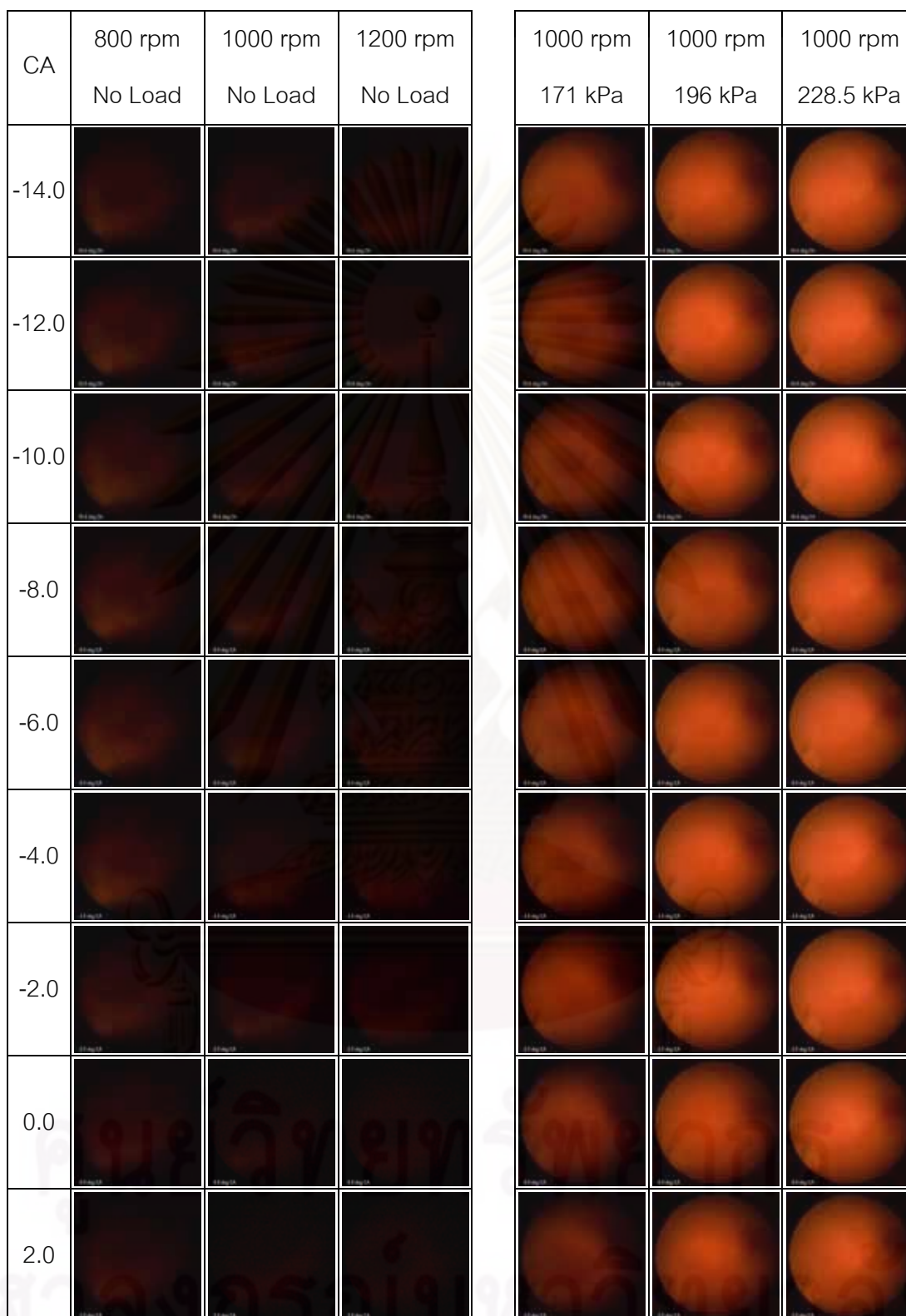


รูปที่ 8-1 (ต่อ) ภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบใช้แสงแฟลชช่วย(flash on) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa

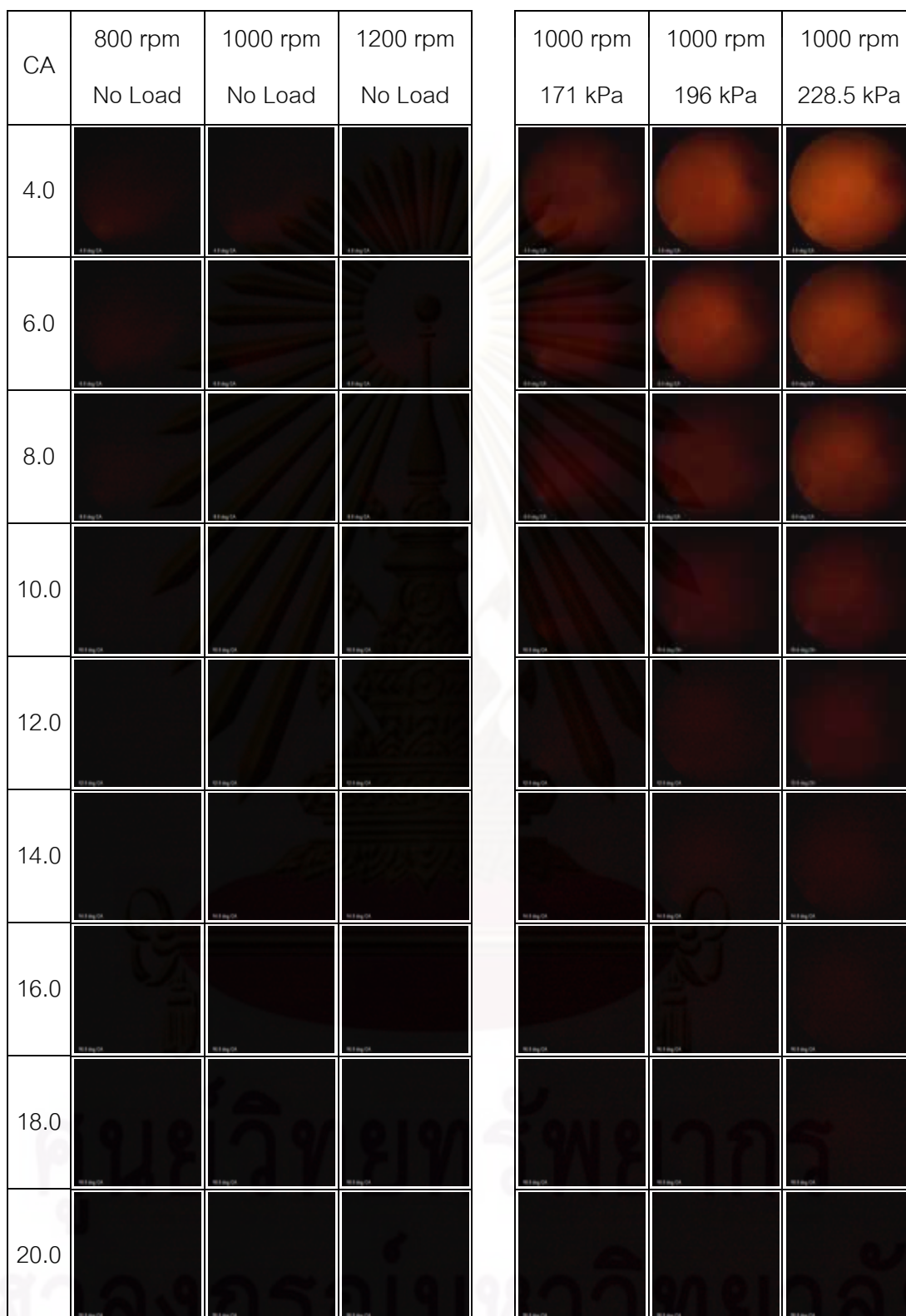
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 8-2 ภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบไม่ใช้แสงแฟลชช่วย (without flash on) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa



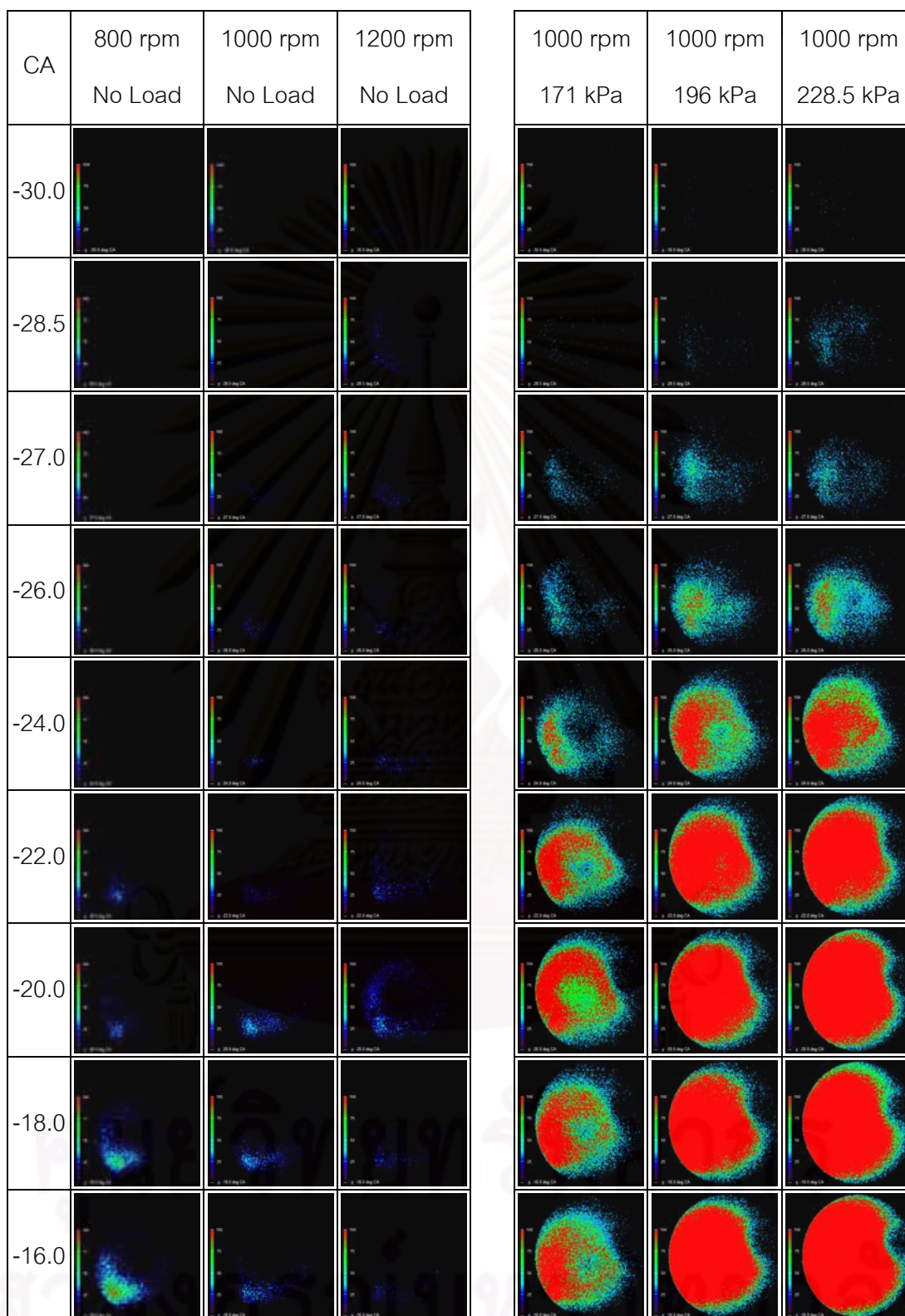
รูปที่ 8-2 (ต่อ) ภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบไม่ใช้แสงแฟลชช่วย (without flash on) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa



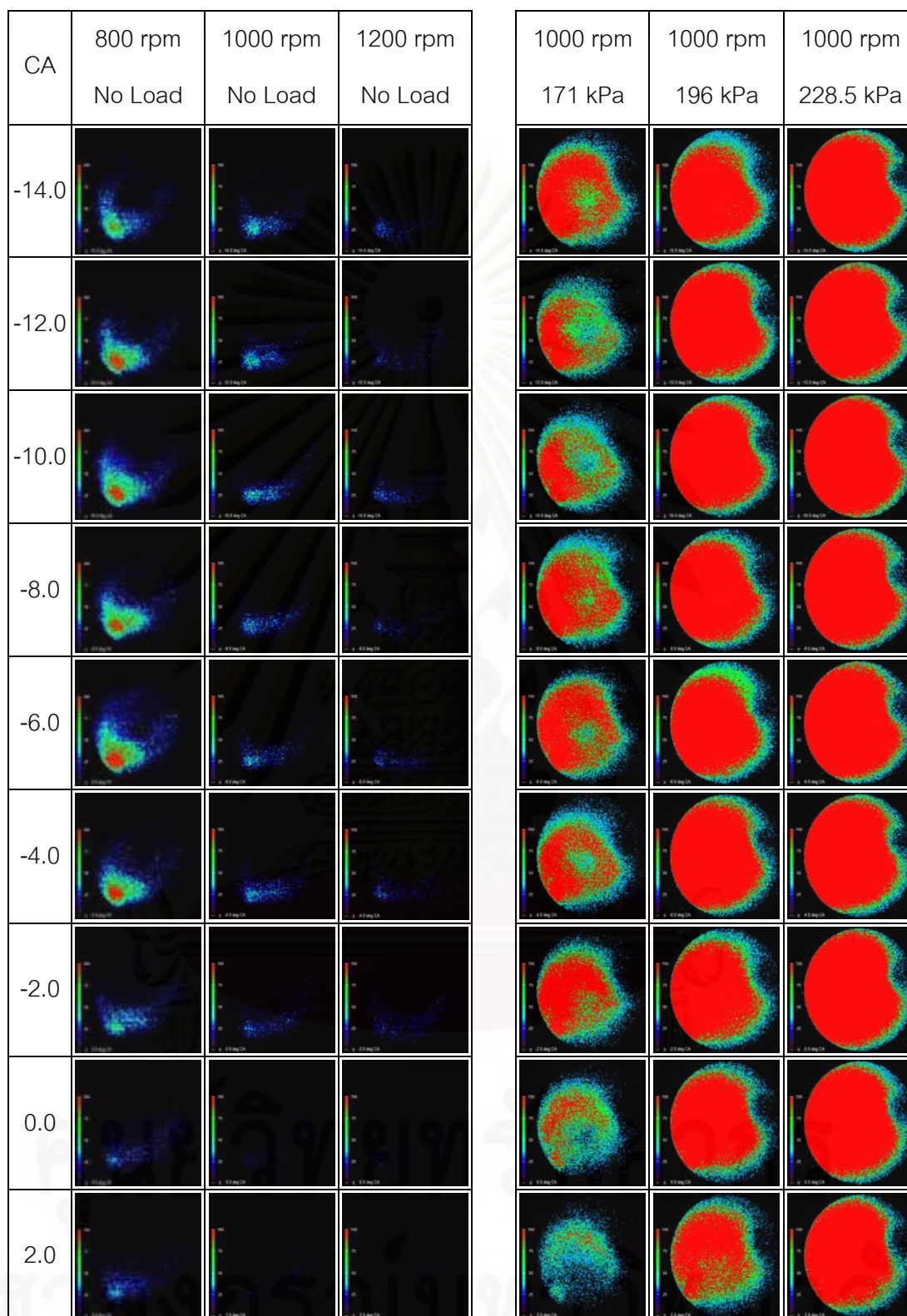
รูปที่ 8-2 (ต่อ) ภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบไม่ใช้แสงแฟลชช่วย (without flash on) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa

CA	800 rpm	1000 rpm	1200 rpm	1000 rpm	1000 rpm	1000 rpm
	No Load	No Load	No Load	171 kPa	196 kPa	228.5 kPa
22.0						
24.0						
26.0						
28.0						
30.0						
32.0						
34.0						

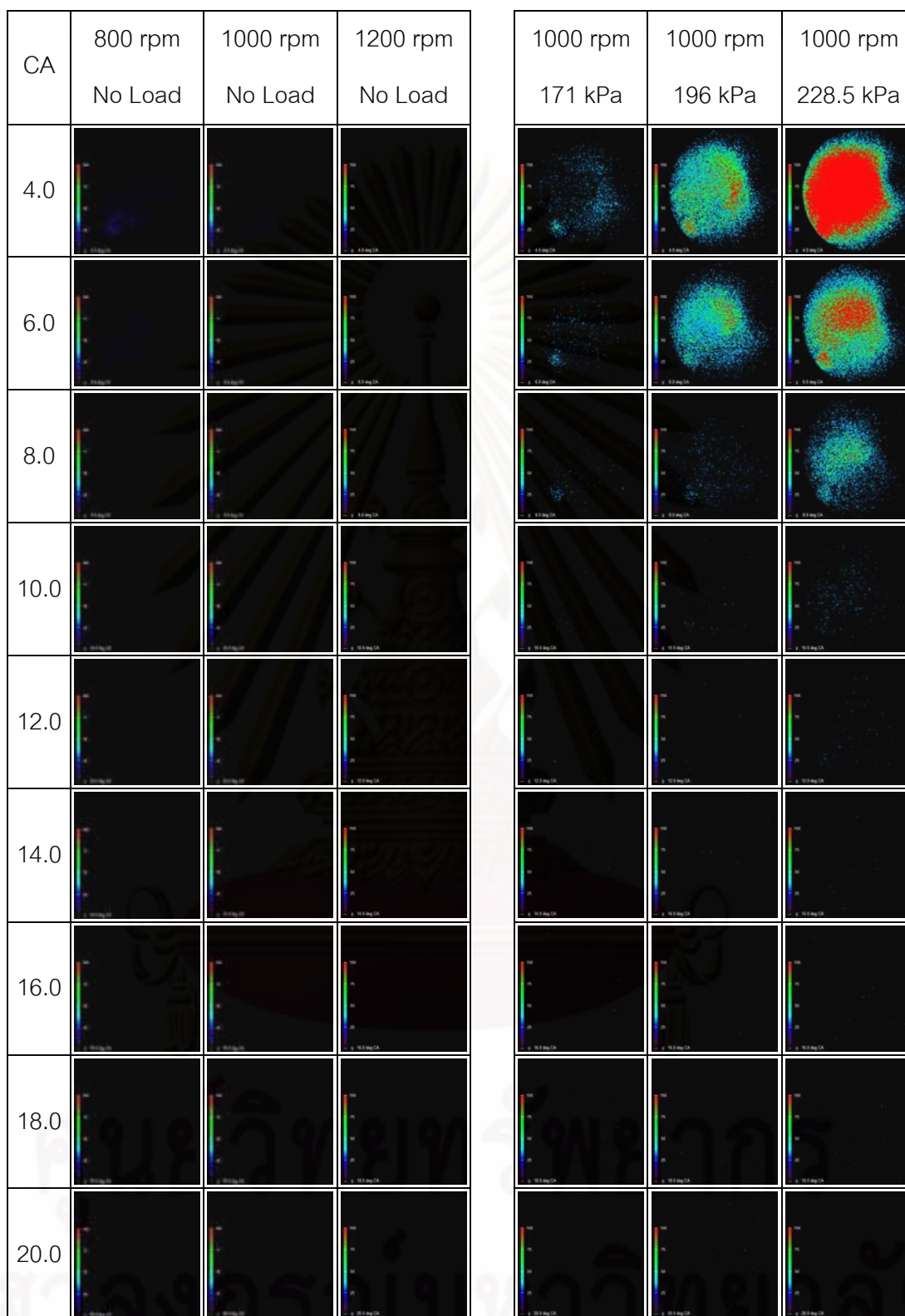
รูปที่ 8-2 (ต่อ) ภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบไม่ใช้แสงแฟลชช่วย (without flash on) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาวะ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa



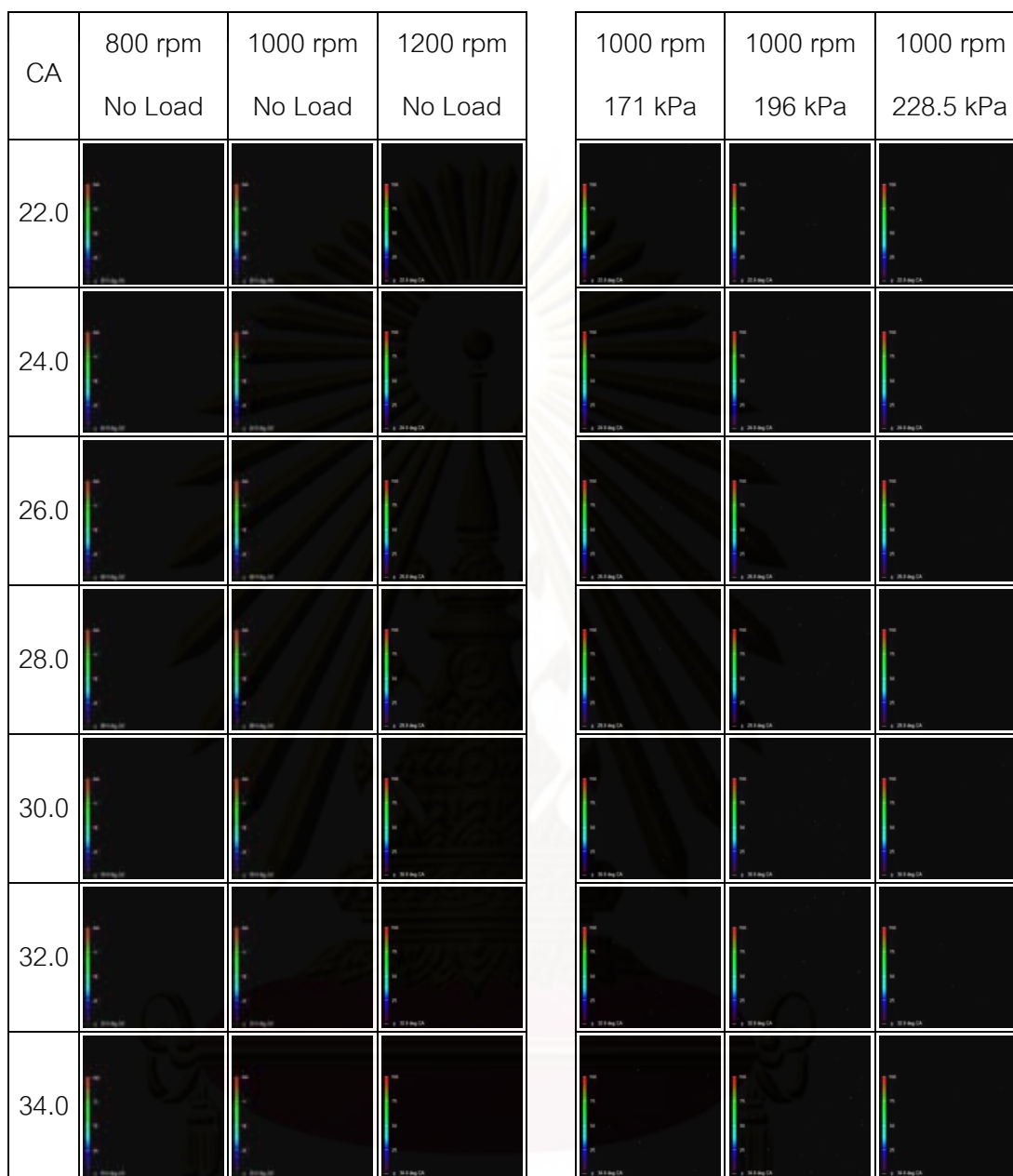
รูปที่ 8-3 ภาพการแจกแจงความน่าจะเป็น (Probability Distribution) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa



รูปที่ 8-3 (ต่อ) ภาพการแจกแจงความน่าจะเป็น (Probability Distribution) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa



รูปที่ 8-3 (ต่อ) ภาพการแจกแจงความน่าจะเป็น (Probability Distribution) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa



รูปที่ 8-3 (ต่อ) ภาพการแจกแจงความน่าจะเป็น (Probability Distribution) ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ และความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa

จากการสังเกตภาพปรากฏการณ์ภายในห้องเผาไหม้ของ DME พบว่า เมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปภายในห้องเผาไหม้จะเกิดการระเหยทันที โดยไม่สามารถสังเกตลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกจากหัวฉีดได้ในขณะที่ถ่ายภาพโดยใช้แสงแฟลชช่วยในช่วงเริ่มต้น แต่จะสังเกตเห็นเปลวไฟได้เมื่อถ่ายภาพในขณะที่ไม่ใช้แสงแฟลชช่วย โดยเปลวไฟที่เกิดจากการเผาไหม้จะมีสีของเปลว

ไฟเป็นสีน้ำเงินซึ่งจะมองเห็นไม่ชัด ดังนั้นในการประมวลผลภาพถ่ายจึงจำเป็นต้องปรับระดับสีเพื่อช่วยให้เห็นเปลวไฟที่ชัดเจนมากขึ้น

ที่ความเร็วรอบ 800 rpm ไม่มีภาวะ เมื่อเปรียบเทียบกับภาพถ่ายที่ไม่ใช้แสงแฟลชช่วยจะสังเกตเห็นเปลวไฟเริ่มต้น ณ ตำแหน่ง -24 CA ตรงบริเวณใกล้กับ throat และจะเกิดการเผาไหม้ไปจนถึงองศา 8.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟ โดยตลอดระยะเวลาของการเผาไหม้ในช่วงองศา -24 CA ถึง 8.5 CA จะสามารถสังเกตเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากรูหัวฉีด ณ ตำแหน่ง -8 CA ในขณะที่มีการเผาไหม้ โดยสเปรย์ที่เห็นจะถูกเผาไหม้ตามลำของสเปรย์และทำให้เห็นเปลวไฟภายในห้องเผาไหม้เพิ่มมากขึ้น จากนั้นที่ตำแหน่งองศา -3.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากรูหัวฉีด และจะปรากฏเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงออกจากรูหัวฉีดเป็นครั้งที่สองที่ตำแหน่งองศา -0.5 CA เรื่อยไปจนถึงตำแหน่งองศา 2.0 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากรูหัวฉีดของครั้งที่สอง ในขณะที่ยังมีการเผาไหม้เกิดขึ้นอยู่ตลอดการฉีดครั้งที่สอง แต่เปลวไฟที่ปรากฏเห็นจะเริ่มลดน้อยลง จากนั้นจะปรากฏเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงออกจากรูหัวฉีดเป็นครั้งที่สามที่ตำแหน่งองศา 5 CA เรื่อยไปจนถึงตำแหน่งองศา 7.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากรูหัวฉีดของครั้งที่สาม แต่ยังมีการเผาไหม้เกิดขึ้นอยู่ไปจนถึงตำแหน่งองศา 8.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟ

ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ไม่มีภาวะ เมื่อเปรียบเทียบกับภาพถ่ายที่ไม่ใช้แสงแฟลชช่วยจะสังเกตเห็นเปลวไฟเริ่มต้น ณ ตำแหน่ง -28.5 CA ตรงบริเวณใกล้กับ throat และจะเกิดการเผาไหม้ไปจนถึงองศา 6.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟ โดยตลอดระยะเวลาของการเผาไหม้ในช่วงองศา -28.5 CA ถึง 6.5 CA จะสามารถสังเกตเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากรูหัวฉีด ณ ตำแหน่ง -10.0 CA ในขณะที่มีการเผาไหม้ โดยสเปรย์ที่เห็นจะถูกเผาไหม้ตามลำของสเปรย์และทำให้เห็นเปลวไฟภายในห้องเผาไหม้เพิ่มมากขึ้น จากนั้นที่ตำแหน่งองศา -2.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากรูหัวฉีด และจะปรากฏเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงออกจากรูหัวฉีดเป็นครั้งที่สองที่ตำแหน่งองศา 1.5 CA เรื่อยไปจนถึงตำแหน่งองศา 4.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากรูหัวฉีดของครั้งที่สอง ในขณะที่ยังมีการเผาไหม้เกิดขึ้นอยู่ตลอดการฉีดครั้งที่สอง แต่เปลวไฟที่ปรากฏเห็นจะเริ่มลดน้อยลง จากนั้นจะปรากฏเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงออกจากรูหัวฉีดเป็นครั้งที่สามที่ตำแหน่งองศา 8.5 CA เรื่อยไปจนถึงตำแหน่งองศา 11.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากรูหัวฉีดของครั้งที่สาม แต่ยังมีการเผาไหม้เกิดขึ้นอยู่ไปจนถึงตำแหน่งองศา 6.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟ

ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ไม่มีภาระ เมื่อเปรียบเทียบกับภาพถ่ายที่ไม่ใช้แสงแฟลชช่วย จะสังเกตเห็นเปลวไฟเริ่มต้น ณ ตำแหน่ง -30.0 CA ตรงบริเวณใกล้กับ throat และจะเกิดการเผาไหม้ไปจนถึงองศา 8.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟ โดยตลอดระยะเวลาของการเผาไหม้ในช่วงองศา -30.0 CA ถึง 8.5 CA จะสามารถสังเกตเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีด ณ ตำแหน่ง -10.5 CA ในขณะที่มีการเผาไหม้ โดยสเปรย์ที่เห็นจะถูกเผาไหม้ตามลำของสเปรย์และทำให้เห็นเปลวไฟภายในห้องเผาไหม้เพิ่มมากขึ้น จากนั้นที่ตำแหน่งองศา -1.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีด และจะปรากฏเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงออกจากกรูหัวฉีดเป็นครั้งที่สองที่ตำแหน่งองศา 3.0 CA เรื่อยไปจนถึงตำแหน่งองศา 6.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีดของครั้งที่สอง ในขณะที่ยังมีการเผาไหม้เกิดขึ้นอยู่ตลอดการฉีดครั้งที่สอง แต่เปลวไฟที่ปรากฏเห็นจะเริ่มลดน้อยลง จากนั้นจะปรากฏเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงออกจากกรูหัวฉีดเป็นครั้งที่สามที่ตำแหน่งองศา 9.0 CA เรื่อยไปจนถึงตำแหน่งองศา 15.0 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีดของครั้งที่สาม แต่ยังมีการเผาไหม้เกิดขึ้นอยู่ไปจนถึงตำแหน่งองศา 8.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟ

ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm BMEP 171 kPa เมื่อเปรียบเทียบกับภาพถ่ายที่ไม่ใช้แสงแฟลชช่วย จะสังเกตเห็นเปลวไฟเริ่มต้น ณ ตำแหน่ง -29.5 CA ตรงบริเวณใกล้กับ throat และจะเกิดการเผาไหม้ไปจนถึงองศา 12.0 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟ โดยตลอดระยะเวลาของการเผาไหม้ในช่วงองศา -29.5 CA ถึง 12.0 CA จะสามารถสังเกตเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีด ณ ตำแหน่ง -10.5 CA ในขณะที่มีการเผาไหม้ โดยสเปรย์ที่เห็นจะถูกเผาไหม้ตามลำของสเปรย์และทำให้เห็นเปลวไฟภายในห้องเผาไหม้เพิ่มมากขึ้น จากนั้นที่ตำแหน่งองศา -0.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีด และจะปรากฏเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงออกจากกรูหัวฉีดเป็นครั้งที่สองที่ตำแหน่งองศา 3.0 CA เรื่อยไปจนถึงตำแหน่งองศา 7.0 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีดของครั้งที่สอง ในขณะที่ยังมีการเผาไหม้เกิดขึ้นอยู่ตลอดการฉีดครั้งที่สอง แต่เปลวไฟที่ปรากฏเห็นจะเริ่มลดน้อยลง จากนั้นจะปรากฏเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงออกจากกรูหัวฉีดเป็นครั้งที่สามที่ตำแหน่งองศา 9.0 CA เรื่อยไปจนถึงตำแหน่งองศา 15.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีดของครั้งที่สาม แต่ยังมีการเผาไหม้เกิดขึ้นอยู่ไปจนถึงตำแหน่งองศา 12.0 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟ

ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm BMEP 196 kPa เมื่อเปรียบเทียบกับภาพถ่ายที่ไม่ใช้แสงแฟลชช่วย จะสังเกตเห็นเปลวไฟเริ่มต้น ณ ตำแหน่ง -30.0 CA ตรงบริเวณใกล้กับ throat และจะเกิดการ

เผาไหม้ไปจนถึงองศา 14.0 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟ โดยตลอดระยะเวลาของการเผาไหม้ในช่วงองศา -30.0 CA ถึง 14.0 CA จะสามารถสังเกตเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีด ณ ตำแหน่ง -11.0 CA ในขณะที่มีการเผาไหม้ โดยสเปรย์ที่เห็นจะถูกเผาไหม้ตามลำของสเปรย์และทำให้เห็นเปลวไฟภายในห้องเผาไหม้เพิ่มมากขึ้น จากนั้นที่ตำแหน่งองศา 1.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีด และจะปรากฏเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงออกจากกรูหัวฉีดเป็นครั้งที่สองที่ตำแหน่งองศา 4.0 CA เรื่อยไปจนถึงตำแหน่งองศา 8.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีดของครั้งที่สอง ในขณะที่ยังมีการเผาไหม้เกิดขึ้นอยู่ตลอดการฉีดครั้งที่สอง แต่เปลวไฟที่ปรากฏเห็นจะเริ่มลดน้อยลง จากนั้นจะปรากฏเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงออกจากกรูหัวฉีดเป็นครั้งที่สามที่ตำแหน่งองศา 10.5 CA เรื่อยไปจนถึงตำแหน่งองศา 15.0 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีดของครั้งที่สาม แต่ยังมีการเผาไหม้เกิดขึ้นอยู่ไปจนถึงตำแหน่งองศา 14.0 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟ

ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm BMEP 228.5 kPa เมื่อเปรียบเทียบกับภาพถ่ายที่ไม่ใช้แสงแฟลชช่วยจะสังเกตเห็นเปลวไฟเริ่มต้น ณ ตำแหน่ง -30.0 CA ตรงบริเวณใกล้กับ throat และจะเกิดการเผาไหม้ไปจนถึงองศา 19.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟ โดยตลอดระยะเวลาของการเผาไหม้ในช่วงองศา -30.0 CA ถึง 19.5 CA จะสามารถสังเกตเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีด ณ ตำแหน่ง -11.0 CA ในขณะที่มีการเผาไหม้ โดยสเปรย์ที่เห็นจะถูกเผาไหม้ตามลำของสเปรย์และทำให้เห็นเปลวไฟภายในห้องเผาไหม้เพิ่มมากขึ้น จากนั้นที่ตำแหน่งองศา 4.0 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีด และจะปรากฏเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงออกจากกรูหัวฉีดเป็นครั้งที่สองที่ตำแหน่งองศา 5.5 CA เรื่อยไปจนถึงตำแหน่งองศา 11.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีดของครั้งที่สอง ในขณะที่ยังมีการเผาไหม้เกิดขึ้นอยู่ตลอดการฉีดครั้งที่สอง แต่เปลวไฟที่ปรากฏเห็นจะเริ่มลดน้อยลง จากนั้นจะปรากฏเห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงออกจากกรูหัวฉีดเป็นครั้งที่สามที่ตำแหน่งองศา 12.5 CA เรื่อยไปจนถึงตำแหน่งองศา 18.0 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ออกจากกรูหัวฉีดของครั้งที่สาม แต่ยังมีการเผาไหม้เกิดขึ้นอยู่ไปจนถึงตำแหน่งองศา 19.5 CA ซึ่งเป็นตำแหน่งสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟ

ในส่วนของการแจกแจงความน่าจะเป็นของการเกิดเปลวไฟที่ได้จากการการประมวลผลภาพถ่ายโดยไม่ใช้แสงแฟลช เมื่อไม่มีภาวะ พบว่า ที่ความเร็วรอบ 800 rpm มีการแจกแจงความน่าจะเป็นของการเกิดเปลวไฟมากที่สุดมากกว่าความเร็วรอบ 1000 rpm และ 1200 rpm โดยที่ความเร็วรอบ 1200 rpm มีการแจกแจงความน่าจะเป็นของการเกิดเปลวไฟน้อยที่สุด แต่ทุก

ความเร็วรอบจะพบการแจกแจงความน่าจะเป็นของการเกิดเปลวไฟอยู่ที่บริเวณใกล้กับ throat ซึ่ง เป็นรูที่เชื่อมต่อระหว่างห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องไหม้หลัก และจากการการถ่ายภาพโดยไม่ใช่ แสงแฟลชช่วย พบว่า ช่วงการเผาไหม้ของความเร็วรอบ 800 rpm มีช่วงการเผาไหม้สั้นที่สุดสั้น กว่าที่ความเร็วรอบ 1000 rpm และ 1200 rpm โดยที่ความเร็วรอบ 1200 rpm มีช่วงการเผาไหม้ ยาวนานที่สุด เนื่องมาจากปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงของความเร็วรอบ 800 rpm มีค่าน้อยที่สุดน้อย กว่าที่ความเร็วรอบ 1000 rpm และ 1200 rpm โดยที่ความเร็วรอบ 1200 rpm มีค่ามากที่สุด

สำหรับความเร็วรอบ 1000 rpm การแจกแจงความน่าจะเป็นของการเกิดเปลวไฟ ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa พบว่า ที่ BMEP 228.5 kPa มีการแจกแจงความน่าจะเป็น ของการเกิดเปลวไฟมากที่สุดมากกว่า BMEP 171 kPa และ 196 kPa โดยที่ BMEP 171 kPa มีการแจกแจงความน่าจะเป็นของการเกิดเปลวไฟน้อยที่สุด แต่ทุก BMEP จะพบการแจกแจง ความน่าจะเป็นของการเกิดเปลวไฟอยู่ที่บริเวณใกล้กับ throat ซึ่งเป็นรูที่เชื่อมต่อระหว่างห้องเผา ไหม้ล่วงหน้าและห้องไหม้หลัก โดยที่ BMEP 196 kPa และ 228.5 kPa มีการแจกแจงความน่าจะเป็น ของการเกิดเปลวไฟกระจายตัวอยู่ทั่วห้องเผาไหม้ล่วงหน้า และจากการการถ่ายภาพโดยไม่ใช่ แสงแฟลชช่วย พบว่า ช่วงการเผาไหม้ของ BMEP 171 kPa มีช่วงการเผาไหม้สั้นที่สุดสั้นกว่าที่ BMEP 196 kPa และ BMEP 228.5 kPa โดยที่ BMEP 228.5 kPa มีช่วงการเผาไหม้ยาวนานที่สุด เนื่องมาจากปริมาณการฉีดเชื้อเพลิง BMEP 171 kPa มีค่าน้อยที่สุดน้อยกว่าที่ BMEP 196 kPa และ BMEP 228.5 kPa โดยที่ BMEP 228.5 kPa มีค่ามากที่สุด

8.2 ผลจากข้อมูลความดัน

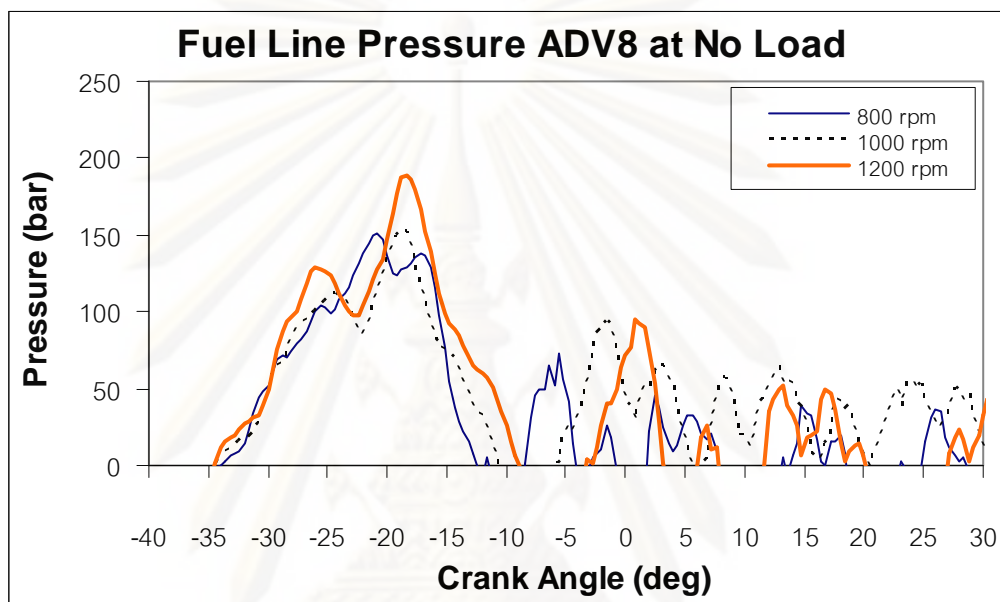
การบันทึกข้อมูลความดันภายในห้องเผาไหม้และความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงจากการ ทดสอบ เพื่อนำข้อมูลมาวิเคราะห์ผลและเปรียบเทียบกับภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ ซึ่งผล การทดสอบที่แสดงในส่วนนี้คือ ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าของหัวฉีด, ความดันในห้องเผาไหม้ และอัตราการปล่อยความร้อน

8.2.1 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

เมื่อเชื้อเพลิงถูกปั๊มเชื้อเพลิงอัดจะทำให้ความดันในท่อส่งเชื้อเพลิงก่อนทางเข้า หัวฉีดมีความดันเพิ่มมากขึ้นอย่างต่อเนื่องจนเมื่อมีความดันมากเกินกว่าค่าความดันยกเข็มหัวฉีด (Opening Pressure) ของหัวฉีด (ค่าความดันยกเข็มหัวฉีดของหัวฉีดที่ใช้คือ 100 บาร์) เข็มหัวฉีด จะเริ่มยกตัวในขณะที่ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดลดลงเล็กน้อย และความดันจะเพิ่มสูงขึ้น อีกครั้งเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจะไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ตรงที่ความดันใน

ท่อจ่ายเชื้อเพลิงมากกว่าความดันในห้องเผาไหม้ จนกระทั่งสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเริ่มลดลงจนไม่สามารถเอาชนะแรงดันสปริงที่กีดขวางหัวฉีดได้

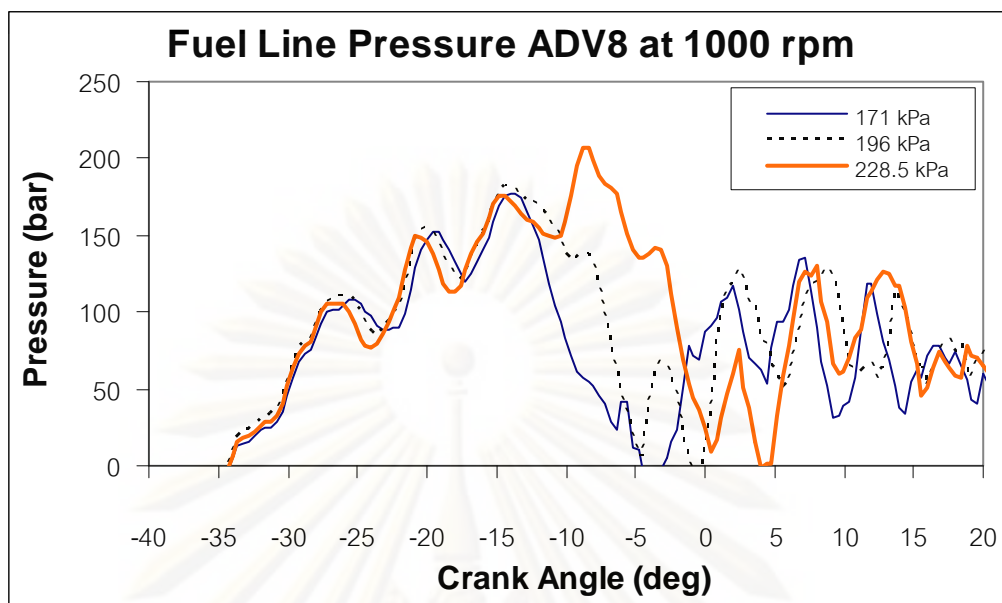
รูปที่ 8-4 และ รูปที่ 8-5 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดพบว่า ทุกจุดทดสอบมีแนวโน้มการสร้างแรงดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดในช่วงเริ่มต้นใกล้เคียงกัน และหลังจากตำแหน่ง 10 CA ทุกจุดทดสอบมีคลื่นความดันเกิดขึ้นภายในท่อส่งเชื้อเพลิง



รูปที่ 8-4 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาวะ

จากรูปที่ 8-4 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดพบว่า ที่ความเร็วรอบ 800 rpm และ 1000 rpm มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นพร้อมกันอยู่ที่ตำแหน่ง -26 CA และที่ความเร็วรอบ 1200 rpm มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงอยู่ที่ตำแหน่ง -27.6 CA โดยมีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงของความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm อยู่ที่ตำแหน่ง -15.6 CA และ -16.4 CA และ -15.2 CA ตามลำดับ โดยช่วงการฉีดเชื้อเพลิงคือ 10.4 CA, 9.6 CA และ 12.4 CA ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ตามลำดับ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



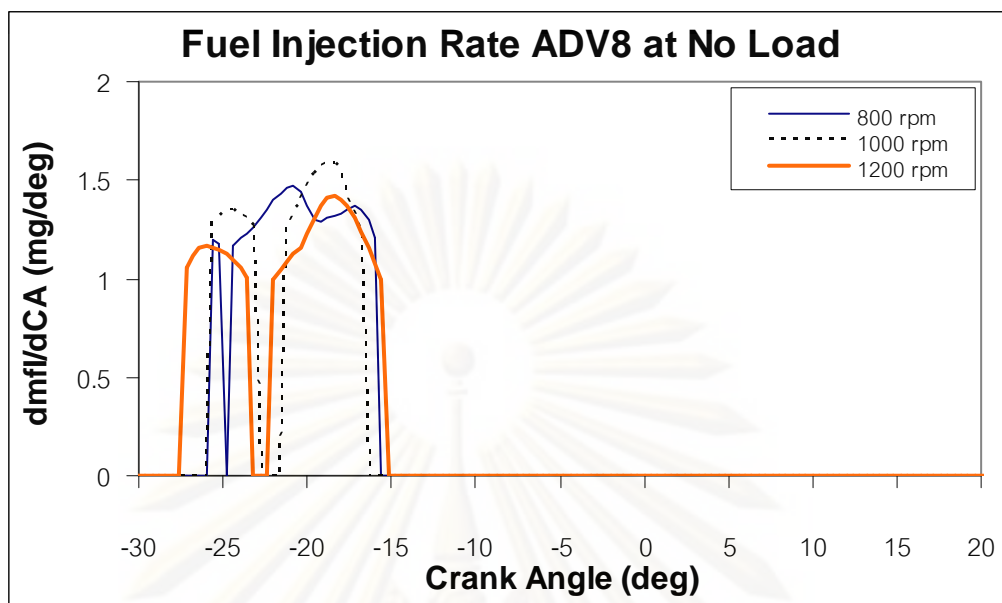
รูปที่ 8-5 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa

จากรูปที่ 8-5 แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของความเร็วรอบ 1000 rpm พบว่า ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงเกิดขึ้นพร้อมกันอยู่ที่ตำแหน่ง -27.2 CA และมีจุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงอยู่ที่ตำแหน่ง 12.6 CA, 14.4 CA และ 14.8 CA ตามลำดับ

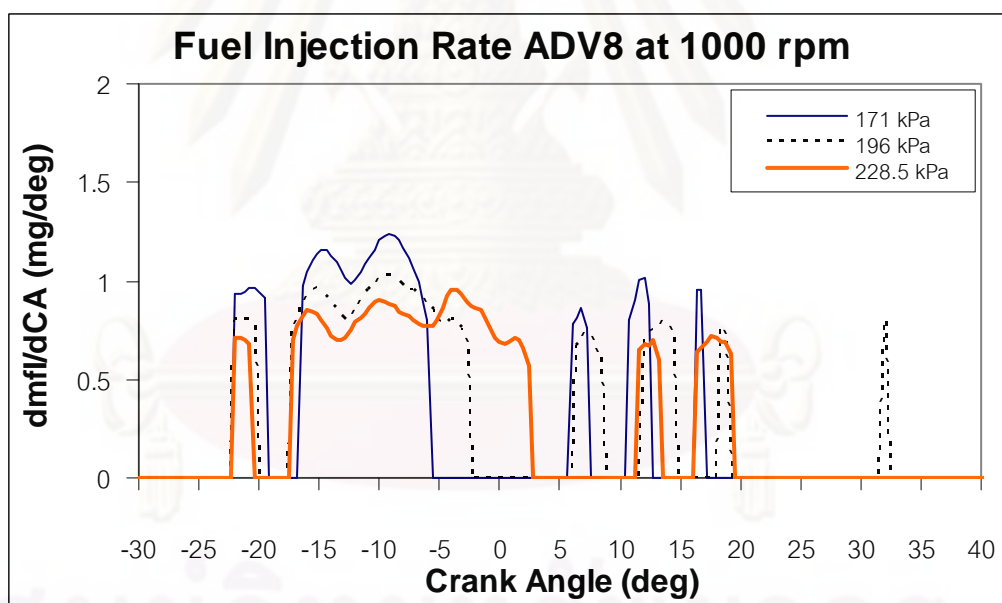
จากรูปที่ 8-4 และรูปที่ 8-5 สามารถคำนวณหาอัตราการฉีดเชื้อเพลิงได้ ดังแสดงในรูปที่ 8-6 และรูปที่ 8-7

ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 8-6 อัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ



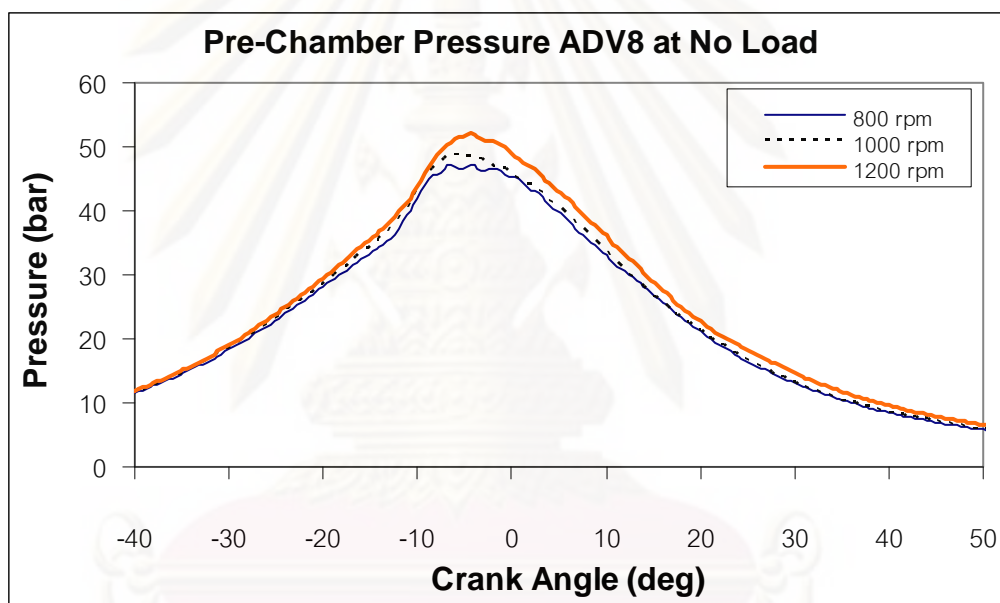
รูปที่ 8-7 อัตราการฉีดเชื้อเพลิงของความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa

รูปที่ 8-6 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบต่างกัน เมื่อไม่มีภาระพบว่า เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกจากหัวฉีดจะมีการฉีดเชื้อเพลิงสองจังหวะ และมีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรคือ 12.04 mg/cycle, 12.11 mg/cycle และ 12.72 mg/cycle ตามลำดับ

รูปที่ 8-7 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 1000 rpm พบว่าที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกจากหัวฉีดจะมีการฉีดเชื้อเพลิงออกมาหลายจังหวะ และมีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรคือ 18.29 mg/cycle, 19.41 mg/cycle และ 20.61 mg/cycle ตามลำดับ

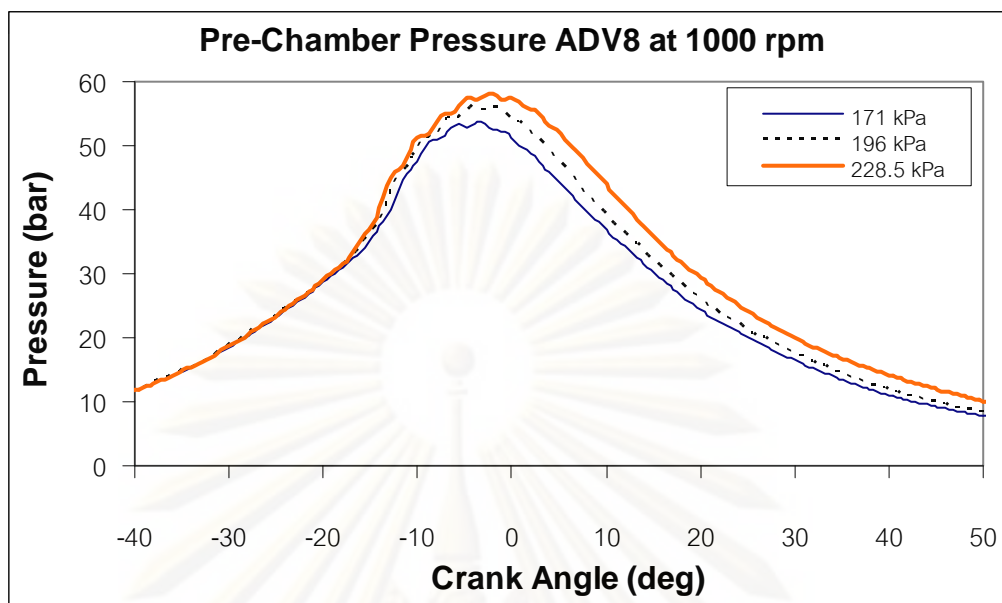
8.2.2 ความดันในห้องเผาไหม้

รูปที่ 8-8 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm เมื่อไม่มีภาระ และ รูปที่ 8-9 แสดงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa



รูปที่ 8-8 ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ

จากรูปที่ 8-8 เมื่อพิจารณาในขณะที่ไม่มีการพบว่ามีภาระพบว่า เมื่อความเร็วรอบเพิ่มสูงขึ้น ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้น



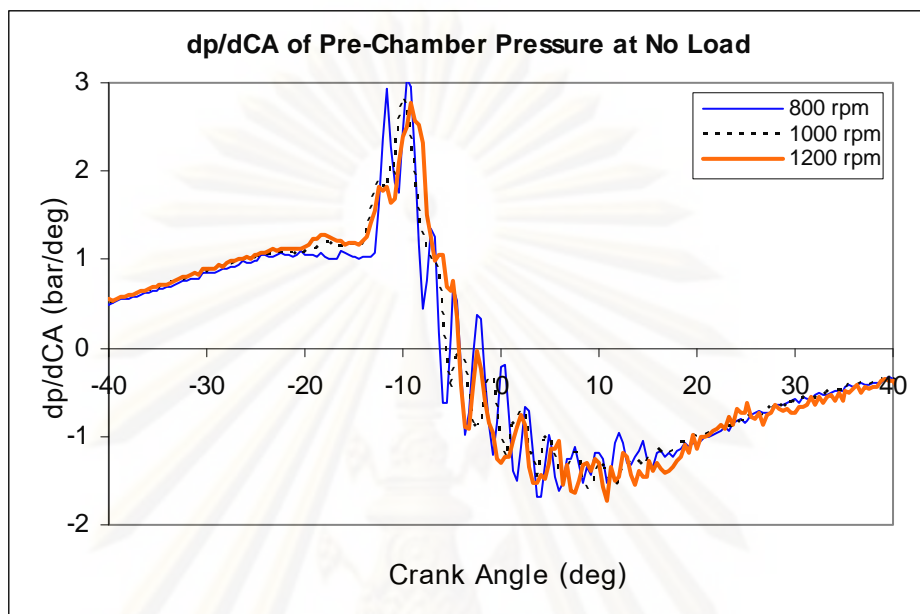
รูปที่ 8-9 ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของความเร็รรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa

จากรูปที่ 8-9 เมื่อพิจารณาที่ความเร็รรอบ 1000 rpm พบว่า เมื่อ BMEP เพิ่มขึ้น ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดจะมีค่าเพิ่มขึ้น

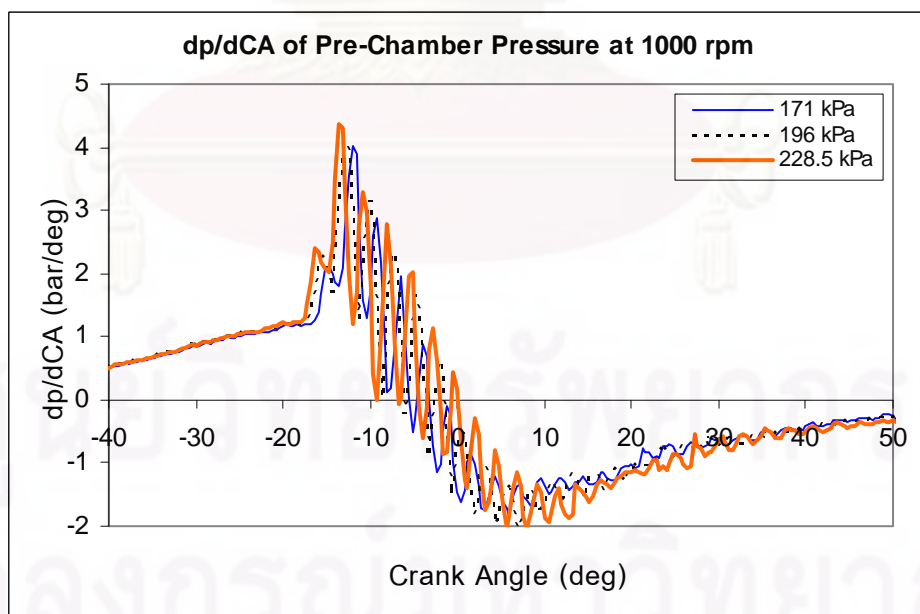
ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 8-10 และรูปที่ 8-11 แสดงค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้
 ล่วงหน้าจากการพิจารณาอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า



รูปที่ 8-10 อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ

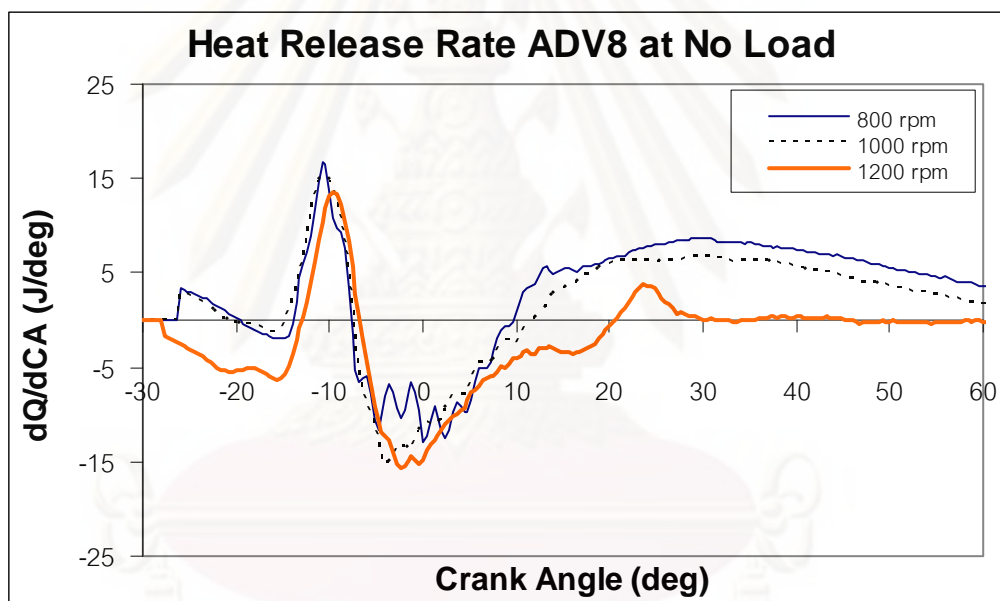


รูปที่ 8-11 อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของความเร็วรอบ 1000 rpm ที่
 BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa

จากรูปที่ 8-10 และรูปที่ 8-11 อัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าพบว่า ความดันภายในห้องเผาไหม้จะมีอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ที่แปรปรวน ซึ่งสามารถสังเกตได้จากกราฟในช่วงตั้งแต่อัตราที่ -15 CA ถึง 15 CA เนื่องมาจากมีการฉีดเชื้อเพลิงที่ออกมาจากรูหัวฉีดเข้ามาภายในห้องเผาไหม้

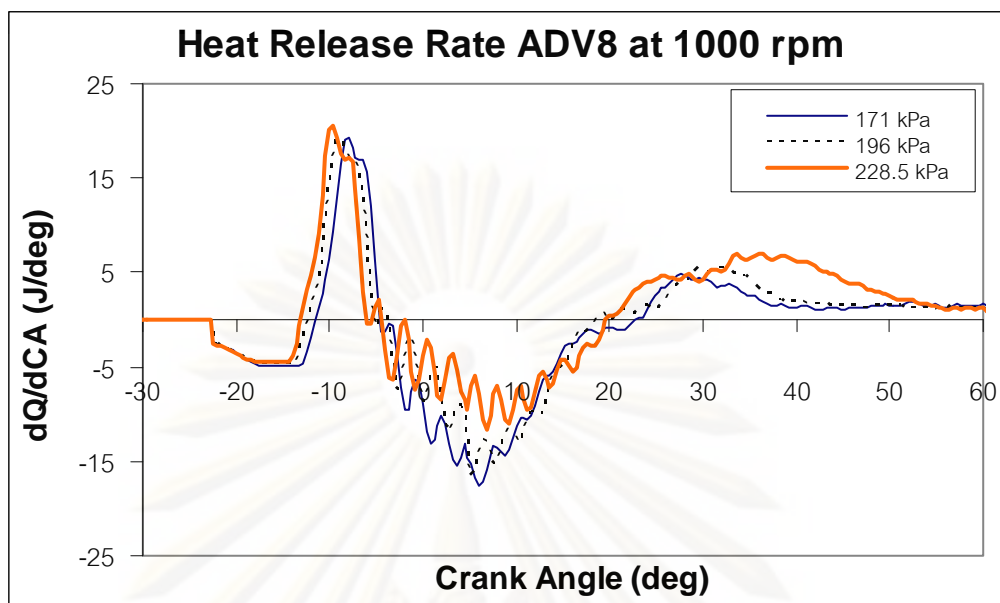
8.2.3 อัตราการปล่อยความร้อน

รูปที่ 8-12 และแสดงอัตราการปล่อยความร้อน จากกราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะทำให้ทราบถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (SOC) และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (EOC) และสามารถนำไปคำนวณหาช่วงการเผาไหม้ได้ สำหรับค่าจุดสิ้นสุดการเผาไหม้นั้นพิจารณาจากจุดที่อัตราการปล่อยความร้อนเป็น 0 J/CA เป็นซึ่งจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการเผาไหม้นั้น



รูปที่ 8-12 อัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ

จากรูปที่ 8-12 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนเมื่อไม่มีภาระ โดยพิจารณาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้พบว่า ที่ความเร็วรอบ 800 rpm และ 1000 rpm มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่เท่ากันและเมื่อพิจารณาร่วมกันกับจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง ในขณะที่เชื้อเพลิงถูกฉีดออกจากรูหัวฉีดจะเกิดการเผาไหม้ทันทีซึ่งสังเกตได้จากการเพิ่มขึ้นของอัตราการปล่อยความร้อนในช่วงเริ่มต้น สำหรับความเร็วรอบ 1200 rpm จะมีการดูดความร้อนเพื่อให้เชื้อเพลิงระเหยกลายเป็นไอและเกิดการเผาไหม้



รูปที่ 8-13 อัตราการปล่อยความร้อนของความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa

จากรูปที่ 8-13 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของความเร็วรอบ 1000 rpm โดยพิจารณาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้พบว่า ทุก BMEP มีจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่ใกล้เคียงกันและเมื่อพิจารณา ร่วมกับจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง ในขณะที่เชื้อเพลิงถูกฉีดออกจากกรูหัวฉีดจะมีการดูดความร้อนเพื่อให้เชื้อเพลิงระเหยกลายเป็นไอและเกิดการเผาไหม้ ซึ่งสังเกตได้จากการลดลงของอัตราการปล่อยความร้อนในช่วงเริ่มต้น

8.3 การเปรียบเทียบการวิเคราะห์ภาพปรากฏการณ์ภายในห้องเผาไหม้ร่วมกับข้อมูลความดัน

ผลจากการทดสอบการถ่ายภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ร่วมกับข้อมูลความดัน ดังแสดงในรูปที่ 8-14 และรูปที่ 8-15

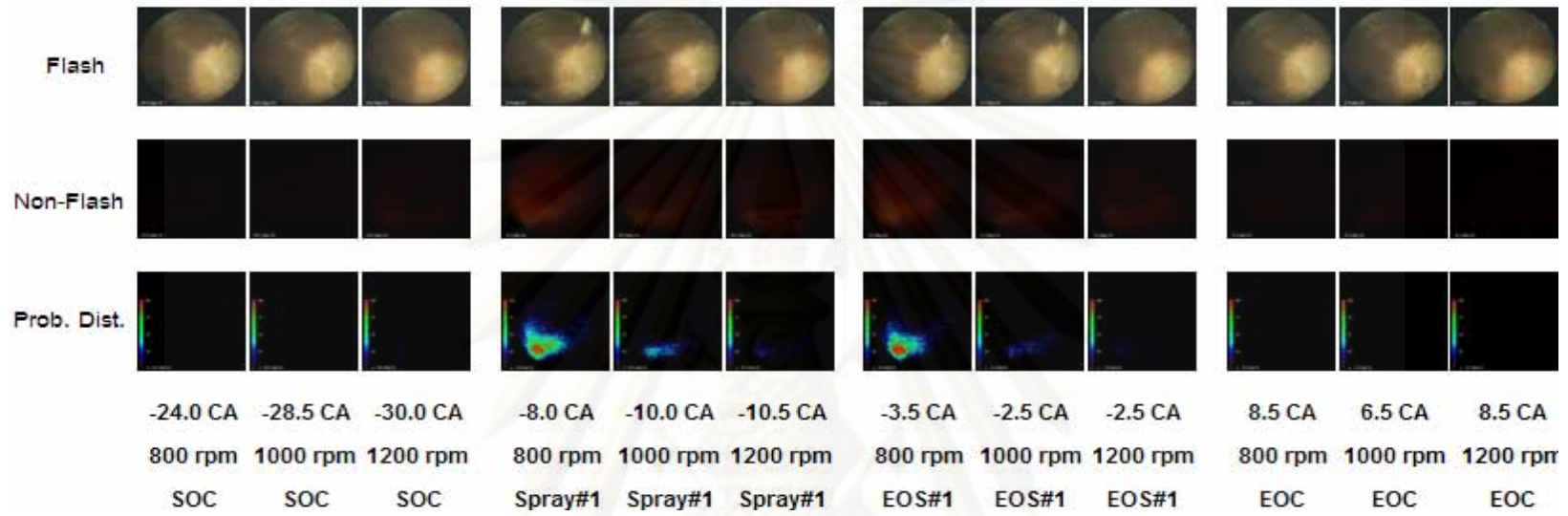
เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาวะ จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ได้จากการถ่ายภาพภายในห้องเผาไหม้จะไม่สามารถสังเกตได้จากภาพถ่ายแบบมีแสงแฟลชช่วยได้ เนื่องจากเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกจากกรูหัวฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้จะเกิดการดูดความร้อนระเหยกลายเป็นไอและเกิดการเผาไหม้ในทันทีซึ่งไม่สามารถเห็นลำของสเปรย์ได้ ดังนั้นการถ่ายภาพแบบไม่ใช้แสงแฟลชช่วย จะสามารถพิจารณาหาจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงจากจุดเริ่มต้นการเผาไหม้คือ -24.0 CA, -28.5 CA และ -30.0 CA ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ตามลำดับ และเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบจากข้อมูลความดันที่มีจุดเริ่มต้น

การฉีดเชื้อเพลิงคือ -26.0 CA ที่ความเร็วรอบ 800 rpm และ 1000 rpm และ -27.6 CA ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm เมื่อสังเกตจากภาพถ่ายแบบมีแสงแฟลชช่วย จะสามารถเห็นลำของสเปรย์เกิดขึ้นที่ -8.0 CA, -10.0 CA และ -10.5 CA ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ตามลำดับ และยังมีลำของสเปรย์เกิดขึ้นตามมาอีกสองครั้ง ซึ่งจากข้อมูลนี้เมื่อพิจารณาจากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบจะสังเกตได้ว่า ความดันภายในห้องเผาไหม้จะมีอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันที่ค่อนข้างจะแปรปรวน รวมถึงอัตราการปล่อยความร้อนที่ตำแหน่ง -10 CA จะมีค่าลดลงเห็นได้อย่างชัดเจนอาจเนื่องมาจากการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปภายในห้องเผาไหม้

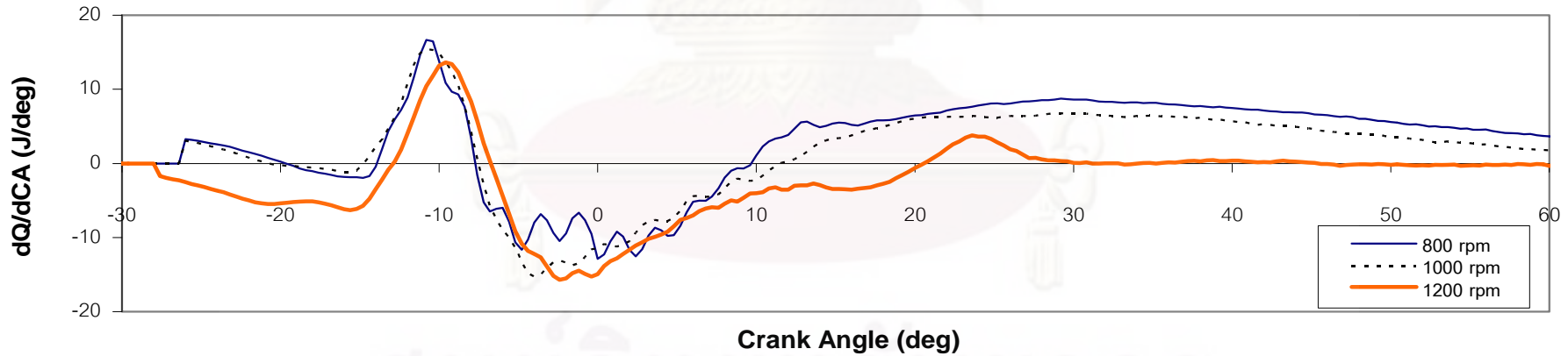
สำหรับการพิจารณาที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงที่ได้จากการถ่ายภาพภายในห้องเผาไหม้จะไม่สามารถสังเกตได้จากภาพถ่ายแบบมีแสงแฟลชช่วยได้ เนื่องจากเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกจากหัวฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้จะเกิดการดูดความร้อนระเหยกลายเป็นไอและเกิดการเผาไหม้ในทันทีซึ่งไม่สามารถเห็นลำของสเปรย์ได้ ดังนั้นการถ่ายภาพแบบไม่ใช้แสงแฟลชช่วย จะสามารถพิจารณาหาจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงจากจุดเริ่มต้นการเผาไหม้คือ -29.5 CA ที่ BMEP 171 kPa และ -30.0 CA ที่ BMEP 196 kPa และ 228.5 kPa และเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบจากข้อมูลความดันที่มีจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงคือ -27.2 CA ในทุก BMEP เมื่อสังเกตจากภาพถ่ายแบบมีแสงแฟลชช่วย จะสามารถเห็นลำของสเปรย์เกิดขึ้นที่ -10.5 CA ที่ BMEP 171 kPa และ -11.0 CA ที่ BMEP 196 kPa และ 228.5 kPa และยังมีลำของสเปรย์เกิดขึ้นตามมาอีกสองครั้ง ซึ่งจากข้อมูลนี้เมื่อพิจารณาจากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบจะสังเกตได้ว่า ความดันภายในห้องเผาไหม้จะมีอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันที่ค่อนข้างจะแปรปรวน รวมถึงอัตราการปล่อยความร้อนที่ตำแหน่ง -10 CA จะมีค่าลดลงเห็นได้อย่างชัดเจนอาจเนื่องมาจากการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปภายในห้องเผาไหม้

ศูนย์วิทยทรัพยากร

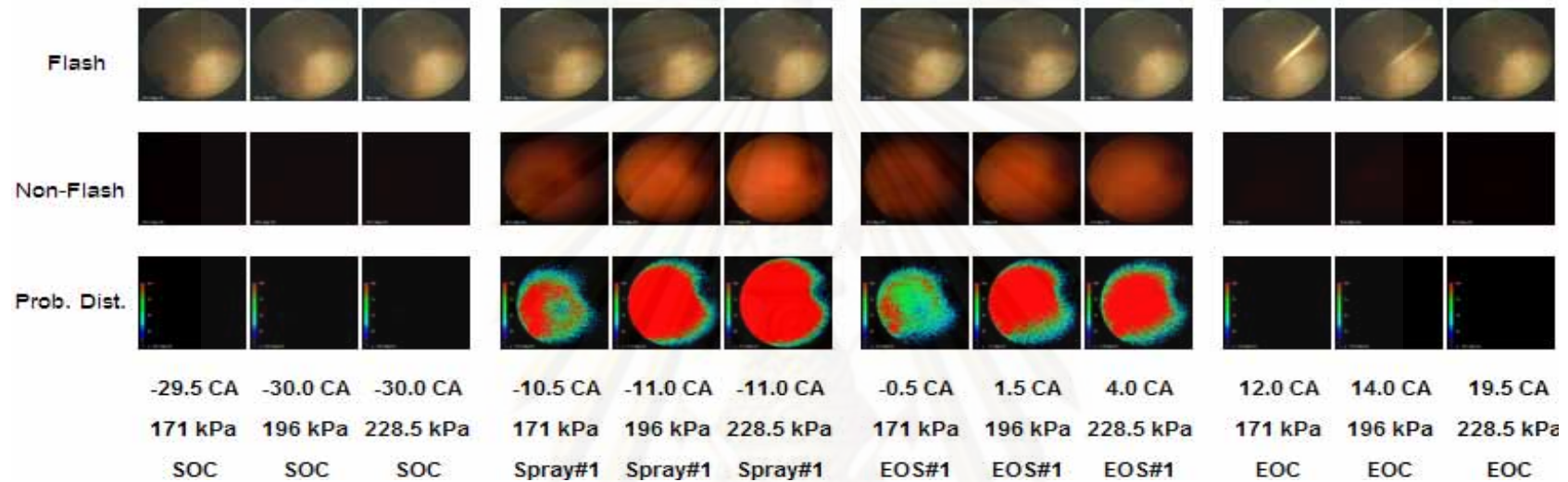
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



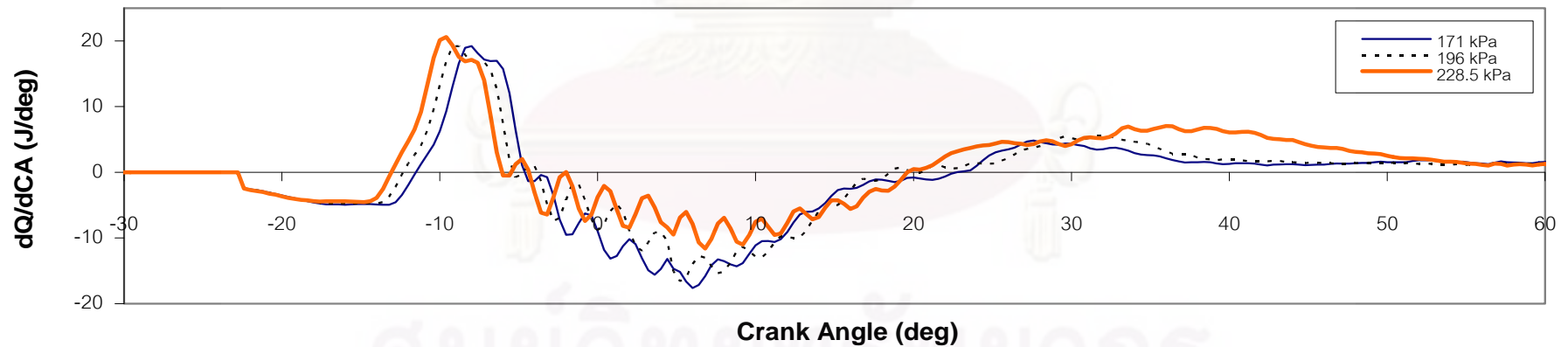
Heat Release Rate ADV8 at No Load



รูปที่ 8-14 เปรียบเทียบอัตราการปล่อยความร้อนกับภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ



Heat Release Rate ADV8 at 1000 rpm



รูปที่ 8-15 เปรียบเทียบอัตราการปล่อยความร้อนกับภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ของความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa

8.4 สรุปผลจากการทดสอบและวิเคราะห์ภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้

ก. จุดเริ่มต้นการขีดเชื้อเพลิงไม่สามารถสังเกตเห็นลำของสเปร์ยเชื้อเพลิงได้จากภาพแบบมีแสงแฟลชช่วย และไม่สามารถวิเคราะห์หาระยะพุ่งของสเปร์ยและมุมของสเปร์ยได้ เนื่องจากเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงในช่วงแรกทำให้เชื้อเพลิงระเหยกลายเป็นไอและเกิดการเผาไหม้ทันทีในทุกจุดทดสอบ

ข. จุดเริ่มต้นการเผาไหม้สามารถสังเกตได้จากภาพถ่ายแบบไม่มีแสงแฟลชช่วย โดยมีสีของเปลวไฟที่เกิดจากการเผาไหม้เป็นเปลวไฟสีน้ำเงิน เพื่อช่วยให้การมองเห็นของเปลวไฟที่เกิดจากการเผาไหม้ชัดเจนยิ่งขึ้นจึงใช้วิธีการปรับแต่งสีเข้าช่วยในขั้นตอนการประมวลผลภาพถ่าย และจากการเผาไหม้ที่มีเปลวไฟเป็นสีน้ำเงิน เนื่องจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิง DME มีการเรียงตัวของโมเลกุลของเชื้อเพลิง DME ลักษณะพันธะของโมเลกุลเป็นพันธะเดี่ยวระหว่างธาตุคาร์บอน และออกซิเจนจึงทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ไม่เกิดเขม่าจากการเผาไหม้ ดังนั้นในการคำนวณหาอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นของเขม่าด้วยวิธี Two Color Method จากการใช้ประโยชน์ของการแผ่รังสีความร้อนจากอนุภาคเขม่าจึงไม่สามารถวิเคราะห์หาได้

ค. การแจกแจงความน่าจะเป็นของการเกิดเปลวไฟจากการประมวลผลภาพถ่ายแบบไม่มีแสงแฟลชช่วยเกิดขึ้นชัดเจนเมื่อมีภาระและจะเห็นได้ชัดเจนมากยิ่งขึ้นเมื่อ BMEP มีค่าสูงขึ้น เนื่องจากปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มสูงขึ้น

ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 9

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

9.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาลักษณะการเผาไหม้ของการใช้ DME ในเครื่องยนต์ ดีเซลขนาดเล็กลักษณะฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเมื่อใช้ชุดปั๊มเชื้อเพลิงมาตรฐาน โดยการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้จากข้อมูลความดันภายในกระบอกสูบและศึกษาผลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง DME โดยสรุปผลได้ดังนี้

9.1.1 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะ

9.1.1.1 สรุปผลการศึกษาอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุด

ก. แรงบิดเบรกสูงสุด

- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน คือ 10.38 Nm
- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 คือ 10.72 Nm
- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 10.73 Nm
- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 คือ 10.72 Nm
- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 คือ 10.20 Nm

ข. อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก

- อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน คือ 605.87-845.08 g/kW.hr
- อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 คือ 601.91-843.80 g/kW.hr
- อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 596.48-788.05 g/kW.hr

- อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 คือ 605.10-793.13 g/kW.hr
- อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรคจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 คือ 641.51-900.21 g/kW.hr

ค. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง

- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน คือ 14.98-20.90%
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 คือ 15.01-21.04%
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 16.07-21.23%
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 คือ 15.97-20.93%
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 คือ 14.07-19.74%

ง. อุณหภูมิไอเสีย

- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน คือ 202.5-243.1 °C
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV2 คือ 200.6-240.2 °C
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 197.6-236.6 °C
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 คือ 197.1-225.3 °C
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 คือ 188.2-215.2 °C

9.1.1.2 สรุปผลของการลดอัตราส่วนกำลังอัด

ก. แรงบิดเบรกสูงสุด

- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน คือ 10.90 Nm
- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 12.04 Nm
- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 คือ 11.73 Nm
- แรงบิดเบรกสูงสุดจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 คือ 11.69 Nm

ข. อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก

- อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน คือ 585.10-725.55 g/kW.hr
- อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 576.70-657.50 g/kW.hr
- อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 คือ 571.06-632.68 g/kW.hr
- อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 คือ 508.70-566.50 g/kW.hr

ค. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง

- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน คือ 17.45-21.64%
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 19.26-21.96%
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 คือ 20.01-22.17%
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 คือ 22.35-24.89%

ง. อุณหภูมิไอเสีย

- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมาตรฐาน คือ 227.7-286.6 °C
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 241.5-291.9 °C
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 คือ 215.8-247.5 °C
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 คือ 196.4-224.9 °C

9.1.1.3 สรุปผลการทดสอบที่สภาวะภาระบางส่วน

ก. อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก

- อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 603.81-786.64 g/kW.hr
- อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 คือ 596.77-721.05 g/kW.hr
- อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 คือ 552.16-695.24 g/kW.hr

ข. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง

- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 16.10-20.97%
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 คือ 17.56-21.22%
- ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 คือ 18.21-22.93%

ค. อุณหภูมิไอเสีย

- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 คือ 162.4-261.6 °C
- อุณหภูมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 คือ 159.9-221.3 °C

- คุณหมุมิไอเสียจากการใช้เพลาลูกเบี้ยวที่ปรับแต่งเพื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 คือ 150.8-213.6 °C

9.1.2 สรุปผลของปรากฏการณ์การเผาไหม้

ก. ความดันสูงสุดที่ทางเข้าหัวฉีดของเครื่องยนต์มีค่าสูงสุดในช่วง 175-213 bar ในทุกองศาของการฉีดเชื้อเพลิง

ข. อัตราการฉีดเชื้อเพลิงสูงสุดของเครื่องยนต์มีค่าไม่เกิน 1.5 mg/Degree ในทุกองศาของการฉีดเชื้อเพลิง

ค. โดยรวมแล้วที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรต่ำที่สุดและมีค่าต่ำที่สุดที่ความเร็วรอบ 1000 rpm

ง. ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดนั้นจะมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าเพิ่มมากขึ้น โดยที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีค่าสูงที่สุด

จ. อัตราการปล่อยพลังงานสูงสุดในช่วง premixed combustion phase ในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงจะมีค่าใกล้เคียงกัน

ฉ. ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดนั้นในแต่ละองศาการฉีดเชื้อเพลิงจะมีค่าแตกต่างกัน โดยที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4 จะไม่มีช่วงล่าช้าการจุดระเบิด และเมื่อเพิ่มองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6 จะทำให้มีช่วงล่าช้าการจุดระเบิด โดยที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 จะมีแนวโน้มของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดยาวมากขึ้น

ช. สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้นั้นพบว่า โดยรวมแล้วเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นจะทำให้ค่าของสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้เพิ่มสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาที่องศาการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าล่วงหน้าที่แตกต่างกันพบว่า องศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8 มีแนวโน้มของสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้มีค่าสูงที่สุด

9.1.3 ผลจากการทดสอบและวิเคราะห์ภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้

ก. เชื้อเพลิงที่ออกจากหัวฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้จะเกิดการดูดความร้อนระเหยกลายเป็นไอและเกิดการเผาไหม้ทันที เนื่องจากคุณหมุมิภายในห้องมีค่าสูงและจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิง DME ที่มีคุณหมุมิตัดไฟที่ต่ำ (235 °C)

ข. ถ้าของสเปรย์เชื้อเพลิงจะสามารถสังเกตได้ในช่วงที่มีการเผาไหม้เกิดขึ้นไปแล้ว เนื่องจากเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ที่มีคุณหมุมิสูงในช่วงแรกทำให้เชื้อเพลิงระเหยกลายเป็นไอและเกิดการเผาไหม้ทันที จากนั้นคุณหมุมิภายในห้องเผาไหม้จะเย็นตัวลงทำให้สามารถสังเกตลำของสเปรย์เชื้อเพลิงที่เกิดขึ้นได้ โดยที่สเปรย์ที่เห็นในครั้งแรกจะเกิดการเผาไหม้

ส่วนครั้งที่สองและสามเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกจะไม่ช่วยให้เกิดการเผาไหม้เพิ่มขึ้นจากการสังเกตของเปลวไฟ แต่จะมีลักษณะของการเกิดเป็นไอร้อนขึ้นที่สังเกตได้จากภาพถ่ายแบบมีแสงแฟลชช่วย

ค. เนื่องมาจากการเรียงตัวของโมเลกุลของเชื้อเพลิง DME ลักษณะพันธะของโมเลกุลเป็นพันธะเดี่ยวระหว่างธาตุคาร์บอนและออกซิเจนจึงทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ จากการถ่ายภาพจะสังเกตเห็นเปลวไฟมีสีน้ำเงิน ซึ่งสามารถยืนยันได้ว่าไม่พบปริมาณของเขม่าที่เกิดจากการเผาไหม้

9.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจาก DME มีคุณสมบัติการหล่อลื่นที่ต่ำ ดังนั้นการที่จะนำไปใช้จึงควรให้ความสำคัญกับการดูแลรักษาระบบปั๊มเชื้อเพลิงและหัวฉีดเชื้อเพลิง อีกทั้งเนื่องจาก DME มีสถานะแก๊สที่อุณหภูมิห้อง การนำไปใช้จึงต้องมีการเพิ่มความดันในระบบท่อส่งเชื้อเพลิงเพื่อป้องกันไม่ให้เกิดปัญหา vapor lock ขึ้นในระบบท่อส่งเชื้อเพลิง

9.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป

ก. เนื่องจากค่าความร้อนที่ต่ำของเชื้อเพลิง DME ทำให้เครื่องยนต์ไม่สามารถทำกำลังได้สูงเพียงพอกับน้ำมันดีเซล ดังนั้นจึงควรนำ DME ไปผสมกับเชื้อเพลิงอื่นๆ เพื่อที่จะสามารถทำกำลังได้มากขึ้น รวมถึงคุณสมบัติการหล่อลื่นที่ต่ำ จึงควรศึกษาการนำ DME ไปผสมกับเชื้อเพลิงอื่นๆ เพื่อเพิ่มคุณสมบัติการหล่อลื่น

ข. เนื่องจาก DME มีคุณสมบัติที่ติดไฟง่ายและช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่สั้น ดังนั้นควรมีการศึกษานำ DME ไปใช้เป็นเชื้อเพลิงในการจุดระเบิดสำหรับเชื้อเพลิงอื่น

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] E. Christian Ihmels, Eric W. Lemmon. Experimental densities, vapor pressures, and critical point, and a fundamental equation of state for dimethyl ether. Fluid Phase Equilibria. 260(2007): 36-48.
- [3] Longbao, Z., Hewu. W., Deming J. and Zhouhua H. Study of Performance and Combustion Characteristics of a DME-Fuelled Light-Duty Direct-Injection Diesel Engine. SAE paper. 1999-01-3669(1999).
- [4] Hyun Kyu Suh, Chang Sik Lee. Experimental and analytical study on the spray characteristics of dimethyl ether (DME) and diesel fuels within a common-rail injection system in a diesel engine. Fuel. 87(2008): 925-932.
- [5] Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Singapore: McGraw-Hill, 1988.
- [6] D. Cipolat. Analysis of energy release and NO_x emissions of a CI engine fuelled on diesel and DME. Applied Thermal Engineering. 27(2007): 2095-2103.
- [7] Rosseel, E. and Sierens, R. The Physical and the Chemical Part of the Ignition Delay in Diesel Engines. SAE paper. 961123(1996).
- [8] Lyn, W. T. Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engine. IX Symposium (International) on Combustion. 9(1962): 1069-1080.
- [9] 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).
- [10] Hiroyasu, H. and Arai, M. Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. SAE paper. 900475(1990).
- [11] Tani, Y., Saito, A., and Yamada, M. Visualization of the Evaporating Process of Fuel Spray in the Cylinder of a Diesel Engine. JSME International Journal Series II. 32 (1989): 673-677.

- [12] Azetsu, A., Dodo, S., Someya, T., and Oikawa, C. A Study on the Structure of Diesel Spray (2-D Visualization of the Non-Evaporating Spray). International Symposium COMODIA 90. 2(1990): 199-204.
- [13] Ishiyama, T., Miwa, K., and Horikoshi, O. A Study on Ignition Process of Diesel Sprays. International Symposium COMODIA94. 3(1994): 337-342.
- [14] Ishiyama, T., Miwa, K., and Horikoshi, O. A Study on Ignition Process of Diesel Sprays. International Symposium COMODIA94. 3(1994): 337-342. Cited in Ishiyama, T., et al. Observation of Microscopic Structure of Diesel Sprays with a Nano-Spark Light Source. Trans of JSME. 60(1994): 715-721.
- [15] Dec, J. E., A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. SAE paper. 970873 (1997).
- [16] Larsson, A. Optical Studies in a DI Diesel Engine. SAE paper. 1999-01-3650(1999). Cited in Ricart, L. M., Xin, J., Bower, G. R., and Reitz, R. D. In-Cylinder Measurement and Modeling of Liquid Fuel Spray Penetration in a Heavy-Duty Diesel Engine. SAE paper. 971591(1997).
- [17] Larsson, A. Optical Studies in a DI Diesel Engine. SAE paper. 1999-01-3650(1999). Cited in Black, B., Hentschel, W., and Ertmer, W. Temperatur und Rußkonzentrationsmessungen im direkt-einspritzenden Dieselmotor, Optisches Indizieren in der Motorenentwicklung-wo liegt der praktische Nutzen?. Haus der Technik, Essen. (1998, October).
- [18] Larsson, A. Optical Studies in a DI Diesel Engine. SAE paper. 1999-01-3650(1999).
- [19] Larsson, A. Optical Studies in a DI Diesel Engine. SAE paper. 1999-01-3650(1999). Cited in Winklhofer, E. Diesel Combustion – a Hierarchy of Simple Effect. ERCOFTAC Bulletin. 38(1998).
- [20] Zhang, L., Minami, T., Takatsuki, T., and Yokota, K. An Analysis of the Combustion of a DI Diesel Engine by Photograph Processing. SAE paper. 930594(1993): 734-742.
- [21] Shioji, M., et al. An Analysis of Diesel Engine Flame by Picture Processing. JSME International Journal Series II. 32(1989): 434-442

- [22] Yamaguchi, I., et al. An Analysis of High Speed Combustion Photographs for DI Diesel Engine with High Pressure Fuel Injection. SAE paper. 901577(1990).
- [23] Chang, Y. J., et al. A Photographic Study of Soot Formation and Combustion in a Diesel Flame with a Rapid Compression Machine. [Online]. Available from : http://technovol.jsme.or.jp/esd/COMODIA-Procs/Data/001/C85_P149.pdf [2010, January 9]
- [24] Aoyagi, Y., et al. A Gas Sampling Study on the Formation Processes of Soot and NO in a DI Diesel Engine. SAE paper. 800254(1980).
- [25] Matsui, Y., Kamimoto, T., and Matsuoka, S. Formation and Oxidation Processes of Soot Particulates in a DI Diesel Engine – An Experimental Study via the Two-Color Method. SAE paper. 820464(1982).
- [26] Kamimoto, T., Matsuoka, S., and Miyairi, Y. Soot Oxidation Rate in the Flame in a DI Diesel Engine. ImechE C103/82(1982): 259.
- [27] Chang, Y. J., et al. A Photographic Study of Soot Formation and Combustion in a Diesel Flame with a Rapid Compression Machine[Online]. 1985. Available from: http://technovol.jsme.or.jp/esd/COMODIA-Procs/Data/001/C85_P149.pdf [2010, January 9] Cited in Miwa, K., Lee, S., and Ikegami, M. Development of a Diesel Spray Involving Pyrolysis. JSME Pre-Print. 820-3(1982): 1
- [28] Fujimoto, H., et al. Combustion Phenomena in IDI Diesel Engine Detected by Optical Methods. SAE paper. 1999-01-3652(1999): 1-9.
- [29] Hampson, G. J., and Reitz, R. D. Two-Color Imaging of In-Cylinder Soot Concentration and Temperature in a Heavy-Duty DI Diesel Engine with Comparison to Multidimensional Modeling for Single and Split Injections. SAE paper. 980524(February 1998): 3-4.
- [30] Rothrock, A. M. The N. A. C. A. Apparatus for Studying the Formation and Combustion of Fuel Sprays and the Results from Preliminary Tests. N.A.C.A. report. 429(1931).
- [31] Moore, C. S. and Collins, J. H., Jr. Prechamber Compression Ignition Engine Performance. N.A.C.A. report. 577(1936).

- [32] Ito, Y., Senda, J., Fujimoto, H. and Terada, K. Effect of Flame Discharge through a Passageway on Rate of Heat Release in IDI Engine[Online]. 1985. Available from: http://technovol.jsme.or.jp/esd/COMODIA-Procs/Data/001/C85_P467.pdf [2010, January 9]
- [33] Fujimoto, H., et al. Characteristics of Combustion in an IDI Diesel Engine with a Swirl Chamber Made of Ceramics. SAE paper. 920696(1992).
- [34] Hotta, Y., et al. Combustion Improvement for Reducing Exhaust Emission in IDI Diesel Engine. SAE paper. 980503(1998).
- [35] คณิต วัฒนวิเชียร. A Comparative Analysis of Engine 's Combustion and Performance of an OEM IDI Diesel engine fuelled with diesohol and diesel fuel.
ในรายงานการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 18, 18-20 ตุลาคม 2547. ณ จังหวัดขอนแก่น.
- [36] Wattanavichien K., Singh P., and Dhanabordeepat P. Combustion Phenomena of Diesohol in IDI engine. Proceedings of the International Conference on Fluid and Thermal Energy Conservation 2003. December 7-11, 2003. Bali, Indonesia.
- [37] Wattanavichien K. Visualization of Crude Palm Diesel Combustion in IDI engine. Proceedings. JSAE Annual Congress. 64(2004): 1-5.
- [38] สุพิชฌน์ ไตรภพภูมิ. การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2548.
- [39] จักรกฤษ ตั้งรัตนโสภณ. การวิเคราะห์การเผาไหม้และภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลทางเลือกในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.
- [40] ดีศ มิน ฟาน. การศึกษาการเผาไหม้ของระบบเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้ ก๊าซหุงต้มในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2549
- [41] Rolf Egnell. Comparison of Heat Release and NOx Formation in a DI Diesel Engine Running on DME and Diesel Fuel. SAE paper. 2001-01-0651(2001).

- [42] 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).
- [43] 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).
- [44] Constantine Arcoumanis, et al. The potential of di-methyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review. Fuel. 87(2008): 1014-1030.
- [45] กิตติภพ วัชรวิสุนธรา, พัทธ ขจรธรรม, เมธีส พูลสวัสดิ์ และ เมธี เกียรติสกุลพันธ์. การประยุกต์ใช้ไดเมทิลอีเทอร์ (DME) เป็นเชื้อเพลิงทดแทนสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายใน. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2550.
- [46] 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).
- [47] วาทีต ตั้งพิสิฐโยธิน. การประยุกต์ใช้เชื้อเพลิง DME ผสมปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2551.
- [48] บริษัท สยามคูโบต้าอุตสาหกรรม จำกัด. คู่มือช่างเครื่องยนต์ดีเซลคูโบต้า รุ่น อาร์ที. ครั้งที่ 1, 2546
- [49] DEWETRON Ges.m.b.H. DEWE-5000 Technical Reference Manual. DEWETRON Elektronische Messgeraete Ges.m.b.H., Austria, 2005.
- [50] AVL List GmbH. AVL VisioScope TV Operating Manual. Austria: AVL LIST GMBH, 2001.
- [51] Zhao, H., and Ladammatos N. Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics. United States of America: Society of Automotive Engineers, 2001.
- [52] 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.

[53] British Standard. BS 1042. Measurement of Fluid Flow in Closed Conduits. Section 1.1, Specification for Square-edged Orifice plates, Nozzles and Venturi Tubes inserted in Circular cross-section; Conduits running full. 2nd ed. BIS standard, 1992. Cited in Kastner, L.J. The air box method of measuring air consumption. Proc. I. Mech. E. 157(1947): 194.

[54] DieselNet. Emission Test Cycles: European Stationary Cycle(ESC)[Online]. Available from: <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/esc.html>. [2008, March 24]

[55] AVL List GmbH. Spectral Frame Temperature Measurement Using the Two Colour Method Operating Instructions. Austria: AVL LIST GMBH, 2001.

[56] คณิต วัฒนวิเชียร, วิรุทธิ์ เกื้อกิตติวงศ์, อัคมพงศ์ สถาวรินทุ และ วาทีต ตั้งพิสิฐโยธิน. การพัฒนาเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าให้เป็นอุปกรณ์ต้นแบบสำหรับสังเกตการณ์การเผาไหม้แบบอัดตัวของละอองฝอย. ในรายงานการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 23, 4-7 พฤศจิกายน 2552. ณ จังหวัดเชียงใหม่.

บรรณานุกรม

ภาษาไทย

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

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

พิสุทธิ ธนบดีภัทร์. การศึกษาเปรียบเทียบผลของการใช้ดีโซฮอล์ต่อการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ CI. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2546.

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

สุพิชฌน์ ไตรภพภูมิ. การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของเชื้อเพลิงปาล์มดิบ ดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลว่งหน้า. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2548.

ภาษาอังกฤษ

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

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ก

มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบเครื่องยนต์ [52]

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบเครื่องยนต์ [52]

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.

๓.7.1.2 Unit of power

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

๓.7.1.3 Power and torque

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

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

๓.7.1.4 Engine speed

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

๓.7.1.5 Engine with integral gearing

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

๓.7.2 Kinds of power

๓.7.2.1 Indicated power

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

๓.7.2.2 Brake power

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

๓.7.2.2.1 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 defined 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 necessarily complete.

๓.7.2.3 Net brake power

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

๓.7.3 Kinds of power output

๓.7.3.1 continuous power

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

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

ก.7.3.2 Fuel stop power

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

ก.7.4 Kinds of statements of power

ก.7.4.1 ISO powers

ก.7.4.1.1 ISO power

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

ก.7.4.1.2 ISO standard power

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

- a) at a stated speed under the operating conditions of the engine manufacturer's test bed;

b) with the declared power adjusted to the standard reference conditions given in clause 5;

c) the maintenance prescribed by the engine manufacturer being carried out.

ก.7.4.2 Service power

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

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

a) the ambient conditions, or any nominal ambient conditions according to the special requirements of inspecting and/or legislative authorities and/or classification societies, as specified by the customer (see clause 12);

b) the normal duty of the engine;

c) the expected interval between maintenance periods;

d) the nature and amount of the supervision required;

e) all information relevant to the operation of the engine in service (see clauses 12 and 13).

ก.8 Declarations of fuel consumption

ก.8.1 Definitions

ก.8.1.1 Fuel consumption

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

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

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

ก.8.1.2 Specific fuel consumption

The fuel consumption per unit of power.

ก.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.

ก.8.2 Reference calorific value of fuels

ก.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).

ก.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.

ก.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.

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

ก.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.

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

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

ก.10 Adjustment of net brake power for ambient conditions

ก.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) :

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

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

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

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)

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

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

Where :

P_r is the brake power;

p_r is the standard reference total barometric pressure;

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

ϕ_r is the standard reference relative humidity;

T_r is the standard reference absolute air temperature;

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

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

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

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

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

α is the power adjustment factor;

k is the ratio of indicated power;

η_m is the mechanical efficiency (see note 4);

P_x is the brake power under the conditions being considered;

p_x is the total barometric pressure condition being considered;

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

ϕ_x is the relative humidity condition being considered;

T_x is the absolute air temperature being considered;

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

The factor a and exponent m , n , and q have the numerical value given in table $\eta-1$ (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 0, 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 $\eta-1$.

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 $\eta-1$ is applicable.

$\eta.11$ Adjustment of fuel consumption for ambient conditions

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

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

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

where

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

where :

b is the specific fuel consumption

β is the fuel consumption adjustment factor

α is the power adjustment factor (see 10.1)

k is the ratio of indicated power (see 10.1)

Subscript r corresponds to values under the standard reference conditions.

Subscript x corresponds to values the conditions being considered.

NOTE - For the convenience of users of these formulae, reference may be made to the tables and nomograms in annexes B to 0, which also include numerical examples.

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

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

NOTE - The factors and exponents given in table 1 have been established by tests on a number of engines to be generally representative and shall be used in the absence of any other specific information; for example in formula reference D, for an engine with the charge air cooled by engine jacket water, the value for exponent q could be zero. At present, they apply only to the type of engines specified but table n-1 will be extended to include other types when sufficient are available.

n.12 Information to be supplied by the customer

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

a) The application and the power required from the engine and details arising therefrom.

b) The expected frequency and duration of the required powered and the corresponding engine speeds.

c) Site conditions

1) Site barometric pressure (highest and lowest reading available; if no pressure data are available the altitude above sea level).

2) The monthly mean minimum and maximum air temperatures during the hottest and coldest months of the year.

3) The highest and lowest ambient air temperatures around the engine.

4) The relative humidity (or alternatively the water vapour pressure or the wet and dry bulb temperature) ruling at the maximum temperature conditions.

5) The maximum and minimum temperature of the cooling water available.

d) The specification and lower calorific value of the fuel available.

e) Whether the engine is to comply with the requirements of any classification society or with special requirements.

f) The probable period for which the engine will be running continuously, and the duration of maximum and minimum load.

g) Any other information appropriate to the particular engine application.

n.13 Information to be supplied by the engine manufacturer

The engine manufacturer shall supply the following information:

a) The declared powers.

b) The corresponding crankshaft and output shaft speeds.

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

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

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



ภาคผนวก ข

การวัดอัตราการใช้ของอากาศ [53]

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

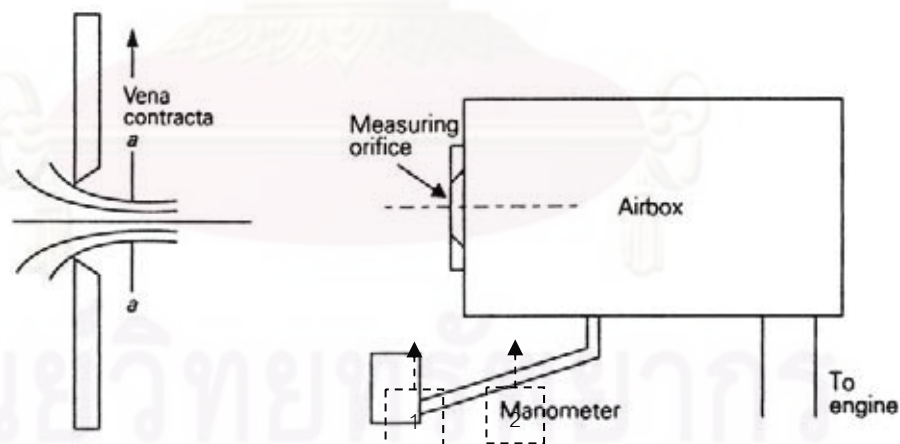
การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air Box Method [53]

การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air Box Method เป็นการวัดโดยใช้แผ่นออริฟิซ ประกอบกับถังพักอากาศ ซึ่งถังพักอากาศจะช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ถูกดูดตามจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ ทำให้อากาศที่ไหลผ่านออริฟิซมีอัตราการไหลที่สม่ำเสมอสามารถวัดความดันตกคร่อมได้ถูกต้องมากขึ้น

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของแผ่นออริฟิซโดยประมาณ ที่อัตราการไหลต่างๆ แสดงดังตารางที่ ข-1

ตารางที่ ข-1 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของออริฟิซโดยประมาณที่อัตราการไหลต่างๆ [53]

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



รูปที่ ข-1 ภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air Box Method [53]

- ภาพซ้ายแสดงการไหลของอากาศผ่านแผ่น Orifice Plate
- ภาพขวาแสดงภาพ Orifice Flow Meter

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

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

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

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

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

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

การไหลผ่าน Orifice จะเกิด Vena Contracta ซึ่งจะทำให้การไหลจริงน้อยกว่าทฤษฎีเสมอ ดังนั้นเมื่อคิดการไหลแบบคงตัว จะได้อัตราการไหลโดยมวลของอากาศ คือ

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

โดยที่ C_{DO} คือ Discharge Coefficient ของ orifice plate

A_o คือขนาดของ Orifice (m^2)

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

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

โดยที่ Δh คือ ผลต่าง Head ที่อ่านได้จากमानอมิเตอร์ (mmH_2O)

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

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

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

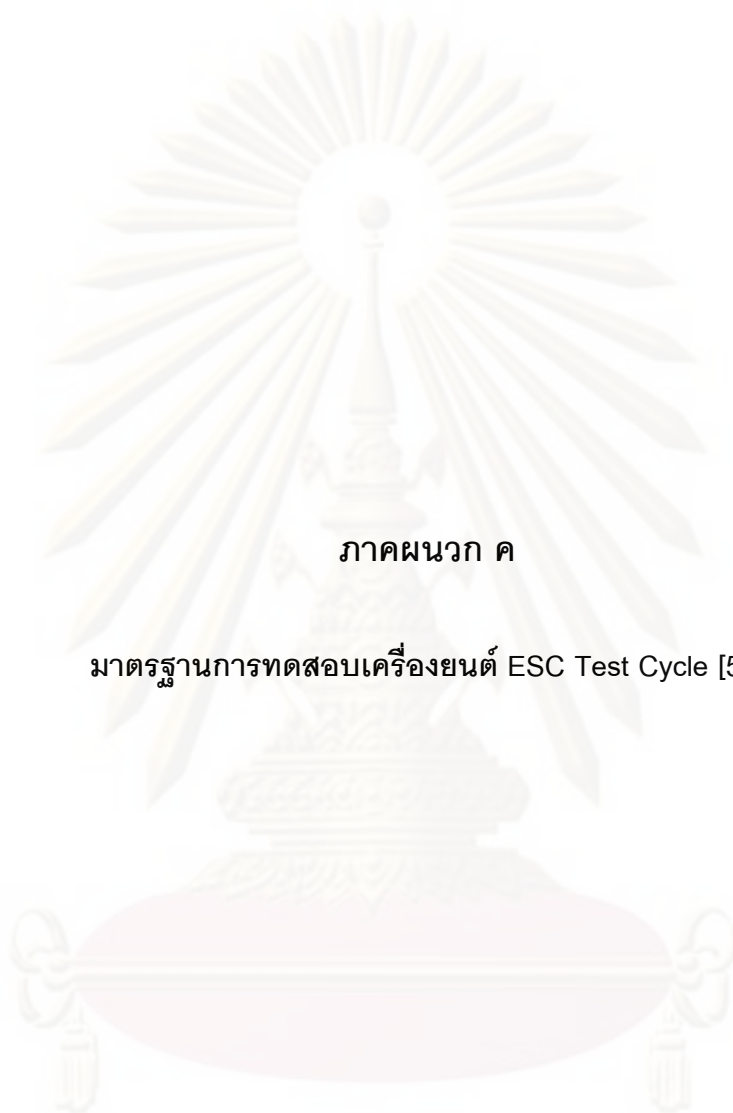
ดังนั้นจากสมการ (ข-7) และ (ข-8) จะสามารถหาอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศ และ Equivalent ratio ได้จากสมการดังต่อไปนี้

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

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

ศูนย์วิทยทรัพยากร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ค

มาตรฐานการทดสอบเครื่องยนต์ ESC Test Cycle [54]

ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มาตรฐานการทดสอบเครื่องยนต์ ESC Test Cycle [54]

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

ตารางที่ ค-1 ESC Test Modes [54]

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

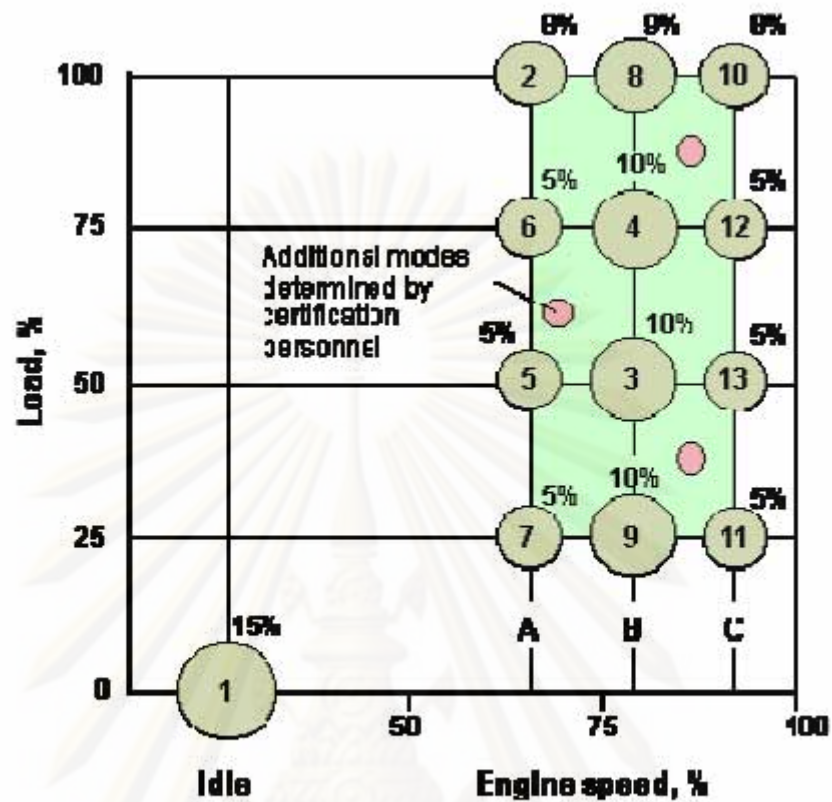


Figure 1. European Stationary Cycle (ESC)

รูปที่ ค-1 European Stationary Cycle (ESC) [54]

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} .

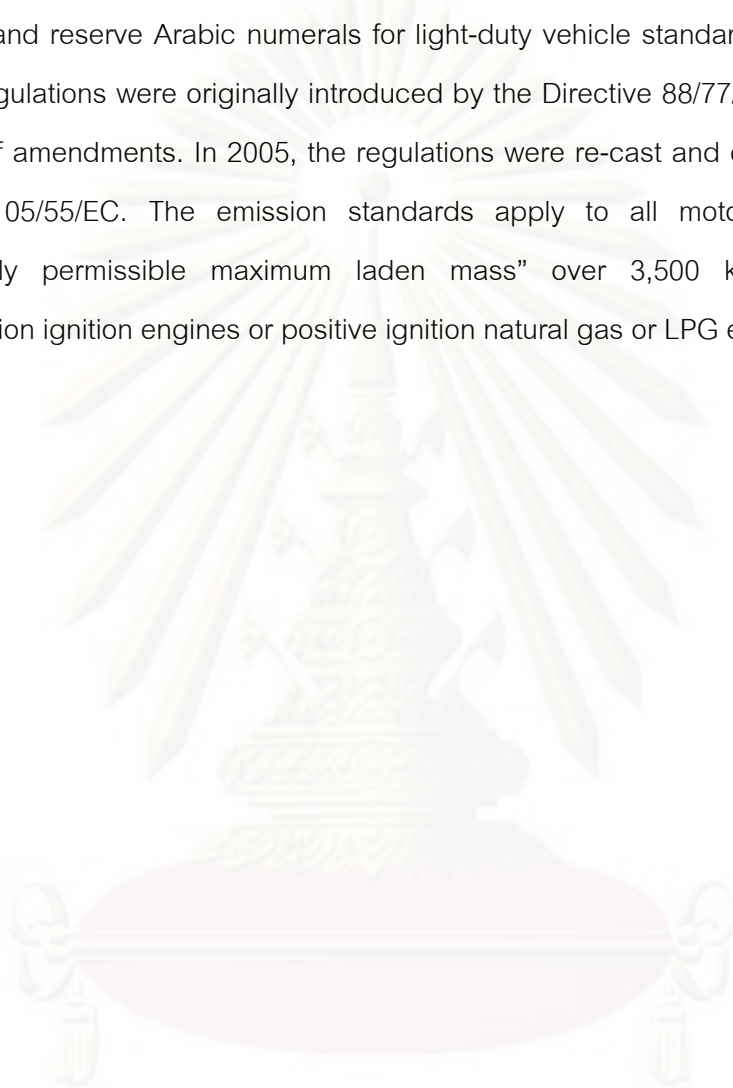
3. The engine speeds A, B, and C to be used during the test are then calculated from the following formulas:

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

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

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

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.



ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ง

ทฤษฎี Two-Color Method [55]

ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

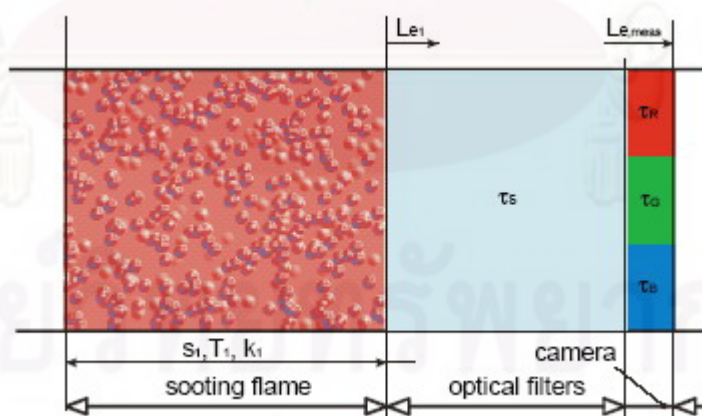
ทฤษฎี Two-Color Method [55]

ง.1 การวัดอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นของเขม่าโดย Two-color method

คุณลักษณะหนึ่งของการเผาไหม้ดีเซล คือการเปล่งแสงที่มีความสว่างมาก ซึ่งเกิดจากการแผ่รังสีความร้อนของอนุภาคเขม่าที่สภาวะอุณหภูมิสูง จากข้อดีของการเปล่งแสงจากการเผาไหม้ดีเซล จึงมีการพัฒนาวิธีการวัดอุณหภูมิการเผาไหม้ดีเซลที่เรียกว่า Two-color method โดยใน ส่วนนี้จะอธิบายรายละเอียดของทฤษฎีและวิธีการประยุกต์ใช้ Two-color method

ง.2 นิยามของอุณหภูมิเปลวไฟ

ในระหว่างการเผาไหม้ดีเซลจะมีทั้งอนุภาคเขม่าในสถานะของแข็งและผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ที่เป็นแก๊สเกิดขึ้น โดยสิ่งที่เด่นชัดในการเผาไหม้ดีเซลคือ การแผ่รังสีที่มีความเข้มสูงจากอนุภาคเขม่า จากการที่ Two-color method ใช้ประโยชน์จากการแผ่รังสีความร้อนจากอนุภาคเขม่า จึงเป็นการวัดอุณหภูมิของอนุภาคเขม่า โดยมีได้วัดอุณหภูมิของแก๊สที่กำลังเผาไหม้โดยตรง แต่ได้มีการพิสูจน์แล้วว่า เมื่อแก๊สที่กำลังเผาไหม้และอนุภาคเขม่าบรรลุมดุลทางความร้อนโดยใช้เวลาประมาณ 10^{-5} ถึง 10^{-6} วินาทีภายในกระบอกสูบ อุณหภูมิที่แก๊สและอนุภาคเขม่าจะมีค่าต่างกันน้อยกว่า 1 องศาเซลเซียส จึงอาจประมาณได้ว่าอุณหภูมิของแก๊สที่กำลังเผาไหม้และอนุภาคเขม่ามีค่าเท่ากัน ส่วนอุณหภูมิเปลวไฟที่กล่าวในบทนี้จะอ้างถึงอุณหภูมิอนุภาคเขม่า ในรูปที่ ง-1 จะแสดงแบบจำลองของเปลวไฟแบบ homogeneous และอุปกรณ์ optical system



รูปที่ ง-1 แบบจำลองของเปลวไฟและ optical system [55]

ง.3 การคำนวณการแจกแจงอุณหภูมิและความเข้มข้นของเขม่า

ง.3.1 คุณลักษณะทางสเปกตรัมของวัตถุที่แผ่รังสีทางความร้อน

วัตถุใดๆจะมีการแผ่รังสีคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าออกมาตามอุณหภูมิของวัตถุนั้น โดยในปี ค.ศ. 1900 M. Planck ได้คิดค้นรายละเอียดทางทฤษฎีของการแผ่รังสีความร้อนเชิงสเปกตรัมของ blackbody radiator ต่อมาในปี ค.ศ. 1917 Einstein ได้พัฒนาทฤษฎีนี้ต่อไป จนได้เป็นสมการดังนี้

$$L_{e,\lambda,Black}(\lambda,T) = \frac{c_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1} \quad (\text{ง-1})$$

โดย	$L_{e,\lambda,Black}$	คือ ความเข้มของรังสีที่แผ่ออกมาจาก black body [Wm ⁻³]
	c_1	คือ ค่าคงที่ของ Planck ตัวที่ 1 [Wm ²]
	c_2	คือ ค่าคงที่ของ Planck ตัวที่ 2 [mK]
	λ	คือ ความยาวคลื่น [μ m]
	T	คือ อุณหภูมิสัมบูรณ์ [K]

เมื่อพิจารณาว่า black body radiator เป็นแบบจำลองทางอุดมคติ ซึ่งเป็นวัตถุที่ดูดซับการแผ่รังสีได้ทั้งหมด หรือไม่มีความสามารถในการสะท้อน ในขณะที่ actual thermal radiator มีค่าการสะท้อน(reflectivity) ซึ่งขึ้นกับความยาวคลื่นและอุณหภูมิ โดยส่วนหนึ่งของรังสีที่ตกกระทบกับวัตถุที่ทำการสังเกตจะถูกดูดซับ(absorbed), ถูกสะท้อน(reflected) รวมทั้งถูกส่งผ่าน(transmitted) ตามสมการดังต่อไปนี้

$$\rho(\lambda,T) + \tau(\lambda,T) + \alpha(\lambda,T) = 1 \quad (\text{ง-2})$$

โดย	ρ	คือ ความสามารถในการสะท้อน (reflectance)
	τ	คือ ความสามารถในการส่งผ่าน (transmissivity)
	α	คือ ความสามารถในการดูดซับ (absorptivity)

จากกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ ทำให้ได้กฎของ Kirchhoff ซึ่งนิยามค่า emissivity ε ว่ามีค่าเท่ากับค่า absorptivity α ดังสมการ

$$\varepsilon(\lambda,T) = \alpha(\lambda,T) \quad (\text{ง-3})$$

รังสีสเปกตรัมของวัตถุทางความร้อนใดๆคือ

$$L_{e,\lambda}(\lambda,T) = \varepsilon(\lambda,T) \cdot L_{e,\lambda,Schwarz}(\lambda,T) = \varepsilon(\lambda,T) \cdot \frac{c_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1} \quad (\text{ง-4})$$

แบบจำลองของ grey body เป็นวัตถุทางความร้อนซึ่งมีค่า emissivity ที่ขึ้นอยู่กับความถี่ และอุณหภูมิ จะเป็นไปตามสมการดังต่อไปนี้

$$\varepsilon(\lambda, T) = \varepsilon = \text{constant} \quad (\text{ง-5})$$

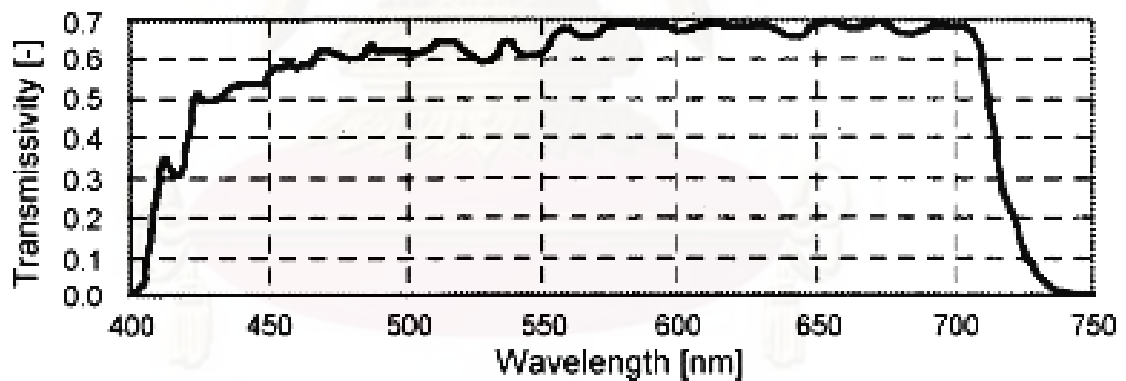
การแผ่รังสีรวมของวัตถุทางความร้อนใดๆ หาได้โดยการอินทิเกรตสมการที่ (ง-4) ดังต่อไปนี้

$$L_e = c_1 \cdot \int_0^{\infty} \varepsilon(\lambda, T) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} d\lambda \quad (\text{ง-6})$$

เนื่องจากมีเพียงบางส่วนของสเปกตรัมทั้งหมดที่เกี่ยวข้องกับการวัดอุณหภูมิทางแสง ถ้าทำการวัดผ่าน filter F_s ที่ทราบค่า transmissivity $\tau_s(\lambda)$ (ดูจากรูปที่ ง-2), ค่าการแผ่รังสีที่วัดได้รวมทั้งหมดคือ

$$L_{e, \text{meas}} = k_{\text{opt}} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{\min}}^{\lambda_{\max}} \varepsilon(\lambda, T) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} \cdot \tau_s(\lambda) d\lambda \quad (\text{ง-7})$$

k_{opt} ในสมการ (ง-7) เป็นตัวที่บ่งชี้ถึง imaging conditions จากแหล่งต้นกำเนิดการแผ่รังสีไปที่อุปกรณ์ตรวจวัด จากนั้นต้องตัดผลจาก transmissivity $\tau_s(\lambda) [\lambda_{\min} - \lambda_{\max}]$ ก่อน



รูปที่ ง-2 ค่า spectral transmissivity ของ secondary filter ซึ่งรวมผลการพิจารณาจากทั้ง lens, endoscope และ edge filter [55]

ง.3.2 แบบจำลองของเปลวไฟดีเซลที่เกิดเขม่า

พฤติกรรมการดูดซับเชิงสเปกตรัม (spectral absorption behavior) ของแก๊สที่มีความหนาแน่นและอุณหภูมิคงที่ สามารถพิจารณาได้ตาม Beer-Lambert จากสมการดังต่อไปนี้

$$dI_{e,\lambda} = -a(\lambda) \cdot I_{e,\lambda} \cdot ds \quad (\text{ง-8})$$

โดย $I_{e,\lambda}$ คือ spectral radiance $[\text{Wm}^{-2}]$

$a(\lambda)$ คือ spectral absorption coefficient $[\text{m}^{-1}]$

หลังจากอินทิเกรตตามเส้นทาง s จะได้ความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$I_{e,\lambda} = I_{e,\lambda,0} \cdot e^{-a(\lambda)s} \quad (\text{ง-9})$$

โดย $I_{e,\lambda,0}$ คือ spectral radiance ที่จุดเริ่มต้น $[\text{Wm}^{-2}]$

ดังนั้นส่วนที่ถูกดูดซับไประหว่างเส้นทาง s คือ

$$I_{e,\lambda,0} - I_{e,\lambda} = I_{e,\lambda,0} \cdot (1 - e^{-a(\lambda)s}) \quad (\text{ง-10})$$

จากสมการ(ง-3) จะได้ว่า emissivity ของแก๊สที่มีความหนาแน่นและอุณหภูมิคงที่คือ

$$\varepsilon(\lambda) = 1 - e^{-a(\lambda)s} \quad (\text{ง-11})$$

Angstrom ได้พิสูจน์แล้วว่ากฎของ Beer-Lambert ใช้ได้กับเปลวไฟที่เกิดจากการเผาไหม้อุณหภูมิสูง หลังจากช่วง ignition delay และช่วงเกิดการเผาไหม้แบบ premixed แล้ว, การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI จะถูกทำให้เด่นโดยการเผาไหม้ของอนุภาคเขม่า โดยพิจารณาได้ว่าการเผาไหม้ในช่วงนี้เป็น diffusion phase ในบริเวณที่มีความดันต่ำ, คาร์บอนจะถูกปล่อยออกมาในรูปแบบของเขม่า ซึ่งส่วนมากจะถูกเผาซ้ำอีกครั้งในช่วง late burn ทำให้อนุภาคเขม่าอยู่ในสภาวะสมดุลทางความร้อนกับแก๊สที่กำลังเผาไหม้

นอกจากนี้ยังมีการเผาไหม้ของสารประกอบอื่นเช่น ไขมันและแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ เกิดรวมกับการเผาไหม้อุณหภูมิสูง แต่จะเกิดการแผ่รังสีในช่วงคลื่น infrared ซึ่งไม่มีผลกระทบต่อผลรวมของการแผ่รังสีในช่วงคลื่นที่มองเห็นได้

จากการวัดแสดงว่า สามารถใช้ absorption constant $a(\lambda)$ สำหรับเปลวไฟจากการเผาไหม้ดีเซล ดังสมการต่อไปนี้

$$a(\lambda) = \frac{k}{\lambda} \quad (\text{ง-12})$$

โดย k คือ ตัวแปรที่ไม่มีหน่วยซึ่งแปรผันตามความเข้มข้นของเขม่า

ดังนั้นได้ค่า spectral emissivity ตามสมการ(ง-11) ดังนี้

$$\varepsilon(\lambda) = 1 - e^{-\frac{k \cdot s}{\lambda}} \quad (\text{ง-13})$$

ดังนั้นค่า emissivity ที่ถูกนำมาใช้ในสมการ จึงเป็นปริมาณที่ขึ้นกับความเข้มข้นของเขม่า และความหนาของชั้นเปลวไฟ โดยเมื่อ $k \cdot s \gg \lambda$, ค่า emissivity ในช่วงความยาวคลื่นที่ทำการวัด จะมีค่าเท่ากับ black body radiator แต่เมื่อ $k \cdot s \ll \lambda$ เปลวไฟจะโปร่งแสงในช่วงที่สังเกต และบางส่วนของพลังงานจากการแผ่รังสีความร้อนที่วัดได้ อาจมาจากการสะท้อนจากผนังห้องเผาไหม้ที่มีเขม่าติดอยู่ การวัดเปลวไฟดีเซลที่มีเขม่าแบบเป็น homogeneous thermal และ homogeneous soot density distribution จะสอดคล้องกับสมการต่อไปนี้

$$L_{e, meas} = k_{opt} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k \cdot s}{\lambda}} \right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} \cdot \tau_s(\lambda) d\lambda \quad (ง-14)$$

ง.3.3 การคำนวณอุณหภูมิเปลวไฟ

เราสามารถคำนวณหาอุณหภูมิเปลวไฟได้โดยใช้ค่าความเข้มและค่าสัมพัทธ์ ซึ่งหาได้จากสมการ (ง-14) ดังนี้

$$R_{th}(T, k_{ks}) = k_{opt} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k_{ks}}{\lambda}} \right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_R(\lambda) \cdot d\lambda \quad (ง-15)$$

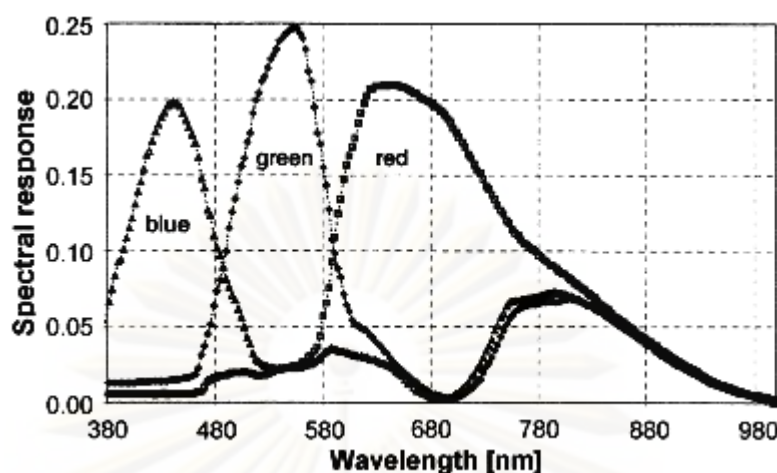
$$rg_{th}(T, k_{ks}) = \frac{R_{th}(T, k_{ks})}{G_{th}(T, k_{ks})} = k_{opt, green} \cdot \frac{\int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k_{ks}}{\lambda}} \right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_R(\lambda) \cdot d\lambda}{\int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k_{ks}}{\lambda}} \right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_G(\lambda) \cdot d\lambda} \quad (ง-16)$$

โดย R_{th} คือ ความเข้มของแถบสีแดง $[Wm^{-2}]$

G_{th} คือ ความเข้มของแถบสีเขียว $[Wm^{-2}]$

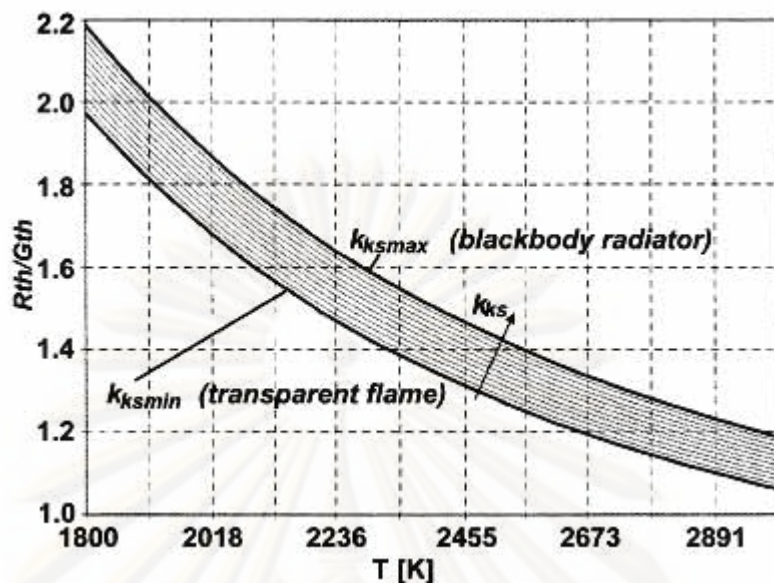
k_{ks} คือ ผลคูณ $k \cdot s$ $[m]$

τ_R, τ_G คือ spectral sensitivity ของกล้อง (ไม่มีหน่วย) ดูจากรูปที่ ง-3

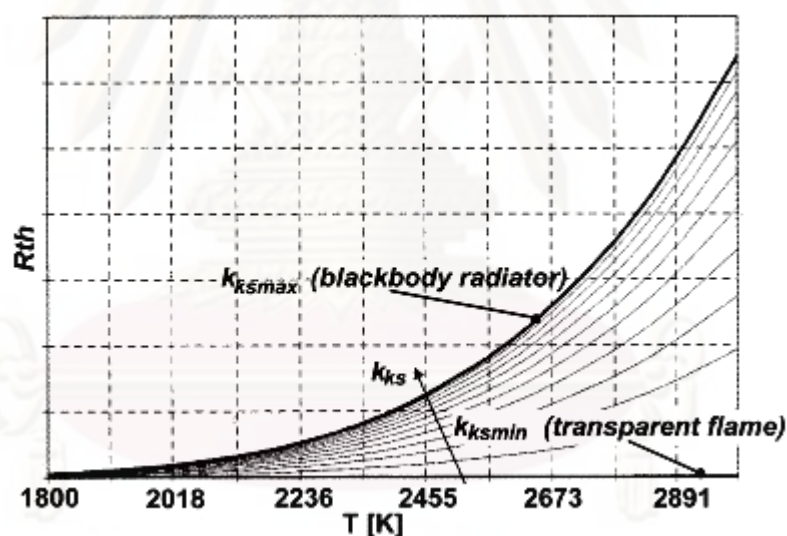


รูปที่ 3 ค่า spectral sensitivity ของ primary color filters ในกล้อง [55]

ดังที่ได้กล่าวมาแล้ว, ค่า emissivity ในช่วงความยาวคลื่นที่ทำการสังเกต $[\lambda_{min}, \lambda_{max}]$ เป็นเพียงค่าที่ขึ้นกับความถี่อย่างสังเกตได้เมื่ออยู่ในสภาวะที่เงื่อนไข $k_{ks} \approx \lambda$ สำหรับ $\lambda_{min} < \lambda < \lambda_{max}$ ไม่คลาดเคลื่อนเกินไป ในช่วง transition range, สมการจะถูกแก้โดยค่าสัมพัทธ์ที่ได้จากค่า k_{ks} ดังนั้นชุดเส้นโค้งผลลัพธ์ที่ได้จะมีระยะเท่ากันที่กึ่งกลางของช่วงอุณหภูมิ (ดูรูปที่ 4) นอกจากนี้ยังได้ชุดของเส้นโค้งสำหรับความสว่างของส่วนสีแดง ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 5 เมื่อสร้างชุดของเส้นโค้งทั้ง 2 ชุดได้แล้ว, จะหาอุณหภูมิผลลัพธ์โดยการหาเส้นโค้ง k_{ks0} โดยเส้นโค้ง k_{ks0} จะทำให้ค่าอุณหภูมิผลลัพธ์เท่ากัน เมื่อพิจารณาจากค่าความเข้มที่วัดได้และค่าสัมพัทธ์ โดยในรูปที่ 5 สังเกตได้ว่าแกน abscissa จะไม่ได้แสดงค่า ซึ่งแม้ว่าเราจะทราบค่าสัมพัทธ์จาก calibration data แต่การพิจารณาค่าความเข้มสัมบูรณ์จะต้องทราบค่า optical correction factor k_{opt} ก่อน ส่วน black body radiator จะถูกนิยามโดย k_{ksmax} , เป็นการจำกัดช่วงค่าความเข้มที่เป็นไปได้ที่อุณหภูมิผลลัพธ์ที่ทราบค่า ถ้าค่าความเข้มตกอยู่นอกพื้นที่นอกเขตเส้นโค้ง, จะพิจารณาได้ว่าค่า optical correction factor ผิดแน่นอน โดยในการคำนวณจะตั้งสมมติฐานว่ามีอย่างน้อย 1 pixel มีสภาวะเป็น optically dense เพื่อให้ได้ค่า optical correction factor k_{opt} , จะมีการกำหนดจุด pixel ที่มีค่าความเข้มสูงที่สุดที่อุณหภูมิกำหนดให้ เป็น black body radiator



รูปที่ ง-4 ความสัมพันธ์ของค่าสัมพัทธ์กับอุณหภูมิที่ค่า k_{ks} ต่างๆ [55]



รูปที่ ง-5 ความสัมพันธ์ของความเข้มการแผ่รังสีในแถบสีแดงกับอุณหภูมิที่ค่า k_{ks} ต่างๆ [55]

ง.4 ปัจจัยสำคัญของการวิเคราะห์โดย Two-color Method

Zhao และ Ladommatos [59] ได้สรุปถึง two-color method ว่าเป็นหนึ่งในวิธีที่นิยมใช้ในการวัดอุณหภูมิการเผาไหม้ในเครื่องยนตดีเซลมากที่สุด เนื่องจากความง่ายในการติดตั้งและต้องการเนื้อที่ในการทำ optical access น้อยกว่า นอกจากนี้ two-color method ยังมีความสามารถในการวัดความเข้มชั้นเขม่าที่เกิดขึ้นในรูปของ KL factor ได้ด้วย แต่อย่างไรก็ตาม การวัด KL factor ควรทำด้วยความระมัดระวัง เนื่องจากค่า KL factor เกิดความคลาดเคลื่อนได้

ง่ายจากการเกิด window fouling, การสะท้อนที่ผนังห้องเผาไหม้ และการกระจายของเขม่าที่ไม่สม่ำเสมอ อีกปัจจัยที่สำคัญคือ two-color method เป็นวิธีการวัดแบบตามเส้นการมอง (line-of-sight) ดังนั้นการวัดจะให้ค่าอุณหภูมิที่แท้จริง เมื่อตั้งสมมติฐานว่า มีการกระจายอุณหภูมิตามเส้นการมองอย่างสม่ำเสมอ ซึ่งลักษณะการกระจายที่ไม่สม่ำเสมอของอุณหภูมิและความเข้มข้นเขม่า จะมีผลกระทบต่อความหมายทางกายภาพของอุณหภูมิเปลวไฟและ KL factor ที่ถูกวัดโดยวิธีนี้ด้วย



ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก จ

การตัดแปลงฝาสูบเครื่องยนต์ [56]

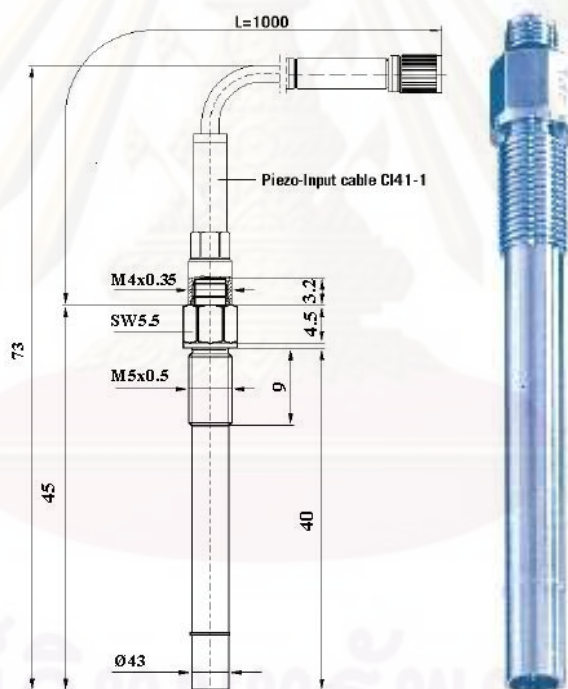
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

การดัดแปลงฝาสูบเครื่องยนต์ [56]

การดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อใช้วัดความดันกระบอกสูบและเพื่อถ่ายภาพการเผาไหม้ มีขั้นตอนในการดัดแปลงดังนี้

จ.1 การดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อวัดข้อมูลความดันกระบอกสูบ

ในการวัดข้อมูลความดันกระบอกสูบจะติดตั้ง crank angle encoder ที่ปลายเพลลาของไดนาโมมิเตอร์ด้านตรงข้ามเครื่องยนต์ และติดตั้ง pressure transducer ดังแสดงในรูปที่ จ-1 จำนวน 2 ตัว ที่ฝาสูบทั้งที่ pre-chamber และ main chamber เพื่อให้ได้ข้อมูลความดันพร้อมกันทั้ง 2 ห้องเผาไหม้ ซึ่งจะได้ผลการวิเคราะห์อัตราการผลิตความร้อนได้ถูกต้องมากกว่าการใช้ข้อมูลความดันจากห้องเผาไหม้เดียว



รูปที่ จ-1 pressure transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P [56]

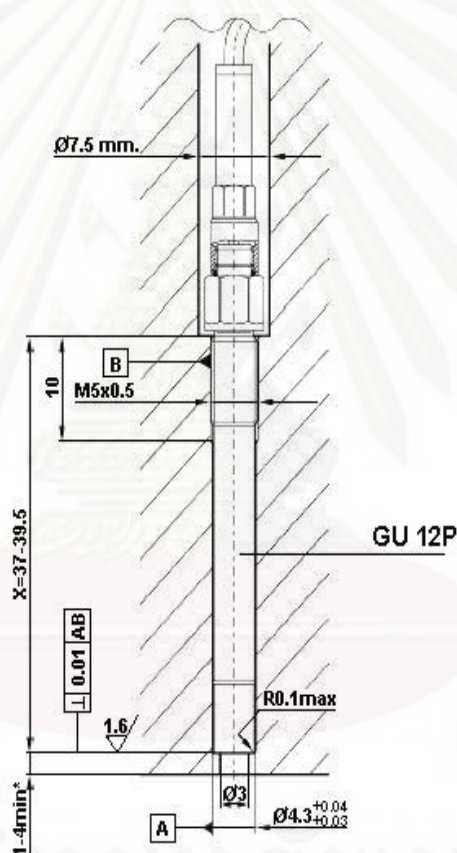
จ.1.1 Pressure transducer ที่ prechamber

ติดตั้ง pressure transducer โดยตรงกับฝาสูบ โดยเจาะรูและทำเกลียวดังรูปที่ จ-2 แต่เนื่องจากที่บริเวณรอบ prechamber มีเนื้อโลหะสำหรับการเจาะรูน้อยเกินไป ดังนั้นจึงต้องนำชิ้น

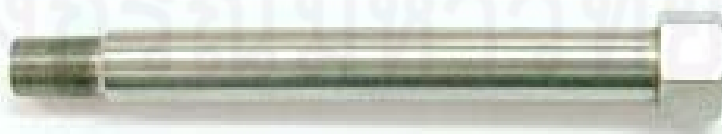
เหล็กกล้ามาเชื่อมกับฝาสูบตรงบริเวณที่เจาะรูเพื่อเพิ่มความยาวของรูจนสามารถทำได้ตามแบบที่ต้องการ

จ.1.2 Pressure transducer ที่ main chamber

เนื่องจาก pressure transducer ตัวนี้จะต้องทะลุผ่านโพรงของน้ำหล่อเย็นโดยเหล็กเลี้ยงไม่ได้ ดังนั้นจึงแก้ปัญหาโดยการใส่ sleeve ที่ทำด้วยวัสดุเป็น stainless steel 304 ขนาด \varnothing 12 mm ซึ่งยึดกับฝาสูบด้วยเกลียวขนาด M10x0.5 (รูปที่ จ-3) พร้อมทั้งซีลเกลียวด้วยกาวยี่ห้อ Loctite รุ่น 648 ฝาสูบที่ถูกดัดแปลงแล้วแสดงไว้ในรูปที่ จ-4



รูปที่ จ-2 มิติของรูและเกลียวในสำหรับติดตั้ง pressure transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P [56]



รูปที่ จ-3 installation sleeve สำหรับ main chamber pressure transducer [56]



รูปที่ ๑-4 ฝาสูบที่ได้รับการดัดแปลงเพื่อติดตั้ง pressure transducer ที่ pre-chamber และ main chamber เรียบร้อยแล้ว [56]

๑.2 การดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อทำ Visualization

เมื่อติดตั้งเครื่องยนต์บนแท่นทดสอบ จะพบว่า บริเวณที่สามารถทำการติดตั้งอุปกรณ์ endoscope ได้ นั้น มีเพียงบริเวณฝาสูบที่อยู่เหนือหัวฉีดขึ้นไปเท่านั้น ดังแสดงในรูปที่ ๑-5

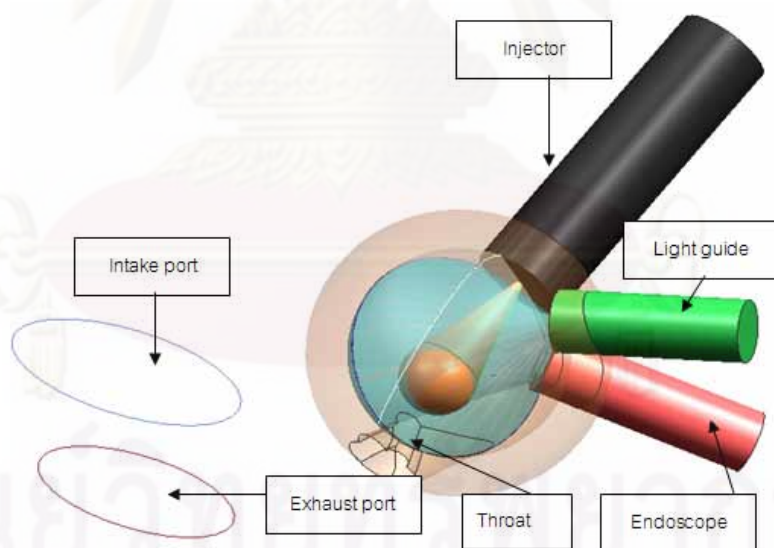


รูปที่ ๑-5 ฝาสูบของเครื่องยนต์วิจัยขณะติดตั้งอยู่บนแท่นทดสอบ [56]

จ.2.1 การออกแบบติดตั้งด้วยการจำลองภาพจากมุมมองของ endoscope

การออกแบบติดตั้งเริ่มจากการจำลองภาพการมองด้วย endoscope โดยใช้โปรแกรม AUTOCAD ช่วยในการออกแบบ เพื่อให้ได้ center line ที่เหมาะสมสำหรับการเจาะรูที่ฝาสูบทะลุไปที่ห้องเผาไหม้ เพื่อติดตั้ง sleeve สำหรับ endoscope และ light guide โดยในการจำลองภาพการมองเห็นนี้ จะจำลองการใช้ endoscope ที่มีมุมการมอง (view angle) 30° และใช้ light guide ที่มี lighting head มุมมอง 0° โดยทั้ง endoscope และ light guide จะมีขอบเขตการมอง (field of view) ที่ 80° ทั้งคู่

จากการจำลองภาพการมองของ endoscope และลักษณะของแสงที่ออกมาจาก light guide บนโปรแกรมช่วยออกแบบแล้ว พบว่ามุมที่เหมาะสมระหว่างแกน endoscope และ light guide จะเป็น 34.3° รูปที่ 16 แสดง field of view ที่จำลองภาพผลลัพธ์ที่จะเห็นจาก endoscope โดยสี่เหลี่ยมที่อยู่ตรงกลางคือ spray เชื้อเพลิงจากหัวฉีด กรวยสีฟ้าคือมุมมองจาก endoscope ส่วนกรวยสีเทาแทนแสงจาก light guide ซึ่งจากภาพจำลองพบว่า ตำแหน่งของสเปรย์เชื้อเพลิงจะอยู่ตรงกลางของภาพ มีปลายหัวฉีดและ light guide อยู่ที่ขอบของภาพพอดี รวมทั้งเห็นขอบของ throat ที่ขอบของภาพด้านตรงข้ามกับปลายหัวฉีดพอดี



รูปที่ ๑-6 field of view ของ endoscope และ light guide เมื่อมองในแนวที่คาดว่าจะเห็นจาก endoscope [56]

๑.2.2 การตรวจสอบก่อนการติดตั้ง sleeve

จากตำแหน่งของแกน endoscope และ light guide ที่ได้จากการจำลองด้วยโปรแกรมช่วยออกแบบจะนำมาใช้เพื่อพิจารณาการติดตั้ง sleeve สำหรับ endoscope และ light guide เข้ากับฝาสูบ ดังผลลัพธ์ที่แสดงในรูปที่ ๑-7 และรูปที่ ๑-8 ซึ่งมีขั้นตอนการดำเนินการดังนี้

ก. กำหนดแนวอ้างอิงโดยยึดขอบด้านวาล์วไอดีและแนวร่องก้านวาล์ว เป็นแกนอ้างอิง X และ Y ตามลำดับ

ข. กำหนดตำแหน่งเพื่อเจาะเป็นรูสำหรับ Light guide sleeve และ Endoscope sleeve ที่ผิวฝาสูบด้าน prechamber โดยมีตำแหน่งดังนี้

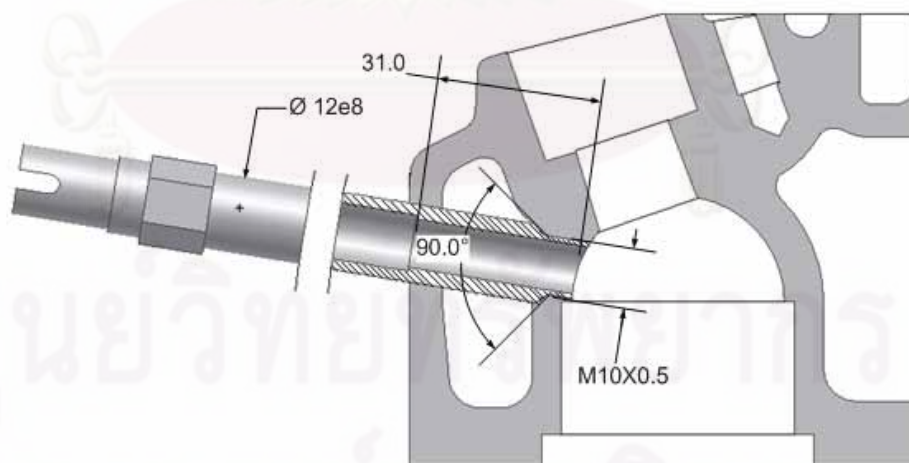
ข.1 ตำแหน่งจุดศูนย์กลาง Endo-scope sleeve อยู่ที่ $X = 85 \text{ mm}$ $Y = 44.6 \text{ mm}$
 $Z = -32 \text{ mm}$

ข.2 ตำแหน่งจุดศูนย์กลาง Light guide sleeve อยู่ที่ $X = 85 \text{ mm}$ $Y = 81.22 \text{ mm}$
 $Z = -35.11 \text{ mm}$

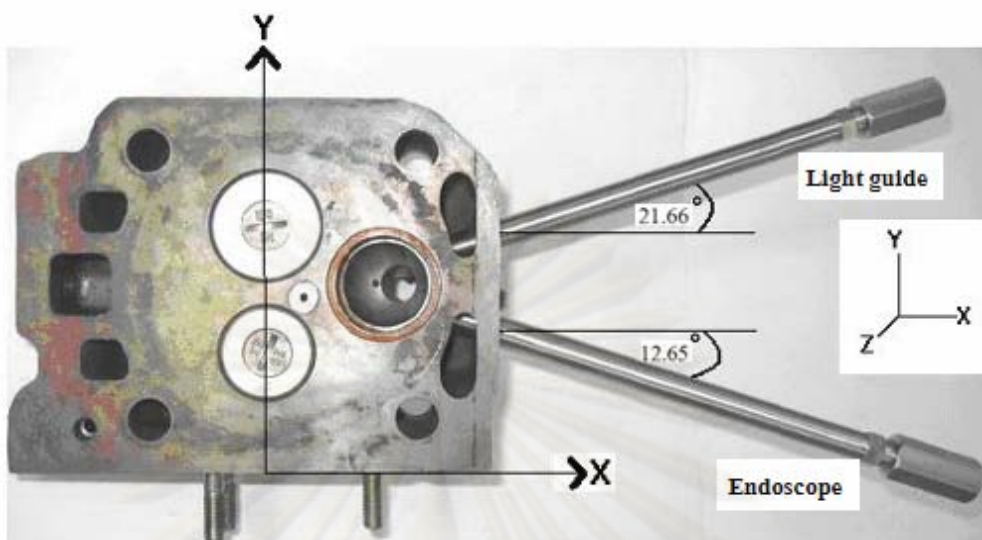
ค. กำหนดพิกัดแกน center line ของรู

ค.1 การเจาะรูของ Endoscope sleeve จากตำแหน่งในข้อ ข.1 จะเจาะขนานกับระนาบ XY พร้อมกับทำมุม 21.66 องศา กับระนาบ XZ

ค.2 การเจาะรูของ Light guide sleeve จากตำแหน่งในข้อ ข.2 จะเจาะทำมุม 6.35 องศา กับระนาบ XY พร้อมกับทำมุม -12.65 องศา กับระนาบ XZ



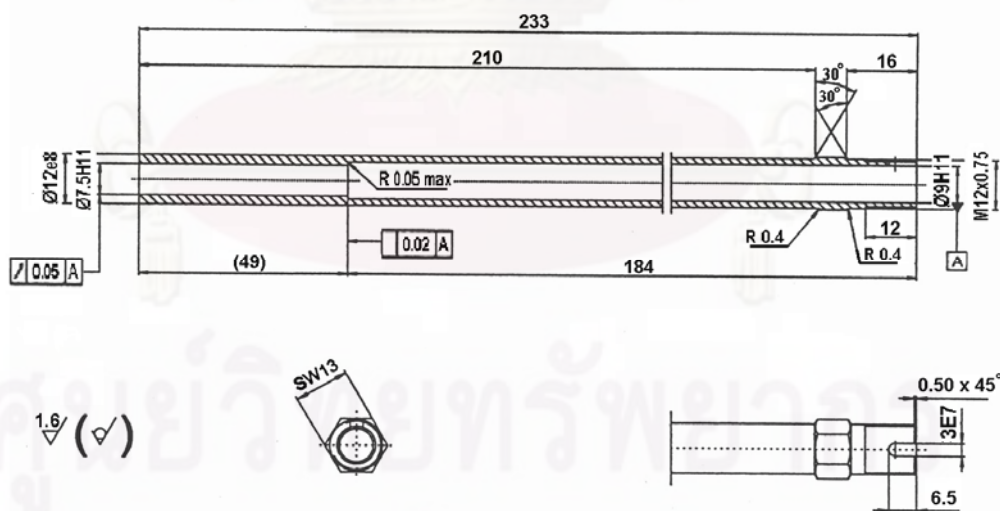
รูปที่ ๑-7 ตัวอย่างของลักษณะรูบนฝาสูบที่ต้องเจาะเตรียมไว้สำหรับใส่ sleeve [56]



รูปที่ ๑-8 ตำแหน่งของการเจาะรู sleeve [56]

๑.2.3 การติดตั้งอุปกรณ์

การติดตั้งตัว endoscope, light guide รวมทั้ง window กับห้องเผาไหม้ที่ฝาสูบนั้นต้องมีการติดตั้ง sleeve (ดังแสดงในรูปที่ ๑-9) ก่อน ซึ่งเป็นตัวยึดอุปกรณ์เหล่านี้กับฝาสูบ รวมทั้งป้องกันไม่ให้น้ำหล่อเย็นในฝาสูบรั่วเข้าสู่ห้องเผาไหม้หรือรั่วออกไปภายนอกได้



รูปที่ ๑-9 sleeve ที่ใช้กับชุดอุปกรณ์ endoscope [56]

โดยต้องทำการติดตั้ง endoscope sleeve และ light guide sleeve ให้อยู่ในตำแหน่งที่ทำให้มองเห็นภาพที่ดีก่อน ซึ่งต้องมีการดัดแปลงฝาสูบ เมื่อมี sleeve ติดตั้งที่ฝาสูบแล้ว จึงติดตั้ง combustion chamber window โดยสอดเข้าไปใน sleeve เพื่อป้องกัน endoscope และ light guide จากความดันและอุณหภูมิของห้องเผาไหม้ หลังจากนั้นจึงสอดตัว endoscope เข้าไปในตัว window แล้วจึงยึดด้วย clamping nut และยึดกล้องถ่ายรูปกับตัว endoscope ส่วน light guide จะต้องประกออบกับ lighting head ก่อน แล้วจึงสอดเข้าไปใน sleeve และยึดด้วย lock nut ที่มากับ light guide




ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย




ภาคผนวก จ

รายละเอียดชุดอุปกรณ์ทนความดันสูง


ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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

ศูนย์วิทยาศาสตร์การแพทย์


จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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


ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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


ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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


ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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


ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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


ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

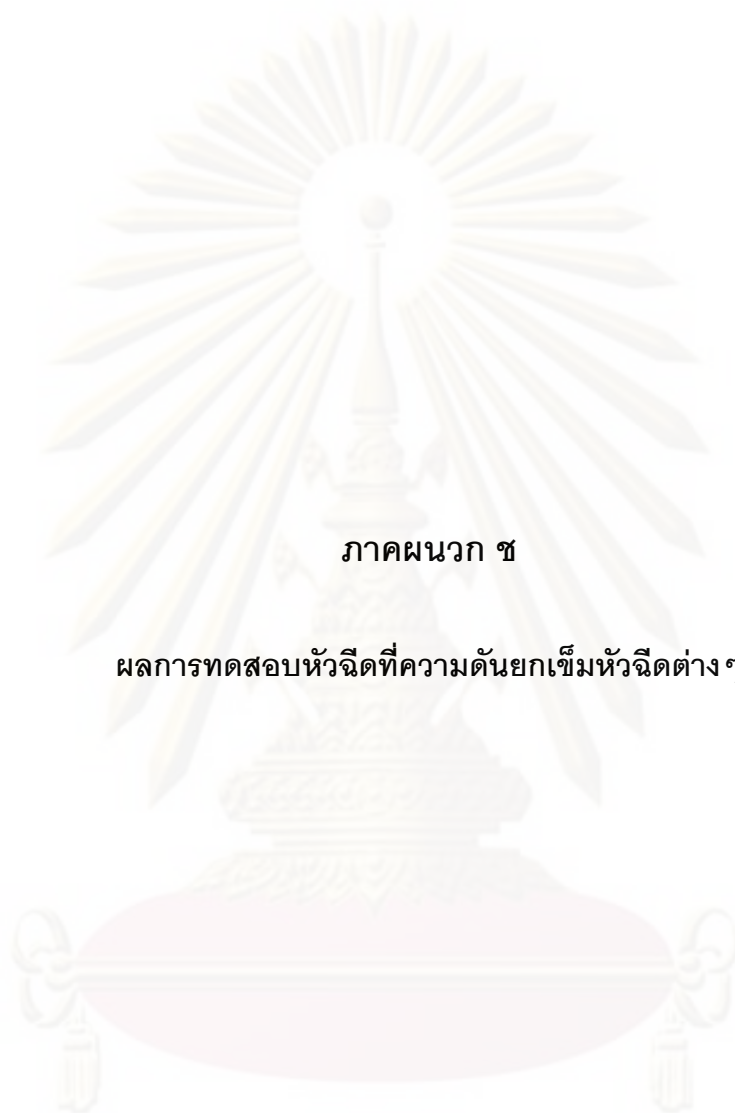
SS-2-RS-2V	
Description	Stainless Steel Gasket for 1/8 in. ISO Parallel Thread (RS) Fittings, Fluorocarbon FKM Inner Ring
Body Material	Carbon Steel/Fluorocarbon FKM
Cleaning Process	Swagelok® SC-10
Connection 1 Size	1/8 in.
ConnectionSize	1/8 in.
eClass	23070101
SiteSearchable	Yes
UNSPSC Code	31181500

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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



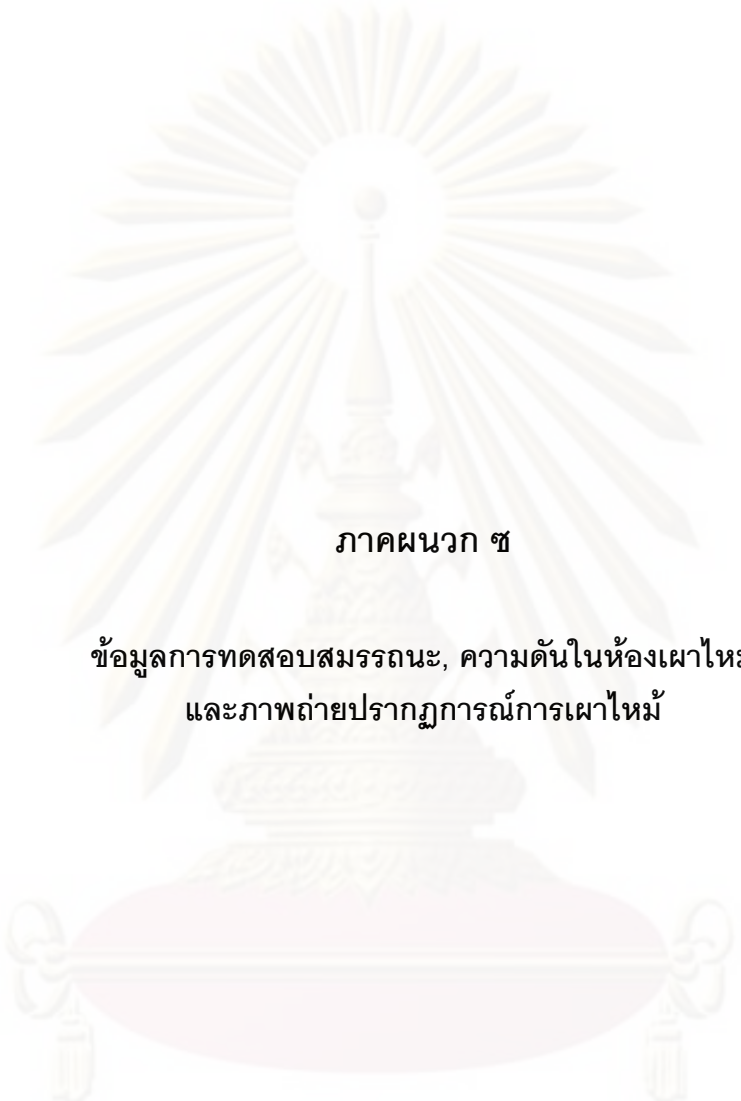
ภาคผนวก ช

ผลการทดสอบหัวใจที่ความดันยกเข็มหัวใจต่างๆ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ซ-1 ผลการทดสอบหัวฉีดที่ความดันยกเข็มหัวฉีดต่างๆ

ความดันยกเข็มหัวฉีด (bar)	Speed (rpm)	Torque (Nm)	อัตราการบริโภคเชื้อเพลิง (sec/30 g)	ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (%)
70	1400	FL = 6.57 Nm	104.53	11.80
90		FL = 5.88 Nm	115.60	11.68
100		FL = 7.96 Nm	109.58	14.98
110		FL = 6.92 Nm	109.90	13.07
120		-	แรงบิดไม่คงที่	-
140		-	แรงบิดไม่คงที่	-



ภาคผนวก ซ

ข้อมูลการทดสอบสมรรถนะ, ความดันในห้องเผาไหม้
และภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้

ศูนย์วิจัยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ซี-1 ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะที่สภาวะภาระสูงสุดของอัตราส่วนการอัด 21:1 และ 16:1:1

Speed rpm	C _R	Timing Setting	BMEP kPa	T (Nm)	Crtd T (Nm)	Power (kW)	m _f (g/s)	bsfc (g/kW.h)	η _f (%)	Exhaust (°C)	Fuel (°C)	oil (°C)	water (°C)	air box (°C)	WT (°C)	DT (°C)	Amb P (mmHg)	m _a (g/s)	F/A	φ
1000	21	STD	208.9	10.37	10.38	1.09	0.18287	605.87	20.90	202.5	28.9	77.2	72.8	33.5	28.4	31.6	761.80	5.82246	0.031	0.28
1000	21	ADV2	215.8	10.72	10.72	1.12	0.18773	601.91	21.04	200.6	28.9	75.5	70.3	33.5	28.8	31.6	761.80	5.82246	0.032	0.29
1000	21	ADV4	215.9	10.72	10.73	1.12	0.18611	596.48	21.23	197.6	28.8	74.0	72.2	33.0	29.6	31.2	760.55	5.78498	0.032	0.29
1000	21	ADV6	215.7	10.72	10.72	1.12	0.18866	605.10	20.93	197.1	28.8	71.2	66.0	32.4	28.2	31.0	760.55	5.82814	0.032	0.29
1000	21	ADV8	205.2	10.20	10.20	1.07	0.19025	641.51	19.74	188.2	27.3	76.6	74.2	32.7	27.4	31.4	761.80	5.79258	0.033	0.30
1000	16.1	STD	219.3	10.89	10.90	1.14	0.18545	585.10	21.64	227.7	29.1	72.5	50.3	33.8	28.0	31.6	761.75	5.96677	0.031	0.28
1200	21	STD	201.9	10.03	10.03	1.26	0.23836	680.73	18.60	222.8	28.9	78.3	76.0	33.5	28.8	31.6	761.75	6.39159	0.037	0.34
1200	21	ADV2	201.9	10.03	10.03	1.26	0.23713	677.26	18.70	218.6	28.9	75.2	70.7	33.5	28.8	31.6	761.80	6.39180	0.037	0.33
1200	21	ADV4	201.9	10.03	10.03	1.26	0.23513	671.36	18.86	217.5	28.8	74.8	73.8	33.1	29.6	31.2	760.60	6.39093	0.037	0.33
1200	21	ADV6	194.8	9.68	9.68	1.22	0.23943	708.65	17.87	213.0	28.8	70.9	65.7	32.4	28.2	30.8	760.15	6.46404	0.037	0.33
1200	21	ADV8	194.8	9.68	9.68	1.22	0.24518	725.82	17.45	206.3	27.3	74.3	73.9	32.5	27.8	31.4	761.80	6.40225	0.038	0.35
1200	16.1	STD	202.1	10.03	10.04	1.26	0.23455	669.32	18.92	266.4	28.5	74.8	55.1	33.8	28.0	31.8	761.75	6.97335	0.034	0.30
1400	21	STD	160.1	7.95	7.96	1.17	0.27378	845.08	14.98	243.1	28.9	44.5	50.0	32.0	28.4	30.4	761.25	7.10049	0.039	0.35
1400	21	ADV2	159.9	7.95	7.94	1.16	0.27294	843.80	15.01	240.2	28.9	73.3	62.4	34.9	30.6	32.8	761.80	7.04706	0.039	0.35
1400	21	ADV4	172.7	8.65	8.58	1.26	0.27528	788.05	16.07	236.6	28.8	74.6	63.8	35.1	30.6	33.2	761.80	7.11418	0.039	0.35
1400	21	ADV6	164.4	8.30	8.27	1.21	0.26709	793.13	15.97	225.3	28.8	71.8	63.2	35.1	30.8	33.0	761.75	7.05397	0.038	0.34
1400	21	ADV8	153.4	7.61	7.62	1.12	0.27939	900.21	14.07	215.2	27.3	62.9	62.1	34.5	30.6	32.8	761.80	7.09467	0.039	0.35
1400	16.1	STD	181.1	8.99	9.00	1.32	0.26582	725.55	17.45	286.6	28.2	62.9	62.1	34.5	30.6	32.8	761.80	7.76500	0.034	0.31

ตารางที่ ซ-2 ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ขององศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV4

Speed	BMEP	T	Corrected T	Power	m _f	bsfc	η _f	Exhaust	Fuel	oil	water	air box	WT	DT	Amb P	m _a	F/A	φ
rpm	kPa	(Nm)	(Nm)	(kW)	(g/s)	(g/kW.h)	(%)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(mmHg)	(g/s)		
1000	156.5	7.78	7.76	0.81	0.15812	700.82	18.07	162.4	29.3	60.5	57.7	32.5	29.0	30.6	761.45	5.84884	0.027	0.24
1000	174	8.65	8.62	0.90	0.16213	646.23	19.59	177.8	30.4	63.3	57.2	32.7	28.6	30.8	761.45	5.88428	0.028	0.25
1000	191	9.51	9.49	0.99	0.17533	635.24	19.93	194.1	30.9	64.4	58.4	32.8	28.8	30.8	761.40	5.88409	0.030	0.27
1000	209	10.37	10.47	1.10	0.18381	603.81	20.97	209.5	31.0	66.9	60.7	35.6	30.2	33.8	761.75	5.85661	0.031	0.28
1000	242.4	11.93	12.04	1.26	0.20205	576.70	21.96	241.5	29.1	74.3	62.7	35.9	30.4	34.0	761.75	5.81753	0.035	0.31
1200	156.5	7.78	7.76	0.97	0.19984	737.93	17.16	179.2	31.0	57.6	57.5	32.4	28.4	30.6	761.30	6.97656	0.029	0.26
1200	174	8.65	8.70	1.09	0.20772	683.92	18.51	197.4	31.2	71.3	60.1	35.0	30.2	33.2	761.75	6.98018	0.030	0.27
1200	191	9.51	9.57	1.20	0.21772	651.73	19.43	227.3	31.4	72.3	61.0	35.0	30.2	33.2	761.80	6.98041	0.031	0.28
1200	209	10.37	10.43	1.31	0.23258	638.54	19.83	239.2	31.6	72.7	62.1	35.0	30.2	33.0	761.65	6.98200	0.033	0.30
1200	223.8	11.07	11.12	1.40	0.24515	631.56	20.05	272.3	28.5	72.6	62.8	35.1	30.2	32.8	761.75	6.98474	0.035	0.32
1400	156.5	7.78	7.75	1.14	0.24836	786.64	16.10	192.4	31.3	77.7	75.4	33.5	28.6	31.6	761.80	8.00359	0.031	0.28
1400	174	8.65	8.69	1.27	0.25743	727.68	17.40	237.8	31.6	77.5	74.6	32.8	28.6	31.2	761.80	7.94766	0.032	0.29
1400	191	9.51	9.57	1.40	0.26361	676.37	18.72	250.8	31.7	76.5	76.3	32.2	30.8	29.4	761.50	7.96981	0.033	0.30
1400	209	10.37	10.43	1.53	0.28545	671.83	18.85	261.6	31.0	73.9	67.0	31.7	28.0	30.1	760.55	7.97215	0.036	0.32
1400	220.3	10.89	10.95	1.60	0.29308	657.50	19.26	291.9	28.2	79.6	70.0	33.6	29.2	31.6	760.80	7.97502	0.037	0.33

ตารางที่ ซ-3 ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ขององศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV6

Speed	BMEP	T	Corrected	Power	m_f	bsfc	η_f	Exhaust	Fuel	oil	water	air box	WT	DT	Amb P	m_a	F/A	ϕ
rpm	kPa	(Nm)	T (Nm)	(kW)	(g/s)	(g/kW.h)	(%)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(mmHg)	(g/s)		
1000	156.5	7.78	7.76	0.81	0.14932	661.10	19.15	159.9	26.5	71.3	55.6	32.9	29.8	31.2	762.25	5.84614	0.026	0.23
1000	174	8.65	8.59	0.90	0.15419	617.24	20.52	164.8	26.9	67.3	57.4	31.8	29.0	29.7	761.50	5.85772	0.026	0.24
1000	191	9.51	9.45	0.99	0.16431	597.73	21.18	175.4	26.6	67.3	58.0	32.1	28.9	29.8	761.50	5.85675	0.028	0.25
1000	209	10.37	10.31	1.08	0.17896	596.77	21.22	184.9	26.1	66.5	58.9	33.2	28.6	29.8	761.50	5.85675	0.031	0.28
1000	236	11.76	11.73	1.23	0.19488	571.06	22.17	215.8	29.7	73.2	59.0	32.8	29.6	31.0	761.85	5.84653	0.033	0.30
1200	156.5	7.78	7.77	0.98	0.18798	693.44	18.26	176.2	26.3	74.0	57.8	32.9	29.8	31.2	762.15	6.97357	0.027	0.24
1200	174	8.65	8.59	1.08	0.20105	670.16	18.89	178.8	27.2	68.0	57.3	31.7	28.9	29.7	761.00	6.98554	0.029	0.26
1200	191	9.51	9.48	1.19	0.20873	630.56	20.08	191.9	28.2	68.9	55.1	33.2	30.0	31.2	762.75	6.97631	0.030	0.27
1200	209	10.37	10.35	1.30	0.22508	623.29	20.32	200.8	28.0	65.4	53.3	33.2	30.0	31.2	762.75	6.97631	0.032	0.29
1200	232.7	11.58	11.56	1.45	0.23271	576.69	21.96	230.8	29.6	73.6	59.5	32.9	29.6	31.0	761.80	6.97426	0.033	0.30
1400	156.5	7.78	7.77	1.14	0.22810	721.05	17.56	188.5	25.2	73.0	57.5	33.0	30.0	31.2	762.00	7.99701	0.029	0.26
1400	174	8.65	8.59	1.26	0.24051	687.44	18.42	201.3	27.5	71.2	59.4	31.8	28.9	29.8	761.50	8.01283	0.030	0.27
1400	191	9.51	9.49	1.39	0.25795	667.72	18.96	213.2	24.7	70.4	59.0	32.9	30.0	31.0	762.05	7.99990	0.032	0.29
1400	209	10.37	10.35	1.52	0.27430	650.83	19.46	221.3	24.1	62.4	56.4	32.8	29.8	31.0	762.00	8.02698	0.034	0.31
1400	232.7	11.58	11.56	1.70	0.29794	632.68	20.01	247.5	29.5	72.2	59.9	33.0	30.0	31.2	762.10	7.97009	0.037	0.34

ตารางที่ ซ-4 ข้อมูลผลการทดสอบสมรรถนะและความดันในห้องเผาไหม้ขององศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า ADV8

Speed	BMEP	T	Corrected	Power	m_f	bsfc	η_f	Exhaust	Fuel	oil	water	air box	WT	DT	Amb P	m_a	F/A	ϕ
rpm	kPa	(Nm)	T (Nm)	(kW)	(g/s)	(g/kW.h)	(%)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(mmHg)	(g/s)		
1000	156.5	7.78	7.72	0.81	0.14799	659.09	19.21	150.8	28.9	67.5	54.4	30.6	27.6	28.8	760.05	5.89831	0.025	0.23
1000	174	8.65	8.58	0.90	0.15260	611.17	20.72	158.1	28.9	69.8	55.2	30.6	27.6	29.0	760.05	5.89635	0.026	0.23
1000	191	9.51	9.51	1.00	0.15989	578.13	21.90	172.6	28.8	69.8	52.0	31.1	27.8	29.4	756.55	5.87887	0.027	0.25
1000	209	10.37	10.37	1.09	0.16660	552.16	22.93	182.7	28.8	69.4	51.9	31.1	27.8	29.4	756.55	5.87887	0.028	0.26
1000	235.2	11.58	11.69	1.22	0.17293	508.70	24.89	196.4	27.3	73.0	54.4	32.8	29.8	31.0	754.80	5.85660	0.030	0.27
1200	156.5	7.78	7.79	0.98	0.18538	682.14	18.56	163.5	28.7	70.4	51.7	31.2	27.8	29.6	756.55	6.93479	0.027	0.24
1200	174	8.65	8.64	1.09	0.20069	665.37	19.03	173.2	28.7	70.2	51.8	31.2	28.0	29.4	756.75	6.93800	0.029	0.26
1200	191	9.51	9.51	1.19	0.20732	624.65	20.27	181.5	28.6	68.7	51.9	31.2	28.0	29.6	757.05	6.93708	0.030	0.27
1200	209	10.37	10.36	1.30	0.22251	615.05	20.59	192.2	28.5	64.6	51.1	31.2	28.0	29.4	757.05	6.93937	0.032	0.29
1200	225	11.07	11.17	1.40	0.21935	562.48	22.51	208.6	27.0	75.3	54.9	33.0	30.0	31.2	754.80	6.90853	0.032	0.29
1400	156.5	7.78	7.74	1.13	0.21905	695.24	18.21	184.9	28.8	74.6	57.3	30.7	27.6	29.4	760.10	7.84442	0.028	0.25
1400	174	8.65	8.59	1.26	0.23277	665.45	19.03	195.6	28.7	74.4	57.4	30.9	27.6	29.2	760.10	7.84702	0.030	0.27
1400	191	9.51	9.45	1.39	0.24553	638.16	19.84	202.8	28.6	72.6	57.3	31.1	27.8	29.0	759.65	7.84729	0.031	0.28
1400	209	10.37	10.31	1.51	0.25838	615.60	20.57	213.6	28.6	67.2	56.2	30.8	27.8	29.0	759.65	7.84729	0.033	0.30
1400	225	11.07	11.17	1.64	0.25773	566.50	22.35	224.9	26.6	76.1	55.6	33.0	30.0	31.2	754.80	7.79387	0.033	0.30

ตารางที่ ๕-5 ข้อมูลผลการทดสอบภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 800 rpm, 1000 rpm และ 1200 rpm ไม่มีภาระ

Speed rpm	m_f (g/s)	Exhaust (°C)	Fuel (°C)	oil (°C)	Water (°C)	WT (°C)	DT (°C)	Amb P (mmHg)	m_a (g/s)	F/A	ϕ
800	0.08425	73.0	27.5	48.0	27.0	29.4	28.2	760.05	4.79722	0.018	0.16
1000	0.08803	83.0	28.4	55.0	26.0	30.0	29.0	765.50	5.88859	0.015	0.13
1200	0.12722	93.0	28.0	51.0	35.0	28.8	29.8	762.00	6.89495	0.018	0.17

ตารางที่ ๕-6 ข้อมูลผลการทดสอบภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้ของความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ BMEP 171 kPa, 196 kPa และ 228.5 kPa

Speed rpm	BMEP kPa	T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	m_f (g/s)	bsfc (g/kW.h)	η_f (%)	Exhaust (°C)	Fuel (°C)	oil (°C)	water (°C)	WT (°C)	DT (°C)	Amb P (mmHg)	m_a (g/s)	F/A	ϕ
1000	171	8.54	8.49	0.89	0.15239	617.30	20.51	160.0	28.2	57.0	37.0	29.0	30.0	762.00	5.87936	0.026	0.23
1000	196	9.76	9.70	1.02	0.16177	573.12	22.09	175.0	28.1	55.0	37.0	29.0	30.2	762.20	5.87819	0.028	0.25
1000	228.5	11.36	11.22	1.17	0.17174	526.20	24.06	197.0	28.1	54.0	37.0	28.8	29.8	765.50	5.89479	0.029	0.26



ภาคผนวก ฅ

ข้อมูลการตั้งค่าการถ่ายภาพ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ข้อมูลการตั้งค่าการถ่ายภาพ

ณ.1 รอบเดินเบา(800 rpm, 0 Nm.)

DME800Idle-f2	- Apr 25 - 07:52 PM -	DME800Idle-nf3	- Apr 25 - 08:06 PM -
Single:	No	Single:	No
RepetitionsFirst:	No	RepetitionsFirst:	No
Repetitions:	2	Repetitions:	4
Start:	-30.0 °CA	Start:	-30.0 °CA
Stop:	35.0 °CA	Stop:	35.0 °CA
Step:	0.5 °CA	Step:	0.5 °CA
Info:	PixelFly - VGA (640x480) Color	Info:	PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure:	65	Exposure:	9000
Gain:	Low	Gain:	Low
Horiz.Binning:	1	Horiz.Binning:	1
Vert.Binning:	1	Vert.Binning:	1
Trigger:	Light Unit	Trigger:	Light Unit
Info:	Light Unit	Info:	Light Unit
Encoder Location:	Crankshaft	Encoder Location:	Crankshaft
CDM Resolution:	0.1°CA	CDM Resolution:	0.1°CA
Trigger:	Auto	Trigger:	Auto
TDC Shift:	361.7	TDC Shift:	361.7
Cycle Start:	540.0	Cycle Start:	540.0
Simulator:	OFF	Simulator:	OFF
Termination:	ON	Termination:	ON
Flash Intensity:	100 %	Flash:	OFF
Sample Rate:	10.0 Hz	Sample Rate:	10.0 Hz

ณ.2 รอบเดินเบา(1000 rpm, 0 Nm.)

DME1000Idle-f1	- Apr 25 - 08:31 PM -	DME1000Idle-nf	- Apr 25 - 08:14 PM -
Single:	No	Single:	No
RepetitionsFirst:	No	RepetitionsFirst:	No
Repetitions:	4	Repetitions:	4
Start:	-30.0 °CA	Start:	-30.0 °CA
Stop:	35.0 °CA	Stop:	35.0 °CA
Step:	0.5 °CA	Step:	0.5 °CA
Info:	PixelFly - VGA (640x480) Color	Info:	PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure:	65	Exposure:	9000
Gain:	Low	Gain:	Low
Horiz.Binning:	1	Horiz.Binning:	1
Vert.Binning:	1	Vert.Binning:	1
Trigger:	Light Unit	Trigger:	Light Unit
Info:	Light Unit	Info:	Light Unit
Encoder Location:	Crankshaft	Encoder Location:	Crankshaft
CDM Resolution:	0.1°CA	CDM Resolution:	0.1°CA
Trigger:	Auto	Trigger:	Auto
TDC Shift:	361.7	TDC Shift:	361.7
Cycle Start:	540.0	Cycle Start:	540.0
Simulator:	OFF	Simulator:	OFF
Termination:	ON	Termination:	ON
Flash Intensity:	100 %	Flash:	OFF
Sample Rate:	10.0 Hz	Sample Rate:	10.0 Hz

ณ.3 รอบเดินเบา(1200 rpm, 0 Nm.)

DME1200Idle-f-2	- May 02 - 05:28 PM -	DME1200Idle-nf-2	- May 02 - 05:36 PM -
Single:	No	Single:	No
RepetitionsFirst:	No	RepetitionsFirst:	No
Repetitions:	4	Repetitions:	4
Start:	-30.0 °CA	Start:	-30.0 °CA
Stop:	35.0 °CA	Stop:	35.0 °CA
Step:	0.5 °CA	Step:	0.5 °CA
Info:	PixelFly - VGA (640x480) Color	Info:	PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure:	65	Exposure:	9000
Gain:	Low	Gain:	Low
Horiz.Binning:	1	Horiz.Binning:	1
Vert.Binning:	1	Vert.Binning:	1
Trigger:	Light Unit	Trigger:	Light Unit
Info:	Light Unit	Info:	Light Unit
Encoder Location:	Crankshaft	Encoder Location:	Crankshaft
CDM Resolution:	0.1 °CA	CDM Resolution:	0.1 °CA
Trigger:	Auto	Trigger:	Auto
TDC Shift:	361.7	TDC Shift:	361.7
Cycle Start:	540.0	Cycle Start:	540.0
Simulator:	OFF	Simulator:	OFF
Termination:	ON	Termination:	ON
Flash Intensity:	100 %	Flash:	OFF
Sample Rate:	10.0 Hz	Sample Rate:	10.0 Hz

ณ.4 รอบ 1000 rpm, 171 kPa

DME1000rpm-8.54Nm-f - May 02 - 06:05 PM -	DME1000rpm-6Nm-nf - May 02 - 06:09 PM -
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 2	Repetitions: 2
Start: -30.0 °CA	Start: -30.0 °CA
Stop: 35.0 °CA	Stop: 35.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 9000	Exposure: 9000
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Auto	Trigger: Auto
TDC Shift: 361.7	TDC Shift: 361.7
Cycle Start: 540.0	Cycle Start: 540.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: ON	Termination: ON
Flash: OFF	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz

ณ.5 รอบ 1000 rpm, 196 kPa

DME1000rpm-9Nm-f-1 - May 02 - 05:55 PM -	DME1000rpm-9Nm-nf - May 02 - 05:58 PM -
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 2	Repetitions: 2
Start: -30.0 °CA	Start: -30.0 °CA
Stop: 35.0 °CA	Stop: 35.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 65	Exposure: 9000
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Auto	Trigger: Auto
TDC Shift: 361.7	TDC Shift: 361.7
Cycle Start: 540.0	Cycle Start: 540.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: ON	Termination: ON
Flash Intensity: 100 %	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz

ณ.6 รอบ 1000 rpm, 228.5 kPa

DME100rpm-11.36Nm-f - May 02 - 05:44 PM -	DME1000rpm-11.36Nm-nf- May 02 - 05:48 PM -
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 2	Repetitions: 2
Start: -30.0 °CA	Start: -30.0 °CA
Stop: 35.0 °CA	Stop: 35.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 9000	Exposure: 9000
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Auto	Trigger: Auto
TDC Shift: 361.7	TDC Shift: 361.7
Cycle Start: 540.0	Cycle Start: 540.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: ON	Termination: ON
Flash: OFF	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายอัคมพงศ์ สถาวรินทุ เกิดเมื่อวันที่ 16 เดือน เมษายน พุทธศักราช 2525 สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ กำแพงแสน มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ เมื่อปีการศึกษา 2547 เข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2550



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย