การพัฒนาเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าให้เป็นอุปกรณ์ต้นแบบสำหรับสังเกตการณ์การเผาไหม้แบบอัดตัวของละอองฝอย

นายวิรุตติ์ เกื้อกิตติวงศ์

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
ปีการศึกษา 2547

ISBN 974-53-1015-8

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

PROTOTYPE DEVELOPMENT OF A CI SPRAY COMBUSTION OBSERVATION EQUIPMENT BY MODIFICATION OF AN EXISTING IDI ENGINE

Mr.Wirut Kuakittiwong

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering in Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Engineering
Chulalongkorn University
Academic Year 2004
ISBN 974-53-1015-8

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การพัฒนาเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าให้เป็นอุปกรณ์ต้นแบบสำหรับสังเกตการณ์ การเผาไหม้แบบอัดตัวของละอองฝอย
โดย	นายวิรุตติ์ เกื้อกิตติวงศ์
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้นับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญามหาบัณฑิต

.... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(ศาสตราจารย์ ดร.ดิเรก ลาวัณย์ศิริ)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.... ประธานกรรมการ

(รองศาสตราจารย์ สถาพร สุปรีชากร)

.... อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร)

.... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ฉัตรชัย หงษ์อุเทน)

.... กรรมการ

(อาจารย์ ดร.พิชัย อัษฎมงคล)

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิรุตติ์ เกื้อกิตติวงศ์ : การพัฒนาเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ให้เป็นอุปกรณ์ต้นแบบสำหรับสังเกตการณ์การเผาไหม้แบบอัดตัวของละอองฝอย. (PROTOTYPE DEVELOPMENT OF A CI SPRAY COMBUSTION OBSERVATION EQUIPMENT BY MODIFICATION OF AN EXISTING IDI ENGINE) อ. ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร , 180 หน้า. ISBN 974-53-1015-8.

งานวิจัยนี้เป็นการพัฒนาเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ให้เป็นอุปกรณ์ต้นแบบ สำหรับสังเกตการณ์การเผาไหม้แบบอัดตัวของละอองฝอย โดยดัดแปลงเครื่องยนต์ Kubota รุ่น ET115 แบบสูบเดียว ให้เป็นเครื่องยนต์วิจัย

การดำเนินงานแบ่งเป็น 3 ส่วนคือ ส่วนที่หนึ่ง เป็นการดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อเก็บข้อมูลความดันกระบอกสูบจากห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลัก รวมทั้งบันทึกภาพของการเกิดละอองฝอยและการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ส่วนที่สอง เป็นการพัฒนาวิธีการวิเคราะห์ผล โดยแบ่งเป็นการวิเคราะห์ข้อมูลความดันกระบอกสูบ เพื่อหาอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ การวิเคราะห์ภาพถ่ายของละอองฝอยและการเผาไหม้ และแนวทางการวิเคราะห์เพื่อเชื่อมโยงระหว่างผลจากการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนและผลจากการวิเคราะห์ภาพถ่าย ส่วนที่สาม เป็นการทดสอบเบื้องต้น เก็บข้อมูลความดันกระบอกสูบ บันทึกภาพถ่ายของละอองฝอยและการเผาไหม้ รวมทั้งนำเสนอผลการวิเคราะห์ผล

จากการทดสอบเบื้องต้นพบว่าอุปกรณ์ต้นแบบที่ทำการพัฒนาขึ้น สามารถใช้เป็นเครื่องมือสำหรับวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์แบบจุดระเบิดด้วยการอัด ทั้งในเชิงคุณภาพและเชิงปริมาณ เพื่อนำไปใช้ในงานวิจัยขั้นสูงต่อไปได้

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาควิชา...วิศวกรรมเครื่องกล... ลายมือชื่อนิสิต...
สาขาวิชา...วิศวกรรมเครื่องกล... ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา.................................
ปีการศึกษา...2547...

4470542821 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING
KEY WORD: INDIRECT INJECTION / ENGINE MODIFICATION/ COMBUSTION / ………………HEAT RELEASE/VISUALIZATION / SPRAY PHENOMENA / ………………COMBUSTION PHENOMENA / RESULT ANALYSIS

WIRUT KUAKITTIWONG : PROTOTYPE DEVELOPMENT OF A CI SPRAY COMBUSTION OBSERVATION EQUIPMENT BY MODIFICATION OF AN EXISTING IDI ENGINE. THESIS ADVISOR : ASSIST. PROF. KANIT WATTANAVICHIEN, Ph.D., 180 pp. ISBN 974-53-1015-8.

This study aims to develop a prototype of a CI spray combustion observation equipment by modifying a single-cylinder Kubota ET115 engine. This research can be divided into three parts.

The first part has conducted an engine modification either for acquiring cylinder pressure data in both pre-combustion chamber and main combustion chamber or for capturing images of fuel spray development and combustion process in the pre-combustion chamber. The second part are dealing with (i) a development of analytical method for Heat Release Rate calculation from in-cylinder pressure data,(ii) analysis the images of fuel spray development and (iii) suggest a relationship analysis between the combustion phenomena and the calculated Heat Release Rate. The third part is demonstrating a test of the developed prototype. The example results of collecting in-cylinder pressure data and capturing images of the fuel spray development and combustion process as well as data analysis are illustrated.

The preliminary test results show the success of the developed prototype. It can be used as a tool for advanced analysis of CI engine combustion for both qualitative and quantitative researches.

Department……Mechanical Engineeering……… Student's signature…………………………
Field of study……Mechanical Engineeering……… Advisor's signature…………………………
Academic year ……2004……………...............

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนวิทยานิพนธ์ขอกราบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร อาจารย์ที่ปรึกษาเป็นอย่างสูง ที่ให้คำแนะนำ และช่วยเหลือในด้านต่างๆ ในการทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จนสำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

ขอขอบคุณ คุณเทอดศักดิ์ ชัยสุริยะพันธ์ ,คุณสุพิชณ์ ไตรภพภูมิ ,คุณกริชชัย คชพลายุกต์ ,คุณจักรกฤษณ์ ตั้งรัตนโสภณ ,คุณสุวัช คำแฝด ,คุณมนตรี สี่พยัคฆ์ และคุณเยาวลักษณ์ ถมปัทม์ ที่ได้ให้ความช่วยเหลือในด้านการติดตั้งเครื่องยนต์, การทดสอบ, การเก็บข้อมูล และในส่วนปลีกย่อยอื่นๆ ขอขอบพระคุณ คุณถนอม อุดม ที่ได้ให้ความช่วยเหลือและอำนวยความสะดวกในการใช้ห้องปฏิบัติการ ขอบคุณเจ้าหน้าที่ห้องปฏิบัติการที่ให้ความช่วยเหลือและให้คำปรึกษาทางด้านเทคนิคต่างๆ เกี่ยวกับเครื่องยนต์ รวมถึงเพื่อนนิสิตปริญญาโท , รุ่นพี่และรุ่นน้องที่สำเร็จการศึกษาแล้วทุกท่านที่ให้คำปรึกษาและเป็นกำลังใจในระหว่างการทำวิทยานิพนธ์ และขอขอบ-คุณบุคคลท่านอื่นๆ ที่มีส่วนเกี่ยวข้องซึ่งอาจไม่ได้เอ่ยนามมา ณ ที่นี้

ท้ายสุดนี้ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ บิดา มารดา และญาติ ที่ให้การสนับสนุนด้านการศึกษาและเป็นกำลังใจให้ผู้เขียนวิทยานิพนธ์เสมอมาจนสำเร็จการศึกษา

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อวิทยานิพนธ์ภาษาไทย......ง

บทคัดย่อวิทยานิพนธ์ภาษาอังกฤษ......จ

กิตติกรรมประกาศ......ฉ

สารบัญ......ช

สารบัญตาราง......ฎ

สารบัญภาพ......ฐ

สารบัญคำย่อและสัญลักษณ์......ถ

บทที่ 1 บทนำ......1

1.1 ความสำคัญและความเป็นมาของวิทยานิพนธ์......1

1.2 วัตถุประสงค์......2

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์......2

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน......2

1.5 ลำดับขั้นตอนในการเสนอผลการวิจัย......2

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ......3

บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI......4

2.1 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI......4

2.2 แบบจำลองของกระบวนการการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI......6

2.2.1 การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI......7

2.3 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันกระบอกสูบ......12

บทที่ 3 ทฤษฎีเกี่ยวกับ Visualization **และทบทวนวรรณกรรม**......19

3.1 แบบจำลองเชิงปรากฏการณ์สำหรับการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI......19

3.1.1 การศึกษาภาพถ่ายการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI......19

3.1.2 การศึกษาโครงสร้างของดีเซลสเปรย์......21

3.1.3 การวิเคราะห์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลโดยวิธีการถ่ายภาพ......44

หน้า

บทที่ 3 ทฤษฎีเกี่ยวกับ Visualization และทบทวนวรรณกรรม (ต่อ)
3.2 การวัดอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าโดย Two-color Method.......... 65
3.2.1 นิยามของอุณหภูมิเปลวไฟ.......... 65
3.2.2 การคำนวณการแจกแจงอุณหภูมิและความเข้มข้นของเขม่า.......... 65
3.2.3 ปัจจัยสำคัญของการวิเคราะห์โดย Two-color Method.......... 72
3.3 ทบทวนวรรณกรรม.......... 72
3.3.1 งานวิจัยศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ในประเทศไทย.. 74

บทที่ 4 อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย.......... 82
4.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการวิจัย.......... 82
4.1.1 เครื่องยนต์ทดสอบ.......... 82
4.1.2 ไดนาโมมิเตอร์.......... 84
4.1.3 ระบบการถ่ายภาพโดยใช้ endoscope.......... 86
4.1.4 ระบบหมุนเวียนน้ำหล่อเย็น.......... 90
4.1.5 PC และ Visioscope software.......... 92
4.1.6 แผนผังโดยรวมของอุปกรณ์ในห้องทดสอบ.......... 93
4.1.7 ระบบเก็บข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้.......... 95
4.2 การวัดอัตราการไหลของเชื้อเพลิง.......... 98
4.3 การวัดอัตราการไหลของอากาศ.......... 99
4.4 การแสดงสภาวะการทำงาน(อุณหภูมิและความดัน)ที่ส่วนต่างๆของเครื่องยนต์... 102
4.4.1 การวัดความดันตกคร่อม Orifice Plate และความดันไอเสีย.......... 102
4.4.2 การวัดอุณหภูมิไอเสีย อุณหภูมิเชื้อเพลิง และอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น... 102
4.4.3 การวัดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น.......... 102
4.4.4 การวัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ.......... 102
4.5 วิธีดำเนินการวิจัย.......... 104
4.5.1 การดัดแปลงเครื่องยนต์สำหรับการทำวิจัย.......... 104
4.5.2 การพัฒนาแนวทางการวิเคราะห์ผล.......... 104
4.5.3 การทดสอบเบื้องต้นและวิเคราะห์ผล.......... 104

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

หน้า

บทที่ 5 การดัดแปลงเครื่องยนต์

5.1 การดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อเก็บข้อมูลความดันกระบอกสูบ....105

5.1.1 อุปกรณ์ที่ต้องติดตั้งกับเครื่องยนต์.... 105

5.1.2 การดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อติดตั้งอุปกรณ์.... 105

5.2 การดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อทำ visualization 108

5.2.1 อุปกรณ์ที่ต้องติดตั้งกับเครื่องยนต์.... 108

5.2.2 การดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อติดตั้งอุปกรณ์.... 110

บทที่ 6 การพัฒนาแนวทางการวิเคราะห์ผล

6.1 การวิเคราะห์ความดันกระบอกสูบเพื่อประเมินประสิทธิภาพของเครื่องยนต์....121

6.1.1 การวิเคราะห์งานบ่งชี้สุทธิต่อวัฏจักร.... 121

6.1.2 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพบ่งชี้....122

6.1.3 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพเชิงกล....123

6.1.4 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก.... 124

6.2 การวิเคราะห์ความดันกระบอกสูบเพื่อหาอัตราการปล่อยความร้อน.... 124

6.2.1 ทฤษฎีพื้นฐานของการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อน.... 124

6.2.2 การวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อน.... 128

6.3 แนวทางการวิเคราะห์ภาพถ่ายของสเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้....128

6.3.1 แนวทางการวิเคราะห์ภาพถ่ายของสเปรย์เชื้อเพลิง....129

6.3.2 แนวทางการวิเคราะห์ภาพถ่ายของการเผาไหม้.... 130

6.4 การวิเคราะห์ความเชื่อมโยงระหว่างภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้
และอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้.... 132

บทที่ 7 ผลการทดสอบเบื้องต้นจากการใช้อุปกรณ์ต้นแบบ

7.1 ผลการทดสอบเบื้องต้น.... 133

7.1.1 ผลทดสอบจากการวัดความดันกระบอกสูบ.... 133

7.1.2 ผลทดสอบจากการบันทึกภาพของสเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้......135

7.2 การวิเคราะห์ผลอัตราการปล่อยความร้อน.... 138

หน้า

บทที่ 7 ผลการทดสอบเบื้องต้นจากการใช้อุปกรณ์ต้นแบบ (ต่อ)
7.3 การวิเคราะห์สเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้ 139
7.3.1 ปรากฏการณ์การเกิดสเปรย์เชื้อเพลิง 139
7.3.2 Spray angle และ spray penetration 140
7.3.3 ปรากฏการณ์การเผาไหม้และการแจกแจงความน่าจะเป็น 144
7.3.4 การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่า 151

บทที่ 8 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ 157
8.1 สรุปผลการวิจัย 157
8.2 ข้อเสนอแนะ 158
รายการอ้างอิง 159
บรรณานุกรม 165
ภาคผนวก 166
ภาคผนวก ก โปรแกรมที่ใช้คำนวณอัตราการปล่อยความร้อน 167
ภาคผนวก ข การสอบเทียบโปรแกรมที่ใช้ในการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อน 170
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์ 180

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญตาราง

รายการ หน้า

4-1 แสดงการแปลความหมายรูปถ่ายสีจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI 20
4-1 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ.. 83
4-2 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ light unit 87
4-3 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ crank angle encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B................... 88
4-4 แสดงรายละเอียดของเครื่องอัดอากาศ.. 89
4-5 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ PC... 92
4-6 แสดงความสามารถของ data acquisition system.. 95
4-7 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ pressure transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P...................... 96
4-8 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ Charge amplifier ยี่ห้อ KISTLER รุ่น 5011b11..................97
5-1 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ endoscope.. 108
7-1 แสดงลักษณะของสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลและการเผาไหม้ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ
จากผลการทดสอบเครื่องยนต์ฟอร์ด.. 135
7-2 แสดงภาพปรากฏการณ์ของการเกิดสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ
ของเครื่องยนต์คูโบต้า.. 136
7-3 แสดงภาพปรากฏการณ์ของการเผาไหม้ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ของเครื่องยนต์คูโบต้า..........137
7-4 แสดงการเปรียบเทียบภาพเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็น
ของเครื่องยนต์ฟอร์ด.. 146
7-5 แสดงภาพการแจกแจงความน่าจะเป็นของการเกิดเปลวไฟที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ
ของเครื่องยนต์คูโบต้า.. 150
7-6 แสดงการเปรียบเทียบภาพที่มีเปลวไฟมากที่สุดกับภาพที่มีเปลวไฟน้อยที่สุด
เพื่อบ่งชี้ถึงความเบี่ยงเบนของเปลวไฟที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆของเครื่องยนต์คูโบต้า............ 151
7-7 แสดงการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าของเครื่องยนต์ฟอร์ด............. 153
7-8 แสดงการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ
และความเข้มข้นเขม่า เพื่อบ่งชี้สภาวะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ฟอร์ด.......................154
7-9 แสดงการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ
ของเครื่องยนต์คูโบต้า.. 155

รายการ หน้า

7-10 แสดงภาพการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ
และความเข้มข้นเขม่า เพื่อบ่งชี้สภาวะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์คูโบต้า......................156
ข-1 แสดงข้อมูลค่าอัตราการปล่อยความร้อนที่ได้จากการคำนวณทั้ง 2 แบบ
ในช่วง -11.5 CA°- 0 CA°.. 174
ข-2 แสดงข้อมูลค่าอัตราการปล่อยความร้อนที่ได้จากการคำนวณทั้ง 2 แบบ
ในช่วง 0.5 CA°- 30.0 CA°.. 175
ข-3 แสดงข้อมูลค่าอัตราการปล่อยความร้อนที่ได้จากการคำนวณทั้ง 2 แบบ
ในช่วง 30.5 CA° - 56 CA°.. 178

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญภาพ

รายการ หน้า

2-1 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง.. 5
2-2 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมชนิด swirl chamber.............6
2-3 แสดงผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรงโดยทั่วไป......................... 7
2-4 แสดงข้อมูลของความดันกระบอกสูบ (p) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (injector needle lift, l_N) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง (p_l) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI..8
2-5 แสดงค่าความดันกระบอกสูบ (p), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง ($\dot{m}_{fi}$) และอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ ($\dot{Q}_n$) จากเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรง ความเร็วรอบ 1000 rev/min, Brake mean effective pressure 620 kPa........................... 9
2-6 แสดงผังอัตราการปล่อยความร้อนที่สร้างขึ้นจากผังอัตราการฉีดเชื้อเพลิง(Injection rate diagram) ของระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู (a), เครื่องยนต์ DI แบบ M (b) และเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber (c)...........................11
2-7 แสดงขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้ สำหรับวิเคราะห์การปล่อยความร้อน........12
2-8 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI...........................14
2-9 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI...15
2-10 แสดงผังความดัน-ปริมาตร ของเครื่องยนต์ IDI ที่มีห้องเผาไหม้แบบ Ricardo Mark V, ความเร็วรอบ 1600 rev/min, Indicated mean effective pressure 5.78 bar.................16
2-11 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนจากผลการทดสอบเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ที่ภาระคงที่ โดยมีทั้งแบบพลังงานต่อหน่วยเวลา (a) และแบบพลังงานต่อหน่วยมุมข้อเหวี่ยง (b)........17
2-12 แสดงค่าอัตราการปล่อยความร้อนรวมที่คำนวณได้จากผลการทดสอบเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ที่ภาระเต็มที่ โดยเลข 1 และ 2 หมายถึง ห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักตามลำดับ โดยรูปครึ่งบนเป็นผลรวมการปล่อยความร้อน ส่วนรูปครึ่งล่างเป็นอัตราการปล่อยความร้อน..17
3-1 แสดงภาพถ่ายจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม......................20
3-2 แผนผังสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลที่ได้นิยามตัวแปรหลักๆ...22

รายการ หน้า

3-3 ภาพร่างขอบเขตไอรอบนอกของสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลจากภาพถ่ายเงาความเร็วสูง 12 รูป ของเครื่องอัดความเร็วสูง ซึ่งแสดงถึงการกระทำต่อกันของสเปรย์ที่กำลังระเหยกับผนังทรงกระบอกของห้องเผาไหม้ความดันในการฉีด 60 MPa เวลาระหว่างรูป 0.14 ms.....23

3-4 แผนผังของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดในแนวรัศมีออกจากแกนห้องเผาไหม้เข้าสู่อากาศหมุน ระบุรูปร่างของการกระจายอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิง/อากาศ (ϕ) ภายใน jet......................23

3-5 ภาพถ่ายแสดงปรากฏการณ์เริ่มต้นและสภาวะคงตัว (ขวาล่าง)ของสเปรย์เหลวความดันสูง เวลาระหว่างรูป 2.1 μs ของเหลว:น้ำแก๊ส:ไนโตรเจนที่ 1380 kPa Δp คร่อมหัวฉีด 11 MPa เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 0.34 mm...24

3-6 แสดงผลของความเร็วการฉีดที่มีต่อ break-up length.. 26

3-7 แสดงโครงสร้างภายในของสเปรย์แบบ Incomplete และ complete................................ 26

3-8 แสดงผลของขนาดรูหัวฉีดที่มีต่อ break-up length...27

3-9 แสดงผลของ length/diameter ของรูหัวฉีดที่มีต่อ break-up length................................ 27

3-10 แสดงผลของความดันการฉีดที่มีต่อ spray angle..28

3-11 แสดงผลของความเร็วการฉีดที่มีต่อ spray angle และ break-up length........................28

3-12 (a) ขอบเขตภายนอกที่วัดได้ของสเปรย์ที่ถูกฉีดเข้าไปในอากาศหมุน
(b) tip penetration ของสเปรย์เป็นฟังก์ชันของเวลาสำหรับอัตราของอากาศหมุนต่างๆ เส้นทึบแสดงสมการ (3-2)...29

3-13 แสดง spray tip penetration ที่ความดันการฉีดต่างกัน.. 30

3-14 แสดงผลของ valve opening pressure ที่มีต่อ spray tip penetration........................... 31

3-15 แสดงผลของขนาดรูหัวฉีดที่มีต่อ spray tip penetration... 31

3-16 การเปรียบเทียบฟิล์ม 3 ชนิดระหว่างการระเหยของสเปรย์ (หัวฉีดรูเดียว)........................ 33

3-17 ภาพถ่ายแสดงการพัฒนาของสเปรย์ที่ความดันแวดล้อม P_a=1.53 MPa.........................34

3-18 การพัฒนาของ tip penetration ของสเปรย์ตามเวลา... 34

3.19 แสดงผลของ length/diameter ของรูหัวฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter..................... 35

3.20 แสดงผลของความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter.. 36

3.21 แสดงผลของความหนืดและความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter...................36

รายการ หน้า

3.22 แสดงภาพถ่ายแบบ shadowgraph และแบบ back-illuminated ของสเปรย์ที่กำลังระเหย ซึ่งถูกฉีดเข้าสู่แก๊สไนโตรเจนที่ความดัน 3.4 MPa อุณหภูมิ 670 K ใน rapid compression machine โดยรูปบนแสดงทั้งส่วนที่เป็นของเหลวและส่วนที่เป็นไอ ส่วนรูปล่างแสดงเฉพาะส่วนที่เป็นของเหลว.......... 37
3-23 แสดงภาพถ่ายของสเปรย์เชื้อเพลิง ซึ่งถูกฉีดเข้าสู่อากาศไหลวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบโปร่งแสงของเครื่องยนต์ IDI โดยภาพด้านซ้ายเป็นภาพที่ถ่ายด้วยความไวสูงแสดงขอบเขตของบริเวณที่เป็นไอของสเปรย์ภาพด้านขวาเป็นภาพที่ถ่ายด้วยความไวต่ำแสดงถึงบริเวณที่เป็นแกนของเหลว (สีเข้ม) ในความสัมพันธ์กับบริเวณที่เป็นไอ (สีจาง).... 38
3-24 Penetration ของสเปรย์ก่อนการจุดระเบิด.......... 40
3-25 รูปภาพโดยละเอียดของสเปรย์เริ่มต้น.......... 40
3-26 แสดงแบบจำลองกระบวนการการเผาไหม้ในสเปรย์ดีเซลแบบเรียงตามลำดับ ซึ่งประกอบด้วยการเผาไหม้ในช่วง auto-ignition และ premixed combustion..........42
3-27 แสดงแบบจำลองการเผาไหม้ของสเปรย์ดีเซลในช่วง quasi-steady..........42
3-28 แสดงภาพถ่ายโดยตรงของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI แบบ DIที่ความเร็วรอบ 750 rev/min injection timing 10°BTDC โดยปล่อยความร้อนทั้งหมด 2.28 kJ.......... 44
3-29 penetration ของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวสำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1)..........46
3-30 Flame lift-off สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1)..........47
3-31 Flame length สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1).......... 47
3-32 ค่าสีสัมพัทธ์กับอุณหภูมิที่ค่า k_{ks} ต่างๆ..........49
3-33 Processing points distribution..........50
3-34 การเปรียบเทียบกระบวนการเผาไหม้โดย Long Zhang และคณะ.......... 51
3-35 การเปรียบเทียบเวกเตอร์ความเร็วเปลวไฟโดย Long Zhang และคณะ.......... 52
3-36 การเปรียบเทียบอุณหภูมิเปลวไฟโดย Long Zhang และคณะ..........53
3-37 ชุดของภาพถ่ายขณะใดขณะหนึ่งของสเปรย์ที่ไม่ระเหย, สเปรย์ที่ระเหย, เปลวไฟ S และเปลวไฟ L.......... 55
3-38 ภาพถ่ายความเร็วสูงโดยตรงของเปลวไฟ S..........56
3-39 อัตราการปลดปล่อยความร้อนสำหรับเปลวไฟ S และเปลวไฟ L.......... 56
3-40 ภาพวาดแสดงแนวคิดของการก่อตัวของเขม่าในเปลวไฟดีเซล.......... 57

รายการ หน้า

3-41 ภาพถ่ายความเร็วสูงโดยตรงของเปลวไฟ..58
3-42 ที่มาของระยะยกเข็มหัวฉีด, ความดันในกระบอกสูบ, อัตราการปลดปล่อยความร้อน
และintegrated heat release...59
3-43 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor
ในห้องเผาไหม้ swirl..61
3-44 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor
ในห้องเผาไหม้หลัก (Injection timing : 4°CA BTDC – 8°CA ATDC)........................62
3-45 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor
ในห้องเผาไหม้หลัก (Injection timing : 12°CA BTDC – TDC)..................................63
3-46 ที่มาของการกระจายของพื้นที่ทุก 100 K ในอุณหภูมิเปลวไฟและ
พื้นที่ทุก 0.05 ใน KL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl
ช่วงการฉีด : 4°CA BTDC – 8°CA BTDC.. 64
3-47 ที่มาของการกระจายของพื้นที่ทุก 100 K ในอุณหภูมิเปลวไฟและพื้นที่ทุก 0.05
ในKL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl
ช่วงการฉีด : 12°CA BTDC – TDC...64
3-48 แสดงแบบจำลองของเปลวไฟและ optical system...65
3-49 แสดงค่า spectral transmissivity ของ secondary filter ซึ่งรวมผล
การพิจารณาจากทั้ง lens, endoscope และ edge filter... 67
3-50 แสดงค่า spectral sensitivity ของ primary color filters ในกล้อง................................. 70
3-51แสดงความสัมพันธ์ของค่าสีสัมพัทธ์กับอุณหภูมิที่ค่า k_{ks} ต่างๆ.. 71
3-52 ความสัมพันธ์ของความเข้มการแผ่รังสีในแถบสีแดงกับอุณหภูมิที่ค่า k_{ks} ต่างๆ................71
3-53 (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...74
3-54 ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์
ที่ 2000 rev/min,30 Nm..75
3-55 ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์
ที่ 2000 rev/min,30 Nm..76

รายการ หน้า

3-56 ภาพของอุณหภูมิเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์ ที่ 2000 rev/min,30 Nm…....76
3-57 ภาพของ Soot distributionในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์ ที่ 2000 rev/min,30 Nm....76
3-58 (a) ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซล.... 77
3-58 (b) ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล....78
3-59 ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล (a) รอบเดินเบา (b) 2000 rev/min,30 Nm (c) 2000 rev/min,50 Nm....79
3-60 ภาพของอุณหภูมิเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล.... 80
3-61 ภาพของ Soot distributionในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล.... 81
4-1 แสดงเครื่องยนต์ทดสอบ....82
4-2 แสดงไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ.... 84
4-3 เครื่องควบคุมไดนาโมมิเตอร์.... 85
4-4 หน้าจอการทำงาน (Operating Panel) ของ BME.... 85
4-5 CCD camera และเลนส์....86
4-6 แสดง Light Unit.... 87
4-7 แสดง crank angle encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B.... 88
4-8 เครื่องอัดอากาศ.... 89
4-9 แสดงระบบกรองอากาศที่ใช้หล่อเย็น endoscope....90
4-10 แสดงปั๊มน้ำหล่อเย็น.... 91
4-11 แสดงถังพักน้ำหล่อเย็น.... 91
4-12 แสดง AVL VisioScope Software.... 92
4-13 แสดงแผนผังการจัดวางอุปกรณ์ในห้องทดสอบ.... 93
4-14 แผนผังการต่อระบบการถ่ายภาพ....94
4-15 แสดงภาพของเครื่อง Cussons P4500 (Autoscan).... 95
4-16 Shaft Encoder ยี่ห้อ Cussons รุ่น P4503.... 95

รายการ หน้า

4-17 แสดงภาพของ Charge Amplifier ยี่ห้อ KISTLER รุ่น 5011b11....................................97
4-18 แสดงภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศโดยวิธี Air box method โดยภาพด้านซ้ายแสดง
การไหลของอากาศผ่านแผ่น orifice plate ส่วนภาพด้านขวาแสดง Air box ที่ได้ติดตั้งแผ่น
orifice plate และ manometer ดังที่ใช้ในงานวิจัยนี้..99
4-19 แสดงภาพบารอมิเตอร์(ซ้าย) และเทอร์โมมิเตอร์(ขวา)...103
5-1 แสดง pressure transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P..106
5-2 แสดงมิติของรูและเกลียวในสำหรับติดตั้ง pressure transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P... 106
5-3 แสดง installation sleeve สำหรับ main chamber pressure transducer...................... 107
5-4 แสดงฝาสูบที่ได้รับการดัดแปลงเพื่อติดตั้ง pressure transducer ที่ prechamber และ
main chamber เรียบร้อยแล้ว...107
5-5 แสดง endoscope แบบมุมมอง 30°..108
5-6 แสดง light guide พร้อม lighting head ทั้ง 3 มุมมอง.. 109
5-7 แสดง combustion chamber window ที่ใช้กับ endoscope ที่มีมุมมอง 30°..................109
5-8 แสดง installation sleeve ที่ใช้กับชุดอุปกรณ์ endoscope..110
5-9 ตัวอย่างการติดตั้ง endoscope กับห้องเผาไหม้... 111
5-10 แสดงฝาสูบของเครื่องยนต์วิจัยขณะที่ติดตั้งอยู่บนแท่นทดสอบ....................................112
5-11 แสดง field of view ของ endoscope และ light guide เมื่อมองในแนวที่คาดว่า
........จะเห็นจากEndoscope.. 113
5-12 แสดง field of view ของ endoscope และ light guide เมื่อมองแนว top view
........จากระนาบฝาสูบขึ้นไปด้านบน...114
5-13 แสดง field of view ของ endoscope และ light guide เมื่อมองในแนว front view
........จากด้านตรงข้ามหัวฉีด.. 114
5-14(ก) แสดงตัวอย่างของรูบนฝาสูบที่ต้องเจาะเตรียมไว้สำหรับใส่ installation sleeve.........116
5-14(ข) แสดงตำแหน่งของการเจาะรู installation sleeve.. 116
5-15 แสดงภาพของฝาสูบที่ถูกตัดตามแกนของ endoscope และ light guide.......................117
5-16 แสดงภาพของฝาสูบที่ถูกตัดตามแกนของ endoscope ในมุมที่มองเห็น prechamber
และ Throat.. 117
5-17 แสดงการติดตั้ง installation sleeve... 118

รายการ หน้า

5-18 แสดงฝาสูบที่ติดตั้ง installation sleeve เสร็จแล้ว......119
5-19 แสดงภาพของสเปรย์ที่บันทึกได้ขณะหมุนเครื่องยนต์...... 120
6-1 แสดง P-V diagram ของเครื่องยนต์ 4 จังหวะทั่วไป...... 121
6-2 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI...... 126
6-3 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI...... 127
6-4 แสดงโครงสร้างการบันทึกภาพ......129
6-5 นิยามของระยะพุ่งที่วัดในการทดสอบนี้......130
7-1 แสดง P-V diagram ของเครื่องยนต์ทดสอบที่วัดได้ โดยเส้นประแทนความดันใน prechamber ส่วนเส้นทึบแทนความดันที่ main chamber...... 133
7-2 แสดง P-θ diagram โดยเส้นประแทนความดันใน prechamber ส่วนเส้นทึบแทนความดันใน main chamber...... 134
7-3 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์คูโบต้า ที่วิเคราะห์ได้จากข้อมูลความดันกระบอกสูบ ที่ความเร็วรอบ 1200 rev/min แรงบิด 10 Nm......138
7-4 แสดงการปล่อยความร้อนรวมของเครื่องยนต์คูโบต้า ที่ความเร็วรอบ 1200 rev/min แรงบิด 10 Nm...... 138
7-5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง spray angle และมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ฟอร์ด......140
7-6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง spray penetration และมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ฟอร์ด.....141
7-7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง spray angle และมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์คูโบต้า...... 142
7-8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง spray penetration และมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์คูโบต้า... 143
7-9 สเกลบอกเปอร์เซ็นต์ของโอกาสเกิดเปลวไฟในภาพการแจกแจงความน่าจะเป็น...... 144
7-10 การแบ่งพื้นที่เป็น 8 ส่วนเพื่อพิจารณาแนวโน้มของทิศทางการเคลื่อนที่ของเปลวไฟ......145
7-11 กราฟเปอร์เซ็นต์การแจกแจงความน่าจะเป็นของเครื่องยนต์ฟอร์ด......147
7-12 ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟของเครื่องยนต์ฟอร์ด...... 148
7-13 สเกลอุณหภูมิของภาพการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ......152
7-14 สเกลความหนาแน่นสัมพัทธ์ของเขม่าของภาพการกระจายความเข้มข้นเขม่า...... 152
ข-1 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิของเครื่องยนต์ฟอร์ด ทำงานที่ความเร็วรอบ 2250 rev/min แรงบิด 160 Nm ซึ่งเป็นภาระสูงสุด...... 171

รายการ หน้า

ข-2 แสดงการปล่อยความร้อนรวมของเครื่องยนต์ฟอร์ด
ทำงานที่ความเร็วรอบ 2250 rev/min แรงบิด 160 Nm ซึ่งเป็นภาระสูงสุด........................ 172

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญคำย่อและสัญลักษณ์

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
$a(\lambda)$	สัมประสิทธิ์การดูดซับเชิงสเปกตรัม	m^{-1}
ATDC	หลังจุดศูนย์ตายบน	
(A/F)	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงจริง	
$(A/F)_{stoi}$	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สมบูรณ์	kg air / kg fuel
bsfc	Brake specific fuel consumption	g/kW-Hr
BBCD	ก่อนจุดศูนย์ตายล่าง	
BME	Bremsen-Monitoring-Einheit	
BMEP	Brake Mean Effective Pressure	Pa
BTDC	ก่อนจุดศูนย์ตายบน	
CCD	Charge Coupled Device	
PAHs	Poly Aromatic Hydrocarbons	
c_1	ค่าคงที่ตัวที่ 1 ของ Planck	Wm^2
c_2	ค่าคงที่ตัวที่ 2 ของ Planck	K.m
D	เส้นผ่านศูนย์กลาง	mm
d_n	Fuel-injection-nozzle orifice diameter	mm
EGR	Exhaust Gas Recirculation	
EOC	จุดสิ้นสุดการเผาไหม้	^oCA
EOI	จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง	^oCA
% FSO	percent of full scale output	
$I_{e,\lambda}$	รังสีสเปกตรัม	W/m
$I_{e,\lambda,0}$	เป็นรังสีสเปกตรัมที่จุดเริ่มต้น	W/m
k	ตัวแปรที่ขึ้นกับความเข้มข้นเขม่า	
KL factor	ผลคูณของค่า absorption coefficient กับ geometric thickness ของ flame ตาม optical axis	
k_{ks}	KL factor	
k_{opt}	optical correction factor	
$L_{e,\,meas}$	ค่าการแผ่รังสีที่วัดได้ทั้งหมด	W/m^2

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
$L_{e,\lambda}$	รังสีสเปกตรัมของตัวทำความร้อนใดๆ	W/m^3
$L_{e,\lambda,Black}$	รังสีของวัตถุดำ	W/m^3
L_n	Fuel-injection-nozzle orifice length	mm
LED	Light Emitting Diode	
m	มวล	kg
N	ความเร็วรอบของเครื่องยนต์	rev/min
P_a	ความดันที่ได้จากการทดสอบซึ่งอัดอากาศโดยไม่มีการฉีด	Pa
P_{amb}	ความดันแวดล้อม	Pa
P_f	ความดันที่ได้จากการทดสอบการเผาไหม้ปกติ	Pa
P_i	ความดันในการฉีด	Pa
PC	Personal Computer	
rg_{th}	ความเข้มของแถบสีแดงและเขียว	W/m^2
R_s	อัตราส่วนอากาศหมุน (swirl ratio)	
R_{th}	ความเข้มของแถบสีแดง	W/m^2
S	ระยะพุ่งของสเปรย์ที่ไม่สัมพันธ์กับอากาศหมุน	m
SOC	จุดเริ่มต้นการเผาไหม้	^oCA
SOI	จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง	^oCA
S_s	ระยะพุ่งของสเปรย์ที่สัมพันธ์กับอากาศหมุน	m
t	เวลา	s
T	อุณหภูมิสัมบูรณ์	K
TDC	จุดศูนย์ตายบน	
T_g	อุณหภูมิก๊าซ	K
V	ปริมาตร	m^3
v_j	ความเร็วลำเชื้อเพลิงเริ่มต้น	m/s
α	Absorptivity	
^oCA	มุมข้อเหวี่ยง	
ΔP	ความดันที่ตกคร่อมหัวฉีด	Pa
ε	Emissivity	

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
θ	Spray angle	deg
λ	ความยาวคลื่น	nm
ρ	Reflectance	
ρ_g	ความหนาแน่นก๊าซ	kg/m^3
ρ_l	ความหนาแน่นของเหลว	kg/m^3
τ	Transmissivity	
τ_i	illumination delay	ms
τ_p	pressure recovery delay	ms
$\tau_s(\lambda)$	ค่า Transmissivity ที่ทราบค่า	
ϕ	อัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิง/อากาศ	
U	พลังงานภายใน	kJ
H	enthalpy	kJ
γ	อัตราส่วนค่าความจุความร้อนจำเพาะ	
c_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่	kJ/kg-K
c_v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่	kJ/kg-K
$\frac{dQ}{dt}$	อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ	kJ/s
$\frac{dm}{dt}$	อัตราการไหลของมวล	kg/s
Q	ค่าการปล่อยความร้อนสุทธิรวม	kJ
W_i	งานบ่งชี้สุทธิต่อวัฏจักร	kJ
W_{ig}	งานบ่งชี้รวมต่อวัฏจักร	kJ
W_p	งานที่ใช้ในการปั๊มต่อวัฏจักร	kJ
η_i	ประสิทธิภาพบ่งชี้	
η_{it}	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนบ่งชี้	
η_c	ประสิทธิภาพเชิงวัฏจักร	
η_m	ประสิทธิภาพเชิงกล	
P_b	กำลังเบรกสุทธิ	kW

คำย่อ คำอธิบาย หน่วย

T_b	แรงบิดเบรกสุทธิ	Nm
η_{bt}	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก	

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและความเป็นมาของวิทยานิพนธ์

ในปัจจุบันนี้เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compression Ignition or CI) เป็นต้นกำลังประเภทหนึ่งที่ถูกใช้งานมากที่สุดในโลก เนื่องจากมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงและสามารถใช้เชื้อเพลิงได้หลายชนิด การทำวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์ CI ในปัจจุบัน นอกจากจะต้องทำการพัฒนาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ CI แล้ว การลดมลพิษของเครื่องยนต์ CI เป็นเรื่องที่สำคัญเช่นเดียวกัน เนื่องจากมีข้อบังคับเรื่องการควบคุมมลพิษที่เข้มงวดมากขึ้น ปัจจัยสำคัญที่มีผลต่อกลไกการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI คือ กระบวนการผสมกันระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง ซึ่งขึ้นอยู่กับลักษณะของ spray เชื้อเพลิงและการไหลของอากาศในห้องเผาไหม้ ดังนั้นจึงสามารถกล่าวได้ว่า กระบวนการผสมกันระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงจะเป็นปัจจัยสำคัญที่จะทำให้เครื่องยนต์ CI มีการเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพสูงและมีมลพิษต่ำ ดังนั้นจึงต้องทำการพัฒนาลักษณะของ spray เชื้อเพลิงและการไหลของอากาศในห้องเผาไหม้ไปพร้อมกัน

การศึกษาการเผาไหม้แบบอัดตัวของ spray ในเครื่องยนต์ CI จะทำให้ได้ข้อมูลเบื้องต้นสำหรับใช้ในการวิจัยขั้นสูงของเครื่องยนต์ CI และระบบจ่ายเชื้อเพลิง ซึ่งเป็นข้อมูลที่สำคัญสำหรับการพัฒนาประสิทธิภาพการเผาไหม้และลดมลพิษของเครื่องยนต์ CI และใช้เป็นฐานข้อมูลสำหรับการพิจารณานำเชื้อเพลิงเหลวประเภทต่างๆ มาปรับใช้กับเครื่องยนต์ CI อย่างมีประสิทธิภาพ

ในงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาการเผาไหม้แบบอัดตัวของ spray ทั้งเชิงคุณภาพและเชิงปริมาณ โดยวิธีการบันทึกภาพ spray และการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า (prechamber) ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect injection or IDI) ด้วยกล้องถ่ายภาพความเร็วสูง และวัดความดันทั้งใน prechamber และ main chamber โดยใช้อุปกรณ์ indicating system โดยในขั้นแรกจะทำการพัฒนาอุปกรณ์ต้นแบบสำหรับสังเกตการณ์ ลักษณะการเกิด spray จากหัวฉีดและการเผาไหม้ แล้วทำการพัฒนาวิธีการวิเคราะห์ผล หลังจากนั้นจึงทำการทดลอง บันทึกผล และวิเคราะห์ผลที่ได้จากอุปกรณ์ต้นแบบ ซึ่งจากงานวิจัยนี้คาดหวังว่า จะได้อุปกรณ์ต้นแบบ spray combustion observation system และวิธีการวิเคราะห์ผลที่ได้จากอุปกรณ์ต้นแบบ ซึ่งสามารถนำไปใช้ในงานวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์ CI ขั้นสูงต่อไปได้

1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 พัฒนาอุปกรณ์ spray combustion observation system ต้นแบบ สำหรับศึกษาพฤติกรรมของ spray และการเผาไหม้ของ spray จากการดัดแปลงเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ด้วยวิธี visualization

1.2.2 พัฒนาแนวทางการศึกษาเปรียบเทียบคุณลักษณะของ spray และการเผาไหม้ของ spray ด้วยวิธีการ visualization โดยอุปกรณ์ในข้อ 1.2.1

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1.3.1 ดัดแปลงเครื่องยนต์ CI ชนิด IDI ให้เป็นอุปกรณ์ spray combustion observation system ต้นแบบ

1.3.2 พัฒนาแนวทางการศึกษาเปรียบเทียบคุณลักษณะของ spray และการเผาไหม้ของ spray จากภาพถ่ายและข้อมูลที่ได้จากอุปกรณ์ในข้อ 1.3.1

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1.4.1 ศึกษาเอกสารที่เกี่ยวข้อง

1.4.2 ดำเนินการออกแบบเพื่อดัดแปลงและสร้างอุปกรณ์ spray combustion observation system ต้นแบบ

1.4.3 พัฒนาแนวทางการวิเคราะห์ผลที่ได้จากอุปกรณ์ต้นแบบ

1.4.4 ทำการทดสอบ ถ่ายภาพและบันทึกข้อมูล คุณลักษณะของ spray และการเผาไหม้ของ spray ด้วยอุปกรณ์ต้นแบบที่พัฒนาขึ้น

1.5 ลำดับขั้นตอนในการเสนอผลการวิจัย

1.5.1 ทฤษฎีการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

1.5.2 ทฤษฎีเกี่ยวกับ Visualization และทบทวนวรรณกรรม

1.5.3 ทฤษฎีการวิเคราะห์อุณหภูมิเปลวไฟและการเกิดเขม่าในการเผาไหม้แบบ Two-Color Method

1.5.4 อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย

1.5.5 การดัดแปลงเครื่องยนต์

1.5.6 การพัฒนาแนวทางการวิเคราะห์ผล

1.5.7 ผลการทดสอบเบื้องต้นจากอุปกรณ์ต้นแบบ

1.5.8 สรุปผลการวิจัย และข้อเสนอแนะ

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.6.1 ได้อุปกรณ์ต้นแบบสำหรับใช้ศึกษาคุณลักษณะของ spray และการเผาไหม้ของ spray ซึ่งสามารถประยุกต์ใช้กับงานวิจัยพัฒนาของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI และระบบจ่ายเชื้อเพลิงได้

1.6.2 ได้วิธีการวิเคราะห์ผลจากการทดลองด้วยอุปกรณ์ต้นแบบ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

ในบทนี้จะกล่าวถึงการศึกษาการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI โดยการศึกษาจากภาพถ่ายการเผาไหม้ในเครื่องยนต์และการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ โดยจะเน้นรายละเอียดในส่วนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมที่มีห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบหมุนวน (Swirl Chamber)

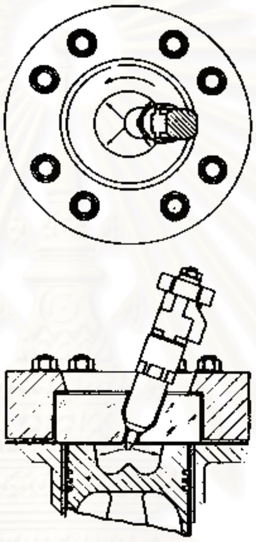
2.1 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สามารถกล่าวได้โดยสรุปดังนี้ คือ เชื้อเพลิงเหลวจะถูกฉีดด้วยความดันสูงโดยระบบฉีดเชื้อเพลิง เข้าสู่ห้องเผาไหม้ในช่วงปลายของจังหวะอัด (Compression Stroke) ณ เวลาก่อนเริ่มการเผาไหม้ที่ได้ออกแบบไว้เล็กน้อย โดยฉีดเชื้อเพลิงเหลวผ่าน orifice ขนาดเล็กที่ปลายหัวฉีดด้วยความเร็วสูง แล้วเชื้อเพลิงเหลวจะแตกตัวเป็นละอองฝอย และเคลื่อนเข้าไปในห้องเผาไหม้ หลังจากนั้นจึงเกิดการระเหยเป็นไอเชื้อเพลิงและผสมกับอากาศในห้องเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงและความดันสูง ซึ่งจากการที่อุณหภูมิและความดันของอากาศมีค่าสูงกว่าสภาวะการจุดระเบิด (Ignition Point) ของเชื้อเพลิง ดังนั้นจึงเกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเอง (Auto-ignition) ในบริเวณที่ส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงมีอัตราส่วนที่เหมาะสม โดยหลังจากผ่านช่วงล่าช้า (Ignition Delay) ประมาณ 2-3 องศามุมข้อเหวี่ยงแล้ว จะเริ่มเกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิง ทำให้ความดันในกระบอกสูบเพิ่มขึ้น รวมทั้งเมื่อเกิดการอัดตัวของส่วนผสมที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้ในเวลาต่อมา จะทำให้เกิดการจุดระเบิดของส่วนผสมที่มีอัตราส่วนเหมาะสมอย่างต่อเนื่อง โดยมี ignition delay สั้นลง จึงทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว เป็นการเพิ่มอัตราการระเหยของเชื้อเพลิงเหลวส่วนที่เหลืออยู่ในห้องเผาไหม้ด้วย ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงยังคงดำเนินต่อไป จนกระทั่งได้ปริมาณเชื้อเพลิงที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ตามที่ได้กำหนดไว้ โดยกระบวนการแตกตัวและระเหยของเชื้อเพลิงเหลว, การผสมกับอากาศ และการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งหมดจะเกิดอย่างต่อเนื่อง นอกจากนี้การผสมระหว่างอากาศที่ยังคงเหลืออยู่ในห้องเผาไหม้กับแก๊สที่กำลังเผาไหม้และแก๊สที่เผาไหม้แล้ว จะเกิดอย่างต่อเนื่องตลอดระยะเวลาการเผาไหม้ในจังหวะขยายตัว (Expansion Stroke)

ดังนั้นการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI จึงมีความซับซ้อนมาก ส่วนรายละเอียดของกระบวนการต่างๆ จะขึ้นกับคุณสมบัติของเชื้อเพลิง, ลักษณะของห้องเผาไหม้, ระบบฉีดเชื้อเพลิง

และสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ โดยกระบวนการการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI ถือว่าเป็นแบบไม่คงตัว, มีส่วนผสมแบบ heterogeneous เป็น 3 มิติ และมีการเผาไหม้แบบ unsteady turbulent diffusion flame ซึ่งระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบ่งเป็น 2 แบบตามลักษณะของห้องเผาไหม้ดังนี้

- **ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง** (Direct Injection or DI Systems) ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบบเปิดห้องเดียว ซึ่งมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยตรง โดยลักษณะของห้องเผาไหม้เป็นดังรูปที่ 2-1

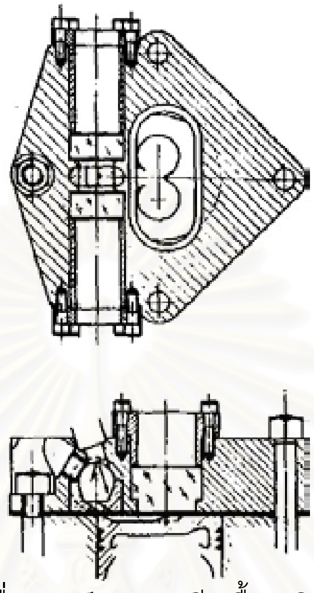


รูปที่ 2-1 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง [1]

- **ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม** (Indirect Injection or IDI Systems) ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบ่งเป็น 2 ห้อง โดยเชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า (Prechamber) ซึ่งมีช่อง (Throat) ต่อกับห้องเผาไหม้หลัก (Main Chamber) โดยลักษณะของห้องเผาไหม้เป็นดังรูปที่ 2-2 ในกรณีที่เป็นเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber

กระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber สามารถกล่าวได้โดยสรุปดังนี้ เริ่มจากในช่วงจังหวะอัด อากาศจะถูกอัดจากห้องเผาไหม้หลักที่อยู่เหนือหัวลูกสูบ ผ่าน throat เข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ดังนั้นที่ช่วงสุดท้ายของจังหวะอัด จะเกิดการหมุนวน (Swirl) ของอากาศอย่างรุนแรง โดยจะมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า หลังจากช่วง ignition delay แล้ว จะเริ่มเกิดการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อความดันที่เพิ่มขึ้นจากการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า สูงกว่าความดันในห้องเผาไหม้หลักแล้ว สารทำงานจะถูกดันกลับเข้าไปในห้องเผาไหม้หลัก ในขณะที่หัวฉีดยังคงฉีดเชื้อเพลิงอย่างต่อเนื่องออกมาผสมกับอากาศใน

ห้องเผาไหม้ล่วงหน้า แล้วออกมาเกิดการผสมกับอากาศต่อไปในห้องเผาไหม้หลัก และเกิดการเผาไหม้อย่างต่อเนื่องจนสิ้นสุดจังหวะขยายตัว



รูปที่ 2-2 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมชนิด swirl chamber [1]

2.2 แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

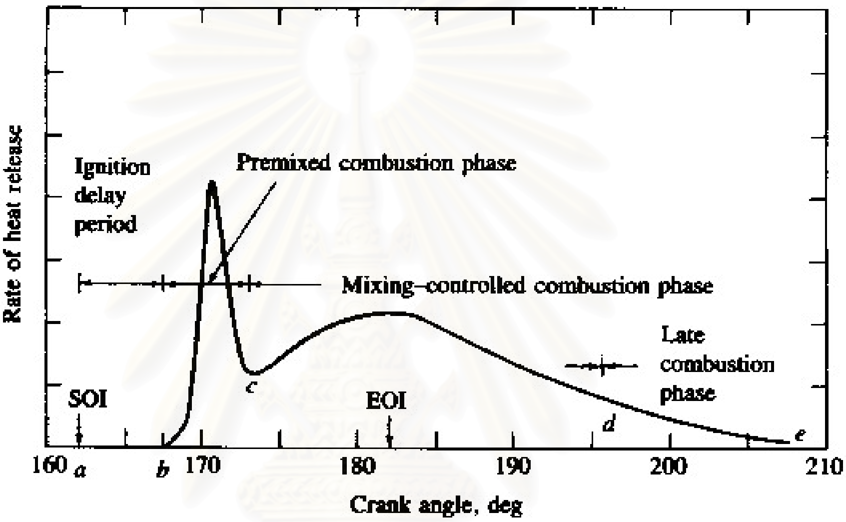
ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สามารถสรุปได้โดยเปรียบเทียบจากผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดโดยตรงทั่วไป ดังรูปที่ 2-3 ดังนี้

Ignition delay (ab) – เป็นช่วงเวลาระหว่างการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้และการเริ่มต้นการเผาไหม้ โดย ignition delay จะสั้นหรือยาวจะขึ้นกับสามสาเหตุหลักคือ องค์ประกอบทางเคมีของเชื้อเพลิง, อุณหภูมิ และความดันในห้องเผาไหม้ โดยที่ความดันการฉีดมีผลน้อยกว่า (เมื่อมีปริมาณการฉีดเท่ากัน) [2]

Premixed phase (bc) – เป็นช่วงที่เกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิงที่มีสัดส่วนอยู่ในช่วง flammability limit ซึ่งเกิดการผสมในระหว่างช่วง ignition delay โดยเกิดการเผาไหม้ขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วง 2 – 3 องศามุมข้อเหวี่ยง เมื่อส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้อยู่พบกับเชื้อเพลิงที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้และเผาไหม้เกือบจะพร้อมกันในช่วงนี้, เป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนในช่วงนี้มีค่าสูง โดยปริมาณการปล่อยความร้อนในช่วงนี้มีผลมากที่สุดจากปัจจัยต่างๆ ดังนี้คือ ชนิดของเชื้อเพลิง, อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ และความดันการฉีด เมื่อพิจารณาทางสถิติจากผลการทดสอบ [3]

Mixing-controlled combustion phase (cd) – เมื่อเชื้อเพลิงและอากาศซึ่งผสมกันไว้ก่อนแล้วในช่วง ignition delay ได้ถูกเผาไหม้หมดไป อัตราการเผาไหม้จะถูกควบคุมโดยอัตราการเกิดสารผสมที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้ (อัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศ)

Late combustion phase (de) – เป็นช่วงที่การปลดปล่อยความร้อนดำเนินต่อไปด้วยอัตราที่ต่ำลงในจังหวะขยายตัว ซึ่งเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลืออยู่เล็กน้อย และเป็นการเผาไหม้ต่อไปของเขม่าและสารที่เกิดจากการเผาไหม้ของส่วนผสมหนา

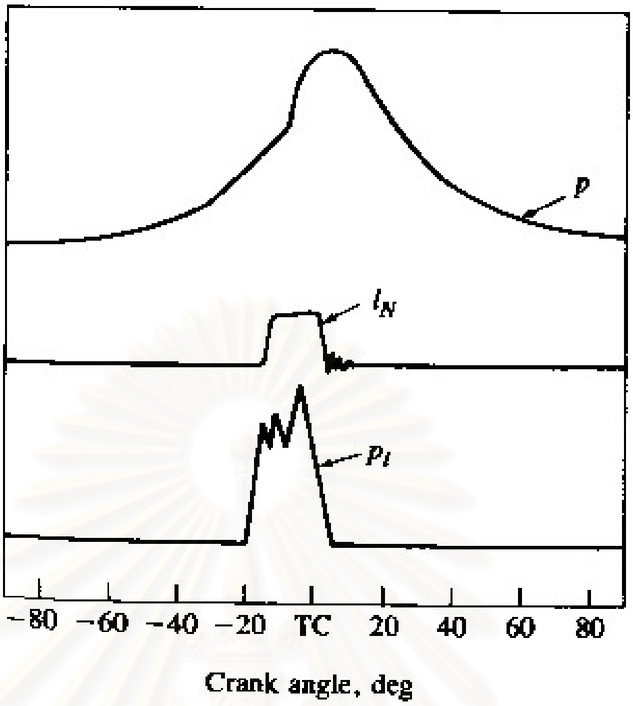


รูปที่ 2-3 แสดงผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรงโดยทั่วไป [1]

2.2.1 การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

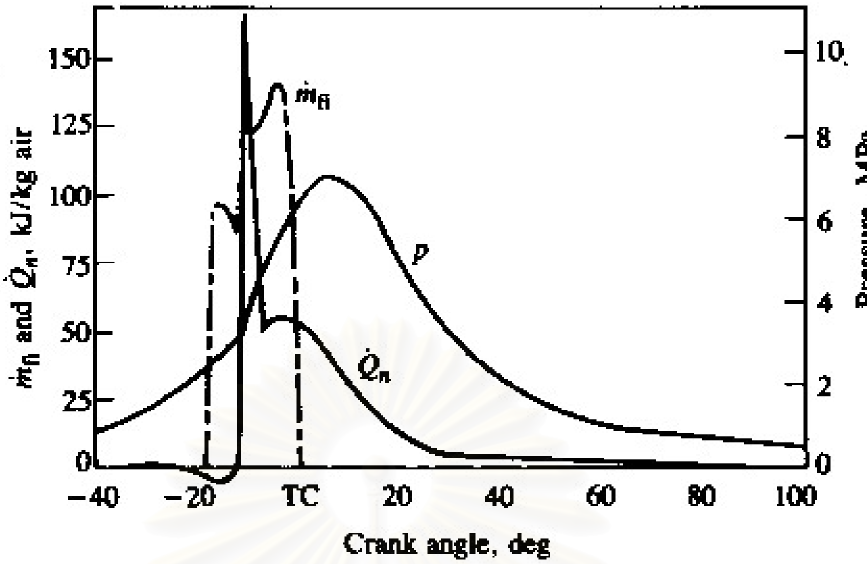
2.2.1.1 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู

รูปที่ 2-4 แสดงข้อมูลเบื้องต้นที่จะใช้วิเคราะห์กระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น ซึ่งจากรูปพบว่ามีช่วงล่าช้าระหว่างการเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิงกับการเริ่มต้นการเผาไหม้ (จุดของการเปลี่ยนความชันของกราฟ p-θ) เท่ากับ 9 องศามุมข้อเหวี่ยง เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้วความดันจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงไม่กี่องศามุมข้อเหวี่ยง หลังจากนั้นจะเพิ่มอย่างช้าๆและมีค่าสูงสุดที่ประมาณ 5° ATDC ในรูปที่ 2-5 แสดงกราฟของอัตราการปล่อยความร้อนกับมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งสอดคล้องกับอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและข้อมูลความดันกระบอกสูบตามกราฟในรูปที่ 2-4 โดยกราฟอัตราการปล่อยความร้อนแสดงให้เห็นว่าไม่มีการปล่อยความร้อนจนกระทั่งปลายของจังหวะอัด ซึ่งเห็นได้ว่ามีการสูญเสียความร้อนเล็กน้อยในระหว่างช่วง ignition delay (เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการทำให้เชื้อเพลิงระเหยและมีอุณหภูมิสูงขึ้น)



รูปที่ 2-4 แสดงข้อมูลของความดันกระบอกสูบ (p) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (injector needle lift, l_N) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง (p_l) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI [1]

ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้นั้นจะเห็นว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นเป็น 3 ระยะที่ต่างกัน คือ ในระยะแรก อัตราการปล่อยความร้อนจะสูงมากและเกิดขึ้นในช่วงไม่กี่องศามุมข้อเหวี่ยง ซึ่งตรงกับช่วงของการเพิ่มความดันกระบอกสูบอย่างรวดเร็ว ระยะที่สองจะเป็นช่วงของอัตราการปล่อยความร้อนที่ค่อยๆลดลง (แต่ในช่วงเริ่มต้นอาจเพิ่มขึ้นไปเป็นค่าสูงสุดค่าที่สองได้ แต่จะต่ำกว่าค่าสูงสุดครั้งแรกมาก) ช่วงการเผาไหม้นี้จะเป็นช่วงการปล่อยความร้อนหลัก ระยะที่สามเป็นช่วงท้ายของการปล่อยความร้อน ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนจะน้อยกว่าช่วงการปล่อยความร้อนหลักและเกิดขึ้นตลอดจังหวะขยายตัว ดังนั้นจากการเปรียบเทียบกับกราฟอัตราการปล่อยความร้อน ในรูปที่ 2-5 สามารถสรุปได้ว่า ระยะแรกการเผาไหม้อยู่ในช่วง premixed phase ระยะที่สองอยู่ในช่วง mixing-controlled combustion phase และระยะที่สามอยู่ในช่วง late combustion phase



รูปที่ 2-5 แสดงค่าความดันกระบอกสูบ (p), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง ($\dot{m}_{fi}$) และอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ ($\dot{Q}_n$) จากเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรง ความเร็วรอบ 1000 rev/min, Brake mean effective pressure 620 kPa [1]

จากการศึกษากราฟของอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการปล่อยความร้อนดังแสดงไว้ในรูปที่ 2-6 ตลอดช่วงของภาระ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง สรุปผลการศึกษาได้ 3 ประการ คือ

- ช่วงการเผาไหม้ทั้งหมดจะยาวกว่าช่วงการฉีดเชื้อเพลิงมาก
- อัตราการเผาไหม้สัมบูรณ์เพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นเมื่อคิดเป็นมุมข้อเหวี่ยง ช่วงการเผาไหม้จะคงตัว
- ขนาดของค่าสูงสุดของอัตราการเผาไหม้จะขึ้นอยู่กับช่วง ignition delay ในการจุดระเบิด ซึ่งจะมีค่าสูงขึ้นเมื่อช่วง ignition delay ยาวขึ้น

2.2.1.2 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber

ในเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber ลักษณะของผังอัตราการปล่อยความร้อนจะต่างจากในเครื่องยนต์ DI โดยจะไม่มีช่วงที่มีลักษณะเป็น initial spike (ช่วง premixed combustion phase) เนื่องจากการที่เครื่องยนต์ IDI มีห้องเผาไหม้ขนาดเล็กกว่า ร่วมกับการที่อากาศเกิดการหมุนวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าอย่างรุนแรงก่อนการฉีดเชื้อเพลิง เป็นผลให้สเปรย์เชื้อเพลิงถูกเหวี่ยงไปปะทะกับผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการที่เครื่องยนต์ IDI มีช่วง ignition delay สั้นกว่า จาก

ผลของอัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูงกว่า จึงเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนต่ำกว่า ในช่วงเริ่มการเผาไหม้

โดย Lyn [4] นำเสนอรูปแบบการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI 3 รูปแบบดังรูป 2-6 คือ

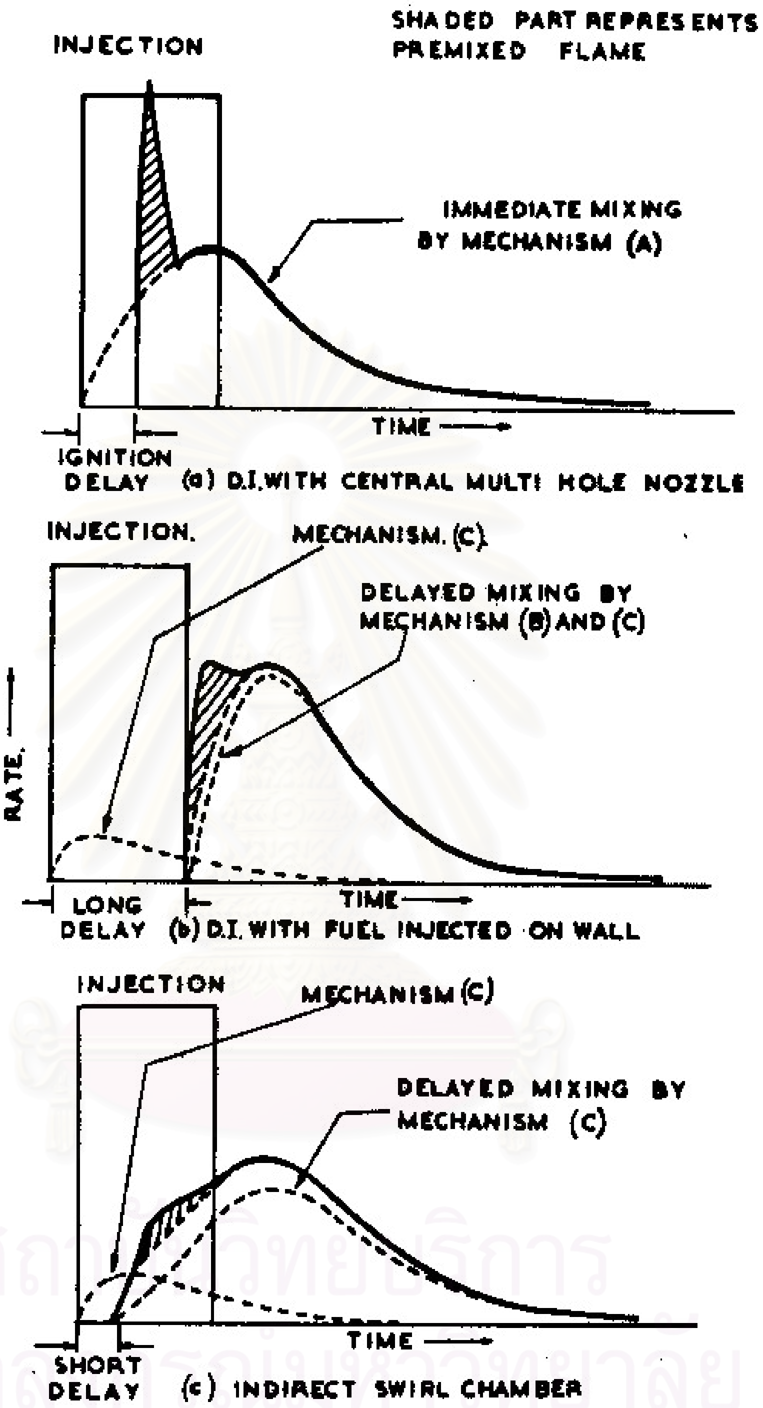
A) การฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ด้วยโมเมนตัมที่มากพอสมควร การผสมจะเกิดทันทีที่เชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้และถูกกระทบโดยการเผาไหม้น้อย

B) เชื้อเพลิงเข้าไปเกาะติดกับผนังห้องเผาไหม้ การผสมในช่วง ignition delay เกิดน้อยเนื่องจากการระเหยของเชื้อเพลิงถูกจำกัด หลังการจุดระเบิด อัตราการระเหยจะมีค่าสูงและถูกควบคุมโดยการเข้าถึงผนังห้องเผาไหม้ของแก๊สที่มีอุณหภูมิสูง และเกิดการผสมในแนวรัศมีจากแรงหนีศูนย์กลางที่ต่างกัน การเผาไหม้จึงเกิดอย่างล่าช้าจากช่วง ignition delay ที่ยาว

C) เชื้อเพลิงถูกกระจายออกไปใกล้กับผนัง การผสมเกิดขึ้นในช่วง ignition delay ด้วยอัตราที่ต่ำกว่ารูปแบบ A หลังจากการจุดระเบิด การผสมถูกเร่งขึ้นโดยกลไกเช่นเดียวกับรูปแบบ B

โดยเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรูจะมีรูปแบบตามรูปแบบ A ส่วนเครื่องยนต์ DI แบบ M ซึ่งเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าในแนวสัมผัสกับผนังห้องเผาไหม้จะมีรูปแบบตามรูปแบบ B และ C โดยการผสมที่ล่าช้าป้องกันไม่ให้อัตราการปล่อยความร้อนเริ่มต้นสูงเกินไป ขณะที่เครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber จะมี ignition delay สั้น โดยมีรูปแบบการผสม C ในช่วง ignition delay ทำให้อัตราการปล่อยความร้อนค่อยๆเพิ่มขึ้น

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 2-6 แสดงผังอัตราการปล่อยความร้อนที่สร้างขึ้นจากผังอัตราการฉีดเชื้อเพลิง (injection rate diagram) ของระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู (a), เครื่องยนต์ DI แบบ M (b) และเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber (c) [4]

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

2.3 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันกระบอกสูบ

ข้อมูลความดันกระบอกสูบที่สัมพันธ์กับมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดช่วงจังหวะอัดและขยายตัวของเครื่องยนต์ สามารถนำไปใช้วิเคราะห์ในการหาอัตราการปล่อยความร้อนหรืออัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิง เพื่ออธิบายลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ CI ซึ่งหาได้โดยการใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับระบบเปิดดังแสดงในรูปที่ 2-7 เมื่อพิจารณาให้อยู่ในสภาวะที่ความดันและอุณหภูมิสม่ำเสมอ ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ดังนี้ [1]

$$\frac{dQ}{dt} - p\frac{dV}{dt} + \sum \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \tag{2-1}$$

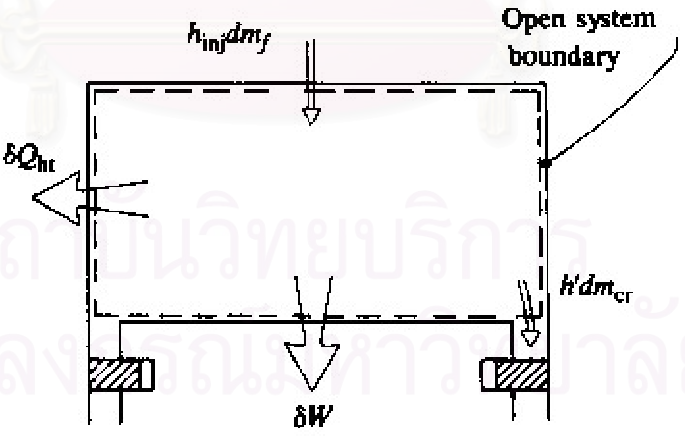
โดยที่ $\frac{dQ}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านขอบเขตของระบบเข้าสู่ระบบ

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

$\dot{m}_i$ คือ อัตราการไหลของมวลเข้าไปในระบบผ่านขอบเขตของระบบที่ตำแหน่ง i

h_i คือ enthalpy ของมวล i ที่เข้าสู่ระบบ

U คือ พลังงานของสารที่อยู่ในขอบเขตของระบบ



รูปที่ 2-7 แสดงขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้ สำหรับวิเคราะห์การปล่อยความร้อน [1]

ในเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ระหว่างการเผาไหม้ ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักจะไม่เท่ากัน เนื่องจากการเผาไหม้จะเริ่มต้นในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ทำให้ความดันสูงกว่าในห้องเผาไหม้หลัก ซึ่งความดันที่ต่างกันนี้จะทำให้เกิดการไหลของเชื้อเพลิง อากาศ ส่วนผสม

ที่กำลังเผาไหม้ และแก๊สที่เผาไหม้แล้วเข้าไปในห้องเผาไหม้หลัก จึงทำให้เกิดการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้หลักด้วย

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

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

และกับห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะได้

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

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

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

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

U_1, U_2 คือ พลังงานภายในสัมผัส (sensible internal energy)

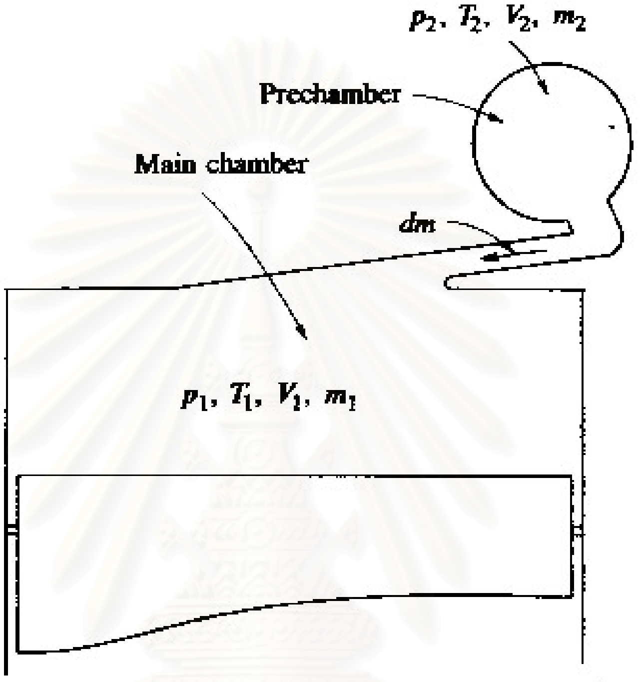
h_f คือ sensible enthalpy ของเชื้อเพลิง

$\frac{dQ_1}{dt}, \frac{dQ_2}{dt}$ คือ อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (net heat release rate) ซึ่งหมายถึงผลต่างระหว่างอัตราการปล่อยความร้อนจากการเผาไหม้และอัตราการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้

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

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

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



รูปที่ 2-8 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI [1]

เมื่อรวมสมการ (2-4) และ (2-5) จะได้สมการของอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (Net heat release rate) เป็น

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} + \frac{dQ_2}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1}\left(V_1 \frac{dp_1}{dt} + V_2 \frac{dp_2}{dt} \right) \quad (2\text{-}6)$$

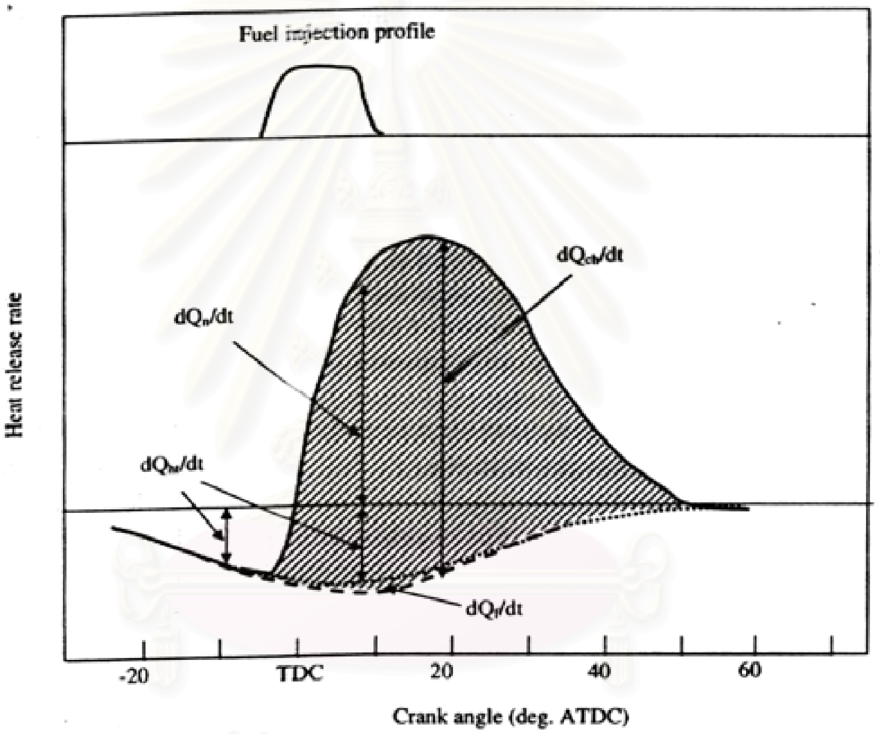
งานวิจัยของ Kort และคณะ [5] แสดงให้เห็นว่าอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิที่ได้จากสมการนี้ถือว่าเป็นอัตราการปล่อยความร้อนรวมเนื่องจากการเผาไหม้ (Gross heat release rate) ลบออกด้วยการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังห้องเผาไหม้ (Heat transfer) และความร้อนที่เชื้อเพลิงเหลวใช้ในการระเหย (Heat of fuel vaporization) ดังสมการ

$$\frac{dQ}{dt}=\frac{dQ_{ch}}{dt}-\frac{dQ_{ht}}{dt}-\frac{dQ_f}{dt} \qquad (2\text{-}7)$$

โดย $\frac{dQ_{ch}}{dt}$ คือ อัตราการปล่อยความร้อนรวมเนื่องจากการเผาไหม้

$\frac{dQ_{ht}}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังห้องเผาไหม้

$\frac{dQ_f}{dt}$ คือ อัตราการใช้พลังงานความร้อนเพื่อทำให้เชื้อเพลิงเป็นไอ

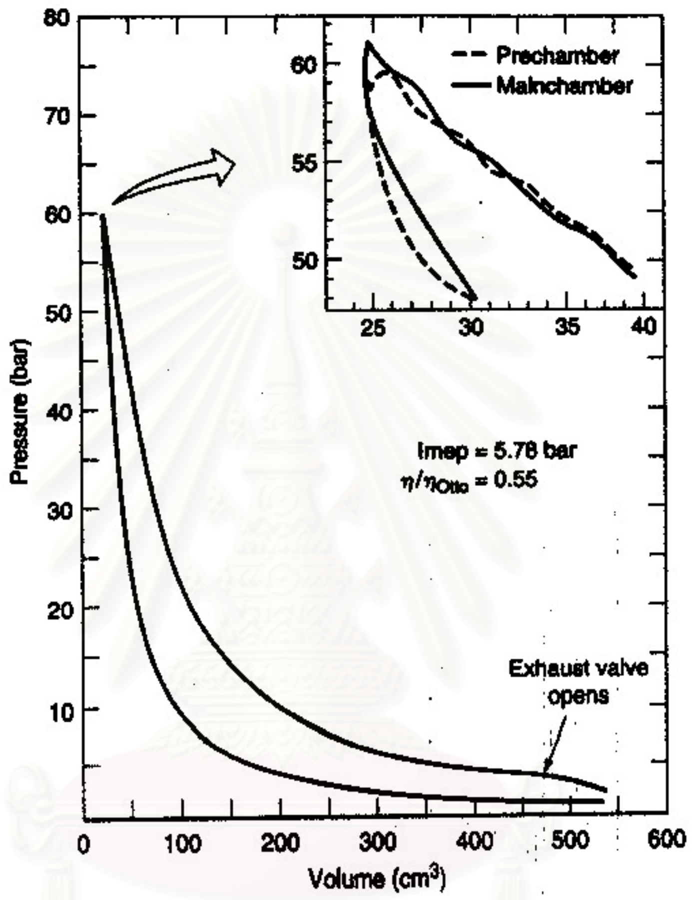


รูปที่ 2-9 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI [5]

รูปที่ 2-9 เป็น diagram ที่แสดงถึงแต่ละพจน์ในสมการ (2-7) โดย dQ_n/dt ในรูปคือ Net heat release rate ส่วน dQ_{ch}/dt, dQ_{ht}/dt และ dQ_f/dt มีความหมายเช่นเดียวกับในสมการ (2-7) ซึ่งในงานวิจัยนี้จะพิจารณาเพียงอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิเท่านั้น

รูปที่ 2-10 จะแสดงตัวอย่างผังความดัน-ปริมาตร (Pressure-Volume diagram) ที่ได้จากการเก็บข้อมูลความดันทั้งในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลัก ซึ่งสังเกตได้ว่าช่วงที่เกิดการเผาไหม้จะมีค่าความดันแตกต่างที่ไม่มากนัก ดังนั้นความถูกต้องของข้อมูลความดันจากการวัดจึงสำคัญมาก

นอกจากนี้ค่า specific heat ratio จะมีผลมากต่อการคำนวณการปล่อยความร้อน โดย Brunt และ Platts [6] ระบุว่าเมื่อมีการคลาดเคลื่อนของค่า specific heat ratio ไป +0.04 และ -0.04 จะทำให้เกิดการเบี่ยงเบนของค่า integrate heat release สูงถึง -7% และ +8% ตามลำดับ

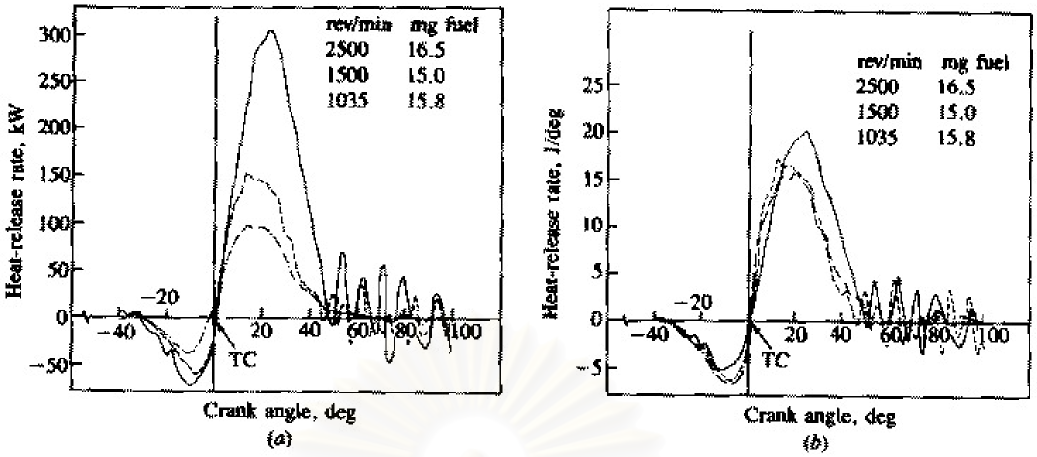


รูปที่ 2-10 แสดงผังความดัน-ปริมาตร ของเครื่องยนต์ IDI ที่มีห้องเผาไหม้แบบ Ricardo Mark V, ความเร็วรอบ 1600 rev/min, Indicated mean effective pressure 5.78 bar [7]

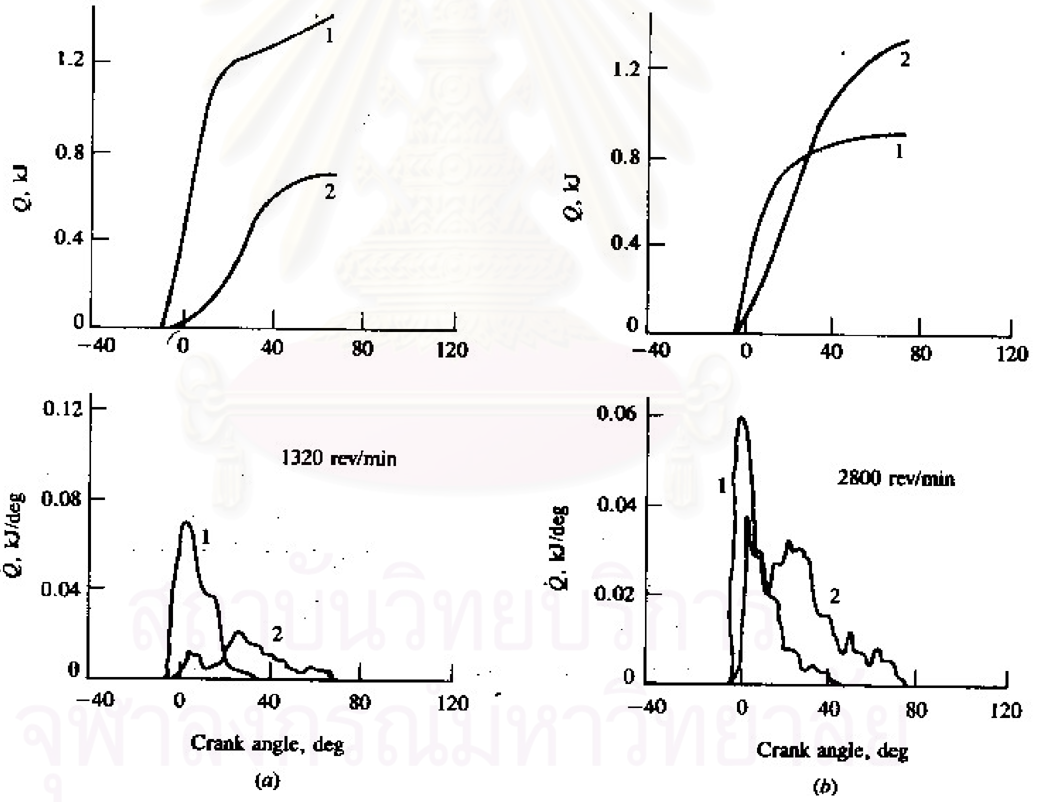
ในรูปที่ 2-11 แสดงกราฟของอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ซึ่งได้จากการเก็บข้อมูลความดันทั้งในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลัก แล้วจึงวิเคราะห์ข้อมูลตามสมการ (2-6) โดยให้ค่า specific heat ratio = 1.35 โดยได้แสดงกราฟอัตราการปล่อยความร้อนทั้งแบบต่อหน่วยเวลาและแบบต่อหน่วยองศามุมข้อเหวี่ยง ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่างกัน 3 ค่า แสดงให้เห็นว่าอัตราการปล่อยความร้อนสัมบูรณ์(แบบต่อหน่วยเวลา) จะแปรผันตรงตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ ในขณะที่อัตราการปล่อยความร้อนสัมพัทธ์(แบบต่อหน่วยมุมข้อเหวี่ยง)

จะไม่ขึ้นกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ จึงประมาณได้ว่าอัตราการเผาไหม้ซึ่งขึ้นกับอัตราการผสมของเชื้อเพลิงและอากาศ จะแปรผันตรงตามความเร็วรอบของเครื่องยนต์

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 2-11 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนจากผลการทดสอบเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ที่ภาระคงที่ โดยมีทั้งแบบพลังงานต่อหน่วยเวลา (a) และแบบพลังงานต่อหน่วยมุมข้อเหวี่ยง (b) [1]



รูปที่ 2-12 แสดงค่าอัตราการปล่อยความร้อนรวมที่คำนวณได้จากผลการทดสอบเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ที่ภาระเต็มที่ โดยเลข 1 และ 2 หมายถึง ห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลัก ตามลำดับ โดยรูปครึ่งบนเป็นผลรวมการปล่อยความร้อน ส่วนรูปครึ่งล่างเป็นอัตราการปล่อยความร้อน [1]

ในรูปที่ 2-12 แสดงผลอัตราการปล่อยความร้อนรวม(gross heat release rate) โดยเป็นผลจากเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber ซึ่งแสดงให้เห็นว่าที่ช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่ำ สองในสามของความร้อนที่ปล่อยออกมาจะเกิดในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ส่วนในช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงขึ้น สองในสามของความร้อนที่ปล่อยออกมาจะเกิดในห้องเผาไหม้หลัก รวมทั้งมีผลการศึกษาจาก Bowden และคณะ [8] ระบุว่า สัดส่วนของการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะขึ้นกับปริมาณเชื้อเพลิงที่ถูกฉีด (ภาระของเครื่องยนต์) รวมทั้งอัตราส่วนระหว่างปริมาตรของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าต่อปริมาตร clearance volume โดยถ้าปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าสูงขึ้น สัดส่วนของการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะลดลง และทำให้สัดส่วนการปล่อยความร้อนที่ห้องเผาไหม้หลักเพิ่มขึ้น ในขณะที่ถ้าทำการเพิ่มขนาดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าให้ใหญ่ขึ้น โดยคงส่วนอื่นไว้ จะทำให้เกิดการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเป็นสัดส่วนเพิ่มขึ้น

นอกจากนี้ผลจากงานวิจัยของ Longbao และคณะ [9] รวมทั้ง Li และคณะ [10] ซึ่งล้วนเป็นงานวิจัยเกี่ยวกับการวิเคราะห์แบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์ร่วมกับการทดสอบเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber ต่างอธิบายตรงกันว่าสาเหตุหลักที่ทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber มีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์แบบ DI มี 3 สาเหตุสำคัญคือ การสูญเสียความร้อนผ่านผนังห้องเผาไหม้ล่วงหน้า (heat transfer losses), การสูญเสียพลังงานในการไหลผ่าน throat (throttling losses) และการเผาไหม้ที่ห้องเผาไหม้หลักเกิดช้ากว่า (combustion delay) นอกจากนี้ยังมีสาเหตุรองลงมาคือ การที่เครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber มีอัตราส่วนการอัดสูงกว่าค่าที่ดีที่สุด ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงกลต่ำกว่าเครื่องยนต์แบบ DI แต่ว่าเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber มีข้อได้เปรียบเครื่องยนต์ DI ที่ ignition delay สั้นกว่า (จากอัตราส่วนการอัดที่สูงกว่า), throat ทำให้เกิดการผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงได้ดีกว่า ดังนั้นจะนำอากาศในกระบอกสูบมาใช้ประโยชน์ได้มากกว่า จึงทำให้ได้กำลังดีกว่า โดยเกิดมลพิษที่เป็นควันดำน้อยกว่า [11]

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 3

ทฤษฎีเกี่ยวกับ Visualization และทบทวนวรรณกรรม

3.1 แบบจำลองเชิงปรากฏการณ์สำหรับการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

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

3.1.1 การศึกษาภาพถ่ายการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI

ในปัจจุบันนี้มีงานวิจัยที่ทำการศึกษาการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI ด้วยวิธีการถ่ายภาพความเร็วสูงเป็นจำนวนมาก โดยการถ่ายภาพออกมาเป็นลำดับตามมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ทำให้ได้ข้อมูลที่มีประโยชน์มากในการศึกษาลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI โดยภาพถ่ายการเผาไหม้ที่ถูกบันทึกเป็นรูปสี จะมีลักษณะดังนี้

Fuel Spray – หยดเชื้อเพลิงจะสะท้อนแสงจากต้นกำเนิดแสงภายนอก และนิยามว่าเป็นส่วนของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว ก่อนการระเหยจะเสร็จสมบูรณ์

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

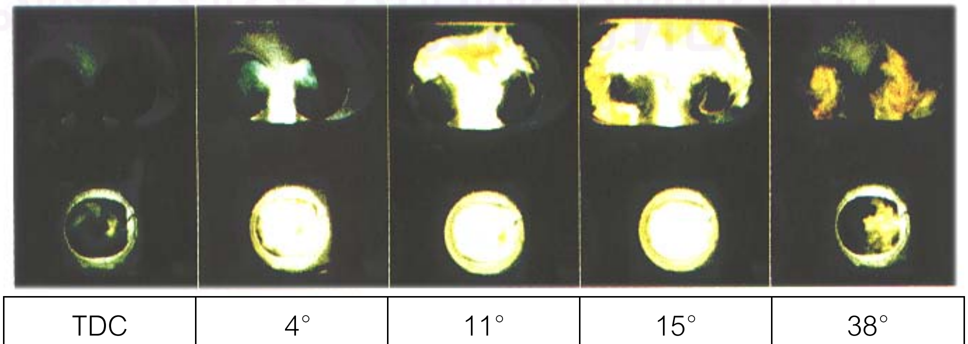
Diffusion Flame – การเผาไหม้ของอนุภาค Carbon ที่อุณหภูมิสูงในเปลวไฟแบบ Diffusion Flame จะมีความสว่างมากและปรากฏเป็นเปลวไฟสีเหลืองขาว เมื่อเปลวไฟเย็นลง การแผ่รังสีจากอนุภาคต่างๆจะเปลี่ยนสีเปลวไฟจากส้มเป็นแดง

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

ตารางที่ 3-1 แสดงการแปลความหมายรูปถ่ายสีจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI [1]

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

ในรูปที่ 3-1 จะแสดงภาพถ่ายเป็นลำดับจากห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ Ricardo ซึ่งเป็นเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ซึ่งมีห้องเผาไหม้ชนิด Ricardo Comet V swirl chamber โดยได้ปรับตั้งระบบฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดเชื้อเพลิงที่มุมข้อเหวี่ยง 11 องศาก่อนศูนย์ตายบน (Before Top-dead Center or BTDC) ส่วนหัวฉีดเป็นแบบ Pintuax nozzle โดยสเปรย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกมาจะมี 2 ส่วนคือ auxiliary spray ฉีดในแนวรัศมี และ main spray ฉีดในแนวสัมผัส ซึ่งสามารถอธิบายปรากฏการณ์การเผาไหม้จากภาพถ่ายได้ดังนี้



TDC	4°	11°	15°	38°

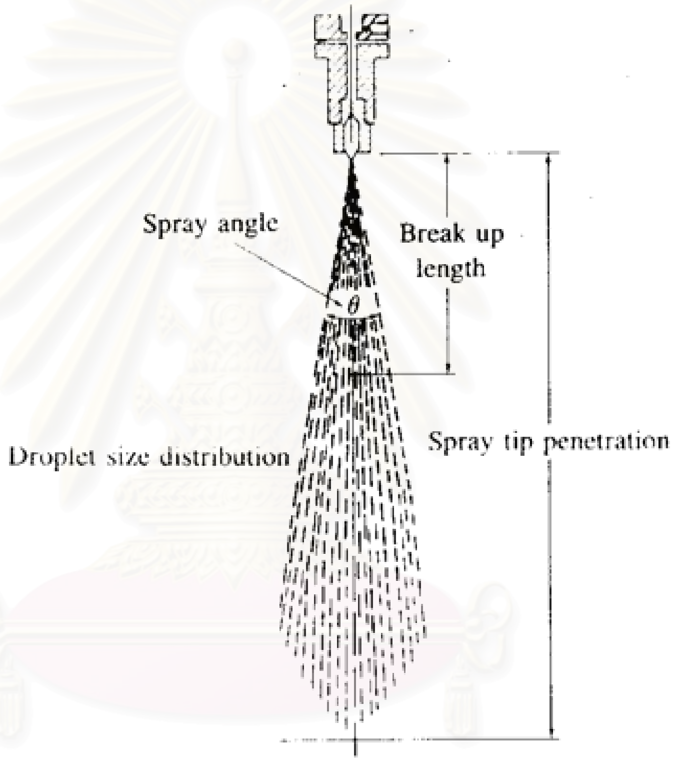
รูปที่ 3-1 แสดงภาพถ่ายจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม [1]

ที่ศูนย์ตายบน (Top-dead Center or TDC) รูปถ่ายแสดงให้เห็นว่าสเปรย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกมาจะถูกทำให้แตกตัวโดยอากาศที่เกิดการหมุนวนด้วยความเร็วสูงในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดย main spray จะเคลื่อนที่ตามแนวสัมผัสของผนัง แต่ในรูปนี้จะไม่ปรากฏ auxiliary spray ให้สังเกตได้ 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° BTDC ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะเต็มไปด้วยเปลวไฟที่กำลังเผาไหม้อนุภาคคาร์บอน และเปลวไฟส่วนหนึ่งจะเคลื่อนออกมาด้วยความดันจากห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ผ่าน throat เข้าไปที่ซอกบริเวณเหนือหัวลูกสูบ โดยลำของเปลวไฟจะไหลออกมาปะทะกับหัวลูกสูบและเข้ามาผสมกับอากาศในห้องเผาไหม้หลัก เหลือเพียงจุดสีเขียว ซึ่งเป็นบริเวณที่มีการเผาไหม้อนุภาคคาร์บอน (ที่มุมข้อเหวี่ยง 4°, 11° และ 15° ATDC) ส่วนกลุ่มเขม่าสีน้ำตาลซึ่งเกิดที่บริเวณ throat ที่มุมข้อเหวี่ยง 15° ATDC จะขยายตัวไปรอบๆกระบอกสูบ โดยมีขอบเป็นเปลวไฟสว่างสีเหลืองขาว โดยหลังจากนี้เขม่ากลุ่มนี้จะพบกับอากาศที่เหลืออยู่ในห้องเผาไหม้และเกิดการเผาไหม้ต่อไป เมื่อแก๊สในห้องเผาไหม้เย็นตัวลงในจังหวะขยายตัว จะเกิดเหตุการณ์ที่เปลวไฟสีเหลืองขาว เริ่มเปลี่ยนเป็นสีเหลืองแก่ แล้วเปลี่ยนเป็นสีส้มแดง ซึ่งจากรูปถ่ายที่มุมข้อเหวี่ยง 38° ATDC จะสังเกตได้ว่าเปลวไฟเริ่มดับตัวลง

3.1.2 การศึกษาโครงสร้างของดีเซลสเปรย์

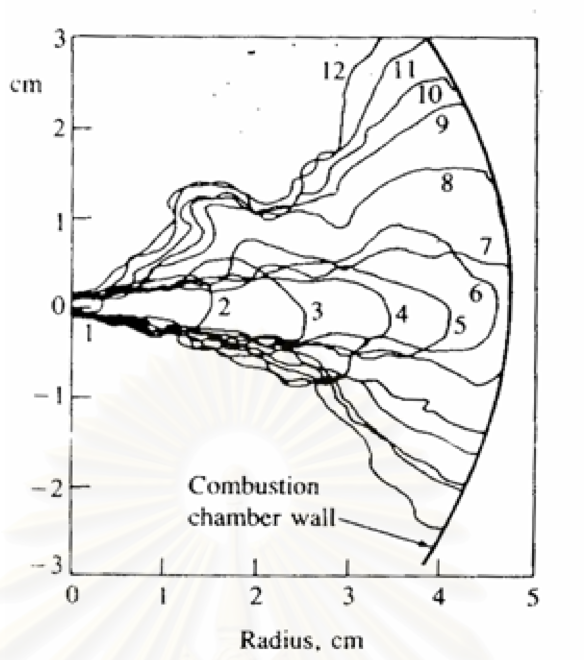
3.1.2.1 โครงสร้างสเปรย์ทั้งหมด เชื้อเพลิงถูกนำเข้าสู่ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล โดยผ่านหัวฉีด หรือ รูเล็ก 1 หรือมากกว่าสองรู โดยมีผลต่างความดันระหว่างท่อป้อนเชื้อเพลิงและกระบอกสูบมาก หัวฉีดดีเซลมาตรฐานมักทำงานด้วยความดันในการฉีดเชื้อเพลิงระหว่าง 200 และ 1700 atm ที่เวลาของการฉีด อากาศในกระบอกสูบจะมีความดัน 50 ถึง 100 atm, อุณหภูมิประมาณ 1000 K และความหนาแน่นระหว่าง 15 และ 25 kg/m^3 รูปที่ 3-2 แสดงโครงสร้างของสเปรย์เชื้อเพลิงเครื่องยนต์ DI ทั่วๆ ไป เมื่อ jet ของเหลวออกจากหัวฉีด มันจะกลายเป็น turbulent และแพร่กระจายออกไป เมื่อมันปะทะและผสมกับอากาศที่อยู่รอบๆ ความเร็วของ jet เริ่มต้นมีค่ามากกว่า 10^2 m/s ที่ผิวภายนอกของ jet จะแตกออกเป็นหยดที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 μm ที่ใกล้กับทางออกของหัวฉีด ลำของเหลวที่ออกจากหัวฉีด จะรวมตัวกันภายในกระบอกสูบ ครอบคลุมความยาวค่าหนึ่งที่เรียกว่า *"Breakup length"* แล้วแตกตัวเป็นละอองหยดที่มีขนาดต่างๆกัน เมื่อละอองสเปรย์เคลื่อนออกจากหัวฉีด มวลของอากาศภายในสเปรย์จะเพิ่มขึ้น, สเปรย์ลู่ออก, ความ

กว้างสเปรย์เพิ่มขึ้น และความเร็วลดลง หยดเชื้อเพลิงระเหย เมื่อกระบวนการแทรกตัวของอากาศดำเนินไป ปลายของสเปรย์พุ่งไกลออกไปในห้องเผาไหม้เมื่อการฉีดเชื้อเพลิงดำเนินไป แต่ด้วยอัตราที่ลดลง รูปที่ 3-3 แสดงสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลที่ทำปฏิกิริยากับผนังภายนอกรูปทรงกระบอกของห้องเผาไหม้รูป disc ในเครื่องอัดความเร็วสูง ภายใต้สภาวะการฉีดดีเซลทั่วไปผนังกระบอกสูบทำให้สเปรย์แตกออกเป็นครึ่งหนึ่งซึ่งไหลตามเส้นรอบวงในทิศใดทิศหนึ่ง สเปรย์ที่อยู่ติดกันจะบังคับการไหลเข้าในแนวรัศมีไปตามแกนห้องเผาไหม้



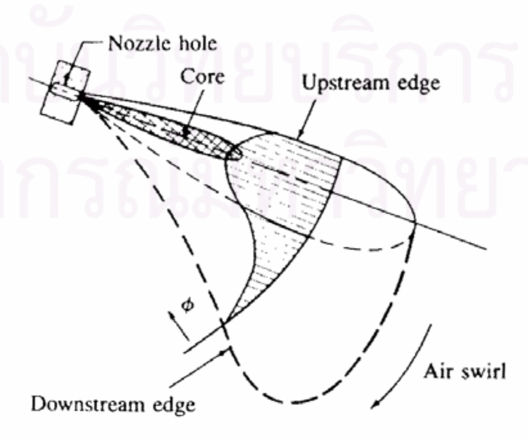
รูปที่ 3-2 แผนผังสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลที่ได้นิยามตัวแปรหลักๆ [1]

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3-3 ภาพร่างขอบเขตไอรอบนอกของสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลจากภาพถ่ายแบบ shadow graph ความเร็วสูง 12 รูปของเครื่องอัดความเร็วสูง ซึ่งแสดงถึงการกระทำต่อกันของสเปรย์ที่กำลังระเหยกับผนังทรงกระบอกของห้องเผาไหม้ ความดันในการฉีด 60 MPa เวลาระหว่างรูป 0.14 ms [1]

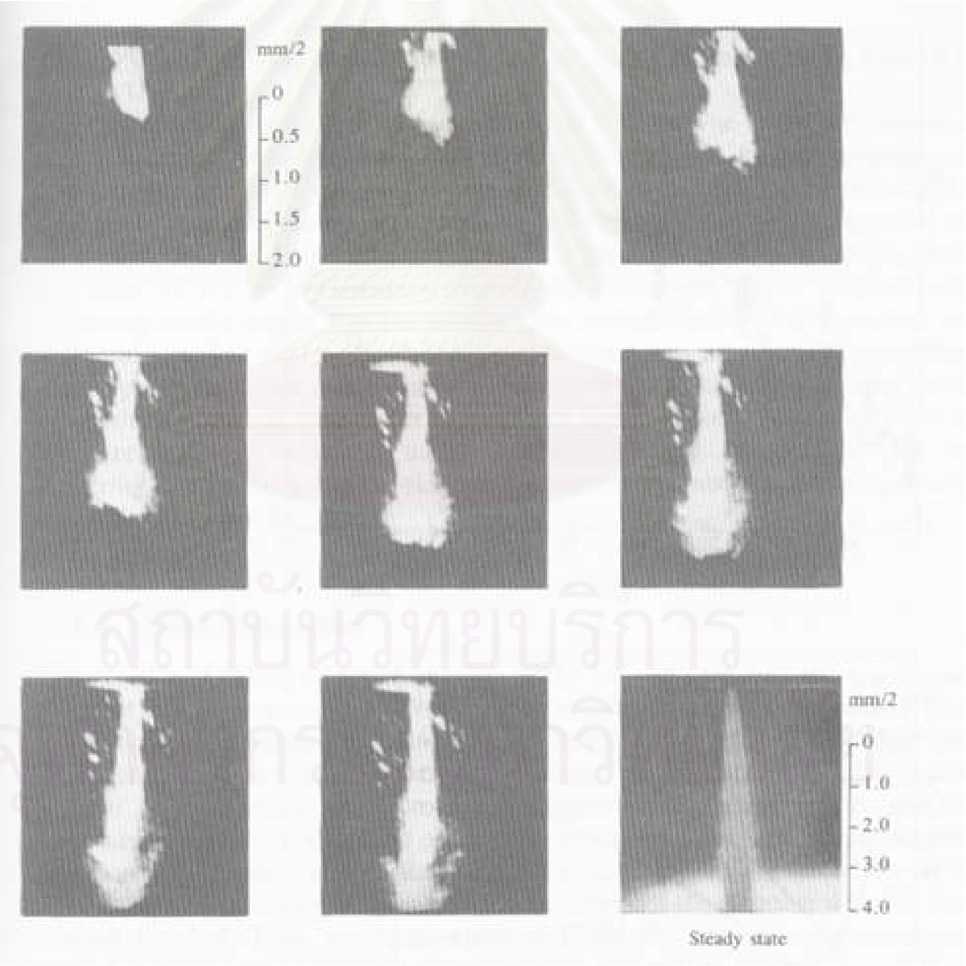
แผนผังของรูปแบบสเปรย์ซึ่งเกิดจากเมื่อ jet เชื้อเพลิงถูกฉีดในแนวรัศมีออกไปสู่การไหลแบบ swirl แสดงในรูปที่ 3-4 มีการเคลื่อนที่สัมพัทธ์ระหว่างทั้งทิศทางตามแนวรัศมีและแนวเส้นสัมผัสระหว่าง jet เริ่มต้นกับอากาศ โครงสร้างของ jet จะซับซ้อนกว่า เมื่อสเปรย์ปะทะกับอากาศและช้าลง สเปรย์จะโค้งงอมากขึ้นไปตามทิศทางของ swirl ลักษณะที่สำคัญของสเปรย์คือ บริเวณขนาดใหญ่ที่มีไอบรรจุอยู่ที่ปลายทางของแกนของเหลว



รูปที่ 3-4 แผนผังของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดในแนวรัศมีออกจากแกนห้องเผาไหม้เข้าสู่อากาศหมุน ระบุรูปร่างของการกระจายอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิง/อากาศ (ϕ) ภายใน jet [1]

3.1.2.2 การแตกตัวเป็นละออง ภายใต้สภาวะการฉีดดีเซล ลำเชื้อเพลิงมักจะก่อให้เกิดสเปรย์รูปกรวยที่ทางออกของหัวฉีด พฤติกรรมแบบนี้ เรียกว่า วิธีการแตกตัวเป็นละออง และเกิดเป็นหยดที่มีขนาดเล็กกว่ารูหัวฉีดมากที่ความเร็ว jet ค่าต่ำ การแตกตัวเกิดจากการขยายตัวอย่างไม่เสถียรของคลื่นพื้นผิวที่เกิดจากความตึงผิว และเกิดเป็นหยดที่ใหญ่กว่าเส้นผ่านศูนย์กลาง jet

ลำดับของรูปภาพที่มี exposure time สั้นมากของการปรากฏของ jet ของเหลวจากหัวฉีดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.34 mm และ L_n/d_n = 4 เข้าไปในไนโตรเจนความดันสูงที่อุณหภูมิห้อง แสดงในรูปที่ 3-5 รูปแสดงว่า ปลายสเปรย์พุ่งกระทบและสเปรย์แพร่กระจายในช่วงแรกของการเดินทางได้อย่างไร ข้อมูลเช่นนี้ถูกใช้เพื่อตรวจสอบผลของความหนาแน่นแก๊สและของเหลว, ความหนืดของเหลว และรูปร่างหัวฉีดที่มีต่อการพัฒนาสเปรย์



รูปที่ 3-5 ภาพถ่ายแสดงปรากฏการณ์เริ่มต้นและสภาวะคงตัว (ขวาล่าง) ของสเปรย์เหลวความดันสูง เวลาระหว่างรูป 2.1 μs ของเหลว : น้ำ แก๊สไนโตรเจนที่ 1380 kPa โดยมี Δp คร่อมหัวฉีด 11 MPa เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 0.34 mm [1]

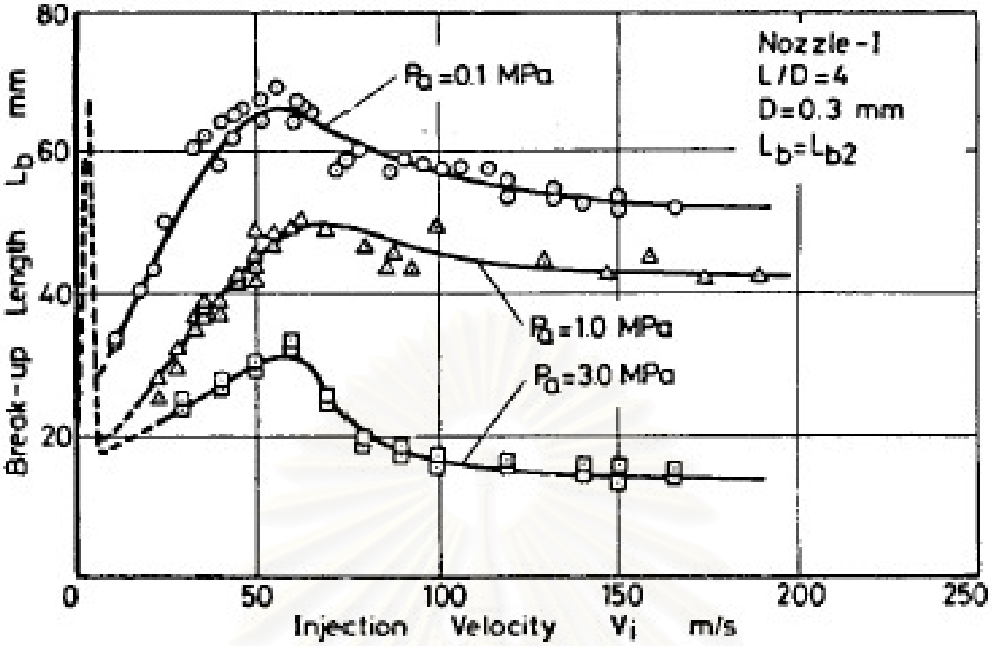
สำหรับการแตกตัวเป็นละอองของ jet *Spray angle* θ มีค่าตามความสัมพันธ์คือ

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

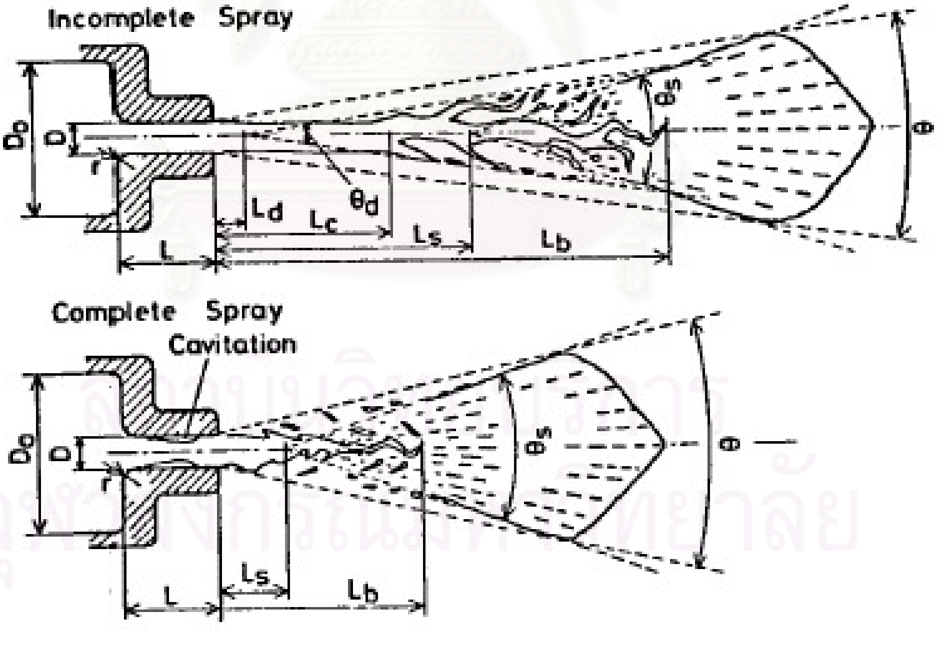
ที่ซึ่ง ρ_g และ ρ_l เป็นความหนาแน่นแก๊สและของเหลว และ A เป็นค่าคงที่สำหรับรูปร่างหัวฉีด (ค่าสมการทางตัวเลขของ A คือ $A = 3.0 + 0.28(L_n/d_n)$ ที่ซึ่ง L_n/d_n เป็นอัตราส่วนความยาว/เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด) [1]

แนวโน้มการแตกตัวของ jet สามารถสรุปได้ดังนี้ มุมลู่ออกของ jet เริ่มต้นเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความหนาแน่นแก๊ส การลู่ออกเริ่มอย่างมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นที่ใกล้กับหัวฉีดเมื่อความหนาแน่นก๊าซเพิ่มขึ้นจนกระทั่งถึงทางออกหัวฉีด มุมการลู่ออกของ jet เพิ่มขึ้นเมื่อลดความหนืดเชื้อเพลิง โดยที่การลู่ออกเริ่มขึ้นที่ทางออกหัวฉีดเมื่อความหนืดของของเหลวต่ำกว่าค่าหนึ่ง การออกแบบหัวฉีดมีผลต่อการเริ่มต้นของการแตกตัวเป็นละออง มุมลู่ออกของ jet ลดลงเมื่อเพิ่มความยาวหัวฉีดสำหรับที่ความยาวเดียวกัน ทางเข้าหัวฉีดที่มนจะให้ jet ที่ลู่ออกน้อยกว่าทางเข้าหัวฉีดที่คม สังเกตว่าขณะที่ผลทั้งหมดเหล่านี้ได้มาภายใต้สภาวะที่ไม่เกิดการระเหย กระบวนการพัฒนาสเปรย์เริ่มต้นจะไม่ได้รับผลกระทบจากการระเหย

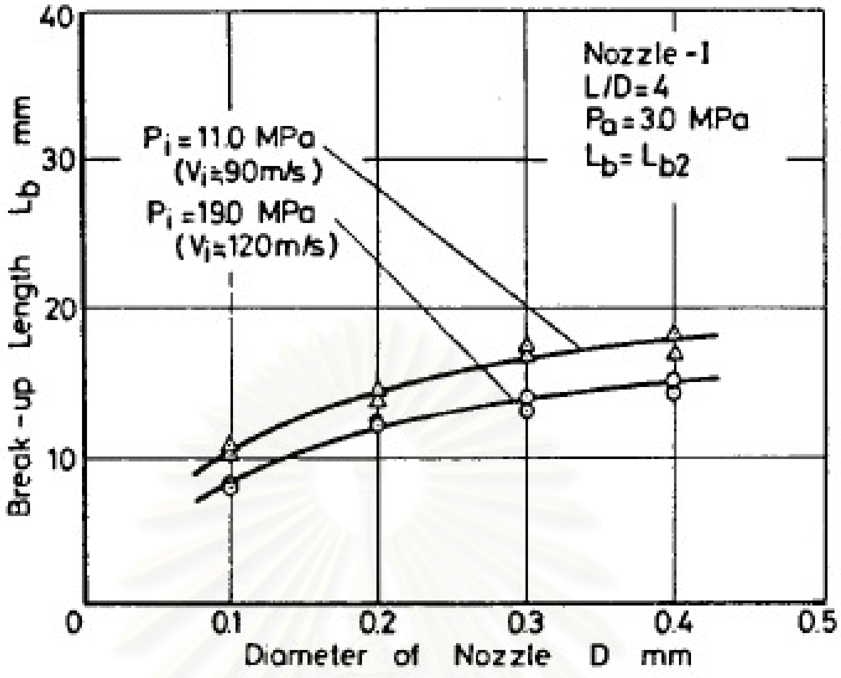
ความยาวที่แตกเป็นละอองฝอย (break-up length) มีผลต่อการกระจายตัวของสเปรย์ จึงมีผลมากต่อการผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง รูปที่ 3-6 แสดงผลจากความเร็วของการฉีดเชื้อเพลิง ที่มีต่อ break-up length ที่สภาวะความดันแวดล้อมหลายค่า จะสังเกตได้ว่าช่วงความเร็วการฉีด 20 m/s ถึง 60 m/s ค่า break-up length จะแปรผันตรงตามความเร็วการฉีด 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 ซึ่งสามารถสังเกตพฤติกรรมการแตกตัวที่ต่างกันของ incomplete spray และ complete spray ได้จากรูปที่ 3-7 นอกจากนี้ลักษณะของรูหัวฉีดจะมีผลต่อ break-up length เช่นกัน ดังที่ได้แสดงในรูปที่ 3-8 และ 3-9



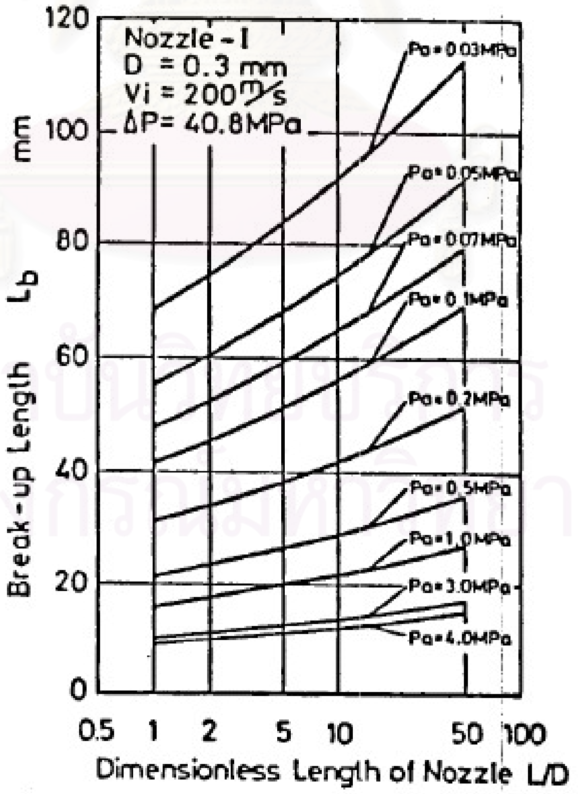
รูปที่ 3-6 แสดงผลของความเร็วการฉีดที่มีต่อ break-up length [13]



รูปที่ 3-7 แสดงโครงสร้างภายในของสเปรย์แบบ Incomplete และ complete [13]

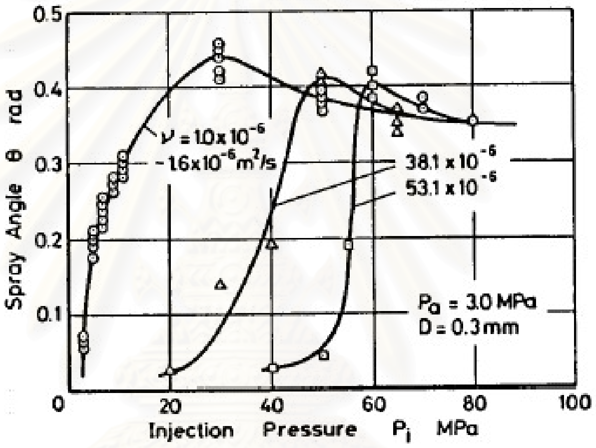


รูปที่ 3-8 แสดงผลของขนาดรูหัวฉีดที่มีต่อ break-up length [13]

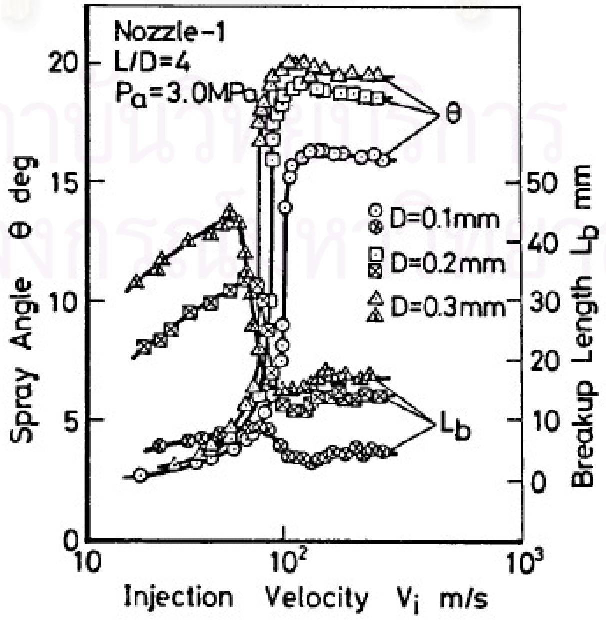


รูปที่ 3-9 แสดงผลของ length/diameter ของรูหัวฉีดที่มีต่อ break-up length [13]

จากผลการทดสอบพบว่า spray angle จะแปรผันตรงกับความดันการฉีด(ซึ่งแปรผันตรงกับความเร็วการฉีด)ในช่วง incomplete spray และเข้าสู่ค่าคงที่เมื่อความดันการฉีดอยู่ในช่วง complete spray รวมทั้งความหนืดของเชื้อเพลิงเหลวที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ช่วงค่าความดันการฉีดที่ทำให้ incomplete spray เปลี่ยนเป็น complete spray มีค่าสูงขึ้น ดังที่แสดงในรูปที่ 3-10 ส่วนในรูปที่ 3-11 แสดงผลของความเร็วการฉีดที่มีต่อ spray angle และ break-up length ที่ขนาดรูหัวฉีดต่างกัน เมื่อพิจารณาจากรูปจะเห็นว่า ช่วงความเร็วการฉีดจาก 70 m/s ถึง 100 m/s เป็น incomplete spray ส่วนช่วงความเร็วการฉีดสูงกว่านี้เป็น complete spray ซึ่งขนาดรูหัวฉีดที่ต่างกันไม่ทำให้ค่าความเร็วการฉีดขณะที่เกิดการเปลี่ยนแปลงจาก incomplete spray เป็น complete spray เปลี่ยนไป



รูปที่ 3-10 แสดงผลของความดันการฉีดที่มีต่อ spray angle [13]



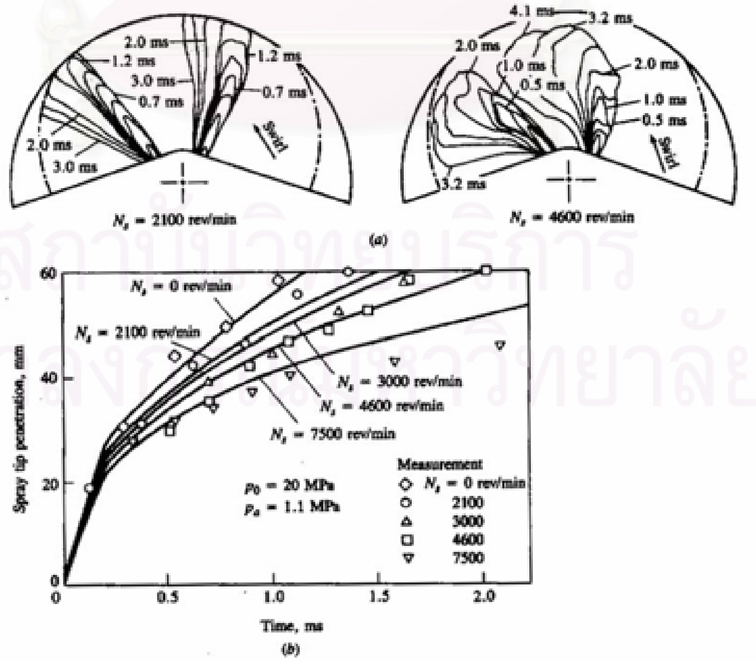
รูปที่ 3-11 แสดงผลของความเร็วการฉีดที่มีต่อ spray angle และ break-up length [13]

3.1.2.3 Spray Penetration ความเร็วและระยะที่สเปรย์พุ่งเข้าไปในห้องเผาไหม้ มีส่วนสำคัญที่มีผลต่ออัตราการใช้อากาศ และการผสมเชื้อเพลิงกับอากาศ ในเครื่องยนต์บางแบบที่ผนังห้องเผาไหม้ร้อนและมี swirl สูง ต้องการให้น้ำมันฉีดไปกระทบผนัง แต่ในระบบดีเซล DI หลายสเปรย์ ถ้าพุ่งมากไปจะกระทบผนังที่เย็น ทำให้อัตราการผสมต่ำและการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ ถ้าพุ่งน้อยเกินไป ทำให้การใช้อากาศไม่ดี เนื่องจากอากาศที่รอบนอกของห้องเผาไหม้ไม่สัมผัสกับเชื้อเพลิง ดังนั้นการพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวภายใต้สภาวะปกติดังที่พบในเครื่องยนต์ดีเซลจะได้รับการศึกษาอย่างกว้างขวาง

มีหลายความสัมพันธ์ที่ขึ้นกับข้อมูลทางการทดลอง และทฤษฎี turbulent jet ของแก๊ส ได้ถูกเสนอสำหรับการพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิง ซึ่งทำนาย *penetration S* ของปลายสเปรย์เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้สำหรับการฉีดไปในอากาศนิ่ง ดังที่เกิดในเครื่องยนต์ DI ขนาดใหญ่กว่าโดยเป็นฟังก์ชันของเวลา [1]

$$S = 3.07\left[\frac{\Delta P}{\rho_g}\right]^{1/4} (td_n)^{1/2}\left(\frac{294}{T_g}\right)^{1/4} \quad (3\text{-}2)$$

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



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 3-12 (a) ขอบเขตภายนอกที่วัดได้ของสเปรย์ที่ถูกฉีดเข้าไปในอากาศหมุน
(b) tip penetration ของสเปรย์เป็นฟังก์ชันของเวลาสำหรับอัตราของอากาศหมุนต่างๆ

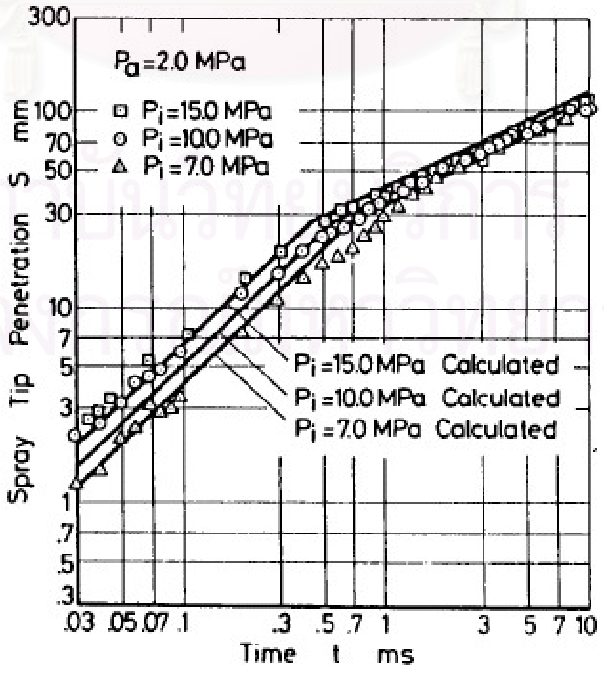
เส้นทึบแสดงสมการ (3-2) [2]

ผลของการเผาไหม้ที่มี swirl ที่มีต่อการพุ่งของสเปรย์ถูกแสดงใน รูปที่ 3-12 ซึ่งแสดงว่า รูปร่างสเปรย์และตำแหน่งจะเปลี่ยนแปลงอย่างไรเมื่อ swirl เพิ่มขึ้น การพุ่งของสเปรย์ที่สัมพันธ์กับ swirl S_s เทียบกับการพุ่งเทียบเท่าที่ไม่มี swirl S คือ

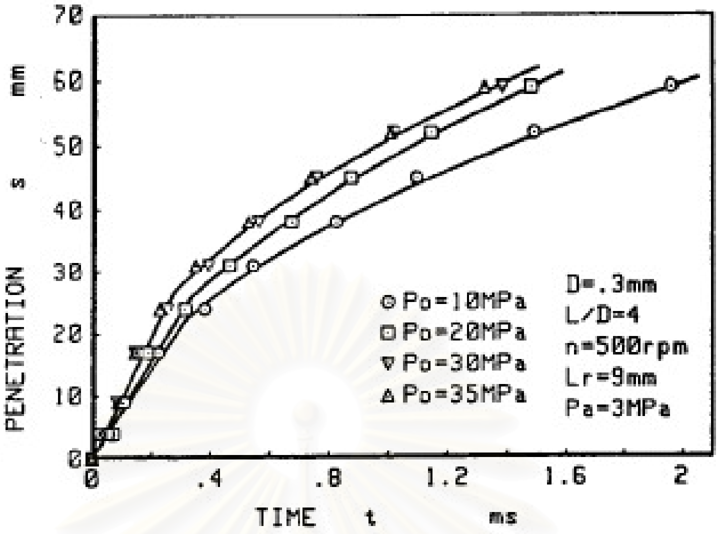
$$\frac{S_s}{S} = \left(1 + \frac{\pi R_s NS}{30 v_j}\right)^{-1} \tag{3-3}$$

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

ในรูปที่ 3-13 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 spray จะเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่ หลังจากนั้นจะเคลื่อนที่ด้วยความเร็วที่ช้าลงจนเป็น steady spray ที่มี penetration คงที่



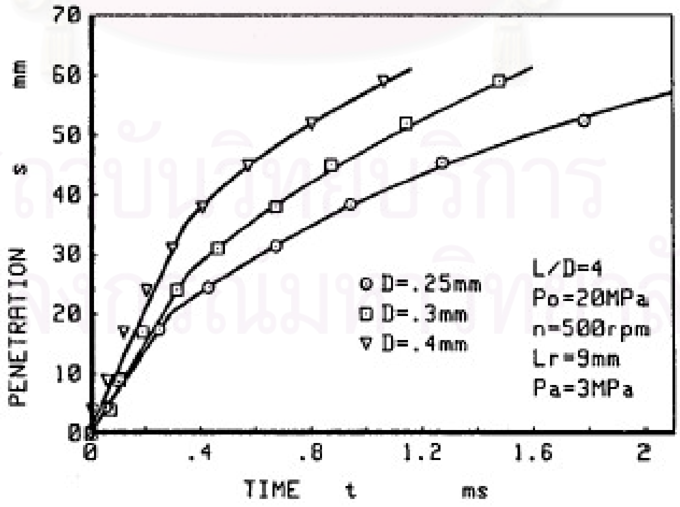
รูปที่ 3-13 แสดง spray tip penetration ที่ความดันการฉีดต่างกัน [13]



รูปที่ 3-14 แสดงผลของ valve opening pressure ที่มีต่อ spray tip penetration [13]

ในรูปที่ 3-14 แสดงผลของ valve opening pressure ที่มีต่อ spray tip penetration ซึ่งจะเห็นได้ว่า spray penetration แปรผันตรงตามค่า valve opening pressure จึงสามารถกล่าวได้ว่า spray tip penetration จะถูกควบคุมโดย injection momentum ที่จุดเริ่มต้นของการฉีด

ในรูปที่ 3-15 แสดงผลของขนาดรูหัวฉีดที่มีต่อ spray tip penetration สังเกตได้ว่าเมื่อลดขนาดรูหัวฉีดจะทำให้ spray tip penetration สั้นลงที่เวลาเดียวกัน



รูปที่ 3-15 แสดงผลของขนาดรูหัวฉีดที่มีต่อ spray tip penetration [13]

3.1.2.4 การระเหยของสเปรย์ Yasuhide TANI, Akinori SAITO และ Masatoshi YAMADA [29] ได้ศึกษาการระเหยของสเปรย์เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ที่มีหัวฉีดรูเดียว และหัวฉีดแบบ swirl ในเครื่องยนต์ DI ขนาดเล็ก โดยการเปรียบเทียบภาพถ่ายที่ถ่ายโดย high-speed Schlieren, Shadowgraph และ Back-illuminated film เพื่อเตรียมโครงสร้างอย่างละเอียดของบริเวณที่เป็นไอ

เชื้อเพลิงเหลวที่ถูกฉีด ซึ่งแตกตัวออกเป็นหยดเล็กๆ ใกล้กับทางออกของหัวฉีด เพื่อก่อตัวเป็นสเปรย์จะต้องระเหยก่อนที่จะผสมกับอากาศและเผาไหม้ไป
การสังเกตกระบวนการระเหยของสเปรย์เชื้อเพลิงในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ จะช่วยในการทำนายสภาวะการเผาไหม้ที่ตามมาได้

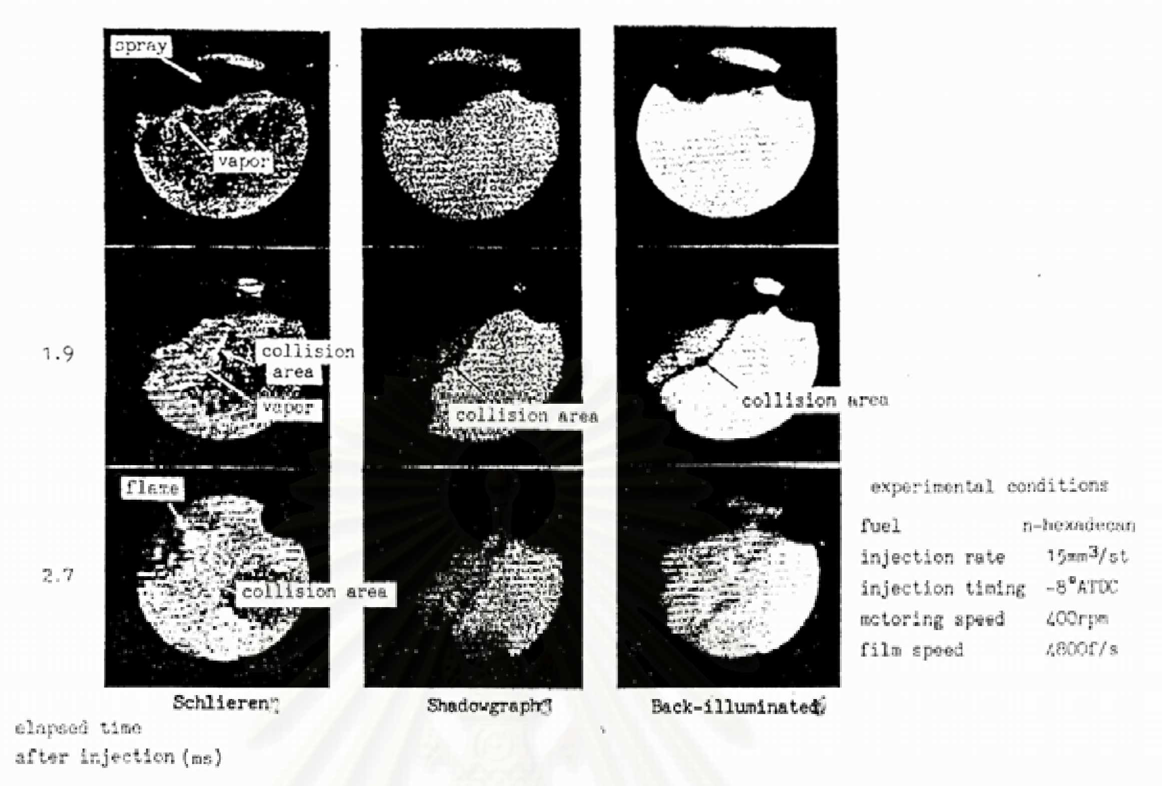
High-speed Schlieren, Shadowgraph และ Back-illuminated films ให้ผลดังนี้

Schlieren film : ลำแสงโปร่งใสที่ไม่ไวต่อ density gradients ของส่วนทดสอบ จะถูกปิดที่ Schlieren stop จะสังเกตเฉพาะบริเวณไอที่มี density gradients เท่านั้นในลักษณะของภาพที่สว่าง

Shadowgraph film : ทั้งส่วนของสเปรย์ที่ไม่ผ่านลำแสง และบริเวณไอที่มีการเปลี่ยนแปลงใน density gradients จะถูกสังเกตในลักษณะของภาพที่มืด

Back-illuminated film : จะสังเกตเฉพาะส่วนของสเปรย์ที่ไม่ผ่านลำแสงเท่านั้น

รูปที่ 3-16 แสดงแต่ละภาพถ่ายของกระบวนการระเหยของสเปรย์จากอุปกรณ์หัวฉีดรูเดียวที่ถ่ายโดยระบบทั้งสาม กระบวนการระเหยจากหัวฉีดรูเดียวเกิดขึ้นได้ดังนี้ เมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าห้องเผาไหม้ ส่วนนอกของสเปรย์จะแตกตัวเป็นละอองโดยแรงเฉือนของอากาศรอบๆ ทำให้เกิดการระเหย จากนั้นปลายสเปรย์จะไปถึงผนังซึ่งจะกระทบอย่างแรง เพราะว่าการพุ่งกระทบสูง ทำให้เกิดบริเวณที่มีการชนของผนัง การระเหยจะเกิดต่อไปพร้อมกับการขยายตัวของบริเวณที่มีการชนกับผนัง

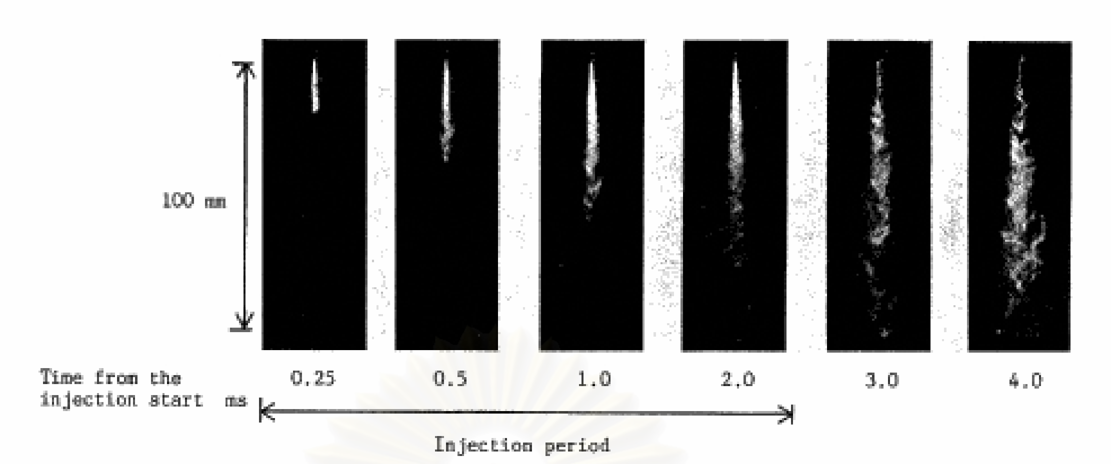


รูปที่ 3-16 การเปรียบเทียบฟิล์ม 3 ชนิดระหว่างการระเหยของสเปรย์ (หัวฉีดรูเดียว) [29]

A.Azetsu และคณะ [30] ได้ศึกษาโครงสร้างอย่างละเอียดของสเปรย์ดีเซล โดยการตรวจดูแบบ 2 มิติของสเปรย์ที่ไม่ระเหย, ขอบเขตไม่แน่นอนและไม่สม่ำเสมอ ด้วยเทคนิค laser sheet illumination โดยศึกษากลไกของ jet break-up ซึ่งถูกศึกษาในเชิงของภาพถ่าย และมีการบันทึกความสำคัญของปฏิกิริยาระหว่าง liquid surface-air, liquid turbulence และ cavitation ที่มีต่อกลไกการเกิดสเปรย์ วัด break-up length โดยใช้ probe สอดเข้าไป จากนั้นอภิปรายผลของความดันรอบๆและเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด ขนาด droplet เฉลี่ยและการแจกจ่ายของความหนาแน่นของ droplets จะถูกศึกษาโดยใช้เทคนิคการวิเคราะห์โดยเลเซอร์

ในการทดลอง เชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้สเปรย์ที่ถูกเติมด้วยไนโตรเจนที่อัดความดันที่อุณหภูมิห้อง ความดันจะถูกเปลี่ยนจาก 0.1 MPa เป็น 1.53 MPa และจะศึกษาผลของความดันรอบๆที่มีต่อรูปร่างและโครงสร้างของสเปรย์ที่ไม่สม่ำเสมอ, รูปร่างไม่แน่นอนและไม่ระเหย

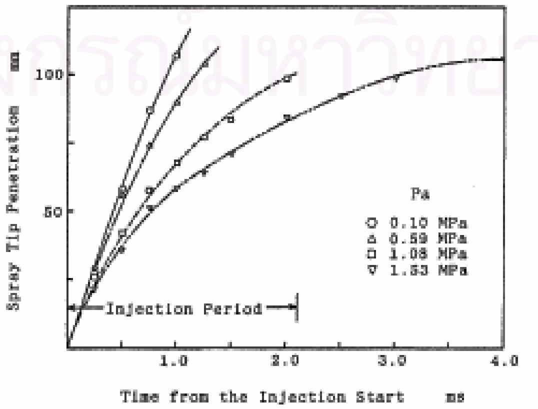
ภาพถ่ายในรูปที่ 3-17 แสดงภาพถ่ายของสเปรย์ภายใต้ความดันแวดล้อมที่ 1.53 MPa ที่จังหวะ 0.25, 0.5, 1.0, 2.0, 3.0, 4.0 ms หลังจากเริ่มต้นการฉีด เมื่อปลายสเปรย์ไปถึงจุดๆหนึ่งซึ่งขึ้นกับสภาวะของการฉีด รูปร่างของปลายสเปรย์จะเปลี่ยนไปทันที หลังจากการเปลี่ยนรูปร่างนี้จะสามารถเห็นโครงสร้าง branch-like ซึ่งจะแผ่ขยายย้อนกลับจากแกนกลางของสเปรย์



รูปที่ 3-17 ภาพถ่ายแสดงการพัฒนาของสเปรย์ที่ความดันแวดล้อม P_a=1.53 MPa [30]

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

นอกเหนือจากโครงสร้าง branch-like นี้ ยังมีแกนที่หนาแน่นมากที่ศูนย์กลางของสเปรย์ระหว่างช่วงการฉีด จากการตรวจสอบภาพถ่ายอย่างใกล้ชิด จะสังเกตได้ว่าแกน (core) นี้จะยืดขยายเกือบเป็นแนวตรงไปสู่บางจุดที่ใกล้ปลายหัวฉีดมาก และหลังจากจุดนี้จะคดเคี้ยวเล็กน้อย ซึ่งทำให้แกนของสเปรย์มีรูปร่างหยัก ความยาวการหยักและขนาดของมันจะเพิ่มขึ้นทีละน้อย เมื่อมันเคลื่อนที่ไกลออกไปจากปลายหัวฉีดในช่วงการฉีด penetrating length จะยืดออกไปโดยตัวมันเอง โดยจะลดอัตราการเติบโตตามเวลาและจะสั้นลงเมื่อเพิ่มความดันแวดล้อม ดังรูปที่ 3-18

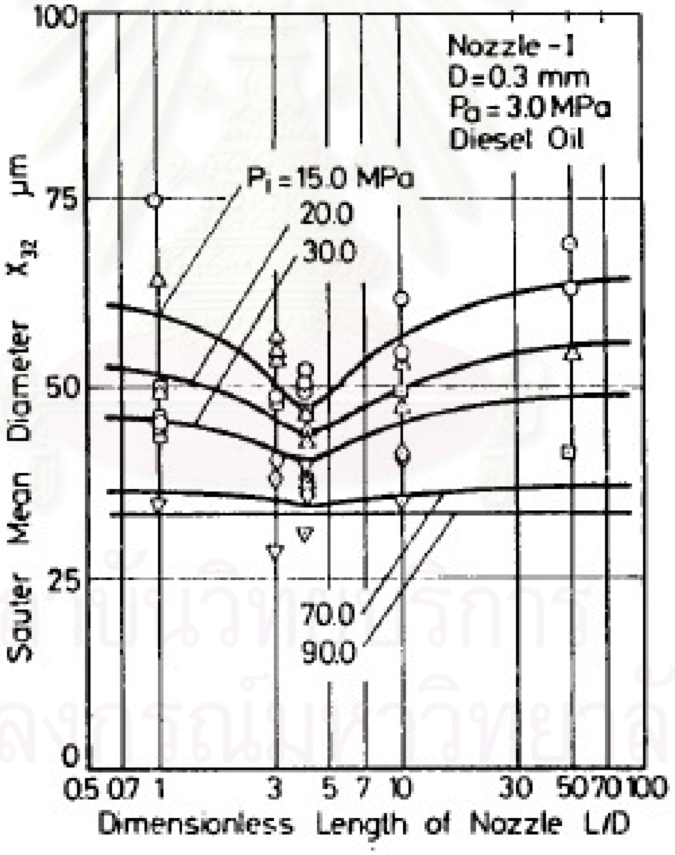


รูปที่ 3-18 การพัฒนาของ tip penetration ของสเปรย์ตามเวลา [30]

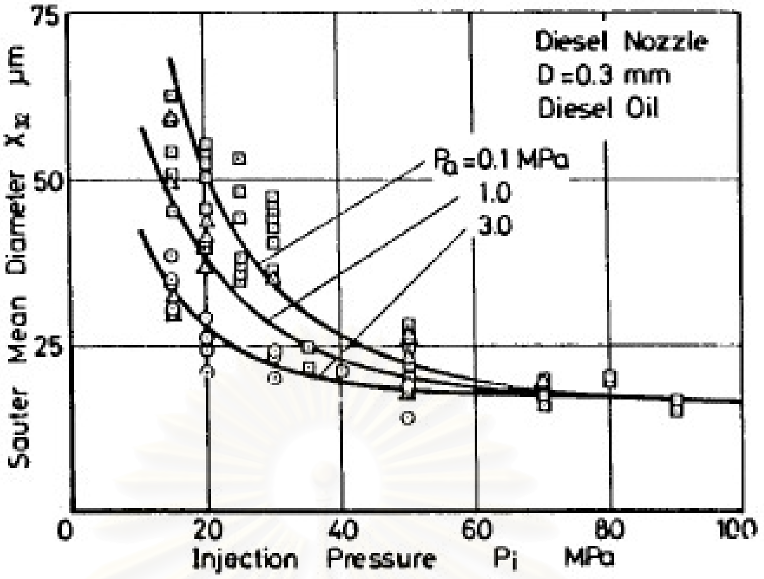
3.1.2.5 การกระจายของขนาดหยดเชื้อเพลิง (Droplet size distribution)

ในรูปที่ 3-19 แสดงผลของลักษณะรูหัวฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter ที่ความดันการฉีดต่างกัน โดยที่ความดันการฉีดต่ำ จะเห็นว่า Sauter mean diameter มีค่าต่ำที่สุด ที่อัตราส่วนความยาวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (length/diameter, L/D) ของรูหัวฉีดมีค่าเท่ากับ 4 ซึ่งเมื่อเพิ่มความดันการฉีดให้สูงขึ้นจะเห็นว่า ลักษณะเด่นดังกล่าวเริ่มปรากฏน้อยลง จนไม่สามารถสังเกตเห็นได้ที่ช่วงความดันการฉีดสูง

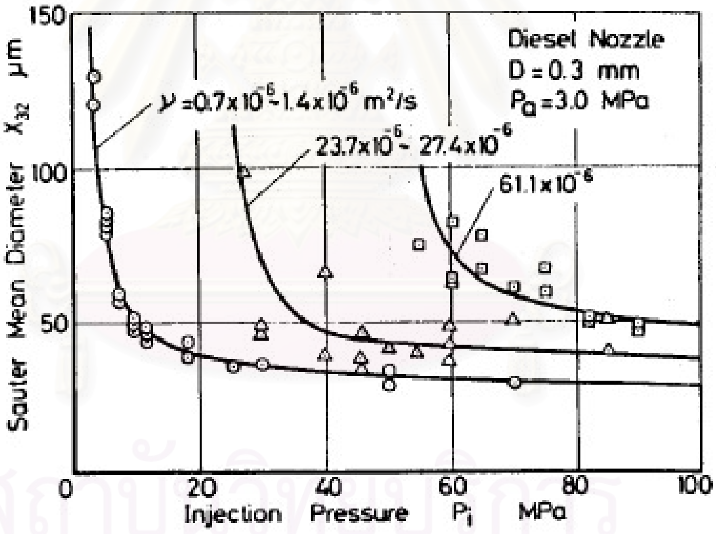
รูปที่ 3-20 แสดงผลของความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter ที่ความดันแวดล้อมต่างกัน ส่วนรูปที่ 3-21 แสดงผลของความหนืดที่มีต่อ Sauter mean diameter ที่ความดันการฉีดต่างกัน พบว่าเมื่อความหนืดเพิ่มขึ้นจะมีผลทำให้ Sauter mean diameter มีขนาดใหญ่ขึ้น แม้จะเพิ่มความดันการฉีดให้สูงมากแล้วก็ตาม



รูปที่ 3-19 แสดงผลของ length/diameter ของรูหัวฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter [13]

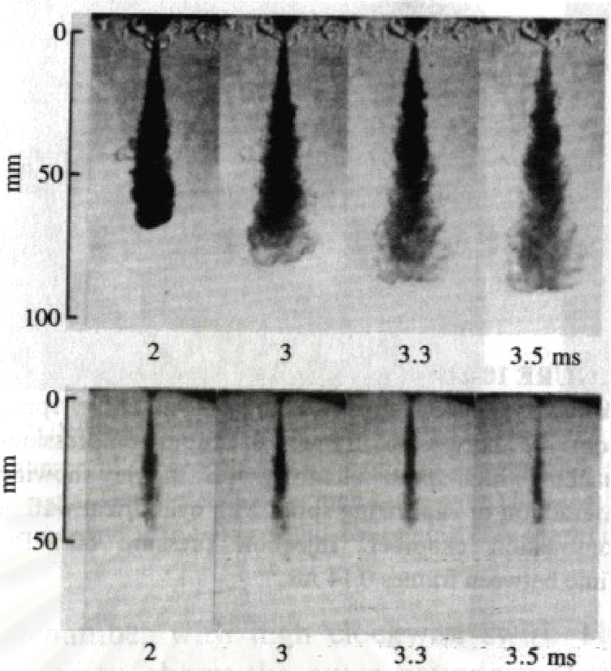


รูปที่ 3-20 แสดงผลของความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter [13]



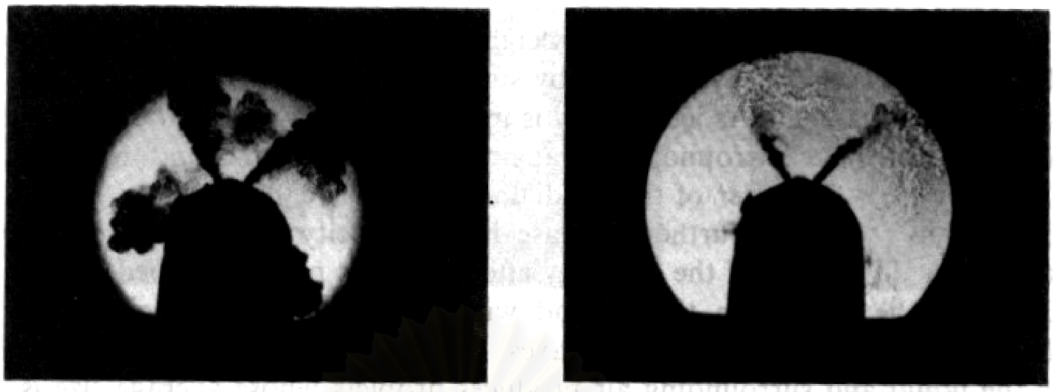
รูปที่ 3-21 แสดงผลของความหนืดและความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter [13]

ในรูปที่ 3-22 แสดงภาพถ่ายของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดพ่นเข้าไปในแก๊สไนโตรเจนที่นิ่ง โดยใช้เทคนิคการถ่ายภาพที่แตกต่างกัน 2 แบบ ทำให้ได้ภาพแบบรวมทั้งบริเวณไอและของเหลว และภาพบริเวณแกนของเหลวเท่านั้น หยดของเชื้อเพลิงที่อยู่ขอบนอกของสเปรย์จะระเหยก่อน ทำให้เกิดสารผสมระหว่างไอเชื้อเพลิงกับอากาศที่ห่อหุ้มรอบแกนของเหลว จึงเป็นผลให้อัตราส่วนสมมูลมีค่าสูงสุดที่แนวกึ่งกลาง และลดลงเป็นศูนย์ (อากาศที่ยังไม่ได้ผสมกับเชื้อเพลิง) ที่ขอบของสเปรย์



รูปที่ 3-22 แสดงภาพถ่ายแบบ shadowgraph และแบบ back-illuminated ของสเปรย์ที่กำลังระเหย ซึ่งถูกฉีดเข้าสู่แก๊สไนโตรเจนที่ความดัน 3.4 MPa อุณหภูมิ 670 K ใน rapid compression machine โดยรูปบนแสดงทั้งส่วนที่เป็นของเหลวและส่วนที่เป็นไอ ส่วนรูปล่างแสดงเฉพาะส่วนที่เป็นของเหลว [1]

เนื่องจากในระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber จะใช้การไหลวนของอากาศเพื่อเพิ่มอัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ การไหลวนของอากาศจะทำให้โครงสร้างของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดพ่นเข้าไปในห้องเผาไหม้เปลี่ยนแปลงไป ในรูปที่ 3-23 แสดงภาพถ่ายแบบ schlieren ของสเปรย์เชื้อเพลิง ซึ่งถูกฉีดที่แกนกลางของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าในเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ที่มีอากาศไหลวนในทิศทางตามเข็มนาฬิกาด้วยความเร็วสูง โดยจะสังเกตได้ว่าเกิดการกระทำระหว่างอากาศที่กำลังไหลวนกับสเปรย์ทั้งในส่วนที่เป็นของเหลวและส่วนที่เป็นไอ รวมทั้งสเปรย์ยังเกิดการปะทะกับผนังด้วย



รูปที่ 3-23 แสดงภาพถ่ายของสเปรย์เชื้อเพลิง ซึ่งถูกฉีดเข้าสู่อากาศไหลวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบโปร่งแสงของเครื่องยนต์ IDI แบบพิเศษ โดยภาพด้านซ้าย เป็นภาพที่ถ่ายด้วยความไวสูง แสดงถึงขอบเขตของบริเวณที่เป็นไอของสเปรย์ ภาพด้านขวา เป็นภาพที่ถ่ายด้วยความไวต่ำ แสดงถึงบริเวณที่เป็นแกนของเหลว (สีเข้ม) ในความสัมพันธ์กับบริเวณที่เป็นไอ (สีจาง) [1]

3.1.2.6 กระบวนการจุดระเบิดของสเปรย์ดีเซล T. Ishiyama, K.Miwa และ O. Horikoshi [31] 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

การศึกษาเมื่อเร็วๆนี้เกี่ยวกับการเกิดของส่วนผสมโดยใช้เครื่องอัดความเร็วสูง แสดงว่าแม้กระทั่งก่อนการจุดระเบิด ส่วนของเชื้อเพลิงจะแตกตัวเป็นไฮโดรคาร์บอนในสถานะแก๊ส ซึ่งจะปลดปล่อยความร้อนออกมามาก ในการศึกษานี้ เชื้อเพลิงขององค์ประกอบตัวอย่างถูกเลือกเพื่อชี้ชัดกระบวนการจุดระเบิด ส่วนผสมถูกวิเคราะห์ทางเคมีโดยใช้วิธีสุ่มตัวอย่างแก๊สทั้งหมด ขั้นแรกใช้เทคนิคนี้ ลักษณะขององค์ประกอบส่วนผสมจะถูกเปรียบเทียบระหว่างเครื่องอัดความเร็วสูง (Rapid Compression Machine, RCM) และ flow reactor ขั้นที่สองผลจะถูกนำไปเชื่อมโยงกับผลการบันทึกความดัน-เวลา และการพัฒนาของสเปรย์ สุดท้ายจะอภิปรายกระบวนการเกิดของส่วนผสมเริ่มต้นที่สามารถกระตุ้นการเผาไหม้เริ่มต้น

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 จากการทดสอบซึ่งอัดอากาศโดยไม่มีการฉีดเชื้อเพลิง โดยที่ delay ถูกนิยามว่าเป็นช่วงเวลาจากเริ่มต้นการฉีดถึงเวลาเมื่อ P_f -P_a เป็นค่าบวกอีกครั้งหลังจากที่ลดลงเป็นค่าลบเนื่องมาจากการดูดความร้อนของสเปรย์ ส่วน illumination delay τ_i ได้มาจากการปล่อยแสงช่วงคลื่นที่มองเห็นได้ ซึ่งตรวจพบโดย phototransister ที่มีมุมมองกว้าง

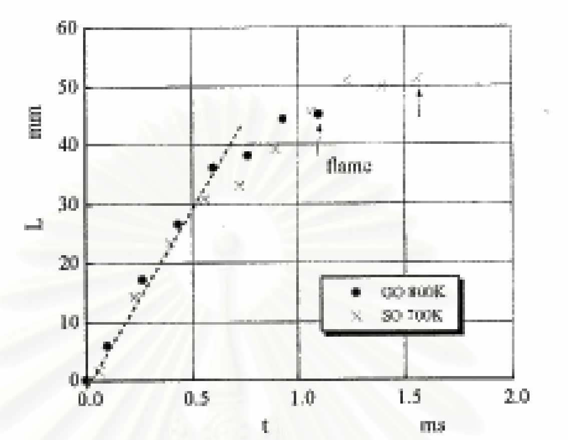
<u>องค์ประกอบของส่วนผสมในช่วง ignition delay</u> – ขั้นแรก องค์ประกอบของส่วนผสมในช่วง ignition delay ถูกตรวจสอบโดยการฉีด gas oil เข้าไปในอากาศนิ่งที่ถูกอัดร้อน 800 K ไฮโดรคาร์บอนเบา (C_1- C_4) ถูกตรวจพบว่าเป็นผลิตภัณฑ์ของปฏิกิริยา และการเพิ่มขึ้นของไฮโดรคาร์บอน C_6- C_8 ถูกสังเกตเห็นเมื่อเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงมาตรฐาน เป็นการแนะว่าเชื้อเพลิงดำเนินการแตกตัวต่อไป และผลิตไฮโดรคาร์บอนเบา ก่อนจะสังเกตเห็นการปลดปล่อยความร้อนอย่างเด่นชัด

เนื่องจาก gas oil ประกอบด้วยไฮโดรคาร์บอนหลายชนิด ดูเหมือนว่าเกือบเป็นไปไม่ได้ที่จะตัดสินโดยสิ้นเชิงว่าชนิดใดถูกเหนี่ยวนำจากเชื้อเพลิงโดยปฏิกิริยาใดๆ ในการแก้ปัญหานี้ จะใช้ simple oil ที่อุณหภูมิอากาศเดียวกันที่เริ่มต้นการฉีด รูปแบบการปลดปล่อยความร้อนของ simple oil จะมีคุณลักษณะที่กระจัดกระจายมากกว่าเนื่องจากว่ามันมี 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

<u>ผังความดัน-เวลา และกระบวนการจุดระเบิด</u> – illumination delay τ_i มักจะสั้นกว่า pressure recovery delay τ เสมอ เปลวไฟที่มองเห็นได้เริ่มต้นมักจะปรากฏที่เวลาประมาณ P_f - P_a มีค่าน้อยสุด นั่นคือเริ่มต้นของการปรากฏของการปลดปล่อยความร้อน ไม่ตรวจพบการปล่อยแสงระหว่างกระบวนการสุ่มตัวอย่างของส่วนผสม ซึ่งหมายความว่าการสลายตัวของเชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อนเปลวไฟที่สามารถมองเห็นได้จะปรากฏ และความร้อนที่เด่นชัดเริ่มที่จะถูกปลดปล่อย ดังนั้นการเผาไหม้ต้องเริ่มต้นในช่วงต้นของการผสม

<u>การพัฒนาของสเปรย์และกระบวนการจุดระเบิด</u> – รูปที่ 3-24 แสดง tip penetration L ที่หาจากรูปถ่ายความเร็วสูง มีการพล็อต 2 ชนิดที่สอดคล้องกับการฉีด gas oil เข้าไปในอากาศ 800 K และการฉีด simple oil เข้าไปในอากาศ 700 K penetration L ทั้งสองเพิ่มขึ้นเป็นเส้นตรง

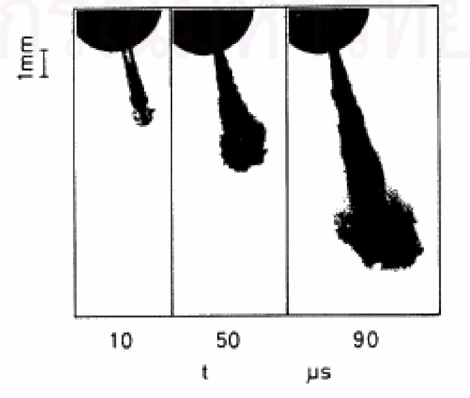
กับเวลาถึงประมาณ 0.5 ms และอัตราการเติบโตลดลงหลังจากนั้น การศึกษาบางอย่างแสดงว่าสเปรย์แตกตัวเป็นละอองเล็กน้อยในช่วงที่ penetration เพิ่มขึ้นเป็นเส้นตรง ช่วงเวลานี้เรียกว่า “break-up time”



รูปที่ 3-24 Penetration ของสเปรย์ก่อนการจุดระเบิด [31]

รูปที่ 3-25 แสดงภาพถ่ายของสเปรย์ที่ไม่ระเหยในไนโตรเจน 1 Mpa ที่ถ่ายด้วย nano-spark light source [32] สเปรย์ในภาพถ่ายเหล่านี้อยู่ในส่วนเริ่มต้นของ break-up time (ในกรณีนี้คือ 0.4 ms) จากการมองอย่างกว้างๆ สเปรย์ทั้งหมดสามารถถูกกระทำให้เป็นการไหลของเชื้อเพลิงเหลว แต่อย่างไรก็ตาม ถ้ามองย่อยลงไป ส่วนของเชื้อเพลิงเล็กๆถูกสังเกตเห็นแล้ว ในเส้นรอบนอกของการไหลของเชื้อเพลิงที่เวลา 90 μs จากการวิเคราะห์ภาพถ่ายนี้ ส่วนเล็กๆเหล่านี้มีเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยกว่า 10 μm ส่วนเล็กๆที่ว่า สามารถระเหยได้โดยง่ายเพื่อป้อนส่วนผสมเริ่มต้นถ้าอุณหภูมิแวดล้อมสูง ส่วนผสมที่ก่อตัวด้วยวิธีนี้จะมีหน้าที่เริ่มต้นการเผาไหม้เริ่มแรกที่ทำให้เกิดการระเหยและเผาไหม้ต่อเนื่องในเวลาต่อมา

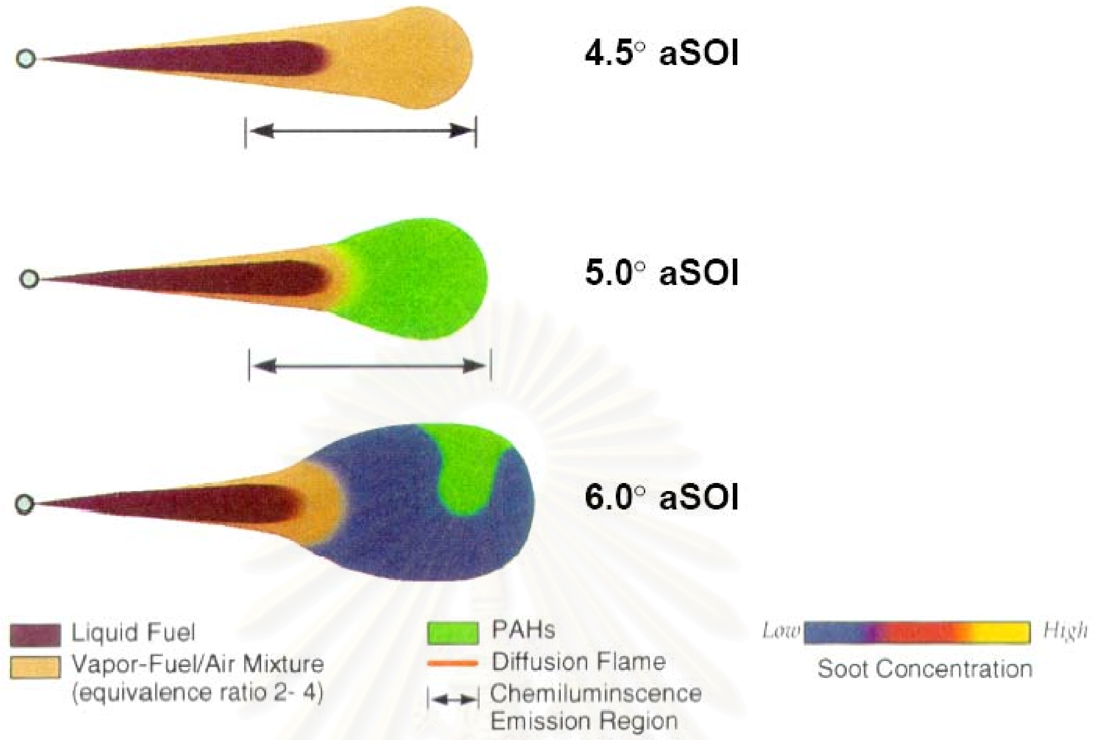
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



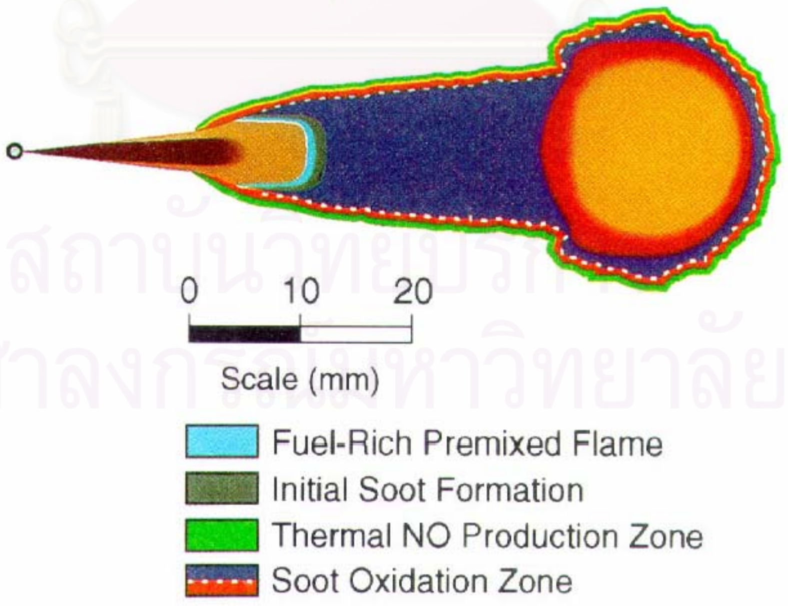
รูปที่ 3-25 รูปภาพโดยละเอียดของสเปรย์เริ่มต้น [31]

จากภาพถ่ายความเร็วสูงของสเปรย์ในอากาศอุณหภูมิและความดันสูง สังเกตได้ว่าเปลวไฟที่มองเห็นได้ในตอนแรก แทบจะไม่ปรากฏที่ปลายของสเปรย์ แต่มักจะถูกพบในขอบกลางของสเปรย์ ใกล้กับปลายหัวฉีดเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปในอากาศนิ่ง เชื้อเพลิงที่พื้นผิวของสเปรย์มีแนวโน้มที่จะเริ่มต้นการเผาไหม้เพราะว่ามันมักจะสัมผัสกับอากาศที่ล้อมรอบ ส่วนผสมที่ถูกให้ความร้อนโดยการเผาไหม้จะเคลื่อนที่เข้าไปในสเปรย์ และจะให้ enthalpy แก่ส่วนในของสเปรย์ โดยการให้ความร้อนนี้ จะเป็นการเริ่มต้นการสลายตัวทางความร้อนหรือการเผาไหม้ภายใต้สภาวะเชื้อเพลิงหนา ณ ตรงนั้น อุณหภูมิของส่วนผสมจะลดลงเนื่องจากการดูดกลืนความร้อนโดยการสลายตัวทางความร้อน ในบริเวณใกล้เคียงของปลายสเปรย์ เชื้อเพลิงจะแตกตัวเป็นละอองได้ดีเป็นหยดหลายหยดซึ่งสามารถระเหยได้ง่ายและเริ่มสลายตัว นอกจากนี้ความสามารถในการผสมนั้นมีมากเสียจนกระทั่งส่วนผสมร้อนที่ก่อตัวในชั้นนอกมีแนวโน้มที่จะถูกนำเข้าไปในส่วนในของสเปรย์ ซึ่งสามารถคาดได้ว่าเป็นการยากสำหรับส่วนผสมร้อนที่จะรักษาอุณหภูมิของมันและเร่งปฏิกิริยา แต่ในทางกลับกัน ในส่วนต้นทางของสเปรย์ กระแสหมุนวนของการผสมจะน้อยมากจนกระทั่งส่วนผสมสามารถรักษาอุณหภูมิของมันได้ เนื่องจากมีเชื้อเพลิงที่แตกตัวเป็นละอองเล็กน้อยที่ถูกทำให้ร้อนที่ใกล้ๆกับมัน ผลที่ตามมาคือส่วนผสมร้อนที่ทำให้เกิดการปลดปล่อยความร้อนอย่างรวดเร็วควรมีอยู่ที่ขอบกลางของสเปรย์ ขนาดของส่วนผสมนั้นน้อยสอดคล้องกับขนาดกระแสหมุนวนที่ตำแหน่งนั้น จึงเป็นที่คาดเดาว่าอุณหภูมิอากาศเป็นปัจจัยที่สำคัญสำหรับการเริ่มต้นกระบวนการเผาไหม้ตอนต้น

ในปี 1997 Dec[14] ได้นำเสนอแบบจำลองของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI บนพื้นฐานจากผลการทดสอบ โดยการวิเคราะห์ภาพถ่ายจากการเผาไหม้ของสเปรย์ดีเซลในเครื่องยนต์ CI โดยในรูปที่ 3-26 แสดงภาพแบบจำลองของพฤติกรรมการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในระหว่างการฉีดเชื้อเพลิง 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 chemiluminesence emission และแสดงความเข้มข้นของเขม่า (Soot concentration) ซึ่งสามารถอธิบายได้ดังนี้



รูปที่ 3-26 แสดงแบบจำลองกระบวนการการเผาไหม้ในสเปรย์ดีเซลแบบเรียงตามลำดับมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งประกอบด้วยการเผาไหม้ในช่วง auto-ignition และ premixed combustion [14]



รูปที่ 3-27 แสดงแบบจำลองการเผาไหม้ของสเปรย์ดีเซลในช่วง quasi-steady [14]

- ที่ 1.0° ASI อยู่ในช่วง ignition delay phase ในขณะที่ฉีดเชื้อเพลิงเหลวเข้าสู่ห้องเผาไหม้ จะเกิดการแทรกของแกนเชื้อเพลิงเหลวเข้าไปในอากาศร้อน จึงทำให้เกิดการระเหยตามด้านข้างของแกนเชื้อเพลิงเหลว โดยจากภาพทั้งหมดจะสังเกตได้ว่า ตลอดกระบวนการฉีดเชื้อเพลิง, ความยาวของแกนเชื้อเพลิงเหลวเกือบจะคงที่ตลอดช่วงเวลาในการฉีด

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

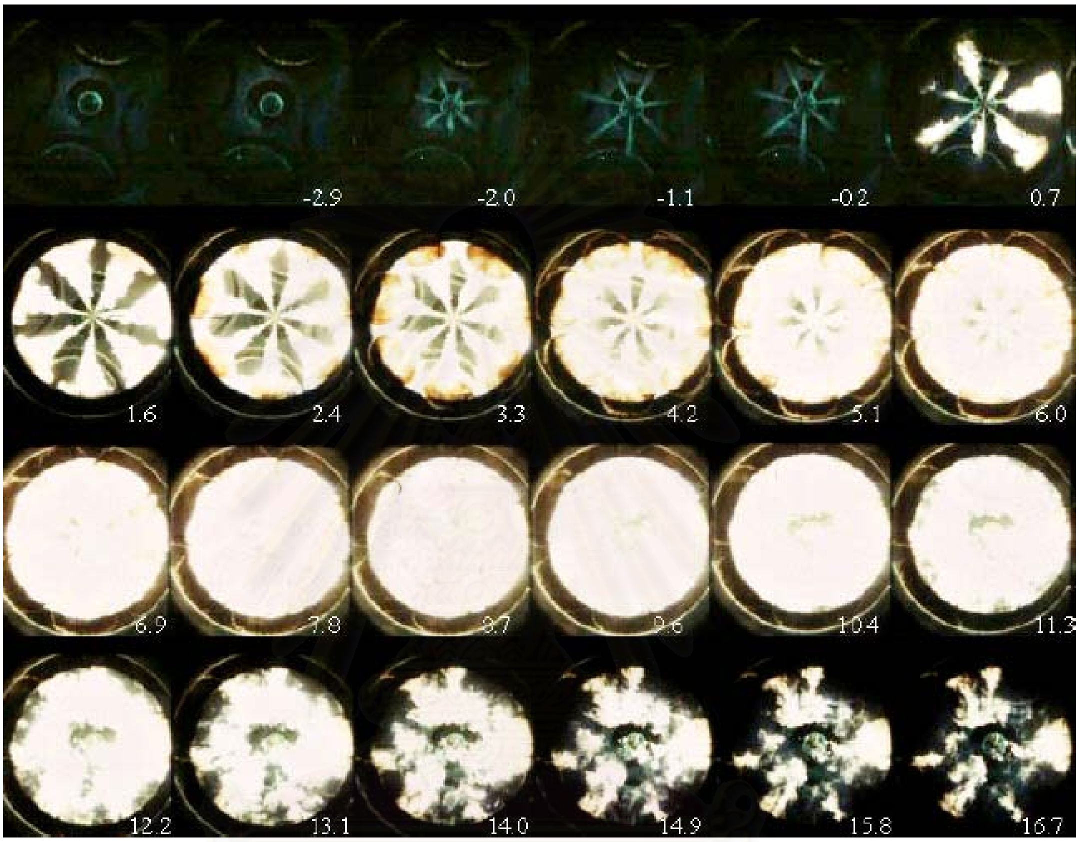
- ที่ประมาณ 5.0° ASI เริ่มเกิด premixed combustion ที่ส่วน head vortex ซึ่งเป็นบริเวณที่มีส่วนผสมหนา ทำให้อุณหภูมิบริเวณนั้นมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 1600 K รวมทั้งทำให้เกิด PAHs และเขม่า โดยความเข้มข้นของเขม่าจะมีความสม่ำเสมอตลอดพื้นที่หน้าตัดของสเปรย์

- 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

- ที่ 8.0° ASI สเปรย์อยู่ในสภาวะ quasi-steady หรือเป็น complete spray ซึ่งลักษณะทั่วไปของสเปรย์เริ่มไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลาอย่างชัดเจน ดังที่ได้แสดงโครงสร้างโดยละเอียดในรูปที่ 3-26 ในขณะที่สเปรย์กำลังขยายตัวเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ช่วงนี้ถือว่าการเผาไหม้ยังอยู่ในช่วง mixing-controlled phase โดยในช่วงแรกหลังจากที่เชื้อเพลิงเหลวออกมาจากหัวฉีด จะผ่านเข้าสู่บริเวณที่มีส่วนผสมหนามาก (อัตราส่วนสมมูลมากกว่า 4) เกิด premixed reaction แล้วจึงถูกเผาไหม้ในเปลวไฟแบบ turbulent diffusion flame ที่ขอบของสเปรย์ ส่วนเขม่าที่เกิดขึ้นเกือบทั้งหมดจะถูกเผาไหม้โดยเชื้อเพลิงที่มีอยู่ใน diffusion flame โดยเขม่าส่วนที่ไม่ถูก oxidized จะออกไปกับไอเสียในรูปของควันดำ

ในปี 1999 Wang และคณะ [15] ได้ทำการถ่ายภาพการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ซึ่งในรูปที่ 3-28 ได้แสดงผลการทดสอบบางส่วน ซึ่งแสดงให้เห็นว่าลักษณะพฤติกรรมการเผาไหม้สเปรย์ดีเซลในเครื่องยนต์จริงนั้น มีความเข้ากันได้กับแบบจำลองการเผาไหม้สเปรย์ดีเซลของ Dec [14] โดยที่ -2.0 หรือ 2.0° BTDC สังเกตได้ว่าเริ่มมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ที่ 0.7°ATDC เริ่มการจุดระเบิดและเกิดเปลวไฟที่มองเห็นได้ ที่ส่วนปลายของตัวสเปรย์ ซึ่งเป็นการเผาไหม้ในช่วง premixed phase สังเกตได้ว่าลักษณะการเผาไหม้ของสเปรย์จะ

คล้ายกับรูปที่ 3-26 ส่วนที่ 3.3° ATDC สังเกตได้ว่ามีการเกิดเขม่าในสเปรย์คล้ายกับแบบจำลองในรูปที่ 3-27 หลังจากนั้นจะมีการเกิดเขม่าและเกิดการ oxidize เขม่าไปพร้อมกัน จนกระทั่งเขม่าถูก oxidized จนหมดในภายหลัง



รูปที่ 3-28 แสดงภาพถ่ายโดยตรงของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI แบบ DI ที่ความเร็วรอบ 750 rev/min injection timing 10°BTDC โดยปล่อยความร้อนทั้งหมด 2.28 kJ [15]

3.1.3 การวิเคราะห์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลโดยวิธีการถ่ายภาพ

เพื่อที่จะทำตามกฎข้อบังคับเรื่องไอเสีย และการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงให้ต่ำที่สุด สิ่งสำคัญคือการทำความเข้าใจกระบวนการในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ให้ดีขึ้น การวัดเฉพาะความดันกระบอกสูบ, ตัวแปรในการฉีด, แก๊สไอเสีย นั้นไม่เพียงพออีกต่อไป ซึ่งมีหลายวิธี วิธีหนึ่งคือการจำลองการฉีดเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ อีกวิธีหนึ่งคือการใช้วิธีทางแสงในการตรวจดูกระบวนการในกระบอกสูบ

มีหลายวิธีทางแสงที่ใช้ในการตรวจดูเครื่องยนต์ดีเซลในที่นี้ จะใช้แต่ละวิธีแยกจากกัน ห้องเผาไหม้จะต้องถูกดัดแปลงเพื่อให้แสงเข้าได้ เมื่อใช้แสงเลเซอร์ ห้องเผาไหม้โดยปกติจะต้องถูก

ดัดแปลงอย่างมาก เพื่อให้แสงเลเซอร์ทะลุผ่านห้องเผาไหม้ ทำให้มีอิทธิพลต่อการเกิดสเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้ การวัดที่สภาวะคงตัวนั้นหายากเนื่องมาจากปัญหาจากเขม่าที่เกาะบนหน้าต่างปกป้อง ในการตรวจสอบส่วนใหญ่ในที่นี้ เครื่องยนต์จะถูกหมุนแล้วเชื้อเพลิงจะถูกฉีดในไม่กี่วัฏจักรระหว่างการวัดเพื่อป้องกันการเกิดเขม่าที่หน้าต่าง

Dec [14] ใช้วิธี elastic scattering เพื่อวัดการพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวในเครื่องยนต์ โดยฉายแผ่นเลเซอร์บางๆเข้าสู่ห้องเผาไหม้ผ่าน window ซึ่งติดตั้งในปลอกสูบ และบันทึกภาพผ่าน window ใน piston bowl ส่วน Ricart และคณะ [33] ใช้ระบบการวัดที่ขึ้นกับ endoscope เพื่อวัดการพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว ในการให้แสงกับสเปรย์เชื้อเพลิง แสงเลเซอร์จะถูกฉายเข้าไปในห้องเผาไหม้โดยผ่าน optical fiber รูปที่ได้จะถูกบันทึกโดยกล้องดิจิตอลขาว-ดำ 8 บิต เนื่องจากตำแหน่งของ endoscope ทำให้เห็นสเปรย์เชื้อเพลิงหลังจากออกจากหัวฉีดแล้ว 10 mm และเมื่อเปลวไฟที่ส่องสว่างปรากฏในรูป จะไม่สามารถวัดการพุ่งกระทบได้อีกต่อไป ทั้งนี้เนื่องจากเป็นไปไม่ได้ที่จะแยกสเปรย์เชื้อเพลิงออกจากเปลวไฟในรูปขาว-ดำ

ในการวัดการกระจายของเขม่าในเปลวไฟดีเซลที่กำลังเผาไหม้ จะใช้วิธี Laser Induced Incandescence (LII) อีกวิธีหนึ่งคือ two-color method โดยการวัดความเข้มการแผ่รังสีของเขม่าที่สองความยาวคลื่นที่ต่างกัน จะสามารถคำนวณได้ทั้งการแจกแจงของเขม่าและอุณหภูมิเขม่า ข้อเสียข้อหนึ่งของวิธีนี้คือ ความเข้มที่ถูกวัดเกิดจากความลึกทั้งหมดไม่ใช่ระนาบของรูปภาพที่ถูกระบุไว้ ในการวัดความเข้มข้นเขม่าในเครื่องยนต์ดีเซล Black และคณะ [34] ใช้วิธี laser extinction method โดยฉายแสงเลเซอร์ที่ทราบค่าความเข้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยผ่าน window ที่ปลอกสูบ ความเข้มของลำแสงเลเซอร์จะถูกวัดที่ด้านตรงข้ามของกระบอกสูบ ความแตกต่างของความเข้มถูกใช้เป็นตัววัดความเข้มข้นของเขม่า วิธีนี้สามารถวัดความเข้มข้นในเขม่าที่มีอุณหภูมิไม่สูงได้

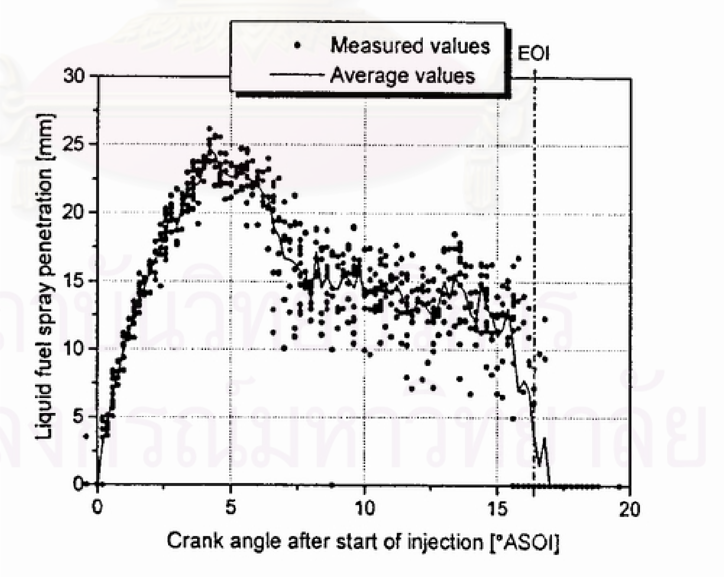
ในการศึกษาของ Larsson [24] ระบบทางแสงแบบ endoscope ถูกใช้ในการศึกษาการฉีดเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล DI การพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว, flame lift-off และ flame length ถูกวัดในรูปภาพ ระหว่างการทดสอบ windows จะสะอาดเสมอและสามารถเดินเครื่องที่ steady state ได้หลายนาที จากการใช้ two-color method รูปภาพสองมิติของการแจกแจงอุณหภูมิจะถูกวิเคราะห์ออกมา

การตั้งค่าเครื่องยนต์ที่ต่างกัน 13 ค่า จะถูกเปรียบเทียบในการทดสอบทางแสง แต่ละจุดการทดสอบจะบันทึก 3 ลำดับภาพ 2 ลำดับภาพจะใช้แสงแฟล็ชเพื่อส่องสว่างให้สเปรย์เชื้อเพลิงก่อนที่จะเผาไหม้ ลำดับแรกจะได้มา 8 ภาพ ที่มุมข้อเหวี่ยงในช่วง –12 ถึง 60 ^{o}ATDC ที่ 1.0 ^{o}CA resolution ลำดับที่สองได้มา 6 ภาพ ที่มุมข้อเหวี่ยงในช่วง –11 ถึง 8.6 ^{o}ATDC ที่ 0.2 ^{o}CA

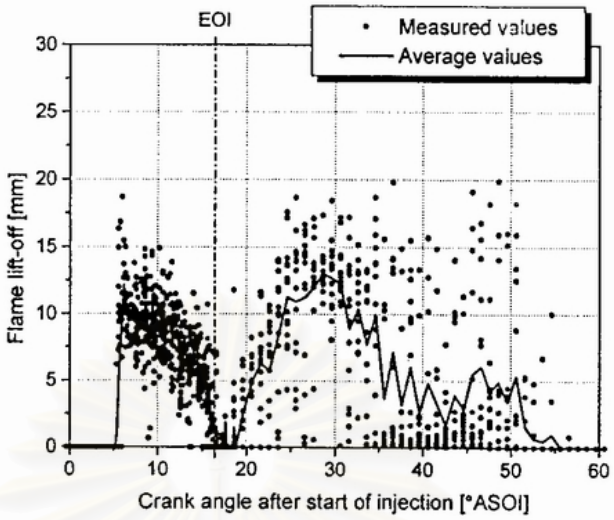
resolution ลำดับที่สาม รูปภาพของการส่องสว่างด้วยตนเองจะถูกบันทึกโดยไม่ต้องใช้แสงเพิ่มเติม รูปภาพถูกใช้สำหรับการคำนวณการกระจายอุณหภูมิ 8 รูปภาพจะถูกบันทึกที่แต่ละมุมข้อเหวี่ยงในช่วง –12 ถึง 60°ATDC ที่ 1.0 °CA resolution รูปภาพทั้งหมดถูกบันทึกในวัฏจักรการเผาไหม้ที่ต่างกัน

Spray penetration, flame lift-off and flame length

การพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว, flame lift-off และ flame length จะถูกวัดสำหรับแต่ละกรณี ค่าที่วัดจะถูกนำมาเฉลี่ย รูปที่ 3-29 แสดงการพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวสำหรับ SOI=-9°ATDC จะเห็นได้ว่าเมื่อเริ่มต้นการฉีด ค่าที่วัดจะเบี่ยงเบนไปจากค่าเฉลี่ยเล็กน้อย หลังจาก SOC การเบี่ยงเบนจะมากขึ้น ทั้งนี้อาจเนื่องมาจากการเบี่ยงเบนในตำแหน่งของเปลวไฟ ดังจะสามารถเห็นได้ในรูปที่ 3-30 ที่ซึ่งมีการแสดง flame lift-off โดย flame lift-off จะเกิดการเบี่ยงเบนมากกว่าการพุ่งกระทบของสเปรย์ ในรูปที่ 3-30 จะเห็นได้ว่า flame lift-off จะอยู่ที่ 4-6 mm หลังการพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว เปลวไฟไปถึงหัวฉีดหลังจากสิ้นสุดการฉีด (EOI) หลังจากนั้น flame lift-off จะแสดงการเบี่ยงเบนมากกว่า แต่ดูเหมือนจะเคลื่อนออกไปจากหัวฉีดอีกครั้ง Winklhofer [35] แสดงว่าสำหรับความดันในการฉีดที่คล้ายคลึงกัน flame lift-off เบื้องต้นคือ 13-15 mm จากหัวฉีด ซึ่งเป็นระยะทางจากหัวฉีดที่มากกว่าในการทดลองเหล่านี้เล็กน้อย

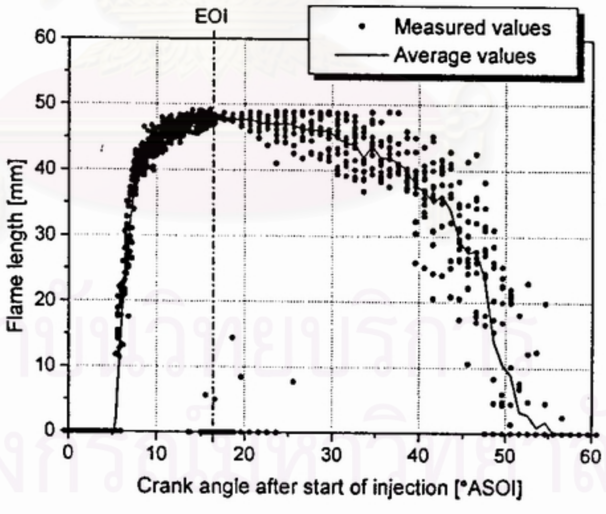


รูปที่ 3-29 penetration ของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1) [24]



รูปที่ 3-30 Flame lift-off สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1) [24]

เช่นเดียวกับ flame lift-off ดูเหมือนว่า flame length จะค่อนข้างเสถียรจนถึง EOI ดังรูปที่ 3-31 จากนั้น flame length จะเริ่มเกิดการเบี่ยงเบน



รูปที่ 3-31 Flame length สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1) [24]

Inlet air pressure

ความหนาแน่นอากาศที่สูงขึ้น จะเพิ่มแรงเสียดทานที่กระทำต่อสเปรย์ ทำให้การแตกตัวเป็นละอองดีขึ้นและการพุ่งกระทบสูงสุดของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวลดลง อากาศร้อนเพิ่มเติมที่มากกว่าจะถูกดึงเข้าไปในสเปรย์ ทำให้การระเหยของเชื้อเพลิงเหลวเร็วขึ้น

ความดันอากาศขาเข้าที่เพิ่มขึ้น จะลดช่วงการล่าช้า เป็นการลดระดับสูงสุดในการปลดปล่อยความร้อนให้ต่ำลง เหตุผลสำหรับการลดช่วงการล่าช้า เป็นได้ทั้งความดันอากาศที่สูงกว่าและการแตกตัวเป็นละอองของเชื้อเพลิงที่ดีกว่า

Inlet air temperature

เมื่ออุณหภูมิอากาศขาเข้าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิทั้งหมดในห้องเผาไหม้หลังจากการอัดจะเพิ่มขึ้นด้วย ซึ่งจะทำให้การพุ่งกระทบสูงสุดของสเปรย์เชื้อเพลิงสั้นลง อุณหภูมิแก๊สที่สูงกว่าจะทำให้ช่วงการล่าช้าลดลงด้วย ส่วนของการเผาไหม้แบบ premixed ลดลง และการเผาไหม้แบบ diffusion จะเริ่มต้นเร็วขึ้น เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนที่สูงจากการเผาไหม้แบบ diffusion และดังนั้นการระเหยที่เพิ่มขึ้น การพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวจะลดลงจากค่าสูงสุดเร็วขึ้นเมื่อเพิ่ม T_{inl} จะมีความแตกต่างเล็กน้อยใน flame lift-off และ flame length เมื่ออุณหภูมิขาเข้าถูกเปลี่ยน ยกเว้นความแตกต่างที่จุดเริ่มต้นของการเผาไหม้แบบ diffusion

Load level

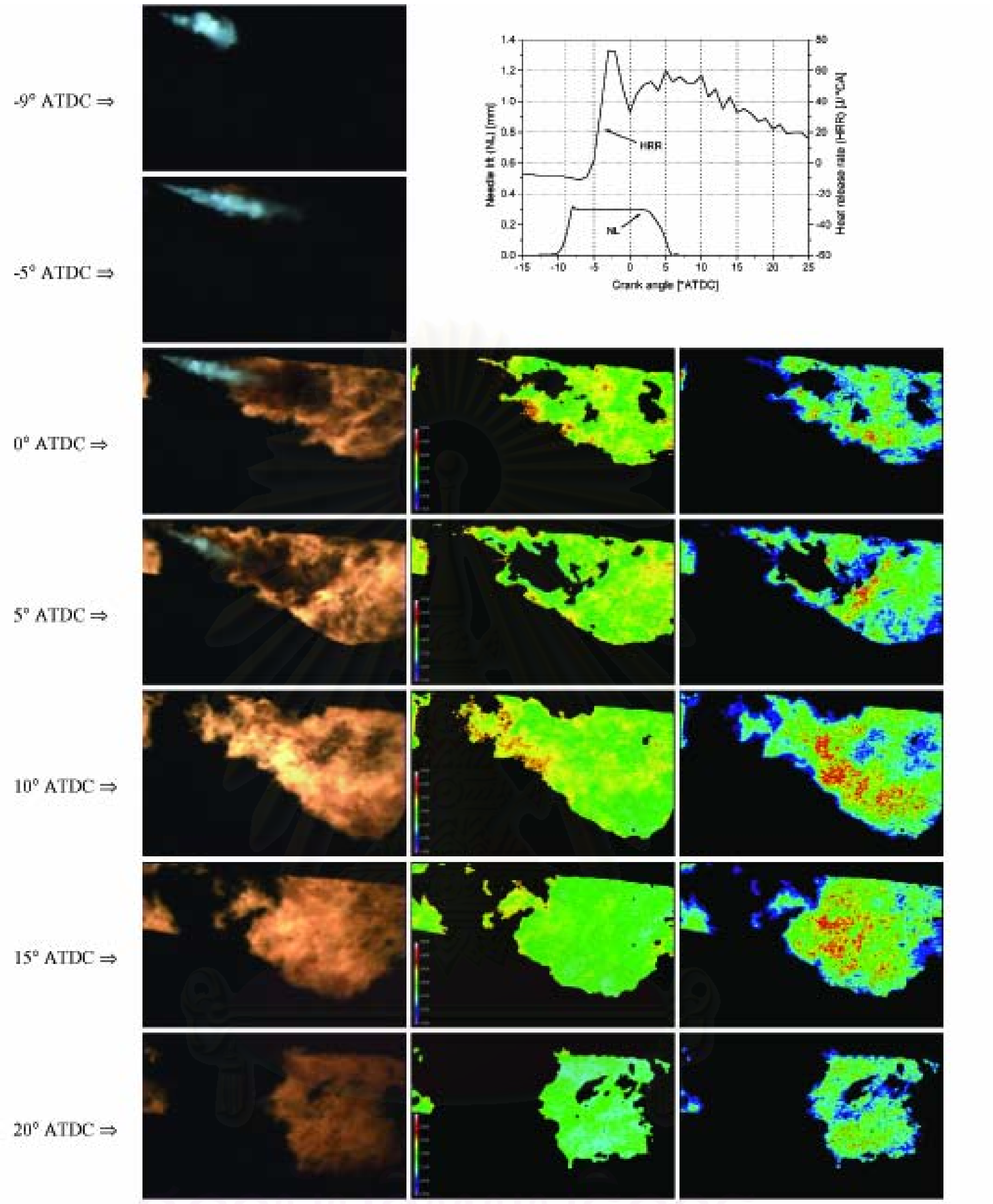
เมื่อระดับภาระลดลง ช่วงการล่าช้าจะเพิ่มขึ้น เนื่องมาจากพื้นผิวและอุณหภูมิของก๊าซตกค้างในห้องเผาไหม้ที่ต่ำลง ดังนั้น ส่วนของการเผาไหม้แบบ premixed จะเพิ่มขึ้น การเผาไหม้ที่สว่างจะเกิดภายหลังด้วยระดับโหลดที่ต่ำกว่าเนื่องจากระยะเวลาในการฉีดที่สั้นกว่า flame length จะสั้นกว่าที่ภาระเครื่องยนต์ต่ำกว่า

Flame temperature distribution

การกระจายของเขม่าและอุณหภูมิถูกคำนวณในรูปภาพเปลวไฟโดยใช้วิธี two-color method ในรูปที่ 3-32 แสดงผลของการคำนวณที่ว่าสำหรับกรณีมาตรฐาน แถวซ้ายแสดงรูปภาพที่ได้มาของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวและเปลวไฟ แถวกลางแสดงการกระจายอุณหภูมิในเปลวไฟ และแถวขวาเป็นการกระจายของเขม่า ในรูปภาพ หัวฉีดจะอยู่มุมบนซ้ายของรูป ในบางรูปของเปลวไฟจะมีเปลวไฟเล็กๆ อยู่ต่ำกว่าหัวฉีด ซึ่งเปลวไฟนี้จะไม่เกี่ยวกับสเปรย์เชื้อเพลิงที่ศึกษา แต่จะเป็นของ 1 ใน 3 สเปรย์อื่น ในรูปภาพอุณหภูมิ สเกลสี (ม่วง-ฟ้า-เขียว-เหลือง-แดง-ขาว) ระบุช่วงของอุณหภูมิ 1800 ถึง 3000 K ในรูปการกระจายเขม่า สเกลสีตัวเดิมจะระบุความหนาแน่นของเขม่าจัดช่วงจากเขม่าบางจนถึงเขม่าหนาแน่น กราฟข้างบนรูปที่ 3-32 เป็นการพล็อตระยะยกของเข็มและอัตราการปลดปล่อยความร้อน เส้นจุดแนวดิ่งคือมุมข้อเหวี่ยงที่ซึ่งได้มาซึ่งรูปภาพ ดังที่เห็นที่ 0

และ 5 ^{o}ATDC ในรูปที่ 3-32 เปลวไฟข้างหน้าสเปรย์เชื้อเพลิงจะถูกทำให้เย็นลงโดยเชื้อเพลิงทำให้เกิดความเข้มการแผ่รังสีเปลวไฟที่ต่ำกว่า การแผ่รังสีของเปลวไฟจะต่ำเกินกว่าที่จะคำนวณการกระจายอุณหภูมิและเขม่าได้ ดังนั้นจะไม่มีอุณหภูมิและความหนาแน่นเขม่าแสดงในพื้นที่ข้างหน้าสเปรย์เชื้อเพลิง

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



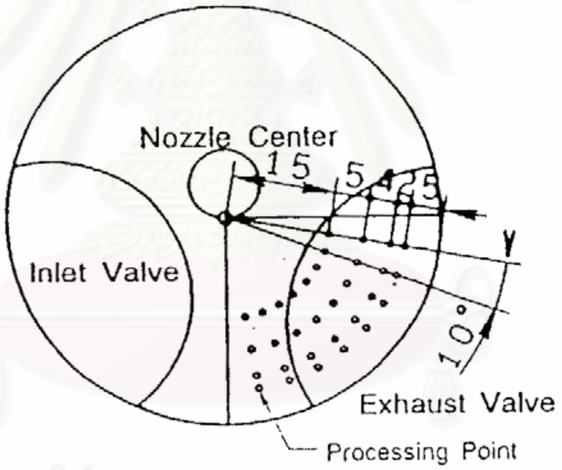
รูปที่ 3-32 ค่าสีสัมพัทธ์กับอุณหภูมิที่ค่า k_{ks} ต่างๆ [24]

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Long Zhang และคณะ [36] ได้วิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล DI ลงไปในรายละเอียด โดยจะประยุกต์ใช้วิธี “cross-correlation” และ “two-color method” เพื่อวัดการเคลื่อนที่ของเปลวไฟที่เผาไหม้และอุณหภูมิเปลวไฟ ตามลำดับ โดยกระบวนการถ่ายภาพความเร็วสูง จุดประสงค์ของการตรวจสอบนี้คือเพื่อศึกษาผลของตัวแปรของเครื่องยนต์ เช่น pumping rate, ขนาดรูหัวฉีด และ injection timing ที่มีต่อกระบวนการเผาไหม้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งผลต่อการเคลื่อนที่ของเปลวไฟและอุณหภูมิเปลวไฟ

หลักการของวิธี "cross-correlation" สำหรับการวัดความเร็วเปลวไฟได้ถูกอธิบายโดย Shioji [37] และโดย Yamaguchi [38] โดยการคำนวณฟังก์ชั่น cross-correlation 2 มิติระหว่างภาพถ่ายการเผาไหม้ 2 ภาพในช่วงเวลาสั้นๆ จะสามารถหาเวกเตอร์ความเร็วได้โดยการสแกนตำแหน่งของ maximum cross-correlation coefficient และโดยการทราบช่วงของเวลา

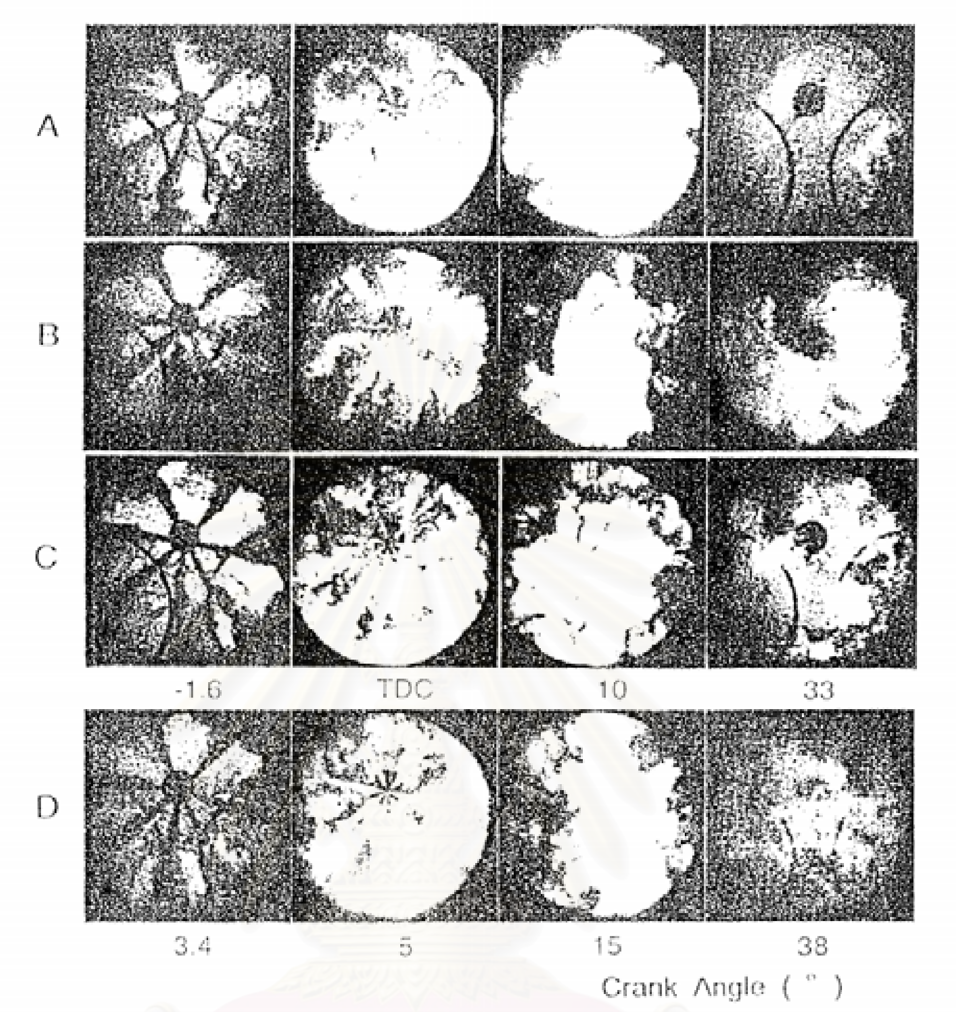
ตำแหน่งของจุดที่ทำการวัด 32 จุดในบริเวณที่มองเห็นได้ของห้องเผาไหม้แสดงไว้ในรูปที่ 3-33 บริเวณทั้งหมดจะถูกวัดเพื่อแสดงรูปแบบการเคลื่อนที่ของเปลวไฟและจุดศูนย์กลางของ swirl เพื่อลดเวลาในการคำนวณ การเปรียบเทียบระหว่างสภาวะต่างๆ จะถูกกระทำที่จุดที่ทำการวัด 32 จุด เนื่องจากวิธีนี้ต้องการก้อนที่มีแสงสว่าง (luminous lumps) อย่างน้อย 2 รูปแบบภายในบริเวณที่ทำการวัดเพื่อให้ได้เวกเตอร์ที่ถูกต้อง ดังนั้นบริเวณที่ทำการวัดจะถูกตรึงไว้ที่ 10×10 mm ในครั้งแรก สำหรับเวกเตอร์บางตัวที่ผิดปกติไป บริเวณที่ทำการวัดจะถูกเปลี่ยนเป็น 20×20 mm สำหรับการคำนวณใหม่



รูปที่ 3-33 Processing points distribution [36]

อุณหภูมิเปลวไฟจะถูกวัดโดยวิธี "two-color method" ในกรณีนี้เส้น calibration จะได้มาโดยการถ่ายภาพตะเกียงฮาโลเจนมาตรฐานในสภาวะเดียวกับภาพถ่ายการเผาไหม้ ความยาวคลื่นที่ใช้คือ สีแดง (0.65 μm) และสีน้ำเงิน (0.46 μm)

รูปที่ 3-34 แสดงรูปที่เลือกมาของกระบวนการเผาไหม้ภายใต้สภาวะการทดลองต่างๆ มุมข้อเหวี่ยงจะถูกระบุไว้ใต้รูป

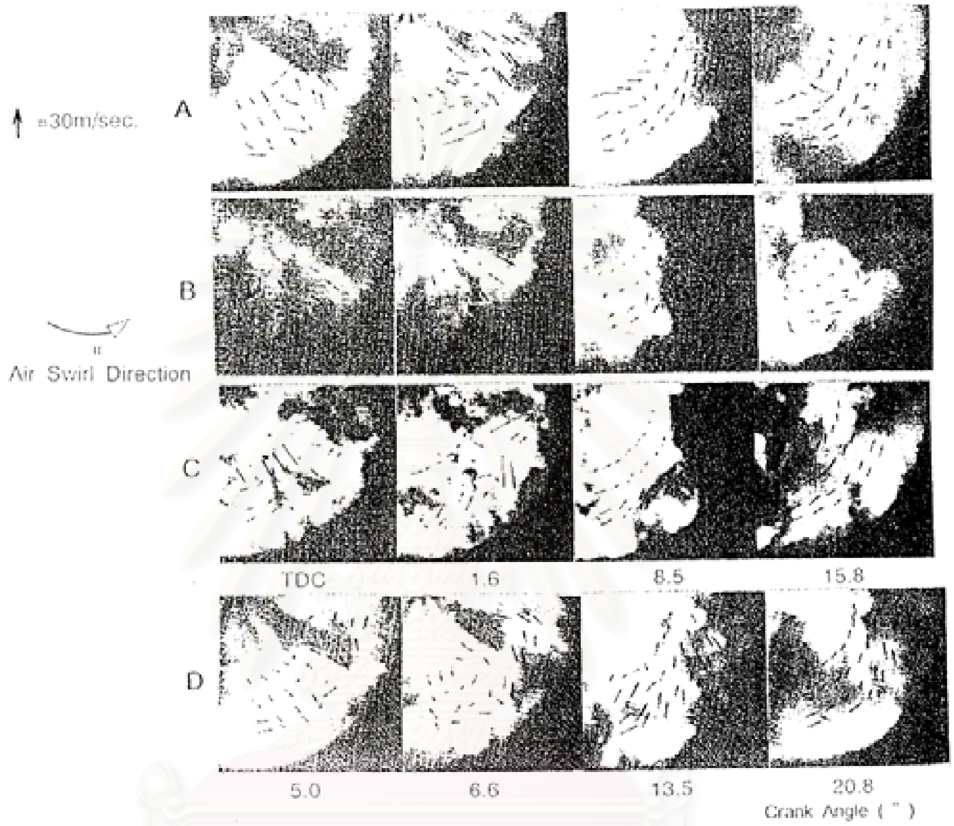


รูปที่ 3-34 การเปรียบเทียบกระบวนการเผาไหม้โดย Long Zhang และคณะ [36]

<u>กระบวนการเผาไหม้</u> จากการเปรียบเทียบพบว่ากรณีที่ pumping rate ต่ำกว่า (รูป B) การแพร่กระจายของเปลวไฟจะช้า และมีเขม่ามากในเปลวไฟระหว่างจังหวะการเผาไหม้แบบ diffusion ความแตกต่างระหว่างพื้นที่รูหัวฉีด แสดงไว้ในรูป A และ C พบว่าหัวฉีดที่มีพื้นที่รูใหญ่จะมีเขม่ามากกว่าในเปลวไฟใกล้ๆผนังห้องเผาไหม้ และเมื่อ injection timing ถูกหน่วงลงจาก 11 ^{o}BTDC (รูป A) ไปเป็น 5 ^{o}BTDC (รูป D) จะพบว่าแสงสว่างของเปลวไฟจะลดลงและจุดสิ้นสุดของการเผาไหม้จะล่าช้าออกไป

<u>การเคลื่อนที่ของเปลวไฟ</u> รูปที่ 3-35 แสดงผลของเวกเตอร์ความเร็วของเปลวไฟที่คำนวณโดยวิธี cross-correlation method การคำนวณเริ่มต้นที่เวลาเมื่อ spray plume ของเชื้อเพลิงเกือบถูกปกคลุมด้วยเปลวไฟ ดังนั้นจากจุดเริ่มต้นของการคำนวณ จะสมมติว่ามีการเผาไหม้แบบ diffusion อยู่ทั่วไป ถ้ามองอย่างกว้างๆ จะพบว่าการเคลื่อนที่ของเปลวไฟในช่วงเวลาของการฉีดจะแตกต่างไปจากการเคลื่อนที่ของเปลวไฟในช่วงหลังจากสิ้นสุดการฉีด ระหว่างการฉีดเชื้อเพลิง

เวกเตอร์ความเร็วจะผิดปกติกว่าในทั้งทิศทางและขนาด แต่อย่างไรก็ตาม ที่เวลาสั้นๆ หลังจากสิ้นสุดการฉีด เวกเตอร์ความเร็วส่วนมากจะมุ่งหน้าไปในทิศเดียวกับ swirl ของอากาศและการเคลื่อนที่แบบผิดปกติจะลดลงอย่างรวดเร็ว

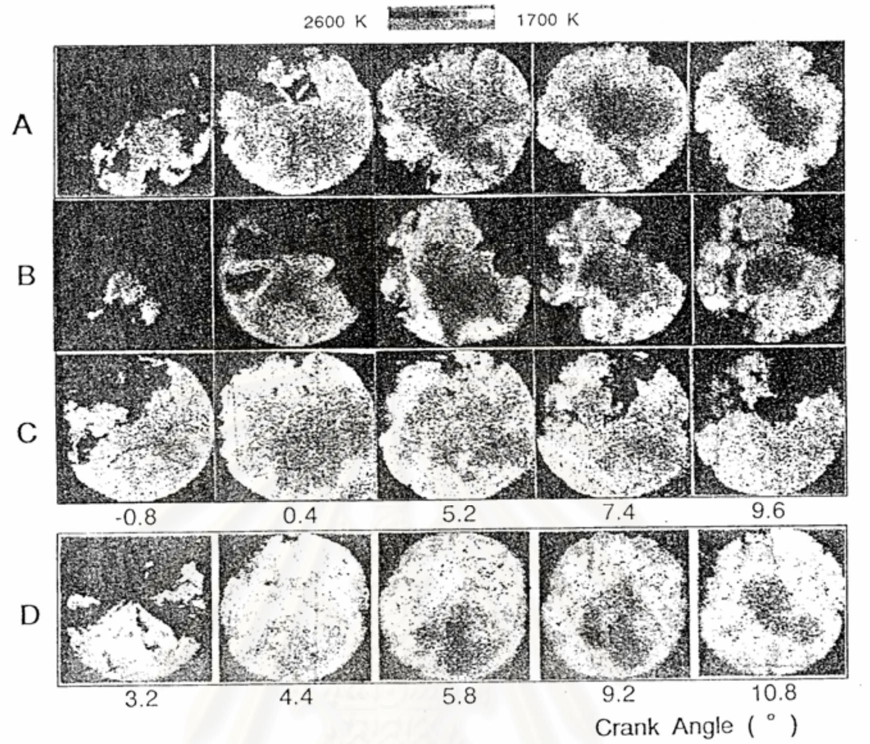


รูปที่ 3-35 การเปรียบเทียบเวกเตอร์ความเร็วเปลวไฟโดย Long Zhang และคณะ [36]

เนื่องจากการเคลื่อนที่แบบผิดปกตินั้นจะถูกพิจารณาให้สัมพันธ์อย่างใกล้ชิดกับการเป็น turbulence ขนาดใหญ่ในบริเวณที่เกี่ยวข้อง ดังนั้นผลข้างต้นแสดงให้เห็นว่ามี turbulence อย่างหนักหน่วงเกิดขึ้นโดยเชื้อเพลิงที่ฉีด, spray plume ที่ไปกระทบผนังห้องเผาไหม้และการเผาไหม้ที่ไม่เป็นเนื้อเดียวกันระหว่างช่วงเวลานี้

<u>อุณหภูมิเปลวไฟ</u> อุณหภูมิเปลวไฟที่คำนวณโดยวิธี two-color method สำหรับสภาวะทางการทดลองจาก A ไปสู่ D แสดงไว้ในรูปที่ 3-36 จากผลเหล่านี้จะแสดงถึงการกระจายไปตามส่วนต่างๆ และการเปลี่ยนแปลงของเวลาของอุณหภูมิเปลวไฟ ในกรณีเหล่านี้จะมุ่งเน้นไปที่อุณหภูมิสูง (มากกว่า 2000 K) ซึ่งสัมพันธ์กับการเกิด NO_x และการเผาไหม้เขม่า เพื่อว่าจะได้ทำ

การเปรียบเทียบเลขพิกเซล (คือตัวเลขของพิกเซลที่แสดงถึงขนาดของพื้นที่) ที่มากกว่า 2000 K สำหรับสภาวะการทำงานต่างๆ



รูปที่ 3-36 การเปรียบเทียบอุณหภูมิเปลวไฟโดย Long Zhang และคณะ [36]

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 ให้คง

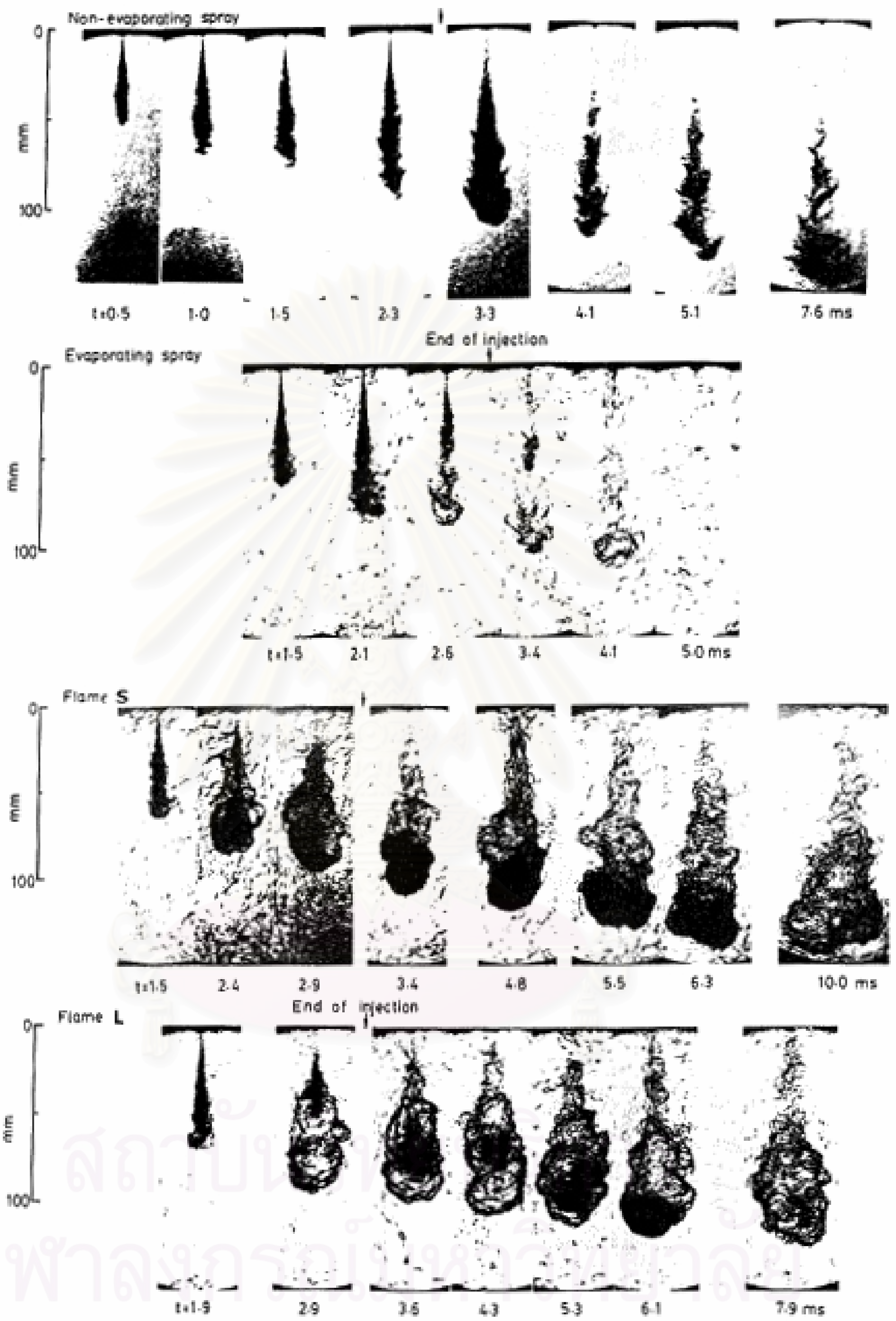
เดิม วิธีทั่วไปคือการหน่วง injection timing ทำให้อุณหภูมิเปลวไฟต่ำลง ดังนั้นการเผาไหม้เขม่าที่ขึ้นกับอุณหภูมิที่สูงกว่าจะไม่อยู่ในกรณีของการฉีดในตอนแรก

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

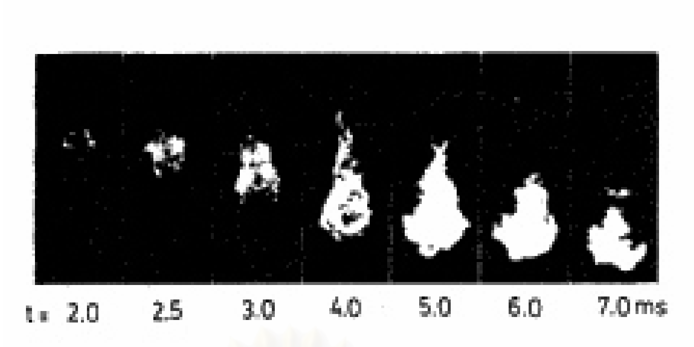
Yong June Chang และคณะ [39] ได้ตรวจสอบกระบวนการก่อตัวและการเผาไหม้ของอนุภาคเขม่าในเปลวไฟดีเซลด้วยเครื่องอัดความเร็วสูง กลุ่มหมอกของเขม่าถูกตรวจดูโดยวิธี laser schlieren และอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิง/อากาศของบริเวณการเกิดเขม่าถูกประมาณจากการกระจายความเข้มข้นเชื้อเพลิงที่วัดได้ในสเปรย์ที่ไม่ระเหย การแปรผันของความเข้มข้นเขม่าในเปลวไฟจะสัมพันธ์กับอัตราการปลดปล่อยความร้อนด้วย

กระบวนการก่อตัวและการเผาไหม้ของอนุภาคเขม่าถูกตรวจสอบโดยวิธีสุ่มตัวอย่างแก๊สโดยตรงโดย Aoyagi และคณะ [40] และวิธี two-color method โดย Matsui และคณะ [41] ความสัมพันธ์ตามเวลาของความเข้มข้นเขม่าที่ถูกวัดโดยทั้ง 2 วิธีนี้เปิดเผยว่าการก่อตัวของเขม่าเริ่มต้นขึ้นพร้อมกับการเริ่มต้นของการเผาไหม้แบบ diffusion และความเข้มข้นของมันจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วตามเวลาระหว่างช่วงการฉีด ความเข้มข้นนี้มีค่าสูงสุดเมื่อสิ้นสุดการฉีด จากนั้นเขม่าจะเผาไหม้ในอัตราที่รวดเร็วจนความเข้มข้นลดลงเหลือ 1/50 ของความเข้มข้นสูงสุด แต่หลังจากที่อุณหภูมิเปลวไฟลดลงต่ำกว่า 1800 K การเผาไหม้ในที่ใกล้เคียงจะหยุดลงและเขม่าถูกปล่อยออกมาที่ระดับความเข้มข้นนั้น โดยการใช้ข้อมูลจากการทดลอง Kamimoto และคณะ [42] ได้คำนวณอัตราการเผาไหม้ของเขม่าในเปลวไฟดีเซล ซึ่งพบว่าอัตราการเผาไหม้ของเขม่าถูกควบคุมโดย partial pressure ของออกซิเจนรอบๆ อนุภาคเขม่า เนื่องมากจากการผสมแบบ turbulent

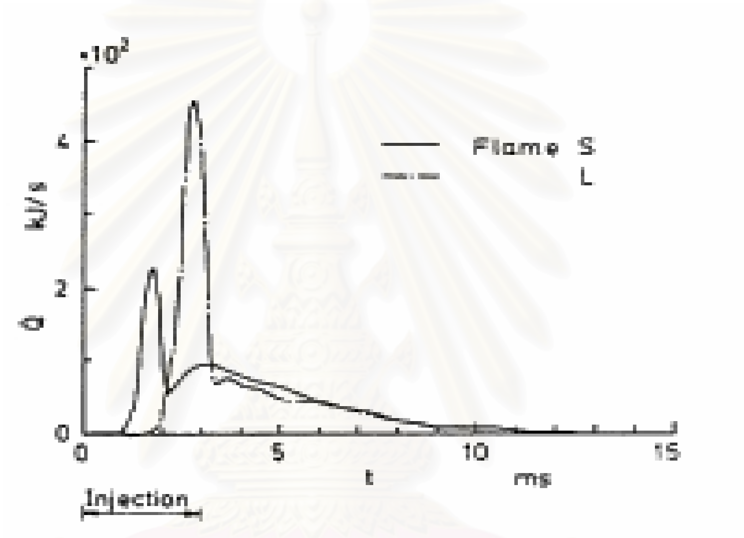
<u>บริเวณที่เขม่าก่อตัว</u> รูปที่ 3-37 แสดงชุดของภาพถ่ายขณะใดๆของสเปรย์และเปลวไฟ รูปที่ 3-38 แสดงภาพถ่ายโดยตรงของ”เปลวไฟ S” (เปลวไฟที่มี ignition delay สั้น) อัตราการปลดปล่อยความร้อนสำหรับเปลวไฟ S และ เปลวไฟ L (เปลวไฟที่มี ignition delay ยาว) แสดงในรูปที่ 3-39 ในรูปเหล่านี้ t หมายถึงเวลาหลังจากเริ่มฉีดเชื้อเพลิง



รูปที่ 3-37 ชุดของภาพถ่ายขณะใดขณะหนึ่งของสเปรย์ที่ไม่ระเหย, สเปรย์ที่ระเหย, เปลวไฟ S และเปลวไฟ L [39]



รูปที่ 3-38 ภาพถ่ายความเร็วสูงโดยตรงของเปลวไฟ S [39]



รูปที่ 3-39 อัตราการปลดปล่อยความร้อนสำหรับเปลวไฟ S และเปลวไฟ L [39]

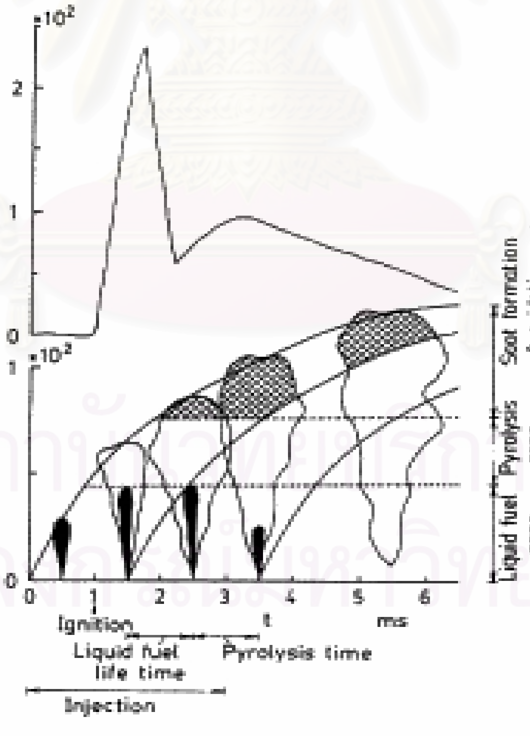
การเปรียบเทียบระหว่างสเปรย์ที่ไม่ระเหยกับสเปรย์ที่ระเหย แสดงให้เห็นว่าสเปรย์ที่ระเหยมีเงาที่ใกล้บริเวณปลายสเปรย์สว่างกว่า ซึ่งบ่งชี้ว่ามีไอเชื้อเพลิงอยู่ตรงนั้น ในกรณีของสเปรย์ที่ระเหยสามารถสังเกตส่วนมืดบางๆใกล้ทางออกหัวฉีด ซึ่งแสดงถึงการมีอยู่ของหยดเชื้อเพลิงหรือแกนของเหลวซึ่งมีความยาวประมาณ 40-50 mm สอดคล้องกับระยะทางที่ต้องการสำหรับเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดจนแตกตัวและระเหย การเปรียบเทียบระหว่างสเปรย์ที่ระเหยกับเปลวไฟบ่งบอกว่าระหว่างช่วงการฉีด ความยาวของเงามืดใกล้หัวฉีดสำหรับเปลวไฟจะสั้นกว่า ซึ่งอาจเนื่องมาจากอุณหภูมิแก๊สสูงในเปลวไฟ และบริเวณที่มากับเงามืดจะสังเกตได้ใกล้ๆปลายของเปลวไฟ S และ L ซึ่งไม่สามารถสังเกตในสเปรย์ที่กำลังระเหย

<u>ความสัมพันธ์ระหว่างการก่อตัวของเขม่ากับการปลดปล่อยความร้อน</u> จากการเปรียบเทียบภาพถ่าย Schlieren ในรูปที่ 3-37 และอัตราการปลดปล่อยความร้อนในรูปที่ 3-39 เราจะหาความสัมพันธ์ระหว่างการเกิดเขม่าและการปลดปล่อยความร้อน

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

ในกรณีของเปลวไฟ L : นั่นคือเปลวไฟที่มี ignition delay ยาวนานกว่า จะสังเกตจากภาพถ่ายพบว่ามีเขม่าน้อยกว่าเปลวไฟ S การที่ ignition delay ยาวนานกว่าทำให้การปลดปล่อยความร้อนเริ่มต้นสูงกว่าเนื่องมาจากมีเวลาเพียงพอที่จะเตรียมส่วนผสม การขยายตัวทางความร้อนอย่างรวดเร็วของเปลวไฟเกิดขึ้นระหว่างช่วงการเผาไหม้เริ่มต้น เนื่องจากการปลดปล่อยความร้อนที่สูงและการขยายตัวอย่างรวดเร็วนี้ช่วงส่งเสริมการผสมและการแทรกตัวของอากาศ เป็นไปได้ว่าอัตราการผสมที่สูงกว่าในเปลวไฟ L จะลดการเกิดเขม่าและส่งเสริมการเผาไหม้เขม่า

การสังเกตภาพวาดแสดงในรูปที่ 3-40 ทำให้เราสรุปและแปลลำดับการเกิดและการเผาไหม้ทั้งหมดของอนุภาคเขม่าโดยมีข้อมูลที่ตีพิมพ์แล้วช่วยดังนี้



รูปที่ 3-40 ภาพวาดแสดงแนวคิดของการก่อตัวของเขม่าในเปลวไฟดีเซล [39]

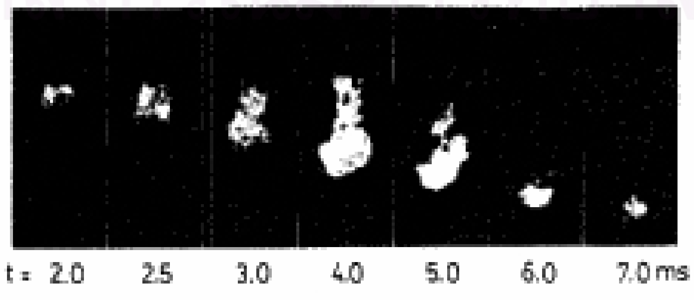
1.) Ignition delay period – Miwa และคณะ [18] พบจากการศึกษาตัวอย่างแก๊สโดยตรงว่าเชื้อเพลิงที่ระเหยหลังจากเดินทางเป็นระยะ 40 mm ห่างจาก orifice หัวฉีด จะเกิดความร้อน

อย่างรวดเร็ว โดยความร้อนจากอากาศร้อนและผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ที่ทำปฏิกิริยาบางส่วน และพบว่าที่ไกลจาก orifice ออกไปอีก ความเข้มข้นของผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากความร้อน เช่น CH_4, C_2H_2 และ C_2H_4 จะสูงขึ้น

2.) Initial combustion period – เมื่อความดันแก๊สในกระบอกสูบเริ่มเพิ่มขึ้นเนื่องจากการจุดระเบิด สเปรย์จะเพิ่มปริมาตรขึ้นอย่างทันทีทันใด (ยกเว้นที่บริเวณใกล้ orifice) เป็นการแสดงถึงการปลดปล่อยความร้อนอย่างรวดเร็วตลอดทั่วทั้งสเปรย์ทั้งหมด กลุ่มก้อนของส่วนผสมที่ติดไฟได้ที่เตรียมระหว่าง ignition delay เผาไหม้ในประมาณ 1 ms เป็นเปลวไฟที่ไม่ส่องสว่างและผลิตภัณฑ์ที่ร้อนจากการเผาไหม้ มีส่วนมากกว่าในเปลวไฟทั้งหมด กลุ่มก้อนส่วนผสมที่มีอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิง/อากาศหนาเกินกว่าที่จะเผาไหม้จากจุดตรวจดูเล็กๆ จะดำเนินการเกิดความร้อนเนื่องจากการสัมผัสรับกับผลิตภัณฑ์ร้อนจากการเผาไหม้ซึ่งเด่นชัดในเปลวไฟ กลุ่มส่วนผสมหนาซึ่งมีแนวโน้มที่จะให้อนุภาคเขม่าเดินทางลงปลายทาง (ไปสู่ปลายเปลวไฟด้วยผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้) นั่นคือเมื่อมันขึ้นกับการเกิดความร้อนที่ตามมา, nucleation และการจับตัวเป็นก้อน

3.) Diffusion combustion period – หลังจากการเกยกันของเวลาประมาณ 2 ms จากเริ่มต้นของการจุดระเบิด อนุภาคเขม่าปรากฏในบริเวณใกล้ๆปลายเปลวไฟเมื่อช่วงการเผาไหม้แบบ diffusion เริ่มขึ้น ข้อมูลการสุ่มตัวอย่างก๊าซที่ได้จาก Aoyagi และคณะ [40] ด้วยเครื่องยนต์ดีเซล DI แสดงว่าเขม่าถูกตรวจพบทันทีหลังจากปลายเปลวไฟไปถึงตำแหน่งที่สุ่มตัวอย่าง

เชื้อเพลิงที่ฉีดระหว่างช่วงเวลานี้จะเดินทางห่างจาก orifice หัวฉีดประมาณ 40 mm ในสถานะของเหลว และสลายตัวอย่างรวดเร็วโดยความร้อนเมื่อเชื้อเพลิงระเหย ผลิตภัณฑ์จากความร้อนพุ่งกระทบไปในบริเวณที่เผาไหม้ ผนวกกับเชื้อเพลิงแรกเริ่ม ผลคือมีบางส่วนเผาไหม้และบางส่วนเกิดเขม่าและดังนั้นจึงเกิดกระบวนการเผาไหม้ เมื่อกลุ่มก้อนส่วนผสมหนาเหล่านี้ที่ซึ่งเกิดเขม่าเข้าถึงในบริเวณใกล้ปลายเปลวไฟ เขม่าจะมีปริมาณสุดท้าย 20% ของคาร์บอนรวมกับเชื้อเพลิงแรกเริ่ม ดังแสดงในรูปที่ 3-40

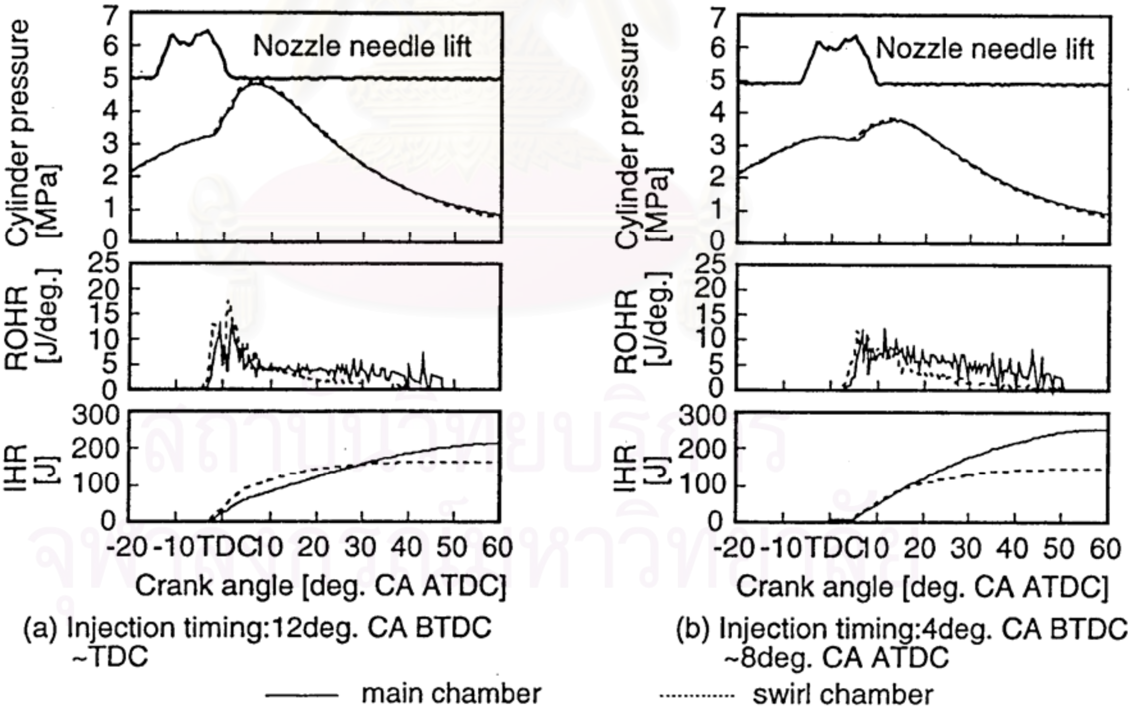


รูปที่ 3-41 ภาพถ่ายความเร็วสูงโดยตรงของเปลวไฟ [39]

เงามืดเนื่องจากแสงธรรมชาติที่ดับลงโดยอนุภาคเขม่าถูกสังเกตเห็นอย่างชัดเจนเฉพาะในบริเวณใกล้ปลายเปลวไฟ ในขณะที่ภาพถ่ายโดยตรงในรูปที่ 3-38 และ รูปที่ 3-41 แสดงว่าบริเวณที่ส่องสว่างเกิดขึ้นอย่างสม่ำเสมอขึ้นถึงบริเวณใกล้กับ orifice หัวฉีด ถึงแม้ว่าการส่องสว่างจะน้อยเทียบกับการส่องสว่างของปลายเปลวไฟ ซึ่งอาจบ่งชี้ว่าอนุภาคเขม่าหรือแหล่งกำเนิดเขม่าด้วยความเข้มข้นต่ำมีอยู่ในบริเวณนี้ การวัดการกระจายอุณหภูมิเปลวไฟตามแกนโดยวิธีการวิเคราะห์แบบ 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 [44] ได้ตรวจสอบปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล IDI ที่มีห้องเผาไหม้แบบ swirl โดยวิธีทางแสง การกระจายของการปล่อยอนุมูล OH ออกมาโดยธรรมชาติถูกวัดผ่าน band pass filter ส่วน KL factor [45] และอุณหภูมิเปลวไฟได้มาจากวิธี two-color method

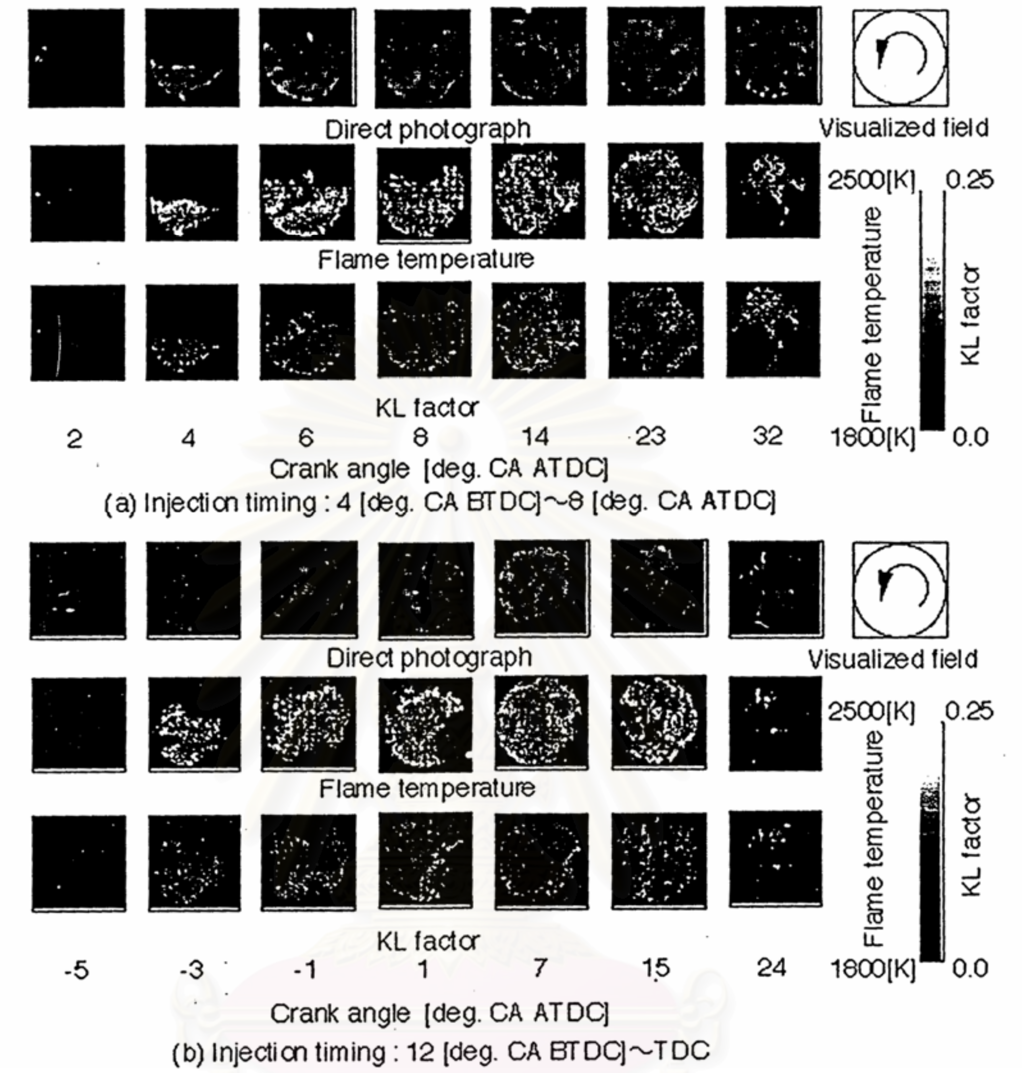


รูปที่ 3-42 ที่มาของระยะยกเข็มหัวฉีด, ความดันในกระบอกสูบ, อัตราการปลดปล่อยความร้อน และ integrated heat release [44]

<u>สมรรถนะทั่วไปของเครื่องยนต์</u> รูปที่ 3-42 เป็นที่มาของระยะยกเข็มหัวฉีด, ความดันในกระบอกสูบ, อัตราของการปลดปล่อยความร้อน (Rate of Heat Release, ROHR) และ integrated heat release (ISR) ในกรณี injection timing จาก 4^{o}BTDC ถึง 8^{o}BTDC และ 12^{o}BTDC ถึง TDC เส้นทึบแสดงกรณีของห้องเผาไหม้หลัก และเส้นประแสดงกรณีของห้องเผาไหม้ swirl ที่มาของความดันในทั้งสองห้องเผาไหม้เหมือนกันทั้งๆที่มี injection timing เมื่อ injection timing ช้าลง ความดันในกระบอกสูบลดลงเล็กน้อยหลัง TDC จากนั้นจะสูงสุด โดยสอดคล้องกับความจริงที่ว่านี้ ยอดแรกของอัตราการปลดปล่อยความร้อนในทั้งสองห้องเผาไหม้จะน้อยกว่า และยอดที่ 2 จะเด่นชัดกว่าในกรณีของ injection timing ที่เร็วขึ้นเนื่องจากความดันในห้องเผาไหม้หลักแตกต่างออกไปเนื่องมาจาก timing ที่ช้ากว่า อีกสิ่งที่เด่นชัดคือ integrated heat release ในห้องเผาไหม้ทั้งสองแสดงที่มาที่จังหวะแรกของการเผาไหม้ในกรณีของ timing ที่ช้ากว่าเหมือนกัน ในทางตรงข้าม integrated heat release ในห้องเผาไหม้ swirl มากกว่าในห้องเผาไหม้หลักในกรณีของ timing ที่เร็วกว่า ดูเหมือนว่าแนวโน้มเกิดจากการปล่อยออกมาของเชื้อเพลิงที่ไม่เผาไหม้ปริมาณมากจากห้องเผาไหม้ swirl สู่ห้องเผาไหม้หลักเนื่องมาจาก timing ที่ล่าช้า

<u>รูปภาพเปลวไฟ, อุณหภูมิเปลวไฟและ KL factor</u> รูปที่ 3-43 แสดงภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟและรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้ swirl: (a) injection timing จาก 4^{o}BTDC ถึง 8^{o}ATDC และ (b) injection timing จาก 12^{o}BTDC ถึง TDC

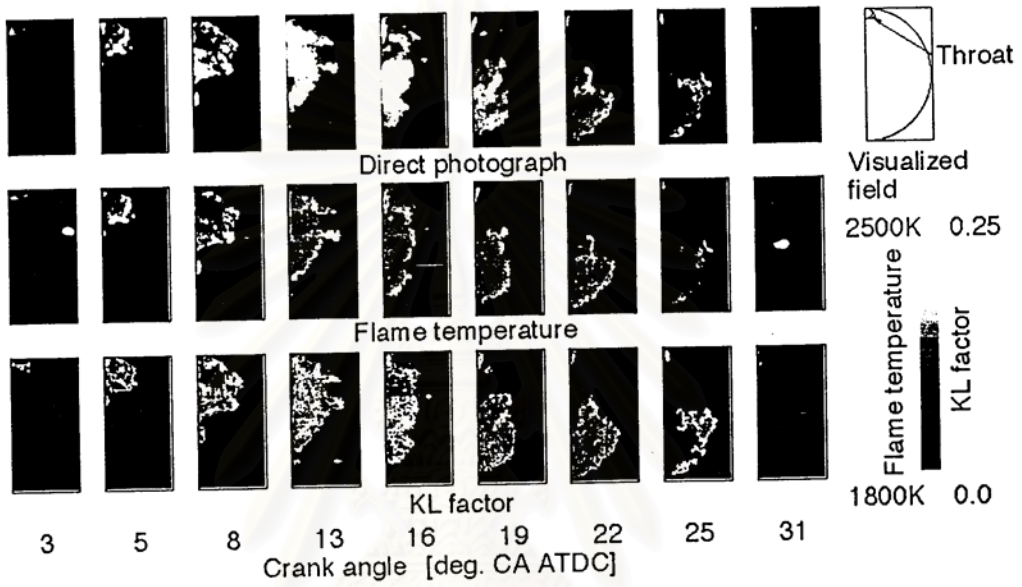
เปลวไฟที่มองเห็นได้ครั้งแรกปรากฏที่ควอแดรนท์ที่ 4 ในแต่ละกรณีใกล้กับหัวเผา จากนั้นเปลวไฟพัฒนาตามการเคลื่อนที่ของ swirl ทวนเข็มนาฬิกา เปลวไฟครอบคลุมบริเวณในห้องเผาไหม้ swirl เกือบทั้งหมดที่ประมาณ 14^{o}ATDC ในกรณี (a) และที่ประมาณ 3^{o}ATDC ในกรณี (b) เมื่อการแพร่กระจายของเปลวไฟเร็วขึ้น ความสว่างของเปลวไฟก็ยิ่งสูงขึ้น peak timing ของความสว่างสูงสุดจะเร็วขึ้นและช่วงการเผาไหม้ในกรณี (b) จะสั้นกว่าในกรณี (a) ความแตกต่างในแนวโน้มเหล่านี้ ถูกดึงจากความแตกต่างใน ignition delay เนื่องมาจาก injection timing การไหลแบบซับซ้อนปรากฏที่ประมาณ 8^{o}ATDC ใกล้กับคอคอดในทั้งสองกรณี เหตุผลคือปฏิกิริยาระหว่างการเคลื่อนที่แบบ swirl และการไหลออกจากห้องเผาไหม้ swirl สู่ห้องเผาไหม้หลักที่มีอยู่ใกล้คอคอดที่ timing นี้



รูปที่ 3-43 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ
และรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้ swirl [44]

กล่าวโดยทั่วไป แนวโน้มของการกระจายอุณหภูมิเปลวไฟเกือบเหมือนเดิม และดังที่ทราบกันดีว่า KL factor แสดงแนวโน้มในทางกลับกันของอุณหภูมิเปลวไฟโดยไม่คำนึงถึง injection timing บริเวณของอุณหภูมิเปลวไฟที่สูงเกิน 2200 K ปรากฏที่บริเวณปลายเปลวไฟที่จังหวะเริ่มต้นของการเผาไหม้ นั่นคือที่ช่วงเวลาการเผาไหม้แบบ premixed โดยไม่ขึ้นกับ injection timing บริเวณที่ KL factor มีค่าสูง คงอยู่ใกล้ทางเข้าของคอคอดและใกล้ผนังด้านซ้ายของห้องเผาไหม้ swirl เนื่องมาจาก quenching effect จากช่วงกลางถึงช่วงท้ายของการเผาไหม้ นั่นคือระหว่างช่วงการเผาไหม้แบบ diffusion บริเวณที่อุณหภูมิสูงปรากฏที่บริเวณตรงกลางของ

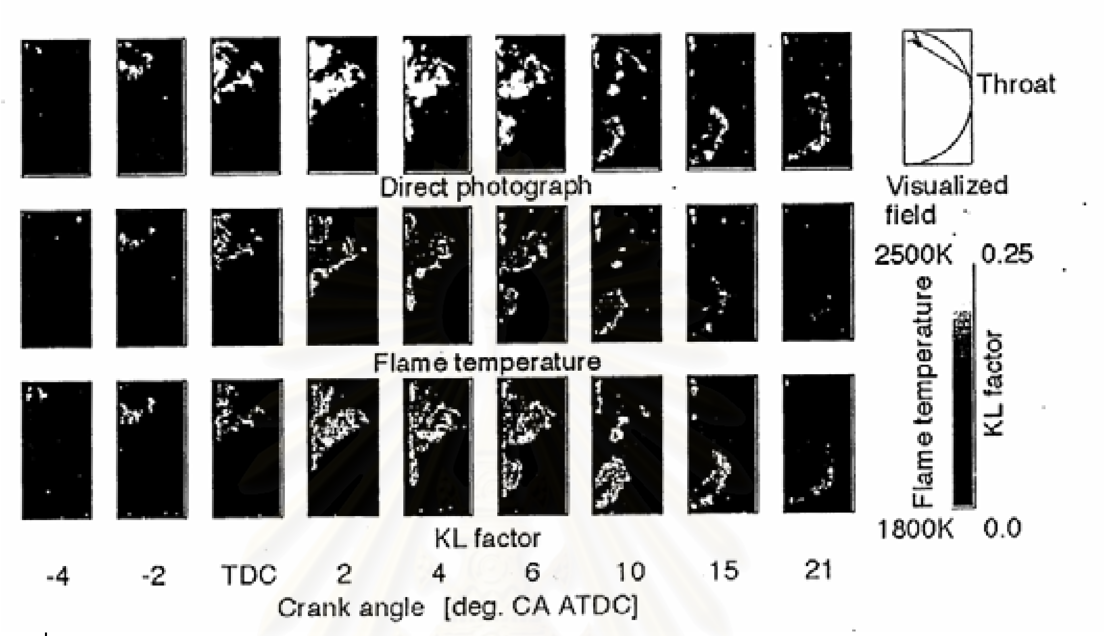
บริเวณเปลวไฟ และบริเวณที่ KL factor มีค่าสูง คงอยู่รอบๆ บริเวณอุณหภูมิสูงที่ส่วนบนของห้องเผาไหม้ แนวโน้มของ KL factor นี้เกิดจากความจริงที่ว่าอุณหภูมิของสิ่งแวดล้อมต่ำกว่าอุณหภูมิเปลวไฟ ในทางกลับกัน อุณหภูมิเปลวไฟที่ด้านต่ำกว่า มีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิเปลวไฟที่ด้านสูงกว่าของห้องเผาไหม้ เพราะว่าการไหลออกจากห้องเผาไหม้ swirl เพิ่มขึ้น และผลของการขยายตัวมากขึ้นระหว่างจังหวะนี้



รูปที่ 3-44 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้หลัก (Injection timing : 4°CA BTDC – 8°CA ATDC) [44]

รูปที่ 3-44 และ 3-45 แสดงภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้หลักในกรณีของช่วงการฉีดจาก 4°BTDC ถึง 8°ATDC และจาก 12°BTDC ถึง TDC ตามลำดับ แนวโน้มของอุณหภูมิเปลวไฟแสดงผลกลับกับ KL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl ดังกล่าวข้างต้น กล่าวโดยละเอียด ปรากฏการณ์การเผาไหม้เกือบเหมือนเดิมโดยไม่คำนึงถึง injection timing เปลวไฟปรากฏในห้องเผาไหม้หลักหลังจากเกิดการจุดระเบิดในห้องเผาไหม้ swirl และขยายตัวขึ้นในแนวรัศมี หลังจากนั้นบริเวณที่มืดปรากฏใกล้ผนังกระบอกสูบที่อยู่ข้างๆทางออกของคอคอด ปรากฏการณ์เกิดจาก quenching เนื่องจากพื้นผิวที่เย็นของลูกสูบที่จังหวะเริ่มแรกของการเผาไหม้ อุณหภูมิสูงปรากฏที่บริเวณปลายเปลวไฟเนื่องจาก diffusion ที่รุนแรงและการผสมระหว่างปลายเปลวไฟและสิ่งแวดล้อม จากช่วงกลางถึงช่วงท้ายของช่วงการเผาไหม้ KL factor ค่าสูงปรากฏที่บริเวณตรงกลางของบริเวณเปลวไฟ ในทาง

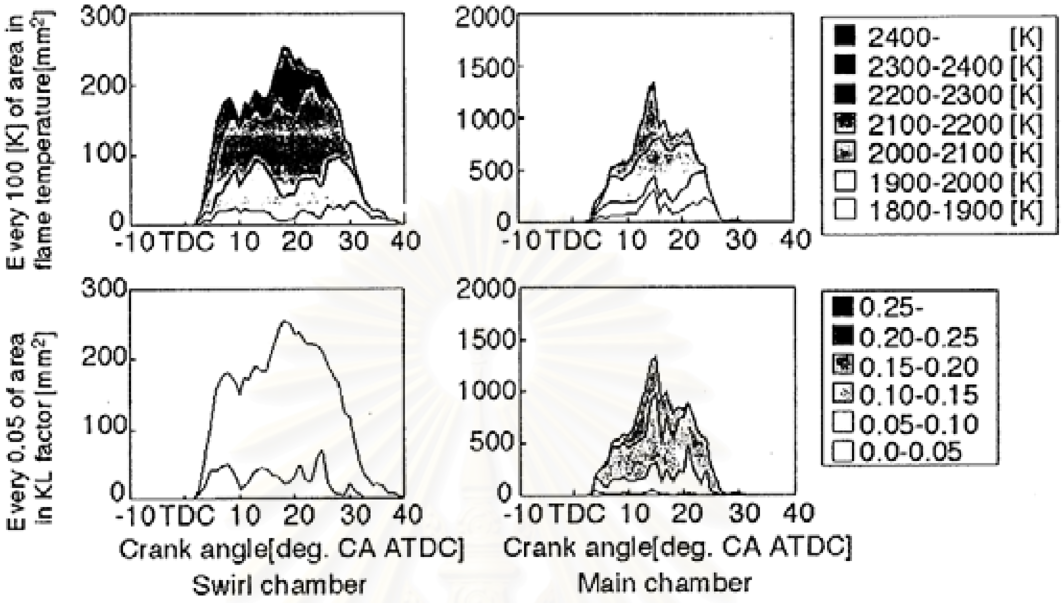
กลับกัน KL factor ที่ต่ำคงอยู่ที่บริเวณปลายเปลวไฟ นั่นคือการเผาไหม้อีกครั้งของเขม่าเด่นชัดที่บริเวณนี้ ช่วงการเผาไหม้จะสั้นกว่า และการส่องสว่างของเปลวไฟสว่างกว่าในกรณีของ injection timing ที่เร็วกว่า เพราะว่าความดันในกระบอกสูบในห้องเผาไหม้หลักสูงกว่า



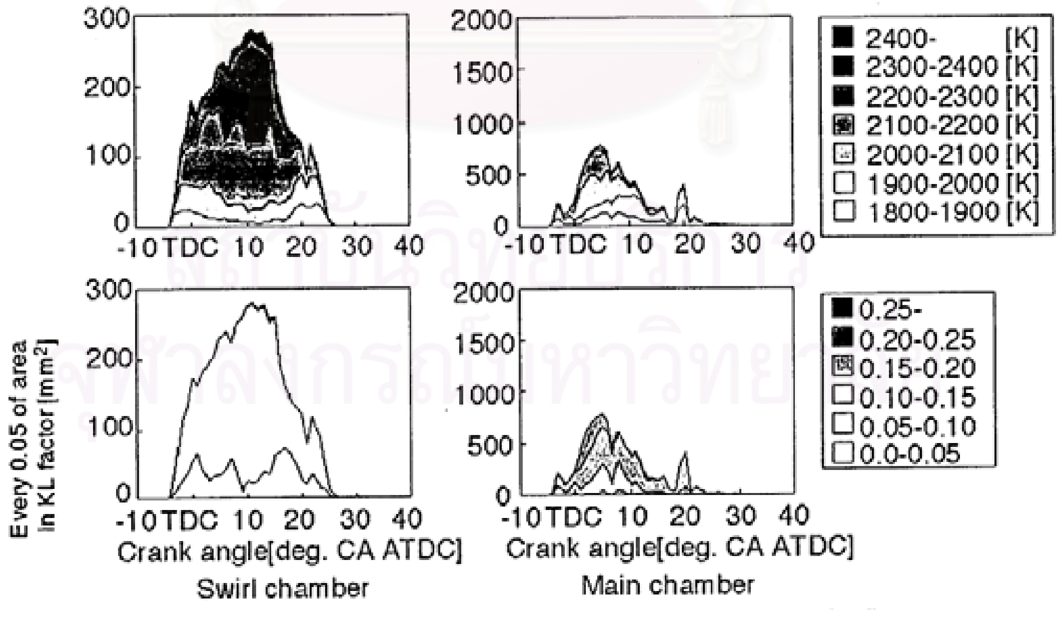
รูปที่ 3-45 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้หลัก (Injection timing : 12°CA BTDC – TDC) [44]

รูปที่ 3-46 และรูปที่ 3-47 แสดงที่มาของการกระจายอุณหภูมิเปลวไฟในพื้นที่ทุกๆ 100 K และทุกๆ 0.05 ของพื้นที่ใน KL factor ในทั้งห้องเผาไหม้ swirl และห้องเผาไหม้หลัก ในกรณีของช่วงเวลาการฉีดจาก 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 ในห้องเผาไหม้หลักบริเวณของอุณหภูมิเปลวไฟที่สูงลดลง และบริเวณอุณหภูมิเปลวไฟที่ต่ำกว่า 1900 K ซึ่งแทบจะไม่ปรากฏในห้องเผาไหม้ swirl เกิดขึ้นแม้ว่าจะมี injection timing เพราะว่าสภาวะทางการทดลองเป็นไร้ภาระ และลูกสูบเคลื่อนที่จาก TDC ถึง BDC บริเวณที่อุณหภูมิเปลวไฟต่ำใหญ่ขึ้นเมื่อ injection timing หน่วงลง ในห้องเผาไหม้ swirl บริเวณที่ KL factor น้อยกว่า 0.10 ครอบคลุมบริเวณเปลวไฟทั้งหมดโดยไม่ขึ้นกับ injection timing บริเวณที่ KL factor ต่ำกว่า 0.05 ในกรณีของ injection timing ที่เร็วจะใหญ่กว่าในกรณีของ injection timing ที่ช้า ในห้องเผาไหม้หลักบริเวณของ KL factor ที่มากกว่า 0.10 ปรากฏโดยไม่ขึ้นกับ injection timing เนื่องจากเป็นช่วง

เคลื่อนลงของลูกสูบ บริเวณนี้ในกรณีของ injection timing ที่ช้าจะใหญ่กว่าในกรณีของ injection timing ที่เร็ว



รูปที่ 3-46 ที่มาของการกระจายของพื้นที่ทุก 100 K ในอุณหภูมิเปลวไฟและพื้นที่ทุก 0.05 ใน KL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl ช่วงการฉีด : 4°CA BTDC – 8°CA BTDC [44]



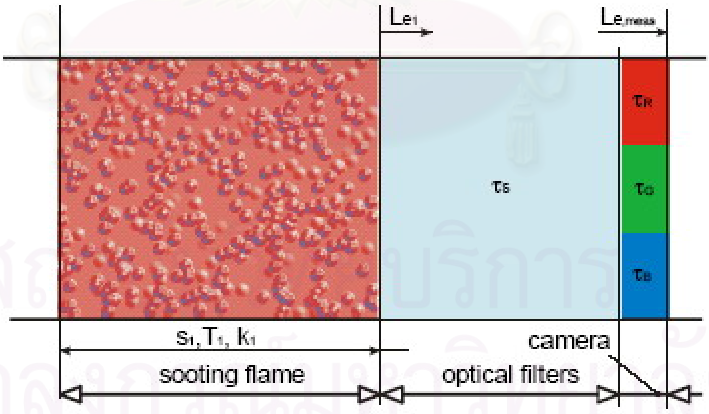
รูปที่ 3-47 ที่มาของการกระจายของพื้นที่ทุก 100 K ในอุณหภูมิเปลวไฟและพื้นที่ทุก 0.05 ใน KL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl ช่วงการฉีด : 12°CA BTDC – TDC [44]

3.2 การวัดอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นของเขม่าโดย Two-color method

คุณลักษณะหนึ่งของการเผาไหม้ดีเซล คือการเปล่งแสงที่มีความสว่างมาก ซึ่งเกิดจากการแผ่รังสีความร้อนของอนุภาคเขม่าที่สภาวะอุณหภูมิสูง จากข้อดีของการเปล่งแสงจากการเผาไหม้ดีเซล จึงมีการพัฒนาวิธีการวัดอุณหภูมิการเผาไหม้ดีเซลที่เรียกว่า Two-color method โดยในส่วนนี้จะอธิบายรายละเอียดของทฤษฎีและวิธีการประยุกต์ใช้ Two-color method

3.2.1 นิยามของอุณหภูมิเปลวไฟ

ในระหว่างการเผาไหม้ดีเซลจะมีทั้งอนุภาคเขม่าในสถานะของแข็งและผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ที่เป็นแก๊สเกิดขึ้น โดยสิ่งที่เด่นชัดในการเผาไหม้ดีเซลคือ การแผ่รังสีที่มีความเข้มสูงจากอนุภาคเขม่า จากการที่ Two-color method ใช้ประโยชน์จากการแผ่รังสีความร้อนจากอนุภาคเขม่า จึงเป็นการวัดอุณหภูมิของอนุภาคเขม่า โดยมิได้วัดอุณหภูมิของแก๊สที่กำลังเผาไหม้โดยตรง แต่ได้มีการพิสูจน์แล้วว่า เมื่อแก๊สที่กำลังเผาไหม้และอนุภาคเขม่าบรรลุสมดุลทางความร้อนโดยใช้เวลาประมาณ 10^{-5} ถึง 10^{-6} วินาทีภายในกระบอกสูบ อุณหภูมิที่แก๊สและอนุภาคเขม่าจะมีค่าต่างกันน้อยกว่า 1 องศาเคลวิน จึงอาจประมาณได้ว่าอุณหภูมิของแก๊สที่กำลังเผาไหม้และอนุภาคเขม่ามีค่าเท่ากัน ส่วนอุณหภูมิเปลวไฟที่กล่าวในบทนี้จะอ้างถึงอุณหภูมิอนุภาคเขม่า ในรูปที่ 3-48 จะแสดงแบบจำลองของเปลวไฟแบบ homogeneous และอุปกรณ์ optical system



รูปที่ 3-48 แสดงแบบจำลองของเปลวไฟและ optical system [16]

3.2.2 การคำนวณการแจกแจงอุณหภูมิและความเข้มข้นของเขม่า

3.2.2.1 คุณลักษณะทางสเปกตรัมของวัตถุที่แผ่รังสีทางความร้อน

วัตถุใดๆจะมีการแผ่รังสีคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าออกมาตามอุณหภูมิของวัตถุนั้น โดยในปี ค.ศ. 1900 M. Planck ได้คิดค้นรายละเอียดทางทฤษฎีของการแผ่รังสีความร้อนเชิงสเปกตรัมของ

blackbody radiator ต่อมาในปี ค.ศ. 1917 Einstein ได้พัฒนาทฤษฎีนี้ต่อไป จนได้เป็นสมการดังนี้ [16]

$$L_{e,\lambda,Black}(\lambda,T) = \frac{c_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} \text{-1}} \quad (3\text{-}4)$$

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 [μm]

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 [16]

$$\rho(\lambda,T) + \tau(\lambda,T) + \alpha(\lambda,T) = 1 \quad (3\text{-}5)$$

โดย ρ คือ ความสามารถในการสะท้อน (reflectance)

τ คือ ความสามารถในการส่งผ่าน (transmissivity)

α คือ ความสามารถในการดูดซับ (absorptivity)

จากกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิคส์ ทำให้ได้กฎของ Kirchhoff ซึ่งนิยามค่า emissivity ε ว่ามีค่าเท่ากับค่า absorptivity α ดังสมการ [16]

$$\varepsilon(\lambda,T) = \alpha(\lambda,T) \quad (3\text{-}6)$$

รังสีสเปกตรัมของวัตถุทางความร้อนใดๆคือ [16]

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

$$L_{e,\lambda}(\lambda,T) = \varepsilon(\lambda,T)\cdot L_{e,\lambda,Schwarz}(\lambda,T) = \varepsilon(\lambda,T)\cdot\frac{c_1}{\lambda^5}\cdot\frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda\cdot T}}-1} \qquad (3\text{-}7)$$

แบบจำลองของ grey body เป็นวัตถุทางความร้อนซึ่งมีค่า emissivity ที่ขึ้นอยู่กับความถี่และอุณหภูมิ จะเป็นไปตามสมการดังต่อไปนี้ [16]

$$\varepsilon(\lambda,T) = \varepsilon = constant \qquad (3\text{-}8)$$

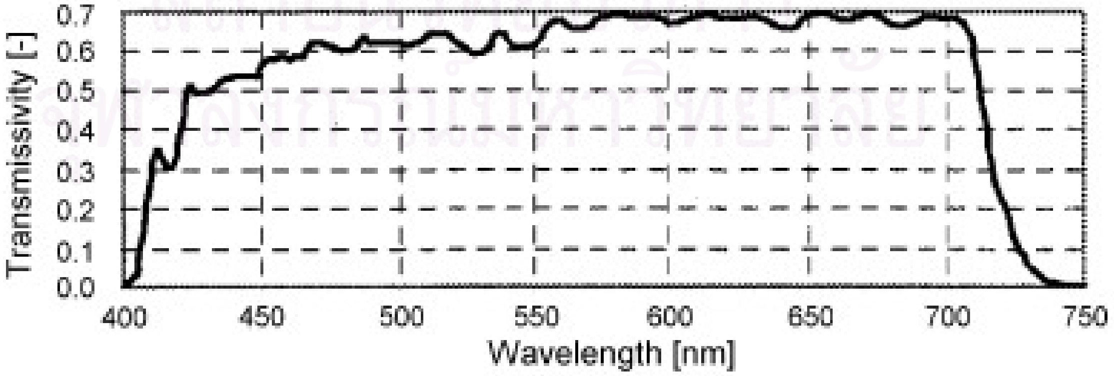
การแผ่รังสีรวมของวัตถุทางความร้อนใดๆหาได้โดยอินทิเกรตสมการ (3-7) ดังต่อไปนี้

$$L_e = c_1\cdot\int_0^{\infty}\varepsilon(\lambda,T)\cdot\frac{1}{\lambda^5}\frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda\cdot T}}-1}d\lambda \qquad (3\text{-}9)$$

เนื่องจากมีเพียงบางส่วนของสเปกตรัมทั้งหมดที่เกี่ยวข้องกับการวัดอุณหภูมิทางแสง ถ้าทำการวัดผ่าน filter F_s ที่ทราบค่า transmissivity $\tau_s(\lambda)$ (ดูจากรูปที่ 3-49), ค่าการแผ่รังสีที่วัดได้รวมทั้งหมดคือ [16]

$$L_{e,meas} = k_{opt}\cdot c_1\cdot\int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}}\varepsilon(\lambda,T)\cdot\frac{1}{\lambda^5}\frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda\cdot T}}-1}\cdot\tau_s(\lambda)d\lambda \qquad (3\text{-}10)$$

k_{opt} ในสมการ (3-10) เป็นตัวที่บ่งชี้ถึง imaging conditions จากแหล่งต้นกำเนิดการแผ่รังสีไปที่อุปกรณ์ตรวจวัด นอกจากนั้นต้องตัดผลจาก transmissivity $\tau_s(\lambda)$ $[\lambda_{min}-\lambda_{max}]$ก่อน



รูปที่ 3-49 แสดงค่า spectral transmissivity ของ secondary filter ซึ่งรวมผลการพิจารณาจากทั้ง lens, endoscope และ edge filter [16]

3.2.2.2 แบบจำลองของเปลวไฟดีเซลที่เกิดเขม่า

พฤติกรรมการดูดซับเชิงสเปกตรัม (spectral absorption behavior) ของแก๊สที่มีความหนาแน่นและอุณหภูมิคงที่ สามารถพิจารณาได้ตาม Beer-Lambert จากสมการดังต่อไปนี้ [16]

$$dI_{e,\lambda} = -a(\lambda) \cdot I_{e,\lambda} \cdot ds \tag{3-11}$$

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

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

หลังจากอินทิเกรตตามเส้นทาง s จะได้ความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$I_{e,\lambda} = I_{e,\lambda,0} \cdot e^{-a(\lambda) \cdot s} \tag{3-12}$$

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

ดังนั้นส่วนที่ถูกดูดซับไประหว่างเส้นทาง s คือ

$$I_{e,\lambda,0} - I_{e,\lambda} = I_{e,\lambda,0} \cdot \left(1 - e^{-a(\lambda) \cdot s}\right) \tag{3-13}$$

จากสมการ(3-6) จะได้ว่า emissivity ของแก๊สที่มีความหนาแน่นและอุณหภูมิคงที่คือ

$$\varepsilon(\lambda) = 1 - e^{-a(\lambda) \cdot s} \tag{3-14}$$

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

นอกจากนี้ยังมีการเผาไหม้ของสารประกอบอื่นเช่น ไอน้ำและแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ เกิดร่วมกับการเผาไหม้อนุภาคเขม่า แต่ว่าจะเกิดการแผ่รังสีในช่วงคลื่น infrared ซึ่งไม่มีผลกระทบต่อผลรวมของการแผ่รังสีในช่วงคลื่นที่มองเห็นได้

จากการวัดแสดงว่า สามารถใช้ absorption constant $a(\lambda)$ สำหรับเปลวไฟจากการเผาไหม้ดีเซล ดังสมการต่อไปนี้ [16]

$$a(\lambda) = \frac{k}{\lambda} \tag{3-15}$$

โดย k คือ ตัวแปรที่ไม่มีหน่วยซึ่งแปรผันตามความเข้มข้นของเขม่า

ดังนั้นได้ค่า spectral emissivity ตามสมการ(3-14) ดังนี้

$$\varepsilon(\lambda) = 1 - e^{\frac{k \cdot s}{\lambda}} \tag{3-16}$$

ดังนั้นค่า emissivity ที่ถูกนำมาใช้ในสมการ จึงเป็นปริมาณที่ขึ้นกับความเข้มข้นของเขม่าและความหนาของชั้นเปลวไฟ โดยเมื่อ $k \cdot s >> \lambda$, ค่า emissivity ในช่วงความยาวคลื่นที่ทำการวัด จะมีค่าเท่ากับ black body radiator แต่เมื่อ $k \cdot s << \lambda$ เปลวไฟจะโปร่งแสงในช่วงที่สังเกตและบางส่วนของพลังงานจากการแผ่รังสีความร้อนที่วัดได้ อาจมาจากการสะท้อนจากผนังห้องเผาไหม้ที่มีเขม่าติดอยู่ การวัดเปลวไฟดีเซลที่มีเขม่าแบบเป็น homogeneous thermal และ homogeneous soot density distribution จะสอดคล้องกับสมการต่อไปนี้

$$L_{e,meas} = k_{opt} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{\frac{k \cdot s}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} \cdot \tau_s(\lambda) d\lambda \tag{3-17}$$

3.2.2.3 การคำนวณอุณหภูมิเปลวไฟ

เราสามารถคำนวณหาอุณหภูมิเปลวไฟได้โดยใช้ค่าความเข้มและค่าสัมพัทธ์ ซึ่งหาได้จากสมการ (3-17) ดังนี้

$$R_{th}(T,k_{ks}) = k_{opt} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{\frac{k_{ks}}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_R(\lambda) \cdot d\lambda \quad (3\text{-}18)$$

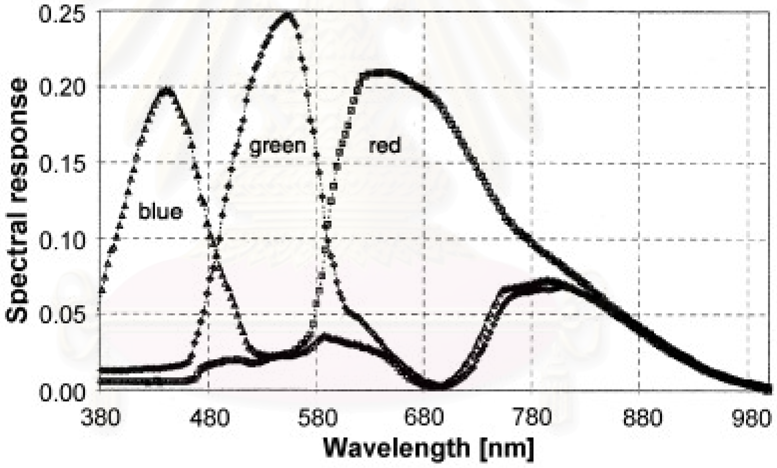
$$rg_{th}(T,k_{ks}) = \frac{R_{th}(T,k_{ks})}{G_{th}(T,k_{ks})} = k_{opt,green} \cdot \frac{\int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{\frac{k_{ks}}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_R(\lambda) \cdot d\lambda}{\int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{\frac{k_{ks}}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_G(\lambda) \cdot d\lambda} \quad (3\text{-}19)$$

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

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

k_{ks} คือ ผลคูณ $k \cdot s$ [m]

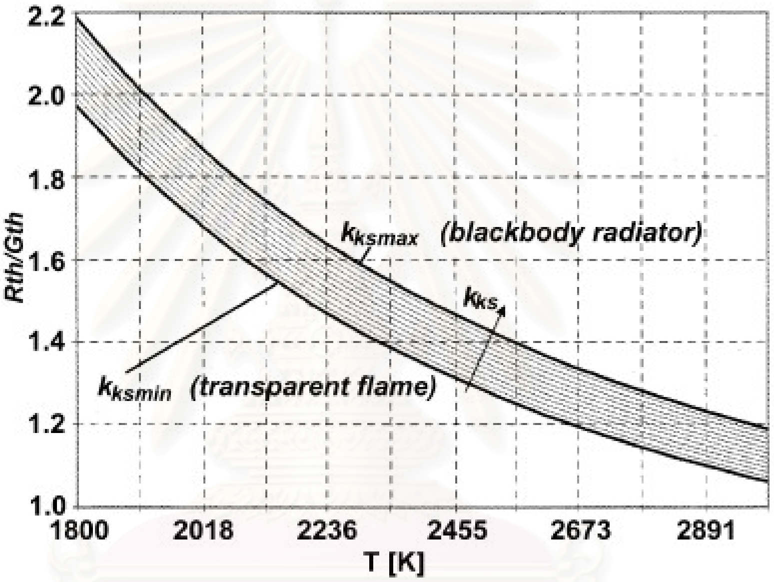
τ_R, τ_G คือ spectral sensitivity ของกล้อง (ไม่มีหน่วย) ดูจากรูปที่ 3-50



รูปที่ 3-50 แสดงค่า spectral sensitivity ของ primary color filters ในกล้อง [16]

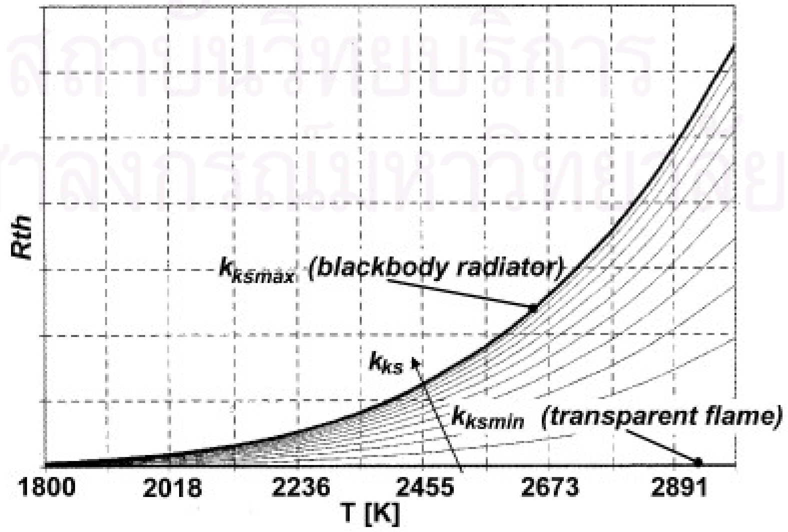
ดังที่ได้กล่าวมาแล้ว, ค่า emissivity ในช่วงความยาวคลื่นที่ทำการสังเกต $[\lambda_{min,}\lambda_{max}]$ เป็นเพียงค่าที่ขึ้นกับความถี่อย่างสังเกตได้เมื่ออยู่ในสภาวะที่เงื่อนไข $k_{ks} \approx \lambda$ สำหรับ $\lambda_{min} < \lambda < \lambda_{max}$ ไม่คลาดเคลื่อนเกินไป ในช่วง transition range, สมการจะถูกแก้โดยค่าสัมพัทธ์ที่ได้จากค่า k_{ks} ดังนั้นชุดเส้นโค้งผลลัพธ์ที่ได้จะมีระยะเท่ากันที่กึ่งกลางของช่วงอุณหภูมิ (ดูรูปที่ 3-51) นอกจากนี้ยังได้ชุดของเส้นโค้งสำหรับความสว่างของส่วนสีแดง ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 3-52 เมื่อสร้างชุดของเส้นโค้งทั้ง 2 ชุดได้แล้ว, จะหาอุณหภูมิผลลัพธ์โดยการหาเส้นโค้ง k_{ks0} โดยเส้นโค้ง k_{ks0} จะทำให้ค่าอุณหภูมิผลลัพธ์เท่ากัน เมื่อพิจารณาจากค่าความเข้มที่วัดได้และค่าสัมพัทธ์ โดยในรูปที่ 3-52 สังเกตได้ว่าแกน abscissa จะไม่ได้แสดงค่า ซึ่งแม้ว่าเราจะทราบค่า

สัมพัทธ์จาก calibration data แต่การพิจารณาหาค่าความเข้มสัมบูรณ์จะต้องทราบค่า optical correction factor k_{opt} ก่อน ส่วน black body radiator จะถูกนิยามโดย kksmax, เป็นการจำกัดช่วงค่าความเข้มที่เป็นไปได้ที่อุณหภูมิผลลัพธ์ที่ทราบค่า ถ้าค่าความเข้มตกอยู่นอกพื้นที่นอกเขตเส้นโค้ง, จะพิจารณาได้ว่าค่า optical correction factor ผิดแน่นอน โดยในการคำนวณจะตั้งสมมติฐานว่ามีอย่างน้อย 1 pixel มีสภาวะเป็น optically dense เพื่อให้ได้ค่า optical correction factor k_{opt}, จะมีการกำหนดจุด pixel ที่มีค่าความเข้มสูงที่สุดที่อุณหภูมิค่าหนึ่งให้เป็น black body radiator



รูปที่ 3-51 แสดงความสัมพันธ์ของค่าสีสัมพัทธ์กับอุณหภูมิที่ค่า k_{ks} ต่างๆ [16]

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3-52 ความสัมพันธ์ของความเข้มการแผ่รังสีในแถบสีแดงกับอุณหภูมิที่ค่า k_{ks} ต่างๆ [16]

3.2.3 ปัจจัยสำคัญของการวิเคราะห์โดย Two-color Method

Zhao และ Ladommatos [17] ได้สรุปถึง two-color method ว่าเป็นหนึ่งในวิธีที่นิยมใช้ในการวัดอุณหภูมิการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลมากที่สุด เนื่องจากความง่ายในการติดตั้งและต้องการเนื้อที่ในการทำ optical access น้อยกว่า นอกจากนี้ two-color method ยังมีความสามารถในการวัดความเข้มข้นเขม่าที่เกิดขึ้นในรูปของ KL factor ได้ด้วย แต่อย่างไรก็ตาม การวัด KL factor ควรทำด้วยความระมัดระวัง เนื่องจากค่า KL factor เกิดความคลาดเคลื่อนได้ง่ายจากการเกิด window fouling, การสะท้อนที่ผนังห้องเผาไหม้ และการกระจายของเขม่าที่ไม่สม่ำเสมอ อีกปัจจัยที่สำคัญคือ two-color method เป็นวิธีการวัดแบบตามเส้นการมอง (line-of-sight) ดังนั้นการวัดจะให้ค่าอุณหภูมิที่แท้จริง เมื่อตั้งสมมติฐานว่า มีการกระจายอุณหภูมิตามเส้นการมองอย่างสม่ำเสมอ ซึ่งลักษณะการกระจายที่ไม่สม่ำเสมอของอุณหภูมิและความเข้มข้นเขม่าจะมีผลกระทบต่อความหมายทางกายภาพของอุณหภูมิเปลวไฟและ KL factor ที่ถูกวัดโดยวิธีนี้ด้วย

3.3 ทบทวนวรรณกรรม

Rothrock [18] ได้ทำการศึกษาการเกิดและการเผาไหม้ของสเปรย์เชื้อเพลิง ในเครื่องยนต์ CI แบบสูบเดียว โดยวิธีการถ่ายภาพโดยตรงในห้องเผาไหม้เป็นครั้งแรกตั้งแต่ปี 1931 ซึ่งมีอุปกรณ์ทดสอบที่ประกอบด้วย เครื่องยนต์ CI แบบสูบเดียว ฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ที่มีห้องเผาไหม้แบบ vertical disk อยู่ในฝาสูบที่มีผนังด้านข้างเป็นกระจกหนา, มอเตอร์ไฟฟ้าสำหรับขับเครื่องยนต์ และอุปกรณ์สำหรับถ่ายภาพได้ด้วยความเร็ว 2000 เฟรมต่อวินาที โดยในขณะที่มีการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงจากหัวฉีดแต่ยังไม่เกิดการเผาไหม้ (ignition delay) จะมีการใช้แหล่งกำเนิดแสงภายนอกเป็น spark discharge เพื่อทำให้มองเห็นสเปรย์ หลังจากนั้นจะเกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเองของส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิง โดยจะมีการบันทึกภาพของการเกิดสเปรย์และการเผาไหม้บนฟิล์มถ่ายรูปชุดเดียวกัน แล้วมีการวิเคราะห์การเผาไหม้จากภาพถ่ายโดยตรง

Moore และ Collins [19] ได้ศึกษาการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สูบเดียวแบบ IDI ในปี 1936 ด้วยการวัดความดันทั้งใน prechamber และ main chamber โดยใช้ farnboro electric indicator รวมทั้งศึกษาผลกระทบของตัวแปรทำงานต่างๆที่มีต่อสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1500 rev/min โดยใช้ข้อมูลความดันที่วัดได้เป็นตัวบ่งชี้ถึงประสิทธิภาพการเผาไหม้ประสิทธิภาพของวัฏจักรและประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์

Ito และคณะ [20] ได้ทำการถ่ายภาพการเกิดและการเผาไหม้ของสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบ swirl chamber ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI สูบเดียว การบันทึกภาพถ่ายทำโดยวิธี direct photography และ schlieren photography พร้อมทั้งทำการวิเคราะห์ข้อมูลเกี่ยวกับการลามของเปลวไฟผ่าน throat โดยวิธี two color method รวมทั้งวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนที่ห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลัก โดยศึกษาเปรียบเทียบในเรื่องตำแหน่งการติดตั้งหัวฉีดซึ่งแบ่งตามทิศทางการฉีด 3 กรณีดังนี้คือ ฉีดแนวรัศมีเข้าที่แกนกลางของ swirl chamber, ฉีดแนวสัมผัสตามทิศทางการไหลวน และฉีดแนวสัมผัสทวนทิศทางการไหลวน

Fujimoto และคณะ [21] ได้ศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ใน swirl chamber ของเครื่องยนต์ IDI แบบสูบเดียว 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

Mohr และ Hentschel [22] ได้ทำการศึกษาผลของตำแหน่ง glow plug ที่มีต่อ การไหลของอากาศ, การเกิดสเปรย์ และการเผาไหม้ ทั้งใน swirl chamber และ main chamber ในเครื่องยนต์ IDI แบบ production โดยใช้ endoscope และ laser-light sheet technique เพื่อช่วยให้มองเห็นการไหลของอากาศและหยดเชื้อเพลิงที่ center plane ของ swirl chamber

Hotta และคณะ [23] ได้ทำการศึกษาถึงกลไกการลดมลพิษในเครื่องยนต์ IDI โดยวิเคราะห์ภาพถ่ายจากเครื่องยนต์ IDI แบบสูบเดียวที่ทำ optical access ได้ทั้งใน swirl chamber และ main chamber พร้อมกัน โดยใช้ swirl chamber ที่มีผนังเป็น quartz รูปทรงกระบอก ส่วนที่ main chamber จะสังเกตผ่านหัวลูกสูบที่ถูกเปลี่ยนวัสดุเป็น quartz โดยถ่ายรูปด้วยกล้องถ่ายรูปความเร็วสูงด้วยวิธี shadow graph ซึ่งสามารถเก็บรูปได้ด้วยอัตราเร็ว 9000 เฟรมต่อวินาที และใช้ tungsten halogen lamp เป็นแหล่งกำเนิดแสงภายนอก ทำให้สังเกตเห็นสเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้

Larsson [24] ได้ทำการศึกษาการเกิดสเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI แบบสูบเดียว 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

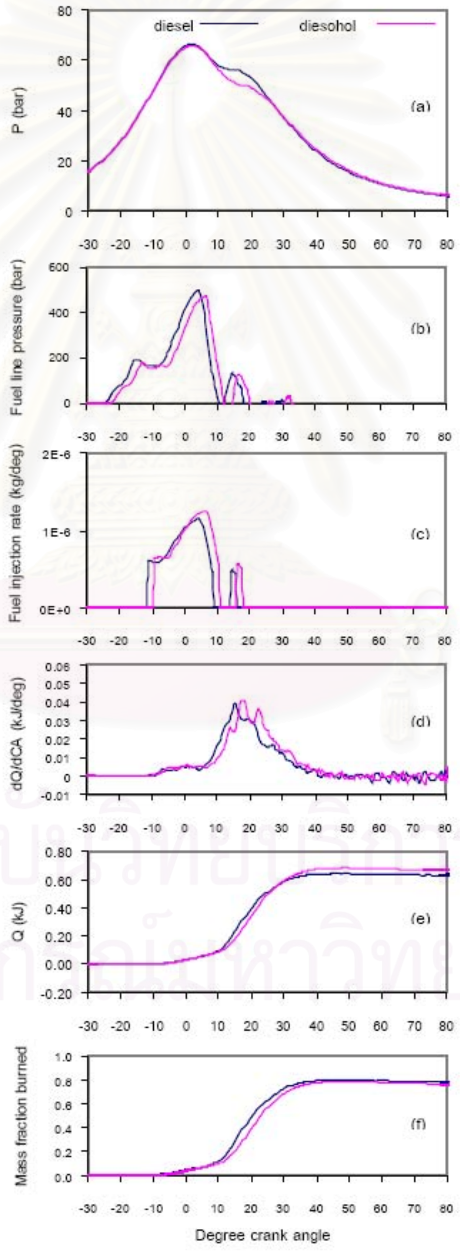
Senda และคณะ [25] ได้ทำการศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบสูบเดียว ชนิด swirl chamber โดยมีผนังของ swirl chamber และหัวลูกสูบเป็น quartz ทำให้

ถ่ายภาพโดยตรงในห้องเผาไหม้ทั้งสองได้พร้อมกัน โดยใช้กล้องถ่ายรูปความเร็วสูง แล้วคำนวณโดย two-color method หาการกระจายของ flame temperature และ KL factor โดยทดสอบเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบเดินเบา ไม่มีภาระ เพียงจุดเดียว

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

3.3.1 งานวิจัยศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ในประเทศไทย

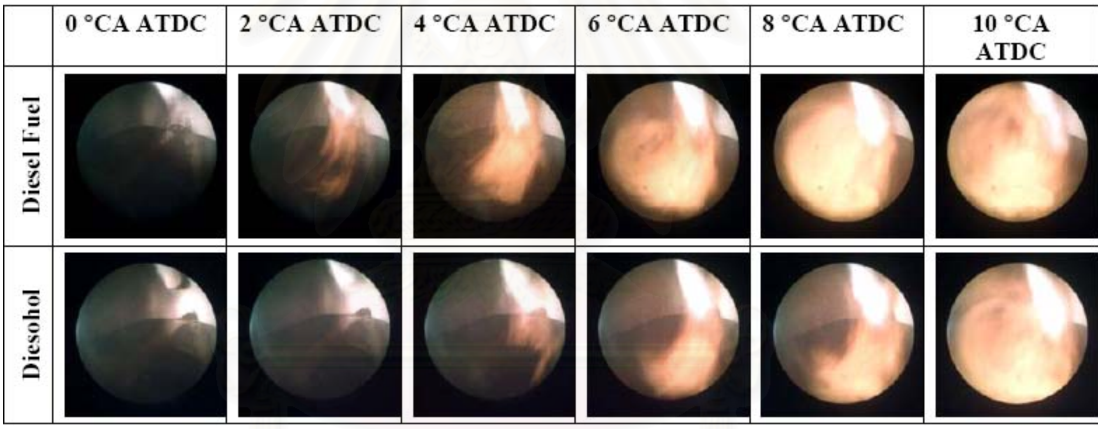
จากงานวิจัยของ คณิต วัฒนวิเชียร [46] ได้มีการวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล และเชื้อเพลิงดีโซฮอล์ ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยวิเคราะห์จากการเก็บข้อมูลความดันในกระบอกสูบ (In-cylinder pressure) และความดันท่อจ่ายน้ำมัน (Fuel line pressure) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ เพื่อคำนวณหาค่าอัตราการปล่อยความร้อน (Heat release rate) อัตราการฉีดเชื้อเพลิง (Fuel injection rate) และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ (Mass fraction burn) ซึ่งผลที่ได้แสดงดังรูปที่ 3-53



รูปที่ 3-53 (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 [46]

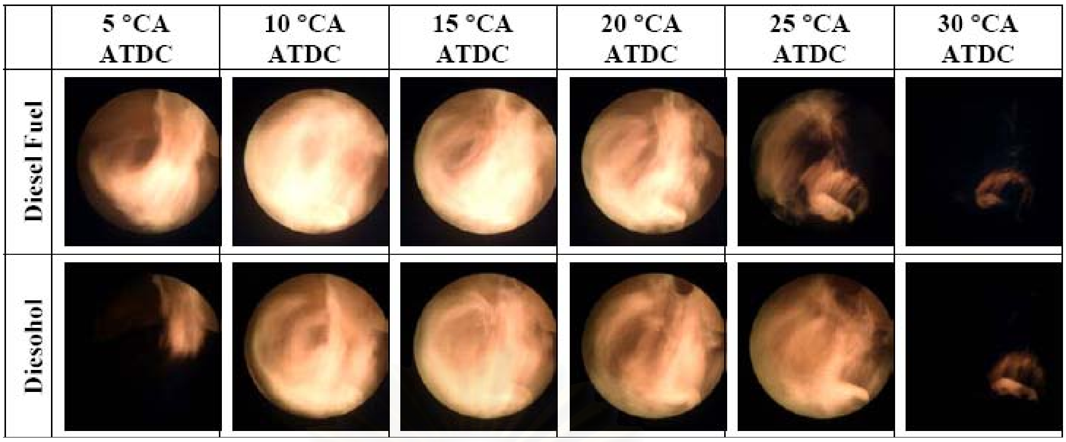
ในงานวิจัยนี้เมื่อเก็บค่าความดันในกระบอกสูบ และความดันท่อจ่ายน้ำมัน แล้วนำมาวิเคราะห์ในเรื่องการเผาไหม้ จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง จุดเริ่มต้นและสิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ทั้งหมด โดยพบว่าเชื้อเพลิงดีโซฮอล์มีจุดเริ่มต้นในการฉีดเชื้อเพลิงช้ากว่าเชื้อเพลิงดีเซล ที่จุดทำงานเดียวกัน ขณะที่ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดใกล้เคียงกัน และระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีโซฮอล์จะยาวกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

งานวิจัยถัดมาของ คณิต วัฒนวิเชียร และคณะ [47] ได้มีการวิเคราะห์เปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ของเครื่องยนต์ดีเซล เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีโซฮอล์ โดยใช้เครื่องมือ AVL Engine Visioscope ซึ่งมี Endoscope และกล้อง CCD camera เก็บภาพปรากฏการณ์ การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ซึ่งผลที่ได้นำมาวิเคราะห์ในเรื่องของรูปแบบสเปรย์ ทั้งในเรื่องของแกนสเปรย์ มุมของสเปรย์ และ Spray Penetration แสดงดังรูปที่ 3-54

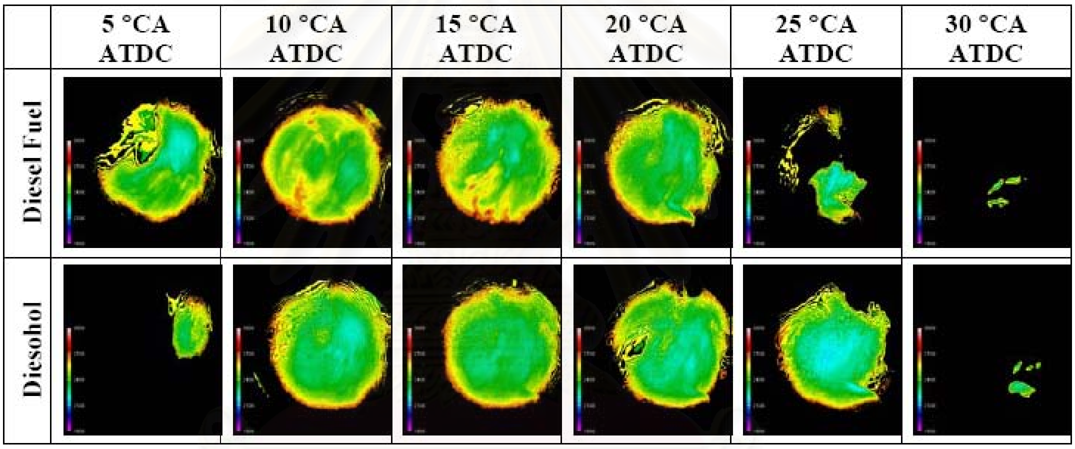


รูปที่ 3-54 ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์
ที่ 2000 rev/min,30 Nm [47]

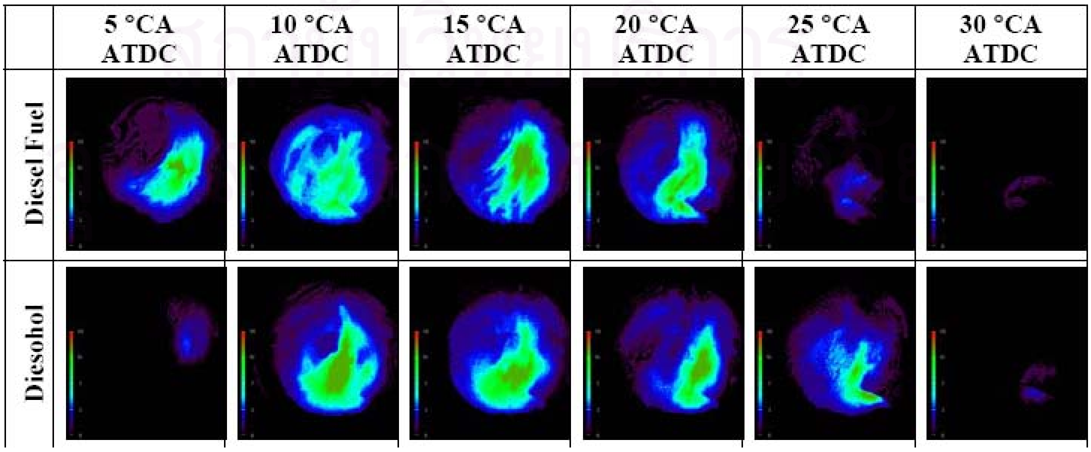
นอกจากนั้นภาพที่ได้จากปรากฏการณ์การเผาไหม้ ยังสามารถวิเคราะห์ในเรื่องเปลวไฟทั้งจุดเริ่มต้นและสิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ดังรูปที่ 3-55 ในส่วนของอุณหภูมิเปลวไฟ และเขม่า (Soot Distribution) วิเคราะห์โดยใช้โปรแกรม Thermovision ของ AVL ซึ่งโปรแกรมนี้ใช้หลักการ Two-color method ในการวิเคราะห์ผลที่ได้แสดงในรูปที่ 3-56 และ 3-57



รูปที่ 3-55 ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์ ที่ 2000 rev/min,30 Nm [47]



รูปที่ 3-56 ภาพของอุณหภูมิเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์ ที่ 2000 rev/min,30 Nm [47]

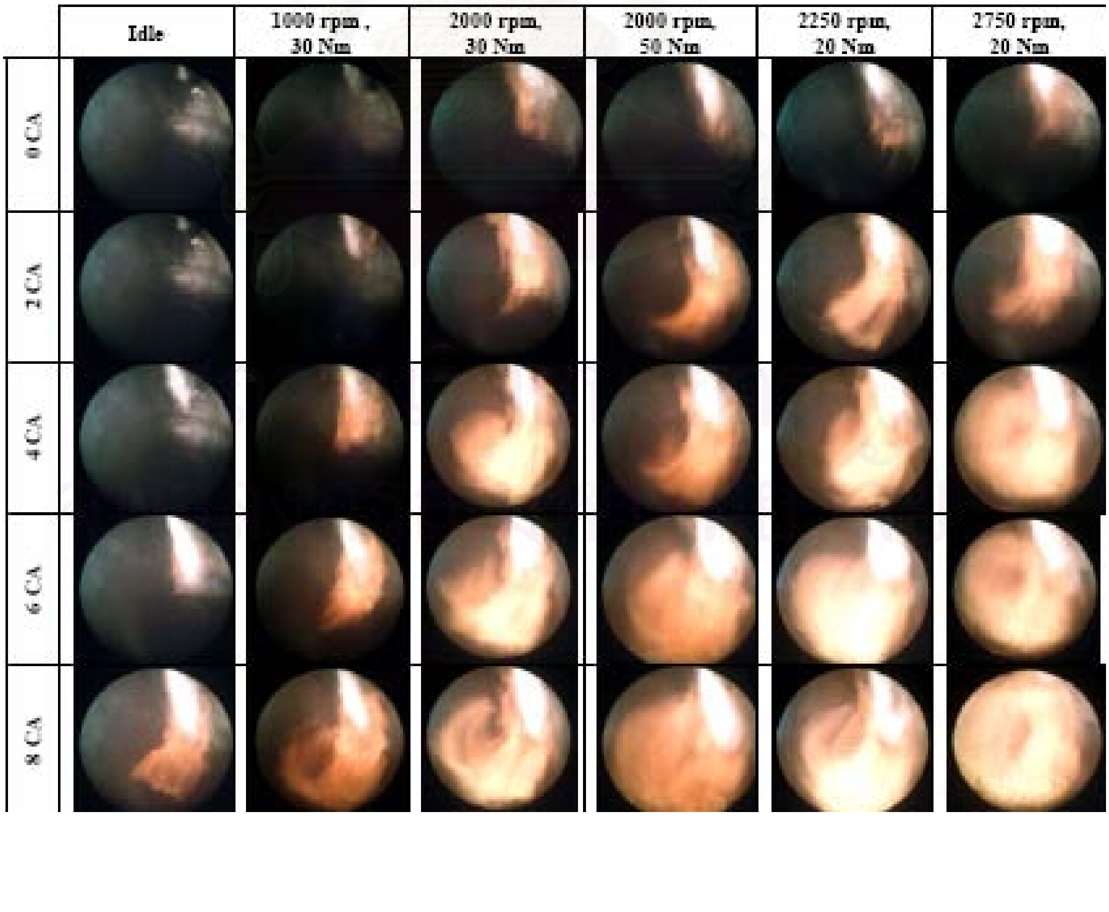


รูปที่ 3-57 ภาพของ Soot distributionในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์

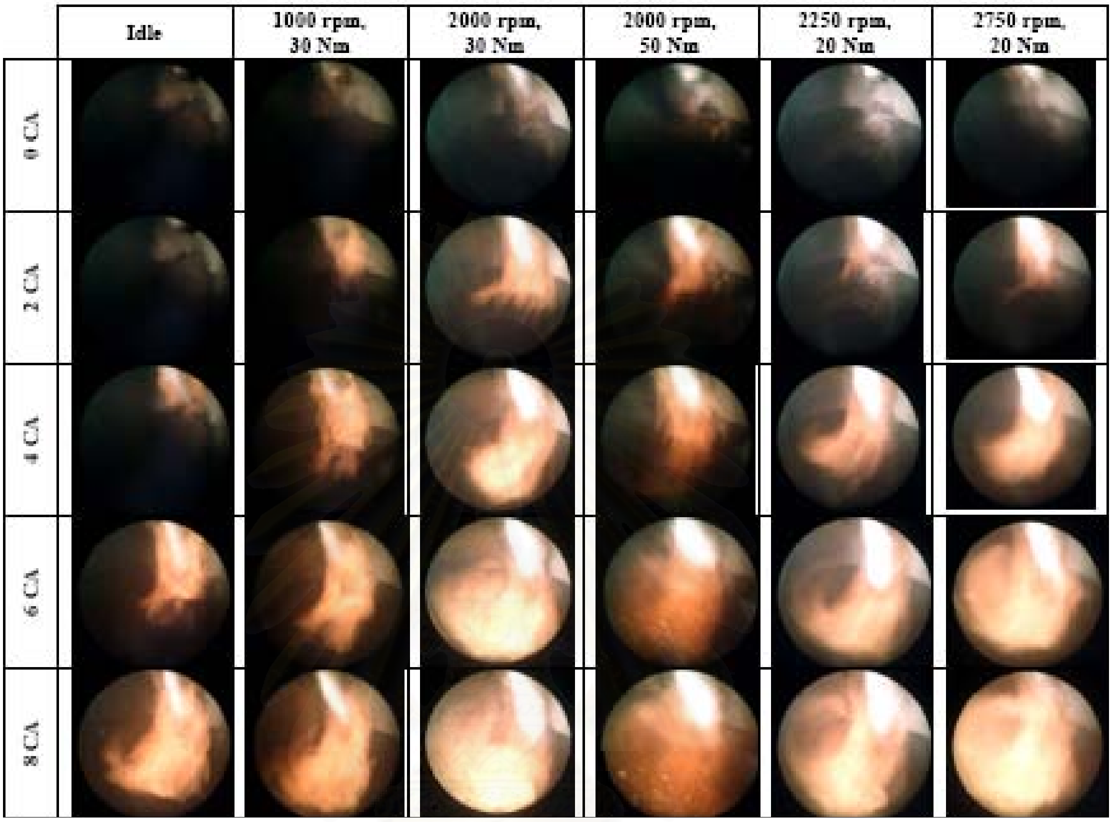
ที่ 2000 rev/min,30 Nm [47]

จากการศึกษานี้แสดงถึงผลกระทบที่เกิดจากการใช้เชื้อเพลิงดีโซฮอล์ โดยพบว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีโซฮอล์จะให้มุมสเปรย์ที่กว้างกว่าและมี Spray Penetration ที่ยาวกว่า เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล ในส่วนการเผาไหม้ เชื้อเพลิงดีโซฮอล์จะเริ่มต้นการเผาไหม้ช้ากว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล และระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้นานกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ขณะที่อุณหภูมิเปลวไฟและ soot density distribution ของเชื้อเพลิงดีโซฮอล์มีค่าต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

นอกเหนือจากนี้ มีงานวิจัยเกี่ยวกับการเปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซลของ คณิต วัฒนวิเชียร [48] ได้มีการวิเคราะห์เปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์ การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ของเครื่องยนต์ดีเซล เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล โดยใช้เครื่องมือ AVL Engine Visioscope เช่นกัน ซึ่งมี Endoscope และกล้อง CCD camera เก็บภาพปรากฏการณ์ การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ซึ่งผลที่ได้นำมาวิเคราะห์ในเรื่องของรูปแบบสเปรย์ ทั้งในเรื่องของแกนสเปรย์ มุมของสเปรย์ และ Spray Penetration แสดงดังรูปที่ 3-58



รูปที่ 3-58 (a) ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซล [48]

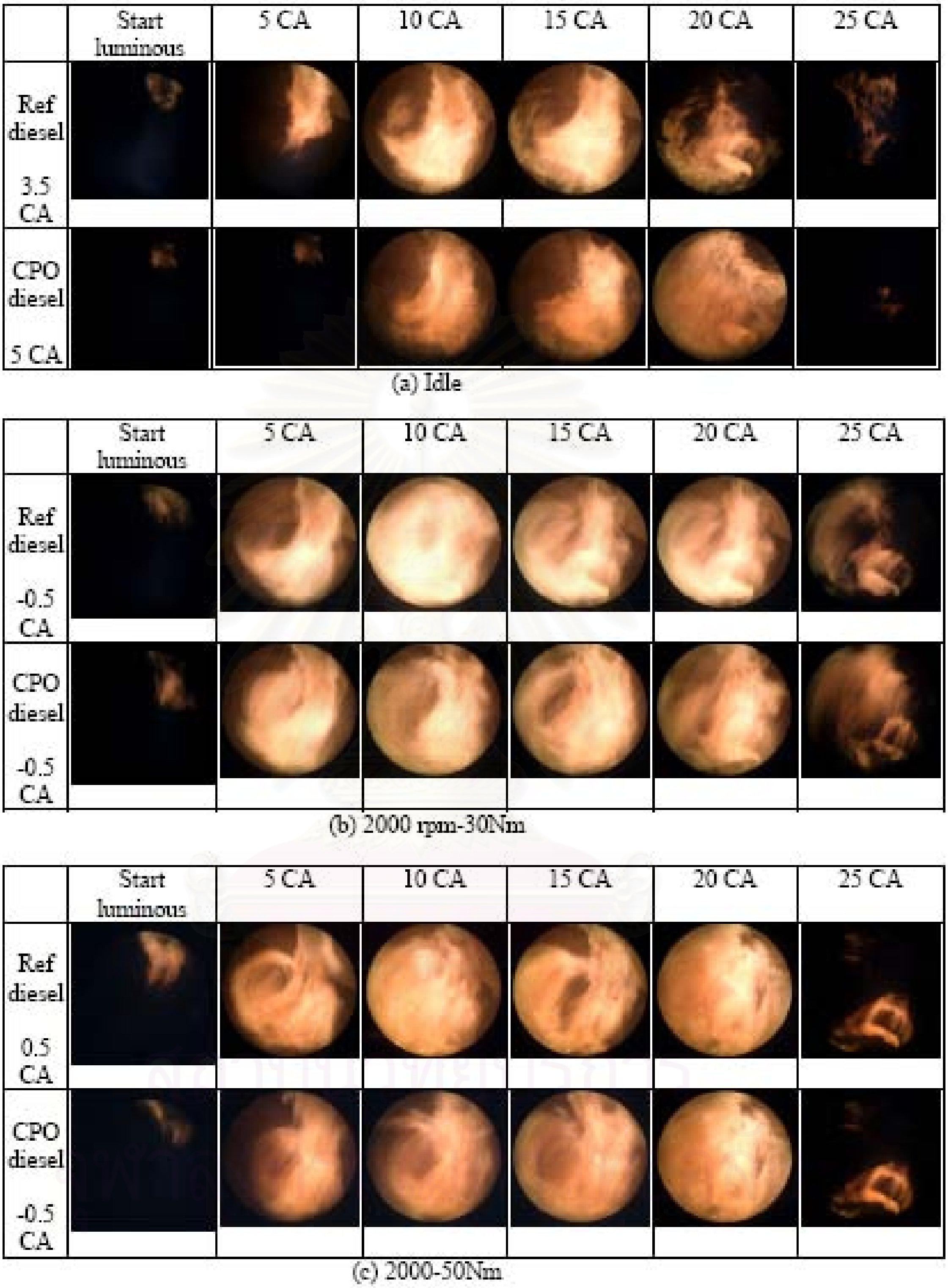


รูปที่ 3-58 (b) ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล [48]

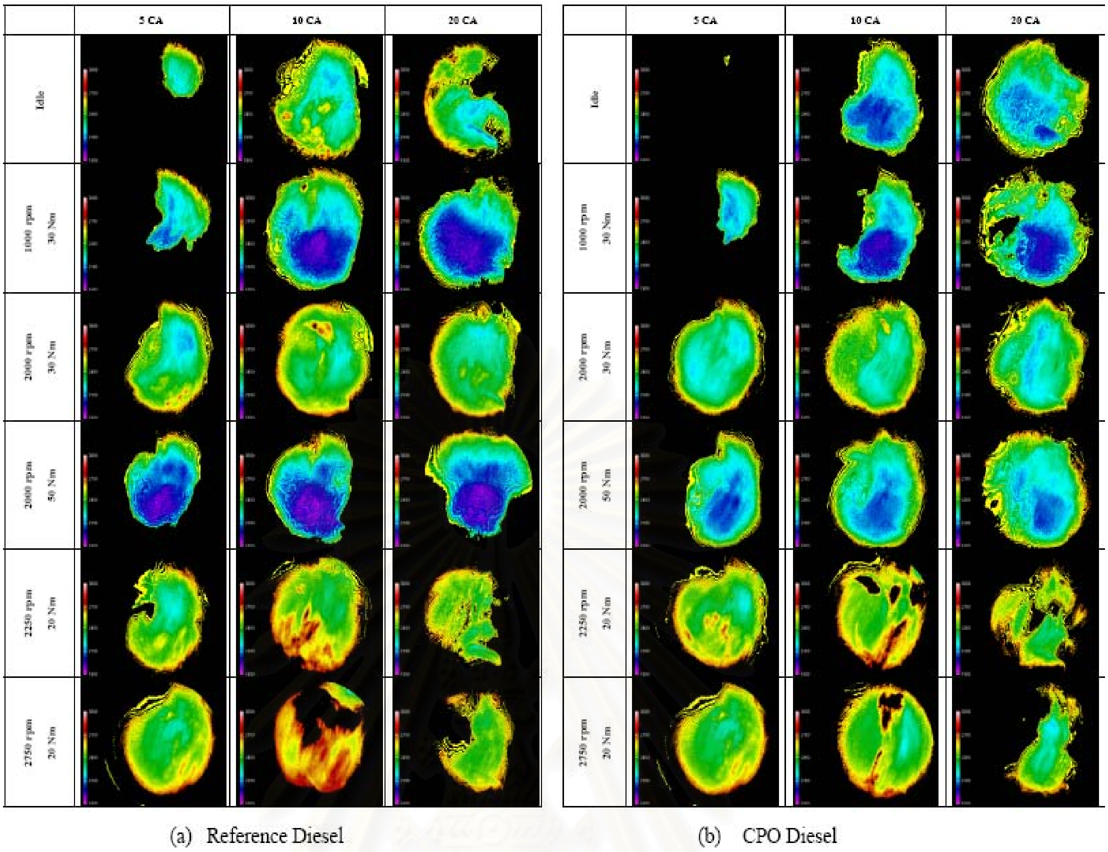
นอกจากนั้นภาพที่ได้จากปรากฏการณ์การเผาไหม้ ยังสามารถวิเคราะห์ในเรื่องเปลวไฟทั้งจุดเริ่มต้นและสิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ดังรูปที่ 3-59 ในส่วนของอุณหภูมิเปลวไฟ และเขม่า (Soot Distribution) วิเคราะห์โดยใช้โปรแกรม Thermovision ของ AVL ซึ่งโปรแกรมนี้ใช้หลักการ Two-color method ในการวิเคราะห์ซึ่งผลได้แสดงในรูปที่ 3-60 และ 3-61

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

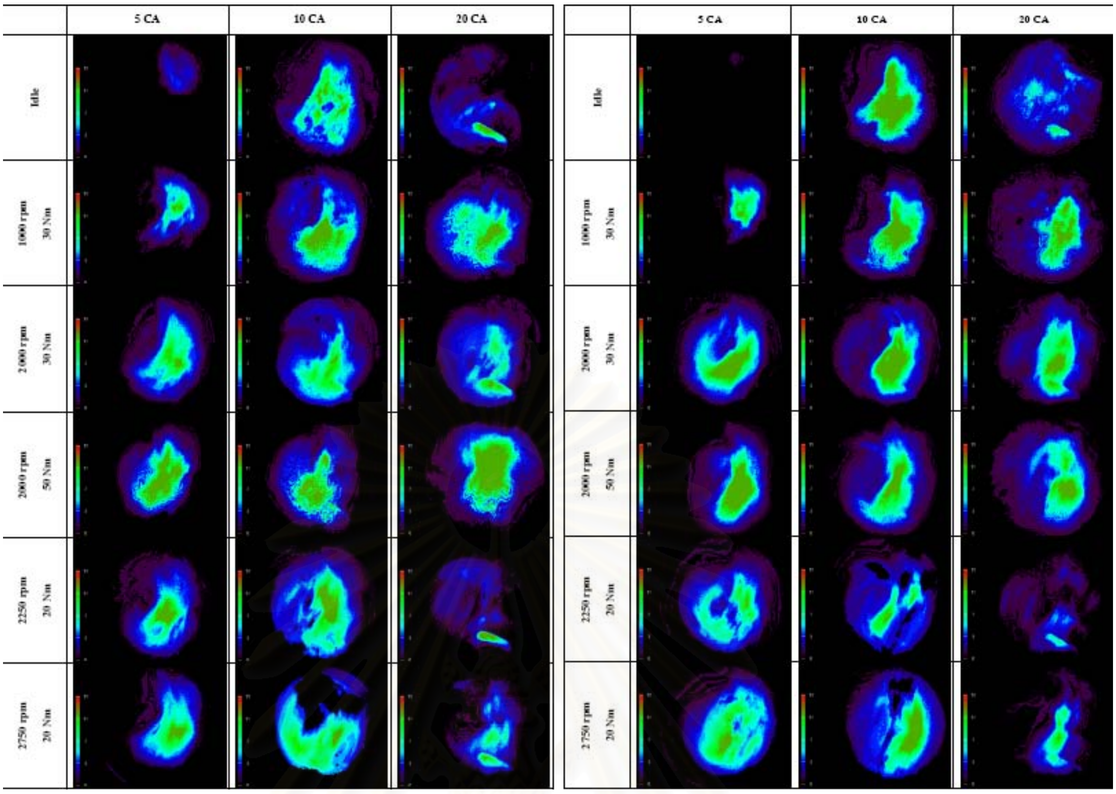
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3-59 ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล (a) รอบเดินเบา (b) 2000 rev/min,30 Nm (c) 2000 rev/min,50 Nm [48]



รูปที่ 3-60 ภาพของอุณหภูมิเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล [48]



(a) Reference Diesel (b) CPO Diesel

รูปที่ 3-61 ภาพของ Soot distributionในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ
เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล [48]

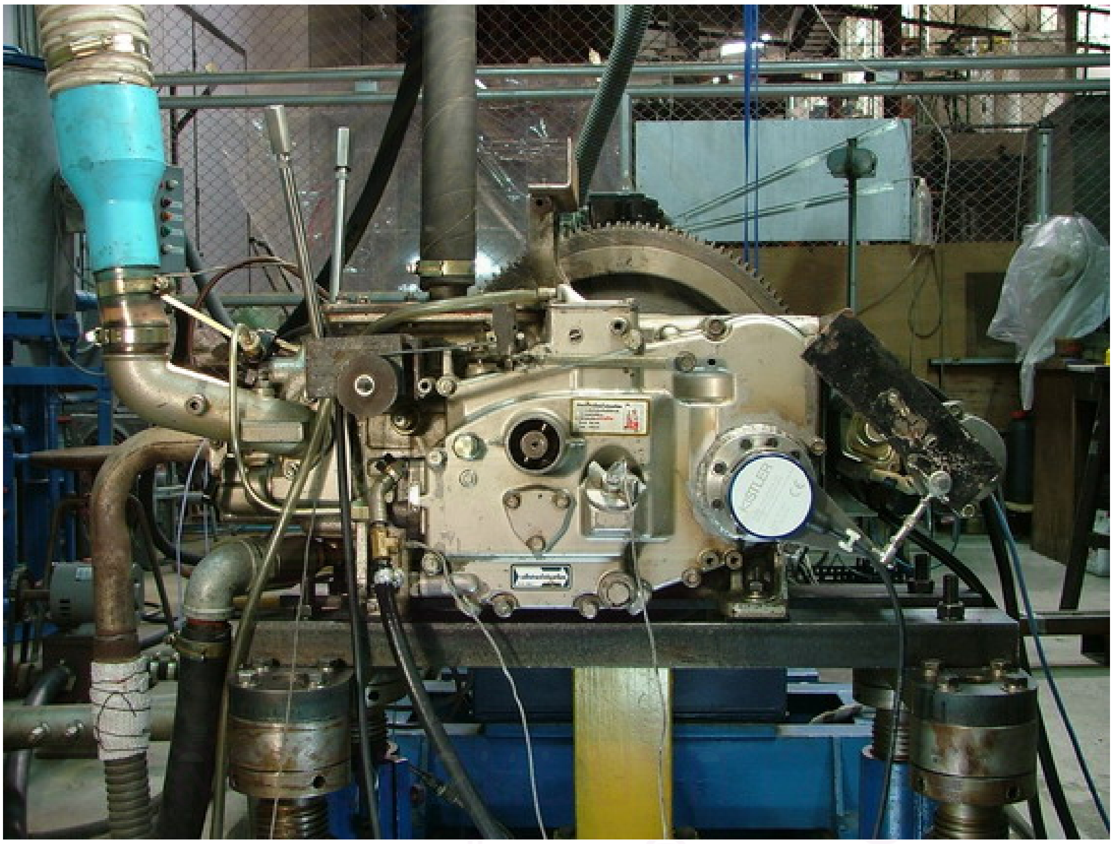
บทที่ 4

อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย

4.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการวิจัย

4.1.1 เครื่องยนต์ทดสอบ

เครื่องยนต์ที่ถูกดัดแปลงให้เป็นเครื่องยนต์ทดสอบเป็นเครื่องยนต์ CI ชนิด IDI ยี่ห้อ Kubota รุ่น ET-115 ดังแสดงในรูปที่ 4-1 โดยแสดงข้อมูลทางเทคนิคในตารางที่ 4-1



จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 4-1 แสดงเครื่องยนต์ทดสอบ

ตารางที่ 4-1 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ

เครื่องยนต์:	Kubota
รุ่น:	ET 115
ชนิด:	CI สูบเดียว 4 จังหวะ มีห้องเผาไหม้แบบ IDI swirl chamber
ขนาดกระบอกสูบ:	94 mm
ช่วงชัก:	90 mm
ปริมาตรกระบอกสูบ:	624 cm^3
อัตราส่วนการอัด:	21
หัวฉีด:	แบบ throttling pintle ยี่ห้อ Nippon Denso รุ่น DN 15 SD-NK 1
ปั๊มฉีดเชื้อเพลิง:	แบบ single plunger ยี่ห้อ Nippon Denso รุ่น PFR 1 K
ความดันที่หัวฉีดเปิด:	120 kg/cm^2
จังหวะการฉีดเชื้อเพลิง:	20 °CA BTDC
จังหวะเปิด-ปิดลิ้นไอดี:	เปิด 20 °CA BTDC ปิด 45 °CA ABDC
จังหวะเปิด-ปิดลิ้นไอเสีย:	เปิด 50 °CA BBDC ปิด 15 °CA ATDC
ความยาวก้านสูบ	145.5 mm
ระบบระบายความร้อน	ระบายความร้อนด้วยน้ำแบบ forced convection
ระบบหล่อลื่น	แบบ forced lubrication

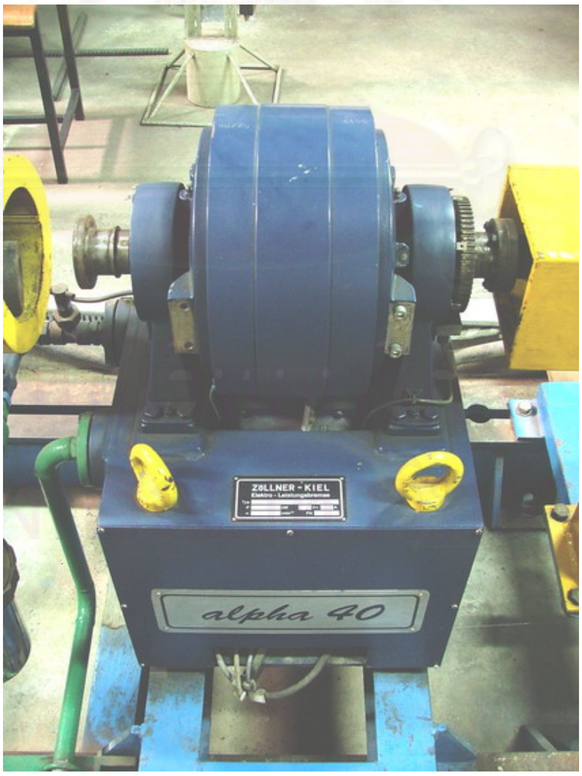
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4.1.2 ไดนาโมมิเตอร์

ไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้เป็นชนิดกระแสหมุนวน (Eddy Current) ที่มีโรเตอร์แบบดรัม ยี่ห้อ AVL รุ่น Alpha 40 ดังที่แสดงในรูป 4-2 กำลังสูงสุด 40 กิโลวัตต์ แรงบิดสูงสุด 75 นิวตัน-เมตร ความแม่นยำในการวัดแรงบิด ±0.2% ของค่าเต็มสเกล อัตราเร็วสูงสุด 17,000 รอบต่อนาที ความแม่นยำในการวัดอัตราเร็วแบบดิจิตอลคือ ±1 รอบต่อนาที ต่อ ±1 ตัวเลข

หลักการทำงานของไดนาโมมิเตอร์แบบกระแสหมุนวนนี้คือ กระแสตรงสู่ขดลวดจะสร้างสนามแม่เหล็กขึ้นในตัวแหล่งกำเนิด เมื่อโรเตอร์หมุน ความหนาแน่นของสนามแม่เหล็กจะแปรผัน และกระแสหมุนวนจะถูกเหนี่ยวนำในพื้นผิวของห่วงสเตเตอร์ที่ล้อมรอบโรเตอร์ เส้นสนามแม่เหล็กของกระแสหมุนวนจะตรงข้ามกับสนามกระตุ้นโดยตรง และมีผลการหน่วงโรเตอร์ ผลการหน่วงนี้จะเป็นสัดส่วนกับกระแสกระตุ้น

การวัดแรงบิดจะวัดโดยใช้ strain gauge load cell ตัววัดความเร็วแบบดิจิตอลถูกใช้เพื่อวัดความเร็วในการหมุน กำลังของเครื่องยนต์ทดสอบจะถูกคำนวณจากค่าแรงบิดและความเร็วรอบ โดยกำลังจากเครื่องยนต์ทดสอบจะถูกเปลี่ยนไปเป็นพลังงานความร้อนและถูกนำออกไปโดยน้ำหล่อเย็นซึ่งไหลผ่านห่วงสเตเตอร์

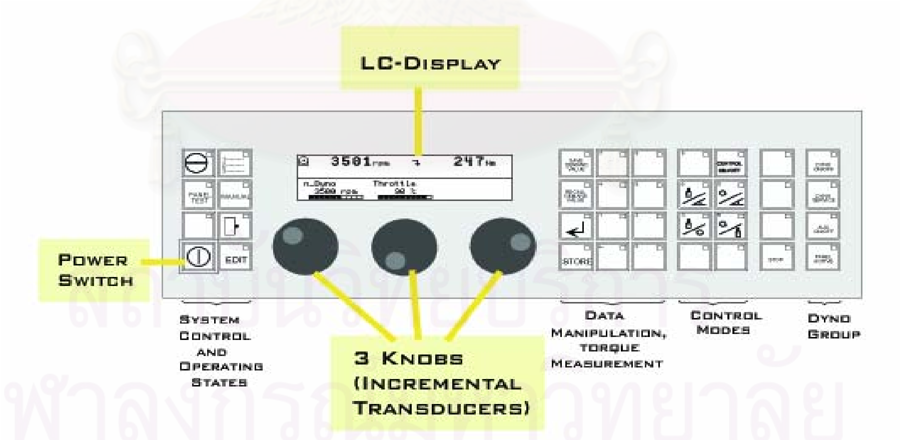


รูปที่ 4-2 แสดงไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ

4.1.2.1 เครื่องควบคุมไดนาโมมิเตอร์

เครื่องควบคุมไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer Controlled Unit) นี้มีชื่อว่า Bremsen-Monitoring-Einheit (BME) ซึ่งที่ใช้เป็นรุ่น BME 300 ผลิตโดย บริษัท AVL-List GmbH รูปที่ 4-3 เป็นภาพถ่ายแสดง BME ที่ถูกประกอบใน case 19” (rack-mount)

รูปที่ 4-3 เครื่องควบคุมไดนาโมมิเตอร์



รูปที่ 4-4 หน้าจอการทำงาน (Operating Panel) ของ BME

รูปที่ 4-4 แสดงหน้าจอการทำงาน (Operating Panel) ของ BME ซึ่งบนหน้าจอการทำงานนี้ มีองค์ประกอบต่างๆ ดังนี้คือ

LC-Display (Liquid crystal display) ประกอบด้วย 2 ส่วน ในโหมดการทำงานปกติ ส่วนบนแสดงค่าจริงได้ 4 ค่า และส่วนล่างแสดงค่าที่ต้องการได้ 3 ค่า ในโหมด parameter

สถาบันวิทยบริการ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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

4.1.3 ระบบการถ่ายภาพโดยใช้ Endoscope

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

4.1.3.1 CCD Camera

กล้อง CCD ที่ใช้เป็นรุ่น PixelFly VGA COLOR ซึ่งมี sensor เป็นแบบสีขนาด ½" มีความละเอียด (resolution) 640×480 พิกเซล ทนอุณหภูมิสูงสุดได้ไม่เกิน 50 °C รูปที่ 4-5 แสดงรูปภาพของ CCD camera พร้อมอุปกรณ์เลนส์

รูปที่ 4-5 CCD camera และเลนส์

4.1.3.2 Endoscope และ Combustion chamber window

สามารถดูรายละเอียดได้ในบทที่ 6

4.1.3.3 Strobe Gun

ใช้ต่อเข้ากับ STROBE-GUN (X1) socket ของ Light Unit เพื่อหามุมที่ถูกต้องของสัญญาณ Trigger ระบุ TDC โดยใช้ “TDC shift”

4.1.3.4 Light Unit

เป็นแหล่งกำเนิดแสงให้แก่ห้องเผาไหม้ ประกอบด้วย cold light source, Strobe flash gun และ AVL 427 Engine Timing Unit ดังแสดงในรูปที่ 4-6 และข้อมูลทางเทคนิคของ light unit แสดงไว้ในตารางที่ 4-2

รูปที่ 4-6 แสดง Light Unit

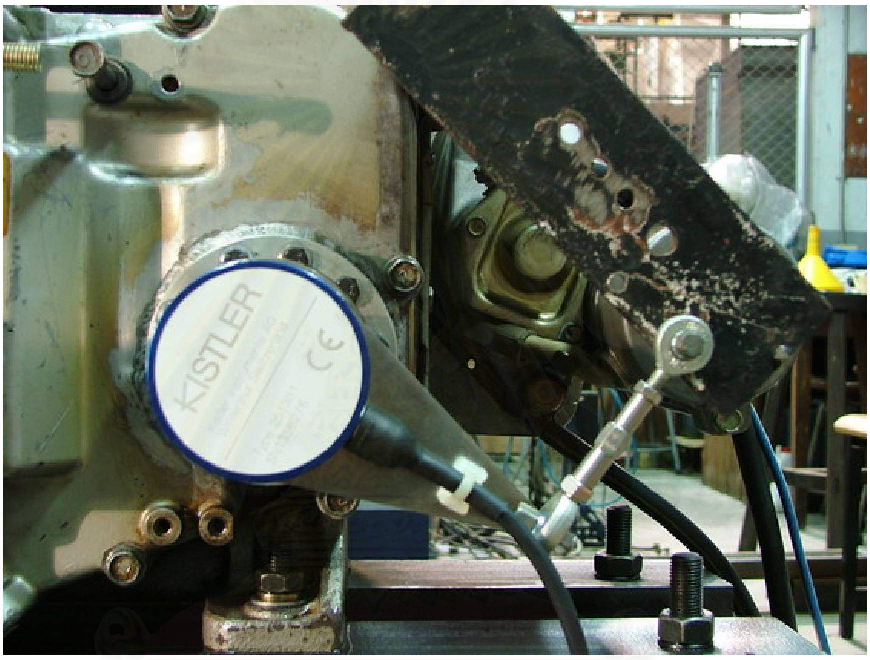
ตารางที่ 4-2 ข้อมูลทางเทคนิคของ light unit

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

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4.1.3.5 Crank angle encoder

Crank angle encoder เป็นอุปกรณ์สำหรับวัดมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ เพื่อส่งข้อมูลผ่าน light unit ให้ PC ซึ่งรันโปรแกรม visioscope ทราบถึงมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์และความเร็วรอบเครื่องยนต์ เพื่อควบคุมการบันทึกภาพอย่างถูกต้อง โดย crank angle encoder ที่ใช้สำหรับ AVL visioscope system เป็นยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B มีลักษณะดังรูปที่ 4-7 โดยได้แสดงรายละเอียดไว้ดังตารางที่ 4-3



รูปที่ 4-7 แสดง crank angle encoder ยี่ห้อ Kistler รุ่น 2613B

ตารางที่ 4-3 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	น้อยกว่า ± 0.02 องศาข้อเหวี่ยง ที่ 10.0 rev/min
ช่วงความเร็ว	1 ถึง 20000 rev/min
ความสั่นสะเทือนที่ยอมรับได้สูงสุด	150 g
อุณหภูมิแวดล้อมที่ยอมได้	-30 °C ถึง +60 °C
ความเสียดทานที่สูญเสีย	น้อยกว่า 1 Watt ที่ 1000 rev/min

4.1.3.6 **เครื่องอัดอากาศ** (Air Compressor)

เครื่องอัดอากาศ ใช้อัดอากาศสำหรับจ่ายอากาศเพื่อหล่อเย็นแกน endoscope โดยมีรายละเอียดดังตารางที่ 4-4 และรูปที่ 4-8 แสดงภาพของเครื่องอัดอากาศที่ใช้ในการทดสอบ

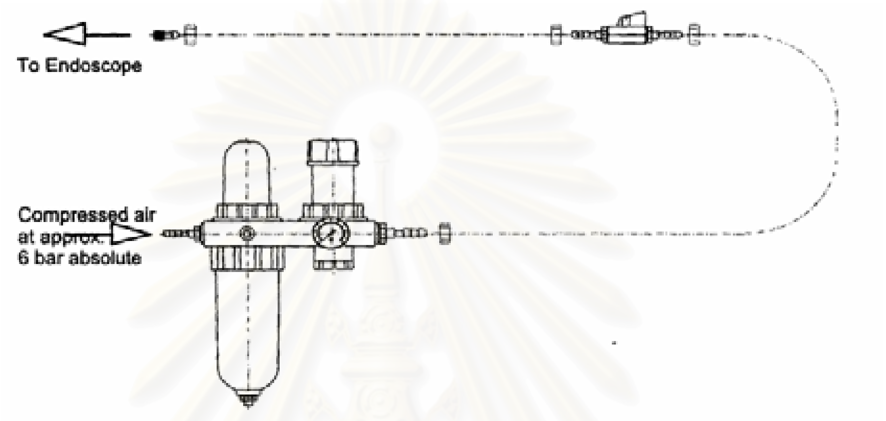
รูปที่ 4-8 เครื่องอัดอากาศ

ตารางที่ 4-4 รายละเอียดของเครื่องอัดอากาศ

ยี่ห้อ	H'A'FELE Hi-COM 50
รุ่น	Supertiger 245
กำลัง	2.00 HP (1.50 kW)
ความถี่	50 Hz
โวลต์/เฟส	230/1
ปริมาณกระแสไฟฟ้าที่ใช้	9.00 A
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

4.1.3.7 **ระบบกรองอากาศ** (Filter Unit)

สำหรับการใช้อากาศอัดในการหล่อเย็น endoscope ต้องใช้ระบบกรองอากาศเพราะฝุ่นและน้ำมันในอากาศอัดสามารถทำให้เกิดการสะสมของสิ่งสกปรกซึ่งรวมตัวที่เลนส์ด้านหน้า ทำให้เกิดผลเสียต่อคุณภาพของรูปภาพ และอาจทำให้ชุดอุปกรณ์ endoscope รับแสงไม่ได้อย่างสิ้นเชิง รูปที่ 4-9 แสดงระบบกรองอากาศ



รูปที่ 4-9 แสดงระบบกรองอากาศที่ใช้หล่อเย็น endoscope

ความดันอากาศอัดที่ป้อนเข้าสู่ระบบจะต้องมีระดับความดันอยู่ที่ประมาณ 6 บาร์สัมบูรณ์ และอุณหภูมิอากาศอัดต้องไม่เกิน 20 °C ถ้าอากาศอัดถูกป้อนที่ความดันที่ต่ำกว่าหรืออุณหภูมิที่สูงกว่านี้จะทำให้ชุดอุปกรณ์ endoscope ร้อนเกินไป ซึ่งอาจทำให้เกิดความเสียหายแก่อุปกรณ์ นอกจากนี้ยังมีวาล์วควบคุมความดันแบบปรับได้ พร้อมมาตรวัดความดันที่รวมอยู่ใน Filter Unit เพื่อปรับความดันป้อนเข้า

4.1.4 ระบบหมุนเวียนน้ำหล่อเย็น

4.1.4.1 ปั๊มน้ำหล่อเย็น

เนื่องจากในเครื่องยนต์ Kubota รุ่น ET115 แบบมาตรฐานจากผู้ผลิต เป็นเครื่องยนต์ที่มีระบบระบายความร้อนเป็น natural convection ซึ่งควบคุมอุณหภูมิให้คงที่ได้ยาก ดังนั้นจึงดัดแปลงให้เป็นระบบ forced convection โดยการถอดหม้อน้ำรังผึ้งออก แล้วจึงต่อปั๊มน้ำหล่อเย็นซึ่งแสดงในรูปที่ 4-10 เพื่อสูบน้ำจากถังพักน้ำหล่อเย็นเข้าสู่เครื่องยนต์ แล้วต่อท่อไหลกลับไปที่ถังพักน้ำหล่อเย็นเพื่อควบคุมอุณหภูมิดังรูปที่ 4-13

4.1.4.2 ถังพักน้ำหล่อเย็น

เป็นถังสำหรับพักน้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์ มีระบบควบคุมอุณหภูมิ ซึ่งถูกตั้งค่าอุณหภูมิทำงานที่ 85 °C โดยเมื่อน้ำมีอุณหภูมิสูงเกินกว่าค่าที่กำหนดไว้ ระบบควบคุมอุณหภูมิจะเปิดวาล์วเพื่อปล่อยให้น้ำประปาไหลเข้าสู่ถังพักน้ำหล่อเย็น ถ้าน้ำประปาไหลเข้าจนระบบมีน้ำส่วนเกิน น้ำหล่อเย็นบางส่วนจะไหลออกทางท่อล้น ในรูปที่ 4-11 จะแสดงถังพักน้ำหล่อเย็น พร้อมชุดอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิ

รูปที่ 4-10 แสดงปั๊มน้ำหล่อเย็น

รูปที่ 4-11 แสดงถังพักน้ำหล่อเย็น

4.1.5 PC และ VisioScope Software

ข้อมูลทางเทคนิคของ PC ที่ใช้กับระบบนี้มีรายละเอียดดังตารางที่ 4-5

ตารางที่ 4-5 ข้อมูลทางเทคนิคของ PC

CPU:	Intel Pentium III Processor
Operating system:	Microsoft Windows NT 4.0 / 2000
SCSI controller:	Adaptec AHA2940 Wide SCSI Controller
Hard disk:	Ultra Wide SCSI hard disk
Power supply:	115 V / 230 V switchable

AVL VisioScope software เป็นโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นโดยบริษัท AVL-List GmbH ใช้สำหรับตั้งค่าเริ่มต้นของการถ่ายภาพ, ควบคุมการบันทึกการถ่ายภาพและการแสดงภาพ และประมวลผลภาพถ่ายที่ถ่ายโดยกล้อง CCD ออกมาในรูปแบบต่างๆ

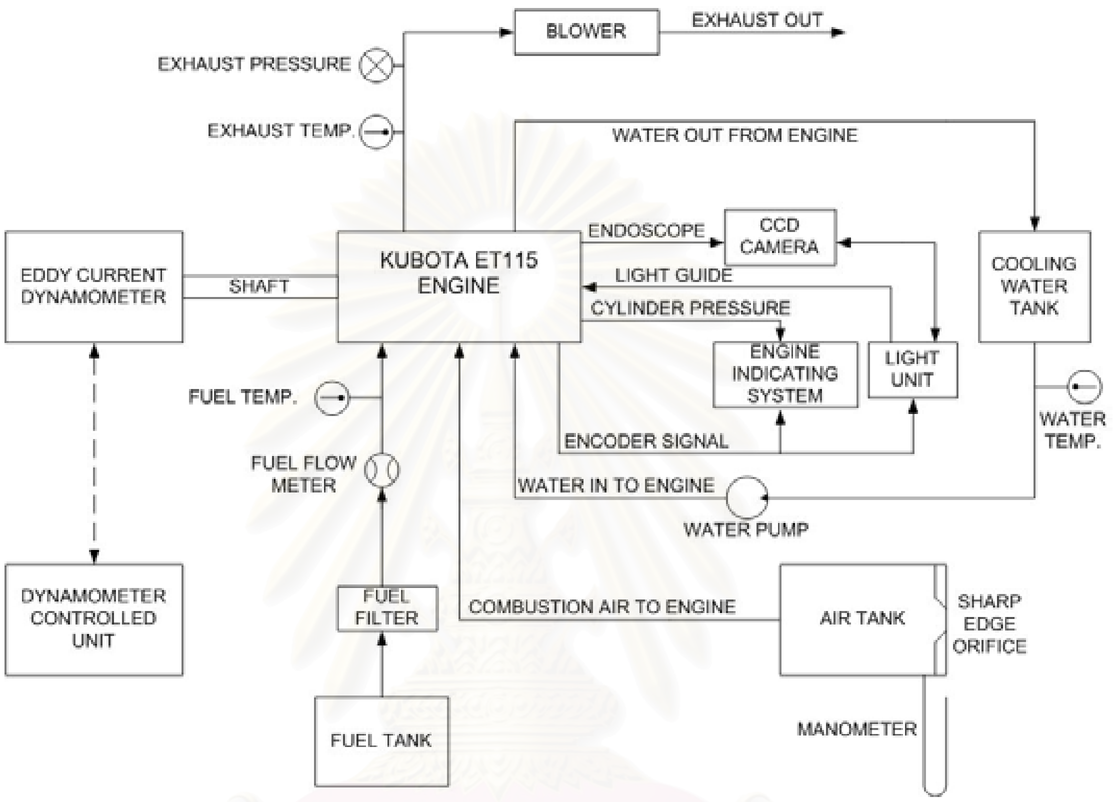
AVL VisioScope software ที่ใช้เป็น Version 1.1 TV และใช้ร่วมกับโปรแกรม Thermovision ซึ่งใช้ในการประมวลผลภาพถ่ายออกมาในรูปของอุณหภูมิเปลวไฟดีเซล (diesel flame temperature) และความเข้มข้นของเขม่า (soot concentration) ด้วยหลักการของ two-color method

รูปที่ 4-12 แสดง AVL VisioScope Software

4.1.6 แผนผังโดยรวมของอุปกรณ์ต่างๆในห้องทดสอบ

4.1.6.1 แผนผังการจัดวางอุปกรณ์

การจัดวางอุปกรณ์ต่างๆ ในห้องทดสอบ สามารถแสดงเป็นแผนผังได้ดังรูปที่ 4-13

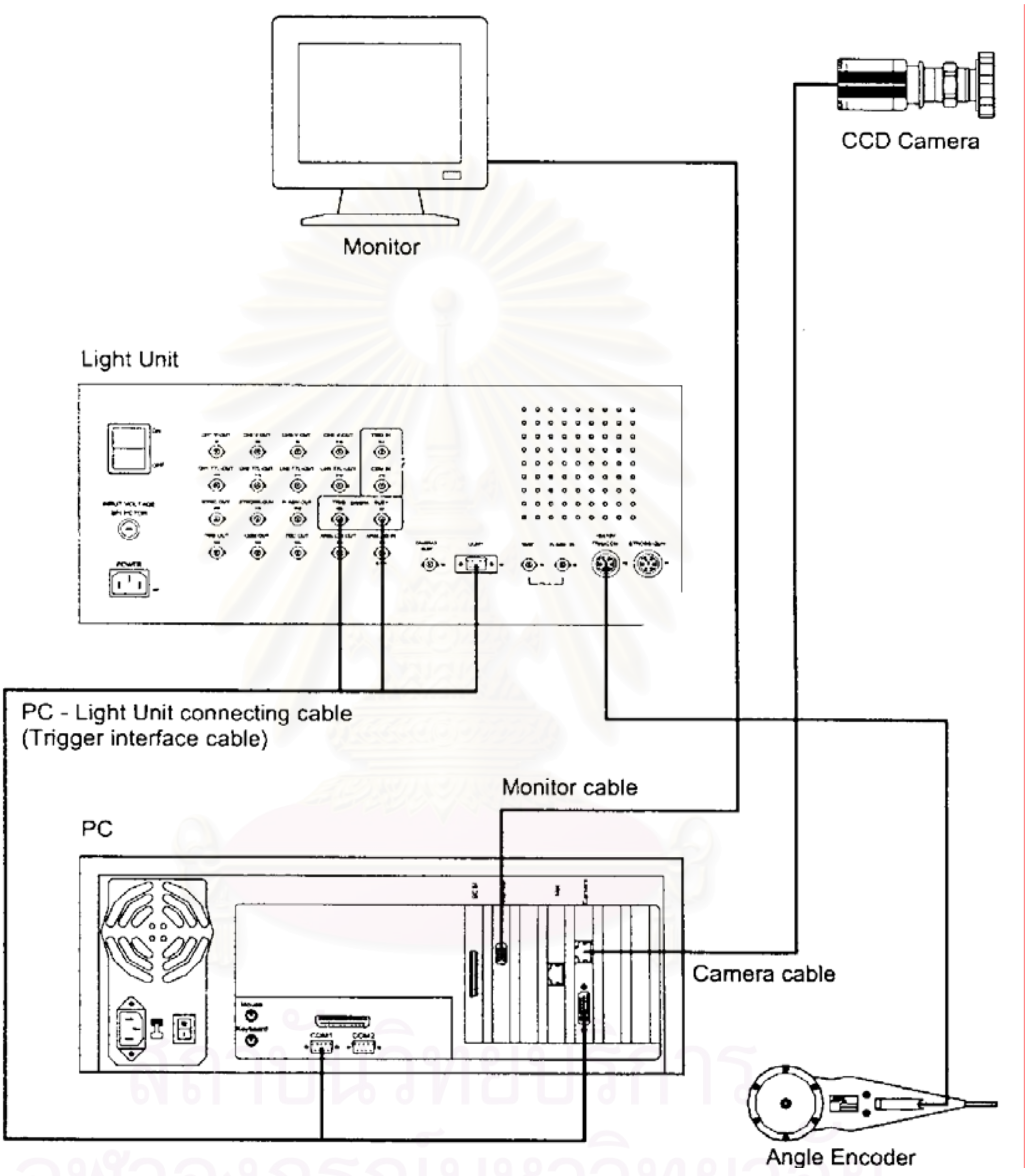


รูปที่ 4-13 แสดงแผนผังการจัดวางอุปกรณ์ในห้องทดสอบ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4.1.6.2 แผนผังการต่อระบบการถ่ายภาพ

การต่อระบบการถ่ายภาพเป็นไปตามรูปที่ 4-14



รูปที่ 4-14 แผนผังการต่อระบบการถ่ายภาพ

4.1.7 **ระบบเก็บข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้**

4.1.7.1 Data acquisition system

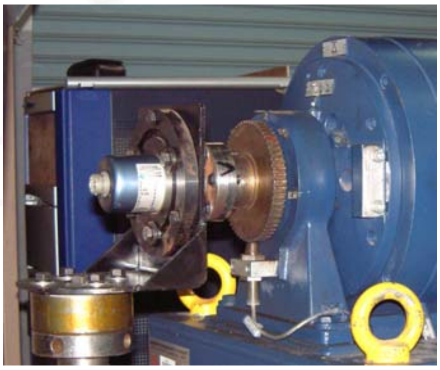
ในการทดสอบนี้ใช้เครื่อง Cussons P4500 (Autoscan) ดังรูปที่ 4-15 ในการเก็บข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ โดยรับสัญญาณ pulse จาก encoder แล้วแปลงสัญญาณจาก analog เป็น digital เครื่อง autoscan สามารถรับสัญญาณ input ได้ 4 channels, 10 volt span (0 ถึง 10 V. หรือ –5 ถึง +5 V.) มีมอนิเตอร์แบบโมโนโครมสามารถประมวลผลและแสดงผลในรูปแบบของกราฟ P-θ หรือ P-V ได้ โดยมีความสามารถในการเก็บข้อมูลดังตารางที่ 4-6

ตารางที่ 4-6 แสดงความสามารถของ data acquisition system

Resolution:	0.025 FS (12bit)
accuracy:	0.05 % FS (0.17% FS max.)
Maximum acquisition speed:	มากกว่า 250,000 samples/second/channel

ในขณะบันทึกค่า เครื่อง autoscan จะบันทึกค่าที่ได้ลงในหน่วยความจำของเครื่อง ซึ่งเราสามารถถ่ายโอนข้อมูลไปยังคอมพิวเตอร์โดยผ่านทาง serial interface

รูปที่ 4-15 แสดงภาพของเครื่อง Cussons P4500 (Autoscan)



รูปที่ 4-16 Shaft Encoder ยี่ห้อ Cussons รุ่น P4503

4.1.7.2 Shaft Encoder

Shaft Encoder เป็นอุปกรณ์ซึ่งทำหน้าที่แปลงสัญญาณการหมุนของเพลาเป็น pulse สำหรับการวัดที่ต้องการความแม่นยำสูง สำหรับงานวิจัยนี้ใช้ shaft encoder ยี่ห้อ Cussons รุ่น P4503 ซึ่งมีความละเอียด 0.1 ^{o}CA (หมายความว่าจะกำเนิด pulse ออกมาทุก 0.1 ^{o}CA ที่เครื่องยนต์หมุนไป) มีลักษณะดังรูปที่ 4-16 โดยติดตั้งอยู่ที่ปลายเพลาของไดนาโมมิเตอร์ด้านตรงข้ามเครื่องยนต์

4.1.7.3 **ความดันในห้องเผาไหม้**

สำหรับการวัดความดันในห้องเผาไหม้ จะใช้ Piezoelectric pressure transducer ซึ่งโดยทั่วไปแล้วโครงสร้างจะประกอบด้วยผลึกควอทซ์ ซึ่งจะจ่ายประจุไฟฟ้าออกมาเมื่อมีแรงมากระทำบนผลึก โดยประจุที่จ่ายออกมาจะมีค่าแปรตามแรงกระทำนั้น ในการวัดความดันในห้องเผาไหม้จะใช้ pressure transducer จำนวน 2 ตัว ติดที่ห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลัก โดยรายละเอียดในส่วนการติดตั้งกับเครื่องยนต์จะแสดงในบทที่ 6 สำหรับงานวิจัยนี้ใช้ pressure transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P ซึ่งมีรายละเอียดดังตารางที่ 4-7

ตารางที่ 4-7 ข้อมูลทางเทคนิคของ pressure transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P

ช่วงการวัด:	0 ถึง 20 Mpa
Sensitivity:	150 pC/MPa
Linearity น้อยกว่า:	±0.3 % FSO
Acceleration Sensitivity:	น้อยกว่า 0.001 bar/ g
Shock Resistance:	มากกว่า 2000 g
อุณหภูมิใช้งานได้สูงสุด:	400 °C
Thermal Sensitivity Shift	
ช่วง 20 °C ถึง 400°C:	น้อยกว่า ±2 %
ช่วง 200 °C ถึง 300°C:	น้อยกว่า ±0.5 %

4.1.7.4 Charge Amplifier

ทำหน้าที่แปลงสัญญาณประจุไฟฟ้าที่จ่ายออกมาจาก piezoelectric pressure transducer ให้เป็นสัญญาณแรงดันไฟฟ้า(analog) เพื่อนำไปแสดงผลหรือประมวลผลให้อยู่ในรูปแบบที่ต้องการต่อไป เช่น แสดงผลบน Osilloscope หรือแปลงสัญญาณ analog เป็น digital เพื่อทำการวิเคราะห์ต่อไป โดยในการทดสอบนี้จะใช้ Charge amplifier ยี่ห้อ KISTLER รุ่น 5011b11 โดยมีข้อมูลทางเทคนิคดังตารางที่ 4-8 และมีลักษณะดังรูปที่ 4-17

ตารางที่ 4-8 แสดงข้อมูลทางเทคนิคของ Charge amplifier ยี่ห้อ KISTLER รุ่น 5011b11

Measuring range:	± 10 ถึง 999,000	pC
Sensitivity:	0.01 ถึง 9,990	pC/MU
Scale:	0.001 ถึง 9,990,000	MU/V
Output voltage:	± 10	V
Output current:	± 5	mA
Output impedance:	10	Ω
Amplitude Linearity:	≤ ± 0.05	%
Accuracy of measuring range		
≤ -99.9 pC (FS):	≤ ± 3	%
≥ +100 pC (FS):	≤ ± 1	%

รูปที่ 4-17 แสดงภาพของ Charge Amplifier ยี่ห้อ KISTLER รุ่น 5011b11

4.2 การวัดอัตราการไหลของเชื้อเพลิง

ในขณะทดสอบจะวัดอัตราการไหลของเชื้อเพลิงด้วยอุปกรณ์วัดการไหลชนิด Volumetric gravitational flow meter ซึ่งใช้เซนเซอร์ตรวจจับระดับของเหลว (optical sensor) ยี่ห้อ SUNX รุ่น FD-F4 โดยติดเซนเซอร์ 2 ตัวให้ห่างกันในระดับที่ได้ปริมาตร 10 มิลลิลิตร เมื่อระดับน้ำมันเคลื่อนที่ลงมาถึงเซนเซอร์ตัวบน นาฬิกาจับเวลาก็จะเริ่มทำงานจับเวลา จนเมื่อระดับน้ำมันไหลมาถึงเซนเซอร์ตัวล่าง นาฬิกาก็จะหยุดจับเวลา โดยเวลาที่วัดได้จะนำมาใช้ในการคำนวณอัตราการไหลเชิงปริมาตร ดังสมการ

$$\dot{V} = \frac{V}{t} \tag{4-1}$$

โดยที่ $\dot{V}$ คือ อัตราการไหลโดยปริมาตร (ml/s)

V คือ ปริมาตรที่ใช้วัด (ml) สำหรับการทดสอบนี้ใช้ 10 ml

t คือ เวลาที่นาฬิกาจับเวลาวัดได้ (s)

สำหรับอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงโดยมวลหาได้จากสมการ

$$\dot{m}_f = \frac{\rho_f V}{t} \tag{4-2}$$

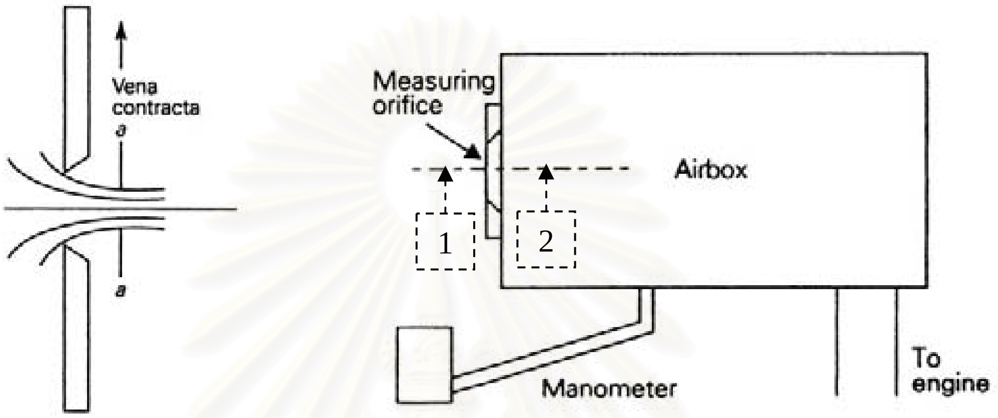
โดยที่ $\dot{m}_f$ คือ อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิง (kg/s)

ρ_f คือ ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (kg/m^3)

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4.3 การวัดอัตราการไหลของอากาศ

สำหรับการทดลองนี้จะใช้วิธีการวัดอัตราการไหลของอากาศที่เข้าสู่เครื่องยนต์โดยวิธี Air box method ซึ่งใช้วิธีวัดความดันตกคร่อมแผ่น orifice plate ตามมาตรฐาน BS1042 [26] ขนาด 50 มม. ซึ่งติดอยู่หน้าถังอากาศ และมีค่า Drag Coefficient เท่ากับ 0.6



รูปที่ 4-18 แสดงภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศโดยวิธี Air box method โดยภาพด้านซ้ายแสดงการไหลของอากาศผ่านแผ่น orifice plate ส่วนภาพด้านขวาแสดง Air box ที่ได้ติดตั้งแผ่น orifice plate และ manometer ดังที่ใช้ในงานวิจัยนี้ [27]

การคำนวณปริมาตรของถังที่เล็กที่สุด ซึ่งจะทำให้ไม่เกิดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหล เป็นดังสมการต่อไปนี้ [27]

$$V_b = \frac{417x10^6 K^4 d^2}{N_c V_s N_{min}^2} \quad (4\text{-}3)$$

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 จำนวนกระบอกสูบของเครื่องยนต์

V_s คือ ปริมาตรช่วงชักลูกสูบ (m^3)

N_{min} คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่น้อยที่สุด (rev/min)

สมมติให้อากาศที่ไหลผ่าน orfice plate เป็นการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible flow) และพิจารณาให้ความหนาแน่นของอากาศคงที่ จากสมการเบอร์นูลี จะได้ว่า

$$\frac{p_1}{\gamma_{air}} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{p_2}{\gamma_{air}} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \qquad (4\text{-}4)$$

โดยที่ p คือ ความดัน (kPa)

v คือ ความเร็วอากาศ (m/s)

γ_{air} คือ น้ำหนักจำเพาะของอากาศ (kg/m^2-s^2) = $\rho_{air} g$

ρ_{air} คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3) เท่ากับ 1.165 kg/m^3 ที่ 30^oC

Z คือ ระดับความสูง (m)

g คือ ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s^2) เท่ากับ 9.807 m/s^2

Subscript 1 และ 2 คือตำแหน่งสภาวะ 1 และ 2 ในรูป 4-24 ด้านขวา ตามลำดับ

เนื่องจากสภาวะ 1 เป็นอากาศนิ่ง และทั้งสองสภาวะอยู่ในระดับความสูงเดียวกัน ดังนั้น จะได้ความเร็วของอากาศ คือ

$$v_2 = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_{air}}} \qquad (4\text{-}5)$$

การไหลผ่าน orifice จะเกิด Vena contracta ซึ่งจะทำให้การไหลจริงน้อยกว่าทฤษฎีเสมอ ดังนั้นเมื่อคิดการไหลแบบคงตัว จะได้อัตราการไหลโดยมวลของอากาศ คือ

$$\dot{m}_a = C_{DO} \rho_{air} v A_O \qquad (4\text{-}6)$$

โดยที่ C_{DO} คือ Discharge coefficient ของ orifice plate

A_O คือ พื้นที่หน้าตัดของรู orifice (m^2)

การวัดผลต่างความดันตกคร่อม orifice plate จะวัดโดยใช้มานอมิเตอร์ ซึ่งจะได้ค่า head ในหน่วย mmH_2O ซึ่งสามารถนำมาคำนวณหาผลต่างความดันตกคร่อม orifice plate ได้จากสมการ

$$\Delta p = \rho_{H_2O} g \Delta h \tag{4-7}$$

โดยที่ Δh คือ ผลต่าง Head ที่อ่านได้จากมานอมิเตอร์ (mmH_2O)

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

เมื่อนำสมการ(4-5) และ (4-7) มาแทนลงในสมการ(4-6) จะได้สมการที่นำไปใช้งาน คือ

$$\dot{m}_a = C_{DO} A_O \sqrt{2\rho_{air}\rho_{H_2O} g \Delta h} \tag{4-8}$$

ดังนั้นจากสมการ(4-2) และ (4-8) จะสามารถหาอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศ และ Equivalent ratio ได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\text{F/A} = \frac{\rho_f V / t}{C_{DO} A_O \sqrt{2\rho_{air}\rho_{H_2O} g \Delta h}} \tag{4-9}$$

$$\text{Equivalent ratio} = \frac{(F/A)}{(F/A)_S} \tag{4-10}$$

4.4 การแสดงสภาวะการทำงาน (อุณหภูมิและความดัน) ที่ส่วนต่างๆของเครื่องยนต์

4.4.1 การวัดความดันตกคร่อม Orifice Plate และความดันไอเสีย

ค่าผลต่างความดันที่เกิดขึ้นระหว่าง Orifice Plate ถูกวัดโดยใช้มานอมิเตอร์แบบเอียง ซึ่งมีน้ำเป็นสารทำงาน ส่วนความดันไอเสียถูกวัดโดยติดตั้งท่อทองแดงขดเพื่อลดอุณหภูมิก่อนต่อเข้ามานอมิเตอร์แบบ U-tube ที่มีน้ำเป็นสารทำงานเช่นกัน

4.4.2 การวัดอุณหภูมิไอเสีย อุณหภูมิเชื้อเพลิง และอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น

การวัดอุณหภูมิไอเสีย น้ำมันเชื้อเพลิง และอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น จะใช้เทอร์โมคัพเปิ้ลที่มีชนิดของไส้เป็น type K (Chromel-Alumel, CA) เส้นผ่านศูนย์กลาง 0.65 มม. และมีอุณหภูมิใช้งานสูงสุด 1000 องศาเซลเซียส การแสดงผลของอุณหภูมิจะแสดงผลออกมาที่เครื่องวัดอุณหภูมิแบบดิจิตอล (Digital Temperature Indicator) ยี่ห้อ DIGICON รุ่น IS-7 ซึ่งการแสดงผลเป็นระบบ zero blanking ความแม่นยำ $\pm$0.5 % ของค่าเต็มสเกล +1 หลัก โดยที่อินพุทเป็นเทอร์โมคัพเปิ้ลดังกล่าวข้างต้น

4.4.3 การวัดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

การวัดอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นจะใช้เทอร์โมคัพเปิ้ลชนิด type T (Copper-Constantan, CC) ซึ่งมีอุณหภูมิใช้งานในช่วง 0 ถึง 200 องศาเซลเซียส โดยวัดที่ท่อน้ำเข้าถังพักน้ำหล่อเย็น โดยจะมีหน่วยแสดงผลที่บริเวณแผงควบคุมของไดนาโมมิเตอร์ โดยหน่วยแสดงผลนี้สามารถใช้เป็นตัวควบคุมอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นได้ด้วย

4.4.4 การวัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ

อุณหภูมิบรรยากาศ ถูกวัดออกมาเป็นอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้ง โดยใช้เทอร์โมมิเตอร์แบบกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งตามลำดับ ส่วนความดันบรรยากาศ วัดโดยใช้บารอมิเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 4-19

รูปที่ 4-19 แสดงภาพบารอมิเตอร์(ซ้าย) และเทอร์โมมิเตอร์(ขวา)

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4.5 วิธีดำเนินการวิจัย

4.5.1 การดัดแปลงเครื่องยนต์สำหรับการทำวิจัย

การดัดแปลงเครื่องยนต์ แบ่งเป็น 2 ส่วน คือดัดแปลงเพื่อให้สามารถเก็บข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ได้ และดัดแปลงเพื่อให้สามารถทำ visualization ได้

4.5.2 การพัฒนาแนวทางการวิเคราะห์ผล

การพัฒนาแนวทางการวิเคราะห์ผล แบ่งออกเป็นการวิเคราะห์ผลข้อมูลความดันกระบอกสูบเพื่อประเมินประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ การวิเคราะห์ผลข้อมูลความดันกระบอกสูบเพื่อหาอัตราการปล่อยความร้อน การวิเคราะห์ภาพถ่ายของสเปรย์และการเผาไหม้ และการวิเคราะห์ความเชื่อมโยงระหว่างอัตราการปล่อยความร้อนและภาพถ่ายของการเผาไหม้

4.5.3 การวัดความดันในห้องเผาไหม้และวิเคราะห์การปล่อยความร้อน

แต่ละจุดทำงานมีการบันทึกค่าความดันทั้งใน prechamber และ main chamber พร้อมกันในขณะที่เครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วรอบและภาระคงตัว หลังจากนั้นจะนำข้อมูลความดันที่ได้ไปวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ ตามแนวทางการวิเคราะห์ผลที่ได้จากหัวข้อ 4.5.2 เพื่อบ่งชี้ถึงคุณลักษณะการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ต่อไป

4.5.4 การทำ visualization

ในการทดสอบจะมีการแบ่งการบันทึกข้อมูลออกเป็น 2 ชนิดคือ แบบมี flash ช่วย และแบบไม่ใช้แสงไฟใดๆทั้งสิ้น การบันทึกแบบมี flash ช่วย จะใช้ในการวิเคราะห์สเปรย์จากการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปใน prechamber ส่วนการบันทึกแบบไม่ใช้แสงไฟใดๆทั้งสิ้นจะใช้ในการวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ รวมทั้งคำนวณการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความเข้มข้นของเขม่า โดยกำหนดค่ามุมข้อเหวี่ยงที่จะทำการบันทึกคืออยู่ในช่วง -20 $^{\circ}$CA ถึง 40 $^{\circ}$CA เพื่อให้ครอบคลุมถึงจุดเริ่มต้นที่มีการฉีดเชื้อเพลิงจนสิ้นสุดการเผาไหม้ และกำหนดการบันทึกซ้ำตามความเหมาะสม หลังจากนั้นจึงนำข้อมูลที่ได้มาทำการวิเคราะห์ผลตามแนวทางที่ได้จากข้อ 4.5.2

บทที่ 5

การดัดแปลงเครื่องยนต์

ในส่วนของการดัดแปลงเครื่องยนต์ เพื่อให้สามารถสังเกตคุณลักษณะของสเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้ได้นั้น จะแบ่งเป็น 2 ส่วนหลัก โดยส่วนแรกคือการดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อเก็บข้อมูลความดันกระบอกสูบ อีกส่วนคือการดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อให้สามารถมองเห็นการเกิดสเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้จากห้องเผาไหม้ได้ (Visualization)

5.1 การดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อวัดข้อมูลความดันกระบอกสูบ

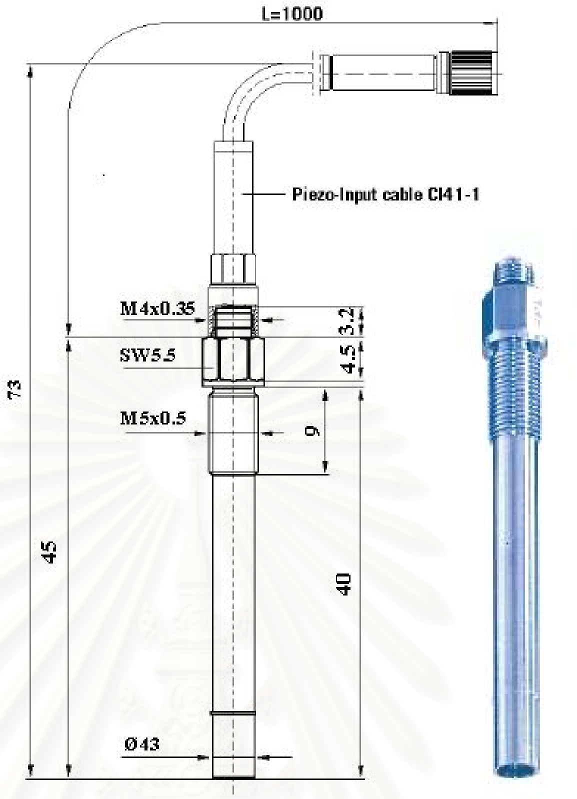
5.1.1 อุปกรณ์ที่ต้องติดตั้งกับเครื่องยนต์

ในการวัดข้อมูลความดันกระบอกสูบนั้น จะต้องมีอุปกรณ์ติดตั้งอยู่ที่เครื่องยนต์คือ pressure transducer และ crank angle encoder ซึ่งได้ระบุถึงข้อมูลจำเพาะไปแล้วในบทที่ 4 โดยในส่วนของ crank angle encoder สำหรับ engine indicating system จะถูกติดตั้งที่ปลายเพลาของไดนาโมมิเตอร์ด้านตรงข้ามเครื่องยนต์ ในงานวิจัยนี้ใช้เครื่องยนต์ CI แบบ IDI สูบเดียวเป็นเครื่องยนต์ทดสอบ ซึ่งมีห้องเผาไหม้แยกเป็น 2 ห้อง ดังนั้นจึงมีการติดตั้ง pressure transducer จำนวน 2 ตัว ที่ฝาสูบทั้งที่ prechamber และ main chamber เพื่อให้ได้ข้อมูลความดันพร้อมกันทั้ง 2 ห้องเผาไหม้ ทำให้วิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนได้ถูกต้องมากกว่าการใช้ข้อมูลความดันจากห้องเผาไหม้เดียว โดย pressure transducer ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ คือยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P ซึ่งมีลักษณะดังรูปที่ 5-1

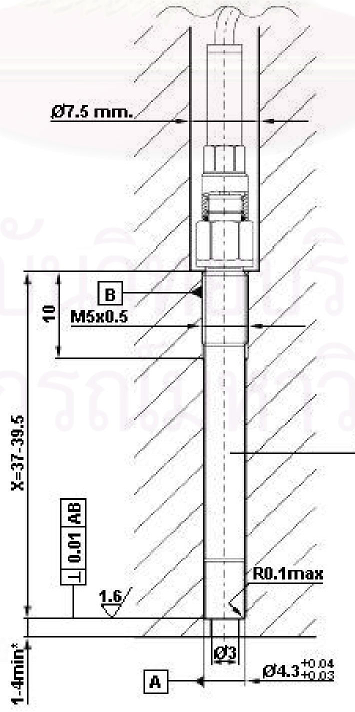
5.1.2 การดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อติดตั้งอุปกรณ์

5.1.2.1 Pressure transducer ที่ prechamber

จากรูปที่ 5-1 สังเกตได้ว่าถ้าต้องการติดตั้ง pressure transducer โดยตรงกับฝาสูบจะต้องเจาะรูและทำเกลียวดังรูปที่ 5-2 แต่ว่าเนื่องจากที่บริเวณรอบ prechamber มีเนื้อโลหะสำหรับการเจาะรูน้อยเกินไป ดังนั้นจึงต้องนำชิ้นเหล็กกล้ามาเชื่อมกับฝาสูบตรงบริเวณที่เจาะรูเพื่อเพิ่มความยาวของรูจนสามารถทำได้ตามแบบที่ต้องการ โดยในรูปที่ 5-4 แสดงฝาสูบที่ได้รับการดัดแปลงเพื่อติดตั้ง pressure transducer เรียบร้อยแล้ว



รูปที่ 5-1 แสดง pressure transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P



รูปที่ 5-2 แสดงมิติของรูและเกลียวในสำหรับติดตั้ง pressure transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

5.1.2.2 Pressure transducer ที่ main chamber

ในส่วนของ main chamber ตำแหน่งติดตั้งของ pressure transducer จะต้องทะลุผ่านบริเวณที่เป็นช่องไหลผ่านของน้ำหล่อเย็นโดยหลีกเลี่ยงไม่ได้ ดังนั้นจึงแก้ปัญหาโดยการทำ sleeve ดังรูปที่ 5-3 วัสดุเป็น stainless steel 304 มีขนาดโตนอก 12 mm โดยที่รูด้านในต้องมีมิติดังรูปที่ 5-2 ที่ปลายทำเกลียวนอกขนาด M10x0.5 แล้วทำเกลียวในที่ฝาสูบ จากนั้นติดตั้ง sleeve พร้อมทั้งซีลเกลียวเพื่อป้องกันน้ำหล่อเย็นรั่วด้วยกาวยี่ห้อ Loctite รุ่น 648 ฝาสูบที่ถูกดัดแปลงแล้วจะเป็นดังรูป 5-4

รูปที่ 5-3 แสดง installation sleeve สำหรับ main chamber pressure transducer

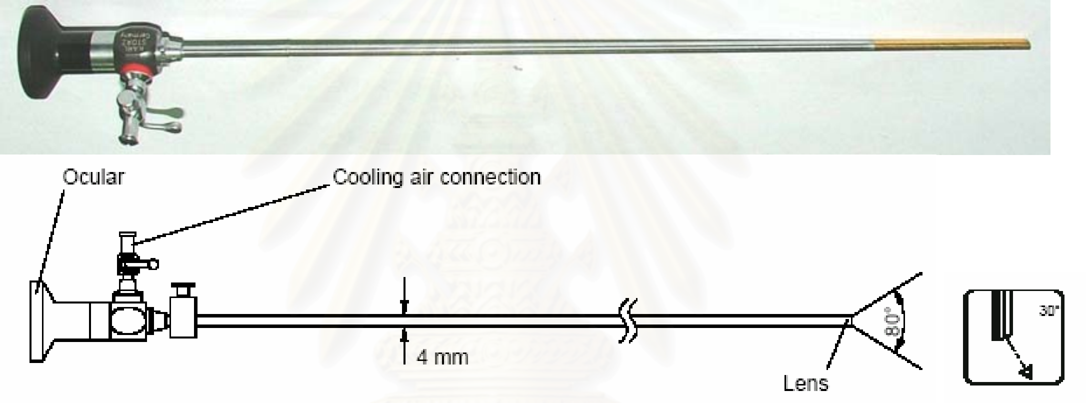
รูปที่ 5-4 แสดงฝาสูบที่ได้รับการดัดแปลงเพื่อติดตั้ง pressure transducer ที่ prechamber และ main chamber เรียบร้อยแล้ว

5.2 การดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อทำ Visualization

5.2.1 อุปกรณ์ที่ต้องติดตั้งกับเครื่องยนต์

5.2.1.1 Combustion chamber endoscope

ตัว endoscope มีหน้าที่ส่งผ่านแสงที่เปล่งออกมาจากการเผาไหม้หรือจากการใช้แหล่งกำเนิดแสงภายนอก ไปที่กล้องถ่ายรูป โดย endoscope แบบที่ใช้ในงานวิจัยนี้ เป็นแบบที่ต้องการอากาศหล่อเย็น มีลักษณะดังรูปที่ 5-5 โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 4 mm มุมเปิด (field of view) ที่ปลาย 80° ซึ่งมี endoscope สำหรับมุมมองต่างกัน 3 แบบ ได้แก่ 0°, 30° และ 70° โดยในตารางที่ 5-1 จะแสดงข้อมูลทางเทคนิคของ endoscope ที่ใช้ ส่วนในรูปที่ 5-5 แสดง endoscope แบบ 30° ซึ่งถูกใช้ในงานวิจัยนี้



รูปที่ 5-5 แสดง endoscope แบบมุมมอง 30°

ตารางที่ 5-1 ข้อมูลทางเทคนิคของ endoscope

Three different viewing angle:	0° straight ahead
	30° forward view
	70° angled view
Field of view:	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.

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

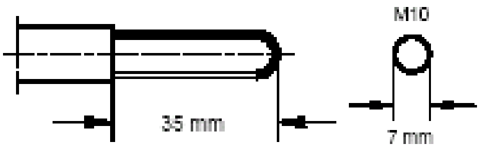
5.2.1.2 Light guide

Light guide จะใช้เป็นแหล่งกำเนิดแสงภายนอก ในกรณีที่ต้องการเห็นภาพภายในห้องเผาไหม้ในขณะที่ไม่มีการเผาไหม้เกิดขึ้น โดยใช้สายใยแก้วนำแสง ต่อมาจาก light unit และมีส่วนปลายที่อยู่ใกล้กับห้องเผาไหม้ที่เรียกว่า lighting head ทำมาจาก quartz glass ที่ทนอุณหภูมิและความดันสูงได้ดี ซึ่งมีมุมมอง (viewing angle) ต่างกัน 3 แบบ ได้แก่ 0°, 30° และ 70° ส่วนในงานวิจัยนี้ใช้ lighting head ที่มีมุมมอง0° ในรูปที่ 5-6 แสดง light guide พร้อม lighting head ทั้ง 3 มุมมอง

รูปที่ 5-6 แสดง light guide พร้อม lighting head ทั้ง 3 มุมมอง

5.2.1.3 Combustion chamber window

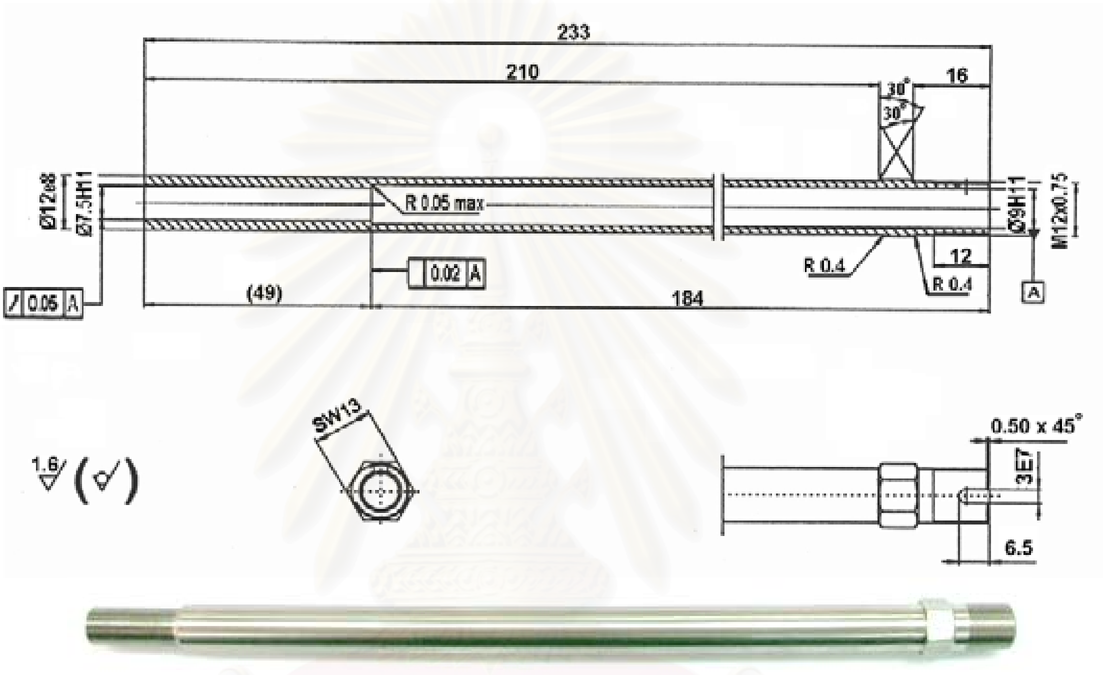
ใช้สำหรับป้องกัน endoscope จากสภาวะอุณหภูมิสูงและความดันสูงในห้องเผาไหม้ โดยcombustion chamber window ประกอบด้วย steel sleeve ที่ตัว window ติดตั้งอยู่ โดย window ทำมาจาก quartz glass มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 7 mm และมีให้เลือกใช้คู่กับ endoscope แต่ละมุมมองโดยเฉพาะ ในรูปที่ 5-7 แสดง window ที่ใช้กับ endoscope มุมมอง 30°



รูปที่ 5-7 แสดง combustion chamber window ที่ใช้กับ endoscope ที่มีมุมมอง 30°

5.2.1.4 Installation sleeve

การติดตั้งตัว endoscope, light guide รวมทั้ง window กับห้องเผาไหม้ที่ฝาสูบนั้นต้องมีการติดตั้ง installation sleeve ก่อน ซึ่งเป็นตัวยึดอุปกรณ์เหล่านี้กับฝาสูบ รวมทั้งป้องกันไม่ให้น้ำหล่อเย็นในฝาสูบรั่วเข้าสู่ห้องเผาไหม้หรือรั่วออกไปภายนอกได้ ในรูปที่ 5-8 แสดงลักษณะและขนาดของ installation sleeve ที่ต้องใช้กับชุดอุปกรณ์ endoscope



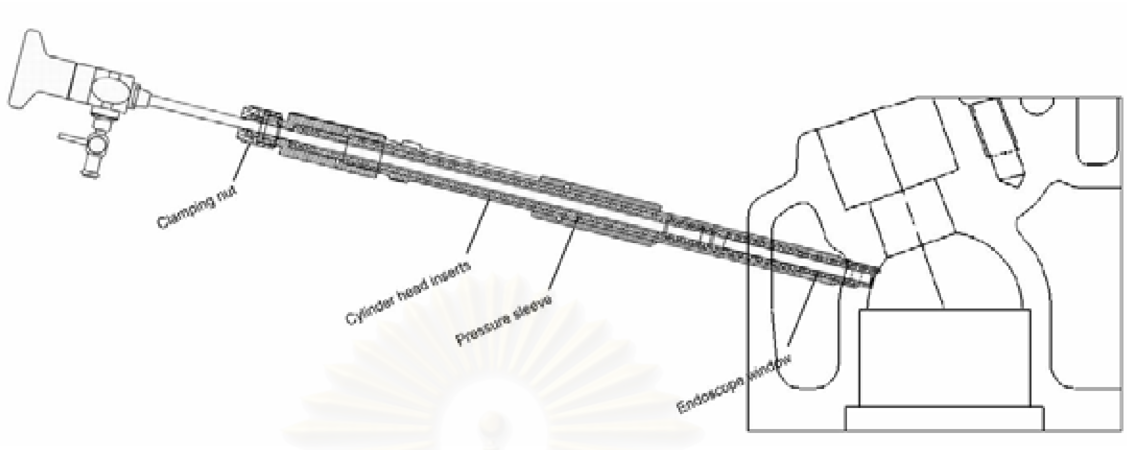
รูปที่ 5-8 แสดง installation sleeve ที่ใช้กับชุดอุปกรณ์ endoscope

5.2.2 การดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อติดตั้งอุปกรณ์

5.2.2.1 ตัวอย่างการติดตั้งอุปกรณ์

การติดตั้งชุดอุปกรณ์ endoscope สามารถพิจารณาได้จากรูปที่ 5-9 โดยในการติดตั้งจะต้องทำการติดตั้ง endoscope installation sleeve และ light guide installation 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 จะต้องประกอบกับ lighting head ก่อน แล้วจึงสอดเข้าไปใน sleeve และยึดด้วย lock nut ที่มากับ light guide

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

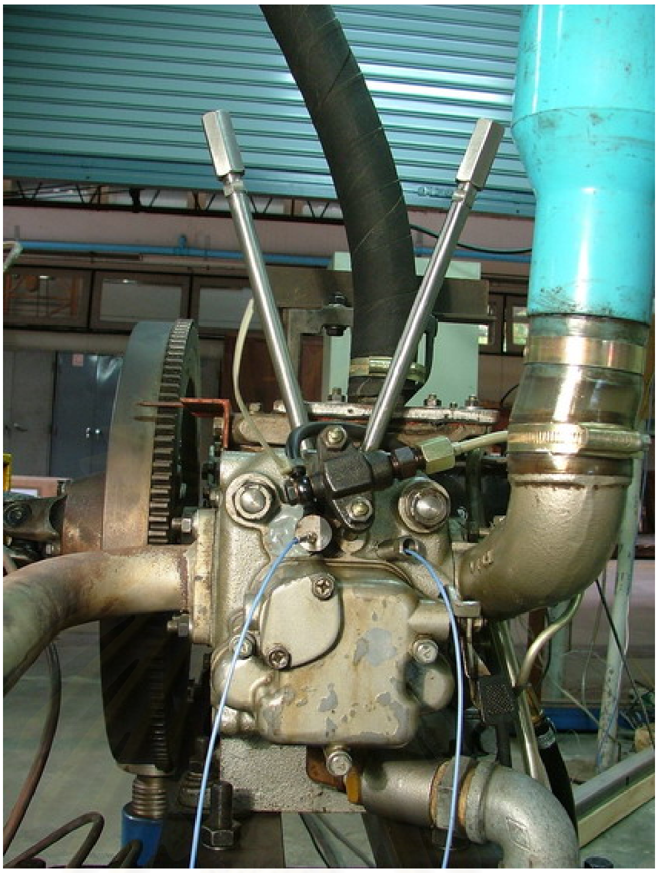


รูปที่ 5-9 ตัวอย่างการติดตั้ง endoscope กับห้องเผาไหม้

5.2.2.2 เงื่อนไขในการติดตั้งอุปกรณ์

บริเวณที่ติดตั้ง endoscope นั้น ต้องอยู่ใกล้กับห้องเผาไหม้ที่ทำการสังเกตภาพ และมีที่ว่างมากพอสำหรับการติดตั้ง installation sleeve, endoscope และกล้องถ่ายรูป (ระยะตามแนวแกนของ installation sleeve ประมาณ 40 cm จากผนังห้องเผาไหม้) รวมทั้งไม่ทำให้กล้องถ่ายรูปอยู่ในบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 50°C โดยเมื่อทำการติดตั้งเครื่องยนต์บนแท่นทดสอบแล้วจะพบว่า บริเวณที่สามารถทำการติดตั้งอุปกรณ์ endoscope ได้นั้น มีเพียงบริเวณฝาสูบที่อยู่เหนือหัวฉีดขึ้นไปเท่านั้น ที่ทำการดัดแปลงน้อยที่สุดและน่าจะทำให้แกนของ endoscope อยู่ในตำแหน่งที่มีมุมมองเหมาะสม ขณะที่การติดตั้งจุดอื่นอาจจะรบกวนอุปกรณ์อื่นๆของเครื่องยนต์หรืออาจจะทำให้ endoscope อยู่ในตำแหน่งที่ไม่เหมาะสม โดยสามารถสังเกตได้จากรูปที่ 5-10

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-10 แสดงฝาสูบของเครื่องยนต์วิจัยขณะที่ติดตั้งอยู่บนแท่นทดสอบ

5.2.2.3 ภาพที่ต้องการมองเห็นในห้องเผาไหม้จาก endoscope

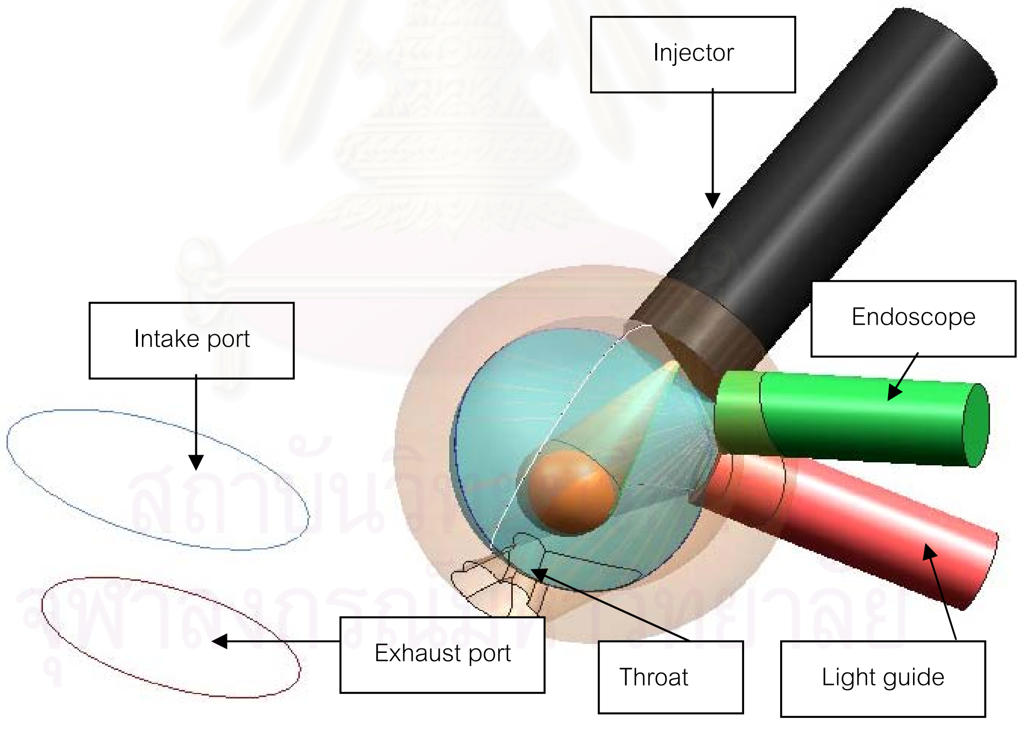
จากการนำ dimension ของฝาสูบ ไปทำการเขียนลงบนโปรแกรม Uni-Graphic ซึ่งเป็นโปรแกรมช่วยในการออกแบบ (Computer Aided Design) ทำให้ได้ center line ที่เหมาะสมสำหรับการเจาะรูที่ฝาสูบทะลุไปที่ห้องเผาไหม้ เพื่อติดตั้ง sleeve สำหรับ endoscope และ light guide โดยในการจำลองภาพการมองเห็นนี้ จะใช้ endoscope ที่มีมุมการมอง (view angle) 30° และใช้ light guide ที่มี lighting head มุมมอง 0° โดยทั้ง endoscope และ light guide จะมีขอบเขตการมอง (field of view) อยู่ที่ 80° ทั้งคู่

เมื่อจำลองภาพการมองของ endoscope และลักษณะของแสงที่ออกมาจาก light guide บนโปรแกรมช่วยออกแบบแล้ว พบว่ามุมที่เหมาะสมระหว่างแกน endoscope และ light guide น่าจะเป็น 35° ในรูปที่ 5-11 จะแสดง field of view ของ endoscope ในแนวการมองที่คาดว่าใกล้เคียงกับภาพผลลัพธ์ที่เราจะมองเห็นจาก endoscope มากที่สุด โดยสีส้มที่อยู่ตรงกลางคือ spray เชื้อเพลิงจากหัวฉีด กรวยสีฟ้าคือมุมการมองจาก endoscope ส่วนกรวยสีเทาแทนแสงจาก light guide ซึ่งจากรูปคาดหวังได้ว่า ตำแหน่งของสเปรย์เชื้อเพลิงจะอยู่ตรงกลางของภาพ มีปลาย

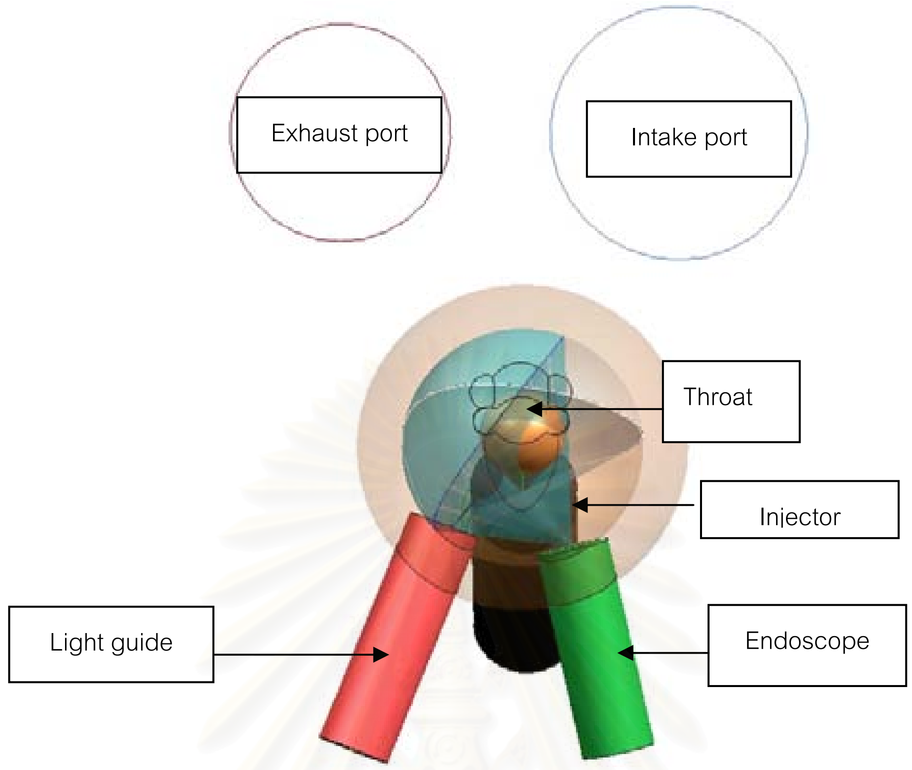
หัวฉีดและ light guide อยู่ที่ขอบของภาพพอดี รวมทั้งเห็นขอบของ throat ที่ขอบของภาพด้านตรงข้ามกับปลายหัวฉีดพอดี

ในรูปที่ 5-12 แสดง field of view ของ endoscope และ light guide โดยจะสังเกตได้ว่า field of view จาก endoscope จะครอบคลุมบริเวณที่เป็นสเปรย์เกือบทั้งหมด รวมทั้งเห็นขอบของ throat บางส่วนด้วย (สังเกตได้จากรูปที่ 5-13) ส่วนการพิจารณาแสงจาก light guide จะเห็นว่าปกคลุมบริเวณสเปรย์ได้เกือบหมดเช่นกัน รวมทั้งสาดเข้าไปในบริเวณพื้นที่ส่วนที่มองเห็นจาก endoscope ได้มากพอ สำหรับทำให้ภาพที่ได้จาก endoscope มีความสว่างในระดับเพียงพอที่จะทำให้มองเห็นห้องเผาไหม้ได้ชัด และจากรูปที่ 5-13 สังเกตเห็นได้ชัดเจนว่ามุมการมองของ endoscope ปกคลุมบริเวณสเปรย์เกือบทั้งหมด รวมถึงปลายหัวฉีดด้วย ในขณะที่แสงจาก light guide จะครอบคลุมพื้นผิว prechamber เกือบสมบูรณ์เมื่อมองจาก view นี้

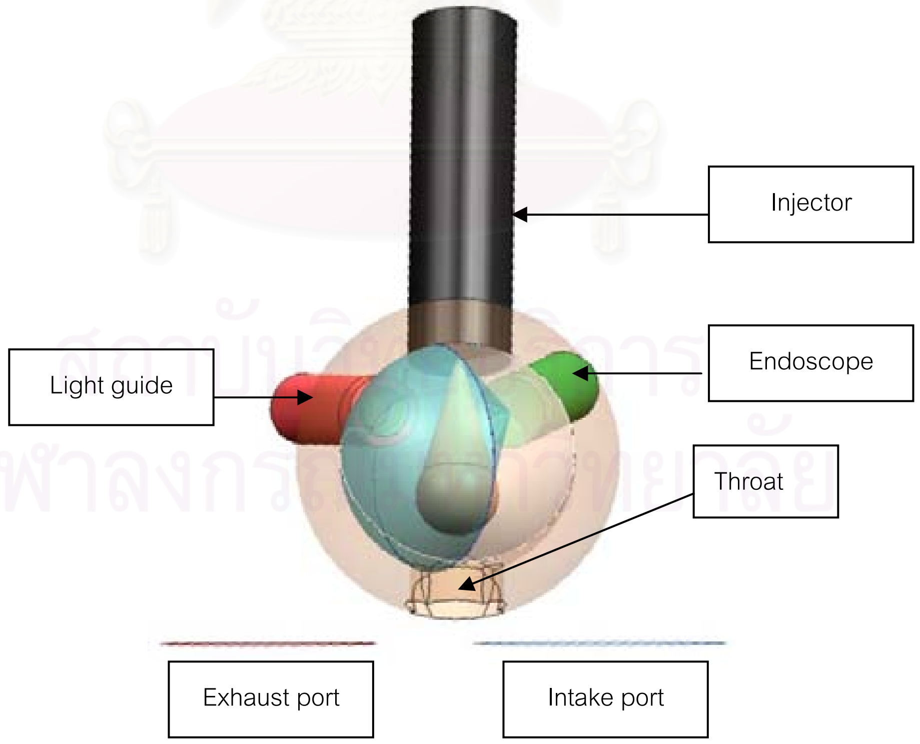
ผลที่ได้จากการจำลองบนโปรแกรมช่วยออกแบบ ทำให้ได้ตำแหน่งแกนของ endoscope และ light guide ที่เหมาะสม สำหรับติดตั้ง installation sleeve บนฝาสูบจริงต่อไป



รูปที่ 5-11 แสดง field of view ของ endoscope และ light guide เมื่อมองในแนวที่คาดว่าจะเห็นจาก endoscope



รูปที่ 5-12 แสดง field of view ของ endoscope และ light guide เมื่อมองแนว top view จากระนาบฝาสูบขึ้นไปด้านบน



รูปที่ 5-13 แสดง field of view ของ endoscope และ light guide เมื่อมองในแนว front view จากด้านตรงข้ามหัวฉีด

5.2.2.4 **การตรวจสอบก่อนการติดตั้ง** installation sleeve

เมื่อได้ตำแหน่งของแกน endoscope และ light guide จากการจำลองบนโปรแกรมช่วยออกแบบแล้ว จึงมีการพิจารณาการติดตั้ง installation sleeve เข้ากับฝาสูบ ซึ่งต้องมีการเจาะรูที่ฝาสูบ พร้อมกับทำเกลียวในที่รูด้านผนังห้องเผาไหม้ ดังที่ได้แสดงในรูปที่ 5-14 (ก) โดยการเจาะรูดังกล่าวมีขั้นตอนการดำเนินการดังนี้

พิจารณาจากรูป 5-14 (ข)

1.กำหนดแนวอ้างอิงโดยยึดขอบด้านวาล์วไอเสีย และแนวร่องก้านวาล์ว เป็นแกนอ้างอิง X และ Y ตามลำดับ

2.กำหนดตำแหน่งเพื่อเจาะเป็นรูสำหรับ Light guide installation sleeve และ Endoscope installation sleeve ที่ผิวฝาสูบด้าน prechamber โดยมีตำแหน่งดังนี้

2.1 ตำแหน่งจุดศูนย์กลาง Light guide installation sleeve อยู่ที่ X=85 mm. Y=47 mm. Z=-32 mm.

2.2 ตำแหน่งจุดศูนย์กลาง Endoscope installation sleeve อยู่ที่ X=85 mm. Y=86 mm. Z=-35 mm.

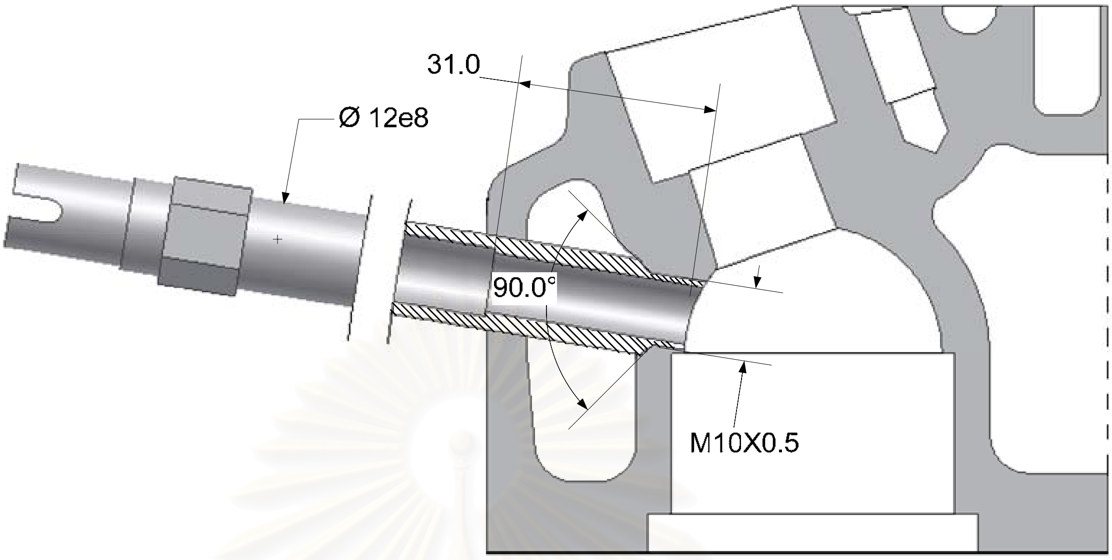
3.กำหนดพิกัดแกน center line ของรู

3.1 การเจาะรู Light guide installation sleeve จากตำแหน่งในข้อ 2.1 จะเจาะขนานกับระนาบ XY พร้อมกับทำมุม -17.5 องศา กับระนาบ XZ

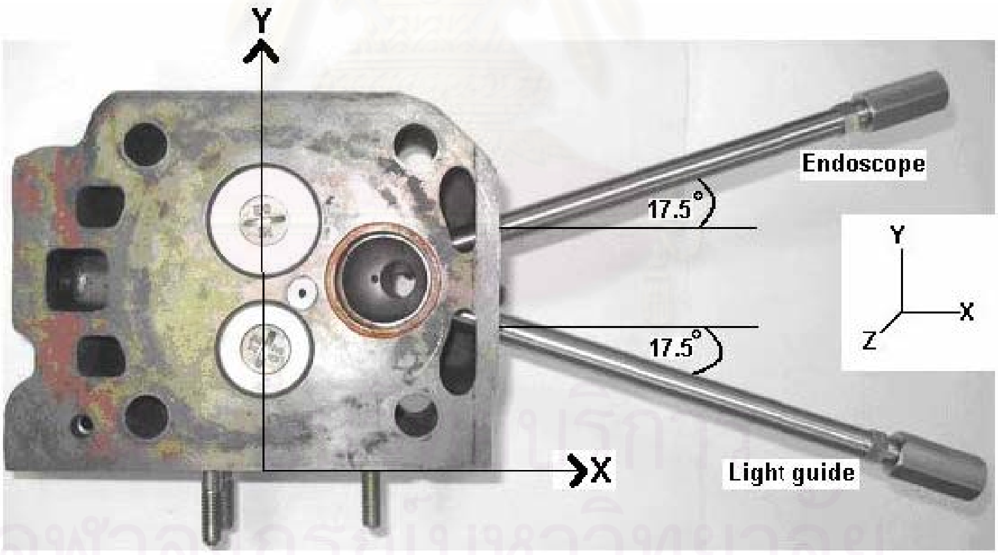
3.2 การเจาะรู Endoscope installation sleeve จากตำแหน่งในข้อ 2.2 จะเจาะทำมุม 6 องศากับระนาบ XY พร้อมกับทำมุม 17.5 องศากับระนาบ XZ

ซึ่งสังเกตได้ว่าโครงสร้างของฝาสูบส่วนที่สำคัญ ที่อาจทำให้เกิดปัญหากับการติดตั้ง installation sleeve ได้ คือส่วนที่เป็นผนังห้องเผาไหม้ ซึ่งต้องถูกทำเกลียวใน ถ้าหากบางเกินไปจะทำให้จำนวนเกลียวมีน้อยเกินไป ซึ่งมีผลให้จุดยึดของ installation sleeve ไม่แข็งแรงพอ และทำให้เสี่ยงต่อการรั่วของความดันในห้องเผาไหม้และน้ำหล่อเย็น ดังนั้นในงานวิจัยนี้ จึงต้องมีการตัดฝาสูบรุ่นเดียวกันกับฝาสูบที่จะนำมาติดตั้ง installation sleeve โดยตัดตามแนวแกนของ endoscope และ light guide ที่ได้จากการจำลองภาพในห้องเผาไหม้บนโปรแกรมช่วยออกแบบ

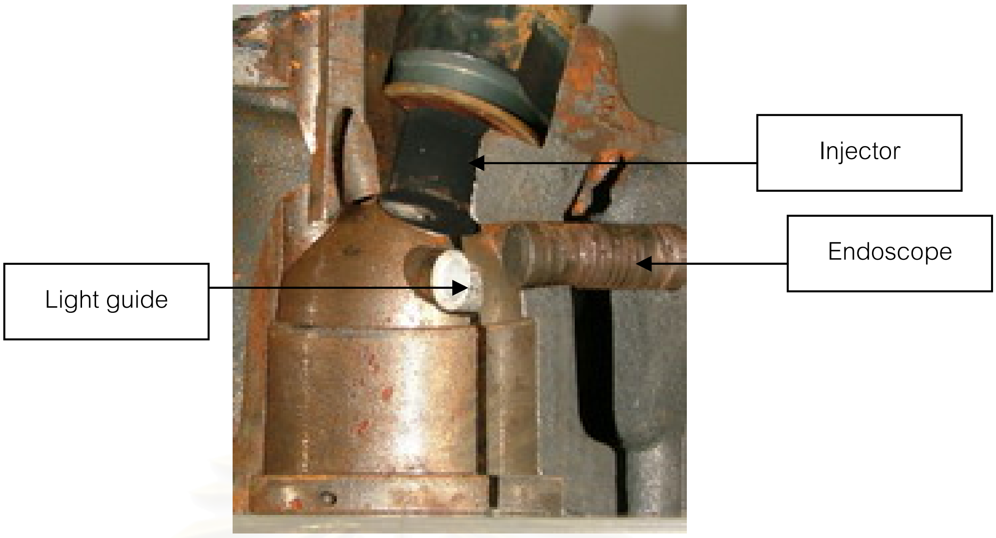
ในรูปที่ 5-15 และ 5-16 เป็นรูปของฝาสูบที่ถูกตัดตามแกนที่ต้องการติดตั้ง endoscope และ light guide จะเห็นว่าเมื่อเจาะรูแล้วสอดแท่งโลหะ ขนาดเท่ากับปลายของ installation sleeve แล้ว พบว่าระยะทำเกลียวในที่ผนังห้องเผาไหม้มีประมาณ 6 mm ซึ่งถือว่ามากพอ รวมทั้งไม่พบว่าตัวแท่งโลหะไปรบกวนกับอุปกรณ์อื่นๆในเครื่องยนต์แต่อย่างใด



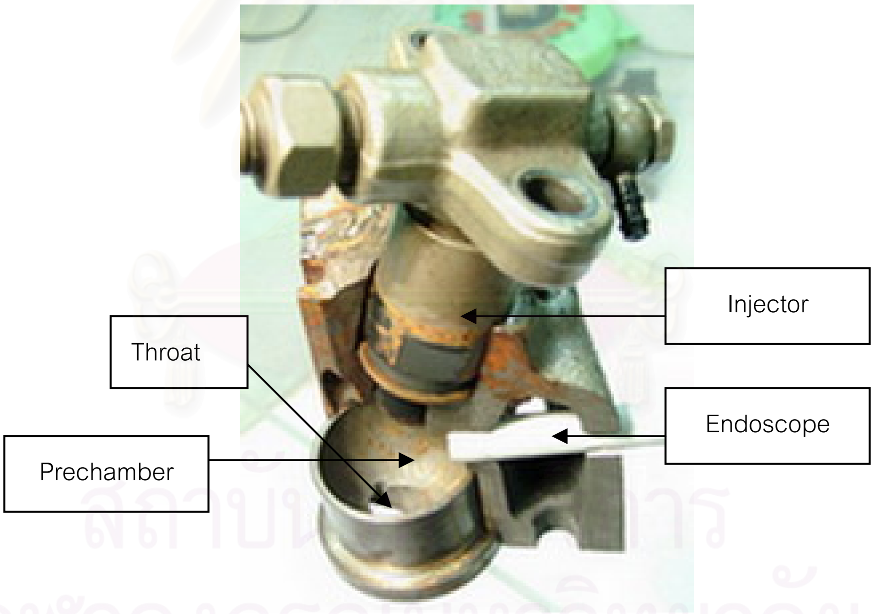
รูปที่ 5-14 (ก) แสดงตัวอย่างของลักษณะรูบนฝาสูบที่ต้องเจาะเตรียมไว้สำหรับใส่ installation Sleeve



รูปที่ 5-14 (ข) แสดงตำแหน่งของการเจาะรู installation sleeve



รูปที่ 5-15 แสดงภาพของฝาสูบที่ถูกตัดตามแกนของ endoscope และ light guide

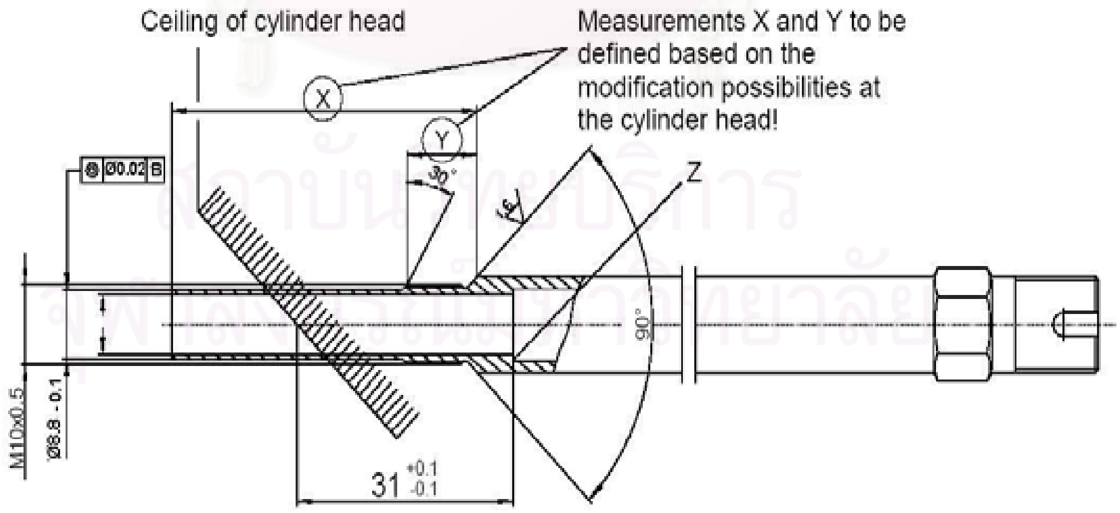


รูปที่ 5-16 แสดงภาพของฝาสูบที่ถูกตัดตามแกนของ endoscope ในมุมที่มองเห็น prechamber และ throat

5.2.2.5 การติดตั้ง installation sleeve

ในการติดตั้ง installation sleeve จะต้องทำการเจาะรูที่ฝาสูบก่อน โดยรูที่ฝาสูบจะมีช่วงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 12 mm แล้วเป็น taper มุม 45° ลดขนาดเป็นรูที่มีเกลียวในขนาด M10x0.5 ดังรูปที่ 5-14 เมื่อได้รูที่ฝาสูบ ซึ่งเหมาะสมกับฝาสูบนั้นแล้ว จะต้องทำการวัดระยะของเกลียวในที่รูด้านผนังห้องเผาไหม้ตามแนว center line ของรูก่อน จากนั้นจึงคำนวณหาระยะที่ต้องทำเกลียวนอกบนตัว installation sleeve

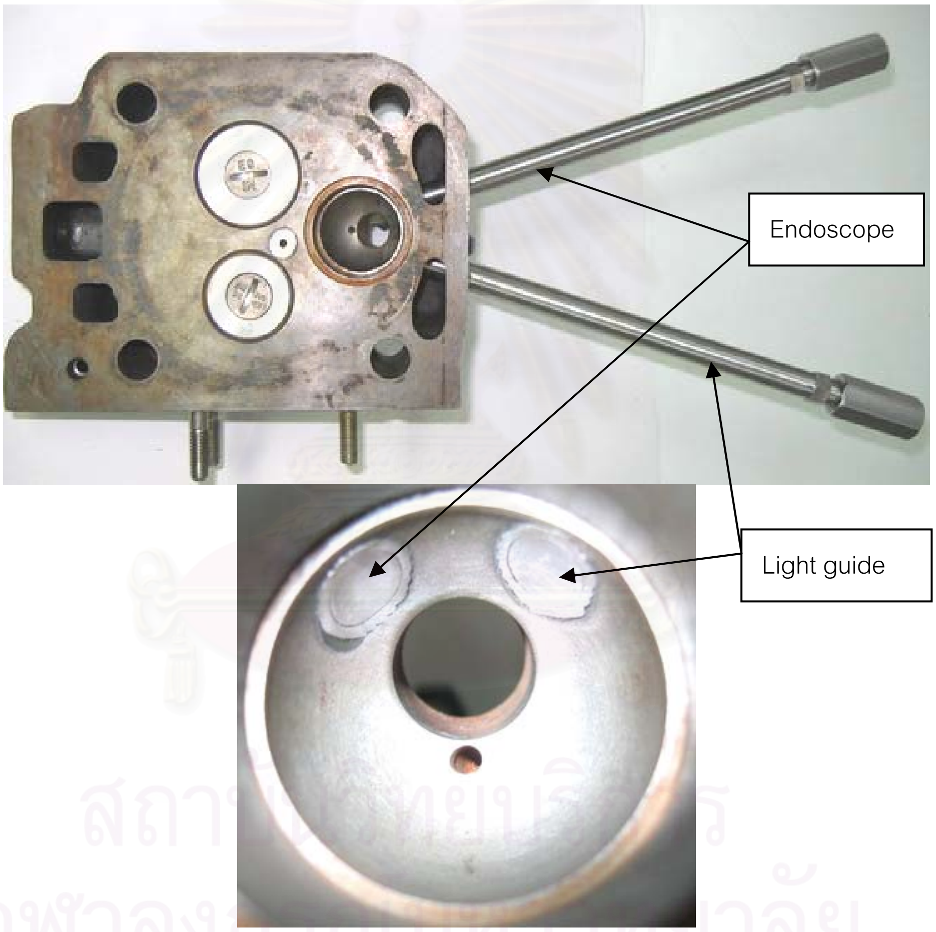
รูปที่ 5-8 ซึ่งแสดงแบบของ installation sleeve ที่ยังไม่ถูกทำเกลียว จะมีระยะที่สำคัญคือความยาวของรูในช่วงที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 7.5 mm โดยตามแบบจะยาว 49 mm จุดประสงค์ที่สำคัญของการคำนวณหาระยะเกลียวนอก เพื่อให้ช่วงความยาวของรูขนาด 7.5 mm มีระยะ 31±0.1 mm เมื่อวัดจากหน้าฝาสูบที่เป็นห้องเผาไหม้ ซึ่งจะทำให้ใส่ชุดอุปกรณ์ combustion chamber window และ endoscope รวมถึง lighting set ได้ระยะที่เหมาะสม โดยมีวิธีการคำนวณหาระยะเกลียวนอกแบบง่าย คือ เมื่อได้ระยะเกลียวในที่ฝาสูบแล้ว ให้บวกเพิ่ม 18 mm แล้วจะได้เป็นระยะเกลียวนอกของ installation sleeve ในการประกอบตัว installation sleeve กับฝาสูบ ต้องมีการซีลเกลียวและจุดที่ sleeve สัมผัสกับเนื้อวัสดุของฝาสูบด้วยกาวยี่ห้อ Loctite รุ่น 648 เมื่อกาวแห้งแล้วจึงตัดส่วนของ installation sleeve ที่ยื่นเลยออกมาให้พอดีกับหน้าฝาสูบ โดยในรูปที่ 5-17 จะแสดงการติดตั้ง installation sleeve



รูปที่ 5-17 แสดงการติดตั้ง installation sleeve

5.2.2.6 ฝาสูบที่ติดตั้ง installation sleeve แล้ว

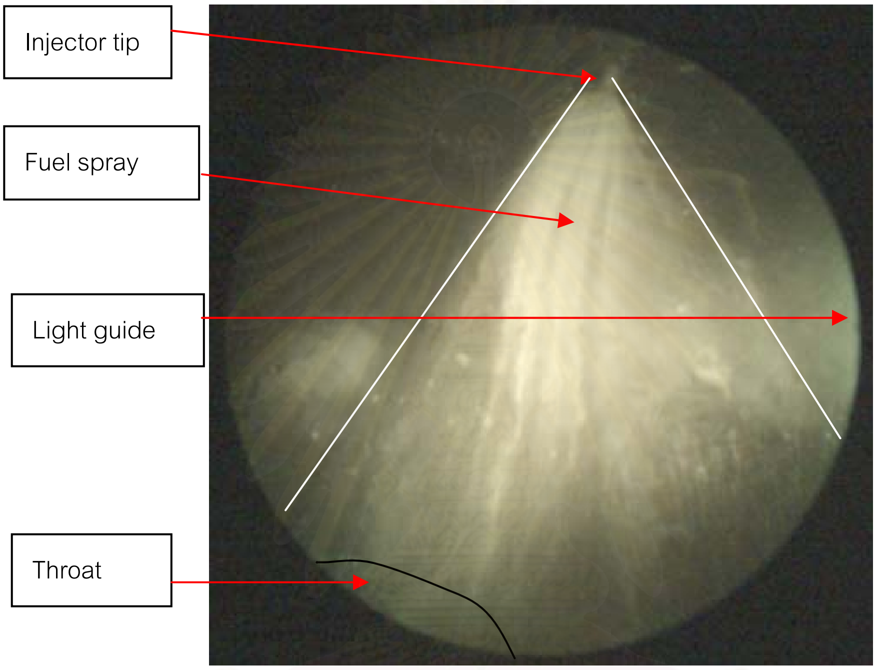
ในรูปที่ 5-18 แสดงฝาสูบที่ได้ทำการติดตั้ง installation sleeve เสร็จแล้ว โดยจะเห็นว่าจากการใช้โปรแกรมช่วยในการออกแบบ ทำให้สามารถติดตั้ง installation sleeve ได้ในตำแหน่งที่ถูกต้อง โดยไม่รบกวนอุปกรณ์อื่นในเครื่องยนต์ หลังจากติดตั้งเสร็จแล้ว ต้องมีการทดสอบการรั่วของเกลียวที่ปลาย installation sleeve โดยใช้น้ำอัดความดันที่ประมาณ 40 bar เข้าไปในห้องเผาไหม้เป็นเวลาประมาณ 30 นาที เมื่อทดสอบแล้วปรากฏว่าไม่เกิดการรั่ว จึงนำฝาสูบที่ได้นี้ไปติดตั้งกับเครื่องยนต์วิจัยต่อไป



รูปที่ 5-18 แสดงฝาสูบที่ติดตั้ง installation sleeve เสร็จแล้ว

5.2.2.7 **ภาพที่มองเห็นจริงจาก** endoscope

จากการนำฝาสูบไปติดที่เครื่องยนต์ แล้วทำการทดสอบโดยการหมุนเครื่องยนต์ด้วยมอเตอร์โดยไม่ได้ทำการติดเครื่องยนต์ และใช้ระบบ AVL visioscope ในการบันทึกภาพสเปรย์ที่ออกมาจากหัวฉีด โดยในขณะที่บันทึกภาพจะมีการให้แสง flash โดย light unit ผ่านทาง light guide ด้วย โดยในรูปที่ 5-19 แสดงตัวอย่างภาพที่บันทึกได้



รูปที่ 5-19 แสดงภาพของสเปรย์ที่บันทึกได้ขณะหมุนเครื่องยนต์

บทที่ 6

การพัฒนาแนวทางการวิเคราะห์ผล

ในบทนี้จะแบ่งการพัฒนาแนวทางการวิเคราะห์ผลออกเป็น 4 ส่วนหลักคือ

1) การวิเคราะห์ความดันกระบอกสูบเพื่อประเมินประสิทธิภาพของเครื่องยนต์

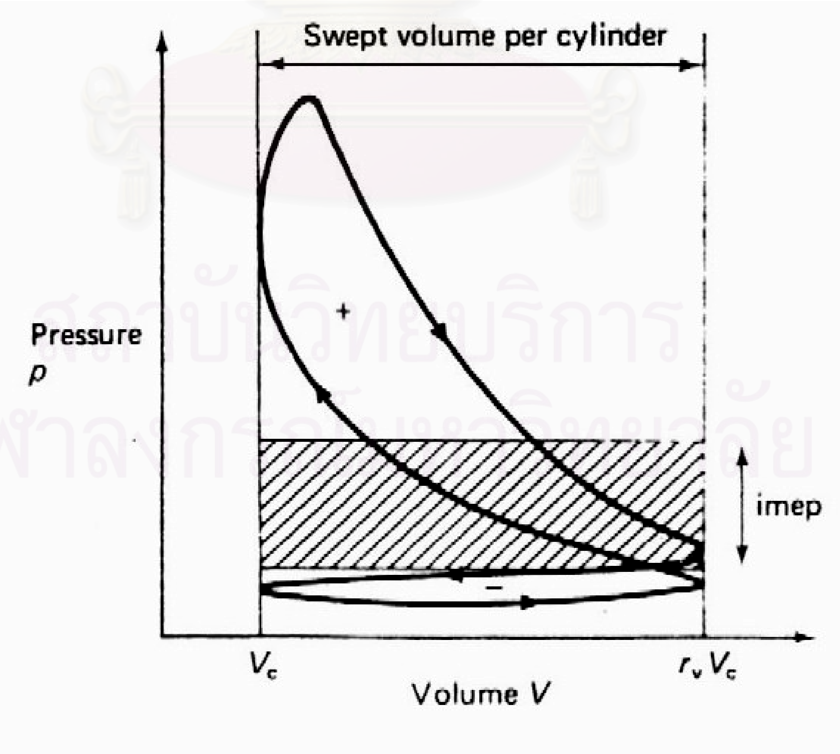
2) การวิเคราะห์ความดันกระบอกสูบเพื่อหาอัตราการปล่อยความร้อน

3) การวิเคราะห์ภาพถ่ายของสเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้

4) การวิเคราะห์ความเชื่อมโยงระหว่างปรากฏการณ์การเผาไหม้ และอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้

6.1 การวิเคราะห์ความดันกระบอกสูบเพื่อประเมินประสิทธิภาพของเครื่องยนต์

การวิเคราะห์ความดันกระบอกสูบเพื่อประเมินประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ จะใช้ข้อมูลความดันที่วัดได้จาก pressure transducer ซึ่งติดที่ main chamber เป็นหลัก โดยเมื่อนำข้อมูลความดันมาพล็อตเป็นผังความดัน ปริมาตร (P-V diagram) จะได้เป็นดังรูปที่ 6-1



รูปที่ 6-1 แสดง P-V diagram ของเครื่องยนต์ 4 จังหวะทั่วไป [11]

6.1.1 การวิเคราะห์งานบ่งชี้สุทธิต่อวัฏจักร (net indicated work per cycle)

งานบ่งชี้สุทธิต่อวัฏจักรหาได้จากการรวมพื้นที่ใต้กราฟของ P-V diagram ทั้งวัฏจักรดังสมการ

$$W_i = \oint pdV \tag{6-1}$$

โดย W_i คือ net indicated work per cycle (kJ)

งานบ่งชี้สุทธิ (net indicated work) ได้มาจาก งานบ่งชี้รวม (gross indicated work) (พื้นที่ใต้กราฟที่มีเครื่องหมายเป็นบวกในรูปที่ 6-1) ลบด้วยงานที่ใช้ในการปั๊ม (pumping work) (พื้นที่ใต้กราฟที่มีเครื่องหมายเป็นลบในรูปที่ 6-1) ดังสมการ

$$W_i = W_{ig} - W_p \tag{6-2}$$

โดย W_{ig} คือ gross indicated work per cycle (kJ)

W_p คือ pumping work per cycle (kJ)

การวิเคราะห์งานบ่งชี้สุทธิ จะทำให้ทราบถึงงานบ่งชี้รวมที่ได้จากสารทำงาน รวมถึงงานที่ใช้ในการปั๊มซึ่งเสียไปกับกระบวนการแลกเปลี่ยนสารทำงาน

6.1.2 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพบ่งชี้ (Indicated efficiency)

ประสิทธิภาพบ่งชี้ เป็นตัวแปรที่บ่งชี้ถึงความสามารถของเครื่องยนต์ในการเปลี่ยนพลังงานเคมีในเชื้อเพลิงให้เป็นงานบ่งชี้รวม ดังสมการ

$$\eta_i = \frac{W_{ig} N}{120 \dot{m}_f LHV} \tag{6-4}$$

โดย N คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ (rev/min)

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

LHV คือ lower heating value ของเชื้อเพลิง (kJ/kg)

โดยสามารถแยกประสิทธิภาพบ่งชี้ได้เป็น 2 ส่วนคือ

1) ประสิทธิภาพเชิงความร้อนบ่งชี้ (Indicated thermal efficiency) เป็นตัวแปรที่บ่งชี้ถึงความสามารถของเครื่องยนต์ในการเปลี่ยนพลังงานเคมีในเชื้อเพลิง ให้เป็นค่าการปล่อยความ

ร้อนสุทธิในห้องเผาไหม้ (Net cumulative heat release) (รายละเอียดการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนถูกแสดงในหัวข้อ 6.2) หลังจากรวมผลของประสิทธิภาพการเผาไหม้, การถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้, การเสียพลังงานไปกับ blow-by gas และการสูญเสียความร้อนให้เชื้อเพลิงเหลวระเหยตัวเรียบร้อยแล้ว ซึ่งหาได้จากสมการ

$$\eta_{it} = \frac{QN}{120\dot{m}_f LHV} \tag{6-5}$$

โดย η_{it} คือ indicated thermal efficiency

Q คือ net cumulative heat release (kJ)

2) **ประสิทธิภาพเชิงวัฏจักร** (Cycle efficiency) เป็นตัวแปรที่บ่งชี้ถึงความสามารถของเครื่องยนต์ในการเปลี่ยนค่าการปล่อยความร้อนสุทธิในห้องเผาไหม้ ให้เป็นงานบ่งชี้รวม โดยหาได้จากสมการ

$$\eta_c = \frac{W_{ig}}{Q} \tag{6-6}$$

โดย η_c คือ cycle efficiency

ดังนั้น จึงได้ว่าค่าประสิทธิภาพบ่งชี้เป็นผลคูณของค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนบ่งชี้และค่าประสิทธิภาพเชิงวัฏจักร

6.1.3 **การวิเคราะห์ประสิทธิภาพเชิงกล** (Mechanical efficiency)

ประสิทธิภาพเชิงกล เป็นตัวแปรที่บ่งชี้ถึงความสามารถของเครื่องยนต์ในการเปลี่ยนกำลังบ่งชี้สุทธิ (indicated power) ให้เป็นกำลังเบรกที่เพลา (brake power) ซึ่งบ่งชี้ถึงกำลังที่ต้องใช้ไปกับความเสียดทานและอุปกรณ์เสริมในเครื่องยนต์ โดยในงานวิจัยนี้ ได้มีการวัดกำลังเบรก โดยใช้ไดนาโมมิเตอร์ ดังนั้นจะหาประสิทธิภาพเชิงกลได้จากสมการ

$$\eta_m = \frac{120P_b}{W_i N} \tag{6-7}$$

โดย η_m คือ mechanical efficiency

P_b คือ brake power (kW) หาได้จากสมการดังนี้

$$P_b = \frac{\pi N T_b}{30} \quad (6\text{-}8)$$

โดย T_b คือ แรงบิดเบรก (Nm)

6.1.4 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก (Brake thermal efficiency)

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก เป็นตัวแปรที่บ่งชี้ถึงความสามารถของเครื่องยนต์ในการเปลี่ยนพลังงานเคมีในเชื้อเพลิงให้เป็นกำลังเบรก ซึ่งเป็นผลคูณของประสิทธิภาพบ่งชี้และประสิทธิภาพเชิงกลดังสมการ

$$\eta_{bt} = \eta_i \eta_m \quad (6\text{-}8)$$

โดย η_{bt} คือ brake thermal efficency

6.2 การวิเคราะห์ความดันกระบอกสูบเพื่อหาอัตราการปล่อยความร้อน

6.2.1 ทฤษฎีพื้นฐานของการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อน

ข้อมูลความดันกระบอกสูบที่สัมพันธ์กับมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดช่วงจังหวะอัดและขยายตัวของเครื่องยนต์ สามารถนำไปใช้วิเคราะห์ในการหาอัตราการปล่อยความร้อนหรืออัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิง เพื่ออธิบายลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ CI ซึ่งในเครื่องยนต์แบบ IDI ระหว่างการเผาไหม้ ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักจะไม่เท่ากัน เนื่องจากการเผาไหม้จะเริ่มต้นในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ทำให้ความดันสูงกว่าในห้องเผาไหม้หลัก ซึ่งความดันที่ต่างกันนี้จะทำให้เกิดการไหลของเชื้อเพลิง อากาศ ส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้ และแก็สที่เผาไหม้แล้วเข้าไปในห้องเผาไหม้หลัก จึงทำให้เกิดการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้หลักด้วย

รูปที่ 6-2 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ซึ่งมีห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักแบ่งกันที่ throat ซึ่งเชื่อมต่อเป็นระบบเปิด 2 ระบบ เมื่อใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ กับห้องเผาไหม้หลักจะได้

$$\frac{dQ_1}{dt} - p_1 \frac{dV_1}{dt} + h_{2,1} \frac{dm}{dt} = \frac{dU_1}{dt} \quad (6\text{-}9)$$

และกับห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะได้

$$\frac{dQ_2}{dt} + h_f \frac{dm_f}{dt} - h_{2,1} \frac{dm}{dt} = \frac{dU_2}{dt} \qquad (6\text{-}10)$$

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

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

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

U_1, U_2 คือ พลังงานภายในสัมผัส (sensible internal energy)

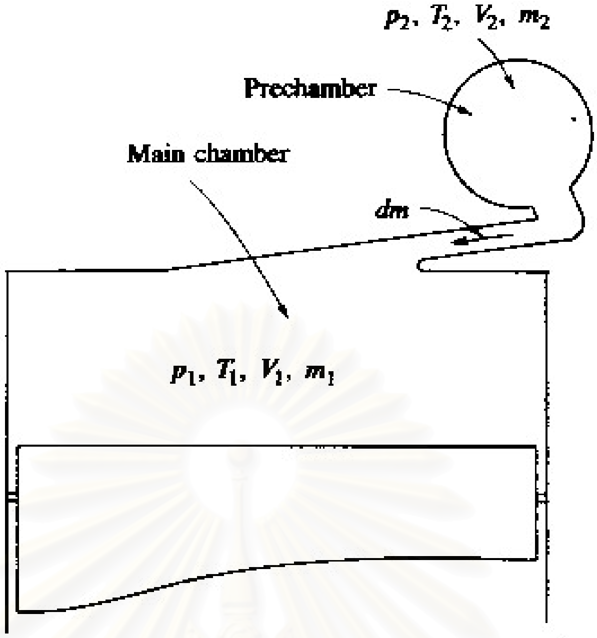
h_f คือ sensible enthalpy ของเชื้อเพลิง

$\frac{dQ_1}{dt}, \frac{dQ_2}{dt}$ คือ อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (net heat release rate) ซึ่งหมายถึงผลต่างระหว่างอัตราการปล่อยความร้อนจากการเผาไหม้และอัตราการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้

ถ้าคิดสารทำงานในห้องเผาไหม้แต่ละห้องเป็นแก๊สอุดมคติโดยมี c_v, c_p และ M เป็นค่าคงตัว และใช้ความสัมพันธ์ $p_1V_1 = m_1RT_1$ และ $p_2V_2 = m_2RT_2$ เพื่อตัด m และ T จากพจน์ $\frac{dU}{dt}$ และจากข้อเท็จจริงที่ $h_{s,f} = 0$ สมการ (6-9) และ (6-10) จะเขียนได้เป็น

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V_1 \frac{dP_1}{dt} - \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_{2,1}V_{2,1}}{m_{2,1}} \frac{dm}{dt} \qquad (6\text{-}11)$$

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{1}{\gamma - 1} V_2 \frac{dP_2}{dt} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_{2,1}V_{2,1}}{m_{2,1}} \frac{dm}{dt} \qquad (6\text{-}12)$$



รูปที่ 6-2 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI [1]

เมื่อรวมสมการ (6-11) และ (6-12) จะได้สมการของอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (Net heat release rate) เรวมทั้งใน prechamber และ main chamber เป็น

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} + \frac{dQ_2}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1}\left(V_1 \frac{dp_1}{dt} + V_2 \frac{dp_2}{dt} \right) \qquad (6\text{-}13)$$

ซึ่งเป็นสมการหลักที่ใช้ในโปรแกรมเพื่อคำนวณหาอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิที่ได้จากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ ส่วนตัวโปรแกรมที่เขียนได้แสดงไว้ในภาคผนวก ก โดยจะมีการสอบเทียบผลการคำนวณจากโปรแกรมกับงานวิจัยของพิสุทธิ์ [12] เพื่อบ่งชี้ว่าผลที่ได้จากโปรแกรมมีความถูกต้องในระดับที่ยอมรับได้ โดยแสดงการสอบเทียบในภาคผนวก ข แล้วจึงใช้โปรแกรมนั้นไปคำนวณหาอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิต่อไป ส่วนผลรวมของอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิในแต่ละมุมข้อเหวี่ยง เมื่อรวมแล้วจะได้ค่าการปล่อยความร้อนรวมสุทธิ (Net cumulative heat release) ซึ่งสามารถใช้บ่งชี้ประสิทธิภาพในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ได้

อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิที่ได้จากสมการ (6-5) ถือว่าเป็นอัตราการปล่อยความร้อนรวมเนื่องจากการเผาไหม้ (Gross heat release rate) ลบออกด้วยการถ่ายเทความร้อนผ่านผนัง

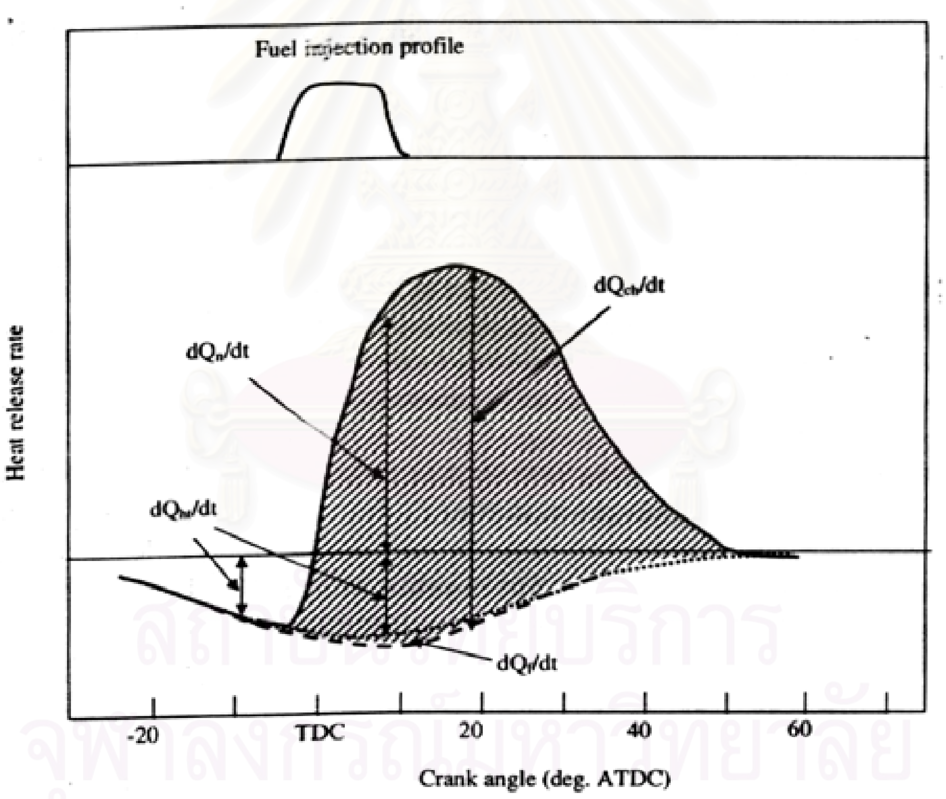
ห้องเผาไหม้ (Heat transfer) และความร้อนที่เชื้อเพลิงเหลวใช้ในการระเหย (Heat of fuel vaporization) ดังสมการ [5]

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} - \frac{dQ_f}{dt} \qquad (6\text{-}14)$$

โดย $\frac{dQ_{ch}}{dt}$ คือ อัตราการปล่อยความร้อนรวมเนื่องจากการเผาไหม้

$\frac{dQ_{ht}}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังห้องเผาไหม้

$\frac{dQ_f}{dt}$ คือ อัตราการใช้พลังงานความร้อนเพื่อทำให้เชื้อเพลิงเป็นไอ



รูปที่ 6-3 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI [5]

รูปที่ 6-3 เป็น diagram ที่แสดงถึงแต่ละพจน์ในสมการ (6-6) โดย dQ_n/dt ในรูปคือ Net heat release rate ส่วน dQ_{ch}/dt, dQ_{ht}/dt และ dQ_f/dt มีความหมายเช่นเดียวกับในสมการ (6-6) ซึ่งในงานวิจัยนี้จะพิจารณาเพียงอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิเท่านั้น

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ส่วนการวิเคราะห์หาอัตราการปล่อยความร้อนเพื่อเชื่อมโยงกับข้อมูลภาพถ่ายการเผาไหม้จากการทำ visualization จะต้องหาอัตราการปล่อยความร้อนใน prechamber เป็นหลัก เนื่องจากในงานวิจัยนี้ได้บันทึกภาพการเผาไหม้เฉพาะใน prechamber เท่านั้น ดังนั้นจากข้อมูลความดันใน prechamber จะวิเคราะห์หาอัตราการปล่อยความร้อนเฉพาะใน prechamber ได้ดังสมการต่อไปนี้

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{(V_1 + V_2)}{\gamma - 1} \frac{dp_1}{dt} \qquad (6\text{-}15)$$

6.2.2 การวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อน

นิยามของการบ่งชี้สภาวะการเผาไหม้โดยพิจารณาอัตราการปล่อยความร้อน

1) มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่ความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเข้าหัวฉีดมีค่าสูงกว่า valve opening pressure

2) การบ่งชี้มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการเผาไหม้ พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่ค่าอัตราการปล่อยความร้อนเพิ่มขึ้นมากกว่าศูนย์ครั้งแรก

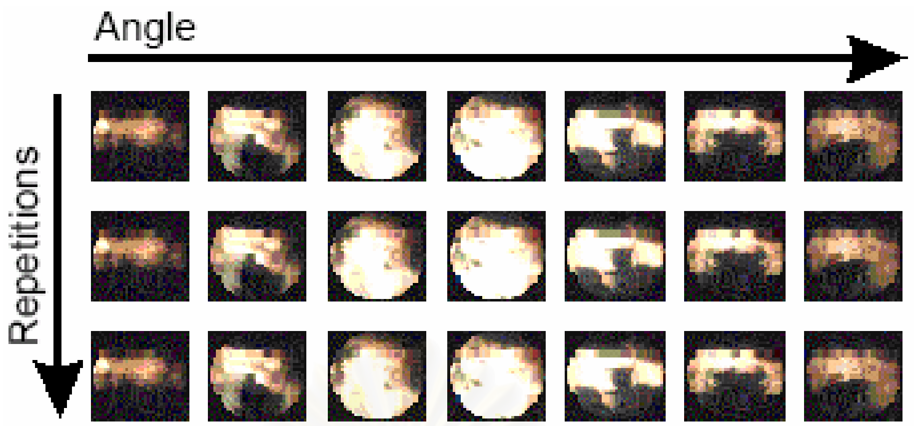
3) การบ่งชี้มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้ พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่อัตราการปล่อยความร้อนลดลงจนมีค่าเป็นศูนย์ครั้งแรก

4) ช่วงล่าช้าของการเผาไหม้ (Ignition delay) บ่งชี้จากช่วงมุมข้อเหวี่ยงระหว่างจุดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้

5) อัตราการเผาไหม้ บ่งชี้จากอัตราการปล่อยความร้อน

6.3 แนวทางการวิเคราะห์ภาพถ่ายของสเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้

ในหัวข้อนี้เป็นการอธิบายถึงแนวทางการวิเคราะห์ภาพถ่ายของสเปรย์เชื้อเพลิง และการเผาไหม้ที่ได้จากการถ่ายภาพโดยใช้ CCD camera ส่วนในการบันทึกภาพบนหน่วยความจำจะเก็บในโครงสร้างที่เรียกว่า record ซึ่งมีโครงสร้างเป็นดังรูปที่ 6-4 โดยภาพที่เรียงตามแนวนอนเป็นภาพที่ได้จากการบันทึกตามมุมข้อเหวี่ยง ส่วนภาพในแนวดิ่งเป็นการบันทึกซ้ำ (repetition) ตามมุมข้อเหวี่ยงเดิม โดยในแต่ละภาพจะได้จากการบันทึกที่ cycle ต่างกัน ในการบันทึกภาพมี 2 แบบ คือ แบบมี flash เพื่อบันทึกภาพของสเปรย์เชื้อเพลิง และแบบไม่มี flash เพื่อบันทึกภาพของการเผาไหม้ โดยในการวิเคราะห์ภาพถ่ายจะใช้ AVL Visioscope software เป็นโปรแกรมช่วยในการวิเคราะห์ ซึ่งแบ่งเป็น การวิเคราะห์ภาพถ่ายของสเปรย์เชื้อเพลิง และการวิเคราะห์ภาพถ่ายของการเผาไหม้



รูปที่ 6-4 แสดงโครงสร้างการบันทึกภาพ

6.3.1 แนวทางการวิเคราะห์ภาพถ่ายของสเปรย์เชื้อเพลิง

จากการจำลองภาพที่มองเห็นจาก endoscope โดยการใช้โปรแกรมช่วยออกแบบ จะเห็นว่าแนวของแกน endoscope เกือบตั้งฉากกับแกนของสเปรย์ ดังนั้นน่าจะทำให้ลักษณะรูปทรงของสเปรย์เชื้อเพลิงในภาพถ่ายที่บันทึกได้ ไม่ถูกบิดเบือนมากเกินไป ดังนั้นจึงสามารถวิเคราะห์ภาพถ่ายของสเปรย์ได้โดยตรง โดยสามารถทำการวิเคราะห์ภาพถ่ายของสเปรย์ได้ดังนี้

6.3.1.2 ปรากฏการณ์การเกิดสเปรย์

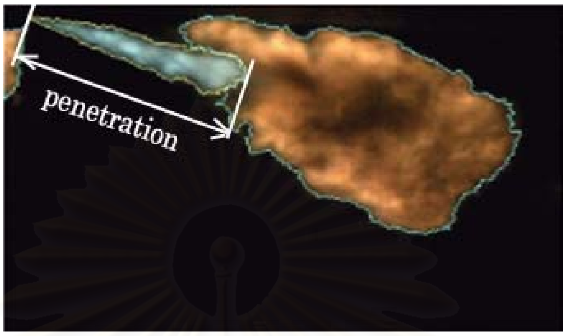
ในการสังเกตการเกิดสเปรย์จากภาพถ่ายโดยตรง สามารถพิจารณา มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มเกิดสเปรย์ (start of injection), ลักษณะการเคลื่อนที่ของสเปรย์, มุมของสเปรย์ (spray angle), ระยะพุ่งของสเปรย์ (spray penetration)

เพื่อลดผลกระทบจากการเกิด cycle by cycle variation ก่อนทำการวิเคราะห์ควรทำการเฉลี่ยภาพที่บันทึกได้ที่มุมข้อเหวี่ยงเดียวกัน ซึ่งมีหลาย repetition เสียก่อน โดยใช้ฟังก์ชัน average repetition ในโปรแกรม AVL Visioscope โดยโปรแกรมจะทำการเฉลี่ยค่าความสว่างของสีในแต่ละ pixel ที่ตำแหน่งเดียวกัน บนรูปที่อยู่มุมเพลาข้อเหวี่ยงเดียวกัน จากหลาย repetition

ลักษณะปรากฏการณ์ของการเกิดสเปรย์ และมุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มเกิดสเปรย์ สามารถสังเกตได้โดยตรงจากภาพถ่าย

การวัด spray penetration และ spray angle สามารถวัดได้โดยตรงบนภาพถ่าย โดยเทียบกับสเกลระยะจริงในห้องเผาไหม้

นิยามของระยะพุ่งในที่นี้ หมายถึงความยาวของลำสเปรย์เชื้อเพลิงนับจากปลายหัวฉีดจนถึงปลายสเปรย์ (spray tip) โดยรวมถึงส่วนของเชื้อเพลิงที่มีการระเหยที่ปลายของสเปรย์ แต่ไม่รวมถึงส่วนของปลายสเปรย์ที่ลุกไหม้เป็นเปลวไฟแล้ว รูปที่ 6-5 เป็นการขยายความของนิยามของระยะพุ่งในที่นี้



รูปที่ 6-5 นิยามของระยะพุ่งที่วัดในการทดสอบนี้

6.3.2 แนวทางการวิเคราะห์ภาพถ่ายการเผาไหม้

6.3.2.1 ปรากฏการณ์การเผาไหม้

การสังเกตภาพถ่ายการเผาไหม้โดยตรงสามารถทราบถึงความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่งขนาดของบริเวณเปลวไฟ และลักษณะการเคลื่อนที่ของเปลวไฟ เมื่อเทียบกับมุมข้อเหวี่ยง เพื่อลดผลกระทบที่เกิดจาก cycle by cycle variation ก่อนทำการพิจารณาภาพถ่ายการเผาไหม้ ต้องมีการเฉลี่ยโดยใช้ฟังก์ชัน average repetition

6.3.2.2 การวิเคราะห์สภาวะของการเผาไหม้

การวิเคราะห์สภาวะของการเผาไหม้สามารถทราบถึง เวลาที่เริ่มเกิดการเผาไหม้ เวลาสิ้นสุดการเผาไหม้ และช่วงเวลาที่เกิดการเผาไหม้ โดยพิจารณาจากภาพถ่ายได้ดังนี้

1) มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มเกิดการเผาไหม้ (Start of combustion) พิจารณาจากภาพแรกที่เห็นเปลวไฟในห้องเผาไหม้

2) มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้ (End of combustion) พิจารณาจากภาพสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟในห้องเผาไหม้

3) ช่วงมุมข้อเหวี่ยงที่เกิดการเผาไหม้ (Combustion duration) พิจารณาจากจุดที่เริ่มเกิดการเผาไหม้ถึงเวลาสิ้นสุดการเผาไหม้

4) มุมข้อเหวี่ยงที่มีอัตราการเผาไหม้สูงสุด พิจารณาจากภาพการแจกแจงอุณหภูมิ ที่มีค่าอุณหภูมิเฉลี่ยสูงที่สุด

5) ช่วงล่าช้า (Ignition delay) พิจารณาจากภาพแรกที่มองเห็นสเปรย์จากปลายหัวฉีด (จากภาพถ่ายแบบมี flash) และภาพแรกที่เห็นเปลวไฟในห้องเผาไหม้

6.3.2.3 การวิเคราะห์การแจกแจงความน่าจะเป็นที่จะเกิดเปลวไฟ

เป็นการบ่งชี้ถึงตำแหน่ง ขนาดของบริเวณเปลวไฟ และลักษณะการเคลื่อนที่ของเปลวไฟที่มีโอกาสเกิดขึ้นได้มากที่สุด รวมถึงบ่งชี้ถึงการเบี่ยงเบนของเปลวไฟด้วย สามารถวิเคราะห์ภาพการเผาไหม้ได้โดยใช้ฟังก์ชัน Probability Distribution โดยต้องตั้งค่า threshold ของสีน้ำเงินด้วย ทำให้ได้ภาพผลลัพธ์เป็นการแจกแจงความน่าจะเป็นที่จะเกิดเปลวไฟ

6.3.2.4 การวิเคราะห์การเบี่ยงเบนของเปลวไฟ

จากภาพถ่ายการเผาไหม้ที่บันทึกแบบมีหลาย repetition จะสามารถหาภาพการเผาไหม้ที่มีเปลวไฟมากที่สุดและน้อยที่สุดโดยใช้ฟังก์ชัน min-max flame ซึ่งความแตกต่างระหว่างทั้งสองภาพนี้จะแสดงให้เห็นถึงขนาดและบริเวณของ cycle by cycle variation ในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์

1) ในกรณี max flame จะแสดงภาพที่มีเปลวไฟมากที่สุด ภาพผลลัพธ์ที่ได้จะเกิดจากการนำภาพถ่ายในแต่ละ repetition ที่มุมข้อเหวี่ยงเดียวกัน มาซ้อนทับกันเป็นรูปเดียว ซึ่งที่ตำแหน่งใดก็ตามที่มีเปลวไฟเกิดขึ้นอย่างน้อยหนึ่งภาพใน repetition ทั้งหมด ภาพ max flame จะแสดงว่าตำแหน่งนั้นมีเปลวไฟ

2) ในกรณี min flame จะแสดงภาพที่มีเปลวไฟน้อยที่สุด ภาพผลลัพธ์ที่ได้จะเกิดจากการนำภาพถ่ายในแต่ละ repetition ที่มุมข้อเหวี่ยงเดียวกัน มาซ้อนทับกันเป็นรูปเดียว ซึ่งที่ตำแหน่งใดก็ตามที่ไม่มีเปลวไฟเกิดขึ้นอย่างน้อยหนึ่งภาพใน repetition ทั้งหมด ภาพ min flame จะแสดงว่าตำแหน่งนั้นไม่มีเปลวไฟ

6.3.2.4 การวิเคราะห์อุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นของเขม่า

ในโปรแกรม AVL visioscope จะมีส่วนที่เรียกว่า Thermovision ใช้สำหรับคำนวณอุณหภูมิเปลวไฟ ซึ่งคำนวณโดยใช้ Two-color Method ดังที่ได้แสดงในบทที่ 3 โดยนำภาพถ่ายการเผาไหม้ที่บันทึกได้ที่มีหลาย repetition ไปทำการเฉลี่ยโดยฟังก์ชัน average repetition โดยในขณะที่ทำการบันทึกภาพถ่ายการเผาไหม้ จะต้องมีการบันทึกภาพอ้างอิงไว้ด้วยซึ่งเป็นภาพมืดในห้องเผาไหม้ในขณะที่ไม่ได้ติดเครื่องยนต์ จากนั้นต้องมีการสอบเทียบภาพการเผาไหม้ที่เฉลี่ยได้กับภาพอ้างอิง แล้วจึงเลือกฟังก์ชัน Diesel flame temperature เพื่อคำนวณอุณหภูมิเปลวไฟ แล้ว

จะได้ผลเป็นภาพการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ ส่วนการหาการแจกแจงความเข้มข้นของเขม่า ทำได้โดยใช้ฟังก์ชัน soot concentration

6.4 การวิเคราะห์ความเชื่อมโยงระหว่างภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ และอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้

การวิเคราะห์ความเชื่อมโยงระหว่างภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ และอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ เป็นการยืนยันถึงผลการวิเคราะห์ภาพถ่ายว่ามีความถูกต้องเมื่อเปรียบเทียบกับข้อมูลการเผาไหม้เชิงปริมาณ โดยใช้การวิเคราะห์ช่วงเวลาการเผาไหม้จากภาพถ่ายดังที่ได้อธิบายในหัวข้อ 6.3.2.2 เทียบกับการวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อนใน prechamber ดังแสดงในหัวข้อ 6.2.2

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

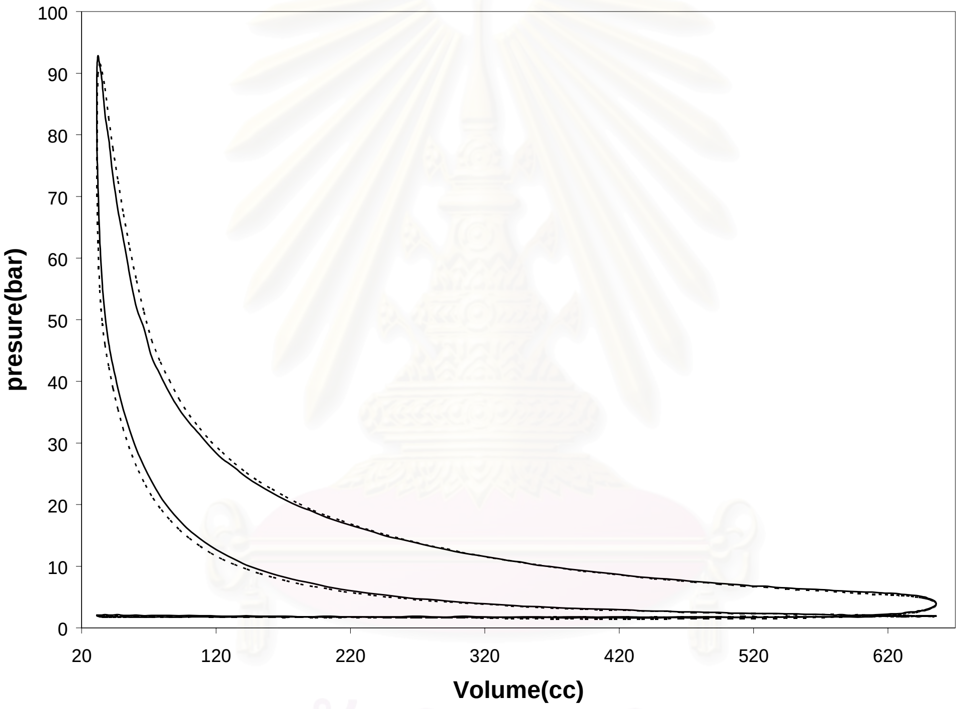
บทที่ 7

ผลการทดสอบเบื้องต้นจากการใช้อุปกรณ์ต้นแบบ

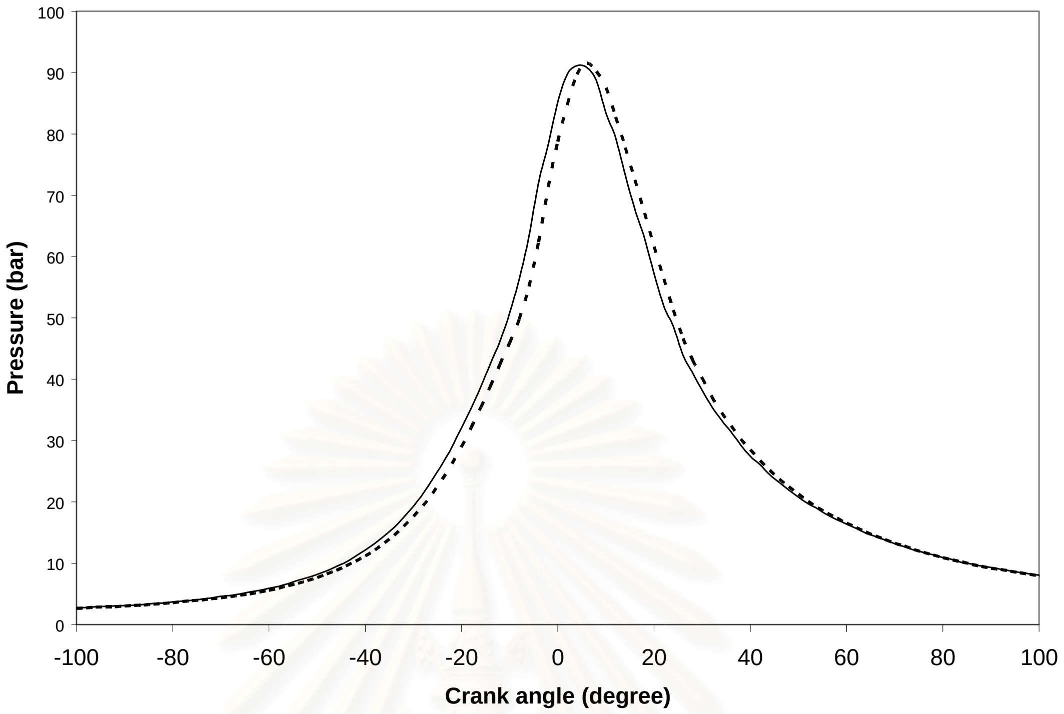
7.1 ผลการทดสอบเบื้องต้น

7.1.1 ผลทดสอบจากการวัดความดันกระบอกสูบจากอุปกรณ์ต้นแบบ

ในการวัดความดันกระบอกสูบ จะทำการทดสอบเครื่องยนต์ต้นแบบบนไดนาโมมิเตอร์ที่ความเร็วรอบและภาระคงที่ รูปที่ 7-1 และ 7-2 แสดงข้อมูลความดันกระบอกสูบที่วัดได้ของเครื่องยนต์ต้นแบบ



รูปที่ 7-1 แสดง P-V diagram ของเครื่องยนต์ต้นแบบ โดยเส้นประแทนความดันใน prechamber ส่วนเส้นทึบแทนความดันที่ main chamber



รูปที่ 7-2 แสดง P-θ diagram ของเครื่องยนต์ต้นแบบ โดยเส้นประแทนความดันใน prechamber ส่วนเส้นทึบแทนความดันใน main chamber

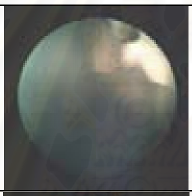
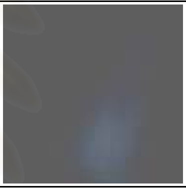
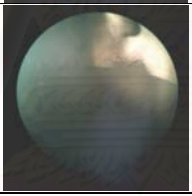
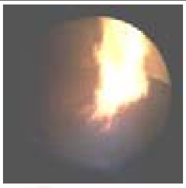
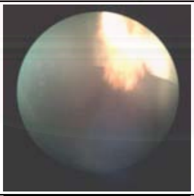
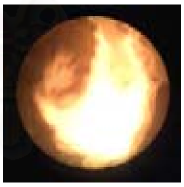
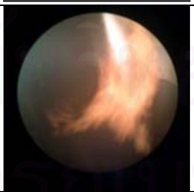
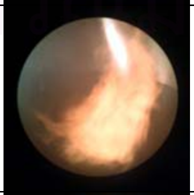
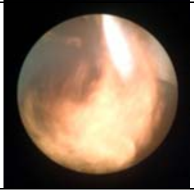
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

7.1.2 ผลทดสอบจากการบันทึกภาพของสเปรย์และการเผาไหม้

7.1.2.1 ผลทดสอบบันทึกภาพของสเปรย์และการเผาไหม้จากเครื่องยนต์ฟอร์ด

จากตัวอย่างผลการทดสอบเครื่องยนต์ฟอร์ดรุ่น WL 81 [49] ซึ่งทำการบันทึกภาพของสเปรย์และการเผาไหม้ ขณะที่เครื่องยนต์ทำงานที่รอบเดินเบา ซึ่งมีภาพของสเปรย์และการเผาไหม้ที่บันทึกได้ดังที่แสดงไว้ในตารางที่ 7-1 ดังนี้

ตารางที่ 7-1 แสดงลักษณะของสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลและการเผาไหม้ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์ฟอร์ด

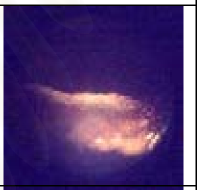
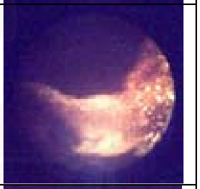
Crank angle	แบบมี flash	Crank angle	แบบไม่มี flash
0 °CA ATDC		0 °CA ATDC	
2 °CA ATDC		5 °CA ATDC	
4 °CA ATDC		10 °CA ATDC	
6 °CA ATDC		15 °CA ATDC	
8 °CA ATDC		20 °CA ATDC	
10 °CA ATDC		25 °CA ATDC	

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

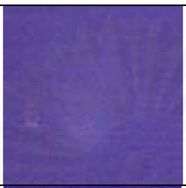
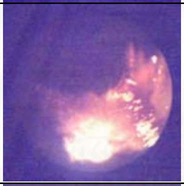
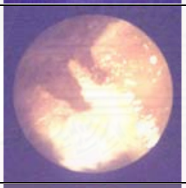
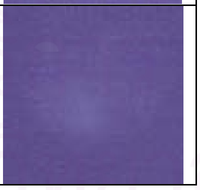
7.1.2.2 ผลทดสอบจากการบันทึกภาพของสเปรย์และการเผาไหม้จากอุปกรณ์ต้นแบบ

การบันทึกภาพของสเปรย์และการเผาไหม้จากเครื่องยนต์ต้นแบบ จะทำในขณะที่เครื่องยนต์ทำงานในสภาวะคงตัว ที่ความเร็วรอบ 1200 rev/min แรงบิด 10 Nm ซึ่งมีภาพของสเปรย์และการเผาไหม้ที่บันทึกได้ตามที่แสดงในตารางที่ 7-2 และตารางที่ 7-3 ดังนี้

ตารางที่ 7-2 แสดงภาพปรากฏการณ์ของการเกิดสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ของเครื่องยนต์ต้นแบบา

ภาพปรากฏการณ์การเกิดสเปรย์เชื้อเพลิง (บันทึกภาพแบบมี flash)			
Crank angle	ภาพที่บันทึกได้	Crank angle	ภาพที่บันทึกได้
-18.0 ^{o}CA ATDC		-9.0 ^{o}CA ATDC	
-16.5 ^{o}CA ATDC		-7.5 ^{o}CA ATDC	
-15.0 ^{o}CA ATDC		-6.0 ^{o}CA ATDC	
-13.5 ^{o}CA ATDC		-4.5 ^{o}CA ATDC	
-12.0 ^{o}CA ATDC		-3.0 ^{o}CA ATDC	
-10.5 ^{o}CA ATDC		-1.5 ^{o}CA ATDC	

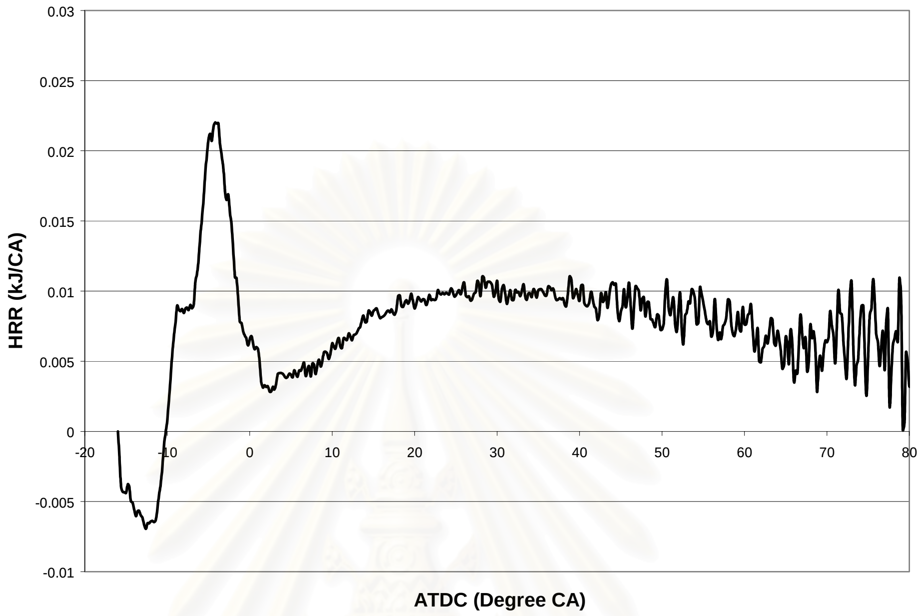
ตารางที่ 7-3 แสดงภาพปรากฏการณ์ของการเผาไหม้ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ของเครื่องยนต์ต้นแบบ

ภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ (บันทึกภาพแบบไม่มี flash ช่วย)			
Crank angle	**ภาพที่บันทึกได้**	Crank angle	**ภาพที่บันทึกได้**
-15.0°CA ATDC		9.0°CA ATDC	
-11.0°CA ATDC		13.0°CA ATDC	
-7.0°CA ATDC		17.0°CA ATDC	
-3.0°CA ATDC		21.0°CA ATDC	
1.0°CA ATDC		25.0°CA ATDC	
5.0°CA ATDC		28.0°CA ATDC	

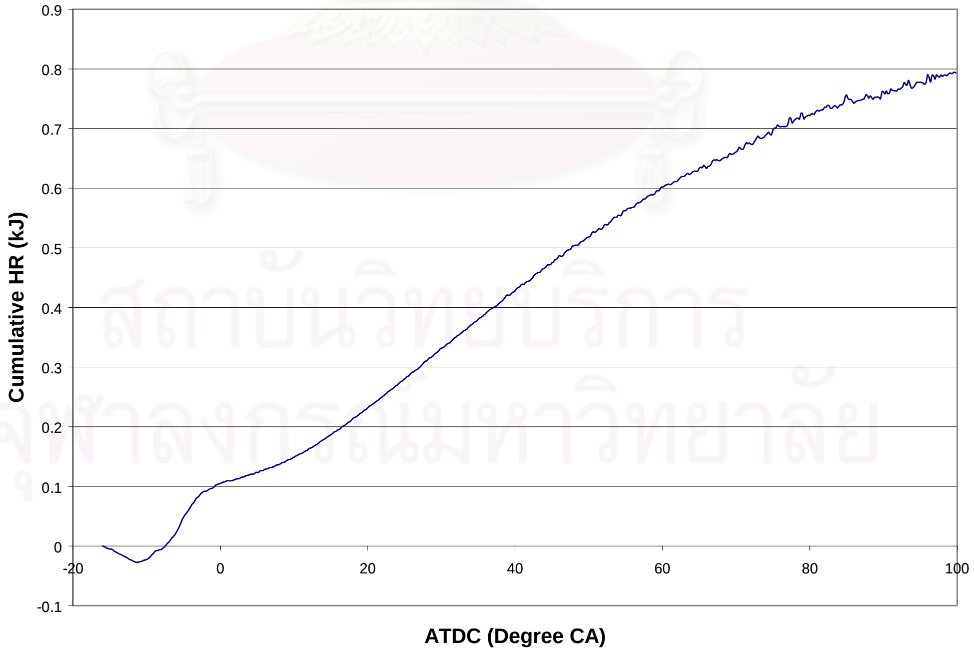
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

7.2 การวิเคราะห์ผลอัตราการปล่อยความร้อน

ในรูปที่ 7-3 แสดงผลการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อน โดยใช้โปรแกรมซึ่งนำเสนอในงานวิจัยนี้



รูปที่ 7-3 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ต้นแบบ ที่วิเคราะห์ได้จากข้อมูลความดันกระบอกสูบ ที่ความเร็วรอบ 1200 rev/min แรงบิด 10 Nm



รูปที่ 7-4 แสดงการปล่อยความร้อนรวมของเครื่องยนต์ต้นแบบ ที่ความเร็วรอบ 1200 rev/min แรงบิด 10 Nm

จากการวิเคราะห์พบว่ามีการปล่อยความร้อนรวม 0.8 kJ เริ่มเกิดการเผาไหม้ที่มุมข้อเหวี่ยง -10 ^{o}CA สิ้นสุดการเผาไหม้ที่ 80^{o}CA มีช่วงการเผาไหม้ 90 ^{o}CA และมีอัตราการเผาไหม้สูงสุดที่ 0.023 kJ/degree ที่ -3 ^{o}CA

7.3 การวิเคราะห์สเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้

7.3.1 ปรากฏการณ์การเกิดสเปรย์เชื้อเพลิง

7.3.1.1 ปรากฏการณ์ของสเปรย์เชื้อเพลิงจากเครื่องยนต์ฟอร์ด

ลักษณะปรากฏการณ์ของสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซล ณ ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ (0, 2, 4, 6, 8 และ 10 ^{o}CA) ได้แสดงไว้ในตารางที่ 7-1 ลักษณะของสเปรย์โดยทั่วไปคือเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดออกมาจากหัวฉีด สเปรย์จะพัฒนาตัวตามแนวแกนของสเปรย์ (spray core) แกนของสเปรย์ซึ่งส่วนใหญ่เป็น liquid core จะเกิดการสะท้อนแสง flash ทำให้ปรากฏภาพเป็นกลุ่มควันขาวพุ่งไปตามแนวแกนของสเปรย์และบริเวณรอบนอกซึ่งเป็นละอองฝอย เมื่อหยดเชื้อเพลิงที่แตกตัวรวมกับอากาศแวดล้อมและมีสัดส่วนผสมที่เหมาะสมก็จะเกิดการติดไฟ ระยะพุ่ง (penetration) ของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวจะเพิ่มขึ้นตามองศาข้อเหวี่ยงจนกระทั่งถึงค่าสูงสุดที่จุดเริ่มต้นของการเผาไหม้แบบ premixed ซึ่งการระเหยของเชื้อเพลิงและการติดไฟจะเริ่มขึ้น เมื่อการเผาไหม้ของส่วนผสมเริ่มลามขึ้น ระยะพุ่งของสเปรย์จะลดลงอย่างมาก นอกจากนี้ผลของอากาศหมุน (swirl) ในห้องเผาไหม้จะทำให้สเปรย์บิดเบี้ยวและส่วนที่ติดไฟจะถูกพัดพาไปตามทิศทางของอากาศหมุนและถูกดูดผ่าน connecting passage ลงสู่ห้องเผาไหม้หลัก

ในภาพปรากฏการณ์ของการเกิดสเปรย์ สามารถบ่งชี้ถึงมุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิงได้คือ -4^{o}CA

7.3.1.2 ปรากฏการณ์การเกิดสเปรย์เชื้อเพลิงจากอุปกรณ์ต้นแบบ

ลักษณะปรากฏการณ์ของสเปรย์เชื้อเพลิงที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ (-18.0, -16.5, -15.0, -13.5 ,-12.0, -10.5, -9.0, -7.5, -6.0, -4.5, -3.0 และ -1.5 ^{o}CA) ของเครื่องยนต์ต้นแบบ ได้แสดงไว้ในตารางที่ 7-1 ลักษณะของสเปรย์โดยทั่วไปคือเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดออกมาจากหัวฉีด สเปรย์จะขยายตัวตามแนวแกนของสเปรย์ (spray core) แกนของสเปรย์ซึ่งส่วนใหญ่เป็น liquid core จะเกิดการสะท้อนแสง flash ทำให้ปรากฏภาพเป็นกลุ่มของสเปรย์พุ่งไปตามแนวแกนของสเปรย์และบริเวณรอบนอกซึ่งเป็นละอองฝอย เมื่อหยดเชื้อเพลิงที่แตกตัวรวมกับอากาศแวดล้อมและมีสัดส่วนผสมที่เหมาะสมก็จะเกิดการติดไฟ ระยะพุ่ง (penetration) ของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวจะเพิ่มขึ้นตามองศาข้อเหวี่ยงจนกระทั่งถึงค่าสูงสุดที่จุดเริ่มต้นของการเผาไหม้แบบ premixed ซึ่ง

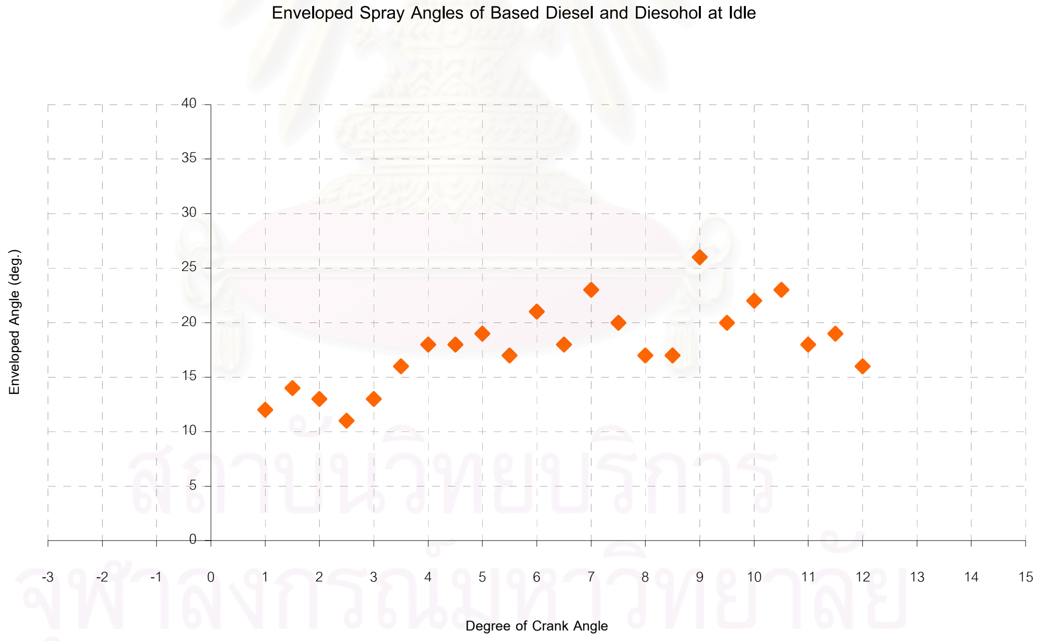
การระเหยของเชื้อเพลิงและการติดไฟจะเริ่มขึ้น เมื่อการเผาไหม้ของส่วนผสมเริ่มลามขึ้น ระยะพุ่งของสเปรย์จะลดลงอย่างมาก นอกจากนี้ผลของอากาศหมุน (swirl) ในห้องเผาไหม้จะทำให้สเปรย์บิดเบี้ยวและส่วนที่ติดไฟจะถูกพัดพาไปตามทิศทางของอากาศหมุนและถูกดูดผ่าน connecting passage ลงสู่ห้องเผาไหม้หลัก

ในภาพปรากฏการณ์ของการเกิดสเปรย์ สามารถบ่งชี้ถึงมุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิงได้คือ -16.5 °CA ส่วนภาพสุดท้ายที่เห็นการฉีดเชื้อเพลิงอยู่ที่ -4.5 °CA ดังนั้นจึงมีช่วงการฉีดเชื้อเพลิง (Injection duration) ที่ 12.0 °CA

7.3.2 Spray angle และ spray penetration

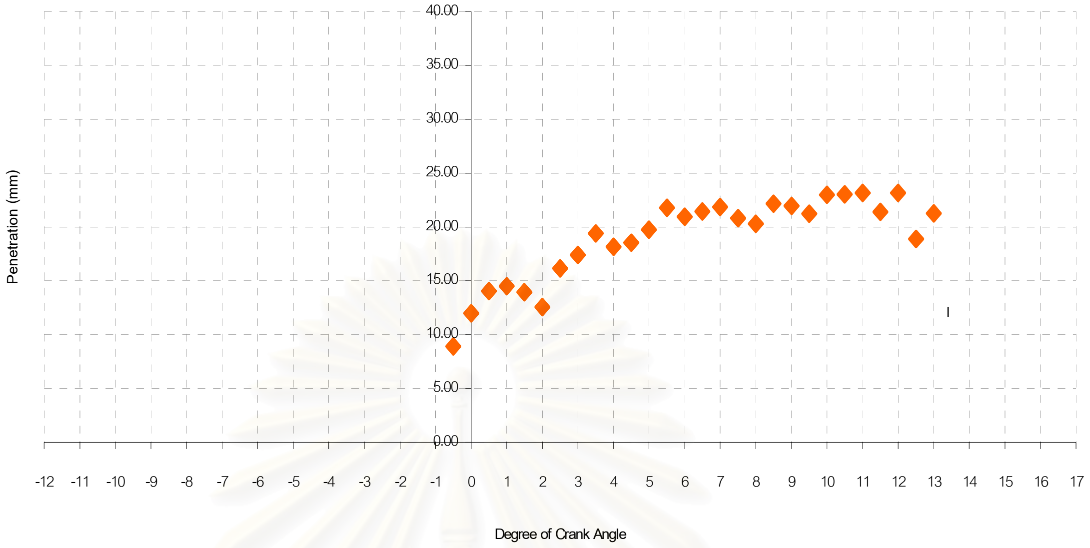
7.3.2.1 Spray angle และ spray penetration **จากเครื่องยนต์ฟอร์ด**

นิยามของมุมของสเปรย์ที่วัดได้ หมายถึงมุมลู่ออกของสเปรย์ในหน่วยองศา ซึ่งครอบคลุมถึงส่วนของหยดเชื้อเพลิงที่ฟุ้งกระจายรอบๆลำของสเปรย์ด้วย ในรูปที่ 7-5 แสดงมุมของสเปรย์ที่วัดได้



รูปที่ 7-5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง spray angle และมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ฟอร์ด

รูปที่ 7-6 แสดงกราฟของระยะพุ่งที่วัดได้โดยประมาณที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ในช่วงของการฉีดเชื้อเพลิงของสเปรย์ดีเซล โดยที่แกนนอนแสดงตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงต่างๆและแกนตั้งแสดงระยะพุ่งจากปลายหัวฉีดถึงปลายสเปรย์ (มิลลิเมตร)

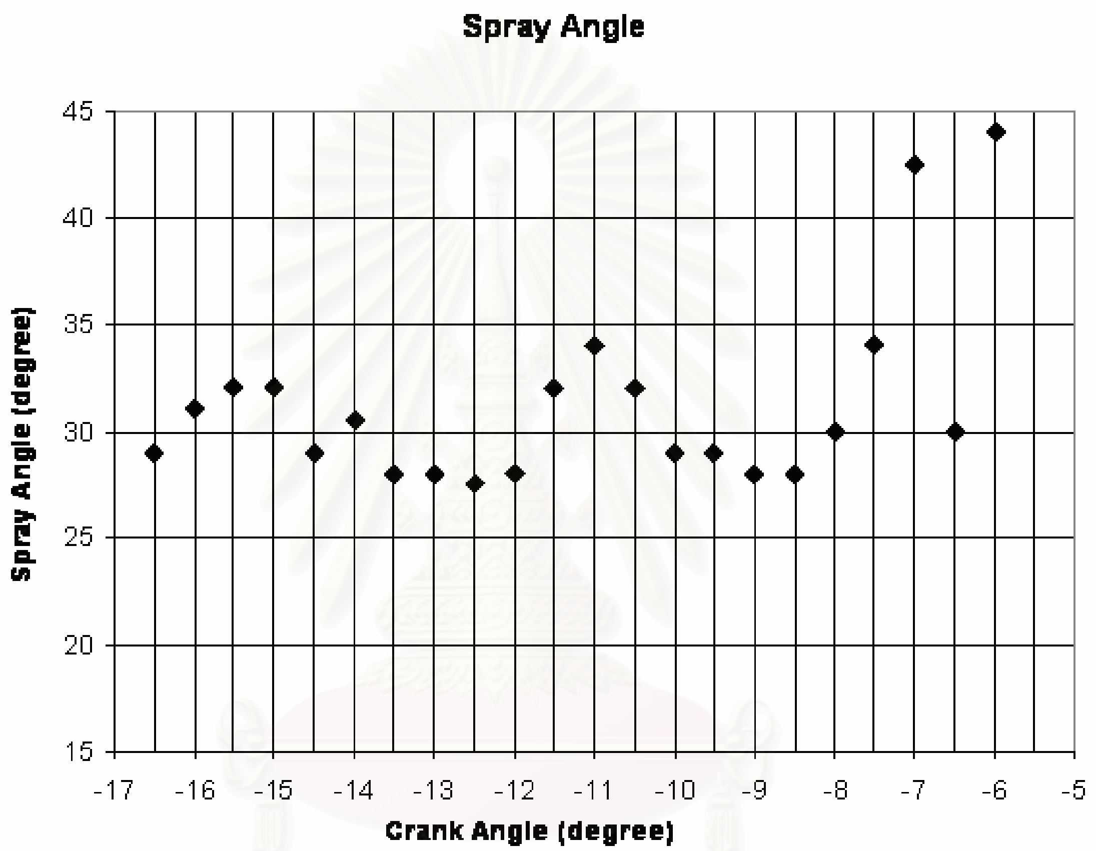


รูปที่ 7-6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง spray penetration และมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ฟอร์ด

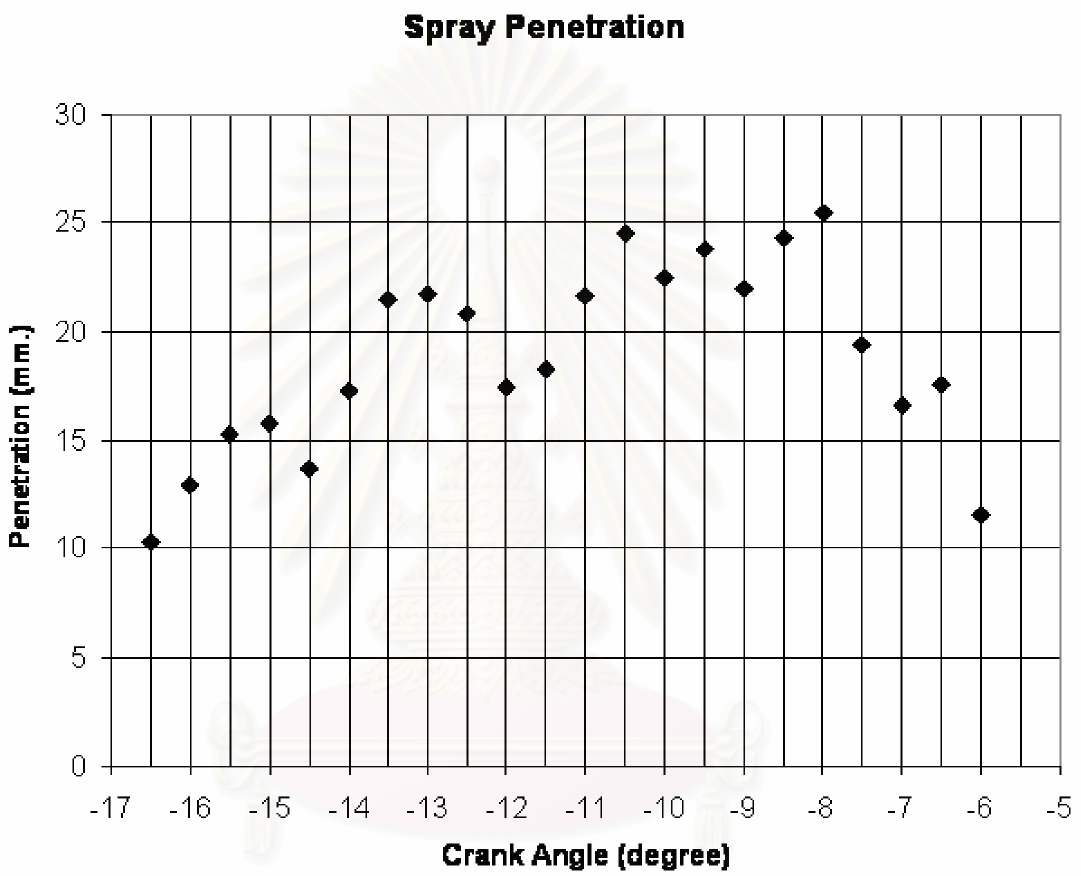
7.3.2.2 Spray angle และ spray penetration จากอุปกรณ์ต้นแบบ

ในรูปที่ 7-7 และ 7-8 แสดง spray angle และ spray penetration ตามมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ของเครื่องยนต์ต้นแบบ ที่วัดได้จากภาพถ่ายแบบมี flash

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 7-7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Spray angle และมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ต้นแบบ



รูปที่ 7-8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Spray penetration และมุมข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ต้นแบบ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

146

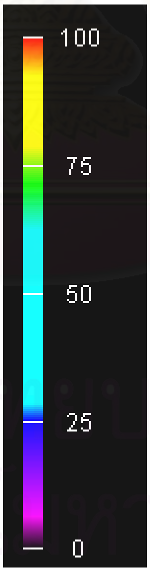
7.3.3 ปรากฏการณ์การเผาไหม้และการแจกแจงความน่าจะเป็น

7.3.3.1 ผลปรากฏการณ์การเผาไหม้และการแจกแจงความน่าจะเป็นของเครื่องยนต์ฟอร์ด

ปรากฏการณ์การเผาไหม้สามารถพิจารณาได้จากภาพถ่ายเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าซึ่งไม่ใช้แสง flash จะเห็นเฉพาะเปลวไฟเท่านั้น โดยจะเห็นการเปลี่ยนแปลงของทิศทางของเปลวไฟและสีของเปลวไฟซึ่งจะสามารถประมาณอุณหภูมิของเปลวไฟขณะนั้นได้

ภาพการแจกแจงความน่าจะเป็น ได้มาจากการประมวลผลภาพเปลวไฟการเผาไหม้ทั้งหมดที่ถ่ายโดยไม่ใช้แสง flash ที่ยังไม่ได้เฉลี่ย 6 ครั้งของการบันทึกซ้ำ

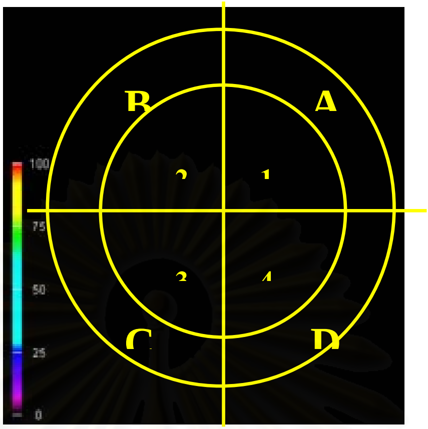
ตารางที่ 7-4 เป็นการแสดงภาพเฉลี่ยของเปลวไฟเชื้อเพลิงดีเซลที่เผาไหม้ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ (0, 5, 10, 15, 20, 25, 30 และ 35 ^{o}CA ATDC) เปรียบเทียบกับการแจกแจงความน่าจะเป็นที่จะเกิดเปลวไฟ โดยในตารางที่ 7-4 คอลัมน์กลางจะแสดงภาพเปลวไฟที่เผาไหม้ และคอลัมน์ขวาสุดแสดงภาพการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟโดยที่จะมีสเกลแสดงค่าเปอร์เซ็นต์ความน่าจะเป็นจาก 0% ถึง 100% ดังแสดงในรูปที่ 7-9 ซึ่งสเกล 100% หมายความว่ามีโอกาสที่จะเกิดเปลวไฟ ณ ตำแหน่งนั้นๆ ในทุกรอบการบันทึก



รูปที่ 7-9 สเกลบอกเปอร์เซ็นต์ของโอกาสเกิดเปลวไฟ
ในภาพการแจกแจงความน่าจะเป็น

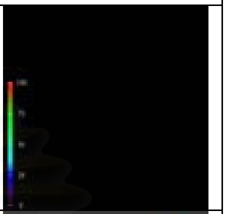
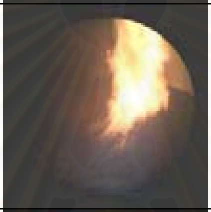
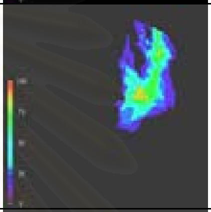
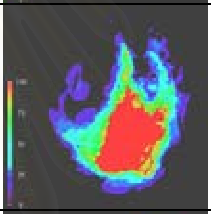
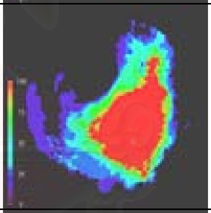
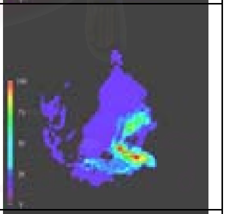
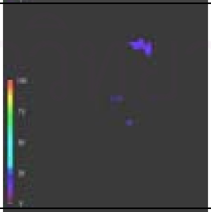
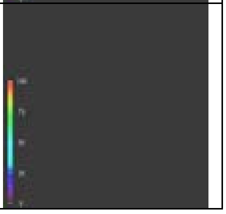
เราสามารถแบ่งพื้นที่ของภาพถ่ายในห้องเผาไหม้เป็นส่วนๆ เพื่อพิจารณาเปอร์เซ็นต์ของพื้นที่ที่ครอบคลุมโดยเปลวไฟที่มีความน่าจะเป็นต่างๆ ณ องศาข้อเหวี่ยงนั้นๆ ในที่นี้จะแบ่งพื้นที่ของภาพถ่ายในห้องเผาไหม้ออกเป็น 8 ส่วน คือตัวเลข 1, 2, 3 และ 4 แสดงพื้นที่รอบใน และ

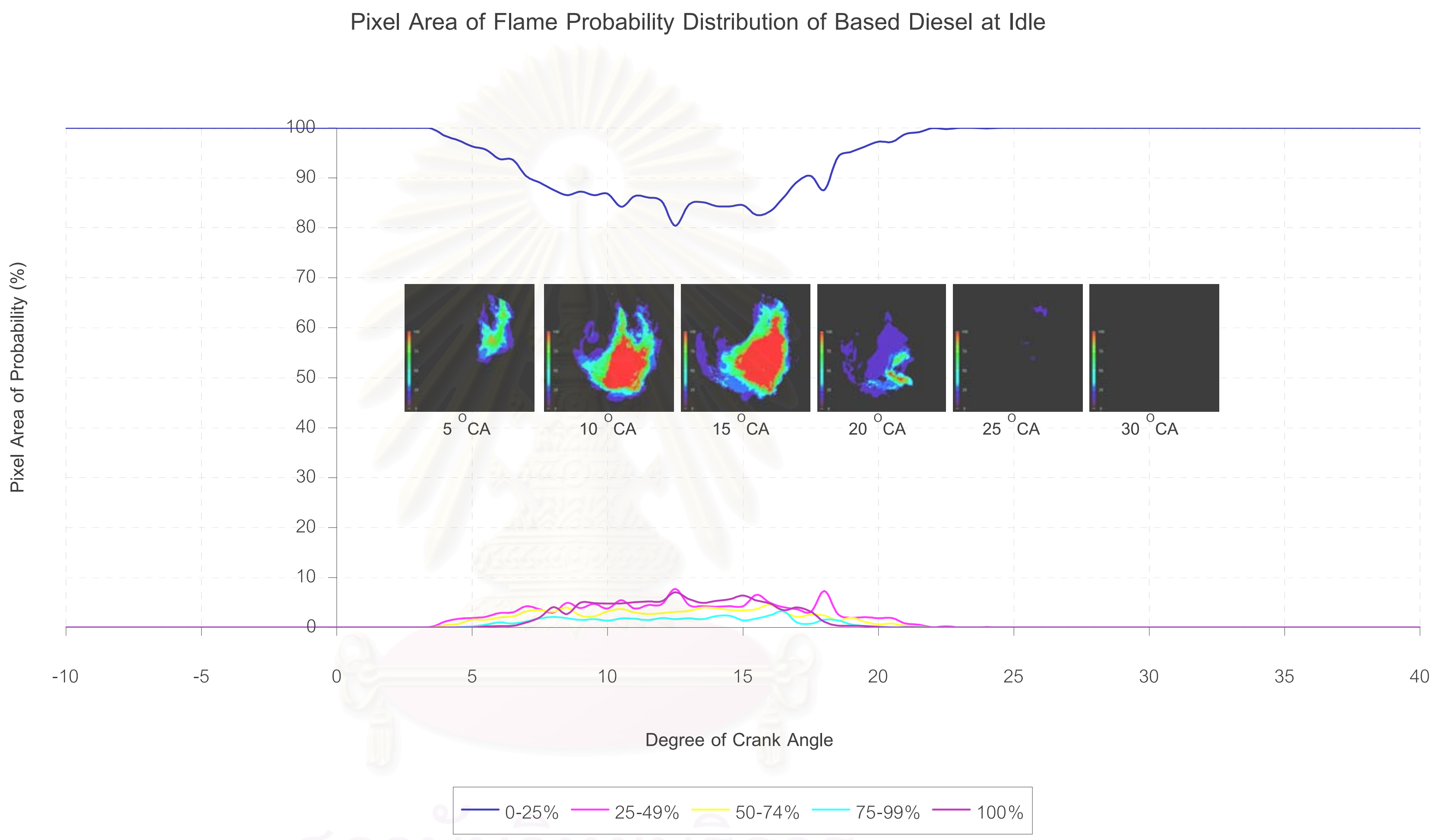
ตัวอักษร A,B,C และ D แสดงพื้นที่รอบนอก ดังแสดงในรูปที่ 7-10เพื่อขยายความรูปจาก ตารางที่ 7-4 และรูปที่ 7-11 และจะพิจารณาความน่าจะเป็นในการเกิดเปลวไฟในช่วง 75-100 %



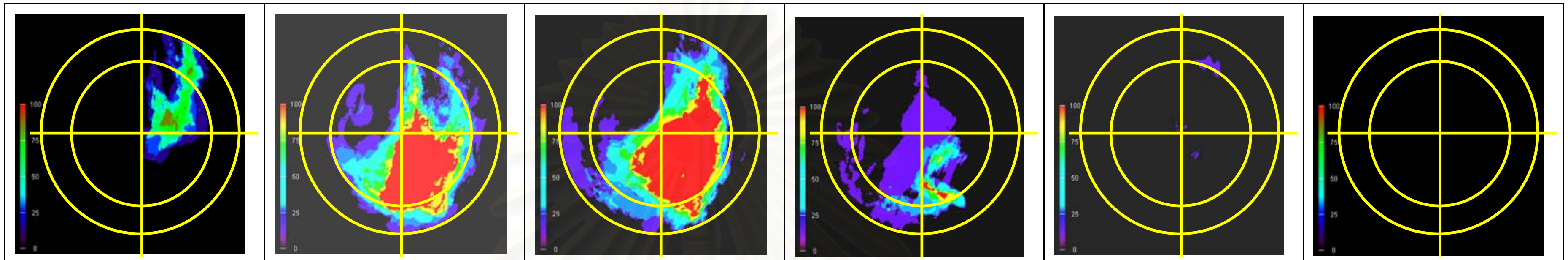
รูปที่ 7-10 การแบ่งพื้นที่เป็น 8 ส่วนเพื่อพิจารณาแนวโน้มของทิศทางการเคลื่อนที่ของเปลวไฟ

ตารางที่ 7-4 แสดงการเปรียบเทียบภาพเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็นของเครื่องยนต์ฟอร์ด

Crank angle	เปลวไฟ	การแจกแจงความน่าจะเป็น
0 °CA		
5 °CA		
10 °CA		
15 °CA		
20 °CA		
25 °CA		
30 °CA		



รูปที่ 7-11 กราฟเปอร์เซ็นต์การแจกแจงความน่าจะเป็นของเครื่องยนต์ฟอร์ด



รูปที่ 7-12 ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟของเครื่องยนต์ฟอร์ด

จากการวิเคราะห์ภาพการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟในพื้นที่แต่ละส่วนดังรูปที่ 7-12 เปลวไฟดีเซลในช่วง 5 °CA ถึง 15 °CA เปลวไฟจะอยู่ในส่วน 1 ในช่วง10 °CA ถึง 20 °CA เปลวไฟจะอยู่ในส่วน 3, 4 และ D และที่ 25 °CA และ 30 °CA จะไม่พบโอกาสเกิดเปลวไฟตั้งแต่ 75-100%

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

151

7.3.3.2 ผลปรากฏการณ์การเผาไหม้และการแจกแจงความน่าจะเป็นของอุปกรณ์ต้นแบบ

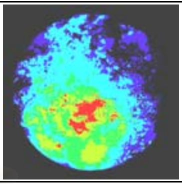
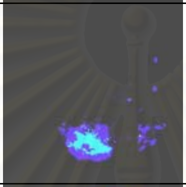
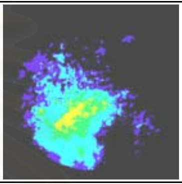
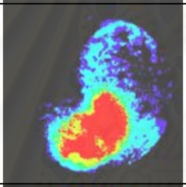
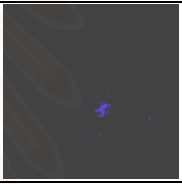
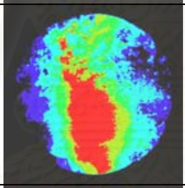
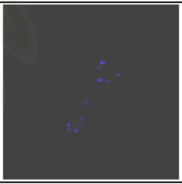
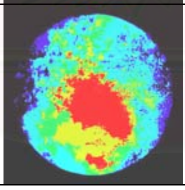
ปรากฏการณ์การเผาไหม้สามารถพิจารณาได้จากภาพถ่ายเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าซึ่งไม่ใช้แสง flash ที่มุมข้อเหวี่ยง (-15.0, -11.0, -7.0, -3.0 ,1.0, 5.0, 9.0, 13.0, 17.0, 21.0, 25.0 และ 28.0 ^{o}CA) ดังแสดงในตารางที่ 7-3 ซึ่งจะเห็นเฉพาะเปลวไฟเท่านั้น โดยเห็นการเปลี่ยนแปลงของทิศทางของเปลวไฟและสีของเปลวไฟซึ่งจะสามารถประมาณอุณหภูมิของเปลวไฟขณะนั้นได้

ที่ -11.0 ^{o}CA เห็นเปลวไฟเป็นครั้งแรกที่มุมขวาล่างของภาพ จากนั้นเปลวไฟจะขยายตัวตามทิศทางในแนวแกนสเปรย์ หลังจากนั้นที่ -3.0, 1.0, 5.0 ^{o}CA เปลวไฟเคลื่อนที่ตามการหมุนวนของอากาศในห้องเผาไหม้ นอกจากนี้จะสังเกตได้ว่าเปลวไฟมีความสว่างมากที่สุดในช่วง 5.0 ถึง 9.0 ^{o}CA โดยบริเวณที่สว่างที่สุดจะอยู่ที่มุมซ้ายล่างของภาพ ซึ่งเป็นบริเวณที่มีสเปรย์เชื้อเพลิงออกมาจากปลายหัวฉีด ส่วนที่ 13.0 ^{o}CA เป็นต้นไปจะเห็นว่าเปลวไฟเริ่มลดขนาดและดับตัวลง โดยเห็นเปลวไฟครั้งสุดท้ายที่ 21.0 ^{o}CA

ตารางที่ 7-5 แสดงภาพการแจกแจงความน่าจะเป็นที่จะเกิดเปลวไฟของเครื่องยนต์ต้นแบบ ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ (-11.0, -7.0, -3.0 ,1.0, 5.0, 9.0, 13.0, 17.0, 21.0 และ 25.0 ^{o}CA ATDC) โดยที่จะมีสเกลแสดงค่าเปอร์เซ็นต์ความน่าจะเป็นจาก 0% ถึง 100% ดังแสดงในรูปที่ 7-9

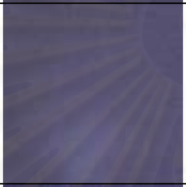
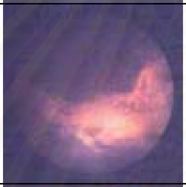
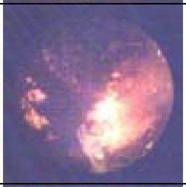
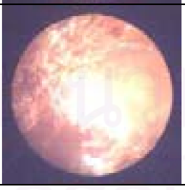
ตารางที่ 7-6 แสดงภาพที่มีเปลวไฟมากที่สุด เปรียบเทียบกับภาพที่มีเปลวไฟน้อยที่สุด ที่มุมข้อเหวี่ยงเดียวกันของเครื่องยนต์ต้นแบบ เป็นการบ่งชี้ถึงตำแหน่งและขนาดความเบี่ยงเบนของเปลวไฟ ที่มีผลกระทบจาก cycle by cycle variation ของเครื่องยนต์ต้นแบบ โดยในคอลัมน์ซ้ายแสดงภาพที่มีเปลวไฟมากที่สุด ส่วนคอลัมน์ขวาแสดงภาพที่มีเปลวไฟน้อยที่สุด จากการประมวลผลของโปรแกรม AVL Visioscope จากภาพที่บันทึกจะเห็นว่าการเบี่ยงเบนของเปลวไฟเกิดมากที่สุดที่ 13.0^{o}CA ATDC รวมทั้งช่วงท้ายของการเผาไหม้

ตารางที่ 7-5 แสดงภาพการแจกแจงความน่าจะเป็นของการเกิดเปลวไฟที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆของเครื่องยนต์ต้นแบบ

Crank angle	Probability distribution	Crank angle	Probability distribution
-11.0°CA ATDC		9.0°CA ATDC	
-7.0°CA ATDC		13.0°CA ATDC	
-3.0°CA ATDC		17.0°CA ATDC	
1.0°CA ATDC		21.0°CA ATDC	
5.0°CA ATDC		25.0°CA ATDC	

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 7-6 แสดงการเปรียบเทียบภาพที่มีเปลวไฟมากที่สุดกับภาพที่มีเปลวไฟน้อยที่สุด เพื่อบ่งชี้ถึงความเบี่ยงเบนของเปลวไฟที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ของเครื่องยนต์ต้นแบบ

Crank angle	Max-flame	Min-flame	Crank angle	Max-flame	Min-flame
-15.0°CA ATDC			9.0°CA ATDC		
-11.0°CA ATDC			13.0°CA ATDC		
-7.0°CA ATDC			17.0°CA ATDC		
-3.0°CA ATDC			21.0°CA ATDC		
1.0°CA ATDC			25.0°CA ATDC		
5.0°CA ATDC			29.0°CA ATDC		

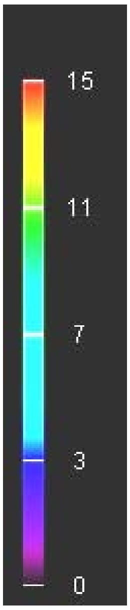
7.3.4 **การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่า**

ภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ที่ได้นั้น สามารถนำมาคำนวณหาการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นของเขม่าได้ด้วยวิธี two-color method โดยใช้ซอฟท์แวร์ ThermoVision เวอร์ชั่น 1.1 อุณหภูมิเปลวไฟที่คำนวณโดยวิธี two-color method นี้ วัดจากอุณหภูมิการเผาไหม้ของอนุภาคเขม่าที่แผ่รังสีทางความร้อน ส่วนความเข้มข้นของเขม่าหมายถึงความหนาของเขม่า ณ บริเวณนั้นๆ ซึ่งเป็นการวิเคราะห์จากภาพถ่าย 2 มิติ

รูปภาพการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟที่นำเสนอ จะมีสเกลบอกค่าอุณหภูมิปรากฏอยู่ทางมุมล่างด้านซ้ายมือ สเกลของอุณหภูมิเปลวไฟจะมีค่าตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ดังรูปที่ 7-13

รูปภาพการกระจายความเข้มข้นเขม่า จะแสดงความหนาแน่นเขม่าที่สอดคล้องกับการกระจายอุณหภูมิที่ได้ และจะมีสเกลบอกค่าความหนาแน่นของเขม่าทางด้านซ้ายมือ สเกลของความหนาแน่นของเขม่าเป็นสเกลสัมพัทธ์จะมีค่าตั้งแต่ 0 (เขม่าเบาบาง) จนถึง 15 (เขม่าหนาแน่น) ดังรูปที่ 7-14

รูปที่ 7-13 สเกลอุณหภูมิของภาพการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ



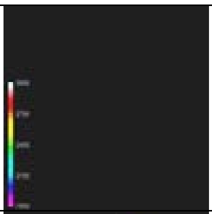
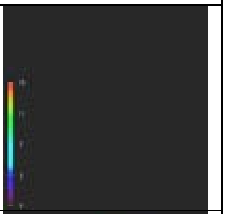
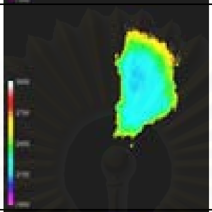
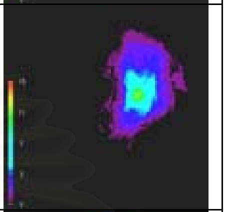
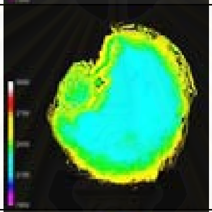
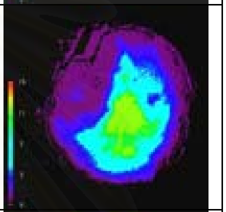
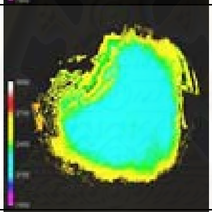
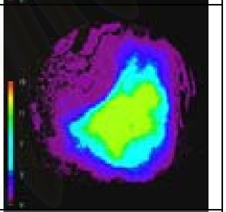
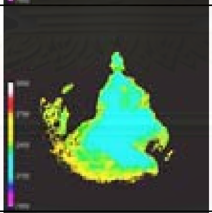
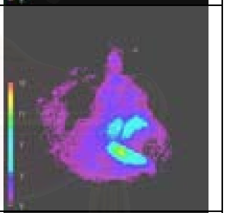
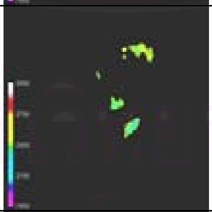
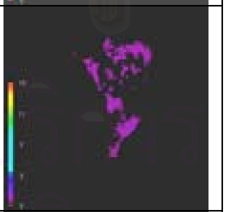
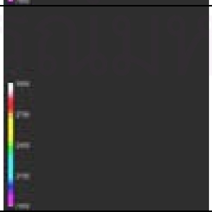
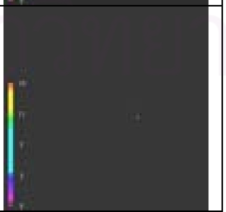
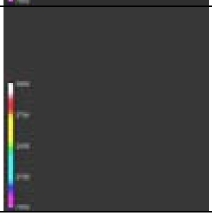
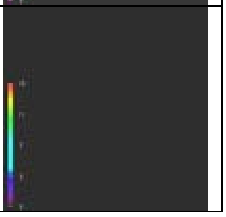
รูปที่ 7-14 สเกลความหนาแน่นสัมพัทธ์ของเขม่าของภาพการกระจายความเข้มข้นเขม่า

7.3.4.1 การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าของเครื่องยนต์ฟอร์ด

ตารางที่ 7-7 แสดงภาพการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่สอดคล้องกับอุณหภูมิเปลวไฟที่คำนวณได้ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ (0, 5, 10, 15, 20, 25, 30 และ 35 ^{o}CA ATDC) ที่รอบเดินเบาของเครื่องยนต์ฟอร์ด

ที่รอบเดินเบา เมื่อพิจารณาการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟโดยรวมแล้วพบว่าเปลวไฟจะมีอุณหภูมิสูงที่ขอบนอก (สีแสด) และลดต่ำลงมาที่บริเวณด้านใน (สีเหลือง, สีเขียว, สีฟ้า) จนกระทั่งที่ใจกลางของเปลวไฟจะมีอุณหภูมิต่ำสุด (สีน้ำเงิน) และเมื่อพิจารณาความหนาแน่นของเขม่าจะได้แนวโน้มที่สอดคล้องกับอุณหภูมิเปลวไฟนั่นคือที่ขอบนอกจะมีความหนาแน่นเขม่าต่ำและเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ที่บริเวณด้านใน จนกระทั่งที่ใจกลางของเปลวไฟจะมีความหนาแน่นเขม่าสูงสุด

ตารางที่ 7-7 แสดงการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าของเครื่องยนต์ฟอร์ด

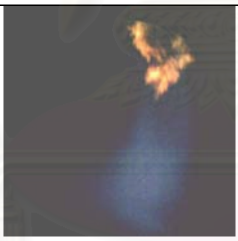
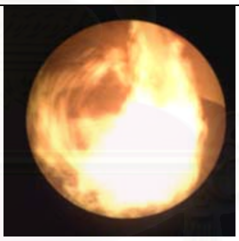
	อุณหภูมิเปลวไฟ	ความเข้มข้นเขม่า
0 °CA		
5 °CA		
10 °CA		
15 °CA		
20 °CA		
25 °CA		
30 °CA		
35 °CA		

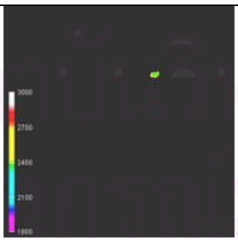
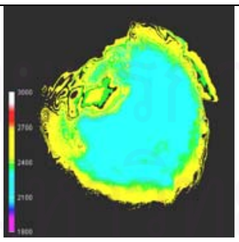
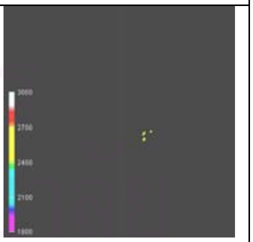
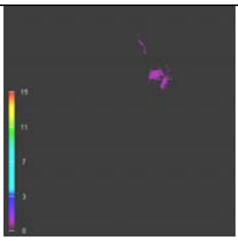
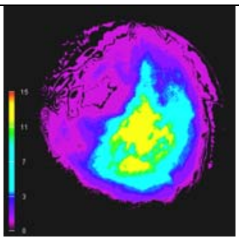
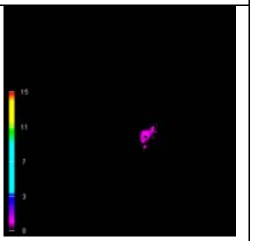
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

การเปรียบเทียบรูปภาพเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ และความเข้มข้นเขม่า ณ องศาข้อเหวี่ยงที่เริ่มเห็นเปลวไฟ, องศาข้อเหวี่ยงที่พบบริเวณพื้นที่ของภาพถ่ายเปลวไฟที่มีอุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K มีพื้นที่มากที่สุด และองศาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดเปลวไฟที่ส่องสว่างจะถูกวิเคราะห์ด้วยวิธี two-color method โดยใช้ซอฟท์แวร์ ThermoVision เวอร์ชั่น 1.1 และแสดงในตารางที่ 7-8 ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงที่ยกมา 3 ค่าดังกล่าว จะอ้างอิงถึงช่วงของอุณหภูมิเปลวไฟที่ระหว่าง 1800 K และ 3000 K ซึ่งเป็นช่วงที่มีนัยสำคัญมากที่สุด

ดังนั้นจากรูปที่วิเคราะห์ได้ในตารางที่ 7-8 เห็นว่าจะปรากฏเปลวไฟครั้งแรกที่ 2.5 $^{\circ}$CA เปลวไฟมีค่าอุณหภูมิเฉลี่ยสูงที่สุดที่ 11.5 $^{\circ}$CA และเห็นเปลวไฟครั้งสุดท้ายที่ 26.5 $^{\circ}$CA ดังนั้นจึงมีช่วงการเผาไหม้ 24.0 $^{\circ}$CA อัตราการเผาไหม้สูงสุดที่ 11.5 $^{\circ}$CA จากการสังเกตจุดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในการวิเคราะห์สเปรย์พบว่าเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ -4 $^{\circ}$CA ดังนั้นจึงมี ignition delay โดยประมาณที่ 6.5 $^{\circ}$CA

ตารางที่ 7-8 แสดงการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าเพื่อบ่งชี้สภาวะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ฟอร์ด

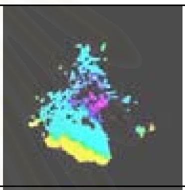
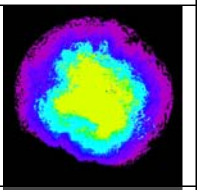
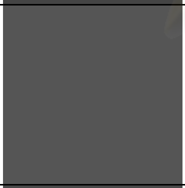
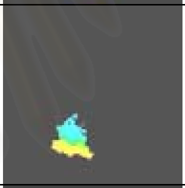
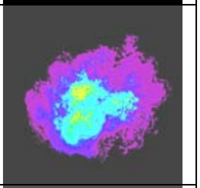
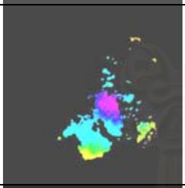
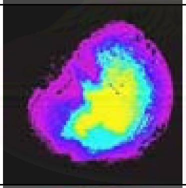
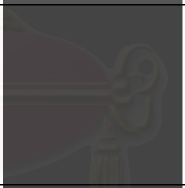
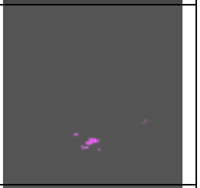
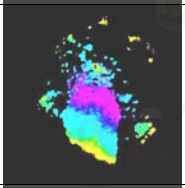
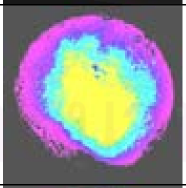
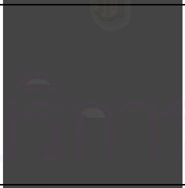
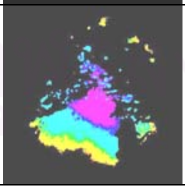
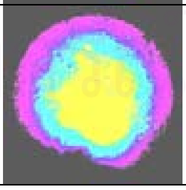
<table>
<tr><td></td><td></td><td>First visible flame</td><td>Max area of 2400 K</td><td>End of visible flame</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Idle</td><td>Average</td><td>

2.5 °CA</td><td>

11.5 °CA</td><td>

26.5°CA</td></tr>
<tr><td>Flame Temp.</td><td>

2.5 °CA</td><td>

11.5 °CA</td><td>

26.5 °CA</td></tr>
<tr><td>Soot Concentration</td><td>

2.5 °CA</td><td>

11.5 °CA</td><td>

26.5 °CA</td></tr>
</table>

7.3.4.2 การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าของอุปกรณ์ต้นแบบ

ตารางที่ 7-9 แสดงภาพการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่สอดคล้องกับอุณหภูมิเปลวไฟที่คำนวณได้ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ (-11.0, -7.0, -3.0 ,1.0, 5.0, 9.0, 13.0, 17.0, 21.0 และ 25.0 ^{o}CA ATDC) ของเครื่องยนต์ต้นแบบ

ตารางที่ 7-9 แสดงการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ของเครื่องยนต์ต้นแบบ

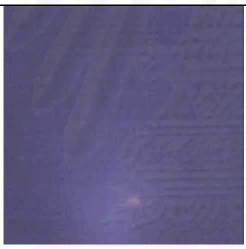
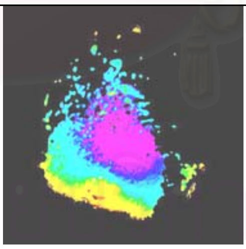
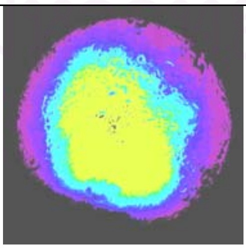
Crank angle	Flame temp distribution	Soot concentration	Crank angle	Flame temp distribution	Soot concentration
-11.0 ^{o}CA ATDC			9.0 ^{o}CA ATDC		
-7.0 ^{o}CA ATDC			13.0 ^{o}CA ATDC		
-3.0 ^{o}CA ATDC			17.0 ^{o}CA ATDC		
1.0 ^{o}CA ATDC			21.0 ^{o}CA ATDC		
5.0 ^{o}CA ATDC			25.0 ^{o}CA ATDC		

เมื่อพิจารณาการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟโดยรวมแล้วพบว่าเปลวไฟจะมีอุณหภูมิสูงที่ตำแหน่งมุมซ้ายล่างของภาพ โดยมีค่าสูงสุดที่ขอบนอก (สีแสด) และลดต่ำลงมาที่บริเวณด้านใน (สีเหลือง, สีเขียว, สีฟ้า) จนกระทั่งที่ใจกลางของห้องเผาไหม้จะมีอุณหภูมิต่ำสุด (สีน้ำเงิน) ซึ่งสอดคล้องกับภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่บันทึกได้ และเมื่อพิจารณาความหนาแน่นของเขม่า

จะสังเกตได้ว่าที่ขอบนอกจะมีความหนาแน่นเขม่าต่ำและเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ที่บริเวณด้านใน จนกระทั่งที่ใจกลางของห้องเผาไหม้จะมีความหนาแน่นเขม่าสูงสุด สาเหตุหนึ่งที่ทำให้เกิดแนวโน้มเช่นนี้อาจเกิดจากการที่ combustion chamber window ถูกเขม่าเกาะ

จากรูปที่วิเคราะห์ได้ในตารางที่ 7-10 เห็นว่าจะปรากฏเปลวไฟครั้งแรกที่ -11.5 $^{\circ}$CA เปลวไฟมีค่าอุณหภูมิเฉลี่ยสูงที่สุดที่ 6.5 $^{\circ}$CA และเห็นเปลวไฟครั้งสุดท้ายที่ 22.0 $^{\circ}$CA ดังนั้นจึงมีช่วงการเผาไหม้ 33.5 $^{\circ}$CA อัตราการเผาไหม้สูงสุดที่ 6.5 $^{\circ}$CA จากการสังเกตจุดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในการวิเคราะห์สเปรย์พบว่าเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ -16.5 $^{\circ}$CA ดังนั้นจึงมี ignition delay โดยประมาณที่ 5.0 $^{\circ}$CA

ตารางที่ 7-10 แสดงภาพการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่า เพื่อบ่งชี้สภาวะของการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ต้นแบบ

		First visible flame	Max area of 2400 K	End of visible flame
1200 rev/min 10 Nm	Average	 -11.5 $^{\circ}$CA	6.5 $^{\circ}$CA	22.0°CA
	Flame Temp.	-11.5 $^{\circ}$CA	 6.5 $^{\circ}$CA	22.0 $^{\circ}$CA
	Soot Concentration	-11.5 $^{\circ}$CA	 6.5°CA	22.0 $^{\circ}$CA

บทที่ 8

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

8.1 สรุปผลการวิจัย

จากผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI ทั้งการวิเคราะห์ข้อมูลจากความดันในกระบอกสูบ การวิเคราะห์จากภาพถ่ายในเรื่องของสเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ สามารถบอกถึงประโยชน์ที่ได้รับจากเครื่องยนต์ต้นแบบที่ได้ดัดแปลงเพื่อใช้สำหรับงานวิจัย โดยจะสรุปรายละเอียดในส่วนของความสามารถในการใช้ประโยชน์จากเครื่องยนต์ต้นแบบได้ ดังนี้

8.1.1 สามารถวิเคราะห์ผลอัตราการปล่อยความร้อน จากข้อมูลที่จากการวัดความดันในกระบอกสูบ โดยเครื่องยนต์ต้นแบบ ซึ่งสามารถบอกได้ถึง ลักษณะการเกิดการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้ ในเรื่องของอัตราการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง จุดที่เริ่มเกิดการเผาไหม้ (Start of combustion) จุดที่สิ้นสุดการเผาไหม้ (End of combustion) และช่วงระยะเวลาในการเผาไหม้ (Combustion duration)

8.1.2 สามารถบอกถึงลักษณะของสเปรย์เชื้อเพลิง จากภาพถ่ายปรากฏการณ์เกิดสเปรย์ (Spray information) ซึ่งบอกได้ถึงจุดเริ่มต้นในการฉีดเชื้อเพลิง (Start of injection) มุมของสเปรย์ (Spray angle) และระยะพุ่งของสเปรย์ (Spray penetration)

8.1.3 สามารถบอกถึงลักษณะของการเกิดการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้ จากภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้ ซึ่งบอกได้ถึงจุดเริ่มต้นในการเกิดการเผาไหม้(Start of combustion) จุดที่สิ้นสุดการเผาไหม้ (End of combustion) ช่วงระยะเวลาในการเกิดการเผาไหม้ (Combustion duration) ทิศทางในการเคลื่อนที่ของเปลวไฟในห้องเผาไหม้ และความน่าจะเป็นที่จะเกิดเปลวไฟของบริเวณต่างๆในห้องเผาไหม้

8.1.4 สามารถวิเคราะห์การแจกแจงอุณหภูมิของเปลวไฟที่เกิดขึ้นภายในห้องเผาไหม้ แต่ละบริเวณภายในห้องเผาไหม้ ที่ตำแหน่งเพลาข้อเหวี่ยงที่ทำการถ่ายภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้

8.1.5 สามารถวิเคราะห์การแจกแจงความเข้มข้นของเขม่าภายในห้องเผาไหม้ แต่ละบริเวณภายในห้องเผาไหม้ ที่ตำแหน่งมุมข้อเหวี่ยงที่ทำการถ่ายภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้

8.2 ข้อเสนอแนะ

8.2.1 เครื่องยนต์ต้นแบบนี้เหมาะสำหรับการวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้ระหว่างเชื้อเพลิงที่แตกต่างกัน หรือวิเคราะห์ความเหมาะสมของเชื้อเพลิงทางเลือก(Alternative fuel) เนื่องจากผลการวิเคราะห์ข้อมูลทั้งหมดที่วัดได้จากเครื่องยนต์ต้นแบบนี้ สามารถบอกได้ถึงคุณสมบัติของเชื้อเพลิงในเรื่องของการเผาไหม้

8.2.2 เครื่องยนต์ต้นแบบนี้เหมาะสำหรับการวิเคราะห์คุณลักษณะของระบบจ่ายเชื้อเพลิงโดยเฉพาะหัวฉีดเชื้อเพลิง (Injector)

8.2.3 ควรทำการพัฒนาเครื่องยนต์ต้นแบบ เพื่อลดการสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ในขณะที่ทำการทดสอบ ซึ่งมีทำให้ผลกระทบต่อการบันทึกผล

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รายการอ้างอิง

1. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Singapore : McGraw-Hill, 1988.
2. Rosseel, E. and Sierens, R. The Physical and the Chemical Part of the Ignition Delay in Diesel Engines. SAE paper 961123 (1996).
3. Dimitriu, D. G., Ziejewski, M. and Goettler, H. J. A Study of Energy Released During Premixed Combustion. SAE paper 932478 (1993).
4. Lyn, W. T. Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engine. IX Symposium (International) on Combustion 1962: 1069-1080.
5. Kort, R. T., Mansouri, H., Heywood, J. B. and Ekchian, A. Divided-Chamber Diesel Engine, Part II: Experimental Validation of a Predictive Cycle-Simulation and Heat Release Analysis. SAE paper 820274 (1982).
6. Brunt, M. F. J. and Platts, K. C. Calculation of Heat Release in Direct Injection Diesel Engines. SAE paper 1999-01-0187 (1999).
7. Ferguson, C. R. and Kirkpatrik, A. T. Internal Combustion Engines : Applied Thermosciences. 2nd ed. The United States of America: John Wiley & Sons, 2001.
8. Bowden, C. M., Samaga, B. S. and Lyn, W. T. Rate of Heat Release in High-Speed Indirect Injection Diesel Engines. Proceedings I. Mech. E. Vol.184 Part 3J (April 1970): 122-129.
9. Longbao, Z., Shouxin, S., Zhiyu, H., Bin, X., Yuyin, C. and Jiaolin, D. Evaluation and Study on the Heat Release Rate of Swirl Chamber Diesel Engine. SAE paper 911786 (1991).
10. Li, J., Zhou, L., Pan, K., Jiang, D. and Chae, J. Evaluation of the Thermodynamic Process of Indirect Injection Diesel Engines by the First and Second Law. SAE paper 952055 (1995).
11. Stone, R. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd ed. Great Britain: Society of Automotive Engineers, 1999.

12. พิสุทธิ์ ธนบดีภัทร์. การศึกษาเปรียบเทียบผลของการใช้ดีโซฮอล์ต่อการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ CI. วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2546.

13. Hiroyasu, H. and Arai, M. Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. SAE paper 900475 (1990).

14. Dec, J. E. A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. SAE paper 970873 (1997).

15. Wang, T. C., et al. Direct Visualization of High Pressure Diesel Spray and Engine Combustion. SAE paper 1999-01-3496 (1999).

16. AVL List GmbH. AVL Visioscope TV Operating Manual. Austria: AVL LIST GMBH, 2001.

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

18. 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).

19. Moore, C. S. and Collins, J. H., Jr. Prechamber Compression Ignition Engine Performance. N. A. C. A. report 577 (1936).

20. 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]. Available from: http://www.herc.musashi-tech.ac.jp/shudo/esd/Data/001/C85_P467.pdf

21. Fujimoto, H., Kimura, N., Ogawa, T., Kubota, H. and Senda, J. Characteristics of Combustion in an IDI Diesel Engine with a Swirl Chamber Made of Ceramics. SAE paper 920696 (1992).

22. Mohr, H. and Hentschel, W. Influence of the Starting Aid Position on Airflow, Spray Formation and Combustion in a Production IDI-Diesel Engine by High- Speed Filming via Endoscopes. SAE paper 941921 (1994).

23. Hotta, Y., Nakakita, K., Inayoshi, M., Ogawa, T., Sato, T. and Yamada, M. Combustion Improvement for Reducing Exhaust Emission in IDI Diesel Engine. SAE paper 980503 (1998).

24. Larsson, A. Optical Studies in a DI Diesel Engine. SAE paper 1999-01-3650 (1999) .

25. Senda, J., Yamashita, T., Fujimoto, H., Oura, S., and Hashimoto, Y. Combustion Phenomena in IDI Diesel Engine Detected by Optical Methods. SAE paper 1999-01-3652 (1999).

26. 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.

27. Plint, M.,and Martyr, A. Engine Testing Theory and practice. 2nd ed. Great Britain: Butterworth-Heinemann, 1999.

28. ISO 3046 Internal Combustion Engines – Performance
Part 1 - Engines for land, rail-traction and marine use - Standard reference conditions and declamations of power, fuel consumption and lubricating oil consumption.

29. 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, 4 (1989) : 673-677.

30. 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 (1990) : 199-204.

31. Ishiyama, T., Miwa, K., and Horikoshi, O. A Study on Ignition Process of Diesel Sprays. International Symposium COMODIA 94 (1991) : 337-342.

32. Ishiyama, T., Miwa, K., and Horikoshi, O. A Study on Ignition Process of Diesel Sprays. International Symposium COMODIA 94 (1991) : 337-342. Cited in Ishiyama, T., et al. Observation of Microscopic Structure of Diesel Sprays with a Nano-Spark Light Source. Trans of JSME 60-570, B (1994) : 715-721.

33. 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).

34. Larsson, A. Optical Studies in a DI Diesel Engine. SAE paper 1999-01-3650 (1999). Cited in Black, B., Hentschel, W., and Ertmer, W. Temperaturund Ruβkonzentrationsmessungen im direkt-einspritzenden Dieselmotor, Optisches Indizieren in der Motorenentwicklung-wo liegt der praktische Nutzen?. Haus der Technik, Essen (1998,October).

35. 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).

36. 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.

37. 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. Cited in Shioji, M., et al. An Analysis of Diesel Engine Flame by Picture Processing. JSME Int. Journal Series 2 32,3 (1989).

38. 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. Cited in Yamaguchi, I., et al. An Analysis of High Speed Combustion Photographs for DI Diesel Engine with High Pressure Fuel Injection. SAE paper 901577 (1990).

39. Chang, Y. J., Kobayashi, H., Matsuzawa, K., and Kamimoto, T. A Photographic Study of Soot Formation and Combustion in a Diesel Flame with a Rapid Compression Machine. [Online]. Available from : http://www.herc.musashi-tech.ac.jp/shudo/esd/Data/001/C85_P149.pdf

40. Chang, Y. J., Kobayashi, H., Matsuzawa, K., and Kamimoto, T. A Photographic Study of Soot Formation and Combustion in a Diesel Flame with a Rapid Compression Machine. [Online]. Available from : http://www.herc.musashi-tech.ac.jp/shudo/esd/Data/001/C85_P149.pdf Cited in Aoyagi, Y., Kamimoto, T., Matsui, Y., and Matsuoka, S. A Gas Sampling Study on the Formation Processes of Soot and NO in a DI Diesel Engine. SAE paper 800254 (1980).

41. Chang, Y. J., Kobayashi, H., Matsuzawa, K., and Kamimoto, T. A Photographic Study of Soot Formation and Combustion in a Diesel Flame with a Rapid Compression Machine. [Online]. Available from : http://www.herc.musashi-tech.ac.jp/shudo/esd/Data/001/C85_P149.pdf Cited in 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).

42. Chang, Y. J., Kobayashi, H., Matsuzawa, K., and Kamimoto, T. A Photographic Study of Soot Formation and Combustion in a Diesel Flame with a Rapid Compression Machine. [Online]. Available from : http://www.herc.musashi-tech.ac.jp/shudo/esd/Data/001/C85_P149.pdf Cited in Kamimoto, T., Matsuoka, S., and Miyairi, Y. Soot Oxidation Rate in the Flame in a DI Diesel Engine. ImechE C103/82 (1982) : 259.

43. Chang, Y. J., Kobayashi, H., Matsuzawa, K., and Kamimoto, T. A Photographic Study of Soot Formation and Combustion in a Diesel Flame with a Rapid Compression Machine. [Online]. Available from : http://www.herc.musashi-tech.ac.jp/shudo/esd/Data/001/C85_P149.pdf Cited in Miwa, K., Lee, S., and Ikegami, M. Development of a Diesel Spray Involving Pyrosis. JSME Pre-Print 820-3 (1982) :

44. Fujimoto, H., Oura, S., Morinaga, S., Hashimoto, Y., Yamashita, T., and Senda, J. Combustion Phenomena in IDI Diesel Engine Detected by Optical Methods. SAE paper 1999-01-3652 (1999) : 1-9.

45. Hampsom, 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 Multidimentional Modeling for Single and Split Injections. SAE paper 980524 (February 1998) : 3-4.

46. 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.

47. 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.

48. คณิต วัฒนวิเชียร และ เทอดศักดิ์ ชัยสุริยะพันธ์. Performance Deterioration and Durability of High speed IDI Engine with CPO Diesel. ในรายงานการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 18, 18-20 ตุลาคม 2547. ณ จังหวัดขอนแก่น.

49. พรรณรพี ซิงห์. การศึกษาเปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของดีโซฮอล์ในเครื่องยนต์ CI.. วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2546.

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บรรณานุกรม

1. Humsy, S.C., and Atreya, A. An Experimental Heat Release Rate Analysis of a Diesel Engine Operating under Steady State Conditions. SAE paper 970889 (1997) : 104.

2. Erqiang, X.and Hui, Z. Combustion Modeling and Cycle Simulation of Devided – Chamber Diesel Engines. [Online]. Available from : http://www.herc.musashi-tech.ac.jp/shudo/esd/Data/001/C85_P459.pdf

3. Oh, T. S., Yang, J. S., and Oh, S. Z. Study of Prediction of Four Stroke Diesel Engine Performance – Cycle Simulation Using Heat Release Model. [Online]. Available from : http://www.herc.masashi-tech.ac.jp/shudo/esd/data/001/C85_P563.pdf

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ก

โปรแกรมที่ใช้ในการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อน

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

โปรแกรมที่ใช้ในการคำนวณอัตราการปล่อยความร้อน

```
% HEAT RELEASE ANALYSIS
% k - specific heat ratio = cp/cv
% rc - compression ratio
% ca - crank angle (Radian)
% vd - displacement volume (m^3)
% vc - clearance volume (m^3)
% rl - rod length to crank radius ratio
% p - instanteneous pressure (Pa)
% v - instanteneous volume (m^3)
% r - gas constant (kJ/(kg*k))
% 1 - main chamber
% 2 - pre-chamber
% cra - degree crank angle

        rc=21.0; vp=21*10^-6; vd=pi*((0.094^2)/4)*0.090;
         rl=145.5/45; vc=vd/(rc-1); r=0.287;
 %assign specific heat ratio value
         kc = input('k compression =' );
        ke = input('k expansion =' );

        v1(1)=vc-vp; v2=vp; v(1)=vc;
         q(1)=0; dq(1)=0;
        dv1(1)=0; dp1(1)=0; q1(1)=0;; dq(1)=0;  dv2=0;  dp2(1)=0;
        p1=[];%input for p1;
        p2=[];%input for p2;
        p1=p1'*100;%bar to kPa
        p2=p2'*100;
        ica=-360;fca=359.5;res=0.5;
        cra(1)=ica;
```

```
%input from indicating system
% assign counter value
  i=2;

% start program
 for ca = ica+res:res:fca-res
             cad = (ca*(pi/180));

%Volume
            v(i) = vc + 0.5*(rc-1)*vc*(rl+1-cos(cad)-(rl^2-(sin(cad))^2)^0.5);
            v1(i) = v(i)-vp;
dv1(i)=(0.5*(rc-1)*vc*sin(cad)*(1+cos(cad)/((rl^2-(sin(cad)^2))^0.5)))*(pi/180);
            dp1(i)=(p1(i+1)-p1(i-1));
            dp2(i)=(p2(i+1)-p2(i-1));

%Specific Heat Ratio
            if dv1(i)<0
                        k=kc;
             else
                        k=ke;
            end
            dq(i)=(k/(k-1))*p1(i)*dv1(i)+(1/(k-1))*(v1(i)*dp1(i)+v2*dp2(i));
            q(i)=q(i-1)+dq(i)/2;
             cra(i) = ca;
             i=i+1;
end
plot(cra,dq);
```

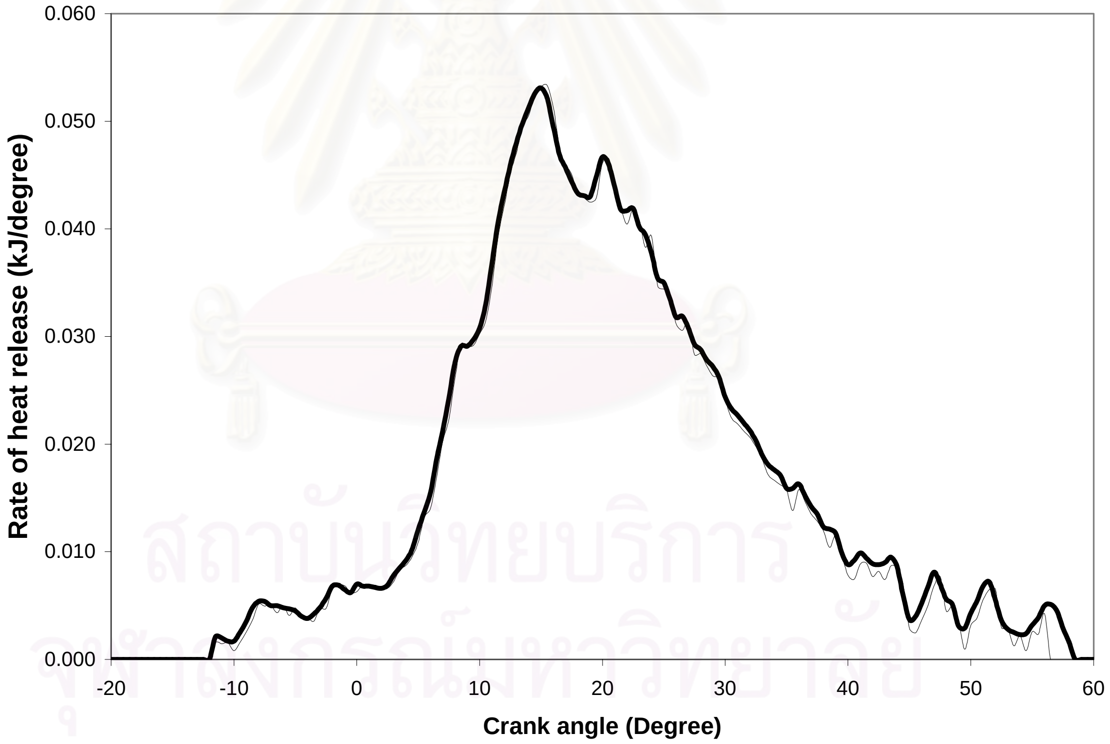
ภาคผนวก ข

การสอบเทียบโปรแกรมที่ใช้ในการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อน

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

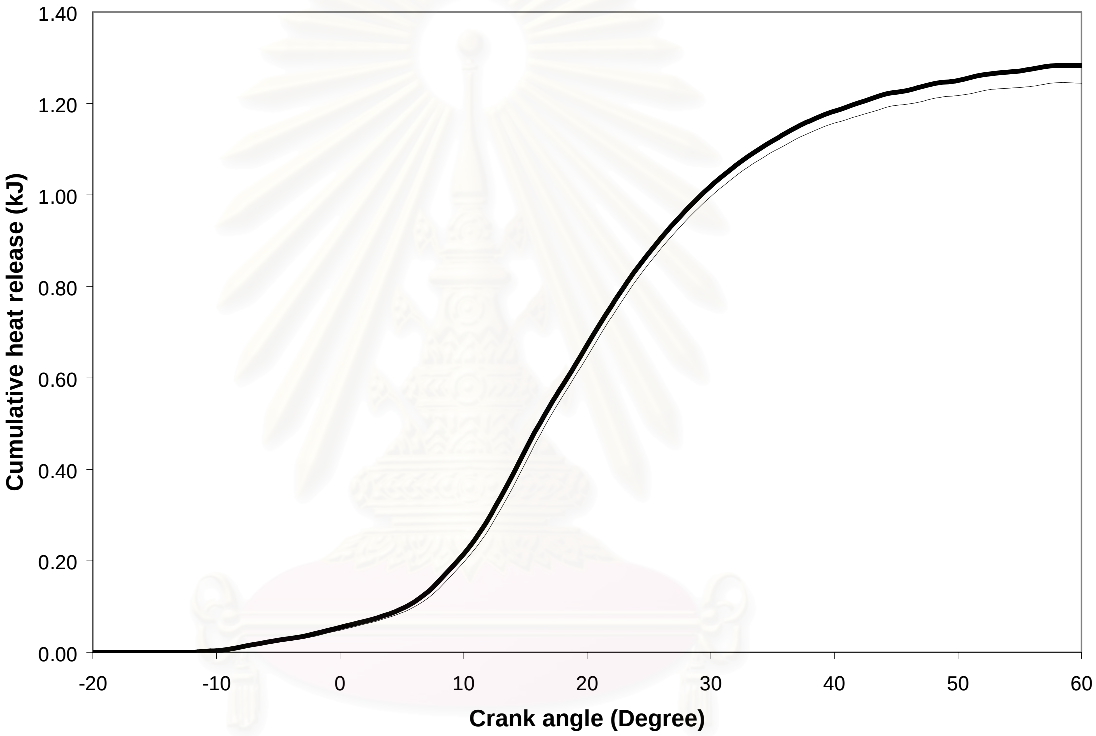
ข.1 Model calibration

ในการตรวจสอบโปรแกรมการคำนวณ จะใช้ข้อมูลที่ได้จากการทดสอบและวิเคราะห์ในงานวิจัยของพิสุทธิ์ [12] ซึ่งเป็นการทดสอบเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ยี่ห้อ Ford รุ่น WL81 โดยรันเครื่องยนต์บนไดนาโมมิเตอร์ที่สภาวะคงตัว พร้อมทำการวัดความดันใน prechamber แล้วทำการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อน ซึ่งในงานวิจัยของพิสุทธิ์ เป็นการคำนวณโดยตั้งสมมติฐานว่าทั้ง prechamber และ main chamber รวมเป็นห้องเผาไหม้เดียว จึงมีความดันเท่ากับความดันที่วัดได้จาก prechamber ส่วนในงานวิจัยนี้จะใช้ข้อมูลความดันกระบอกสูบชุดเดียวกัน มาคำนวณหาอัตราการปล่อยความร้อนด้วยโปรแกรมซึ่งเขียนโดยผู้ทำวิจัย แล้วเปรียบเทียบผลอัตราการปล่อยความร้อนที่ได้ แต่ว่าโปรแกรมที่ใช้ในงานวิจัยนี้ ต้องการข้อมูลความดันทั้งใน prechamber และ main chamber ดังนั้นในการตรวจสอบโปรแกรม จึงกำหนดให้ความดันทั้ง 2 ห้องเผาไหม้ มีค่าเท่ากับความดันที่ prechamber เช่นกัน



รูปที่ ข-1 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิของเครื่องยนต์ฟอร์ด ซึ่งทำงานที่ความเร็วรอบ 2250 rev/min ที่แรงบิด 160 Nm ซึ่งเป็นภาระสูงสุด โดยกราฟเส้นบางได้จากการคำนวณในงานของพิสุทธิ์ [12] ส่วนกราฟเส้นหนาได้จากการคำนวณโดยแบบจำลองที่เสนอในงานวิจัยนี้

รูปที่ ข-1 แสดงกราฟของอัตราการปล่อยความร้อนซึ่งได้จากการวิเคราะห์ข้อมูลความดันใน prechamber ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ยี่ห้อ Ford รุ่น WL 81 ซึ่งทำงานที่ความเร็วรอบ 2250 rev/min ที่ภาระสูงสุด โดยเป็นจุดทำงานที่เครื่องยนต์ให้แรงบิดสูงสุด ซึ่งจะมีปริมาณการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้สูงสุด โดยเส้นหนาเป็นกราฟที่ได้จากการคำนวณด้วยวิธีการที่แสดงไว้ในงานวิจัยของพิสุทธิ์ ส่วนเส้นบางเป็นกราฟที่ได้จากการคำนวณโดยวิธีที่แสดงไว้ในบทที่ 2 ซึ่งคำนวณโดยแยกเป็นข้อมูลความดันห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้หลัก ส่วนรูปที่ ข-2 แสดงการปล่อยความร้อนรวม ซึ่งเป็นผลรวมจากอัตราการปล่อยความร้อน



รูปที่ ข-2 แสดงการปล่อยความร้อนรวมของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ซึ่งทำงานที่ความเร็วรอบ 2250 rev/min ที่แรงบิด 160 Nm ซึ่งเป็นภาระสูงสุด โดยกราฟเส้นบางได้จากการคำนวณในงานของพิสุทธิ์ [12] ส่วนกราฟเส้นหนาได้จากการคำนวณโดยโปรแกรมในภาคผนวก ก

โดยในตารางที่ ข1, ข2 และ ข3 จะแสดงข้อมูลอัตราการปล่อยความร้อนเป็นตัวเลขเปรียบเทียบระหว่างข้อมูลที่ได้จากงานวิจัยของพิสุทธิ์ และข้อมูลที่ได้จากการคำนวณแบบแยกห้องเผาไหม้ จากข้อมูลในตารางที่ ข1 เป็นช่วงที่เริ่มการเผาไหม้ที่มุมเพลาข้อเหวี่ยง -11.5 CA° ถึง 0 CA° จะมีส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานระหว่างการคำนวณทั้ง 2 วิธีนี้อยู่ที่ 24.94% ตารางที่ ข2 แสดงข้อมูลในช่วง 0.5 CA°- 30.0 CA° จะมีส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานระหว่างการคำนวณทั้ง 2 วิธีนี้อยู่ที่

3.30% และตารางที่ ข3 แสดงข้อมูลในช่วง 30.5 CA° - 56 CA° จะมีส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานระหว่างการคำนวณทั้ง 2 วิธีนี้อยู่ที่ 41.19%

ในช่วงเริ่มต้นและช่วงสุดท้ายของการปล่อยความร้อนจะสังเกตได้ว่า ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานมีค่าสูงคือ 24.94% และ 41.19% ตามลำดับ เนื่องจากอัตราการปล่อยความร้อนมีค่าต่ำ แต่จากช่วงการเผาไหม้หลัก จะเห็นว่ามีส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานระหว่างผลการคำนวณ 2 แบบอยู่ที่ 3.30% ส่วนค่าการปลดปล่อยความร้อนรวมจากข้อมูลของพิสุทธิ์มีค่า 1.240 kJ ส่วนการคำนวณจากโปรแกรมในงานวิจัยนี้มีค่า 1.278 kJ จึงมีค่าต่างกันอยู่ 3.08% เป็นการพิสูจน์ว่าสามารถใช้แบบจำลองที่นำเสนอในบทที่ 2 ในการคำนวณหาอัตราการปล่อยความร้อนได้ถูกต้องในระดับที่ยอมรับได้

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ข-1 แสดงข้อมูลค่าอัตราการปล่อยความร้อนที่ได้จากการคำนวณทั้ง 2 แบบ ในช่วง -11.5 CA°- 0 CA° โดยมี standard deviation ของค่า percent difference 24.94%

Crank angle (degree)	Heat release rate (Calculated from single chamber assumption [12]) (kJ/degree)	Heat release rate (Calculated from divided chamber assumption) (kJ/degree)	Percent difference
-11.5	0.0015557	0.0021000	-34.9875
-11.0	0.0014450	0.0020000	-38.4083
-10.5	0.0015202	0.0017000	-11.8274
-10.0	0.0008182	0.0017000	-107.7706
-9.5	0.0015865	0.0025000	-57.5796
-9.0	0.0025322	0.0035000	-38.2197
-8.5	0.0036291	0.0048000	-32.2642
-8.0	0.0051111	0.0054000	-5.6524
-7.5	0.0049599	0.0054000	-8.8732
-7.0	0.0050717	0.0050000	1.4137
-6.5	0.0043330	0.0050000	-15.3935
-6.0	0.0050151	0.0048000	4.2890
-5.5	0.0040899	0.0047000	-14.9172
-5.0	0.0047816	0.0045000	5.8892
-4.5	0.0038002	0.0040000	-5.2576
-4.0	0.0038812	0.0038000	2.0921
-3.5	0.0035504	0.0042000	-18.2965
-3.0	0.0047071	0.0048000	-1.9736
-2.5	0.0047572	0.0057000	-19.8184
-2.0	0.0065743	0.0068000	-3.4331
-1.5	0.0068921	0.0069000	-0.1146
-1.0	0.0068699	0.0065000	5.3844
-0.5	0.0062103	0.0062000	0.1659
0.0	0.0062988	0.0070000	-11.1323

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ข-2 แสดงข้อมูลค่าอัตราการปล่อยความร้อนที่ได้จากการคำนวณทั้ง 2 แบบ ในช่วง 0.5 CA°- 30.0 CA° โดยมี standard deviation ของค่า percent difference 3.30%

Crank angle (degree)	Heat release rate (Calculated from single chamber assumption [12]) (kJ/degree)	Heat release rate (Calculated from divided chamber assumption) (kJ/degree)	Percent difference
0.5	0.0069008	0.0068000	1.4607
1.0	0.0067711	0.0068000	-0.4268
1.5	0.0068927	0.0067000	2.7957
2.0	0.0065918	0.0066000	-0.1244
2.5	0.0065892	0.0069000	-4.7168
3.0	0.0072110	0.0078000	-8.1681
3.5	0.0083279	0.0085000	-2.0665
4.0	0.0087206	0.0092000	-5.4973
4.5	0.0095281	0.0102000	-7.0518
5.0	0.0108470	0.0120000	-10.6297
5.5	0.0131730	0.0137000	-4.0006
6.0	0.0140450	0.0155000	-10.3596
6.5	0.0169070	0.0186000	-10.0136
7.0	0.0202230	0.0212000	-4.8311
7.5	0.0222710	0.0242000	-8.6615
8.0	0.0261510	0.0276000	-5.5409
8.5	0.0293050	0.0291000	0.6995
9.0	0.0291090	0.0291000	0.0309
9.5	0.0291740	0.0297000	-1.8030
10.0	0.0302590	0.0308000	-1.7879
10.5	0.0314610	0.0330000	-4.8918
11.0	0.0345930	0.0367000	-6.0908
11.5	0.0391410	0.0405000	-3.4721
12.0	0.0421290	0.0434000	-3.0169
12.5	0.0451010	0.0459000	-1.7716
13.0	0.0470420	0.0480000	-2.0365
13.5	0.0494540	0.0498000	-0.6996

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ข-2 (ต่อ) แสดงข้อมูลค่าอัตราการปล่อยความร้อนที่ได้จากการคำนวณทั้ง 2 แบบ ในช่วง 0.5 CA°- 30.0 CA° โดยมี standard deviation ของค่า percent difference 3.30%

Crank angle (degree)	Heat release rate (Calculated from single chamber assumption [12]) (kJ/degree)	Heat release rate (Calculated from divided chamber assumption) (kJ/degree)	Percent difference
14.0	0.0505750	0.0513000	-1.4335
14.5	0.0524670	0.0526000	-0.2535
15.0	0.0532060	0.0531000	0.1992
15.5	0.0533420	0.0522000	2.1409
16.0	0.0513160	0.0495000	3.5389
16.5	0.0475810	0.0469000	1.4312
17.0	0.0459900	0.0457000	0.6306
17.5	0.0450670	0.0444000	1.4800
18.0	0.0431320	0.0433000	-0.3895
18.5	0.0428990	0.0431000	-0.4685
19.0	0.0424890	0.0430000	-1.2027
19.5	0.0428390	0.0448000	-4.5776
20.0	0.0461350	0.0467000	-1.2247
20.5	0.0465680	0.0460000	1.2197
21.0	0.0446210	0.0439000	1.6158
21.5	0.0420740	0.0418000	0.6512
22.0	0.0404490	0.0417000	-3.0928
22.5	0.0418460	0.0419000	-0.1290
23.0	0.0408560	0.0402000	1.6056
23.5	0.0383070	0.0395000	-3.1143
24.0	0.0393360	0.0378000	3.9048
24.5	0.0346770	0.0354000	-2.0850
25.0	0.0344090	0.0350000	-1.7176
25.5	0.0339930	0.0335000	1.4503
26.0	0.0312200	0.0318000	-1.8578
26.5	0.0305750	0.0319000	-4.3336

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ข-2 (ต่อ) แสดงข้อมูลค่าอัตราการปล่อยความร้อนที่ได้จากการคำนวณทั้ง 2 แบบ ในช่วง0.5 CA°- 30 CA° โดยมี standard deviation ของค่า percent difference 3.30%

Crank angle (degree)	Heat release rate (Calculated from single chamber assumption [12]) (kJ/degree)	Heat release rate (Calculated from divided chamber assumption) (kJ/degree)	Percent difference
27.0	0.0313020	0.0308000	1.6037
27.5	0.0283330	0.0293000	-3.4130
28.0	0.0283990	0.0288000	-1.4120
28.5	0.0272540	0.0278000	-2.0034
29.0	0.0263410	0.0272000	-3.2611
29.5	0.0261180	0.0262000	-0.3140
30.0	0.0241550	0.0244000	-1.0143

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ข-3 แสดงข้อมูลค่าอัตราการปล่อยความร้อนที่ได้จากการคำนวณทั้ง 2 แบบ ในช่วง 30.5 CA° - 56 CA° โดยมี standard deviation ของค่า percent difference 41.19%

Crank angle (degree)	Heat release rate (Calculated from single chamber assumption [12]) (kJ/degree)	Heat release rate (Calculated from divided chamber assumption) (kJ/degree)	Percent difference
30.5	0.0224430	0.0233000	-3.8186
31.0	0.0219070	0.0227000	-3.6198
31.5	0.0212520	0.0220000	-3.5197
32.0	0.0206530	0.0213000	-3.1327
32.5	0.0197460	0.0203000	-2.8056
33.0	0.0186030	0.0190000	-2.1341
33.5	0.0171570	0.0181000	-5.4963
34.0	0.0166420	0.0176000	-5.7565
34.5	0.0162110	0.0171000	-5.4839
35.0	0.0157210	0.0159000	-1.1386
35.5	0.0138410	0.0159000	-14.8761
36.0	0.0157840	0.0163000	-3.2691
36.5	0.0146290	0.0152000	-3.9032
37.0	0.0135040	0.0142000	-5.1540
37.5	0.0128340	0.0135000	-5.1893
38.0	0.0119440	0.0123000	-2.9806
38.5	0.0104120	0.0121000	-16.2121
39.0	0.0115580	0.0117000	-1.2286
39.5	0.0096654	0.0099000	-2.4272
40.0	0.0078359	0.0088000	-12.3036
40.5	0.0074481	0.0092000	-23.5214
41.0	0.0088660	0.0099000	-11.6625
41.5	0.0089358	0.0094000	-5.1948
42.0	0.0077170	0.0089000	-15.3298
42.5	0.0081798	0.0088000	-7.5821
43.0	0.0074317	0.0090000	-21.1028
43.5	0.0086895	0.0095000	-9.3273

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ข-3 (ต่อ) แสดงข้อมูลค่าอัตราการปล่อยความร้อนที่ได้จากการคำนวณทั้ง 2 แบบ ในช่วง 30.5 CA°- 56.0 CA° โดยมี standard deviation ของค่า percent difference 41.19%

Crank angle (degree)	Heat release rate (Calculated from single chamber assumption [12]) (kJ/degree)	Heat release rate (Calculated from divided chamber assumption) (kJ/degree)	Percent difference
44.0	0.0084194	0.0086000	-2.1450
44.5	0.0069010	0.0059000	14.5051
45.0	0.0028907	0.0037000	-27.9967
45.5	0.0024642	0.0040000	-62.3245
46.0	0.0036350	0.0052000	-43.0536
46.5	0.0049560	0.0067000	-35.1897
47.0	0.0068169	0.0081000	-18.8223
47.5	0.0076850	0.0070000	8.9135
48.0	0.0045132	0.0056000	-24.0805
48.5	0.0049707	0.0051000	-2.6012
49.0	0.0035326	0.0031000	12.2459
49.5	0.0009470	0.0029000	-206.2302
50.0	0.0031641	0.0043000	-35.8996
50.5	0.0038246	0.0054000	-41.1912
51.0	0.0055554	0.0068000	-22.4034
51.5	0.0064848	0.0072000	-11.0289
52.0	0.0065140	0.0055000	15.5665
52.5	0.0029634	0.0036000	-21.4821
53.0	0.0028607	0.0028000	2.1219
53.5	0.0012580	0.0025000	-98.7281
54.0	0.0022118	0.0023000	-3.9877
54.5	0.0008113	0.0024000	-195.8361
55.0	0.0025794	0.0032000	-24.0599
55.5	0.0023533	0.0039000	-65.7247
56.0	0.0042386	0.0050000	-17.9635

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายวิรุตติ์ เกื้อกิตติวงศ์ เกิดเมื่อวันที่ 28 เดือน กันยายน พุทธศักราช 2522 ที่อำเภอเมือง จังหวัดบุรีรัมย์ สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีเมื่อปีการศึกษา 2544 เข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยเมื่อปีการศึกษา 2544

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย