

การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล
และเชื้อเพลิงดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ลวงหน้า



นายสุพิชฌ์ ไตรภพภูมิ

สถาบันวิทยบริการ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

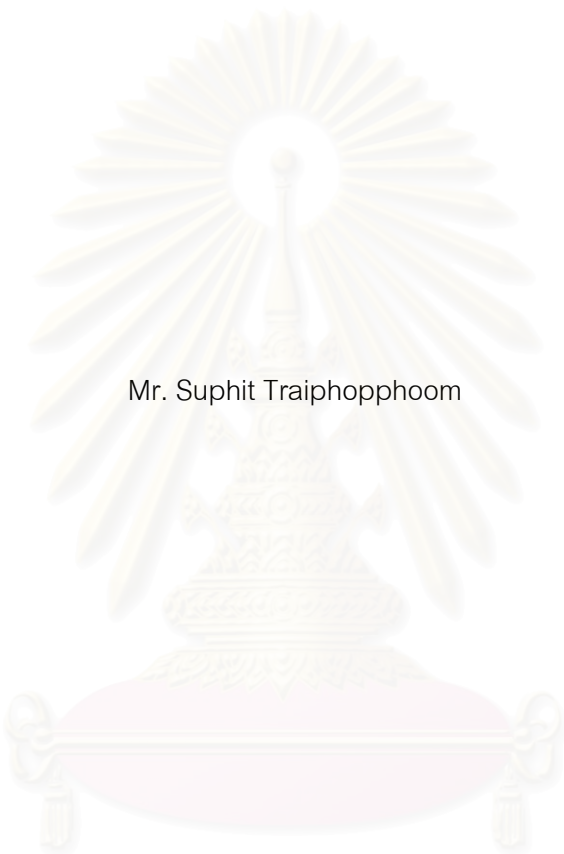
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2548

ISBN 974-53-2660-7

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A COMPARATIVE ANALYSIS OF ENGINE COMBUSTION AND PERFORMANCE OF
A CI I.D.I DIESEL ENGINE FUELED WITH CRUDE PALM DIESEL AND DIESEL



Mr. Suphit Traiphopphoom

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2005

ISBN 974-53-2660-7

นายสุพิชฌ์ ไตรภพภูมิ : การวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของ
เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า.
(A COMPARATIVE ANALYSIS OF ENGINE COMBUSTION AND PERFORMANCE
OF A CI I.D.I DIESEL ENGINE FUELED WITH CRUDE PALM DIESEL AND
DIESEL) อ. ที่ปรึกษา : ผศ.ดร.คณิต วัฒนวิเชียร, 421 หน้า. ISBN 974-53-2660-7

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเปรียบเทียบผลของการใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล (น้ำมันปาล์มดิบ 10 % ผสม น้ำมันดีเซล 90 % โดยปริมาตร) ต่อการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบมีอากาศหมุน โดยทดสอบกับเครื่องยนต์ Ford Ranger รุ่น WL81 ขนาด 2.499 ลิตร โดยแบ่งงานออกเป็น 4 ส่วน คือส่วนแรก การหาสมรรถนะของเครื่องยนต์ ส่วนที่สองคือ การวิเคราะห์ผลจากการวัดข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด แล้ววิเคราะห์อัตราการฉีดเชื้อเพลิง, อัตราการปล่อยความร้อน, การปล่อยความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ ส่วนที่สาม คือ การศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ของสเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบมีอากาศหมุนจากภาพถ่ายด้วยระบบ Engine Visioscope ซึ่งการศึกษานี้แสดงให้เห็นรายละเอียดครอบคลุมปรากฏการณ์ของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซล การติดและการลามของเปลวไฟ ตลอดจนการวิเคราะห์ผลของภาพถ่ายในรูปการแจกแจงความน่าจะเป็นของปรากฏการณ์เปลวไฟ การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและการแจกแจงความเข้มข้นของเขม่าด้วย วิธี Two-color Method และส่วนสุดท้ายคือ การเปรียบเทียบผลการศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้กับผลการวิเคราะห์การปลดปล่อยความร้อนที่คำนวณได้จากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

จากผลการศึกษาพบว่าการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลให้แรงบิดและกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเล็กน้อย เนื่องจากมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากกว่าดีเซล แต่ประสิทธิภาพต่ำกว่าดีเซลตลอดทุกช่วงภาระ โดยที่ความเร็วรอบต่ำอุณหภูมิไอเสียของปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซลเล็กน้อย และความแตกต่างนี้จะมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดของปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซลเล็กน้อย แต่อัตราการปล่อยความร้อนและสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ต่ำกว่าดีเซล ในส่วนของการศึกษาภาพถ่ายภายในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าพบว่าสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีระยะพุ่งสเปรย์ยาวกว่าและมุมสเปรย์กว้างกว่าดีเซลเล็กน้อย องศาการฉีดปาล์มดิบดีเซลจะฉีดก่อนดีเซลเล็กน้อย โดยในช่วงความเร็วรอบต่ำจะมีช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดยาวกว่าดีเซล แต่มีแนวโน้มใกล้เคียงกันเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ขณะที่ช่วงเวลาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสองจะใกล้เคียงกัน ซึ่งจากการวิเคราะห์ด้วย Two-color Method พบว่าปาล์มดิบดีเซลให้อุณหภูมิเปลวไฟต่ำกว่าดีเซล แต่มีการแจกแจงความเข้มข้นของเขม่าใกล้เคียงกัน โดยปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่สังเกตได้จากการวิเคราะห์ภาพถ่ายนี้เป็นไปในทิศทางสอดคล้องกับอัตราการปล่อยความร้อนที่วิเคราะห์จากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ ซึ่งพฤติกรรมของการเผาไหม้ทั้งสองเชื้อเพลิงไม่มีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญ จึงอาจสรุปได้ว่าเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลสามารถนำมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าได้

ภาควิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อนิสิต.....*สุพิชฌ์ ไตรภพภูมิ*
สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา.....*คณิต วัฒนวิเชียร*
ปีการศึกษา.....2548.....

4570610921 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEY WORD: IDI ENGINE / CRUDE PALM DIESEL / HEAT RELEASE / COMBUSTION VISUALIZATION / SPRAY PHENOMENA / COMBUSTION PHENOMENA / TWO-COLOR METHOD / FLAME TEMPERATURE

SUPHIT TRAIPOPHOOM : A COMPARATIVE ANALYSIS OF ENGINE COMBUSTION AND PERFORMANCE OF A CI I.D.I DIESEL ENGINE FUELED WITH CRUDE PALM DIESEL AND DIESEL. THESIS ADVISOR : ASST. PROF. KANIT WATTANAVICHIEEN, Ph.D., 421 pp.
ISBN 974-53-2660-7.

This thesis aims to investigate comparative results of using crude palm diesel (10% crude palm oil blend with 90% diesel by volume) and diesel fuel on engine combustion and performance of a CI IDI swirl chamber engine. The experiments, conducted on a Ford Ranger WL81 2.499 litre engine, were composed of 4 parts. First, to determine engine performance. Second, to measure in-cylinder pressure and fuel injection line pressure and analyze fuel injection rate, rate of heat release, net heat release and mass fraction burned. Third, to investigate spray combustion images of both fuels in the swirl chamber by means of engine visioscope. Results show details phenomena of spray, ignition of spray, flame propagation and probability distribution of combustion phenomena. Two-color method were employed to evaluate, flame temperature and distribution of soot in flame. And finally, to compare results of visualized combustion phenomena with heat release that estimated from in-cylinder pressure information.

The results showed that the crude palm diesel gave slightly higher maximum torque and power than diesel because of its higher fuel consumption, but gave lower fuel conversion efficiency than diesel fuel over its operating range. At low engine speed range, the exhaust temperature of crude palm diesel was slightly higher than diesel. However, larger different had been observed when engine speed were increased. The maximum in-cylinder pressure of crude palm diesel was slightly higher than diesel, but the heat released rate and mass fraction burned were lower. Images of spray and spray combustion phenomena in swirl chamber revealed that crude palm diesel had longer spray penetration and wider spray angle than diesel. At low engine speed, the advance of crude palm diesel injection timing results in longer ignition delay period, but the ignition delay period became closer to diesel as engine speed were increased. However, comparable burning period had been observed. Results of Two-color method found that crude palm diesel combustion phenomena produced lower flame temperature than diesel fuel but similar soot in flame concentration as diesel. The development trend of combustion phenomena observed from captured combustion images agreed well with the heat release information obtained from in-cylinder pressure data. As the differences found from the results were not significant, It can be concluded that the crude palm diesel can be used in CI IDI diesel engines.

Department... Mechanical Engineering..... Student's Signature... *Suphit Traiphoom*.....

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

Academic year 2005.....

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. คณิต วัฒนวิเชียร อาจารย์ที่ปรึกษาเป็นอย่างสูงที่กรุณาให้คำแนะนำ ช่วยเหลือและร่วมติดตามการทดสอบอย่างใกล้ชิดในทุกขั้นตอน ทำให้วิทยานิพนธ์สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบคุณ คุณมนตรี สี่พยัคฆ์, คุณกริชชัย คชพลายุกต์, คุณสุวัช คำแฝด, คุณจักรกฤษณ์ ตั้งรัตนโสภณ, คุณพงศธร บวรสิน, คุณวาทีต ตั้งพิสิฐโยธิน และ Mr. Phan Minh Duc ที่ได้ให้ความช่วยเหลือในด้านการติดตั้งเครื่องยนต์, การทดสอบ, การเก็บข้อมูล และในส่วนบุคคลย่อยอื่นๆ ขอขอบพระคุณครู เสวย เกตุนาค และ คุณณอม อุดม ที่ได้ให้ความช่วยเหลือและอำนวยความสะดวกในการใช้ห้องปฏิบัติการ ขอขอบคุณเจ้าหน้าที่ห้องปฏิบัติการที่ให้ความช่วยเหลือและให้คำปรึกษาทางด้านเทคนิคต่างๆ เกี่ยวกับเครื่องยนต์ รวมถึงเพื่อนนิสิตปริญญาโท, รุ่นพี่ที่สำเร็จการศึกษาแล้ว และรุ่นน้องที่น่ารักทุกท่านที่ให้คำปรึกษาและเป็นกำลังใจในระหว่างการทำวิทยานิพนธ์ และขอขอบคุณบุคคลท่านอื่นๆ ที่มีส่วนเกี่ยวข้องซึ่งอาจไม่ได้เอ่ยนามมา ณ ที่นี้

ท้ายสุดนี้ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ และพี่น้องอันเป็นที่รัก ที่ให้การสนับสนุนทำให้ผู้วิจัยได้มีโอกาสในการศึกษา ให้กำลังใจและคำปรึกษาเสมอมาจนผู้วิจัยสำเร็จการศึกษา

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	จ
กิตติกรรมประกาศ	ฉ
สารบัญ	ช
สารบัญตาราง	ฐ
สารบัญภาพ	ต
สารบัญคำย่อและสัญลักษณ์	ร
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและความเป็นมาของวิทยานิพนธ์	1
1.2 วัตถุประสงค์	2
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์	2
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
บทที่ 2 ทฤษฎีเครื่องยนต์ดีเซลและการเผาไหม้	4
2.1 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI	4
2.1.1 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection or DI Systems)	5
2.1.2 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect Injection or IDI Systems)	5
2.2 แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI	6
2.2.1 การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI	7
2.2.1.1 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู	7
2.2.1.2 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber	9
2.3 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์	11
2.4 แผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด	12
2.5 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้	16
2.6 การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้	22

บทที่ 3 ทฤษฎีเกี่ยวกับ Visualization	24
3.1 แบบจำลองเชิงปรากฏการณ์สำหรับการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI	24
3.1.1 การศึกษาภาพถ่ายการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI	24
3.1.2 การศึกษาโครงสร้างของดีเซลสเปรย์.....	26
3.1.2.1 โครงสร้างสเปรย์ทั้งหมด	26
3.1.2.2 การแตกตัวเป็นละออง.....	29
3.1.2.3 Spray Penetration.....	34
3.1.2.4 การระเหยของสเปรย์.....	37
3.1.2.5 การกระจายของขนาดหยดเชื้อเพลิง	40
3.1.2.6 กระบวนการจุดระเบิดของสเปรย์ดีเซล	43
3.1.3 การวิเคราะห์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลโดยวิธีการถ่ายภาพ	49
บทที่ 4 ทฤษฎี Two-Color Method	71
4.1 การวัดอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นของเขม่าโดย Two-color method	71
4.1.1 นิยามของอุณหภูมิเปลวไฟ.....	71
4.1.2 การคำนวณการแจกแจงอุณหภูมิและความเข้มข้นของเขม่า	72
4.1.2.1 คุณลักษณะทางสเปกตรัมของวัตถุที่แผ่รังสีทางความร้อน	72
4.1.2.2 แบบจำลองของเปลวไฟดีเซลที่เกิดเขม่า.....	74
4.1.2.3 การคำนวณอุณหภูมิเปลวไฟ	75
4.1.3 ปัจจัยสำคัญของการวิเคราะห์โดย Two-color Method	78
บทที่ 5 ทฤษฎีเชื้อเพลิงดีเซลกับน้ำมันปาล์มและทบทวนวรรณกรรม	79
5.1 คุณสมบัติของเชื้อเพลิงดีเซล	79
5.1.1 เลขซีเทน(Cetane Number).....	79
5.1.2 ค่าการระเหย(Volatility)	79
5.1.3 ความหนาแน่น(Density).....	81
5.1.4 ความหนืด(Viscosity).....	81
5.1.5 คุณสมบัติการหล่อลื่น(Lubricity).....	82

บทที่ 5 ทฤษฎีเชื้อเพลิงดีเซลกับน้ำมันปาล์มและทบทวนวรรณกรรม (ต่อ)	
5.1.6 คุณสมบัติที่อุณหภูมิต่ำของเชื้อเพลิงดีเซล	82
5.1.7 เสถียรภาพของเชื้อเพลิงดีเซล	82
5.1.8 ปริมาณซัลเฟอร์(Sulphur Content)	83
5.1.9 ปริมาณอะโรมาติก(Aromatic Content)	83
5.1.10 ปริมาณน้ำและตะกอน(Water and Sediment Content)	84
5.1.11 จุดวาบไฟ(Flash Point)	84
5.2 น้ำมันพืช.....	84
5.2.1 น้ำมันปาล์ม.....	85
5.2.2 การเก็บรักษาน้ำมันปาล์มดิบ	87
(ก) ปฏิกริยาไฮโดรลิซิส (Hydrolysis)	87
(ข) ปฏิกริยาออกซิเดชัน (Oxydation).....	88
5.3 ทบทวนวรรณกรรม	89
5.3.1 งานวิจัยศึกษาวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์.....	89
5.3.2 งานวิจัยศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ในประเทศไทย	91
5.3.3 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำน้ำมันพืชมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซล	98
บทที่ 6 อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย	103
6.1 เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ	103
6.2 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะและวัดข้อมูลในห้องเผาไหม้.....	104
6.2.1 ไดนาโมมิเตอร์และแผงควบคุม	104
6.2.2 อุปกรณ์ที่ใช้วัดอัตราการสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิง	105
6.2.3 อุปกรณ์ที่ใช้วัดอัตราการไหลของอากาศ.....	106
6.2.4 อุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ	107
6.2.5 การวัดอุณหภูมิที่ท่อร่วมไอดีและท่อร่วมเชื้อเพลิง	108
6.2.6 การวัดอุณหภูมิที่ถังอากาศ.....	108
6.2.7 การแสดงผลอุณหภูมิที่วัดได้ในท่อร่วมไอดี,ท่อเชื้อเพลิงและถังอากาศ... ..	108
6.2.8 การวัดอุณหภูมิไอเสีย	108
6.2.9 การวัดอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของน้ำหล่อเย็น	108

บทที่ 6 อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย (ต่อ)

6.2.10 การวัดอุณหภูมิน้ำมันเครื่องและความดันน้ำมันเครื่อง	108
6.2.11 การแสดงผลของอุณหภูมิไอเสีย, อุณหภูมิขาเข้าและออกของน้ำหล่อเย็น , อุณหภูมิน้ำมันเครื่อง และความดันน้ำมันเครื่อง.....	109
6.2.12 การวัดความดันไอเสีย.....	109
6.2.13 ระบบการวัดข้อมูล Indicating ภายในห้องเผาไหม้.....	109
6.2.13.1 Data acquisition and processing system	109
6.2.13.2 Shaft Encoder	110
6.2.13.3 ความดันในห้องเผาไหม้.....	110
6.2.13.4 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด (Fuel line pressure)	111
6.2.13.5 Charge Amplifier	112
6.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทำ Visualization	113
6.3.1 ไดนาโมมิเตอร์และแผงควบคุม	113
6.3.2 CCD Camera	115
6.3.3 Endoscope และ Combustion chamber window.....	115
6.3.4 Light Unit และ Lighting Set.....	116
6.3.5 Strobe Flash Gun	117
6.3.6 Crank Angle Encoder	117
6.3.7 เครื่องอัดอากาศ(Air Compressor) และ ระบบกรองอากาศ(Filter Unit)	119
6.3.8 คันเร่งแบบนิวเมติกส์ (Pneumatic Actuator).....	120
6.3.9 Cooling Water Tank	120
6.3.10 Personal Computer และ VisioScope Software	121
6.4 แผนผังโดยรวมของอุปกรณ์ต่างๆในห้องทดสอบ	122
6.4.1 แผนผังการจัดวางอุปกรณ์.....	122
6.4.2 แผนผังการต่อระบบการถ่ายภาพ.....	123
6.5 เชื้อเพลิงทดสอบ.....	123
6.5.1 เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิง (Based Diesel).....	123
6.5.2 เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล(Crude Palm Oil Diesel)	124
6.5.3 คุณสมบัติของเชื้อเพลิงทดสอบ.....	124

บทที่ 6 อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย (ต่อ)	
6.6 วิธีดำเนินการวิจัย.....	125
6.6.1 การทำ Performance Map	125
6.6.2 การวัดความดันในห้องเผาไหม้	126
6.6.2.1 การทดสอบ	126
6.6.2.2 การวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อน..	127
6.6.3 การถ่ายภาพในห้องเผาไหม้	127
6.6.3.1 การปรับเทียบขนาดทางพื้นที่	127
6.6.3.2 การทดสอบ	128
6.6.3.2 การประมวลผลจากภาพถ่าย (Image-Processing).....	129
(ก) ปราบปรามการเกิดสเปร์ย์	129
(ข) การวิเคราะห์ลักษณะปรากฏการณ์การเกิดสเปร์ย์	129
(ค) ปราบปรามการเผาไหม้	130
(ง) การวิเคราะห์สภาวะของการเผาไหม้	130
(จ) การวิเคราะห์การแจกแจงความน่าจะเป็นที่จะเกิดเปลวไฟ	131
(ฉ) การวิเคราะห์อุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นของเขม่า	131
6.6.4 การวิเคราะห์ความเชื่อมโยงระหว่างภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ และ อัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้	132
บทที่ 7 ผลการทดสอบสมรรถนะและการวัดข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้	133
7.1 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์.....	133
7.2 ผลการวัดความดันในห้องเผาไหม้.....	141
บทที่ 8 ผลการถ่ายภาพปรากฏการณ์เผาไหม้	166
8.1 สเปร์ย์เชื้อเพลิง.....	166
8.2 ปรากฏการณ์การเผาไหม้และการแจกแจงความน่าจะเป็น	189
8.3 การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่า	219
8.4 ความสัมพันธ์ระหว่างปรากฏการณ์การเผาไหม้กับการปล่อยความร้อนจากเชื้อเพลิง, อัตราการปล่อยความร้อน และสัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้	302

บทที่ 9 อภิปรายผลการวิจัย สรุปผล และข้อเสนอแนะ	321
9.1 อภิปรายผลการวิจัย	321
9.1.1 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์.....	321
9.1.2 ผลจากการวัดข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้	322
9.1.3 ผลจากการศึกษาภาพถ่ายปรากฏการณ์เผาไหม้.....	323
9.1.4 การวิเคราะห์ความสัมพันธ์ระหว่างภาพถ่ายปรากฏการณ์การเผาไหม้กับ อัตราการปล่อยความร้อน,การปล่อยความร้อนสุทธิและสัดส่วนโดยมวล เชื้อเพลิงที่เผาไหม้	326
9.2 สรุปผลการวิจัย.....	327
9.3 ข้อเสนอแนะ.....	329
รายการอ้างอิง	330
บรรณานุกรม	336
ภาคผนวก	337
ภาคผนวก ก มาตรฐาน ISO 2046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบเครื่องยนต์	338
ภาคผนวก ข การวัดอัตราการไหลของอากาศ	354
ภาคผนวก ค ข้อมูลผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์และผลการเก็บข้อมูลความดันใน ห้องเผาไหม้โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล	358
ภาคผนวก ง ข้อมูลการตั้งค่าการถ่ายภาพที่จุดทำงานต่างๆ	367
ภาคผนวก จ ข้อมูลการประมวลผลภาพถ่ายด้วยโปรแกรม AVL VisioScope	380
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์	421

สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
3-1 แสดงการแปลความหมายรูปถ่ายสีจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI	25
5-1 คุณลักษณะของน้ำมันปาล์มดิบ	86
5-2 ปริมาณกรดไขมันอิสระในการเก็บรักษาน้ำมันปาล์มที่อุณหภูมิและความชื้นที่ต่างกัน ...	88
6-1 รายละเอียดของเครื่องยนต์ทดสอบ.....	103
6-2 รายละเอียดของระบบฉีดเชื้อเพลิง	103
6-3 ข้อมูลทางเทคนิคของ Endoscope ขนาด M10.....	116
6-4 ข้อมูลทางเทคนิคของ light unit.....	117
6-5 ข้อมูลทางเทคนิคของ crank angle encoder	118
6-6 รายละเอียดของเครื่องอัดอากาศ	119
6-7 ข้อมูลทางเทคนิคของ Personal Computer.....	121
6-8 แสดงการเปรียบเทียบคุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมี ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิง กับเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล	124
6-9 จุดทำงาน 6 จุด ที่ใช้ในการวัดความดันในห้องเผาไหม้	126
7-1 ผลเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของดีเซลและปาล์มดิบดีเซล.....	135
7-2 ผลเปรียบเทียบแรงบิดเบรกแก้ไขและกำลังของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ภาระสูงสุด.....	136
7-3 ผลเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ภาระสูงสุด.....	137
7-4 ผลเปรียบเทียบประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลและ ปาล์มดิบดีเซล ที่ภาระสูงสุด	139
7-5 ผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล.....	161
7-6 ผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล	162
7-7 ผลการเปรียบเทียบระหว่างการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลกับดีเซล.....	164
8-1ก ลักษณะของสเปร์ยเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบ เดินเบา.....	167
8-1ข ลักษณะของสเปร์ยเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.	168

ตาราง	หน้า
8-1ค ลักษณะของสเปร์ยเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.	169
8-1ง ลักษณะของสเปร์ยเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.	170
8-1จ ลักษณะของสเปร์ยเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.	171
8-1ฉ ลักษณะของสเปร์ยเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.	172
8-2 การเปรียบเทียบพัฒนาของสเปร์ยเชื้อเพลิงดีเซลในแต่ละจุดทำงาน.....	174
8-3 การเปรียบเทียบพัฒนาของสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลในแต่ละจุดทำงาน.....	176
8-4 สรุประยะพุ่งสูงสุดและมุมของสเปร์ยสูงสุดที่แต่ละจุดทำงาน.....	188
8-5 ภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลในแต่ละจุดทำงาน.....	190
8-6 ภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลในแต่ละจุดทำงาน.....	191
8-7ก การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็นที่รอบเดินเบา.....	192
8-7ข การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็นที่ 1000 rpm, 30 Nm..	193
8-7ค การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็นที่ 2000 rpm, 30 Nm	194
8-7ง การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็นที่ 2000 rpm, 50 Nm	195
8-7จ การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็นที่ 2250 rpm, 20 Nm	196
8-7ฉ การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็นที่ 2750 rpm, 20 Nm	197
8-8ก การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลและการแจกแจงความ น่าจะเป็นที่รอบเดินเบา.....	198
8-8ข การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลและการแจกแจงความ น่าจะเป็นที่ 1000 rpm, 30 Nm.....	199

ตาราง	หน้า
8-8ค การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลและการแจกแจงความ น่าจะเป็นที่ 2000 rpm, 30 Nm.....	200
8-8ง การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลและการแจกแจงความ น่าจะเป็นที่ 2000 rpm, 50 Nm.....	201
8-8จ การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลและการแจกแจงความ น่าจะเป็นที่ 2250 rpm, 20 Nm.....	202
8-8ฉ การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลและการแจกแจงความ น่าจะเป็นที่ 2750 rpm, 20 Nm.....	203
8-9 ก สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่รอบเดินเบา.....	205
8-9 ข สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 1000 rpm, 30 Nm.....	206
8-9 ค สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 2000 rpm, 30 Nm.....	207
8-9 ง สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 2000 rpm, 50 Nm.....	208
8-9 จ สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 2250 rpm, 20 Nm.....	209
8-9 ฉ สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 2750 rpm, 20 Nm.....	210
8-10ก สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลที่มีความน่าจะเป็น ในช่วง 75-100% ที่รอบเดินเบา.....	211
8-10ข สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลที่มีความน่าจะเป็น ในช่วง 75-100% ที่ 1000 rpm, 30 Nm.....	212
8-10ค สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลที่มีความน่าจะเป็น ในช่วง 75-100% ที่ 2000 rpm, 30 Nm.....	213
8-10ง สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลที่มีความน่าจะเป็น ในช่วง 75-100% ที่ 2000 rpm, 50 Nm.....	214

ตาราง	หน้า
8-10จ สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 2250 rpm, 20 Nm.....	215
8-10ฉ สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 2750 rpm, 20 Nm.....	216
8-11ก การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่รอบเดินเบา	220
8-11ข การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่ 1000 rpm, 30 Nm.....	222
8-11ค การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่ 2000 rpm, 30 Nm.	224
8-11ง การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่ 2000 rpm, 50 Nm.	226
8-11จ การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่ 2250 rpm, 20 Nm.....	228
8-11ฉ การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่ 2750 rpm, 20 Nm.....	230
8-12ก ภาพการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและ ความเข้มข้นเขม่าที่รอบเดินเบา.....	232
8-12ข ภาพการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและ ความเข้มข้นเขม่าที่ 1000 rpm, 30 Nm.....	233
8-12ค ภาพการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและ ความเข้มข้นเขม่าที่ 2000 rpm, 30 Nm.....	234
8-12ง ภาพการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและ ความเข้มข้นเขม่าที่ 2000 rpm, 50 Nm.....	235
8-12จ ภาพการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและ ความเข้มข้นเขม่าที่ 2250 rpm, 20 Nm.....	236
8-12ฉ ภาพการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและ ความเข้มข้นเขม่าที่ 2750 rpm, 20 Nm.....	237
8-13 สรุปผลการเปรียบเทียบตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงต่างๆของเปลวไฟ และช่วงการเผาไหม้ของปาล์มดิบดีเซลเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล	251
8-14 สรุปผลการเปรียบเทียบจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ได้จากกราฟวิเคราะห์ภาพปรากฏการณ์กับอัตราการปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่แต่ละจุดทดสอบ.....	320
n-1 Numerical values for power adjustment.....	350

ตาราง	หน้า
ข-1 แสดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของออร์บิทัลโดยประมาณที่อัตราความเร็วต่างๆ.....	355
ค-1ก ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm..	359
ค-1ข ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm	359
ค-2ก ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm..	360
ค-2ข ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm	360
ค-3ก ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล ที่ความเร็วรอบ 2000 rpm..	361
ค-3ข ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ที่ความเร็วรอบ 2000 rpm	361
ค-4ก ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล ที่ความเร็วรอบ 2500 rpm..	362
ค-4ข ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ที่ความเร็วรอบ 2500 rpm	362
ค-5ก ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล ที่ความเร็วรอบ 3030 rpm..	363
ค-5ข ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ที่ความเร็วรอบ 3030 rpm	363
ค-6ก ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล ที่ความเร็วรอบ 3500 rpm..	364
ค-6ข ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ที่ความเร็วรอบ 3500 rpm	364
ค-7ก ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล ที่ความเร็วรอบ 4000 rpm..	365
ค-7ข ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ที่ความเร็วรอบ 4000 rpm	365
ค-8ก ผลการเก็บข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล แต่ละจุดทดสอบ	366
ค-8ข ผลการเก็บข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล แต่ละจุดทดสอบ	366

สารบัญภาพ

ภาพประกอบ	หน้า
2-1 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง	5
2-2 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมชนิด swirl chamber	6
2-3 แสดงผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรงโดยทั่วไป	7
2-4 แสดงข้อมูลของความดันในกระบอกสูบ (p) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (injector needle lift, l_n) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง (p_f) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI	8
2-5 แสดงค่าความดันในกระบอกสูบ (p), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง (\dot{m}_f) และอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (\dot{Q}_n) จากเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรง ที่ความเร็วรอบ 1000 rev/min, Brake mean effective pressure 620 kPa	9
2-6 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ	10
2-7 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซล ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง	12
2-8 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง แบบ M	13
2-9 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม แบบห้องเผาไหม้ก่อนแบบไหลวน	14
2-10 แผนภูมิแสดงปัจจัยที่เพิ่มประสิทธิภาพบ่งชี้ของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิง โดยตรงเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ ก่อนไหลวนซึ่งเป็นฟังก์ชันของ อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงหรือภาวะ	15
2-11 แสดงขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้ สำหรับวิเคราะห์การปล่อยความร้อน	16
2-12 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI	17
2-13 อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิสำหรับเครื่องยนต์ CI แบบ Indirect Injection ที่ภาวะ คงที่ ($0.29 \leq \phi \leq 0.32$) รูป(a) หน่วย kW, รูป(b) หน่วย J/degree	20
2-14 อัตราการปล่อยความร้อนรวมที่คำนวณได้ใน IDI swirl-chamber diesel ที่ engine full load 1. คือที่ห้องเผาไหม้หลัก และ 2. คือที่ห้องเผาไหม้ล่วงหน้า	20
3-1 แสดงภาพถ่ายจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม	25
3-2 แผนผังสเปร์ย์เชื้อเพลิงดีเซลที่ได้นิยามตัวแปรหลักๆ	27

ภาพประกอบ	หน้า
3-3 ภาพร่างขอบเขตไอรอบนอกของสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลจากภาพถ่ายแบบ shadow graph ความเร็วสูง 12 รูปของเครื่องอัดความเร็วสูง ซึ่งแสดงถึงการกระทำต่อกันของสเปรย์ที่กำลังระเหย กับผนังทรงกระบอกของห้องเผาไหม้ ความดันในการฉีด 60 MPa เวลาระหว่างรูป 0.14 ms.....	28
3-4 แผนผังของสเปรย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดในแนวรัศมีออกจากแกนห้องเผาไหม้เข้าสู่อากาศหมุน ระบุรูปร่างของการกระจายอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิง/อากาศ (ϕ) ภายใน jet	28
3-5 ภาพถ่ายแสดงปรากฏการณ์เริ่มต้นและสภาวะคงตัว (ขวาล่าง) ของสเปรย์เหลวความดันสูง เวลาระหว่างรูป 2.1 μ s ของเหลว : น้ำ แก๊สไนโตรเจนที่ 1380 kPa โดยมี Δp คร่อมหัวฉีด 11 MPa เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด 0.34 mm.....	29
3-6 แสดงผลของความเร็วการฉีดที่มีต่อ break-up length	31
3-7 แสดงโครงสร้างภายในของสเปรย์แบบ Incomplete และ complete.....	31
3-8 แสดงผลของขนาดรูหัวฉีดที่มีต่อ break-up length.....	32
3-9 แสดงผลของ length/diameter ของรูหัวฉีดที่มีต่อ break-up length	32
3-10 แสดงผลของความดันการฉีดที่มีต่อ spray angle	33
3-11 แสดงผลของความเร็วการฉีดที่มีต่อ spray angle และ break-up length	33
3-12 (a) ขอบเขตภายนอกที่วัดได้ของสเปรย์ที่ถูกฉีดเข้าไปในอากาศหมุน (b) tip penetration ของสเปรย์เป็นฟังก์ชันของเวลาสำหรับอัตราของอากาศหมุนต่างๆ เส้นที่บแสดงสมการ (3-2).....	34
3-13 แสดง spray tip penetration ที่ความดันการฉีดต่างกัน.....	35
3-14 แสดงผลของ valve opening pressure ที่มีต่อ spray tip penetration.....	36
3-15 แสดงผลของขนาดรูหัวฉีดที่มีต่อ spray tip penetration	36
3-16 การเปรียบเทียบฟิล์ม 3 ชนิดระหว่างการระเหยของสเปรย์ (หัวฉีดรูเดียว).....	38
3-17 ภาพถ่ายแสดงการพัฒนาของสเปรย์ที่ความดันแวลล์อิม $P_a=1.53$ MPa	39
3-18 การพัฒนาของ tip penetration ของสเปรย์ตามเวลา.....	39
3-19 แสดงผลของ length/diameter ของรูหัวฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter.....	40
3-20 แสดงผลของความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter.....	41
3-21 แสดงผลของความหนืดและความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter	41

ภาพประกอบ	หน้า
3-22 แสดงภาพถ่ายแบบ shadowgraph และแบบ back-illuminated ของสเปร์ยที่กำลังระเหย ซึ่งถูกฉีดเข้าสู่แก๊สไนโตรเจนที่ความดัน 3.4 MPa อุณหภูมิ 670 K ใน rapid compression machine โดยรูปบนแสดงทั้งส่วนที่เป็นของเหลวและส่วนที่เป็นไอ ส่วนรูปล่างแสดงเฉพาะส่วนที่เป็นของเหลว.....	42
3-23 แสดงภาพถ่ายของสเปร์ยเชื้อเพลิง ซึ่งถูกฉีดเข้าสู่อากาศไหลวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า แบบโปร่งแสงของเครื่องยนต์ IDI แบบพิเศษ โดยภาพด้านซ้าย เป็นภาพที่ถ่ายด้วยความไวสูงแสดงถึงขอบเขตของบริเวณที่เป็นไอของสเปร์ย ภาพด้านขวาเป็นภาพที่ถ่ายด้วยความไวต่ำแสดงถึงบริเวณที่เป็นแกนของเหลว (สีเข้ม) ในความสัมพันธ์กับบริเวณที่เป็นไอ (สีจาง).....	43
3-24 Penetration ของสเปร์ยก่อนการจุดระเบิด	45
3-25 รูปภาพโดยละเอียดของสเปร์ยเริ่มต้น	46
3-26 แสดงแบบจำลองกระบวนการการเผาไหม้ในสเปร์ยดีเซลแบบเรียงตามลำดับมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งประกอบด้วยการเผาไหม้ในช่วง auto-ignition และ premixed combustion	47
3-27 แสดงแบบจำลองการเผาไหม้ของสเปร์ยดีเซลในช่วง quasi-steady	48
3-28 penetration ของสเปร์ยเชื้อเพลิงเหลว สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1)	51
3-29 Flame lift-off สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1).....	51
3-30 Flame length สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1)	52
3-31 ค่าสัมพัทธ์กับอุณหภูมิที่ค่า k_{ss} ต่างๆ	54
3-32 Processing points distribution	55
3-33 การเปรียบเทียบกระบวนการเผาไหม้โดย Long Zhang และคณะ.....	56
3-34 การเปรียบเทียบเวกเตอร์ความเร็วเปลวไฟโดย Long Zhang และคณะ	57
3-35 การเปรียบเทียบอุณหภูมิเปลวไฟโดย Long Zhang และคณะ	58
3-36 ชุดของภาพถ่ายขณะใดขณะหนึ่งของสเปร์ยที่ไม่ระเหย, สเปร์ยที่ระเหย, เปลวไฟ S และเปลวไฟ L	60
3-37 ภาพถ่ายความเร็วสูงโดยตรงของเปลวไฟ S.....	61
3-38 อัตราการปลดปล่อยความร้อนสำหรับเปลวไฟ S และเปลวไฟ L.....	61
3-39 ภาพวาดแสดงแนวคิดของการก่อตัวของเขม่าในเปลวไฟดีเซล	62

ภาพประกอบ	หน้า
3-40 ภาพถ่ายความเร็วสูงโดยตรงของเปลวไฟ.....	64
3-41 ที่มาของระยะยกเข็มหัวฉีด, ความดันในระบบออสซิล, อัตราการปลดปล่อยความร้อนและ integrated heat release.....	65
3-42 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้ swirl	67
3-43 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้หลัก (Injection timing : 4°CA BTDC – 8°CA ATDC)	68
3-44 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้หลัก (Injection timing : 12°CA BTDC – TDC).....	69
3-45 ที่มาของการกระจายของพื้นที่ทุก 100 K ในอุณหภูมิเปลวไฟและพื้นที่ทุก 0.05 ใน KL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl.....	70
3-46 ที่มาของการกระจายของพื้นที่ทุก 100 K ในอุณหภูมิเปลวไฟและพื้นที่ทุก 0.05 ใน KL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl ช่วงการฉีด : 12°CA BTDC – TDC	70
4-1 แสดงแบบจำลองของเปลวไฟและ optical system.....	71
4-2 แสดงค่า spectral transmissivity ของ secondary filter ซึ่งรวมผลการพิจารณาจากทั้ง lens, endoscope และ edge filter.....	73
4-3 แสดงค่า spectral sensitivity ของ primary color filters ในกล้อง	76
4-4 แสดงความสัมพันธ์ของค่าสัมพัทธ์กับอุณหภูมิที่ค่า k_{ks} ต่างๆ	77
4-5 ความสัมพันธ์ของความเข้มการแผ่รังสีในแถบสีแดงกับอุณหภูมิที่ค่า k_{ks} ต่างๆ.....	77
5-1 โค้งการกลั่น(Distillation curve) ของเชื้อเพลิงดีเซลทั่วไป.....	80
5-2 (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.....	91
5-3 ภาพถ่ายสเปกตรัมในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์ ที่ 2000 rev/min,30 Nm.....	92
5-4 ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์ ที่ 2000 rev/min,30 Nm.....	93

ภาพประกอบ	หน้า
5-5 ภาพของอุณหภูมิเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอลล์ ที่ 2000 rev/min, 30 Nm.....	93
5-6 ภาพของ Soot distribution ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและ ดีโซฮอลล์ที่ 2000 rev/min, 30 Nm.....	93
5-7 (a) ภาพถ่ายสเปกตรัมในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซล	94
5-7 (b) ภาพถ่ายสเปกตรัมในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล	95
5-8 ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล (a) รอบเดินเบา (b) 2000 rev/min, 30 Nm (c) 2000 rev/min, 50 Nm	96
5-9 ภาพของอุณหภูมิเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล .	97
5-10 ภาพของ Soot distribution ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและ ปาล์มดิบดีเซล.....	97
6-1 เครื่องยนต์ทดสอบบนแท่นทดสอบและต่อกับไดนาโมมิเตอร์.....	104
6-2 แสดงภาพไดนาโมมิเตอร์.....	105
6-3 แสดงภาพแผงควบคุมไดนาโมมิเตอร์.....	105
6-4 แสดงเครื่องวัดอัตราการไหลน้ำมันเชื้อเพลิงและอัตราการไหลของอากาศ	106
6-5 แสดงமானอมิเตอร์แบบเอียงที่ใช้ในการวัดความดันตกคร่อม Orifice Plate และ Intake manifold.....	107
6-6 แสดง บารอมิเตอร์ (ซ้าย) และเทอร์โมมิเตอร์ (ขวา)	107
6-7 แสดงท่อขดลวดอุณหภูมิและตำแหน่งการวัดความดันและอุณหภูมิไอเสีย.....	109
6-8 แสดงภาพของเครื่อง Cussons P4500 (Autoscan)	110
6-9 Shaft Encoder ยี่ห้อ Cussons รุ่น P4503	110
6-10 แสดงภาพของ Pressure transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้	111
6-11 แสดงภาพของ Pressure transducer สำหรับวัดความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด	111
6-12 แสดงตำแหน่งการติดตั้ง Pressure transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้ และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด	112
6-13 แสดงภาพของ Charge Amplifier ยี่ห้อ KISTLER รุ่น 5011b11	112
6-14 หน้าจอการทำงาน (Operating Panel) ของ BME.....	113
6-15 เครื่องยนต์ทดสอบบนแท่นทดสอบและต่อกับไดนาโมมิเตอร์.....	114

ภาพประกอบ	หน้า
6-16 เครื่องควบคุมไดนาโมมิเตอร์.....	114
6-17 CCD camera พร้อมอุปกรณ์เลนส์.....	115
6-18 Endoscope และ Combustion Chamber Window ที่ใช้ในการทดสอบ.....	116
6-19 Light Unit.....	117
6-20 Crank Angle Encoder ที่ต่อเข้ากับเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ทดสอบ.....	118
6-21 วิธีการต่อ Encoder และอุปกรณ์.....	118
6-22 เครื่องอัดอากาศ.....	119
6-23 ระบบกรองอากาศ.....	120
6-24 คันเร่งแบบนิวเมติกส์.....	120
6-25 Cooling Water Tank.....	121
6-26 โปรแกรม VisioScope Software.....	122
6-27 แสดงแผนผังการจัดวางอุปกรณ์ในห้องทดสอบ.....	122
6-28 แผนผังการต่อระบบการถ่ายภาพ.....	123
6-29 แสดงเมตริกซ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์.....	125
6-30 แผนภาพของจุดทำงานที่ใช้ในการวัดความดันในห้องเผาไหม้.....	126
6-31 ภาพของฝาสูบที่ฝ่าวอกเพื่อจำลองการปรับเทียบ.....	128
6-32 การปรับเทียบขนาดของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าโดยการทำสเกลวัดระยะ.....	128
6-33 แสดงโครงสร้างการบันทึกภาพ.....	129
6-34 นิยามของระยะฟุ้งที่วัดในการทดสอบนี้.....	130
6-35 การแบ่งพื้นที่เป็น 8 ส่วนเพื่อพิจารณาแนวโน้มของทิศทางการเคลื่อนที่ของเปลวไฟ.....	131
7-1 Performance map ของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล.....	133
7-2 Performance map ของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล.....	134
7-3 Full load curve ของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล.....	136
7-4 bsfc และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ภาระเต็มที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล.....	138

ภาพประกอบ	หน้า
7-5 ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกแก้ไขของเครื่องยนต์ ที่ภาระเต็มที่ใช้ดีเซลและปาล์มดิบดีเซล.....	139
7-6 Map ของอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล	140
7-7 Map ของอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล.....	140
7-8 (ก) แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่รอบเดินเบา.....	143
7-8 (ข) แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 1000rpm,30 Nm.....	143
7-8 (ค) แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2000rpm,30 Nm.....	144
7-8 (ง) แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2000 rpm, 50 Nm	144
7-8 (จ) แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2250 rpm, 20 Nm	145
7-8 (ฉ) แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2750 rpm, 20 Nm	145
7-9 (ก) แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่รอบเดินเบา	146
7-9 (ข) แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 1000 rpm, 30 Nm	146
7-9 (ค) แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2000 rpm, 30 Nm	147
7-9 (ง) แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2000 rpm, 50 Nm	147
7-9 (จ) แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2250 rpm, 20 Nm	148
7-9 (ฉ) แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2750 rpm, 20 Nm	148

ภาพประกอบ	หน้า
7-10 (ก) แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่รอบเดินเบา	149
7-10 (ข) แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 1000 rpm, 30 Nm	149
7-10 (ค) แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2000 rpm, 30 Nm	150
7-10 (ง) แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2000 rpm, 50 Nm	150
7-10 (จ) แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2250 rpm, 20 Nm	151
7-10 (ฉ) แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2750 rpm, 20 Nm	151
7-11 (ก) แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่รอบเดินเบา	152
7-11 (ข) แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 1000 rpm, 30 Nm	152
7-11 (ค) แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2000 rpm, 30 Nm	153
7-11 (ง) แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2000 rpm, 50 Nm	153
7-11 (จ) แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2250 rpm, 20 Nm	154
7-11 (ฉ) แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2750 rpm, 20 Nm	154
7-12 (ก) แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่รอบเดินเบา	155
7-12 (ข) แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 1000 rpm, 30 Nm	155

ภาพประกอบ	หน้า
7-12 (ค) แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2000 rpm, 30 Nm	156
7-12 (ง) แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2000 rpm, 50 Nm	156
7-12 (จ) แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2250 rpm, 20 Nm	157
7-12 (ฉ) แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2750 rpm, 20 Nm	157
7-13 (ก) แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่รอบเดินเบา	158
7-13 (ข) แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 1000 rpm, 30 Nm	158
7-13 (ค) แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2000 rpm, 30 Nm	159
7-13 (ง) แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2000 rpm, 50 Nm	159
7-13 (จ) แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2250 rpm, 20 Nm	160
7-13 (ฉ) แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ 2750 rpm, 20 Nm	160
8-1 (ก) ระยะเวลาของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลต่อองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา	178
8-1 (ข) ระยะเวลาของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลต่อองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm	178
8-1 (ค) ระยะเวลาของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลต่อองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm	179
8-1 (ง) ระยะเวลาของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลต่อองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm	179

ภาพประกอบ	หน้า
8-1 (จ) ระยะเวลาฟุ้งของสเปร์ยดีเซลและปาล์มดิบดีเซลต่อองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm	180
8-1 (ฉ) ระยะเวลาฟุ้งของสเปร์ยดีเซลและปาล์มดิบดีเซลต่อองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm	180
8-2 แนวโน้มของค่าระยะเวลาฟุ้งสูงสุดในแต่ละจุดทำงาน.....	181
8-3 (ก) มุมของสเปร์ยดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา	183
8-3 (ข) มุมของสเปร์ยดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm	183
8-3 (ค) มุมของสเปร์ยดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm	184
8-3 (ง) มุมของสเปร์ยดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm	184
8-3 (จ) มุมของสเปร์ยดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm	185
8-3 (ฉ) มุมของสเปร์ยดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm	185
8-4 แนวโน้มของมุมของสเปร์ยสูงสุดในแต่ละจุดทำงาน.....	186
8-5 (ก) ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟ ดีเซล ที่รอบเดินเบา.....	205
8-5 (ข) ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟ ดีเซล ที่ 1000 rpm, 30 Nm	206
8-5 (ค) ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟ ดีเซล ที่ 2000 rpm, 30 Nm	207
8-5 (ง) ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟ ดีเซล ที่ 2000 rpm, 50 Nm	208
8-5 (จ) ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟ ดีเซล ที่ 2250 rpm, 20 Nm	209

ภาพประกอบ	หน้า
8-5 (ฉ) ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟ ดีเซล ที่ 2750 rpm, 20 Nm	210
8-6 (ก) ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟ ปาล์มดิบดีเซลที่รอบเดินเบา	211
8-6 (ข) ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟ ปาล์มดิบดีเซลที่ 1000 rpm, 30 Nm	212
8-6 (ค) ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟ ปาล์มดิบดีเซลที่ 2000 rpm, 30 Nm	212
8-6 (ง) ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟ ปาล์มดิบดีเซลที่ 2000 rpm, 50 Nm	214
8-6 (จ) ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟ ปาล์มดิบดีเซลที่ 2250 rpm, 20 Nm	215
8-6 (ฉ) ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟ ปาล์มดิบดีเซลที่ 2750 rpm, 20 Nm	216
8-7 สเกลอุณหภูมิของภาพการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ	219
8-8 สเกลความหนาแน่นสัมพัทธ์ของเขม่าของภาพการกระจายความเข้มข้นเขม่า	219
8-9 (ก) สัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่รอบเดินเบา	239
8-9 (ข) สัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 1000 rpm, 30 Nm	240
8-9 (ค) สัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2000 rpm, 30 Nm	241
8-9 (ง) สัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2000 rpm, 50 Nm	242
8-9 (จ) สัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2250 rpm, 20 Nm	243
8-9 (ฉ) สัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2750 rpm, 20 Nm	244

ภาพประกอบ	หน้า
8-10 (ก) สัดส่วนพื้นที่ในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่รอบเดินเบา	245
8-10 (ข) สัดส่วนพื้นที่ในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่ 1000 rpm, 30 Nm	246
8-10 (ค) สัดส่วนพื้นที่ในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่ 2000 rpm, 30 Nm	247
8-10 (ง) สัดส่วนพื้นที่ในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่ 2000 rpm, 50 Nm	248
8-10 (จ) สัดส่วนพื้นที่ในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่ 2250 rpm, 20 Nm	249
8-10 (ฉ) สัดส่วนพื้นที่ในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่ 2750 rpm, 20 Nm	250
8-11 (ก) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่รอบเดินเบา.....	253
8-11 (ข) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 1000 rpm, 30 Nm	257
8-11 (ค) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2000 rpm, 30 Nm	261
8-11 (ง) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2000 rpm, 50 Nm	265
8-11 (จ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2250 rpm, 20 Nm	269
8-11 (ฉ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2750 rpm, 20 Nm	273
8-12 (ก) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่รอบเดินเบา.....	277
8-12 (ข) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 1000 rpm, 30 Nm	281

ภาพประกอบ	หน้า
8-12 (ค) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2000 rpm, 30 Nm	285
8-12 (ง) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2000 rpm, 50 Nm	289
8-12 (จ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2250 rpm, 20 Nm	293
8-12 (ฉ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2750 rpm, 20 Nm	297
8-13 (ก) อัตราการปลดปล่อยความร้อนเทียบกับสัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่ อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่รอบเดินเบา.....	303
8-13 (ข) อัตราการปลดปล่อยความร้อนเทียบกับสัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่ อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 1000 rpm, 30 Nm	304
8-13 (ค) อัตราการปลดปล่อยความร้อนเทียบกับสัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่ อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2000 rpm, 30 Nm	305
8-13 (ง) อัตราการปลดปล่อยความร้อนเทียบกับสัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่ อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2000 rpm, 50 Nm	306
8-13 (จ) อัตราการปลดปล่อยความร้อนเทียบกับสัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่ อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2250 rpm, 20 Nm	307
8-13 (ฉ) อัตราการปลดปล่อยความร้อนเทียบกับสัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่ อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2750 rpm, 20 Nm	308
8-14 (ก) ความร้อนที่ปลดปล่อยที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่รอบเดินเบา	310
8-14 (ข) ความร้อนที่ปลดปล่อยที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 1000 rpm, 30 Nm	311
8-14 (ค) ความร้อนที่ปลดปล่อยที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2000 rpm, 30 Nm	312
8-14 (ง) ความร้อนที่ปลดปล่อยที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2000 rpm, 50 Nm.....	313
8-14 (จ) ความร้อนที่ปลดปล่อยที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2250 rpm, 20 Nm	314
8-14 (ฉ) ความร้อนที่ปลดปล่อยที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 2750 rpm, 20 Nm	315
8-15 (ก) สัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่รอบเดินเบา	316
8-15 (ข) สัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆที่ 1000 rpm, 30 Nm	316

ภาพประกอบ	หน้า
8-15 (ค) สกัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ที่องศาซ้อเหวียงต่างๆที่ 2000 rpm, 30 Nm	317
8-15 (ง) สกัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ที่องศาซ้อเหวียงต่างๆที่ 2000 rpm, 50 Nm.....	317
8-15 (จ) สกัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ที่องศาซ้อเหวียงต่างๆที่ 2250 rpm, 20 Nm	318
8-15 (ฉ) สกัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ที่องศาซ้อเหวียงต่างๆที่ 2750 rpm, 20 Nm	318
ข-1 แสดงภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศโดยวิธี Air box method	355



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญคำย่อและสัญลักษณ์

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
A	ค่าคงที่สำหรับรูปร่างหัวฉีด	
(A/F)	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงจริง	kg air / kg fuel
(A/F) _{stoi}	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สมบูรณ์	kg air / kg fuel
a(λ)	สัมประสิทธิ์การดูดซับเชิงสเปกตรัม	m ⁻¹
A _n	พื้นที่ที่เล็กที่สุดของหัวฉีด	m ²
ASI	หลังจากจุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง	
ATDC	หลังจุดศูนย์ตายบน	
BBDC	ก่อนจุดศูนย์ตายล่าง	
BME	Bremsen-Monitoring-Einheit	
bmep	Brake Mean Effective Pressure	Pa
bsfc	Brake specific fuel consumption	g/kW-hr
BTDC	ก่อนจุดศูนย์ตายบน	
c ₁	ค่าคงที่ตัวที่ 1 ของ Planck	Wm ²
c ₂	ค่าคงที่ตัวที่ 2 ของ Planck	K.m
CCD	Charge Coupled Device	
C _d	Discharge coefficient ของหัวฉีด	
CI	เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compress Ignition)	
c _p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่	kJ/kg-K
c _v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่	kJ/kg-K
D	เส้นผ่านศูนย์กลาง	mm
DI	ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection)	
d _n	Fuel-injection-nozzle orifice diameter	mm
$\frac{dm}{dt}$	อัตราการไหลของมวล	kg/s
$\frac{dQ}{dt}$	อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ	kJ/s
$\frac{dV}{dt}$	อัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาตรภายในกระบอกสูบ	dm ³ /s

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
EGR	Exhaust Gas Recirculation	
EOC	จุดสิ้นสุดการเผาไหม้	°CA
EOI	จุดสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง	°CA
EP	end point	
FBP	final boiling point	
FFA	กรดไขมันอิสระ	
f _{mep}	Friction mean effective pressure	Pa
G_{th}	ความเข้มของแถบสีเขียว	W/m ²
H	enthalpy	kJ
HFRR	วิธีทดสอบคุณสมบัติการหล่อลื่น high frequency reciprocating rig	
h_i	enthalpy ของมวล i ที่เข้าสู่ระบบ	kJ/kg
IBP	initial boiling point	
IDI	ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect Injection)	
$I_{e,\lambda}$	รังสีสเปกตรัม	W/m
$I_{e,\lambda,0}$	เป็นรังสีสเปกตรัมที่จุดเริ่มต้น	W/m
I_N	ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (injector needle lift)	μm
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
$L_{e,\lambda}$	รังสีสเปกตรัมของตัวทำความร้อนใดๆ	W/m ³
$L_{e,\lambda,Black}$	รังสีของวัตถุดำ	W/m ³
LED	Light Emitting Diode	
LHV	ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง	kJ/kg
L_n	Fuel-injection-nozzle orifice length	mm
L_n/D_n	อัตราส่วนความยาวต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของรูหัวฉีด	

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
m	มวล	kg
\dot{m}_a	อัตราการไหลของมวลอากาศ	kg/s
\dot{m}_i	อัตราการไหลของมวลเข้าไปในระบบผ่านขอบเขตของระบบที่ตำแหน่ง i	kg/s
m_f	มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 cycle ต่อสูบ	kg/cycle
\dot{m}_{fi}	อัตราการฉีดเชื้อเพลิง	kg/deg
N	ความเร็วรอบของเครื่องยนต์	rev/min
P	ความดันกระบอกสูบ	Pa
PAHs	Poly Aromatic Hydrocarbons	
P_a	ความดันที่ได้จากการทดสอบซึ่งอัดอากาศโดยไม่มี การฉีด	Pa
P_{amb}	ความดันแวดล้อม	Pa
P_b	กำลังเบรคสุทธิ	kW
PC	Personal Computer	
P_f	ความดันที่ได้จากการทดสอบการเผาไหม้ปกติ	Pa
P_i	ความดันในการฉีด	Pa
Q	ค่าการปล่อยความร้อนสุทธิรวม	kJ
Q_{HV}	ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง	kJ/kg
\dot{Q}_n	อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ	kJ/deg
R	ค่าคงที่ของก๊าซ (gas constant)	kJ/kmol-K
RCM	เครื่องอัดความเร็วสูง (Rapid Compression Machine)	
rg_{th}	ค่าความเข้มสัมพัทธ์ของสีเขียวต่อสีแดง	
R_{th}	ความเข้มของแถบสีแดง	W/m ²
R_s	อัตราส่วนอากาศหมุน (swirl ratio)	
R_{th}	ความเข้มของแถบสีแดง	W/m ²
S	ระยะฟุ้งของสเปร์ย์ที่ไม่สัมผัสกับอากาศหมุน	m
SOC	จุดเริ่มต้นการเผาไหม้	°CA
SOI	จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง	°CA

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
S_s	ระยะฟุ้งของสเปร์ย์ที่สัมผัสกับอากาศหมุน	m
t	เวลา	s
T	อุณหภูมิสัมบูรณ์	K
TDC	จุดศูนย์ตายบน	
T_b	แรงบิดเบรกสุทธิ	Nm
T_g	อุณหภูมิก๊าซ	K
T_{inl}	อุณหภูมิอากาศขาเข้า (Inlet air temperature)	°C
TPM	Total particulate matter	
U	พลังงานภายใน	kJ
UHC	ไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ (Unburned Hydrocarbon)	
V	ปริมาตร	m ³
V_d	Displacement Volume	dm ³
v_j	ความเร็วลำเชื้อเพลิงเริ่มต้น	m/s
W_i	งานบ่งชี้สุทธิต่อวัฏจักร	kJ
W_{ig}	งานบ่งชี้รวมต่อวัฏจักร	kJ
W_p	งานที่ใช้ในการบีบต่อวัฏจักร	kJ
X_b	สัดส่วนของมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้	
% FSO	percent of full scale output	
α	Absorptivity	
ε	Emissivity	
ϕ	อัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิง/อากาศ	
°CA	มุมข้อเหวี่ยง	
ΔP	ความดันที่ตกคร่อมหัวฉีด	Pa
θ	องศาเพลลาข้อเหวี่ยง	deg
θ	Spray angle	deg
θ_{start}	องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง	°CA
θ_{end}	องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง	°CA
η_i	ประสิทธิภาพบ่งชี้	

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
η_{it}	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนปั้งซี	
η_c	ประสิทธิภาพเชิงวัฏจักร	
η_{bt}	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก	
η_m	ประสิทธิภาพเชิงกล	
η_{fb}	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก	
η_V	ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร	
λ	ความยาวคลื่น	nm
ρ	Reflectance	
ρ_g	ความหนาแน่นก๊าซ	kg/m ³
ρ_l	ความหนาแน่นของเหลว	kg/m ³
$\rho_{a,l}$	ความหนาแน่นของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์	kg/m ³
ρ_f	ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง	kg/m ³
γ	อัตราส่วนค่าความจุความร้อนจำเพาะ	
τ	Transmissivity	
τ_i	illumination delay	ms
τ_p	pressure recovery delay	ms
$\tau_s(\lambda)$	ค่า Transmissivity ที่ทราบค่า ณ ความยาวคลื่น λ	
τ_R	spectral sensitivity สีแดงของกล้อง	
τ_G	spectral sensitivity สีเขียวของกล้อง	
ω	ความเร็วเชิงมุม	rad/s

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและความเป็นมาของวิทยานิพนธ์

ปัจจุบันเนื่องจากน้ำมันที่ใช้ยู่มีราคาสูงขึ้น และมลภาวะจากรถยนต์ที่เพิ่มขึ้น จึงได้มีการมองหาเชื้อเพลิงทดแทนมาใช้เพื่อแก้ปัญหาดังกล่าว ในช่วงหลายปีที่ผ่านมา ได้มีการทดลองต่างๆมากมายในการประเมินความเป็นไปได้ของการใช้ Alternative fuel ต่างๆ ในรูปของเชื้อเพลิงช่วย หรือ เชื้อเพลิงทดแทน สำหรับเครื่องยนต์ CI และจากข้อมูลที่ได้มาพบว่า Alternative fuels ส่วนมากทำให้สมรรถนะหรือ exhaust emission แย่ลง ในขณะที่เชื้อเพลิงบางประเภทจำเป็นที่จะต้องดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อให้สามารถใช้งานได้อย่างสมบูรณ์ ซึ่งมักมีค่าใช้จ่ายในการดัดแปลงสูง นอกจากนี้การพิจารณาผลกระทบโดยรวมของเชื้อเพลิงทดแทนในปัจจุบัน ยังต้องการการพิจารณาวัฏจักรชีวิต (life cycle) ซึ่งเป็นการพิจารณาเกี่ยวกับสภาพแวดล้อมและมลภาวะอื่นๆ ที่ปล่อยสู่บรรยากาศในช่วงการผลิต, การขนส่ง, กระบวนการต่างๆ, การแจกจ่าย และการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง แทนที่จะคำนึงถึงเฉพาะมลพิษจากไอเสียรถยนต์เพียงอย่างเดียว จากข้อดีด้านวัฏจักรคาร์บอนของเชื้อเพลิงจากน้ำมันพืช จึงเริ่มมีการหันมาสนใจการใช้น้ำมันจากพืช โดยน้ำมันปาล์มดิบเป็นทางเลือกหนึ่ง ซึ่งมีการปลูกมากในประเทศมาใช้ทดแทนน้ำมันดีเซลกันมากขึ้น เพื่อเป็นการลดค่าใช้จ่าย และลดปริมาณการนำเข้าเชื้อเพลิงจากต่างประเทศได้ นอกจากนี้ น้ำมันปาล์มดิบยังมีส่วนประกอบของออกซิเจนอยู่ ซึ่งน่าจะช่วยให้การเผาไหม้สมบูรณ์ขึ้น และลดปริมาณควันดำที่ออกมาจากไอเสียเครื่องยนต์ แต่การจะนำน้ำมันปาล์มดิบมาใช้ในเครื่องยนต์ CI นั้นจำเป็นต้องมีการศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ในหลายด้าน เพราะคุณสมบัติของเชื้อเพลิงมีความแตกต่างกับเชื้อเพลิงดีเซล ซึ่งจะมีผลต่อเครื่องยนต์ในหลายด้าน เช่น ลักษณะการเผาไหม้ และมลภาวะที่เกิดขึ้น เป็นต้น

ในวิทยานิพนธ์นี้จะศึกษาการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล (เชื้อเพลิงดีเซล 90% ผสมน้ำมันปาล์มดิบ 10% โดยปริมาตร) โดยจะมุ่งเน้นศึกษาเปรียบเทียบผลที่มีต่อการเผาไหม้, สมรรถนะของเครื่องยนต์ และภาพปรากฏการณ์เผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI เพื่อเป็นข้อมูลในการพิจารณาถึงความเหมาะสมต่อการพิจารณานำเชื้อเพลิงผสมชนิดดังกล่าว มาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนต่อไปในอนาคต

1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 เพื่อศึกษาผลของการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดีเซลดิบ (เชื้อเพลิงดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 10%) ที่มีต่อการเผาไหม้ และสมรรถนะของเครื่องยนต์ CI ชนิด indirect injection เปรียบเทียบกับการใช้เชื้อเพลิงดีเซล

1.2.2 เพื่อศึกษาเปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซล ที่จุดทำงานต่างๆ ด้วยวิธี Visualization

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1.3.1 ทดสอบเครื่องยนต์ CI เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันในห้องเผาไหม้ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ

1.3.2 ทดสอบเครื่องยนต์ CI เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันในห้องเผาไหม้ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ

1.3.3 ทำการสร้าง performance map ของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล

1.3.4 วิเคราะห์ข้อมูลความดันในกระบอกสูบและการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้

1.3.5 ศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่จุดทำงานต่างๆ ในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซล

1.3.6 ศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่จุดทำงานต่างๆ ในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI ที่ใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล

1.3.7 เปรียบเทียบผลของการใช้เชื้อเพลิงดีเซลกับปาล์มดิบดีเซลที่มีต่อเครื่องยนต์ใน ด้านสมรรถนะและข้อมูลความดันในกระบอกสูบ

1.3.8 เปรียบเทียบผลจากภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่ได้จากข้อ 1.3.5 และ 1.3.6

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1.4.1 การทดสอบโดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล (Baseline Diesel Testing)

1.4.1.1 ทำการทดสอบเครื่องยนต์ CI , indirect injection เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันใน

ห้องเผาไหม้ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิง และอากาศ

1.4.1.2 ทำการคำนวณและสร้าง performance map ของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล โดยข้อมูลจากข้อ 1.4.1.1

1.4.1.3 ทำการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในกระบอกสูบและการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ โดยข้อมูลจากข้อ 1.4.1.1

1.4.1.4 ใช้เครื่องมือ Visioscope จับภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในห้องเผาไหม้ที่จุดทำงานต่างๆที่กำหนด

1.4.2 การทดสอบโดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล

1.4.2.1 ทำการทดสอบเครื่องยนต์ CI , indirect injection เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดีเซลที่สภาวะคงตัว ที่อัตราเร็วรอบคงที่ค่าต่างๆ แล้วบันทึกข้อมูลตัวแปรการทำงาน อาทิ ความดันในห้องเผาไหม้ แรงบิด อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์ ความดันท่อส่งเชื้อเพลิง อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ

1.4.2.2 ทำการคำนวณและสร้าง performance map ของเครื่องยนต์ เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล โดยข้อมูลจากข้อ 1.4.2.1

1.4.2.3 ทำการวิเคราะห์ข้อมูลความดันในกระบอกสูบและการปล่อยความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ โดยข้อมูลจากข้อ 1.4.2.1

1.4.2.4 ใช้เครื่องมือ Visioscope จับภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในห้องเผาไหม้ที่จุดทำงานต่างๆที่กำหนด

1.4.3 ทำการเปรียบเทียบผลของเชื้อเพลิงดีเซลกับเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลที่มีต่อเครื่องยนต์ทั้งในด้านสมรรถนะและข้อมูลความดันในกระบอกสูบ

1.4.4 ทำการเปรียบเทียบผลจากภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลกับเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล และอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงทั้งสอง

1.4.5 เรียบเรียงทฤษฎี, ผลการทดลอง, อภิปรายผลและสรุปผลส่งเป็นวิทยานิพนธ์

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

จากการศึกษาจะช่วยให้ทราบถึงผลของการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลที่มีต่อการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ CI และช่วยให้เข้าใจในปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล และเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล เพื่อเป็นข้อมูลในการพิจารณาความเหมาะสมต่อการพิจารณานำเชื้อเพลิงผสมดังกล่าวมาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนต่อไปในอนาคต

บทที่ 2

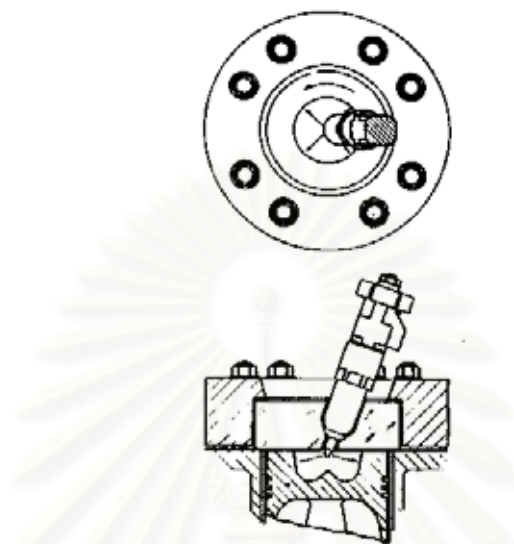
ทฤษฎีเครื่องยนต์ดีเซล และการเผาไหม้

2.1 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compress Ignition, 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 องศาหมุนข้อเหวี่ยงแล้ว จะเริ่มเกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิง ทำให้ความดันในกระบอกสูบเพิ่มขึ้น รวมทั้งเมื่อเกิดการอัดตัวของส่วนผสมที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้ในเวลาต่อมา จะทำให้เกิดการจุดระเบิดของส่วนผสมที่มีอัตราส่วนเหมาะสมอย่างต่อเนื่อง โดยมี ignition delay สั้นลง จึงทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว เป็นการเพิ่มอัตราการระเหยของเชื้อเพลิงเหลวส่วนที่เหลืออยู่ในห้องเผาไหม้ด้วย ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงยังคงดำเนินต่อไปจนกระทั่งได้ปริมาณเชื้อเพลิงที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ตามที่ได้กำหนดไว้ 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

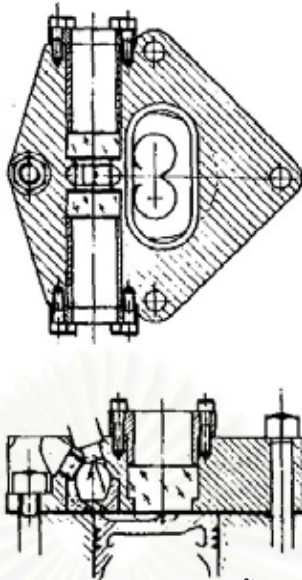
2.1.1 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection or DI Systems) ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบบเปิดห้องเดียว ซึ่งมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยตรง โดยลักษณะของห้องเผาไหม้เป็นดังรูปที่ 2-1



รูปที่ 2-1 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง [1]

2.1.2 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 อากาศจะถูกอัดจากห้องเผาไหม้หลักที่อยู่เหนือหัวลูกสูบผ่าน throat เข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ดังนั้นที่ช่วงสุดท้ายของจังหวะอัด จะเกิดการหมุนวน (Swirl) ของอากาศอย่างรุนแรง โดยจะมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า หลังจากช่วง ignition delay แล้ว จะเริ่มเกิดการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อความดันที่เพิ่มขึ้นจากการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า สูงกว่าความดันในห้องเผาไหม้หลักแล้ว ส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้อยู่จะถูกดันกลับเข้าไปในห้องเผาไหม้หลัก ในขณะที่หัวฉีดยังคงฉีดเชื้อเพลิงอย่างต่อเนื่องออกมาผสมและทำปฏิกิริยาเคมีกับอากาศในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า แล้วออกมาเกิดการผสมกับอากาศต่อไปในห้องเผาไหม้หลัก และเกิดการเผาไหม้อย่างต่อเนื่องจนสิ้นสุดจังหวะขยายตัว



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

2.2 แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

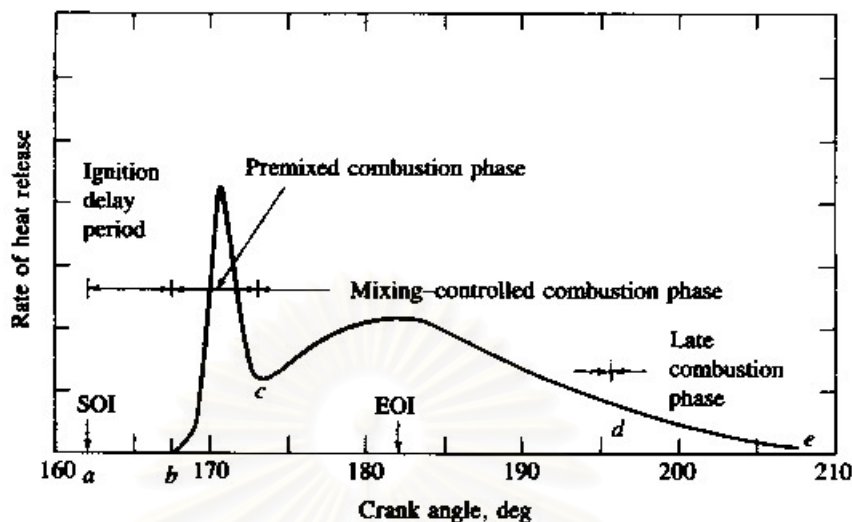
ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สามารถสรุปได้โดยเปรียบเทียบจากผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดโดยตรงทั่วไป ดังรูปที่ 2-3 ดังนี้

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

Premixed phase (bc) – เป็นช่วงที่เกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิงที่มีสัดส่วนอยู่ในช่วง flammability limit ซึ่งผสมกันในระหว่างช่วง ignition delay จะเกิดการเผาไหม้ขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วง 2 – 3 องศาหมุนข้อเหวี่ยง โดยส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้อยู่เมื่อพบกับส่วนผสมที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในช่วงนี้ จะเกิดการเผาไหม้เกือบพร้อมกันเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนในช่วงนี้มีค่าสูง

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

Late combustion phase (de) – เป็นช่วงที่การปลดปล่อยความร้อนดำเนินต่อไปด้วยอัตราที่ต่ำลงในจังหวะขยายตัว ซึ่งเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลืออยู่เล็กน้อย และเป็นการเผาไหม้ต่อไปของเขม่าและสารที่เกิดจากการเผาไหม้ของส่วนผสมหนา



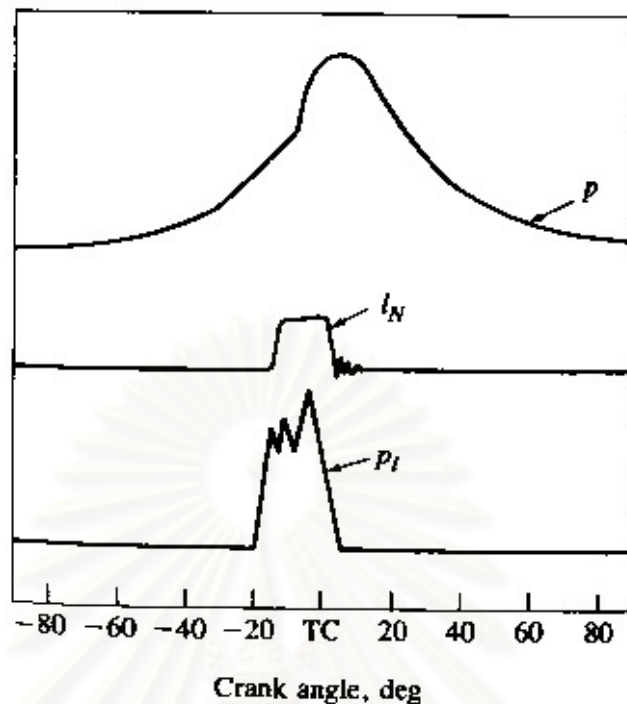
รูปที่ 2-3 แสดงผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรงโดยทั่วไป [1]

2.2.1 การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

2.2.1.1 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู

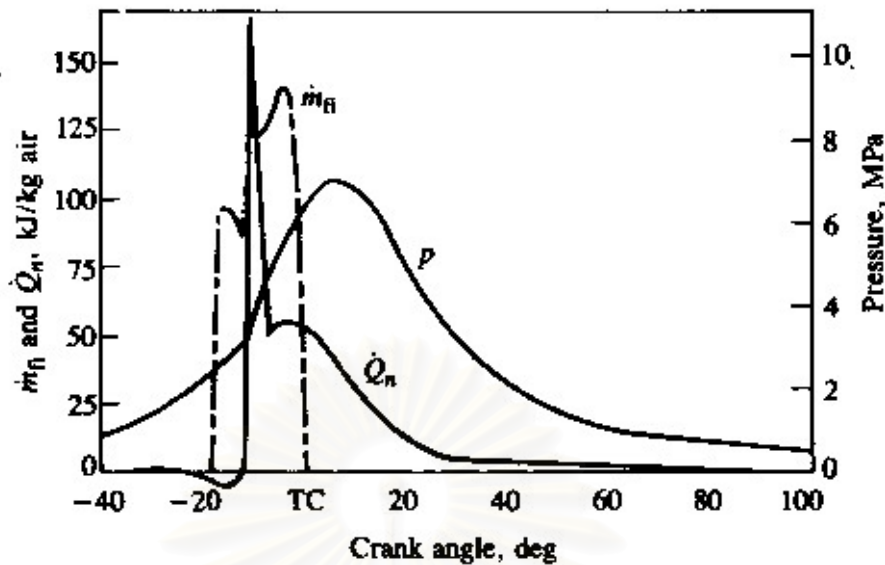
รูปที่ 2-4 แสดงข้อมูลเบื้องต้นที่จะใช้วิเคราะห์กระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น ซึ่งจากรูป พบว่ามีช่วงล่าช้าระหว่างการเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิงกับการเริ่มต้นการเผาไหม้ (จุดของการเปลี่ยนแปลงความชันของกราฟ P- θ) เท่ากับ 9 องศาของมุมข้อเหวี่ยง เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้วความดันจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงไม่กี่องศาของมุมข้อเหวี่ยง หลังจากนั้นจะเพิ่มอย่างช้าๆ และมีค่าสูงสุดที่ประมาณ 5° ATDC ในรูปที่ 2-5 แสดงกราฟของอัตราการปล่อยความร้อนกับมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งสอดคล้องกับอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและข้อมูลความดันกระบอกสูบตามกราฟในรูปที่ 2-4 โดยกราฟอัตราการปล่อยความร้อนแสดงให้เห็นว่าไม่มีการปล่อยความร้อนจนกระทั่งปลายของจังหวะอัด ซึ่งเห็นได้ว่าการสูญเสียความร้อนเล็กน้อยในช่วง ignition delay (เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการทำให้เชื้อเพลิงระเหยและมีอุณหภูมิสูงขึ้น)

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 2-4 แสดงข้อมูลของความดันในกระบอกสูบ (P) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (injector needle lift, I_N) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง (P_i) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI [1]

ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้นั้นจะเห็นว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นเป็น 3 ระยะที่ต่างกัน คือ ในระยะแรก อัตราการปล่อยความร้อนจะสูงมากและเกิดขึ้นในช่วงไม่กี่องศาของมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งตรงกับช่วงของการเพิ่มความดันกระบอกสูบอย่างรวดเร็ว ระยะที่สองจะเป็นช่วงของอัตราการปล่อยความร้อนที่ค่อยๆ ลดลง (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 แสดงค่าความดันในระบบอวกสูบ (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 ตลอดช่วงของภาวะ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง สรุปผลการศึกษาได้ 3 ประการ คือ

- ช่วงการเผาไหม้ทั้งหมดจะยาวกว่าช่วงการฉีดเชื้อเพลิงมาก
- อัตราการเผาไหม้สัมบูรณ์เพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วยรอบเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น 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 จากผลของอัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูงกว่า จึงเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนต่ำกว่า ในช่วงเริ่มการเผาไหม้

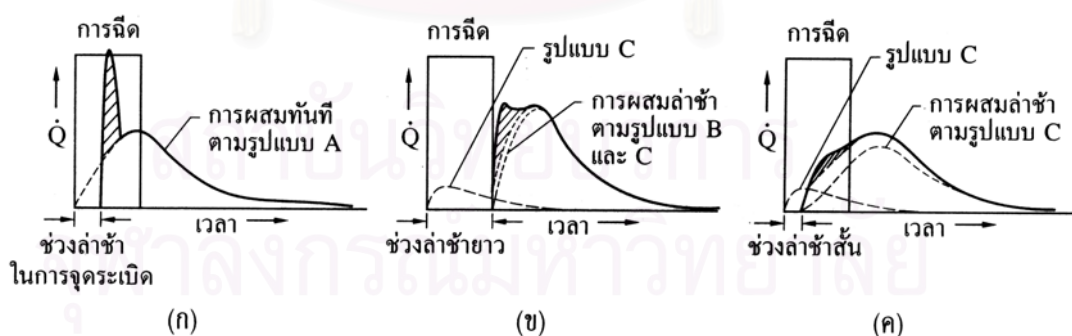
โดย Lyn [3] นำเสนอรูปแบบการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI 3 รูปแบบ ดังรูป 2-6 ดังนี้

A) การฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ด้วยโมเมนตัมที่มากพอสมควร การผสม จะเกิดขึ้นที่เชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้และถูกระบายโดยการเผาไหม้น้อย

B) เชื้อเพลิงเข้าไปเกาะติดกับผนังห้องเผาไหม้ การผสมในช่วง ignition delay เกิดน้อยเนื่องจากการระเหยของเชื้อเพลิงถูกจำกัด หลังการจุดระเบิด อัตราการระเหยจะมีค่าสูง และถูกควบคุมโดยการเข้าถึงผนังห้องเผาไหม้ของแก๊สที่มีอุณหภูมิสูง และเกิดการผสมในแนวรัศมี จากแรงหนีศูนย์กลางที่ต่างกัน การเผาไหม้จึงเกิดอย่างล่าช้าจากช่วง ignition delay ที่ยาว

C) เชื้อเพลิงถูกระบายออกไปไกลกับผนัง การผสมเกิดขึ้นในช่วง ignition delay ด้วยอัตราที่ต่ำกว่ารูปแบบ A หลังจากการจุดระเบิด การผสมถูกเร่งขึ้นโดยกลไกเช่นเดียวกับ รูปแบบ B

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



รูปที่ 2-6 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ [1]

- (ก) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรู ติดไว้ตรงกลาง
- (ข) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงแบบ M ที่ฉีดเชื้อเพลิงเข้าผนัง
- (ค) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวน

2.3 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์

ตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะของเครื่องยนต์ได้แก่ กำลังเบรก(P_b), แรงบิดเบรก (T_b) และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก(brake specific fuel consumption,bsfc) ฯลฯ กำลังเบรก(P_b), ของเครื่องยนต์สามารถแสดงได้ ดังสมการ

$$P_b = T_b \omega = \frac{2\pi N T_b}{60000} \quad (2-1)$$

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก(η_{f_b})

$$\eta_{f_b} = \frac{P_b}{\dot{m}_f Q_{HV}} \quad (2-2)$$

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc)

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (2-3)$$

ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (bmep) สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ คือ

$$bmep = 4 \pi T_b / V_d \quad (2-4)$$

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (η_v)

$$\eta_v = \frac{2 \dot{m}_a \times 10^3}{60 \rho_{a,i} V_d N} \quad (2-5)$$

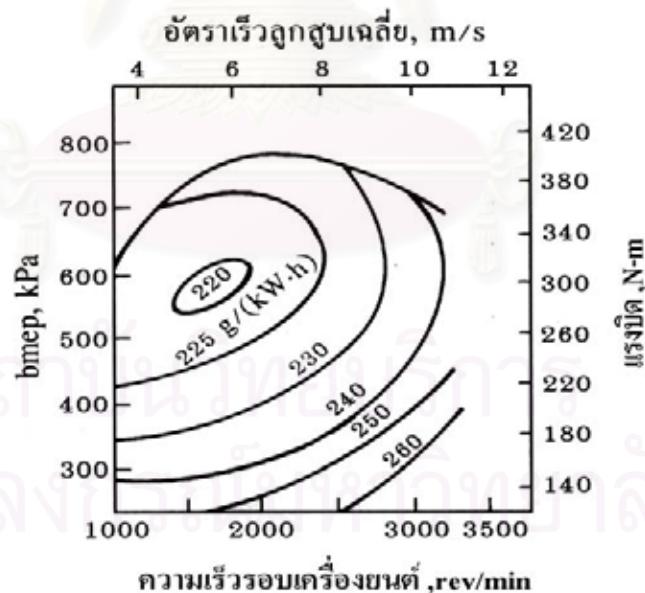
โดยที่	P_b	=	กำลังเบรก (kW)
	T_b	=	แรงบิดเบรก (N-m)
	bmep	=	ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก(kPa)
	N	=	ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rev/min)
	V_d	=	Displacement Volume (dm ³)
	Q_{HV}	=	ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (kJ/kg)
	\dot{m}_f	=	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (g/s)
	$\rho_{a,i}$	=	ความหนาแน่นของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ (kg/m ³)
	bsfc	=	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (mg/J)
	η_{f_b}	=	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก
	ω	=	ความเร็วเชิงมุม (rad/s)

2.4 แผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

ตัวแปรในการทำงานที่สำคัญที่มีผลต่อสมรรถนะ ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด คือ ภาวะ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์

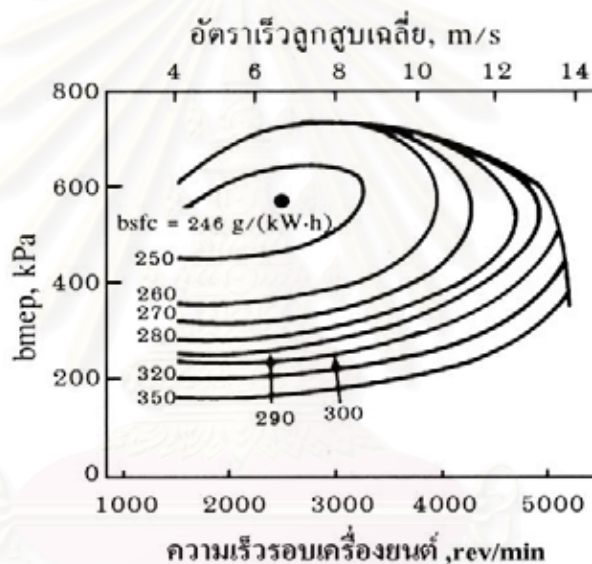
สมรรถนะและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ภาวะและความเร็วรอบต่างๆ จะแสดงเป็นแผนภูมิสมรรถนะดังตัวอย่างในรูปที่ 2-5 ซึ่งเป็นการแสดงค่า bsfc ที่เท่ากับบนกราฟของ bmep (หรือค่าแรงบิด) กับ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (หรือความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ)

รูปที่ 2-7 แสดงแผนภูมิสมรรถนะ(Performance Map) ของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง นำอากาศเข้าโดยธรรมชาติมีการไหลวนปานกลาง สี่จังหวะ ระบายความร้อนด้วยอากาศ ปริมาตรกระจัด 6.54 ลูกบาศก์เดซิเมตร ให้กำลังสูงสุด 119 กิโลวัตต์ ที่ความเร็วรอบ 3200 รอบต่อนาที ค่า bmep สูงสุด 784 kPa ที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที และค่า bsfc ต่ำสุดเกิดที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที และ bmep เท่ากับ 580 kPa มีค่าเท่ากับ 220 g/kW-h ซึ่งตรงกับประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคเท่ากับร้อยละ 38.5 และประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงบ่งชี้มีค่าประมาณร้อยละ 48



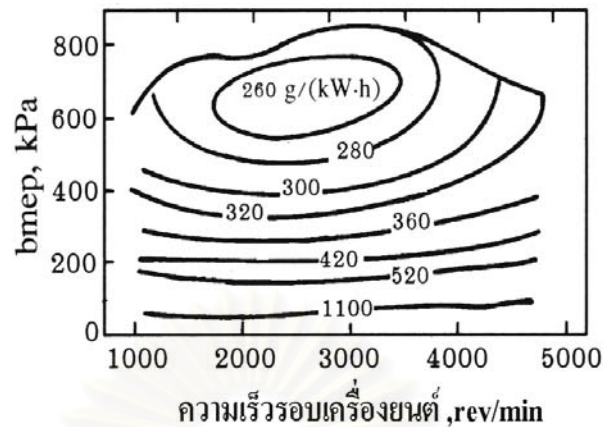
รูปที่ 2-7 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซล ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง [1]

รูปที่ 2-8 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง มีการไหลวนสูง ที่ใช้ระบบการเผาไหม้ แบบ M ซึ่งเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปในแนวสัมผัสกับผนังของหลุมในลูกสูบไปในอากาศที่ไหลวน เนื่องจากความเร็วสูงกว่าและการไหลวนสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงในรูปที่ 2-7 ค่า bmep สูงสุดของเครื่องในรูปที่ 2-8 จึงมีค่าต่ำกว่าเล็กน้อย และค่า bsfc ที่ดีที่สุดมีค่าสูงกว่าประมาณร้อยละ 10 เนื่องจาก f_{mep} (Friction mean effective pressure) มีค่าสูงกว่า แต่ส่วนหนึ่งมีสาเหตุมาจากการสูญเสียความร้อนที่สูงกว่า เป็นผลมาจากอัตราส่วนระหว่างพื้นที่ผิวต่อปริมาตรที่ไม่ดีของเครื่องยนต์ ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบเล็กกว่า และการไหลวนสูง รวมถึงอัตราการปล่อยความร้อนที่ต่ำของระบบ M



รูปที่ 2-8 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง แบบ M [1]

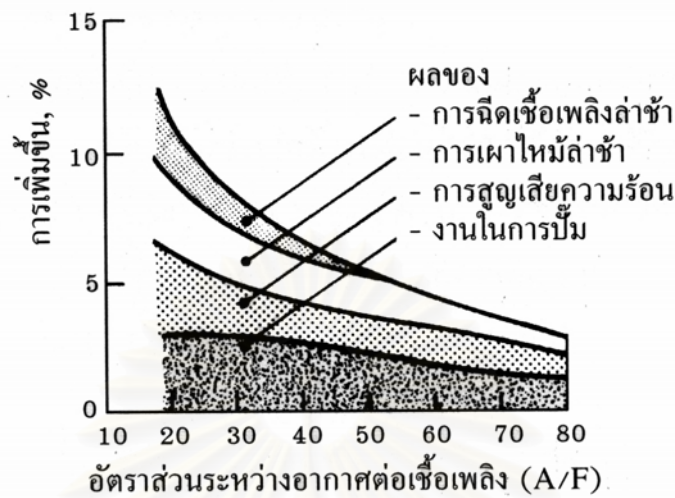
รูปที่ 2-9 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวน นำอากาศเข้าโดยธรรมชาติ ค่า bmep สูงสุดตามปกติจะสูงกว่าของเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่มีขนาดเทียบเท่ากัน เนื่องจากไม่จำเป็นต้องทำให้เกิดการไหลวนในช่วงกระบวนการจุด การกีดขวางโดยช่องไอดีและวาล์วไอดีน้อยกว่า และประสิทธิภาพเชิงปริมาตรสูงกว่า และเนื่องจากเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม สามารถทำงานที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ต่ำกว่าโดยค่าควันดำน้อยกว่า ค่า bsfc ที่ดีที่สุดตามปกติจะสูงกว่าค่าทั่วไปของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่เทียบเท่ากันประมาณ ร้อยละ 15 ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ดีที่สุดของเครื่องยนต์ ตามรูปที่ 2-9 จะมีค่าเท่ากับร้อยละ 32.5



รูปที่ 2-9 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนแบบไหลวน [1]

เมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงและระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมที่นำอากาศเข้าโดยธรรมชาติที่มีการออกแบบและขนาดใกล้เคียงกันแล้วจะเห็นว่าเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง จะมีค่าประสิทธิภาพสูงกว่าเสมอ ซึ่งประสิทธิภาพที่สูงกว่านี้จะแปรผันกับภาระ โดยที่ภาระเต็มที ความแตกต่างของค่า bsfc ของเครื่องยนต์ทั้งสองแบบจะสูงถึงร้อยละ 20 และที่ภาระบางส่วนค่าความแตกต่างจะน้อยลง เหลือประมาณร้อยละ 10

รูปที่ 2-10 แสดงปัจจัยที่ทำให้เกิดความแตกต่างของประสิทธิภาพบ่งชี้ของเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงและระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม ซึ่งจะพบว่าที่ภาระเต็มที (อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง เท่ากับ 18 ถึง 20) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมจะมีประสิทธิภาพบ่งชี้ต่ำกว่าประมาณร้อยละ 15 ถึง 17 ซึ่งเป็นผลมาจากการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้า การเผาไหม้ที่ยาวและล่าช้า การสูญเสียความร้อน ที่ภาระบางส่วน เมื่อค่า bmep มีค่าประมาณ 300 kPa (อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่ากับ 50) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมจะมีประสิทธิภาพบ่งชี้ต่ำกว่าประมาณร้อยละ 5 ถึง 7 ซึ่งส่วนใหญ่เป็นผลมาจากการสูญเสียความร้อนที่สูงกว่าเนื่องจากพื้นที่ผิวที่ใหญ่กว่า และความเร็วในการไหลผ่านช่องที่ต่อระหว่างห้องเผาไหม้หลักกับห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่สูงกว่า รวมทั้งเป็นผลมาจากการสูญเสียความดันในการอัดอากาศระหว่างห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ล่วงหน้า



รูปที่ 2-10 แผนภูมิแสดงปัจจัยที่เพิ่มประสิทธิภาพบ่งชี้ของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิง โดยตรงเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ ก่อนไหลวนซึ่งเป็นฟังก์ชันของ อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงหรือภาวะ [1]

แผนภูมิตามสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลทุกแบบโดยทั่วไปจะมีลักษณะคล้ายกัน และเมื่อเขียนแทนด้วยความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ ก็จะมีค่าสมมูลกัน การเพิ่มขึ้นของ bsfc จากค่าต่ำสุดเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้นที่ภาระคงตัวจะเป็นผลมาจากการเพิ่มของ friction mean effective pressure แต่ส่วนหนึ่งจะถูกชดเชยโดยผลจากการลดความสำคัญของการสูญเสียความร้อนต่อวัฏจักร การเพิ่มขึ้นของ bsfc กับภาระที่ลดลงที่ความเร็วคงตัวจะเป็นผลมาจากการลดลงของประสิทธิภาพเชิงกลเมื่อ bmep ลดลงเป็นหลัก แต่ส่วนหนึ่งจะถูกชดเชยด้วยประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงบ่งชี้ที่เพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนสมมูลระหว่างเชื้อเพลิงต่ออากาศลดลง

การเพิ่มของ bsfc จากค่าต่ำสุดจะไม่มากนักเมื่อภาระเพิ่มขึ้นที่ความเร็วคงตัว และเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้นที่ภาระคงตัวโดยจะเป็นผลสุทธิของ

1. การเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพเชิงกลและการลดลงของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงบ่งชี้เมื่อภาระมากขึ้น

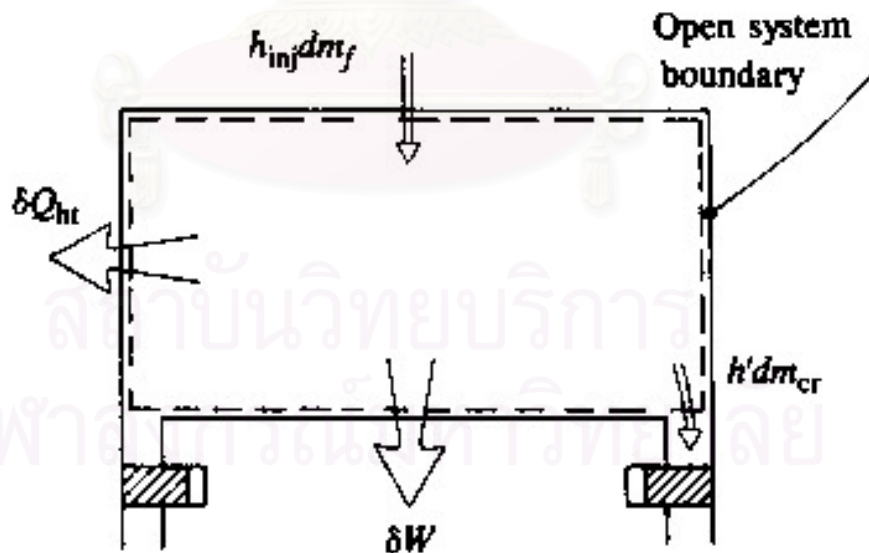
2. การลดลงของประสิทธิภาพบ่งชี้เนื่องจากการทวีความสำคัญของการสูญเสียความร้อนและการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงกลเนื่องจากความเร็วลดลง

2.5 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

ข้อมูลความดันระบบอกสูปที่สัมพันธ์กับมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดช่วงจังหวะอัดและขยายตัวของเครื่องยนต์ สามารถนำไปใช้วิเคราะห์ในการหาอัตราการปล่อยความร้อนหรืออัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิง เพื่ออธิบายลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ CI ซึ่งหาได้โดยการใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับระบบเปิดดังแสดงในรูปที่ 2-11 เมื่อพิจารณาให้อยู่ในสภาวะที่ความดันและอุณหภูมิคงที่(Quasi static) ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ดังนี้ [1]

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (2-6)$$

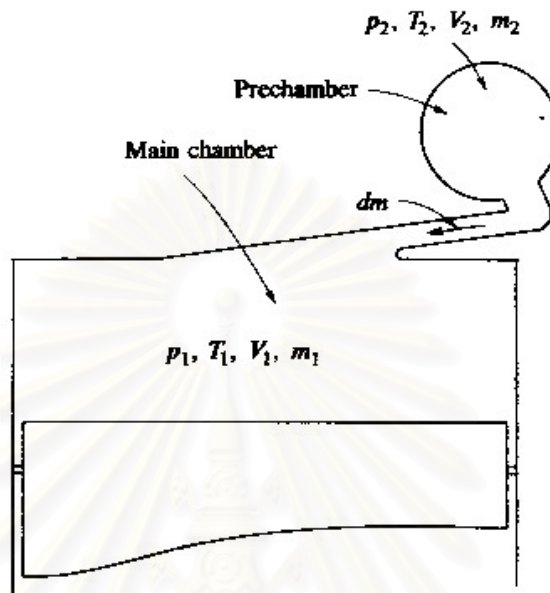
โดยที่ $\frac{dQ}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านขอบเขตของระบบเข้าสู่ระบบ
 $p \frac{dV}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทงานโดยระบบ เนื่องมาจากการกระจัดของขอบเขตของระบบ
 \dot{m}_i คือ อัตราการไหลของมวลเข้าไปในระบบผ่านขอบเขตของระบบที่ตำแหน่ง i
 h_i คือ enthalpy ของมวล i ที่เข้าสู่ระบบ
 U คือ พลังงานของสารที่อยู่ในขอบเขตของระบบ



รูปที่ 2-11 แสดงขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้เพื่อวิเคราะห์การปล่อยความร้อน [1]

ในเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ระหว่างการเผาไหม้ ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า และห้องเผาไหม้หลักจะไม่เท่ากัน เนื่องจากการเผาไหม้จะเริ่มต้นในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ทำให้

ความดันสูงกว่าในห้องเผาไหม้หลัก ซึ่งความดันที่ต่างกันนี้จะทำให้เกิดการไหลของเชื้อเพลิง อากาศ ส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้ และแก๊สที่เผาไหม้แล้วเข้าไปในห้องเผาไหม้หลัก จึงทำให้เกิดการ ปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้หลักด้วย



รูปที่ 2-12 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI [1]

รูปที่ 2-12 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ซึ่งมีห้องเผาไหม้ ล้วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักแบ่งกันที่ throat ซึ่งเชื่อมต่อเป็นระบบเปิด 2 ระบบ เมื่อใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ สมการ (2-6) กับห้องเผาไหม้หลักจะได้

$$\frac{dQ_1}{dt} - p_1 \frac{dV_1}{dt} + h_{2,1} \frac{dm}{dt} = \frac{dU_1}{dt} \quad (2-7)$$

และกับห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะได้

$$\frac{dQ_2}{dt} + h_f \frac{dm_f}{dt} - h_{2,1} \frac{dm}{dt} = \frac{dU_2}{dt} \quad (2-8)$$

โดย $\frac{dm}{dt}$ คือ อัตราการไหลของมวลระหว่างห้องเผาไหม้ทั้งสอง ซึ่งเป็นค่า บวกเมื่อเป็นการไหลจากห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเข้าสู่ห้องเผาไหม้หลัก

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

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

U_1, U_2 คือ พลังงานภายในสัมผัส (sensible internal energy)

h_f คือ sensible enthalpy ของเชื้อเพลิง

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

หมายถึงผลต่างระหว่างอัตราการปล่อยความร้อนจากการเผาไหม้และอัตราการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้

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 (2-7) และ (2-8) จะเขียนได้เป็น

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V_1 \frac{dP_1}{dt} - \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{2,1} V_{2,1}}{m_{2,1}} \frac{dm}{dt} \quad (2-9)$$

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{1}{\gamma-1} V_2 \frac{dP_2}{dt} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{2,1} V_{2,1}}{m_{2,1}} \frac{dm}{dt} \quad (2-10)$$

เมื่อรวมสมการ (2-9) และ (2-10) จะได้สมการของอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (Net heat release rate) เป็น

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} + \frac{dQ_2}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} \left(V_1 \frac{dp_1}{dt} + V_2 \frac{dp_2}{dt} \right) \quad (2-11)$$

ในทางปฏิบัติ สมการ(2-11) จะทำได้ยากเนื่องจากต้องใช้ Pressure Transducer สองตัวติดตั้งที่ห้องเผาไหม้ทั้งสองและยังต้องทนต่อ Thermal Loading อีกด้วย ดังนั้นจึงสมมติให้ $p_1 = p_2$ เนื่องจากความดันในห้องเผาไหม้ก่อนมากกว่าห้องเผาไหม้หลัก 0.5 ถึง 5 atm เมื่อเทียบกับระดับความดัน 60 ถึง 80 atm จึงสามารถละความคลาดเคลื่อนในส่วนนี้ได้ ถ้าเขียน $p_2 = p_1 + \Delta p$ สมการ(2-11) จัดรูปใหม่ได้เป็น

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1 + V_2}{\gamma-1} \frac{dP_1}{dt} + \frac{V_2}{\gamma-1} \frac{d(\Delta P)}{dt} \quad (2-12)$$

ซึ่งถ้าตัดพจน์สุดท้ายออกไปจะทำให้ได้สมการเหมือนเครื่องยนต์ CI ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง และใช้ข้อมูลความดันจากห้องเผาไหม้หลักมาคำนวณตามสมการ

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\gamma-1} \frac{dP}{dt} \quad (2-13)$$

ปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2-14)

$$Q = \int_{\theta_{start}}^{\theta_{end}} \frac{dQ}{dt} d\theta \quad (2-14)$$

Mass fraction burned (X_b) หมายถึงสัดส่วนของมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้ว ซึ่งแปรผันกับความร้อนที่ปล่อยออกมาจากเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ต่อค่าความร้อนของเชื้อเพลิงสามารถหาได้จากสมการ

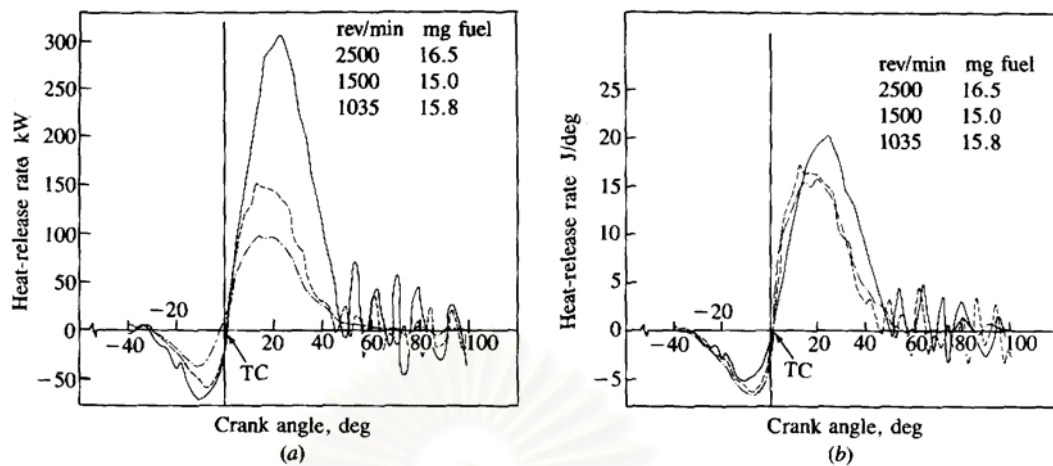
$$x_b = \frac{Q}{m_f LHV} \quad (2-15)$$

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

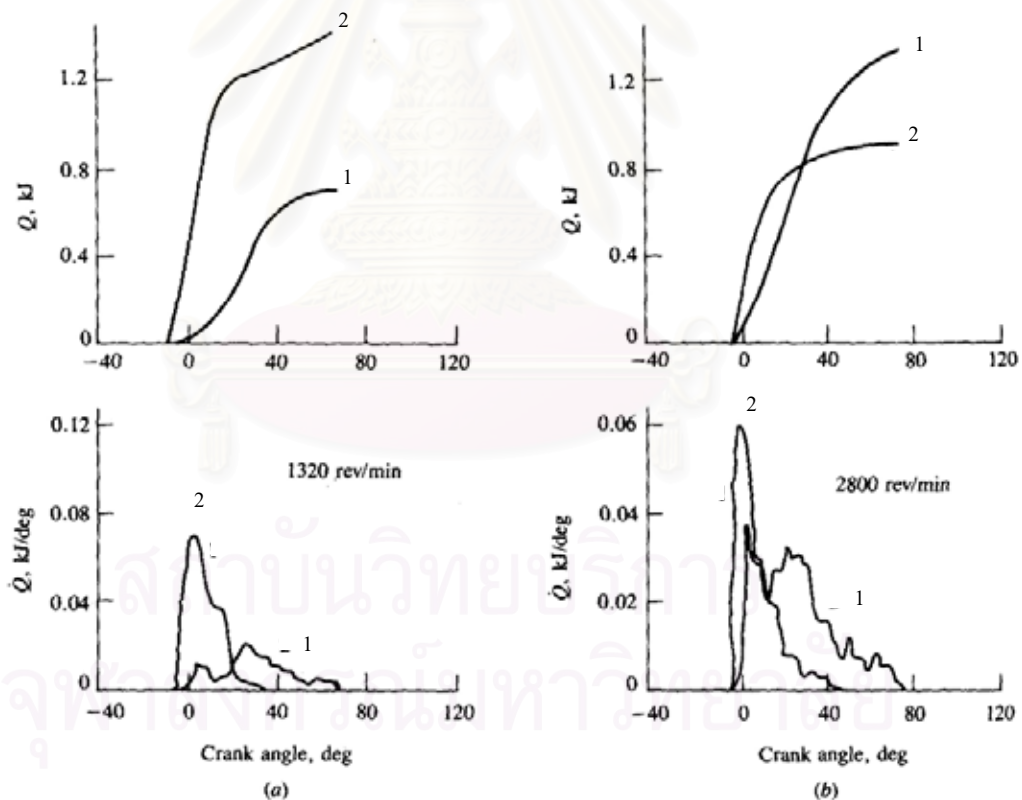
LHV คือ ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง

ค่า mass fraction burned นี้จะบอกให้ทราบว่าที่ตำแหน่งต่างๆ เชื้อเพลิงได้ถูกเผาไหม้ไปแล้วปริมาณเท่าใด

รูปที่ 2-13 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิสำหรับเครื่องยนต์ CI แบบ Indirect Injection เมื่อ $\gamma = 1.35$ ที่ 3 ความเร็วและปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อ cycle คงที่ พบว่าอัตราการปล่อยความร้อนสัมบูรณ์จะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ส่วนอัตราการปล่อยความร้อนสัมพัทธ์จะขึ้นอยู่กับอัตราการเผาไหม้ซึ่งขึ้นอยู่กับอัตราผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ



รูปที่ 2-13 อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิสำหรับเครื่องยนต์ CI แบบ Indirect Injection ที่ภาระคงที่ ($0.29 \leq \phi \leq 0.32$) รูป(a) หน่วย kW, รูป(b) หน่วย J/degree [1]



รูปที่ 2-14 อัตราการปล่อยความร้อนรวมที่คำนวณได้ใน IDI swirl-chamber diesel ที่ engine full load 1. คือที่ห้องเผาไหม้หลัก และ 2. คือที่ห้องเผาไหม้ล่วงหน้า รูปบนคือการปล่อยความร้อนรวม ส่วนรูปล่างคืออัตราการปล่อยความร้อน (a) คือที่อัตราเร็วรอบ 1320 rpm และ (b) คือที่อัตราเร็วรอบ 2800 rpm [1]

อัตราการปล่อยความร้อนรวมของเครื่องยนต์ CI แบบ Indirect Injection Swirl-Chamber ที่ full load ดังรูปที่ 2-14 พบว่าที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต่ำ การปล่อยความร้อนที่ห้องเผาไหม้ล่วงหน้ามีค่า $2/3$ ของความร้อนทั้งหมด และที่ห้องเผาไหม้หลักมีอัตราการปล่อยความร้อนต่ำเนื่องจากที่ความเร็วรอบต่ำ การ swirl ต่ำทำให้กระบวนการผสมต่ำเนื่องจากระดับ turbulent ต่ำ แต่ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์สูง การปล่อยความร้อน $2/3$ ของทั้งหมดจะเกิดที่ห้องเผาไหม้หลัก

มีผลการศึกษาจาก Bowden และคณะ [4] ระบุว่า สัดส่วนของการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะขึ้นกับปริมาณเชื้อเพลิงที่ถูกฉีด (ภาวะของเครื่องยนต์) รวมทั้งอัตราส่วนระหว่างปริมาตรของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าต่อปริมาตร clearance volume โดยถ้าปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าสูงขึ้น สัดส่วนของการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะลดลง และทำให้สัดส่วนการปล่อยความร้อนที่ห้องเผาไหม้หลักเพิ่มขึ้น ขณะที่หากเพิ่มขนาดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยคงส่วนอื่นไว้ จะทำให้เกิดการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเป็นสัดส่วนเพิ่มขึ้น

นอกจากนี้ผลงานวิจัยของ Longbao และคณะ [5] รวมทั้ง Li และคณะ [6] ซึ่งเป็นงานวิจัยเกี่ยวกับการวิเคราะห์แบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์ร่วมกับการทดสอบเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber ต่างอธิบายตรงกันว่าสาเหตุหลักที่ทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber มีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์แบบ DI มี 3 สาเหตุสำคัญคือ การสูญเสียความร้อนผ่านผนังห้องเผาไหม้ล่วงหน้า การสูญเสียพลังงานในการไหลผ่าน throat และการเผาไหม้ที่ห้องเผาไหม้หลักเกิดช้ากว่า (combustion delay) นอกจากนี้ยังมีสาเหตุรองลงมาคือ การที่เครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber มีอัตราส่วนการอัดสูงกว่าค่าที่ดีที่สุด ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงกลต่ำกว่าเครื่องยนต์แบบ DI แต่ว่าเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber มีข้อได้เปรียบเครื่องยนต์ DI ที่ ignition delay สั้นกว่า (จากอัตราส่วนการอัดที่สูงกว่า) และมี throat ทำให้เกิดการผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงได้ดีกว่า สามารถนำอากาศในกระบอกสูบมาใช้ประโยชน์ได้มากกว่า จึงทำให้ได้กำลังดีกว่า โดยเกิดมลพิษที่เป็นควันดำน้อยกว่า [7]

นิยามสำหรับการวิเคราะห์การเผาไหม้ที่ใช้ในวิทยานิพนธ์นี้ได้แก่

- จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ คือ จุดที่เชื้อเพลิงปล่อยความร้อนออกมาแล้ว 1% ของการปล่อยความร้อนสุทธิสูงสุด[8]
- ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด หมายถึง ช่วงเวลาตั้งแต่เริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้
- จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ คือ จุดที่เชื้อเพลิงปล่อยความร้อนออกมาแล้ว 99% ของการปล่อยความร้อนสุทธิสูงสุด[8]
- ช่วงการเผาไหม้ หมายถึง ช่วงเวลาตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ถึงจุดสิ้นสุดการเผาไหม้

2.6 การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้

การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ผ่านหัวฉีดสามารถคำนวณได้จากสมการ(2-16) [6]

$$\frac{dm_f}{d\theta} = C_d A_n \sqrt{2\rho_f \Delta p} \quad (2-16)$$

โดยที่ C_d คือ Discharge coefficient ของหัวฉีด
 A_n คือ พื้นที่ที่เล็กที่สุดของหัวฉีด (m^2)
 ρ_f คือ ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (kg/m^3)
 Δp คือ Pressure drop across nozzle ในที่นี้คือผลต่างระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด (Fuel line pressure) กับ ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า

ปริมาณของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 cycle ต่อสูบ สำหรับเครื่องยนต์ 4 สูบ สามารถคำนวณได้จากสมการ (2-17)

$$m_f = \dot{m}_f \times 30 / N \quad (2-17)$$

โดยที่ m_f คือ มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 cycle ต่อสูบ ($kg/cycle$)
 \dot{m}_f คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ได้จากการทดสอบ (kg/s)
 N คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rev/min)

สำหรับค่า Discharge coefficient สามารถคำนวณได้จากการอินทิเกรตอัตราการฉีดเชื้อเพลิงตลอดช่วงของการฉีด ดังสมการ(2-18)

$$\int_{\theta_{start}}^{\theta_{end}} \frac{dm_f}{d\theta} d\theta = \dot{m}_f \times 30 / N \quad (2-18)$$

โดยที่ θ_{start} คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง

θ_{end} คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง

ซึ่งเราสามารถทราบช่วงการฉีดของหัวฉีดได้โดยดูจากผลต่างระหว่างความดันท่อจ่ายเชื้อเพลิง (Fuel line pressure) กับ ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อเชื้อเพลิงถูกบีบเชื้อเพลิงอัดให้มีความดันมากเกินกว่าค่า opening pressure ของหัวฉีด เข็มหัวฉีดจะเริ่มยกตัวในขณะที่ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดจะลดลงเล็กน้อย และความดันจะเพิ่มสูงขึ้นอีกครั้งเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจะยังคงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ที่ความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงมากกว่าความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เชื้อเพลิงก็จะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้จนกระทั่งสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเริ่มลดลงจนไม่สามารถเอาชนะแรงดันสปริงที่กีดเข็มหัวฉีดได้

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 3

ทฤษฎีเกี่ยวกับ Visualization

3.1 แบบจำลองเชิงปรากฏการณ์สำหรับการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

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

3.1.1 การศึกษาภาพถ่ายการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI

ในปัจจุบันนี้มีการวิจัยที่ทำการศึกษาค้นคว้าการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI ด้วยวิธีการถ่ายภาพความเร็วสูงเป็นจำนวนมาก โดยการถ่ายภาพออกมาเป็นลำดับตามมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ทำให้ได้ข้อมูลที่มีประโยชน์มากในการศึกษาลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI โดยภาพถ่ายการเผาไหม้ที่ถูบบันทึกเป็นรูปสี่เหลี่ยม จะมีลักษณะดังนี้

Fuel Spray – หยดเชื้อเพลิงจะสะท้อนแสงจากต้นกำเนิดแสงภายนอก และนิยามว่าเป็นส่วนของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว ก่อนการระเหยจะเสร็จสมบูรณ์

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

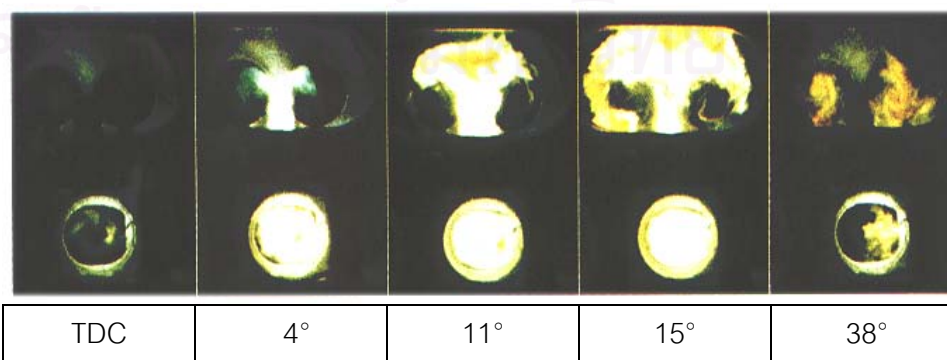
Diffusion Flame – การเผาไหม้ของอนุภาค Carbon ที่อุณหภูมิสูงในเปลวไฟแบบ Diffusion Flame จะมีความสว่างมากและปรากฏเป็นเปลวไฟสีเหลืองขาว เมื่อเปลวไฟเย็นลง การแผ่รังสีจากอนุภาคต่างๆจะเปลี่ยนสีเปลวไฟจากส้มเป็นแดง

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	เป็นการเผาไหม้อุณหภูมิคาร์บอนในเปลวไฟแบบ diffusion flame ที่อุณหภูมิ 2000 – 2500 °C
เหลืองและส้มแดง	เป็นการเผาไหม้อุณหภูมิคาร์บอนในเปลวไฟแบบ diffusion flame ที่อุณหภูมิต่ำกว่า โดยเห็นครั้งสุดท้ายในฟิล์มที่อุณหภูมิ 1000 °C
น้ำตาล	เป็นหมอกเขม่าจากบริเวณที่มีส่วนผสมหนาแน่นมาก เมื่อเคลื่อนที่ไปเจอกับอากาศ (บริเวณที่เป็นสีเทา) มักจะเกิดเป็นขอบสีขาวของเปลวไฟที่มีความร้อนสูง

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



รูปที่ 3-1 แสดงภาพถ่ายจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม [1]

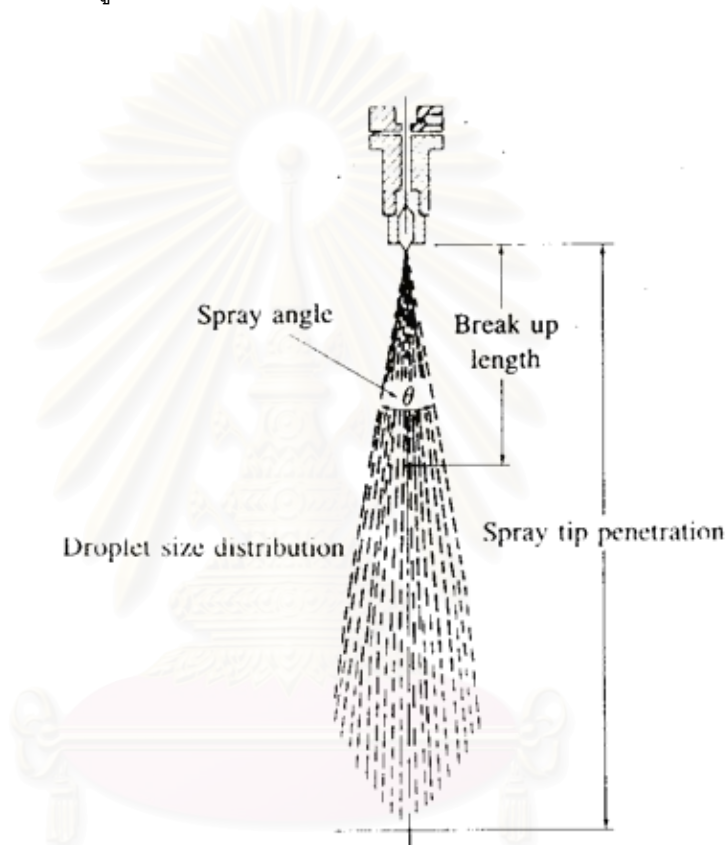
ที่ศูนย์ตายบน (Top-dead Center or TDC) รูปถ่ายแสดงให้เห็นว่าสเปรย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกมาจะถูกทำให้แตกตัวโดยอากาศที่เกิดการหมุนวนด้วยความเร็วสูงในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดย main spray จะเคลื่อนที่ตามแนวสัมผัสของผนัง แต่ในรูปนี้จะไม่ปรากฏ auxiliary spray ให้สังเกตเห็น เนื่องจากที่ TDC นั้น auxiliary spray ซึ่งมีขนาดเล็กกว่าได้ระเหยไปก่อนแล้ว ส่วนการเกิดเปลวไฟที่มองเห็นได้ในครั้งแรกนั้น เกิดที่มุมข้อเหวี่ยง 1° BTDC ในเชื้อเพลิงที่ระเหยแล้วจาก auxiliary spray โดยปรากฏเป็นเปลวไฟแบบ premixed flame สีเขียว แล้วที่ TDC เปลวไฟจะขยายตัวไปที่ main spray และเริ่มเปลี่ยนเป็นเปลวไฟแบบที่กำลังเผาไหม้อุณหภูมิคาร์บอนเป็นสีเหลือง-ขาว โดยมีขอบเป็นสีเขียว ส่วนที่มุมข้อเหวี่ยง 4° BTDC ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะเต็มไปด้วยเปลวไฟที่กำลังเผาไหม้อุณหภูมิคาร์บอน และเปลวไฟส่วนหนึ่งจะเคลื่อนออกมาด้วยความดันจากห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ผ่าน throat เข้าไปที่ซอกบริเวณเหนือหัวลูกสูบ โดยลำของเปลวไฟจะไหลออกมาปะทะกับหัวลูกสูบและเข้ามาผสมกับอากาศในห้องเผาไหม้หลัก เหลือเพียงจุดสีเขียว ซึ่งเป็นบริเวณที่มีการเผาไหม้อุณหภูมิคาร์บอน (ที่มุมข้อเหวี่ยง 4° , 11° และ 15° ATDC) ส่วนกลุ่มเขม่าสีน้ำตาลที่เกิดที่บริเวณ throat ที่มุมข้อเหวี่ยง 15° ATDC จะขยายตัวไปรอบๆกระบอกสูบ โดยมีขอบเป็นเปลวไฟสว่างสีเหลืองขาว โดยหลังจากนี้เขม่ากลุ่มนี้จะพบกับอากาศที่เหลืออยู่ในห้องเผาไหม้และเกิดการเผาไหม้ต่อไป เมื่อแก๊สในห้องเผาไหม้เย็นตัวลงในจังหวะขยายตัว จะเกิดเหตุการณ์ที่เปลวไฟสีเหลืองขาว เริ่มเปลี่ยนเป็นสีเหลืองแก่ แล้วเปลี่ยนเป็นสีส้มแดง ซึ่งจากรูปถ่ายที่มุมข้อเหวี่ยง 38° ATDC จะสังเกตเห็นว่าเปลวไฟเริ่มดับตัวลง

3.1.2 การศึกษาโครงสร้างของดีเซลสเปรย์

3.1.2.1 โครงสร้างสเปรย์ทั้งหมด เชื้อเพลิงถูกนำเข้าสู่ห้องเผาไหม้ของ

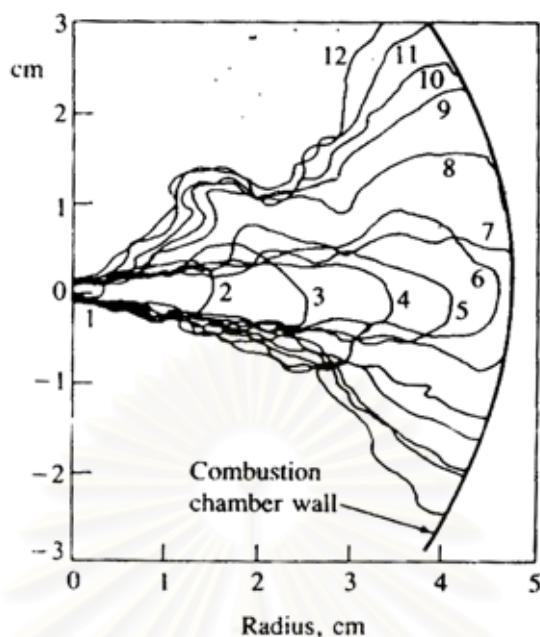
เครื่องยนต์ดีเซลโดยผ่านหัวฉีด หรือ รูเล็ก 1 หรือมากกว่าสองรู โดยมีผลต่างความดันระหว่างท่อป้อนเชื้อเพลิงและกระบอกสูบมาก หัวฉีดดีเซลมาตรฐานมักทำงานด้วยความดันในการฉีดเชื้อเพลิงระหว่าง 200 และ 1700 atm ที่เวลาของการฉีด อากาศในกระบอกสูบจะมีความดัน 50 ถึง 100 atm, อุณหภูมิประมาณ 1000 K และความหนาแน่นระหว่าง 15 และ 25 kg/m^3 รูปที่ 3-2 แสดงโครงสร้างของสเปรย์เชื้อเพลิงเครื่องยนต์ DI ทั่วไป เมื่อ jet ของเหลวออกจากหัวฉีด มันจะกลายเป็น turbulent และแพร่กระจายออกไป เมื่อมันปะทะและผสมกับอากาศที่อยู่รอบๆ ความเร็วของ jet เริ่มต้นมีค่ามากกว่า 10^2 m/s ที่ผิวภายนอกของ jet จะแตกออกเป็นหยดที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง $10 \mu\text{m}$ ที่ใกล้กับทางออกของหัวฉีด ลำของเหลวที่ออกจากหัวฉีด จะรวมตัวกันภายในกระบอกสูบ ครอบคลุมความยาวค่าหนึ่งที่เราเรียกว่า "Breakup length" แล้วแตกตัวเป็นละอองหยดที่มีขนาดต่างๆกัน เมื่อละอองสเปรย์เคลื่อนออกจากหัวฉีด มวลของอากาศภายใน

สเปรย์จะเพิ่มขึ้น, สเปรย์ลู่ออก, ความกว้างสเปรย์เพิ่มขึ้น และความเร็วลดลง หยดเชื้อเพลิงระเหย เมื่อกระบวนการแทรกตัวของอากาศดำเนินไป ปลายของสเปรย์พุ่งไกลออกไปในห้องเผาไหม้เมื่อการฉีดเชื้อเพลิงดำเนินไป แต่ด้วยอัตราที่ลดลง รูปที่ 3-3 แสดงสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลที่ทำปฏิกิริยากับผนังภายนอกทรงกระบอกของห้องเผาไหม้รูป disc ในเครื่องอัดความเร็วสูง ภายใต้สภาวะการฉีดดีเซลทั่วไปผนังกระบอกสูบทำให้สเปรย์แตกออกเป็นครึ่งหนึ่งซึ่งไหลตามเส้นรอบวงในทิศใดทิศหนึ่ง สเปรย์ที่อยู่ติดกันจะบังคับการไหลเข้าในแนวรัศมีไปตามแกนห้องเผาไหม้



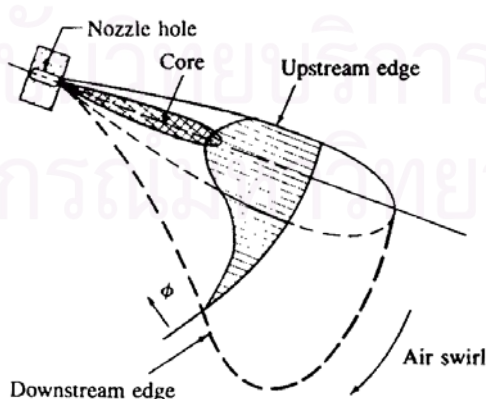
รูปที่ 3-2 แผนผังสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลที่ได้นิยามตัวแปรหลักๆ [1]

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



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

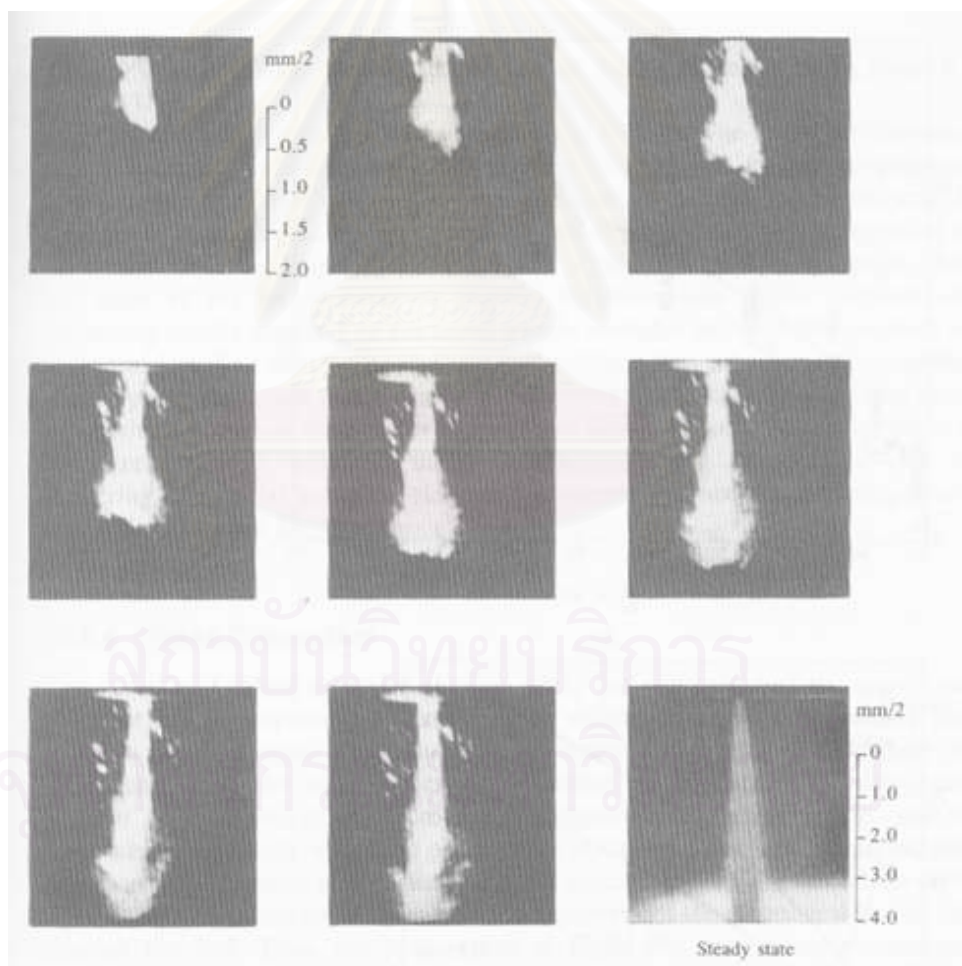
แผนผังของรูปแบบสเปรย์ซึ่งเกิดจากเมื่อ jet เชื้อเพลิงถูกฉีดในแนวรัศมีออกไปสู่ การไหลแบบ swirl แสดงในรูปที่ 3-4 มีการเคลื่อนที่สัมพัทธ์ระหว่างทั้งทิศทางตามแนวรัศมีและ แนวเส้นสัมผัสระหว่าง jet เริ่มต้นกับอากาศ โครงสร้างของ jet จะซับซ้อนกว่า เมื่อสเปรย์ปะทะกับ อากาศและช้าลง สเปรย์จะโค้งงอมากขึ้นไปตามทิศทางของ swirl ลักษณะที่สำคัญของสเปรย์คือ บริเวณขนาดใหญ่ที่มีไอบรรจุอยู่ที่ปลายทางของแกนของเหลว



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

3.1.2.2 การแตกตัวเป็นละออง ภายใต้สภาวะการฉีดดีเซล ถ้าเชื้อเพลิงมักจะก่อให้เกิดสเปรย์รูปกรวยที่ทางออกของหัวฉีด พฤติกรรมแบบนี้ เรียกว่า วิธีการแตกตัวเป็นละออง และเกิดเป็นหยดที่มีขนาดเล็กกว่าหัวฉีดมากที่ความเร็ว 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]

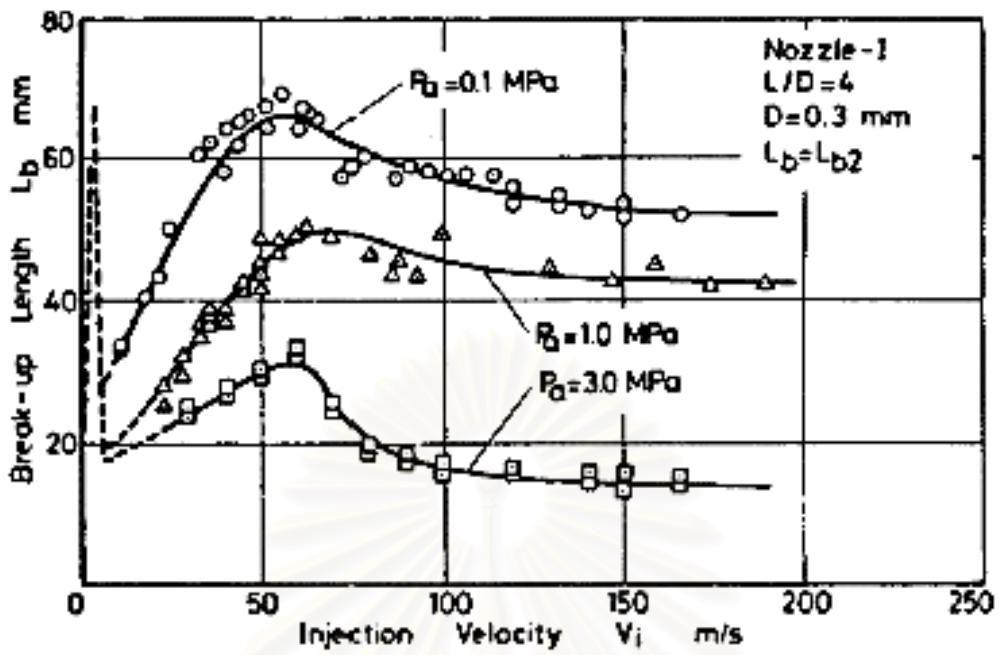
สำหรับการแตกตัวเป็นละอองของ jet Spray angle θ มีค่าตามความสัมพันธ์คือ

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

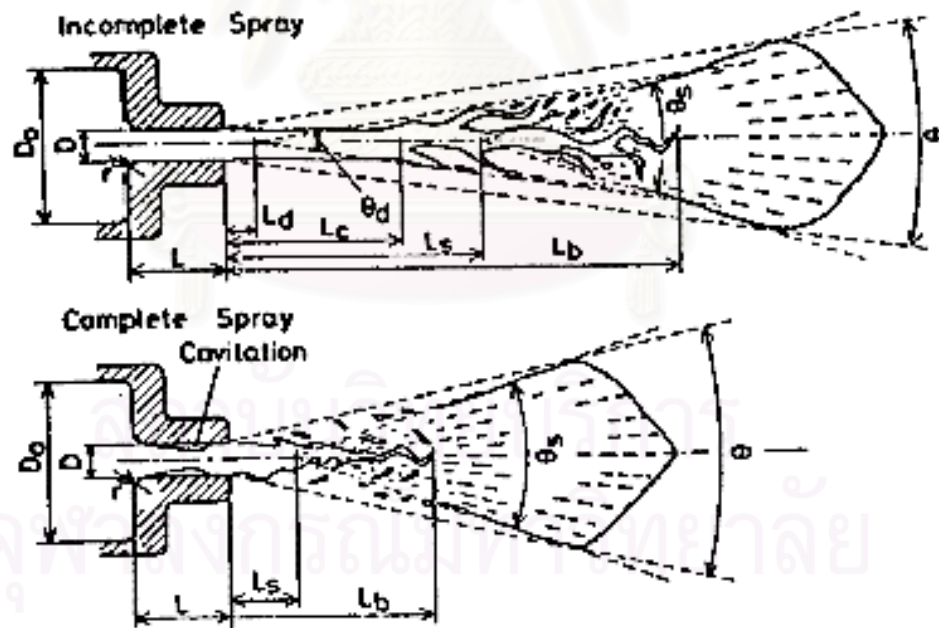
ที่ซึ่ง ρ_g และ ρ_l เป็นความหนาแน่นแก๊สและของเหลว และ A เป็นค่าคงที่ สำหรับรูปร่างหัวฉีด (ค่าสมการทางตัวเลขของ A คือ $A = 3.0 + 0.28(L_n/d_n)$ ที่ซึ่ง L_n/d_n เป็น อัตราส่วนความยาว/เส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด) [1]

แนวโน้มการแตกตัวของ jet สามารถสรุปได้ดังนี้ มุมลู่ออกของ jet เริ่มต้นเพิ่มขึ้น เมื่อเพิ่มความหนาแน่นแก๊ส การลู่ออกเริ่มอย่างมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นที่ใกล้กับหัวฉีดเมื่อความหนาแน่นก๊าซเพิ่มขึ้นจนกระทั่งถึงทางออกหัวฉีด มุมการลู่ออกของ jet เพิ่มขึ้นเมื่อลดความหนืดเชื้อเพลิง โดยที่การลู่ออกเริ่มขึ้นที่ทางออกหัวฉีดเมื่อความหนืดของของเหลวต่ำกว่าค่าหนึ่ง การออกแบบหัวฉีดมีผลต่อการเริ่มต้นของการแตกตัวเป็นละออง มุมลู่ออกของ jet ลดลงเมื่อเพิ่มความยาวหัวฉีด สำหรับที่ความยาวเดียวกัน ทางเข้าหัวฉีดที่มนจะให้ jet ที่ลู่ออกน้อยกว่าทางเข้าหัวฉีดที่คม สังเกตว่าขณะที่ผลทั้งหมดเหล่านี้ ได้มาภายใต้สภาวะที่ไม่เกิดการกระเหยกระบวนกาพัฒนาสเปรย์เริ่มต้นจะไม่ได้รับผลกระทบจากการกระเหย

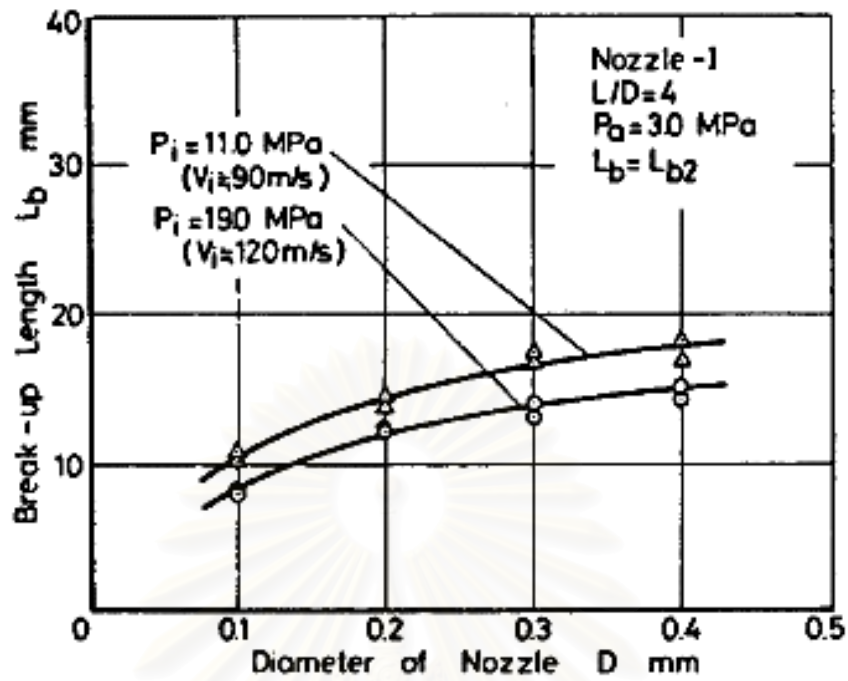
ความยาวที่แตกเป็นละอองฝอย (break-up length) มีผลต่อการกระจายตัวของสเปรย์ จึงมีผลมากต่อการผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง รูปที่ 3-6 แสดงผลจากความเร็วของการฉีดเชื้อเพลิง ที่มีต่อ break-up length ที่สภาวะความดันแวดล้อมหลายค่า จะสังเกตได้ว่าช่วงความเร็วการฉีด 20 m/s ถึง 60 m/s ค่า break-up length จะแปรผันตรงตามความเร็วการฉีด 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



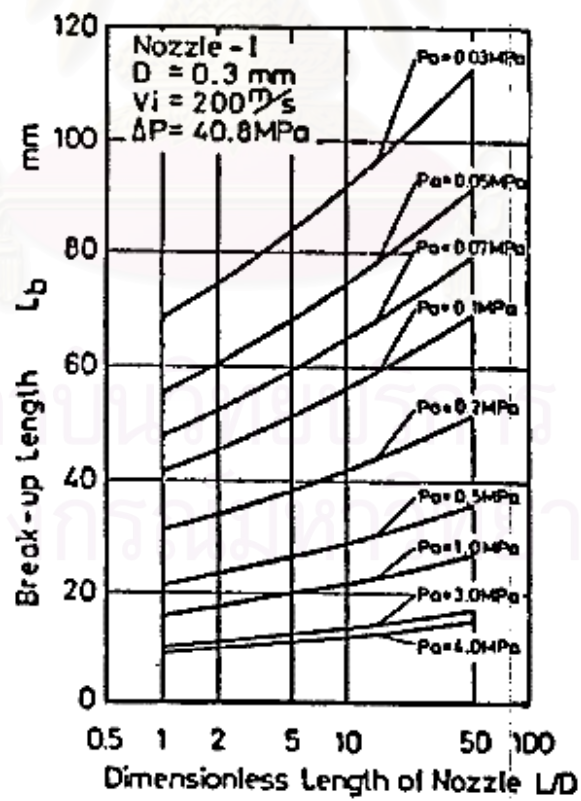
รูปที่ 3-6 แสดงผลของความเร็วจุดที่มีต่อ break-up length [9]



รูปที่ 3-7 แสดงโครงสร้างภายในของสเปรย์แบบ Incomplete และ complete [9]

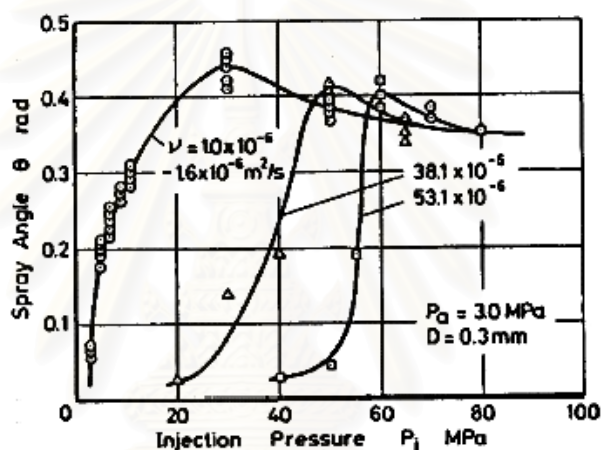


รูปที่ 3-8 แสดงผลของขนาดรูหัวฉีดที่มีต่อ break-up length [9]

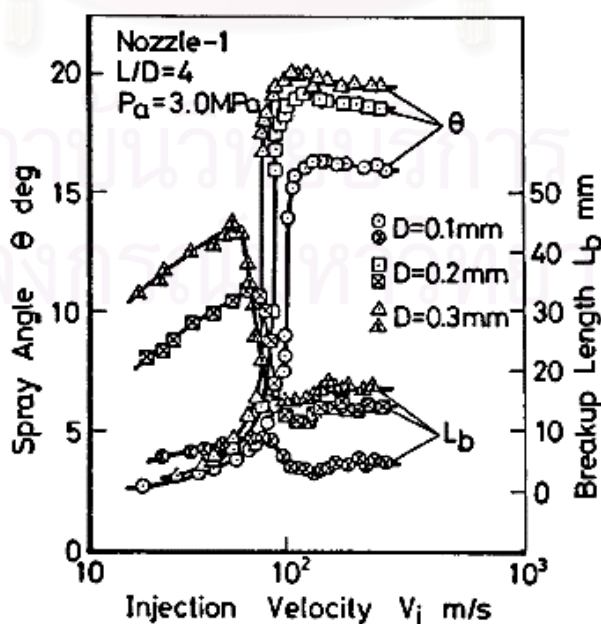


รูปที่ 3-9 แสดงผลของ length/diameter ของรูหัวฉีดที่มีต่อ break-up length [9]

จากผลการทดสอบพบว่า spray angle จะแปรผันตรงกับความดันการฉีด(ซึ่งแปรผันตรงกับความเร็วกการฉีด)ในช่วง incomplete spray และเข้าสู่ค่าคงที่เมื่อความดันการฉีดอยู่ในช่วง complete spray รวมทั้งความหนืดของเชื้อเพลิงเหลวที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ช่วงค่าความดันการฉีดที่ทำให้ incomplete spray เปลี่ยนเป็น complete spray มีค่าสูงขึ้น ดังที่แสดงในรูปที่ 3-10 ส่วนในรูปที่ 3-11 แสดงผลของความเร็วกการฉีดที่มีต่อ spray angle และ break-up length ที่ขนาดหัวฉีดต่างกัน เมื่อพิจารณาจากรูปจะเห็นว่า ช่วงความเร็วกการฉีดจาก 70 m/s ถึง 100 m/s เป็น incomplete spray ส่วนช่วงความเร็วกการฉีดสูงกว่านี้เป็น complete spray ซึ่งขนาดหัวฉีดที่ต่างกันไม่ทำให้ค่าความเร็วกการฉีดขณะที่เกิดการเปลี่ยนแปลงจาก incomplete spray เป็น complete spray เปลี่ยนไป



รูปที่ 3-10 แสดงผลของความดันการฉีดที่มีต่อ spray angle [9]



รูปที่ 3-11 แสดงผลของความเร็วกการฉีดที่มีต่อ spray angle และ break-up length [9]

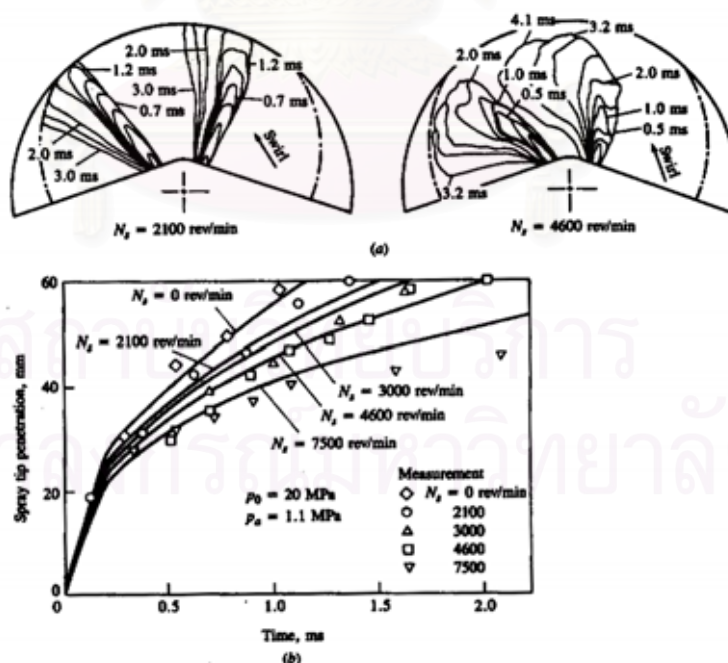
3.1.2.3 Spray Penetration ความเร็วและระยะที่สเปรย์พุ่งเข้าไปในห้องเผา

ใหม่ มีส่วนสำคัญที่มีผลต่ออัตราการใช้อากาศ และการผสมเชื้อเพลิงกับอากาศ ในเครื่องยนต์บางแบบที่ผนังห้องเผาไหม้ร้อนและมี swirl สูง ต้องการให้น้ำมันฉีดไปกระทบผนัง แต่ในระบบดีเซล DI หลายสเปรย์ ถ้าพุ่งมากไปจะกระทบผนังที่เย็น ทำให้อัตราการผสมต่ำและการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ ถ้าพุ่งน้อยเกินไป ทำให้การใช้อากาศไม่ดี เนื่องจากอากาศที่รอบนอกของห้องเผาไหม้ไม่สัมผัสกับเชื้อเพลิง ดังนั้นการพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวภายใต้สภาวะปกติที่ตั้งที่พบในเครื่องยนต์ดีเซลจะได้รับการศึกษาอย่างกว้างขวาง

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

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

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



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

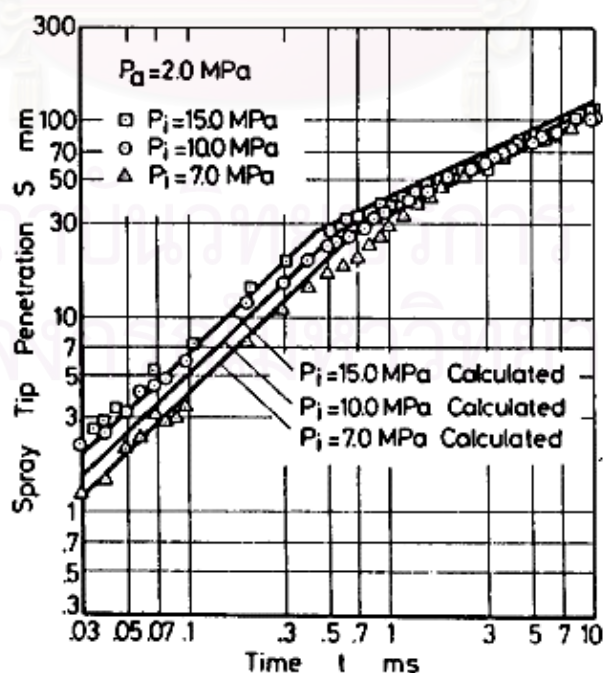
เส้นที่บแสดงสมการ (3-2) [2]

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

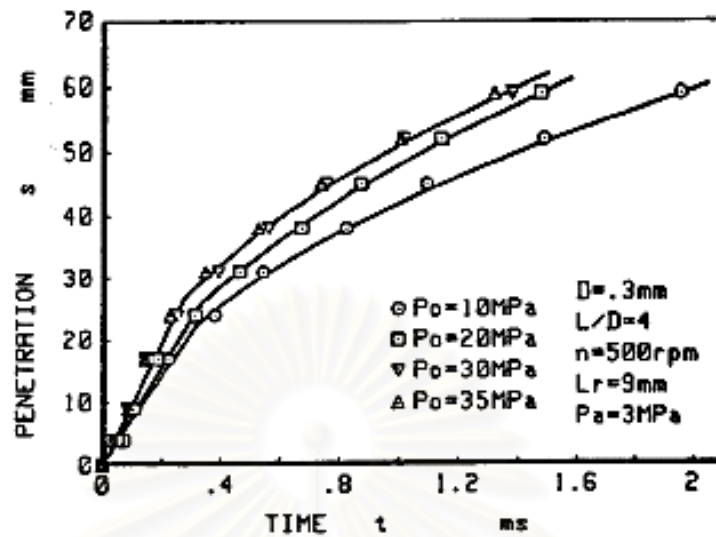
$$\frac{S_s}{S} = \left(1 + \frac{\pi R_s NS}{30 v_j} \right)^{-1} \quad (3-3)$$

โดย R_s คือ อัตราส่วนอากาศหมุน (swirl ratio) ซึ่งเท่ากับอัตราอากาศหมุนเป็นรอบต่อนาที ที่หารด้วยความเร็วเครื่องยนต์ 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



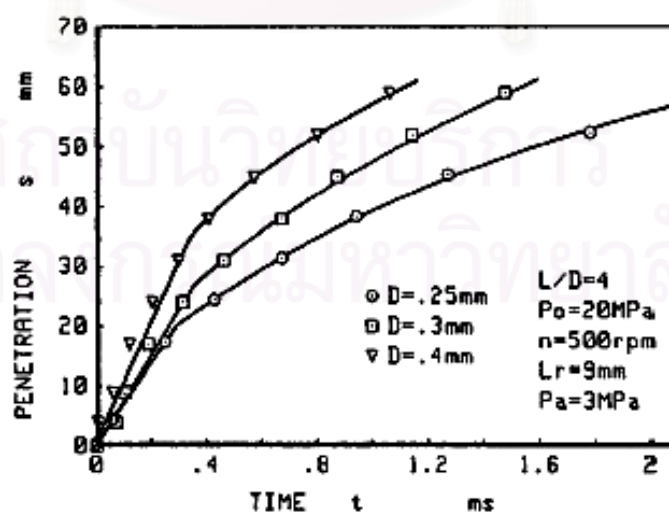
รูปที่ 3-13 แสดง spray tip penetration ที่ความดันการฉีดต่างกัน [9]



รูปที่ 3-14 แสดงผลของ valve opening pressure ที่มีต่อ spray tip penetration [9]

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 [9]

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

เชื้อเพลิงเหลวที่ถูกฉีด ซึ่งแตกตัวออกเป็นหยดเล็กๆ ใกล้เคียงกับทางออกของหัวฉีด เพื่อก่อตัวเป็นสเปรย์จะต้องระเหยก่อนที่จะผสมกับอากาศและเผาไหม้ไป

การสังเกตกระบวนการระเหยของสเปรย์เชื้อเพลิงในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ จะช่วยในการทำนายสภาวะการเผาไหม้ที่ตามมาได้

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

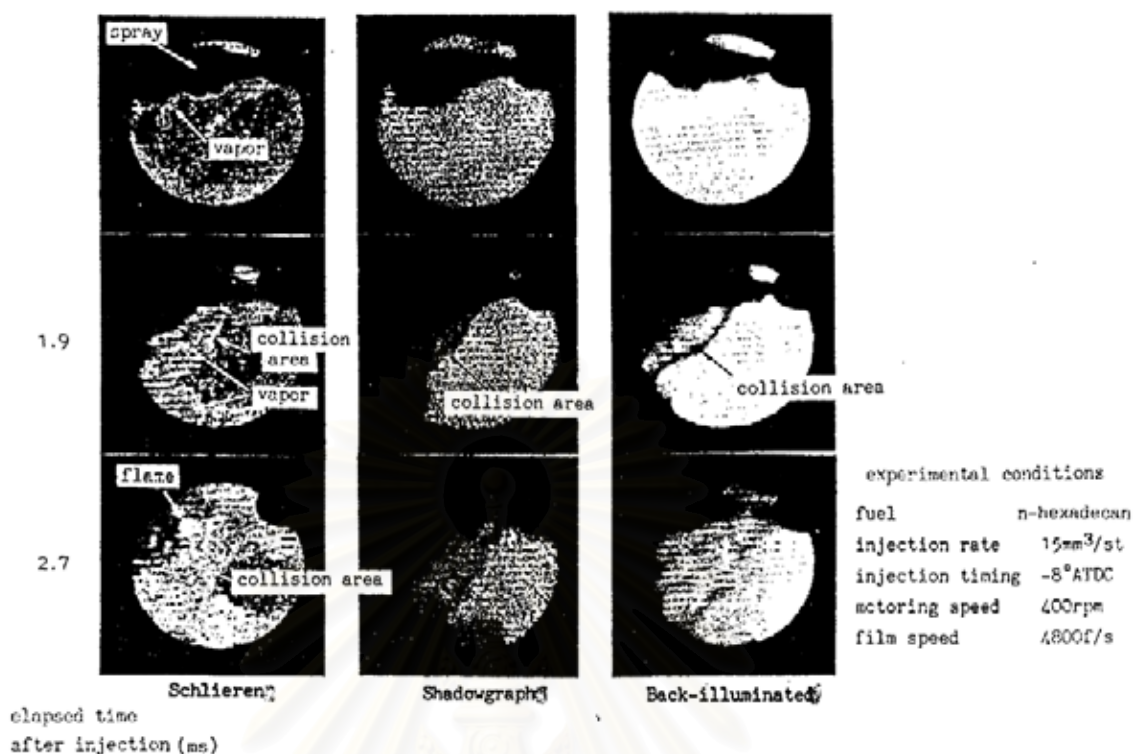
Schlieren film : ลำแสงโปร่งใสที่ไม่ไวต่อ density gradients ของส่วนทดสอบ จะถูกปิดที่ Schlieren stop จะสังเกตเฉพาะบริเวณไอที่มี density gradients เท่านั้นในลักษณะของภาพที่สว่าง

Shadowgraph film : ทั้งส่วนของสเปรย์ที่ไม่ผ่านลำแสง และบริเวณไอที่มีการเปลี่ยนแปลงใน density gradients จะถูกสังเกตในลักษณะของภาพที่มีมืด

Back-illuminated film : จะสังเกตเฉพาะส่วนของสเปรย์ที่ไม่ผ่านลำแสงเท่านั้น

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

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

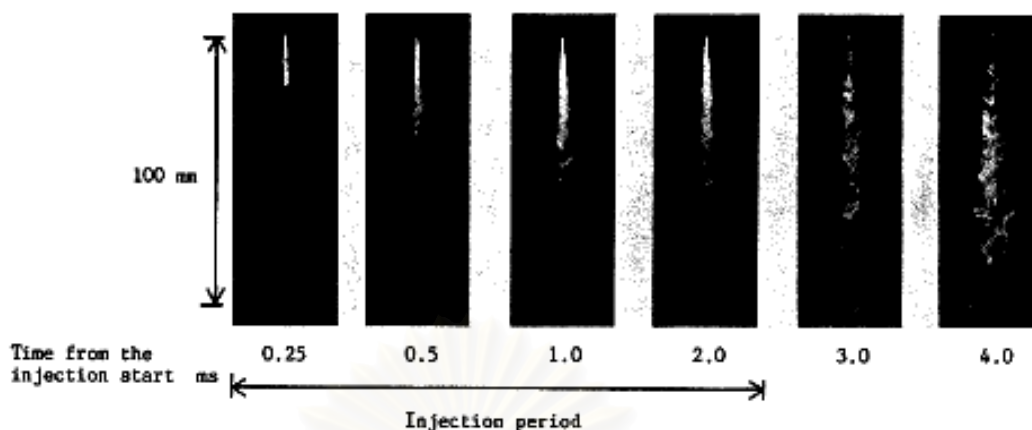


รูปที่ 3-16 การเปรียบเทียบฟิล์ม 3 ชนิดระหว่างการระเหยของสเปรย์ (หัวฉีดเดี่ยว) [10]

A. Azetsu และคณะ [11] ได้ศึกษาโครงสร้างอย่างละเอียดของสเปรย์ดีเซล โดยการตรวจดูแบบ 2 มิติของสเปรย์ที่ไม่ระเหย, ขอบเขตไม่แน่นอนและไม่สม่ำเสมอ ด้วยเทคนิค laser sheet illumination โดยศึกษากลไกของ jet break-up ซึ่งถูกศึกษาในเชิงของภาพถ่าย และมีการบันทึกความสำคัญของปฏิกริยาระหว่าง liquid surface-air, liquid turbulence และ cavitation ที่มีต่อการเกิดสเปรย์ วัด break-up length โดยใช้ probe สอดเข้าไป จากนั้นอธิบายผลของความดันรอบๆ และเส้นผ่านศูนย์กลางหัวฉีด ขนาด droplet เฉลี่ยและการแจกจ่ายของความหนาแน่นของ droplets จะถูกศึกษาโดยใช้เทคนิคการวิเคราะห์โดยเลเซอร์

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

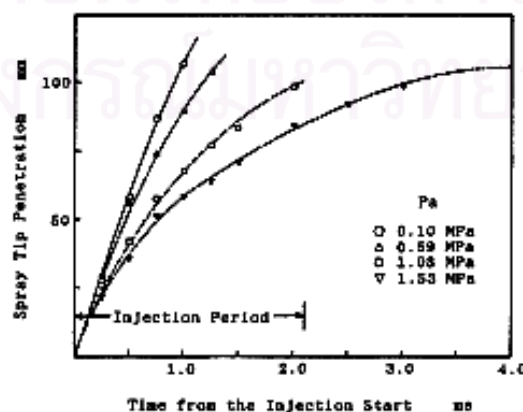
ภาพถ่ายในรูปที่ 3-17 แสดงภาพถ่ายของสเปรย์ภายใต้ความดันแวดล้อมที่ 1.53 MPa ที่จังหวะ 0.25, 0.5, 1.0, 2.0, 3.0, 4.0 ms หลังจากเริ่มต้นการฉีด เมื่อปลายสเปรย์ไปถึงจุดๆ หนึ่ง ซึ่งขึ้นกับสภาวะของการฉีด รูปร่างของปลายสเปรย์จะเปลี่ยนไปทันที หลังจากการเปลี่ยนรูปร่างนี้ จะสามารถเห็นโครงสร้าง branch-like ซึ่งจะแผ่ขยายย้อนกลับจากแกนกลางของสเปรย์



รูปที่ 3-17 ภาพถ่ายแสดงการพัฒนาของสเปรย์ที่ความดันแวดล้อม $P_a = 1.53 \text{ MPa}$ [11]

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

นอกจากนี้จากโครงสร้าง branch-like นี้ ยังมีแกนที่หนาแน่นมากที่ศูนย์กลางของสเปรย์ระหว่างช่วงการฉีด จากการตรวจสอบภาพถ่ายอย่างใกล้ชิด จะสังเกตเห็นได้ว่าแกน (core) นี้จะยืดขยายเกือบเป็นแนวตรงไปสู่บางจุดที่ใกล้ปลายหัวฉีดมาก และหลังจากจุดนี้จะคดเคี้ยวเล็กน้อย ซึ่งทำให้แกนของสเปรย์มีรูปร่างหัก ความยาวการหักและขนาดของมันจะเพิ่มขึ้นทีละน้อย เมื่อมันเคลื่อนที่ไกลออกไปจากปลายหัวฉีดในช่วงการฉีด penetrating length จะยืดออกไปโดยตัวมันเอง โดยจะลดอัตราการเติบโตตามเวลาและจะสั้นลงเมื่อเพิ่มความดันแวดล้อม ดังรูปที่ 3-18

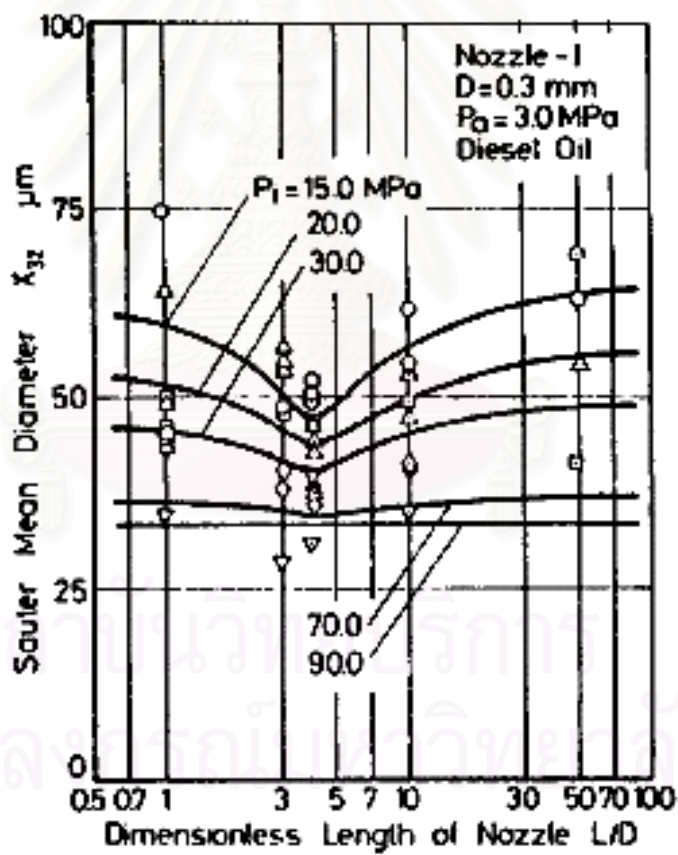


รูปที่ 3-18 การพัฒนาของ tip penetration ของสเปรย์ตามเวลา [11]

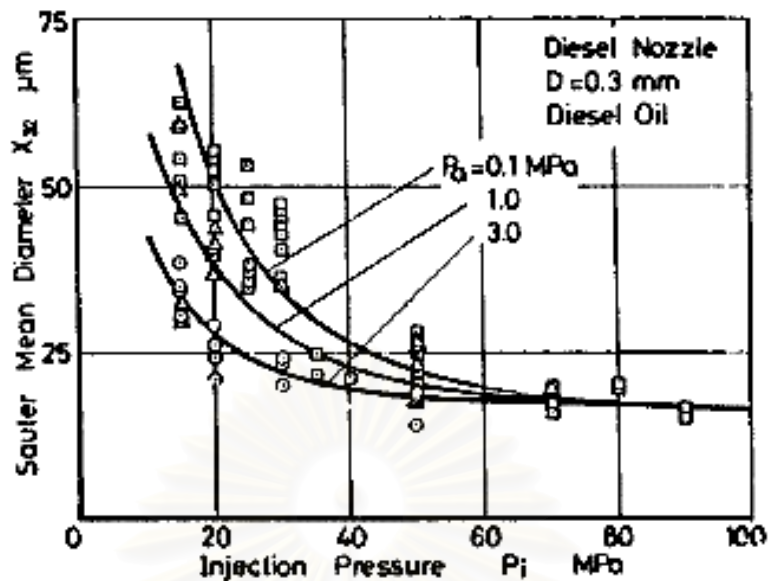
3.1.2.5 การกระจายของขนาดหยดเชื้อเพลิง (Droplet size distribution)

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

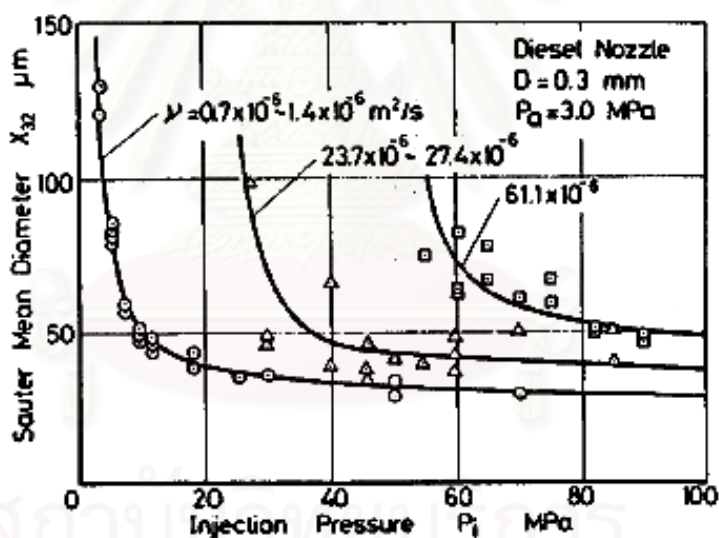
รูปที่ 3-20 แสดงผลของความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter ที่ความดันแวล้อมต่างกัน ส่วนรูปที่ 3-21 แสดงผลของความหนืดที่มีต่อ Sauter mean diameter ที่ความดันการฉีดต่างกัน พบว่าเมื่อความหนืดเพิ่มขึ้นจะมีผลทำให้ Sauter mean diameter มีขนาดใหญ่ขึ้น แม้จะเพิ่มความดันการฉีดให้สูงมากแล้วก็ตาม



รูปที่ 3-19 แสดงผลของ length/diameter ของรูหัวฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter [9]



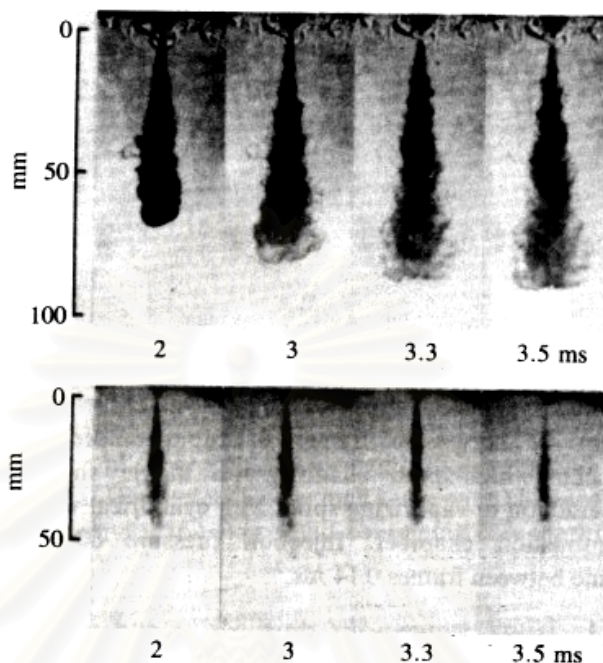
รูปที่ 3-20 แสดงผลของความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter [9]



รูปที่ 3-21 แสดงผลของความหนืดและความดันการฉีดที่มีต่อ Sauter mean diameter [9]

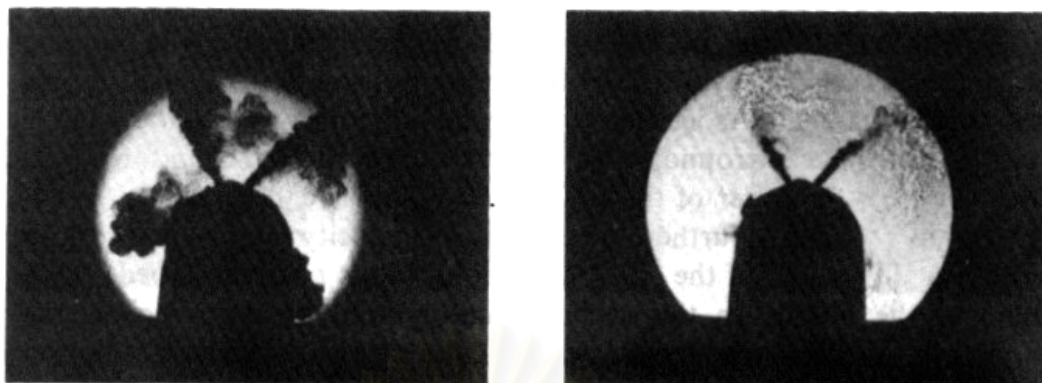
ในรูปที่ 3-22 แสดงภาพถ่ายของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดผ่านเข้าไปในแก๊สไนโตรเจนที่นิ่ง โดยใช้เทคนิคการถ่ายภาพที่แตกต่างกัน 2 แบบ ทำให้ได้ภาพแบบรวมทั้งบริเวณไอและของเหลว และภาพบริเวณแกนของเหลวเท่านั้น หยดของเชื้อเพลิงที่อยู่ขอบนอกของสเปรย์จะระเหยก่อน ทำให้เกิดสารผสมระหว่างไอเชื้อเพลิงกับอากาศที่ห่อหุ้มรอบแกนของเหลว จึงเป็นผลให้อัตราส่วน

สมมุติว่ามีค่าสูงสุดที่แนวกึ่งกลาง และลดลงเป็นศูนย์ (อากาศที่ยังไม่ได้ผสมกับเชื้อเพลิง) ที่ขอบของสเปร์ย์



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

เนื่องจากในระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber จะใช้การไหลวนของอากาศเพื่อเพิ่มอัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ การไหลวนของอากาศจะทำให้โครงสร้างของสเปร์ย์เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดพ่นเข้าไปในห้องเผาไหม้เปลี่ยนแปลงไป ในรูปที่ 3-23 แสดงภาพถ่ายแบบ schlieren ของสเปร์ย์เชื้อเพลิง ซึ่งถูกฉีดที่แกนกลางของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าในเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ที่มีอากาศไหลวนในทิศทางตามเข็มนาฬิกาด้วยความเร็วสูง โดยจะสังเกตเห็นว่าการกระทำระหว่างอากาศที่กำลังไหลวนกับสเปร์ย์ทั้งในส่วนที่เป็นของเหลวและส่วนที่เป็นไอ รวมทั้งสเปร์ย์ยังเกิดการปะทะกับผนังด้วย



รูปที่ 3-23 แสดงภาพถ่ายของสเปร์รี่เชื้อเพลิง ซึ่งถูกฉีดเข้าสู่อากาศไหลวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า แบบโปร่งแสงของเครื่องยนต์ IDI แบบพิเศษ โดยภาพด้านซ้าย เป็นภาพที่ถ่ายด้วยความไวสูง แสดงถึงขอบเขตของบริเวณที่เป็นไอของสเปร์รี่ ภาพด้านขวา เป็นภาพที่ถ่ายด้วยความไวต่ำ แสดงถึงบริเวณที่เป็นแกนของเหลว (สีเข้ม) ในความสัมพันธ์กับบริเวณที่เป็นไอ (สีจาง) [1]

3.1.2.6 กระบวนการจุดระเบิดของสเปร์รี่ดีเซล T.Ishiyama,

K.Miwa และ O. Horikoshi [12] ได้อธิบายถึงกระบวนการจุดระเบิดของสเปร์รี่ดีเซล องค์ประกอบของส่วนผสมเชื้อเพลิง-อากาศที่เกิดขึ้นในช่วง ignition delay ถูกวัดโดยการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในอากาศอุณหภูมิสูงในเครื่องอัดความเร็วสูง องค์ประกอบของส่วนผสมถูกเปรียบเทียบกับองค์ประกอบของผลิตภัณฑ์ที่ได้จากการทดสอบการแตกตัวทางความร้อนเพียงอย่างเดียวโดยใช้ flow reactor

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

การศึกษาเมื่อเร็ว ๆ นี้เกี่ยวกับการเกิดของส่วนผสมโดยใช้เครื่องอัดความเร็วสูง แสดงว่าแม้กระทั่งก่อนการจุดระเบิด ส่วนของเชื้อเพลิงจะแตกตัวเป็นไฮโดรคาร์บอนในสถานะแก๊ส ซึ่งจะปลดปล่อยความร้อนออกมามาก ในการศึกษา นี้ เชื้อเพลิงขององค์ประกอบตัวอย่างถูกเลือกเพื่อชี้ชัดกระบวนการจุดระเบิด ส่วนผสมถูกวิเคราะห์ทางเคมีโดยใช้วิธีสุ่มตัวอย่างแก๊สทั้งหมด ชั้นแรกใช้เทคนิคนี้ ลักษณะขององค์ประกอบส่วนผสมจะถูกเปรียบเทียบระหว่างเครื่องอัดความเร็วสูง (Rapid Compression Machine, RCM) และ flow reactor ชั้นที่สองผลจะถูกนำไปเชื่อมโยงกับ

ผลการบันทึกความดัน-เวลา และการพัฒนาของสเปรย์ สุดท้ายจะอธิบายกระบวนการเกิดของ ส่วนผสมเริ่มต้นที่สามารถกระตุ้นการเผาไหม้เริ่มต้น

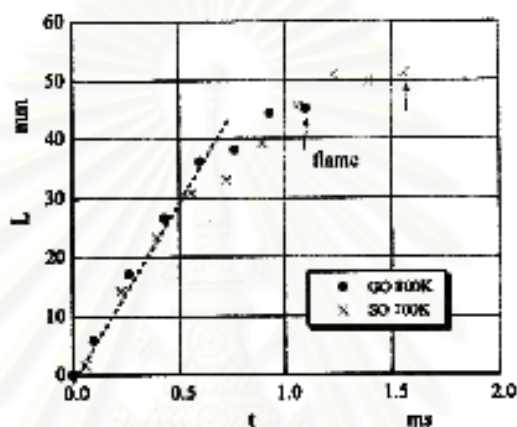
ในการศึกษานี้จะใช้ ignition delay 2 ชนิด คือ pressure recovery delay τ ถูกคำนวณจากโค้งความดัน-เวลา ซึ่งวัดโดย piezoelectric transducer และโค้งการยกตัวของเข็ม หัวฉีดโดย photoelectric detector เวลาการจุดระเบิดถูกตัดสินจากผลต่างความดัน $P_f - P_a$ โดย P_f คือความดันที่ได้จากการทดสอบการเผาไหม้ปกติและ P_a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

องค์ประกอบของส่วนผสมในช่วง ignition delay - ชั้นแรก องค์ประกอบของ ส่วนผสมในช่วง ignition delay ถูกตรวจสอบโดยการฉีด gas oil เข้าไปในอากาศหนึ่งที่ถูกอัดร้อน 800 K ไฮโดรคาร์บอนเบา ($C_1 - C_4$) ถูกตรวจพบว่าเป็นผลิตภัณฑ์ของปฏิกิริยา และการเพิ่มขึ้น ของไฮโดรคาร์บอน $C_6 - C_8$ ถูกสังเกตเห็นเมื่อเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงมาตรฐาน เป็นการแนะนำ เชื้อเพลิงดำเนินการแตกตัวต่อไป และผลิตไฮโดรคาร์บอนเบา ก่อนจะสังเกตเห็นการปลดปล่อย ความร้อนอย่างเด่นชัด

เนื่องจาก gas oil ประกอบด้วยไฮโดรคาร์บอนหลายชนิด ดูเหมือนว่าเกือบเป็นไป ไม่ได้ที่จะตัดสินโดยสิ้นเชิงว่าชนิดใดถูกเหนี่ยวนำจากเชื้อเพลิงโดยปฏิกิริยาใดๆ ในการแก้ปัญหา นี้ จะใช้ simple oil ที่อุณหภูมิก๊าซเดียวกันที่เริ่มต้นการฉีด รูปแบบการปลดปล่อยความร้อนของ simple oil จะมีคุณลักษณะที่กระจัดกระจายมากกว่าเนื่องจากว่ามันมี ignition delay สั้นกว่า gas oil ดังนั้นอุณหภูมิก๊าซจะลดลงเหลือ 700 K สำหรับ simple oil เพื่อว่าโค้งอัตราการ ปลดปล่อยความร้อนสอดคล้องโดยประมาณกับโค้งของ gas oil ที่ 800 K ที่อุณหภูมินี้ simple oil มี pressure recovery delay ประมาณ 3 ms

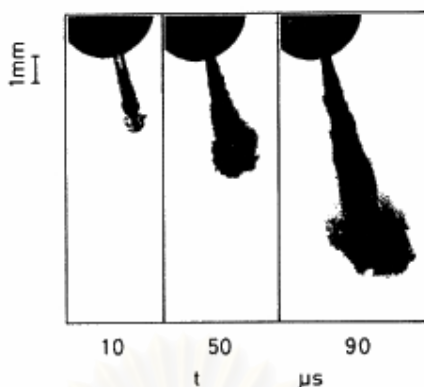
ฝั่งความดัน-เวลา และกระบวนการจุดระเบิด - illumination delay τ_i มักจะสั้น กว่า pressure recovery delay τ เสมอ เปลวไฟที่มองเห็นได้เริ่มต้นมักจะปรากฏที่เวลาประมาณ $P_f - P_a$ มีค่าน้อยสุด นั่นคือเริ่มต้นของการปรากฏของการปลดปล่อยความร้อน ไม่ตรวจพบการ ปลดปล่อยแสงระหว่างกระบวนการสุ่มตัวอย่างของส่วนผสม ซึ่งหมายความว่า การสลายตัวของ เชื้อเพลิงเกิดขึ้นก่อนเปลวไฟที่สามารถมองเห็นได้จะปรากฏ และความร้อนที่เด่นชัดเริ่มที่จะถูก ปลดปล่อย ดังนั้นการเผาไหม้ต้องเริ่มต้นในช่วงต้นของการผสม

การพัฒนาของสเปรย์และกระบวนการจุดระเบิด - รูปที่ 3-24 แสดง tip penetration L ที่หาจากรูปถ่ายความเร็วสูง มีการพล็อต 2 ชนิดที่สอดคล้องกับการฉีด gas oil เข้าไปในอากาศ 800 K และการฉีด simple oil เข้าไปในอากาศ 700 K penetration L ทั้งสองเพิ่มขึ้นเป็นเส้นตรงกับเวลาถึงประมาณ 0.5 ms และอัตราการเติบโตลดลงหลังจากนั้น การศึกษาบางอย่างแสดงว่าสเปรย์แตกตัวเป็นละอองเล็กน้อยในช่วงที่ penetration เพิ่มขึ้นเป็นเส้นตรง ช่วงเวลานี้เรียกว่า "break-up time"



รูปที่ 3-24 Penetration ของสเปรย์ก่อนการจุดระเบิด [12]

รูปที่ 3-25 แสดงภาพถ่ายของสเปรย์ที่ไม่ระเหยในไนโตรเจน 1 Mpa ที่ถ่ายด้วย nano-spark light source [13] สเปรย์ในภาพถ่ายเหล่านี้อยู่ในส่วนเริ่มต้นของ break-up time (ในกรณีนี้คือ 0.4 ms) จากการมองอย่างกว้างๆ สเปรย์ทั้งหมดสามารถถูกกระทำให้เป็นการไหลของเชื้อเพลิงเหลว แต่อย่างไรก็ตาม ถ้ามองย่อลงไป ส่วนของเชื้อเพลิงเล็กๆถูกสังเกตเห็นแล้ว ในเส้นรอบนอกของการไหลของเชื้อเพลิงที่เวลา 90 μ s จากการวิเคราะห์ภาพถ่ายนี้ ส่วนเล็กๆเหล่านี้มีเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยกว่า 10 μ m ส่วนเล็กๆที่ว่า สามารถระเหยได้โดยง่ายเพื่อป้องกันส่วนผสมเริ่มต้นถ้าอุณหภูมิแวดล้อมสูง ส่วนผสมที่ก่อตัวด้วยวิธีนี้จะมีส่วนที่เริ่มต้นการเผาไหม้เริ่มแรกที่ทำให้เกิดการระเหยและเผาไหม้ต่อเนื่องในเวลาต่อมา

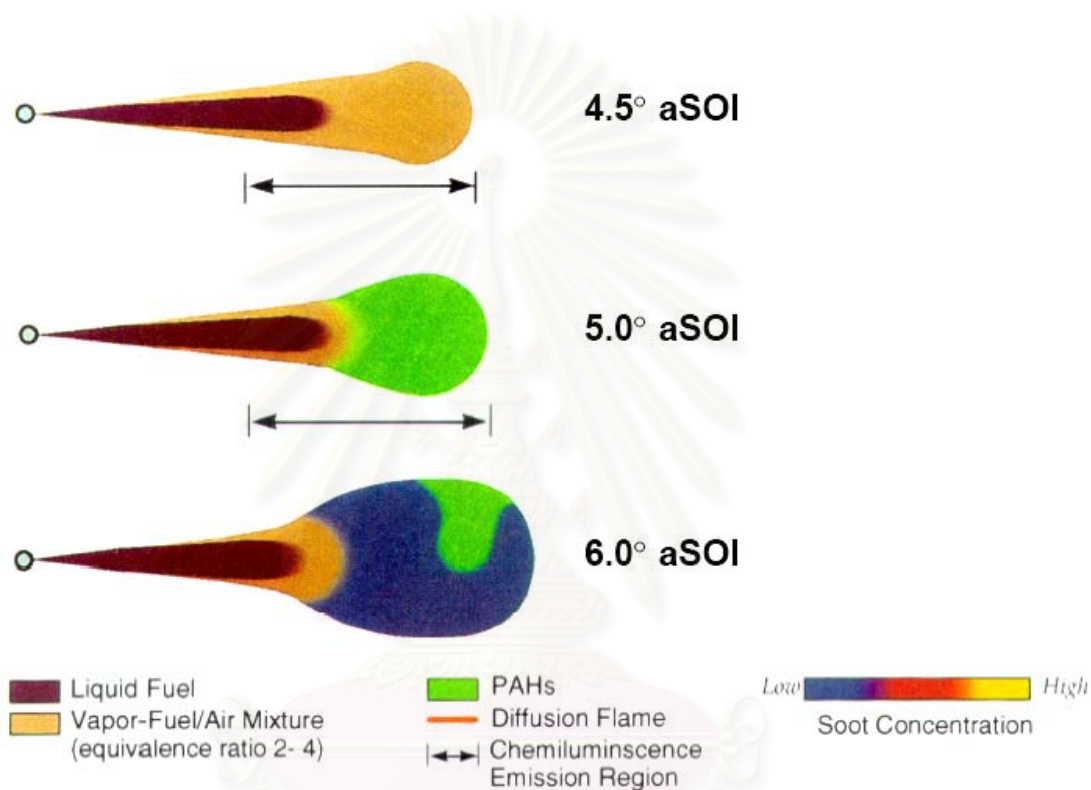


รูปที่ 3-25 รูปภาพโดยละเอียดของสเปรย์เริ่มต้น [13]

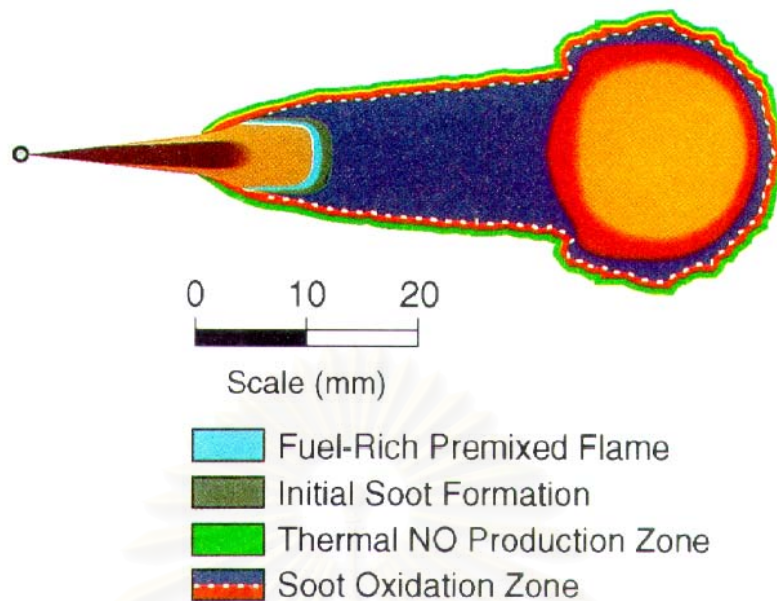
จากภาพถ่ายความเร็วสูงของสเปรย์ในอากาศอุณหภูมิและความดันสูง สังเกตได้ว่าเปลวไฟที่มองเห็นได้ในตอนแรก แทบจะไม่ปรากฏที่ปลายของสเปรย์ แต่มักจะถูกพบในขอบกลางของสเปรย์ ใกล้กับปลายหัวฉีดเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปในอากาศหนึ่ง เชื้อเพลิงที่พื้นผิวของสเปรย์มีแนวโน้มที่จะเริ่มต้นการเผาไหม้เพราะว่ามันมักจะสัมผัสกับอากาศที่ล้อมรอบ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

ในปี 1997 Dec[14] ได้นำเสนอแบบจำลองของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI บนพื้นฐานจากผลการทดสอบ โดยการวิเคราะห์ภาพถ่ายจากการเผาไหม้ของสเปรย์ดีเซลในเครื่องยนต์ CI โดยในรูปที่ 3-26 แสดงภาพแบบจำลองของพฤติกรรมของการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในระหว่างการฉีดเชื้อเพลิง โดยเรียงลำดับตามองศาข้อเหวี่ยงหลังจากเริ่มการฉีดเชื้อเพลิง (After the

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



รูปที่ 3-26 แสดงแบบจำลองกระบวนการการเผาไหม้ในสเปอร์ดieselแบบเรียงตามลำดับมุมข้อเหวี่ยง 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 จะมีค่าอัตราส่วนผสมที่ค่อนข้างสม่ำเสมอ 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 สเปร์ย์อยู่ในสถานะ quasi-steady หรือเป็น complete spray ซึ่งลักษณะทั่วไปของสเปร์ย์เริ่มไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลาอย่างชัดเจน ดังที่ได้แสดงโครงสร้างโดยละเอียดในรูปที่ 3-26 และรูปที่ 3-27 ในขณะที่สเปร์ย์กำลังขยายตัวเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ช่วงนี้ถือว่าการเผาไหม้ยังอยู่ในช่วง mixing-controlled phase โดยในช่วงแรกหลังจากที่เชื้อเพลิงเหลวออกมาจากหัวฉีด จะผ่านเข้าสู่บริเวณที่มีส่วนผสมหนาแน่นมาก (อัตราส่วนผสมมากกว่า 4) เกิด premixed reaction แล้วจึงถูกเผาไหม้ในเปลวไฟแบบ turbulent diffusion flame ที่ขอบของสเปร์ย์ ส่วนเขม่าที่เกิดขึ้นเกือบทั้งหมดจะถูกเผาไหม้โดยเชื้อเพลิงที่มีอยู่ใน diffusion flame โดยเขม่าส่วนที่ไม่ถูก oxidized จะออกไปกับไอเสียในรูปของควันดำ

3.1.3 การวิเคราะห์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลโดยวิธีการถ่ายภาพ

เพื่อที่จะทำตามกฎข้อบังคับเรื่องไอเสีย และการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงให้ต่ำที่สุด สิ่งสำคัญคือการทำ ความเข้าใจกระบวนการในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ให้ดีขึ้น การวัดเฉพาะความดันกระบอกสูบ, ตัวแปรในการฉีด, แก๊สไอเสีย นั้นไม่เพียงพออีกต่อไป ซึ่งมีหลายวิธี วิธีหนึ่งคือการจำลองการฉีดเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ อีกวิธีหนึ่งคือการใช้วิธีทางแสงในการตรวจดูกระบวนการในกระบอกสูบ

มีหลายวิธีทางแสงที่ใช้ในการตรวจดูเครื่องยนต์ดีเซลในที่นี้ จะใช้แต่ละวิธีแยกจากกัน ห้องเผาไหม้จะต้องถูกดัดแปลงเพื่อให้แสงเข้าได้ เมื่อใช้แสงเลเซอร์ ห้องเผาไหม้โดยปกติจะต้องถูกดัดแปลงอย่างมาก เพื่อให้แสงเลเซอร์ทะลุผ่านห้องเผาไหม้ ทำให้มีอิทธิพลต่อการเกิดสเปร์ย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้ การวัดที่สภาวะคงตัวนั้นหายากเนื่องมาจากปัญหาจากเขม่าที่เกาะบนหน้าต่างปกป้อง ในการตรวจสอบส่วนใหญ่ในที่นี้ เครื่องยนต์จะถูกหมุนแล้วเชื้อเพลิงจะถูกฉีดในไม่กี่วัฏจักรระหว่างการวัดเพื่อป้องกันการเกิดเขม่าที่หน้าต่าง

Dec [14] ใช้วิธี elastic scattering เพื่อวัดการฟุ้งกระจายของสเปร์ย์เชื้อเพลิงเหลวในเครื่องยนต์ โดยฉายแผ่นเลเซอร์บางๆเข้าสู่ห้องเผาไหม้ผ่าน window ซึ่งติดตั้งในปลอกสูบและบันทึกภาพผ่าน window ใน piston bowl ส่วน Ricart และคณะ [15] ใช้ระบบการวัดที่ขึ้นกับ endoscope เพื่อวัดการฟุ้งกระจายของสเปร์ย์เชื้อเพลิงเหลว ในการให้แสงกับสเปร์ย์เชื้อเพลิง แสงเลเซอร์จะถูกฉายเข้าไปในห้องเผาไหม้โดยผ่าน optical fiber รูปที่ได้จะถูกบันทึกโดยกล้องดิจิตอลขาว-ดำ 8 บิต เนื่องจากตำแหน่งของ endoscope ทำให้เห็นสเปร์ย์เชื้อเพลิงหลังจากออกจากหัวฉีดแล้ว 10 mm และเมื่อเปลวไฟที่ส่องสว่างปรากฏในรูป จะไม่สามารถวัดการฟุ้งกระจายได้อีกต่อไป ทั้งนี้เนื่องจากเป็นไปได้ที่จะแยกสเปร์ย์เชื้อเพลิงออกจากเปลวไฟในรูปขาว-ดำ

ในการวัดการกระจายของเขม่าในเปลวไฟดีเซลที่กำลังเผาไหม้ จะใช้วิธี Laser Induced Incandescence (LII) อีกวิธีหนึ่งคือ two-color method โดยการวัดความเข้มการแผ่รังสีของเขม่าที่สองความยาวคลื่นที่ต่างกัน จะสามารถคำนวณได้ทั้งการแจกแจงของเขม่าและอุณหภูมิเขม่า ข้อเสียข้อหนึ่งของวิธีนี้คือ ความเข้มที่ถูกวัดเกิดจากความลึกทั้งหมดไม่ใช่ระนาบของรูปภาพที่ถูกระบุไว้ ในการวัดความเข้มข้นเขม่าในเครื่องยนต์ดีเซล Black และคณะ [16] ใช้วิธี laser extinction method โดยฉายแสงเลเซอร์ที่ทราบค่าความเข้มเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยผ่าน window ที่ปิดกั้น ความเข้มของลำแสงเลเซอร์จะถูกวัดที่ด้านตรงข้ามของกระบอกสูบ ความแตกต่างของความเข้มถูกใช้เป็นตัววัดความเข้มข้นของเขม่า วิธีนี้สามารถวัดความเข้มข้นในเขม่าที่มีอุณหภูมิไม่สูงได้

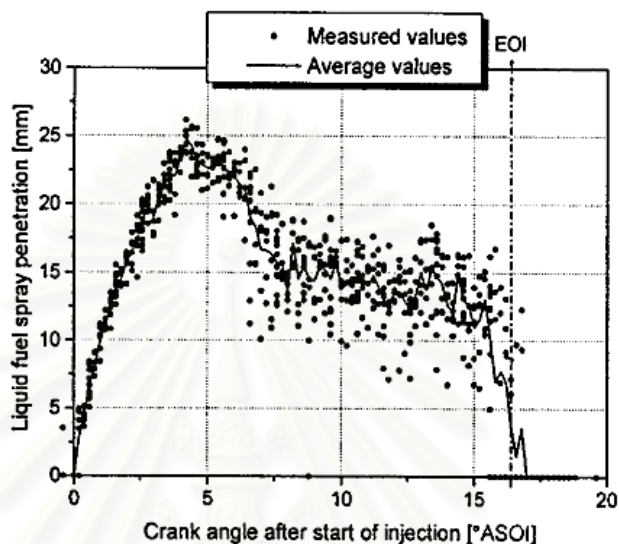
ในการศึกษาของ Larsson [17] ระบบทางแสงแบบ endoscope ถูกใช้ในการศึกษาการฉีดเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล DI การพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว, flame lift-off และ flame length ถูกวัดในรูปภาพ ระหว่างการทดสอบ windows จะสะอาดเสมอและสามารถเดินเครื่องที่ steady state ได้หลายนาที จากการใช้ two-color method รูปภาพสองมิติของการแจกแจงอุณหภูมิจะถูกวิเคราะห์ออกมา

การตั้งค่าเครื่องยนต์ที่ต่างกัน 13 ค่า จะถูกเปรียบเทียบในการทดสอบทางแสง แต่ละจุดการทดสอบจะบันทึก 3 ลำดับภาพ 2 ลำดับภาพจะใช้แสงแฟลชเพื่อส่องสว่างให้สเปรย์เชื้อเพลิงก่อนที่จะเผาไหม้ ลำดับแรกจะได้มา 8 ภาพ ที่มุมข้อเหวี่ยงในช่วง -12 ถึง 60° ATDC ที่ 1.0° CA resolution ลำดับที่สองได้มา 6 ภาพ ที่มุมข้อเหวี่ยงในช่วง -11 ถึง 8.6° ATDC ที่ 0.2° CA resolution ลำดับที่สาม รูปภาพของการส่องสว่างด้วยตนเองจะถูกบันทึกโดยไม่ต้องใช้แสงเพิ่มเติม รูปภาพถูกใช้สำหรับการคำนวณการกระจายอุณหภูมิ 8 รูปภาพจะถูกบันทึกที่แต่ละมุมข้อเหวี่ยงในช่วง -12 ถึง 60° ATDC ที่ 1.0° CA resolution รูปภาพทั้งหมดถูกบันทึกในวัฏจักรการเผาไหม้ที่ต่างกัน

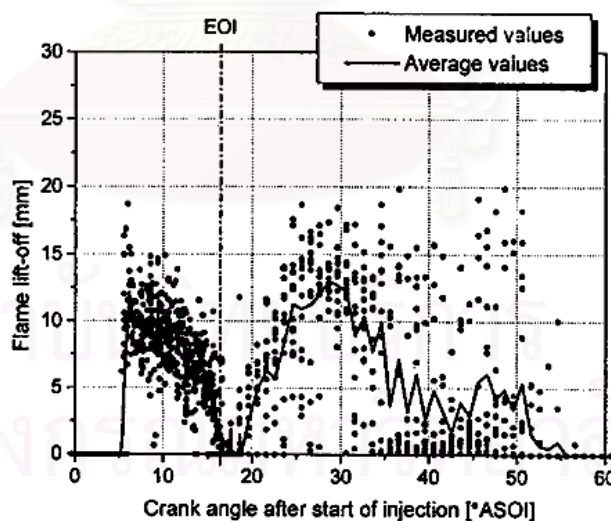
Spray penetration, flame lift-off and flame length

การพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว, flame lift-off และ flame length จะถูกวัดสำหรับแต่ละกรณี ค่าที่วัดจะถูกนำมาเฉลี่ย รูปที่ 3-28 แสดงการพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวสำหรับ $SOI = -9^{\circ}$ ATDC จะเห็นได้ว่าเมื่อเริ่มต้นการฉีด ค่าที่วัดจะเบี่ยงเบนไปจากค่าเฉลี่ยเล็กน้อย หลังจาก SOC การเบี่ยงเบนจะมากขึ้น ทั้งนี้อาจเนื่องมาจากการเบี่ยงเบนในตำแหน่งของเปลวไฟ ดังจะสามารถเห็นได้ในรูปที่ 3-29 ที่ซึ่งมีการแสดง flame lift-off โดย flame lift-off จะเกิดการเบี่ยงเบนมากกว่าการพุ่งกระทบของสเปรย์ ในรูปที่ 3-29 จะเห็นได้ว่า flame lift-off จะอยู่ที่ 4-6 mm หลังการพุ่งกระทบของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว เปลวไฟไปถึงหัวฉีดหลังจากสิ้นสุดการฉีด

(EOI) หลังจากนั้น flame lift-off จะแสดงการเบี่ยงเบนมากกว่า แต่ดูเหมือนจะเคลื่อนออกไปจากหัวฉีดอีกครั้ง Winklhofer [18] แสดงว่าสำหรับความดันในการฉีดที่คล้ายคลึงกัน flame lift-off เบื้องต้นคือ 13-15 mm จากหัวฉีด ซึ่งเป็นระยะทางจากหัวฉีดที่มากกว่าในการทดลองเหล่านี้เล็กน้อย

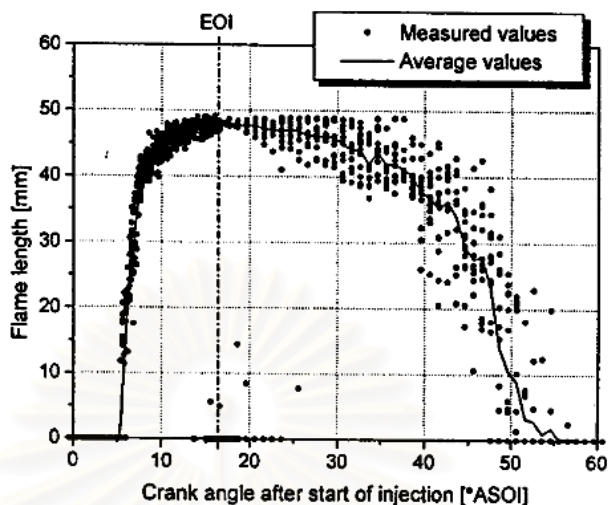


รูปที่ 3-28 penetration ของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลว สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1) [17]



รูปที่ 3-29 Flame lift-off สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1) [17]

เช่นเดียวกับ flame lift-off ดูเหมือนว่า flame length จะค่อนข้างเสถียรจนถึง EOI ดังรูปที่ 3-30 จากนั้น flame length จะเริ่มเกิดการเบี่ยงเบน



รูปที่ 3-30 Flame length สำหรับกรณีทดสอบมาตรฐาน (O1) [17]

Inlet air pressure

ความหนาแน่นอากาศที่สูงขึ้น จะเพิ่มแรงเสียดทานที่กระทำต่อสเปร์ย์ ทำให้การแตกตัวเป็นละอองดีขึ้นและการพุ่งกระทบสูงสุดของสเปร์ย์เชื้อเพลิงเหลวลดลง อากาศร้อนเพิ่มเติมที่มากกว่าจะถูกดึงเข้าไปในสเปร์ย์ ทำให้การระเหยของเชื้อเพลิงเหลวเร็วขึ้น

ความดันอากาศขาเข้าที่เพิ่มขึ้น จะลดช่วงการล่าช้า เป็นการลดระดับสูงสุดในการปลดปล่อยความร้อนให้ต่ำลง เหตุผลสำหรับการลดช่วงการล่าช้า เป็นได้ทั้งความดันอากาศที่สูงกว่าและการแตกตัวเป็นละอองของเชื้อเพลิงที่ดีกว่า

Inlet air temperature

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

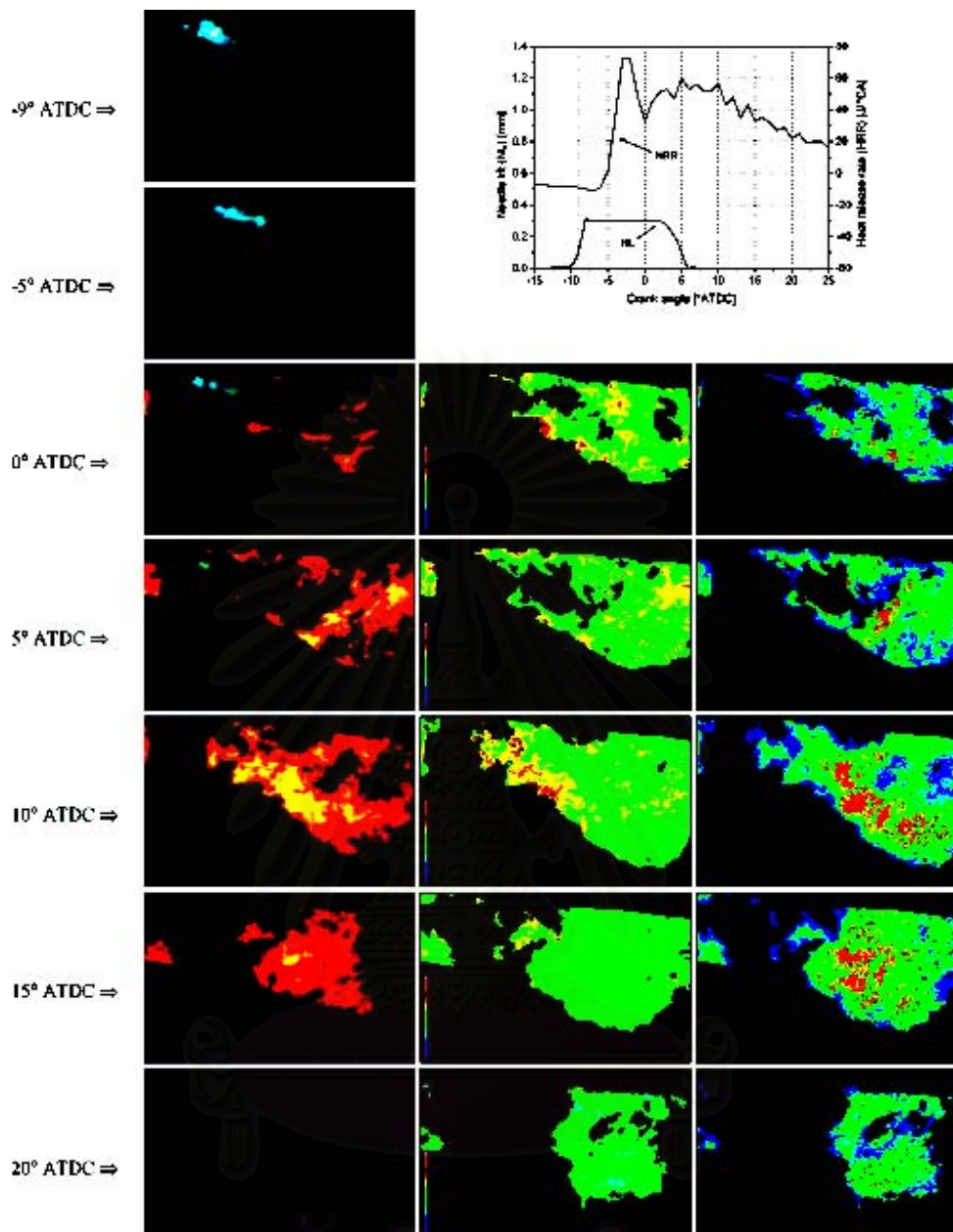
Load level

เมื่อระดับภาระลดลง ช่วงการล่าช้าจะเพิ่มขึ้น เนื่องมาจากพื้นผิวและอุณหภูมิของก๊าซตกค้างในห้องเผาไหม้ที่ต่ำลง ดังนั้น ส่วนของการเผาไหม้แบบ premixed จะเพิ่มขึ้น การ

เผาไหม้ที่สว่างจะเกิดภายหลังด้วยระดับโพลิตที่ต่ำกว่าเนื่องจากระยะเวลาในการขีดที่สั้นกว่า flame length จะสั้นกว่าที่ภาระเครื่องยนต์ต่ำกว่า

Flame temperature distribution

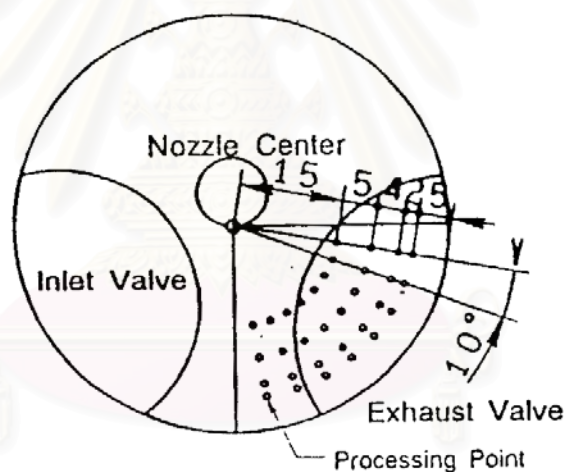
การกระจายของเขม่าและอุณหภูมิถูกคำนวณในรูปภาพเปลวไฟโดยใช้วิธี two-color method ในรูปที่ 3-31 แสดงผลของการคำนวณที่ว้าสำหรับกรณีมาตรฐาน แถวซ้ายแสดงรูปภาพที่ได้มาของสเปกซ์เชื้อเพลิงเหลวและเปลวไฟ แถวกลางแสดงการกระจายอุณหภูมิในเปลวไฟ และแถวขวาเป็นการกระจายของเขม่า ในรูปภาพ หัวขีดจะอยู่มุมบนซ้ายของรูป ในบางรูปของเปลวไฟจะมีเปลวไฟเล็กๆ อยู่ต่ำกว่าหัวขีด ซึ่งเปลวไฟนี้จะไม่เกี่ยวกับสเปกซ์เชื้อเพลิงที่ศึกษา แต่จะเป็นของ 1 ใน 3 สเปกซ์อื่น ในรูปภาพอุณหภูมิ สเกลสี (ม่วง-ฟ้า-เขียว-เหลือง-แดง-ขาว) ระบุช่วงของอุณหภูมิ 1800 ถึง 3000 K ในรูปการกระจายเขม่า สเกลสีตัวเดิมจะระบุความหนาแน่นของเขม่าจัดช่วงจากเขม่าบางจนถึงเขม่าหนาแน่น กราฟข้างบนรูปที่ 3-31 เป็นการพล็อตระยะยกของเขม่าและอัตราการปลดปล่อยความร้อน เส้นจุดแนวตั้งคือมุมข้อเหวี่ยงที่ซึ่งได้มาซึ่งรูปภาพดังที่เห็นที่ 0 และ 5 °ATDC ในรูปที่ 3-31 เปลวไฟข้างหน้าสเปกซ์เชื้อเพลิงจะถูกทำให้เย็นลงโดยเชื้อเพลิงทำให้เกิดความเข้มข้นการแผ่รังสีเปลวไฟที่ต่ำกว่า การแผ่รังสีของเปลวไฟจะต่ำเกินกว่าที่จะคำนวณการกระจายอุณหภูมิและเขม่าได้ ดังนั้นจะไม่มีอุณหภูมิและความหนาแน่นเขม่าแสดงในพื้นที่ข้างหน้าสเปกซ์เชื้อเพลิง



รูปที่ 3-31 ค่าสัมพันธ์กับอุณหภูมิที่ค่า k_{ks} ต่างๆ [17]

Long Zhang และคณะ [19] ได้วิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล DI ลงไปในรายละเอียด โดยจะประยุกต์ใช้วิธี “cross-correlation” และ “two-color method” เพื่อวัดการเคลื่อนที่ของเปลวไฟที่เผาไหม้และอุณหภูมิเปลวไฟ ตามลำดับ โดยกระบวนการถ่ายภาพความเร็วสูง จุดประสงค์ของการตรวจสอบนี้คือเพื่อศึกษาผลของตัวแปรของเครื่องยนต์ เช่น pumping rate, ขนาดรูหัวฉีด และ injection timing ที่มีต่อกระบวนการเผาไหม้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งผลต่อการเคลื่อนที่ของเปลวไฟและอุณหภูมิเปลวไฟ

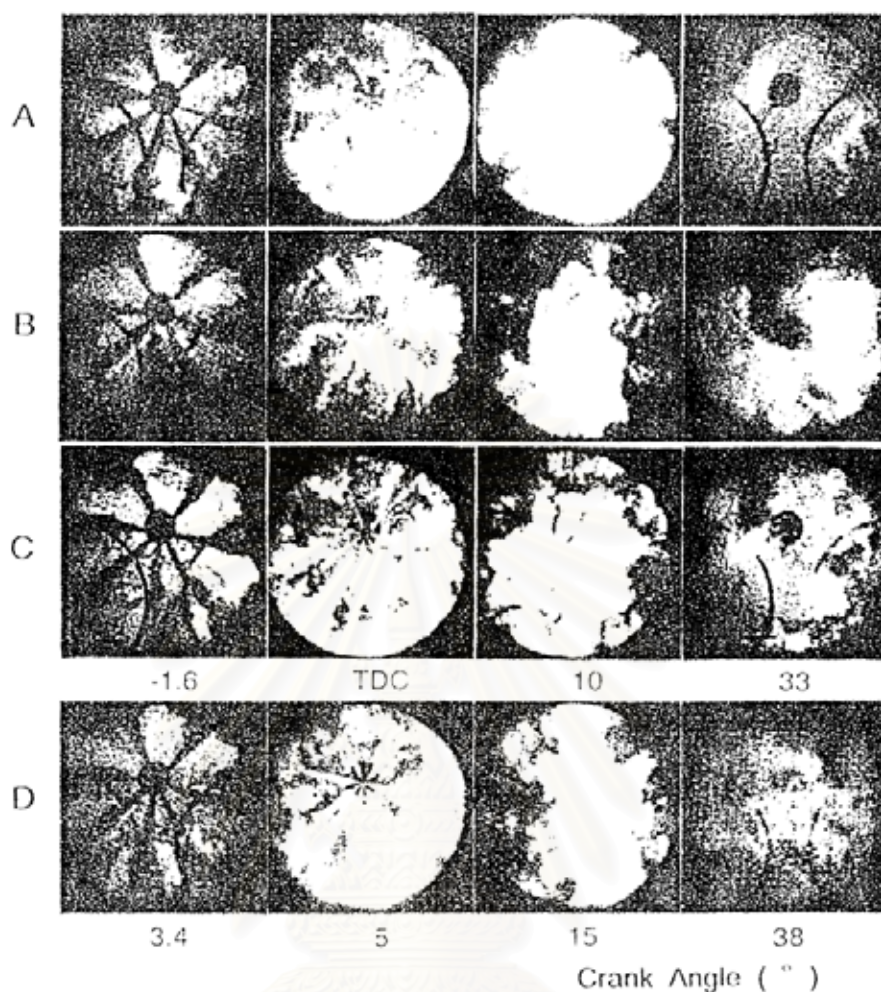
หลักการของวิธี “cross-correlation” สำหรับการวัดความเร็วเปลวไฟได้ถูกอธิบายโดย Shioji [20] และโดย Yamaguchi [21] โดยการคำนวณฟังก์ชัน cross-correlation 2 มิติระหว่างภาพถ่ายการเผาไหม้ 2 ภาพในช่วงเวลาสั้นๆ จะสามารถหาเวกเตอร์ความเร็วได้โดยการสแกนตำแหน่งของ maximum cross-correlation coefficient และโดยการทราบช่วงของเวลาดำเนินการของจุดที่ทำการวัด 32 จุดในบริเวณที่มองเห็นได้ของห้องเผาไหม้แสดงไว้ในรูปที่ 3-32 บริเวณทั้งหมดจะถูกวัดเพื่อแสดงรูปแบบการเคลื่อนที่ของเปลวไฟและจุดศูนย์กลางของ swirl เพื่อลดเวลาในการคำนวณ การเปรียบเทียบระหว่างสถานะต่างๆ จะถูกกระทำที่จุดที่ทำการวัด 32 จุด เนื่องจากวิธีนี้ต้องการก้อนที่มีแสงสว่าง (luminous lumps) อย่างน้อย 2 รูปแบบภายในบริเวณที่ทำการวัดเพื่อให้ได้เวกเตอร์ที่ถูกต้อง ดังนั้นบริเวณที่ทำการวัดจะถูกตรึงไว้ที่ 10×10 mm ในครั้งแรก สำหรับเวกเตอร์บางตัวที่ผิดปกติไป บริเวณที่ทำการวัดจะถูกเปลี่ยนเป็น 20×20 mm สำหรับการคำนวณใหม่



รูปที่ 3-32 Processing points distribution [19]

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

รูปที่ 3-33 แสดงรูปที่เลือกมาของกระบวนการเผาไหม้ภายใต้สภาวะการทดลองต่างๆ มุมข้อเหวี่ยงจะถูกระบุไว้ได้รูป

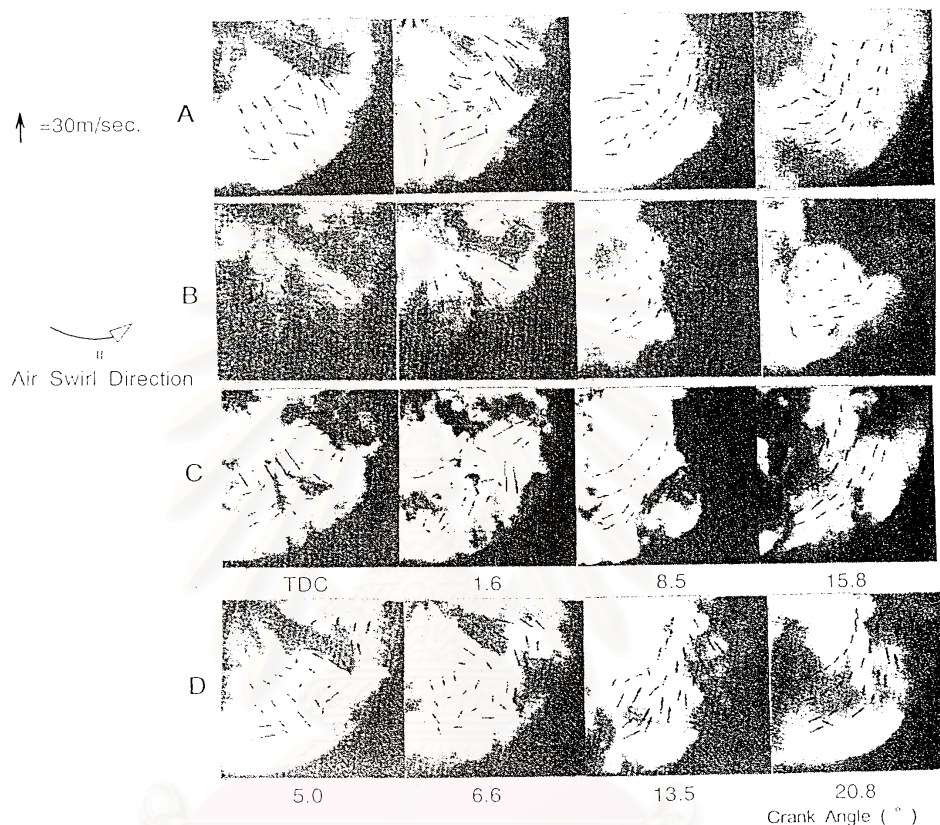


รูปที่ 3-33 การเปรียบเทียบกระบวนการเผาไหม้โดย Long Zhang และคณะ [19]

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

การเคลื่อนที่ของเปลวไฟ รูปที่ 3-34 แสดงผลของเวกเตอร์ความเร็วของเปลวไฟที่คำนวณโดยวิธี cross-correlation method การคำนวณเริ่มต้นที่เวลาเมื่อ spray plume ของเชื้อเพลิงเกือบถูกปกคลุมด้วยเปลวไฟ ดังนั้นจากจุดเริ่มต้นของการคำนวณ จะสมมติว่ามีการเผาไหม้แบบ diffusion อยู่ทั่วไป ถ้ามองอย่างกว้างๆ จะพบว่าการเคลื่อนที่ของเปลวไฟในช่วงเวลาของการฉีดจะแตกต่างไปจากการเคลื่อนที่ของเปลวไฟในช่วงหลังจากสิ้นสุดการฉีด ระหว่างการ

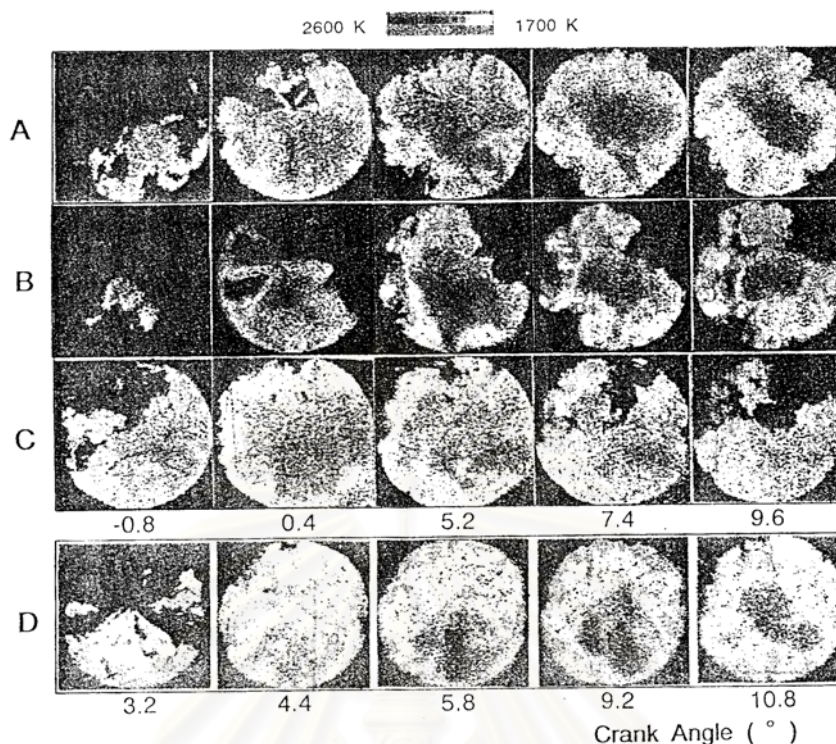
ฉีดเชื้อเพลิง เวกเตอร์ความเร็วจะผิดปกติกว่าในทั้งทิศทางและขนาด แต่อย่างไรก็ตาม ที่เวลาสั้นๆ หลังจากสิ้นสุดการฉีด เวกเตอร์ความเร็วส่วนมากจะมุ่งหน้าไปในทิศเดียวกับ swirl ของอากาศและการเคลื่อนที่แบบผิดปกติจะลดลงอย่างรวดเร็ว



รูปที่ 3-34 การเปรียบเทียบเวกเตอร์ความเร็วเปลวไฟโดย Long Zhang และคณะ [19]

เนื่องจากการเคลื่อนที่แบบผิดปกตินั้นจะถูกพิจารณาให้สัมพันธ์อย่างใกล้ชิดกับการเป็น turbulence ขนาดใหญ่ในบริเวณที่เกี่ยวข้อง ดังนั้นผลข้างต้นแสดงให้เห็นว่ามี turbulence อย่างหนักหน่วงเกิดขึ้นโดยเชื้อเพลิงที่ฉีด, spray plume ที่ไปกระทบผนังห้องเผาไหม้ และการเผาไหม้ที่ไม่เป็นเนื้อเดียวกันระหว่างช่วงเวลานี้

อุณหภูมิเปลวไฟ อุณหภูมิเปลวไฟที่คำนวณโดยวิธี two-color method สำหรับสภาวะทางการทดลองจาก A ไปสู่ D แสดงไว้ในรูปที่ 3-35 จากผลเหล่านี้จะแสดงถึงการกระจายไปตามส่วนต่างๆ และการเปลี่ยนแปลงของเวลาของอุณหภูมิเปลวไฟ ในกรณีเหล่านี้จะมุ่งเน้นไปที่อุณหภูมิสูง (มากกว่า 2000 K) ซึ่งสัมพันธ์กับการเกิด NO_x และการเผาไหม้เขม่า เพื่อว่าจะได้ทำการเปรียบเทียบเลขพิทเชล (คือตัวเลขของพิทเชลที่แสดงถึงขนาดของพื้นที่) ที่มากกว่า 2000 K สำหรับสภาวะการทำงานต่างๆ



รูปที่ 3-35 การเปรียบเทียบอุณหภูมิเปลวไฟโดย Long Zhang และคณะ [19]

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 ของการปลดปล่อยความร้อนจะลดลง ในระหว่างการเผาไหม้แบบ premixed และ diffusion ซึ่งเกิดจากอุณหภูมิเปลวไฟที่ต่ำลงเนื่องจากสภาวะการทำงานนี้

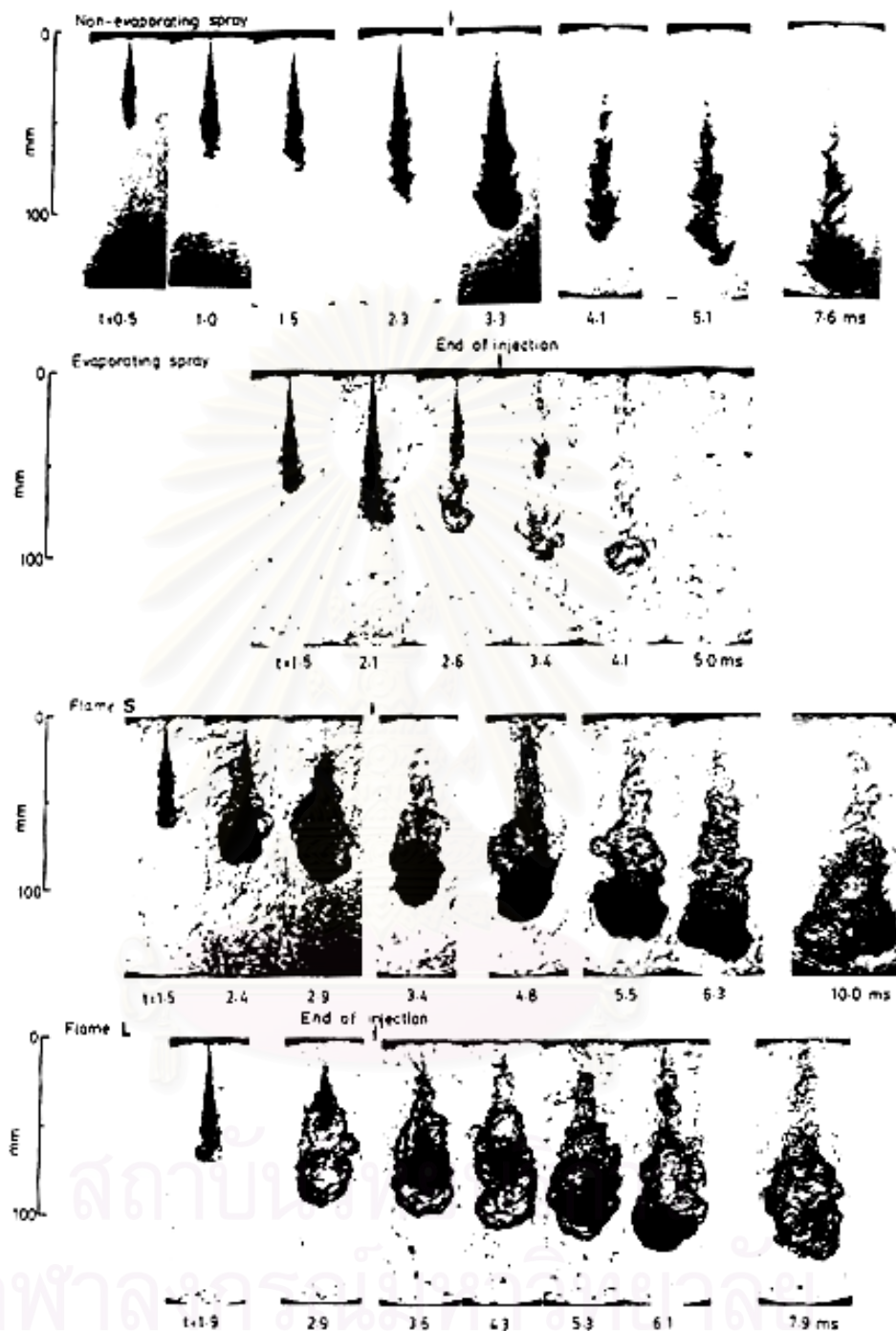
Pumping rate ที่สูงจะทำให้ควันลดลงและ NO_x เพิ่มขึ้น เนื่องมาจากการเผาไหม้ที่ active และอุณหภูมิเปลวไฟที่สูงขึ้นภายใต้ injection timing เดียวกัน เพื่อรักษาระดับ NO_x ให้คงเดิม วิธีทั่วไปคือการหน่วง injection timing ทำให้อุณหภูมิเปลวไฟต่ำลง ดังนั้นการเผาไหม้เข้ามาที่ขึ้นกับอุณหภูมิที่สูงกว่าจะไม่มีอยู่ในกรณีของการฉีดในตอนแรก

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

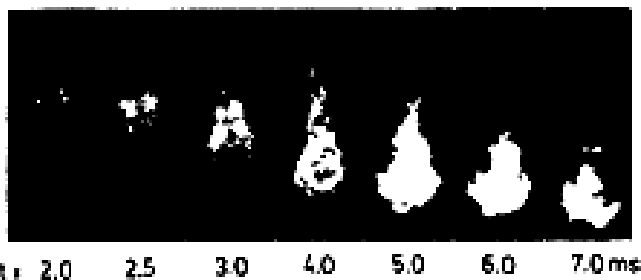
Yong June Chang และคณะ [22] ได้ตรวจสอบกระบวนการก่อตัวและการเผาไหม้ของอนุภาคเขม่าในเปลวไฟดีเซลด้วยเครื่องวัดความเร็วสูง กลุ่มหมอกของเขม่าถูกตรวจดูโดยวิธี laser schlieren และอัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิง/อากาศของบริเวณการเกิดเขม่าถูกประมาณจากการกระจายความเข้มข้นเชื้อเพลิงที่วัดได้ในสเปรย์ที่ไม่ระเหย การแปรผันของความเข้มข้นเขม่าในเปลวไฟจะสัมพันธ์กับอัตราการปลดปล่อยความร้อนด้วย

กระบวนการก่อตัวและการเผาไหม้ของอนุภาคเขม่าถูกตรวจสอบโดยวิธีสุ่มตัวอย่างแก๊สโดยตรงโดย Aoyagi และคณะ [23] และวิธี two-color method โดย Matsui และคณะ [24] ความสัมพันธ์ตามเวลาของความเข้มข้นเขม่าที่ถูกวัดโดยทั้ง 2 วิธีนี้เปิดเผยว่าการก่อตัวของเขม่าเริ่มต้นขึ้นพร้อมกับการเริ่มต้นของการเผาไหม้แบบ diffusion และความเข้มข้นของมันจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วตามเวลาระหว่างช่วงการฉีด ความเข้มข้นนี้มีค่าสูงสุดเมื่อสิ้นสุดการฉีด จากนั้นเขม่าจะเผาไหม้ในอัตราที่รวดเร็วจนความเข้มข้นลดลงเหลือ 1/50 ของความเข้มข้นสูงสุด แต่หลังจากที่อุณหภูมิเปลวไฟลดลงต่ำกว่า 1800 K การเผาไหม้ในทีโกล์เคียงจะหยุดลงและเขม่าถูกปล่อยออกมาที่ระดับความเข้มข้นนั้น โดยการใช้ข้อมูลจากการทดลอง Kamimoto และคณะ [25] ได้คำนวณอัตราการเผาไหม้ของเขม่าในเปลวไฟดีเซล ซึ่งพบว่าอัตราการเผาไหม้ของเขม่าถูกควบคุมโดย partial pressure ของออกซิเจนรอบๆ อนุภาคเขม่า เนื่องมากจากการผสมแบบ turbulent

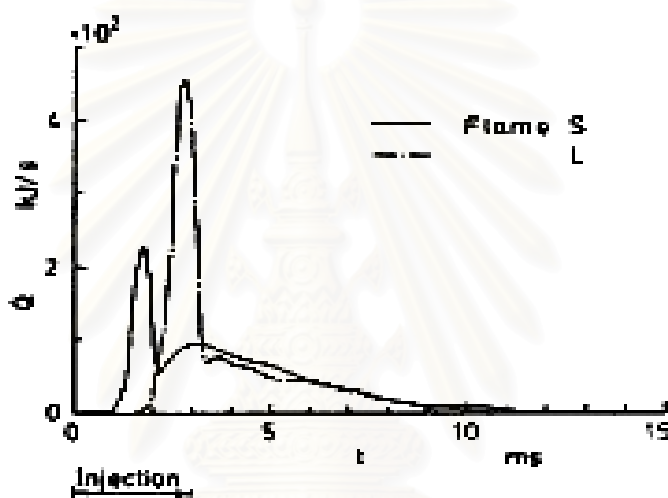
รูปที่ 3-36 แสดงชุดของภาพถ่ายขณะใดๆของสเปรย์และเปลวไฟ รูปที่ 3-37 แสดงภาพถ่ายโดยตรงของ"เปลวไฟ S" (เปลวไฟที่มี ignition delay สั้น) อัตราการปลดปล่อยความร้อนสำหรับเปลวไฟ S และ เปลวไฟ L (เปลวไฟที่มี ignition delay ยาว) แสดงในรูปที่ 3-38 ในรูปเหล่านี้ t หมายถึงเวลาหลังจากเริ่มฉีดเชื้อเพลิง



รูปที่ 3-36 ชุดของภาพถ่ายขณะใดขณะหนึ่งของสเปรย์ที่ไม่ระเหย, สเปรย์ที่ระเหย, เปลวไฟ S และเปลวไฟ L [22]



รูปที่ 3-37 ภาพถ่ายความเร็วสูงโดยตรงของเปลวไฟ S [22]



รูปที่ 3-38 อัตราการปลดปล่อยความร้อนสำหรับเปลวไฟ S และเปลวไฟ L [22]

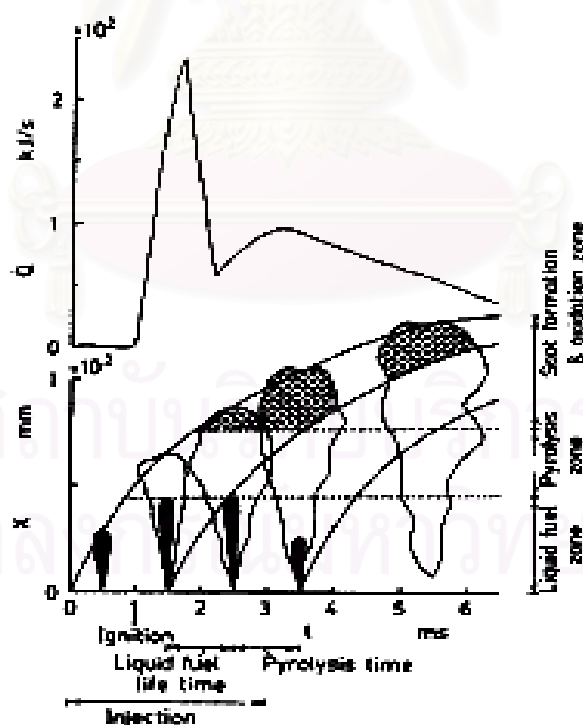
การเปรียบเทียบระหว่างสเปรย์ที่ไม่ระเหยกับสเปรย์ที่ระเหย แสดงให้เห็นว่า สเปรย์ที่ระเหยมีเงาที่ใกล้บริเวณปลายสเปรย์สว่างกว่า ซึ่งบ่งชี้ว่ามีไอเชื้อเพลิงอยู่ตรงนั้น ในกรณีของสเปรย์ที่ระเหยสามารถสังเกตเห็นส่วนมืดบางๆ ใกล้ทางออกหัวฉีด ซึ่งแสดงถึงการมีอยู่ของหยดเชื้อเพลิงหรือแกนของเหลวที่มีความยาวประมาณ 40-50 mm สอดคล้องกับระยะทางที่ต้องการสำหรับเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดจนแตกตัวและระเหย การเปรียบเทียบระหว่างสเปรย์ที่ระเหยกับเปลวไฟ บ่งบอกว่าระหว่างช่วงการฉีด ความยาวของเงามีใกล้หัวฉีดสำหรับเปลวไฟจะสั้นกว่า ซึ่งอาจเนื่องมาจากอุณหภูมิแก๊สสูงในเปลวไฟ และบริเวณที่มากับเงามีมืดจะสังเกตเห็นได้ใกล้ๆ ปลายของเปลวไฟ S และ L ซึ่งไม่สามารถสังเกตเห็นในสเปรย์ที่กำลังระเหย

ความสัมพันธ์ระหว่างการก่อตัวของเขม่ากับการปลดปล่อยความร้อน จากการเปรียบเทียบภาพถ่าย Schlieren ในรูปที่ 3-36 และอัตราการปลดปล่อยความร้อนในรูปที่ 3-38 เราจะหาความสัมพันธ์ระหว่างการเกิดเขม่าและการปลดปล่อยความร้อน

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

ในกรณีของเปลวไฟ L : นั่นคือเปลวไฟที่มี ignition delay ยาวนานกว่า จะสังเกตเห็นจากภาพถ่ายพบว่ามีเขม่าน้อยกว่าเปลวไฟ S การที่ ignition delay ยาวนานกว่าทำให้การปลดปล่อยความร้อนเริ่มต้นสูงกว่าเนื่องมาจากมีเวลาเพียงพอที่จะเตรียมส่วนผสม การขยายตัวของความร้อนอย่างรวดเร็วของเปลวไฟเกิดขึ้นในช่วงการเผาไหม้เริ่มต้น เนื่องจากการปลดปล่อยความร้อนที่สูงและการขยายตัวอย่างรวดเร็วในช่วงส่งเสริมการผสมและการแทรกตัวของอากาศ เป็นไปได้ว่าอัตราการผสมที่สูงกว่าในเปลวไฟ L จะลดการเกิดเขม่าและส่งเสริมการเผาไหม้เขม่า

การสังเกตภาพวาดแสดงในรูปที่ 3-39 ทำให้เราสรุปและแปลลำดับการเกิดและการเผาไหม้ทั้งหมดของอนุภาคเขม่าโดยมีข้อมูลที่ตีพิมพ์แล้วช่วยดังนี้



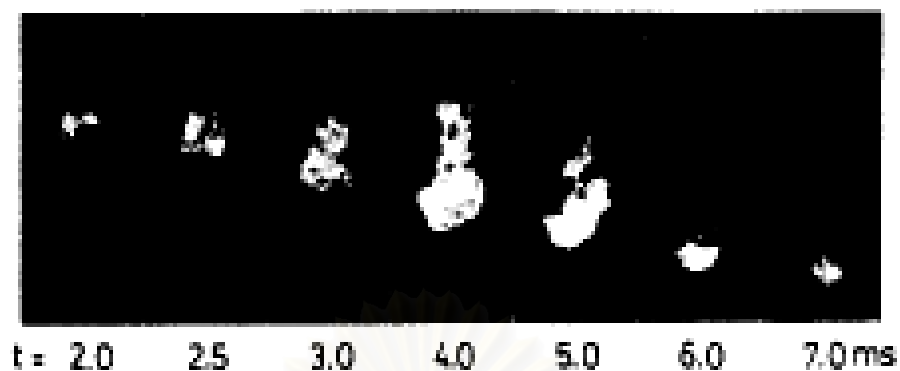
รูปที่ 3-39 ภาพวาดแสดงแนวคิดของการก่อตัวของเขม่าในเปลวไฟดีเซล [22]

1.) *Ignition delay period* – Miwa และคณะ [26] พบจากการศึกษาตัวอย่าง แก๊สโดยตรงว่าเชื้อเพลิงที่ระเหยหลังจากเดินทางเป็นระยะ 40 mm ห่างจาก orifice หัวฉีด จะเกิดความร้อนอย่างรวดเร็ว โดยความร้อนจากอากาศร้อนและผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ที่ทำปฏิกิริยาบางส่วน และพบว่าที่ไกลจาก orifice ออกไปอีก ความเข้มข้นของผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากความร้อน เช่น CH_4 , C_2H_2 และ C_2H_4 จะสูงขึ้น

2.) *Initial combustion period* – เมื่อความดันแก๊สในระบบอกสูบเริ่มเพิ่มขึ้น เนื่องจากการจุดระเบิด สเปรย์จะเพิ่มปริมาตรขึ้นอย่างทันทีทันใด (ยกเว้นที่บริเวณใกล้ orifice) เป็นการแสดงถึงการปลดปล่อยความร้อนอย่างรวดเร็วตลอดทั่วทั้งสเปรย์ทั้งหมด กลุ่มก้อนของส่วนผสมที่ติดไฟได้ที่เตรียมระหว่าง ignition delay เผาไหม้ในประมาณ 1 ms เป็นเปลวไฟที่ไม่ส่องสว่างและผลิตภัณฑ์ที่ร้อนจากการเผาไหม้ มีส่วนมากกว่าในเปลวไฟทั้งหมด กลุ่มก้อนส่วนผสมที่มีอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง/อากาศหนาแน่นกว่าที่จะเผาไหม้จากจุดตรวจจุดเล็กๆ จะดำเนินการเกิดความร้อนเนื่องจากการสัมผัสกับผลิตภัณฑ์ร้อนจากการเผาไหม้ซึ่งเด่นชัดในเปลวไฟ กลุ่มส่วนผสมหนาซึ่งมีแนวโน้มที่จะให้อนุภาคเข้ามาเดินทางลงปลายทง (ไปสู่ปลายเปลวไฟด้วยผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้) นั่นคือเมื่อมันขึ้นกับการเกิดความร้อนที่ตามมา, nucleation และการจับตัวเป็นก้อน

3.) *Diffusion combustion period* – หลังจากการเกยกันของเวลาประมาณ 2 ms จากเริ่มต้นของการจุดระเบิด อนุภาคเข้ามาปรากฏในบริเวณใกล้ๆปลายเปลวไฟเมื่อช่วงการเผาไหม้แบบ diffusion เริ่มขึ้น ข้อมูลการสุ่มตัวอย่างก๊าซที่ได้จาก Aoyagi และคณะ [23] ด้วยเครื่องยนต์ดีเซล DI แสดงว่าเขม่าถูกตรวจพบทันทีหลังจากปลายเปลวไฟไปถึงตำแหน่งที่สุ่มตัวอย่าง

เชื้อเพลิงที่ฉีดระหว่างช่วงเวลานี้จะเดินทางห่างจาก orifice หัวฉีดประมาณ 40 mm ในสถานะของเหลว และสลายตัวอย่างรวดเร็วโดยความร้อนเมื่อเชื้อเพลิงระเหย ผลิตภัณฑ์จากความร้อนพุ่งกระแทกไปในบริเวณที่เผาไหม้ ผนวกกับเชื้อเพลิงแรกเริ่ม ผลคือมีบางส่วนเผาไหม้และบางส่วนเกิดเขม่าและดังนั้นจึงเกิดกระบวนการเผาไหม้ เมื่อกลุ่มก้อนส่วนผสมหนาเหล่านี้ซึ่งเกิดเขม่าเข้าถึงในบริเวณใกล้ปลายเปลวไฟ เขม่าจะมีปริมาณสุดท้าย 20% ของคาร์บอนรวมกับเชื้อเพลิงแรกเริ่ม ดังแสดงในรูปที่ 3-39

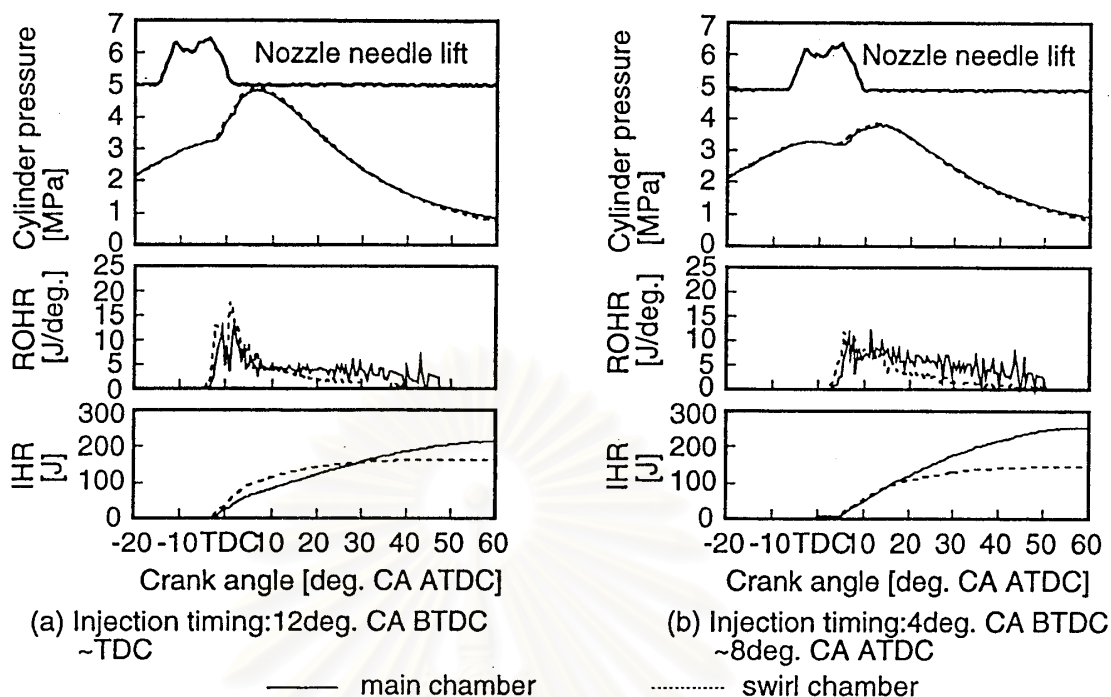


รูปที่ 3-40 ภาพถ่ายความเร็วสูงโดยตรงของเปลวไฟ [22]

เงามืดเนื่องจากแสงธรรมชาติที่ดับลงโดยอนุภาคเขม่าถูกสังเกตเห็นอย่างชัดเจน เฉพาะในบริเวณใกล้ปลายเปลวไฟ ในขณะที่ภาพถ่ายโดยตรงในรูปที่ 3-39 และ รูปที่ 3-40 แสดงว่าบริเวณที่ส่องสว่างเกิดขึ้นอย่างสม่ำเสมอขึ้นถึงบริเวณใกล้กับ orifice หัวฉีด ถึงแม้ว่าการส่องสว่างจะน้อยเทียบกับการส่องสว่างของปลายเปลวไฟ ซึ่งอาจบ่งชี้ว่าอนุภาคเขม่าหรือแหล่งกำเนิดเขม่าด้วยความเข้มข้นต่ำมีอยู่ในบริเวณนี้ การวัดการกระจายอนุภาคเปลวไฟตามแกนโดยวิธีการวิเคราะห์แบบ two-color method ของภาพถ่ายสี บอกถึงการกระจายเชิงเปรียบเทียบ

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

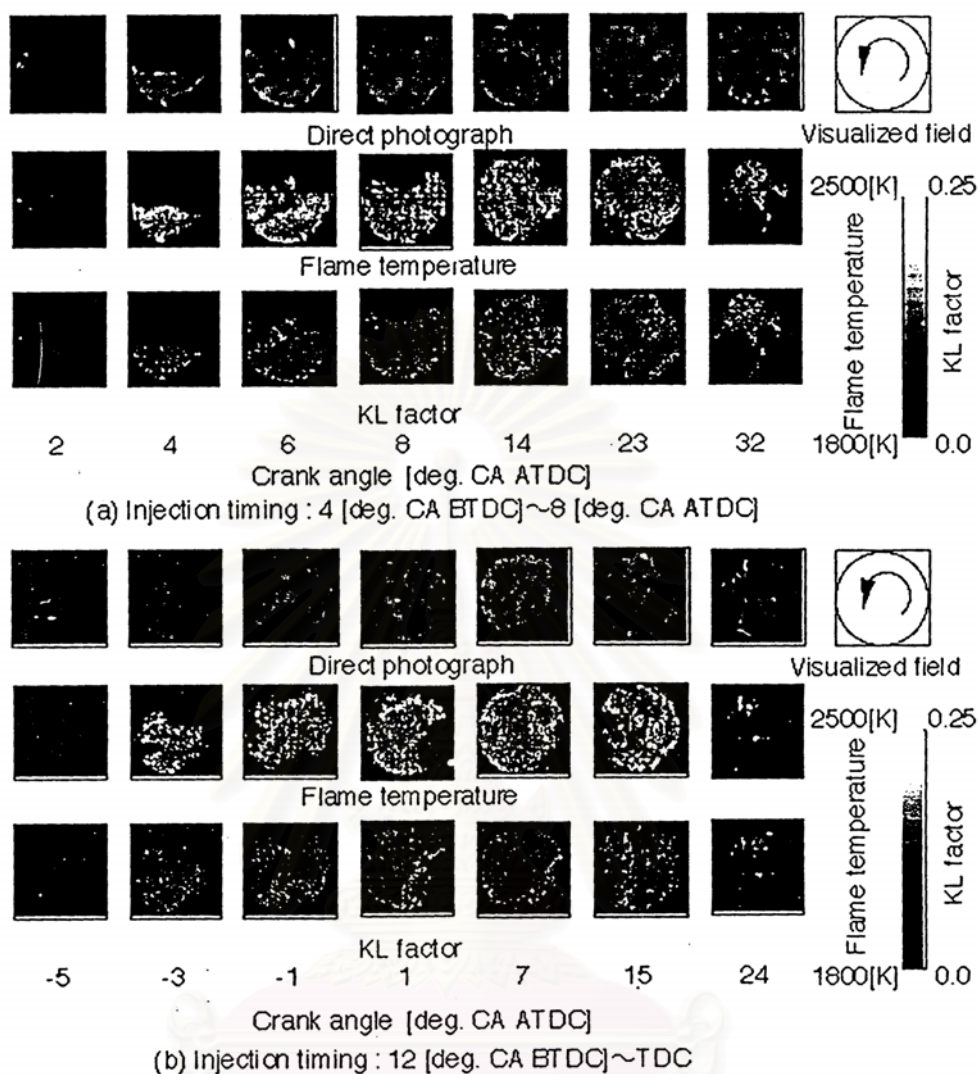
Hajime Fujimoto และคณะ [27] ได้ตรวจสอบปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล IDI ที่มีห้องเผาไหม้แบบ swirl โดยวิธีทางแสง การกระจายของการปล่อยอนุภาค OH ออกมาโดยธรรมชาติถูกวัดผ่าน band pass filter ส่วน KL factor [28] และอนุภาคเปลวไฟได้มาจากวิธี two-color method



รูปที่ 3-41 ที่มาของระยะยกเข็มหัวฉีด, ความดันในกระบอกสูบ, อัตราการปลดปล่อยความร้อน และ integrated heat release [27]

สมรรถนะทั่วไปของเครื่องยนต์ รูปที่ 3-41 เป็นที่มาของระยะยกเข็มหัวฉีด, ความดันในกระบอกสูบ, อัตราของการปลดปล่อยความร้อน (Rate of Heat Release, ROHR) และ integrated heat release (ISR) ในกรณี injection timing จาก 4° BTDC ถึง 8° BTDC และ 12° BTDC ถึง TDC เส้นที่แสดงกรณีของห้องเผาไหม้หลัก และเส้นประแสดงกรณีของห้องเผาไหม้ swirl ที่มาของความดันในทั้งสองห้องเผาไหม้เหมือนกันทั้งที่มี injection timing ต่างกัน เมื่อ injection timing ช้าลง ความดันในกระบอกสูบลดลงเล็กน้อยหลัง TDC จากนั้นจะสูงสุดโดยสอดคล้องกับความจริงที่ว่านี้ ยอดแรกของอัตราการปลดปล่อยความร้อนในทั้งสองห้องเผาไหม้จะน้อยกว่า และยอดที่ 2 จะเด่นชัดกว่าในกรณีของ injection timing ที่เร็วขึ้นเนื่องจากความดันในห้องเผาไหม้หลักแตกต่างออกไปเนื่องมาจาก timing ที่ช้ากว่า อีกสิ่งที่น่าสนใจคือ integrated heat release ในห้องเผาไหม้ทั้งสองแสดงที่มาที่จังหวะแรกของการเผาไหม้ในกรณีของ timing ที่ช้ากว่าเหมือนกัน ในทางตรงข้าม integrated heat release ในห้องเผาไหม้ swirl มากกว่าในห้องเผาไหม้หลักในกรณีของ timing ที่เร็วกว่า ดูเหมือนว่าแนวโน้มเกิดจากการปล่อยออกมาของเชื้อเพลิงที่ไม่เผาไหม้ปริมาณมากจากห้องเผาไหม้ swirl สู่ออกมาห้องเผาไหม้หลักเนื่องจาก timing ที่ล่าช้า

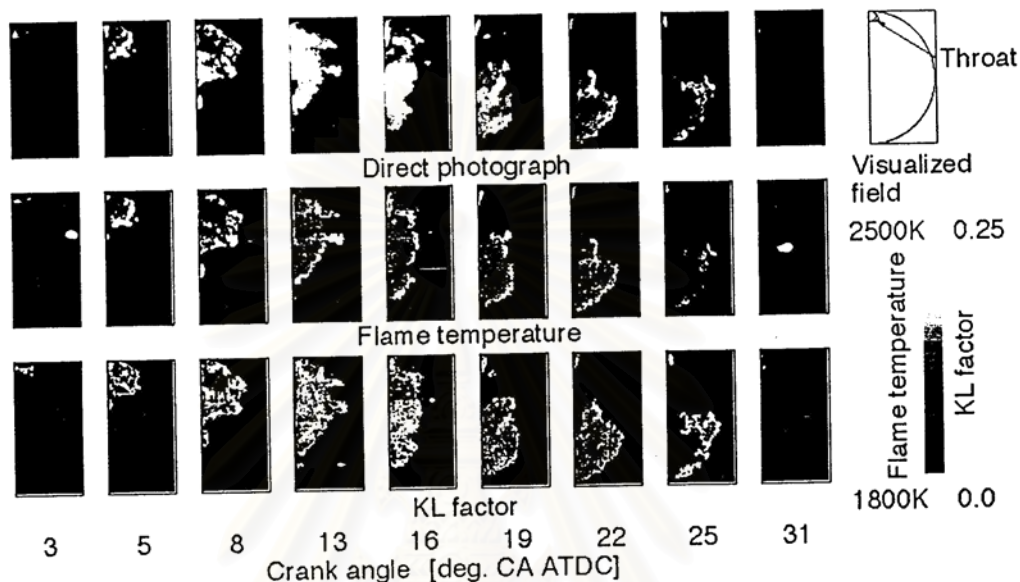
รูปภาพเปลวไฟ, อุณหภูมิเปลวไฟและ KL factor รูปที่ 3-42 แสดงภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟและรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้ swirl: (a) injection timing จาก 4° BTDC ถึง 8° ATDC และ (b) injection timing จาก 12° BTDC ถึง TDC เปลวไฟที่มองเห็นได้ครั้งแรกปรากฏที่ควอดแรนท์ที่ 4 ในแต่ละกรณีใกล้กับหัวเผา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



รูปที่ 3-42 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้ swirl [27]

กล่าวโดยทั่วไป แนวโน้มของการกระจายอุณหภูมิเปลวไฟเกือบเหมือนเดิม และ ดังที่ทราบกันดีว่า KL factor แสดงแนวโน้มในทางกลับกันของอุณหภูมิเปลวไฟโดยไม่คำนึงถึง injection timing บริเวณของอุณหภูมิเปลวไฟที่สูงเกิน 2200 K ปรากฏที่บริเวณปลายเปลวไฟที่ จังหวะเริ่มต้นของการเผาไหม้ นั่นคือที่ช่วงเวลาก่อนการเผาไหม้แบบ premixed โดยไม่ขึ้นกับ injection timing บริเวณที่ KL factor มีค่าสูง คงอยู่ใกล้ทางเข้าของคอคอดและใกล้ผนังด้านซ้าย ของห้องเผาไหม้ swirl เนื่องจาก quenching effect จากช่วงกลางถึงช่วงท้ายของการเผาไหม้ นั่นคือระหว่างช่วงการเผาไหม้แบบ diffusion บริเวณที่อุณหภูมิสูงปรากฏที่บริเวณตรงกลางของ บริเวณเปลวไฟ และบริเวณที่ KL factor มีค่าสูง คงอยู่รอบๆ บริเวณอุณหภูมิสูงที่ส่วนบนของห้อง

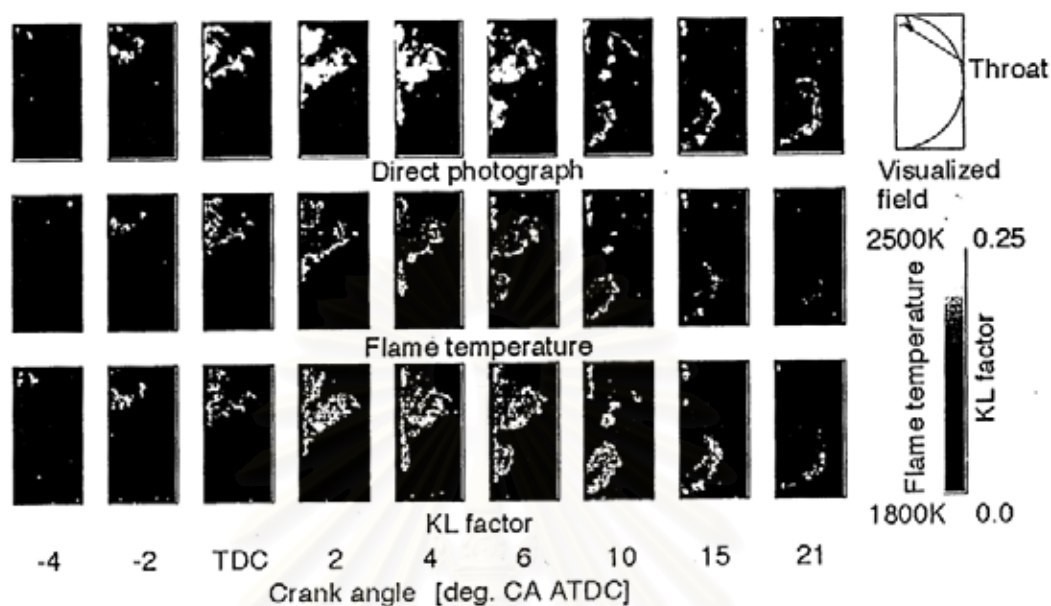
เผาไหม้ แนวโน้มของ KL factor นี้เกิดจากความจริงที่ว่าอุณหภูมิของสิ่งแวดล้อมต่ำกว่าอุณหภูมิเปลวไฟ ในทางกลับกัน อุณหภูมิเปลวไฟที่ด้านต่ำกว่า มีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิเปลวไฟที่ด้านสูงกว่าของห้องเผาไหม้ เพราะว่าการไหลออกจากห้องเผาไหม้ swirl เพิ่มขึ้น และผลของการขยายตัวมากขึ้นระหว่างจังหวะนี้



รูปที่ 3-43 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้หลัก (Injection timing : 4° CA BTDC – 8° CA ATDC) [27]

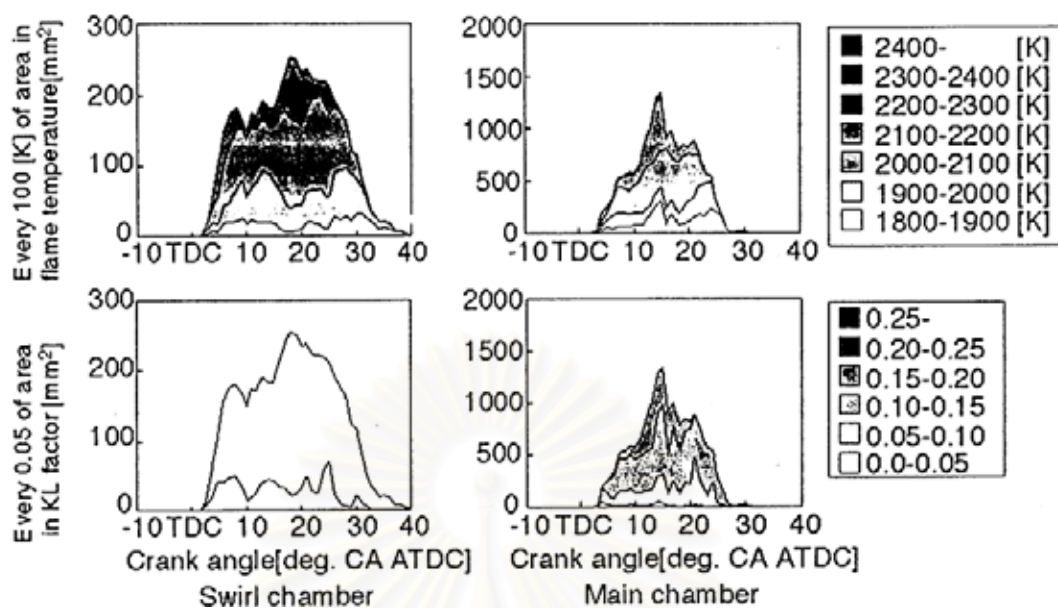
รูปที่ 3-43 และ 3-44 แสดงภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้หลักในกรณีของช่วงการฉีดจาก 4° BTDC ถึง 8° ATDC และจาก 12° BTDC ถึง TDC ตามลำดับ แนวโน้มของอุณหภูมิเปลวไฟแสดงผลกลับกับ KL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl ดังกล่าวข้างต้น กล่าวโดยละเอียด ปรากฏการณ์การเผาไหม้เกือบเหมือนเดิมโดยไม่คำนึงถึง injection timing เปลวไฟปรากฏในห้องเผาไหม้หลัก หลังจากเกิดการจุดระเบิดในห้องเผาไหม้ swirl และขยายตัวขึ้นในแนวรัศมี หลังจากนั้นบริเวณที่มีดปรากฏใกล้ผนังกระบอกสูบที่อยู่ข้างๆทางออกของคอคอด ปรากฏการณ์เกิดจาก quenching เนื่องจากพื้นผิวที่เย็นของลูกสูบที่จังหวะเริ่มแรกของการเผาไหม้ อุณหภูมิสูงปรากฏที่บริเวณปลายเปลวไฟเนื่องจาก diffusion ที่รุนแรงและการผสมระหว่างปลายเปลวไฟและสิ่งแวดล้อม จากช่วงกลางถึงช่วงท้ายของช่วงการเผาไหม้ KL factor ค่าสูงปรากฏที่บริเวณตรงกลางของบริเวณเปลวไฟ ในทางกลับกัน KL factor ที่ต่ำคงอยู่ที่บริเวณปลายเปลวไฟ นั่นคือการเผาไหม้อีกครั้งของเขม่า

เด่นชัดที่บริเวณนี้ ช่วงการเผาไหม้จะสั้นกว่า และการส่องสว่างของเปลวไฟสว่างกว่าในกรณีของ injection timing ที่เร็วกว่า เพราะว่าความดันในกระบอกสูบในห้องเผาไหม้หลักสูงกว่า



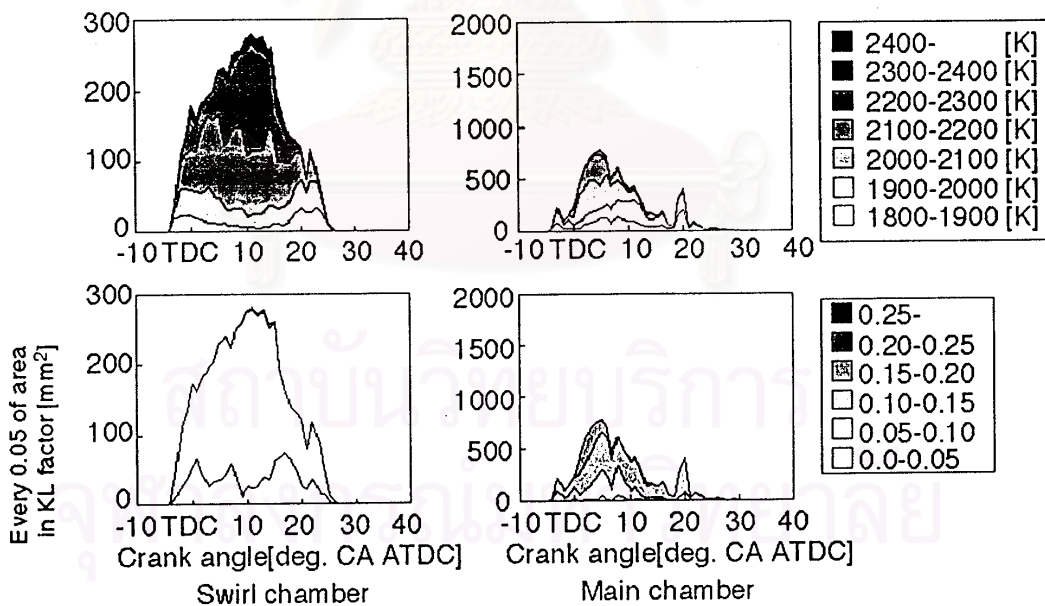
รูปที่ 3-44 ภาพถ่ายโดยตรง, รูปภาพของอุณหภูมิเปลวไฟ และรูปภาพของ KL factor ในห้องเผาไหม้หลัก (Injection timing : 12° CA BTDC – TDC) [27]

รูปที่ 3-45 และรูปที่ 3-46 แสดงที่มาของการกระจายอุณหภูมิเปลวไฟในพื้นที่ทุกๆ 100 K และทุกๆ 0.05 ของพื้นที่ใน KL factor ในทั้งห้องเผาไหม้ swirl และห้องเผาไหม้หลัก ในกรณีของช่วงเวลาการฉีดจาก 4° BTDC ถึง 8° ATDC และจาก 12° BTDC ถึง TDC ตามลำดับในห้องเผาไหม้ swirl บริเวณของอุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2000 K โดยเฉพาะอย่างยิ่งมากกว่า 2200 K จะเด่นชัด แนวโน้มนี้เด่นชัดมากขึ้นในกรณีของ injection timing ที่เร็ว เหตุผลคือความดันในห้องเผาไหม้ swirl สูงกว่าและ ignition delay สั้นกว่า ถ้า injection timing เร็วกว่า ในห้องเผาไหม้หลัก บริเวณของอุณหภูมิเปลวไฟที่สูงลดลง และบริเวณอุณหภูมิเปลวไฟที่ต่ำกว่า 1900 K ซึ่งแทบจะไม่ปรากฏในห้องเผาไหม้ swirl เกิดขึ้นแม้ว่าจะมี injection timing เพราะว่าสภาวะทางการทดลองเป็นไว้ภาวะ 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 ในห้องเผาไหม้หลัก บริเวณของ KL factor ที่มากกว่า 0.10 ปรากฏโดยไม่ขึ้นกับ injection timing เนื่องจากเป็นช่วงเคลื่อนลงของลูกสูบ บริเวณนี้ในกรณีของ injection timing ที่ช้าจะใหญ่กว่าในกรณีของ injection timing ที่เร็ว



รูปที่ 3-45 ที่มาของการกระจายของพื้นที่ทุก 100 K ในอุณหภูมิเปลวไฟและพื้นที่ทุก 0.05 ใน KL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl

ช่วงการฉีด : $4^{\circ}\text{CA BTDC} - 8^{\circ}\text{CA BTDC}$ [27]



รูปที่ 3-46 ที่มาของการกระจายของพื้นที่ทุก 100 K ในอุณหภูมิเปลวไฟและพื้นที่ทุก 0.05 ใน KL factor ในห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ swirl ช่วงการฉีด : $12^{\circ}\text{CA BTDC} - \text{TDC}$ [27]

บทที่ 4

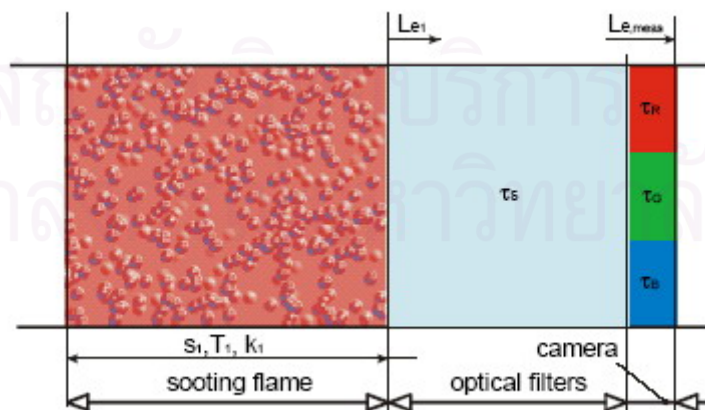
ทฤษฎี Two-Color Method

4.1 การวัดอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นของเขม่าโดย Two-color method

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

4.1.1 นิยามของอุณหภูมิเปลวไฟ

ในระหว่างการเผาไหม้ดีเซลจะมีทั้งอนุภาคเขม่าในสถานะของแข็งและผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ที่เป็นแก๊สเกิดขึ้น โดยสิ่งที่เด่นชัดในการเผาไหม้ดีเซลคือ การแผ่รังสีที่มีความเข้มสูงจากอนุภาคเขม่า จากการที่ Two-color method ใช้ประโยชน์จากการแผ่รังสีความร้อนจากอนุภาคเขม่า จึงเป็นการวัดอุณหภูมิของอนุภาคเขม่า โดยมีได้วัดอุณหภูมิของแก๊สที่กำลังเผาไหม้โดยตรง แต่ได้มีการพิสูจน์แล้วว่า เมื่อแก๊สที่กำลังเผาไหม้และอนุภาคเขม่าบรรลุสมดุลทางความร้อนโดยใช้เวลาประมาณ 10^{-5} ถึง 10^{-6} วินาทีภายในกระบอกสูบ อุณหภูมิที่แก๊สและอนุภาคเขม่าจะมีค่าต่างกันน้อยกว่า 1 องศาเซลเซียส จึงอาจประมาณได้ว่าอุณหภูมิของแก๊สที่กำลังเผาไหม้และอนุภาคเขม่ามีค่าเท่ากัน ส่วนอุณหภูมิเปลวไฟที่กล่าวในบทนี้จะอ้างถึงอุณหภูมิอนุภาคเขม่า ในรูปที่ 4-1 จะแสดงแบบจำลองของเปลวไฟแบบ homogeneous และอุปกรณ์ optical system



รูปที่ 4-1 แสดงแบบจำลองของเปลวไฟและ optical system [29]

4.1.2 การคำนวณการแจกแจงอุณหภูมิและความเข้มข้นของเขม่า

4.1.2.1 คุณลักษณะทางสเปกตรัมของวัตถุที่แผ่รังสีทางความร้อน

วัตถุใดๆจะมีการแผ่รังสีคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าออกมาตามอุณหภูมิของวัตถุนั้น โดยในปี ค.ศ. 1900 M. Planck ได้คิดค้นรายละเอียดทางทฤษฎีของการแผ่รังสีความร้อนเชิงสเปกตรัมของ blackbody radiator ต่อมาในปี ค.ศ. 1917 Einstein ได้พัฒนาทฤษฎีนี้ต่อไป จนได้เป็นสมการดังนี้ [29]

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

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

เมื่อพิจารณาว่า black body radiator เป็นแบบจำลองทางอุดมคติ ซึ่งเป็นวัตถุที่ดูดซับการแผ่รังสีได้ทั้งหมด หรือไม่มีความสามารถในการสะท้อน ในขณะที่ actual thermal radiator มีค่าการสะท้อน(reflectivity) ซึ่งขึ้นกับความยาวคลื่นและอุณหภูมิ โดยส่วนหนึ่งของรังสีที่ตกกระทบกับวัตถุที่ทำการสังเกตจะถูกดูดซับ(absorbed), ถูกสะท้อน(reflected) รวมทั้งถูกส่งผ่าน(transmitted) ตามสมการดังต่อไปนี้ [29]

$$\rho(\lambda,T) + \tau(\lambda,T) + \alpha(\lambda,T) = 1 \quad (4-2)$$

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

จากกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ ทำให้ได้กฎของ Kirchoff ซึ่งนิยามค่า emissivity ε ว่ามีค่าเท่ากับค่า absorptivity α ดังสมการ [29]

$$\varepsilon(\lambda,T) = \alpha(\lambda,T) \quad (4-3)$$

รังสีสเปกตรัมของวัตถุทางความร้อนใดๆคือ [29]

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

แบบจำลองของ grey body เป็นวัตถุทางความร้อนซึ่งมีค่า emissivity ที่ขึ้นอยู่กับความถี่และอุณหภูมิ จะเป็นไปตามสมการดังต่อไปนี้ [29]

$$\varepsilon(\lambda,T) = \varepsilon = constant \quad (4-5)$$

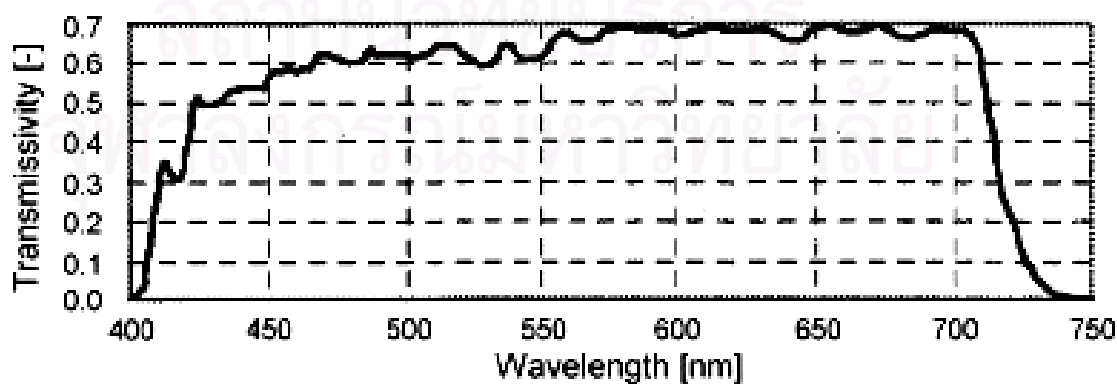
การแผ่รังสีรวมของวัตถุทางความร้อนใดๆ หาได้โดยการอินทิเกรตสมการที่ (4-4) ดังต่อไปนี้

$$L_e = c_1 \cdot \int_0^\infty \varepsilon(\lambda,T) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} d\lambda \quad (4-6)$$

เนื่องจากมีเพียงบางส่วนของสเปกตรัมทั้งหมดที่เกี่ยวข้องกับการวัดอุณหภูมิทางแสง ถ้าทำการวัดผ่าน filter F_s ที่ทราบค่า transmissivity $\tau_s(\lambda)$ (ดูจากรูปที่ 4-2), ค่าการแผ่รังสีที่วัดได้รวมทั้งหมดคือ [29]

$$L_{e,meas} = k_{opt} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \varepsilon(\lambda,T) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} \cdot \tau_s(\lambda) d\lambda \quad (4-7)$$

k_{opt} ในสมการ (4-7) เป็นตัวที่บ่งชี้ถึง imaging conditions จากแหล่งต้นกำเนิดการแผ่รังสีไปที่อุปกรณ์ตรวจวัด จากนั้นต้องตัดผลจาก transmissivity $\tau_s(\lambda)$ [$\lambda_{min} - \lambda_{max}$] ก่อน



รูปที่ 4-2 แสดงค่า spectral transmissivity ของ secondary filter ซึ่งรวมผลการพิจารณาจากทั้ง lens, endoscope และ edge filter [29]

4.1.2.2 แบบจำลองของเปลวไฟดีเซลที่เกิดเขม่า

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

$$dI_{e,\lambda} = -a(\lambda) \cdot I_{e,\lambda} \cdot ds \quad (4-8)$$

โดย $I_{e,\lambda}$ คือ spectral radiance $[Wm^{-2}]$
 $a(\lambda)$ คือ spectral absorption coefficient $[m^{-1}]$

หลังจากอินทิเกรตตามเส้นทาง s จะได้ความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$I_{e,\lambda} = I_{e,\lambda,0} \cdot e^{-a(\lambda)s} \quad (4-9)$$

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

ดังนั้นส่วนที่ถูกดูดซับไประหว่างเส้นทาง s คือ

$$I_{e,\lambda,0} - I_{e,\lambda} = I_{e,\lambda,0} \cdot (1 - e^{-a(\lambda)s}) \quad (4-10)$$

จากสมการ(4-3) จะได้ว่า emissivity ของแก๊สที่มีความหนาแน่นและอุณหภูมิคงที่คือ

$$\varepsilon(\lambda) = 1 - e^{-a(\lambda)s} \quad (4-11)$$

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

นอกจากนี้ยังมีการเผาไหม้ของสารประกอบอื่นเช่น ไขมันและแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ เกิดร่วมกับการเผาไหม้อนุภาคเขม่า แต่ว่าจะเกิดการแผ่รังสีในช่วงคลื่น infrared ซึ่งไม่มีผลกระทบต่อผลรวมของการแผ่รังสีในช่วงคลื่นที่มองเห็นได้

จากการวัดแสดงว่า สามารถใช้ absorption constant $a(\lambda)$ สำหรับเปลวไฟจากการเผาไหม้ดีเซล ดังสมการต่อไปนี้ [29]

$$a(\lambda) = \frac{k}{\lambda} \quad (4-12)$$

โดย k คือ ตัวแปรที่ไม่มีหน่วยซึ่งแปรผันตามความเข้มข้นของเขม่า

ดังนั้นได้ค่า spectral emissivity ตามสมการ(4-11) ดังนี้

$$\varepsilon(\lambda) = 1 - e^{-\frac{k \cdot s}{\lambda}} \quad (4-13)$$

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

$$L_{e,meas} = k_{opt} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k \cdot s}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} \cdot \tau_s(\lambda) d\lambda \quad (4-14)$$

4.1.2.3 การคำนวณอุณหภูมิเปลวไฟ

เราสามารถคำนวณหาอุณหภูมิเปลวไฟได้โดยใช้ค่าความเข้มและค่าสัมพัทธ์ ซึ่งหาได้จากสมการ (4-14) ดังนี้

$$R_{th}(T, k_{ks}) = k_{opt} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k_{ks}}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot e^{-\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_R(\lambda) \cdot d\lambda \quad (4-15)$$

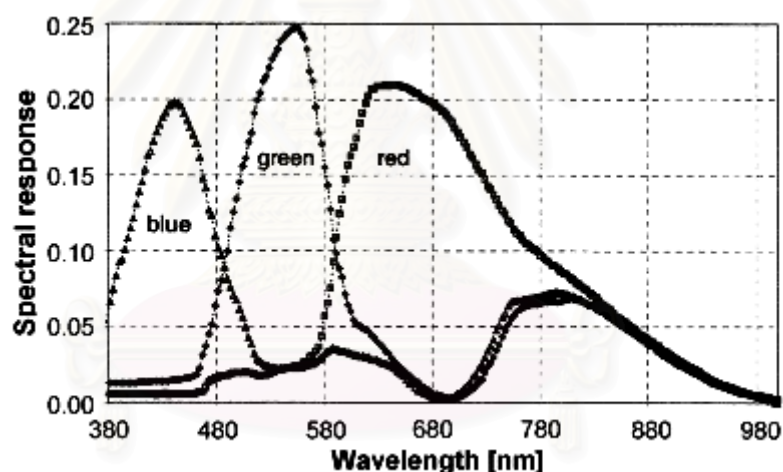
$$rg_{th}(T, k_{ks}) = \frac{R_{th}(T, k_{ks})}{G_{th}(T, k_{ks})} = k_{opt,green} \cdot \frac{\int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k_{ks}}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_R(\lambda) \cdot d\lambda}{\int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k_{ks}}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_G(\lambda) \cdot d\lambda} \quad (4-16)$$

โดย R_{th} คือ ความเข้มของแถบสีแดง [Wm⁻²]

G_{th} คือ ความเข้มของแถบสีเขียว [Wm⁻²]

k_{ks} คือ ผลคูณ $k \cdot s$ [m]

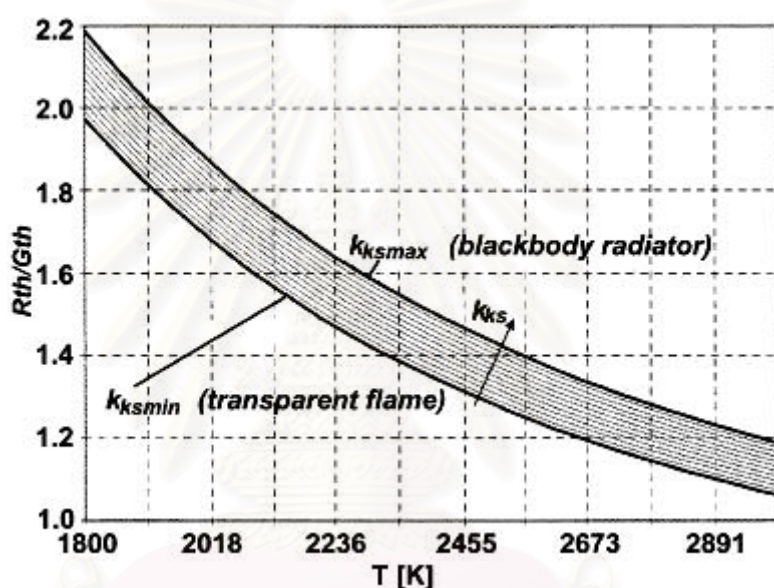
τ_R, τ_G คือ spectral sensitivity ของกล้อง (ไม่มีหน่วย) ดูจากรูปที่ 4-3



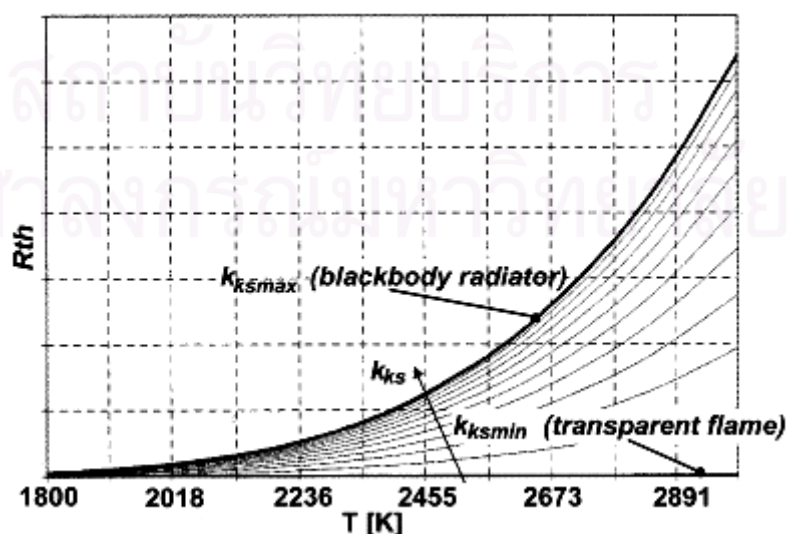
รูปที่ 4-3 แสดงค่า spectral sensitivity ของ primary color filters ในกล้อง [29]

ดังที่ได้กล่าวมาแล้ว, ค่า emissivity ในช่วงความยาวคลื่นที่ทำการสังเกต $[\lambda_{min}, \lambda_{max}]$ เป็นเพียงค่าที่ขึ้นกับความถี่อย่างสังเกตได้เมื่ออยู่ในสถานะที่เสถียร $k_{ks} \approx \lambda$ สำหรับ $\lambda_{min} < \lambda < \lambda_{max}$ ไม่คลาดเคลื่อนเกินไป ในช่วง transition range, สมการจะถูกแก้โดยค่าสัมพัทธ์ที่ได้จากค่า k_{ks} ดังนั้นชุดเส้นโค้งผลลัพธ์ที่ได้จะมีระยะเท่ากันที่กึ่งกลางของช่วงอุณหภูมิ (ดูรูปที่ 4-4) นอกจากนี้ยังได้ชุดของเส้นโค้งสำหรับความสว่างของส่วนสีแดง ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 4-5 เมื่อสร้างชุดของเส้นโค้งทั้ง 2 ชุดได้แล้ว, จะหาอุณหภูมิผลลัพธ์โดยการหาเส้นโค้ง k_{ks0} โดยเส้นโค้ง k_{ks0} จะทำให้ค่าอุณหภูมิผลลัพธ์เท่ากัน เมื่อพิจารณาจากค่าความเข้มที่วัดได้และค่าสัมพัทธ์ โดยในรูปที่ 4-5 สังเกตได้ว่าแกน abscissa จะไม่ได้แสดงค่า ซึ่งแม้ว่าเราจะทราบ

ค่าสัมพัทธ์จาก calibration data แต่การพิจารณาหาค่าความเข้มสัมบูรณ์จะต้องทราบค่า optical correction factor k_{opt} ก่อน ส่วน black body radiator จะถูกนิยามโดย k_{ksmax} เป็นการจำกัดช่วงค่าความเข้มที่เป็นไปได้ที่อุณหภูมิผลลัพท์ที่ทราบค่า ถ้าค่าความเข้มตกอยู่นอกพื้นที่นอกเขตเส้นโค้ง, จะพิจารณาได้ว่าค่า optical correction factor ผิดแน่นอน โดยในการคำนวณจะตั้งสมมติฐานว่ามีอย่างน้อย 1 pixel มีสภาพเป็น optically dense เพื่อให้ได้ค่า optical correction factor k_{opt} , จะมีการกำหนดจุด pixel ที่มีค่าความเข้มสูงที่สุดที่อุณหภูมิต่ำหนึ่งให้เป็น black body radiator



รูปที่ 4-4 แสดงความสัมพันธ์ของค่าสัมพัทธ์กับอุณหภูมิที่ค่า k_{ks} ต่างๆ [29]



รูปที่ 4-5 ความสัมพันธ์ของความเข้มการแผ่รังสีในแถบสีแดงกับความเข้มสัมบูรณ์ที่ค่า k_{ks} ต่างๆ [29]

4.1.3 ปัจจัยสำคัญของการวิเคราะห์โดย Two-color Method

Zhao และ Ladommatos [30] ได้สรุปถึง two-color method ว่าเป็นหนึ่งในวิธีที่นิยมใช้ในการวัดอุณหภูมิการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลมากที่สุด เนื่องจากความง่ายในการติดตั้งและต้องการเนื้อที่ในการทำ optical access น้อยกว่า นอกจากนี้ two-color method ยังมีความสามารถในการวัดความเข้มข้นเขม่าที่เกิดขึ้นในรูปของ KL factor ได้ด้วย แต่อย่างไรก็ตามการวัด 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

บทที่ 5

ทฤษฎีเชื้อเพลิงดีเซลกับน้ำมันปาล์ม

และทบทวนวรรณกรรม

5.1 คุณสมบัติของเชื้อเพลิงดีเซล

คุณสมบัติของเชื้อเพลิง และผลกระทบต่อสมรรถนะและการใช้งานของเครื่องยนต์ดีเซล ประกอบด้วย

5.1.1 เลขซีเทน (Cetane Number)

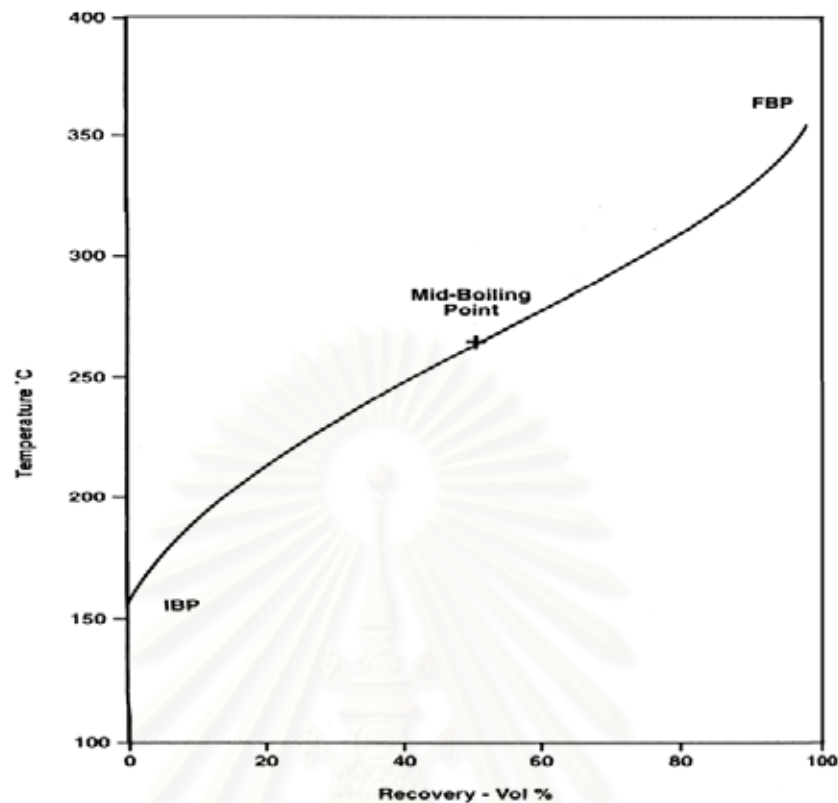
การวัดคุณภาพการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงดีเซลซึ่งเป็นที่ยอมรับโดยทั่วไปคือ เลขซีเทน การกำหนดค่าของเลขซีเทนถูกนิยามโดยการผสมกันของเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนบริสุทธิ์อ้างอิง 2 ชนิด ซึ่งได้แก่ cetane(n-hexadecane) ที่มีคุณสมบัติการจุดระเบิดสูงให้มีเลขซีเทนเป็น 100 และ isocetane หรือ heptamethyl nonane เป็น paraffin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

$$\text{cetane number} = \% \text{ n-cetane} + 0.15 (\% \text{ heptamethyl nonane}) \quad (5-1)$$

เลขซีเทนนี้มีผลต่อคุณสมบัติต่างๆ ของเชื้อเพลิง เช่น คุณสมบัติการสตาร์ทเครื่อง, มลภาวะ, ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุด และเสียงของเครื่องยนต์ เป็นต้น ผลดีของการที่เชื้อเพลิงมีเลขซีเทนสูงได้แก่ เครื่องยนต์มีสมรรถนะสูง, เพิ่มคุณสมบัติการสตาร์ทเครื่องในขณะเย็น, ลดควันดำในช่วงการอุ่นเครื่องยนต์, ลดเสียงดัง, ลดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและมลพิษ แต่เนื่องจากค่าใช้จ่ายในการทดสอบเพื่อหาค่าเลขซีเทนนั้นสูงจึงได้มีการคำนวณ cetane index (CCI) ขึ้นมาเพื่อประมาณค่าคุณสมบัติการจุดระเบิดแทน โดยใช้ค่า API gravity และ mid-boiling temperature (50 % evaporated) ตามมาตรฐาน ASTM D976

5.1.2 ค่าการระเหย (Volatility)

รายละเอียดที่ได้ระหว่างการกลั่นเชื้อเพลิง ได้แก่ initial boiling point (IBP), end point (EP) หรือ final boiling point (FBP), percent of condensate recovered และ percent residue of nonvolatile matter ไค้การกลั่นตัวของเชื้อเพลิงดีเซลทั่วไปแสดงในรูปแบบที่ 5-1



รูปที่ 5-1 โค้งการกลั่น(Distillation curve) ของเชื้อเพลิงดีเซลทั่วไป [31]

Volatility (การกลั่น หรือช่วงการเดือดของเชื้อเพลิง) มีผลต่อคุณสมบัติอื่นๆ รวมถึง ความหนาแน่น, จุดวาบไฟ, อุณหภูมิการจุดระเบิดด้วยตัวเอง, ความหนืด และเลขซีเทน volatility ที่สูงจะทำให้เกิด vapor lock และจุดวาบไฟที่ต่ำลง vapor lock จะทำให้เครื่องยนต์ misfire หรือเกิดความล้มเหลวในการติดเครื่องยนต์ใหม่หลังจากดับเครื่องยนต์ลงในช่วงเวลาสั้นในสภาวะร้อน แต่อย่างไรก็ตาม volatility ที่สูงก็ยิ่งทำให้เชื้อเพลิงระเหยได้อย่างสมบูรณ์ในห้องเผาไหม้ แต่ผลที่ตามมาคือส่วนที่มีจุดเดือดสูงอาจเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ทำให้เกิดการสะสมรวมตัวในเครื่องยนต์และเพิ่มระดับควัน แต่อย่างไรก็ตาม ภายในช่วง 350 °C ถึง 400 °C ผลของ volatility ที่ต่ำต่อไอเสียจะมีค่าน้อย อุณหภูมิที่กลั่นตัวไปแล้ว 50% (mid-volatility) ของเชื้อเพลิงดีเซลมีผลอย่างชัดเจนต่อแนวโน้มของควันโดยผ่านทางผลต่อการฉีดและการผสมของเชื้อเพลิงและใช้สำหรับการคำนวณ cetane index ตามมาตรฐาน ASTM D976

ส่วนที่ volatility สูงซึ่งอยู่ที่จุดต่ำสุดในโค้งในรูปที่ 5-1 ช่วยปรับปรุงการติดเครื่องยนต์ขณะเย็น และการอุ่นเครื่อง ในขณะที่ส่วนที่ volatility ต่ำที่ปลายด้านสูงมีแนวโน้มที่จะเพิ่มการสะสมรวมตัว, ควัน และการสึกหรอ เนื่องจากเชื้อเพลิงระเหยยาก ทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์

5.1.3 ความหนาแน่น (Density)

ความหนาแน่นของเชื้อเพลิงดีเซลให้ประโยชน์ในการบ่งชี้องค์ประกอบ และคุณลักษณะที่สัมพันธ์กับสมรรถนะ เช่น คุณภาพการจุดระเบิด, กำลัง, การประหยัดเชื้อเพลิง, คุณสมบัติที่อุณหภูมิต่ำ และแนวโน้มของควัน บางครั้งอาจแสดงความหนาแน่นเป็นความถ่วงจำเพาะ หรือ API gravity ความหนาแน่นของเชื้อเพลิงที่ได้จากกระบวนการกลั่นต่างๆ โดยประมาณแสดงดังต่อไปนี้ [31]

Straight-run distilled	805 – 870 kg/m ³
Hydrocracked gas oil	815 – 840 kg/m ³
Thermally cracked gas oil	835 – 875 kg/m ³
Catalytically cracked gas oil	930 – 965 kg/m ³

5.1.4 ความหนืด (Viscosity)

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

เชื้อเพลิงดีเซลมักจะมีการกำหนดคุณสมบัติขอบเขตบนของความหนืดเพื่อให้แน่ใจว่ามีการไหลของเชื้อเพลิงที่เพียงพอสำหรับการติดเครื่องขณะเย็นและยังมีการกำหนดความหนืดต่ำสุดเพื่อป้องกันการสูญเสียกำลังที่อุณหภูมิสูงด้วย เนื่องจากหากว่าเชื้อเพลิงมีค่าความหนืดต่ำมากเกินไปจะทำให้ penetration ของสเปรย์ยาวเกินไป ซึ่งจะทำให้เกิดการ wet ที่ผนังห้องเผาไหม้ทำให้สูญเสียกำลังของเครื่องยนต์ได้

เนื่องจากน้ำมันปาล์มดิบมีความหนืดที่สูงกว่าน้ำมันดีเซล ดังนั้นเมื่อนำน้ำมันปาล์มดิบมาผสมกับดีเซล จึงทำให้เชื้อเพลิงปาล์มดิบผสมดีเซลมีความหนืดที่สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

5.1.5 คุณสมบัติการหล่อลื่น (Lubricity)

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

5.1.6 คุณสมบัติที่อุณหภูมิต่ำของเชื้อเพลิงดีเซล

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

5.1.7 เสถียรภาพของเชื้อเพลิงดีเซล

คุณสมบัติที่สำคัญประการหนึ่งของเชื้อเพลิงคือ ความมีเสถียรภาพไม่เปลี่ยนแปลงระหว่างช่วงเวลาระหว่างการผลิต การใช้งานในเครื่องยนต์ และการก่อตัวของตะกอนระหว่างการเก็บเชื้อเพลิงดีเซลในระยะยาว ไนโตรเจน และสารประกอบที่มีกำมะถันเป็นองค์ประกอบมักจะเกี่ยวข้องอย่างมากในกระบวนการเสื่อมสภาพของเชื้อเพลิง เนื่องจากองค์ประกอบเหล่านี้มีแนวโน้มที่จะรวมตัวกันเป็นตะกอนเชื้อเพลิง กลไกที่การเผาไหม้ของไฮโดรคาร์บอนเกิดขึ้นในหลายขั้นตอน เริ่มต้นด้วยการเริ่มเกิดโซ่ซึ่งเกี่ยวข้องกับการเกิดอนุมูลอิสระ เมื่ออนุมูลอิสระของไฮโดรคาร์บอนก่อตัวขึ้น จะสามารถรวมตัวกับออกซิเจนเพื่อก่อให้เกิดอนุมูล peroxide ซึ่งในทางกลับกันสามารถทำปฏิกิริยากับโมเลกุลไฮโดรคาร์บอนอื่นโดยการกำเนิดอนุมูลอิสระของไฮโดรคาร์บอนอื่น และ hydroperoxide ดังนั้นกระบวนการเผาไหม้จึงไม่สูญสลายไปได้ด้วยตัวเอง อนุมูลอิสระยังสามารถเป็นเหตุให้เกิด polymerization และ ปฏิกิริยาการเผาไหม้เพื่อก่อให้เกิดวัสดุที่น้ำหนักโมเลกุลสูง ซึ่งสามารถสะสมรวมตัวในระบบเชื้อเพลิง ขั้นตอนสุดท้ายคือ chain termination เมื่อ antioxidant หายไป เป็นปฏิกิริยาซึ่งนำไปสู่ผลิตภัณฑ์ที่ไร้อนุมูลอิสระ

ความสามารถของเชื้อเพลิงในการรักษาเสถียรภาพในถังเก็บขึ้นอยู่กับตัวแปรซึ่งควบคุมอัตราการเกิดปฏิกิริยาด้วยตัวเอง อาทิ oxidation ผลิตภัณฑ์สุดท้ายของการเกิดปฏิกิริยาด้วยตัวเองที่ซับซ้อนปรากฏออกมาโดยทั่วไปมี 2 ชนิด ได้แก่ soluble gum ซึ่งเป็นพวก nonvolatile และ insoluble gum ซึ่งมักถูกเรียกว่าเป็นตะกอน และเป็นผลิตภัณฑ์ที่อันตรายที่สุดของการเสื่อมสภาพของเชื้อเพลิงในถังเก็บ การเกิดผลิตภัณฑ์ที่เสื่อมสภาพในระบบเชื้อเพลิงถูก

สังเกตเห็นได้จากการอุดตันที่ไส้กรอง และการสะสมรวมตัวของสารเหนียวๆ (gum) ในระบบจุดระเบิดและหัวฉีด สาเหตุหลักของปัญหาการทำงานเหล่านี้ อาจเป็นเพราะความจริงที่ว่าเชื้อเพลิงดีเซลทำหน้าที่เป็นตัวหล่อเย็นหัวฉีด ซึ่งเป็นไปได้มากที่สุดที่จะเสื่อมสภาพที่อุณหภูมิสูง ในส่วนของถังเชื้อเพลิงเมื่อเชื้อเพลิงถูกทำให้เย็นลงและให้ความร้อนอีกครั้ง การเกิดวัฏจักรการให้ความร้อนและการทำให้เย็นต่อเนื่องกันอาจทำให้เกิดการเสื่อมสภาพของเชื้อเพลิงดีเซลที่ไม่มีเสถียรภาพทางความร้อน

5.1.8 ปริมาณซัลเฟอร์ (Sulphur Content)

วิธีหนึ่งในการลดระดับไอเสียทั้งหมดของ particulate matter (TPM) จากเครื่องยนต์ดีเซลคือ การใช้เชื้อเพลิงดีเซลที่มีกำมะถันต่ำ (<0.05% โดยน้ำหนัก) ระหว่างกระบวนการเผาไหม้ กำมะถันส่วนใหญ่ในเชื้อเพลิงถูกเปลี่ยนเป็น sulphur dioxide (SO₂) ซึ่งส่วนมากถูกปล่อยสู่สิ่งแวดล้อม ที่ซึ่งอาจเกิดปฏิกิริยาทางเคมีเพิ่มเติม นำไปสู่มลภาวะทางอากาศ SO₂ ที่เหลือจะถูกเผาไหม้ในไอเสียดีเซลที่มีออกซิเจนหนา และเกิดเป็น sulphur trioxide (SO₃) อุณหภูมิไอเสียดีเซลที่สูงจะรักษา SO₃ ไว้ในสถานะไอ ซึ่งมีความเกี่ยวข้องกับน้ำ โดยปฏิกิริยาคายความร้อนนำไปสู่การก่อตัวของละอองกรดกำมะถันในอากาศ ซึ่งเมื่อรวมตัวกับน้ำโดยพันธะทางเคมีจะถูกปล่อยออกมาเป็น particulate matter

ประโยชน์อื่นของการลดระดับกำมะถันในเชื้อเพลิงดีเซลคือ การลดการกัดกร่อนเป็นที่รู้กันว่าระดับกำมะถันที่สูงในเชื้อเพลิงทำให้เกิดการกัดกร่อนที่แหวนลูกสูบและ liners ของกระบอกสูบ การที่กำมะถันทำให้เกิดการกัดกร่อน ซึ่งขึ้นอยู่กับระดับกำมะถันของเชื้อเพลิงและสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์โดยตรง

สำหรับในประเทศไทยค่ามากที่สุดของกำมะถันในดีเซลถูกกำหนดไว้คือ 0.05% ในการผลิตเชื้อเพลิงที่มีกำมะถันน้อยกว่า 50 ppm และปริมาณ aromatic 5% โดยปริมาตร (ตามที่ระบุสำหรับเชื้อเพลิงดีเซล class 1) จำเป็นที่จะต้องใช้สภาวะ hydro-processing ที่รุนแรงขึ้นหรือเทคโนโลยี hydro-processing ที่แตกต่างออกไป

5.1.9 ปริมาณอะโรมาติก (Aromatic Content)

ส่วนประกอบ aromatic ในเชื้อเพลิงดีเซลเป็นปัญหาที่สำคัญเพราะว่าทำให้เกิดการปล่อย particulate emission แต่อย่างไรก็ตาม aromatics มีส่วนช่วยในการหล่อลื่นของเชื้อเพลิง ดังนั้นการกำจัดสารเหล่านี้จะทำให้เกิดอัตราการสึกหรอของปั๊มหัวฉีดสูงอย่างผิดปกติ

5.1.10 ปริมาณน้ำและตะกอน (Water and Sediment Content)

เราไม่สามารถที่จะกำจัดน้ำออกจากเชื้อเพลิงดีเซลได้หมด เนื่องจากขั้นตอนแรกที่มีน้ำเข้ามาคือระหว่างกระบวนการผลิต นอกจากนั้นยังมีความเสี่ยงของการมีน้ำปะปนมา ระหว่างการขนส่งและการเก็บในถัง การเกิดขึ้นของน้ำในถังเก็บอาจทำให้เกิดการเติบโตของรา และแบคทีเรีย การปนเปื้อนจุลินทรีย์ทำให้เกิดปัญหาสำคัญกับเครื่องยนต์โดยเฉพาะอย่างยิ่งระบบเชื้อเพลิง เช่น เกิดการอุดตันที่ไส้กรอง

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

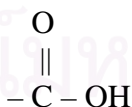
ตะกอนสามารถนำไปสู่การอุดตันไส้กรองในยานพาหนะ และน้ำยังช่วยเพิ่มสภาวะกรดทำให้เกิดปัญหาเนื่องมาจากการกัดกร่อนและความสึกหรอในเครื่องยนต์และระบบฉีดเชื้อเพลิง การทดสอบมาตรฐานสำหรับปริมาณน้ำและตะกอนทำได้โดยวิธีการเหวี่ยง

5.1.11 จุดวาบไฟ (Flash Point)

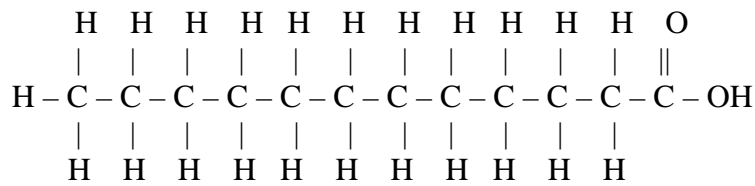
จุดวาบไฟคือการวัดอุณหภูมิที่ต่ำที่สุดซึ่งเชื้อเพลิงจะเกิดการลุกไหม้ได้จากแหล่งกำเนิดประกายไฟภายใต้สภาวะห้องปฏิบัติการที่ได้มาตรฐาน จุดวาบไฟนี้จะมีผลต่อเชื้อเพลิงในการพิจารณาด้านการขนส่ง, รูปแบบการจัดเก็บ และการระมัดระวังแลรักษา

5.2 น้ำมันพืช [32]

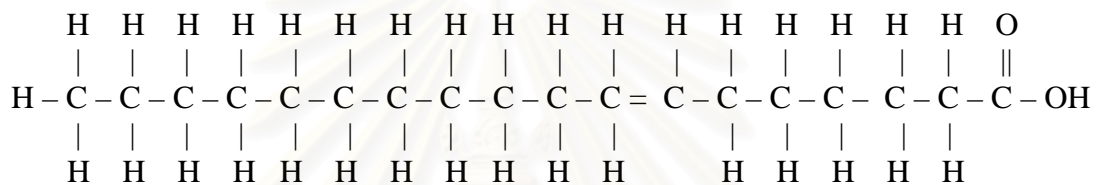
ส่วนประกอบพื้นฐานของน้ำมันพืชประกอบไปด้วยกรดไขมัน กรดไขมันมีลักษณะเหมือนกรดอินทรีย์อื่นๆ คือจะมีกลุ่มคาร์บอกซิล ซึ่งมีสูตรทางเคมีดังนี้



โดยจะมีจำนวนของคาร์บอนต่อกันหลายๆ อะตอม จำนวนของคาร์บอนที่ต่างกันทำให้เกิดกรดไขมันที่มีสมบัติต่างกัน กรดไขมันที่มีในธรรมชาติส่วนมากจะมีจำนวนคาร์บอนตั้งแต่ 6 ถึง 20 อะตอมโดยกรดไขมันอิ่มตัว หมายถึง กรดไขมันที่มีคาร์บอนอะตอมทุกตัวจับกันด้วยพันธะเดี่ยวมีสูตรทั่วไปคือ $\text{C}_n\text{H}_{2n}\text{O}_n$ ดังตัวอย่างเป็นโครงสร้างทางเคมีของ กรดลอริก



ส่วนกรดไขมันไม่อิ่มตัว หมายถึง กรดไขมันที่มีคาร์บอนอะตอมบางตัวจับกันด้วยพันธะคู่ เช่น กรดโอเลอิก ซึ่งน้ำมันพืชส่วนใหญ่จะเป็นกรดไขมันไม่อิ่มตัว ยกเว้นน้ำมันพืชบางชนิด เช่น น้ำมันมะพร้าว ลักษณะโครงสร้างทางเคมีของโอเลอิก แสดงได้ดังนี้



น้ำมันพืชในธรรมชาติส่วนใหญ่จะอยู่ในรูปของ ไตรกลีเซอไรด์ ถ้ากรดไขมันเป็นชนิดเดียวกันหมด เรียกว่า ไตรกลีเซอไรด์แบบง่าย ถ้ากรดไขมันต่างชนิดกัน เรียกว่า ไตรกลีเซอไรด์แบบผสมซึ่งเป็นไตรกลีเซอไรด์ที่มีอยู่ทั่วไปในน้ำมันพืช

5.2.1 น้ำมันปาล์ม

น้ำมันปาล์ม หมายถึง น้ำมันที่ได้จากเนื้อ (mesocarp) ของผลปาล์มน้ำมัน (*Elaeis guineensis*) สามารถแบ่งเป็น 2 ชนิดคือ 1. น้ำมันปาล์มสำหรับบริโภค 2. น้ำมันปาล์มสำหรับ อุตสาหกรรม โดยน้ำมันปาล์มสำหรับบริโภคสามารถแบ่งย่อยได้เป็นอีก 2 ชนิดคือ น้ำมันปาล์มธรรมชาติ (Virgin oil) และน้ำมันปาล์มรีไฟน์ (Refined oil)

น้ำมันปาล์มธรรมชาติ หมายถึง น้ำมันปาล์มสำหรับบริโภคที่ได้จากการบีบอัดหรือการใช้ความร้อน อาจทำให้สะอาดโดยการล้าง การตั้งไว้ให้ตกตะกอน การกรองและการหมุนเหวี่ยง (centrifuge) เท่านั้น ส่วนน้ำมันปาล์มรีไฟน์หรือน้ำมันปาล์มผ่านกรรมวิธี หมายถึง น้ำมันปาล์มสำหรับบริโภคที่อย่างน้อยต้องผ่านกรรมวิธีการกำจัดกรด น้ำมันปาล์มที่นำมาใช้ในงานวิจัยนี้เป็นน้ำมันปาล์มธรรมชาติหรือน้ำมันปาล์มดิบ (Crude Palm Oil) ซึ่งได้จากการสกัดผลปาล์มสด (Fresh fruit Bunch) โดยที่น้ำมันปาล์มดิบเป็นน้ำมันจากเส้นใยของผลปาล์มมีลักษณะเป็นน้ำมันข้น มีสีส้มขุ่น หน หนืดเหนียวมีกลิ่นเหม็นคาว เมื่ออุ่นด้วยความร้อนน้ำมันจะใสและมีสีส้มอมแดง

สารเจือปนที่พบในน้ำมันปาล์มแบ่งออกเป็น 3 กลุ่มใหญ่ๆ คือ

1. กลุ่มไฮโดรไลติก (Hydrolytic) ประกอบด้วยความชื้น สิ่งสกปรกกรดไขมันอิสระ กลีเซอรอล และเอนไซม์ต่างๆ
2. กลุ่มออกซิเดทีฟ (Oxidative) ประกอบด้วยเศษผงโลหะ สารออกซิเดชันต่างๆ เม็ดสีโทโคเฟอรอล (Tocopherols) และฟอสฟาไทด์ (Phosphatide)
3. สารที่เป็นตัวเร่งให้เกิดสารพิษ ได้แก่ สารประกอบพวกไนโตรเจน กำมะถัน และเฮไลเจน ตลอดจนฟอสฟาไทด์ และสารออกซิเดชันต่างๆด้วย

น้ำมันปาล์มดิบเป็นผลิตภัณฑ์ที่ได้จากกระบวนการสกัดน้ำมันปาล์มจากผลปาล์มสดซึ่งจัดเป็นพืชน้ำมันที่ให้ผลผลิตมากที่สุดสำหรับในประเทศไทย ตามนิยามใน มอก. 288-2535 มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม น้ำมันปาล์มสำหรับบริโภค น้ำมันปาล์มดิบมีคุณลักษณะทางเคมีและกายภาพ ดังตารางที่ 5-1

ตารางที่ 5-1 คุณลักษณะของน้ำมันปาล์มดิบ [33]

คุณลักษณะ	วิธีการทดสอบ	ข้อกำหนด
ความหนาแน่นสัมพัทธ์(Relative Density) ที่ 50/20 °C	CAC/RM9	0.891-0.899
ดัชนีหักเห (Refractive Index) ที่ n_D 50 °C	IUPAC(1979)	1.455-1.456
น้ำและสารระเหยได้ที่อุณหภูมิ 105 °C (%wt)	IUPAC(1979)	≤ 0.2
สิ่งอื่นที่ไม่ละลาย(Insoluble impurities)(%wt)	IUPAC(1979)	≤0.05
ค่าไอโอดีนแบบวิจิส (Iodine value,Wijis)	IUPAC(1979)	50-55
ค่าสะaponนิฟิเคชัน (Saponification value)มิลลิกรัมโพแทสเซียมไฮดรอกไซด์ต่อตัวอย่าง 1 กรัม	IUPAC(1979)	190-209
สารที่สะaponนิฟายไม่ได้(Unsaponifiable matter)กรัมต่อตัวอย่าง 1 กิโลกรัม	IUPAC(1979)	≤12
ค่าของกรด(Acid value) มิลลิกรัมโพแทสเซียมไฮดรอกไซด์ต่อตัวอย่าง 1 กรัม	IUPAC(1979)	≤4
ค่าเปอร์ออกไซด์(Peroxide value)มิลลิกรัมสมมูลเปอร์ออกไซด์ออกซิเจนต่อตัวอย่าง 1 กก.	IUPAC(1979)	≤10
บีตาแคโรทีน(Beta carotene)มิลลิกรัมต่อกิโลกรัม	AOAC(1984)	500-2000

น้ำมันปาล์มดิบที่ทางโรงงานสกัดน้ำมันปาล์มผลิตได้ ส่วนใหญ่จำหน่ายให้กับโรงงานทำสบู่ มาการีนและกลั่นเป็นน้ำมันปาล์มบริสุทธิ์ แต่จากความไม่แน่นอนของสถานการณ์ตลาดปาล์มน้ำมันในประเทศที่มีผลทำให้ระดับราคาผลปาล์มสดและน้ำมันปาล์มดิบ มีแนวโน้มลดต่ำลงจากในอดีตที่ผ่านมาทำให้เกิดแนวความคิดที่จะนำน้ำมันปาล์มดิบมาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนน้ำมันดีเซลเพิ่มมากขึ้น

5.2.2 การเก็บรักษาน้ำมันปาล์มดิบ

น้ำมันปาล์มส่วนใหญ่จะประกอบด้วยกรดไขมัน ซึ่งอาจอยู่ในรูปของเหลวหรือของแข็งก็ได้ แต่ถ้าเป็นปาล์มดิบจะอยู่ในรูปของเหลว ซึ่งองค์ประกอบทางเคมีของไขมัน ได้แก่ เอสเทอร์ ซึ่งไขมันจากพืชเหล่านี้จะมีคุณสมบัติต่างจากไขมันสัตว์หรือไขมันประเภทอื่น กล่าวคือในไขมันพืช จะประกอบด้วยเอสเทอร์ของกรดไขมันที่มีน้ำหนักโมเลกุลสูงๆ และโมเลกุลแอลกอฮอล์ที่มีสายยาว ส่วนกรดไขมันในพืชส่วนใหญ่จะเป็นไขมันประเภทไตรกลีเซอไรด์ กรดไขมันเหล่านี้สามารถรวมตัวกับกลีเซอรอล เพื่อเกิดเป็นสารประเภทโมโนกลีเซอไรด์ หรือ ไดกลีเซอไรด์ได้ เมื่อกลุ่ม ไฮดรอกซี จำนวน 1-2 กลุ่มนี้ถูกแทนที่ไป อย่งไรก็ดีเมื่อมีอนุมูลอิสระของกรดไขมันที่เกี่ยวข้องในปฏิกิริยามากกว่า 1 กลุ่มขึ้นไป ก็จะสามารถรวมตัวกลายเป็นไตรกลีเซอไรด์ได้ ซึ่งกรดไขมันประเภทหลังนี้จะพบมากในไขมันจากพืช กรดไขมันเหล่านั้นจะประกอบด้วยสายไฮโดรคาร์บอนทั้งประเภทอิ่มตัวและไม่อิ่มตัว ซึ่งการมีโครงสร้างดังกล่าวนี้ทำให้เกิดปฏิกิริยาที่สำคัญขึ้นดังนี้

(ก) ปฏิกิริยาไฮโดรลิซิส (Hydrolysis)

ปฏิกิริยาไฮโดรลิซิส จะเกิดขึ้นเสมอในน้ำมันปาล์มดิบ และจะมีผลทำให้สารประกอบ โมโน, ได และ ไตรกลีเซอไรด์ กลายเป็นกรดไขมันอิสระ (Free Fatty Acid) มากขึ้น มีผลทำให้คุณภาพน้ำมันปาล์มดิบลดลง ซึ่งสาเหตุการเกิดปฏิกิริยาไฮโดรลิซิสนั้น มาจากการมีน้ำเจือปน การมีฝุ่นละอองและโลหะหนักปนเปื้อน และผลของการทำลายจากเอ็นไซม์ ดังนั้นเพื่อป้องกันน้ำมันปาล์มดิบเสื่อมสภาพอันด้วยสาเหตุเนื่องมาจากปริมาณน้ำและสิ่งปนเปื้อนสามารถทำได้โดยลดปริมาณน้ำและสิ่งปนเปื้อนในน้ำมัน เช่น ฝุ่นให้น้อยที่สุด

ในกรณีที่เอ็นไซม์ก่อให้เกิดปริมาณกรดไขมันอิสระ (FFA) นั้นได้มีผู้ศึกษาแล้วพบว่า ถ้าเก็บผลปาล์มสดจากต้นจะมีปริมาณกรด FFA เพียงร้อยละ 0.1 (ส่วนใหญ่เป็น Palmitic acid) แต่ถ้าผลปาล์มสดนั้นผ่านกระบวนการสกัด การบด ก็จะทำให้มีปริมาณ FFA สูงขึ้นถึงร้อยละ 50 ในเวลาเพียง 2-3 ชม. แต่ถ้ามีการนำผลปาล์มมาให้ความร้อนก่อนประมาณ 90-100 °C จะ

ทำให้การเพิ่มปริมาณของ FFA น้อยลงได้มีผู้ศึกษาเกี่ยวกับผลของปริมาณน้ำและอุณหภูมิต่อปริมาณ FFA ในน้ำมันปาล์มเมื่อเวลาต่างๆกัน ดังแสดงในตารางที่ 5-2

จากผลการศึกษาพบว่า การเก็บรักษาน้ำมันปาล์มดิบที่อุณหภูมิต่ำประมาณ 18 °C ปริมาณกรดไขมันอิสระจะเพิ่มสูงขึ้นน้อยกว่าเมื่อเทียบกับการเก็บรักษาน้ำมันปาล์มดิบที่อุณหภูมิสูงขึ้น เช่นที่ อุณหภูมิ 55 °C และที่อุณหภูมิ 75 °C แม้ว่าระยะเวลาการเก็บรักษานานถึง 62 วันและน้ำมันปาล์มที่เก็บรักษามีปริมาณน้ำเพิ่มขึ้นจากร้อยละ 0.25 เป็นร้อยละ 5 จะทำให้ปริมาณกรดไขมันอิสระเพิ่มสูงขึ้น

ตารางที่ 5-2 ปริมาณกรดไขมันอิสระในการเก็บรักษาน้ำมันปาล์มที่อุณหภูมิและความชื้นที่ต่างกัน [34]

เวลาและอุณหภูมิของการทดลอง	ร้อยละ(Percent) ของกรดไขมันอิสระในรูปของกรด Palmitic	
	น้ำมันผสมน้ำร้อยละ 0.25	น้ำมันชนิดเดียวกันและผสมน้ำเพิ่มขึ้นอีกร้อยละ 5
เริ่มต้นการทดลอง	2.8	2.8
หลังจาก 62 วัน ณ 18 °C	3.3	3.3
หลังจาก 55 วัน ณ 55 °C	3.5	4.1
หลังจาก 36 วัน ณ 75 °C	4.6	9.7

ขณะเดียวกันก็ยังมีผู้ศึกษาอีกว่าปริมาณของเชื้อประเภทย่อยสลายไขมัน (Lipolytic micro-organisms) ในน้ำมันจะมีผลต่อการเพิ่มปริมาณกรดไขมันอิสระด้วย เชื้อดังกล่าวนี้ได้แก่ เชื้อราย่อยสลายไขมัน (Lipolytic Fungi) ซึ่งได้แก่เชื้อที่มีชื่อเรียกสปีชีส์ (Species) Paecilomyces , Aspergillus , Rhizopus และ Torula เป็นต้น นั่นคือ การเก็บรักษาน้ำมันปาล์มดิบที่ดีที่สุดคือ ควรให้น้ำมันปาล์มดิบนั้นมีปริมาณน้ำต่ำสุด (คือน้อยกว่าร้อยละ 0.1) ให้มีฝุ่นน้อยที่สุด และอยู่ในสภาวะที่เชื้อโรคไม่สามารถเติบโตได้ก็จะช่วยรักษาคุณภาพของน้ำมันปาล์มดิบได้

(ข) ปฏิกิริยาออกซิเดชัน (Oxidation)

เนื่องจากไขมันที่เป็นองค์ประกอบของน้ำมันปาล์มดิบนั้นเป็นประเภทไขมันไม่อิ่มตัว (Unsaturated) ซึ่งสามารถเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันได้ ณ ตำแหน่งพันธะคู่ ได้ผลออกมาเป็นสารประเภทไฮโดรเปอร์ออกไซด์ (Hydroperoxides) ซึ่งจะทำให้ไขมันนั้นมีกลิ่นเหม็นหืน การป้องกันให้ปฏิกิริยาเหล่านี้เกิดขึ้นน้อยลงคือ ไม่ควรให้ถูกกับออกซิเจนในอากาศ และอย่าให้ถูก

แสงเพราะแสงจะเป็นตัวเร่งปฏิกิริยาได้ อย่างไรก็ตามพืชธรรมชาติได้มีกระบวนการป้องกันการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันไว้แล้ว นั่นคือในไขมันที่ได้จากพืชส่วนใหญ่จะเป็นกรดไขมันประเภทไม่อิ่มตัว (Polyunsaturated fatty acid) ซึ่งในพืชประเภทนี้จะมีสารประกอบพวกวิตามินอี ทำหน้าที่เป็นสารป้องกันการเกิดออกซิเดชัน (Antioxidant) อยู่แล้ว ในปาล์มน้ำมันจะมีวิตามินอีประมาณ 10-130 มิลลิกรัมต่อ 100 กรัม แม้วิตามินอีเหล่านี้จะมีอยู่ในธรรมชาติ แต่เมื่อทำการเก็บเกี่ยวผลปาล์มเพื่อจะมาเข้าสู่กระบวนการผลิตวิตามินอีก็จะสลายไป จึงได้มีการเติมสารประเภทโทโคฟีรอล (Tocopherols) ลงไปในน้ำมันพืชเหล่านี้เพื่อป้องกันการเหม็นหืน

สรุปได้ว่า ในการเก็บรักษาน้ำมันปาล์มดิบจะต้องให้มีน้ำ ฟูลอะออกซิเจนและโลหะหนัก เจือปนน้อยที่สุดและหากนำผลปาล์มดิบผ่านความร้อนก่อนสกัดก็จะช่วยลดปริมาณกรดไขมันอิสระได้ นอกจากนี้ควรเก็บในอุณหภูมิต่ำและอยู่ในสภาวะที่เชื้อโรคไม่สามารถเจริญเติบโตได้ การเติมสารประเภทโทโคฟีรอลจะป้องกันการเหม็นหืนได้

5.3 ทบทวนวรรณกรรม

5.3.1 งานวิจัยศึกษาวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์

Rothrock [26] ได้ทำการศึกษาการเกิดและการเผาไหม้ของสเปรย์เชื้อเพลิง ในเครื่องยนต์ CI แบบสูบเดี่ยว โดยวิธีการถ่ายภาพโดยตรงในห้องเผาไหม้เป็นครั้งแรกตั้งแต่ปี 1931 ซึ่งมีอุปกรณ์ทดสอบที่ประกอบด้วย เครื่องยนต์ CI แบบสูบเดี่ยว ฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง ที่มีห้องเผาไหม้แบบ vertical disk อยู่ในฝาสูบที่มีผนังด้านข้างเป็นกระจกหนา, มอเตอร์ไฟฟ้าสำหรับขับเคลื่อนเครื่องยนต์ และอุปกรณ์สำหรับถ่ายภาพได้ด้วยความเร็ว 2000 เฟรมต่อวินาที โดยในขณะที่มีการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงจากหัวฉีดแต่ยังไม่เกิดการเผาไหม้ (ignition delay) จะมีการใช้แหล่งกำเนิดแสงภายนอกเป็น spark discharge เพื่อให้มองเห็นสเปรย์ หลังจากนั้นจะเกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเองของส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิง โดยจะมีการบันทึกภาพของการเกิดสเปรย์และการเผาไหม้บนฟิล์มถ่ายรูปชุดเดียวกัน แล้วมีการวิเคราะห์การเผาไหม้จากภาพถ่ายโดยตรง

Moore และ Collins [35] ได้ศึกษาการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สูบเดี่ยวแบบ IDI ในปี 1936 ด้วยการวัดความดันทั้งใน prechamber และ main chamber โดยใช้ farnboro electric indicator รวมทั้งศึกษาผลกระทบของตัวแปรทำงานต่างๆที่มีต่อสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 1500 rev/min โดยใช้ข้อมูลความดันที่วัดได้เป็นตัวบ่งชี้ถึงประสิทธิภาพการเผาไหม้ ประสิทธิภาพของวัฏจักรและประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์

Ito และคณะ [36] ได้ทำการถ่ายภาพการเกิดและการเผาไหม้ของสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบ swirl chamber ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI สูบเดี่ยว การบันทึกภาพถ่ายทำโดยวิธี direct photography และ schlieren photography พร้อมทั้งทำการวิเคราะห์ข้อมูล

เกี่ยวกับการลามของเปลวไฟผ่าน throat โดยวิธี two color method รวมทั้งวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนที่ห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลัก โดยศึกษาเปรียบเทียบในเรื่องตำแหน่งการติดตั้งหัวฉีดซึ่งแบ่งตามทิศทางการฉีด 3 กรณีดังนี้คือ ฉีดแนวรัศมีเข้าที่แกนกลางของ swirl chamber, ฉีดแนวสัมผัสตามทิศทางการไหลวน และฉีดแนวสัมผัสทวนทิศทางการไหลวน

Fujimoto และคณะ [37] ได้ศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ใน swirl chamber ของเครื่องยนต์ IDI แบบสูบเดี่ยว เพื่อเปรียบเทียบระหว่าง swirl chamber ที่ทำจากเซรามิคและเหล็กกล้า โดยวิธีการถ่ายภาพทั้งแบบ direct และ schlieren photography รวมทั้งมีการถ่ายภาพของเขม่าโดยวิธี high-speed laser shadowgraphy พร้อมทั้งมีการวิเคราะห์ flame temperature และ KL factor จากภาพถ่ายแบบ direct โดยวิธี two-color method และมีการวัดความดันกระบอกสูบ รวมทั้งวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนด้วย

Mohr และ Hentschel [38] ได้ทำการศึกษาผลของตำแหน่ง glow plug ที่มีต่อการไหลของอากาศ, 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

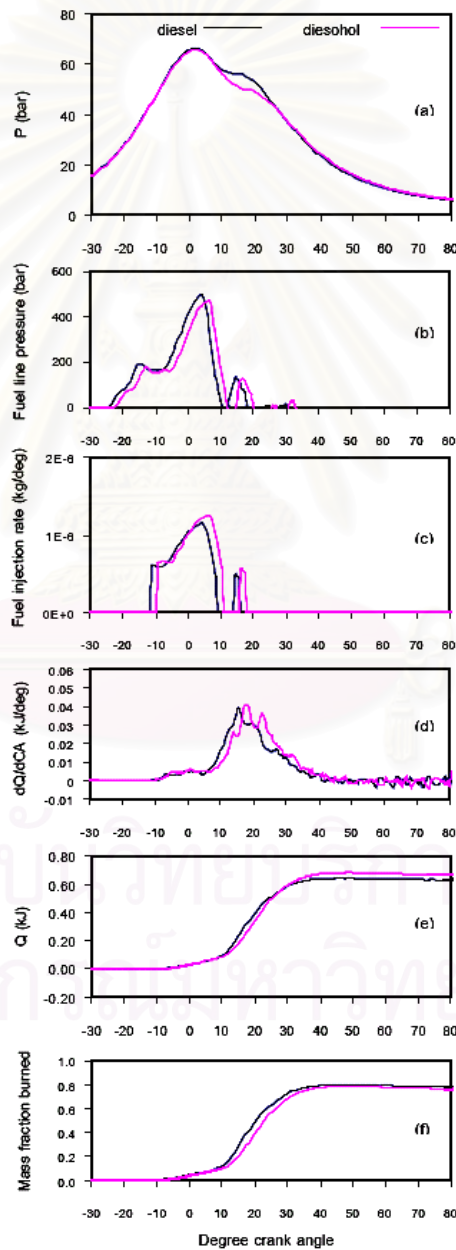
Hotta และคณะ [39] ได้ทำการศึกษาถึงกลไกการลดมลพิษในเครื่องยนต์ IDI โดยวิเคราะห์ภาพถ่ายจากเครื่องยนต์ IDI แบบสูบเดี่ยวที่ทำ optical access ได้ทั้งใน swirl chamber และ main chamber พร้อมกัน โดยใช้ swirl chamber ที่มีผนังเป็น quartz รูปทรงกระบอก ส่วนที่ main chamber จะสังเกตผ่านหัวลูกสูบที่ถูกเปลี่ยนวัสดุเป็น quartz โดยถ่ายรูปด้วยกล้องถ่ายรูปความเร็วสูงด้วยวิธี shadow graph ซึ่งสามารถเก็บรูปได้ด้วยอัตราเร็ว 9000 เฟรมต่อวินาที และใช้ tungsten halogen lamp เป็นแหล่งกำเนิดแสงภายนอก ทำให้สังเกตเห็นสเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้

Larsson [17] ได้ทำการศึกษาการเกิดสเปรย์เชื้อเพลิงและการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI แบบสูบเดี่ยว ด้วยวิธี direct photography โดยใช้ endoscope-base measurement system และมีการวัด fuel spray penetration, flame lift-off และ flame length รวมทั้งใช้ two-color method ในการคำนวณหา spatial flame temperature ด้วย

Senda และคณะ [40] ได้ทำการศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบสูบเดี่ยว ชนิด swirl chamber โดยมีผนังของ swirl chamber และหัวลูกสูบเป็น quartz ทำให้ถ่ายภาพโดยตรงในห้องเผาไหม้ทั้งสองได้พร้อมกัน โดยใช้กล้องถ่ายรูปความเร็วสูง แล้วคำนวณโดย two-color method หากการกระจายของ flame temperature และ KL factor โดยทดสอบเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบเดินเบา ไม่มีภาระ เพียงจุดเดียว

5.3.2 งานวิจัยศึกษาปรากฏการณ์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ในประเทศไทย

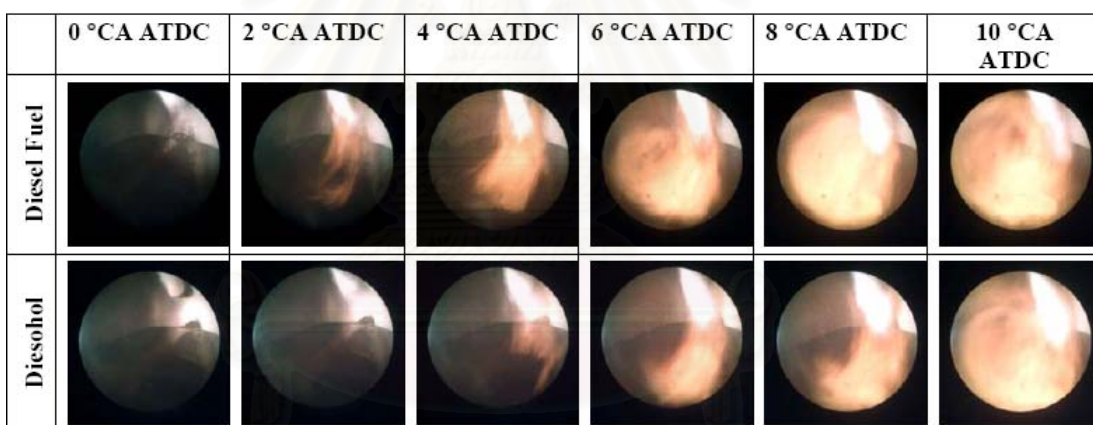
จากงานวิจัยของ คณิต วัฒนวิเชียร [41] ได้มีการวิเคราะห์เปรียบเทียบการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล และเชื้อเพลิงดีโซฮอล์ ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยวิเคราะห์จากการเก็บข้อมูลความดันในระบบอกสูบ (In-cylinder pressure) และความดันท่อจ่ายน้ำมัน (Fuel line pressure) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ เพื่อดำเนินการหาค่าอัตราการปล่อยความร้อน (Heat release rate) อัตราการฉีดเชื้อเพลิง (Fuel injection rate) และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ (Mass fraction burn) ซึ่งผลที่ได้แสดงดังรูปที่ 5-2



รูปที่ 5-2 (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 [41]

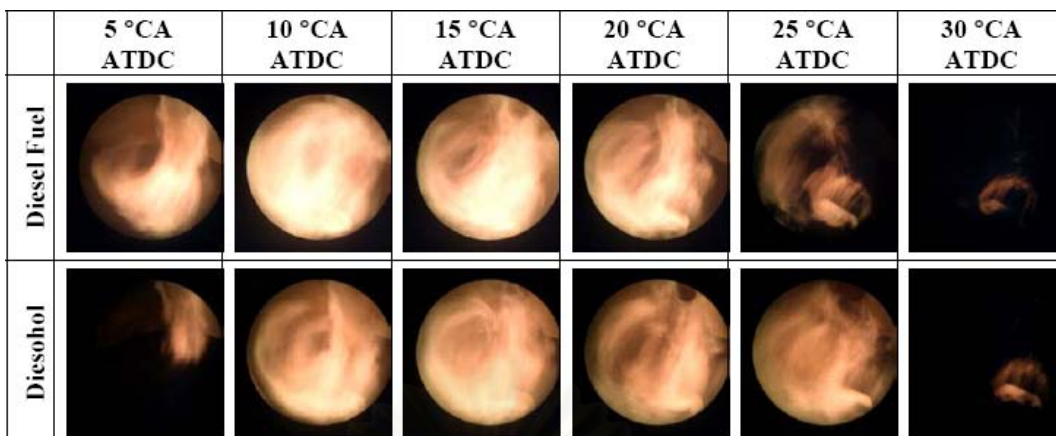
ในงานวิจัยนี้เมื่อเก็บค่าความดันในกระบอกสูบ และความดันต่อจ่ายน้ำมัน แล้วนำมาวิเคราะห์ในเรื่องการเผาไหม้ จุดเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง จุดเริ่มต้นและสิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ทั้งหมด โดยพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลมีจุดเริ่มต้นในการฉีดเชื้อเพลิงช้ากว่าเชื้อเพลิงดีเซล ที่จุดทำงานเดียวกัน ขณะที่ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดใกล้เคียงกัน และระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลจะยาวกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

งานวิจัยถัดมาของ คณิต วัฒนวิเชียร และคณะ [42] ได้มีการวิเคราะห์เปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ของเครื่องยนต์ดีเซล เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงดีโซฮอล์ โดยใช้เครื่องมือ AVL Engine Visioscope ซึ่งมี Endoscope และกล้อง CCD camera เก็บภาพปรากฏการณ์ การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ซึ่งผลที่ได้นำมาวิเคราะห์ในเรื่องของรูปแบบสเปรย์ ทั้งในเรื่องของแกนสเปรย์ มุมของสเปรย์ และ Spray Penetration แสดงดังรูปที่ 5-3

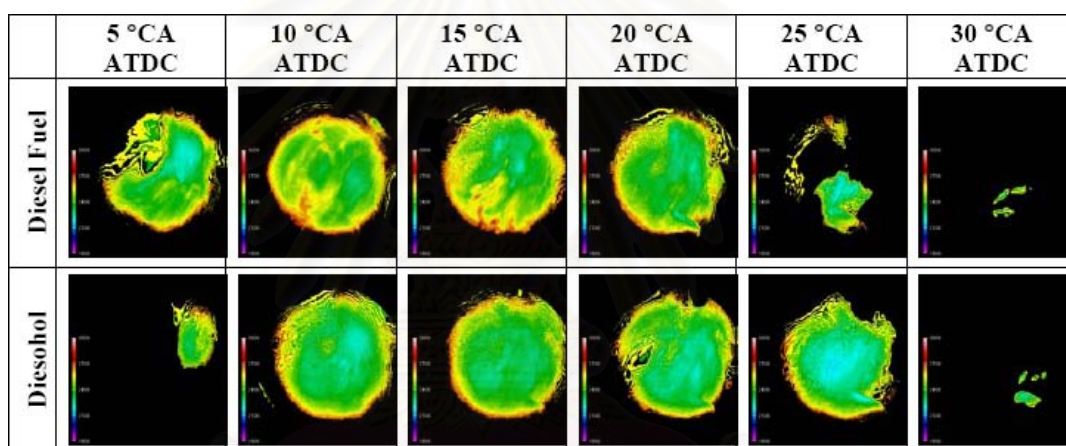


รูปที่ 5-3 ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล์
ที่ 2000 rev/min, 30 Nm [42]

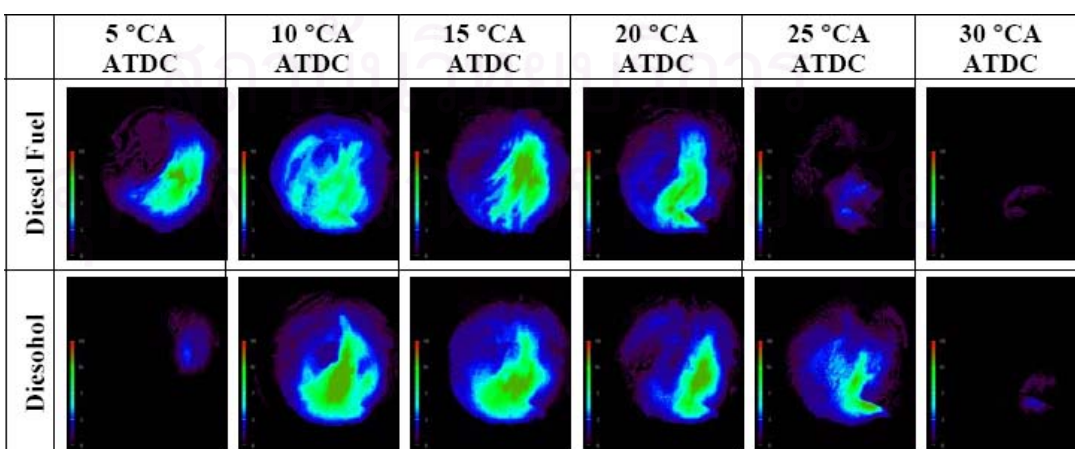
นอกจากนั้นภาพที่ได้จากปรากฏการณ์การเผาไหม้ ยังสามารถวิเคราะห์ในเรื่องเปลวไฟทั้งจุดเริ่มต้นและสิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ดังรูปที่ 5-4 ในส่วนของอุณหภูมิเปลวไฟ และเขม่า (Soot Distribution) วิเคราะห์โดยใช้โปรแกรม Thermovision ของ AVL ซึ่งโปรแกรมนี้ใช้หลักการ Two-color method ในการวิเคราะห์ผลที่ได้แสดงในรูปที่ 5-5 และ 5-6



รูปที่ 5-4 ภาพถ่ายการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล
ที่ 2000 rev/min, 30 Nm [42]



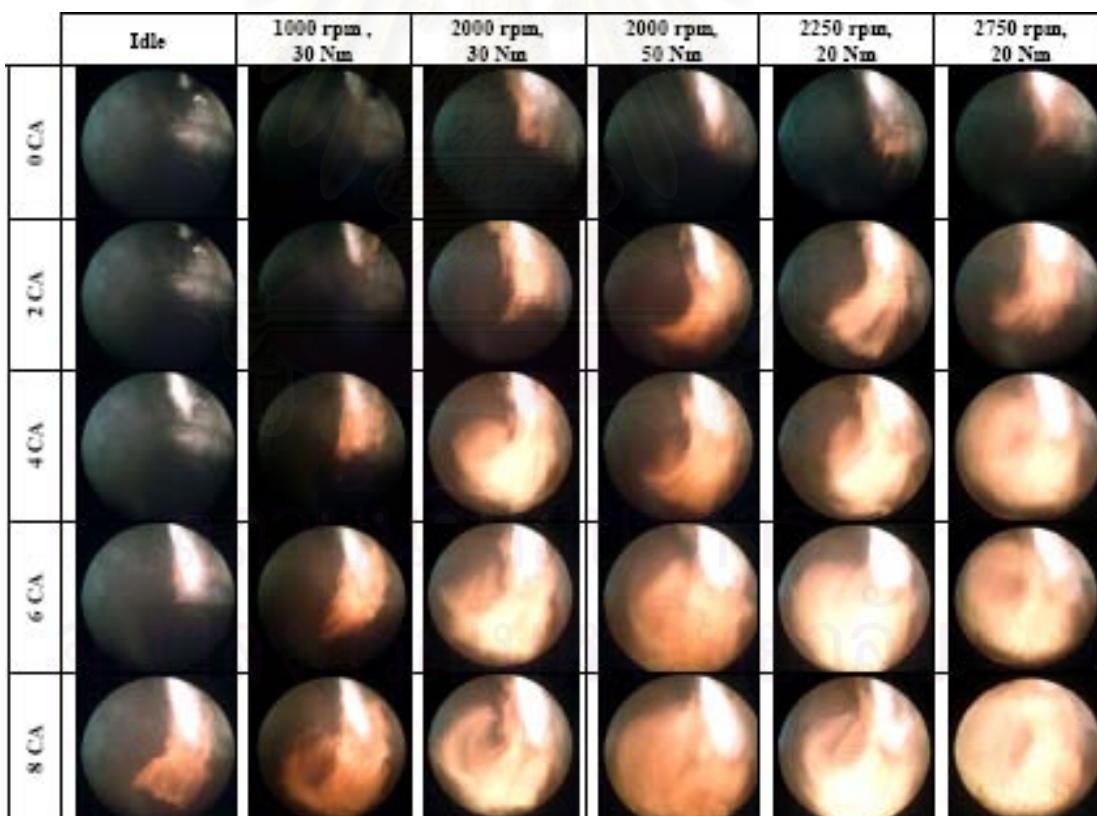
รูปที่ 5-5 ภาพของอนุมูลไฮดรอกซิลในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล
ที่ 2000 rev/min, 30 Nm [42]



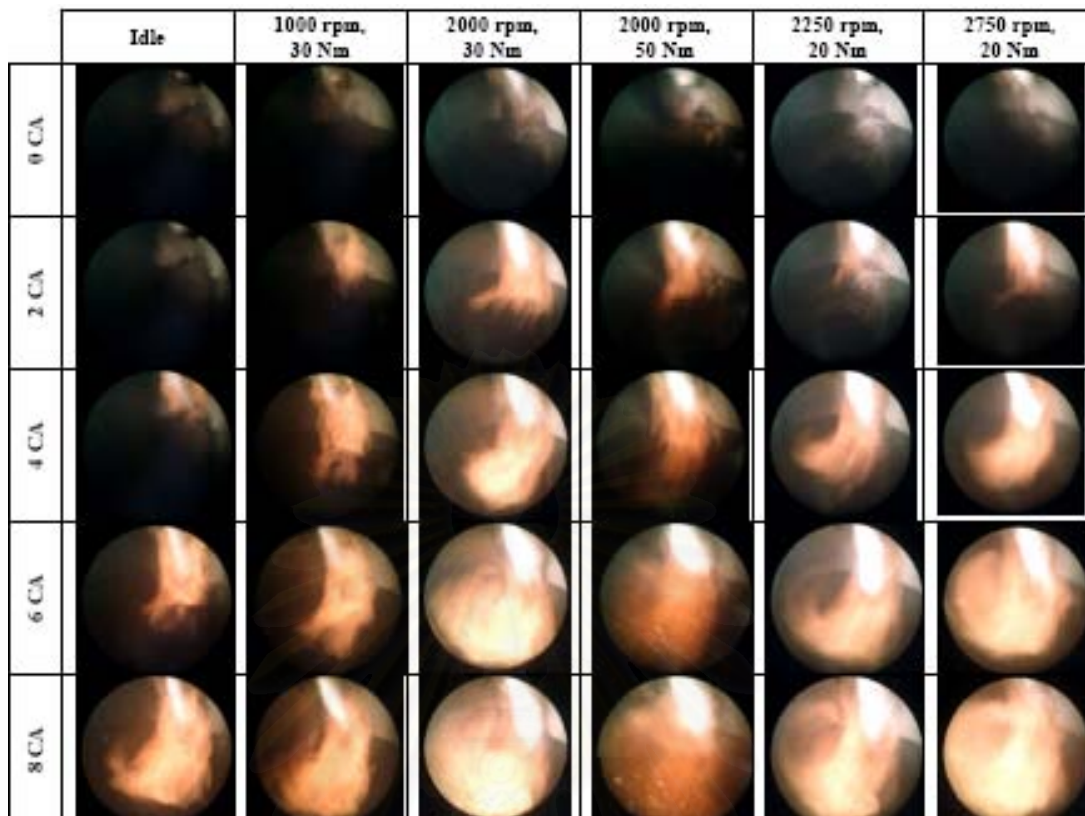
รูปที่ 5-6 ภาพของ Soot distribution ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและดีโซฮอล
ที่ 2000 rev/min, 30 Nm [42]

จากการศึกษานี้แสดงถึงผลกระทบที่เกิดจากการใช้เชื้อเพลิงดีเซล โดยพบว่า เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลจะให้มุมสเปรย์ที่กว้างกว่าและมี Spray Penetration ที่ยาวกว่า เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล ในส่วนการเผาไหม้ เชื้อเพลิงดีเซลจะเริ่มต้นการเผาไหม้ช้ากว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล และระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้นานกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ขณะที่อุณหภูมิเปลวไฟและ soot density distribution ของเชื้อเพลิงดีเซลมีค่าต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

นอกเหนือจากนี้ มีงานวิจัยเกี่ยวกับการเปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซลของ คณิต วัฒนวิเชียร [43] ได้มีการวิเคราะห์เปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์ การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ของเครื่องยนต์ดีเซล เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล โดยใช้เครื่องมือ AVL Engine Visioscope เช่นกัน ซึ่งมี Endoscope และกล้อง CCD camera เก็บภาพปรากฏการณ์ การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ซึ่งผลที่ได้นำมาวิเคราะห์ในเรื่องของรูปแบบสเปรย์ ทั้งในเรื่องของแกนสเปรย์ มุมของสเปรย์ และ Spray Penetration แสดงดังรูปที่ 5-7



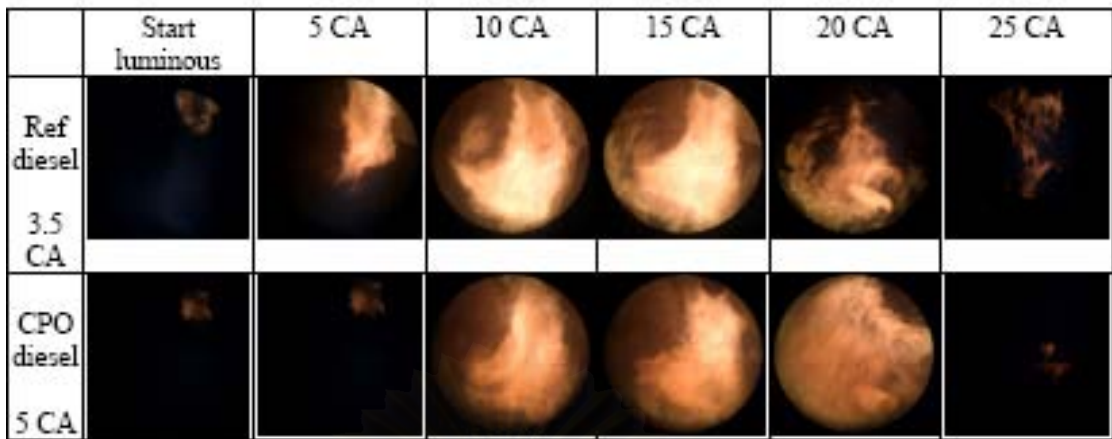
รูปที่ 5-7 (a) ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซล [43]



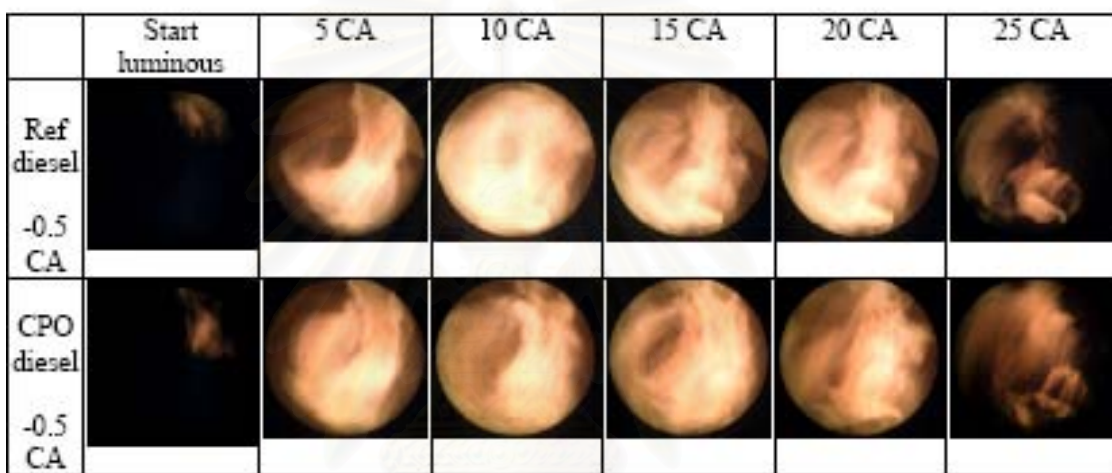
รูปที่ 5-7 (b) ภาพถ่ายสเปรย์ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล [43]

นอกจากนั้นภาพที่ได้จากปรากฏการณ์การเผาไหม้ ยังสามารถวิเคราะห์ในเรื่อง เปลวไฟทั้งจุดเริ่มต้นและสิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ดังรูปที่ 5-8 ในส่วนของ อุณหภูมิเปลวไฟ และเขม่า (Soot Distribution) วิเคราะห์โดยใช้โปรแกรม Thermovision ของ AVL ซึ่งโปรแกรมนี้ใช้หลักการ Two-color method ในการวิเคราะห์ซึ่งผลได้แสดงในรูปที่ 5-9 และ 5-10

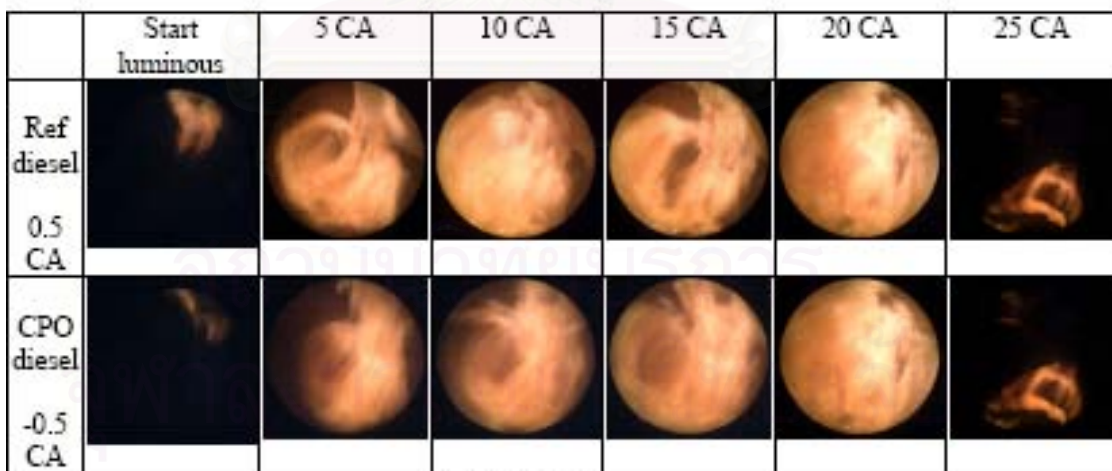
จากการศึกษานี้แสดงถึงผลกระทบที่เกิดจากการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล โดยพบว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะให้มุมสเปรย์ที่กว้างกว่า และมี Spray Penetration ที่ยาวกว่า เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล ในส่วนการเผาไหม้ เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะเริ่มต้นการเผาไหม้ช้ากว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล และมีระยะเวลาในการเผาไหม้สั้นกว่าเชื้อเพลิงดีเซล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



(a) Idle



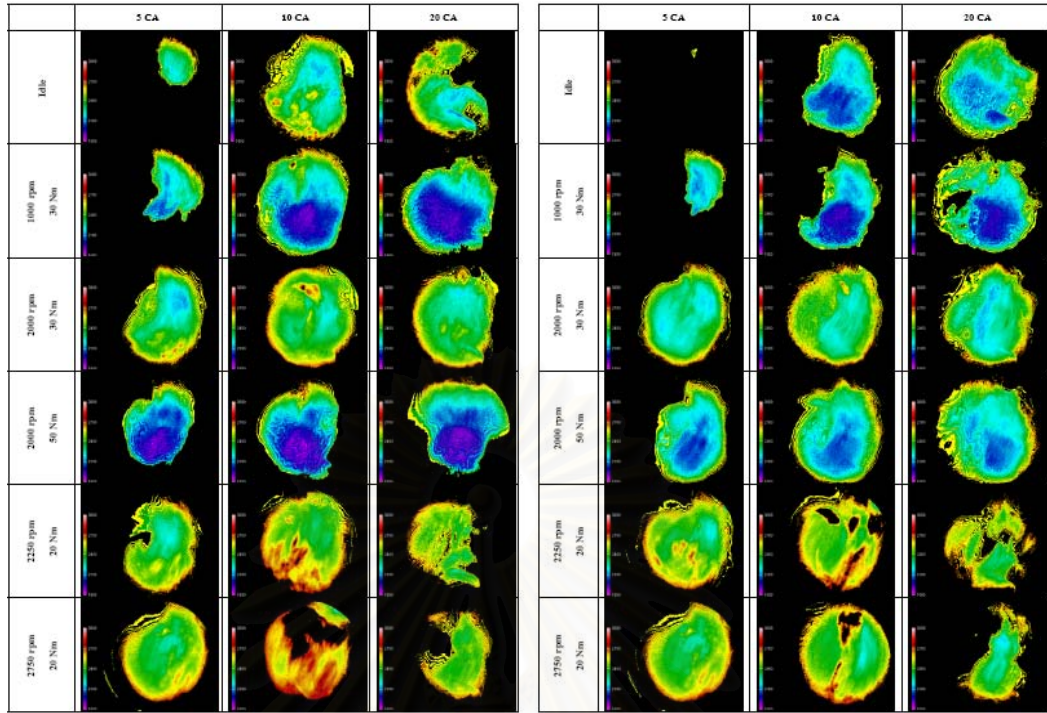
(b) 2000 rpm-30Nm



(c) 2000-50Nm

รูปที่ 5-8 ภาพถ่ายภาพเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล

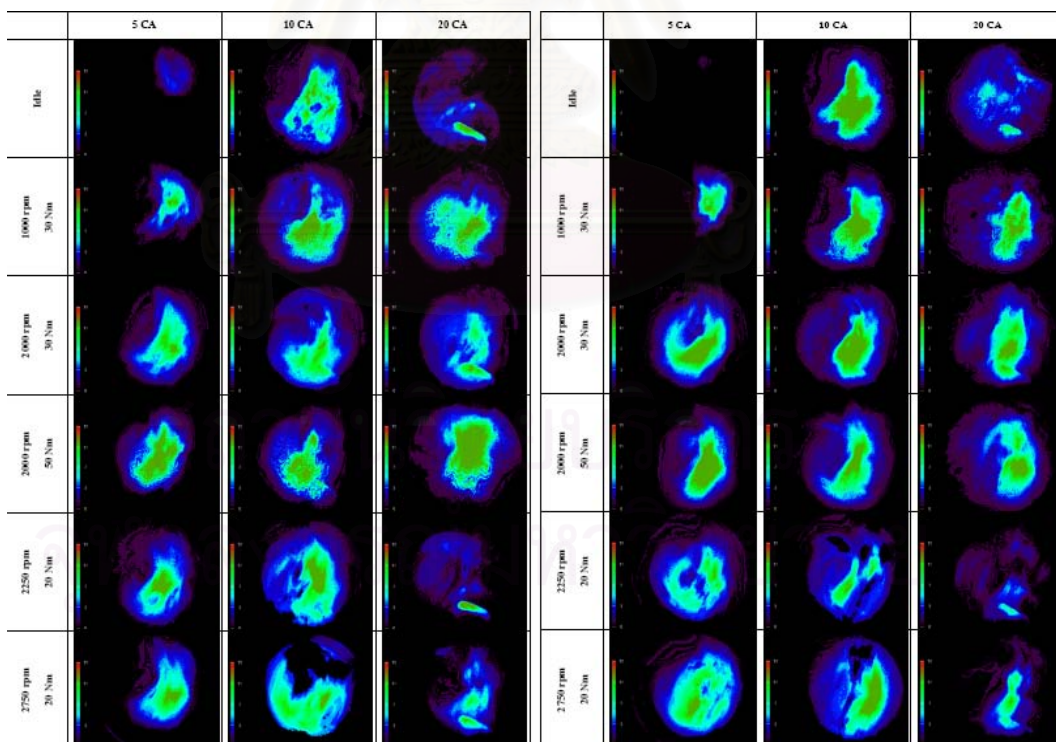
(a) รอบเดินเบา (b) 2000 rev/min, 30 Nm (c) 2000 rev/min, 50 Nm [43]



(a) Reference Diesel

(b) CPO Diesel

รูปที่ 5-9 ภาพของอุณหภูมิเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ
เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล [43]



(a) Reference Diesel

(b) CPO Diesel

รูปที่ 5-10 ภาพของ Soot distribution ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของ
เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล [43]

5.3.3 งานวิจัยเกี่ยวกับการนำน้ำมันพืชมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซล

การศึกษาเกี่ยวกับการนำน้ำมันพืชมาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนน้ำมันดีเซล ได้รับความสนใจมากขึ้นในปัจจุบัน สืบเนื่องมาจากปริมาณที่น้อยลงและราคาที่สูงขึ้นของน้ำมันดีเซล วิธีที่จะนำน้ำมันพืชมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลนั้นทำได้หลายรูปแบบ [44] โดยวิธีหลักที่นิยมใช้ซึ่งกล่าวโดย Yusuf Ali & Hanna [44] มี 4 วิธี คือ (ก) การนำน้ำมันพืชมาใช้โดยตรง (ข) การลดความหนืดของน้ำมันพืชโดยการผสมตัวทำละลาย เช่น น้ำมันดีเซล เอทานอล (Micro-emulsification) (ค) การแปลงโมเลกุลของไขมันในน้ำมันพืชให้เป็นเอสเตอร์ (Transesterification) และ (ง) การทำให้โมเลกุลแตกตัวเพื่อให้น้ำหนักโมเลกุลโดยการให้ความร้อนหรือการใช้ตัวเร่งปฏิกิริยา (Cracking or Pyrolysis) เป็นต้น การนำมาใช้อาจจะใช้แทนน้ำมันดีเซลทั้งหมดหรือใช้ผสมกับน้ำมันดีเซลเพียงบางส่วน (Diesel Extender or Blending) ส่วนชนิดของพืชน้ำมันที่นำมาใช้ในการศึกษานั้นจะแตกต่างกันไปตามลักษณะของพืชเศรษฐกิจที่เป็นพืชน้ำมันของแต่ละท้องถิ่น ภูมิภาค เช่น การใช้น้ำมันจากถั่วเหลืองในสหรัฐอเมริกา เช่นงานวิจัยของ Pryor et al. [45] ได้ทำการทดสอบสมรรถนะทั้งในช่วงระยะเวลาน้ำขึ้น และระยะเวลายาวในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก จากการใช้น้ำมันถั่วเหลือง 100% การใช้น้ำมันจากเมล็ดเรปในประเทศทางแถบยุโรป เช่น งานวิจัยของ Norbert Hemmerlein et al. [46] จากศูนย์วิจัยและพัฒนาเพอร์เซได้ทำการวิจัยถึงสมรรถนะ มลภาวะ และการทดสอบความทนทาน กับเครื่องยนต์ดีเซล 6 เครื่องในแต่ละชนิดและขนาด โดยการใช้ น้ำมันจากเมล็ดเรป 100% ในขณะที่ประเทศทางเขตร้อนรวมทั้งประเทศไทยนิยมนำน้ำมันปาล์มและน้ำมันมะพร้าวมาใช้ในการศึกษา เป็นต้น

ส่วนการนำน้ำมันปาล์มดิบมาใช้นั้นพบมากในประเทศมาเลเซีย โดยในปี 2544 ได้มีรายงานผลการวิจัยการใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมน้ำมันก๊าดในประเทศมาเลเซีย โดย T.H. Lim [47] ได้นำน้ำมันปาล์มดิบเก้าสิบเปอร์เซ็นต์ผสมกับน้ำมันก๊าดสิบเปอร์เซ็นต์โดยปริมาตรเพื่อลดปัญหาเรื่องค่าความหนืดของเชื้อเพลิง โดยการผสมน้ำมันก๊าดเข้ากับน้ำมันปาล์มดิบที่ถูกอุ่นให้ร้อนที่อุณหภูมิ 60 °C เพื่อเป็นการละลายอนุภาคของแข็งขนาดเล็กที่มีอยู่ในน้ำมันปาล์มดิบ ผลการวิจัยพบว่าสมรรถนะของน้ำมันผสมมีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซล แต่พบว่ามีคาร์บอนมอนนอกไซด์สูงกว่าน้ำมันดีเซล 43% และไนโตรเจนออกไซด์สูงกว่าน้ำมันดีเซล 7% นอกจากนี้ยังพบว่าน้ำมันที่ถูกผสมมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำกว่าและสมรรถนะที่ดีกว่าน้ำมันปาล์มดิบ 100% และค่ามลพิษที่ปล่อยออกมาดีกว่า โดยมีค่าคาร์บอนมอนนอกไซด์ต่ำกว่า 19% และค่าไนโตรเจนออกไซด์ต่ำกว่า 19% นอกจากนั้น S. Bari, T.H. Lim และ C.W. Yu [48] ได้ทำการทดลองโดยทำการอุ่นน้ำมันปาล์มดิบผสมให้ร้อนที่อุณหภูมิ 100 °C เพื่อป้องกันปัญหาการอุดตันของระบบจ่ายน้ำมัน ซึ่งการอุ่นน้ำมันปาล์มดิบให้มีอุณหภูมิสูงถึง 100 °C โดยนักวิจัยกลุ่มนี้ได้รายงานว่

การอุ่นน้ำมันปาล์มดิบที่อุณหภูมิดังกล่าวไม่ได้ทำให้เกิดผลกระทบต่อระบบเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์และไม่ได้ทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ดีขึ้นกว่าเดิม เพียงแต่ช่วยให้น้ำมันในระบบไหลดีขึ้นไม่มีการติดขัดเมื่อทำการอุ่นที่อุณหภูมิ 60°C ขึ้นไป และไม่ควรรเกิน 97°C ซึ่งเป็นจุดที่เชื้อเพลิงเริ่มเกิดฟองอากาศ ซึ่งนักวิจัยกลุ่มดังกล่าว [49] ยังได้ทำการศึกษาต่อไปโดยการเดินเครื่องยนต์เป็นเวลา 500 ชั่วโมงโดยใช้น้ำมันปาล์มดิบที่ถูกอุ่นที่อุณหภูมิ 92 °C เป็นเชื้อเพลิง โดยทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ยี่ห้อ รูน L60AE-D พบว่าหลังการทดสอบค่ากำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ลดลงไปถึง 20% และค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นถึง 26% นอกจากนี้ยังได้มีการถอดเครื่องยนต์ออกเพื่อทำการตรวจสอบ พบว่ามีถ่านเกาะอยู่ในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์เป็นจำนวนมาก และคราบของถ่านเกาะที่วาล์วไอดีและวาล์วไอเสีย และนอกจากนี้ยังพบร่องรอยการสึกหรอที่เกิดขึ้นกับ แหวนของลูกสูบ, เข็มในหัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงและวาล์วส่งน้ำมันในปั๊มเชื้อเพลิง นักวิจัยได้ทำการหาสาเหตุของการที่สมรรถนะของเครื่องยนต์ตกลง โดยการนำชิ้นส่วนแต่ละชิ้นที่มีปัญหาไปใส่ในเครื่องยนต์ใหม่ที่ละส่วน และพบว่าการที่มีถ่านเกาะที่ก้านและป่าของวาล์วไอดีและวาล์วไอเสียทำให้วาล์วเกิดการติดขัด เป็นสาเหตุให้เกิดการรั่วในระหว่างช่วงจังหวะอัดและจังหวะระเบิด ด้วยปัจจัยนี้เพียงอย่างเดียวส่งผลทำให้กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ลดลงถึง 18% และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นถึง 23%

ส่วนงานวิจัยในประเทศไทยที่เกี่ยวข้องกับการนำน้ำมันพืชมาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนน้ำมันดีเซลนั้นมีทั้งที่นำน้ำมันพืชมาใช้โดยตรงและแบบที่ผสมเป็นบางส่วนเข้ากับน้ำมันดีเซล ตัวอย่างของพืชน้ำมันที่มีการศึกษาได้แก่ น้ำมันปาล์ม น้ำมันมะพร้าว น้ำมันถั่วเหลือง เป็นต้น น้ำมันพืชที่นำมาใช้นั้นมีทั้งแบบที่เป็นน้ำมันพืชดิบ น้ำมันพืชที่ผ่านกระบวนการผลิต เช่นการกรองหรือการสกัด รวมถึงน้ำมันพืชที่ผ่านกระบวนการดัดแปลงให้เป็นเอสเตอร์ งานวิจัยส่วนใหญ่ที่เป็นการนำน้ำมันพืชมาใช้โดยตรงนั้นจะเป็นการทดสอบกับเครื่องยนต์การเกษตรที่มีขนาดเล็ก และใช้งานที่ความเร็วรอบต่ำ โดยเฉพาะในช่วงปี 2544-2546 ซึ่งเป็นช่วงที่ผลผลิตทางการเกษตรมีราคาถูก ได้มีการเร่งพัฒนาการนำน้ำมันปาล์มดิบมาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทน โดยมีรายละเอียดโดยสังเขปของโครงการที่เกี่ยวข้องดังต่อไปนี้

ปี 2544 ทางสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ [50] ได้ทดสอบเดินเครื่องยนต์การเกษตรแบบสูบเดี่ยว โดยใช้น้ำมันปาล์มดิบอุ่นให้ได้อุณหภูมิ 60°C ผสมกับน้ำมันดีเซลในอัตราส่วน 0:100 , 20:80 , 30:70 , 40:60 , 50:50 , 60:40 , 70:30 , 80:20 , 90:10 , 100:0 ผลการทดสอบพบว่า สามารถติดเครื่องยนต์ได้เช่นเดียวกับน้ำมันดีเซล อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงเท่ากับน้ำมันดีเซล เกิดควันดำน้อยลงในขณะเร่งเครื่องยนต์ สามารถทำงานได้ทุกส่วนผสม ในปีเดียวกัน ทางสถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ป.ต.ท. [51] ได้ดำเนินงานวิจัยกับ

เครื่องยนต์ดีเซลสำหรับการเกษตรกรรมโดยใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมกับน้ำมันดีเซลเช่นเดียวกัน ในงานวิจัยมีการหาสูตรของน้ำมันผสมที่มีสมบัติทางเคมีและฟิสิกส์ที่มีความเหมาะสมกับเครื่องยนต์โดยไม่ต้องปรับแต่งการทำงานใดๆ จากการทดสอบสมรรถนะพบว่า มีสูตรน้ำมันที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์ 2 สูตร(แต่ไม่ปรากฏรายละเอียดวิธีการผสม) คือ สูตรที่ 1 ประกอบด้วย น้ำมันปาล์มดิบร้อยละ 10 และน้ำมันดีเซลร้อยละ 90 กับสูตรที่ 2 ประกอบด้วย น้ำมันปาล์มดิบร้อยละ 20 น้ำมันดีเซลร้อยละ 75 และน้ำมันก๊าดร้อยละ 5 ซึ่งจะไม่ก่อให้เกิดผลกระทบในด้านกำลังของเครื่องยนต์ตลอดจนการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง ค่าควันท่า ความเร็วรอบการทำงาน ของเครื่องยนต์และค่าอุณหภูมิของไอเสีย เป็นต้น

ในปี 2545 งานวิจัยของกรมวิชาการเกษตร [52] ใช้น้ำมันปาล์มดิบที่กรองไขมัน ออกแล้วแทนที่น้ำมันดีเซลทั้งหมดกับเครื่องยนต์ดีเซลแบบ 8-15 แรงม้าแบบสูบเดี่ยว พบว่า สามารถจะติดเครื่องยนต์ได้ในระยะแรกประมาณ 3-4 วัน หลังจากนั้นจะมีตะกอนไขมันสะสมที่ กรองน้ำมันและหัวฉีดทำให้เกิดการอุดตันและเครื่องยนต์สตาร์ทติดยาก ซึ่งปัญหานี้ทางกรมฯ ได้ เสนอให้ใช้อัตราส่วนผสมน้ำมันปาล์มดิบต่อน้ำมันดีเซลให้น้อยลงเป็น 1:9 และ 2:8 ซึ่งผลการ ทดสอบพบว่าเครื่องยนต์สามารถทำงานได้เช่นเดียวกับเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลปกติ แต่ต้องมีการ ล้างกรองน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นระยะเพื่อไม่ให้เกิดการสะสมของตะกอนไขมันที่ยังมีอยู่ในน้ำมัน เชื้อเพลิง นอกจากนี้ทางกรมฯ ยังเสนอว่าการใช้น้ำมันปาล์มบริสุทธิ์เป็นเชื้อเพลิงจะมีผลดีกว่าการ ใช้น้ำมันปาล์มดิบเนื่องจากน้ำมันปาล์มดิบมีส่วนผสมของน้ำ, ไขมันและกรด ซึ่งจะส่งผลเสียต่อ เครื่องยนต์เมื่อใช้งานในระยะยาว

ทางด้านงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการนำน้ำมันปาล์มมาใช้ในเครื่องยนต์สำหรับ รถยนต์ซึ่งมีขนาดใหญ่ขึ้นและทำงานที่ความเร็วรอบสูงกว่าเครื่องยนต์การเกษตรได้แก่ งานวิจัย ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือในปี 2543 [53] ได้ทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซล แบบฉีดน้ำมันโดยตรง (direct injection) 4 สูบ ขนาด 2500 และแบบฉีดน้ำมันโดยอ้อมขนาด 5 สูบ 3000 ซีซี โดยใช้น้ำมันปาล์มดิบเป็นเชื้อเพลิงโดยนำน้ำมันปาล์มดิบมาอุ่นให้ได้อุณหภูมิ 60 °C ก่อนนำมาใช้งาน การอุ่นน้ำมันปาล์มดิบก่อนนั้นเพื่อให้ไขชั้นของน้ำมันปาล์มเป็นของเหลว ก่อนการใช้งาน โดยใช้อัตราส่วนผสมน้ำมันปาล์มดิบต่อน้ำมันดีเซล 0:100 20:80 30:70 40:60 50:50 60:40 70:30 80:20 90:10 100:0 ผลทดสอบปรากฏว่าสามารถติดเครื่องยนต์ได้ เช่นเดียวกับน้ำมันดีเซลและสามารถทำงานได้ทุกส่วนผสม ต่อมาในปี 2544 ทางสถาบัน เทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ได้มีการวิจัยความเป็นไปได้ในการนำน้ำมันปาล์มโอเลอิน ผ่านกรรมวิธีผสมกับน้ำมันดีเซล เพื่อเป็นเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล ในอัตราส่วนผสมน้ำมัน ปาล์มโอเลอินผ่านกรรมวิธีต่อน้ำมันดีเซล 0:100 50:50 100:0 ตามลำดับ การทดสอบภายใต้

เหตุการณ์จริงโดยการขับรถยนต์ทดสอบจำนวน 3 คัน ขับเป็นขบวนเดียวกันบนถนนทุกสภาวะ ภูมิประเทศและทุกสภาวะภูมิอากาศในประเทศไทยเป็นระยะทางประมาณ 200,000 กิโลเมตร ผลการทดสอบสรุปได้ว่า น้ำมันผสมทั้ง 2 สูตร สามารถใช้เป็นเชื้อเพลิงสำหรับรถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์ดีเซลตามเงื่อนไขการวิจัยได้ทุกสภาวะภูมิประเทศและทุกสภาวะอากาศในประเทศไทย โดยมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเท่ากับ 9.503 , 9.971 , 7.786 กิโลเมตรต่อลิตรตามลำดับ ส่วนปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) , สารประกอบไฮโดรคาร์บอน (THC) , ก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) และมวลสารละออง (PM) ของน้ำมันผสมมีค่าที่สูงกว่าน้ำมันดีเซลโดยที่เมื่อใช้อัตราส่วนผสม 0:100 จะมีค่าสูงสุด ยกเว้นค่าควันดำซึ่งเมื่อใช้น้ำมันผสมจะให้ค่าที่ต่ำกว่าเมื่อใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ส่วนคุณสมบัติต่างๆ ของน้ำมันหล่อลื่นหลังการทดสอบพบว่า มีค่าที่ไม่แตกต่างกัน ซึ่งหมายความว่า การสึกหรอในส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์ที่มีต่อน้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์ใช้แล้วไม่มีความแตกต่างเป็นนัยสำคัญ ทางคณะผู้วิจัยได้สรุปว่า น้ำมันเชื้อเพลิงผสมอัตราส่วนผสมน้ำมันปาล์มโพลีเอสเตอร์ผ่านกรรมวิธีต่อน้ำมันดีเซล 50:50 มีคุณสมบัติโดยรวมดีกว่า น้ำมันผสมอัตราส่วนผสมที่ 100:0 ในการนำมาเป็นเชื้อเพลิงสำหรับรถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์ทดสอบ ภายใต้เงื่อนไขการวิจัย

ในปี 2545 สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ป.ต.ท.[54] ได้มีการศึกษาผลของการใช้น้ำมันปาล์มผ่านกรรมวิธี(Refined Palm Oil, น้ำมันปาล์มรีไฟน์) ผสมกับน้ำมันดีเซล ทดสอบในรถบรรทุกขนาดเล็ก อัตราส่วนผสมของน้ำมันปาล์มรีไฟน์ต่อน้ำมันดีเซลเท่ากับ 5:95 และ 10:90 ทดสอบบนแท่นทดสอบรถยนต์ ผลการทดสอบพบว่า กำลังและอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงไม่มีความแตกต่างเมื่อเทียบกับใช้น้ำมันดีเซล ค่าควันดำมีแนวโน้มที่ลดลงเล็กน้อย ในขณะที่เขม่าและคราบตกค้างที่หัวฉีด(โดยการวิเคราะห์ด้วยวิธี Cummins L10 Injector Depositing Test method) พบว่ามีค่าสูงขึ้นเมื่อเทียบกับการใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง

ในปี 2545 คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย [55] ได้ทำการศึกษาผลกระทบจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลต่อเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบหมุนวน โดยใช้น้ำมันปาล์มดิบ 10% ซึ่งผ่านการอุ่นให้มีอุณหภูมิ 60°C ผสมกับน้ำมันดีเซล 90% ทำการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์และทดสอบความทนทาน 320 ชั่วโมง แล้วทดสอบสมรรถนะอีกครั้ง พบว่าก่อนทดสอบความทนทานค่า bsfc ที่ได้จากการใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลมีค่าสูงกว่าดีเซล และหลังการทดสอบความทนทานพบว่าเมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลค่าแรงบิดเบรกลดลงชัดเจน ค่า bsfc สูงขึ้นเล็กน้อย และค่าควันดำมีค่าสูงขึ้นตามอายุการใช้งาน นอกจากนี้ยังมีผลการวิเคราะห์น้ำมันหล่อลื่น ซึ่งพบว่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นมีค่าเกินระดับการเตือนขั้นวิกฤตในช่วงเวลาการใช้งานน้ำมันหล่อลื่นที่ 100 และ 110

พบปริมาณโลหะตกค้างในน้ำมันหล่อลื่นสูงกว่าและมีค่าสูงเพิ่มขึ้นเมื่อใกล้จุดสิ้นสุดอายุ น้ำมันหล่อลื่นคือ 100 ชั่วโมงในทุกค่าที่ทำการตรวจวัด และพบปริมาณเหล็กและตะกั่วในปริมาณที่สูงมากเมื่อใช้งานเกินอายุ พบสภาพการสึกหรอในแบร็ริงก้านสูบ ปริมาณเขม่าจับตัวหนาที่ปลายหัวฉีด คราบตะกอนสีแดงที่ฝาสูบในเครื่องยนต์ และปริมาณตะกอนในกระบอกได้กรองน้ำมันเชื้อเพลิงในปริมาณที่มากกว่าอีกด้วย

ในปี 2545 เช่นกัน คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย[56] ได้ทำการศึกษาถึงความเหมาะสมของการใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลเป็นเชื้อเพลิงแทนน้ำมันดีเซล ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบหมุนวน โดยใช้น้ำมันปาล์มดิบ 10% ซึ่งผ่านการอุ่นให้มีอุณหภูมิ 60°C ผสมกับน้ำมันดีเซล 90% ทำการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบรคจากการใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลสูงกว่าการใช้น้ำมันดีเซล จากนั้นยังมีการทดสอบความทนทานเป็นระยะเวลา 225 ชั่วโมงบนแท่นทดสอบ และใช้งานปกติในสภาพแวดล้อมจริงเป็นระยะทางประมาณ 10,000 กิโลเมตร พบว่าเมื่อใช้น้ำมันปาล์มดิบผสมดีเซลค่าแรงบิดเบรคลดลงชัดเจน และค่า bsfc สูงขึ้นเล็กน้อย นอกจากนี้ยังมีผลการวิเคราะห์ตัวอย่างน้ำมันหล่อลื่นซึ่งทำการสุ่มอย่างต่อเนื่องตลอดการทดสอบภายใต้วัฏจักรจำลอง พบว่าในช่วงปลายก่อนครบอายุการใช้งานของน้ำมันหล่อลื่นตามที่บริษัทผู้ผลิตแนะนำ ทั้งค่าความหนืดและปริมาณโลหะ(Fe, Cr, Al) ที่ปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่นมีค่าสูงเกินเกณฑ์ปกติที่กำหนดไว้ แสดงให้เห็นว่าผลจากความหนืดส่งผลให้มีการสึกหรอเกิดขึ้นที่ค่อนข้างสูงและผลการตรวจพินิจชิ้นส่วนภายในเครื่องยนต์หลังการทดสอบพบว่า ที่หน้าหัวฉีดมีคราบตะกอนจับหนาจนทำให้การฉีดไม่เป็นละอองฝอย ทำให้ประสิทธิภาพในการเผาไหม้ลดลง นอกจากนี้ยังพบว่ามีคราบเขม่า ตะกรันและยางเหนียวติดอยู่บริเวณร่องแหวนลูกสูบ ที่ผนังห้องเผาไหม้และบริเวณหัวลูกสูบเป็นจำนวนมาก ซึ่งน่าจะเกิดมาจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ ส่วนผลวิเคราะห์คุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นในขั้นตอนการจับจริงพบว่าคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นอยู่ในเกณฑ์ปกติ

การนำน้ำมันพืชมาใช้ในการศึกษาวิจัยนี้จึงเลือกน้ำมันปาล์มดิบโดยนำเทคนิคการทำโม่เลกุลแตกตัวเพื่อให้น้ำมันแตกตัวโดยการใช้ความร้อนมาใช้ร่วมกับการลดความหนืดของน้ำมันโดยการใช้ น้ำมันดีเซลเป็นตัวทำละลายเพื่อให้ความหนืดของน้ำมันผสมมีค่าลดลง ป้องกันปัญหาการอุดตันของระบบจ่ายน้ำมันและช่วยทำให้ลักษณะของการสเปรย์และการแตกตัวเป็นละอองฝอยของน้ำมันปาล์มดิบดีขึ้นส่งผลให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ยิ่งขึ้น

บทที่ 6

อุปกรณ์และวิธีดำเนินการวิจัย

6.1 เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ

เครื่องยนต์ที่ใช้เป็นชนิด CI แบบ Indirect injection 4 จังหวะ 4 สูบวางเรียง 12 วาล์ว ระบายความร้อนด้วยน้ำ ยี่ห้อ FORD รุ่น RANGER WL81 2.5 ลิตร ไม่มีเทอร์โบชาร์จเจอร์ เจาะฝาสูบเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแบบมีอากาศหมุน (swirl chamber) ของสูบที่ 4 เพื่อตรวจดูการเผาไหม้โดยการถ่ายภาพด้วยระบบที่ใช้ endoscope ซึ่งมีรายละเอียดทางเทคนิค แสดงไว้ในตารางที่ 6-1 และ 6-2

ตารางที่ 6-1 รายละเอียดของเครื่องยนต์ทดสอบ

รุ่น:	WL81 2.5 L
แบบ:	4 สูบ วางเรียง, IDI, Naturally aspirated
ระบบหล่อเย็น:	น้ำ
ความจุกระบอกสูบ:	2499 CC
วาล์ว:	12 วาล์ว (3 วาล์วต่อสูบ : ไอดี 2, ไอเสีย 1)
เส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบ:	93 mm
ระยะชัก:	92 mm
อัตราส่วนการอัด:	21.6 : 1
กำลังสูงสุด:	60 kW ที่ 4100 rpm
แรงบิดสูงสุด:	170 N-m ที่ 2500 rpm

ตารางที่ 6-2 รายละเอียดของระบบฉีดเชื้อเพลิง

ระบบฉีดเชื้อเพลิง:	ปั๊มหัวฉีดน้ำมันแบบจาง่าย
ปั๊มฉีดเชื้อเพลิง:	ZEXEL 862 Q 910969 (LICENCE BOSCH)
ชนิดหัวฉีด:	หัวฉีดรูเดี่ยว (Single hole nozzle)
ความดันในการฉีด:	11.4 MPa – 12.1 MPa

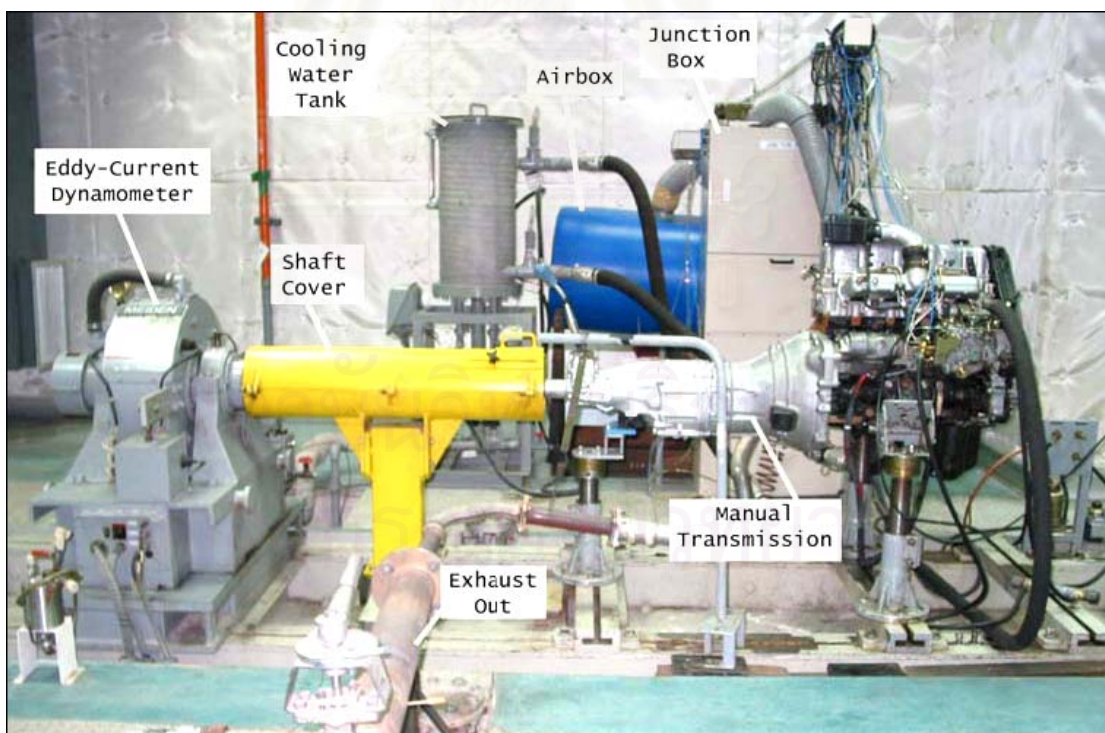
6.2 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะและวัดข้อมูลในห้องเผาไหม้

6.2.1 ไตนาโมมิเตอร์และแผงควบคุม

ไตนาโมมิเตอร์ที่ใช้เป็นยี่ห้อ MEIDEN รุ่น EC-80 ชนิด PTW-DAD (TWD150) ขนาดความจุที่รับได้ 150 kW ดังแสดงในรูปที่ 6 -1 และ 6-2 การควบคุมไตนาโมมิเตอร์มาจากแผงควบคุม ยี่ห้อ MEIDEN รุ่น IED 853 รูปที่ 6-3 โดยมีรายละเอียดดังนี้

ค่าแรงบิดสูงสุดที่รับได้	500	Nm.
ค่า Detection accuracy	±0.1	% ของค่าเต็มสเกล
ค่าความเร็วรอบสูงสุด	8000	rev/min
ค่า Detection accuracy	±0.1	% ของค่าเต็มสเกล

ในการวิจัยนี้ใช้โหมดที่ควบคุมความเร็วรอบไตนาโมมิเตอร์ให้คงที่ และปรับองศาหมุนคันเร่งด้วย Electric Actuator ยี่ห้อ MEIDEN รุ่น SMTH-100-EN มีช่วงองศาในการควบคุม 130°



รูปที่ 6-1 เครื่องยนต์ทดสอบบนแท่นทดสอบและต่อกับไตนาโมมิเตอร์



รูปที่ 6-2 แสดงภาพไดนามิเตอร์



รูปที่ 6-3 แสดงภาพแผงควบคุมไดนามิเตอร์

6.2.2 อุปกรณ์ที่ใช้วัดอัตราการเปลี่ยนแปลงของเชื้อเพลิง

ขณะทำการทดสอบจะวัดอัตราการเปลี่ยนแปลงเชื้อเพลิงด้วยอุปกรณ์วัดการไหลชนิด Volumetric gravitation flow meter ในรูปที่ 6-4 ซึ่งใช้เซนเซอร์ตรวจจับระดับของเหลว (optical sensor) ยี่ห้อ SUNX รุ่น EX-F1 ซึ่งมีแอมพลีฟายเออร์ในตัว Response time น้อยกว่า 2 ms. สามารถใช้ได้กับหลอดแก้วขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 6 ถึง 13 มม. แต่ในการวิจัยนี้ใช้หลอดแก้วขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 12 มม. โดยติดตั้งเซนเซอร์ 2 ตัว ให้ห่างกันในระดับที่ได้ปริมาตร 20 มิลลิลิตร เมื่อระดับน้ำมันเคลื่อนที่ลงมาถึงเซนเซอร์ตัวบน นาฬิกาจับเวลา ก็จะเริ่มทำงานจับเวลา จนเมื่อระดับน้ำมันไหลมาถึงเซนเซอร์ตัวล่าง นาฬิกา ก็จะหยุดจับเวลา เวลาที่ได้จากการวัดนี้จะ

นำไปคำนวณหาอัตราการไหลโดยปริมาตรได้จากสมการ (6-1) เช่นกัน สำหรับอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงหาได้จากสมการ (6-2)

$$\dot{V} = \frac{V}{t} \quad (6-1)$$

$$\dot{m}_f = \frac{\rho_f V}{t} \quad (6-2)$$

โดยที่	\dot{V}	คือ อัตราการไหลโดยปริมาตร (ml/s)
	V	คือ ปริมาตรที่ใช้วัด (ml) สำหรับการทดสอบนี้ใช้ 20 มิลลิลิตร
	t	คือ เวลาที่นาฬิกาจับเวลาวัดได้ (s)
	\dot{m}_f	คือ อัตราการไหลโดยมวลของน้ำมันเชื้อเพลิง (kg/s)
	ρ_f	คือ ความหนาแน่นของน้ำมันเชื้อเพลิง (kg/m ³)



รูปที่ 6-4 แสดงเครื่องวัดอัตราการไหลน้ำมันเชื้อเพลิงและอัตราการไหลของอากาศ

6.2.3 อุปกรณ์ที่ใช้วัดอัตราการไหลของอากาศ

การวัดอัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าสู่เครื่องยนต์ด้วยวิธี Air box method เป็นการวัดอัตราการไหลของอากาศดังแสดงใน รูปที่ 6-4 โดยที่ถังอากาศมีหน้าที่ช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหลผ่าน orifice เนื่องจากจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ จากนั้นวัดค่า

ความดันตกคร่อม Orifice Plate เพื่อนำไปคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ โดยวัดความดันที่ตกคร่อม Orifice Plate ตามมาตรฐาน BS1042 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Orifice Plate ที่ใช้ในงานวิจัยนี้มีค่าเท่ากับ 50 มิลลิเมตรและมีค่า Drag Coefficient เท่ากับ 0.6

ค่าของผลต่างความดันตกคร่อมที่ Orifice Plate ของถังพักอากาศและความดันในท่อไอดี วัดโดยใช้மானอมิเตอร์แบบเอียงโดยใช้น้ำเป็นของเหลวทำงาน ค่าความดันที่ได้เป็นหน่วย มิลลิเมตรน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 6-5 ที่ Orifice Plate วัดได้สูงสุด 200 มิลลิเมตรน้ำ ส่วนความดันที่ก่อนเข้าท่อร่วมไอดีวัดได้สูงสุด 400 มิลลิเมตรน้ำ มีค่าความละเอียดเท่ากับ 0.02 และ 0.04 มิลลิเมตรน้ำ ตามลำดับ



รูปที่ 6-5 แสดงมานอมิเตอร์แบบเอียงที่ใช้ในการวัดความดันตกคร่อม

Orifice Plate และ Intake manifold

6.2.4 อุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิและความดันบรรยากาศ

การวัดอุณหภูมิบรรยากาศจะวัดทั้งอุณหภูมิกระเปาะเปียกและอุณหภูมิกระเปาะแห้งโดยใช้เทอร์โมมิเตอร์แบบกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้ง ตามลำดับ ส่วนความดันบรรยากาศวัดโดยใช้บารอมิเตอร์ ดังรูปที่ 6-6



รูปที่ 6-6 แสดง บารอมิเตอร์ (ซ้าย) และเทอร์โมมิเตอร์ (ขวา)

6.2.5 การวัดอุณหภูมิที่ท่อร่วมไอดีและท่อร่วมเชื้อเพลิง

การวัดอุณหภูมิที่ท่อร่วมไอดีและท่อเชื้อเพลิงจะใช้เทอร์โมคัพเบิล รุ่น JBS-3310 แบบหัวสกรูขันยึดติดกับพื้นผิว ชนิดของได้เป็น type K (Chromel-Alumel, CA) เส้นผ่านศูนย์กลาง 0.65 มม. ขนาดของสกรู W1/4 นิ้ว และมีอุณหภูมิใช้งานสูงสุด 400 องศาเซลเซียส ขันยึดติดกับท่อร่วมไอดีและท่อกลับของปั๊มเชื้อเพลิง ตามลำดับ

6.2.6 การวัดอุณหภูมิที่ถังอากาศ

การวัดอุณหภูมิที่ถังอากาศ (air box) ใช้เทอร์โมคัพเบิล รุ่น JB-10 ชนิดของได้เป็น type K (CA) เส้นผ่านศูนย์กลาง 0.65 มม. ความยาวปลอกป้องกัน 200 มม. อุณหภูมิใช้งานสูงสุด 400 องศาเซลเซียส ใส่เข้าไปในส่วนกลางของถังอากาศบริเวณก่อนเข้าท่อไอดี

6.2.7 การแสดงผลอุณหภูมิที่วัดได้ในท่อร่วมไอดี ,ท่อเชื้อเพลิง และถังอากาศ

การแสดงผลของอุณหภูมิจะแสดงผลออกมาที่เครื่องวัดอุณหภูมิแบบดิจิตอล (Digital Temperature Indicator) ยี่ห้อ DIGICON รุ่น IS-7 แสดงผลเป็นระบบ zero blanking ความแม่นยำ $\pm 0.5\%$ ของค่าเต็มสเกล +1 หลัก โดยที่อินพุตเป็นเทอร์โมคัพเบิลดังกล่าวข้างต้น

6.2.8 การวัดอุณหภูมิไอเสีย

การวัดอุณหภูมิของไอเสียที่ออกมาจากท่อไอเสียจะใช้เทอร์โมคัพเบิล ชนิด type K (CA) ซึ่งมีอุณหภูมิใช้งานสูงสุด 1000 องศาเซลเซียส โดยวัดที่ท่อร่วมไอเสียตอนต้น ที่ตำแหน่งห่างจากลิ้นไอเสียราว 30 เซนติเมตร

6.2.9 การวัดอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของน้ำหล่อเย็น

การวัดอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของน้ำหล่อเย็นจะใช้เทอร์โมคัพเบิลชนิด type T (Copper-Constantan, CC) ซึ่งมีอุณหภูมิใช้งานในช่วง 0 ถึง 200 องศาเซลเซียส โดยวัดที่ท่อน้ำเข้าและออกของถังพักน้ำหล่อเย็น ตามลำดับ

6.2.10 การวัดอุณหภูมิน้ำมันเครื่องและความดันน้ำมันเครื่อง

การวัดอุณหภูมิของน้ำมันเครื่องจะใช้เทอร์โมคัพเบิลซึ่งเป็นชนิด type T (CC) อุณหภูมิใช้งานสูงสุด 200 องศาเซลเซียส โดยใส่เข้าไปทางช่องของเหล็กวัดระดับน้ำมันเครื่อง

ส่วนการวัดความดันใช้ pressure transducer ซึ่งมีความดันใช้งานสูงสุด 1000 kPa ติดตั้งแทน pressure switch ของเครื่องยนต์

6.2.11 การแสดงผลของอุณหภูมิไอเสีย, อุณหภูมิขาเข้าและขาออกของ น้ำหล่อเย็น, อุณหภูมิน้ำมันเครื่อง และความดันน้ำมันเครื่อง

การแสดงผลจะออกมาเป็นตัวเลขดิจิทัลที่มอนิเตอร์ของแผงควบคุมของไดนาโมมิเตอร์ ดังรูปที่ 6-3

6.2.12 การวัดความดันไอเสีย

วัดโดยใช้मानometer แบบ U-tube manometer ซึ่งใช้น้ำเป็นสารทำงาน โดยติดตั้งท่อขาด เพื่อลดอุณหภูมิก่อนเข้าอุปกรณ์วัดที่ตำแหน่งท่อร่วมไอเสีย ดังรูป 6-7



รูปที่ 6-7 แสดงท่อขาดลดอุณหภูมิและตำแหน่งการวัดความดันและอุณหภูมิไอเสีย

6.2.13 ระบบการวัดข้อมูล Indicating ภายในห้องเผาไหม้

6.2.13.1 Data acquisition and processing system

ในการทดสอบนี้ใช้เครื่อง Cussons P4500 (Autoscan) ดังรูปที่ 6-8 ในการเก็บข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ โดยรับสัญญาณ pulse จาก encoder แล้วแปลงสัญญาณ จาก analog เป็น digital เครื่อง autoscan นี้สามารถรับสัญญาณ input ได้ 4 channels, 10 volt span (0 ถึง 10 V. หรือ -5 ถึง +5 V.) มีมอนิเตอร์แบบโมโนโครมสามารถประมวลผลและแสดงผลในรูปแบบของกราฟ P- ϕ หรือ P-V ได้

Resolution (analog in, 10 V FS)

0.025

% FS (12bit)

accuracy (analog in, 10 V FS) 0.05 % FS (0.17% FS max.)

Max. acquisition speed สูงสุด 250,000 12 bit samples/second/channel

ในขณะที่บันทึกค่าเครื่อง autoscan จะบันทึกค่าที่ได้ลงในหน่วยความจำของเครื่อง ซึ่งเราสามารถถ่ายโอนข้อมูลไปยังคอมพิวเตอร์ผ่านทาง serial interface



รูปที่ 6-8 แสดงภาพของเครื่อง
Cussons P4500 (Autoscan)



รูปที่ 6-9 Shaft Encoder
ยี่ห้อ Cussons รุ่น P4503

6.2.13.2 Shaft Encoder

Shaft Encoder เป็นอุปกรณ์ซึ่งทำหน้าที่แปลงสัญญาณการหมุนของเพลาเป็น pulse สำหรับการวัดที่ต้องการความแม่นยำสูง สำหรับงานวิจัยนี้ใช้ shaft encoder ยี่ห้อ Cussons รุ่น P4503 ซึ่งมีความละเอียด 0.1 °CA (หมายความว่า จะกำเนิด pulse ออกมาทุก 0.1 °CA ที่เครื่องยนต์หมุนไป) มีลักษณะดังรูปที่ 6-9 โดยติดตั้งอยู่ที่ปลายเพลาของไดนาโมมิเตอร์ ด้านตรงข้ามเครื่องยนต์

6.2.13.3 ความดันในห้องเผาไหม้

สำหรับการวัดและเก็บค่าความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดใช้ Piezoelectric pressure transducer ซึ่งโดยทั่วไปแล้วโครงสร้างจะประกอบด้วยผลึกควอตซ์ ซึ่งจะจ่ายประจุไฟฟ้าออกมาเมื่อมีแรงมากระทำบนผลึก โดยประจุที่จ่ายออกมาจะมีค่าแปรตามแรงกระทำนั้น

ในการวัดความดันในห้องเผาไหม้จะใช้ pressure transducer ติดที่ห้องเผาไหม้ ล้วงหน้า แทนตำแหน่งของหัวเผา สำหรับการทดสอบนี้ใช้ pressure transducer ยี่ห้อ AVL รุ่น GU12P ดังรูปที่ 6-10 ติดตั้งที่สูบ 4 ของเครื่องยนต์ ดังแสดงในรูปที่ 6-12 ซึ่งมีรายละเอียด ดังนี้

ช่วงการวัดตั้งแต่	0 ถึง 20	Mpa
Overload	25	MPa
Sensitivity	150	pC/MPa
Linearity	น้อยกว่า ± 0.3	% FSO
Acceleration Sensitivity	น้อยกว่า 0.001	bar/ g
Shock Resistance	มากกว่า 2000	g
ช่วงอุณหภูมิใช้งานได้ถึง	400	$^{\circ}\text{C}$
Insulation Resistance ที่ 20°C	มากกว่า 10^{13}	Ω
ค่า Capacitance	7	pF
Thermal Sensitivity Shift		
ช่วง 20 ถึง 400°C	น้อยกว่า $\pm 2\%$	
และช่วง 200 ถึง 300°C	น้อยกว่า $\pm 0.5\%$	



รูปที่ 6-10 แสดงภาพของ Pressure transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้



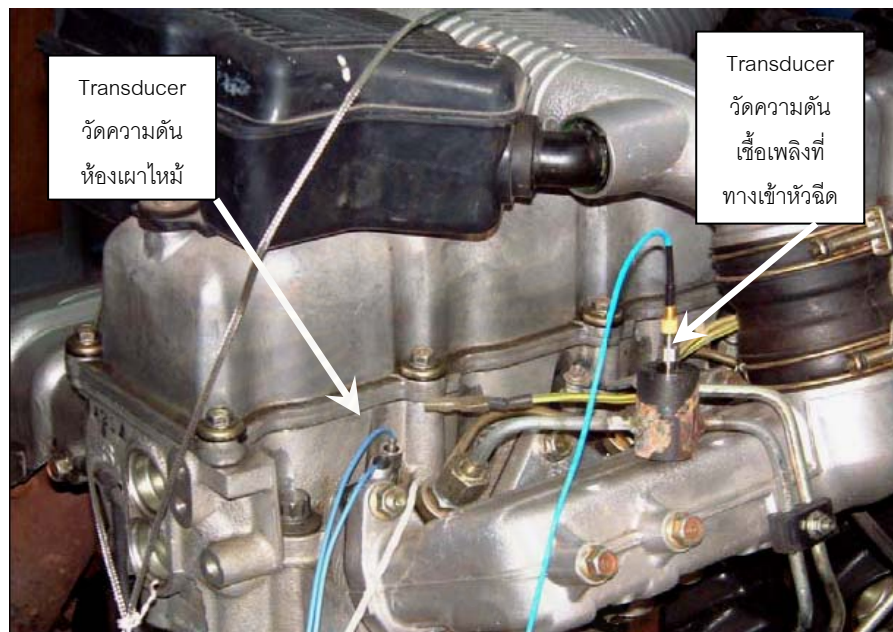
รูปที่ 6-11 แสดงภาพของ Pressure transducer สำหรับวัดความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

6.2.13.4 ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด (Fuel line pressure)

ในการวัดความดันที่ท่อจ่ายเชื้อเพลิงจะใช้ pressure transducer ยี่ห้อ KISTLER รุ่น 607C1 ดังรูปที่ 6-11 pressure transducer จะติดตั้งบนท่อจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงช่วงระหว่างปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงกับหัวฉีด ดังแสดงในรูปที่ 6-12 ซึ่งมีรายละเอียด ดังนี้

ช่วงการใช้งาน	0 ถึง 482,633	kPa
ความดันที่วัดได้สูงสุด	689,476	kPa
ค่า sensitivity	-0.0174	pC/kPA

อุณหภูมิใช้ในช่วง	-196 ถึง 260	°C
ทนอุณหภูมิ intermittent gas temperature ได้	1650	°C
ค่า temperature coefficient of sensitivity	0.02	%/°C



รูปที่ 6-12 แสดงตำแหน่งการติดตั้ง Pressure transducer สำหรับวัดความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

6.2.13.5 Charge Amplifier

ทำหน้าที่แปลงสัญญาณประจุไฟฟ้าที่จ่ายออกมาจาก piezoelectric pressure transducer ให้เป็นสัญญาณแรงดันไฟฟ้า(analog) เพื่อนำไปแสดงผลหรือประมวลผลให้อยู่ในรูปแบบที่ต้องการต่อไป เช่น แสดงผลบน Oscilloscope หรือแปลงสัญญาณ analog เป็น digital เพื่อทำการวิเคราะห์ต่อไป โดยในการทดสอบนี้จะใช้ Charge amplifier ยี่ห้อ KISTLER รุ่น 5011b11 ดังรูปที่ 6-13 โดยมีข้อมูลทางเทคนิค ดังนี้

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-13 แสดงภาพของ Charge Amplifier ยี่ห้อ KISTLER รุ่น 5011b11

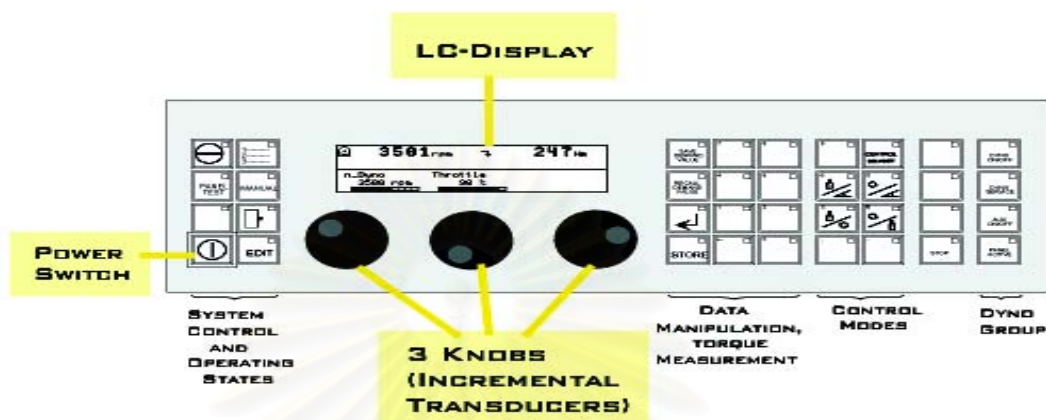
Measuring range	± 10 ถึง 999,000	pC
Sensitivity	0.01 ถึง 9,990	pC/MU
Scale	0.001 ถึง 9,990,000	MU/V
Output voltage	± 10	V
Output current	± 5	mA
Output impedance	10	Ω
Amplitude Linearuty	$\leq \pm 0.05$	%
Accuracy of measuring range		
$\leq -99.9\text{pC (FS)}$	$\leq \pm 3$	%
$\geq +100 \text{ pC (FS)}$	$\leq \pm 1$	%
Drift (due to leakage current)	$\leq \pm 0.03$	pC/s

6.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทำ Visualization

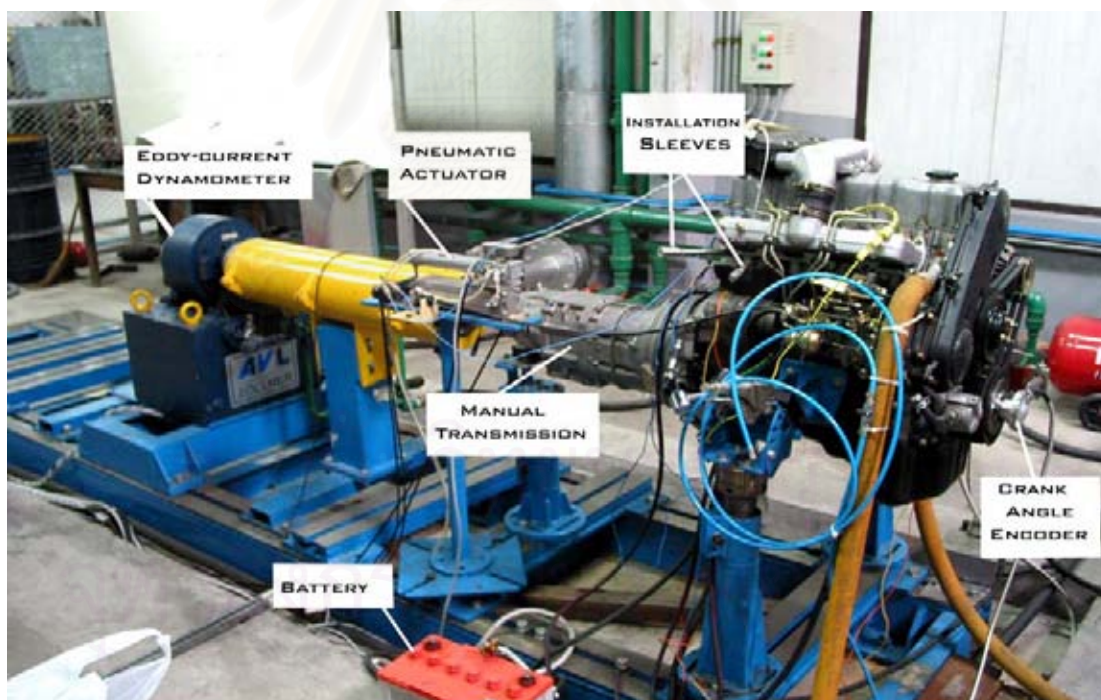
6.3.1 ไดนาโมมิเตอร์และแผงควบคุม

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

เครื่องควบคุมไดนาโมมิเตอร์ (Dyno Monitoring Unit) นี้มีชื่อว่า Bremsen-Monitoring-Einheit (BME) ซึ่งที่ใช้เป็นรุ่น BME 300 ผลิตโดย บริษัท AVL-List GmbH โดยที่ BME เป็นหน่วยควบคุมขนาดเล็กสำหรับควบคุมความเร็วและทอร์กของไดนาโมมิเตอร์



รูปที่ 6-14 หน้าจอการทำงาน (Operating Panel) ของ BME



รูปที่ 6-15 เครื่องยนต์ทดสอบบนแท่นทดสอบและต่อกับไดนาโมมิเตอร์



รูปที่ 6-16 เครื่องควบคุมไดนาโมมิเตอร์

รูปที่ 6-14 แสดงหน้าจอกการทำงาน (Operating Panel) ของ BME ซึ่งบนหน้าจอกการทำงานนี้ มีองค์ประกอบต่างๆ ดังนี้คือ

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

Power Switch เป็นปุ่มเปิด/ปิด สวิตช์ BME

Knobs ใช้ incremental transducers 3 ตัว เพื่อควบคุมเมนูที่กระทำเกี่ยวกับตัวแปรและสำหรับตั้งค่าที่ต้องการ

Operating Buttons มี 35 ปุ่ม จัดกลุ่มด้วย integrated LED

รูปที่ 6-15 แสดงเครื่องยนต์ทดสอบบนแท่นทดสอบและต่อกับไดนาโมมิเตอร์ และรูปที่ 6-16 แสดงเครื่องควบคุมไดนาโมมิเตอร์

6.3.2 CCD Camera

กล้อง CCD ที่ใช้เป็นรุ่น PixelFly VGA COLOR ซึ่งมี sensor เป็นแบบสี่ขนาด 1/2" มีความละเอียด (resolution) 640×480 พิกเซล ทนอุณหภูมิสูงสุดได้ไม่เกิน 50 °C พร้อม lens 25 mm และ 50 mm และ quick connector สำหรับ lens 50 mm และตัวยึดกล้อง (camera holder) ดังรูปที่ 6-17



รูปที่ 6-17 CCD camera พร้อมอุปกรณ์เลนส์

6.3.3 Endoscope และ Combustion chamber window

Endoscope ที่ใช้กับห้องเผาไหม้เป็นชนิดที่ใช้อากาศหล่อเย็น ซึ่งในการทดสอบนี้คือ Endoscope ขนาด M10 ซึ่งมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 4 mm, มุมเปิดที่ปลาย 80° และมุมมอง 30°

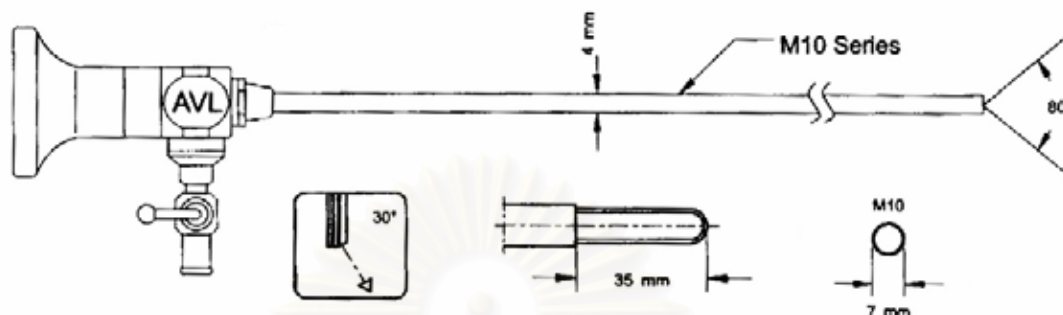
ข้อมูลทางเทคนิคของ M10 Endoscope แสดงไว้ในตารางที่ 6-3

ตารางที่ 6-3 ข้อมูลทางเทคนิคของ Endoscope ขนาด M10

Three different viewing angle:	0° straight ahead
	30° forward view
	60° angled view
Visual field:	80° (wide-angle)
Length of shaft (working length):	330 mm
Tube diameter:	4 mm
Cooling medium:	clean compressed air (~6 bar)
Operating temperature uncooled:	150 °C max.

Combustion Chamber Window ทำจากแก้วควอartz ที่ทนอุณหภูมิและความดัน ประกอบด้วย Sleeve เหล็กเป็นตัวเรือนรองรับ Window และหลอดแก้วควอartz ปลายแบนหรือกึ่งกลม มี windows รูปร่างต่างๆ เพื่อให้เข้ากับมุมมองที่หลากหลายของ Endoscopes ในการทดสอบนี้จะใช้ Combustion Chamber Window ที่มีมุมมอง 30° เพื่อให้สอดคล้องกับ

มุมมองของ Endoscope ที่ใช้ รูปที่ 6-18 แสดง endoscope ชนิด M10 และ ชุดของ Combustion Chambers Window ที่ใช้ในการทดสอบ



รูปที่ 6-18 Endoscope และ Combustion Chamber Window ที่ใช้ในการทดสอบ

6.3.4 Light Unit และ Lighting Set

เป็นแหล่งกำเนิดแสงให้แก่ห้องเผาไหม้ ประกอบด้วย cold light source, Strobe flash gun และ AVL 427 Engine Timing Unit ดังแสดงในรูปที่ 6-19 และข้อมูลทางเทคนิคของ Light Unit แสดงไว้ในตารางที่ 6-4



รูปที่ 6-19 Light Unit

ตารางที่ 6-4 ข้อมูลทางเทคนิคของ light unit

Power Supply:	100 / 230 V switchable
Strobe	
Frequency:	10 Hz max.
Light yield with fibre optic cable:	40 mJ / flash
Flash duration:	20 μ s
Cold light source	
Infinitely variable light output	

 High light output due to high quality condenser system

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

6.3.5 Strobe Flash Gun

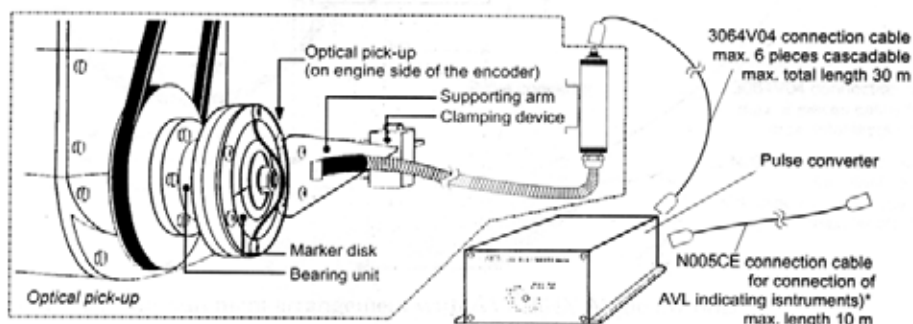
Strobe Flash Gun จะถูกต่อเข้ากับ STROBE-GUN (X1) socket ของ Light Unit (ที่จะกล่าวถัดไป) ใช้เพื่อหามุมที่ถูกต้องของสัญญาณ Trigger สู่ TDC โดยใช้ร่วมกับ “TDC shift”

6.3.6 Crank Angle Encoder

ใช้เพื่อวัดตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงสำหรับเป็นข้อมูลเพื่อควบคุม AVL VisioScope ซึ่งต้องการความละเอียด 0.1 หรือ 0.05 องศาข้อเหวี่ยง crank angle encoder ที่ใช้เป็นรุ่น 364C Optical Angle Encoder ดังในรูปที่ 6-20 และรูปที่ 6-21 แสดงวิธีการติดตั้ง encoder และอุปกรณ์ประกอบ โดยข้อมูลทางเทคนิคของ crank angle encoder แสดงไว้ในตารางที่ 6-5



รูปที่ 6-20 Crank Angle Encoder ที่ต่อเข้ากับเฟลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ทดสอบ



รูปที่ 6-21 วิธีการต่อ Encoder และอุปกรณ์

ตารางที่ 6-5 ข้อมูลทางเทคนิคของ crank angle encoder

ช่วงความเร็ว:	10 ถึง 15000 rev/min
ความต้านทานการสั่นสะเทือน:	Max. $100 \times 9.81 \text{ m/s}^2$ (100 g) for 10 million revolutions Max. 200 g for brief periods
อุณหภูมิแวดล้อมที่ยอมได้:	-30 ถึง +70 °C
อุณหภูมิแวดล้อมที่ยอมได้ที่พื้นผิวการติดตั้ง:	-30 ถึง +100 °C
อายุการใช้งานภายใต้โหลดรุนแรง:	อย่างน้อยที่สุด 10 ล้านรอบที่การสั่นสะเทือนที่ยอมได้สูงสุด
โหลดโดยมวลบนเพลาคอห่วยหรือเพลาลูกเบี้ยว:	ประมาณ 530 ถึง 630 g ขึ้นกับตำแหน่งการติดตั้ง encoder (น้อยที่สุดในตำแหน่งแนวนอน)

6.3.7 เครื่องอัดอากาศ(Air Compressor) และ ระบบกรองอากาศ(Filter Unit)

เครื่องอัดอากาศแสดงดังรูปที่ 6-22 ใช้อัดอากาศสำหรับจ่ายอากาศเพื่อหล่อเย็น แขน Endoscope โดยมีรายละเอียดดังตารางที่ 6-6



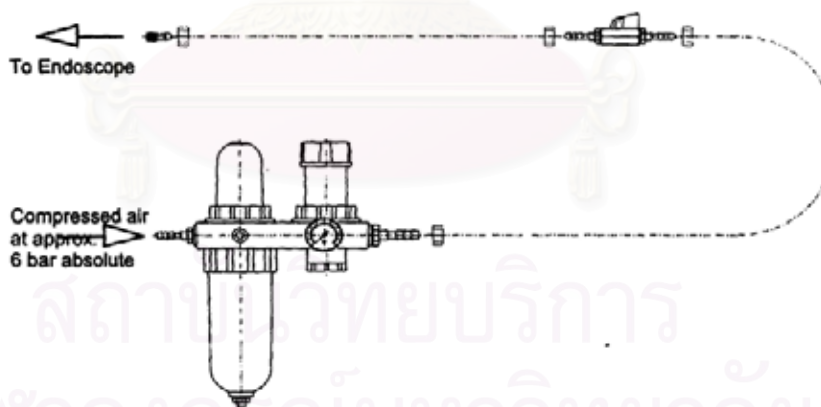
รูปที่ 6-22 เครื่องอัดอากาศ

ตารางที่ 6-6 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
แอมป์:	9.00
อากาศไหลเข้า:	245.00 litre/min (8.65 CFM)
อากาศไหลออก:	135.00 litre/min (4.77 CFM)
ความดัน:	8.0 บาร์ (116 PSI)
ปริมาตรถัง:	50 litre
ความเร็วรอบ:	2850 rev/min
ระดับเสียง:	79 dB-A

Endoscope ต้องใช้ระบบกรองอากาศเพราะฝุ่นและน้ำมันในอากาศอัดสามารถทำให้เกิดการสะสมของสิ่งสกปรกซึ่งรวมตัวที่เลนส์ด้านหน้า ทำให้เกิดผลเสียต่อคุณภาพของรูปภาพ และอาจทำให้ชุดอุปกรณ์ Endoscope รับแสงไม่ได้อย่างสิ้นเชิง รูปที่ 6-23 แสดงระบบกรองอากาศ โดยใช้อากาศป้อนเข้าที่ปราศจากน้ำมันและฝุ่นสู่ Endoscope เพื่อหล่อเย็น



รูปที่ 6-23 ระบบกรองอากาศ

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

6.3.8 คันเร่งแบบนิวเมติกส์ (Pneumatic Actuator)

คันเร่ง เป็นตัวควบคุมการเปิด/ปิดของวาล์วหรือวาล์วของเครื่องยนต์ ที่ใช้ในการทดสอบนี้เป็นแบบนิวเมติกส์ รุ่น SMC-SPCP-004 ซึ่งมีความดันสูงสุด 10.0 บาร์ ดังรูปที่ 6-24



รูปที่ 6-24 คันเร่งแบบนิวเมติกส์

6.3.9 Cooling Water Tank

เป็นถังสำหรับพักและระบายความร้อนของน้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์ ควบคุมอุณหภูมิโดย thermostat ที่ตั้งค่าอุณหภูมิทำงานที่ 85 °C ดังแสดงในรูปที่ 6-25



รูปที่ 6-25 Cooling Water Tank

6.3.10 Personal Computer และ VisioScope Software

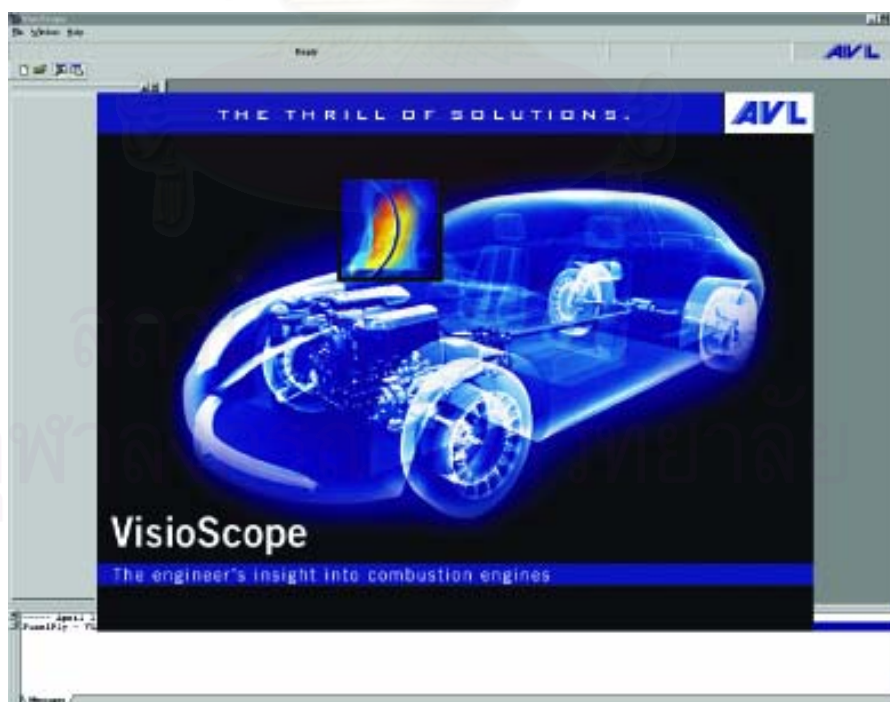
ข้อมูลทางเทคนิคของ Personal Computer ที่ใช้กับระบบนี้มีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 6-7

ตารางที่ 6-7 ข้อมูลทางเทคนิคของ Personal Computer

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) และความหนาแน่นของเขม่า (soot concentration) ด้วยหลักการของ two-color method

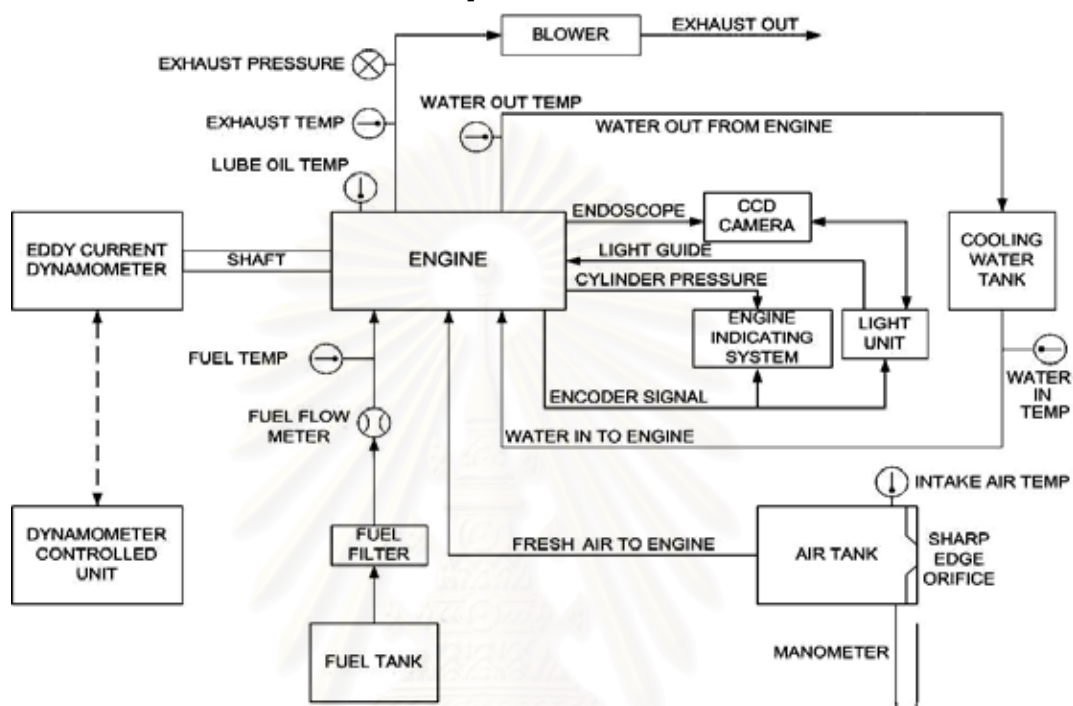


รูปที่ 6-26 โปรแกรม VisioScope Software

6.4 แผนผังโดยรวมของอุปกรณ์ต่างๆในห้องทดสอบ

6.4.1 แผนผังการจัดวางอุปกรณ์

การจัดวางอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะ, วัดข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ และการทำงาน Visualization แสดงไว้ในรูปที่ 6-27

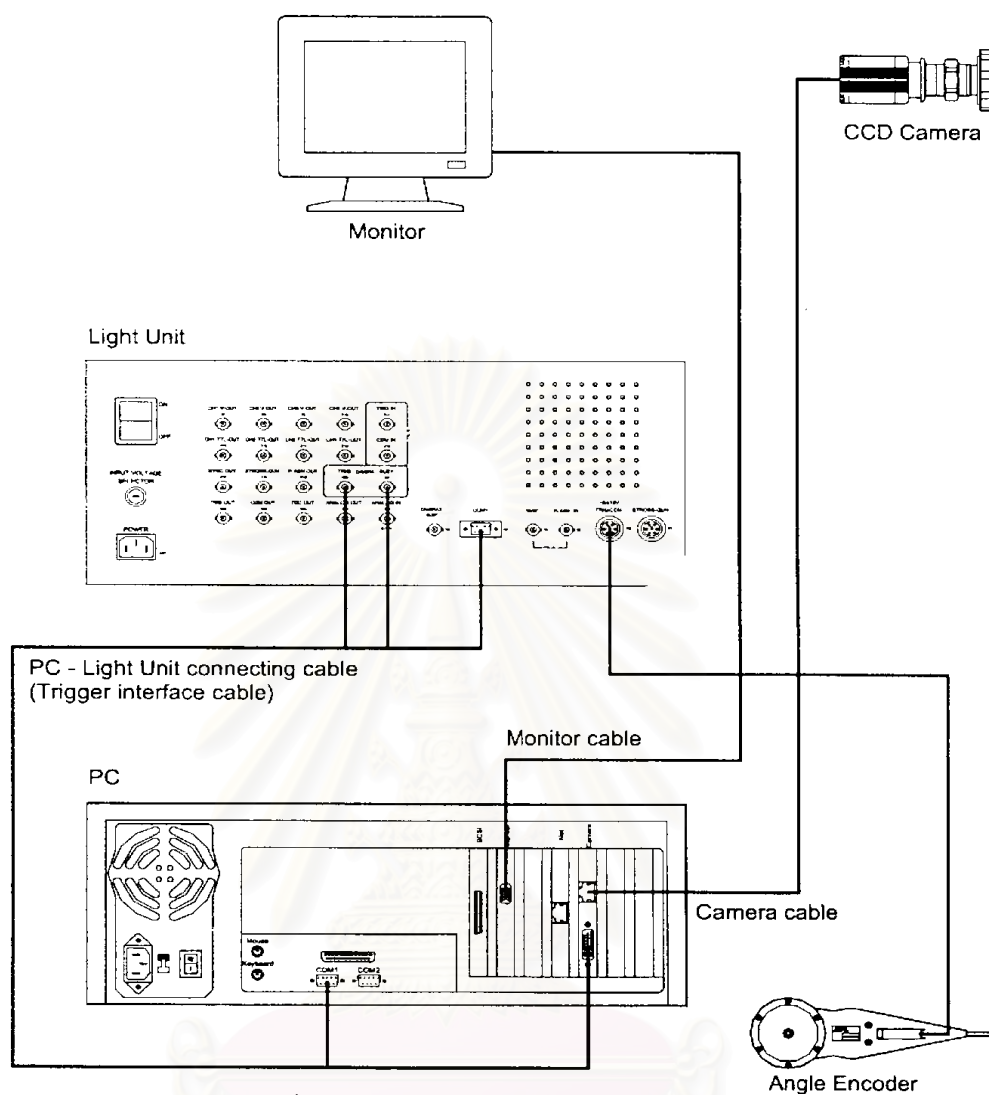


รูปที่ 6-27 แสดงแผนผังการจัดวางอุปกรณ์ในห้องทดสอบ

6.4.2 แผนผังการต่อระบบการถ่ายภาพ

การจัดวางอุปกรณ์ระบบ Visualization แสดงไว้ในรูปที่ 6-28

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6-28 แผนผังการต่อระบบการถ่ายภาพ

6.5 เชื้อเพลิงทดสอบ

6.5.1 เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิง (Based Diesel)

ในการทดสอบนี้จะใช้เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิงจากโรงกลั่นซึ่งปราศจากการเติม additive โดยมีเลขซีเทนที่สูง 59.3 และระดับกำมะถันน้อยกว่า 500 ppm ซึ่งเป็นเชื้อเพลิงดีเซลที่มีคุณสมบัติพื้นฐานตามที่ใช้ในตลาดในประเทศไทยทั่วไป เชื้อเพลิงดีเซลนี้เป็นเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเปรียบเทียบพื้นฐาน และเป็นองค์ประกอบพื้นฐานสำหรับการผสมกับน้ำมันปาล์มดิบ

6.5.2 เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล(Crude Palm Diesel)

น้ำมันปาล์มดิบ 10% ผสมกับน้ำมันดีเซล 90% เป็นส่วนผสมที่ถูกเลือกใช้ใน งานวิจัยนี้ เนื่องจากเป็นอัตราส่วนที่มีเสถียรภาพไม่เกิดตะกอนและสละตกในการผสม อุณหภูมิที่

ใช้ในการอุ่นน้ำมันปาล์มดิบก่อนการผสมเท่ากับ 60°C เนื่องจากที่อุณหภูมิดังกล่าวจะช่วยให้เกิดการละลายตะกอนไข ทำให้แขวนลอยอยู่ในเนื้อดีเซลได้ดีจึงเก็บรักษาได้เป็นระยะเวลานาน และเป็นอุณหภูมิที่ไม่สูงจนเกินไปนักและเป็นอุณหภูมิที่ต่ำที่สุดที่ทำให้ตะกอนไขในน้ำมันปาล์มดิบละลายเป็นเนื้อเดียวกันได้[55]

6.5.3 คุณสมบัติของเชื้อเพลิงทดสอบ

ในการวิจัยนี้จำเป็นต้องใช้เชื้อเพลิงอ้างอิงจากแหล่งเดียวกันตลอดทั้งน้ำมันดีเซลและน้ำมันปาล์มดิบดีเซล เพื่อที่จะนำผลมาเปรียบเทียบกันได้ ซึ่งคุณสมบัติแสดงดังตารางที่ 6-8 ตารางที่ 6-8 แสดงการเปรียบเทียบคุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมี ระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิงกับเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล

Properties	Unit	Test Method	Based Diesel	Crude Palm Diesel	Thailand Diesel Specification
Specific Gravity @ 15.6/15.6 °C		ASTM D1298	0.8266	0.8360	0.810 – 0.870
Cetane Index		ASTM D976	58.9	-	47 min.
Cetane number		ASTM D613	59.3	55.4	47 min.
Viscosity @ 40 °C	CST	ASTM D445	3.10	3.910	1.8 – 4.1
Pour point	°C	ASTM D97	-3	-6	10 max.
Sulfer content	%wt.	ASTM D4294	0.040	-	0.05 max.
Copper strip corrosion number	Number	ASTM D130	1a	1a	1a
Carbon residue	%wt.	ASTM D4530	< 0.001	0.039	0.05 max.
Water and sediment	%vol	ASTM D2709	Trace	0.025	0.05 max.
Ash, %wt.		ASTM D482	< 0.001	0.002	0.01 max.
Flash point	°C	ASTM D93	70	73	52 min.
Distillation		ASTM D86			
90 % recovered	°C		350.6	346.2	350 max.
Colour		ASTM D1500	L0.5	-	-
Lubricity by HFRR	µm	CEC F-06-A-96	522 (+ LA = 398)	209	460 max.
Total Acid Number		ASTM D974	0.04	1.02	-
Gross heating value	J/g		45,968	44,982	44,500 min.

6.6 วิธีดำเนินการวิจัย

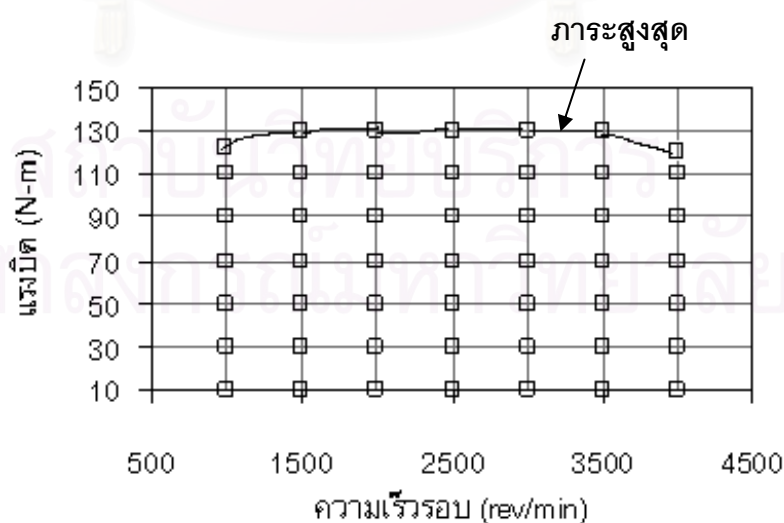
6.6.1 การทำ Performance Map

Performance Map ของเครื่องยนต์เป็นเครื่องมือที่ดีที่สุดที่บ่งชี้ความแตกต่างของสมรรถนะของเครื่องยนต์ ในการศึกษาครั้งนี้ เครื่องยนต์จะเป็นเหมือนเครื่องมือชิ้นหนึ่งที่ใช้ในการเปรียบเทียบคุณสมบัติของน้ำมันที่แตกต่างกัน โดยตัวแปรสามตัวที่นำมาใช้ในการสร้างกราฟ Performance Map ในการทดสอบนี้ ได้แก่

- bsfc, Break Specific Fuel Consumption, g/kW-hr
- แรงบิด, Nm.
- ความเร็วรอบของเครื่องยนต์, rev/min

Test Matrix ในรูปที่ 6-29 ใช้สำหรับการทดสอบนี้ จะทดสอบในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัว ที่ภาระและความเร็วรอบคงที่ โดยจะปรับให้ค่าภาระคงที่ตั้งแต่ 10 Nm จากนั้นปรับเพิ่มภาระทีละ 20 Nm จนถึงภาระสูงสุด ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์คงที่โดยเริ่มตั้งแต่ 1000 rev/min และเพิ่มความเร็วรอบทีละ 500 rev/min จนถึง 4000 rev/min ยกเว้นที่ 3000 rev/min จะเปลี่ยนไปทดสอบที่ 3030 rev/min แทน เนื่องจากว่าจุดนั้นเป็นจุดที่ไดนาโมมิเตอร์ไม่สามารถควบคุมให้เครื่องยนต์เดินคงที่ได้ ค่าตัวแปรตามต่างๆที่วัดได้จากการทดสอบทั้งหมด อาทิ อัตราการไหลของเชื้อเพลิงและอากาศ, ความดันบรรยากาศและอุณหภูมิของสภาวะที่ทดสอบ, อุณหภูมิไอเสีย ฯลฯ จะถูกนำมาคำนวณ ค่า bsfc และ ค่า equivalent ratio หลังผ่านการ correct ค่าต่างๆให้ได้ตามมาตรฐาน ISO 3046 ดังแสดงรายละเอียดในภาคผนวก ข

Performance map คือการนำกราฟ 3 มิติมาทำให้อยู่ในรูป 2 มิติ (contour) โดยมีแกน x คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ แกน y คือแรงบิด และแกน z คือ bsfc หรือ equivalent ratio หรือ อุณหภูมิไอเสีย



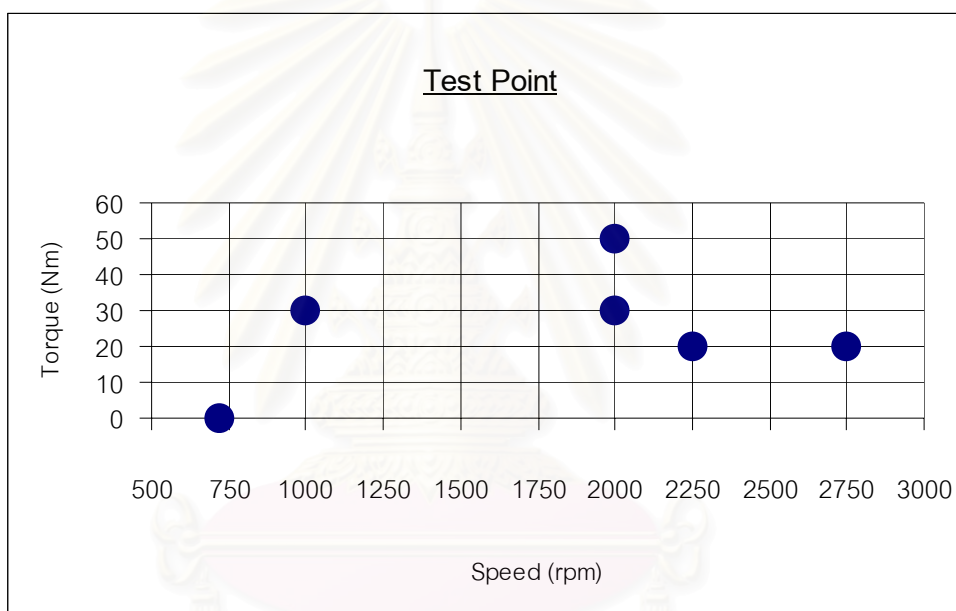
รูปที่ 6-29 แสดงเมตริกซ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์

6.6.2 การวัดความดันในห้องเผาไหม้

การเลือกจุดทำงานจะทำการพิจารณาเลือกมาเฉพาะจุดทำงานที่มีความน่าสนใจเพียงบางจุดเท่านั้น โดยเลือกจุดทำงานมาจากจุดทำงานที่มีความถี่สูงจากรูปแบบการขับซี่ ECE 15 ซึ่งจุดทำงานที่เลือกในการทดสอบนี้มีทั้งหมด 6 จุดทำงาน มีรายละเอียดดังรูปที่ 6-30 และตารางที่ 6-9

ตารางที่ 6-9 จุดทำงาน 6 จุด ที่ใช้ในการวัดความดันในห้องเผาไหม้

Speed (rpm)	720	1000	2000	2000	2250	2750
Torque (Nm)	idle	30	30	50	20	20



รูปที่ 6-30 แผนภาพของจุดทำงานที่ใช้ในการวัดความดันในห้องเผาไหม้

6.6.2.1 การทดสอบ

การทดสอบกระทำในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัว ที่ภาระและความเร็วรอบคงที่ ที่ละจุดทำงานตามตารางที่ 6-9 จากนั้นทำการวัดความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด และองศาเพลาช้อเหวี่ยง ข้อมูลที่ได้สามารถนำมาวิเคราะห์เพื่อคำนวณหาอัตราการฉีดเชื้อเพลิงได้โดยใช้สมการ (2-16) อัตราการปล่อยความร้อนสามารถคำนวณโดยใช้สมการ (2-13) ปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิ สามารถหาได้จากสมการ (2-14) และ สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ซึ่งสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการ (2-15) ซึ่งผลที่ได้ทั้งหมดจะถูกนำไปวิเคราะห์ต่อไป เช่น มุมช้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง มุมช้อเหวี่ยงที่เริ่มต้น

การเผาไหม้ มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้ ช่วงล่าช้าของการเผาไหม้ (Ignition delay) และ อัตราการเผาไหม้

6.6.2.2 การวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อน

การบ่งชี้สภาวะการเผาไหม้กระทำโดยพิจารณาอัตราการปล่อยความร้อนที่คำนวณได้จาก ผลการทดสอบในข้อ 6.6.2.1 โดยกำหนดเงื่อนไขจากนิยามต่อไปนี้

- 1) มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่ความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเข้าหัวฉีดมีค่าสูงกว่า Injector opening pressure
- 2) การบ่งชี้มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มต้นการเผาไหม้ พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่ค่าอัตราการปล่อยความร้อนเพิ่มขึ้นมากกว่าศูนย์ครั้งแรก
- 3) การบ่งชี้มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้ พิจารณาจากมุมข้อเหวี่ยงที่อัตราการปล่อยความร้อนลดลงจนมีค่าเป็นศูนย์ครั้งแรก
- 4) ช่วงล่าช้าของการเผาไหม้ (Ignition delay) บ่งชี้จากช่วงมุมข้อเหวี่ยงระหว่างจุดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้
- 5) อัตราการเผาไหม้ บ่งชี้จากอัตราการปล่อยความร้อน

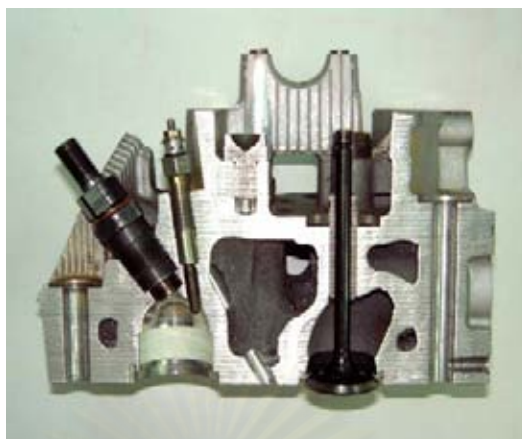
ในส่วนการบันทึกข้อมูลขณะทดสอบสมรรถนะ และการวัดข้อมูลความดันภายในห้องเผาไหม้ แสดงไว้ในภาคผนวก ค

6.6.3 การถ่ายภาพในห้องเผาไหม้

จุดทำงานที่เลือกในการถ่ายภาพในห้องเผาไหม้นี้มีทั้งหมด 6 จุดทำงาน โดยเป็นจุดทำงานเดียวกับที่ใช้ในการวัดความดันภายในห้องเผาไหม้ ดังแสดงในข้อ 6.6.2 เพื่อใช้สำหรับการวิเคราะห์เปรียบเทียบข้อมูลที่ได้จากการวิเคราะห์และประมวลผลจากข้อมูลการวัดความดันในห้องเผาไหม้

6.6.3.1 การปรับเทียบขนาดทางพื้นที่

ขนาดและระยะต่างๆที่เห็นในจอภาพของคอมพิวเตอร์นั้น ไม่ใช่ขนาดที่แท้จริง จึงต้องทำการปรับเทียบขนาดทางพื้นที่ (spatial calibration) ของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าที่จะเห็นในจอภาพให้เท่ากับขนาดที่แท้จริงโดยการทำสเกลที่ขอบของห้องเผาไหม้ดังรูปที่ 6-31 และ 6-32



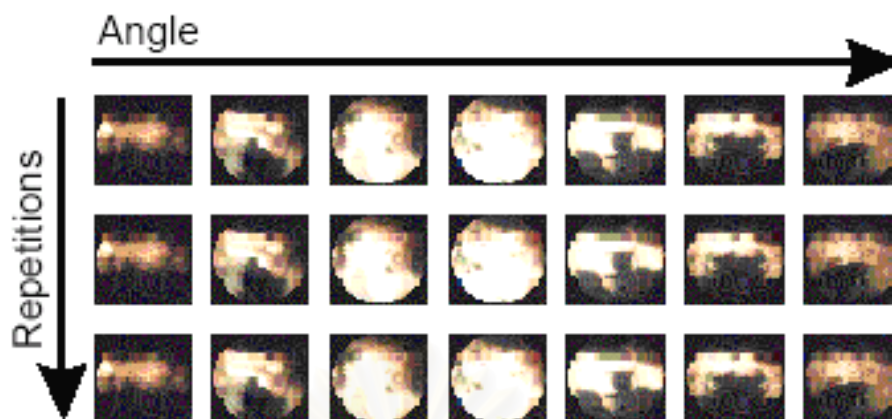
รูปที่ 6-31 ภาพของฝาสูบที่ผ่าออกเพื่อจำลองการปรับเทียบ



รูปที่ 6-32 การปรับเทียบขนาดของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าโดยการทำสเกลวัดระยะ

6.6.3.2 การทดสอบ

ถ่ายภาพภายในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าแต่ละจุดทำงาน กระทำในห้องปฏิบัติการที่สภาวะคงตัว ที่ภาระและความเร็วรอบคงที่ ที่ละจุดทำงานตามตารางที่ 6-9 โดยในการบันทึกภาพบนหน่วยความจำจะเก็บในโครงสร้างที่เรียกว่า record ซึ่งมีโครงสร้างเป็นดังรูปที่ 6-33 โดยภาพที่เรียงตามแนวนอนเป็นภาพที่ได้จากการบันทึกตามมุมข้อเหวี่ยง ส่วนภาพในแนวตั้งเป็นการบันทึกซ้ำ (repetitions) ตามมุมข้อเหวี่ยงเดิม โดยในแต่ละภาพจะได้รับการบันทึกที่ cycle ต่างกัน ซึ่งแบ่งการบันทึกข้อมูลออกเป็น 2 ชนิดคือ แบบมีแสงแฟลชช่วย และแบบไม่ใช้แสงไฟใดๆทั้งสิ้น การบันทึกแบบมีแสงแฟลชช่วย จะใช้ในการวิเคราะห์สเปกตรัมจากการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ช่วย ส่วนการบันทึกแบบไม่ใช้แสงไฟใดๆทั้งสิ้นจะใช้ในการคำนวณอุณหภูมิเปลวไฟดีเซล ความเข้มข้นของเขม่า และคำนวณความน่าจะเป็นของการเกิดเปลวไฟที่ตำแหน่งใดๆในรอบการบันทึก (Repetitions) ต่างๆ



รูปที่ 6-33 แสดงโครงสร้างการบันทึกภาพ

ในการทดสอบนี้ จะกำหนดค่าองศาข้อเหวี่ยงที่จะทำการบันทึก คือ อยู่ในช่วง 10°CA ถึง 40°CA เพื่อให้ครอบคลุมถึงจุดเริ่มต้นที่มีการฉีดเชื้อเพลิงจนสิ้นสุดการเผาไหม้ และกำหนดการบันทึกซ้ำอีก 6 ครั้ง (7 Repetitions : Repetition ที่ 0, 1, 2, 3, 4, 5 และ 6) ซึ่งการกำหนดการบันทึกซ้ำนี้จะขึ้นกับพื้นที่ของหน่วยความจำสูงสุดของคอมพิวเตอร์ที่สามารถจุได้ การตั้งค่าสำหรับการบันทึกข้อมูลขณะถ่ายภาพสามารถดูได้ในภาคผนวก ค

6.6.3.3 การประมวลผลจากภาพถ่าย (Image-Processing)

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

เพื่อลดผลกระทบจากการเกิด cycle by cycle variation ก่อนทำการวิเคราะห์ ควรทำการเฉลี่ยภาพที่บันทึกได้ที่มุมข้อเหวี่ยงเดียวกัน ซึ่งมีหลาย repetition เสียก่อน โดยใช้ ฟังก์ชัน average repetition ในโปรแกรม AVL Visioscope โดยโปรแกรมจะทำการเฉลี่ยค่าความสว่างของสีในแต่ละ pixel ที่ตำแหน่งเดียวกัน บนรูปที่อยู่มุมเวลาข้อเหวี่ยงเดียวกัน จากหลาย repetition

(ข) การวิเคราะห์ลักษณะปรากฏการณ์การเกิดสเปรย์ ลักษณะปรากฏการณ์ของการเกิดสเปรย์ และมุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มเกิดสเปรย์ สามารถสังเกตได้โดยตรงจากภาพถ่าย หลังจากการใช้ ฟังก์ชัน mask และ extract spray โดยใน 2 ขั้นตอนนี้ จะต้องใส่ค่า threshold ที่เหมาะสม จะทำให้สังเกตลักษณะของสเปรย์ได้ชัดเจนขึ้น

การวัด spray penetration และ spray angle สามารถวัดได้โดยตรงบนภาพถ่าย จากนั้นปรับเทียบกับสเกลระยะจริงในห้องเผาไหม้ (spatial calibration)

นิยามของระยะฟุ้งในที่นี้ หมายถึงความยาวของลำสเปรย์เชื้อเพลิงนับจากปลายหัวฉีดจนถึงปลายสเปรย์ (spray tip) โดยรวมถึงส่วนของเชื้อเพลิงที่มีการระเหยที่ปลายของสเปรย์ แต่ไม่รวมถึงส่วนของปลายสเปรย์ที่ลุกไหม้เป็นเปลวไฟแล้ว รูปที่ 6-34 เป็นการขยายความของนิยามของระยะฟุ้งในที่นี้



รูปที่ 6-34 นิยามของระยะฟุ้งที่วัดในการทดสอบนี้

(ค) **ปรากฏการณ์การเผาไหม้** การสังเกตภาพถ่ายการเผาไหม้โดยตรงแบบไม่ใช้แสงแฟลช สามารถพิจารณาถึงความสัมพันธ์ระหว่างตำแหน่ง ขนาดของบริเวณเปลวไฟ และลักษณะการเคลื่อนที่ของเปลวไฟ เมื่อเทียบกับมุมข้อเหวี่ยง เพื่อลดผลกระทบที่เกิดจาก cycle by cycle variation ก่อนทำการพิจารณาภาพถ่ายการเผาไหม้ ต้องมีการเฉลี่ยโดยใช้ **ฟังก์ชัน average repetition**

(ง) **การวิเคราะห์สภาวะของการเผาไหม้**

การวิเคราะห์สภาวะของการเผาไหม้สามารถทราบถึง เวลาที่เริ่มเกิดการเผาไหม้ เวลาสิ้นสุดการเผาไหม้ และช่วงเวลาที่เกิดการเผาไหม้ โดยพิจารณาจากภาพถ่ายได้ดังนี้

1) มุมข้อเหวี่ยงที่เริ่มเกิดการเผาไหม้ (Start of combustion) พิจารณาจากภาพแรกが見เปลวไฟในห้องเผาไหม้

2) มุมข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการเผาไหม้ (End of combustion) พิจารณาจากภาพสุดท้ายที่เห็นเปลวไฟในห้องเผาไหม้

3) ช่วงมุมข้อเหวี่ยงที่เกิดการเผาไหม้ (Combustion duration) พิจารณาจากจุดที่เริ่มเกิดการเผาไหม้ถึงเวลาสิ้นสุดการเผาไหม้

4) มุมข้อเหวี่ยงที่มีอัตราการเผาไหม้สูงสุด พิจารณาจากภาพการแจกแจก อุณหภูมิ ที่มีค่าอุณหภูมิเฉลี่ยสูงสุด

5) ช่วงล่าช้า (Ignition delay) พิจารณาจากภาพแรกที่ยังไม่เห็นสเปรย์จากปลายหัวฉีด (จากภาพถ่ายแบบมี flash) และภาพแรกที่ยังเห็นเปลวไฟในห้องเผาไหม้

(จ) การวิเคราะห์การแจกแจงความน่าจะเป็นที่จะเกิดเปลวไฟ เป็นการบ่งชี้ถึงตำแหน่ง ขนาดของบริเวณเปลวไฟ และลักษณะการเคลื่อนที่ของเปลวไฟ ที่มีโอกาสเกิดขึ้น ณ บริเวณภายในห้องเผาไหม้ สามารถวิเคราะห์จากการถ่ายภาพการเผาไหม้โดยตรงแบบไม่ใช้แสงแฟลชที่ยังไม่ได้ทำการเฉลี่ยโดยใช้ฟังก์ชัน Probability Distribution ซึ่งต้องทำการใส่ค่า threshold ที่เหมาะสมของสีน้ำเงินด้วยภาพผลลัพธ์ที่ได้เป็นการแจกแจงความน่าจะเป็นที่จะเกิดเปลวไฟ (scale 0-100%)

จากนั้นนำภาพผลลัพธ์ที่ได้มาวิเคราะห์โดยแบ่งพื้นที่ภาพห้องเผาไหม้ออกเป็น 8 ส่วน ได้แก่พื้นที่ส่วนใน (1,2,3 และ 4) และพื้นที่ส่วนนอก(A,B,C และ D) เพื่อวิเคราะห์ลักษณะการเคลื่อนที่ของเปลวไฟที่มีโอกาสเกิดขึ้นได้มากที่สุด (ความน่าจะเป็นในการเกิดเปลวไฟในช่วง 75-100%) ดังรูป 6-35



รูปที่ 6-35 การแบ่งพื้นที่เป็น 8 ส่วนเพื่อพิจารณาแนวโน้มของทิศทางการเคลื่อนที่ของเปลวไฟ

(ฉ) การวิเคราะห์อุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นของเขม่า ในโปรแกรม AVL Visioscope มีวิธีการประมวลผลส่วนหนึ่งที่เรียกว่า Thermovision ใช้สำหรับคำนวณอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าซึ่งใช้ทฤษฎี Two-Color Method ดังที่ได้กล่าวถึงในบทที่ 4 โดยขั้นแรกนำภาพถ่ายการเผาไหม้ที่ทำการเฉลี่ยโดยฟังก์ชัน average แล้วนำมาเปรียบเทียบภาพกับภาพอ้างอิง (Reference Image) โดยใช้ฟังก์ชัน Calibrate Thermovision (ก่อนทำการบันทึกภาพถ่ายการเผาไหม้ จะต้องทำการบันทึกภาพอ้างอิงไว้ด้วย ซึ่งเป็นภาพมีติดภายในห้องเผา

ใหม่ในขณะที่ไม่ติดเครื่องยนต์ และไม่ใช้แฟลชใดๆ) ซึ่งผลลัพธ์จะได้ค่า calibrated value แล้วจึงเลือกใช้ **ฟังก์ชัน Diesel flame temperature** เพื่อคำนวณอุณหภูมิเปลวไฟ ผลลัพธ์ที่ได้เป็นภาพการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ (scale 1800-3000 K) ในส่วนการหาการแจกแจงความเข้มข้นเขม่า (scale 0-15) ใช้ **ฟังก์ชัน soot concentration** ทำในลักษณะเดียวกับการคำนวณอุณหภูมิเปลวไฟ

ผลของการคำนวณอุณหภูมิเปลวไฟ สามารถใช้ **ฟังก์ชัน histogram** ซึ่งสามารถเลือกช่วงอุณหภูมิและจำนวนช่วงการแจกแจงอุณหภูมิที่ต้องการได้ โดยในวิทยานิพนธ์นี้ เลือกช่วงอุณหภูมิ 1800K-3000K ความละเอียด 12 ช่วงอุณหภูมิ ผลลัพธ์ที่ได้จะเป็นจำนวน pixel ของอุณหภูมิที่ 1800K-3000K สามารถนำไปวิเคราะห์สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟ (%area of Flame temperature) ที่แต่ละช่วงอุณหภูมิในแต่ละองศาเซลเซียสข้อเหวี่ยง

การตั้งค่าสำหรับการบันทึกข้อมูลขณะถ่ายภาพ แสดงไว้ในภาคผนวก ง และข้อมูลภาพที่เป็นผลลัพธ์จากการประมวลผลภาพถ่ายหลังเก็บข้อมูลแล้ว (post-processing data) แสดงในภาคผนวก จ

6.6.4 การวิเคราะห์ความเชื่อมโยงระหว่างภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ และอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้

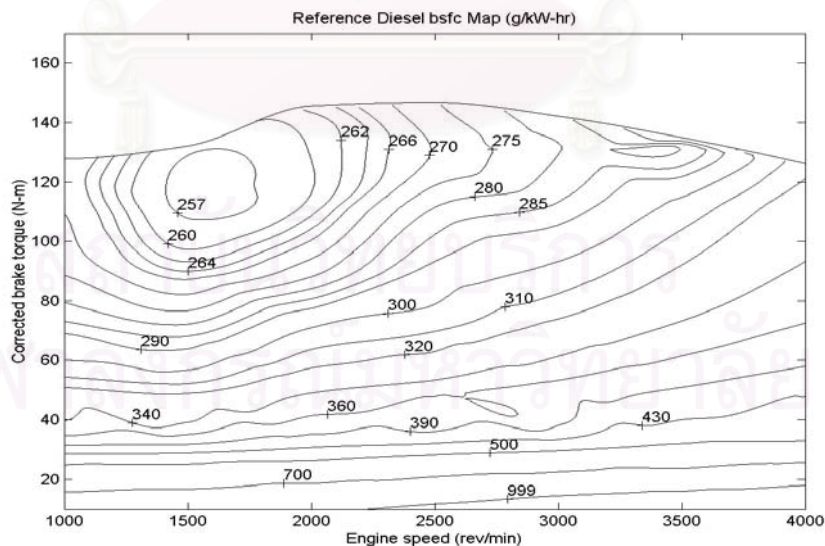
การวิเคราะห์ความเชื่อมโยงระหว่างภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ และอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ที่ประเมินจากข้อมูลความดันภายในห้องเผาไหม้ เป็นการยืนยันถึงผลการวิเคราะห์ภาพถ่ายว่ามีความถูกต้องเมื่อเปรียบเทียบกับข้อมูลการเผาไหม้เชิงปริมาณที่ได้จากข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันในห้องเผาไหม้ โดยใช้การวิเคราะห์ช่วงเวลาการเผาไหม้จากภาพถ่ายดังที่ได้อธิบายในหัวข้อ 6.6.3.3 เทียบกับการวิเคราะห์สภาวะการเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ดังแสดงในหัวข้อ 6.6.2.2

บทที่ 7

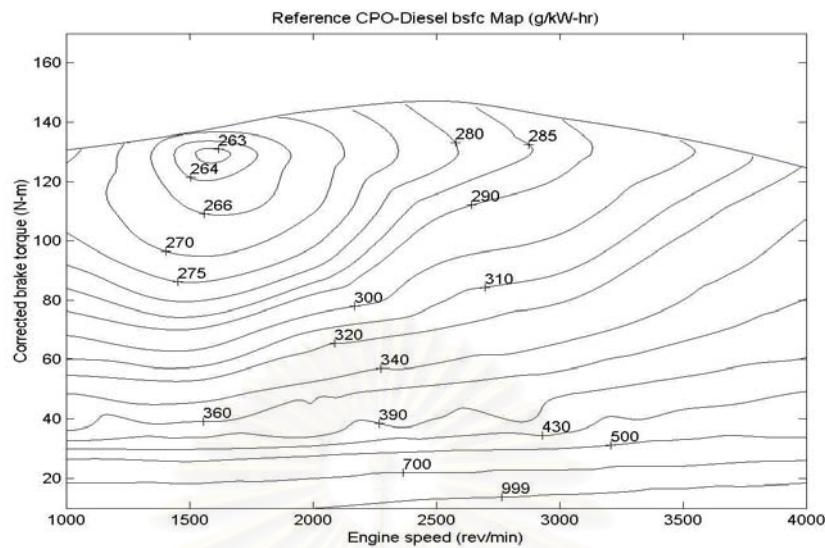
ผลการทดสอบสมรรถนะและการวัดข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

7.1 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์

ผลจากการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ CI เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล สามารถนำมาสร้างเป็นแผนภูมิ Performance map ได้ดังแสดงในรูปที่ 7-1 และ 7-2 ตามลำดับ แนวของเส้นอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบรกจำเพาะ (bsfc) คงที่ เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีค่าที่สูงกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิงตลอดทุกช่วงภาระและความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ทดสอบ นั่นคือถ้าพิจารณาผลที่ตำแหน่งค่าแรงบิดเบรกแก้ไข (Corrected brake torque) และความเร็วยรอบ (Engine Speed) เดียวกัน การใช้เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิงจะให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบรกจำเพาะต่ำกว่าการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล กล่าวคือ เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิงอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบรกจำเพาะต่ำสุดมีค่าประมาณ 257 g/kW.hr เกิดขึ้นที่บริเวณช่วงแรงบิดเบรกแก้ไขประมาณ 108 - 130 N.m ช่วงความเร็วยรอบประมาณ 1,400 - 1,750 rev/min ส่วนการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบรกจำเพาะต่ำสุดประมาณ 263 g/kW.hr เกิดขึ้นที่บริเวณช่วงแรงบิดเบรกแก้ไขประมาณ 124 - 128 N.m ช่วงความเร็วยรอบประมาณ 1,500 - 1,650 rev/min



รูปที่ 7-1 Performance map ของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล



รูปที่ 7-2 Performance map ของอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล

จากรูปที่ 7-1 และ 7-2 สังเกตได้ว่าเมื่อพิจารณาจากจุดที่ bsfc มีค่าต่ำสุด เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นโดยที่ภาระคงที่ ค่า bsfc จะเพิ่มขึ้นจากค่าต่ำสุด เป็นผลจากการเพิ่มขึ้นของ friction mep แต่ส่วนหนึ่งถูกชดเชยโดยการลดความสำคัญจากผลของการสูญเสียความร้อนต่อวัฏจักรที่มีต่อประสิทธิภาพ เมื่อภาระลดลงที่ความเร็วรอบคงที่ ค่า bsfc จะเพิ่มขึ้น เนื่องจากประสิทธิภาพเชิงกลลดลงเพราะ bmep ลดลง ซึ่งส่วนหนึ่งถูกชดเชยโดยประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานบ่งชี้ (indicated fuel conversion efficiency) ที่เพิ่มขึ้นจากการลดลงของอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิงต่ออากาศ (fuel/air equivalent ratio) ขณะที่เมื่อภาระเพิ่มขึ้นที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์คงที่ ค่า bsfc จะเพิ่มขึ้นจากค่าต่ำสุดเล็กน้อย เนื่องจากการลดลงของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานบ่งชี้ ซึ่งส่วนหนึ่งจะถูกชดเชยโดยการเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพเชิงกล และเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์ลดลงที่ภาระคงที่ ค่า bsfc จะเพิ่มขึ้นจากค่าต่ำสุดไม่มากนัก ทั้งนี้เป็นผลจากการลดลงของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานบ่งชี้เนื่องจากการเพิ่มความสำคัญจากผลของการสูญเสียความร้อน แต่ส่วนหนึ่งถูกชดเชยโดยการเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพเชิงกล

โดยผลการเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะที่ part load ของดีเซลและปาล์มดิบดีเซลแสดงได้ดังตารางที่ 7-1 จะพบว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะสูงกว่าดีเซลในช่วง 0.07-16.16 % โดยในตารางที่ 7-2 และ 7-3 แสดงผลเปรียบเทียบแรงบิดเบรกแก้ไข, กำลัง และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ภาระสูงสุด ของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงทั้งสอง และแสดงผลเป็นแผนภูมิในรูปที่ 7-3 และ 7-4

ตารางที่ 7-1 ผลเปรียบเทียบอัตราการผลิตพลังงานเชื้อเพลิงจำเพาะของดีเซลและปาล์มดิบดีเซล

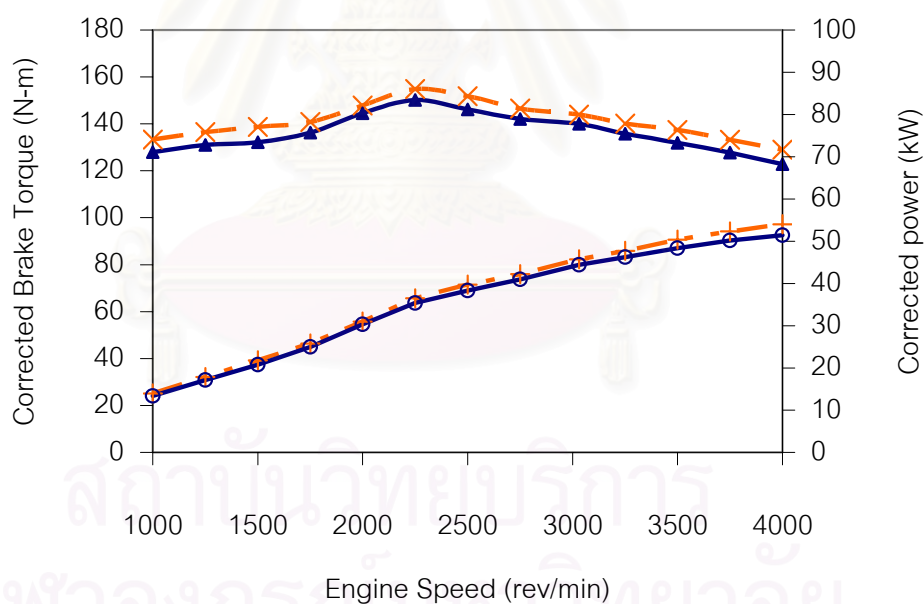
Speed (rev/min)	Torque (N.m)	bsfc (g/kW.h)		difference of bsfc	% of difference
		Ref. Diesel	CPO-Diesel		
1000	10	896.1	925.6	29.5	3.30
1000	29 ¹ /30 ²	429.5	435.9	6.4	1.50
1000	50	324.8	331.6	6.8	2.10
1000	70	289.3	297.1	7.8	2.71
1000	90	274.5	280.4	5.9	2.14
1000	110 ¹ /111 ²	270.1	273.0	2.9	1.07
1500	10	901.0	907.6	6.6	0.73
1500	30	416.0	419.9	3.9	0.94
1500	50	317.4	326.9	9.5	3.00
1500	70	283.1	288.6	5.5	1.95
1500	90	264.3	272.9	8.5	3.22
1500	110 ¹ /111 ²	256.7	264.9	8.2	3.19
1500	132 ¹ /131 ²	259.0	265.0	6.0	2.33
2000	10	961.6	970.4	8.8	0.91
2000	30	437.9	439.9	2.0	0.45
2000	50	337.2	343.6	6.3	1.88
2000	70	301.4	299.6	1.7	0.57
2000	90	273.2	279.1	5.9	2.16
2000	110	261.5	270.2	8.7	3.35
2000	130	260.1	268.5	8.4	3.21
2500	10 ¹ /9 ²	1057.1	1161.4	104.3	9.87
2500	30	466.9	474.2	7.3	1.57
2500	50	353.2	357.7	4.4	1.26
2500	70	309.8	314.1	4.3	1.37
2500	90 ¹ /91 ²	292.8	291.2	1.6	0.55
2500	110	281.1	278.0	3.1	1.11
2500	130	270.4	273.9	3.5	1.30
3030	9 ¹ /11 ²	1248.7	1047.0	201.8	16.16
3030	30	489.6	496.5	6.9	1.41
3030	50	372.1	373.3	1.2	0.33
3030	70	326.0	327.1	1.2	0.35
3030	90	302.9	305.3	2.4	0.79
3030	110	287.1	288.7	1.6	0.55
3030	130	280.3	288.7	8.4	3.00
3500	9 ¹ /11 ²	1237.8	1256.8	19.1	1.54
3500	30	526.3	539.7	13.4	2.55
3500	50	391.6	401.2	9.5	2.43
3500	70	343.7	349.1	5.4	1.58
3500	90	320.9	324.0	3.1	0.97
3500	110	303.6	309.0	5.3	1.75
3500	130	280.0	301.3	21.3	7.62
4000	10	1327.7	1324.1	3.6	0.27
4000	30	562.0	564.4	2.4	0.43
4000	50	420.8	420.5	0.3	0.07
4000	70	363.4	363.7	0.3	0.08
4000	90	342.2	338.9	3.4	0.98
4000	110	329.9	328.5	1.4	0.44

หมายเหตุ : ตัวยก 1 แสดงค่าแรงบิดของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล

ตัวยก 2 แสดงค่าแรงบิดของเครื่องยนต์เมื่อใช้ปาล์มดิบดีเซล

ตารางที่ 7-2 ผลเปรียบเทียบแรงบิดเบรกแก้ไขและกำลังของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่ภาวะสูงสุด

Speed (rev/min)	Corrected Brake Torque (N.m)			Corrected Power (kW)		
	Based Diesel	Crude Palm Diesel	% of difference	Based Diesel	Crude Palm Diesel	% of difference
1000	127.94	133.36	4.23	13.40	13.97	4.23
1250	131.02	136.47	4.16	17.15	17.86	4.16
1500	132.15	138.74	4.99	20.76	21.79	4.99
1750	136.29	140.81	3.31	24.98	25.80	3.31
2000	144.64	147.85	2.22	30.29	30.96	2.22
2250	150.24	154.89	3.09	35.40	36.49	3.09
2500	146.27	151.81	3.79	38.29	39.74	3.79
2750	142.18	146.56	3.08	40.95	42.21	3.08
3030	140.05	144.05	2.86	44.44	45.71	2.86
3250	135.77	140.19	3.25	46.21	47.71	3.25
3500	131.96	137.40	4.12	48.37	50.36	4.12
3750	127.79	133.21	4.24	50.18	52.31	4.24
4000	122.84	128.99	4.89	51.45	54.03	4.89



รูปที่ 7-3 Full load curve ของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล (เส้นที่บแสดงดีเซล และเส้นประแสดงปาล์มดิบดีเซล)

จากตารางที่ 7-2 และรูปที่ 7-3 พบว่าค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงสุดจากการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีค่าสูงกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิงเล็กน้อยทุกความเร็วรอบที่ทำการทดสอบ เช่นเดียวกับค่ากำลังที่ได้ โดยค่าของแรงบิดเบรกแก้ไขสูงสุดเมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล

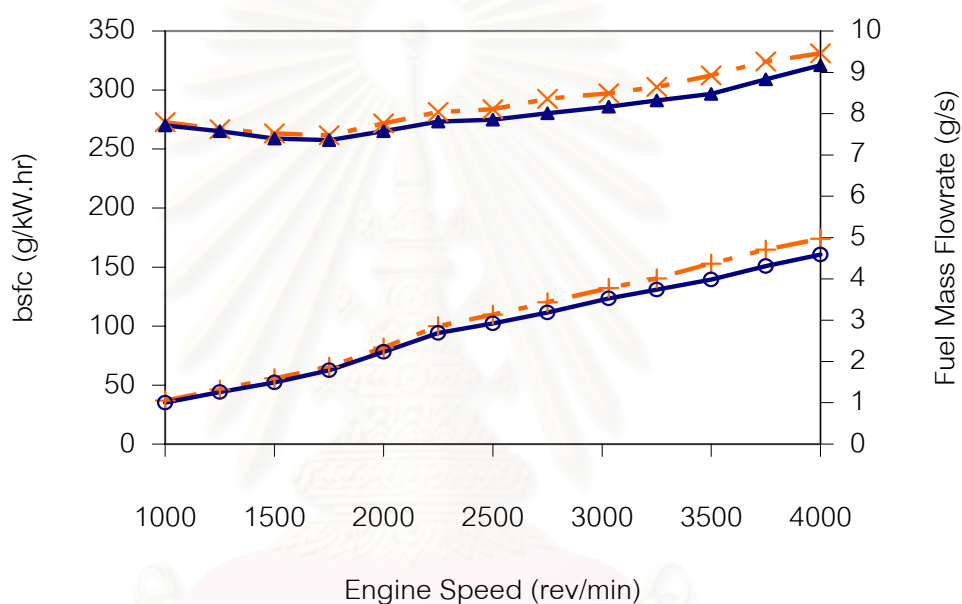
เท่ากับ 154.9 N.m ที่ความเร็วรอบ 2,250 rev/min และเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิงจะให้ค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงสุดเท่ากับ 150.3 N.m ที่ความเร็วรอบเดียวกัน โดยความแตกต่างมากที่สุดของค่าแรงบิดเบรกแก้ไขสูงสุดเมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลเป็นเชื้อเพลิงเทียบกับเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลมีค่าเท่ากับ 6.5 N.m คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างที่มากกว่าเท่ากับ 5 % ที่ความเร็วรอบ 1,500 rev/min ทั้งนี้อาจเป็นผลจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลที่มีค่าความหนืดที่สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลจึงทำให้เกิดการรั่วไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงระหว่างกระบวนการอัดในระบบปั๊มเชื้อเพลิงในปริมาณที่น้อยกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซลและส่งผลให้เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลอ้างอิงมีปริมาณของน้ำมันเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้มากกว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิง ในส่วนของกำลังที่ได้จากการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลอ้างอิงมีค่าเท่ากับ 54.03 kW ที่ความเร็วรอบ 4,000 rev/min และกำลังที่ได้จากการใช้เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิงเป็นเชื้อเพลิงมีค่าเท่ากับ 51.45 kW ที่ความเร็วรอบเดียวกัน

ตารางที่ 7-3 ผลเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรกของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ภาวะสูงสุด

Speed (rev/min)	Fuel Mass Flowrate (g/s)			bsfc (g/kW.hr)		
	Based Diesel	Crude Palm Diesel	% of difference	Based Diesel	Crude Palm Diesel	% of difference
1000	1.0053	1.0580	5.24	270.13	272.73	0.96
1250	1.2628	1.3242	4.86	265.08	266.86	0.67
1500	1.4932	1.5936	6.72	258.97	263.24	1.65
1750	1.7866	1.8752	4.96	257.52	261.62	1.59
2000	2.2304	2.3368	4.77	265.06	271.68	2.50
2250	2.6865	2.8526	6.18	273.21	281.40	3.00
2500	2.9244	3.1336	7.16	274.93	283.84	3.24
2750	3.1884	3.4304	7.59	280.33	292.60	4.37
3030	3.5286	3.7755	7.00	285.85	297.36	4.02
3250	3.7365	4.0091	7.29	291.11	302.51	3.91
3500	3.9865	4.3683	9.58	296.73	312.27	5.24
3750	4.3090	4.7095	9.30	309.11	324.11	4.85
4000	4.5879	4.9702	8.33	320.99	331.16	3.17

จากตารางที่ 7-3 และรูปที่ 7-4 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบรกจำเพาะที่สภาวะภาวะสูงสุดเมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลอ้างอิงให้ค่าสูงกว่าเมื่อเทียบกับการใช้เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิงทุกความเร็วรอบที่ทำการทดสอบ ซึ่งมีค่าสูงกว่าอยู่ระหว่าง 0.7 – 5.3 % ทั้งนี้เนื่องมาจากผลของค่าความร้อนของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลอ้างอิงที่ต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิง และปริมาณการ

ชนิดที่มากกว่าในจังหวะการฉีดเดียวกัน เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบรคจำเพาะต่ำสุดเท่ากับ 261.6 g/kW.hr ที่ความเร็วรอบ 1,750 rev/min ส่วนเชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิงให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบรคจำเพาะต่ำสุดเท่ากับ 257.5 g/kW.hr ที่ความเร็วรอบเดียวกัน ซึ่งมีค่าต่างกัน 1.59 % และเมื่อพิจารณาค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงในหน่วย g/s ก็พบว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลอ้างอิงให้ค่าสูงกว่าเมื่อเทียบกับการใช้เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิงทุกความเร็วรอบที่ทำการทดสอบเช่นกัน โดยที่ความเร็วรอบต่ำจะใกล้เคียงกัน และเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลอ้างอิงให้ค่าสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลชัดเจนขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น

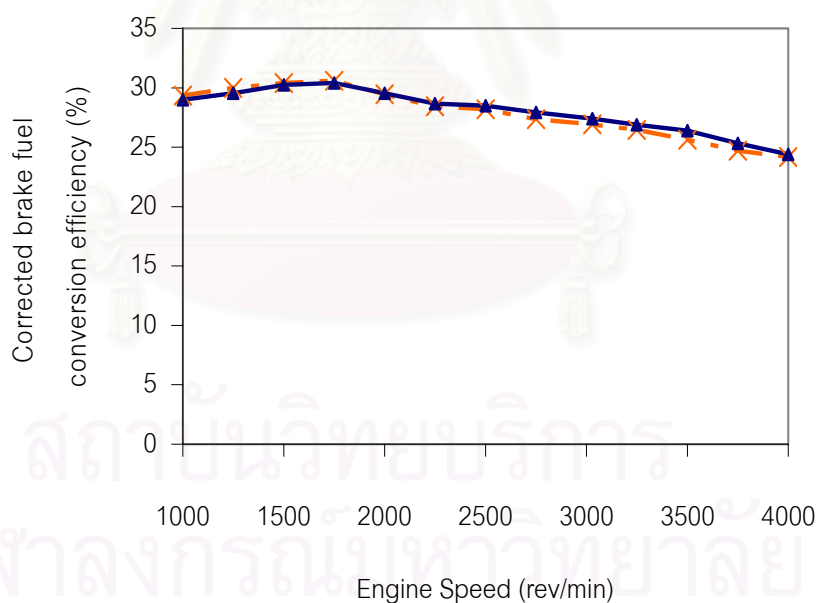


รูปที่ 7-4 bsfc และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ภาระเต็มที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล

ในตารางที่ 7-4 และรูปที่ 7-5 แสดงค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคแก้ไขที่ภาระสูงสุด พบว่า ประสิทธิภาพที่ได้จากการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลอ้างอิงเป็นเชื้อเพลิงมีค่าต่ำกว่าประสิทธิภาพที่ได้จากการใช้เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิงประมาณ 0.09 – 0.76% ที่ความเร็วรอบ 2,000 – 4,000 rev/min และที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 2,000 rev/min ประสิทธิภาพที่ได้จากการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลอ้างอิงสูงกว่าการใช้เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิง 0.16 – 0.45% โดยประสิทธิภาพสูงสุดของการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคแก้ไขจากการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลอ้างอิงมีค่าเท่ากับ 30.59% ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,750 รอบต่อนาที ขณะที่ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคแก้ไขจากการใช้เชื้อเพลิงดีเซลอ้างอิงมีค่าเท่ากับ 30.41% ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1,750 รอบต่อนาทีเช่นกัน ซึ่งแตกต่างกัน 0.18%

ตารางที่ 7-4 ผลเปรียบเทียบประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่ภาระสูงสุด

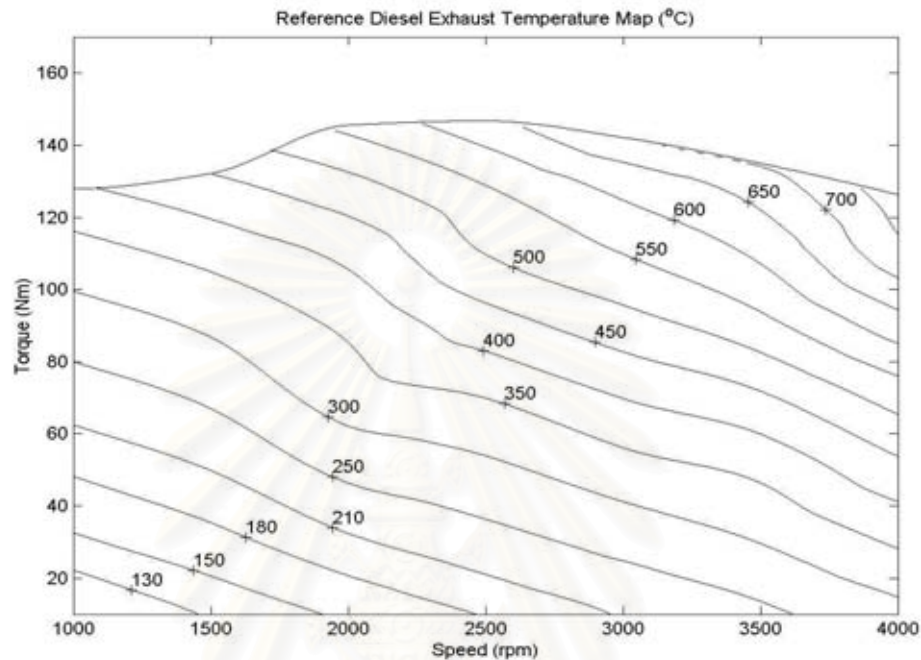
Speed (rev/min)	Fuel Conversion Efficiency (%)		
	Based Diesel	Crude Palm Diesel	% of difference
1000	28.99	29.34	0.35
1250	29.54	29.99	0.45
1500	30.24	30.40	0.16
1750	30.41	30.59	0.18
2000	29.55	29.46	-0.09
2250	28.66	28.44	-0.22
2500	28.49	28.20	-0.29
2750	27.94	27.35	-0.58
3030	27.40	26.91	-0.48
3250	26.90	26.46	-0.45
3500	26.39	25.63	-0.76
3750	25.34	24.69	-0.64
4000	24.40	24.17	-0.23



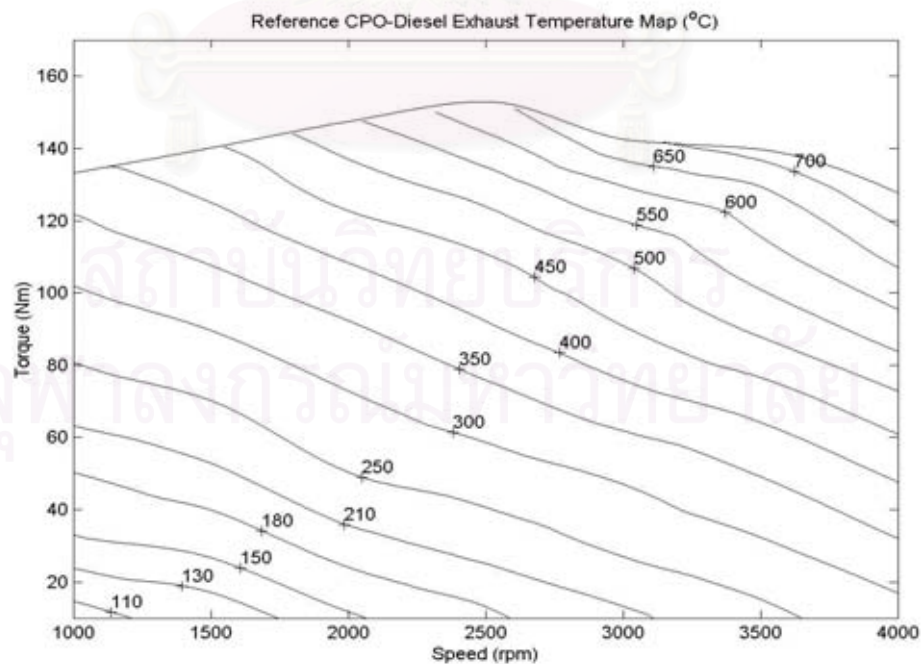
รูปที่ 7-5 ค่าประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกแก้ไขของเครื่องยนต์ที่ภาระเต็มที่เมื่อใช้ดีเซลและปาล์มดิบดีเซล

รูปที่ 7-6 และ 7-7 แสดง map ของอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซลตามลำดับ พบว่าอุณหภูมิไอเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อแรงบิดและความเร็ว

รอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น โดยที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่ำอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์เมื่อใช้ปาล์มดิบดีเซลมีค่าสูงกว่าเมื่อใช้ดีเซลเล็กน้อย และความแตกต่างนี้จะมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงขึ้น



รูปที่ 7-6 Map ของอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล



รูปที่ 7-7 Map ของอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล

7.2 ผลการวัดความดันในห้องเผาไหม้

จากผลการวัดความดันในห้องเผาไหม้, ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด และ องศาเพลลาข้อเหวี่ยง สามารถนำมาวิเคราะห์เพื่อคำนวณหาอัตราการฉีดเชื้อเพลิงได้โดยใช้สมการ (2-16), อัตราการปล่อยความร้อนสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการ(2-13), การปล่อยความร้อนสุทธิโดยสามารถหาได้จากสมการ(2-14) และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ซึ่งสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการ(2-15) ซึ่งผลการทดลองทั้งหมดแสดงไว้ในดังรูปที่ 7-8 ถึง 7-13

จากรูปที่ 7-8(ก) ถึง 7-8(ข) ซึ่งแสดงความดันในห้องเผาไหม้ จะพบว่าโดยส่วนใหญ่เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะมีความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดมากกว่าดีเซลเล็กน้อย

จากรูปที่ 7-9(ก) ถึง 7-9(ข) ซึ่งแสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด พบว่าปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มจะสร้างความดันในการฉีดใกล้เคียงกัน หรือก่อนหน้าดีเซลเล็กน้อย

รูปที่ 7-10(ก) ถึง 7-10(ข) จะเป็นผลการคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงซึ่งได้จาก ข้อมูลผลต่างระหว่างความดันในห้องเผาไหม้ กับความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดในรูปที่ 7-8(ก) ถึง 7-8(ข) และ 7-9(ก) ถึง 7-9(ข) ซึ่งผลที่ได้พบว่าโดยส่วนใหญ่ปาล์มดิบดีเซลจะมีองศาการฉีดเชื้อเพลิงใกล้เคียงกับดีเซล หรือก่อนดีเซลเล็กน้อย

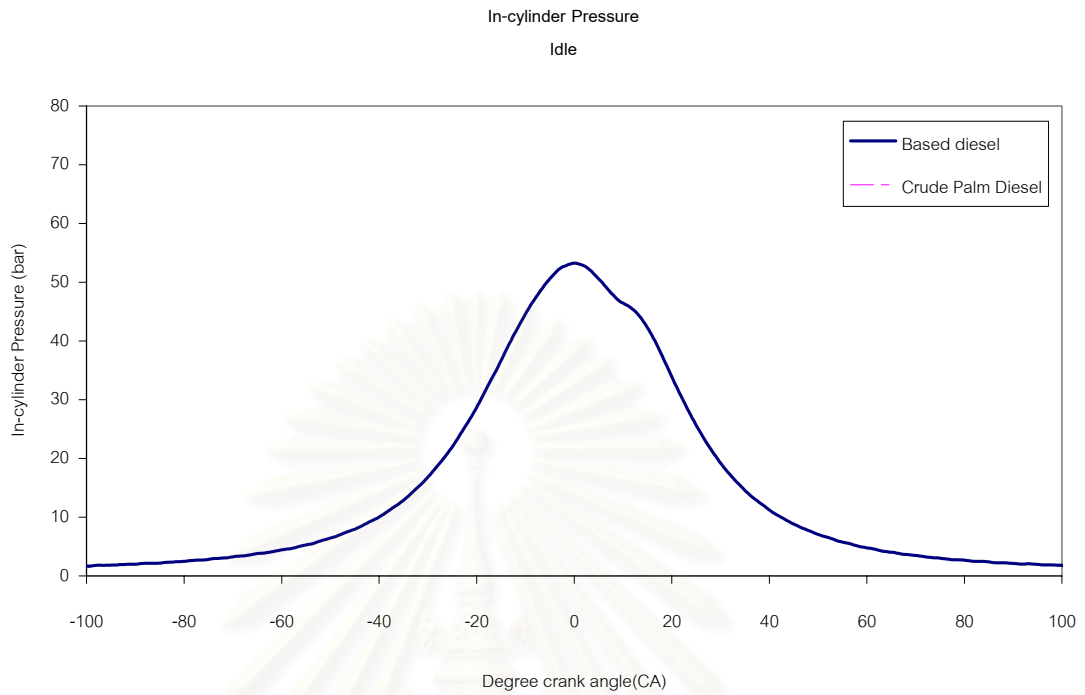
รูปที่ 7-11(ก) ถึง 7-11(ข) แสดงอัตราการปล่อยความร้อน โดยจะพบว่าในช่วงต้นของกราฟอัตราการปล่อยความร้อนของทั้งสองเชื้อเพลิงจะเวิ้งลงไปที่เล็กน้อยสำหรับที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 2000 rev/min เนื่องจากเชื้อเพลิงดูดความร้อนจากภายในห้องเผาไหม้ เพื่อระเหยกลายเป็นไอ แต่ในกรณีความเร็วรอบสูงกว่า 2000 rev/min นั้นจะไม่พบกราฟเวิ้งลงในช่วงต้น ซึ่งอาจเนื่องมาจาก residual gas ในห้องเผาไหม้นั้นมีอุณหภูมิและความร้อนสูงกว่าเมื่อเทียบกับปริมาณการดูดความร้อนของเชื้อเพลิง ดังนั้นจึงพบว่ากราฟเป็นค่าบวกตั้งแต่เริ่มต้น นอกจากนี้อีกสิ่งหนึ่งที่พบจากกราฟอัตราการปล่อยความร้อน คือการเกิด peak ของกราฟอัตราการปล่อยความร้อน โดยที่ความเร็วรอบเดินเบาและความเร็วรอบ 1000 rev/min นั้น กราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะมีค่า peak เพียงจุดเดียว เนื่องจากเมื่อพิจารณาประกอบกับกราฟอัตราการฉีดเชื้อเพลิงดังรูปที่ 7-10 (ก) และ 7-10 (ข) พบว่าการฉีดเชื้อเพลิงจะมีการฉีดเพียงช่วงเดียวเท่านั้น ส่วนผลการทดสอบที่จุดอื่นๆ พบว่ากราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะมีค่า peak 2 จุด เนื่องจากเมื่อพิจารณาประกอบกับกราฟอัตราการฉีดเชื้อเพลิงดังรูป 7-10 (ค) ถึง 7-10 (ข) จะพบว่าการฉีดเชื้อเพลิงจะมี 2 ช่วง โดยเชื้อเพลิงช่วงที่สองซึ่งเกิดจากจังหวะสั้นของคลื่นความดันของเชื้อเพลิงในท่อน้ำมันทางเข้าหัวฉีดจะมีปริมาณเชื้อเพลิงน้อยกว่าช่วงแรก เมื่อหัวฉีดได้ฉีดเชื้อเพลิงช่วงแรกไปแล้วนั้น เมื่อการเผาไหม้เกิดขึ้น กราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะเพิ่มขึ้นจนถึงค่าสูงสุดแล้วจึงเริ่มลดลง

ซึ่งการพุ่งสูงขึ้นอีกครั้งของกราฟอัตราการปลดปล่อยความร้อนนั้นน่าจะเป็นผลมาจากการฉีดเชื้อเพลิงช่วงที่สองนั่นเองที่ทำให้เพิ่มอัตราการเผาไหม้อีกครั้ง

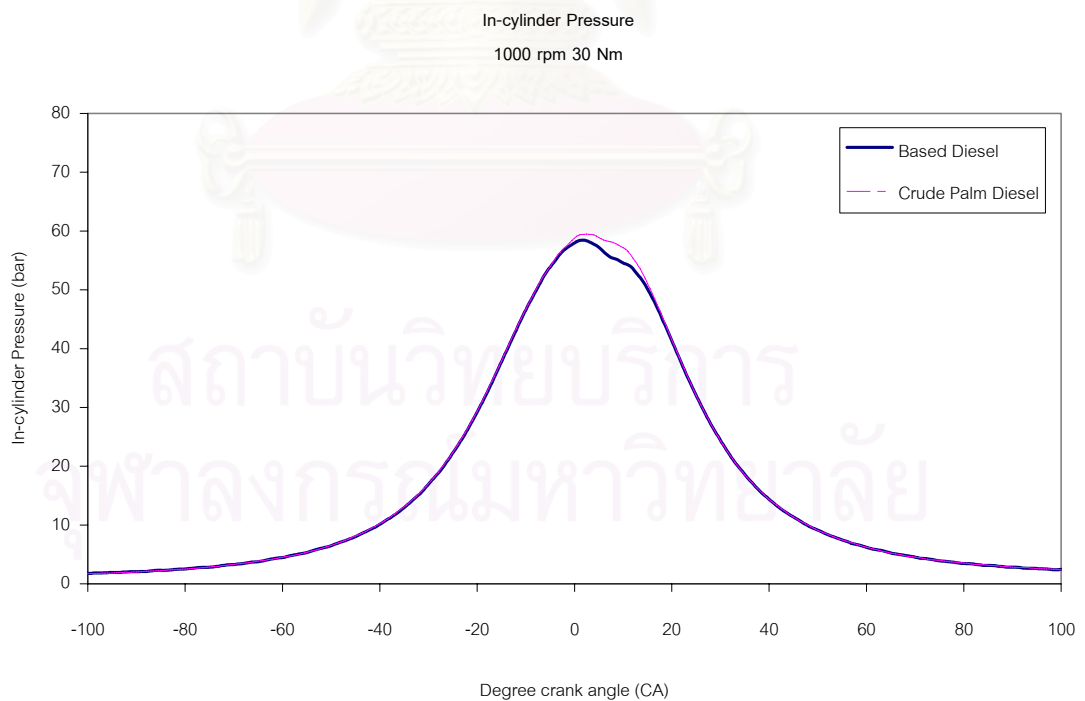
รูปที่ 7-12 (ก) ถึง 7-12 (ข) แสดงค่าการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล และรูปที่ 7-13 (ก) ถึง 7-13 (ข) แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ซึ่งเป็นผลต่อเนื่องจากรูปที่ 7-11 (ก) ถึง 7-11 (ข) พบว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลการปล่อยความร้อนสุทธิจะน้อยกว่าดีเซล และเชื้อเพลิงดีเซลจะมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้มากกว่าปาล์มดิบดีเซล



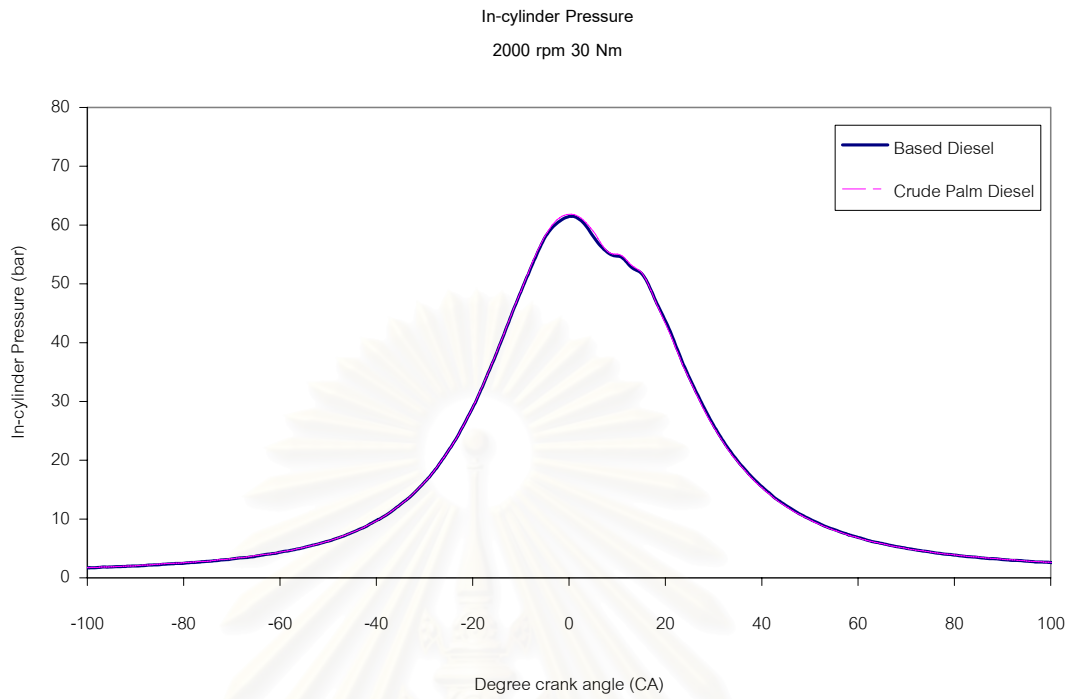
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



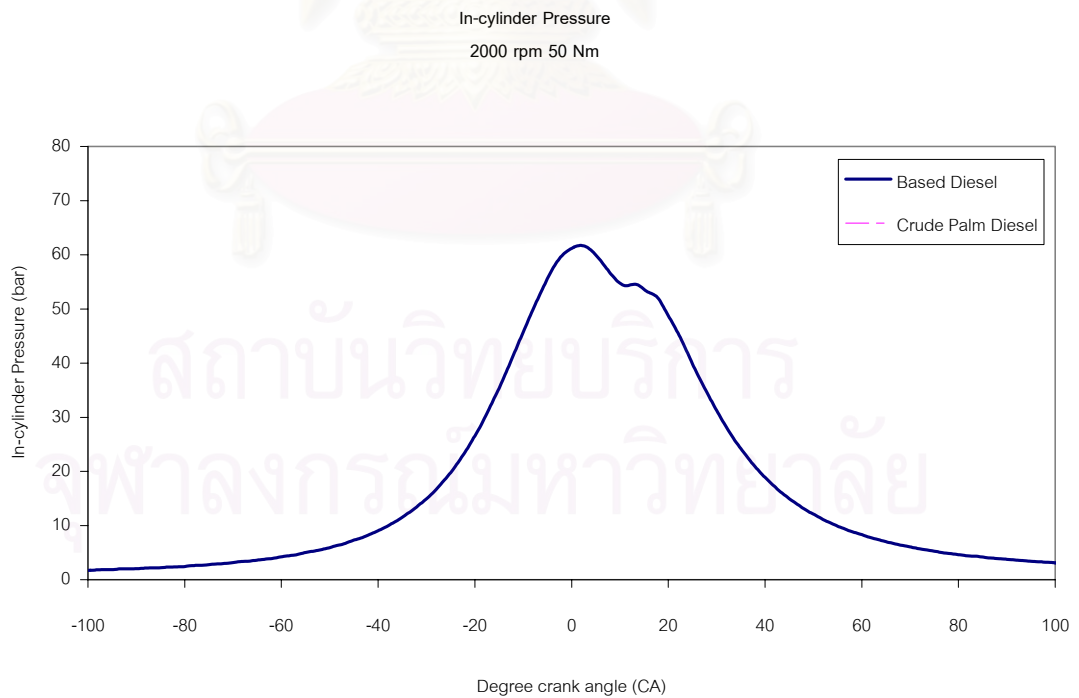
รูปที่ 7- 8(ก) แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่รอบเดินเบา



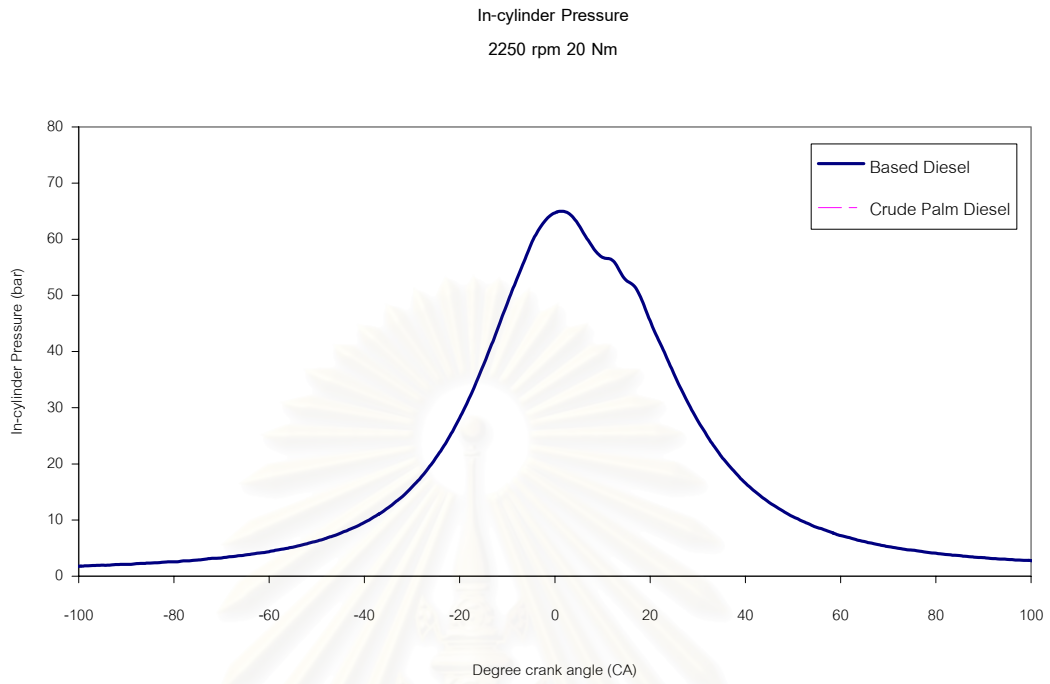
รูปที่ 7- 8(ข) แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 1000 rpm, 30 Nm.



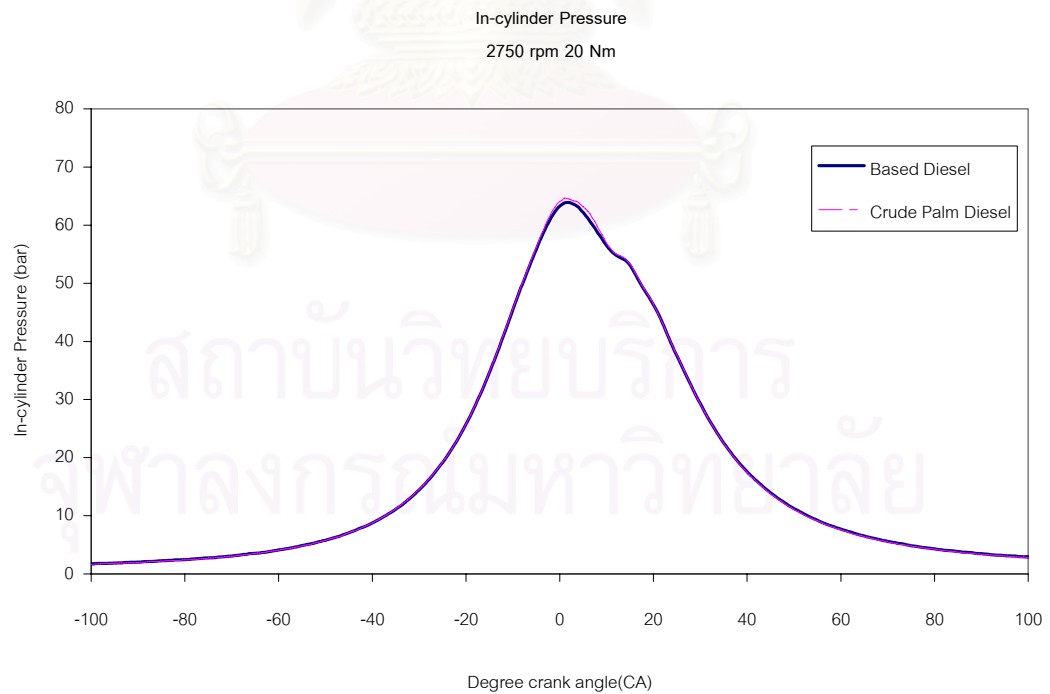
รูปที่ 7- 8(ค) แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2000 rpm, 30 Nm.



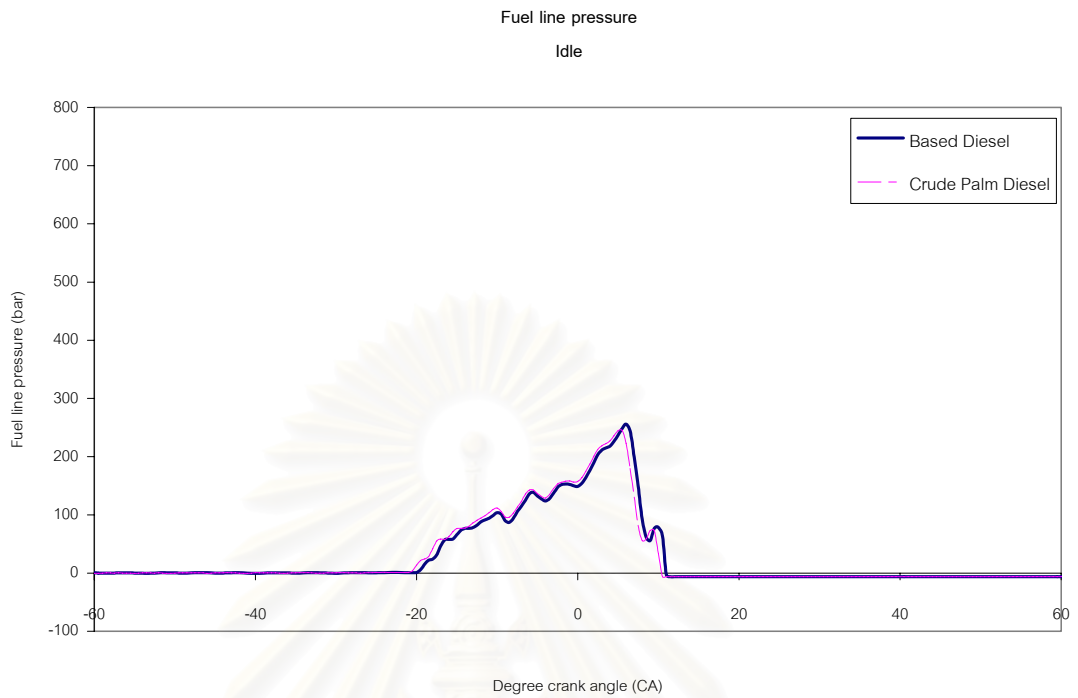
รูปที่ 7- 8(ง) แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2000 rpm, 50 Nm.



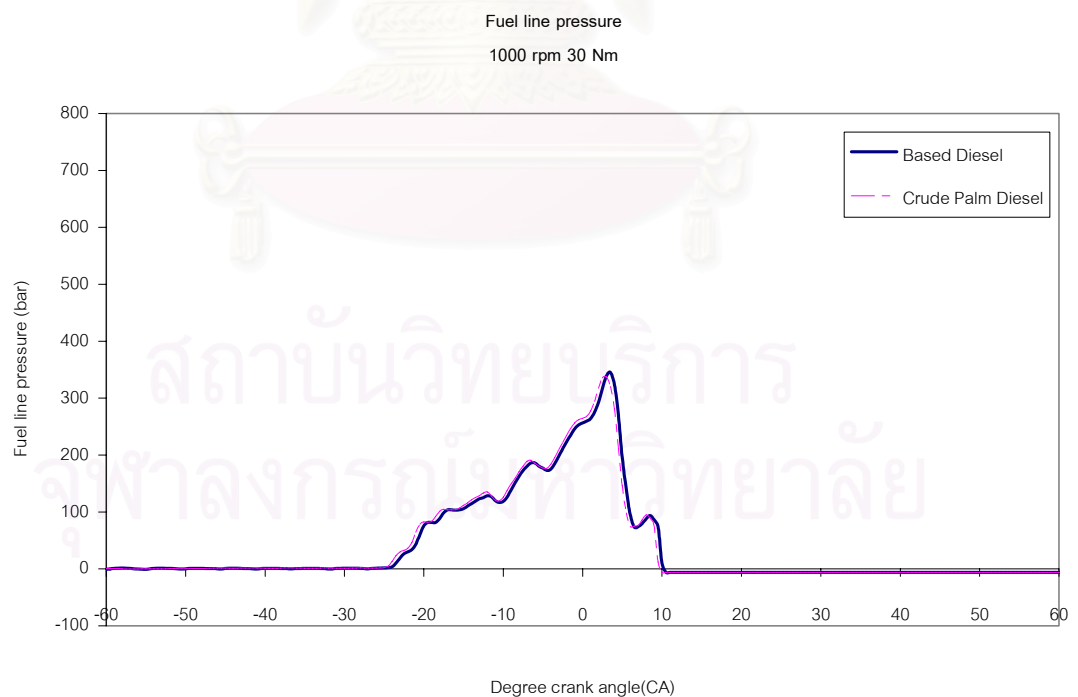
รูปที่ 7- 8(จ) แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2250 rpm, 20 Nm.



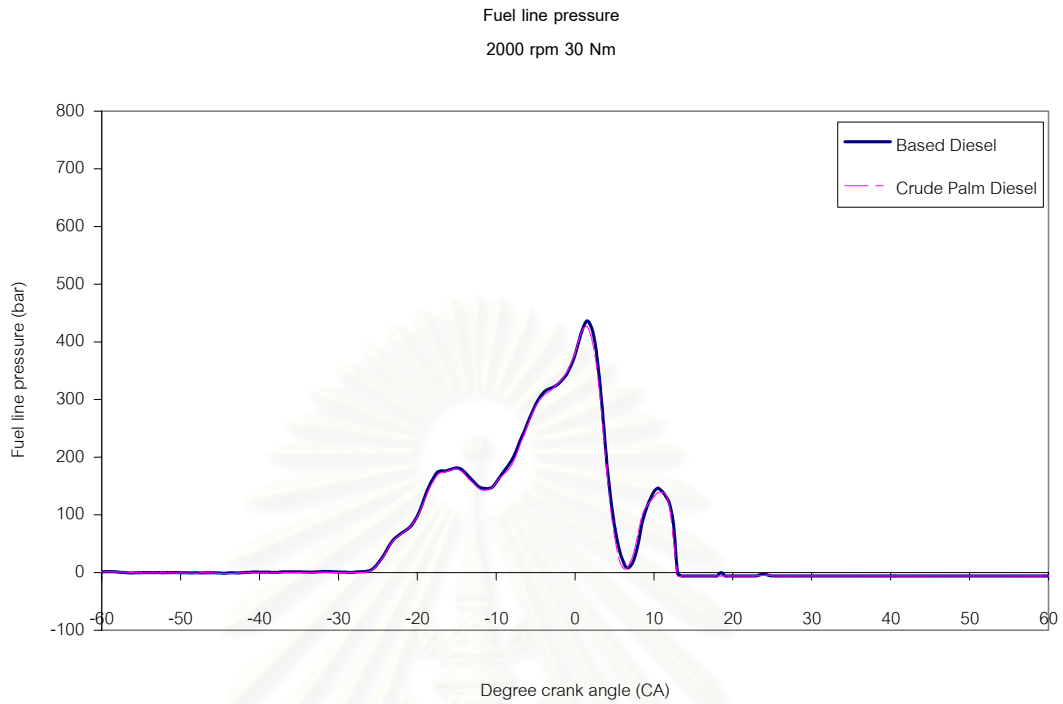
รูปที่ 7- 8(ฉ) แสดงความดันในห้องเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2750 rpm, 20 Nm.



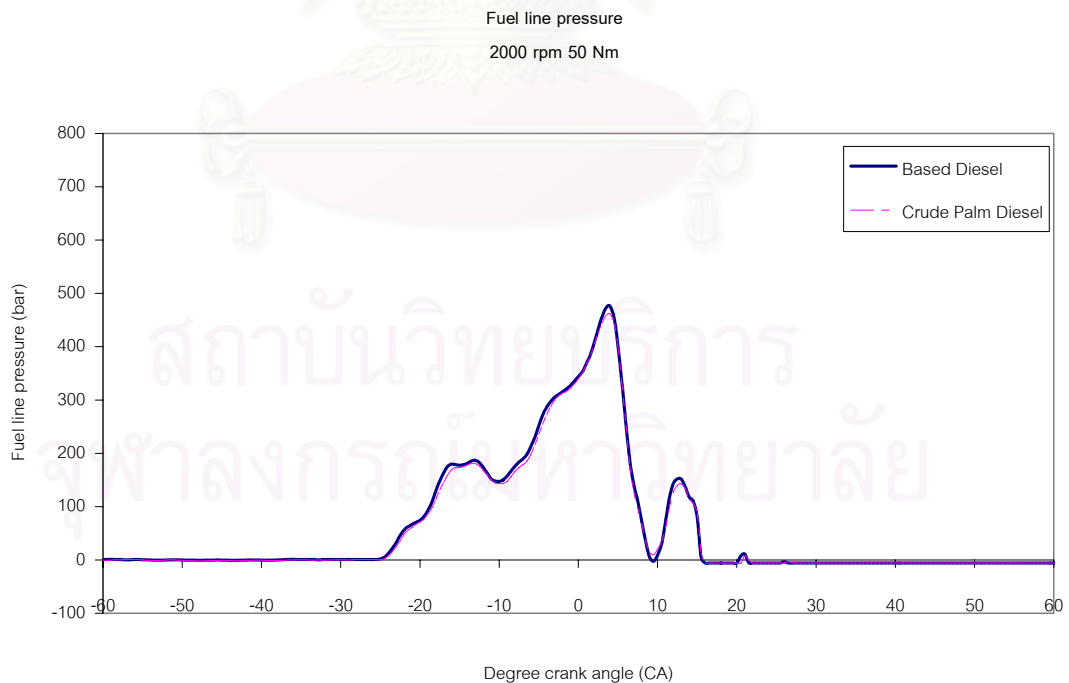
รูปที่ 7- 9(ก) แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่รอบเดินเบา



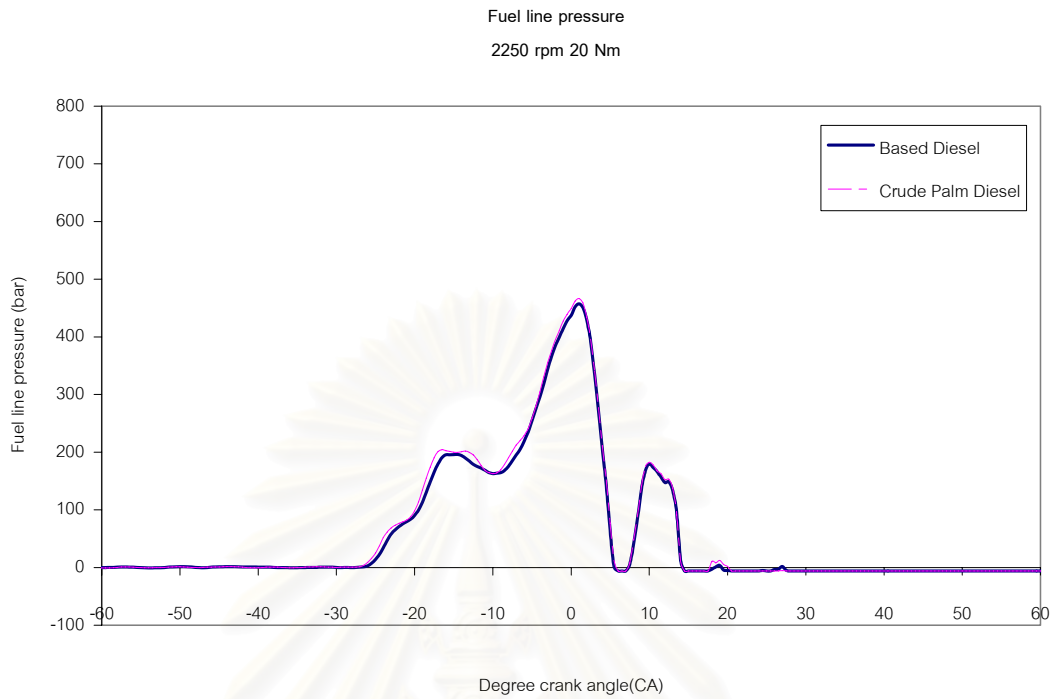
รูปที่ 7- 9(ข) แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่ 1000 rpm, 30 Nm.



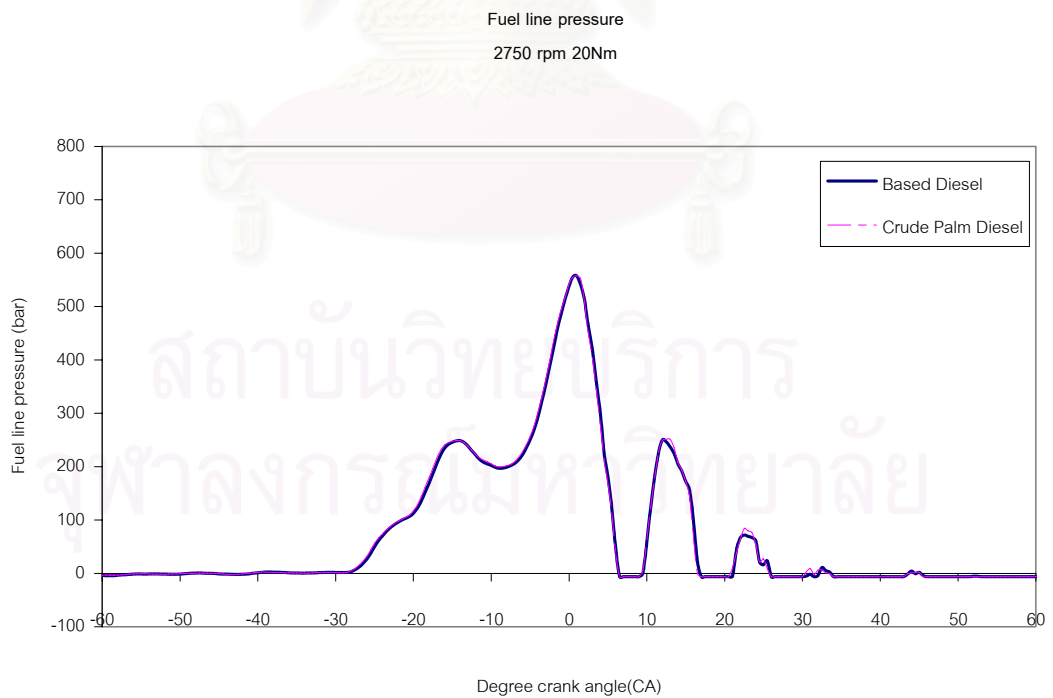
รูปที่ 7- 9(ค) แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2000 rpm, 30 Nm



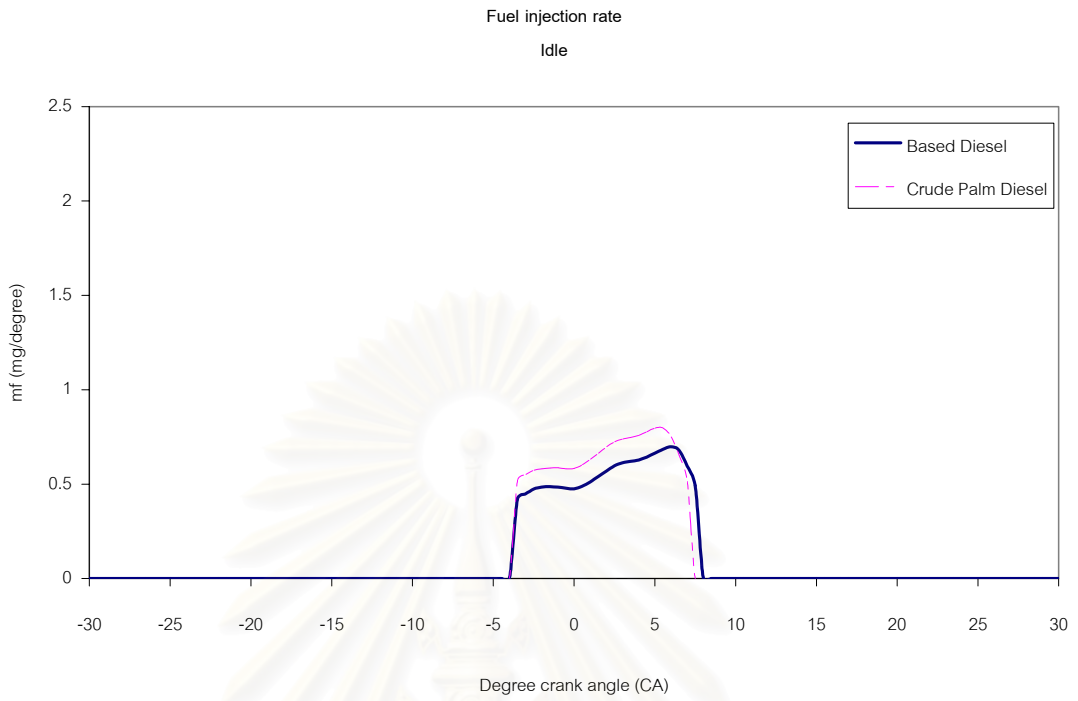
รูปที่ 7- 9(ง) แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2000 rpm, 50 Nm



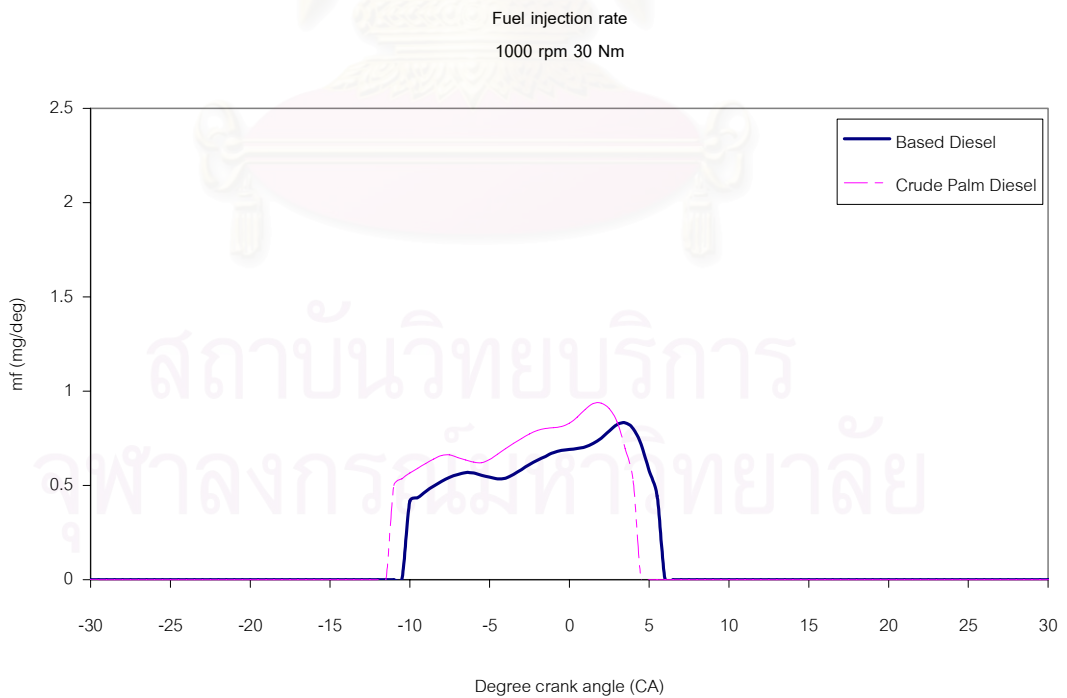
รูปที่ 7- 9(จ) แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2250 rpm, 20 Nm.



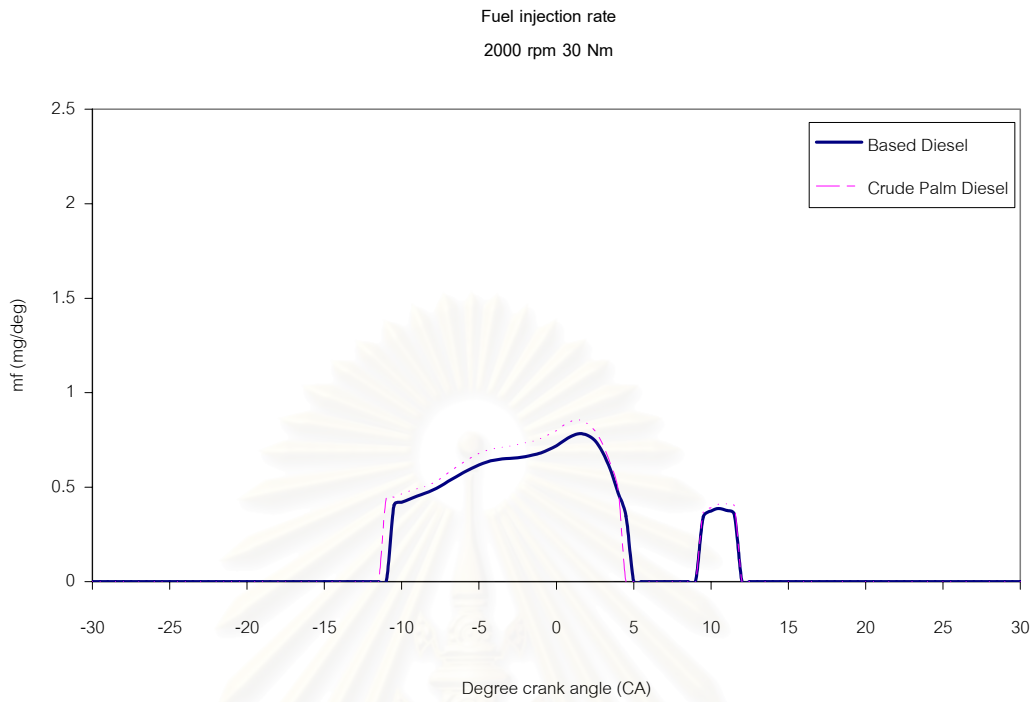
รูปที่ 7- 9(ข) แสดงความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2750 rpm, 20 Nm.



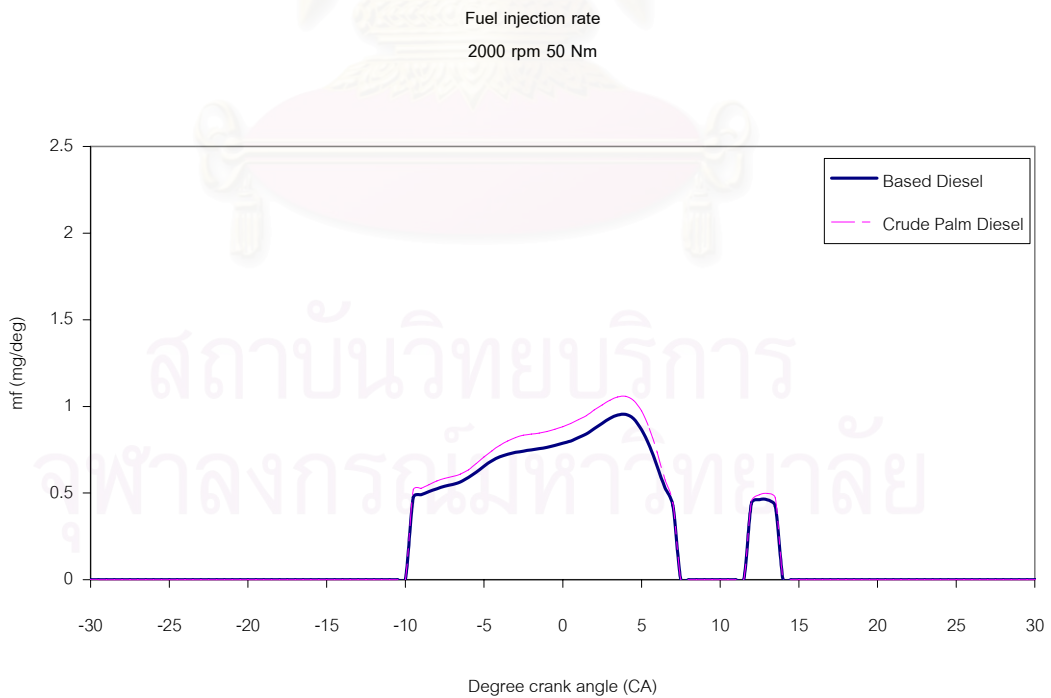
รูปที่ 7- 10(ก) แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่รอบเดินเบา



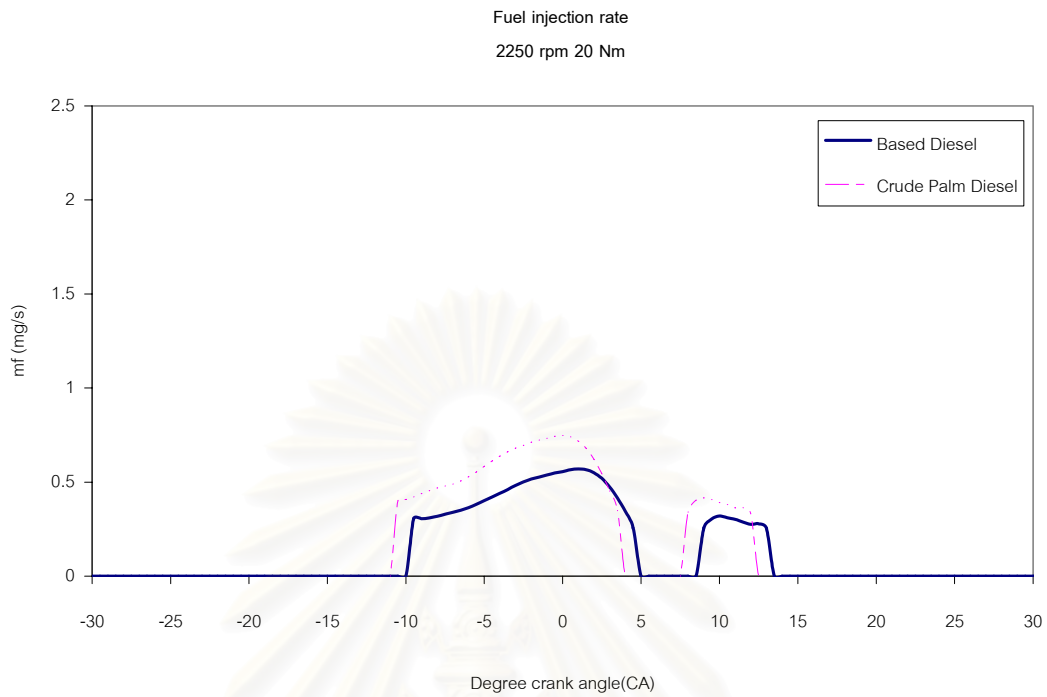
รูปที่ 7- 10(ข) แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่ 1000 rpm, 30 Nm.



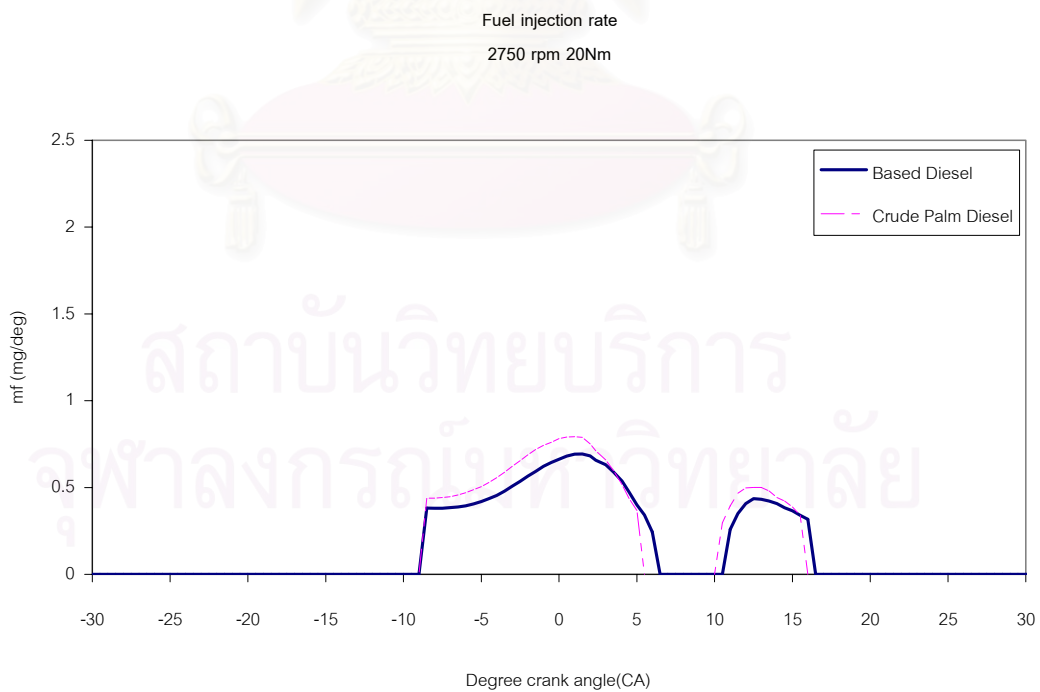
รูปที่ 7- 10(ค) แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2000 rpm, 30 Nm



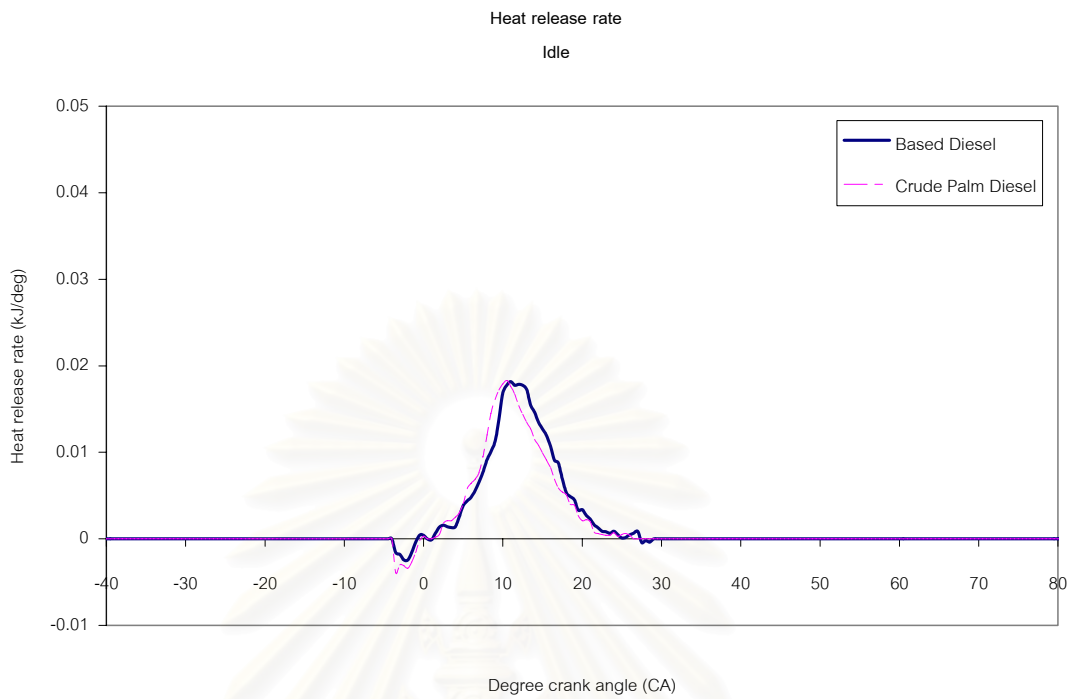
รูปที่ 7- 10(ง) แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2000 rpm, 50 Nm



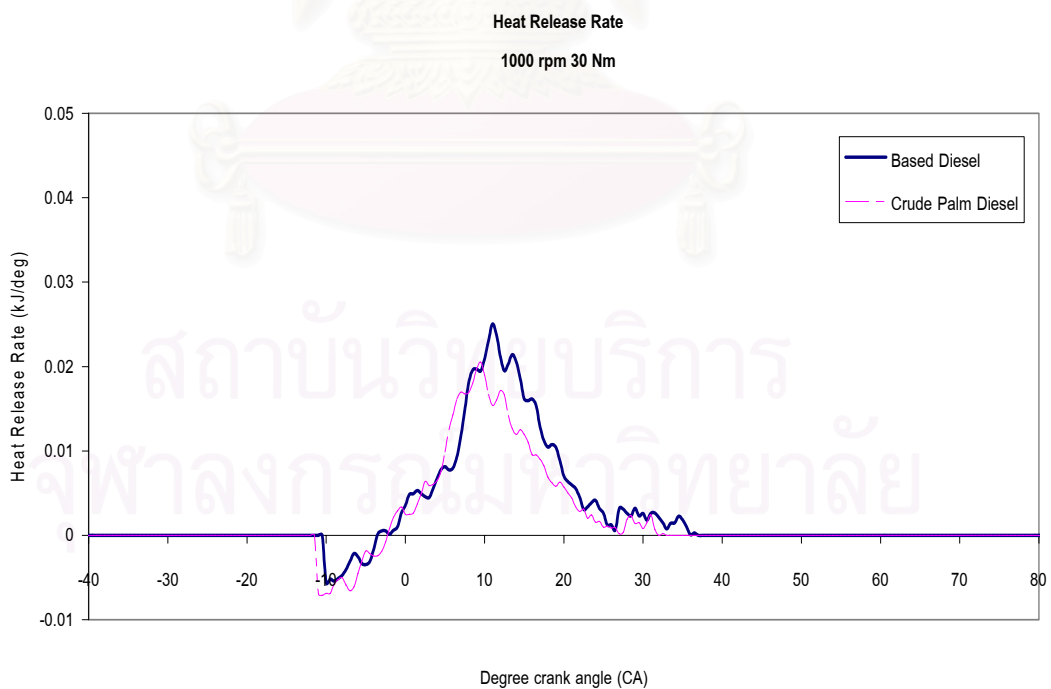
รูปที่ 7- 10(จ) แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2250 rpm, 20 Nm.



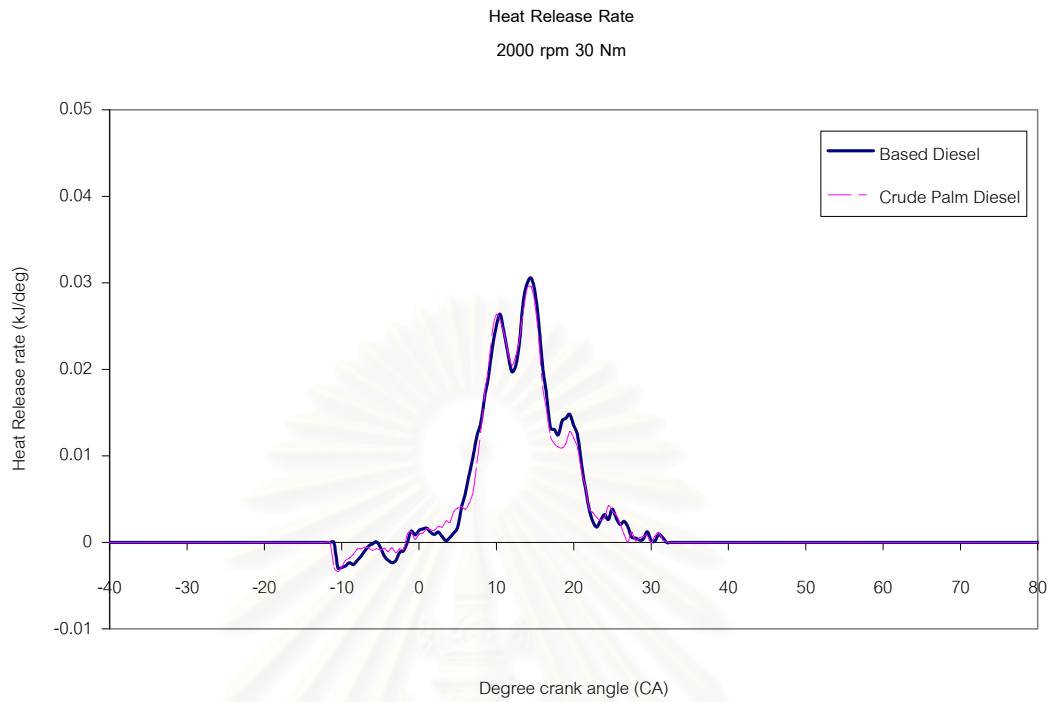
รูปที่ 7- 10(ฉ) แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2750 rpm, 20 Nm.



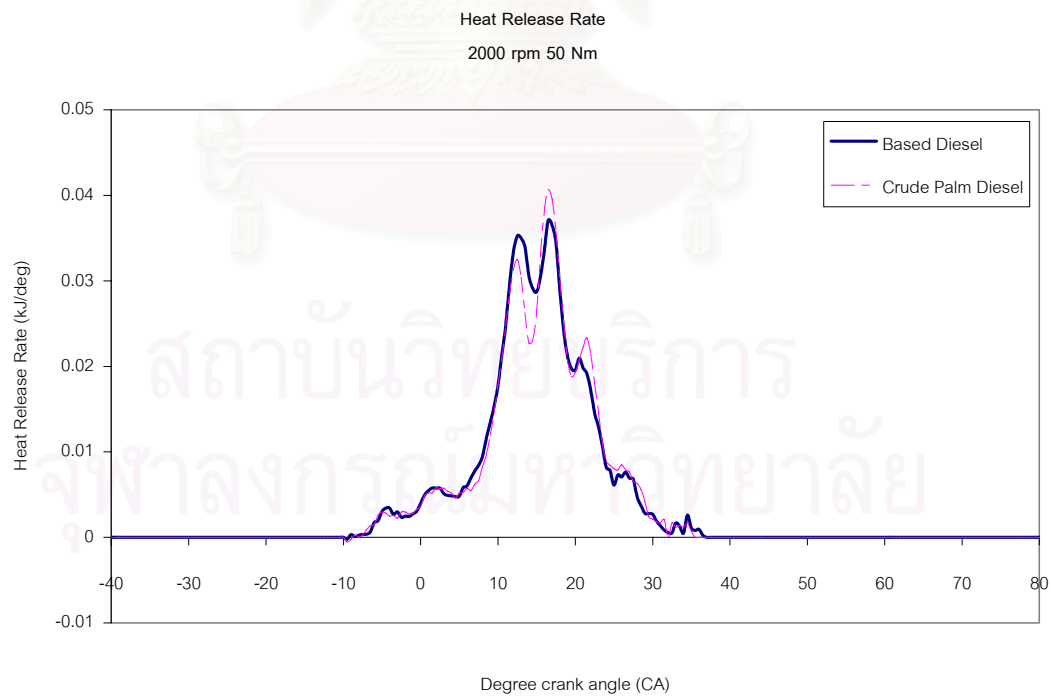
รูปที่ 7- 11(ก) แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่รอบเดินเบา



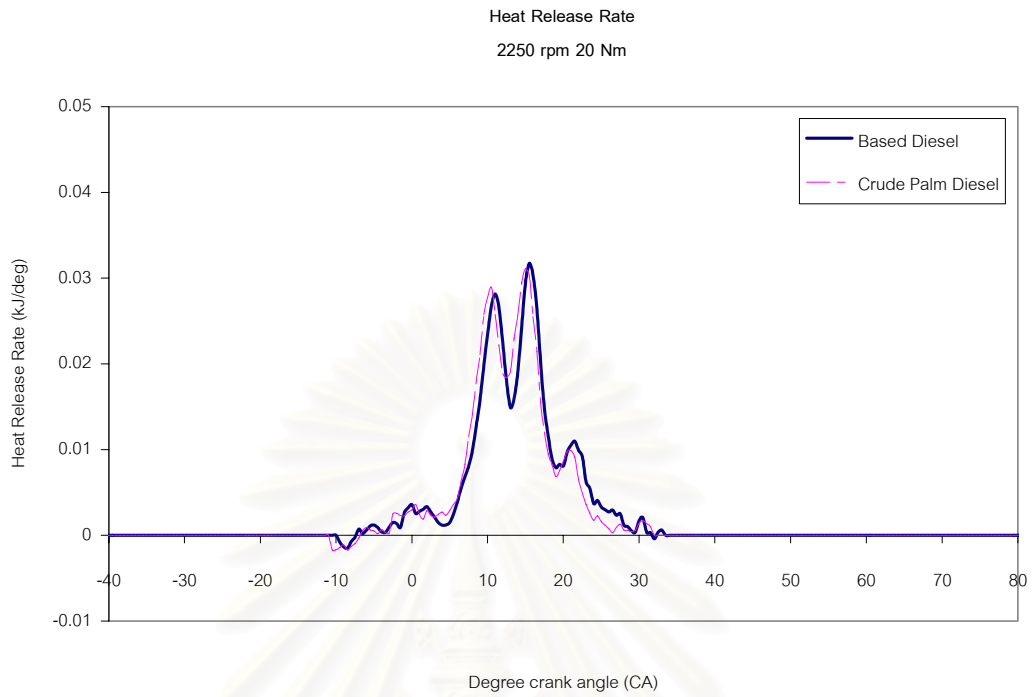
รูปที่ 7- 11(ข) แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 1000 rpm, 30 Nm.



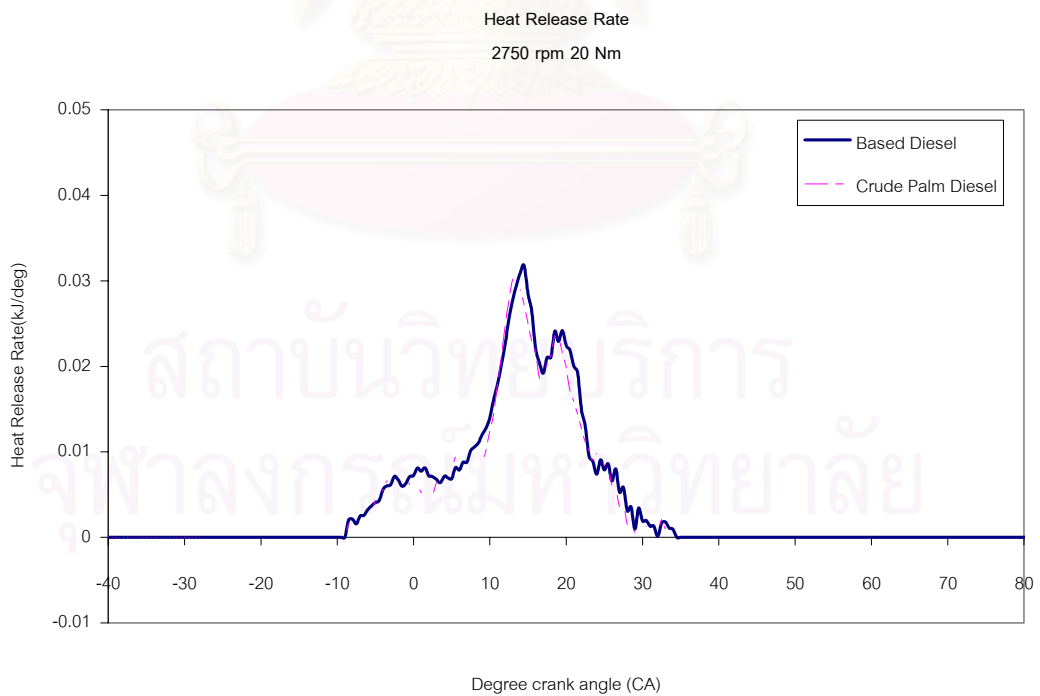
รูปที่ 7- 11(ค) แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2000 rpm, 30 Nm.



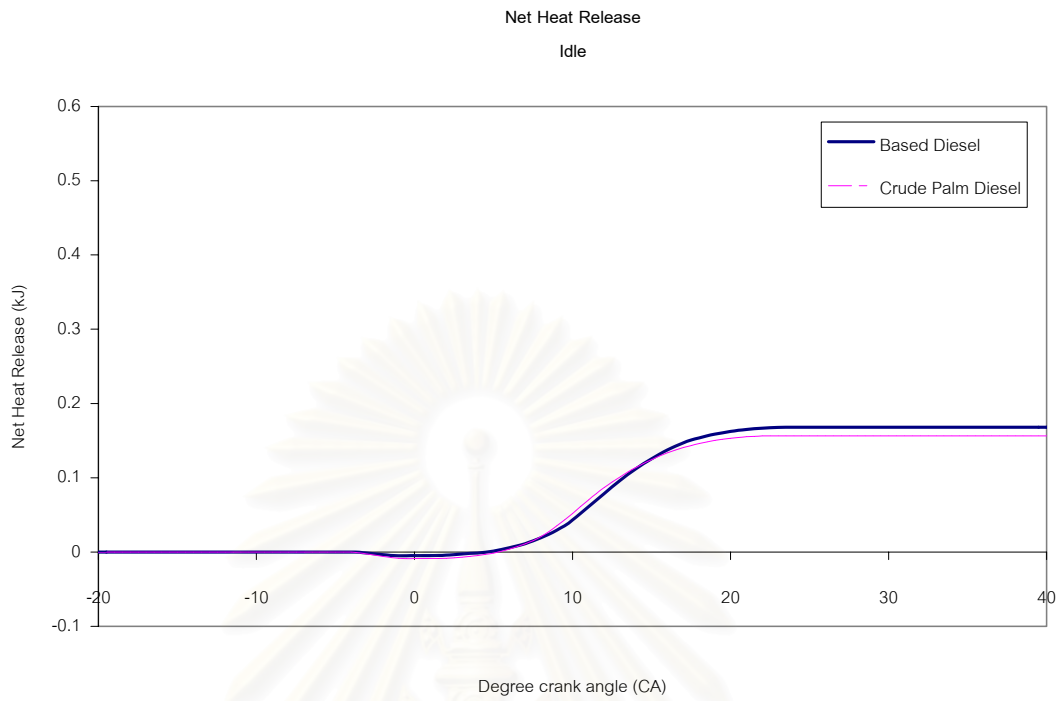
รูปที่ 7- 11(ง) แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2000 rpm, 50 Nm.



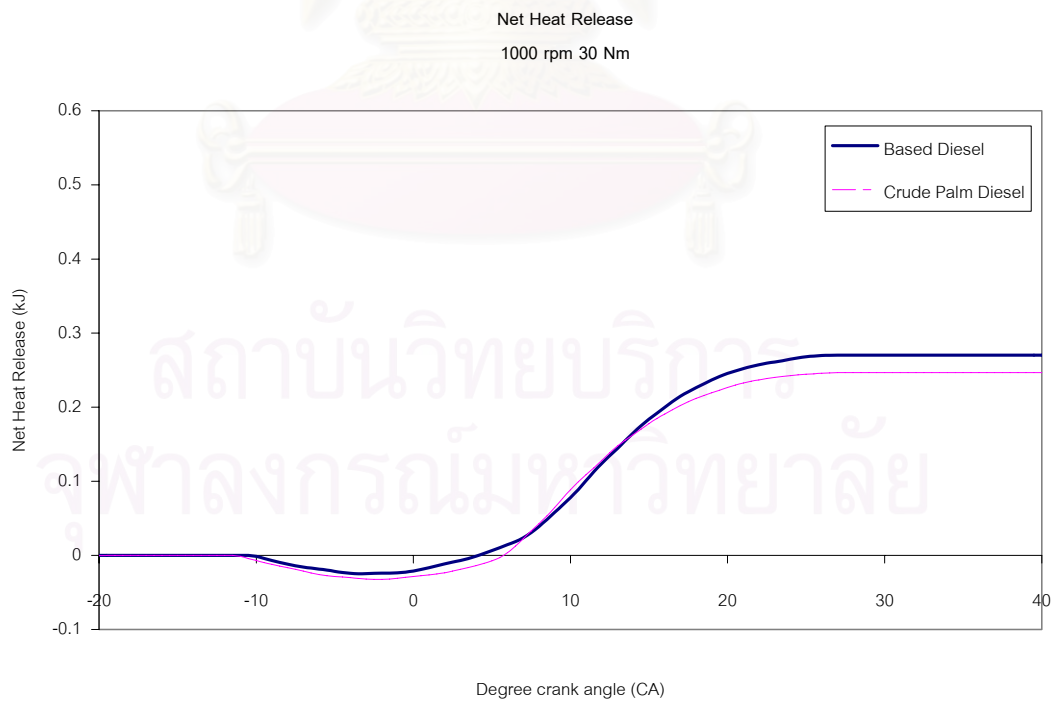
รูปที่ 7- 11(จ) แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2250 rpm, 20 Nm.



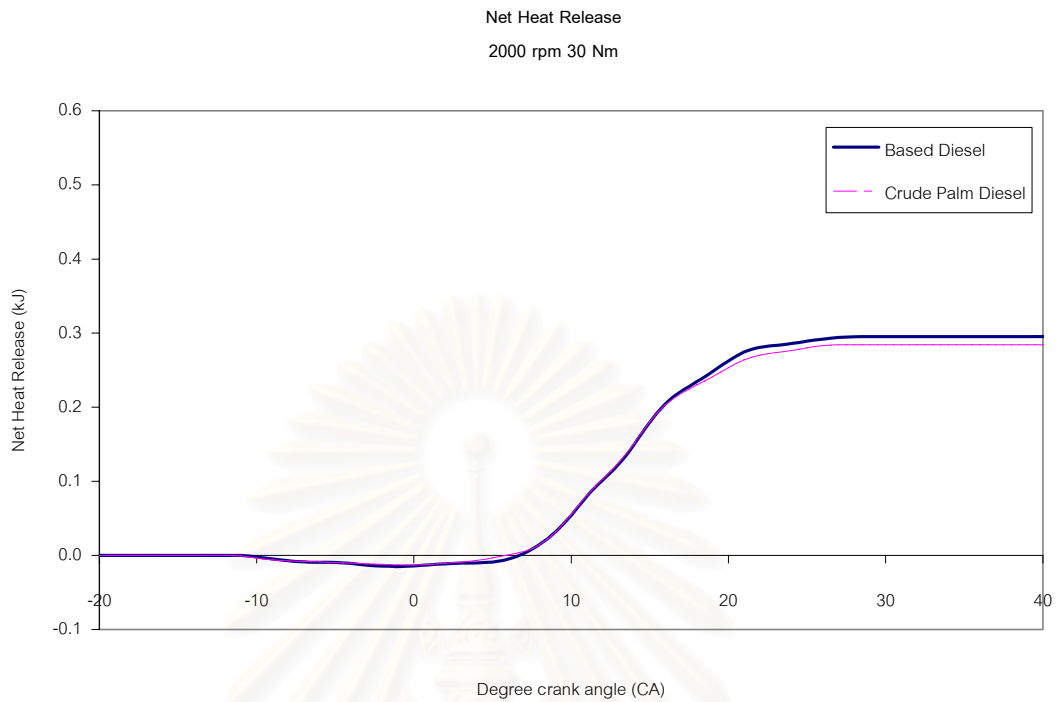
รูปที่ 7- 11(ฉ) แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2750 rpm, 20 Nm.



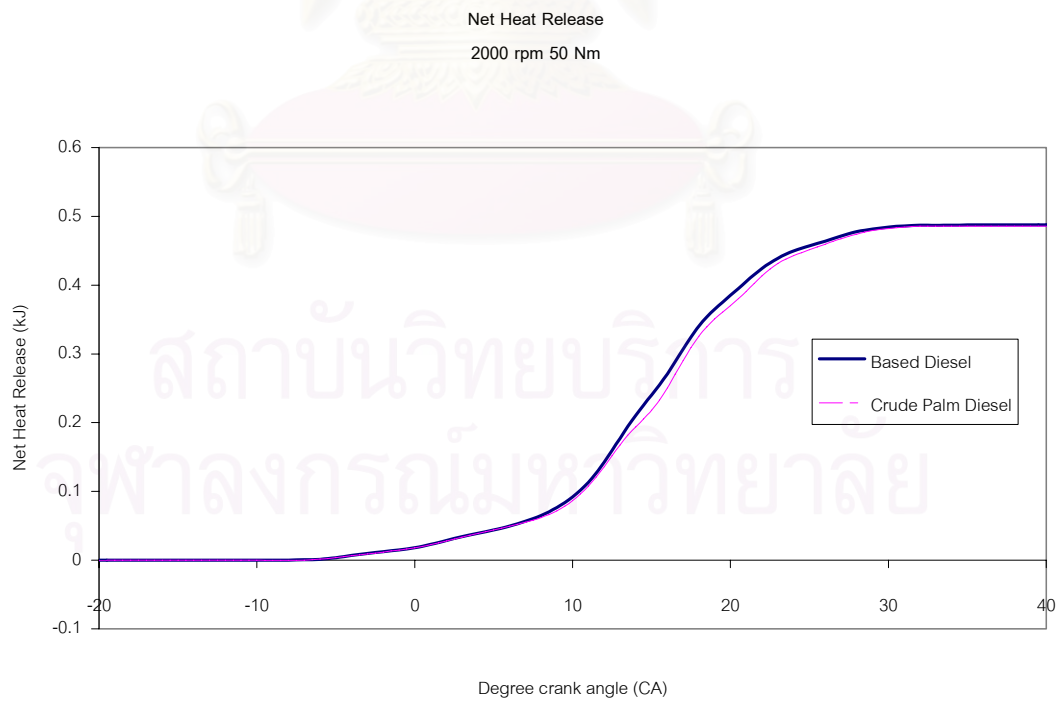
รูปที่ 7- 12(ก) แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่รอบเดินเบา



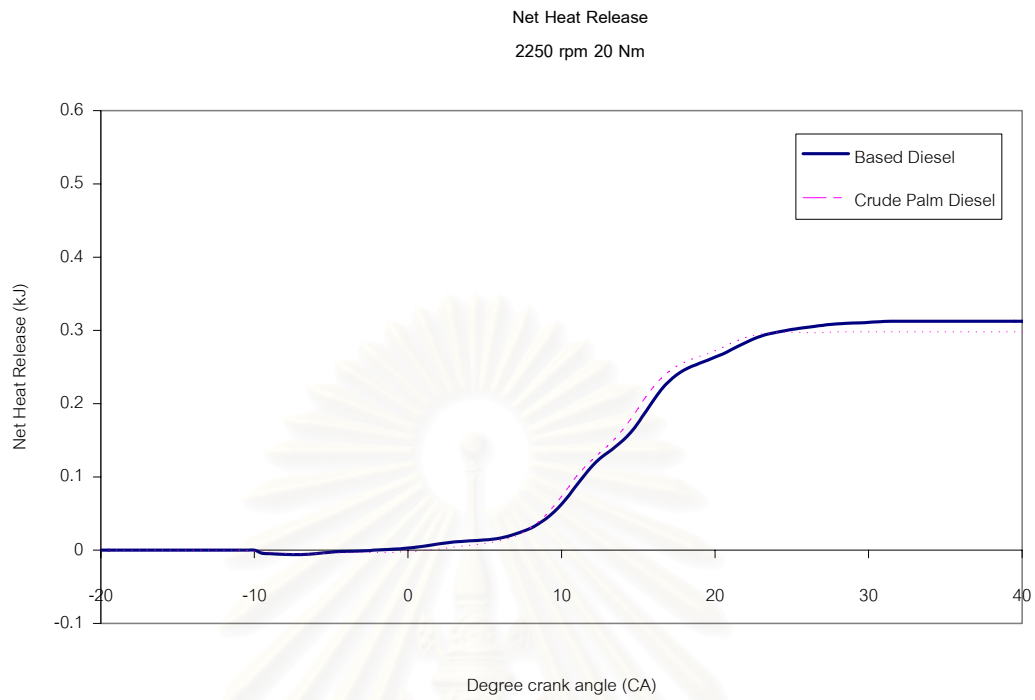
รูปที่ 7- 12(ข) แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 1000 rpm, 30 Nm.



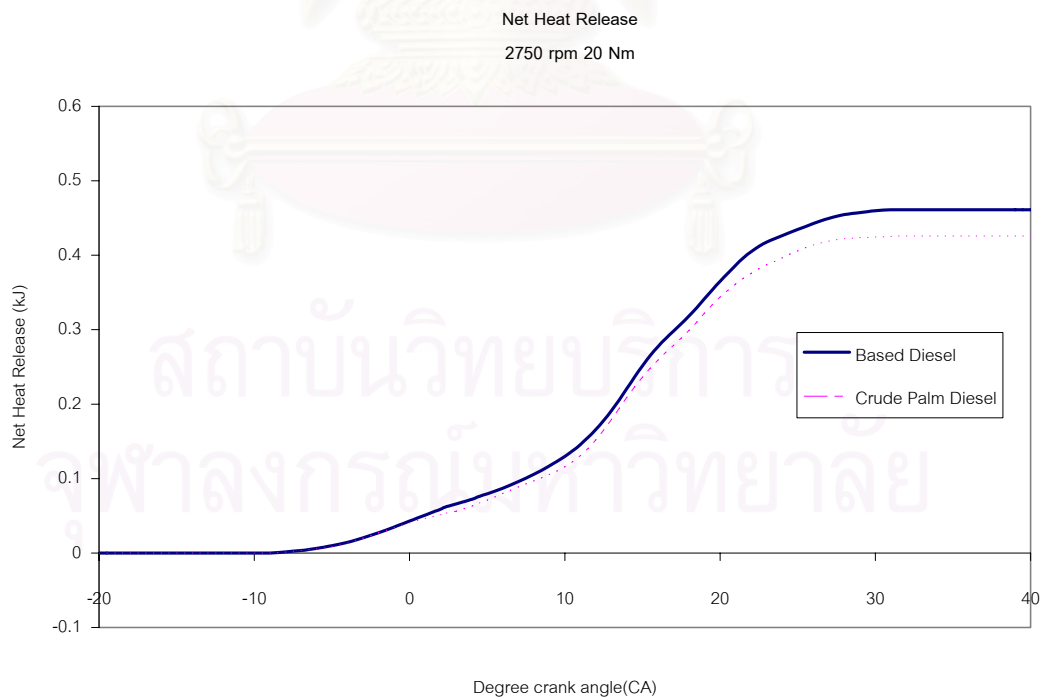
รูปที่ 7- 12(ค) แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2000 rpm, 30 Nm.



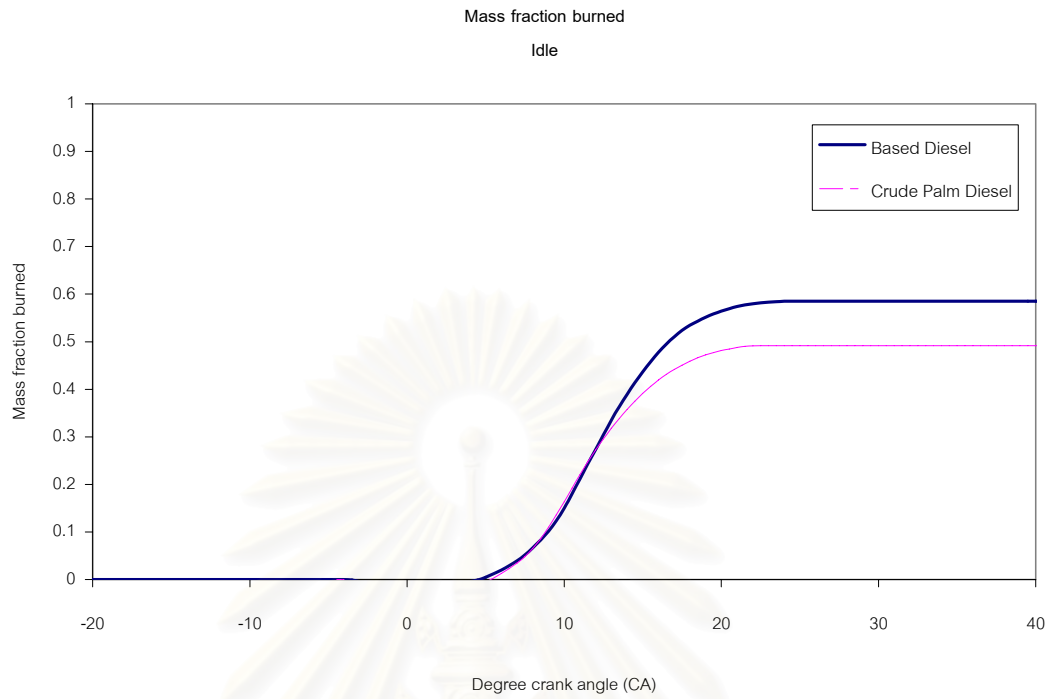
รูปที่ 7- 12(ง) แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2000 rpm, 50 Nm.



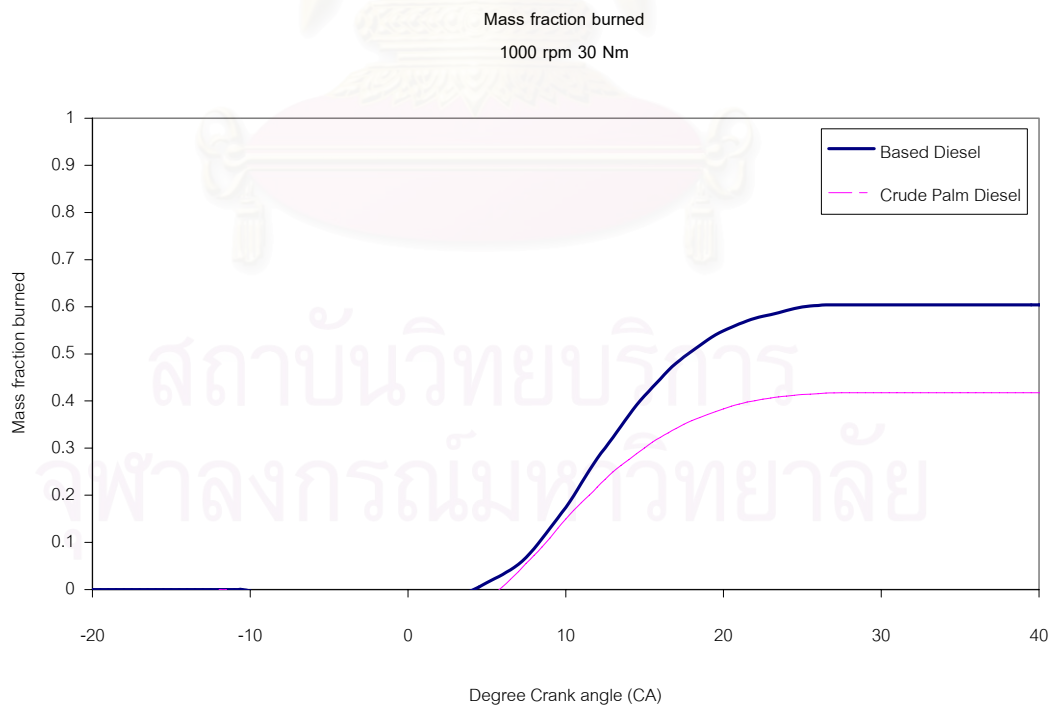
รูปที่ 7- 12(จ) แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2250 rpm, 20 Nm.



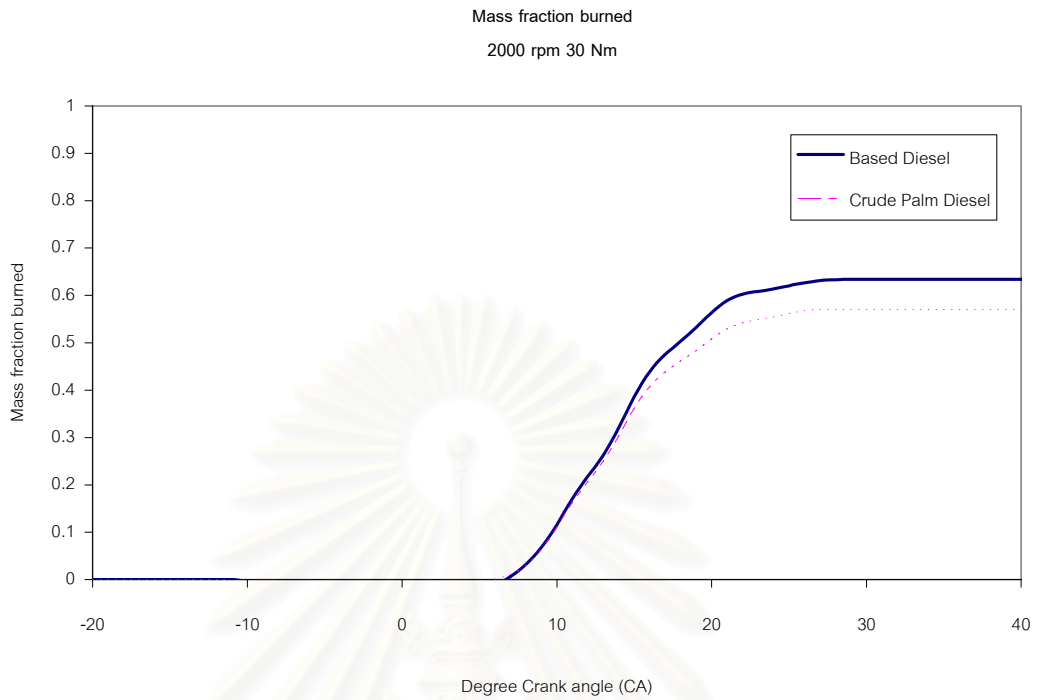
รูปที่ 7- 12(ข) แสดงการปล่อยความร้อนสุทธิของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2750 rpm, 20 Nm.



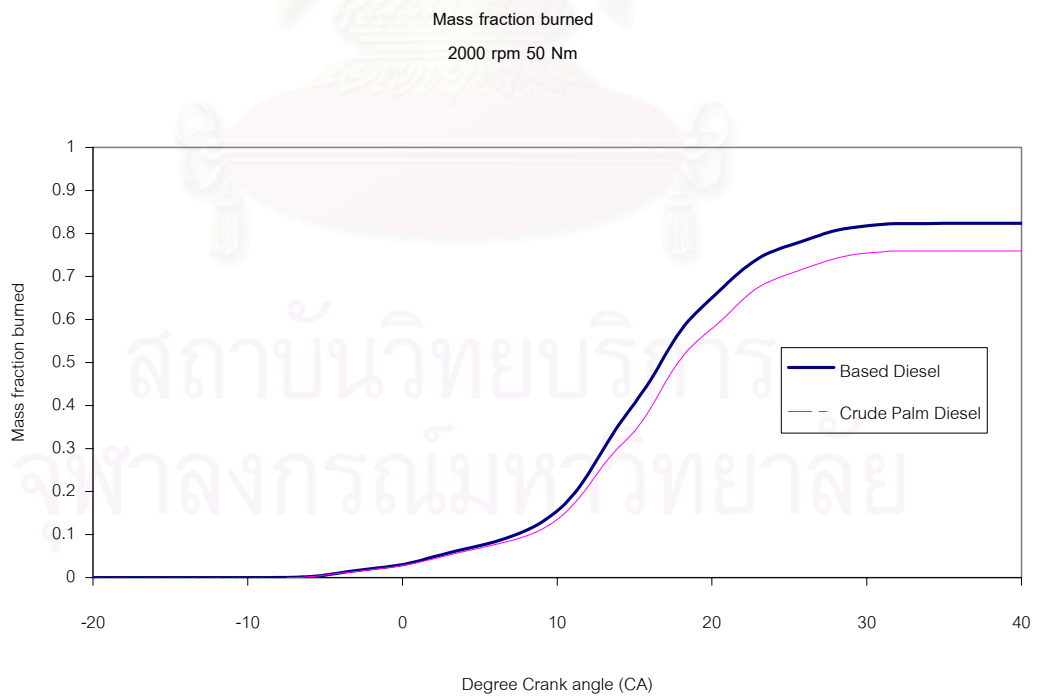
รูปที่ 7- 13(ก) แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่รอบเดินเบา



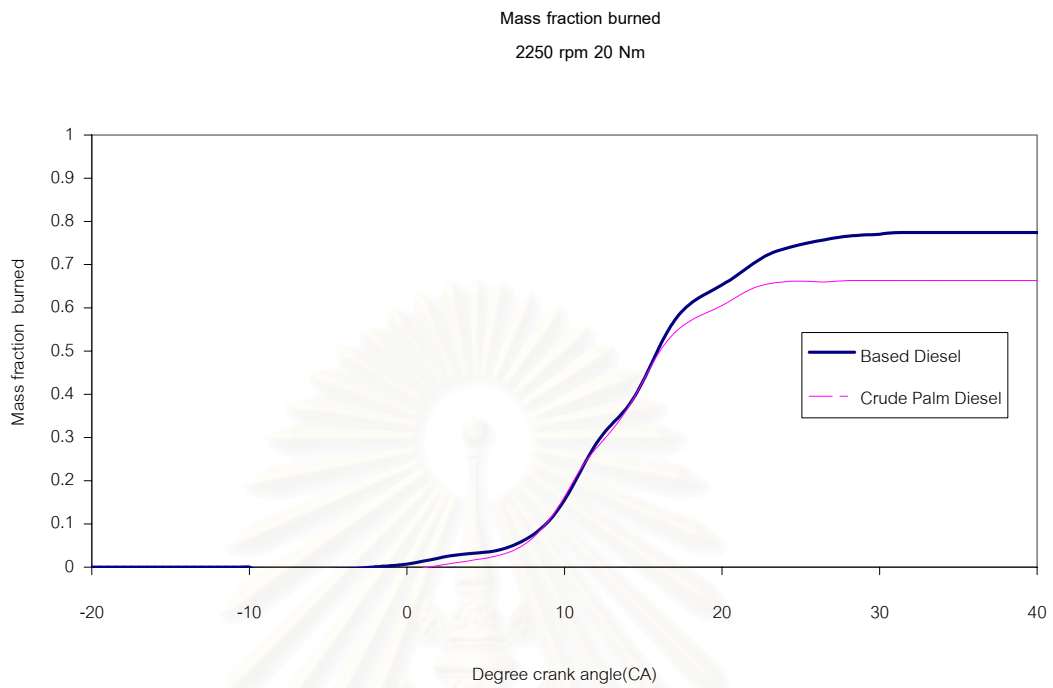
รูปที่ 7- 13(ข) แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่ 1000 rpm, 30 Nm.



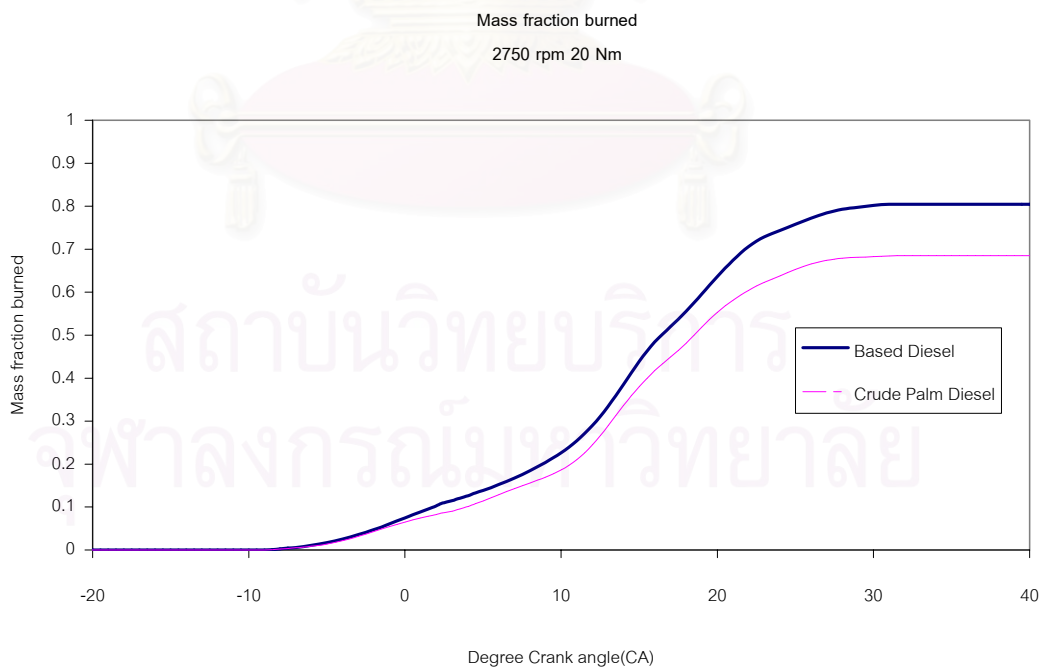
รูปที่ 7- 13(ค) แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2000 rpm, 30 Nm.



รูปที่ 7- 13(ง) แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2000 rpm, 50 Nm.



รูปที่ 7- 13(จ) แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2250 rpm, 20 Nm.



รูปที่ 7- 13(ข) แสดงสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล
ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

ตารางที่ 7-5 ผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล

Speed	Torque	Bmep	P max	SOI	SOC	Ignition Delay	Ignition Delay	10% Xb	duration from SOC to 10% Xb (ms)
(rpm)	(Nm)	(kPa)	(bar)	(°CA)	(°CA)	(°CA)	(ms)	(°CA)	(ms)
761	idle	-	53.26	-4.0	5.5	9.5	2.08	8.0	0.55
1000	30	150.78	58.45	-10.5	2.0	12.5	2.08	7.5	0.92
2000	30	150.78	61.48	-11.0	7.5	18.5	1.54	9.0	0.13
2000	50	251.30	61.72	-10.0	-4.5	5.5	0.46	6.0	0.88
2250	20	100.52	64.98	-10.0	0.5	10.5	0.78	8.5	0.59
2750	20	100.52	63.90	-9.0	-5.5	3.5	0.21	0.5	0.36

ตารางที่ 7-5 ผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล(ต่อ)

Speed	Torque	90% Xb	duration from SOC to 90% Xb (ms)	duration 10-90% Xb (ms)	EOC (°CA)	Burn Duration (°CA)	Burn Duration (ms)
(rpm)	(Nm)	(°CA)	(ms)	(ms)	(°CA)	(°CA)	(ms)
761	idle	17.5	2.63	2.08	20.0	14.5	3.18
1000	30	19.0	2.83	1.92	23.0	21.0	3.50
2000	30	20.0	1.04	0.92	30.5	23.0	1.92
2000	50	23.0	2.29	1.42	30.0	34.5	2.88
2250	20	22.0	1.59	1.00	28.5	28.0	2.07
2750	20	23.0	1.73	1.36	29.0	34.5	2.09

ตารางที่ 7-5 ผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล(ต่อ)

Speed	Torque	dQ max(kJ/deg)		time to peak dQ	Q max (kJ)	X _b max	m _f (mg/cycle)	T _{exh} (°C)	η _f (%)
		ค่า	(°CA)						
(rpm)	(Nm)								
761	idle	0.0182	11.0	3.29	0.1634	0.0568	6.22	95	-
1000	30	0.0250	11.0	3.58	0.2628	0.5877	9.63	142	21.03
2000	30	0.0306	14.5	2.13	0.2866	0.6151	9.99	188	20.18
2000	50	0.0371	16.5	2.21	0.4877	0.8239	12.64	233	26.44
2250	20	0.0317	15.5	1.89	0.3124	0.7744	8.72	176	15.56
2750	20	0.0318	14.5	1.42	0.4611	0.9829	9.56	206	14.22

ตารางที่ 7-6 ผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล

Speed (rpm)	Torque (Nm)	Bmep (kPa)	P max (bar)	SOI (°CA)	SOC (°CA)	Ignition Delay (°CA)	Ignition Delay (ms)	10% Xb (°CA)	duration from SOC to 10% Xb (ms)
758	idle	-	53.31	-4.0	6.0	10.0	2.20	8.0	0.44
1000	30	150.78	59.45	-11.5	1.5	13.0	2.17	7.5	1.00
2000	30	150.78	61.84	-11.5	6.5	17.5	1.50	9.0	0.21
2000	50	251.30	61.74	-10.0	-4.5	5.5	0.46	6.0	0.88
2250	20	100.52	64.97	-11.0	3.0	14.0	1.04	8.0	0.37
2750	20	100.52	64.66	-9.0	-5.5	3.5	0.21	0.5	0.36

ตารางที่ 7-6 ผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล(ต่อ)

Speed (rpm)	Torque (Nm)	90% Xb (°CA)	duration from SOC to 90% Xb (ms)	duration 10-90% Xb (ms)	EOC (°CA)	Burn Duration (°CA)	Burn Duration (ms)
758	idle	17.5	2.53	2.09	21.0	15.0	3.30
1000	30	19.5	3.00	2.00	25.0	23.5	3.92
2000	30	17.5	0.92	0.71	29.0	22.5	1.88
2000	50	23.5	2.33	1.46	29.5	34.0	2.83
2250	20	20.0	1.26	0.89	23.5	20.5	1.52
2750	20	23.0	1.73	1.36	28.0	33.5	2.03

ตารางที่ 7-6 ผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล(ต่อ)

Speed (rpm)	Torque (Nm)	dQ max(kJ/deg)		time to peak dQ	Q max (kJ)	X _b max	mf (mg/cycle)	T _{exh} (°C)	η _f (%)
		ค่า	(°CA)						
758	idle	0.0183	10.5	3.19	0.1564	0.4917	7.04	95	-
1000	30	0.0205	9.5	3.50	0.2056	0.4174	10.77	141	18.45
2000	30	0.0296	14.5	2.17	0.2483	0.5700	10.88	189	18.18
2000	50	0.0407	16.5	2.21	0.4858	0.7597	13.97	234	23.65
2250	20	0.0311	15.0	1.93	0.2982	0.6632	9.81	177	13.44
2750	20	0.0302	13.0	1.33	0.4258	0.8896	10.46	208	12.65

ผลการวิเคราะห์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล แสดงไว้ดังตารางที่ 7-5 และ 7-6 ตามลำดับ

จากตารางที่ 7-5 และ 7-6 พบว่าความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดจากการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล จะมีความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดมากกว่าดีเซลเล็กน้อย ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรของปาล์มดิบดีเซลมากกว่าดีเซลเล็กน้อย ($0.9 - 1.3 \text{ mg/cycle}$) และประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของดีเซลมากกว่าปาล์มดิบดีเซล ($1.57 - 2.79\%$)

จากการวิเคราะห์ตำแหน่งเริ่มฉีดเชื้อเพลิง(SOI) และตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้(SOC) พบว่าช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition delay) ของเชื้อเพลิงปาล์มดีเซลยาวกว่าดีเซลเล็กน้อยหรือใกล้เคียงกัน โดยแตกต่างกันในช่วง ($0 - 0.26 \text{ ms}$) ยกเว้นที่ 2000 rev/min , 30 Nm . ว่าช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงดีเซลจะยาวกว่าปาล์มดิบดีเซล (0.04 ms)

จุดที่เชื้อเพลิงเผาไหม้ไปแล้ว 10% ของเชื้อเพลิงทั้งสองเกิดที่ตำแหน่งใกล้เคียงกัน และช่วงเวลาจากจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ถึงจุดที่เชื้อเพลิงเผาไหม้ไปแล้ว 10% ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลยาวกว่าดีเซล โดยแตกต่างกันในช่วง ($0 - 0.08 \text{ ms}$) ยกเว้นที่รอบเดินเบา และ 2250 rev/min , 20 Nm . ช่วงเวลาจากจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ถึงจุดที่เชื้อเพลิงเผาไหม้ไปแล้ว 10% ของเชื้อเพลิงดีเซลจะยาวกว่าปาล์มดิบดีเซล (0.11 ms และ 0.22 ms ตามลำดับ)

ช่วงเวลาจากจุดที่เชื้อเพลิงเผาไหม้ไปแล้ว 10% ถึง จุดที่เชื้อเพลิงเผาไหม้ไปแล้ว 90% ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลยาวกว่าดีเซล โดยแตกต่างกันในช่วง ($0 - 0.08 \text{ ms}$) ยกเว้นที่ 2000 rev/min , 30 Nm . และ 2250 rev/min , 20 Nm . ช่วงเวลาจากจุดที่เชื้อเพลิงเผาไหม้ไปแล้ว 10% ถึง จุดที่เชื้อเพลิงเผาไหม้ไปแล้ว 90% ของเชื้อเพลิงดีเซลยาวกว่าปาล์มดิบดีเซล (0.11 ms และ 0.21 ms ตามลำดับ)

เมื่อพิจารณาจากจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ พบว่าเมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล แนวโน้มของช่วงการเผาไหม้ (Burn duration) ยาวกว่าปาล์มดีเซล โดยแตกต่างกันในช่วง ($0.04 - 0.56 \text{ ms}$) ยกเว้นที่รอบเดินเบา และ 1000 rev/min , 30 Nm . ช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะยาวกว่าดีเซล (0.12 ms และ 0.42 ms ตามลำดับ)

อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุด(dQ_{max})ของปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มต่ำกว่าดีเซล และจุดที่เกิดอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของปาล์มดิบดีเซลจะเกิดใกล้เคียงกับดีเซล หรือก่อนดีเซลเล็กน้อย โดยช่วงเวลาตั้งแต่เริ่มฉีดเชื้อเพลิงจนถึงจุดที่มีอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มสั้นกว่าดีเซล ยกเว้นที่ 2250 rev/min , 20 Nm . และ 2750 rev/min , 20 Nm . ส่วนปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิสูงสุดของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะน้อยกว่าดีเซล และเชื้อเพลิงดีเซลจะมีสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้สูงสุดมากกว่าปาล์มดิบดีเซล

ผลการเปรียบเทียบระหว่างการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลกับดีเซล
ดังที่กล่าวมาสรุปไว้ในตารางที่ 7-7

ตารางที่ 7-7 ผลการเปรียบเทียบระหว่างการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลกับดีเซล

จุดทำงาน	ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุด (bar)			ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักร (mg/cycle)		
	ดีเซล	ปาล์มดิบดีเซล	ความแตกต่าง	ดีเซล	ปาล์มดิบดีเซล	ความแตกต่าง
idle	53.26	53.31	0.05	6.22	7.04	0.82
1000 rpm, 30 N.m	58.45	59.45	0.99	9.63	10.77	1.15
2000 rpm, 30 N.m	61.48	61.84	0.36	9.99	10.88	0.89
2000 rpm, 50 N.m	61.72	61.74	0.02	12.64	13.97	1.32
2250 rpm, 20 N.m	64.98	64.97	-0.01	8.72	9.81	1.09
2750 rpm, 20 N.m	63.90	64.66	0.75	9.56	10.46	0.90

ตารางที่ 7-7 ผลการเปรียบเทียบระหว่างการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลกับดีเซล(ต่อ)

จุดทำงาน	η_f (%)			Ignition delay (ms)		
	ดีเซล	ปาล์มดิบดีเซล	ความแตกต่าง	ดีเซล	ปาล์มดิบดีเซล	ความแตกต่าง
idle	-	-	-	2.08	2.20	0.12
1000 rpm, 30 N.m	21.03	18.45	-2.58	2.08	2.17	0.08
2000 rpm, 30 N.m	20.18	18.18	-2.00	1.54	1.50	-0.04
2000 rpm, 50 N.m	26.44	23.65	-2.79	0.46	0.46	0.00
2250 rpm, 20 N.m	15.56	13.44	-2.11	0.78	1.04	0.26
2750 rpm, 20 N.m	14.22	12.65	-1.57	0.21	0.21	0.00

ตารางที่ 7-7 ผลการเปรียบเทียบระหว่างการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลกับดีเซล(ต่อ)

จุดทำงาน	duration from SOC to 10% Xb (ms)			duration from 10 % Xb to 90% Xb (ms)		
	ดีเซล	ปาล์มดิบดีเซล	ความแตกต่าง	ดีเซล	ปาล์มดิบดีเซล	ความแตกต่าง
idle	0.55	0.44	-0.11	2.08	2.09	0.01
1000 rpm, 30 N.m	0.92	1.00	0.08	1.92	2.00	0.08
2000 rpm, 30 N.m	0.13	0.21	0.08	0.92	0.71	-0.21
2000 rpm, 50 N.m	0.88	0.88	0.00	1.42	1.46	0.04
2250 rpm, 20 N.m	0.59	0.37	-0.22	1.00	0.89	-0.11
2750 rpm, 20 N.m	0.36	0.36	0.00	1.36	1.36	0.00

ตารางที่ 7-7 ผลการเปรียบเทียบระหว่างการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลกับดีเซล(ต่อ)

จุดทำงาน	อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุด (kJ/deg)			burn duration (ms)		
	ดีเซล	ปาล์มดิบดีเซล	ความแตกต่าง	ดีเซล	ปาล์มดิบดีเซล	ความแตกต่าง
idle	0.0182	0.0183	0.0001	3.18	3.30	0.12
1000 rpm, 30 N.m	0.0250	0.0205	-0.0045	3.50	3.92	0.42
2000 rpm, 30 N.m	0.0306	0.0296	-0.0010	1.92	1.88	-0.04
2000 rpm, 50 N.m	0.0371	0.0407	0.0036	2.88	2.83	-0.04
2250 rpm, 20 N.m	0.0317	0.0311	-0.0006	2.07	1.52	-0.56
2750 rpm, 20 N.m	0.0318	0.0302	-0.0016	2.09	2.03	-0.06

หมายเหตุ : ความแตกต่าง = ค่าของปาล์มดิบดีเซล - ค่าของดีเซล

บทที่ 8

ผลการถ่ายภาพปรากฏการณ์เผาไหม้

จากการศึกษาภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ ล่วงหน้าที่มีอากาศหมุนโดยการถ่ายภาพด้วยอุปกรณ์ VisioScope และวิเคราะห์ผลด้วยหลักการ two-color method พบว่าสามารถแบ่งผลการวิเคราะห์ออกเป็น 4 ส่วน ดังนี้

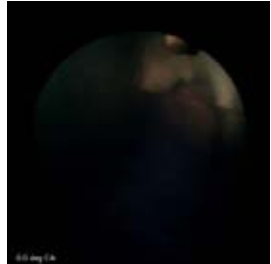
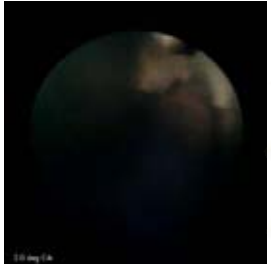
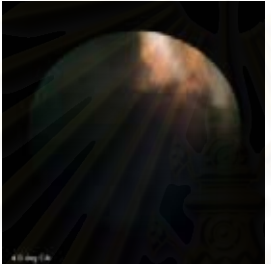
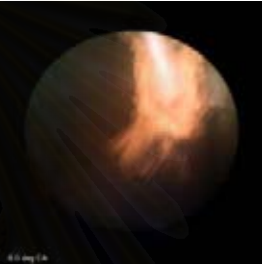

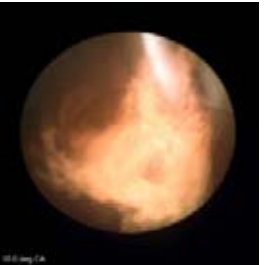

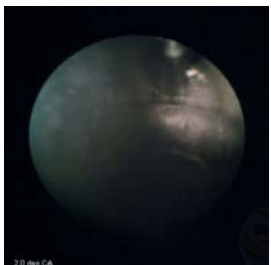
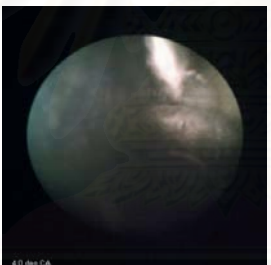
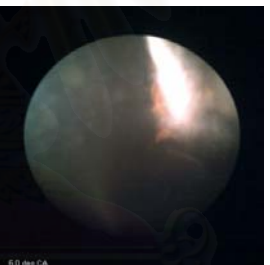
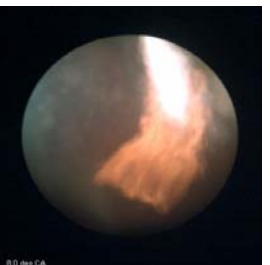

- 1.) สเปรย์เชื้อเพลิง
- 2.) ปรากฏการณ์การเผาไหม้และการแจกแจงความน่าจะเป็น
- 3.) การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นของเขม่า
- 4.) ความสัมพันธ์ระหว่างปรากฏการณ์การเผาไหม้กับแผนภูมิอัตราการปล่อยความร้อน (heat-released rate diagram), ความร้อนสุทธิที่ปล่อย (heat release) และสัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ (mass fraction burned) ที่วิเคราะห์ได้จากการวัดความดันในห้องเผาไหม้

8.1 สเปรย์เชื้อเพลิง

ลักษณะการพัฒนาของสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลเมื่อเปรียบเทียบกับสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลที่จุดทำงานต่างๆ ณ ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ (0, 2, 4, 6, 8 และ 10 °CA) ได้แสดงไว้ในตารางที่ 8-1 (ก ถึง ฉ) และการเปรียบเทียบพัฒนาของสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ณ ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงดังกล่าวในแต่ละจุดทำงานแสดงไว้ในตารางที่ 8-2 และ 8-3 ตามลำดับ



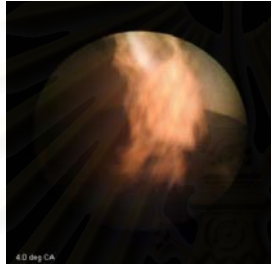
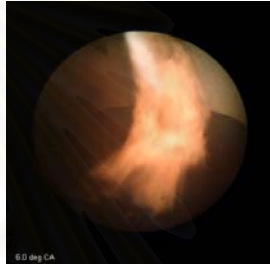
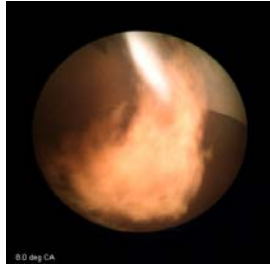
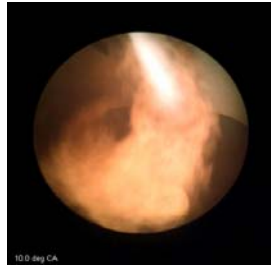


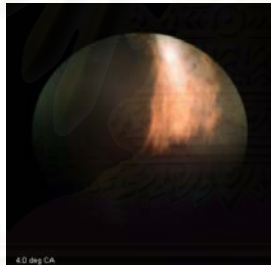
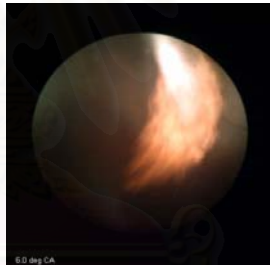


ลักษณะของสเปรย์โดยทั่วไป คือเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดออกมาจากหัวฉีด สเปรย์จะพัฒนาตัวตามแนวแกนของสเปรย์ (spray core) แกนของสเปรย์ซึ่งส่วนใหญ่เป็นของเหลว (liquid core) จะเกิดการสะท้อนแสงแฟลชทำให้ปรากฏภาพเป็นกลุ่มควันขาวพุ่งไปตามแนวแกนของสเปรย์และบริเวณรอบนอกซึ่งเป็นละอองฝอย เมื่อหยุดเชื้อเพลิงที่แตกตัวรวมกับอากาศแวดล้อม และมีสัดส่วนของส่วนผสมที่เหมาะสมจะเกิดการติดไฟ ระยะพุ่ง (penetration) ของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวจะเพิ่มขึ้นตามองศาข้อเหวี่ยงจนกระทั่งถึงค่าสูงสุดที่จุดเริ่มต้นของการเผาไหม้แบบ premixed ซึ่งการระเหยของเชื้อเพลิงและการติดไฟจะเริ่มขึ้น เมื่อการเผาไหม้ของส่วนผสมเริ่มลามขึ้น ระยะพุ่งของสเปรย์จะลดลงอย่างมาก นอกจากนี้ผลของอากาศหมุน (swirl) ในห้องเผาไหม้จะทำให้สเปรย์บิดเบี้ยวและส่วนที่ติดไฟจะถูกพัดพาไปตามทิศทางของอากาศหมุนและถูกดูดผ่าน connecting passage ลงสู่ห้องเผาไหม้หลัก

ตารางที่ 8-1 ก ลักษณะของสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา

	0 °CA ATDC	2 °CA ATDC	4 °CA ATDC	6 °CA ATDC	8 °CA ATDC	10 °CA ATDC
Diesel						
Crude palm diesel						

ที่ความเร็วรอบเดินเบาพบว่าที่ 0 °CA ATDC ยังไม่เห็นสเปรย์ทั้งสองเชื้อเพลิง ที่ 2 °CA ATDC เริ่มเห็นทั้งสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซล และยังไม่เห็นการเปล่งแสงใดๆ ที่ 4 °CA ATDC เห็นสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีระยะพุ่งยาวกว่าสเปรย์ดีเซล และเริ่มเห็นการเปล่งแสงของสเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสอง โดยสเปรย์ดีเซลเริ่มติดไฟก่อนปาล์มดิบดีเซล ที่ 6 °CA ATDC ระยะพุ่งและมุมของสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมากกว่าและสเปรย์เริ่มติดไฟ แต่สเปรย์ดีเซลจะติดไฟได้มากกว่า ที่ 8 °CA ATDC สเปรย์ปาล์มดิบดีเซลยังมีระยะพุ่งและมุมสเปรย์มากกว่าสเปรย์ดีเซล แต่สเปรย์ดีเซลติดไฟได้มากกว่า และเปลวไฟเริ่มถูกพัดพาไปโดยทิศทางของอากาศหมุน และที่ 10 °CA ATDC สเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองติดไฟมากขึ้น และเปลวไฟถูกพัดพาไปโดยทิศทางของอากาศหมุน และถูกดูดผ่าน connecting passage ลงสู่ห้องเผาไหม้หลัก โดยที่สเปรย์ดีเซลติดไฟได้มากกว่าสเปรย์ปาล์มดิบดีเซล


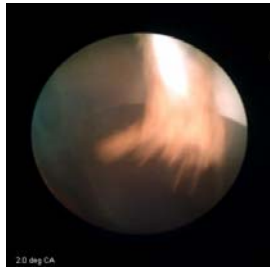
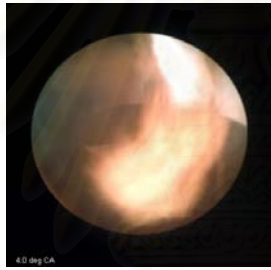




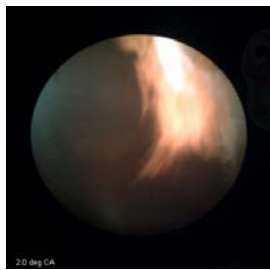
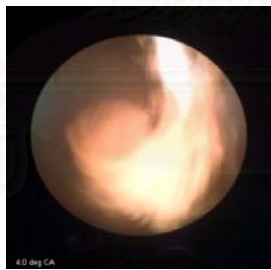



ตารางที่ 8-1 ข ลักษณะของสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.

	0 °CA ATDC	2 °CA ATDC	4 °CA ATDC	6 °CA ATDC	8 °CA ATDC	10 °CA ATDC
Diesel						
Crude palm diesel						

ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm, แรงบิด 30 Nm พบว่าที่ 0 °CA ATDC จะเห็นสเปรย์ของเชื้อเพลิงทั้งสองและยังไม่เห็นการเปล่งแสง โดยสเปรย์ดีเซลเริ่มติดไฟเล็กน้อย ที่ 2 °CA ATDC เห็นสเปรย์ดีเซลที่ยังไม่เปล่งแสงและมีการติดไฟเพิ่มขึ้น ในขณะที่เริ่มเห็นสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลเปล่งแสงเล็กน้อยและเริ่มมีการติดไฟที่ 4 °CA ATDC สเปรย์ดีเซลเริ่มเปล่งแสงและมีการติดไฟเพิ่มขึ้น โดยสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีระยะฟุ้งที่ยาวกว่าสเปรย์ดีเซล แต่สเปรย์ดีเซลจะติดไฟได้มากกว่า ที่ 6 °CA ATDC สเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีการเปล่งแสง, ระยะฟุ้งและมุมของสเปรย์มากกว่าดีเซล แต่สเปรย์ดีเซลจะติดไฟได้มากกว่า และเริ่มถูกพัดพาไปตามทิศทางของอากาศหมุน ที่ 8 °CA ATDC สเปรย์ดีเซลมีระยะฟุ้งและขนาดมุมสเปรย์ที่มากขึ้น มีการติดไฟมากขึ้นและมากกว่าสเปรย์ปาล์มดิบดีเซล แต่สเปรย์ปาล์มดิบดีเซลจะมีมุมสเปรย์มากกว่าดีเซล ขณะที่ระยะฟุ้งใกล้เคียงกัน ที่ 10 °CA ATDC สเปรย์ดีเซลมีระยะฟุ้งเพิ่มขึ้นและยาวกว่าสเปรย์ปาล์มดิบดีเซล ปลายสเปรย์ดีเซลมี

การติดไฟมากขึ้น ซึ่งถูกพัดพาไปตามทิศทางของอากาศหมุน และถูกดูดผ่าน connecting passage ลงสู่ห้องเผาไหม้หลัก โดยสเปร์ย์ปาล์มดิบดีเซลมีมุมสเปร์ย์ที่มากกว่าสเปร์ย์ดีเซล

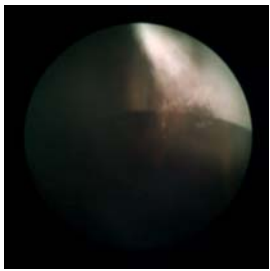
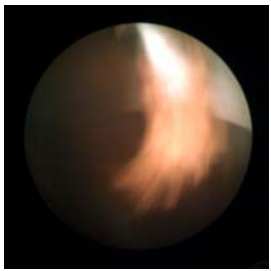
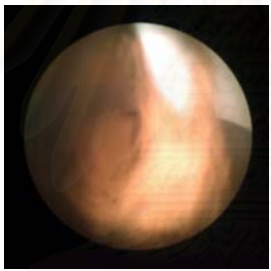
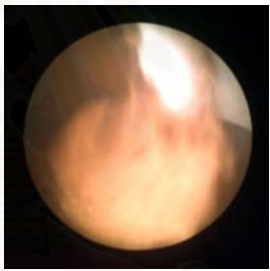
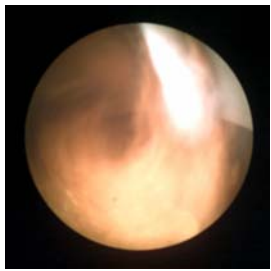
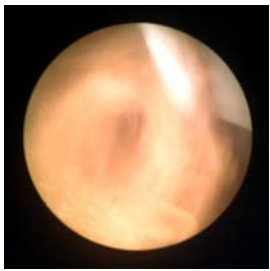
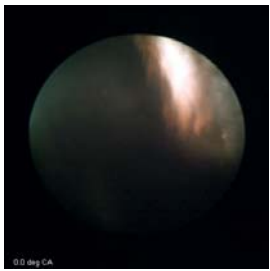
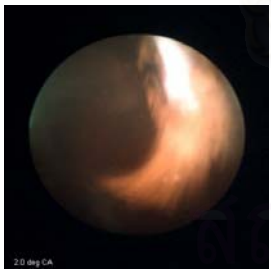
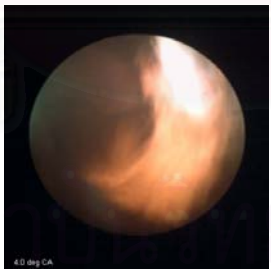
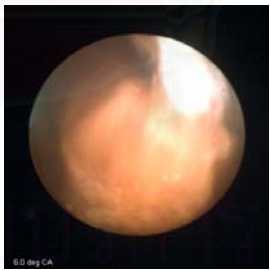


ตารางที่ 8-1 ค ลักษณะของสเปร์ย์เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.

	0 °CA ATDC	2 °CA ATDC	4 °CA ATDC	6 °CA ATDC	8 °CA ATDC	10 °CA ATDC
Diesel						
Crude palm diesel						

ที่ความเร็วรอบ 2000 rpm, แรงบิด 30 Nm. พบว่าที่ 0 °CA ATDC เริ่มเห็นสเปร์ย์เชื้อเพลิงทั้งสอง รวมทั้งการเปล่งแสงและการติดไฟ ที่ 2 °CA ATDC จะเห็นสเปร์ย์เชื้อเพลิงทั้งสองมีระยะพุ่งและการติดไฟเพิ่มขึ้น โดยมีระยะพุ่งที่ใกล้เคียงกัน ที่ 4 °CA ATDC สเปร์ย์เชื้อเพลิงทั้งสองมีการติดไฟเพิ่มขึ้น ซึ่งสเปร์ย์ดีเซลมีระยะพุ่งมากกว่าปาล์มดิบดีเซล โดยบริเวณที่เป็นเปลวไฟจะเริ่มถูกพัดพาไปตามทิศทางของอากาศหมุน ที่ 6 °CA และ 8 °CA ATDC สเปร์ย์

เชื้อเพลิงทั้งสองมีการเปล่งแสง ระยะเวลาของสเปร์ยทั้งสองใกล้เคียงกัน แต่สเปร์ยดีเซลมีการติดไฟได้มากกว่าและบริเวณที่เป็นเปลวไฟจะถูกพัดพาไปตามทิศทางของอากาศหมุน และถูกดูดผ่าน connecting passage ลงสู่ห้องเผาไหม้หลัก ที่ 10 °CA ATDC สเปร์ยดีเซลเริ่มไม่เปล่งแสง ส่วนสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลมีระยะเวลาพุ่งที่สั้นลง แต่มีสเปร์ยใหญ่ขึ้น และติดไฟมากขึ้น โดยเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงมันตัวไปตามทิศทางของอากาศหมุน และถูกดูดผ่าน connecting passage ลงสู่ห้องเผาไหม้หลัก



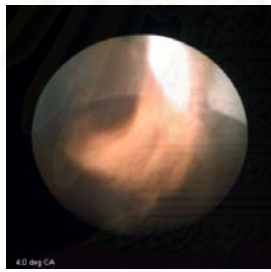
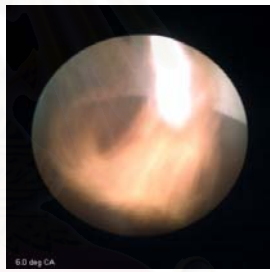


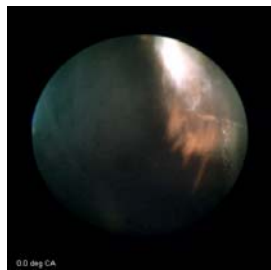
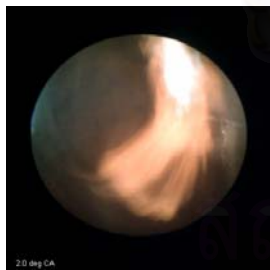
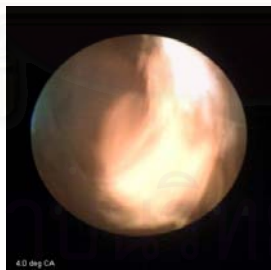
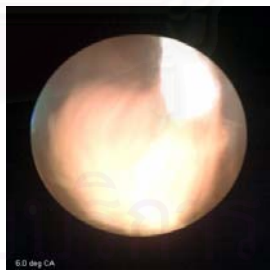


ตารางที่ 8-1 ง ลักษณะของสเปร์ยเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.

	0 °CA ATDC	2 °CA ATDC	4 °CA ATDC	6 °CA ATDC	8 °CA ATDC	10 °CA ATDC
Diesel						
Crude palm diesel						

ที่ความเร็วรอบ 2000 rpm, แรงบิด 50 Nm. พบว่าที่ 0 °CA ATDC เห็นระยะเวลาพุ่งของสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลใกล้เคียงกับสเปร์ยดีเซล และเริ่มติดไฟ ขณะที่สเปร์ยปาล์มดิบดีเซลเริ่มมีการเปล่งแสงก่อน ที่ 2 °CA ATDC ระยะเวลาพุ่งของสเปร์ยเชื้อเพลิงทั้งสองใกล้เคียงกันมีการติดไฟมากขึ้น และสเปร์ยดีเซลเริ่มมีการ

เปล่งแสง โดยบริเวณที่เป็นเปลวไฟเริ่มถูกพัดพาไปตามทิศทางของอากาศหมุน ที่ 4 °CA ,6 °CA และ 8 °CA ATDC ระยะพุ่งของสเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองใกล้เคียงกันและมีการติดไฟมากขึ้น โดยเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงมีการม้วนตัวไปตามทิศทางของอากาศหมุน และถูกดูดผ่าน connecting passage ลงสู่ห้องเผาไหม้หลัก และที่ 10 °CA ATDC สเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองยังคงมีระยะพุ่งใกล้เคียงกัน แต่สเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีมุมสเปรย์มากกว่า



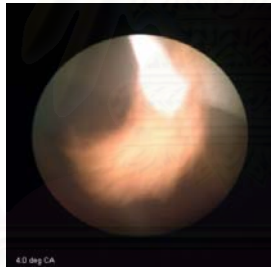
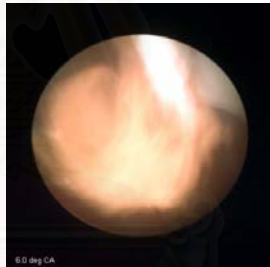


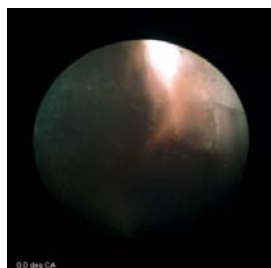
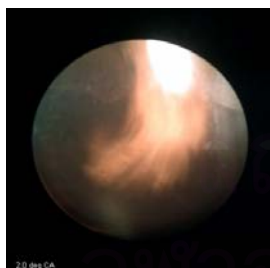
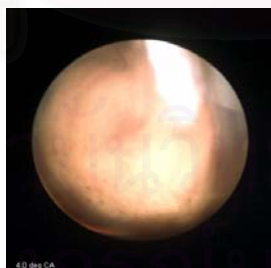
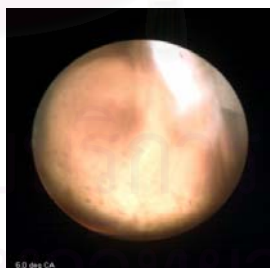


ตารางที่ 8-1 จ ลักษณะของสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.

	0 °CA ATDC	2 °CA ATDC	4 °CA ATDC	6 °CA ATDC	8 °CA ATDC	10 °CA ATDC
Diesel						
Crude palm diesel						

ที่ความเร็วรอบ 2250 rpm, แรงบิด 20 Nm. พบว่าที่ 0 °CA ATDC จะเห็นสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลเปล่งและเริ่มติดไฟ ในขณะที่สเปรย์ดีเซลเริ่มเห็นสเปรย์เล็กน้อย ที่ 2 °CA ATDC สเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองมีการเปล่งแสง โดยที่สเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีระยะพุ่งและการติดไฟมากกว่าสเปรย์ดีเซล และเปลวไฟเริ่ม

ถูกพัดพาไปตามทิศทางของอากาศหมุนวน ที่ 4°CA ATDC ระยะพุ่งของสเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองใกล้เคียงกันมีการติดไฟมากขึ้น และเปลวไฟจากสเปรย์ดีเซลเริ่มถูกพัดพาไปตามทิศทางของอากาศหมุนวน ที่ 6°CA ATDC สเปรย์ดีเซลมีระยะพุ่งยาวขึ้นและยาวกว่าสเปรย์ปาล์มดิบดีเซล แต่มุมสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมากกว่า สเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองมีการติดไฟมากขึ้น โดยสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีการติดไฟที่มากกว่าและเปลวไฟมีการม้วนตัวไปตามทิศทางของอากาศหมุนวน ที่ 8°CA ATDC สเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีระยะพุ่งมากกว่าดีเซล โดยเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงมีการม้วนตัวไปตามทิศทางของอากาศหมุนวน และถูกดูดผ่าน connecting passage ลงสู่ห้องเผาไหม้หลัก และที่ 10°CA ATDC สเปรย์ทั้งสองเชื้อเพลิงเริ่มไม่เปล่งแสง

ตารางที่ 8-1 จ ลักษณะของสเปรย์เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

	0°CA ATDC	2°CA ATDC	4°CA ATDC	6°CA ATDC	8°CA ATDC	10°CA ATDC
Diesel						
Crude palm diesel						

ที่ความเร็วรอบ 2750 rpm, แรงบิด 20 Nm. พบว่าที่ 0 °CA ATDC เห็นสเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองโดยระยะพุ่งของสเปรย์ปาล์มดิบตีเซลยาวกว่าดีเซล โดยสเปรย์ปาล์มดิบเริ่มเปล่งแสงก่อน ที่ 2 °CA ATDC สเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองมีระยะพุ่งใกล้เคียงกัน โดยสเปรย์ปาล์มดิบตีเซลมีมุมสเปรย์มากกว่าดีเซล สเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองติดไฟมากขึ้น และเปลวไฟปาล์มดิบตีเซลเริ่มถูกพัดพาไปตามทิศทางของอากาศหมุน ที่ 4 °CA ATDC สเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองมีระยะพุ่งใกล้เคียงกัน แต่สเปรย์ปาล์มดิบตีเซลมีการติดไฟมากกว่า โดยเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงมีการม้วนตัวไปตามทิศทางของอากาศหมุน ที่ 6 °CA ATDC สเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองมีระยะพุ่งใกล้เคียงกัน และสเปรย์ดีเซลมีการติดไฟมากขึ้น โดยเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงมีการม้วนตัวไปตามทิศทางของอากาศหมุน และถูกดูดผ่าน connecting passage ลงสู่ห้องเผาไหม้หลัก ที่ 8 °CA ATDC สเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองเริ่มไม่มีการเปล่งแสงและมีระยะพุ่งที่ลดลง โดยสเปรย์ปาล์มดิบตีเซลมีระยะพุ่งมากกว่าดีเซล และที่ 10 °CA ATDC ไม่สามารถสังเกตเห็นสเปรย์ได้



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 8-2 การเปรียบเทียบพัฒนาของสเปิร์มเชื้อเพลิงดีเซลในแต่ละจุดทำงาน

	รอบเดินเบา	1000 rpm, 30 Nm.	2000 rpm, 30 Nm.	2000 rpm, 50 Nm.	2250 rpm, 20 Nm.	2750 rpm, 20 Nm.
0°CA ATDC						
2°CA ATDC						
4°CA ATDC						
6°CA ATDC						
8°CA ATDC						
10°CA ATDC						

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สำหรับการเปรียบเทียบสเปรย์ดีเซลที่จุดทำงานต่างๆจากตารางที่ 8-2 พบว่า ที่ 0°CA ATDC เริ่มเห็นสเปรย์ดีเซลเล็กน้อยและยังไม่มีการเปล่งแสงทุกจุดทำงาน ยกเว้นที่รอบเดินเบา จะยังไม่มีสเปรย์เกิดขึ้น โดยที่ 2000 rpm, 30 Nm และที่ 2000 rpm, 50 Nm เห็นสเปรย์ชัดเจนที่สุด และเริ่มเห็นการติดไฟเล็กน้อย ที่ 2°CA ATDC เริ่มเห็นสเปรย์เปล่งแสง ยกเว้นที่รอบเดินเบาและที่ 1000 rpm, 30 Nm จะยังไม่มีการเปล่งแสง ซึ่งเริ่มมีการติดไฟทุกจุดทำงาน ยกเว้นที่รอบเดินเบา จะยังไม่มีการติดไฟ โดยที่ 1000 rpm, 30 Nm, ที่ 2250 rpm, 20 Nm และที่ 2750 rpm, 20 Nm จะเริ่มติดไฟเล็กน้อย ขณะที่ 2000 rpm, 30 Nm และที่ 2000 rpm, 50 Nm สเปรย์เริ่มม้วนตัวไปตามทิศทางของอากาศหมุน ที่ 4°CA ATDC สเปรย์ติดไฟมากขึ้น โดยที่รอบเดินเบาและที่ 1000 rpm, 30 Nm สเปรย์เริ่มเปล่งแสงและยังมีการติดไฟน้อย ที่ 2250 rpm, 20 Nm และที่ 2750 rpm, 20 Nm สเปรย์เริ่มม้วนตัวไปตามทิศทางของอากาศหมุน ที่ 6°CA ATDC สเปรย์มีการติดไฟเพิ่มขึ้น โดยที่รอบเดินเบาและที่ 1000 rpm, 30 Nm สเปรย์เริ่มม้วนตัวไปตามทิศทางของอากาศหมุน ที่ 8°CA ATDC สเปรย์ติดไฟมากขึ้นและม้วนตัวตามทิศทางของอากาศหมุน แล้วถูกดูดผ่าน connecting passage ลงสู่ห้องเผาไหม้หลัก โดยที่ 2750 rpm, 20 Nm สเปรย์จะไม่เปล่งแสงแล้ว และที่ 10°CA ATDC สเปรย์ดีเซลที่ 2000 rpm, 30 Nm และที่ 2250 rpm, 20 Nm จะมีระยะพุ่งสั้นลง และที่ 2750 rpm, 20 Nm ไม่ปรากฏสเปรย์ให้เห็นได้แล้ว ขณะที่รอบเดินเบาและที่ 1000 rpm, 30 Nm สเปรย์จะมีระยะพุ่งยาวขึ้นและติดไฟมากขึ้น

ตารางที่ 8-3 การเปรียบเทียบพัฒนาของสเปร์ย์ปาล์มดิวตี้เซลล์ในแต่ละจุดทำงาน

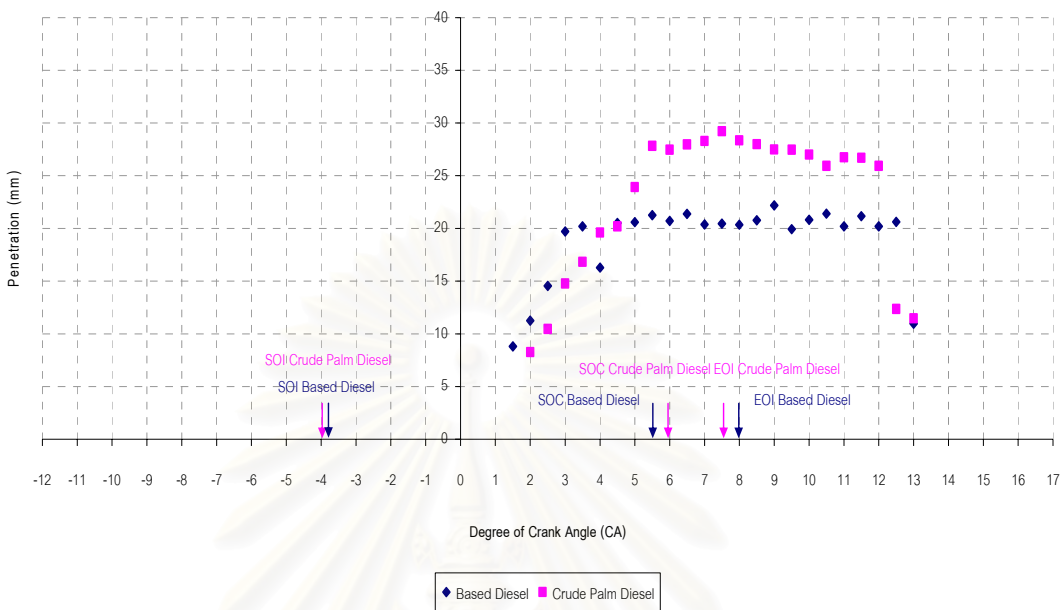
	รอบเดินเบา	1000 rpm, 30 Nm.	2000 rpm, 30 Nm.	2000 rpm, 50 Nm.	2250 rpm, 20 Nm.	2750 rpm, 20 Nm.
0 °CA ATDC						
2 °CA ATDC						
4 °CA ATDC						
6 °CA ATDC						
8 °CA ATDC						
10 °CA ATDC						

สำหรับการเปรียบเทียบสเปร์ย์ปาล์มดิบดีเซลที่จุดทำงานต่างๆในตารางที่ 8-3 พบว่า ที่ 0 °CA ATDC เริ่มเห็นสเปร์ย์ปาล์มดิบดีเซลเล็กน้อยและเริ่มมีการเปล่งแสงทุกจุดทำงาน ยกเว้นที่รอบเดินเบาจะยังไม่มีสเปร์ย์เกิดขึ้น และที่ 1000 rpm, 30 Nm จะยังไม่มีเปล่งแสง โดยที่ 2000 rpm, 30 Nm ที่ 2000 rpm, 50 Nm ที่ 2250 rpm, 20 Nm และที่ 2750 rpm, 20 Nm จะเริ่มเห็นการติดไฟเล็กน้อย ที่ 2 °CA ATDC ที่รอบเดินเบา จะเริ่มเห็นสเปร์ย์ โดยที่ 1000 rpm, 30 Nm สเปร์ย์จะมีระยะพุ่งมากขึ้นและเริ่มเปล่งแสง ขณะที่ 2000 rpm, 30 Nm ที่ 2000 rpm, 50 Nm ที่ 2250 rpm, 20 Nm และที่ 2750 rpm, 20 Nm สเปร์ย์ปาล์มดิบดีเซลจะเริ่มติดไฟเพิ่มขึ้น และเริ่มม้วนตัวไปตามทิศทางของอากาศหมุน ที่ 4 °CA ATDC สเปร์ย์ติดไฟมากขึ้นทุกจุดทำงาน โดยที่รอบเดินเบาสเปร์ย์เริ่มเปล่งแสง ที่ 6 °CA ATDC สเปร์ย์มีการติดไฟเพิ่มขึ้น โดยที่รอบเดินเบาและที่ 1000 rpm, 30 Nm สเปร์ย์เริ่มม้วนตัวไปตามทิศทางของอากาศหมุน ที่ 8 °CA ATDC สเปร์ย์ติดไฟมากขึ้นและม้วนตัวตามทิศทางของอากาศหมุน แล้วถูกดูดผ่าน connecting passage ลงสู่ห้องเผาไหม้หลัก ขณะที่รอบเดินเบาสเปร์ย์จะมีระยะพุ่งเพิ่มขึ้น โดยที่ 2750 rpm, 20 Nm สเปร์ย์จะไม่เปล่งแสงแล้ว และที่ 10 °CA ATDC สเปร์ย์ปาล์มดิบดีเซลที่รอบเดินเบา และที่ 1000 rpm, 30 Nm จะมีระยะพุ่งสั้นลง ขณะที่ 2250 rpm, 20 Nm และที่ 2750 rpm, 20 Nm ไม่ปรากฏสเปร์ย์ให้เห็นได้แล้ว

รูปที่ 8-1 (ก) ถึง (จ) แสดงกราฟของระยะพุ่งของสเปร์ย์ต่อองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ในแต่ละจุดทำงานเปรียบเทียบกันระหว่างสเปร์ย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซล และรูปที่ 8-2 แสดงแนวโน้มของระยะพุ่งสูงสุดของสเปร์ย์ ตามลำดับ ที่จุดทำงานต่างๆ

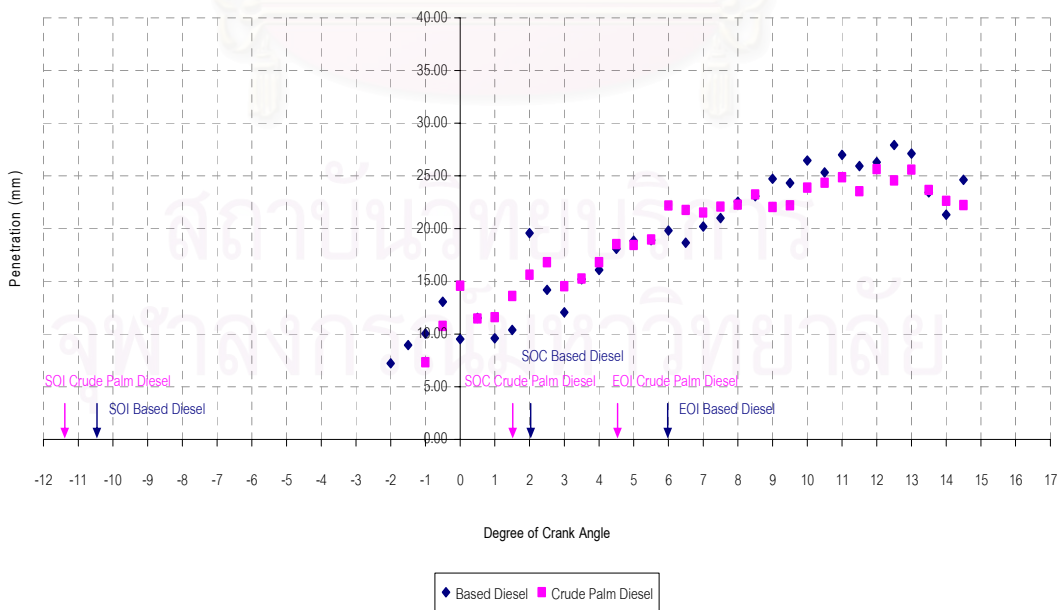
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Spray Tip Penetrations between Based Diesel and Crude Palm Diesel at Idle



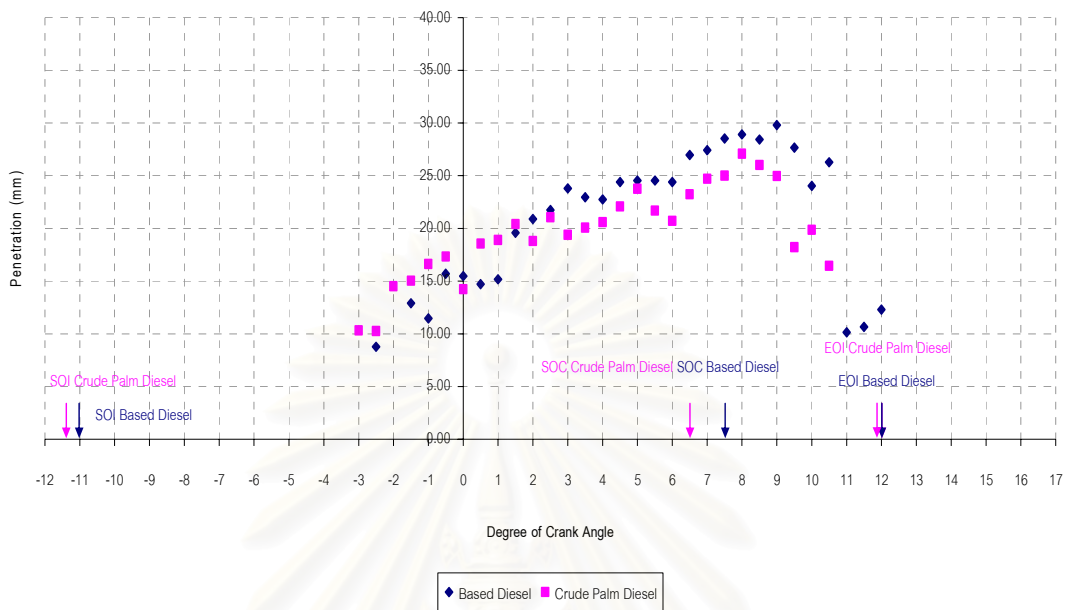
รูปที่ 8-1 ก ระยะพุ่งของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลต่อองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา

Spray Tip Penetrations between Based Diesel and Crude Palm Diesel at 1000 RPM, 30 Nm.



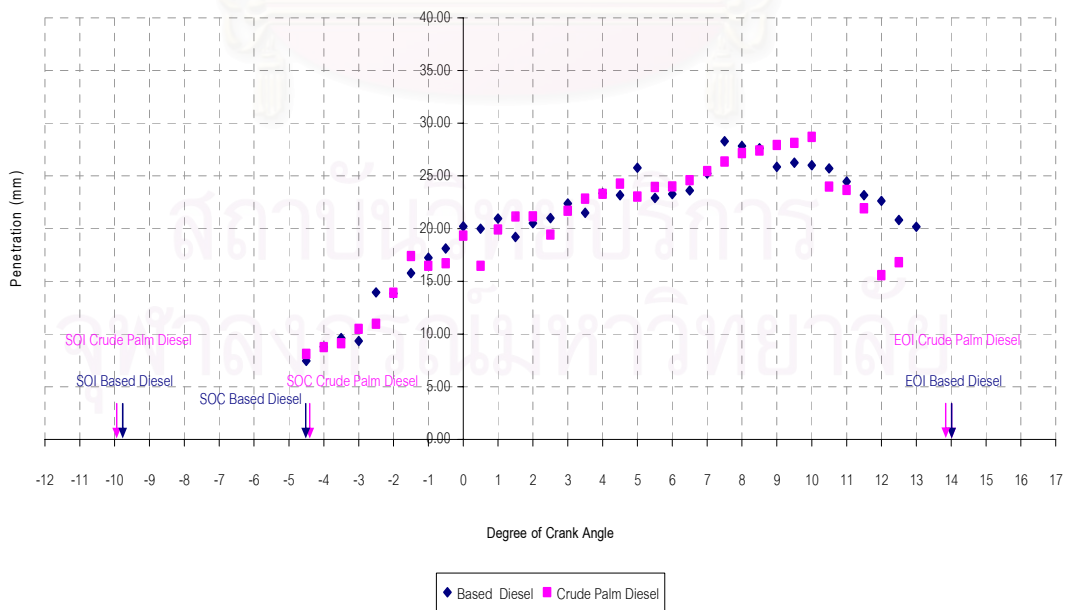
รูปที่ 8-1 ข ระยะพุ่งของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลต่อองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.

Spray Tip Penetrations between Based Diesel and Crude Palm Diesel at 2000 RPM, 30 Nm.



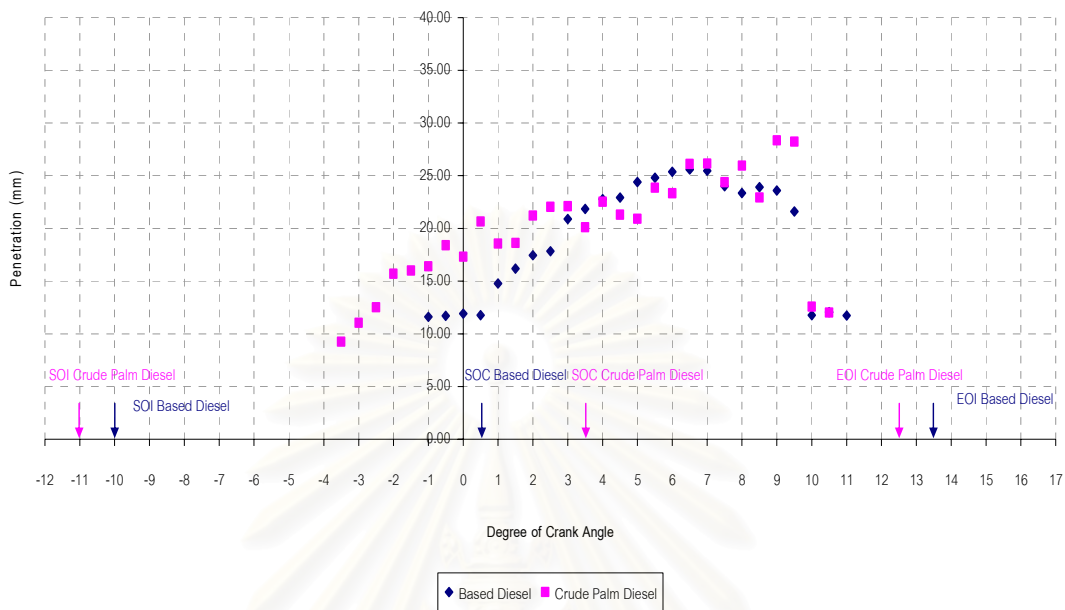
รูปที่ 8-1 ค ระยะพุ่งของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลต่อองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.

Spray Tip Penetrations between Based Diesel and Crude Palm Diesel at 2000 RPM, 50 Nm.



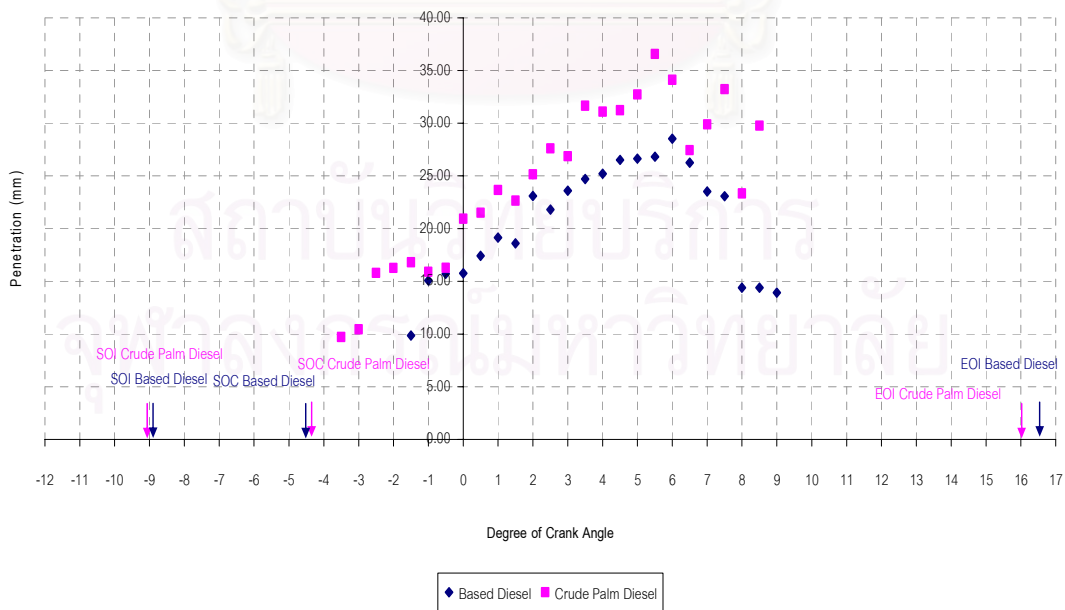
รูปที่ 8-1 ง ระยะพุ่งกระทบของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลต่อองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.

Spray Tip Penetrations between Based Diesel and Crude Palm Diesel at 2250 RPM, 20 Nm.



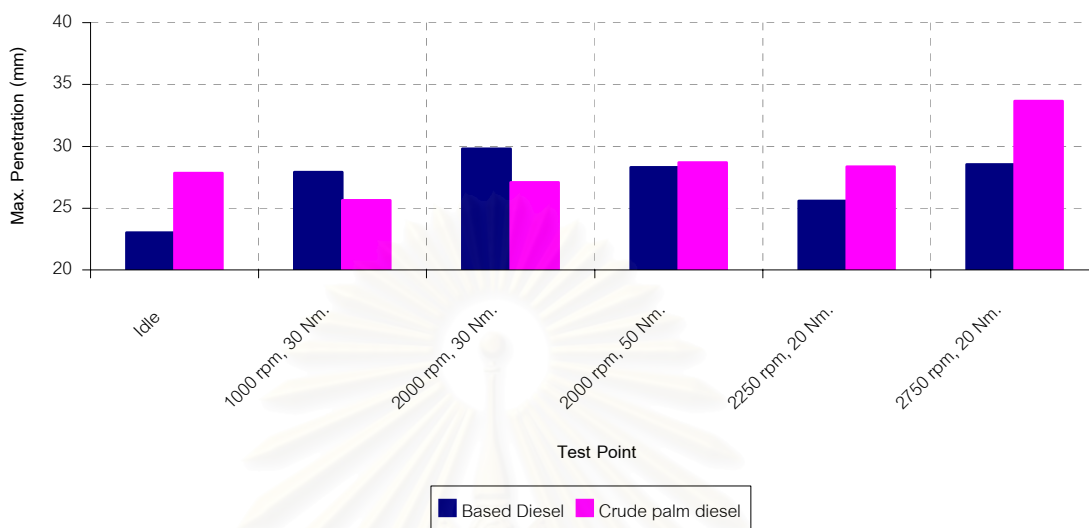
รูปที่ 8-1 จ ระยะเวลาพุ่งกระทบของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลต่อองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.

Spray Tip Penetrations between Based Diesel and Crude Palm Diesel at 2750 RPM, 20 Nm.



รูปที่ 8-1 ข ระยะเวลาพุ่งกระทบของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลต่อองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

Spray Penetration Trend at Each Test Point



รูปที่ 8-2 แนวโน้มของค่าระยะพุ่งสูงสุดในแต่ละจุดทำงาน

จากการพิจารณากราฟความสัมพันธ์ระหว่างระยะพุ่งที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆในแต่ละจุดทำงานของสเปรย์ดีเซลและสเปรย์ปาล์มดิบดีเซล พบว่าเนื่องจากอุปสรรคด้านตำแหน่งในการติดตั้ง endoscope ทำให้ไม่สามารถเห็นปลายหัวฉีดและไม่สามารถระบุจุดเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิง (SOI) ได้ แต่อย่างไรก็ตาม SOI และ EOI ที่ระบุในรูปที่ 8-1 (ก) ถึง (จ) ได้มาจากการคำนวณจากข้อมูลความดันในกระบอกสูบในข้อ 7.2 และจะสามารถอธิบายแนวโน้มของการพัฒนาสเปรย์ดังนี้

ที่รอบเดินเบา ในช่วง 1.5°CA ถึง 3.5°CA พบว่าสเปรย์ดีเซลมีระยะพุ่งยาวกว่าสเปรย์ปาล์มดิบดีเซล ในช่วง 5°CA ถึง 12°CA พบว่าสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีระยะพุ่งยาวกว่าสเปรย์ดีเซล ระยะพุ่งสูงสุดของสเปรย์ปาล์มดิบดีเซล (27.84 mm ที่ 7.5°CA) ยาวกว่าสเปรย์ดีเซล (23.02 mm ที่ 9°CA) และหลังจากระยะพุ่งของสเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองถึงค่าสูงสุดแล้ว จะมีความยาวลดลง

ที่ 1000 rpm , 30 Nm . พบว่าการพัฒนาของระยะพุ่งของสเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน ไม่แตกต่างกันมากนัก โดยระยะพุ่งสูงสุดของสเปรย์ปาล์มดิบดีเซล (25.64 mm ที่ 12°CA) สั้นกว่าสเปรย์ดีเซล (27.93 mm ที่ 12.5°CA) และหลังจากระยะพุ่งของสเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองถึงค่าสูงสุดแล้ว จะมีความยาวลดลง

ที่ 2000 rpm, 30 Nm. พบว่าในช่วง -3°CA ถึง 1.5°CA ระยะพุ่งของสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลยาวกว่าสเปร์ยดีเซลเล็กน้อย แต่หลังจาก 2°CA เป็นต้นไป ระยะพุ่งของสเปร์ยดีเซลยาวกว่าสเปร์ยปาล์มดิบดีเซล ระยะพุ่งสูงสุดของสเปร์ยปาล์มดิบดีเซล (27.08 mm ที่ 8°CA) สั้นกว่าสเปร์ยดีเซล (29.81 mm ที่ 9°CA) และหลังจากระยะพุ่งของสเปร์ยเชื้อเพลิงทั้งสองถึงค่าสูงสุดแล้ว จะมีความยาวลดลง

ที่ 2000 rpm, 50 Nm. พบว่าการพัฒนาระยะพุ่งของสเปร์ยเชื้อเพลิงทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน ไม่แตกต่างกันมากนัก โดยระยะพุ่งสูงสุดของสเปร์ยปาล์มดิบดีเซล (28.69 mm ที่ 10°CA) ยาวกว่าสเปร์ยดีเซล (28.30 mm ที่ 7.5°CA) เล็กน้อย และหลังจากระยะพุ่งของสเปร์ยเชื้อเพลิงทั้งสองถึงค่าสูงสุดแล้ว จะมีความยาวลดลง

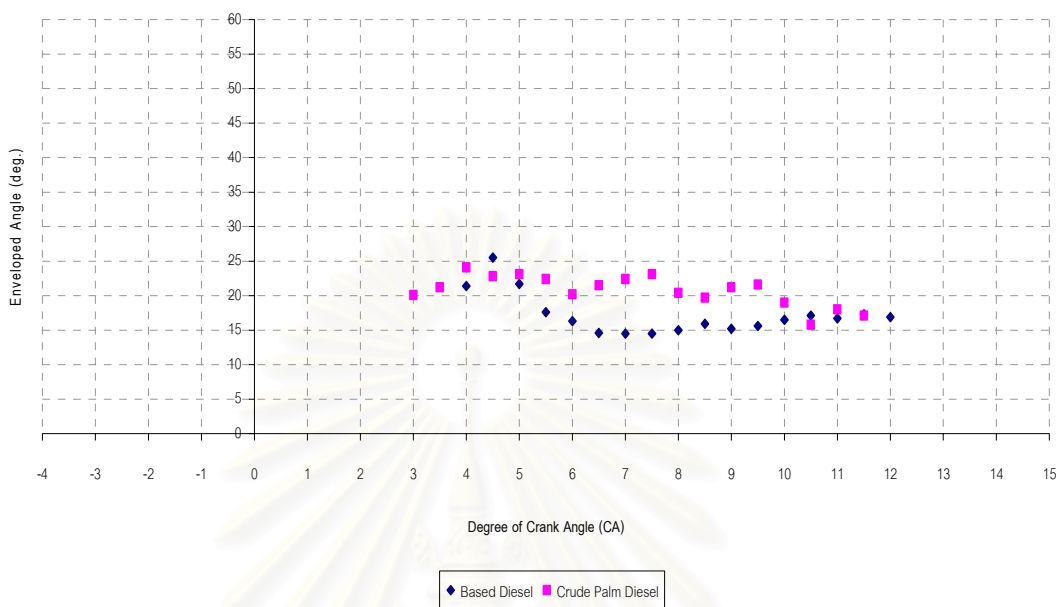
ที่ 2250 rpm, 20 Nm. พบว่าสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลพัฒนาตัวขึ้นก่อนสเปร์ยดีเซลในช่วงแรกจาก -1°CA ถึง 3°CA และช่วงหลัง 6.5°CA ถึง 9.5°CA ระยะพุ่งของสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลยาวกว่าสเปร์ยดีเซล แต่ช่วงกลางจาก 4.5°CA ถึง 6°CA ระยะพุ่งของสเปร์ยดีเซลยาวกว่าสเปร์ยปาล์มดิบดีเซล ระยะพุ่งสูงสุดของสเปร์ยปาล์มดิบดีเซล (28.35 mm ที่ 9°CA) ยาวกว่าสเปร์ยดีเซล (25.6 mm ที่ 6.5°CA) และหลังจากที่ระยะพุ่งของสเปร์ยเชื้อเพลิงทั้งสองถึงค่าสูงสุดแล้ว จะมีความยาวลดลง

ที่ 2750 rpm, 20 Nm. พบว่าจะเห็นสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลปรากฏขึ้นก่อนสเปร์ยดีเซลประมาณ 2°CA โดยสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลมีระยะพุ่งยาวกว่าสเปร์ยดีเซลตลอดทั้งช่วง ระยะพุ่งสูงสุดของสเปร์ยปาล์มดิบดีเซล (33.66 mm ที่ 5.5°CA) ยาวกว่าสเปร์ยดีเซล (28.53 mm ที่ 5°CA) และหลังจากที่ระยะพุ่งของสเปร์ยเชื้อเพลิงทั้งสองถึงค่าสูงสุดแล้ว จะมีความยาวลดลง

จากการพิจารณาระยะพุ่งสูงสุดในแต่ละจุดทำงานของสเปร์ยดีเซลเปรียบเทียบกับสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลในรูปที่ 8-2 พบว่าโดยส่วนมากระยะพุ่งของสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลจะยาวกว่าสเปร์ยดีเซล ยกเว้นที่ 1000 rpm, 30 Nm. และที่ 2000 rpm, 30 Nm.

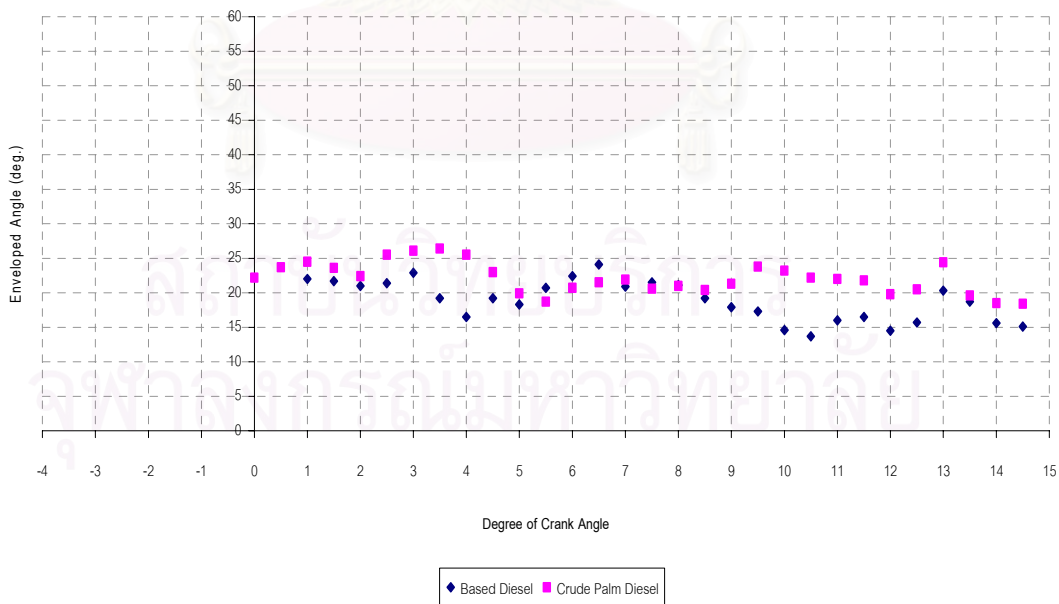
รูปที่ 8-3 (ก) ถึง (ง) แสดงกราฟของมุมของสเปร์ย ซึ่งครอบคลุมถึงส่วนที่เป็นหยดเชื้อเพลิงที่พุ่งกระจายรอบๆ แกนของสเปร์ย เปรียบเทียบกันระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ส่วนรูปที่ 8-4 แสดงแนวโน้มขนาดมุมสูงสุดของสเปร์ย ตามลำดับ ที่จุดทำงานต่างๆ

Spray Angles of Based Diesel and Crude Palm Diesel at Idle



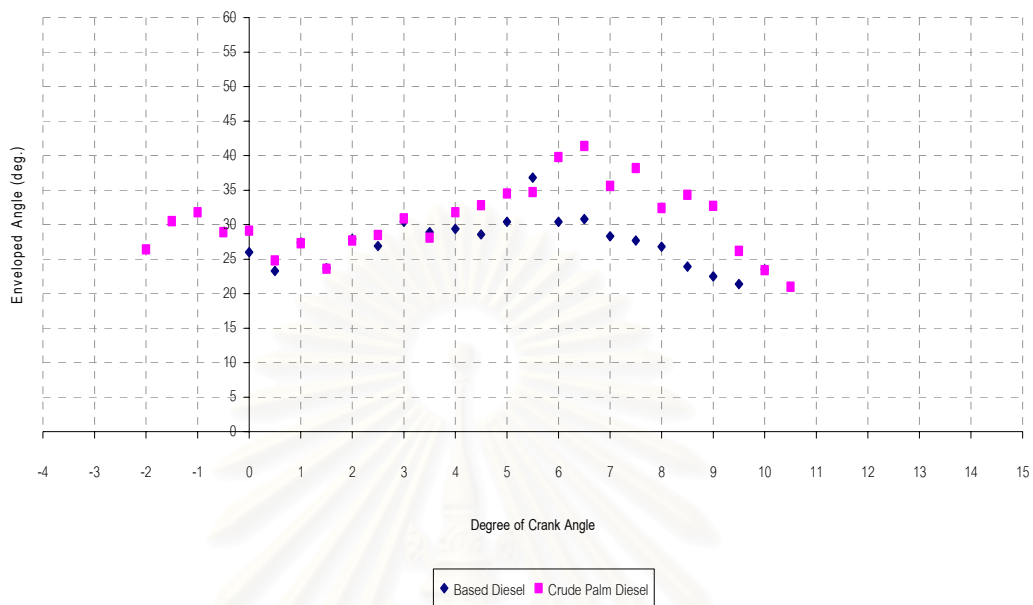
รูปที่ 8-3 ก มุมของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ
ที่รอบเดินเบา

Spray Angles of Based Diesel and Crude Palm Diesel at 1000 RPM, 30 Nm.



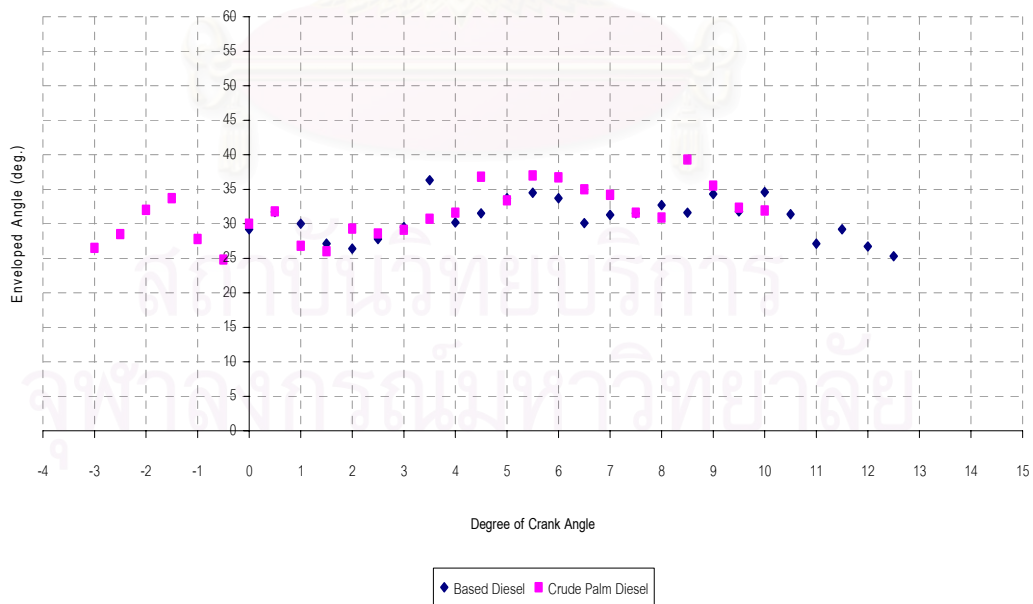
รูปที่ 8-3 ข มุมของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ
ที่ 1000 rpm, 30 Nm.

Spray Angles of Based Diesel and Crude Palm Diesel at 2000 RPM, 30 Nm.



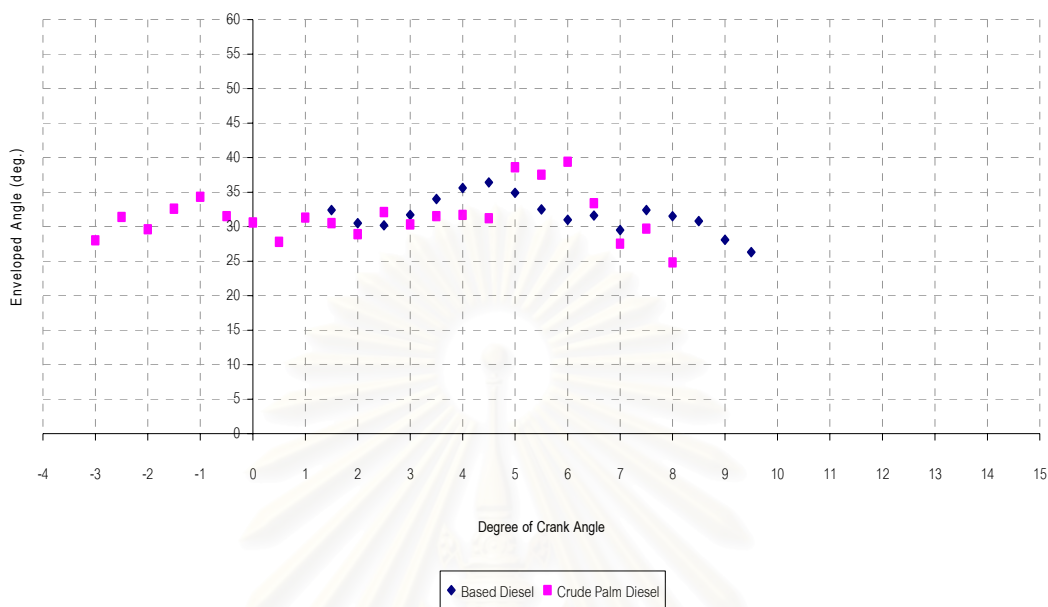
รูปที่ 8-3 ค มุมของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.

Spray Angles of Based Diesel and Crude Palm Diesel at 2000 RPM, 50 Nm.



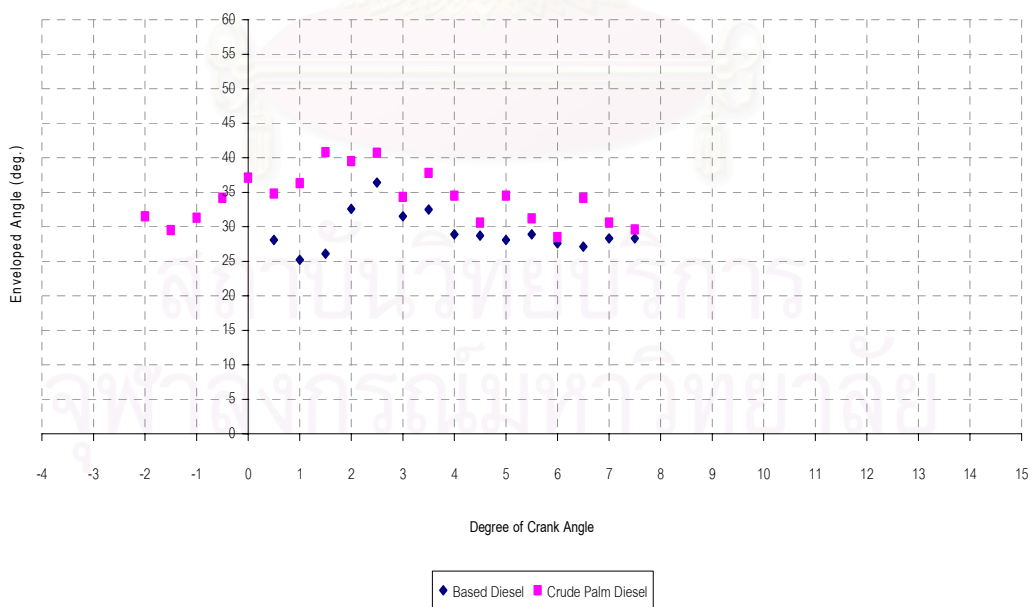
รูปที่ 8-3 ง มุมของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.

Spray Angles of Based Diesel and Crude Palm Diesel at 2250 RPM, 20 Nm.



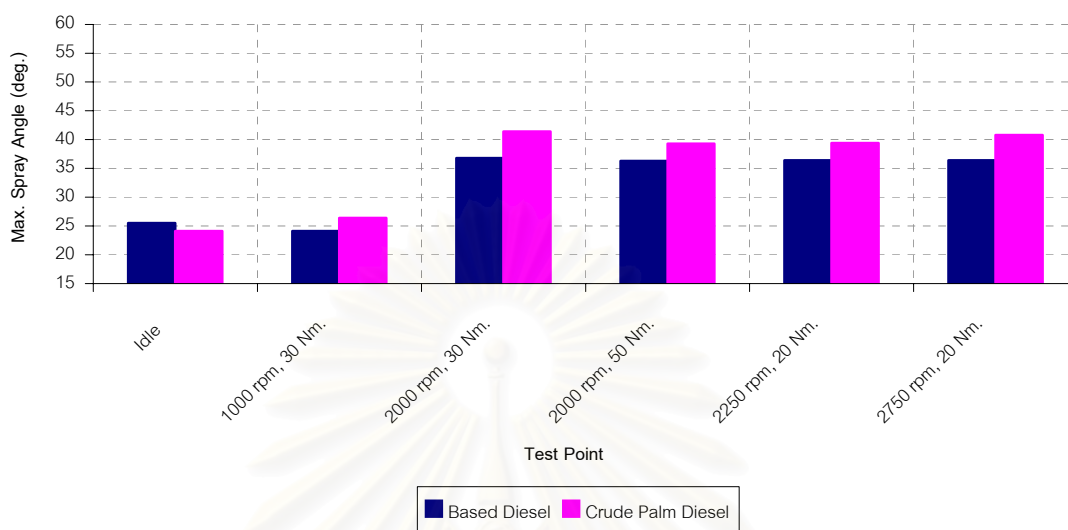
รูปที่ 8-3 จ มุมของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ
ที่ 2250 rpm, 20 Nm.

Spray Angles of Based Diesel and Crude Palm Diesel at 2750 RPM, 20 Nm.



รูปที่ 8-3 ฉ มุมของสเปรย์ดีเซลและปาล์มดิบดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ
ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

Spray Angle Trend at Each Test Point



รูปที่ 8-4 แนวโน้มของมุมของสเปรย์สูงสุดในแต่ละจุดทำงาน

เมื่อพิจารณากราฟความสัมพันธ์ของมุมของสเปรย์ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ในแต่ละจุดทำงานของสเปรย์ดีเซลเปรียบเทียบกับสเปรย์ปาล์มดิบดีเซล จะสามารถอธิบายได้ดังนี้

ที่รอบเดินเบา พบว่ามุมของสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มกว้างกว่าสเปรย์ดีเซล แต่มุมสเปรย์สูงสุดของสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลเท่ากับ 24.1° (ที่ 4.0°CA) แคบกว่าสเปรย์ดีเซล 25.5° (ที่ 4.5°CA)

ที่ 1000 rpm, 30 Nm. พบว่าในช่วงแรกตั้งแต่ 0°CA ถึง 4.5°CA และช่วงหลังตั้งแต่ 8.5°CA เป็นต้นไป มุมของสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลกว้างกว่าสเปรย์ดีเซล แต่ในช่วงกลางมุมของสเปรย์ดีเซลกว้างกว่าเล็กน้อย โดยมุมสเปรย์สูงสุดของสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลเท่ากับ 26.4° (ที่ 3.5°CA) กว้างกว่าสเปรย์ดีเซล 24.1° (ที่ 6.5°CA)

ที่ 2000 rpm, 30 Nm. พบว่ามุมของสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มกว้างกว่าสเปรย์ดีเซล โดยในช่วงกลางมุมของสเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน มุมสเปรย์สูงสุดของสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลเท่ากับ 41.4° (ที่ 6.5°CA) กว้างกว่าสเปรย์ดีเซล 36.8° (ที่ 5.5°CA)

ที่ 2000 rpm, 50 Nm. พบว่ามุมของสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มกว้างกว่าสเปรย์ดีเซล โดยในช่วงกลางตั้งแต่ 0°CA ถึง 8°CA มุมของสเปรย์เชื้อเพลิงทั้งสองมีค่าใกล้เคียง

กัน มุมสเปร์ยสูงสุดของสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลเท่ากับ 39.3° (ที่ 8.5°CA) กว้างกว่าสเปร์ยดีเซล 36.3° (ที่ 3.5°CA)

ที่ 2250 rpm, 20 Nm. พบว่าจะเริ่มเห็นสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลก่อน ในช่วงตั้งแต่ 1.5°CA ถึง 4.5°CA มุมของสเปร์ยเชื้อเพลิงทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน โดยมุมของสเปร์ยดีเซลจะ กว้างกว่าสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลเล็กน้อย และในช่วงตั้งแต่ 5°CA ถึง 6.5°CA มุมของสเปร์ย ปาล์มดิบดีเซลกว้างกว่าสเปร์ยดีเซล มุมสเปร์ยสูงสุดของสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลเท่ากับ 39.4° (ที่ 6°CA) แคบกว่าสเปร์ยดีเซล 36.4° (ที่ 4.5°CA)

ที่ 2750 rpm, 20 Nm. พบว่ามุมของสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มกว้างกว่า สเปร์ยดีเซล โดยมุมสเปร์ยสูงสุดของสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลเท่ากับ 40.8° (ที่ 1.5°CA) แคบกว่า สเปร์ยดีเซล 36.4° (ที่ 2.5°CA)

เมื่อพิจารณาขนาดมุมสูงสุดของสเปร์ยดีเซลเปรียบเทียบกับสเปร์ยปาล์มดิบ ดีเซลในแต่ละจุดทำงาน จากรูปที่ 8-4 พบว่าขนาดของมุมสูงสุดของสเปร์ยปาล์มดิบดีเซลกว้าง กว่าสเปร์ยดีเซลทุกจุดทำงาน ยกเว้นที่รอบเดินเบา

ตารางที่ 8-4 เป็นการสรุปแนวโน้มของระยะพุ่งและขนาดมุมของสเปร์ยที่จุด ทำงานต่างๆ โดยพิจารณาระยะพุ่งสูงสุดและขนาดมุมสูงสุดของสเปร์ยในแต่ละจุดทำงาน และ ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงที่เกิดระยะพุ่งสูงสุดและตำแหน่งที่เกิดขนาดมุมสูงสุดของสเปร์ยของ เชื้อเพลิงดีเซลเปรียบเทียบกับปาล์มดิบดีเซล

ตารางที่ 8-4 สรุประยะพุ่งสูงสุดและมุมสูงสุดของสเปรย์ที่แต่ละจุดทำงาน

จุดทำงาน	Max. Penetration (mm)		ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยง (°CA)		Max. Spray Angle (degree)		ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยง (°CA)	
	ดีเซล	ปาล์มดิบ ดีเซล	ดีเซล	ปาล์มดิบ ดีเซล	ดีเซล	ปาล์มดิบ ดีเซล	ดีเซล	ปาล์มดิบ ดีเซล
Idle	23.02	27.84	9.0	7.5	25.5	24.1	4.5	4.0
1000 rpm, 30 Nm.	27.93	25.64	12.5	11.0	24.1	26.4	6.5	3.5
2000 rpm, 30 Nm.	29.81	27.08	9.0	8.0	36.8	41.4	5.5	6.5
2000 rpm, 50 Nm.	28.30	28.69	7.5	10.0	36.3	39.3	3.5	8.5
2250 rpm, 20 Nm.	25.60	28.35	6.5	9.0	36.4	39.4	4.5	6.0
2750 rpm, 20 Nm.	28.53	33.66	6.0	5.5	36.4	40.8	2.5	1.5

8.2 ปรากฏการณ์การเผาไหม้และการแจกแจงความน่าจะเป็น

ปรากฏการณ์การเผาไหม้สามารถพิจารณาได้จากภาพถ่ายเปลวไฟในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าซึ่งไม่ใช่แสงแฟลชช่วย ดังนั้นจะเห็นเฉพาะเปลวไฟเท่านั้น โดยจะเห็นการเปลี่ยนแปลงของทิศทางของเปลวไฟและสีของเปลวไฟซึ่งจะสามารถประมาณอุณหภูมิของเปลวไฟขณะนั้นได้ ส่วนการแจกแจงความน่าจะเป็น (Probability Distribution) เป็นการแสดงสัดส่วนร้อยละของโอกาสที่จะเกิดเปลวไฟ ณ บริเวณใดๆ ที่แต่ละองศาข้อเหวี่ยงในจำนวนรอบการบันทึก (Repetitions) ทั้งหมด การแจกแจงความน่าจะเป็นจะบ่งบอกแนวโน้มของทิศทางเคลื่อนที่ของเปลวไฟและบ่งชี้ว่าเปลวไฟมีโอกาสที่จะไม่เคลื่อนที่ทับตำแหน่งเดิมได้

ตารางที่ 8-5 เป็นการแสดงภาพการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ (ในที่นี้เลือกแสดงเพียงบางจุดคือที่ 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30 และ 35 °CA ATDC) ในแต่ละจุดทำงานเปรียบเทียบกับกัน และตารางที่ 8-6 แสดงภาพการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ในแต่ละจุดทำงานเปรียบเทียบกับกัน

จากการพิจารณาภาพเปลวไฟ ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ในแต่ละจุดทำงาน พบว่าที่ 2000 rpm, 2250 rpm และ 2750 rpm จะเห็นเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลก่อนเปลวไฟดีเซล ที่ 0 °CA ATDC และจะเห็นเปลวไฟดีเซลสิ้นสุดการเผาไหม้ใกล้เคียงกับเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล ดังจะเห็นได้ที่ 25, 30 และ 35 °CA ATDC

ตารางที่ 8-7 (ก ถึง ฉ) เป็นการแสดงภาพเฉลี่ยของเปลวไฟเชื้อเพลิงดีเซลที่เผาไหม้ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ (0, 5, 10, 15, 20, 25 และ 30 °CA ATDC) เปรียบเทียบกับการแจกแจงความน่าจะเป็นที่จะเกิดเปลวไฟในแต่ละจุดทำงาน และตารางที่ 8-8 (ก ถึง ฉ) แสดงภาพเฉลี่ยเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลที่เผาไหม้ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ (0, 5, 10, 15, 20, 25 และ 30 °CA ATDC) เปรียบเทียบกับการแจกแจงความน่าจะเป็นที่จะเกิดเปลวไฟในแต่ละจุดทำงาน โดยในตารางที่ 8-7 และ 8-8 คอลัมน์กลางจะแสดงภาพเปลวไฟที่เผาไหม้ และคอลัมน์ขวาสุดแสดงภาพการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟ โดยที่มีสเกลแสดงค่าเปอร์เซ็นต์ความน่าจะเป็นจาก 0% ถึง 100% ดังแสดงในรูปที่ 6-35 ซึ่งสเกล 100% หมายความว่ามีโอกาสที่จะเกิดเปลวไฟ ณ ตำแหน่งนั้นๆ ในทุกรอบการบันทึก


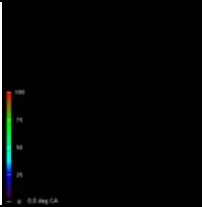

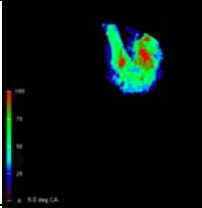
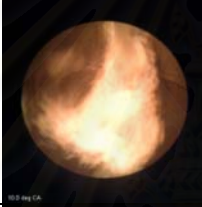
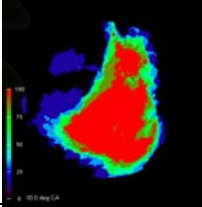

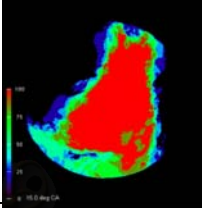

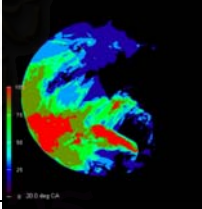
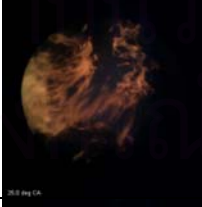
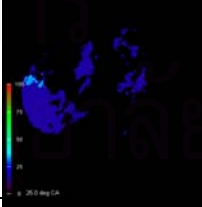

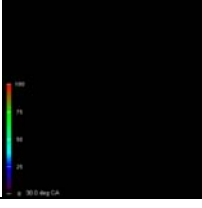
ตารางที่ 8-5 ภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซลในแต่ละจุดทำงาน

	รอบเดินเบา	1000 rpm, 30 Nm.	2000 rpm, 30 Nm.	2000 rpm, 50 Nm.	2250 rpm, 20 Nm.	2750 rpm, 20 Nm.
0 °CA ATDC						
5 °CA ATDC						
10 °CA ATDC						
15 °CA ATDC						
20 °CA ATDC						
25 °CA ATDC						
30 °CA ATDC						
35 °CA ATDC						

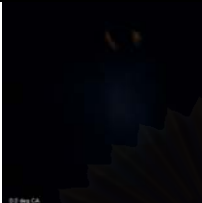
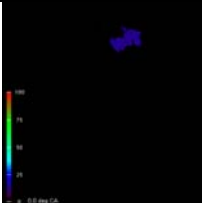
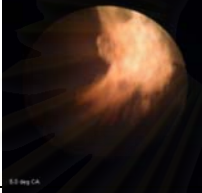
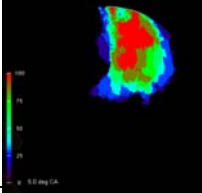
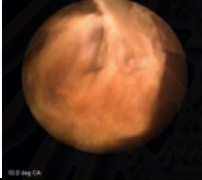
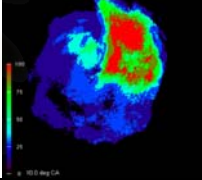
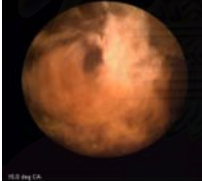
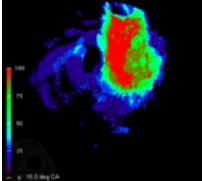
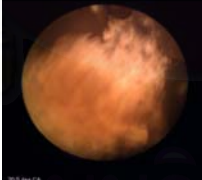
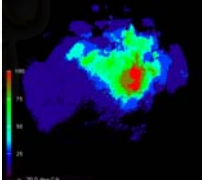

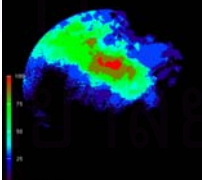

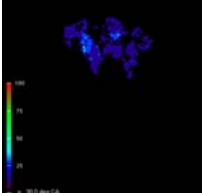
ตารางที่ 8-6 ภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบที่เซลล์ในแต่ละจุดทำงาน

	รอบเดินเบา	1000 rpm, 30 Nm.	2000 rpm, 30 Nm.	2000 rpm, 50 Nm.	2250 rpm, 20 Nm.	2750 rpm, 20 Nm.
0 °CA ATDC						
5 °CA ATDC						
10 °CA ATDC						
15 °CA ATDC						
20 °CA ATDC						
25 °CA ATDC						
30 °CA ATDC						
35 °CA ATDC						


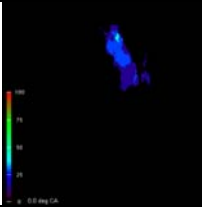
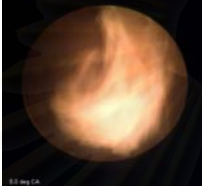
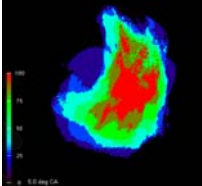

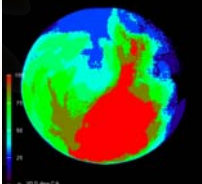

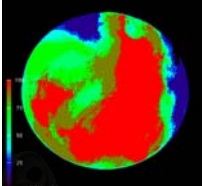
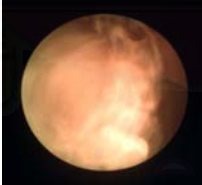
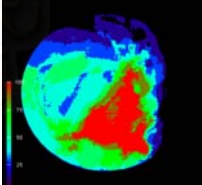

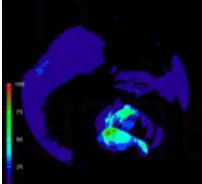

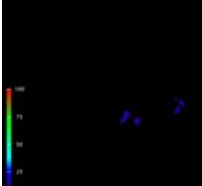
ตารางที่ 8-7 ก การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็นที่รอบเดินเบา

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

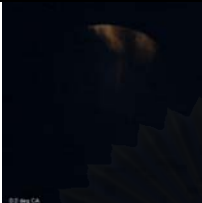
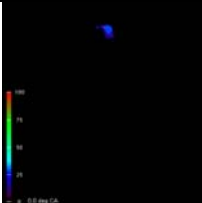
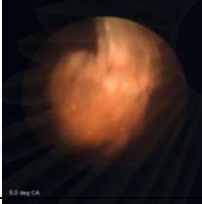
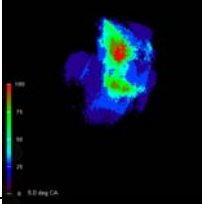
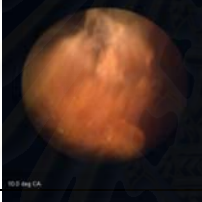
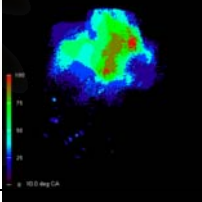
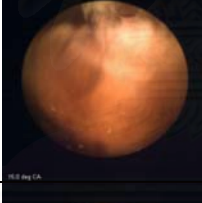
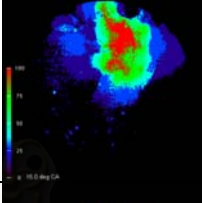
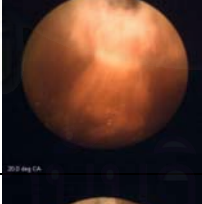
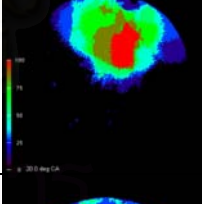
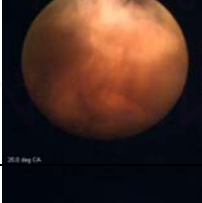
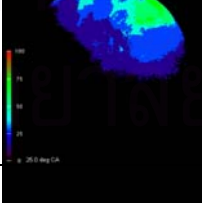

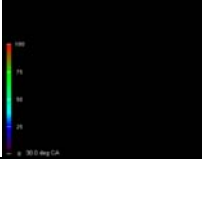
ตารางที่ 8-7 ข การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็น
ที่ 1000 rpm, 30 Nm.

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

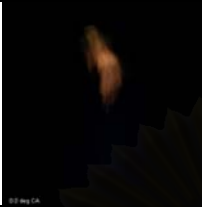
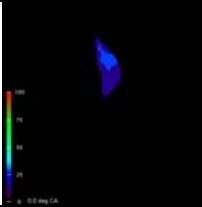
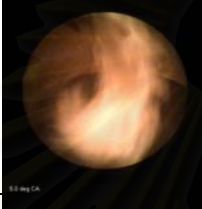
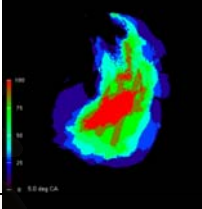
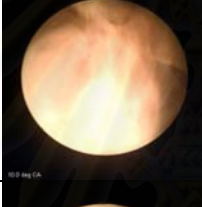
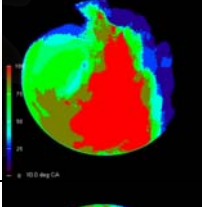
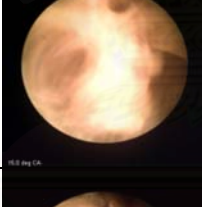
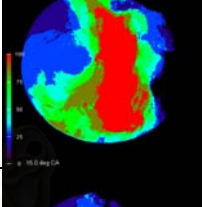
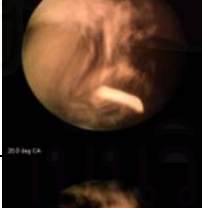
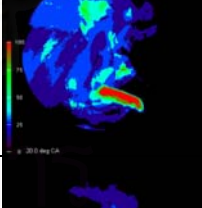

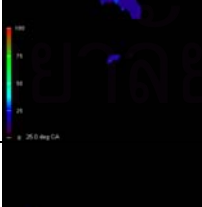
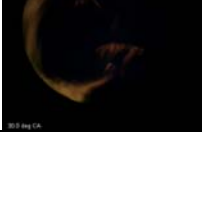
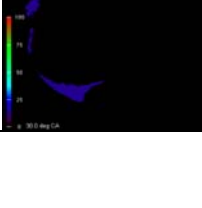
ตารางที่ 8-7 ค การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็น
ที่ 2000 rpm, 30 Nm.

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


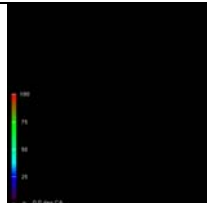
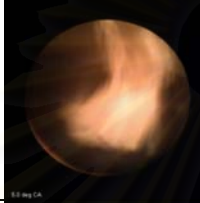
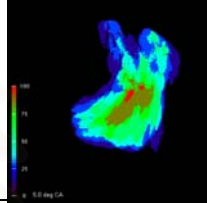
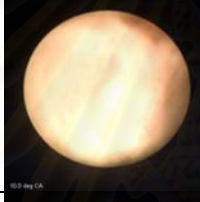
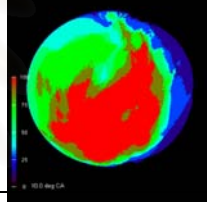
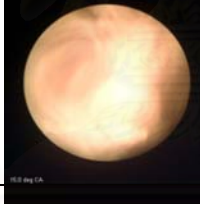
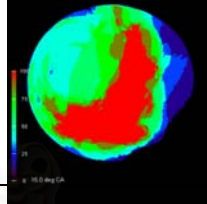

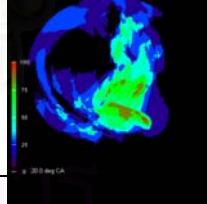

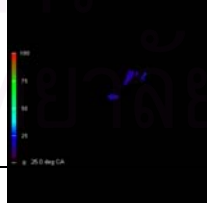

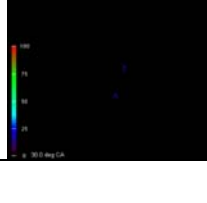
ตารางที่ 8-7 ง การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็น
ที่ 2000 rpm, 50 Nm.

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


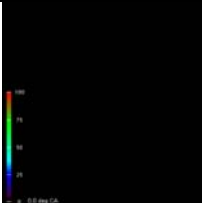

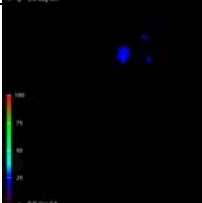
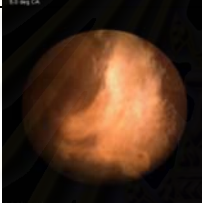
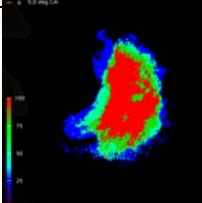
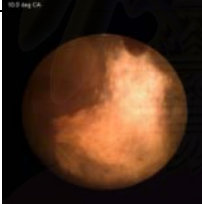
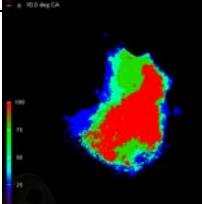
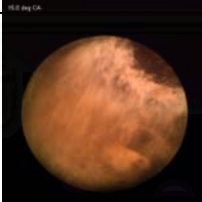
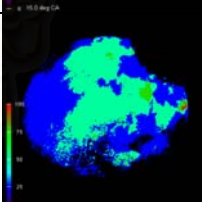

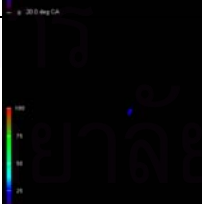

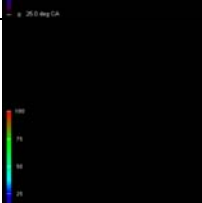
ตารางที่ 8-7 จ การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็น
ที่ 2250 rpm, 20 Nm.

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


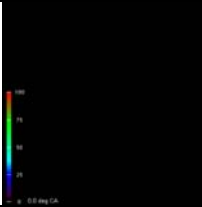

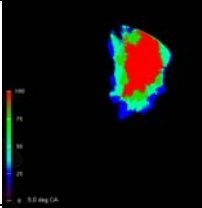
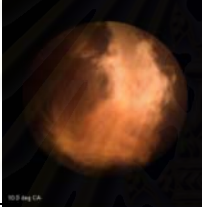
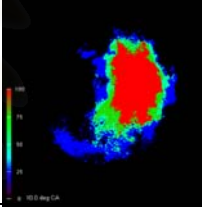
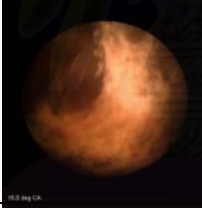
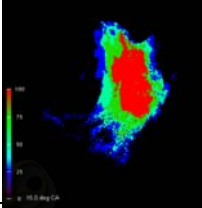
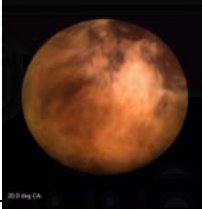
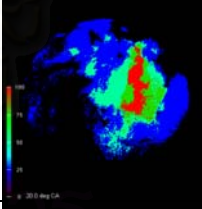
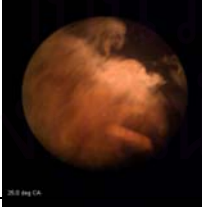
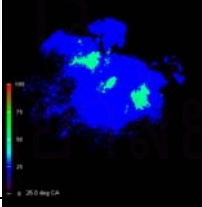

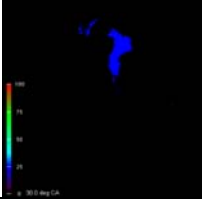
ตารางที่ 8-7 ฉ การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็น
ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

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

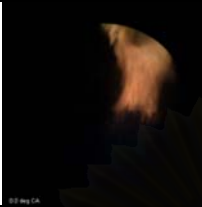
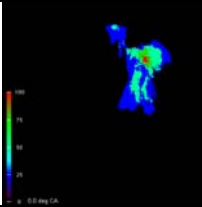
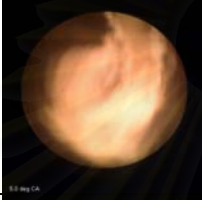
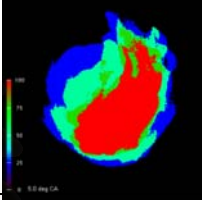
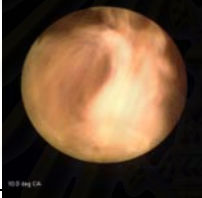
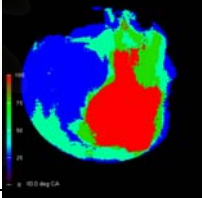
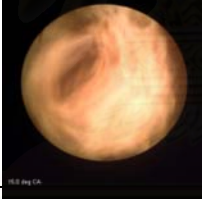
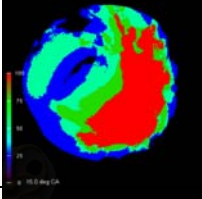
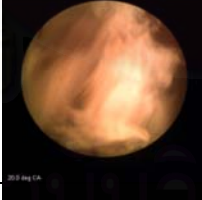
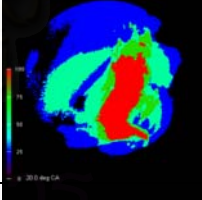
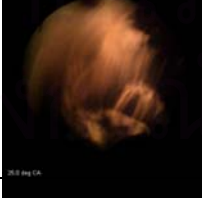
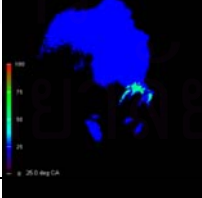

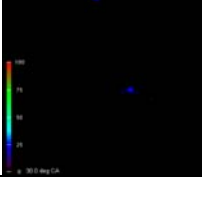
ตารางที่ 8-8 ก การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลและการแจกแจงความน่าจะเป็นที่รอบเดินเบา

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


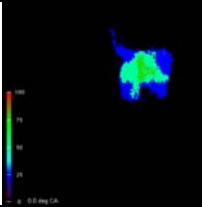
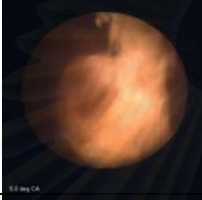
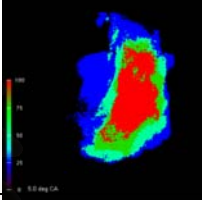
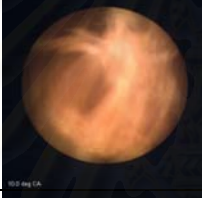
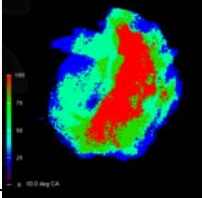
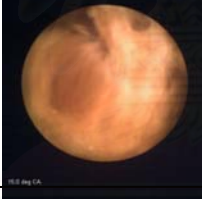
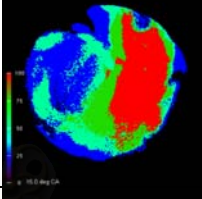
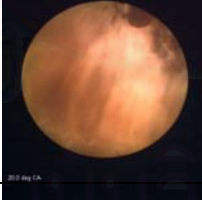
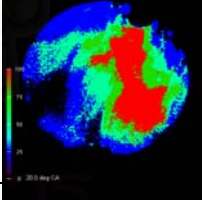

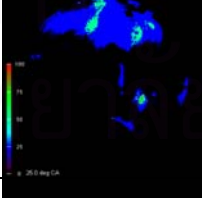

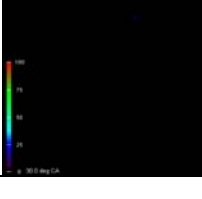
ตารางที่ 8-8 ข การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลและการแจกแจงความ
น่าจะเป็นที่ 1000 rpm, 30 Nm.

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


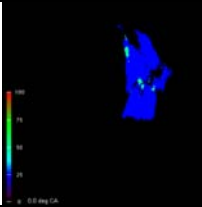
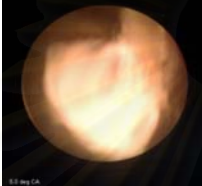
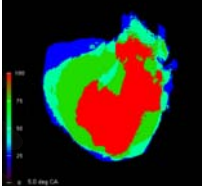
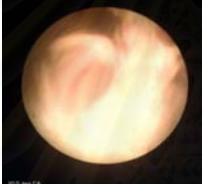
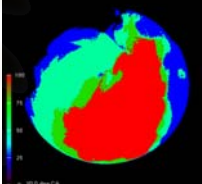

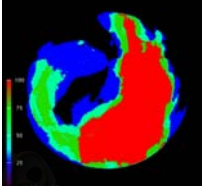
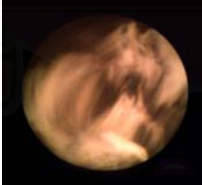
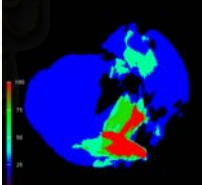

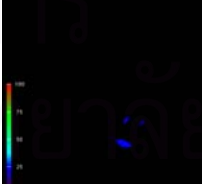

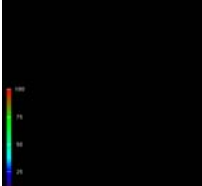
ตารางที่ 8-8 ค การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟปาล์มดีเซลและการแจกแจงความ
น่าจะเป็นที่ 2000 rpm, 30 Nm.

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


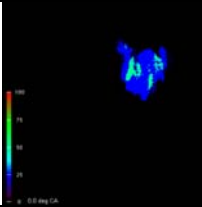
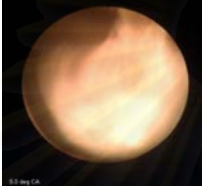
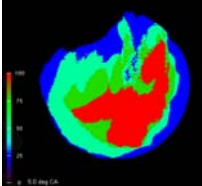

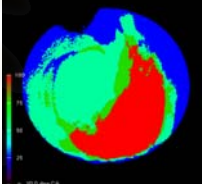

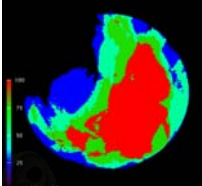

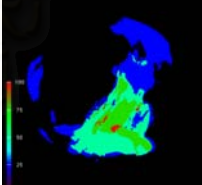

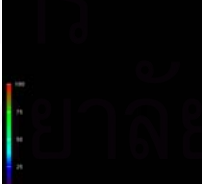

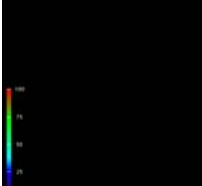
ตารางที่ 8-8 ง การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟปาล์มดีบอดีเซลและการแจกแจงความ
น่าจะเป็นที่ 2000 rpm, 50 Nm.

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

ตารางที่ 8-8 จ การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟพลาสมาดับดีเซลและการแจกแจงความ
น่าจะเป็นที่ 2250 rpm, 20 Nm.

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

ตารางที่ 8-8 ฉ การเปรียบเทียบภาพเปลวไฟปาล์มดีเซลและการแจกแจงความ
น่าจะเป็น ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

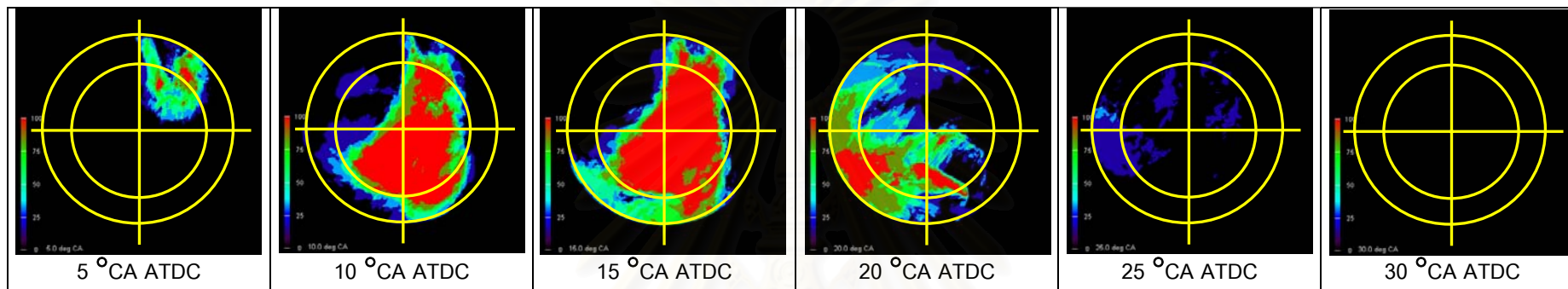
	เปลวไฟ	การแจกแจงความน่าจะเป็น
0 °CA		
5 °CA		
10 °CA		
15 °CA		
20 °CA		
25 °CA		
30 °CA		

จากการพิจารณาภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเปลวไฟดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ พบว่าปรากฏการณ์การเผาไหม้จะเกิดหลังจากการฉีดสเปรย์เชื้อเพลิงและการเกิดสเปรย์ บริเวณรอบนอกและปลายของสเปรย์ที่ระเหยกกลายเป็นไอจะผสมกับอากาศแวดล้อมแล้วลุกไหม้เป็นเปลวไฟ เปลวไฟจะแพร่กระจายไปตามทิศทางของอากาศหมุน และแพร่กระจายลงสู่ connecting passage ในที่สุด และพบว่าลักษณะการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสองไม่ต่างกัน และเมื่อพิจารณาการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟของเชื้อเพลิงทั้งสองพบว่ามีความโน้มในการเคลื่อนที่เหมือนกันคือ เปลวไฟจะเกิดขึ้นหลังจากเชื้อเพลิงถูกฉีดไปช่วงเวลาหนึ่ง จากนั้นจะเคลื่อนที่ไปตามทิศทางของอากาศหมุน และที่ช่วงองศาข้อเหวี่ยงหลังเปลวไฟจะมอดลงและมีบางส่วนเคลื่อนที่ลงสู่ connecting passage ไปสู่ห้องเผาไหม้หลักในที่สุด

จากรูปในตารางที่ 8-7 และ 8-8 สามารถขยายความได้โดยการแบ่งพื้นที่ของภาพถ่ายในห้องเผาไหม้เป็นส่วนๆ เพื่อพิจารณาเปอร์เซ็นต์ของพื้นที่ที่ครอบคลุมโดยเปลวไฟที่มีความน่าจะเป็นต่างๆ ณ องศาข้อเหวี่ยงนั้นๆ ในที่นี้จะแบ่งพื้นที่ของภาพถ่ายในห้องเผาไหม้ออกเป็น 8 ส่วน คือตัวเลข 1, 2, 3 และ 4 แสดงพื้นที่รอบใน และตัวอักษร A,B,C และ D แสดงพื้นที่รอบนอก ดังแสดงในรูปที่ 6-35 จากบทที่ 6 และจะพิจารณาความน่าจะเป็นในการเกิดเปลวไฟในช่วง 75-100 % ซึ่งภาพการแบ่งพื้นที่เพื่อขยายความความหมายของการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟดีเซลและปาล์มดิบดีเซลแสดงในรูปที่ 8-5 และ 8-6 ตามลำดับ และสรุปสัดส่วนของพื้นที่เปลวไฟที่มีความน่าจะเป็น 75-100% เทียบกับส่วนนั้นแสดงในตารางที่ 8-9 และ 8-10 สำหรับเปลวไฟดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ตามลำดับ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

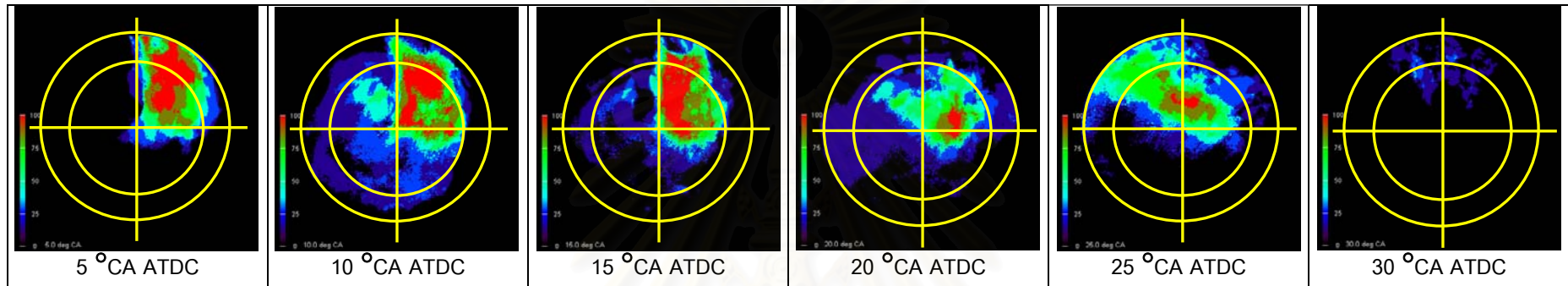
รูปที่ 8-5 ก ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟดีเซลที่รอบเดินเบา



ตารางที่ 8-9 ก สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่รอบเดินเบา

5 °CA ATDC		10 °CA ATDC		15 °CA ATDC		20 °CA ATDC		25 °CA ATDC		30 °CA ATDC	
1	~5%	1	~70%	1	~80%	1	0	1	0	1	0
A	~10%	A	~5%	A	~10%	A	0	A	0	A	0
2	0	2	<5%	2	~5%	2	0	2	0	2	0
B	0	B	0	B	0	B	~5%	B	0	B	0
3	0	3	~60%	3	~60%	3	~15%	3	0	3	0
C	0	C	0	C	0	C	~40%	C	0	C	0
4	0	4	~80%	4	~90%	4	~5%	4	0	4	0
D	0	D	~15%	D	~10%	D	<5%	D	0	D	0

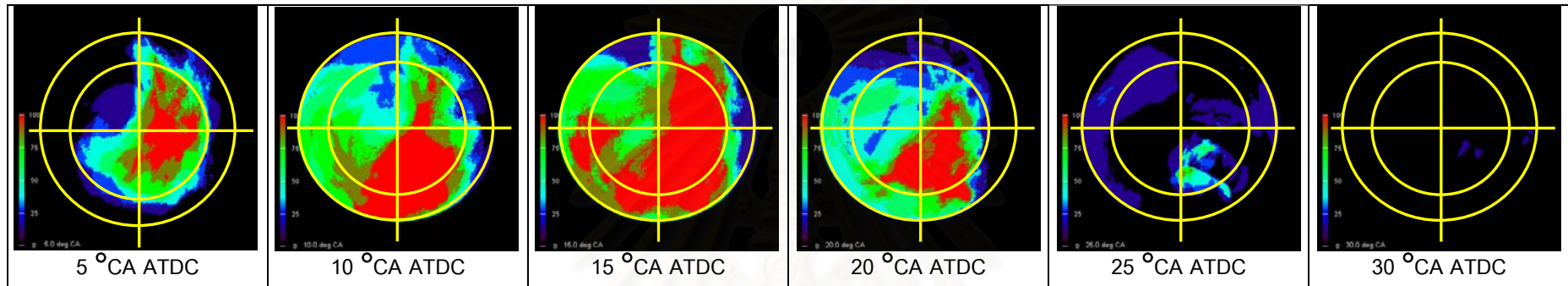
รูปที่ 8-5 ข ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟดีเซลที่ 1000 rpm, 30 Nm.



ตารางที่ 8-9 ข สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 1000 rpm, 30 Nm.

5 °CA ATDC		10 °CA ATDC		15 °CA ATDC		20 °CA ATDC		25 °CA ATDC		30 °CA ATDC	
1	~55%	1	~30%	1	~30%	1	<10%	1	<10%	1	0
A	~35%	A	~5%	A	~5%	A	0	A	0	A	0
2	0	2	0	2	0	2	<1%	2	~5%	2	0
B	0	B	0	B	0	B	0	B	0	B	0
3	0	3	0	3	0	3	0	3	0	3	0
C	0	C	0	C	0	C	0	C	0	C	0
4	0	4	<5%	4	~5%	4	<5%	4	0	4	0
D	0	D	0	D	0	D	0	D	0	D	0

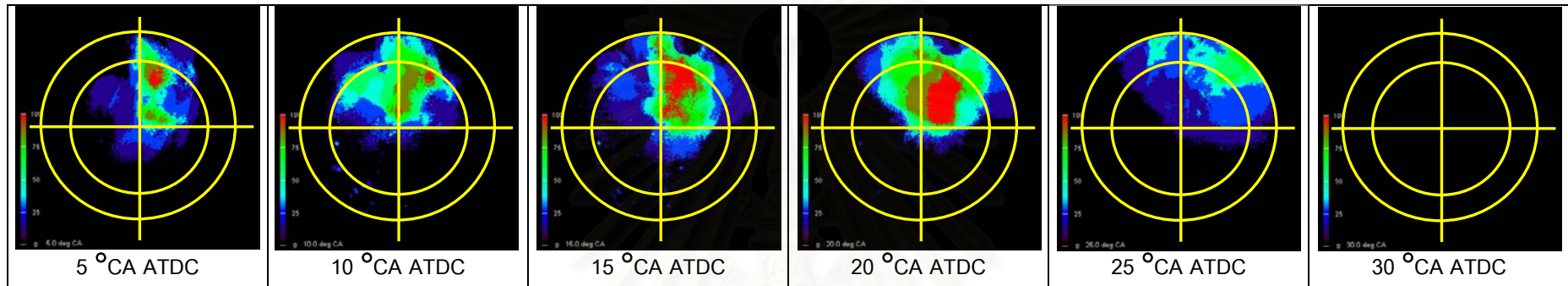
รูปที่ 8-5 ค ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟดีเซลที่ 2000 rpm, 30 Nm.



ตารางที่ 8-9 ค สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 2000 rpm, 30 Nm.

5 °CA ATDC		10 °CA ATDC		15 °CA ATDC		20 °CA ATDC		25 °CA ATDC		30 °CA ATDC	
1	~70%	1	~20%	1	~95%	1	~10%	1	0	1	0
A	<5%	A	<5%	A	~40%	A	0	A	0	A	0
2	0	2	0	2	~10%	2	0	2	0	2	0
B	0	B	0	B	<5%	B	0	B	0	B	0
3	~5%	3	~50%	3	~60%	3	~45%	3	0	3	0
C	0	C	~40%	C	~80%	C	<5%	C	0	C	0
4	~60%	4	~90%	4	~99%	4	~60%	4	0	4	0
D	0	D	~40%	D	~50%	D	~5%	D	0	D	0

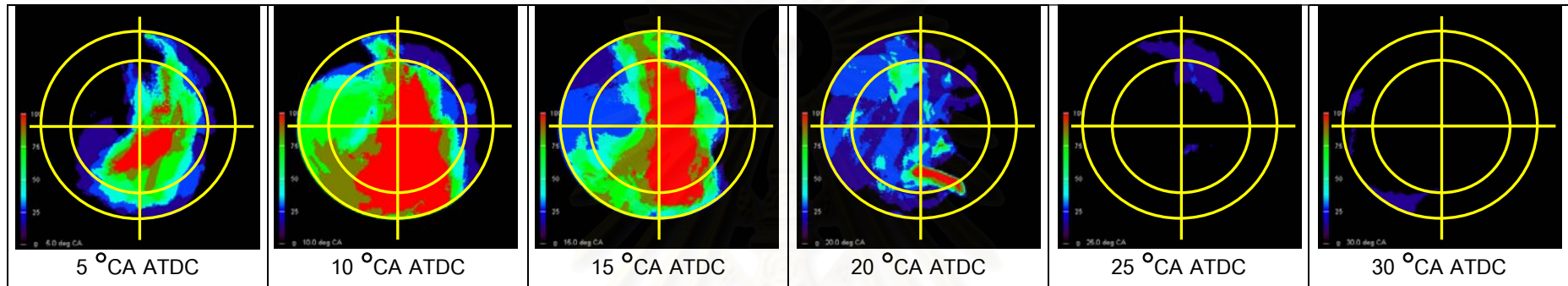
รูปที่ 8-5 ง ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟดีเซลที่ 2000 rpm, 50 Nm.



ตารางที่ 8-9 ง สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 2000 rpm, 50 Nm.

5 °CA ATDC		10 °CA ATDC		15 °CA ATDC		20 °CA ATDC		25 °CA ATDC		30 °CA ATDC	
1	~5%	1	~10%	1	~20%	1	~50%	1	0	1	0
A	0	A	0	A	<5%	A	<5%	A	0	A	0
2	0	2	0	2	0	2	~10%	2	0	2	0
B	0	B	0	B	0	B	0	B	0	B	0
3	0	3	0	3	0	3	0	3	0	3	0
C	0	C	0	C	0	C	0	C	0	C	0
4	0	4	0	4	0	4	0	4	0	4	0
D	0	D	0	D	0	D	0	D	0	D	0

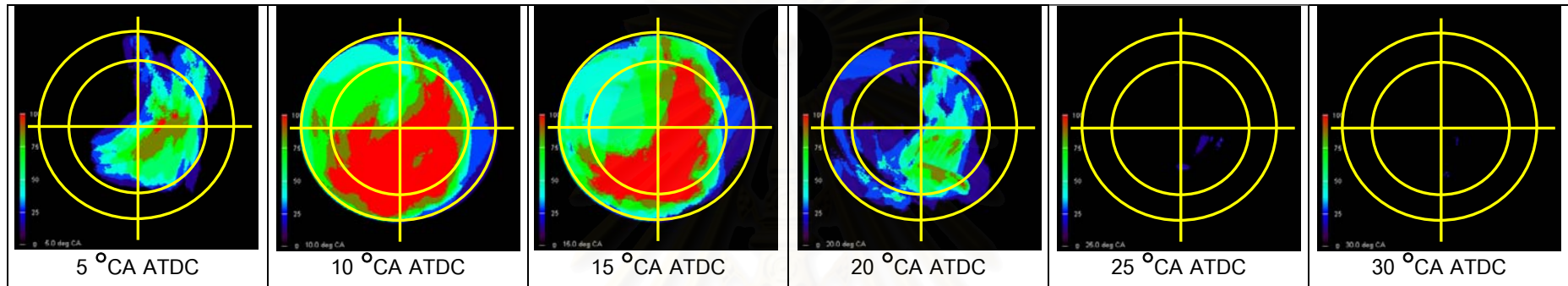
รูปที่ 8-5 จ ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟดีเซลที่ 2250 rpm, 20 Nm.



ตารางที่ 8-9 จ สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 2250 rpm, 20 Nm.

5 °CA ATDC		10 °CA ATDC		15 °CA ATDC		20 °CA ATDC		25 °CA ATDC		30 °CA ATDC	
1	~5%	1	~50%	1	~50%	1	0	1	0	1	0
A	0	A	0	A	0	A	0	A	0	A	0
2	0	2	~5%	2	~10%	2	0	2	0	2	0
B	0	B	0	B	~5%	B	0	B	0	B	0
3	~10%	3	~60%	3	~45%	3	<5%	3	0	3	0
C	0	C	~70%	C	~5%	C	0	C	0	C	0
4	~40%	4	~90%	4	~70%	4	~10%	4	0	4	0
D	0	D	~40%	D	~10%	D	<5%	D	0	D	0

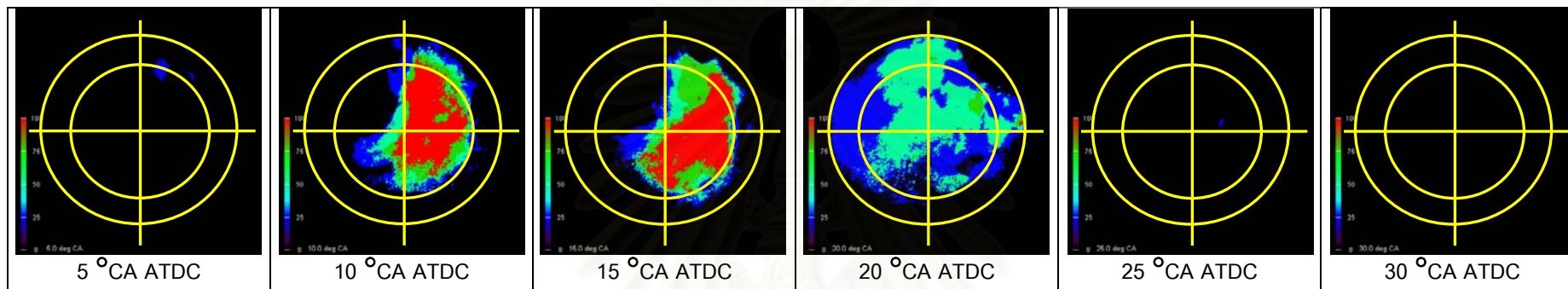
รูปที่ 8-5 ฉ ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟดีเซลที่ 2750 rpm, 20 Nm.



ตารางที่ 8-9 ฉ สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

5 °CA ATDC		10 °CA ATDC		15 °CA ATDC		20 °CA ATDC		25 °CA ATDC		30 °CA ATDC	
1	~5%	1	~60%	1	~75%	1	0	1	0	1	0
A	0	A	<5%	A	~5%	A	0	A	0	A	0
2	0	2	~5%	2	0	2	0	2	0	2	0
B	0	B	<5%	B	0	B	0	B	0	B	0
3	<5%	3	~99%	3	~50%	3	0	3	0	3	0
C	0	C	~60%	C	~40%	C	0	C	0	C	0
4	~10%	4	~99%	4	~80%	4	<5%	4	0	4	0
D	0	D	~10%	D	~10%	D	0	D	0	D	0

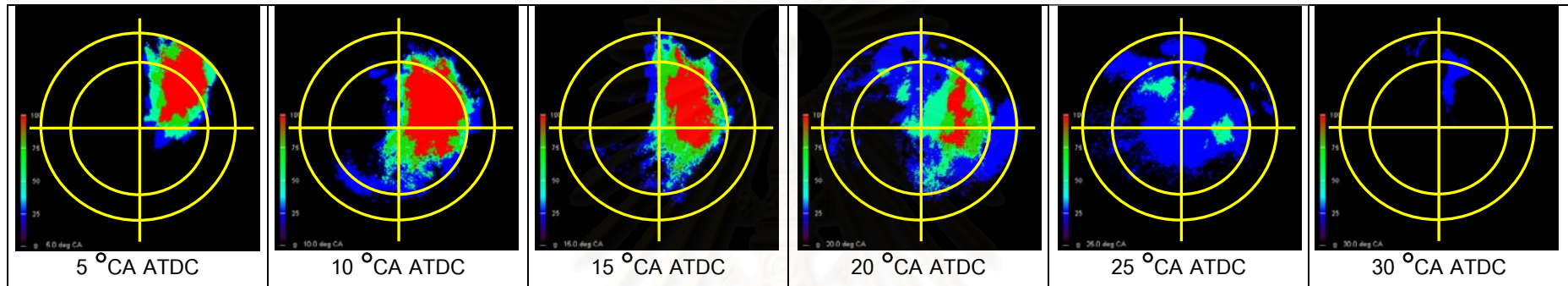
รูปที่ 8-6 ก ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลที่รอบเดินเบา



ตารางที่ 8-10 ก สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่รอบเดินเบา

5 °CA ATDC		10 °CA ATDC		15 °CA ATDC		20 °CA ATDC		25 °CA ATDC		30 °CA ATDC	
1	0	1	~90%	1	~45%	1	~5%	1	0	1	0
A	0	A	<5%	A	~5%	A	<5%	A	0	A	0
2	0	2	0	2	0	2	0	2	0	2	0
B	0	B	0	B	0	B	0	B	0	B	0
3	0	3	~5%	3	~10%	3	0	3	0	3	0
C	0	C	0	C	0	C	0	C	0	C	0
4	0	4	~50%	4	~70%	4	0	4	0	4	0
D	0	D	0	D	<5%	D	0	D	0	D	0

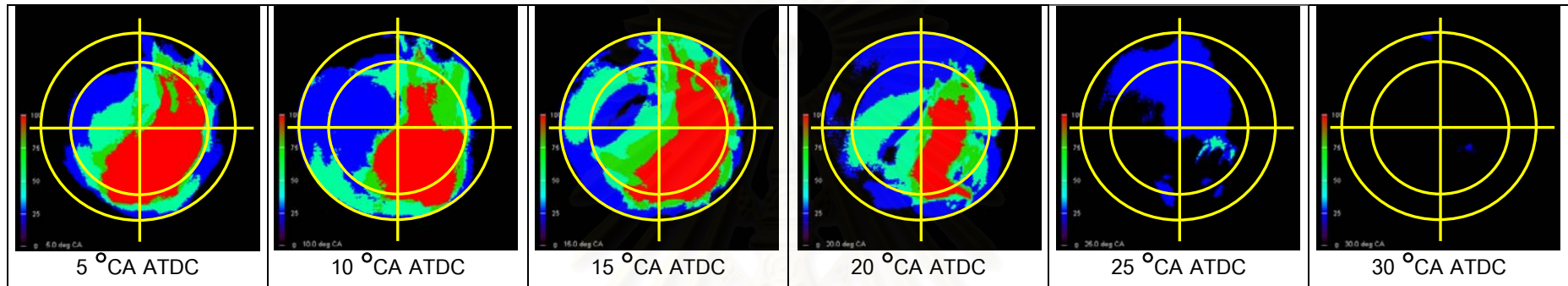
รูปที่ 8-6 ข ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟปาล์มดีเซลที่ 1000 rpm, 30 Nm.



ตารางที่ 8-10 ข สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟปาล์มดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 1000 rpm, 30 Nm.

5 °CA ATDC		10 °CA ATDC		15 °CA ATDC		20 °CA ATDC		25 °CA ATDC		30 °CA ATDC	
1	~40%	1	~90%	1	~70%	1	~15%	1	0	1	0
A	~30%	A	~5%	A	~5%	A	<5%	A	0	A	0
2	0	2	0	2	0	2	0	2	0	2	0
B	0	B	0	B	0	B	0	B	0	B	0
3	0	3	0	3	0	3	0	3	0	3	0
C	0	C	0	C	0	C	0	C	0	C	0
4	0	4	~25%	4	~10%	4	~5%	4	0	4	0
D	0	D	0	D	0	D	0	D	0	D	0

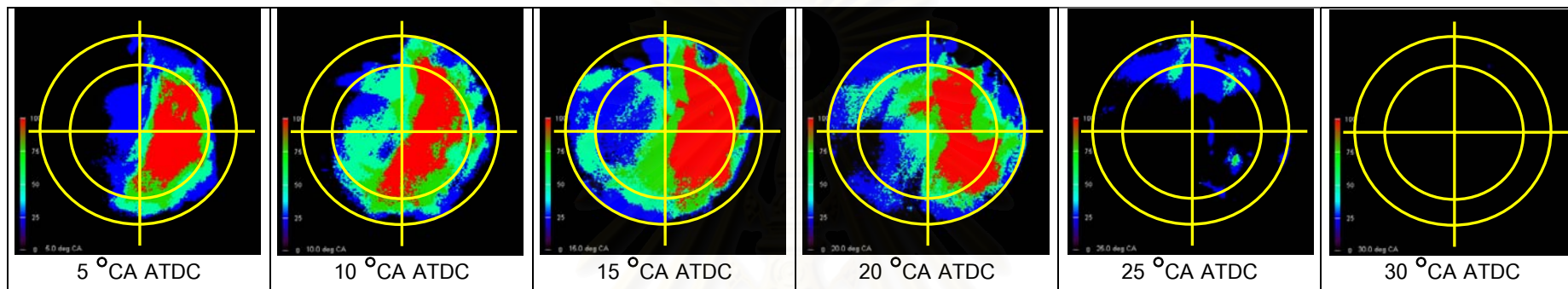
รูปที่ 8-6 ค ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟปาล์มดีเซลที่ 2000 rpm, 30 Nm.



ตารางที่ 8-10 ค สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟปาล์มดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 2000 rpm, 30 Nm.

5 °CA ATDC		10 °CA ATDC		15 °CA ATDC		20 °CA ATDC		25 °CA ATDC		30 °CA ATDC	
1	~50%	1	~30%	1	~70%	1	~30%	1	0	1	0
A	<5%	A	0	A	~15%	A	0	A	0	A	0
2	0	2	0	2	0	2	0	2	0	2	0
B	0	B	0	B	0	B	0	B	0	B	0
3	~45%	3	~20%	3	~20%	3	~5%	3	0	3	0
C	~5%	C	0	C	~5%	C	0	C	0	C	0
4	~99%	4	~99%	4	~90%	4	~50%	4	0	4	0
D	~5%	D	~15%	D	~15%	D	~5%	D	0	D	0

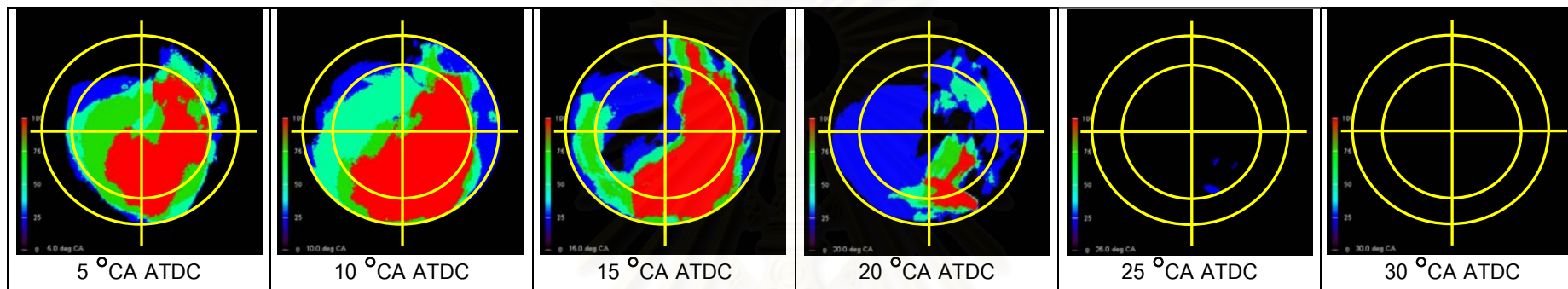
รูปที่ 8-6 ง ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟปาล์มดีเซลที่ 2000 rpm, 50 Nm.



ตารางที่ 8-10 ง สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟปาล์มดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 2000 rpm, 50 Nm.

5 °CA ATDC		10 °CA ATDC		15 °CA ATDC		20 °CA ATDC		25 °CA ATDC		30 °CA ATDC	
1	~65%	1	75%	1	~85%	1	~55%	1	0	1	0
A	~1%	A	<10%	A	~35%	A	~5%	A	0	A	0
2	0	2	~1%	2	0	2	~5%	2	0	2	0
B	0	B	0	B	0	B	0	B	0	B	0
3	<5%	3	~15%	3	<5%	3	~1%	3	0	3	0
C	0	C	<5%	C	0	C	0	C	0	C	0
4	80%	4	~65%	4	~95%	4	~75%	4	0	4	0
D	<5%	D	<5%	D	~10%	D	~15%	D	0	D	0

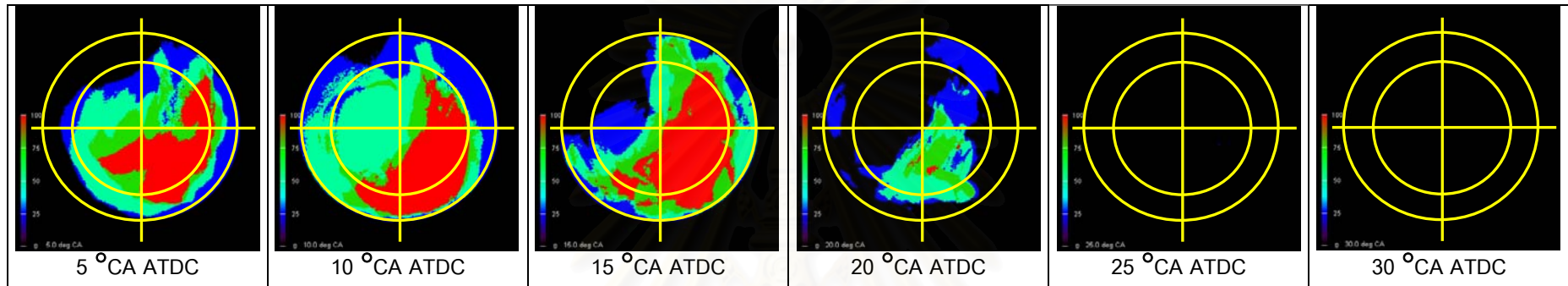
รูปที่ 8-6 จ ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความกระจ่างความน่าจะเป็นของเปลวไฟปาล์มดับดีเซลที่ 2250 rpm, 20 Nm.



ตารางที่ 8-10 จ สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟปาล์มดับดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 2250 rpm, 20 Nm.

5 °CA ATDC		10 °CA ATDC		15 °CA ATDC		20 °CA ATDC		25 °CA ATDC		30 °CA ATDC	
1	~55%	1	~65%	1	~75%	1	0	1	0	1	0
A	~1%	A	<10%	A	~15%	A	0	A	0	A	0
2	<5%	2	~1%	2	0	2	0	2	0	2	0
B	0	B	0	B	0	B	0	B	0	B	0
3	~40%	3	~60%	3	~20%	3	~1%	3	0	3	0
C	<5%	C	~25%	C	~15%	C	0	C	0	C	0
4	~95%	4	~99%	4	~90%	4	~15%	4	0	4	0
D	<10%	D	~55%	D	~50%	D	~10%	D	0	D	0

รูปที่ 8-6 ฉ ภาพการแบ่งพื้นที่ภาพถ่ายเพื่อขยายความการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟปาล์มดีเซลที่ 2750 rpm, 20 Nm.



ตารางที่ 8-10 ฉ สัดส่วนพื้นที่โดยประมาณของเปลวไฟปาล์มดีเซลที่มีความน่าจะเป็นในช่วง 75-100% ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

5 °CA ATDC		10 °CA ATDC		15 °CA ATDC		20 °CA ATDC		25 °CA ATDC		30 °CA ATDC	
1	~15%	1	~40%	1	~65%	1	0	1	0	1	0
A	~15%	A	0	A	~5%	A	~1%	A	0	A	0
2	0	2	0	2	0	2	0	2	0	2	0
B	0	B	0	B	0	B	0	B	0	B	0
3	~20%	3	<10%	3	~10%	3	<5%	3	0	3	0
C	0	C	~10%	C	~5%	C	0	C	0	C	0
4	~90%	4	~90%	4	~99%	4	~5%	4	0	4	0
D	<15%	D	~60%	D	~30%	D	~1%	D	0	D	0

จากการวิเคราะห์ภาพการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟในพื้นที่แต่ละส่วน ในรูปที่ 8-5 (ก ถึง ฉ) และ 8-6 (ก ถึง ฉ) และตารางที่ 8-9 (ก ถึง ฉ) และ 8-10 (ก ถึง ฉ) จะพบแนวโน้มของการเกิดเปลวไฟที่มีความน่าจะเป็น 75-100 % ที่จุดทำงานต่างๆ ดังนี้

ที่รอบเดินเบา เปลวไฟดีเซลที่ 5 °CA เปลวไฟจะอยู่ในส่วน 1 และ A ในช่วง 10 °CA ถึง 15 °CA เปลวไฟส่วนใหญ่จะอยู่ในส่วน 1, 3 และ 4 ที่ 15 °CA เปลวไฟส่วนใหญ่จะอยู่ในส่วน 3 และ C ขณะที่ 25 °CA และ 30 °CA จะไม่พบโอกาสเกิดเปลวไฟตั้งแต่ 75-100% ส่วนเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลในช่วง 10 °CA ถึง 15 °CA เปลวไฟจะอยู่ในส่วน 1 และ 4 ในช่วง 20 °CA เปลวไฟจะอยู่ในส่วน 1 และ A น้อยมาก ขณะที่ 5 °CA, 25 °CA และ 30 °CA จะไม่พบโอกาสเกิดเปลวไฟที่ 75-100%

ที่ 1000 rpm, 30 Nm. เปลวไฟดีเซลในช่วง 5 °CA ถึง 15 °CA ส่วนใหญ่จะอยู่ในส่วน 1 และ A ในช่วง 20 °CA ถึง 25 °CA เปลวไฟจะอยู่ในส่วน 1 และ 2 และที่ 30 °CA จะไม่พบเปลวไฟที่มีความน่าจะเป็น 75-100% ส่วนเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลนั้น ที่ 5 °CA จะอยู่ในส่วน 1 และ A ในช่วง 10 °CA ถึง 20 °CA เปลวไฟส่วนใหญ่จะอยู่ในส่วน 1, 4 และ A ขณะที่ในช่วง 25 °CA ถึง 30 °CA จะไม่พบเปลวไฟที่มีความน่าจะเป็น 75-100%

ที่ 2000 rpm, 30 Nm. เปลวไฟดีเซลที่ 5 °CA ส่วนใหญ่จะอยู่ในส่วน 1, 3 และ 4 ในช่วง 10 °CA ถึง 20 °CA เปลวไฟจะอยู่ในส่วน 1, 3, 4, C และ D ขณะที่ 25 °CA และ 30 °CA จะไม่พบเปลวไฟที่มีความน่าจะเป็น 75-100% ส่วนเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลในช่วง 5 °CA ถึง 20 °CA จะอยู่ในส่วน 1, 3, 4, C และ D ขณะที่ 25 °CA และ 30 °CA จะไม่พบเปลวไฟที่มีความน่าจะเป็น 75-100%

ที่ 2000 rpm, 50 Nm. เปลวไฟดีเซลในช่วง 5 °CA ถึง 10 °CA จะอยู่ในส่วน 1 ในช่วง 15 °CA ถึง 20 °CA เปลวไฟส่วนใหญ่จะอยู่ในส่วน 1, 2 และ A ขณะที่ 25 °CA และ 30 °CA จะไม่พบเปลวไฟที่มีความน่าจะเป็น 75-100% ส่วนเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลที่ 5 °CA เปลวไฟจะอยู่ในส่วน 1 และ 4 ในช่วง 10 °CA ถึง 20 °CA เปลวไฟจะอยู่ในส่วน 1, 3, 4, A และ D ขณะที่ 25 °CA และที่ 30 °CA จะไม่พบเปลวไฟที่มีความน่าจะเป็น 75-100%

ที่ 2250 rpm, 20 Nm. เปลวไฟดีเซลที่ 5 °CA ส่วนใหญ่จะอยู่ในส่วน 1, 3 และ 4 ในช่วง 10 °CA ถึง 15 °CA เปลวไฟจะอยู่ในส่วน 1, 3, 4, C และ D ที่ 20 °CA เปลวไฟจะอยู่ในส่วน 4 ขณะที่ 25 °CA และ 30 °CA จะไม่พบเปลวไฟที่มีความน่าจะเป็น 75-100% ส่วนเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลในช่วง 5 °CA ถึง 15 °CA จะอยู่ในส่วน 1, 3, 4, A, C และ D ที่ 20 °CA

เปลวไฟส่วนใหญ่จะอยู่ในส่วน 4 และ D ขณะที่ 25 °CA และที่ 30 °CA จะไม่พบเปลวไฟที่มีความน่าจะเป็น 75-100%

ที่ 2750 rpm, 20 Nm. เปลวไฟดีเซลที่ 5 °CA ส่วนใหญ่จะอยู่ในส่วน 1 และ 4 ที่ 10 และ 15 °CA เปลวไฟส่วนใหญ่จะอยู่ในส่วน 1, 3, 4, C และ D ที่ 20 °CA เปลวไฟจะอยู่ในส่วน 4 และ D เล็กน้อย ขณะที่ 25 และ 30 °CA จะไม่พบเปลวไฟที่มีความน่าจะเป็น 75-100% ส่วนเปลวไฟปาล์มดีเซลที่ 5 °CA ส่วนใหญ่จะอยู่ในส่วน 1, 3, 4, A และ D ในช่วง 10 °CA ถึง 15 °CA เปลวไฟส่วนใหญ่จะอยู่ในส่วน 1, 3, 4, C และ D ที่ 20 °CA เปลวไฟจะอยู่ในส่วน 4 ขณะที่ 25 °CA และ 30 °CA จะไม่พบเปลวไฟที่มีความน่าจะเป็น 75-100%

เมื่อพิจารณาโดยรวมจะสรุปแนวโน้มได้คือเปลวไฟที่มีความน่าจะเป็น 75-100% โดยส่วนมากจะอยู่ในส่วน 1 และ 4 มากที่สุด (ที่ 5, 10, 15 และ 20 °CA) โดยเปลวไฟดีเซลจะครอบคลุมพื้นที่ในส่วน 1 ประมาณร้อยละ 6.25 ถึง 11.88 ของพื้นที่ของการมองเห็นทั้งหมด และเปลวไฟปาล์มดีเซลจะครอบคลุมพื้นที่ในส่วน 1 ประมาณร้อยละ 8.13 ถึง 11.25 ของพื้นที่การมองเห็นทั้งหมด เปลวไฟดีเซลจะครอบคลุมพื้นที่ในส่วน 4 ประมาณร้อยละ 0.63 ถึง 12.38 ของพื้นที่การมองเห็นทั้งหมด และเปลวไฟปาล์มดีเซลจะครอบคลุมพื้นที่ในส่วน 4 ประมาณร้อยละ 3.13 ถึง 12.38 ของพื้นที่การมองเห็นทั้งหมด นอกจากนี้จะพบว่าเปลวไฟดีเซลจะครอบคลุมพื้นที่ในส่วน 3 ประมาณร้อยละ 0.63 ถึง 12.38 ของพื้นที่การมองเห็นทั้งหมด และประมาณร้อยละ 1.25 ถึง 7.5 สำหรับเปลวไฟปาล์มดีเซล จะเห็นได้ว่าเปลวไฟดีเซลจะครอบคลุมพื้นที่ในส่วน 3 มากกว่าเปลวไฟปาล์มดีเซล และเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงจะครอบคลุมพื้นที่ในส่วน A, B, C, D ในสัดส่วนที่น้อยลงมา แต่อย่างไรก็ตาม เปลวไฟจะไม่ค่อยไปถึงส่วน 2 และ B หรือถ้าเปลวไฟไปถึงสองส่วนนี้ก็อยู่ในสัดส่วนที่น้อยมาก โดยจะพบเปลวไฟดีเซลมากกว่า และที่องศาข้อเหวี่ยงหลังๆ (20, 25 และ 30 °CA) ความน่าจะเป็นที่จะเกิดเปลวไฟ 75-100% จะลดน้อยลงจนกระทั่งที่ 30 °CA ความน่าจะเป็นในทุกส่วนของพื้นที่จะมีค่าเป็นศูนย์

เมื่อพิจารณาในแง่ทิศทางการเคลื่อนที่ของเปลวไฟพบว่าเปลวไฟเริ่มต้นขึ้นในส่วน 1 โดยส่วนใหญ่ (และส่วน A เล็กน้อย) เมื่อเวลาผ่านไปเปลวไฟจะอยู่ในส่วน 1 ลดลงและแพร่กระจายไปสู่ส่วน 4 (และส่วน D เล็กน้อย) จากนั้นจะแพร่กระจายไปสู่ส่วน 3 (และส่วน C เล็กน้อย) ตามทิศทางของอากาศหมุน แล้วลงสู่ connecting passage ซึ่งอยู่ในส่วน 4 ในที่สุด

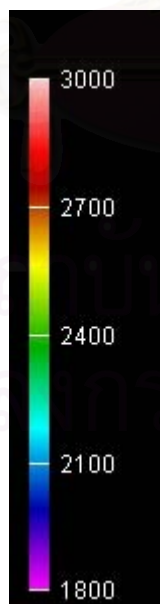
8.3 การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่า

ภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ที่ได้นั้น สามารถนำมาคำนวณหาการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นของเขม่าได้ด้วยวิธี two-color method โดยใช้ซอฟต์แวร์ AVL ThermoVision เวอร์ชัน 1.1 อุณหภูมิเปลวไฟที่คำนวณโดยวิธี two-color method นี้ วัดจากอุณหภูมิการเผาไหม้ของอนุภาคเขม่าที่แผ่รังสีทางความร้อน ส่วนความเข้มข้นของเขม่าหมายถึง ความหนาของเขม่า ณ บริเวณนั้นๆ ซึ่งเป็นการวิเคราะห์จากภาพถ่าย 2 มิติ

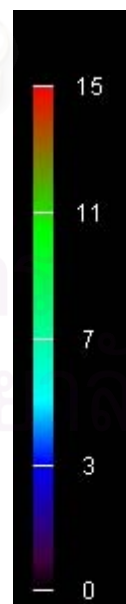
ตารางที่ 8-11 (ก ถึง ฉ) แสดงภาพการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่สอดคล้องกับอุณหภูมิเปลวไฟที่คำนวณได้ ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ (0, 5, 10, 15, 20, 25, 30 และ 35 °CA ATDC) ของเชื้อเพลิงดีเซลเปรียบเทียบกับปาล์มดิบดีเซลในแต่ละจุดทำงาน

รูปภาพการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟที่น่าเสนอ จะมีสเกลบอกค่าอุณหภูมิปรากฏอยู่ทางมุมล่างด้านซ้ายมือ สเกลของอุณหภูมิเปลวไฟจะมีค่าตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ดังแสดงในรูปที่ 8-7

รูปภาพการกระจายความเข้มข้นเขม่า จะแสดงความหนาแน่นเขม่าที่สอดคล้องกับการกระจายอุณหภูมิที่ได้ และจะมีสเกลบอกค่าความหนาแน่นของเขม่าทางด้านซ้ายมือ โดยสเกลของความหนาแน่นของเขม่าเป็นสเกลสัมพัทธ์จะมีค่าตั้งแต่ 0 (เขม่าเบาบาง) จนถึง 15 (เขม่าหนาแน่น) ดังรูปที่ 8-8

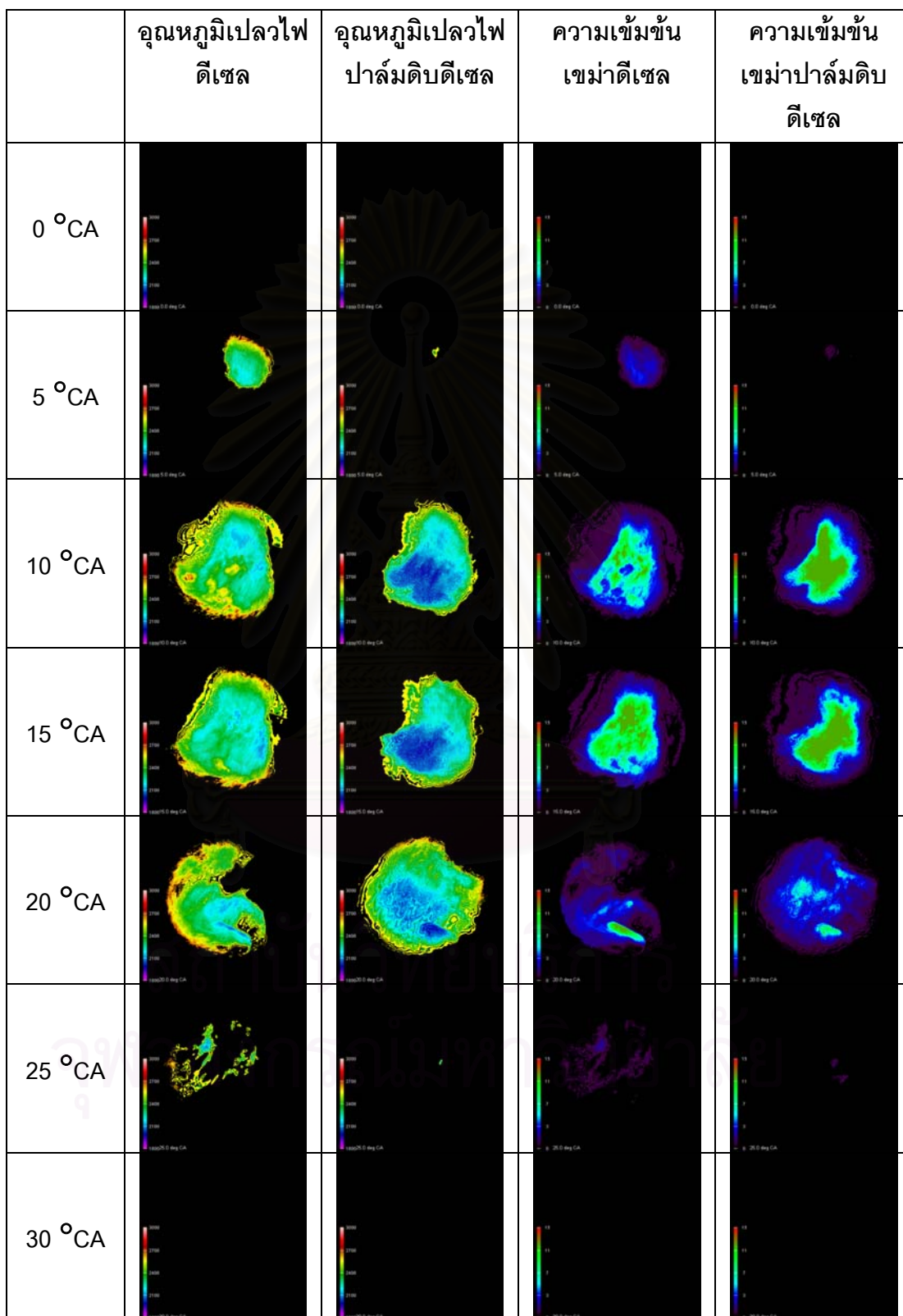


รูปที่ 8-7 สเกลอุณหภูมิของภาพการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ



รูปที่ 8-8 สเกลความหนาแน่นสัมพัทธ์ของเขม่าของภาพการกระจายความเข้มข้นเขม่า

ตารางที่ 8-11 ก การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่รอบเดินเบา

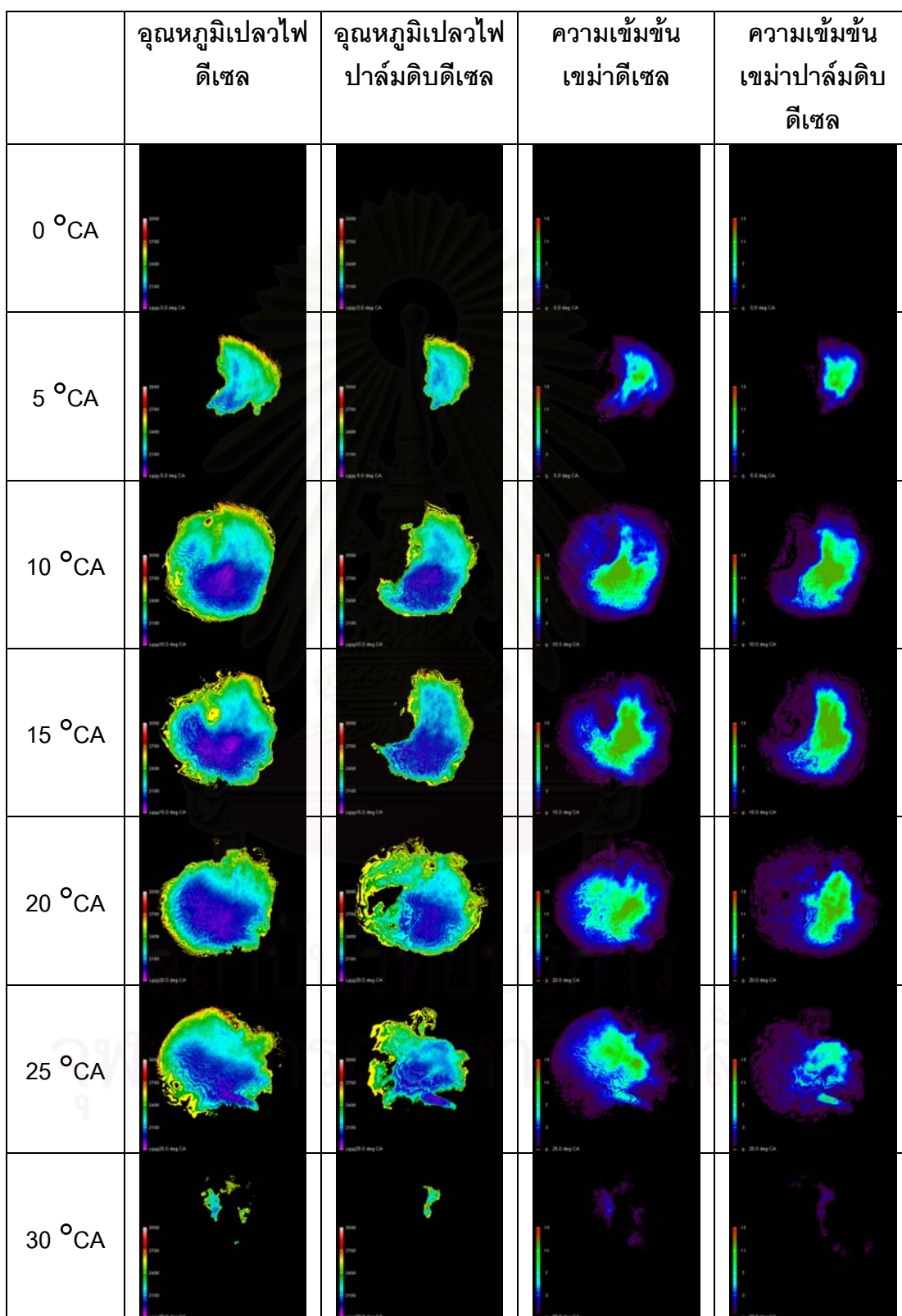


ที่รอบเดินเบา เมื่อพิจารณาการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟโดยรวมแล้วพบว่าเปลวไฟจะมีอุณหภูมิสูงที่ขอบนอก (สีแสด) และลดต่ำลงมาที่บริเวณด้านใน (สีเหลือง, สีเขียว, สีฟ้า) จนกระทั่งที่ใจกลางของเปลวไฟจะมีอุณหภูมิต่ำสุด (สีน้ำเงิน) และเมื่อพิจารณาความหนาแน่นของเขม่าจะได้แนวโน้มที่สอดคล้องกับอุณหภูมิเปลวไฟนั่นคือที่ขอบนอกจะมีความหนาแน่นเขม่าต่ำและเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ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

ที่ 0°CA ATDC ยังไม่สังเกตเห็นเปลวไฟจากเชื้อเพลิงทั้งสอง ที่ 5°CA ATDC จะสังเกตเห็นเปลวไฟดีเซลมีขนาดใหญ่กว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลและเปลวไฟดีเซลมีอุณหภูมิสูงกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล และพบว่าเปลวไฟดีเซลเริ่มมีความหนาแน่นของเขม่าก่อนปาล์มดิบดีเซล ที่ 10°CA ATDC จะสังเกตเห็นเปลวไฟดีเซลมีขนาดใหญ่กว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล ซึ่งเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีอุณหภูมิต่ำกว่าเปลวไฟดีเซล ทำให้ความหนาแน่นเขม่าของเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมากกว่าด้วย ที่ 15°CA ATDC เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีอุณหภูมิต่ำกว่าเปลวไฟดีเซลและความหนาแน่นเขม่ามากกว่า ที่ 20°CA ATDC เปลวไฟดีเซลและปาล์มดิบดีเซลเริ่มมีบริเวณเล็กกลางและเริ่มเคลื่อนที่ลง connecting passage ในขณะที่เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลยังคงเผาไหม้อยู่ ซึ่งเห็นจากเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลครอบคลุมบริเวณที่ใหญ่กว่า ดังนั้นจะสังเกตเห็นความหนาแน่นเขม่าที่มากกว่า ที่ 25°CA ATDC เปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองเริ่มมอดลง โดยที่เปลวไฟดีเซลยังคงเผาไหม้อยู่เล็กน้อย จึงพบว่าเปลวไฟดีเซลยังมีความหนาแน่นเขม่าอยู่เล็กน้อย และสุดท้ายที่ 30°CA ATDC เปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองมอดลง

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

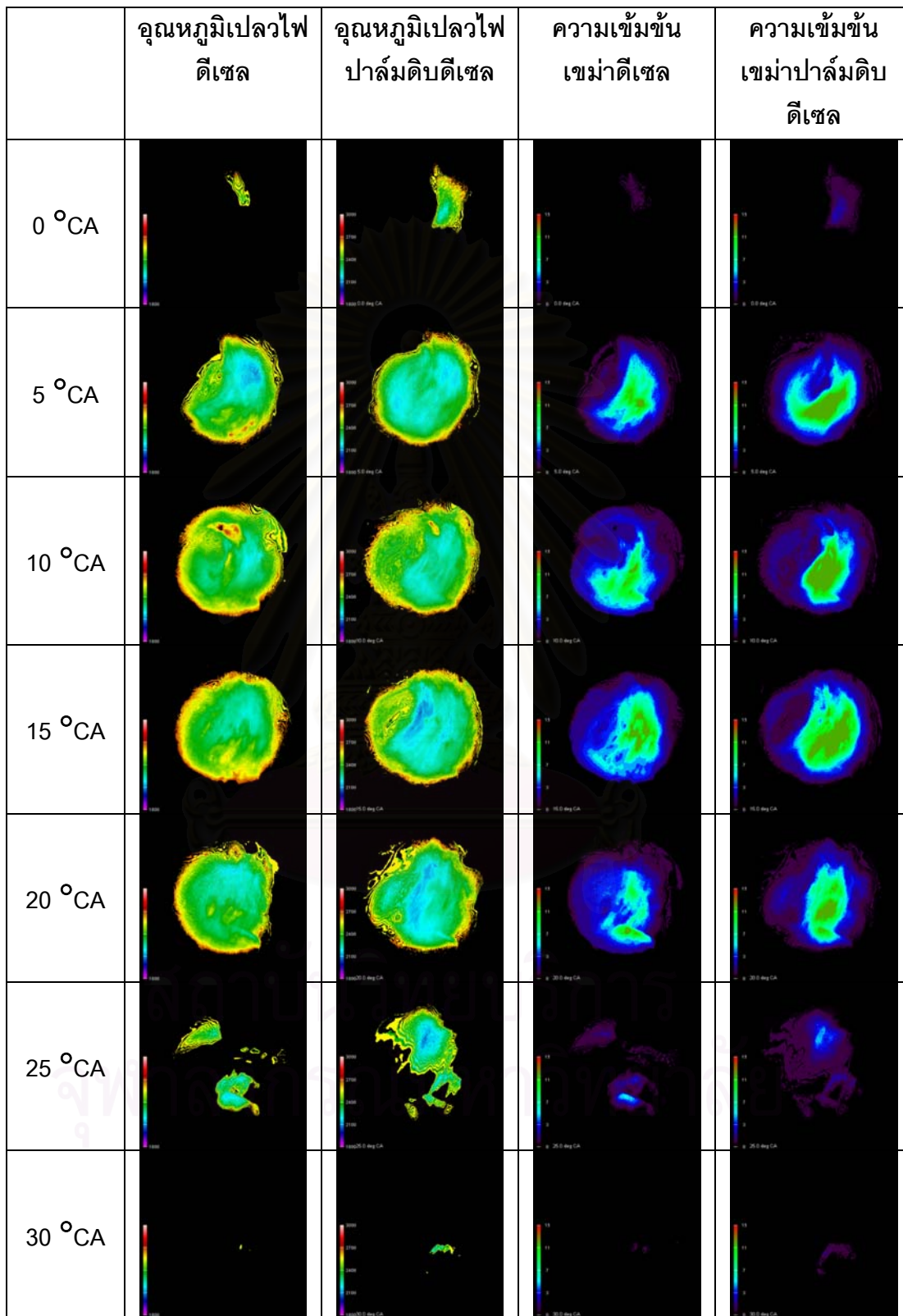
ตารางที่ 8-11 ข การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่ 1000 rpm, 30 Nm.



ที่ 1000 rpm, 30 Nm. เมื่อพิจารณาการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟโดยรวมแล้วพบว่าเปลวไฟจะมีอุณหภูมิสูงที่ขอบนอก (สีแสด) และลดต่ำลงมาที่บริเวณด้านใน (สีเหลือง, สีเขียว, สีฟ้า) จนกระทั่งที่ใจกลางของเปลวไฟจะมีอุณหภูมิต่ำสุด (สีน้ำเงิน) และเมื่อพิจารณาความหนาแน่นของเขม่าจะได้แนวโน้มที่สอดคล้องกับอุณหภูมิเปลวไฟนั่นคือที่ขอบนอกจะมีความหนาแน่นเขม่าต่ำและเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ที่บริเวณด้านใน จนกระทั่งที่ใจกลางของเปลวไฟจะมีความหนาแน่นเขม่าสูงสุด

ที่ 0 °CA ATDC ยังไม่สังเกตเห็นเปลวไฟจากเชื้อเพลิงทั้งสอง ที่ 5 °CA ATDC เปลวไฟดีเซลครอบคลุมบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำมากกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล ทำให้ความหนาแน่นเขม่าในเปลวไฟดีเซลมีมากกว่า ที่ 10 °CA ATDC จะสังเกตเห็นเปลวไฟดีเซลมีขนาดใหญ่กว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล โดยเปลวไฟดีเซลครอบคลุมบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำมากกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล ทำให้ความหนาแน่นเขม่าในเปลวไฟดีเซลมีมากกว่าปาล์มดิบดีเซล ที่ 15 °CA ATDC จะสังเกตเห็นเปลวไฟดีเซลมีขนาดใหญ่กว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล โดยเปลวไฟดีเซลครอบคลุมบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำมากกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล ทำให้ความหนาแน่นเขม่าในเปลวไฟดีเซลมีมากกว่าปาล์มดิบดีเซลเล็กน้อย ที่ 20 °CA ATDC จะสังเกตเห็นเปลวไฟดีเซลและปาล์มดิบดีเซลมีขนาดใกล้เคียงกัน โดยเปลวไฟดีเซลครอบคลุมบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำมากกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล แต่ความหนาแน่นเขม่าในเปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองใกล้เคียงกัน ที่ 25 °CA ATDC เปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองยังคงเผาไหม้ต่อไป และมีบางส่วนซึ่งอุณหภูมิต่ำเคลื่อนที่ลงสู่ connecting passage โดยเปลวไฟดีเซลครอบคลุมบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำมากกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล ทำให้ความหนาแน่นเขม่าในเปลวไฟดีเซลมีมากกว่าปาล์มดิบดีเซลเล็กน้อย ที่ 30 °CA ATDC เปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองเริ่มมอดลงและครอบคลุมพื้นที่เล็กลง โดยมีการแจกแจงอุณหภูมิและความหนาแน่นใกล้เคียงกัน

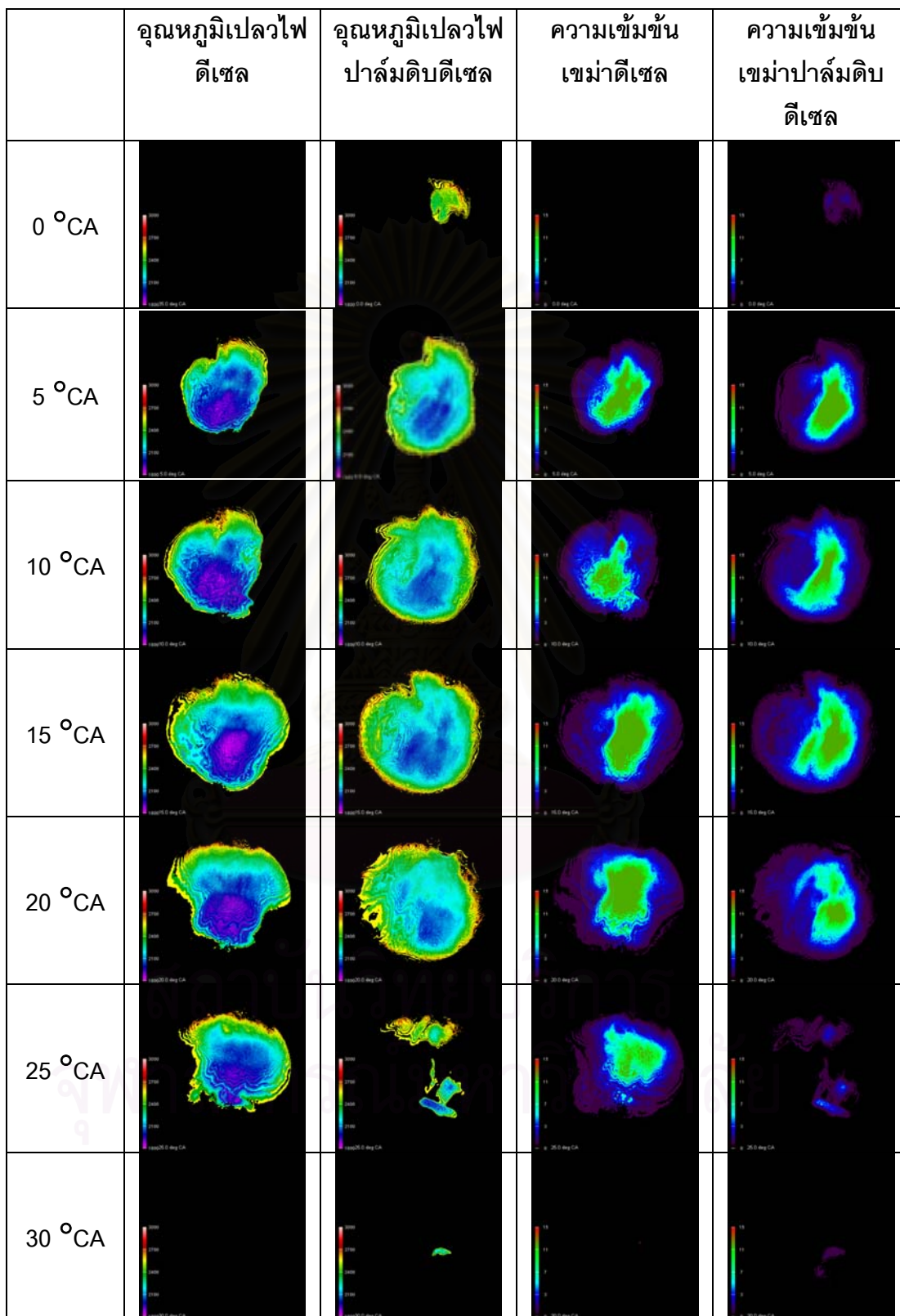
ตารางที่ 8-11 ค การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่ 2000 rpm, 30 Nm.



ที่ 2000 rpm, 30 Nm. เมื่อพิจารณาการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟโดยรวมแล้ว พบว่าเปลวไฟจะมีอุณหภูมิสูงที่ขอบนอก (สีแสด) และลดต่ำลงมาที่บริเวณด้านใน (สีเหลือง, สีเขียว) จนกระทั่งที่ใจกลางของเปลวไฟจะมีอุณหภูมิต่ำสุด (สีฟ้า) และเมื่อพิจารณาความหนาแน่นของเขม่าจะได้แนวโน้มที่สอดคล้องกับอุณหภูมิเปลวไฟนั่นคือที่ขอบนอกจะมีความหนาแน่นเขม่าต่ำและเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ที่บริเวณด้านใน จนกระทั่งที่ใจกลางของเปลวไฟจะมีความหนาแน่นเขม่าสูงสุด

ที่ 0 °CA ATDC เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลเกิดก่อนเปลวไฟดีเซลดังจะเห็นได้จากที่เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีขนาดใหญ่กว่า จึงเห็นว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีการแจกแจงอุณหภูมิที่ครอบคลุมบริเวณที่ใหญ่กว่า ความหนาแน่นเขม่าจึงมากกว่า ที่ 5 °CA ATDC เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีขนาดใหญ่กว่า แต่เปลวไฟดีเซลครอบคลุมบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำมากกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล ทำให้ความหนาแน่นเขม่าในเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงใกล้เคียงกัน ที่ 10 °CA ATDC เปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงมีการแจกแจงอุณหภูมิและความหนาแน่นเขม่าใกล้เคียงกัน เช่นเดียวกับที่ 15 °CA ATDC เปลวไฟทั้งสองมีการแจกแจงอุณหภูมิและความหนาแน่นเขม่าใกล้เคียงกัน ที่ 20 °CA ATDC เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีบริเวณที่อุณหภูมิต่ำสุด (สีฟ้า) มากกว่าจึงทำให้มีบริเวณที่มีความหนาแน่นเขม่าสูงมากกว่าดีเซล และมีเปลวไฟบางส่วนของทั้งสองเชื้อเพลิงซึ่งอุณหภูมิต่ำเริ่มเคลื่อนที่ลงสู่ connecting passage ที่ 25 °CA ATDC เปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงเริ่มมอดลง โดยเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลยังมีขนาดใหญ่กว่า ความหนาแน่นเขม่าจึงมากกว่าดีเซล และมีเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงซึ่งอุณหภูมิต่ำเคลื่อนที่ลงสู่ connecting passage ที่ 30 °CA ATDC เปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองมอดลง

ตารางที่ 8-11 ง การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่ 2000 rpm, 50 Nm.



ที่ 2000 rpm, 50 Nm. เมื่อพิจารณาการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟโดยรวมแล้วพบว่าเปลวไฟจะมีอุณหภูมิสูงที่ขอบนอก (สีแสด) และลดต่ำลงมาที่บริเวณด้านใน (สีเหลือง, สีเขียว, สีฟ้า) จนกระทั่งที่ใจกลางของเปลวไฟจะมีอุณหภูมิต่ำสุด (สีน้ำเงิน) และเมื่อพิจารณาความหนาแน่นของเขม่าจะได้แนวโน้มที่สอดคล้องกับอุณหภูมิเปลวไฟนั่นคือที่ขอบนอกจะมีความหนาแน่นเขม่าต่ำและเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ที่บริเวณด้านใน จนกระทั่งที่ใจกลางของเปลวไฟจะมีความหนาแน่นเขม่าสูงสุด

ที่ 0 °CA ATDC เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลเกิดก่อนเปลวไฟดีเซล จึงเริ่มมีความหนาแน่นเขม่าก่อนดีเซล ที่ 5 °CA ATDC เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีขนาดใหญ่กว่า แต่เปลวไฟดีเซลครอบคลุมบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำมากกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล ทำให้ความหนาแน่นเขม่าในเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงใกล้เคียงกัน ที่ 10 °CA ATDC เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีขนาดใหญ่กว่า แต่เปลวไฟดีเซลครอบคลุมบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำมากกว่าเปลวไฟปาล์มดิบ ซึ่งจากการแจกแจงความเข้มข้นเขม่าพบว่า เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีความหนาแน่นเขม่าสูงมากกว่าดีเซล ที่ 15 °CA ATDC เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีขนาดใหญ่กว่า แต่เปลวไฟดีเซลครอบคลุมบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำมากกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล ทำให้ความหนาแน่นเขม่าในเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงใกล้เคียงกัน เช่นเดียวกับที่ 20 °CA ATDC ยังคงเห็นเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีขนาดใหญ่กว่า แต่เปลวไฟดีเซลครอบคลุมบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำมากกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล ทำให้ความหนาแน่นเขม่าในเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงใกล้เคียงกัน ที่ 25 °CA ATDC เปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงเริ่มมอดลง โดยเปลวไฟดีเซลมีขนาดใหญ่กว่า ความหนาแน่นเขม่าจึงมากกว่าปาล์มดิบดีเซล และมีเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงซึ่งอุณหภูมิต่ำเคลื่อนที่ลงสู่ connecting passage ที่ 30 °CA ATDC เปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองเริ่มมอดลง

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

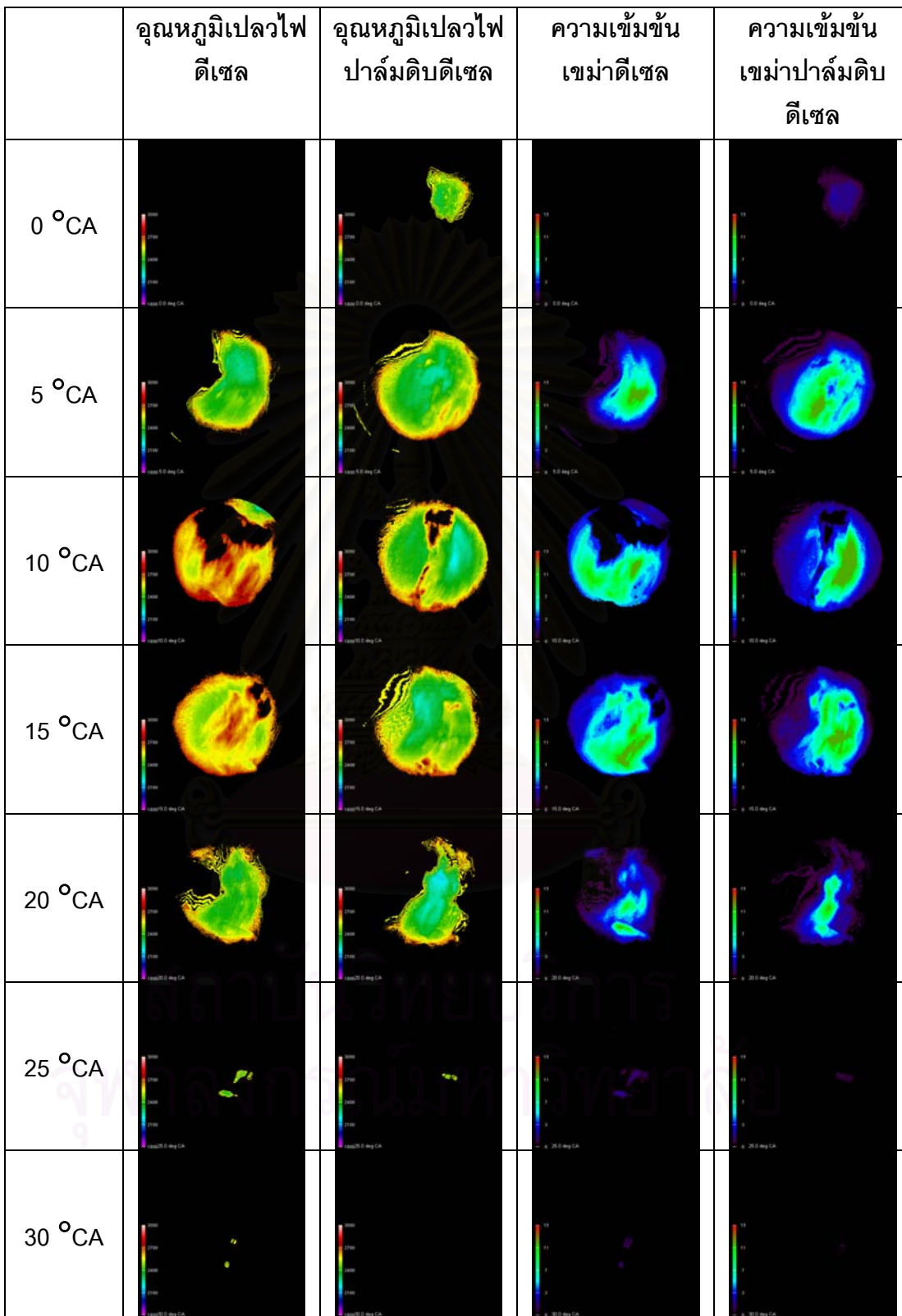
ตารางที่ 8-11 จ การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่ 2250 rpm, 20 Nm.

	อุณหภูมิเปลวไฟ ดีเซล	อุณหภูมิเปลวไฟ ปาล์มดิบดีเซล	ความเข้มข้น เขม่าดีเซล	ความเข้มข้น เขม่าปาล์มดิบ ดีเซล
0 °CA				
5 °CA				
10 °CA				
15 °CA				
20 °CA				
25 °CA				
30 °CA				

ที่ 2250 rpm, 20 Nm. เมื่อพิจารณาการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟโดยรวมแล้วพบว่าเปลวไฟจะมีอุณหภูมิสูงที่ขอบนอก (สีแสด) และลดต่ำลงมาที่บริเวณด้านใน (สีเหลือง, สีเขียว) จนกระทั่งที่บริเวณตรงกลาง เปลวไฟจะมีอุณหภูมิต่ำสุด (สีฟ้า) และเมื่อพิจารณาความหนาแน่นของเขม่าจะได้แนวโน้มที่สอดคล้องกับอุณหภูมิเปลวไฟนั่นคือที่ขอบนอกจะมีความหนาแน่นเขม่าต่ำและเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ที่บริเวณด้านใน จนกระทั่งที่ใจกลางของเปลวไฟจะมีความหนาแน่นเขม่าสูงสุด

ที่ 0 °CA ATDC เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลเกิดก่อนเปลวไฟดีเซลดังจะเห็นได้จากที่เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีขนาดใหญ่กว่า จึงเห็นว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีการแจกแจงอุณหภูมิที่ครอบคลุมบริเวณที่ใหญ่กว่า ความหนาแน่นเขม่าจึงมากกว่า ที่ 5 °CA ATDC เปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองมีการแจกแจงอุณหภูมิใกล้เคียงกัน แต่เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีขนาดใหญ่กว่า ดังนั้นความหนาแน่นเขม่าจึงมากกว่าดีเซล ที่ 10 °CA ATDC เปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองมีการแจกแจงอุณหภูมิใกล้เคียงกัน แต่เปลวไฟดีเซลมีขนาดใหญ่กว่า ดังนั้นความหนาแน่นเขม่าจึงมากกว่าปาล์มดิบดีเซล ที่ 15 °CA ATDC เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีบริเวณที่อุณหภูมิต่ำ (สีฟ้า) มากกว่าจึงทำให้มีบริเวณที่มีความหนาแน่นเขม่าสูงมากกว่าดีเซล ที่ 20 °CA ATDC เปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงเริ่มมอดลง โดยเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงมีการแจกแจงอุณหภูมิและความหนาแน่นเขม่าใกล้เคียงกัน และมีเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงซึ่งอุณหภูมิต่ำเคลื่อนที่ลงสู่ connecting passage ที่ 25 °CA ATDC เปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงมอดลง โดยยังคงเห็นเปลวไฟดีเซลขนาดใหญ่กว่า ความหนาแน่นเขม่าจึงมากกว่าปาล์มดิบดีเซล และที่ 30 °CA ATDC เปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองมอดลง

ตารางที่ 8-11 ดู การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าที่ 2750 rpm, 20 Nm.



ที่ 2750 rpm, 20 Nm. เมื่อพิจารณาการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟโดยรวมแล้ว พบว่าเปลวไฟจะมีอุณหภูมิสูงที่ขอบนอก (สีแสด) และลดต่ำลงมาที่บริเวณด้านใน (สีเหลือง, สีเขียว) จนกระทั่งที่บริเวณตรงกลาง เปลวไฟจะมีอุณหภูมิต่ำสุด (สีฟ้า) และเมื่อพิจารณาความหนาแน่นของเขม่าจะได้แนวโน้มที่สอดคล้องกับอุณหภูมิเปลวไฟนั่นคือที่ขอบนอกจะมีความหนาแน่นเขม่าต่ำและเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ที่บริเวณด้านใน จนกระทั่งที่ใจกลางของเปลวไฟจะมีความหนาแน่นเขม่าสูงสุด





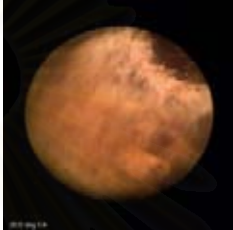

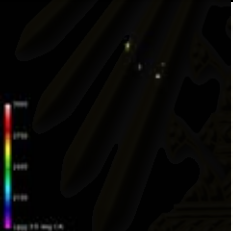
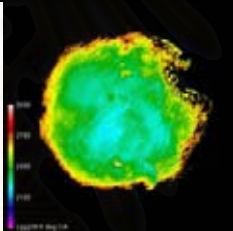
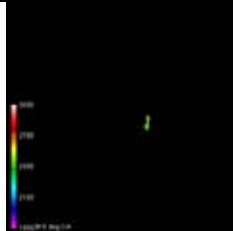
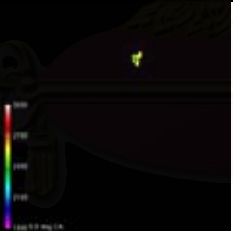
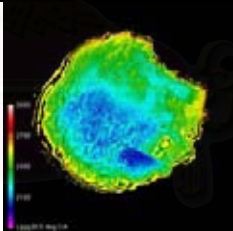
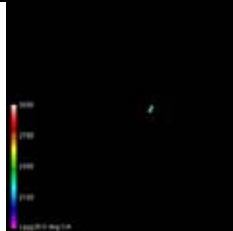
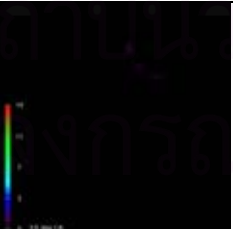
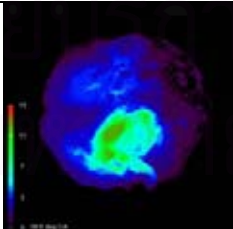
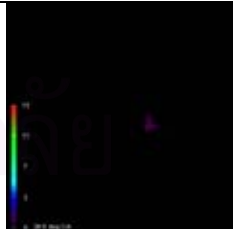
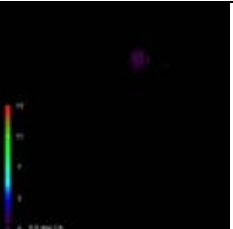
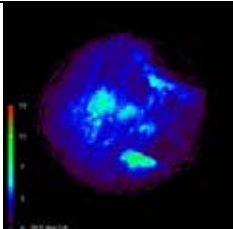
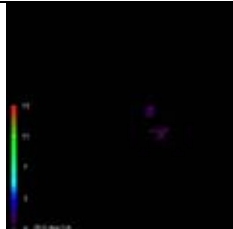
ที่ 0 °CA ATDC เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลเกิดก่อนเปลวไฟดีเซล เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลจึงเริ่มมีความหนาแน่นเขม่าก่อน ที่ 5 °CA ATDC เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีขนาดใหญ่กว่า ดังนั้นความหนาแน่นเขม่าจึงมากกว่าดีเซล ที่ 10 °CA และ 15 °CA ATDC เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีบริเวณที่อุณหภูมิต่ำมากกว่า จึงทำให้มีบริเวณที่มีความหนาแน่นเขม่ามากกว่าดีเซล ที่ 20 °CA ATDC เปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงเริ่มมอดลง โดยเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงมีการแจกแจงอุณหภูมิและความหนาแน่นเขม่าใกล้เคียงกัน และมีเปลวไฟทั้งสองเชื้อเพลิงซึ่งอุณหภูมิต่ำเคลื่อนที่ลงสู่ connecting passage ที่ 25 °CA และ 30 °CA ATDC เปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองมอดลง

การเปรียบเทียบรูปภาพเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ และความเข้มข้นเขม่า ณ องศาข้อเหวี่ยงที่เริ่มเห็นเปลวไฟ, องศาข้อเหวี่ยงที่พบบริเวณพื้นที่ของภาพถ่ายเปลวไฟที่มีอุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K มีพื้นที่มากที่สุด และองศาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดเปลวไฟที่ส่องสว่าง จะถูกวิเคราะห์ด้วยวิธี two-color method โดยใช้ซอฟต์แวร์ ThermoVision เวอร์ชัน 1.1 และแสดงในตารางที่ 8-12 (ก) ถึง (จ)







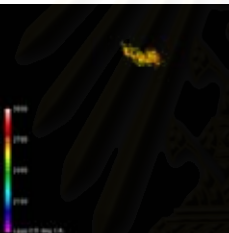
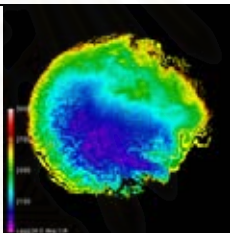
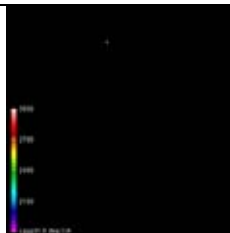
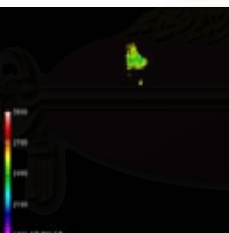
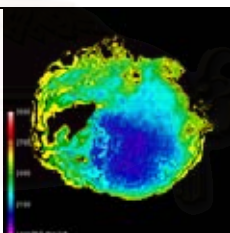
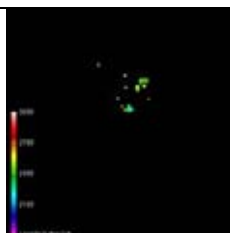

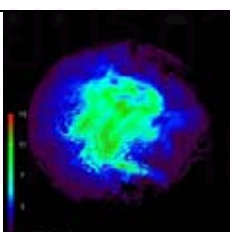
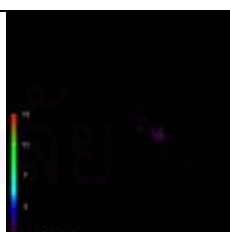
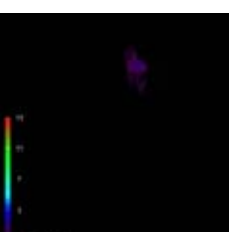
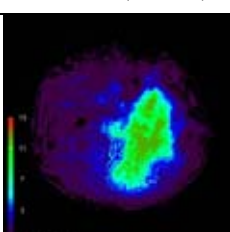
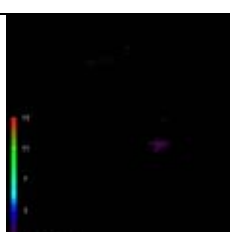
ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงที่ยกมา 3 ค่าดังกล่าว จะอ้างอิงถึงช่วงของอุณหภูมิเปลวไฟที่ระหว่าง 1800 K และ 3000 K ซึ่งเป็นช่วงที่มีนัยสำคัญสำหรับการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล เปลวไฟที่เปล่งแสงน้อยซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าช่วงดังกล่าวนี้ จะไม่นิยามในที่นี้

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย





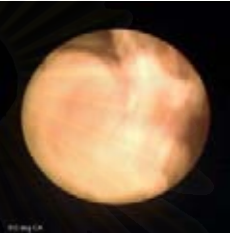

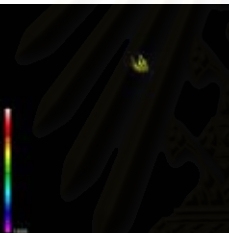
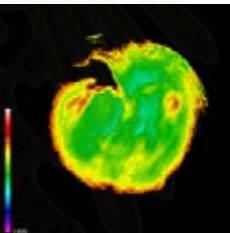
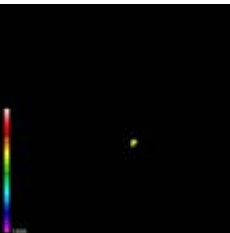
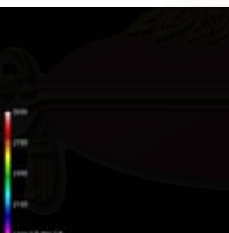
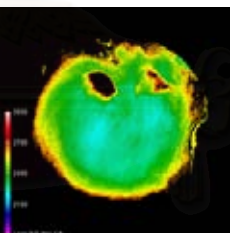
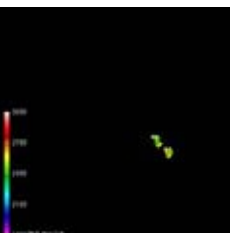

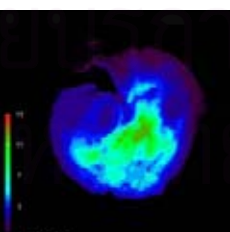
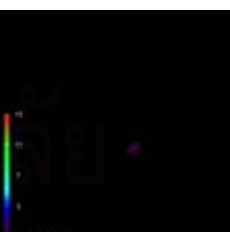
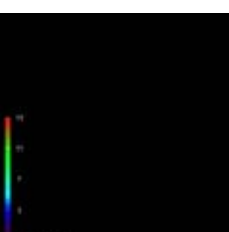
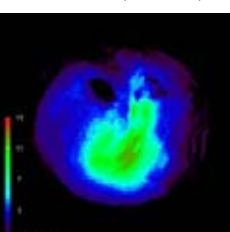
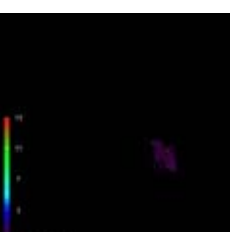
ตารางที่ 8-12 ก ภาพการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ และความเข้มชั้นเขม่า ที่รอบเดินเบา

		First visible flame	Max area of 2400 K	End of visible flame		
Idle	Average	Diesel	 3.5 °CA	 18.5 °CA (28.6%)	 28.5 °CA	
		Crude Palm Diesel	 5.0 °CA	 20 °CA (34.14%)	 25.0 °CA	
		Flame Temp.	Diesel	 3.5 °CA	 18.5 °CA (28.6%)	 28.5 °CA
			Crude Palm Diesel	 5.0 °CA	 20 °CA (34.14%)	 25.0 °CA
	Soot Concentration	Diesel	 3.5 °CA	 18.5 °CA (28.6%)	 28.5 °CA	
		Crude Palm Diesel	 5.0 °CA	 20 °CA (34.14%)	 25.0 °CA	





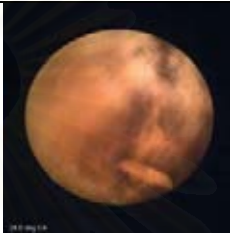

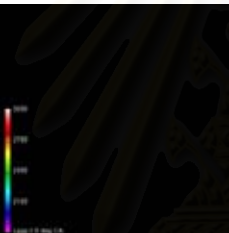
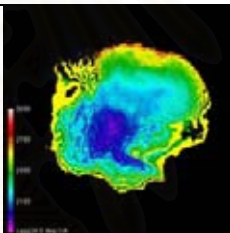
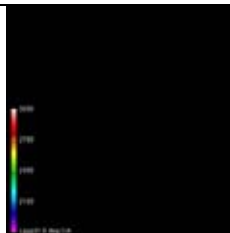
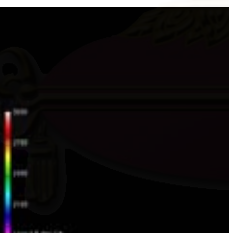
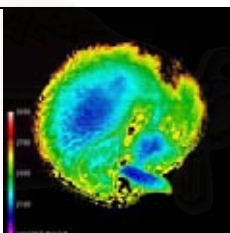
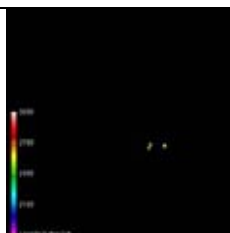

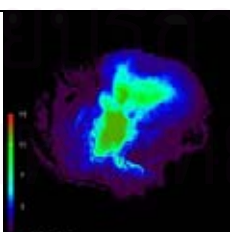
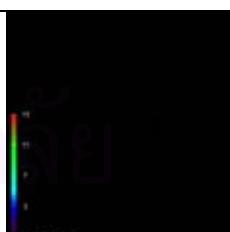
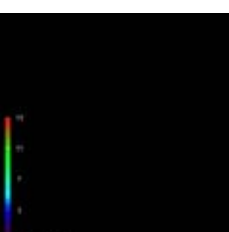
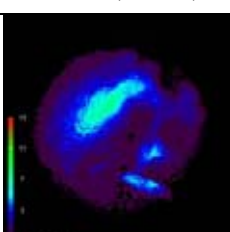
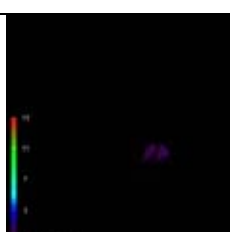
ตารางที่ 8-12 ข ภาพการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มชั้นเขม่าที่ 1000 rpm, 30 Nm.

		First of visible flame	Max area of 2400 K	End of visible flame	
1000 rpm , 30 Nm.	Average	Diesel	 0.5 °CA	 24.0 °CA (31.32%)	 31.5 °CA
		Crude Palm Diesel	 2.0 °CA	 20.0 °CA (29.32%)	 31.0 °CA
		Diesel	 0.5 °CA	 24.0 °CA (31.32%)	 31.5 °CA
		Crude Palm Diesel	 2.0 °CA	 20.0 °CA (29.32%)	 31.0 °CA
	Soot Concentration	Diesel	 0.5 °CA	 24.0 °CA (31.32%)	 31.5 °CA
		Crude Palm Diesel	 2.0 °CA	 20.0 °CA (29.32%)	 31.0 °CA




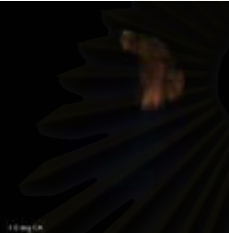
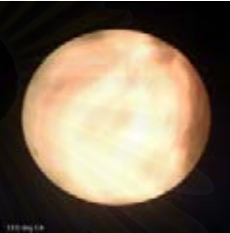

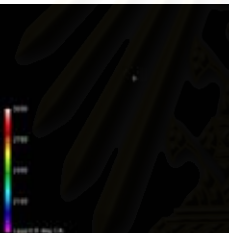
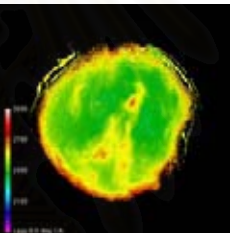
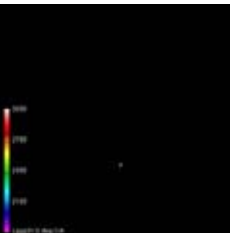
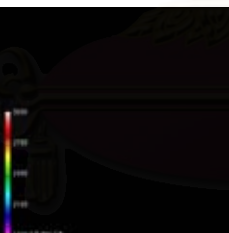
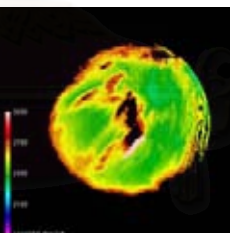
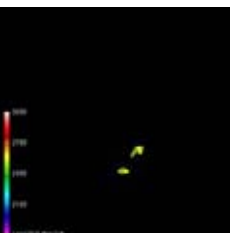

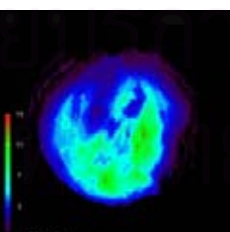
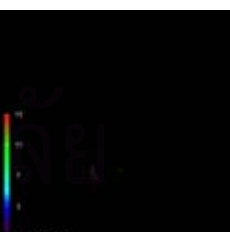
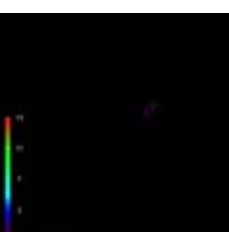
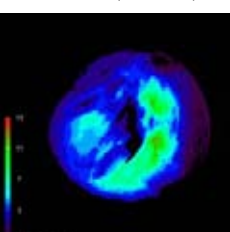
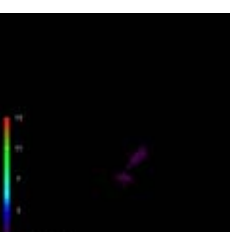
ตารางที่ 8-12 ค ภาพการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและ ความเข้มชั้นเขม่าที่ 2000 rpm, 30 Nm.

		First of visible flame	Max area of 2400 K	End of visible flame		
2000 rpm , 30 Nm.	Average	Diesel	 -0.5 °CA	 12.5 °CA (63.15%)	 28.5 °CA	
		Crude Palm Diesel	 -1.0 °CA	 9.0 °CA (51.84%)	 28.5 °CA	
		Flame Temp.	Diesel	 -0.5 °CA	 12.5 °CA (63.15%)	 28.5 °CA
			Crude Palm Diesel	 -1.0 °CA	 9.0 °CA (51.84%)	 28.5 °CA
	Soot Concentration		Diesel	 -0.5 °CA	 12.5 °CA (63.15%)	 28.5 °CA
			Crude Palm Diesel	 -1.0 °CA	 9.0 °CA (51.84%)	 28.5 °CA





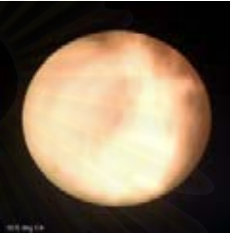

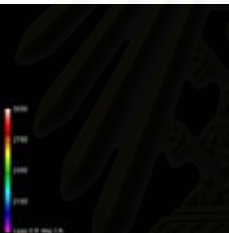
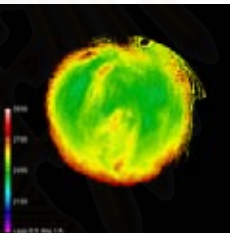
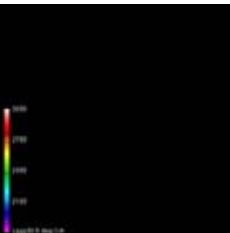
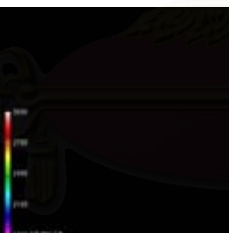
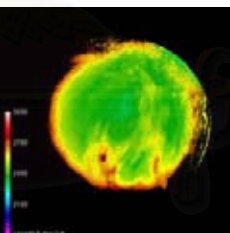
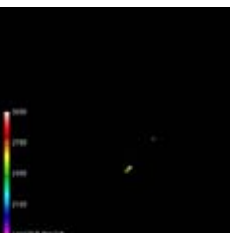

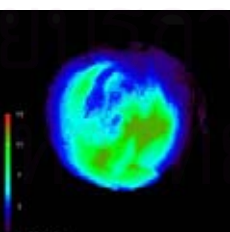
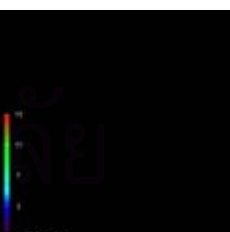
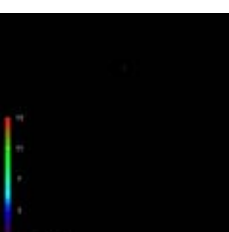
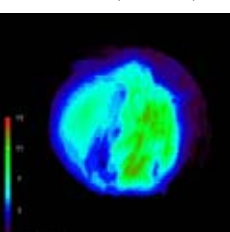
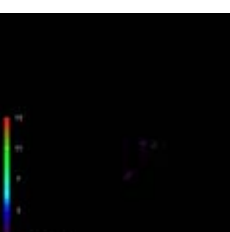
ตารางที่ 8-12 ง ภาพการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มชั้นเขม่าที่ 2000 rpm, 50 Nm.

		First of visible flame	Max area of 2400 K	End of visible flame		
2000 rpm , 50 Nm.	Average	Diesel	 -1.0 °CA	 24 °CA (29.31%)	 31.5 °CA	
		Crude Palm Diesel	 -1.5 °CA	 24 °CA (40.47%)	 31.0 °CA	
		Flame Temp.	Diesel	 -1.0 °CA	 24 °CA (29.31%)	 31.5 °CA
			Crude Palm Diesel	 -1.5 °CA	 24 °CA (40.47%)	 31.0 °CA
	Soot Concentration		Diesel	 -1.0 °CA	 24 °CA (29.31%)	 31.5 °CA
			Crude Palm Diesel	 -1.5 °CA	 24 °CA (40.47%)	 31.0 °CA

ตารางที่ 8-12 จ ภาพการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มขึ้นเขมาที่ 2250 rpm, 20 Nm.

		First of visible flame	Max area of 2400 K	End of visible flame	
2250 rpm , 20 Nm.	Average	Diesel	 -0.5 °CA	 8.0 °CA (69.32%)	 31.0 °CA
		Crude Palm Diesel	 -1.0 °CA	 13.0 °CA (55.27%)	 27.0 °CA
	Flame Temp.	Diesel	 -0.5 °CA	 8.0 °CA (69.32%)	 31.0 °CA
		Crude Palm Diesel	 -1.0 °CA	 13.0 °CA (55.27%)	 27.0 °CA
	Soot Concentration	Diesel	 -0.5 °CA	 8.0 °CA (69.32%)	 31.0 °CA
		Crude Palm Diesel	 -1.0 °CA	 13.0 °CA (55.27%)	 27.0 °CA

ตารางที่ 8-12 ข ภาพการเปรียบเทียบเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มชั้นเขม่าที่ 2750 rpm, 20 Nm.

		First of visible flame	Max area of 2400 K	End of visible flame	
2750 rpm , 20 Nm.	Average	Diesel	 0.5 °CA	 8.5 °CA (65.38%)	 30.5 °CA
		Crude Palm Diesel	 -2.0 °CA	 10.5 °CA (69.01%)	 27.5 °CA
	Flame Temp.	Diesel	 0.5 °CA	 8.5 °CA (65.38%)	 30.5 °CA
		Crude Palm Diesel	 -2.0 °CA	 10.5 °CA (69.01%)	 27.5 °CA
	Soot Concentration	Diesel	 0.5 °CA	 8.5 °CA (65.38%)	 30.5 °CA
		Crude Palm Diesel	 -2.0 °CA	 10.5 °CA (69.01%)	 27.5 °CA

จากตารางที่ 8-12 (ก ถึง ฉ) ตัวเลขใต้ภาพหมายถึงองศาข้อเหวี่ยง ตัวเลขในวงเล็บใต้ภาพในคอลัมน์กลางหมายถึงสัดส่วนร้อยละของพื้นที่สูงสุด

เมื่อพิจารณาภาพเปลวไฟที่เผาไหม้, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าในตารางที่ 8-12 (ก ถึง ฉ) พบว่าองศาข้อเหวี่ยงที่เปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองเริ่มต้นเผาไหม้และสิ้นสุดการเผาไหม้ต่างกัน โดยเปลวไฟจะเริ่มมีเขม่าตั้งแต่เริ่มต้นการเผาไหม้จนกระทั่งสิ้นสุดการเผาไหม้

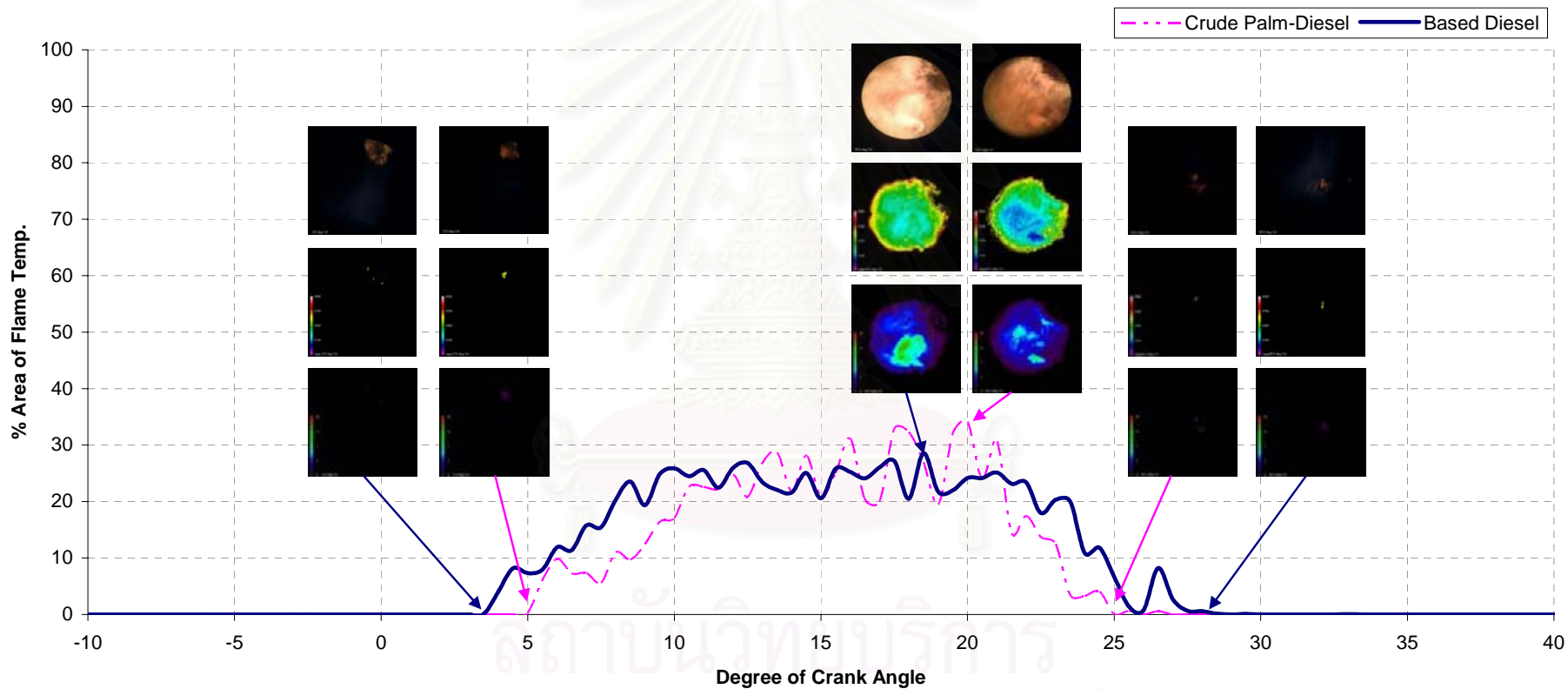
เมื่อพิจารณาจุดที่เปลวไฟมีสัดส่วนพื้นที่ที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 2400 K มากที่สุดพบว่าเปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองมีองศาข้อเหวี่ยงต่างกันและมีการแจกแจงอุณหภูมิและปริมาณเขม่าที่ต่างกัันดังนี้ ที่รอบเดินเบา เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีอุณหภูมิต่ำกว่าและมีความหนาแน่นเขม่ามากกว่าเปลวไฟดีเซล ที่ 1000 rpm, 30 Nm. เปลวไฟดีเซลมีขนาดใหญ่กว่า และเปลวไฟดีเซลครอบคลุมบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำมากกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล จึงมีความหนาแน่นเขม่ามากกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล ที่ 2000 rpm, 30 Nm. เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลครอบคลุมบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำมากกว่าเปลวไฟดีเซล จึงมีความหนาแน่นเขม่ามากกว่าเปลวไฟดีเซล ที่ 2000 rpm, 50 Nm. เปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองมีการแจกแจงอุณหภูมิและความหนาแน่นเขม่าใกล้เคียงกันเช่นเดียวกับที่ 2250 rpm, 20 Nm และ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

รูปที่ 8-9 (ก) ถึง (ฉ) แสดงกราฟของสัดส่วนพื้นที่ของบริเวณที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมของเชื้อเพลิงดีเซลเปรียบเทียบกับปาล์มดิบดีเซลที่จุดทำงานต่างๆ และรูปภาพเปลวไฟที่องศาข้อเหวี่ยง 3 ค่าตามตารางที่ 8-12 (ก) ถึง (ฉ)

รูปที่ 8-10 (ก) ถึง (ฉ) แสดงกราฟของสัดส่วนพื้นที่ของบริเวณของอุณหภูมิเปลวไฟต่อพื้นที่รูปภาพรวมในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K

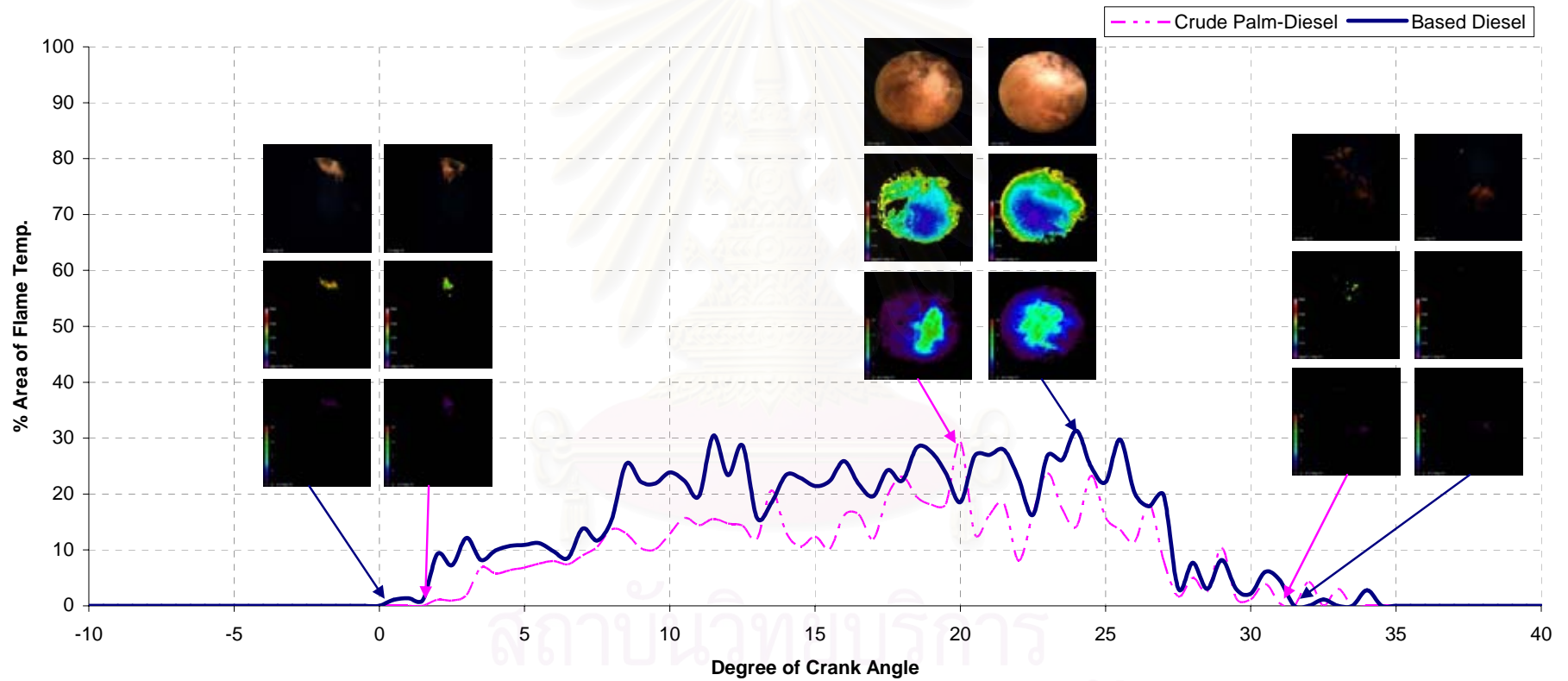
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

**Area of Flame Temperature above 2400 K
Comparative between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at Idle (720 RPM , 0 Nm.)**



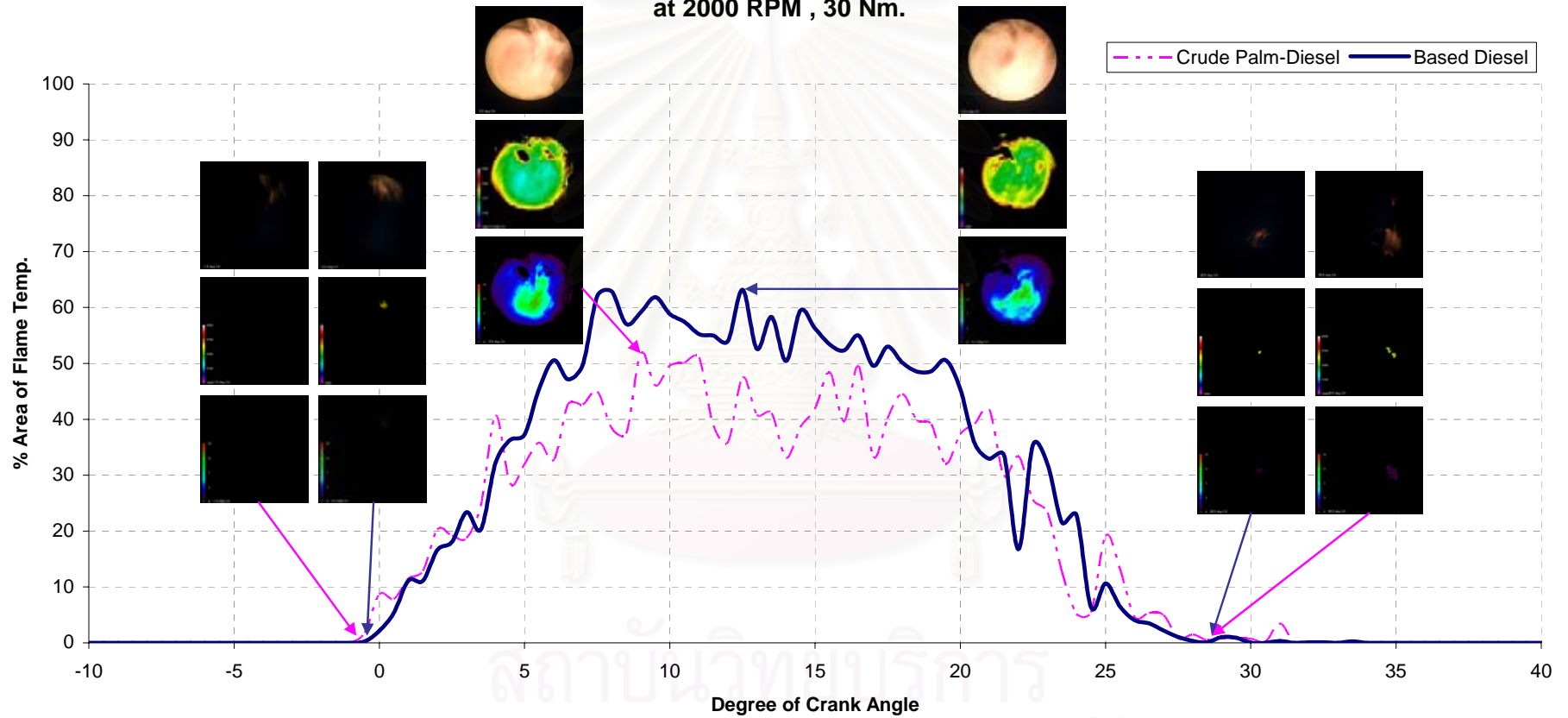
รูปที่ 8-9 ก สัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมทั้งองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา

**Area of Flame Temperature above 2400 K
Comparative between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at 1000 RPM , 30 Nm.**



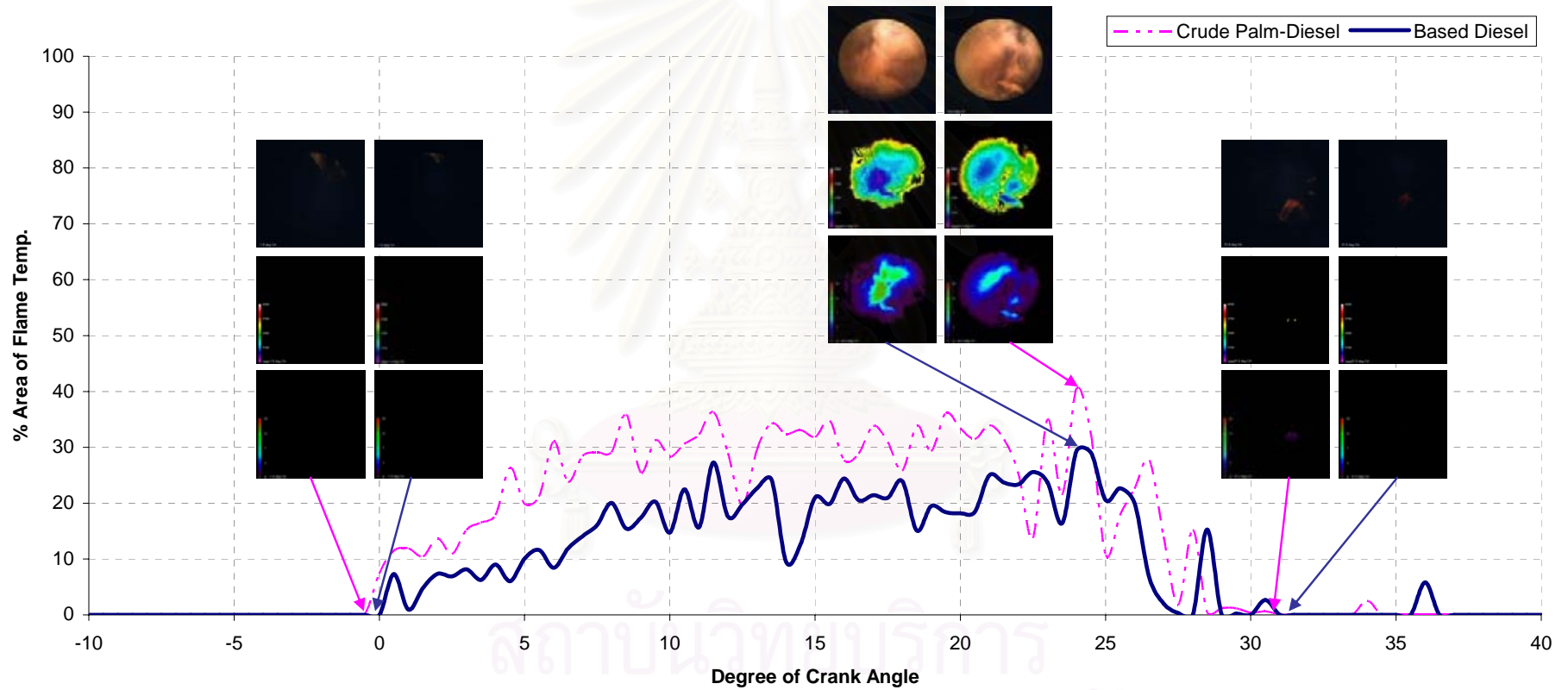
รูปที่ 8-9 ข สัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.

**Area of Flame Temperature above 2400 K
Comparative between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at 2000 RPM , 30 Nm.**



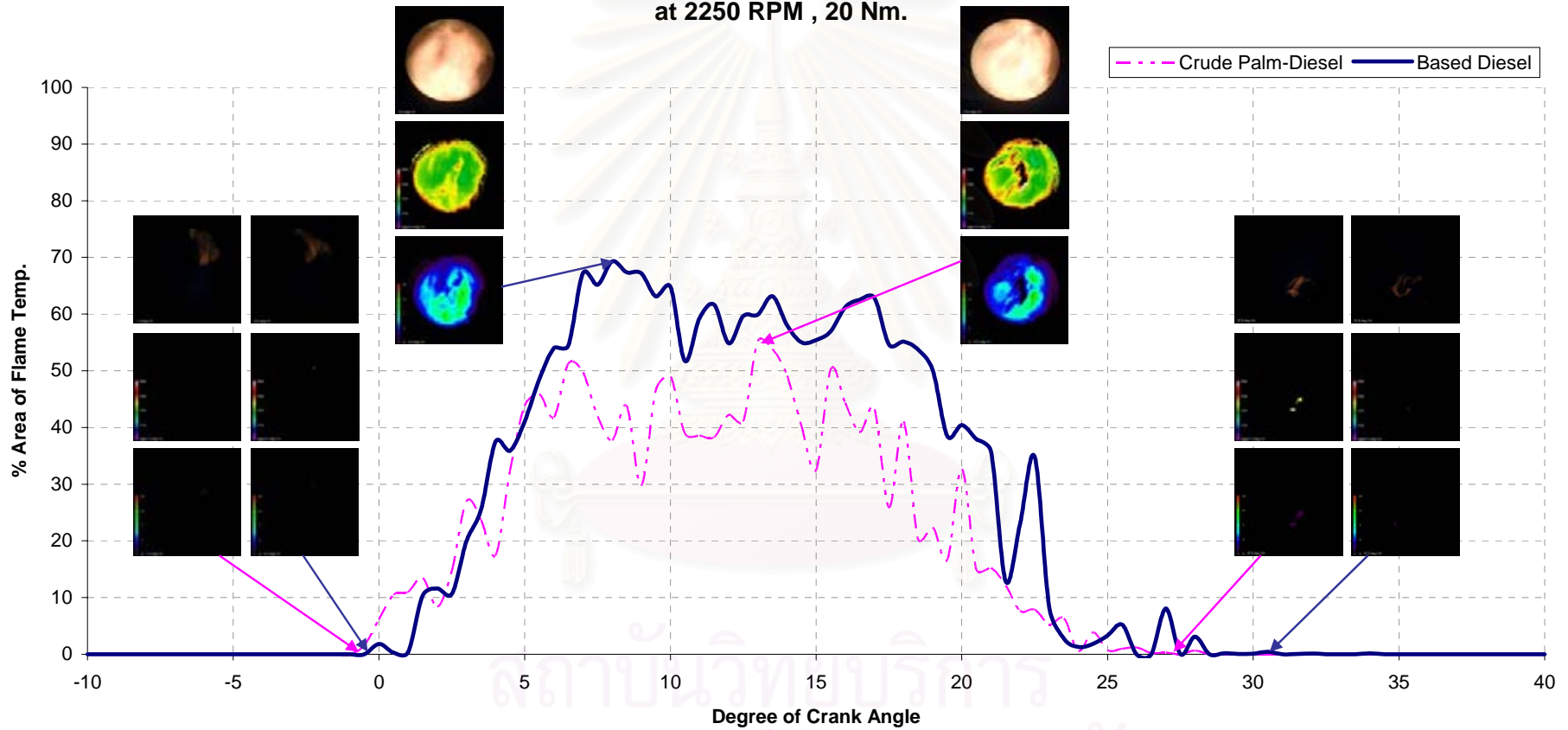
รูปที่ 8-9 ค สัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.

**Area of Flame Temperature above 2400 K
Comparative between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at 2000 RPM , 50 Nm.**



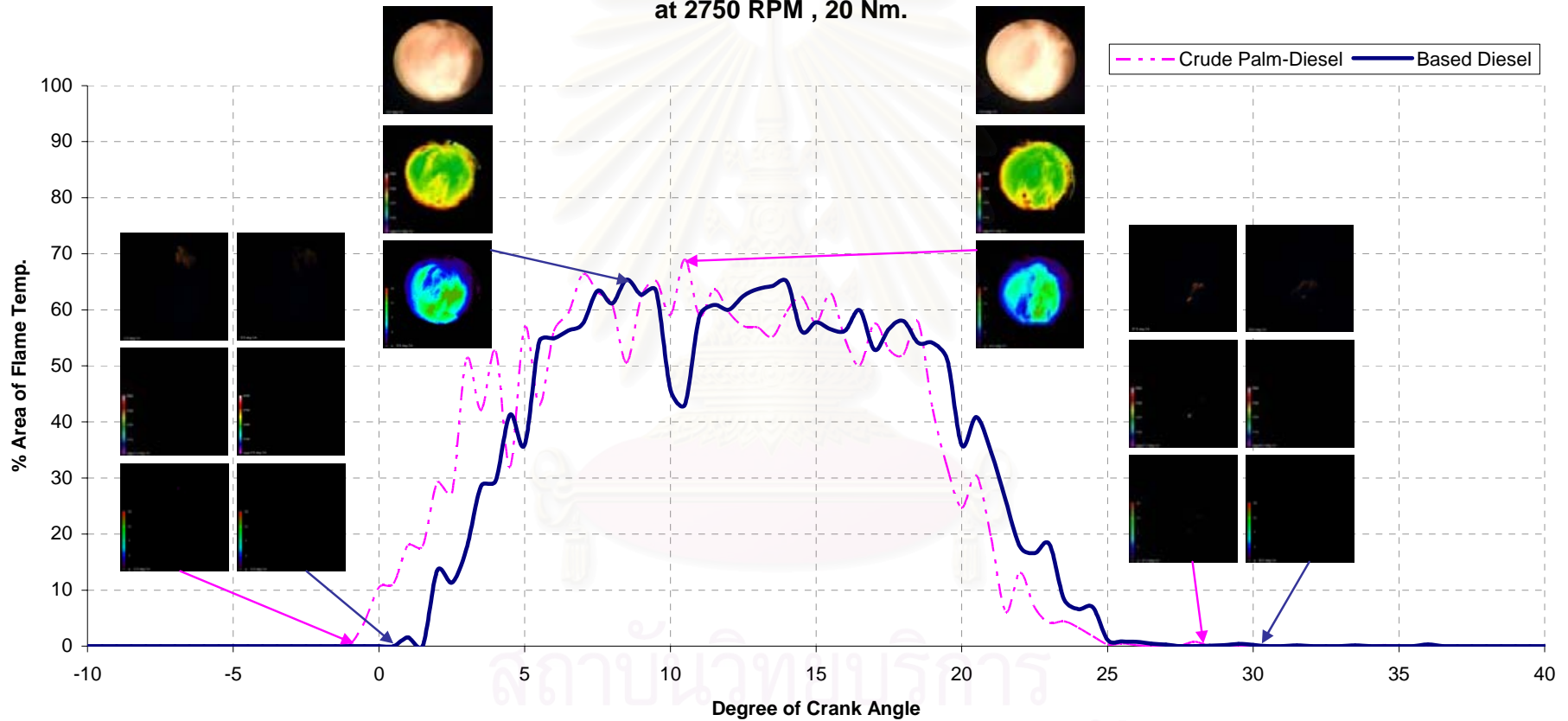
รูปที่ 8-9 ง สัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิสูงกว่า 2400 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมทั้งของค่าข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.

Area of Flame Temperature above 2400 K
 Comparative between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
 at 2250 RPM , 20 Nm.



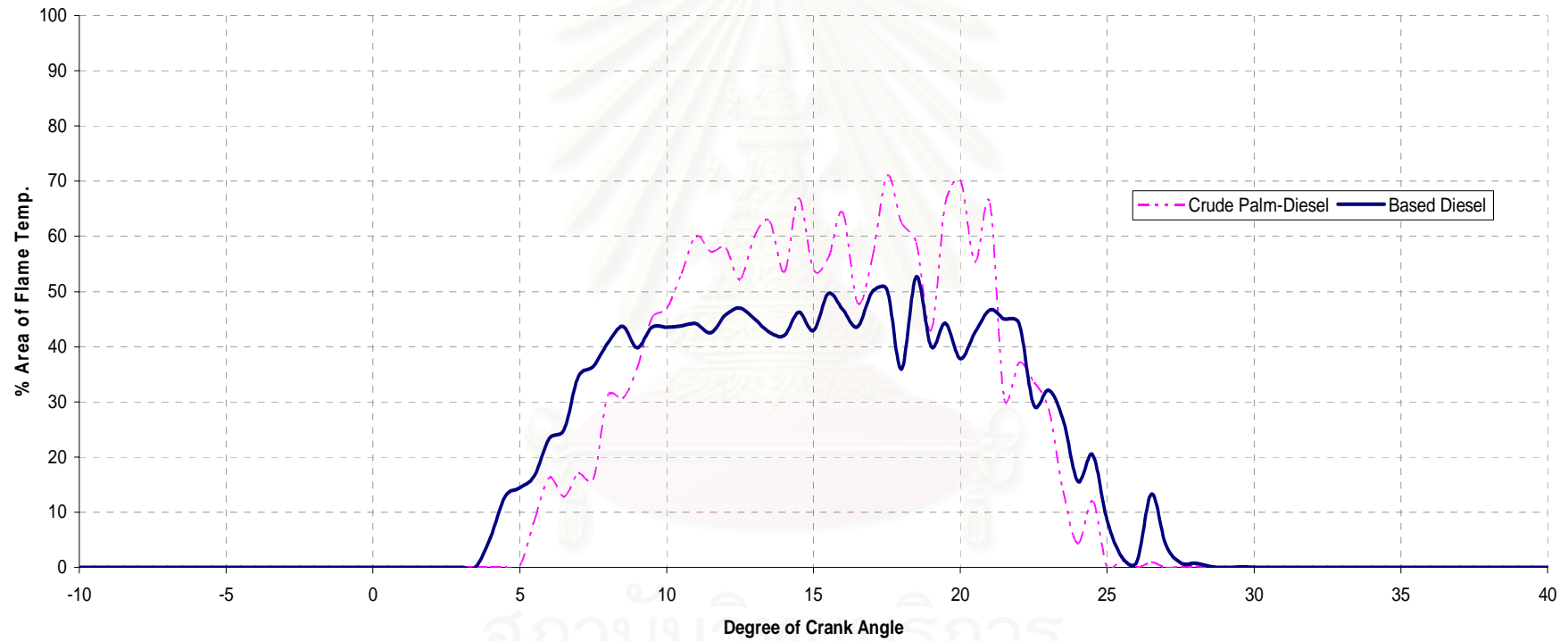
รูปที่ 8-9 จ สัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.

**Area of Flame Temperature above 2400 K
Comparative between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at 2750 RPM , 20 Nm.**



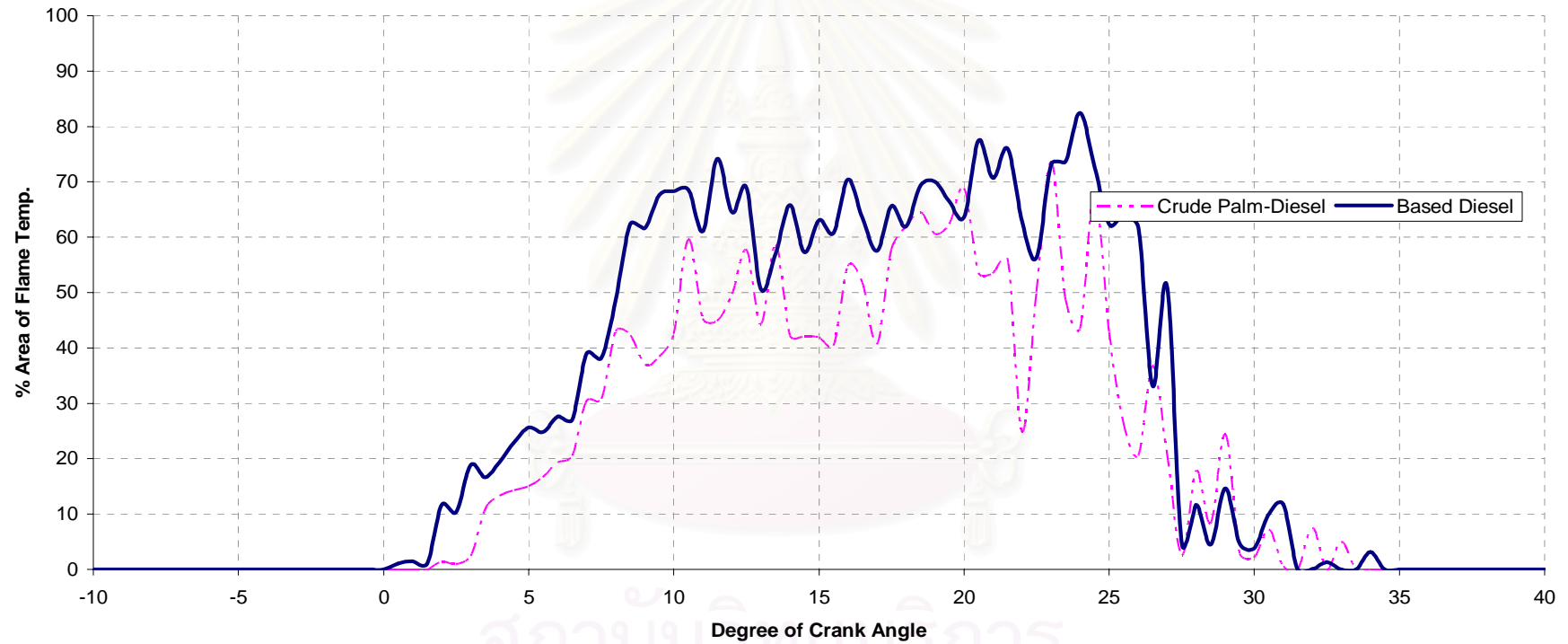
รูปที่ 8-9 ฉ สัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

Area of Flame Temperature between 1800 K - 3000 K
Comparative between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at Idle (720 RPM , 0 Nm.)



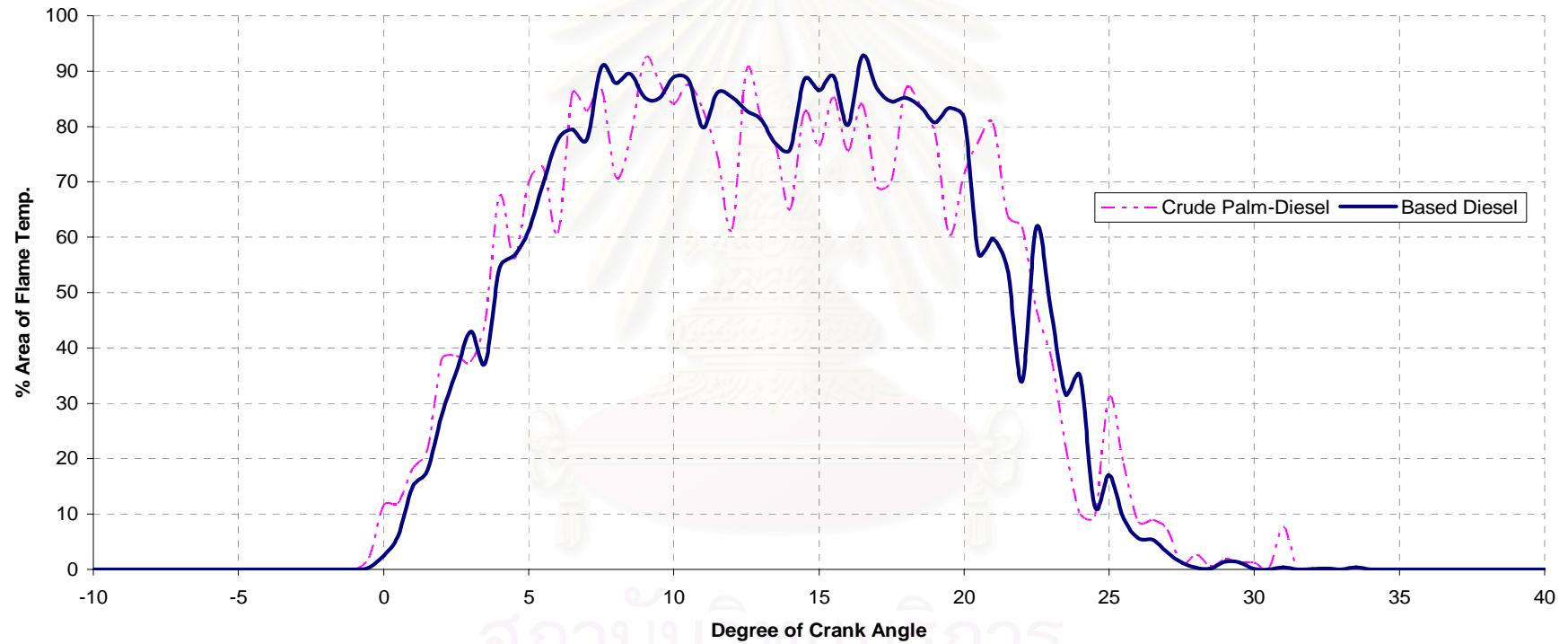
รูปที่ 8-10 ก สัดส่วนพื้นที่ในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่รอบเดินเบา

**Area of Flame Temperature between 1800 K - 3000 K
Comparative between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at 1000 RPM , 30 Nm.**



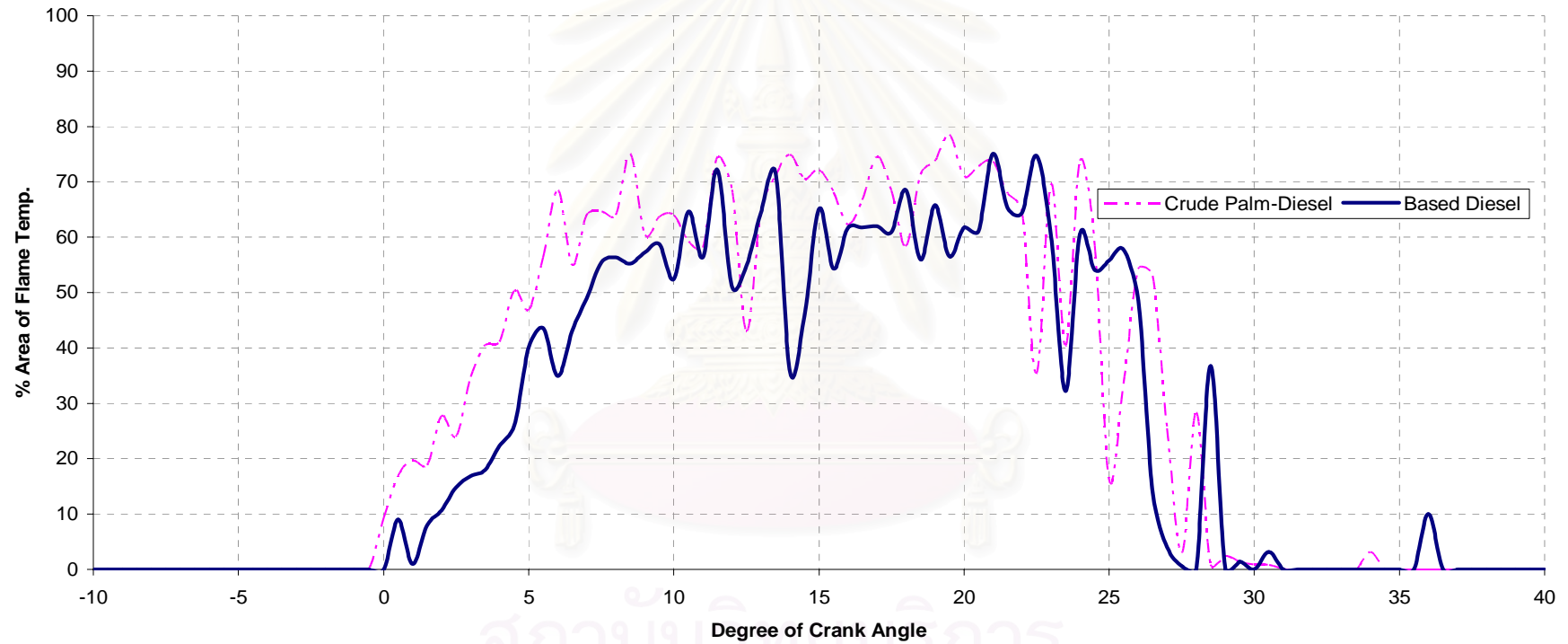
รูปที่ 8-10 ข สัดส่วนพื้นที่ในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่ 1000 rpm, 30 Nm.

**Area of Flame Temperature between 1800 K - 3000 K
Comparative between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at 2000 RPM , 30 Nm.**



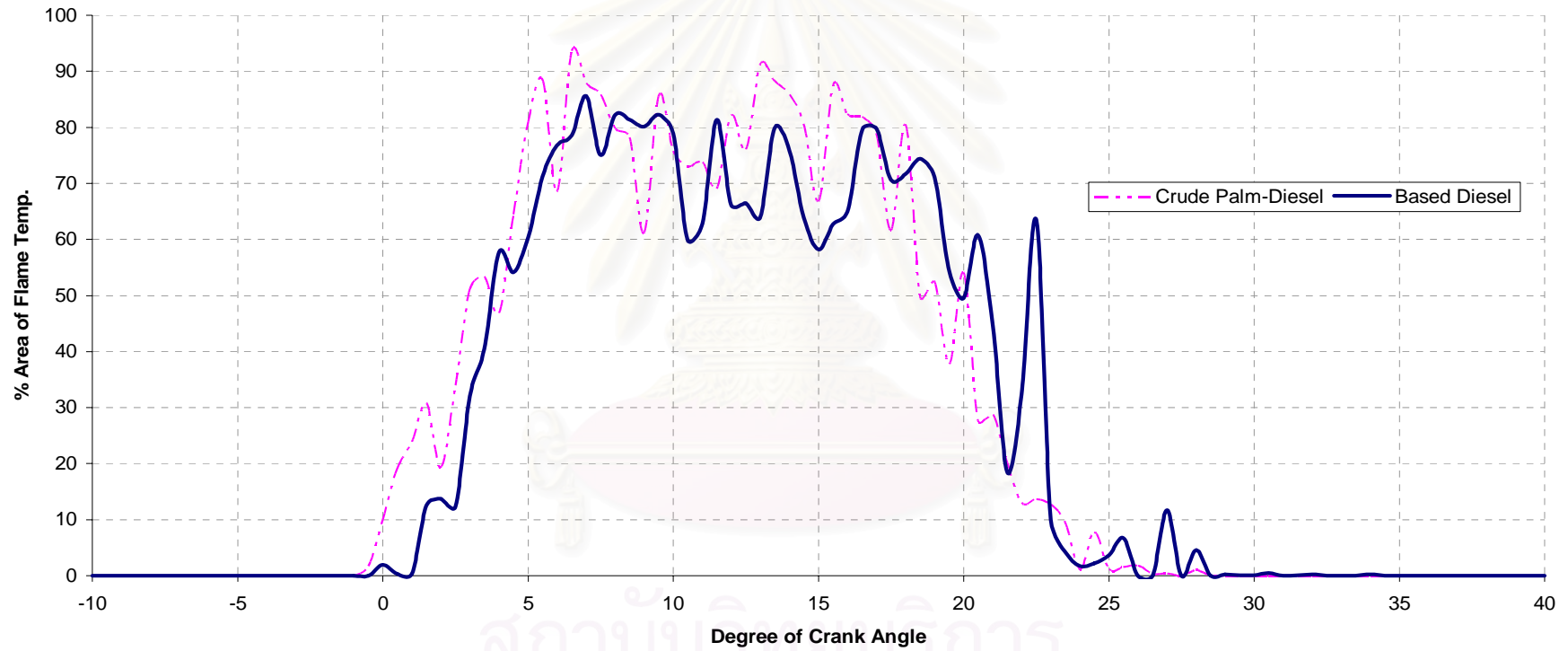
รูปที่ 8-10 ค สัดส่วนพื้นที่ในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่ 2000 rpm, 30 Nm.

Area of Flame Temperature between 1800 K - 3000 K
Comparative between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at 2000 RPM , 50 Nm.



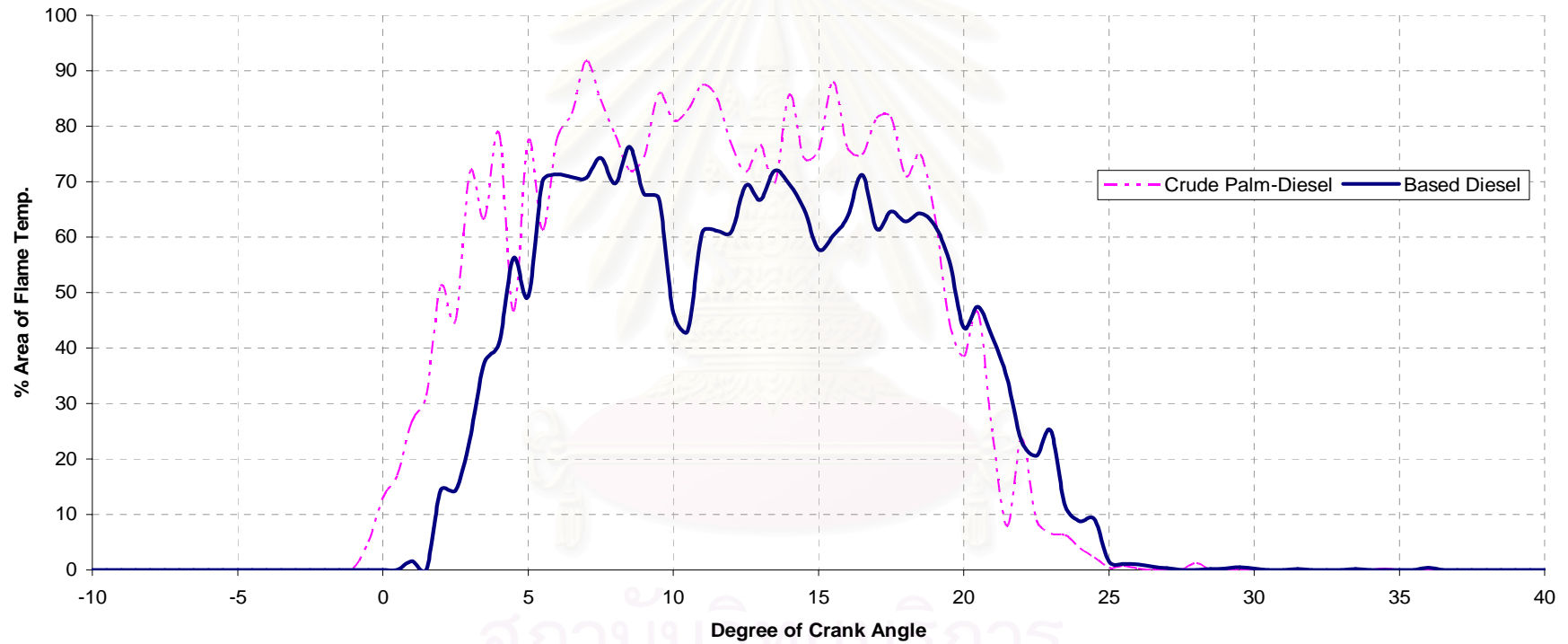
รูปที่ 8-10 ง สัดส่วนพื้นที่ในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่ 2000 rpm, 50 Nm.

Area of Flame Temperature between 1800 K - 3000 K
Comparative between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at 2250 RPM , 20 Nm.



รูปที่ 8-10 จ สัดส่วนพื้นที่ในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่ 2250 rpm, 20 Nm.

**Area of Flame Temperature between 1800 K - 3000 K
Comparative between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at 2750 RPM , 20 Nm.**



รูปที่ 8-10 น สัดส่วนพื้นที่ในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวมที่ 2750 rpm, 20 Nm.

ตารางที่ 8-13 สรุปผลการเปรียบเทียบตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงต่างๆของเพลวไฟ และช่วงการเผาไหม้ของปาล์มดิบดีเซลเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล

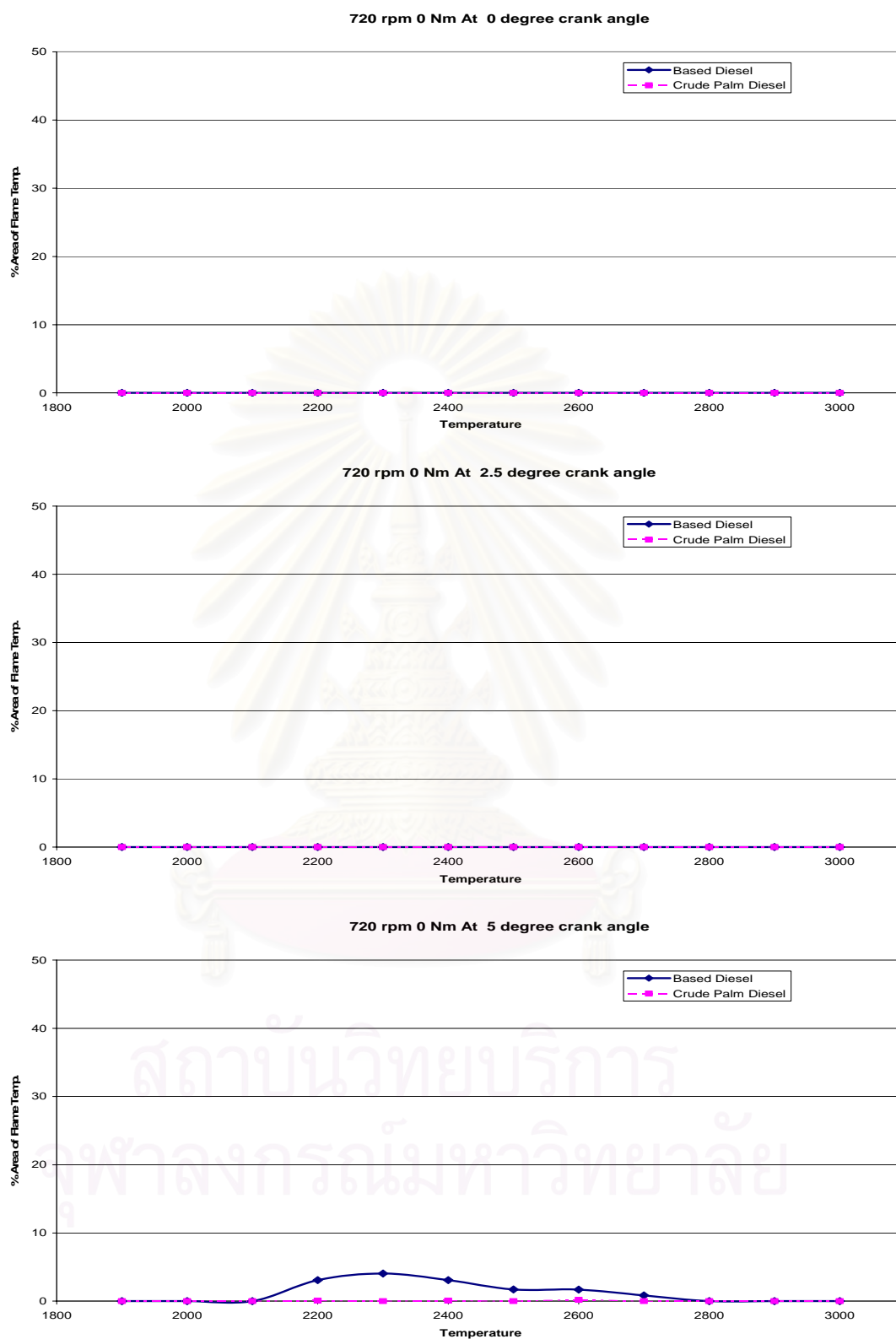
จุดทดสอบ	จุดที่เริ่มเห็นเปลวไฟ (°CA)		จุดที่ตัดส่วนพื้นที่ที่มีอุณหภูมิ เปลวไฟ >2400 K มีบริเวณ สูงสุด (°CA)		จุดสิ้นสุดการมองเห็นเปลวไฟ (°CA)		ช่วงการเผาไหม้ (ช่วงที่เห็นเปลวไฟเปล่งแสง) (°CA)	
	ดีเซล	ปาล์มดิบ ดีเซล	ดีเซล	ปาล์มดิบ ดีเซล	ดีเซล	ปาล์มดิบ ดีเซล	ดีเซล	ปาล์มดิบ ดีเซล
Idle	3.5	5.0	18.5	20.0	28.5	25.0	25.0	20.0
1000 rpm, 30 Nm.	0.5	2.0	24.0	20.0	31.5	31.0	31.0	29.0
2000 rpm, 30 Nm.	-0.5	-1.0	12.5	9.0	28.5	28.5	29.0	29.5
2000 rpm, 50 Nm.	-1.0	-1.5	24.0	24.0	31.5	31.0	32.5	32.5
2250 rpm, 20 Nm.	-0.5	-1.0	8.0	13.0	31.0	27.0	31.5	28.0
2750 rpm, 20 Nm.	0.5	-2.0	8.5	10.5	30.5	27.5	30.0	29.5

ตารางที่ 8-13 แสดงสรุปผลการเปรียบเทียบตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงที่เริ่มเห็นเปลวไฟส่องสว่าง, ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงที่สัดส่วนพื้นที่ที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K มีบริเวณสูงสุด, ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดเปลวไฟที่ส่องสว่าง และช่วงการเผาไหม้ (burn duration) หรือช่วงที่เห็นเปลวไฟส่องสว่าง ซึ่งนับจากตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงที่เริ่มเห็นเปลวไฟส่องสว่างจนถึงสิ้นสุดเปลวไฟที่ส่องสว่าง ที่จุดทำงานต่างๆ

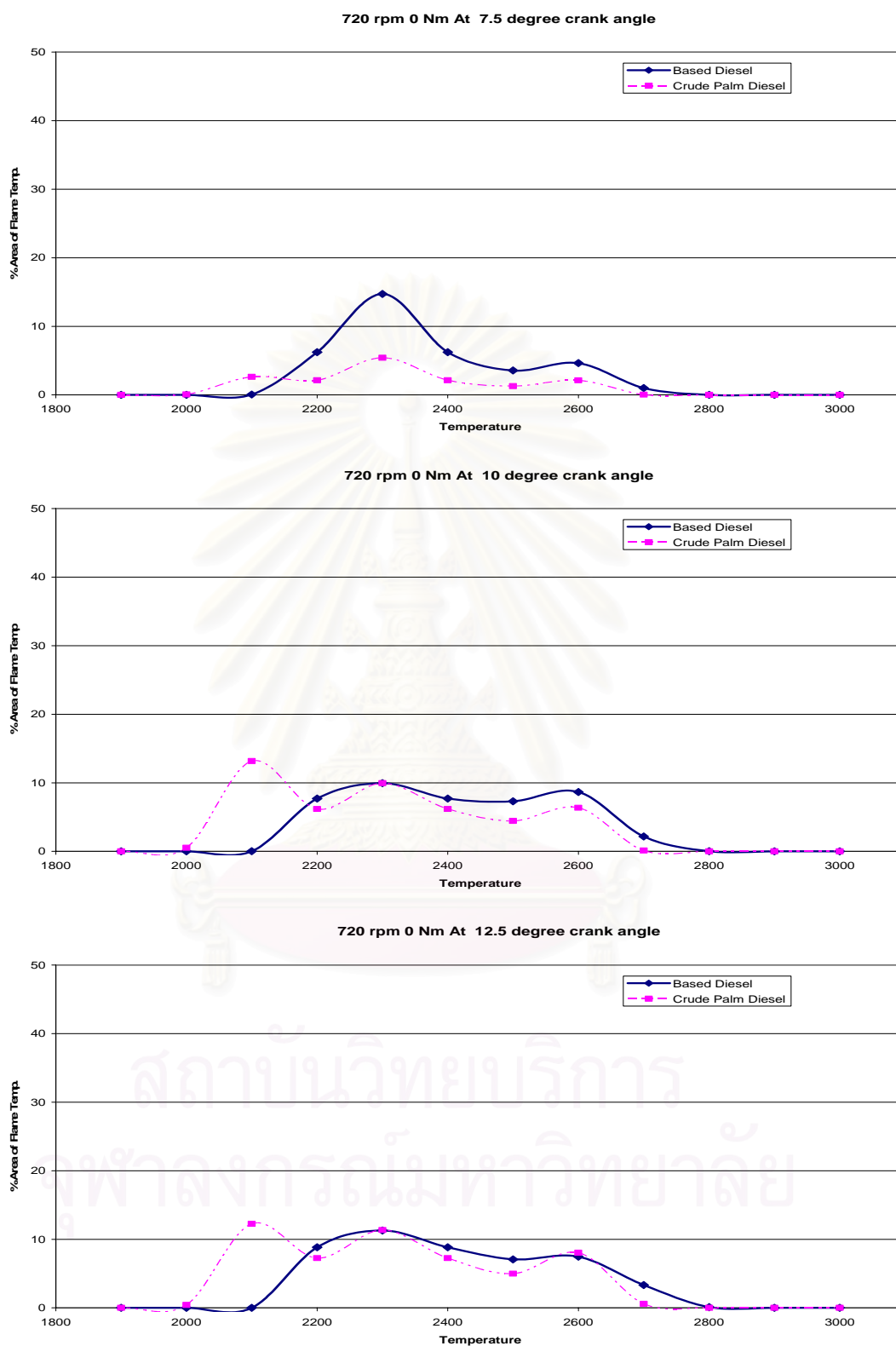
เมื่อพิจารณาผลจากตารางที่ 8-13 พบว่าเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลเริ่มต้นเผาไหม้หลังเชื้อเพลิงดีเซล ที่รอบเดินเบา และที่ 1000 rpm, 30 Nm. แต่ที่จุดทำงานอื่น เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะเริ่มต้นเผาไหม้ก่อนเชื้อเพลิงดีเซล โดยเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลสิ้นสุดการเผาไหม้ก่อนเชื้อเพลิงดีเซลทุกจุดทำงานยกเว้นที่ 2000 rpm, 30 Nm. จะสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ตำแหน่งเดียวกัน และเมื่อพิจารณาช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสองพบว่าเชื้อเพลิงดีเซลมีแนวโน้มของช่วงการเผาไหม้ยาวกว่าปาล์มดิบดีเซล ยกเว้นที่ 2000 rpm, 30 Nm. และที่ 2000 rpm, 50 Nm. ช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสองจะใกล้เคียงกัน

เมื่อพิจารณารูปที่ 8-9 (ก ถึง ฉ) และรูปที่ 8-10 (ก ถึง ฉ) พบว่าการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟในเชิง 2 มิติ ที่อุณหภูมิสูงตั้งแต่ 2400 K ขึ้นไป ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีสัดส่วนพื้นที่เทียบกับพื้นที่รูปภาพโดยรวมน้อยกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ชัดเจนที่ 1000 rpm, 30 Nm., 2000 rpm, 30 Nm. และที่ 2250 rpm, 20 Nm. ส่วนที่รอบเดินเบา และที่ 2750 rpm, 20 Nm. จะใกล้เคียงกัน แต่ที่ 2000 rpm, 50 Nm. สัดส่วนพื้นที่อุณหภูมิสูงตั้งแต่ 2400 K ขึ้นไป ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมากกว่าดีเซล และจากภาพการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟโดยรวม (ตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K) เชื้อเพลิงทั้งสองมีสัดส่วนพื้นที่เปลวไฟเทียบกับพื้นที่รูปภาพโดยรวมใกล้เคียงกัน ยกเว้นที่รอบเดินเบา และที่ 2750 rpm, 20 Nm. เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีสัดส่วนพื้นที่เปลวไฟเทียบกับพื้นที่รูปภาพโดยรวมมากกว่าดีเซล

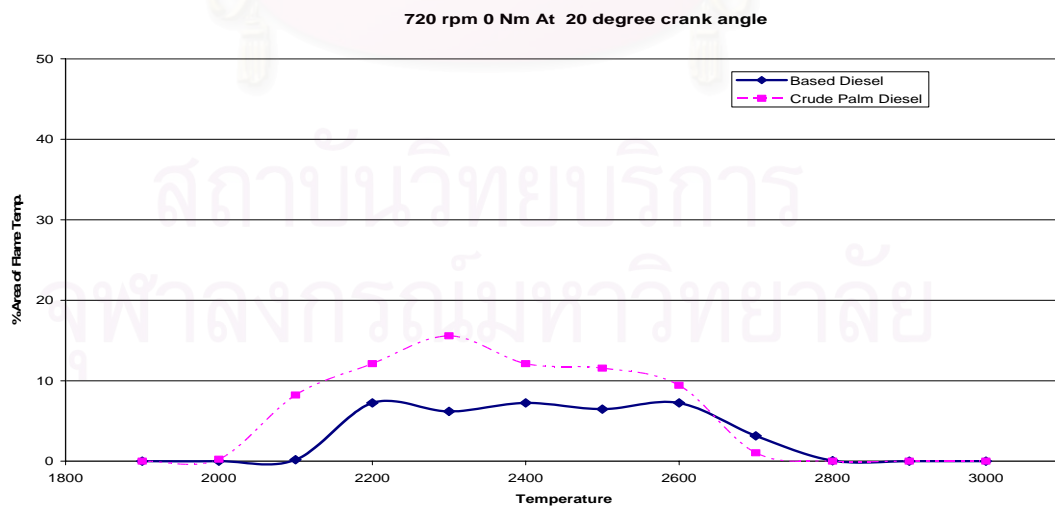
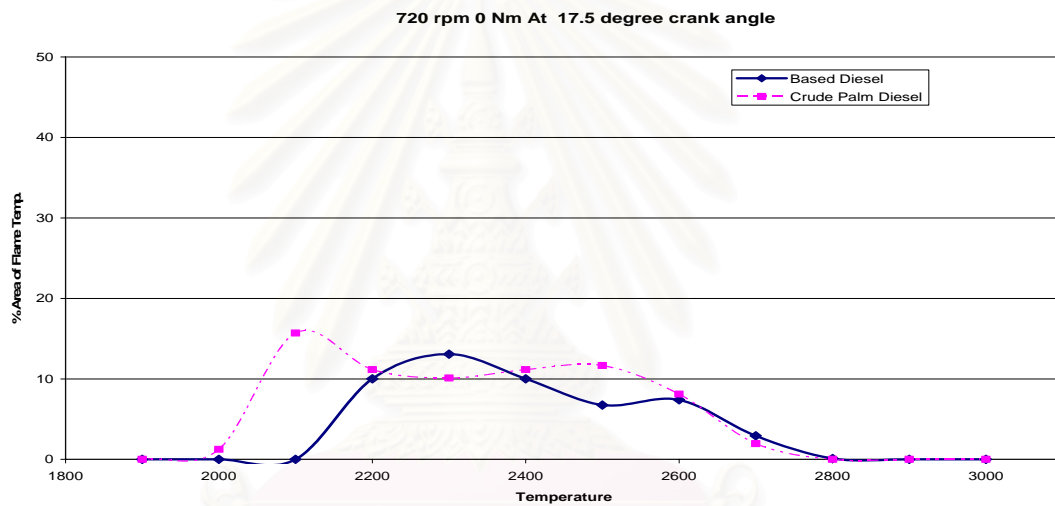
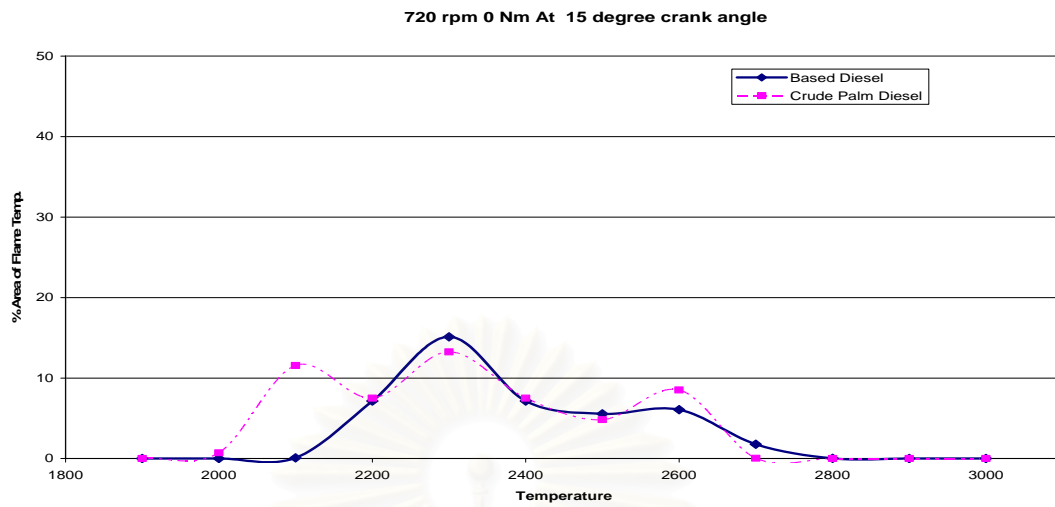
รูปที่ 8-11 (ก ถึง ฉ) แสดงผลการแจกแจงสัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่แต่ละอุณหภูมิในช่วงตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ที่แต่ละองศาข้อเหวี่ยง เปรียบเทียบกันระหว่างเชื้อเพลิงทั้งสอง และรูปที่ 8-12 (ก ถึง ฉ) แสดงผลการแจกแจงสัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงค่าความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1 ถึง 15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่แต่ละจุดทำงาน



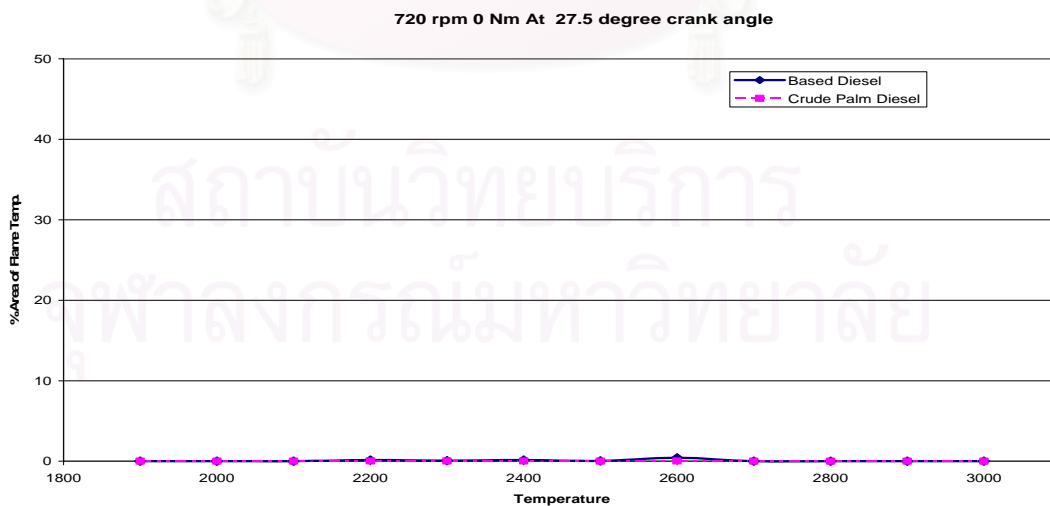
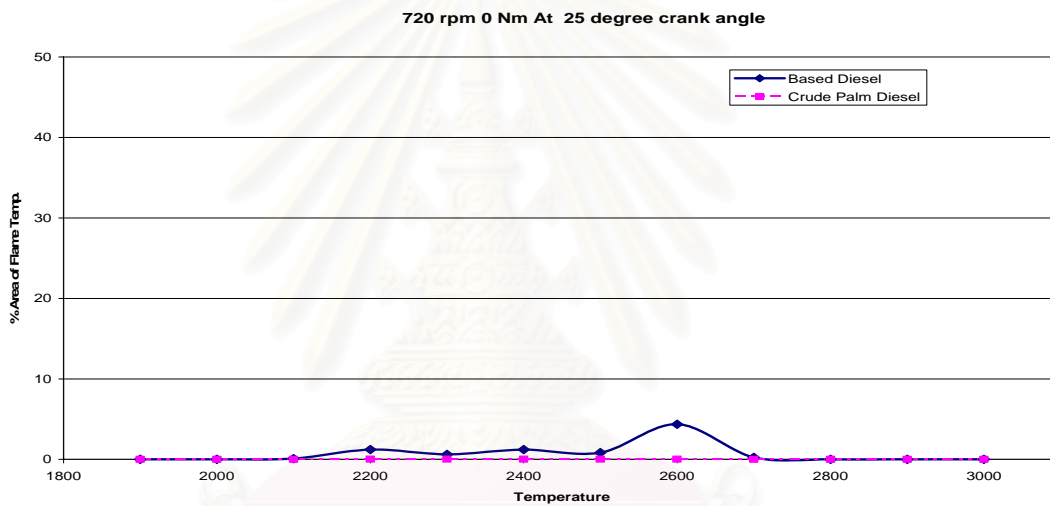
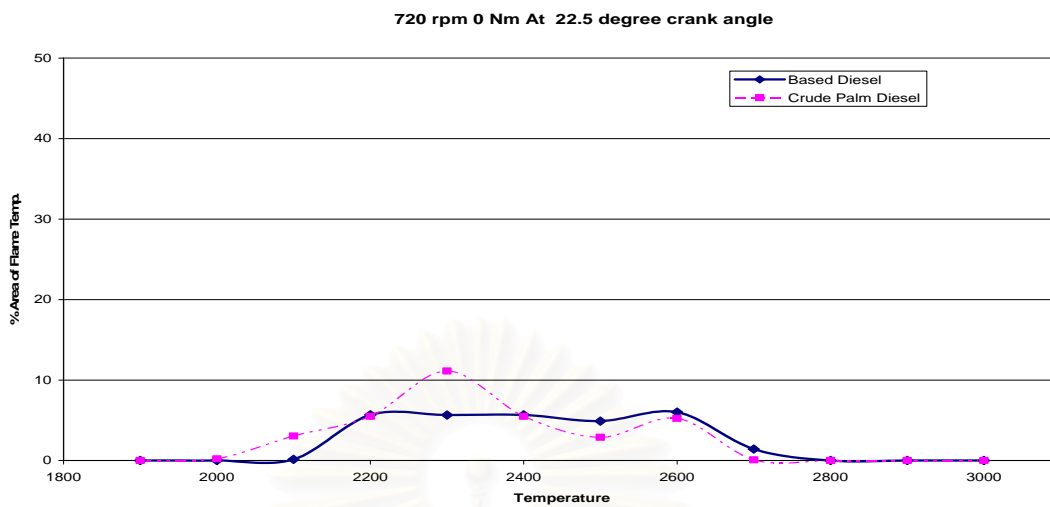
รูปที่ 8-11 ก สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K
ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา



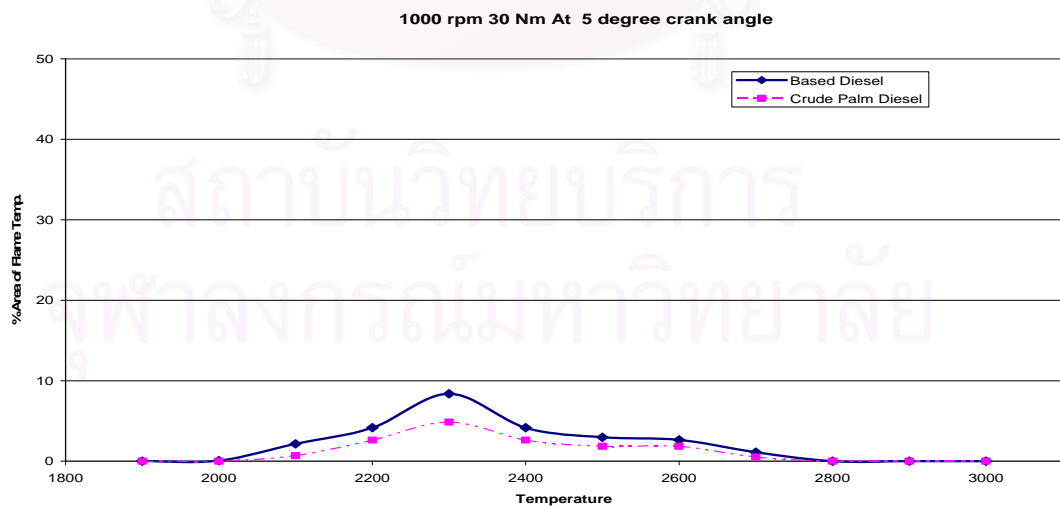
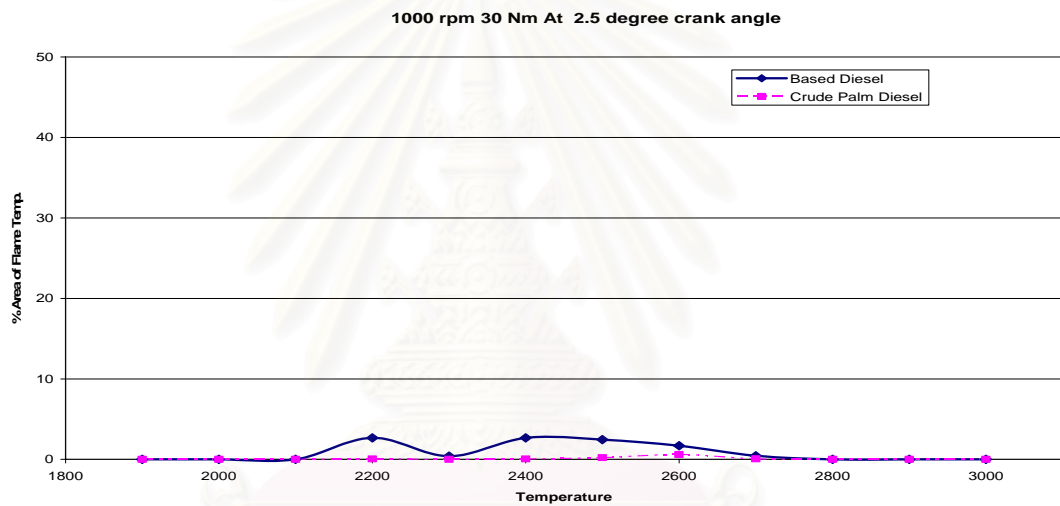
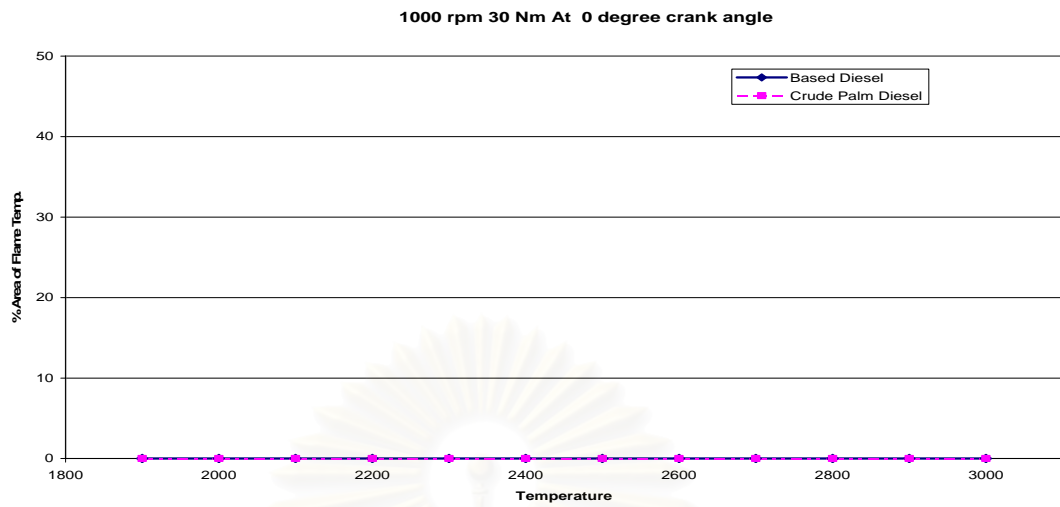
รูปที่ 8-11 ก (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา



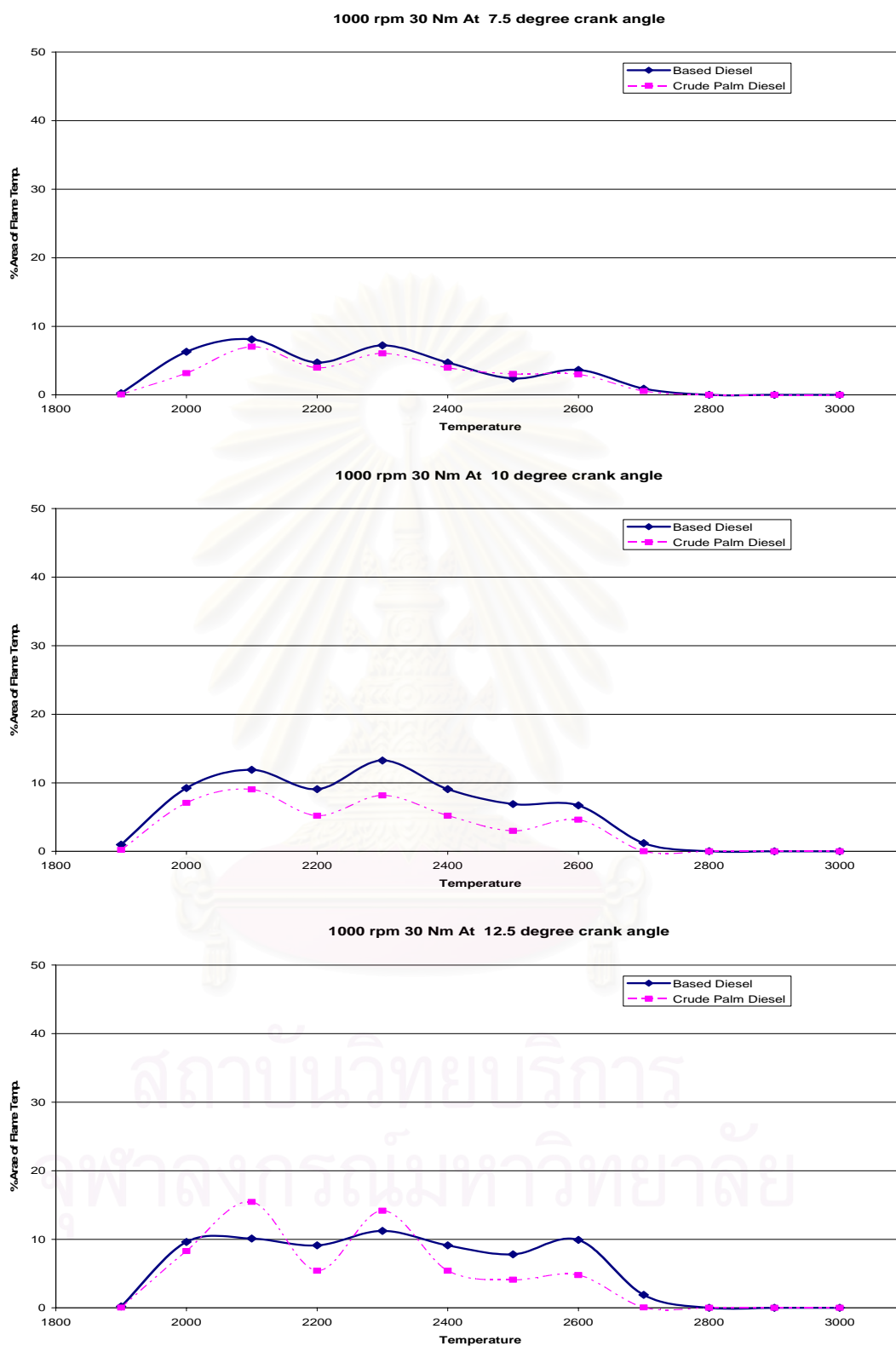
รูปที่ 8-11 ก (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา



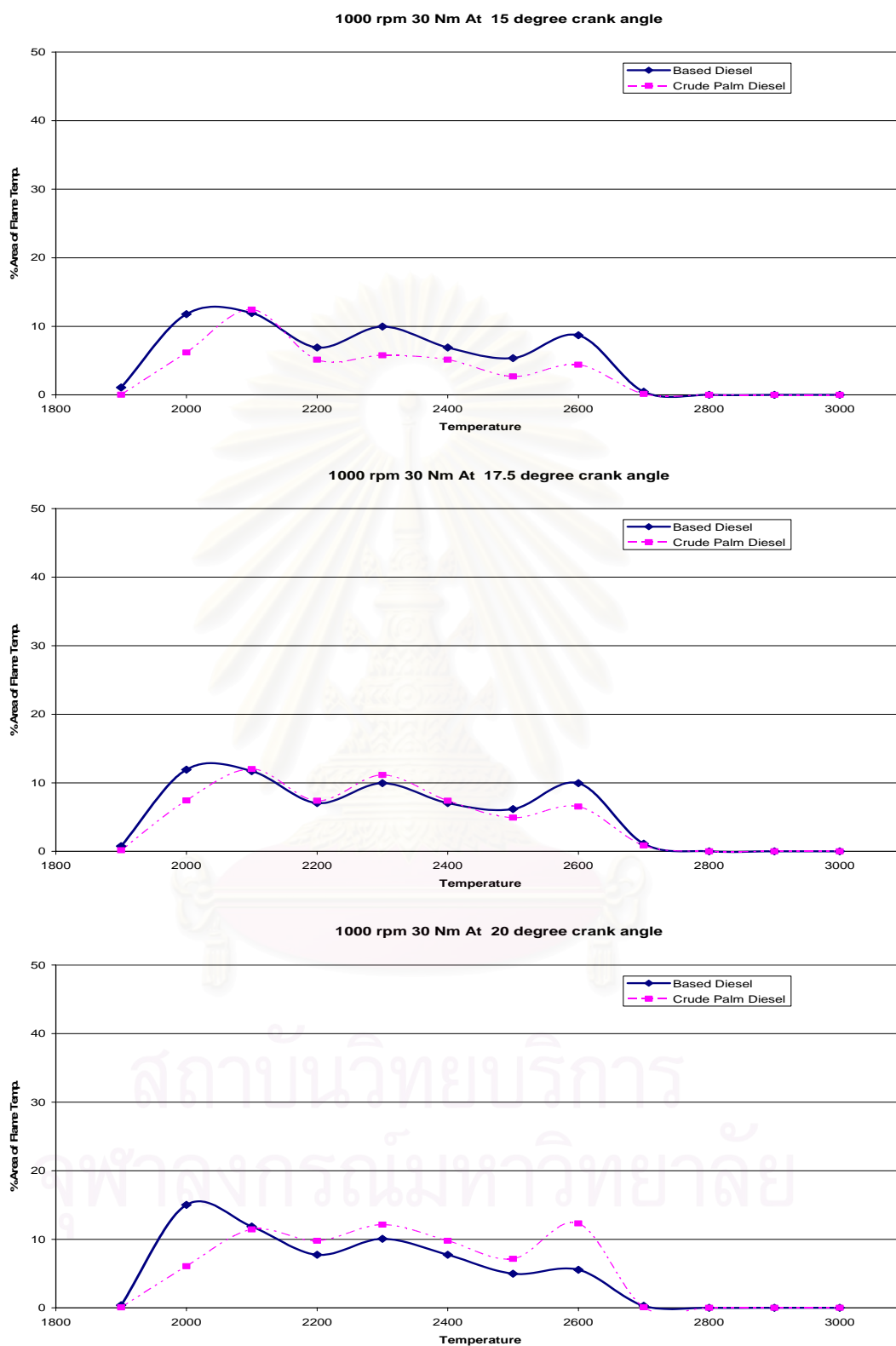
รูปที่ 8-11 ก (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา



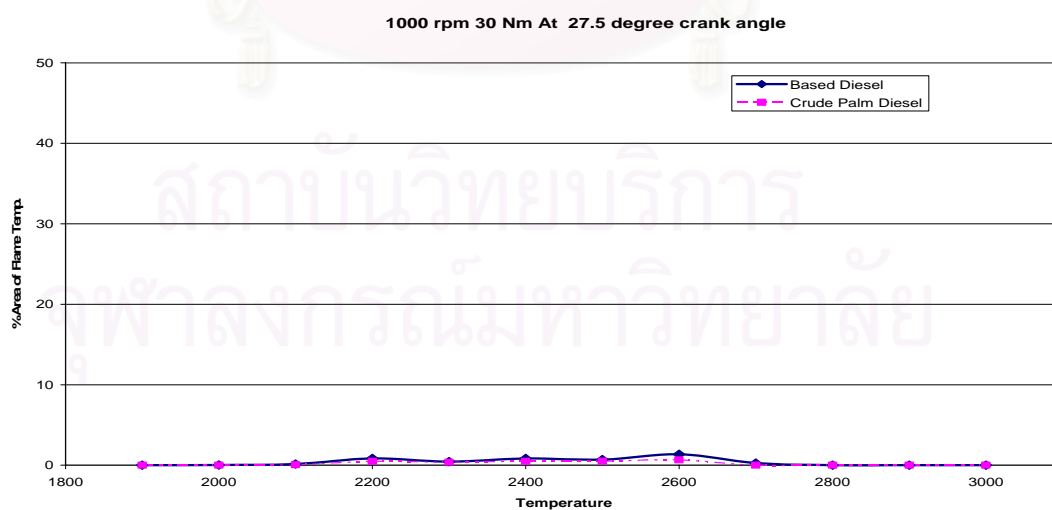
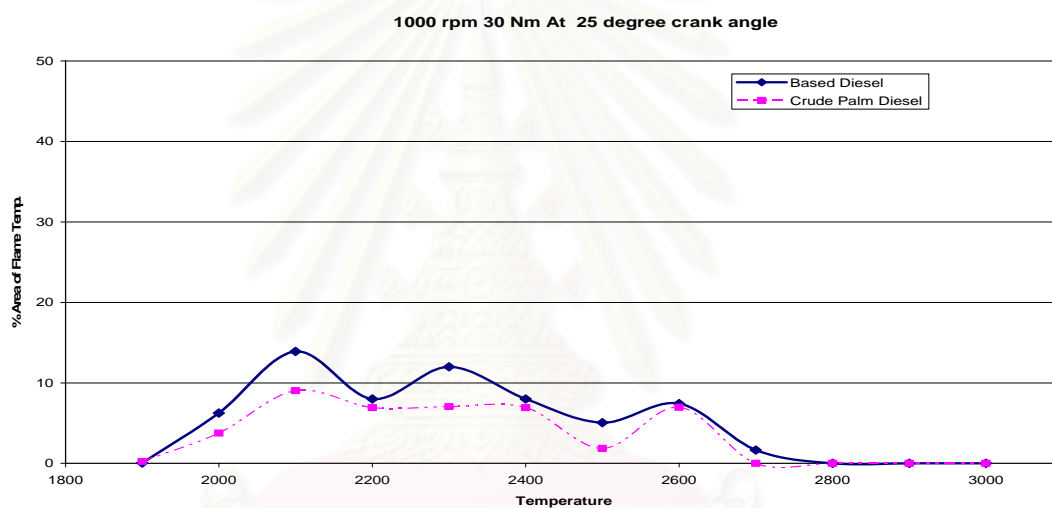
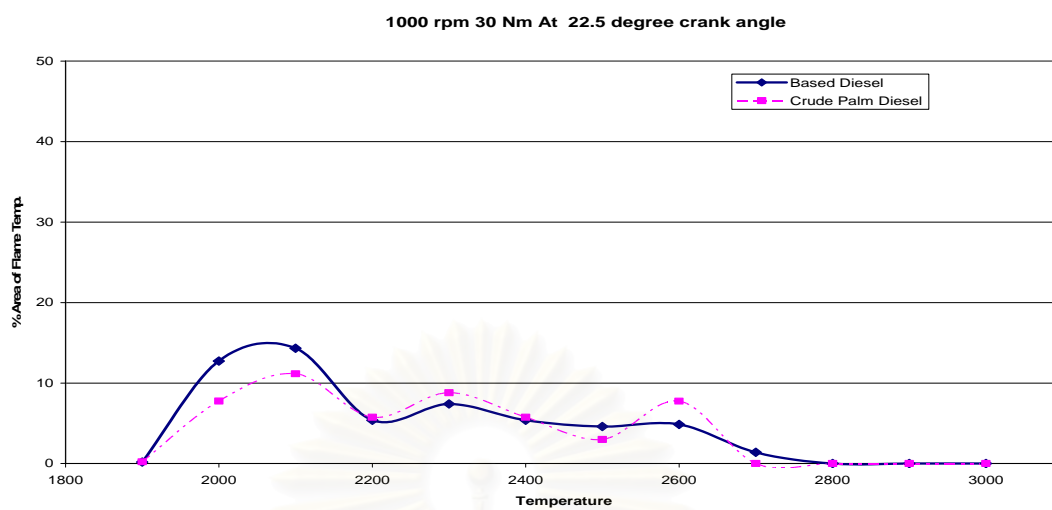
รูปที่ 8-11 ข สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.



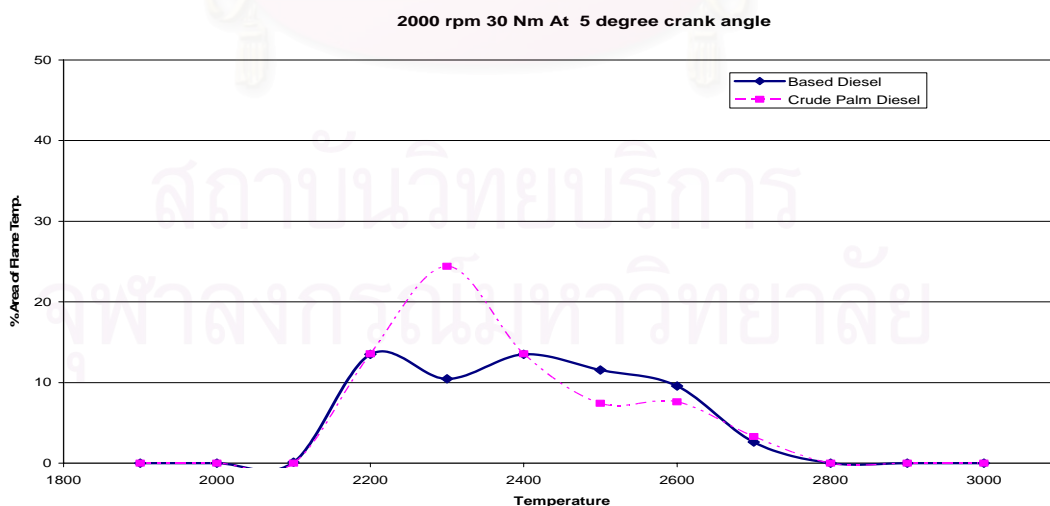
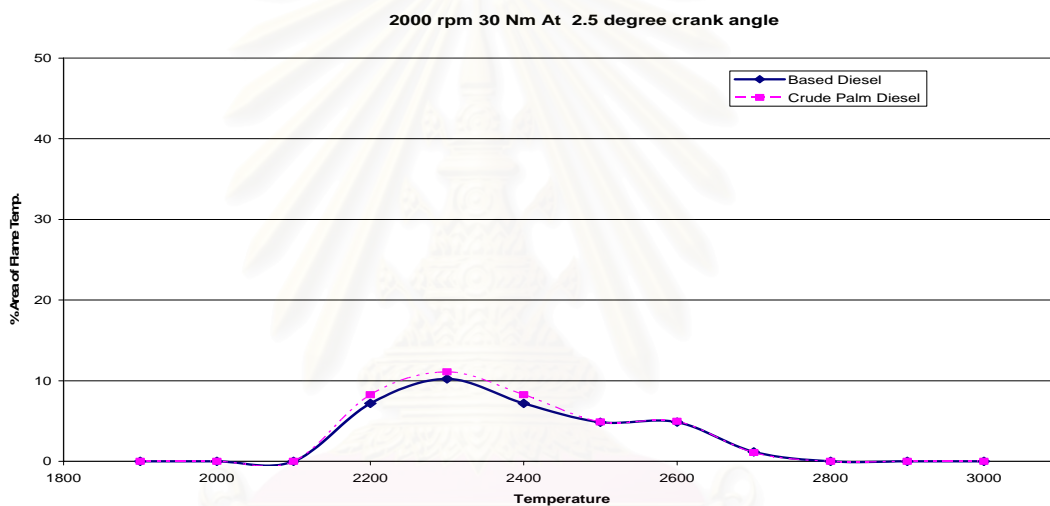
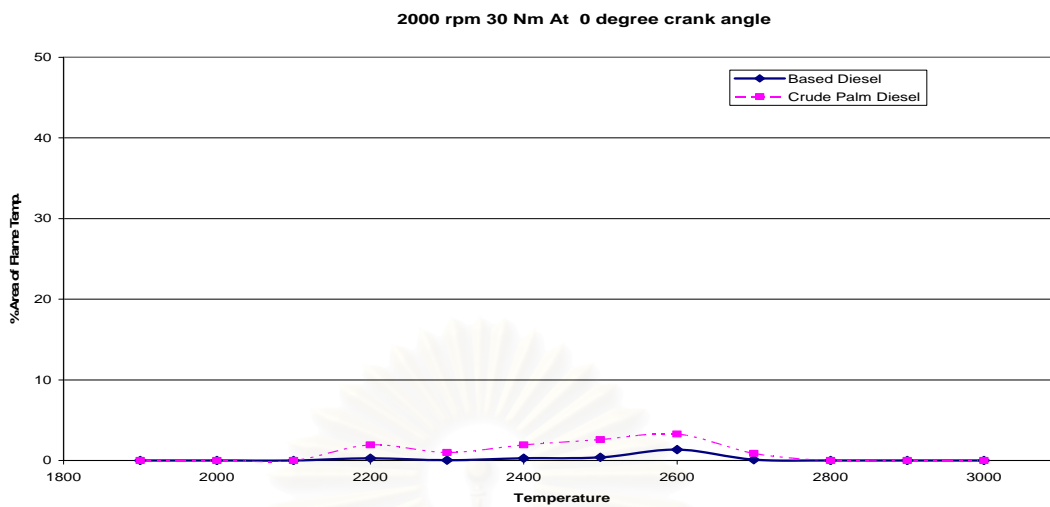
รูปที่ 8-11 ข (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.



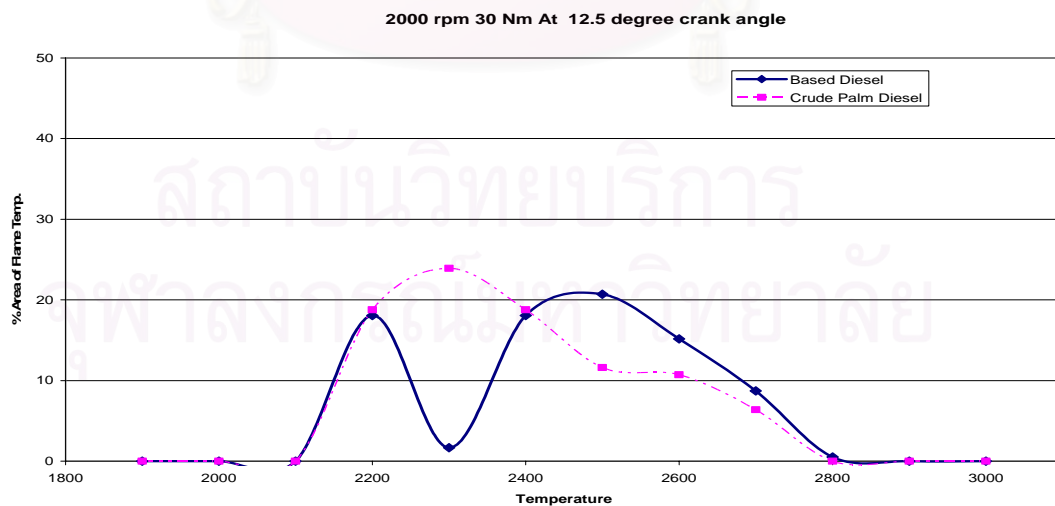
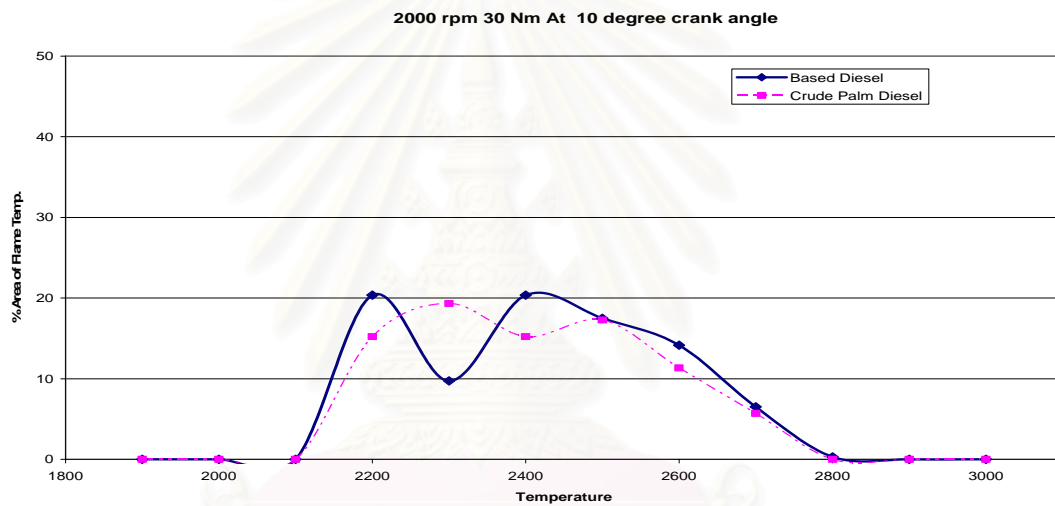
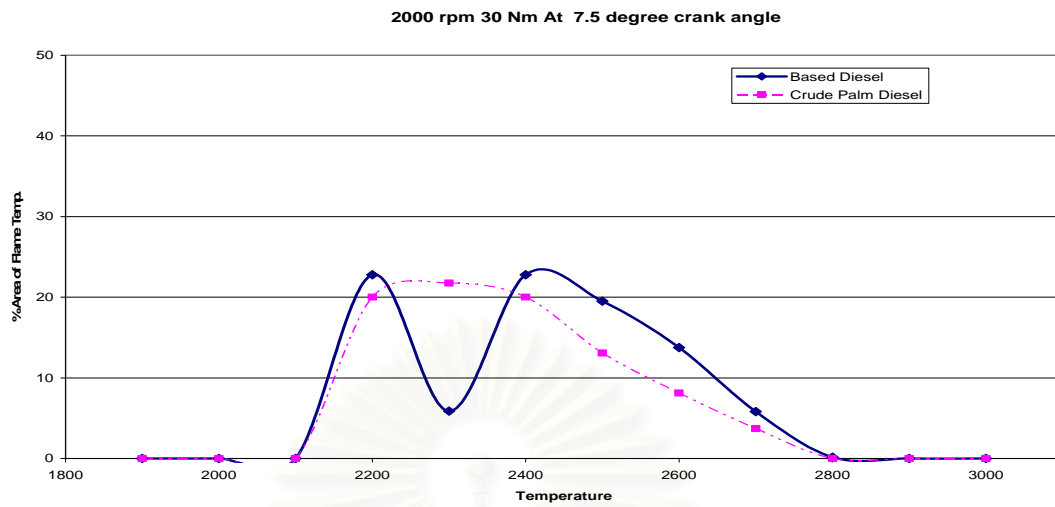
รูปที่ 8-11 ข (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.



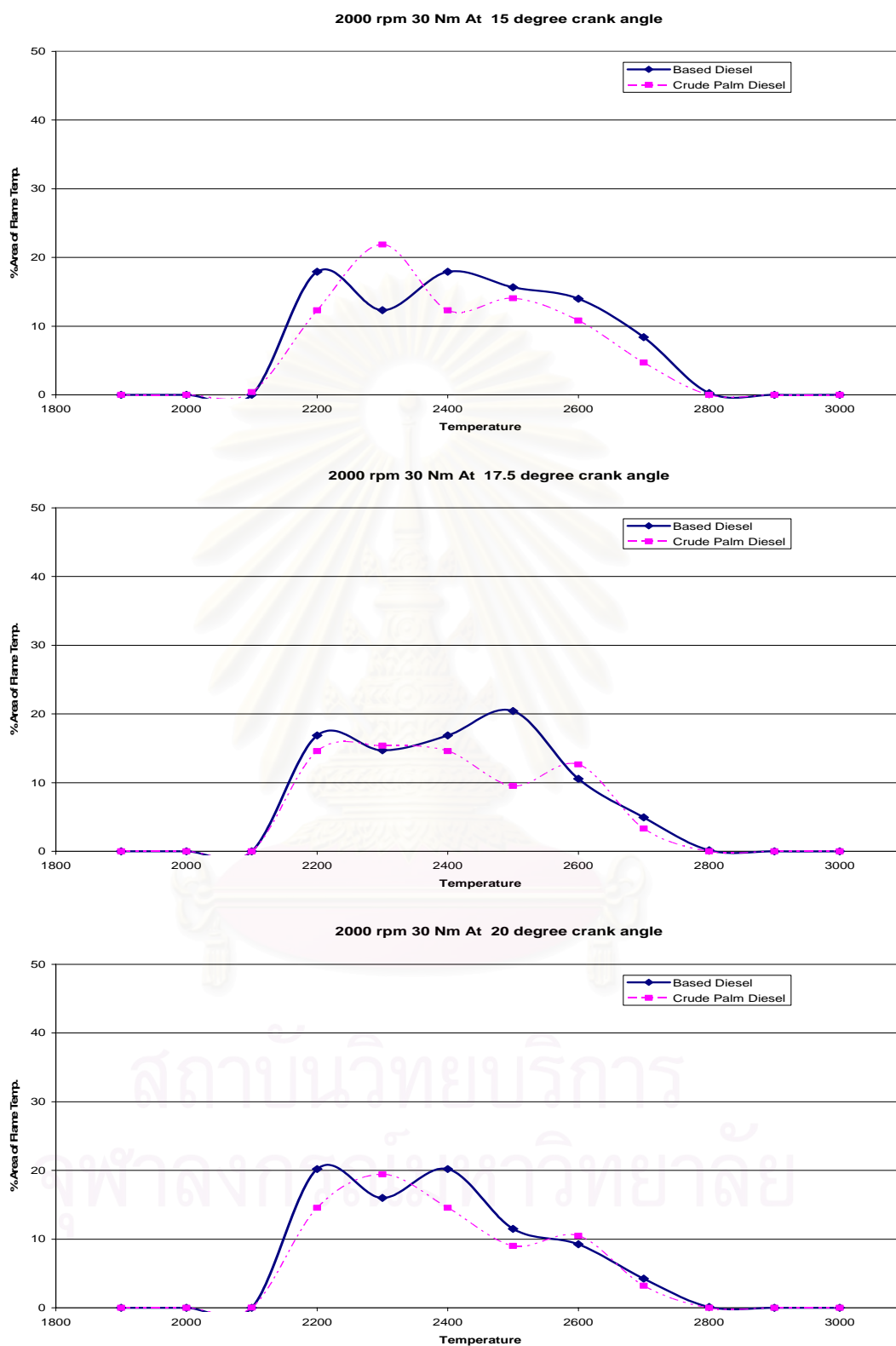
รูปที่ 8-11 ข (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.



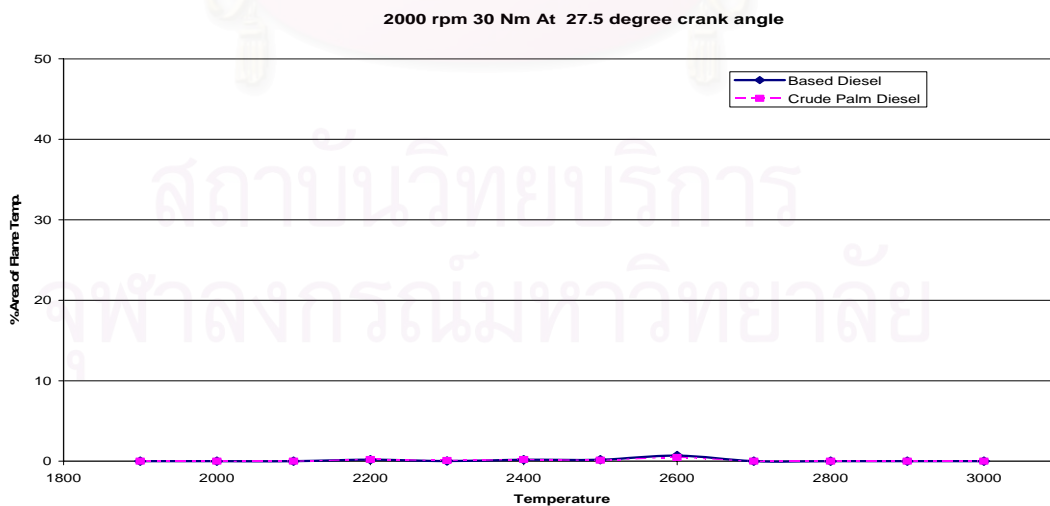
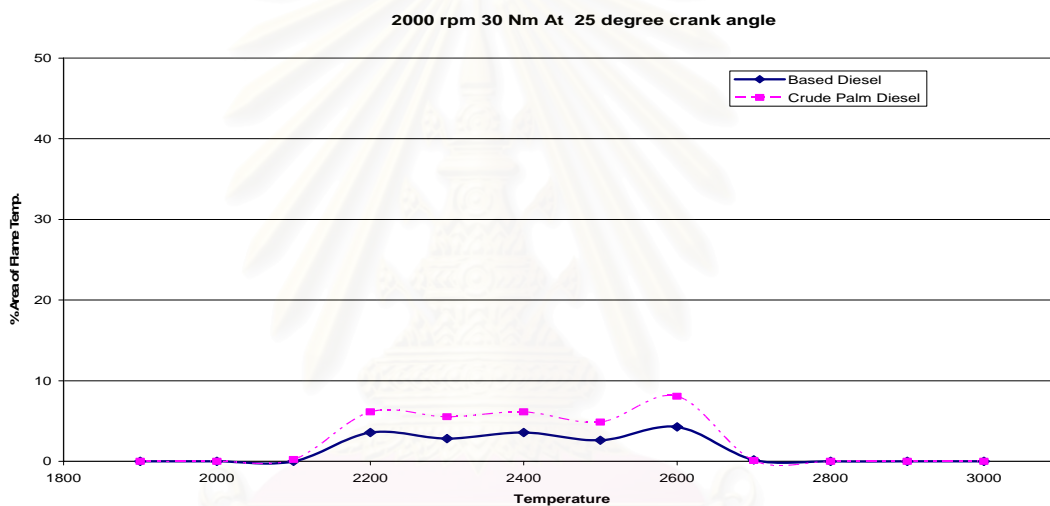
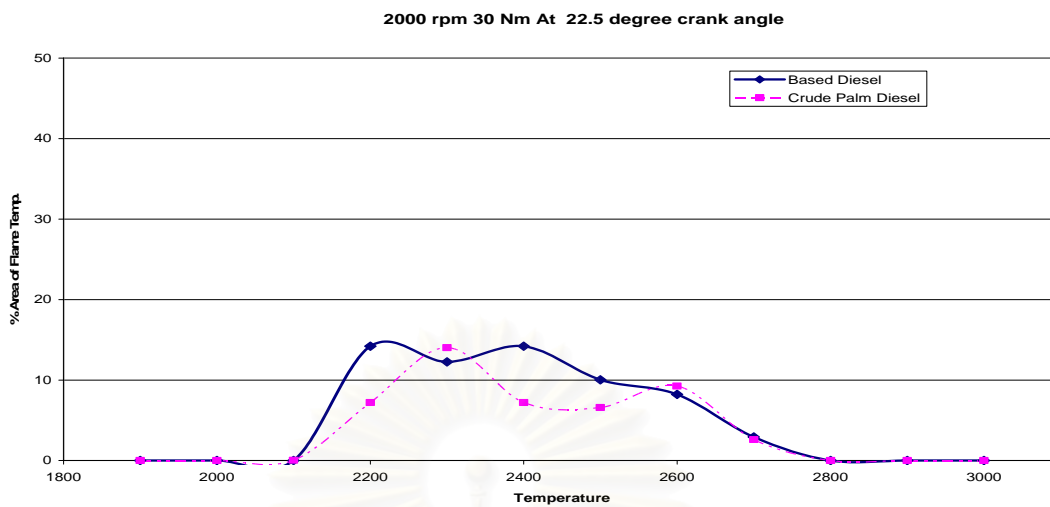
รูปที่ 8-11ค สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.



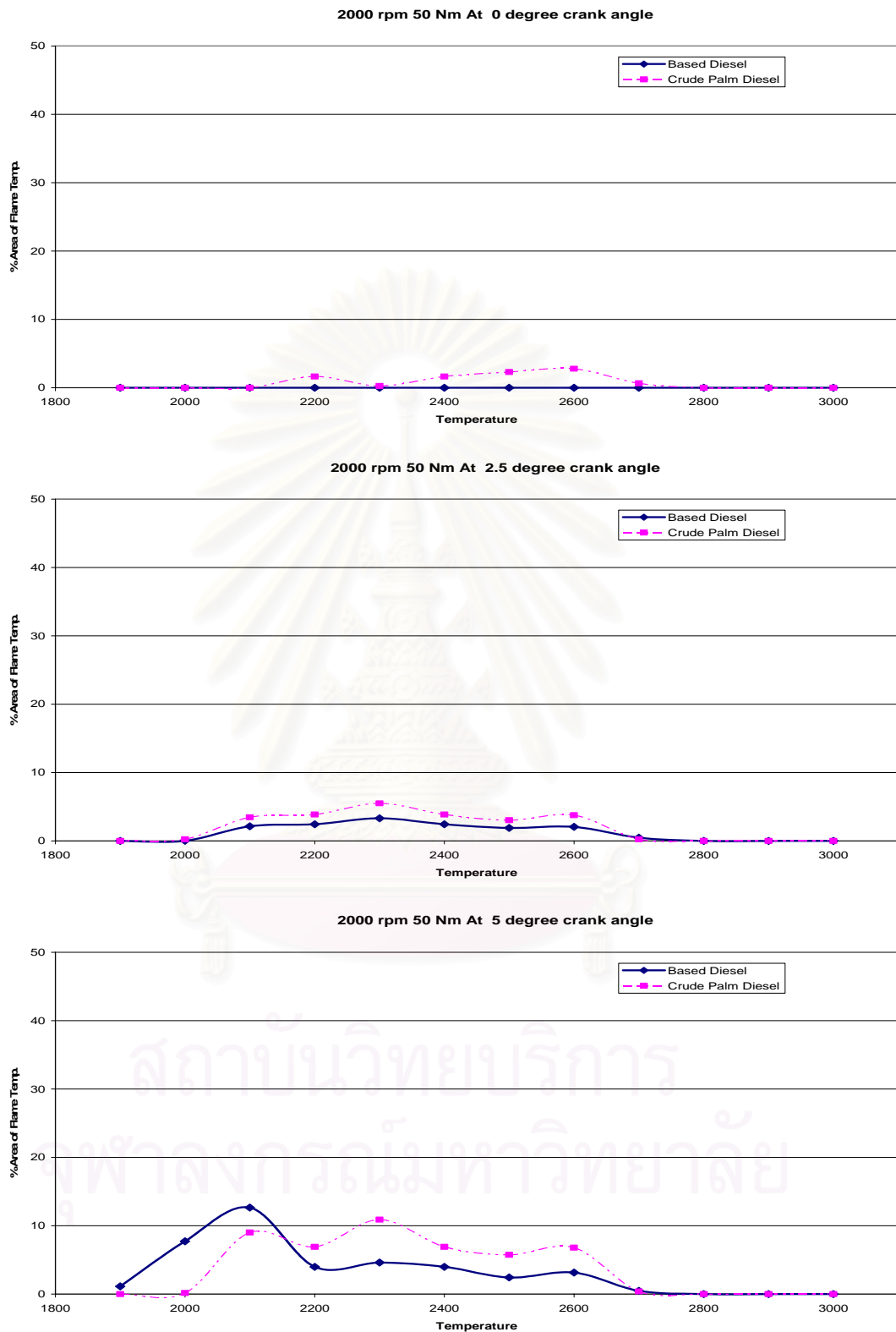
รูปที่ 8-11 ค (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.



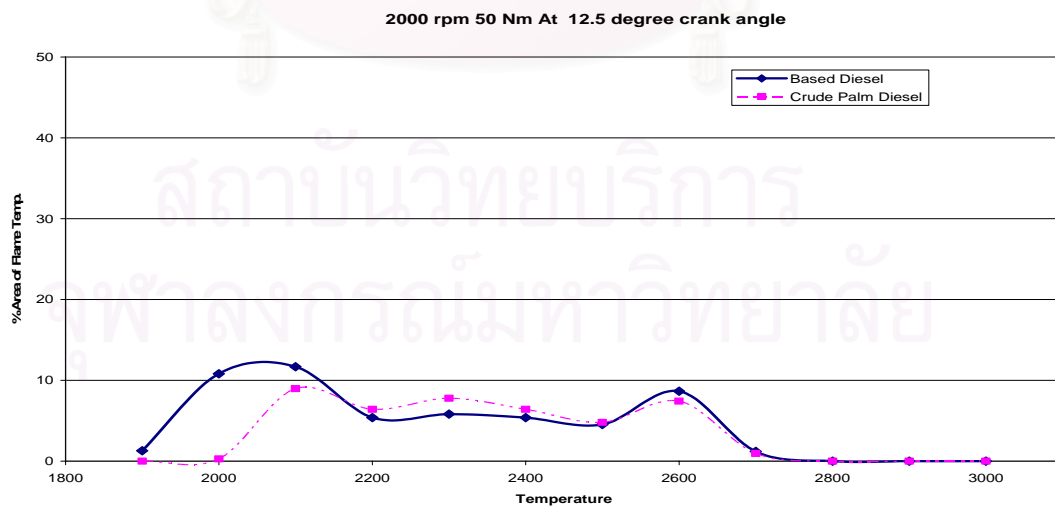
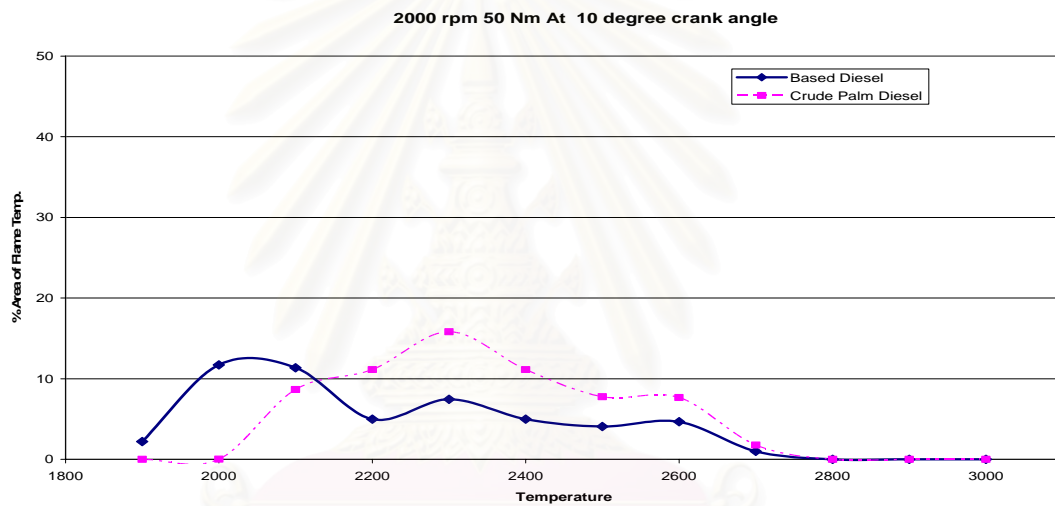
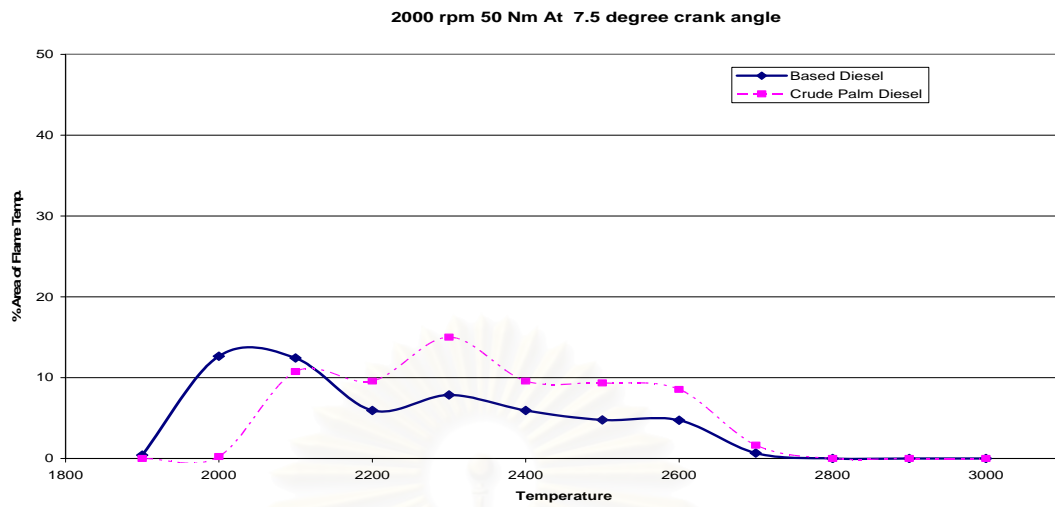
รูปที่ 8-11 ค (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.



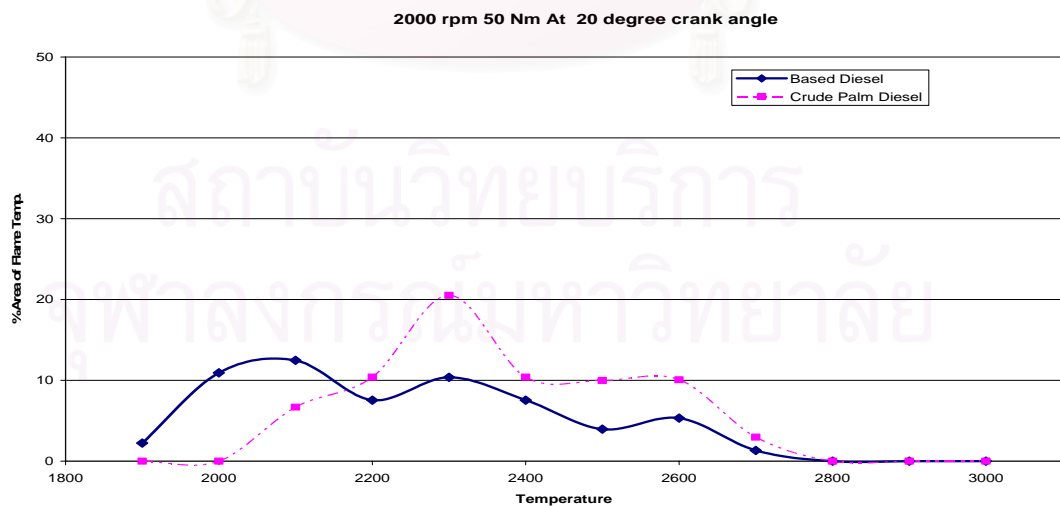
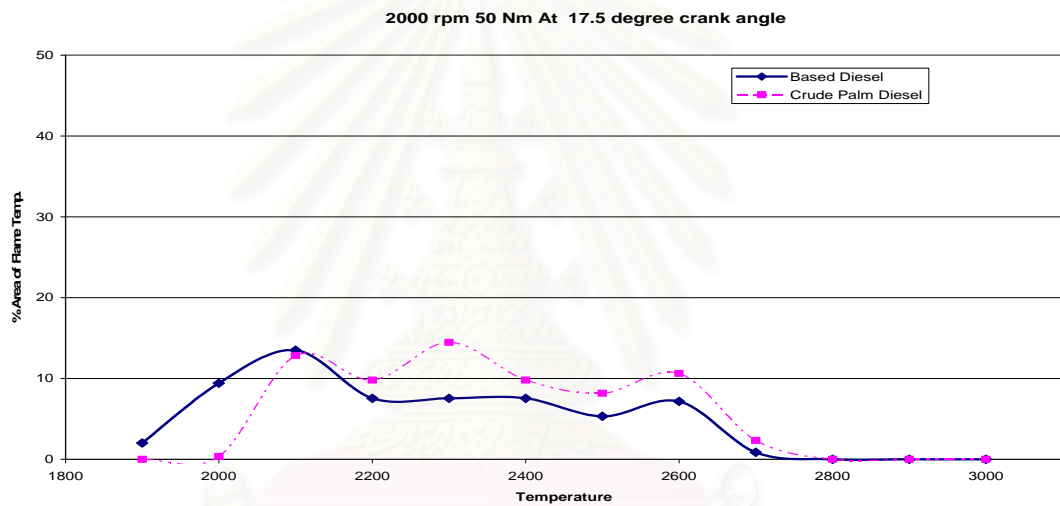
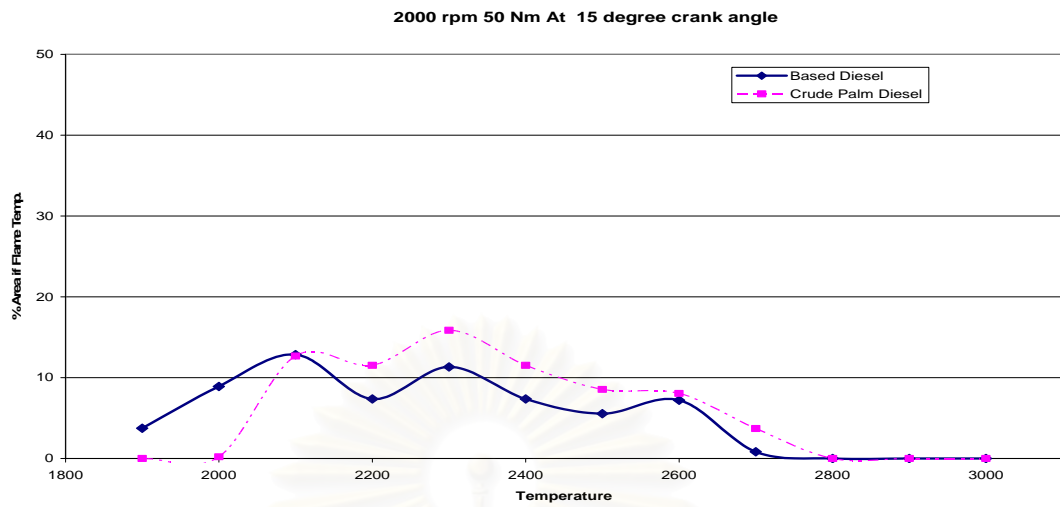
รูปที่ 8-11 ค (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.



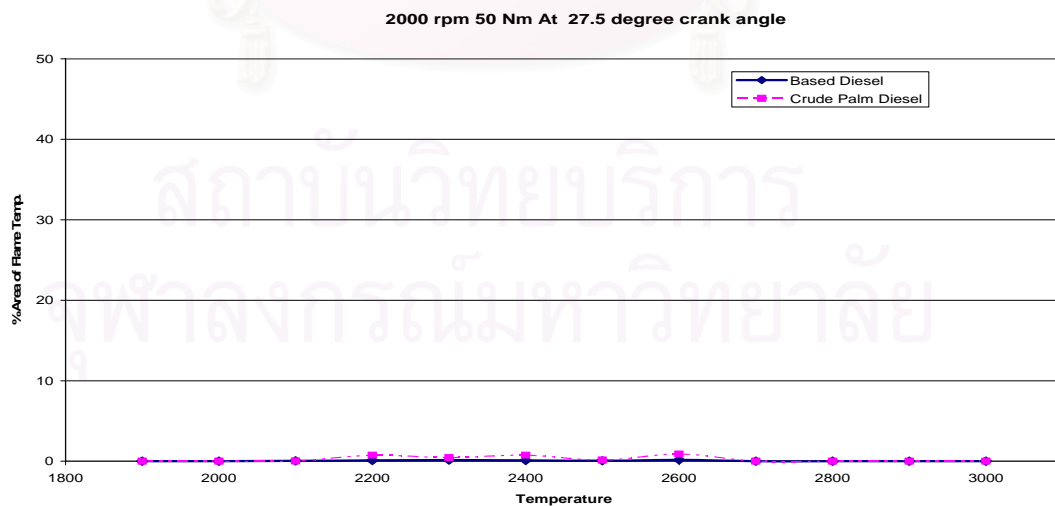
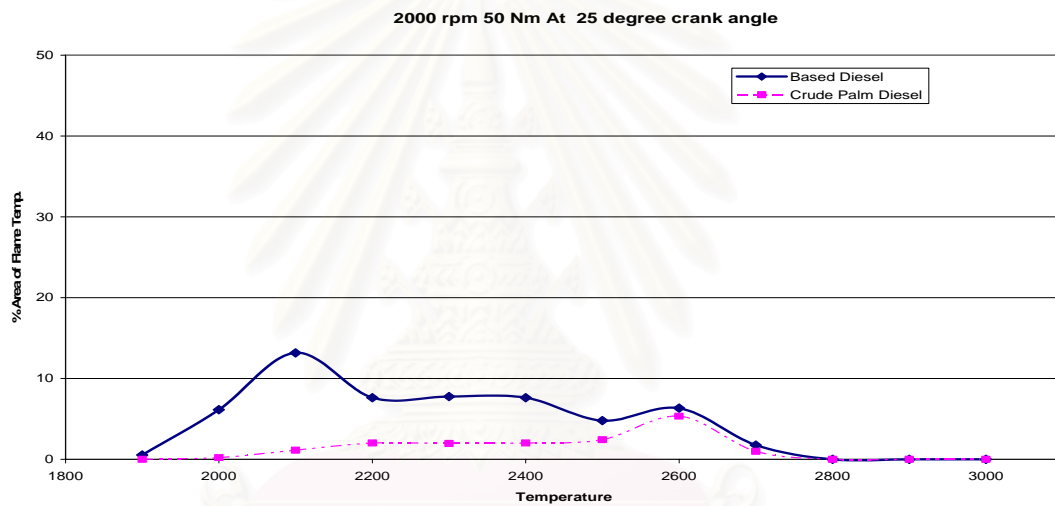
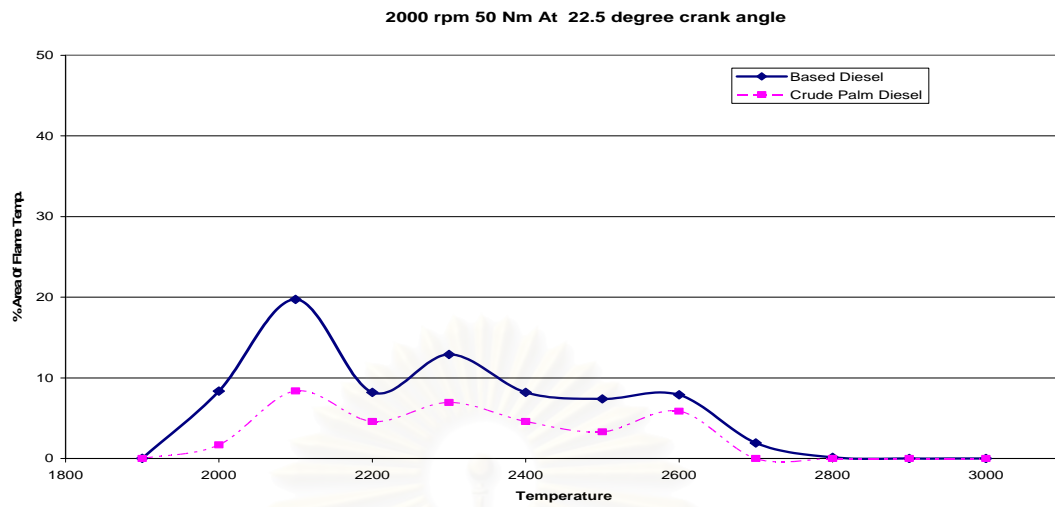
รูปที่ 8-11 ง สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.



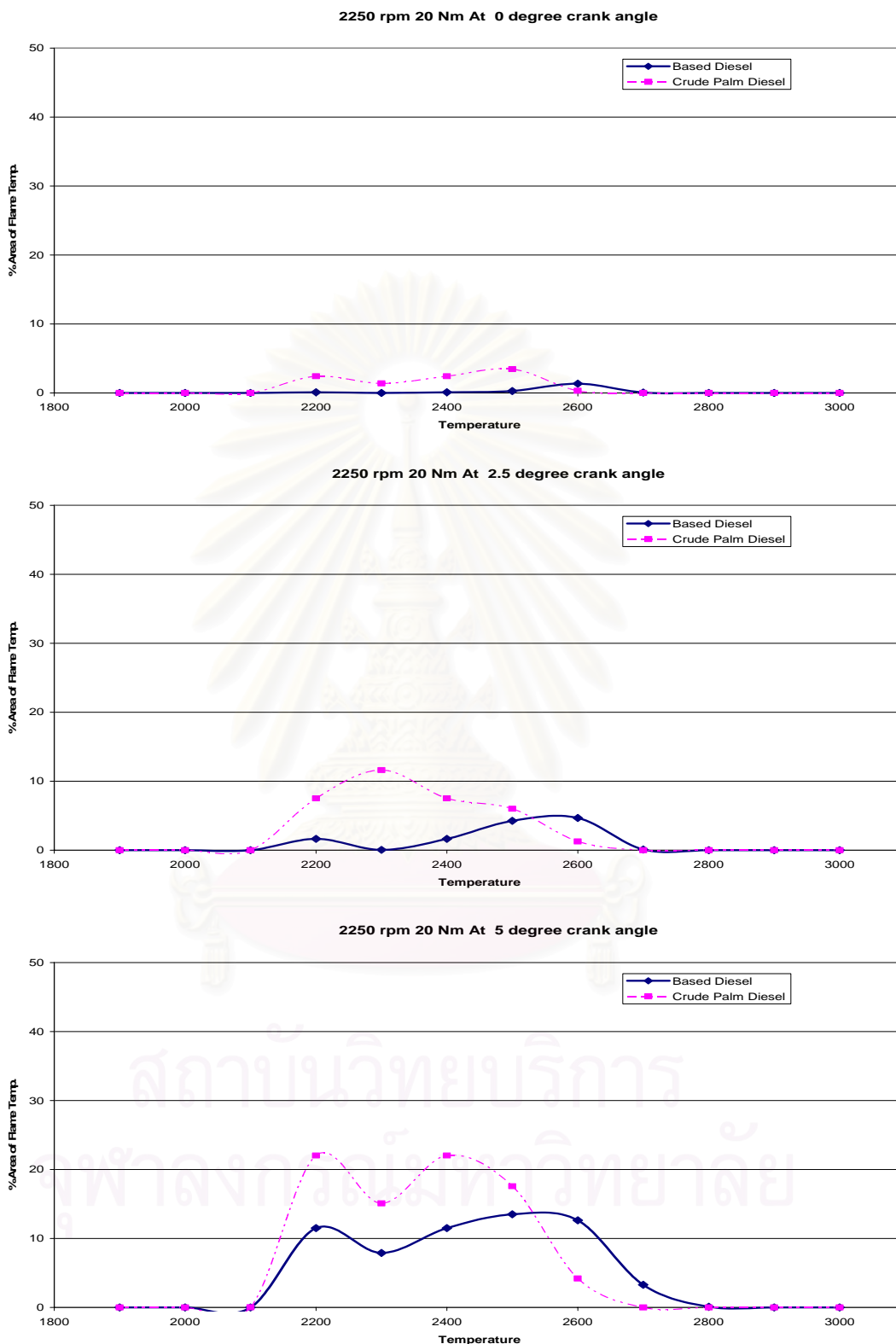
รูปที่ 8-11 ง (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.



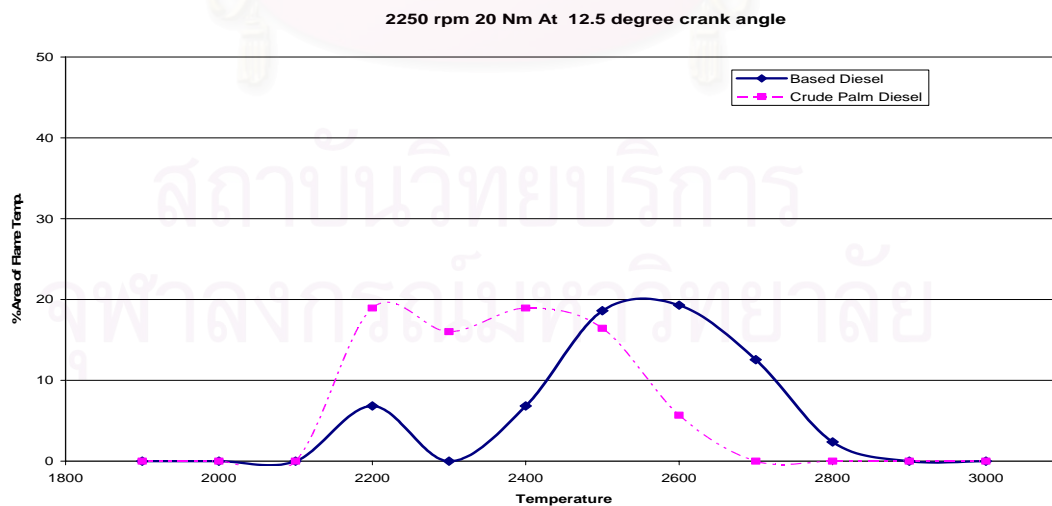
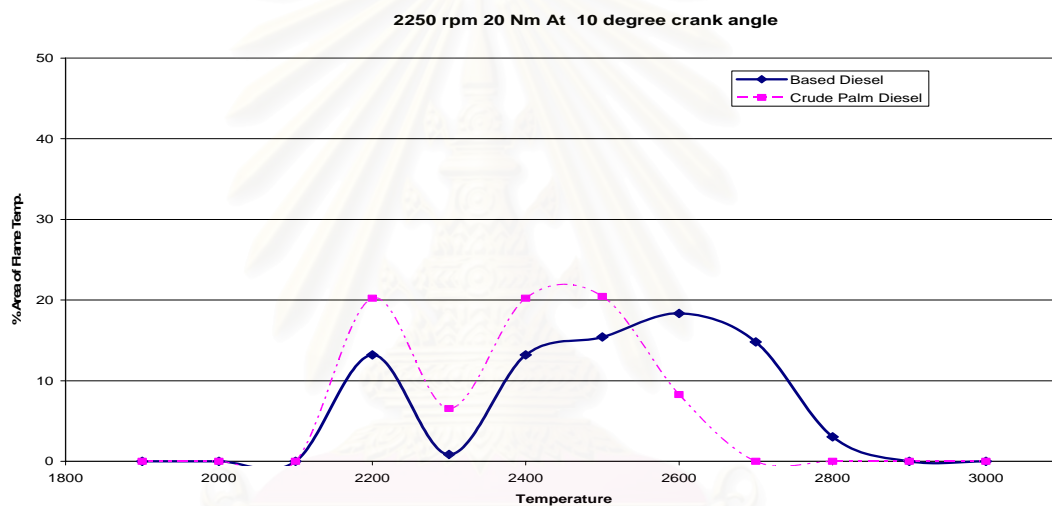
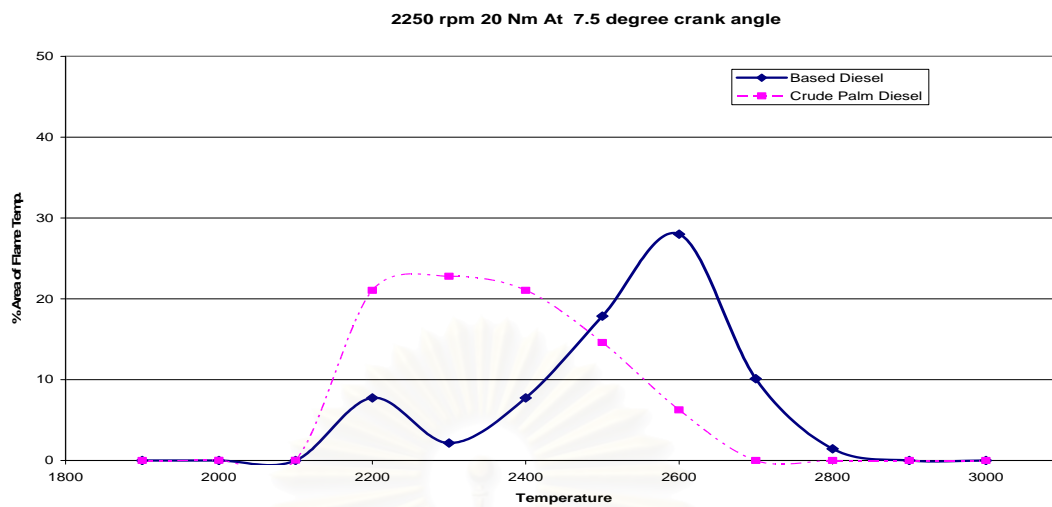
รูปที่ 8-11 ง (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.



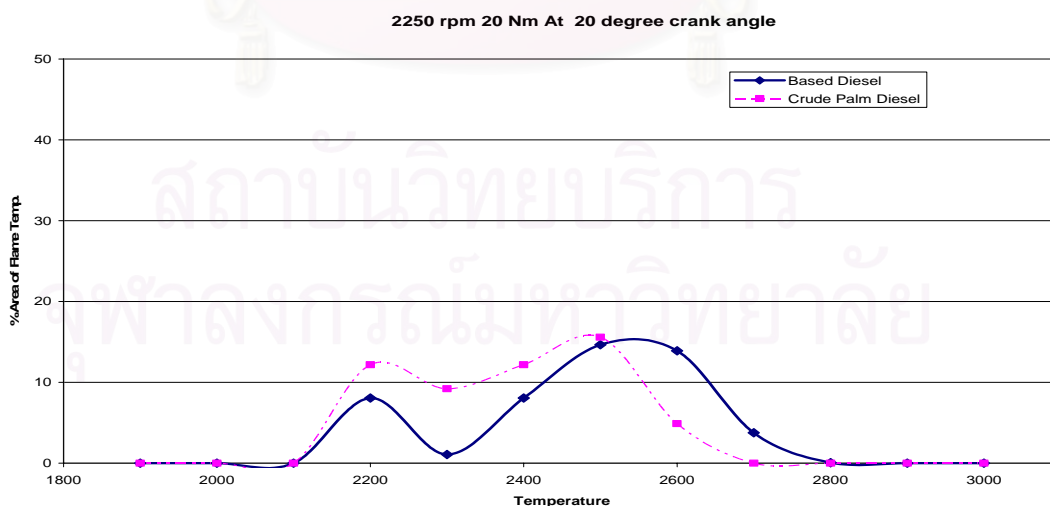
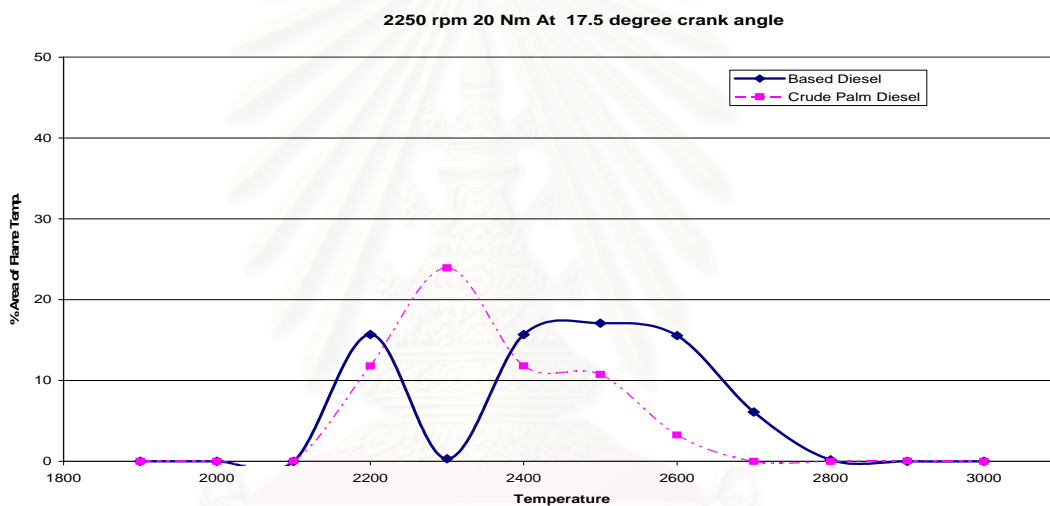
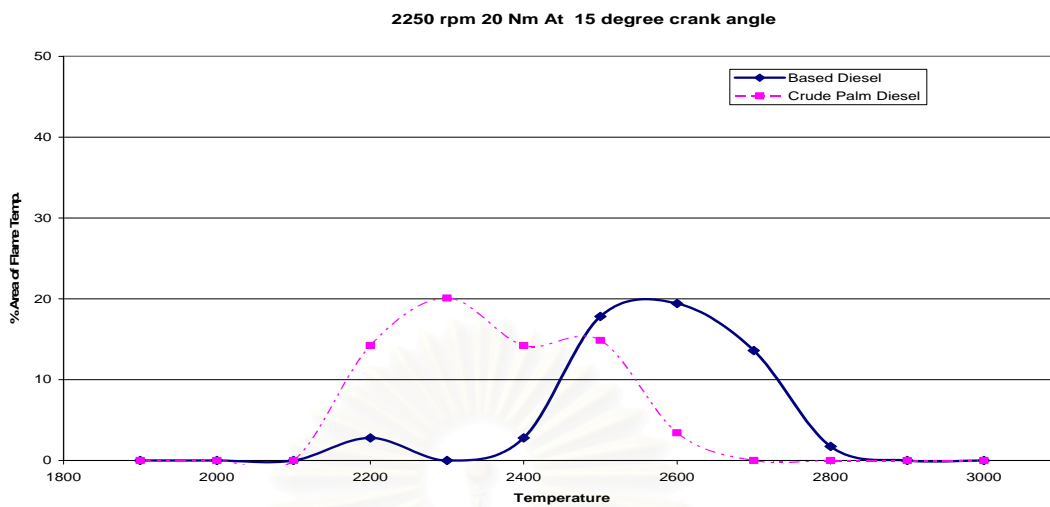
รูปที่ 8-11 ง (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.



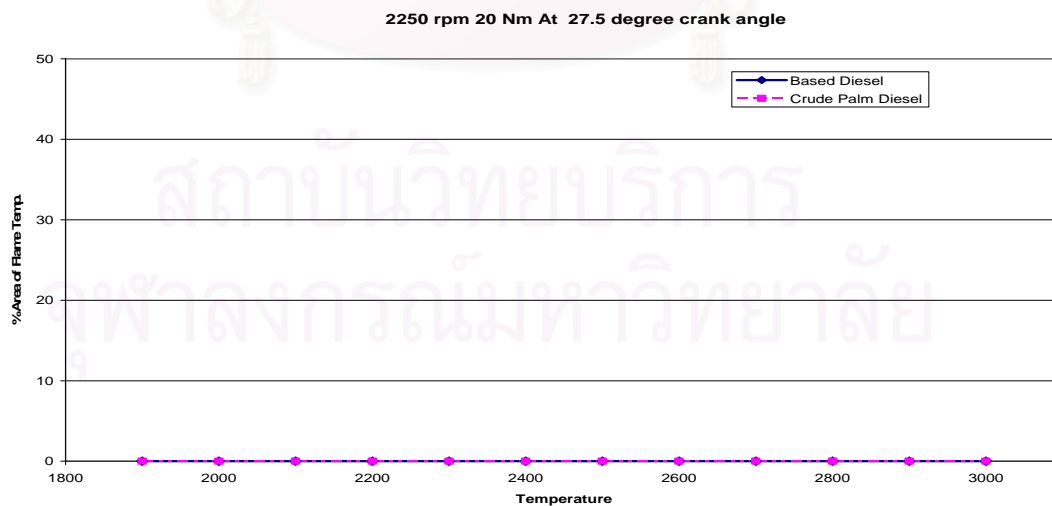
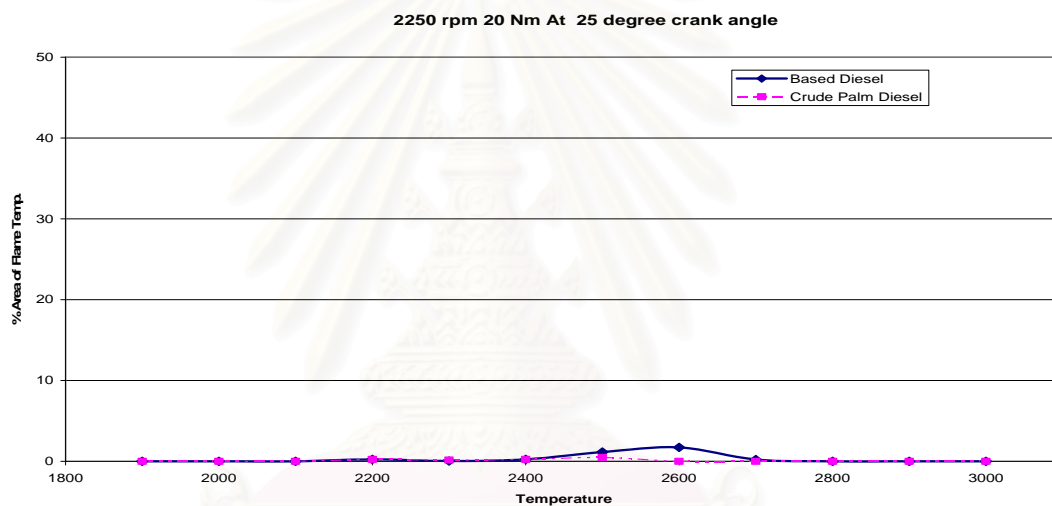
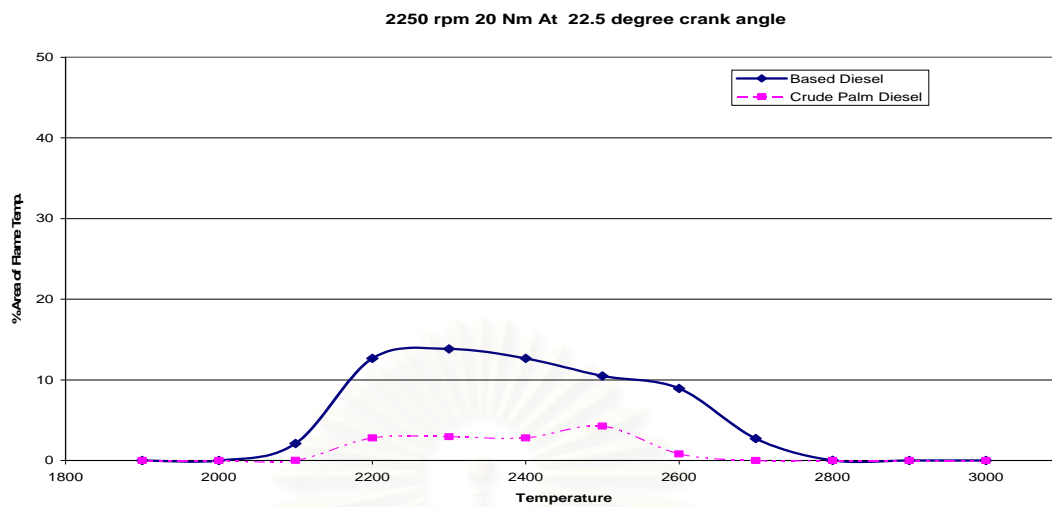
รูปที่ 8-11 จ สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.



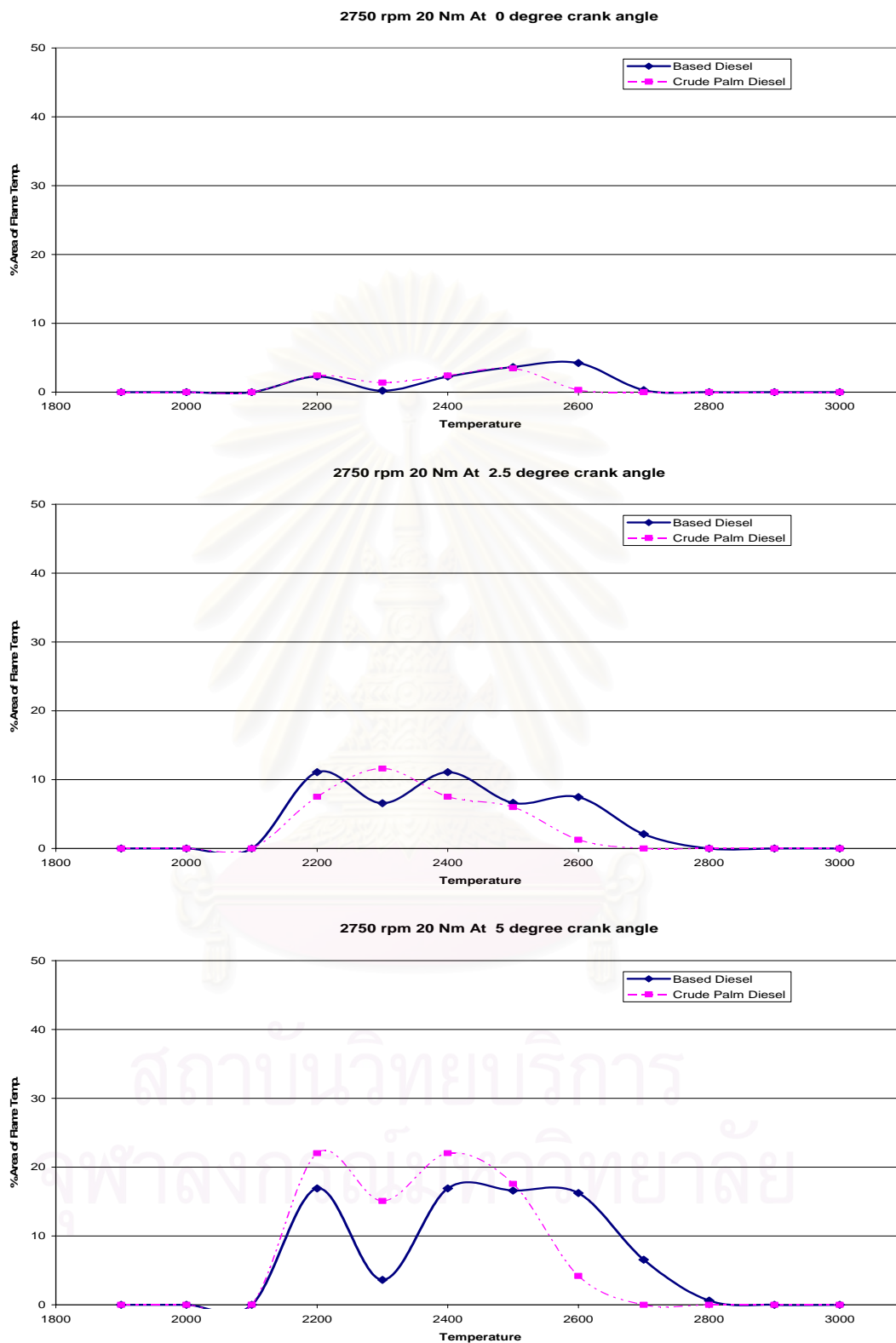
รูปที่ 8-11 จ (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.



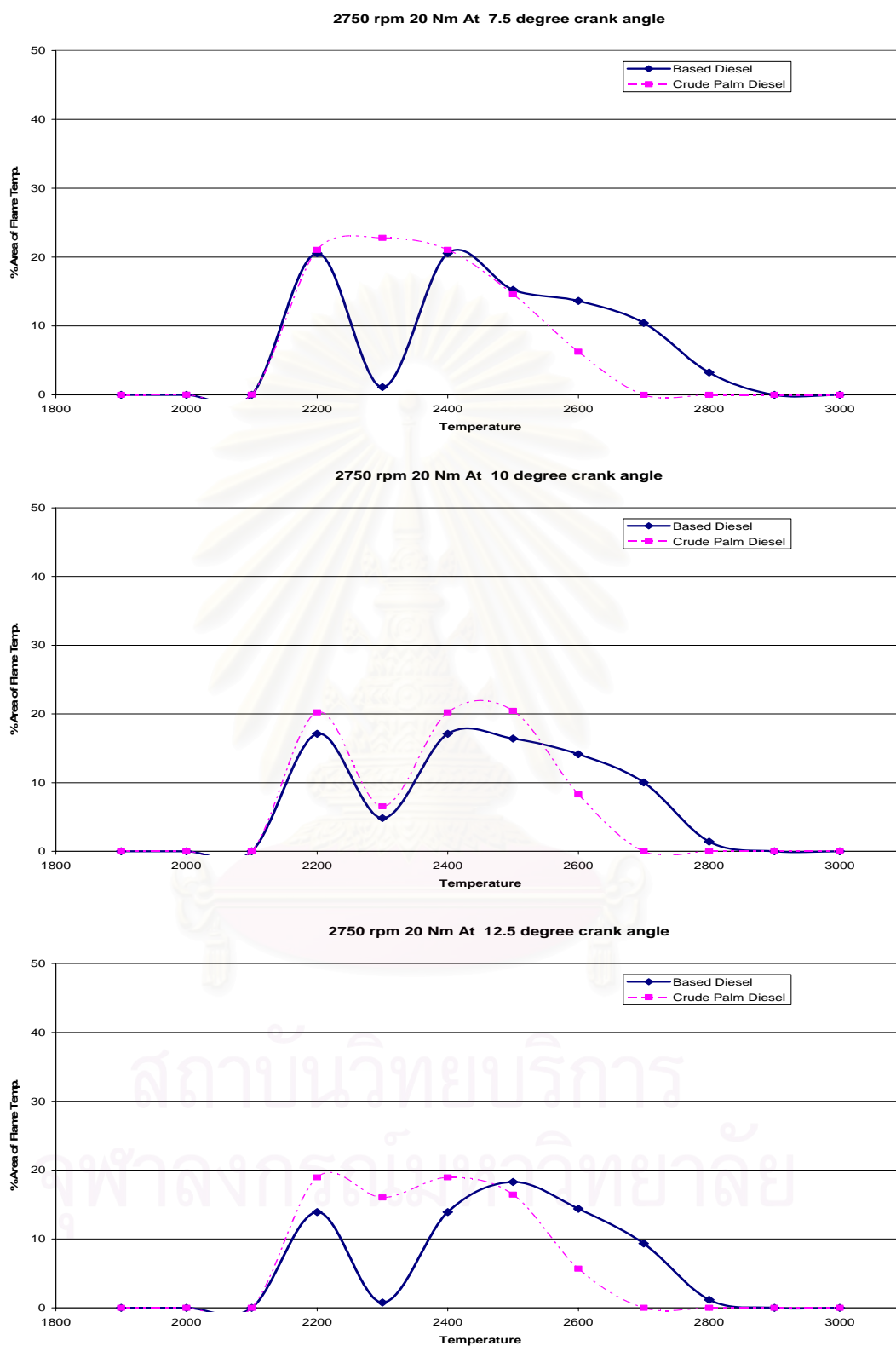
รูปที่ 8-11 จ (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.



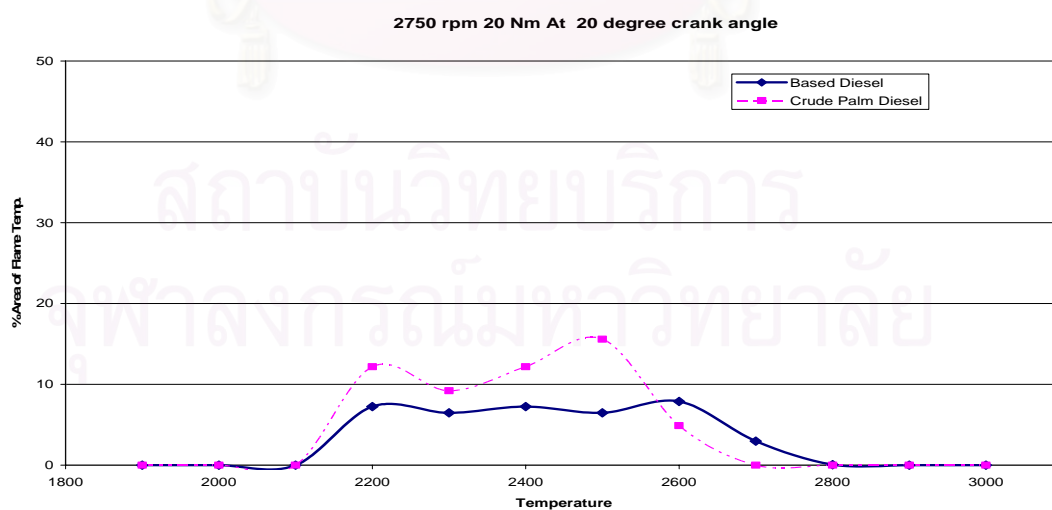
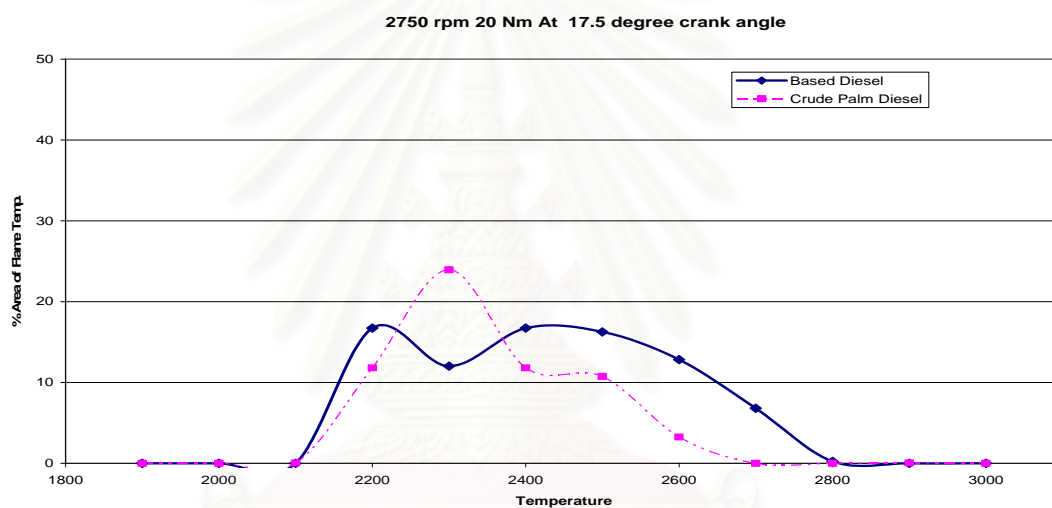
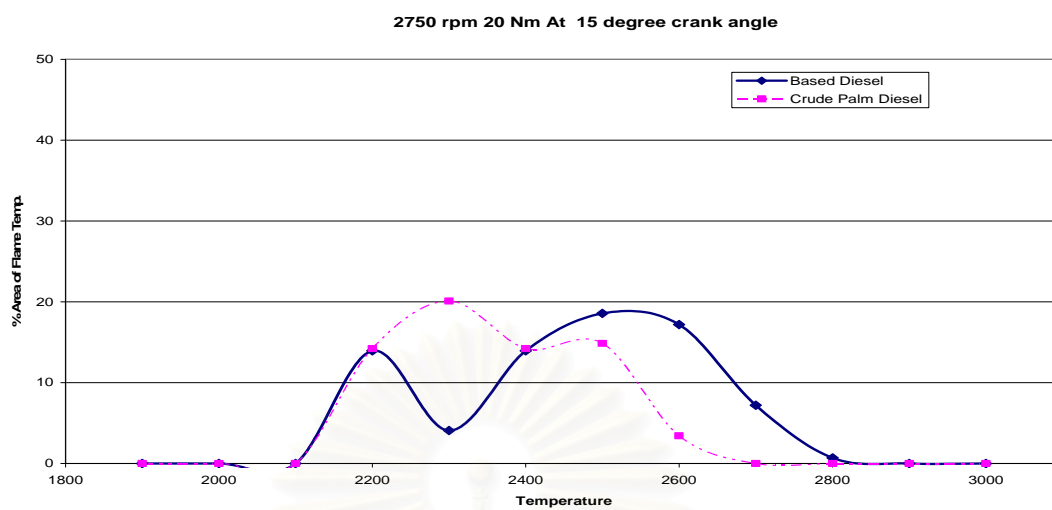
รูปที่ 8-11 จ (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.



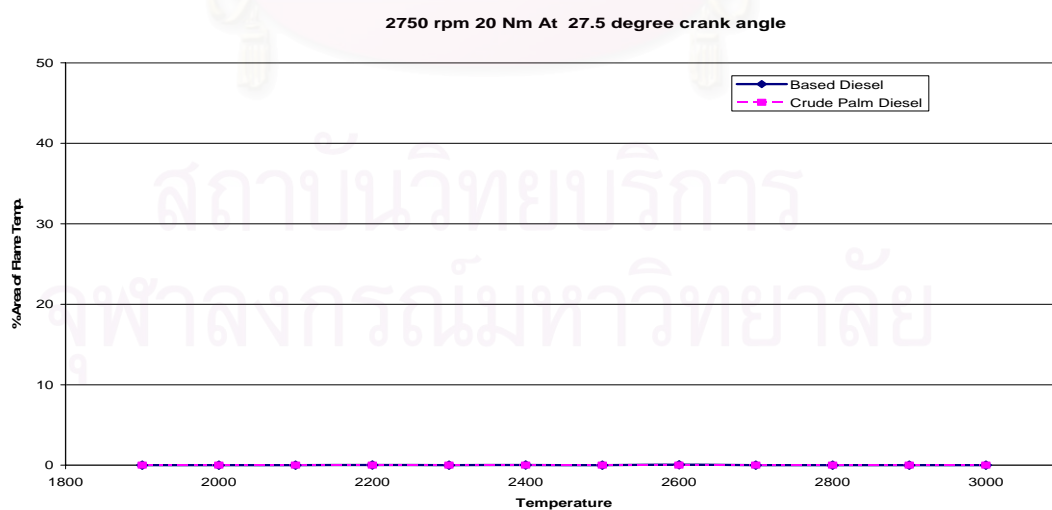
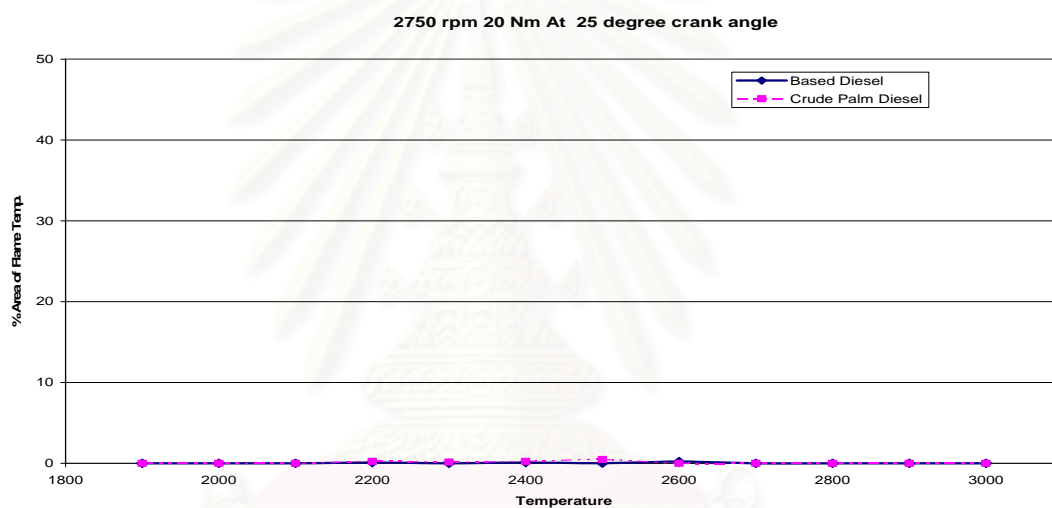
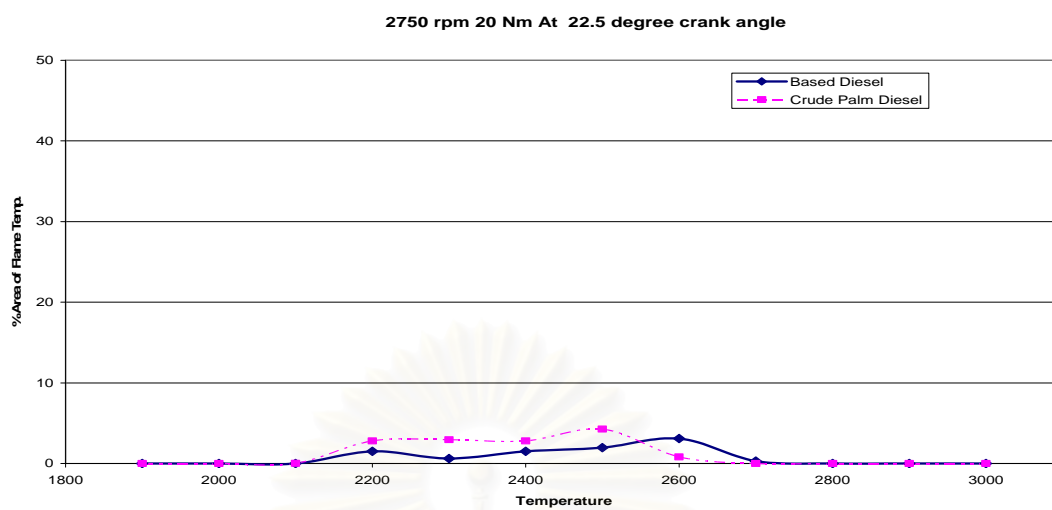
รูปที่ 8-11 ข สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.



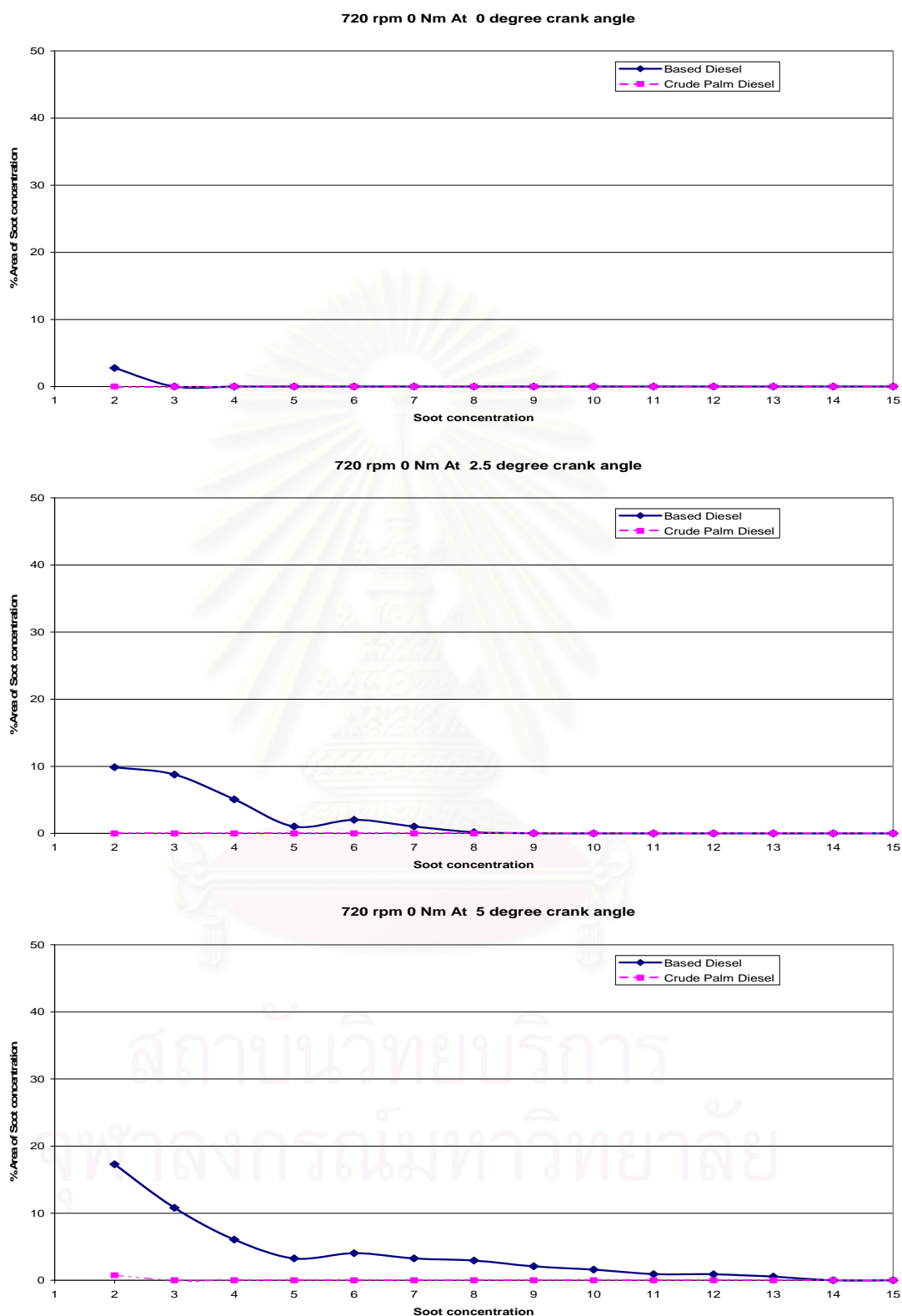
รูปที่ 8-11 ฉ (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.



รูปที่ 8-11 ฉ (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

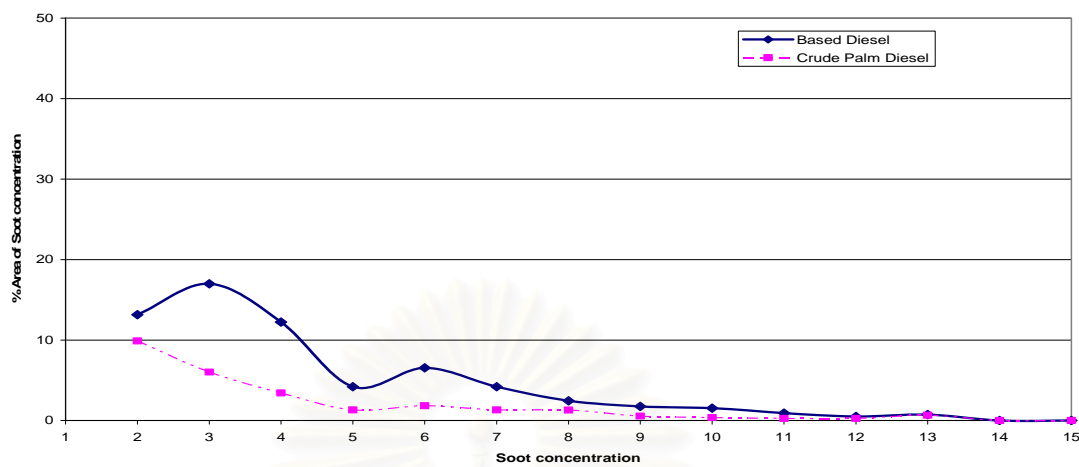


รูปที่ 8-11 ฉ (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงอุณหภูมิเปลวไฟ 1800 K - 3000 K ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

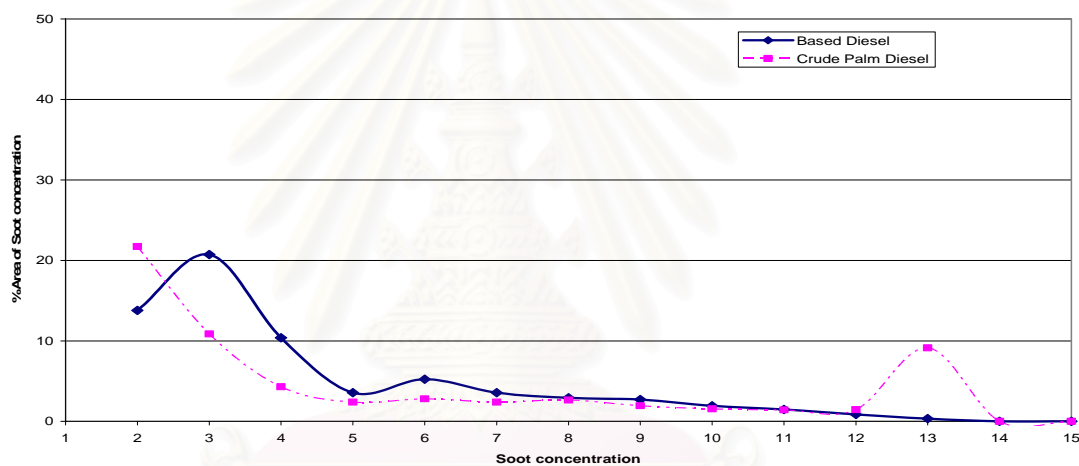


รูปที่ 8-12 ก สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15
ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา

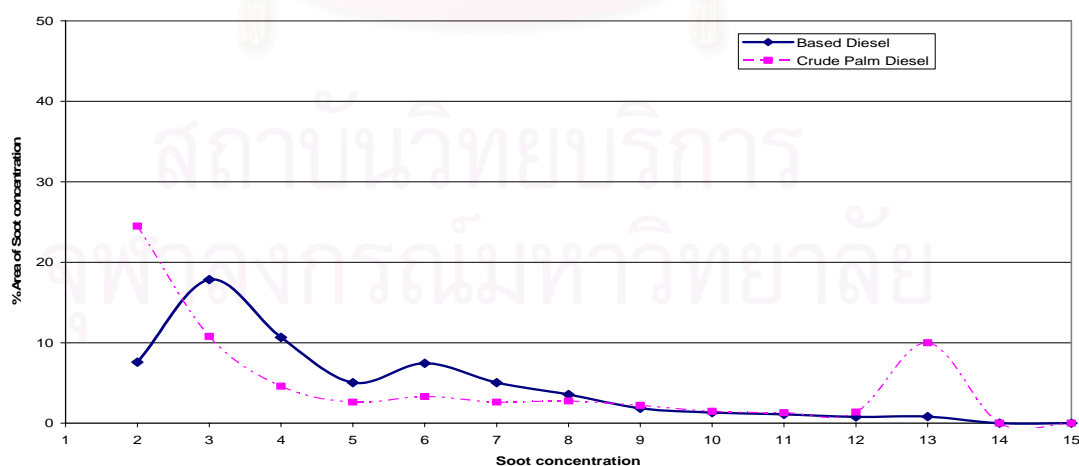
720 rpm 0 Nm At 7.5 degree crank angle



720 rpm 0 Nm At 10 degree crank angle

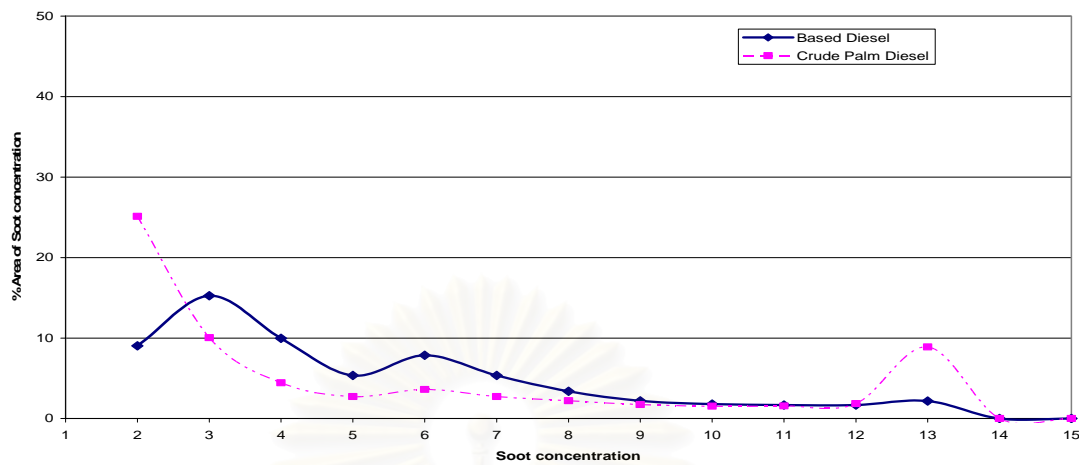


720 rpm 0 Nm At 12.5 degree crank angle

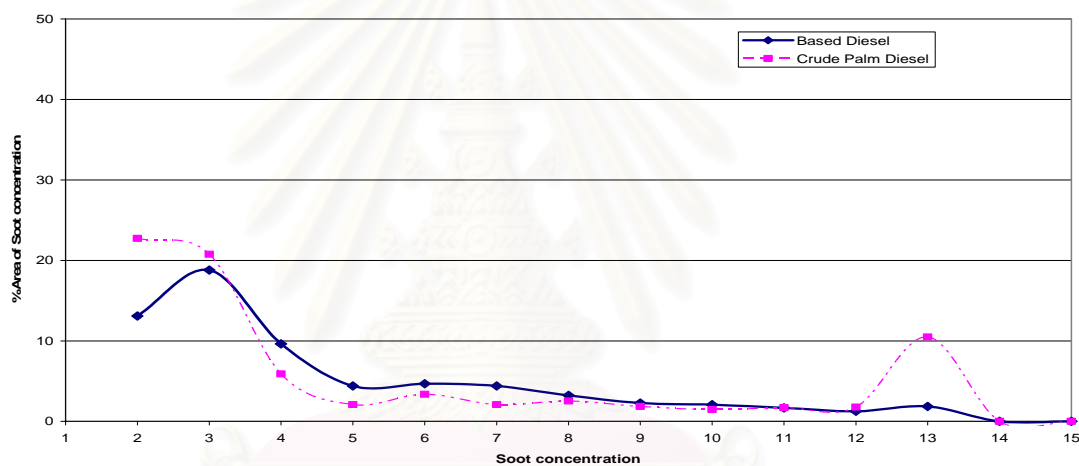


รูปที่ 8-12 ก (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา

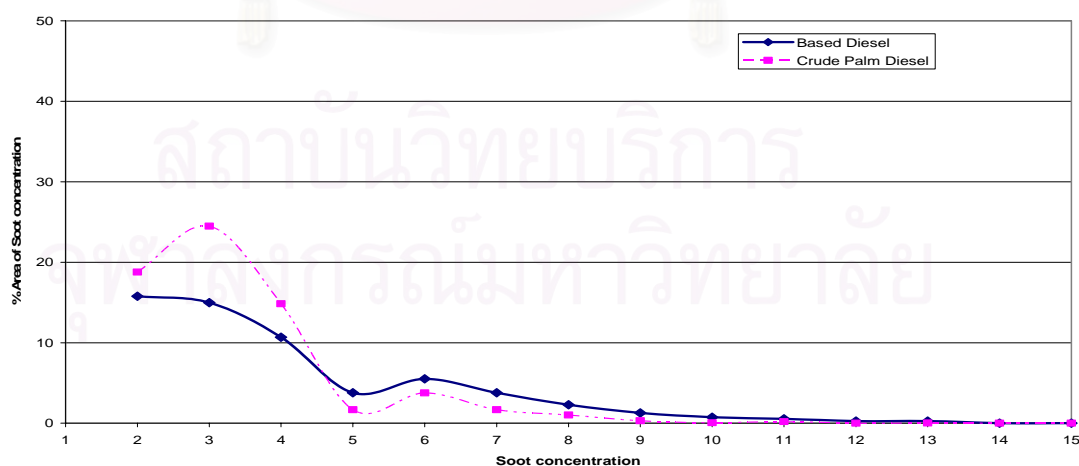
720 rpm 0 Nm At 15 degree crank angle



720 rpm 0 Nm At 17.5 degree crank angle

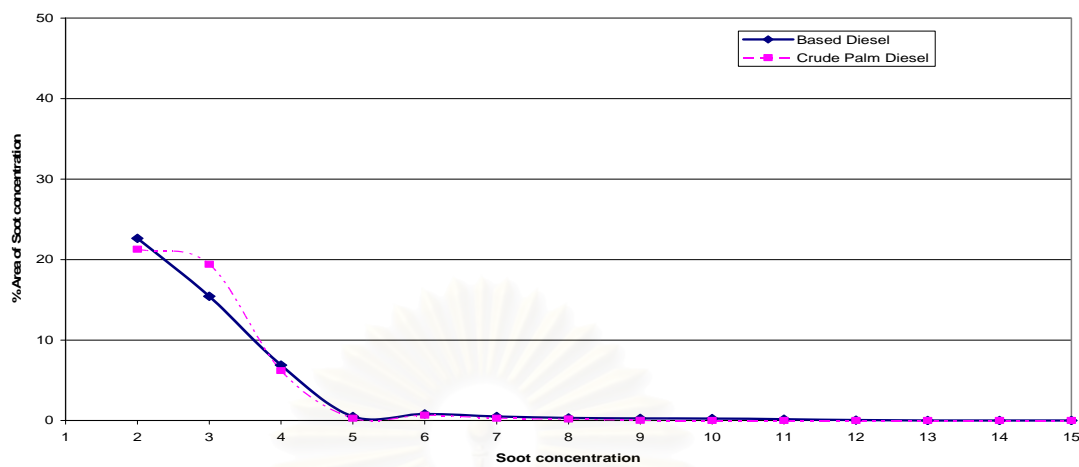


720 rpm 0 Nm At 20 degree crank angle

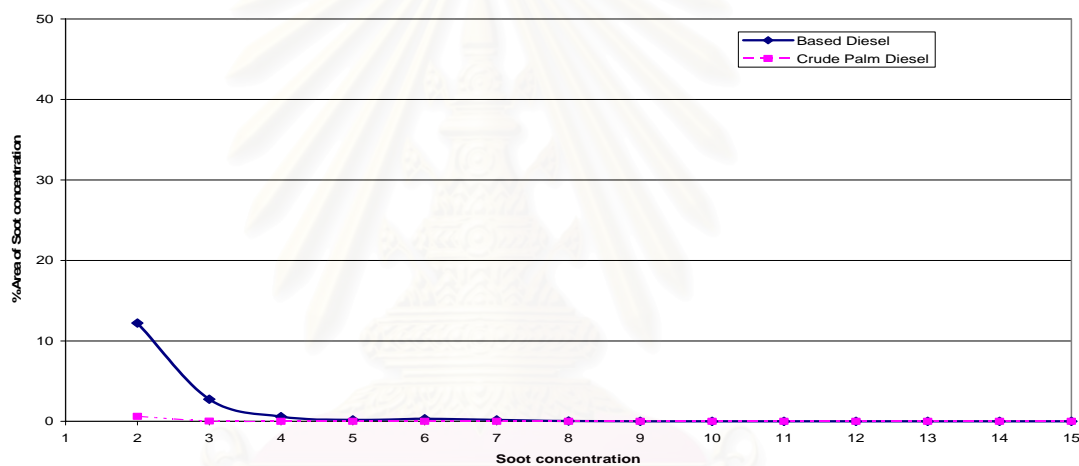


รูปที่ 8-12 ก (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา

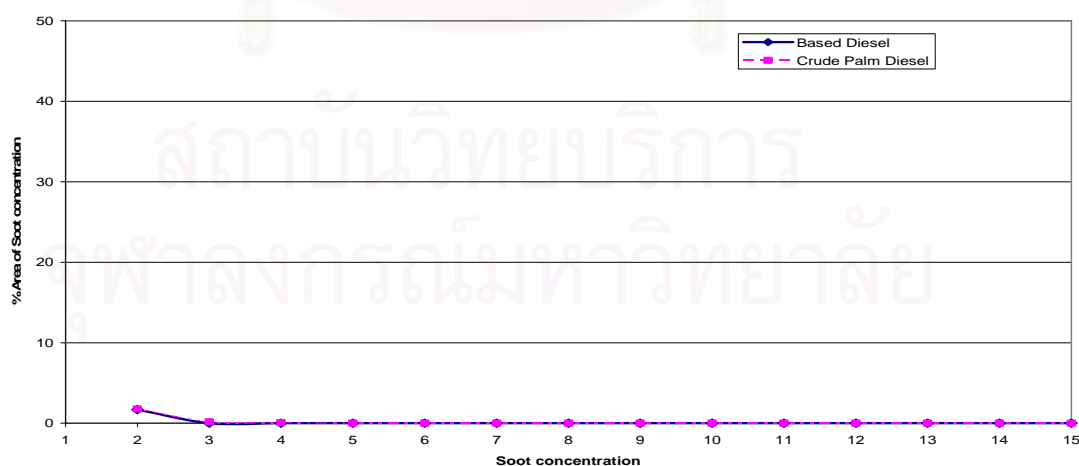
720 rpm 0 Nm At 22.5 degree crank angle



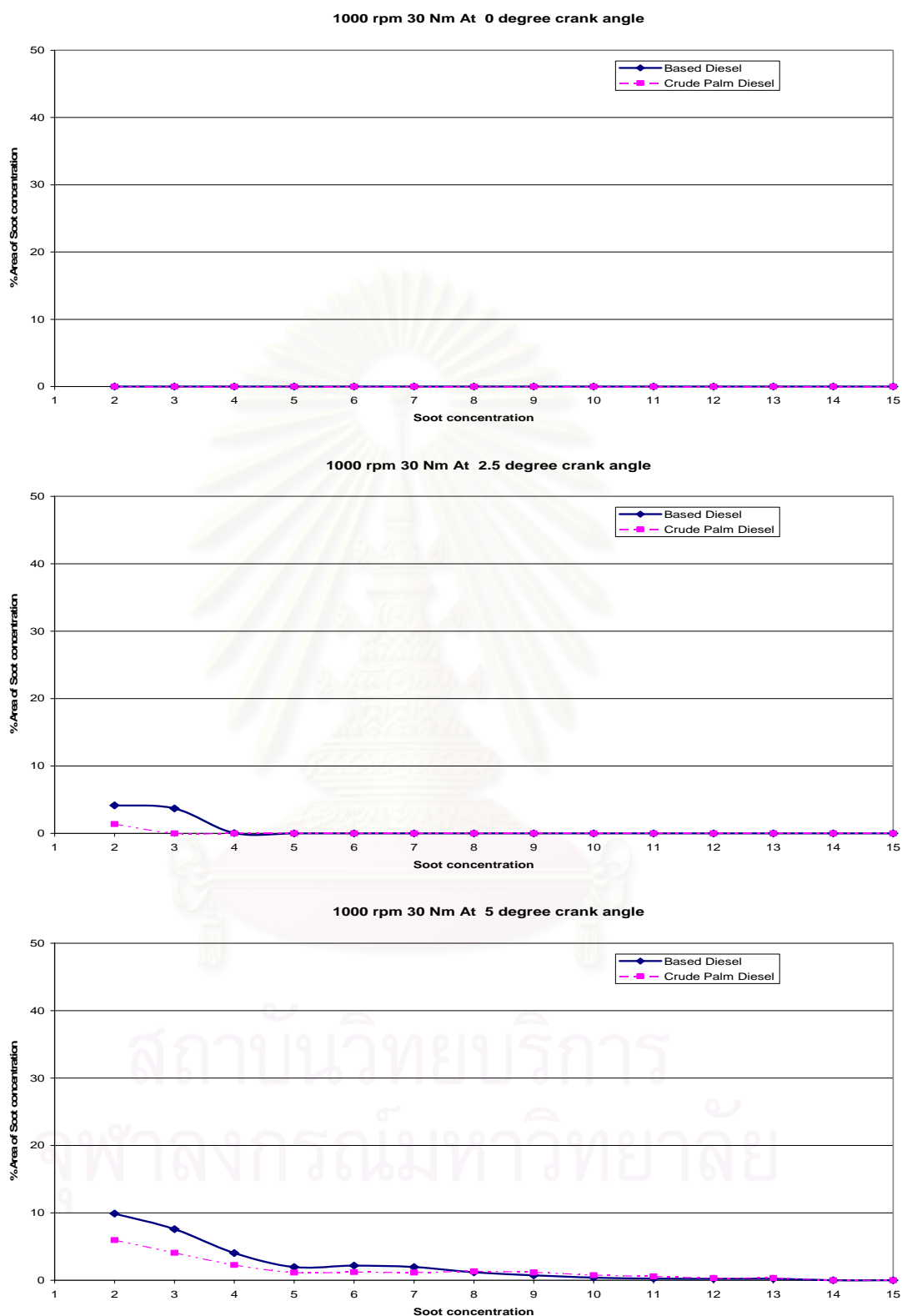
720 rpm 0 Nm At 25 degree crank angle



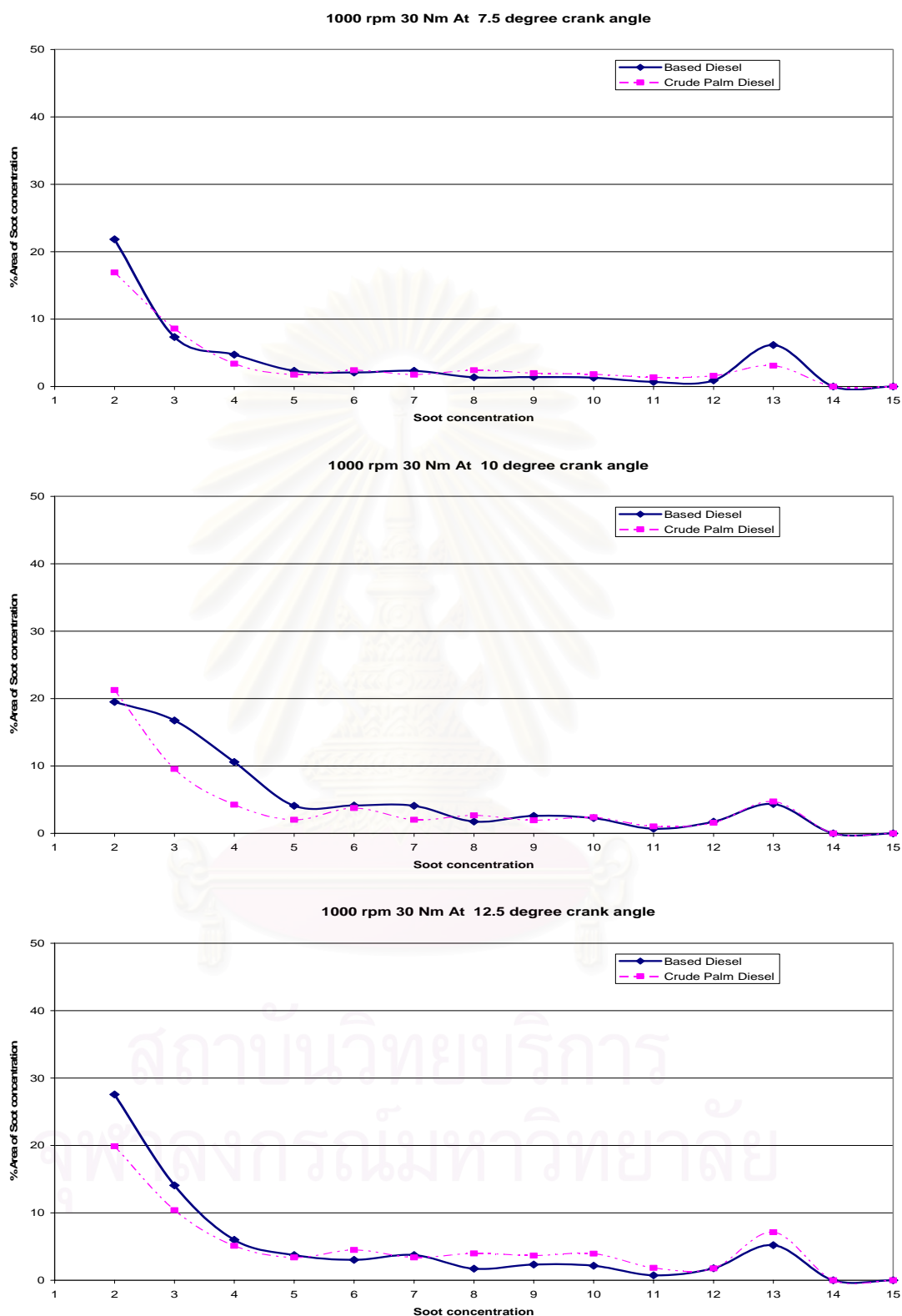
720 rpm 0 Nm At 27.5 degree crank angle



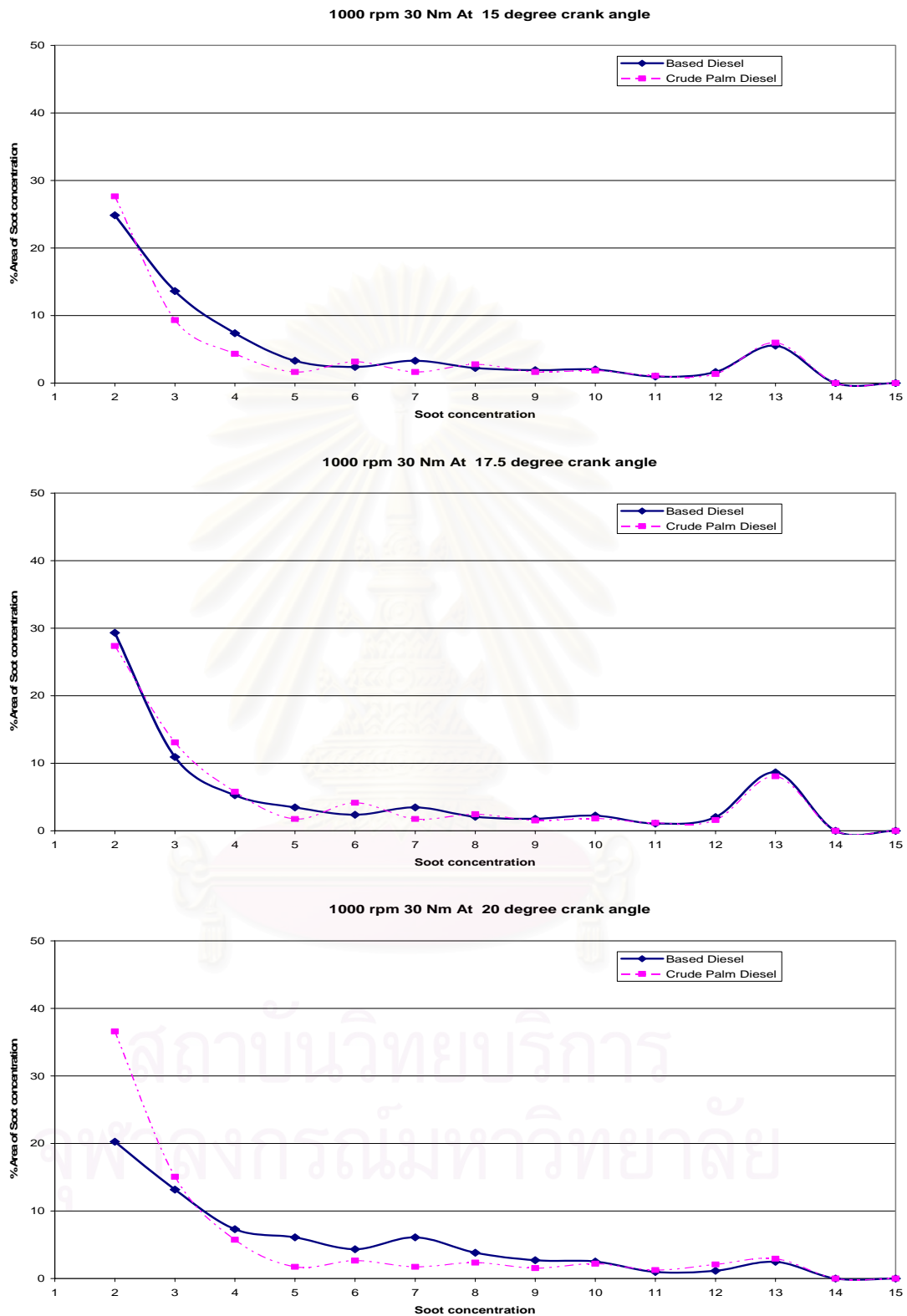
รูปที่ 8-12 ก (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา



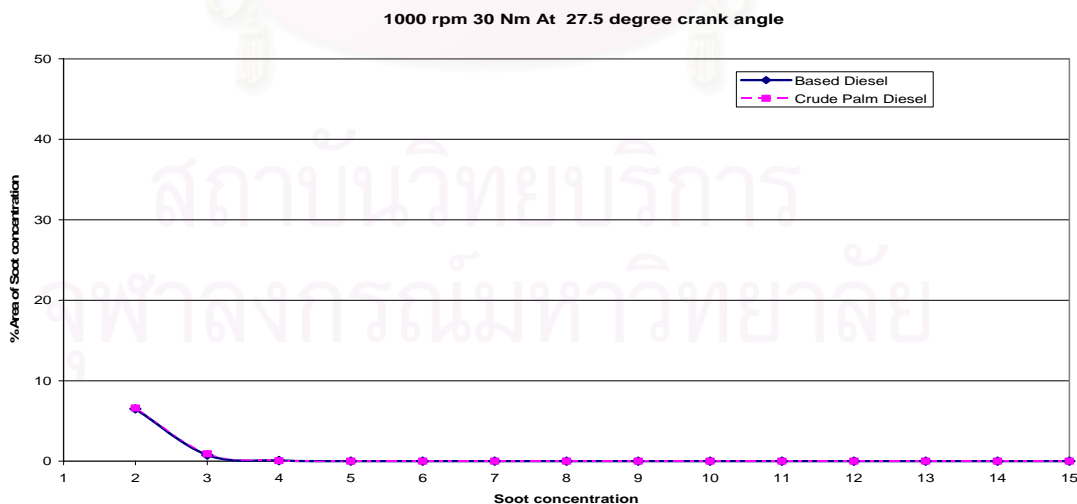
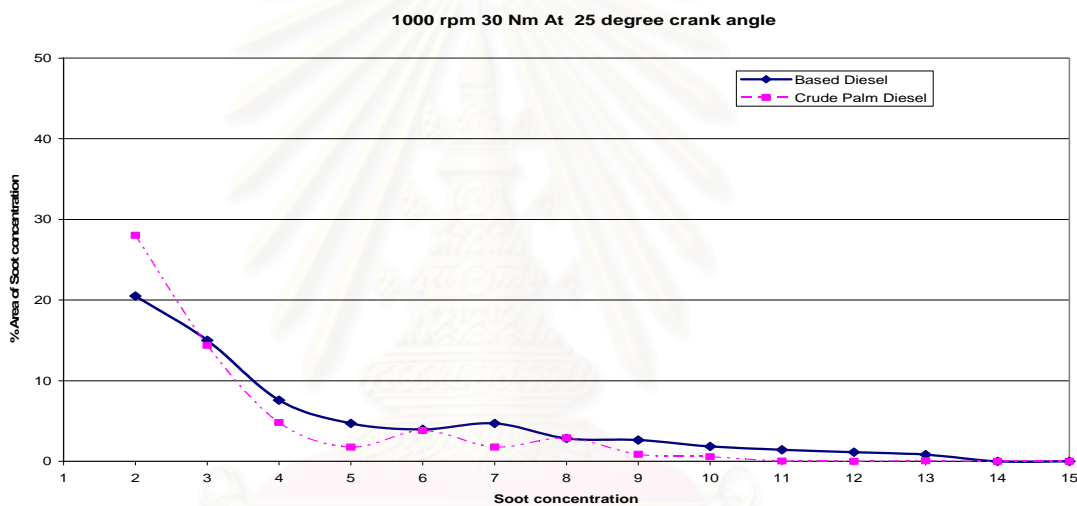
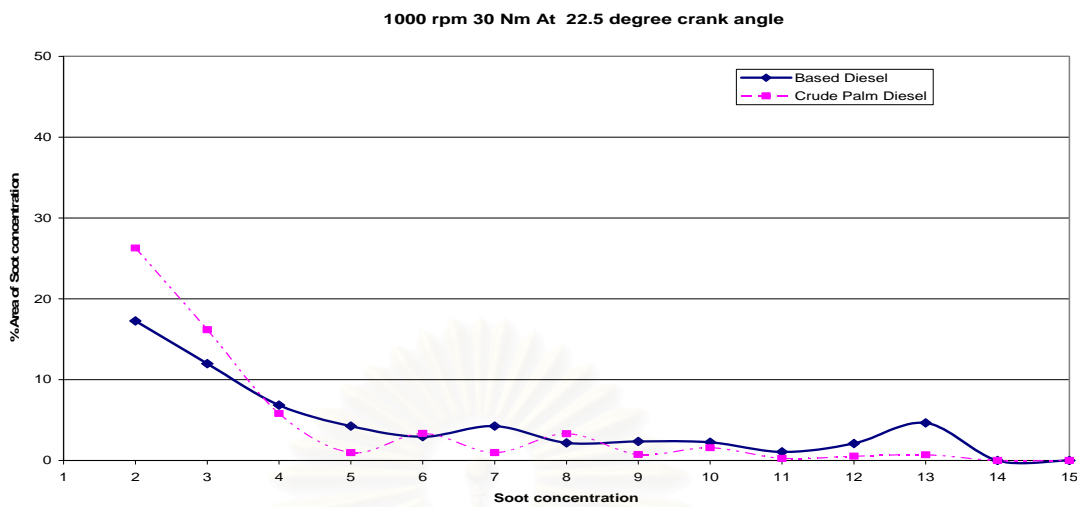
รูปที่ 8-12 ข สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.



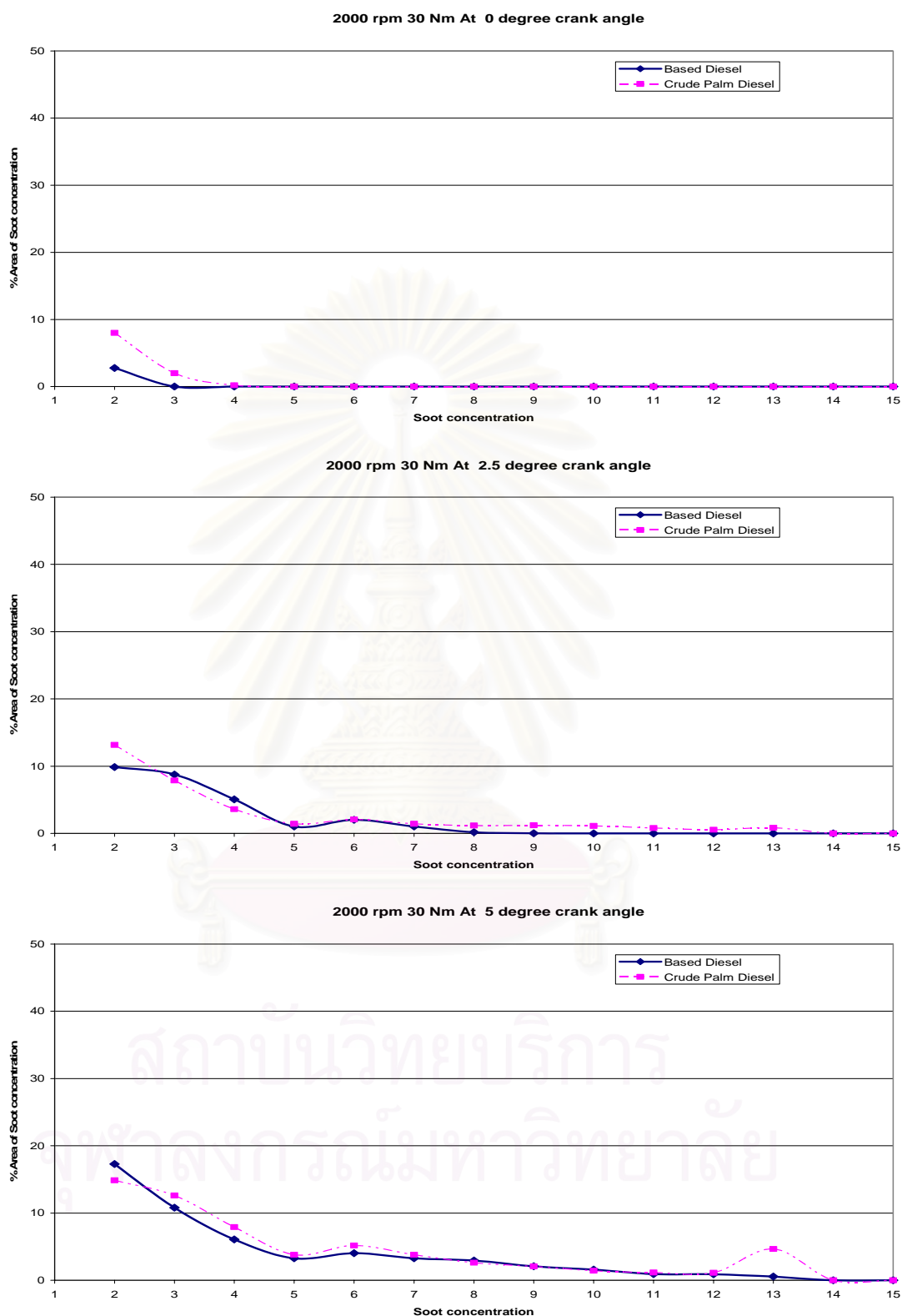
รูปที่ 8-12 ข (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.



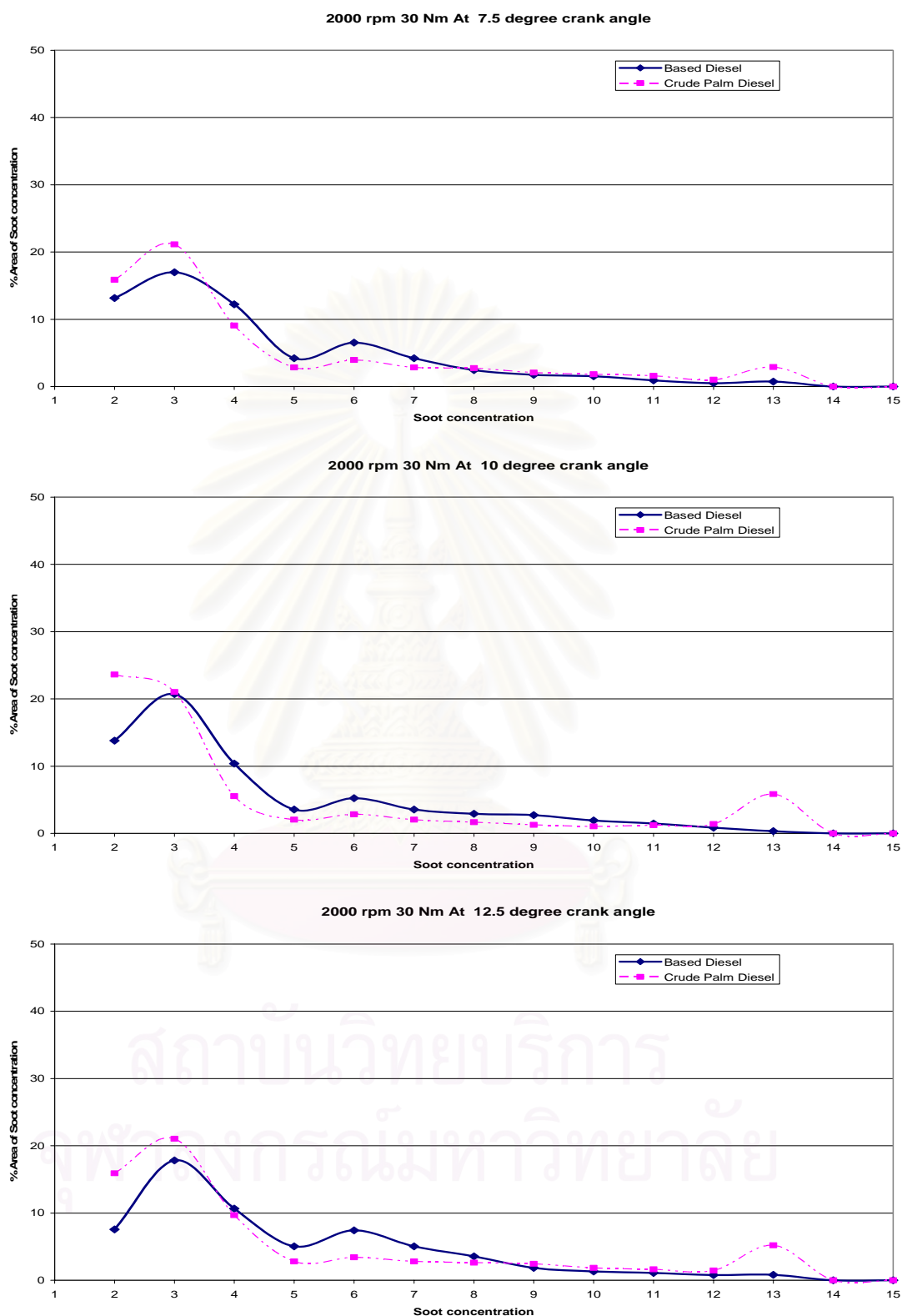
รูปที่ 8-12 ข (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.



รูปที่ 8-12 ข (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.

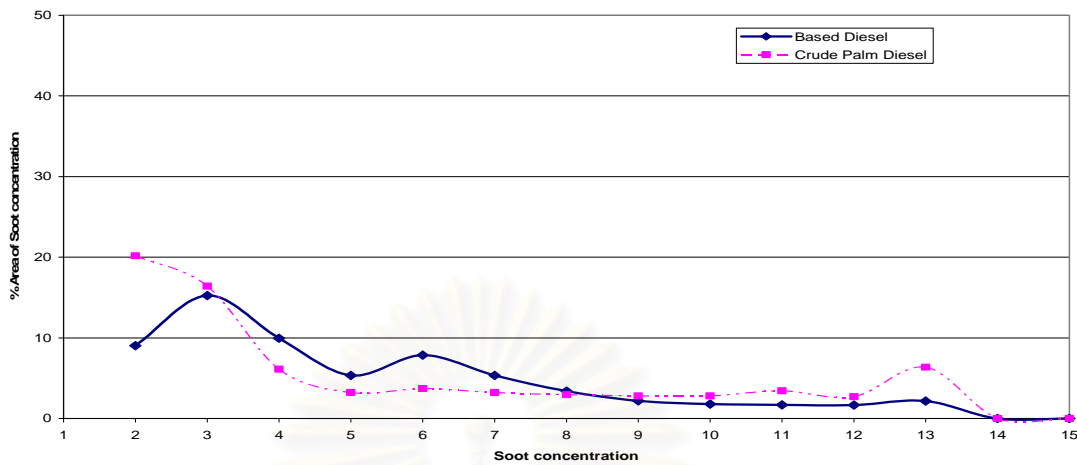


รูปที่ 8-12 ค สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.

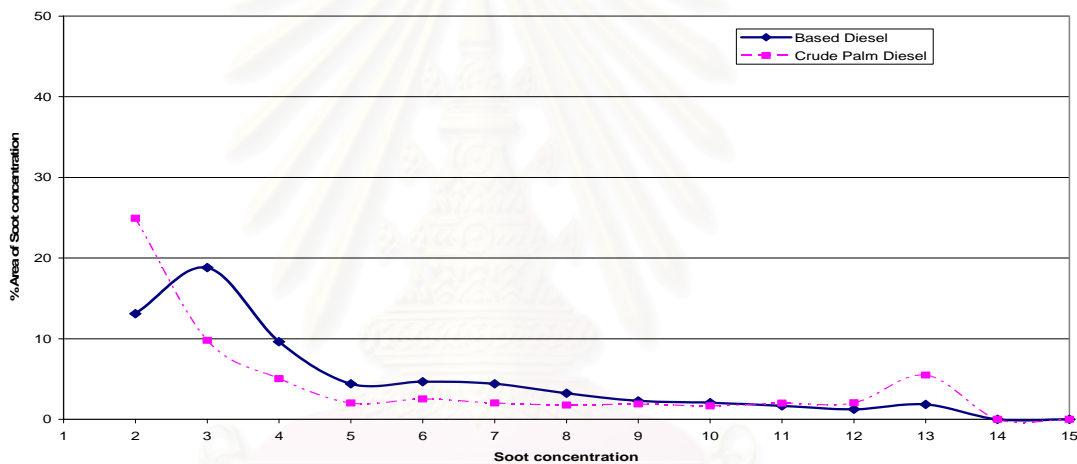


รูปที่ 8-12 ค (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15
ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.

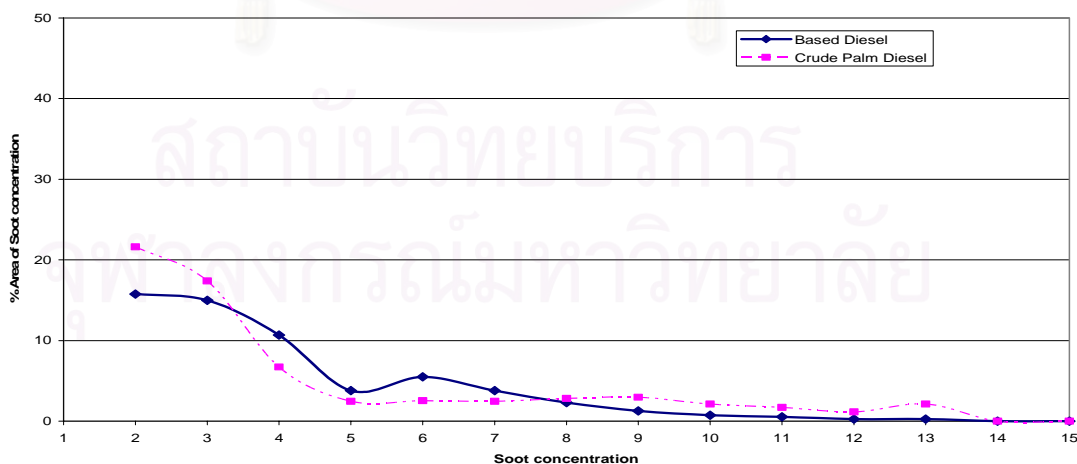
2000 rpm 30 Nm At 15 degree crank angle



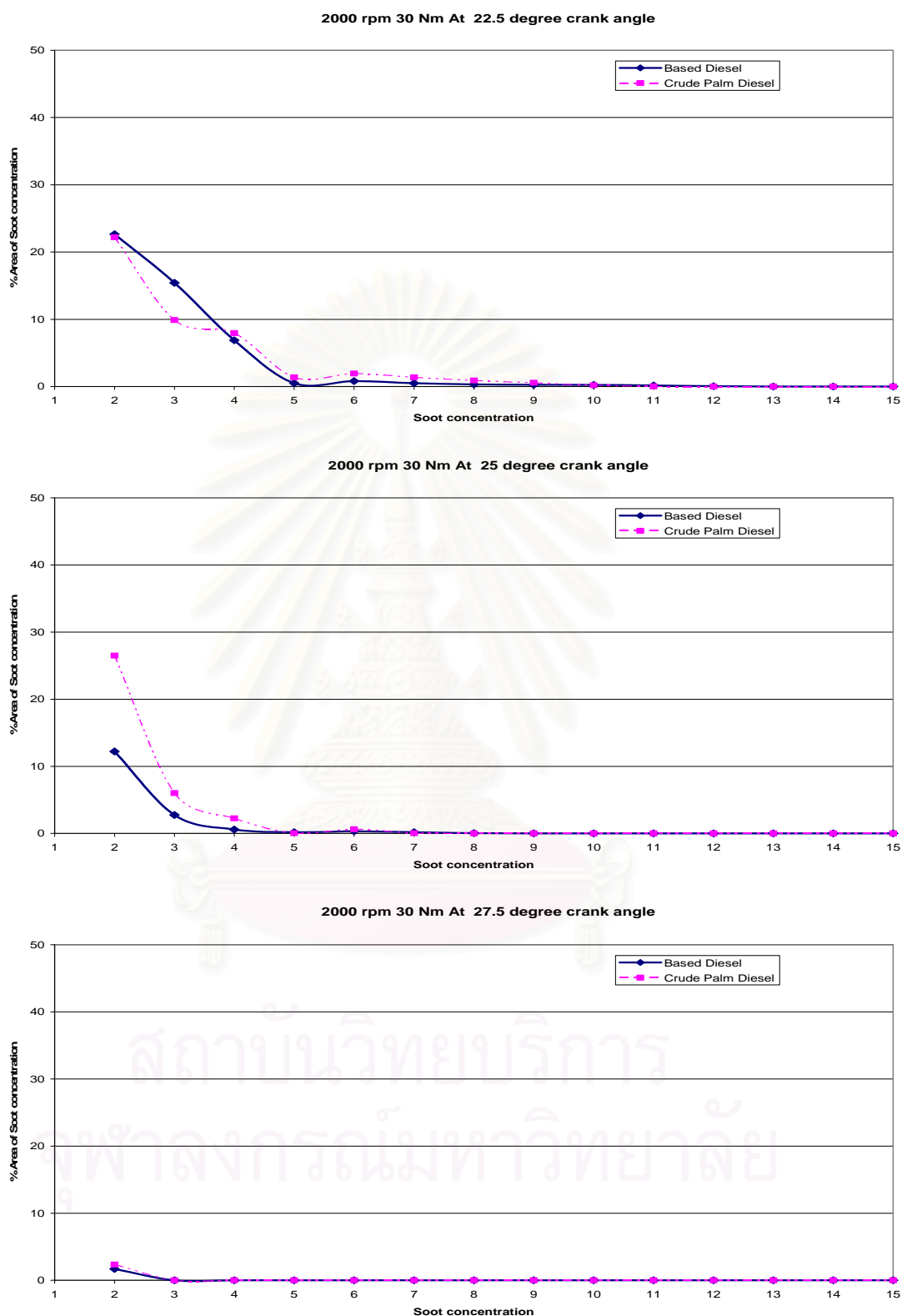
2000 rpm 30 Nm At 17.5 degree crank angle



2000 rpm 30 Nm At 20 degree crank angle

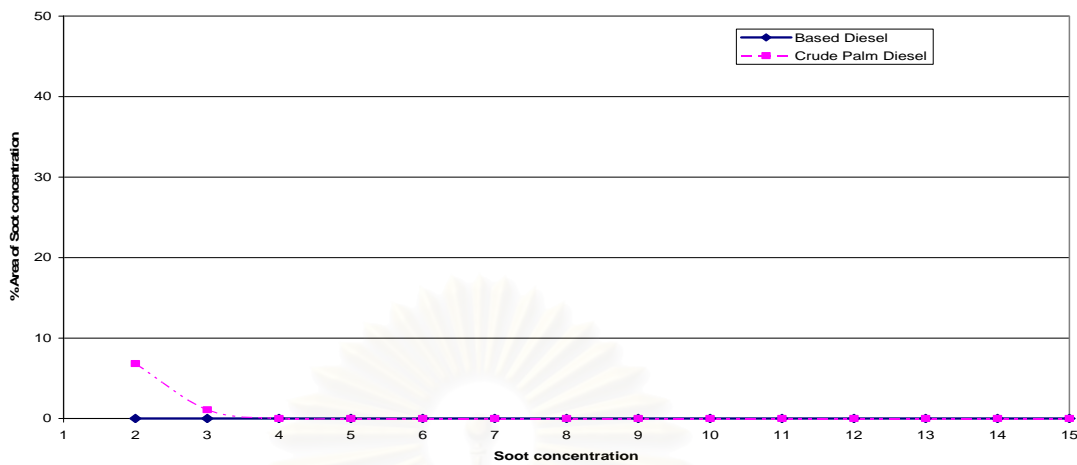


รูปที่ 8-12 ค (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15
ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.

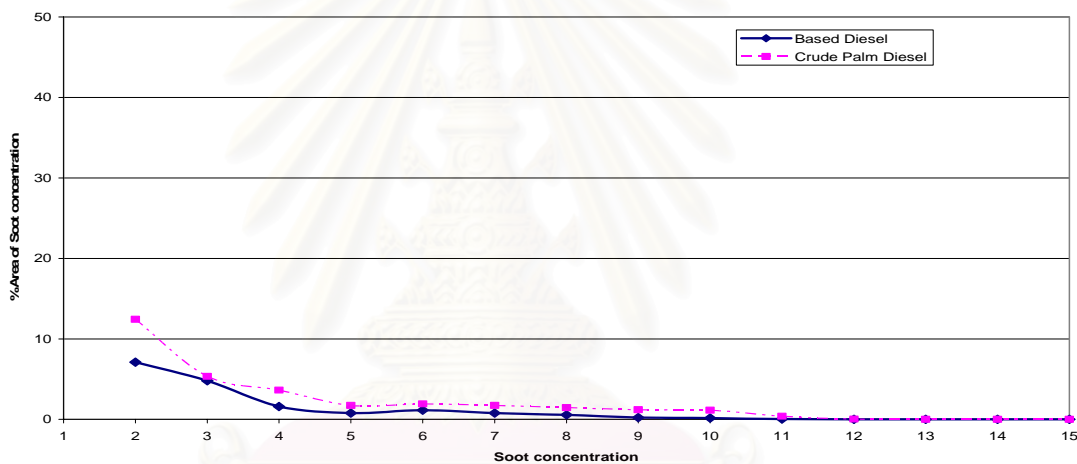


รูปที่ 8-12 ค (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.

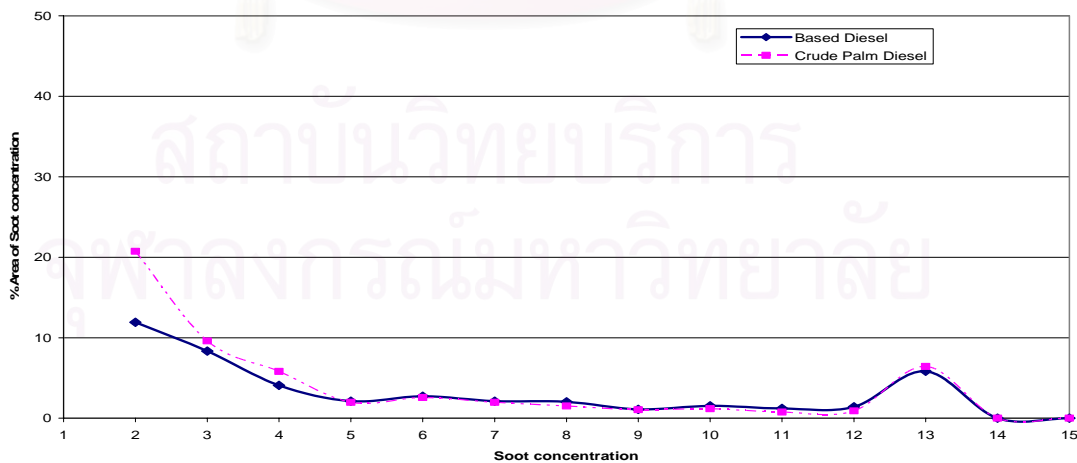
2000 rpm 50 Nm At 0 degree crank angle



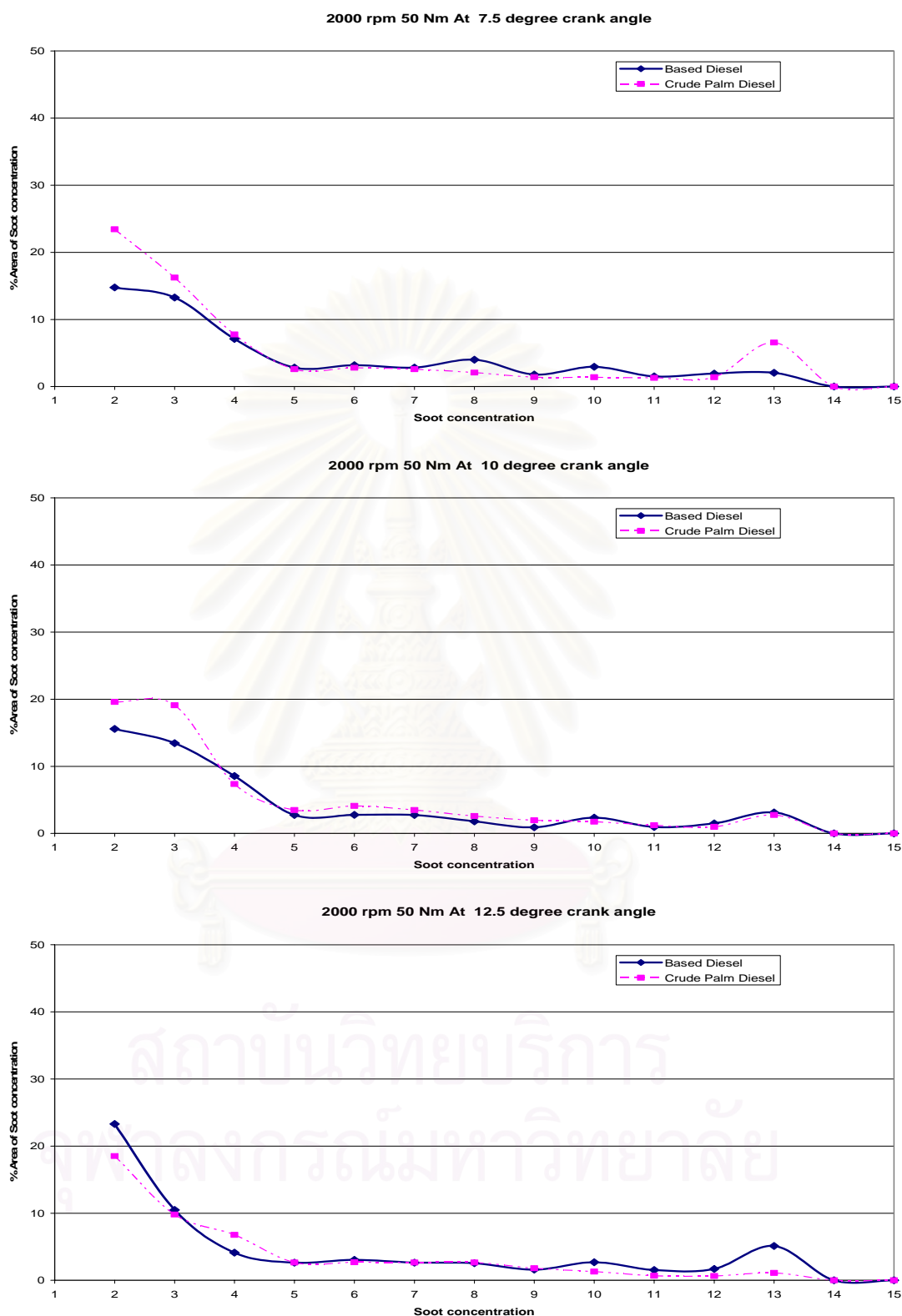
2000 rpm 50 Nm At 2.5 degree crank angle



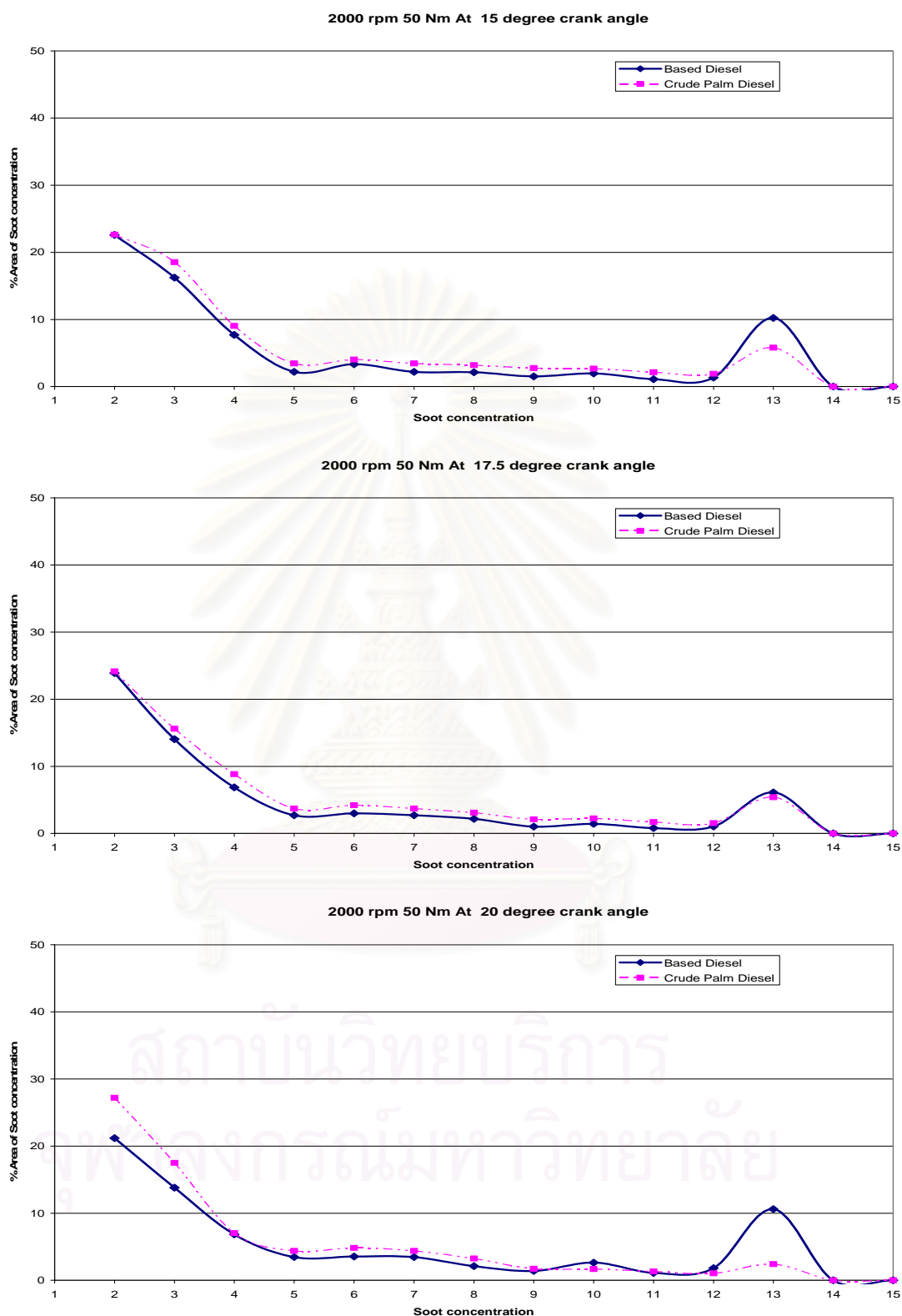
2000 rpm 50 Nm At 5 degree crank angle



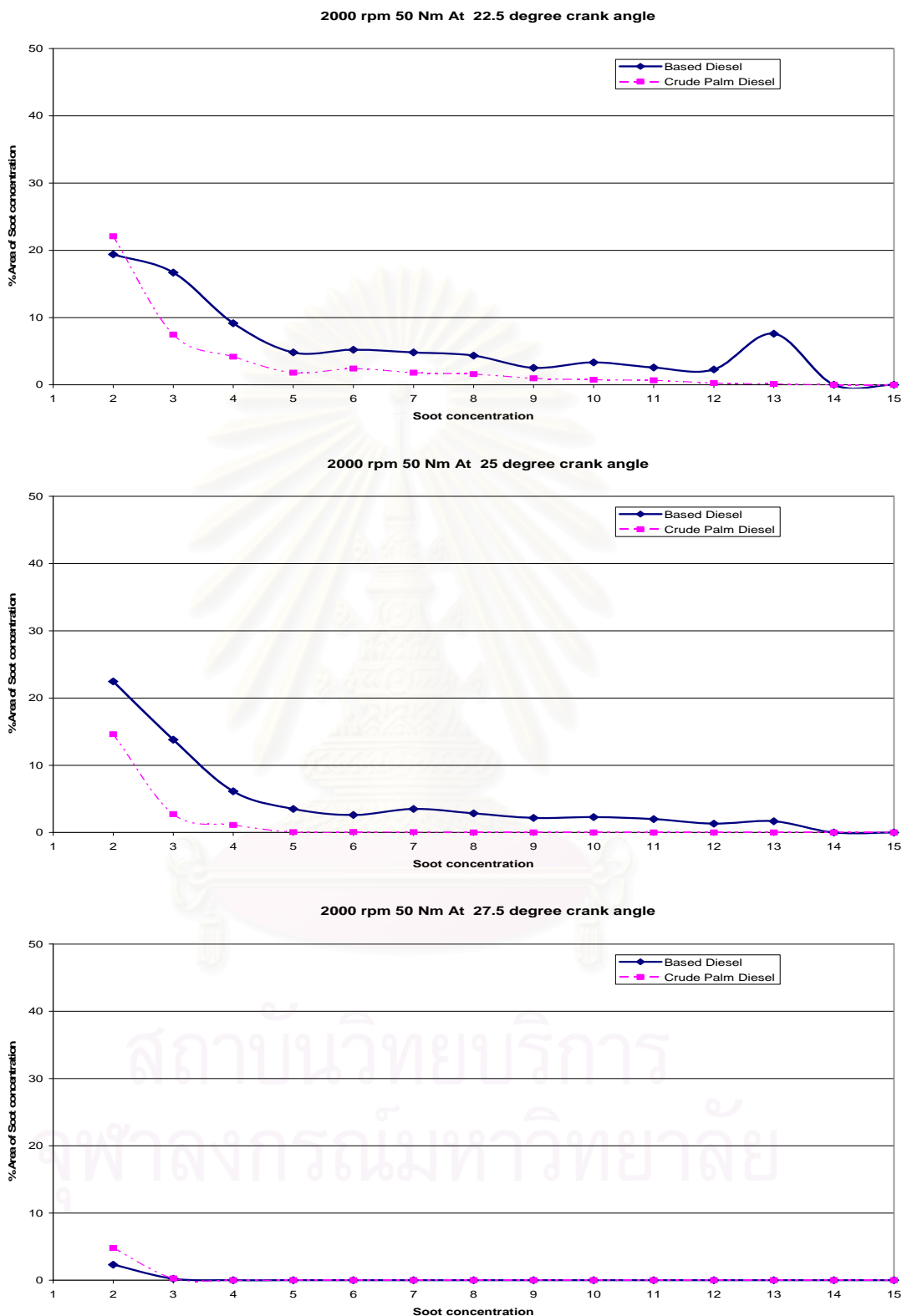
รูปที่ 8-12 ัง สัดสวนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มขึ้นเหมายตั้งแต 1-15
 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.



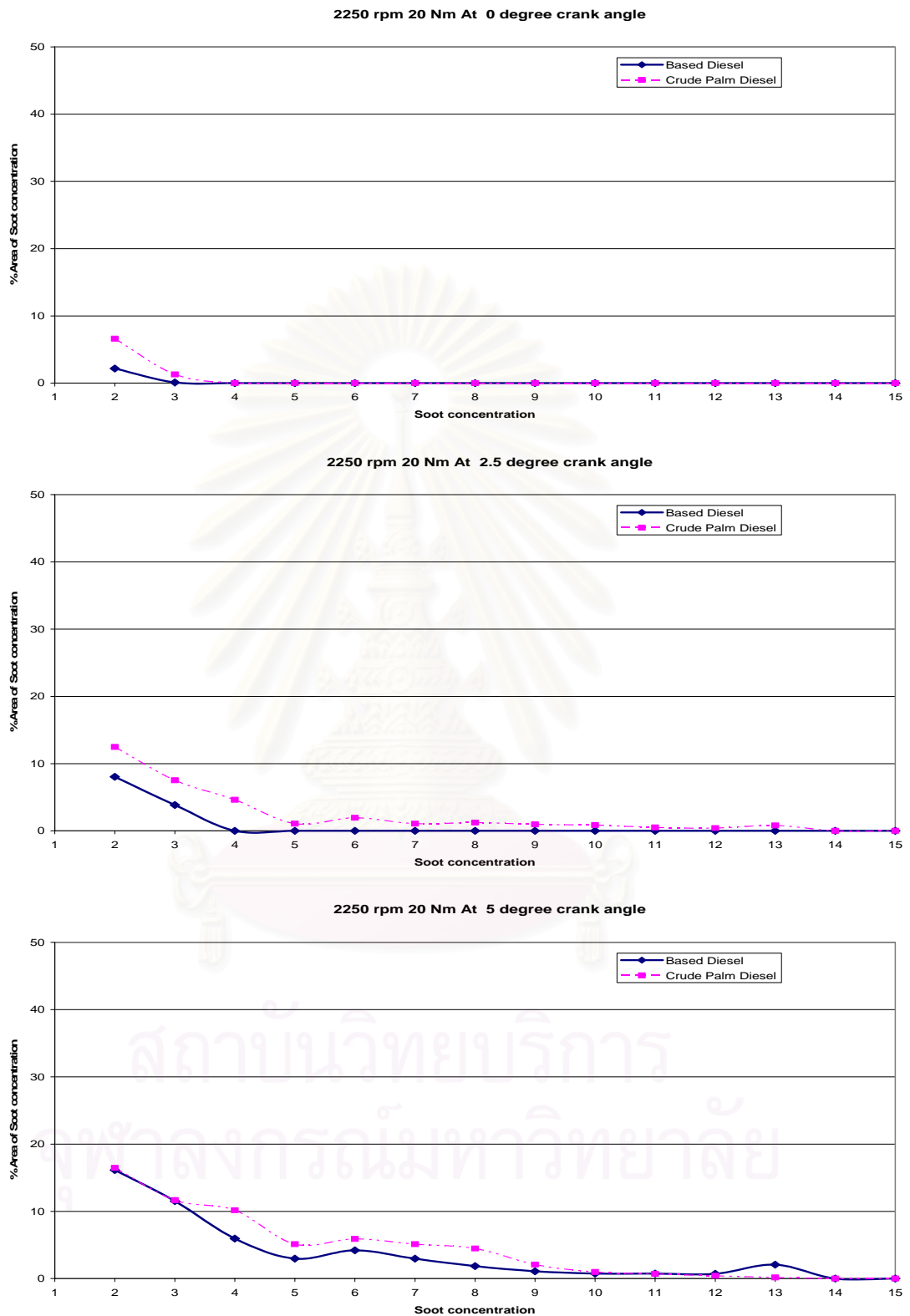
รูปที่ 8-12 ง (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.



รูปที่ 8-12 ง (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเผาตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.

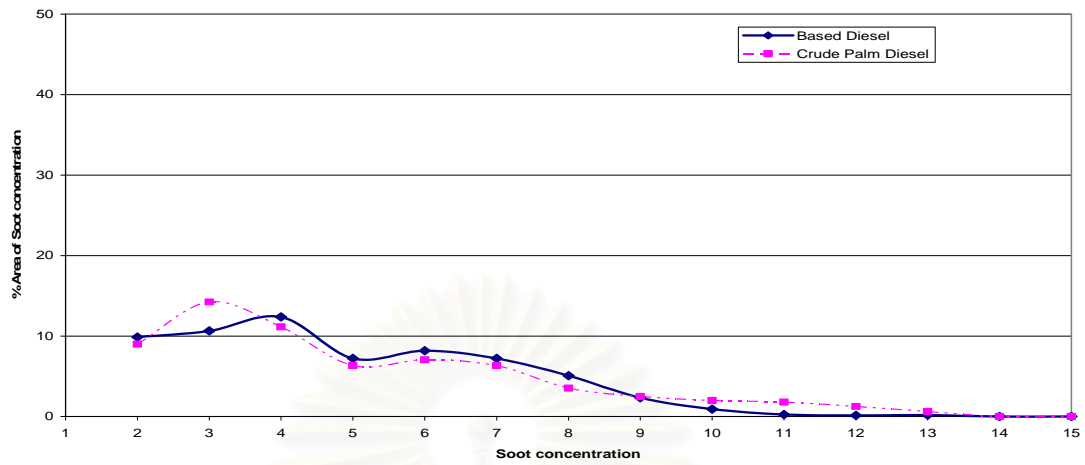


รูปที่ 8-12 ง (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.

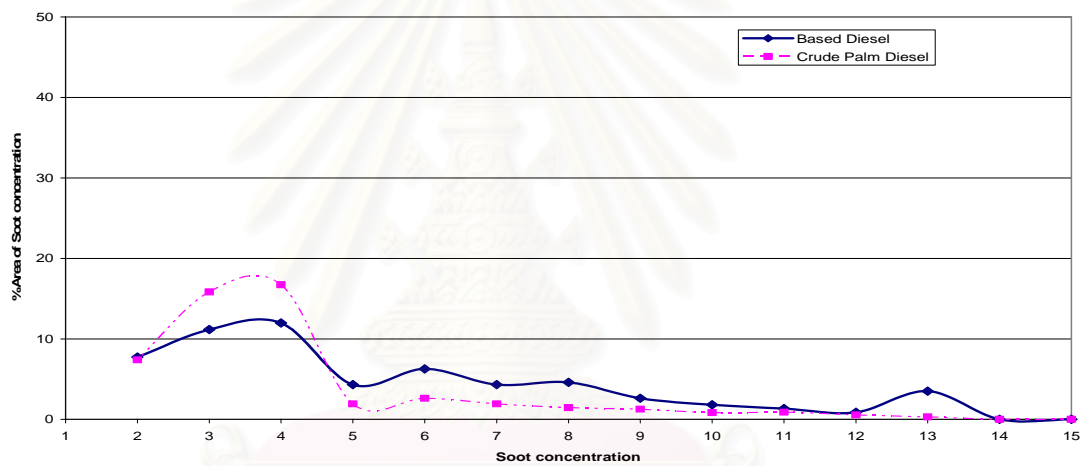


รูปที่ 8-12 จ สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.

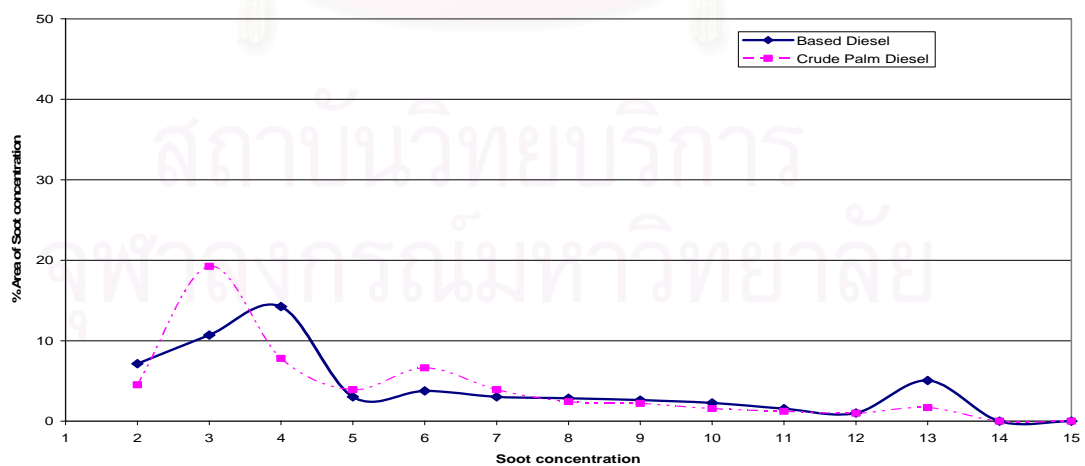
2250 rpm 20 Nm At 7.5 degree crank angle



2250 rpm 20 Nm At 10 degree crank angle

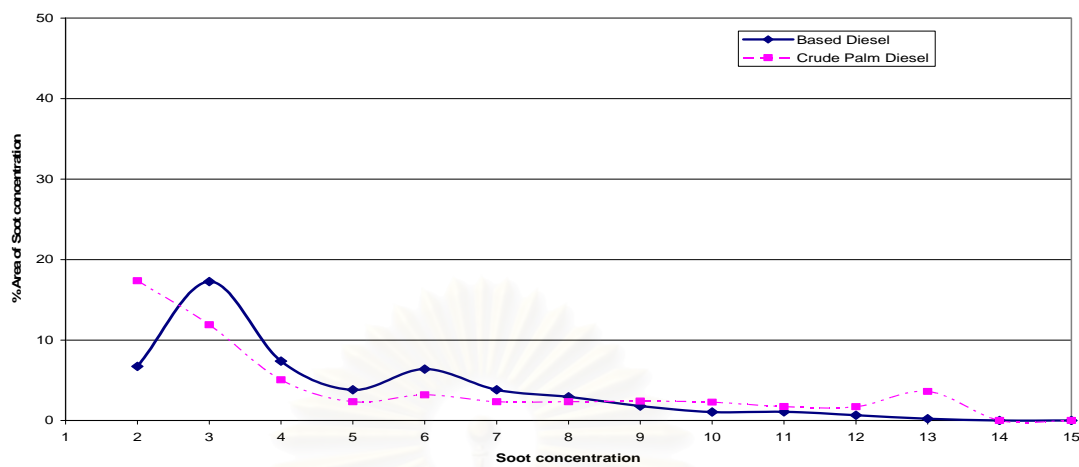


2250 rpm 20 Nm At 12.5 degree crank angle

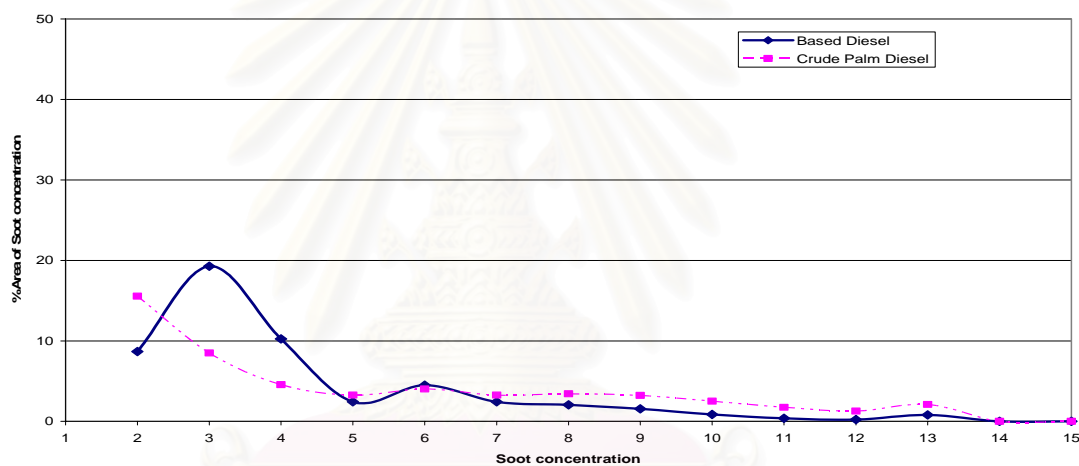


รูปที่ 8-12 จ (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มขึ้นเขมาตั้งแต่ 1-15
ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.

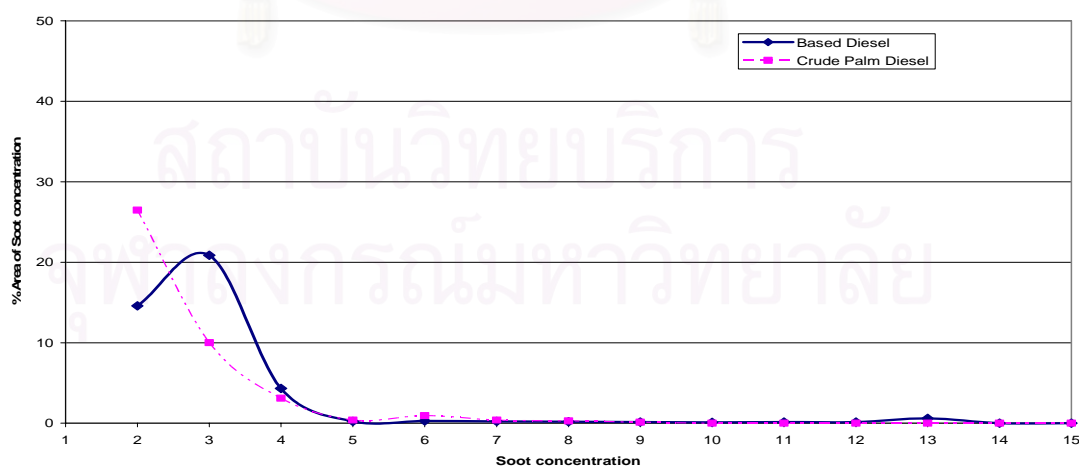
2250 rpm 20 Nm At 15 degree crank angle



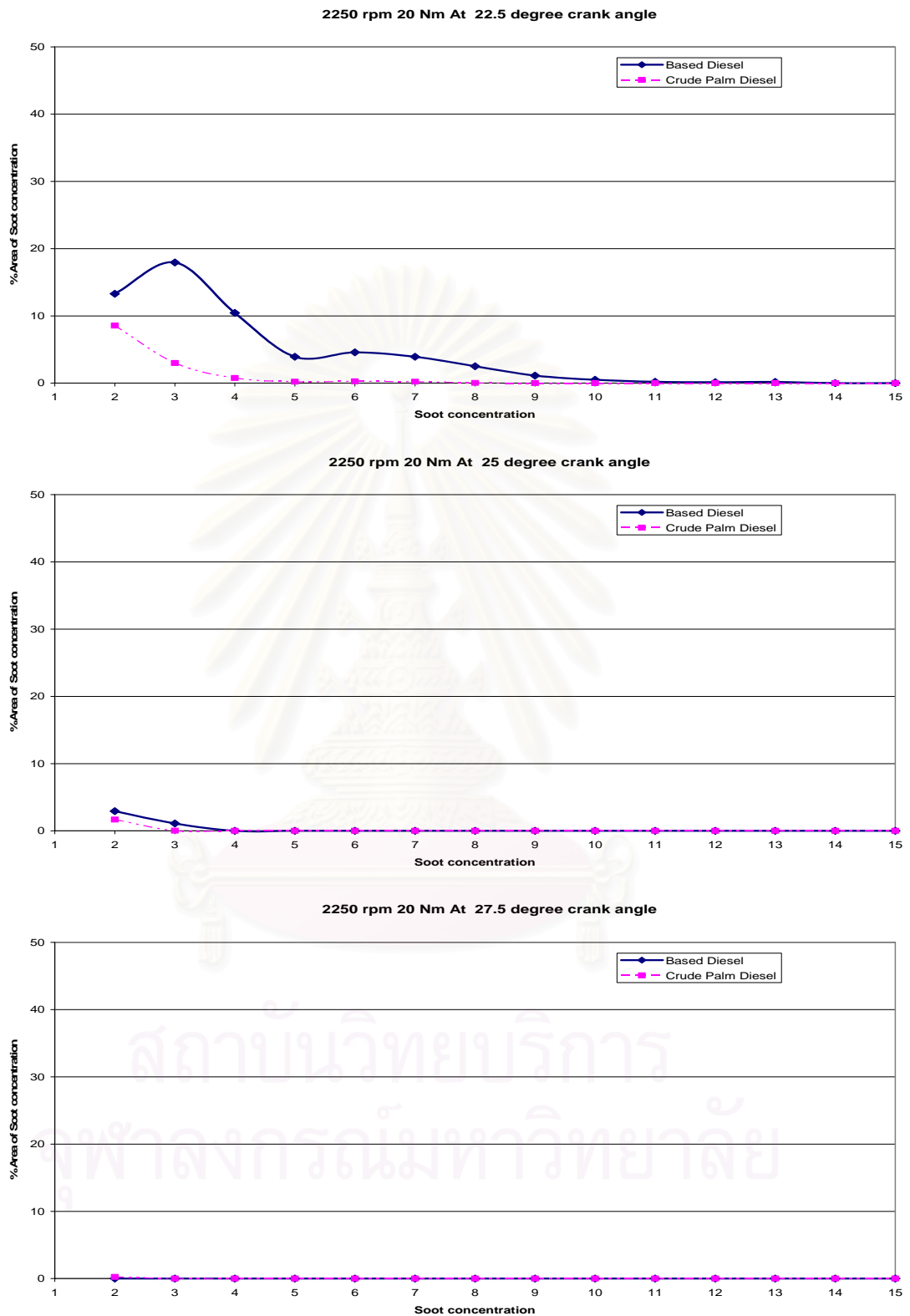
2250 rpm 20 Nm At 17.5 degree crank angle



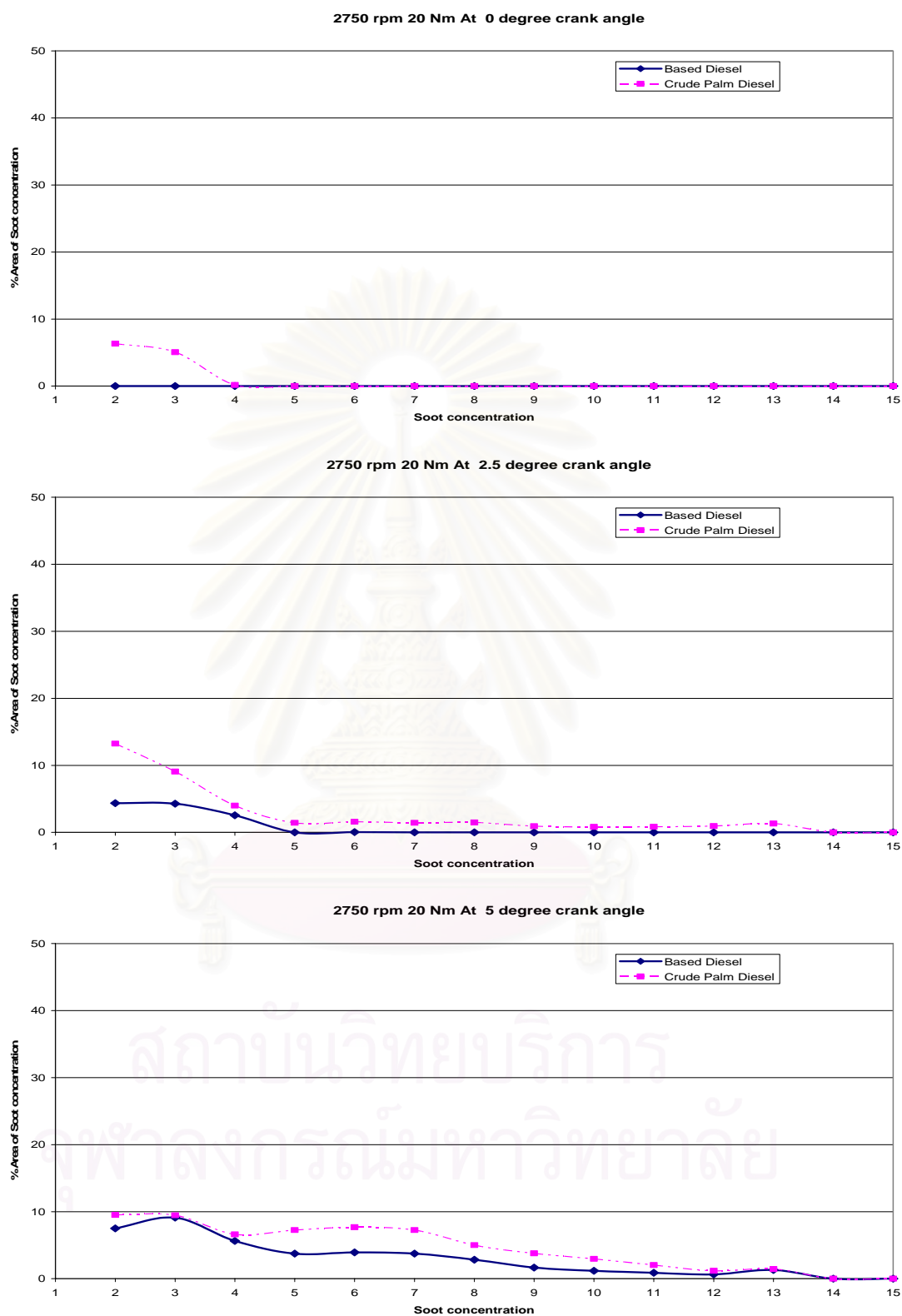
2250 rpm 20 Nm At 20 degree crank angle



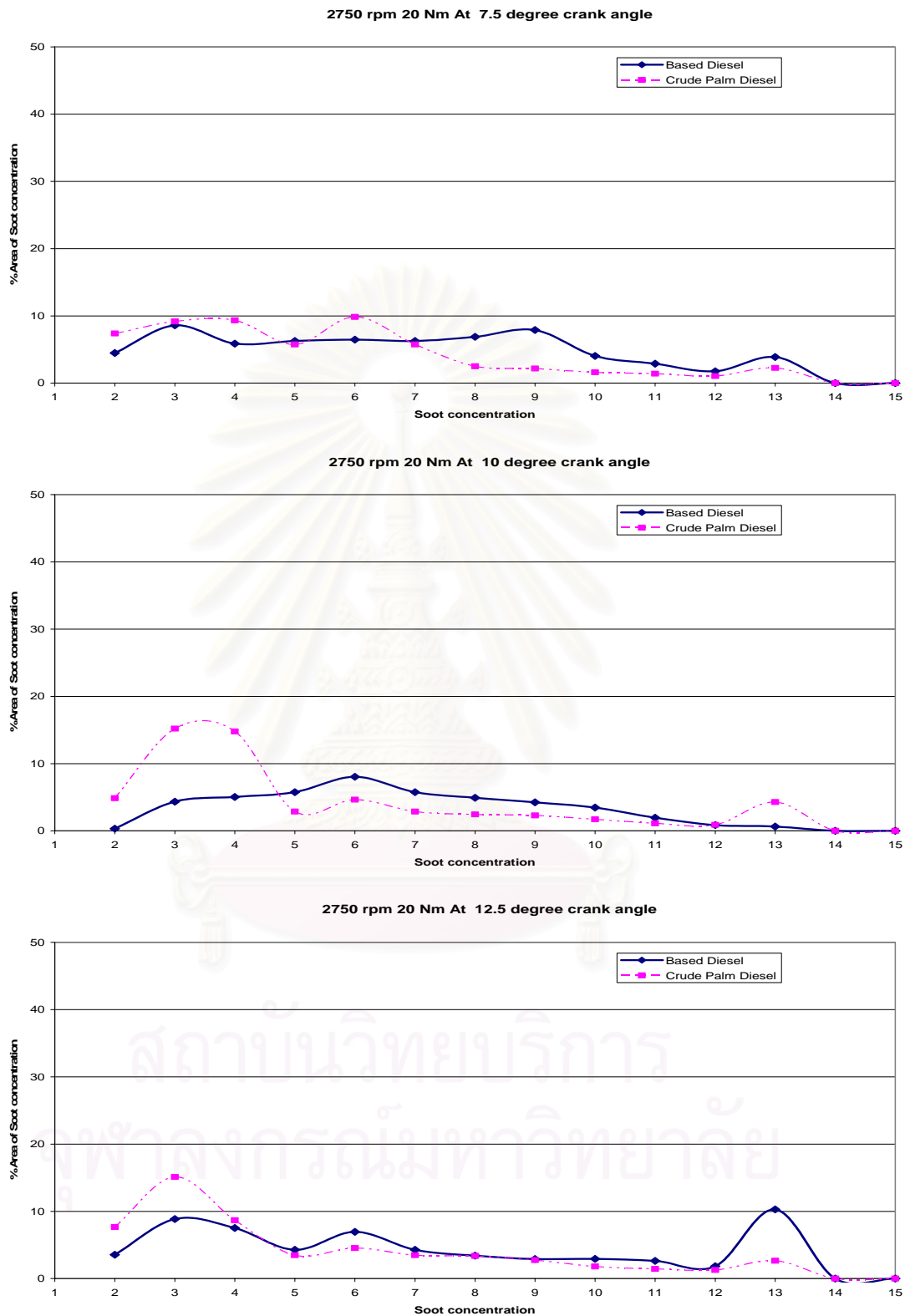
รูปที่ 8-12 จ (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.



รูปที่ 8-12 จ (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.

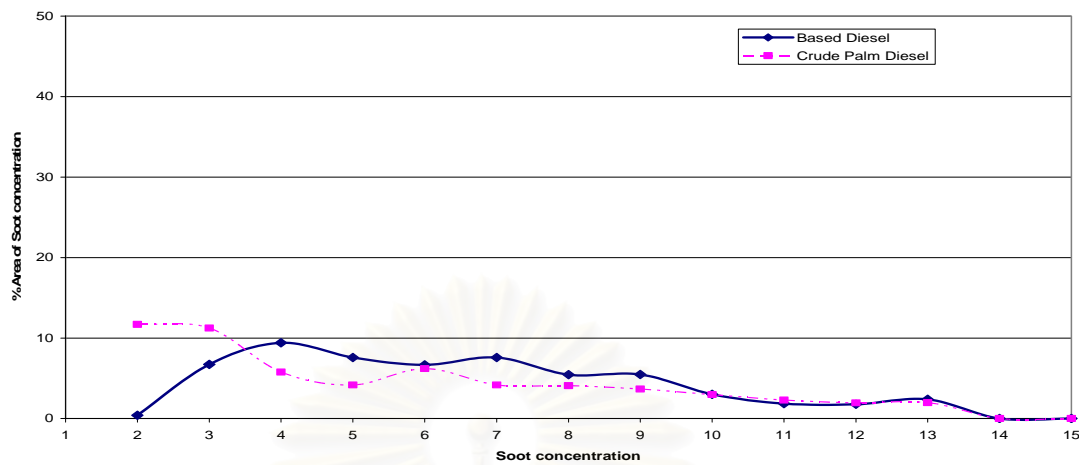


รูปที่ 8-12 ข สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

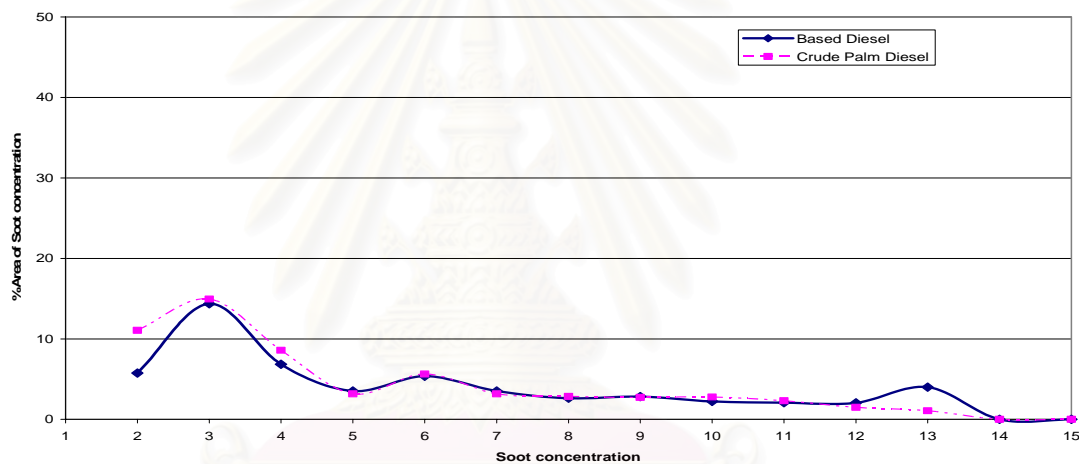


รูปที่ 8-12 ข (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

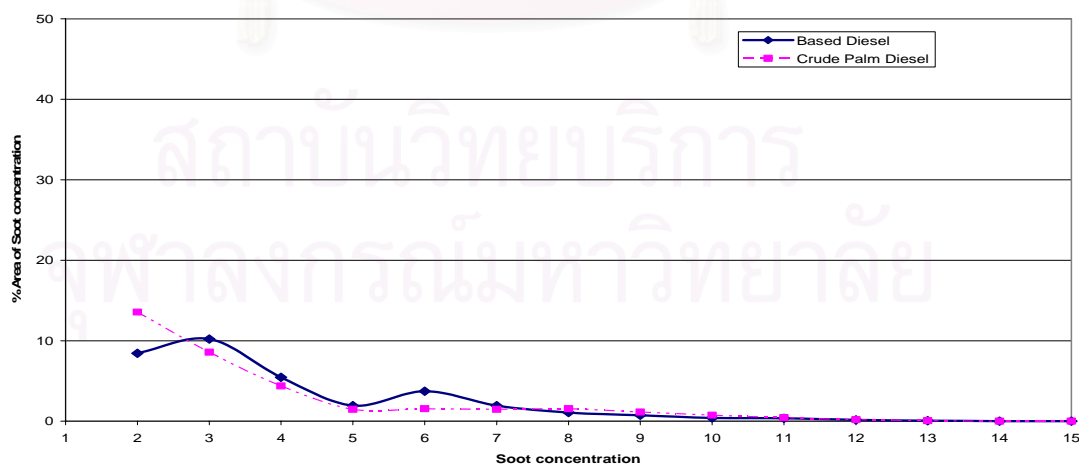
2750 rpm 20 Nm At 15 degree crank angle



2750 rpm 20 Nm At 17.5 degree crank angle

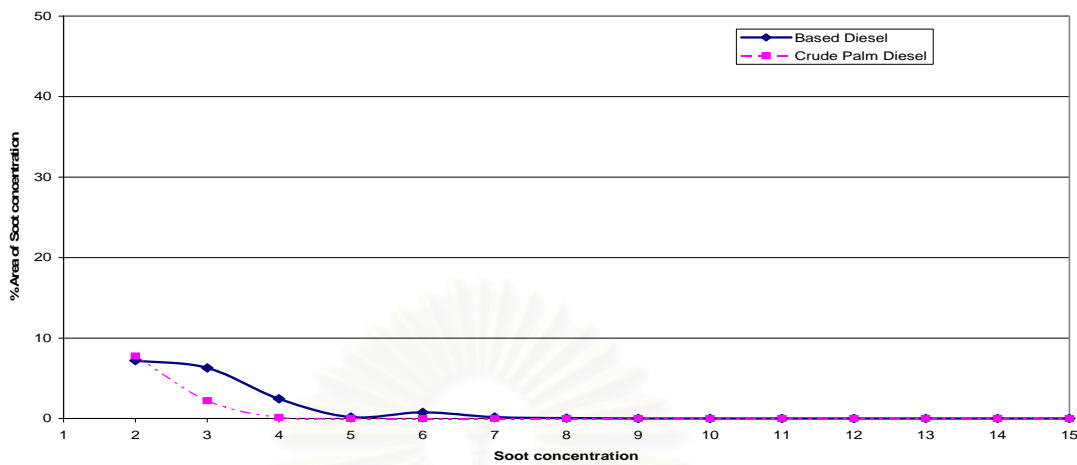


2750 rpm 20 Nm At 20 degree crank angle

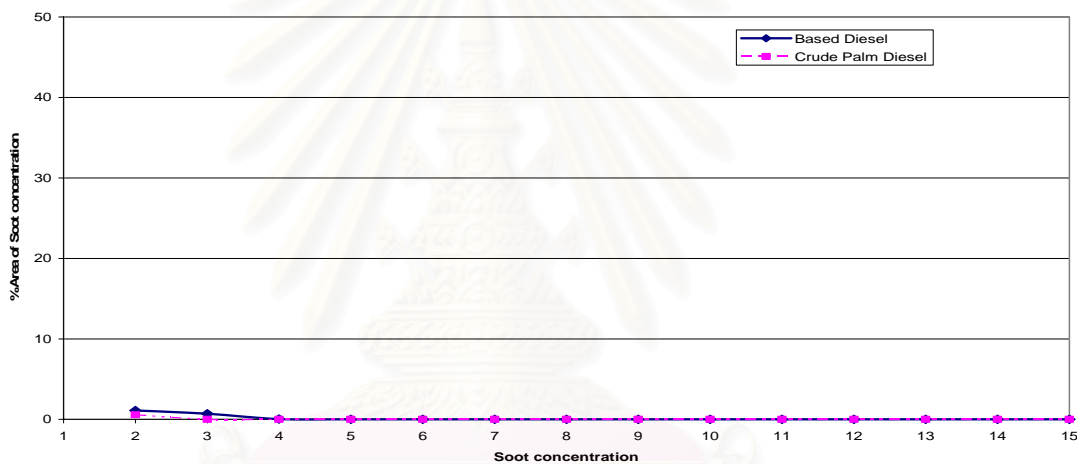


รูปที่ 8-12 ข (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

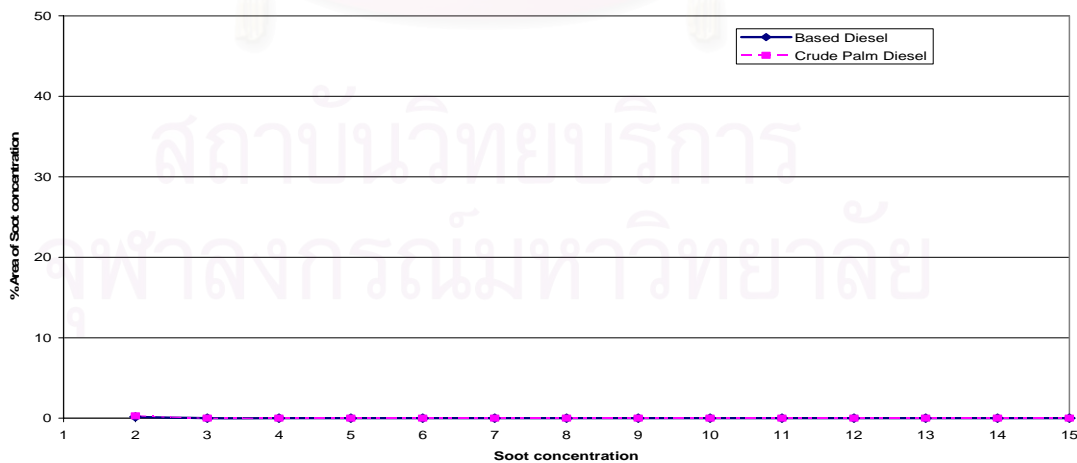
2750 rpm 20 Nm At 22.5 degree crank angle



2750 rpm 20 Nm At 25 degree crank angle



2750 rpm 20 Nm At 27.5 degree crank angle



รูปที่ 8-12 ข (ต่อ) สัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่าตั้งแต่ 1-15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

จากผลการแจกแจงสัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่แต่ละอุณหภูมิในช่วงตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ที่แต่ละองศาข้อเหวี่ยง ในรูปที่ 8-11 (ก ถึง ฉ) เปรียบเทียบกันระหว่างเชื้อเพลิงทั้งสอง พบว่าเปลวไฟเชื้อเพลิงดีเซลจะมีแนวโน้มสัดส่วนพื้นที่ในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟสูงมากกว่าปาล์มดิบดีเซล ยกเว้นที่ 2000 rpm, 50 Nm.

จากผลการแจกแจงสัดส่วนพื้นที่เปลวไฟในช่วงความเข้มข้นเขม่า ตั้งแต่ 1 ถึง 15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวม ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่แต่ละจุดทำงาน ในรูปที่ 8-12 (ก ถึง ฉ) พบว่า ที่รอบเดินเบาเมื่อเริ่มการเผาไหม้เชื้อเพลิงดีเซลจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่าต่ำมากกว่าปาล์มดิบดีเซล และจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่าสูงน้อยกว่าปาล์มดิบดีเซลในช่วงปลายการเผาไหม้ที่ 1000 rpm, 30 Nm. เมื่อเริ่มต้นการเผาไหม้เชื้อเพลิงดีเซลจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่าต่ำมากกว่าปาล์มดิบดีเซล จากนั้นเชื้อเพลิงทั้งสองจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่าใกล้เคียงกัน และที่ปลายช่วงการเผาไหม้เชื้อเพลิงดีเซลจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่ามากกว่าปาล์มดิบดีเซล ที่ 2000 rpm, 30 Nm. เมื่อเริ่มต้นการเผาไหม้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่ามากกว่าดีเซล จากนั้นเชื้อเพลิงดีเซลจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่าต่ำกว่าปาล์มดิบดีเซล และจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่าสูงน้อยกว่าปาล์มดิบดีเซลในช่วงปลายการเผาไหม้ ที่ 2000 rpm, 50 Nm. เมื่อเริ่มต้นการเผาไหม้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่ามากกว่าดีเซล จากนั้นเชื้อเพลิงดีเซลจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่ามากกว่าปาล์มดิบดีเซลในช่วงปลายการเผาไหม้ ที่ 2250 rpm, 20 Nm. เมื่อเริ่มต้นการเผาไหม้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่ามากกว่าดีเซล จากนั้นเชื้อเพลิงดีเซลจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่าสูงมากกว่าปาล์มดิบดีเซล จากนั้นเชื้อเพลิงดีเซลจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่าต่ำมากกว่าปาล์มดิบดีเซล และจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่าสูงน้อยกว่าปาล์มดิบดีเซล และในช่วงปลายการเผาไหม้เชื้อเพลิงดีเซลจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่ามากกว่าปาล์มดิบดีเซล ที่ 2750 rpm, 20 Nm. เมื่อเริ่มต้นการเผาไหม้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่ามากกว่าดีเซล จากนั้นเชื้อเพลิงดีเซลจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่าเพิ่มขึ้น จนไปถึงช่วงปลายการเผาไหม้เชื้อเพลิงดีเซลจะมีสัดส่วนพื้นที่ความเข้มข้นเขม่ามากกว่าปาล์มดิบดีเซล

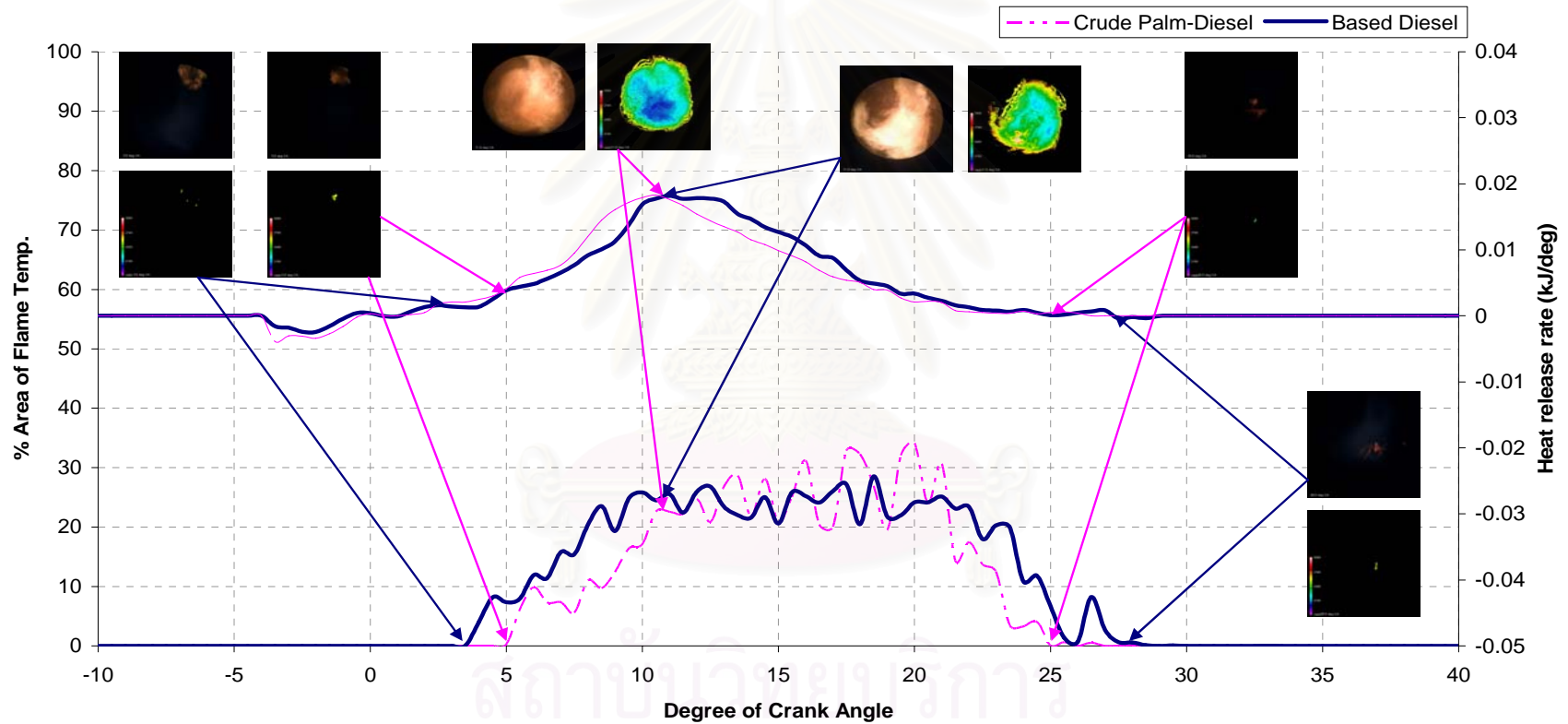
8.4 ความสัมพันธ์ระหว่างปรากฏการณ์การเผาไหม้กับการปลดปล่อยความร้อนจากเชื้อเพลิง (Heat Release), อัตราการปลดปล่อยความร้อน (Heat-Released Rate) และสัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ (Mass Fraction Burned)

เมื่อเกิดการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ อุณหภูมิและความดันในห้องเผาไหม้จะเพิ่มสูงขึ้น และมีการปลดปล่อยความร้อนออกมา จึงมีข้อสมมติฐานว่าการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟน่าจะมีความสัมพันธ์กับอัตราการปลดปล่อยความร้อน, การปลดปล่อยความร้อนจากเชื้อเพลิง และสัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้

กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนที่ปลดปล่อย-องศาข้อเหวี่ยง, อัตราการปลดปล่อยความร้อน-องศาข้อเหวี่ยง และสัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้-องศาข้อเหวี่ยง ได้มาจากการวัดข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ทดสอบ ซึ่งกระทำโดยติดตั้ง piezoelectric pressure transducer แทนที่หัวเผาของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของสูบที่ 4 สัญญาณองศาข้อเหวี่ยงถูกพริกโดย crank shaft encoder และเก็บรวบรวมข้อมูลทั้งหมดโดย Cussons P4500 (Autoscan)

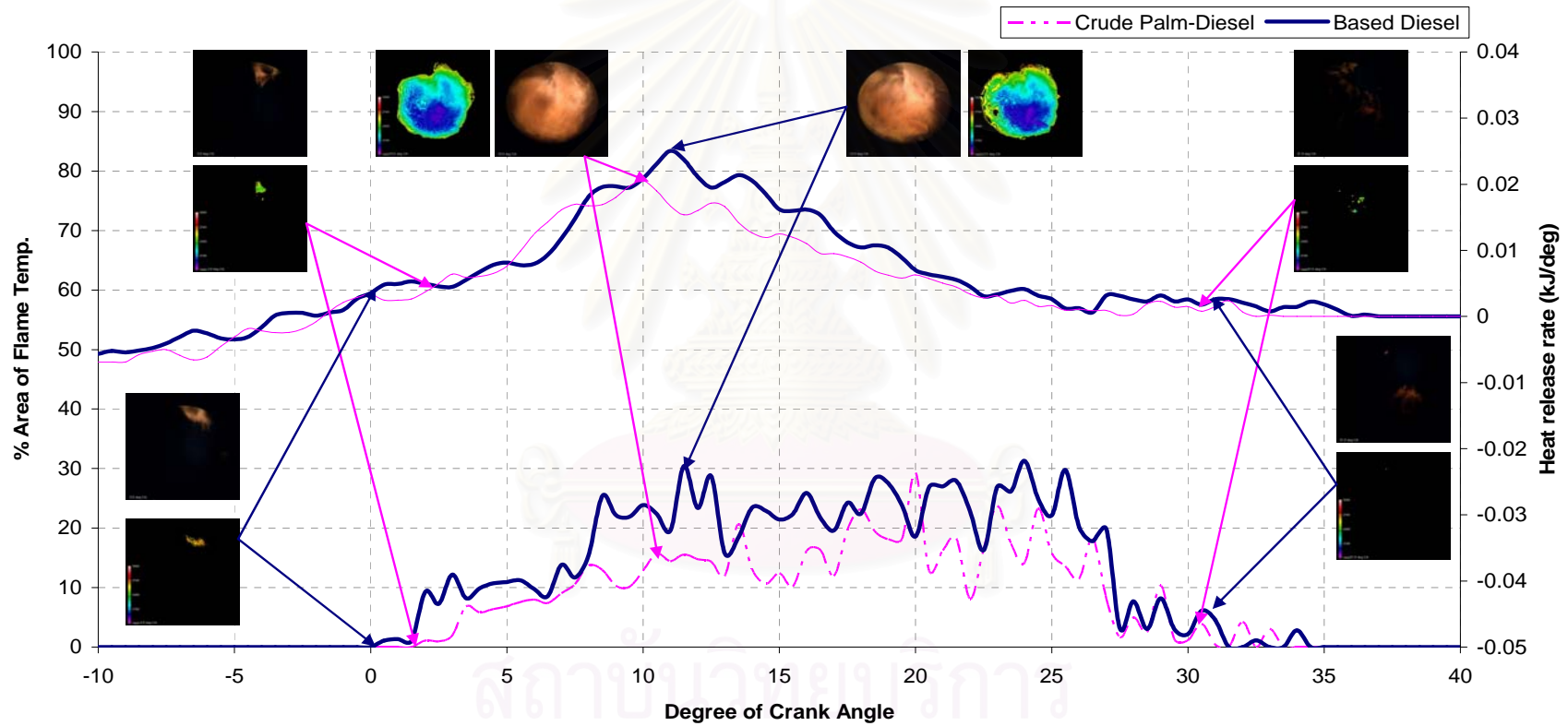
รูปที่ 8-13 (ก ถึง ฉ) แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลเปรียบเทียบกับปาล์มดิบดีเซลที่ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงต่างๆเทียบกับสัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่จุดทำงานต่างๆ ในหน่วย kJ/deg โดยเปรียบเทียบกับภาพเปลวไฟที่ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงที่เริ่มเห็นเปลวไฟส่องสว่าง, ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงอัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงสุด และตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดเปลวไฟที่ส่องสว่าง

Area of Flame Temperature above 2400 K Comparative with Heat Release Rate between Based Diesel and Crude Palm-Diesel at Idle (720 RPM , 0 Nm.)



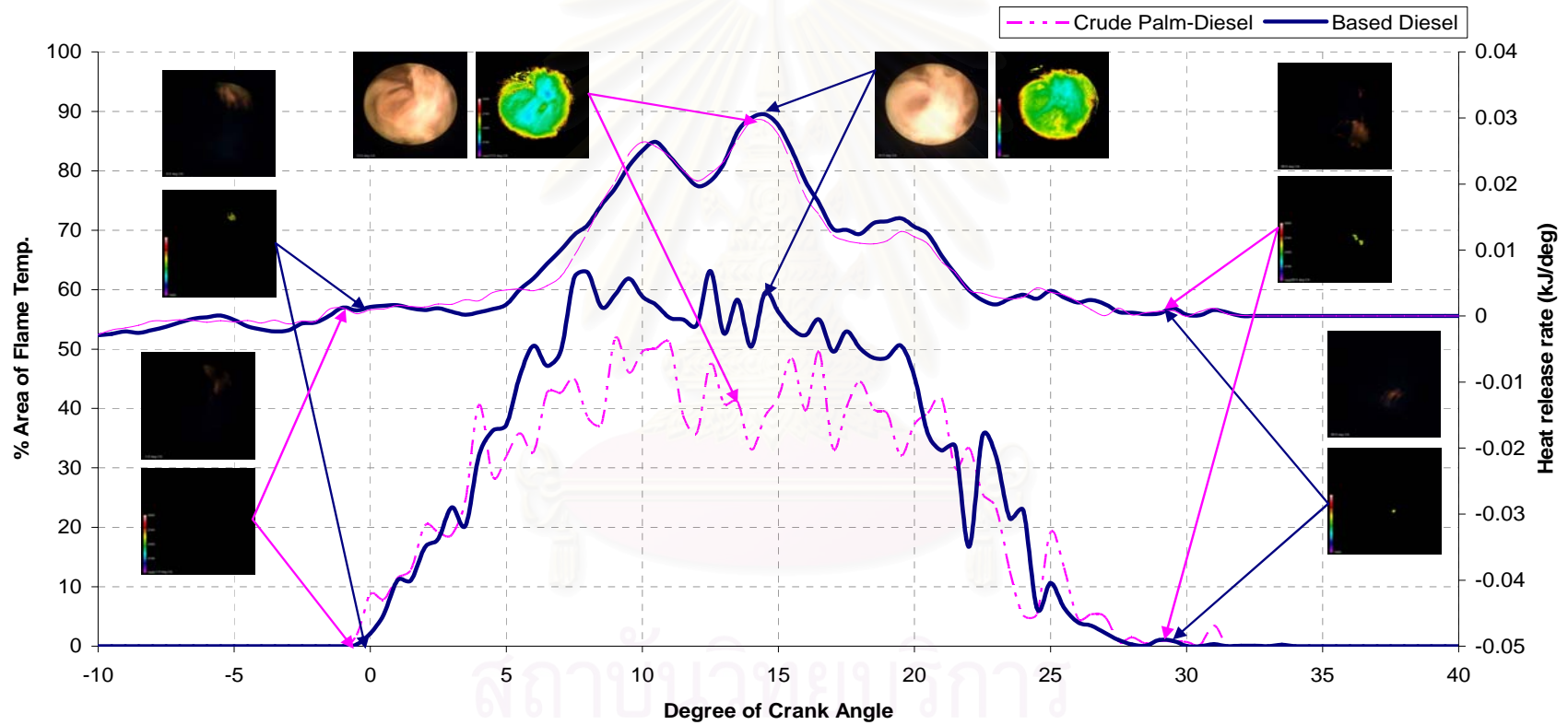
รูปที่ 8-13 ก อัตราการปลดปล่อยความร้อนเทียบกับสัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา

Area of Flame Temperature above 2400 K Comparative with Heat Release Rate
between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at 1000 RPM , 30 Nm.



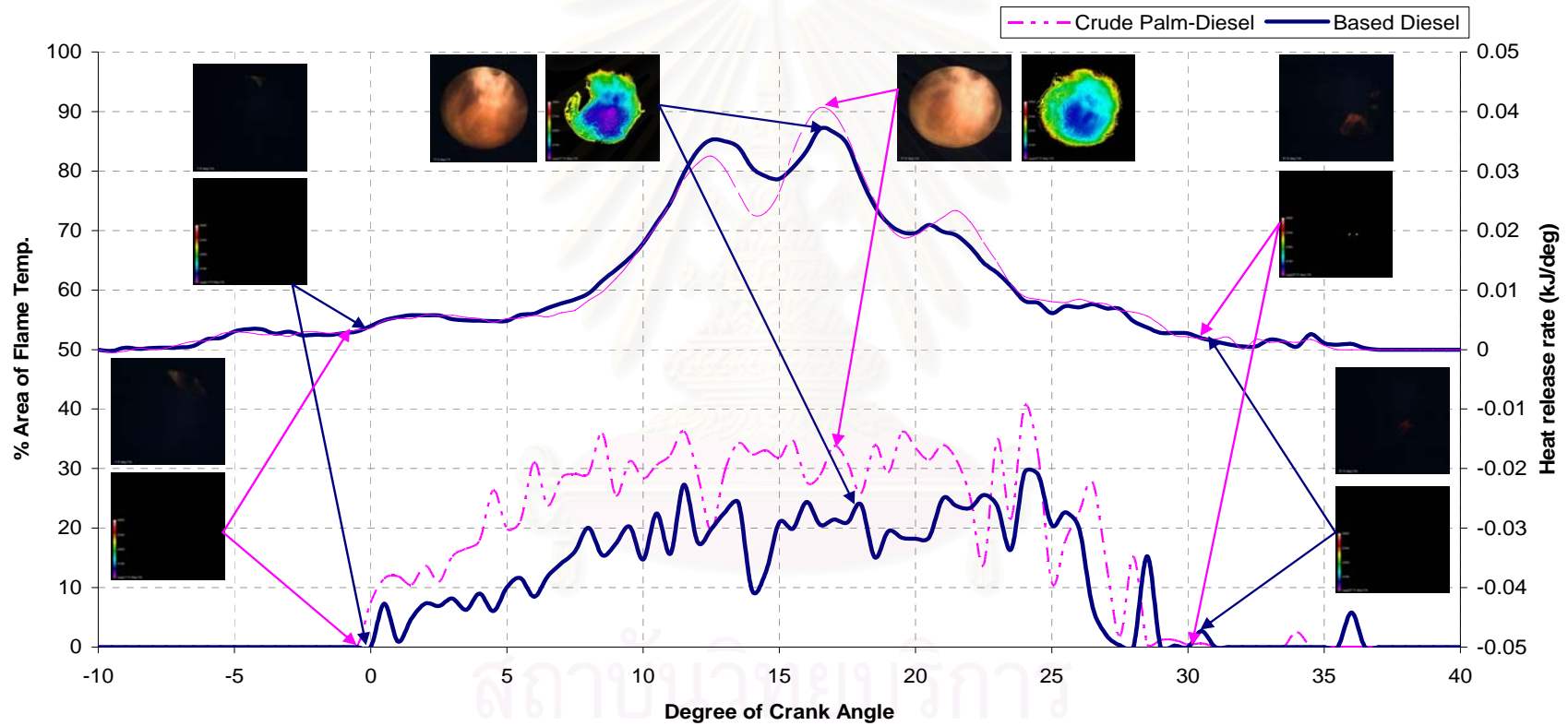
รูปที่ 8-13 ข อัตราการปลดปล่อยความร้อนเทียบกับสัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.

Area of Flame Temperature above 2400 K Comparative with Heat Release Rate
between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at 2000 RPM , 30 Nm.



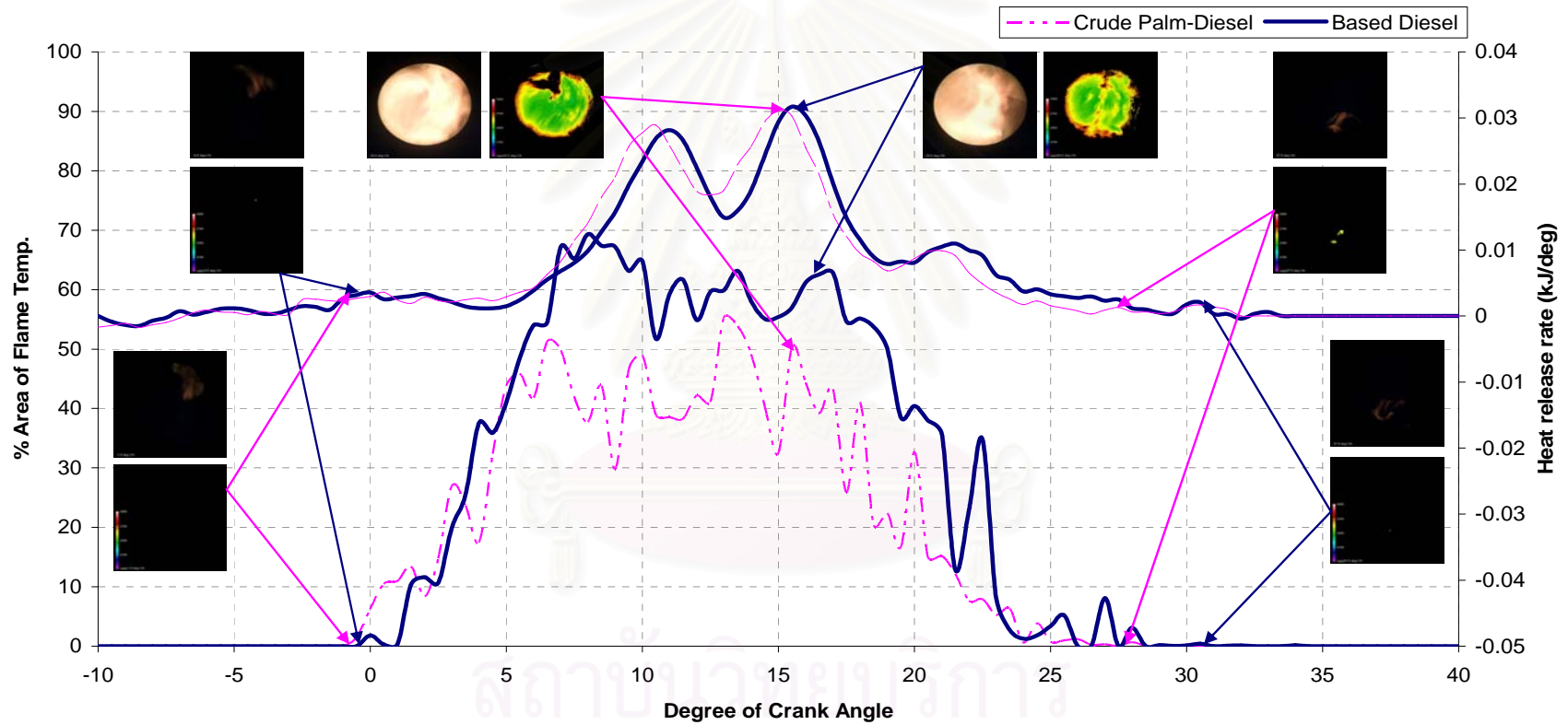
รูปที่ 8-13 ค อัตราการปลดปล่อยความร้อนเทียบกับสัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.

Area of Flame Temperature above 2400 K Comparative with Heat Release Rate
between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at 2000 RPM , 50 Nm.



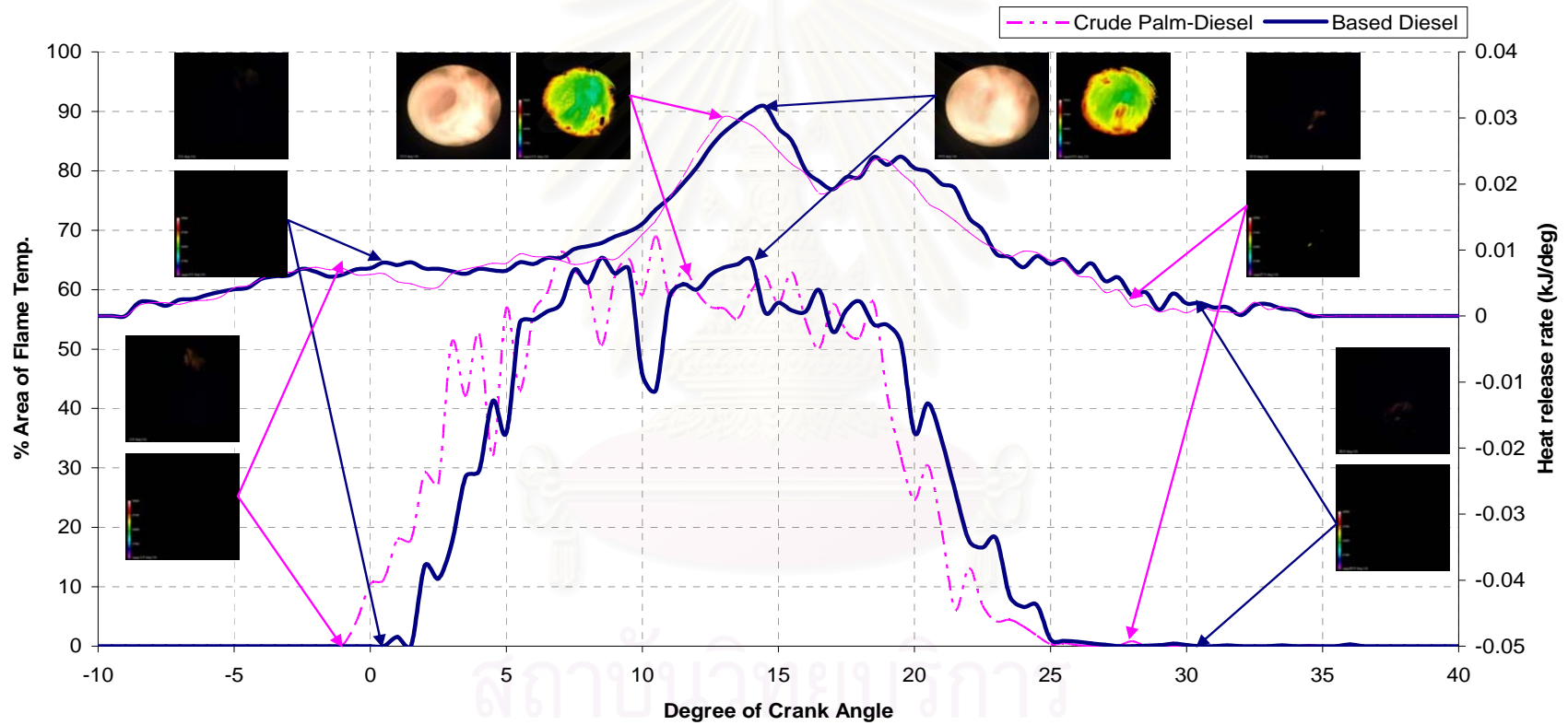
รูปที่ 8-13 ง อัตราการปลดปล่อยความร้อนเทียบกับสัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.

Area of Flame Temperature above 2400 K Comparative with Heat Release Rate
between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at 2250 RPM , 20 Nm.



รูปที่ 8-13จ อัตราการปลดปล่อยความร้อนเทียบกับสัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.

Area of Flame Temperature above 2400 K Comparative with Heat Release Rate
between Based Diesel and Crude Palm-Diesel
at 2750 RPM , 20 Nm.

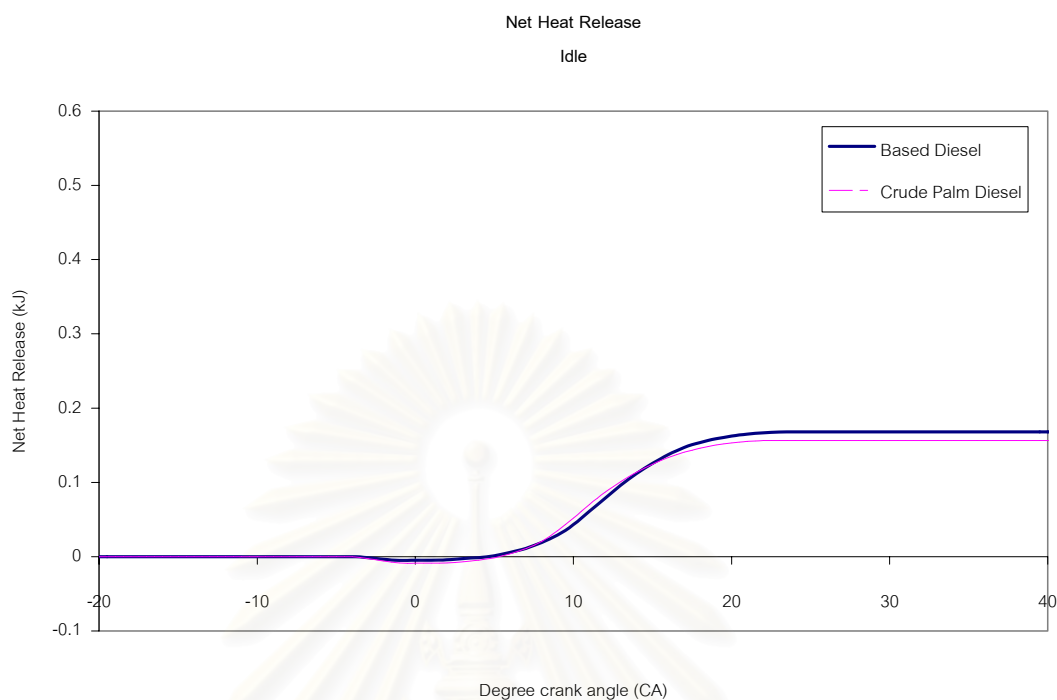


รูปที่ 8-13 ฉ อัตราการปลดปล่อยความร้อนเทียบกับสัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

จากการเปรียบเทียบจุดเริ่มต้นของเปลวไฟที่มองเห็น, จุดสิ้นสุดของเปลวไฟที่มองเห็น และจุดที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่มีสัดส่วนพื้นที่สูงสุด พบว่า ทั้งสองเชื้อเพลิงจะมีจุดเริ่มต้นของเปลวไฟที่มองเห็นใกล้เคียงกับจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (SOC) ของแผนภูมิอัตราการปล่อยความร้อน และจุดสิ้นสุดของเปลวไฟที่มองเห็นนั้นใกล้เคียงกับจุดที่โค้งอัตราการปล่อยความร้อนลดต่ำลงมาก ส่วนจุดที่อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดใกล้เคียงกับค่าสัดส่วนพื้นที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่มีสัดส่วนพื้นที่สูงสุดของเชื้อเพลิงทั้งสอง

รูปที่ 8-14 (ก ถึง ฉ) แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนที่ปลดปล่อย (Q) ของเชื้อเพลิงดีเซลเปรียบเทียบกับปาล์มดิบดีเซลที่ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่จุดทำงานต่างๆ ในหน่วย kJ

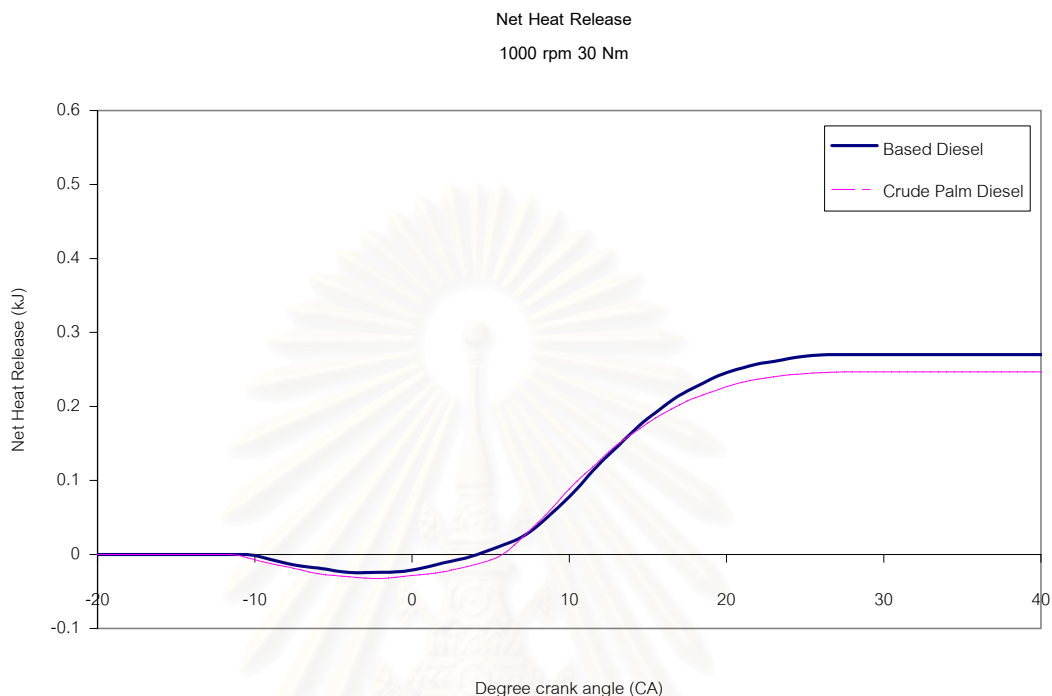
รูปที่ 8-15 (ก ถึง ฉ) แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างสัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้แล้ว (x_b) ของเชื้อเพลิงดีเซลเปรียบเทียบกับปาล์มดิบดีเซลที่ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่จุดทำงานต่างๆ



รูปที่ 8-14 ก ความร้อนที่ปลดปล่อยที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา

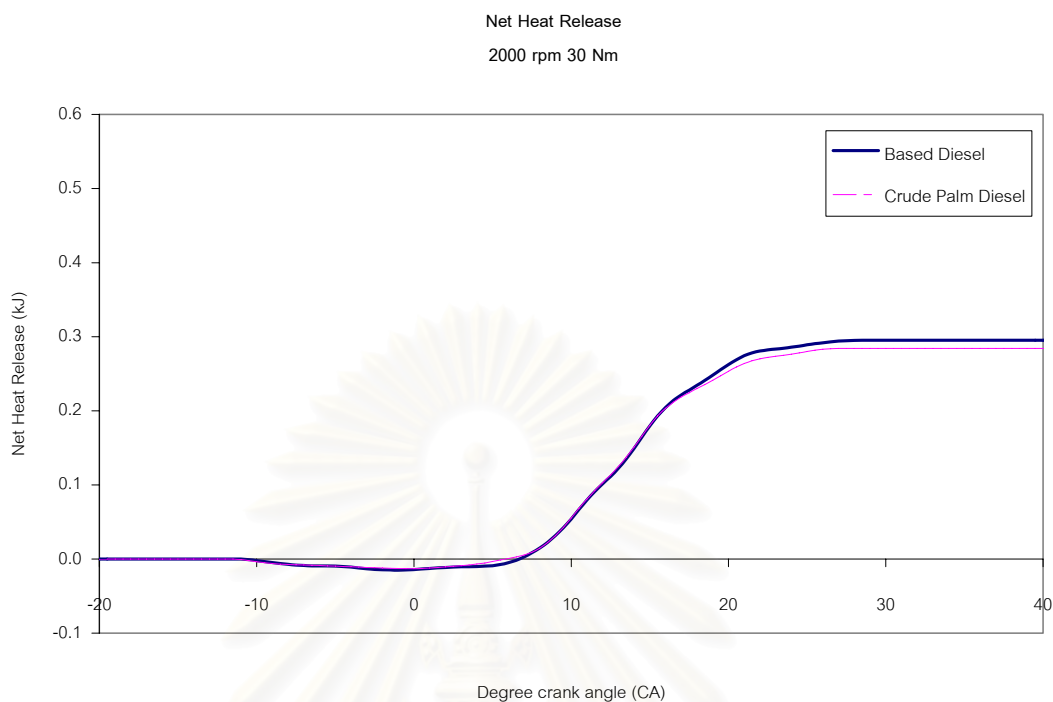
ด้วยข้อสมมติฐานที่ว่าเมื่ออุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูงจะทำให้ความร้อนที่เชื้อเพลิงปลดปล่อยมีค่าสูงด้วย จึงได้เปรียบเทียบค่าความร้อนที่เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซลปลดปล่อย ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ อันได้แก่ที่ 5, 10, 15, 20, 25 และ 30 °CA ATDC แล้วพิจารณาผลการเปรียบเทียบที่ได้กับการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟที่องศาข้อเหวี่ยงเหล่านี้จากตารางที่ 8-11 (ก ถึง ฉ)

ที่รอบเดินเบา พบว่าที่ 5 °CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซลมีค่าใกล้เคียงกัน ในขณะที่การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าดีเซลเล็กน้อย ที่ 10 °CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซลเล็กน้อย ในขณะที่การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าเปลวไฟดีเซล ที่ 15 °CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน ในขณะที่การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าดีเซลเล็กน้อย ที่ 20 และ 25 °CA ATDC ความร้อนจากปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ซึ่งสอดคล้องกับการแจกแจงอุณหภูมิที่ได้ ที่ 30 °CA ATDC ความร้อนจากปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ในขณะที่ไม่เห็นภาพเปลวไฟแล้ว



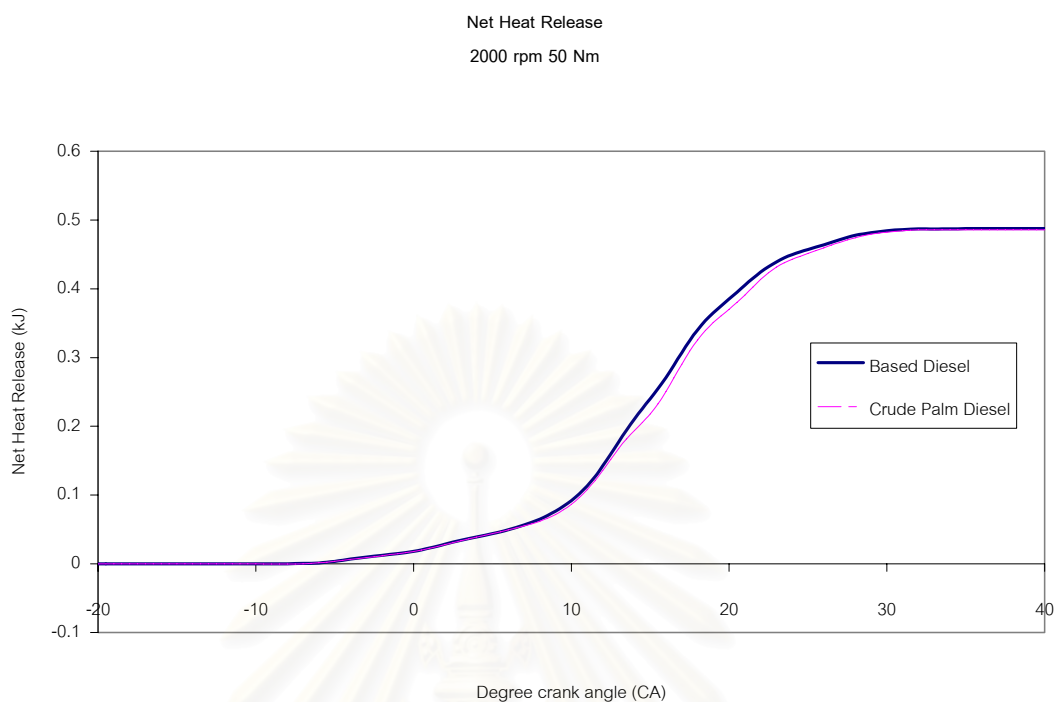
รูปที่ 8-14 ข ความร้อนที่ปลดปล่อยที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.

ที่ 1000 rpm, 30 Nm. พบว่าที่ 5 °CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงปาล์มดิบ ดีเซลต่ำกว่าดีเซล สอดคล้องกับการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟดีเซลสูงกว่าปาล์มดิบดีเซล ที่ 10 และ 15 °CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งสองใกล้เคียงกัน ในขณะที่การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าดีเซลเล็กน้อย ที่ 20 และ 25 °CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าดีเซล สอดคล้องกับการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าดีเซล และที่ 30 °CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าดีเซล ในขณะที่การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟมีค่าใกล้เคียงกัน



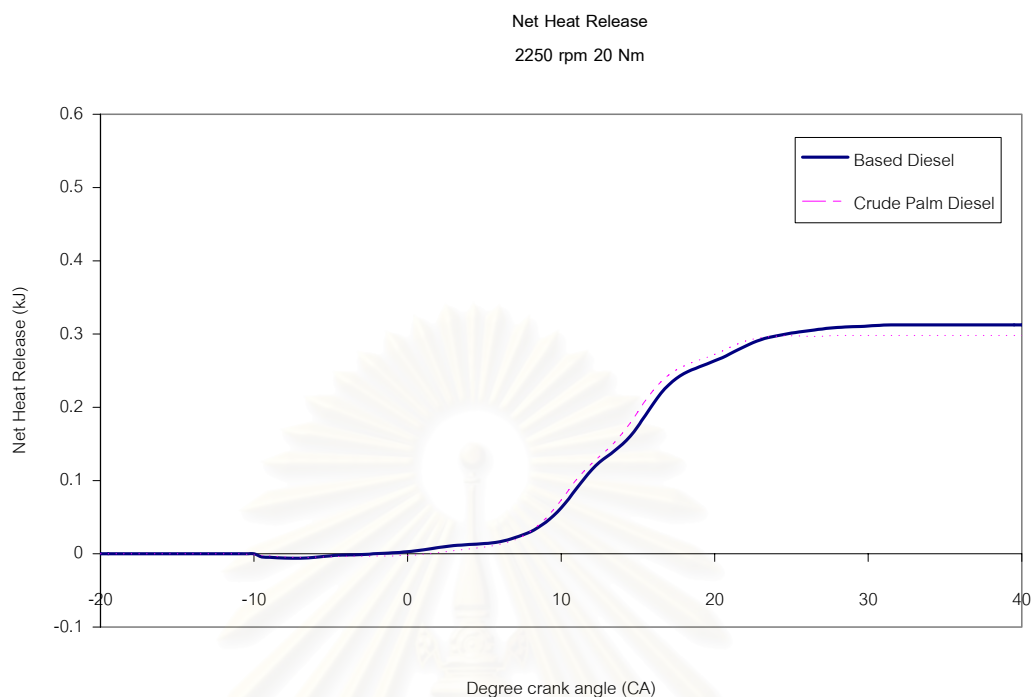
รูปที่ 8-14 ค ความร้อนที่ปลดปล่อยที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.

ที่ 2000 rpm, 30 Nm. พบว่าที่ 0° CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน ในขณะที่การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซล เนื่องจากเห็นเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลก่อน ที่ $5, 10$ และ 15° CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งสอดคล้องกับการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟที่มีค่าใกล้เคียงกัน ที่ 20° CA ATDC ความร้อนจากปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ซึ่งสอดคล้องกับการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ ที่ 25° CA ATDC ความร้อนจากปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ในขณะที่การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซล ที่ 30° CA ATDC ความร้อนจากปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ในขณะที่เหลือแต่เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลเล็กน้อยแต่เปลวไฟดีเซลดับไปแล้ว



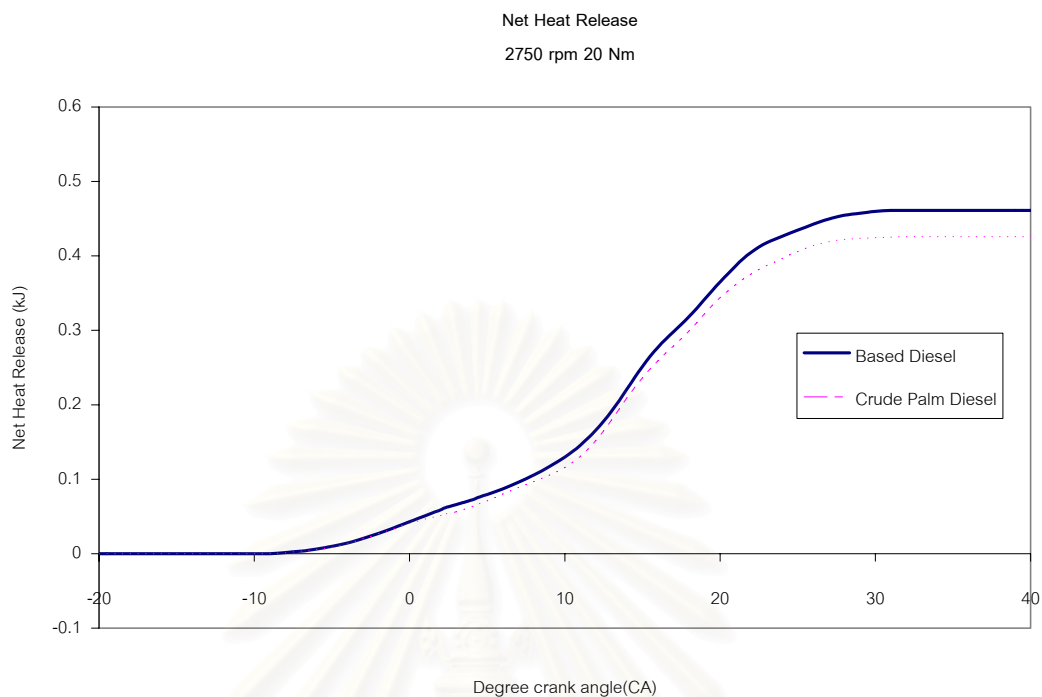
รูปที่ 8-14 ง ความร้อนที่ปลดปล่อยที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.

ที่ 2000 rpm, 50 Nm. พบว่าที่ 0° CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน ในขณะที่การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซล เนื่องจากเห็นเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลก่อน ที่ 5° CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งสองใกล้เคียงกัน ในขณะที่การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซล ที่ 10° CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งสองใกล้เคียงกัน ในขณะที่อุณหภูมิเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซลเล็กน้อย ที่ 15 และ 20° CA ATDC ความร้อนจากปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ในขณะที่การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ที่ 25° CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งสองใกล้เคียงกัน ในขณะที่การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟดีเซลสูงกว่าปาล์มดิบดีเซล ที่ 30° CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งสองใกล้เคียงกัน ซึ่งถือว่าสอดคล้องกับอุณหภูมิเปลวไฟที่ได้ เนื่องจากเปลวไฟจากเชื้อเพลิงทั้งสองดับไปแล้ว



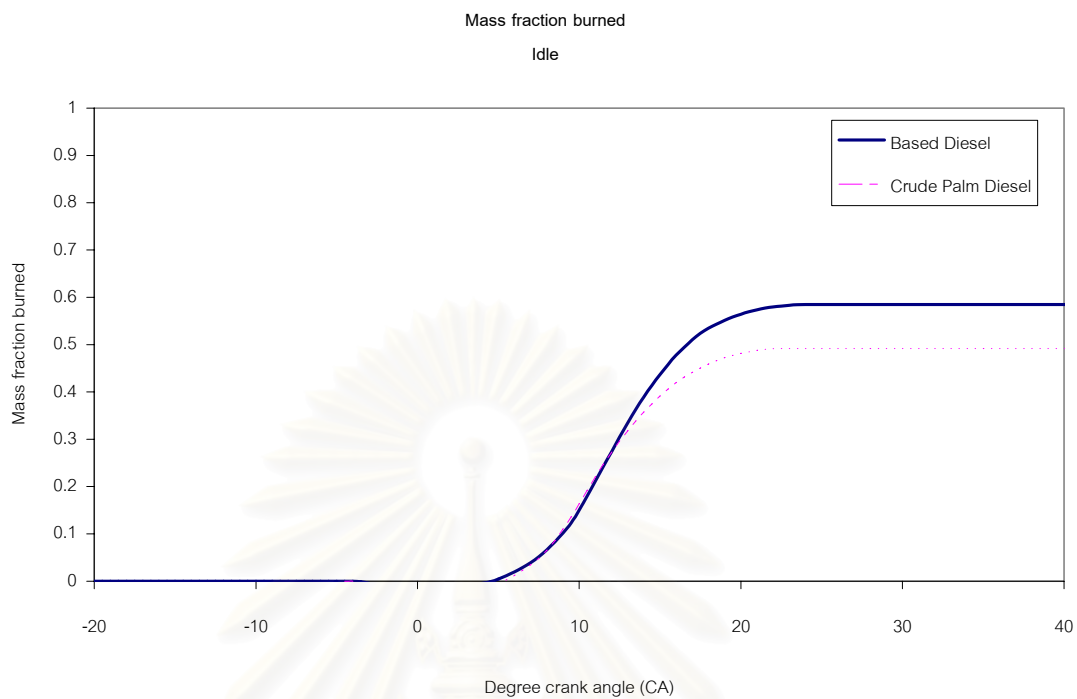
รูปที่ 8-14 จ ความร้อนที่ปลดปล่อยที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.

ที่ 2250 rpm, 20 Nm. พบว่าที่ 0° CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน ในขณะที่การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซล เนื่องจากเห็นเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลก่อน ที่ 5° CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน ในขณะที่การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซล ที่ 10° CA ATDC ความร้อนจากปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซลเล็กน้อย ซึ่งถือว่าสอดคล้องกับการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองซึ่งใกล้เคียงกัน ที่ 15 และ 20° CA ATDC ความร้อนจากปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล และสอดคล้องกับการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ ที่ 25° CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งสองใกล้เคียงกัน และสอดคล้องกับการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ ที่ 30° CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าดีเซล แต่ไม่สามารถมองเห็นภาพเปลวไฟได้

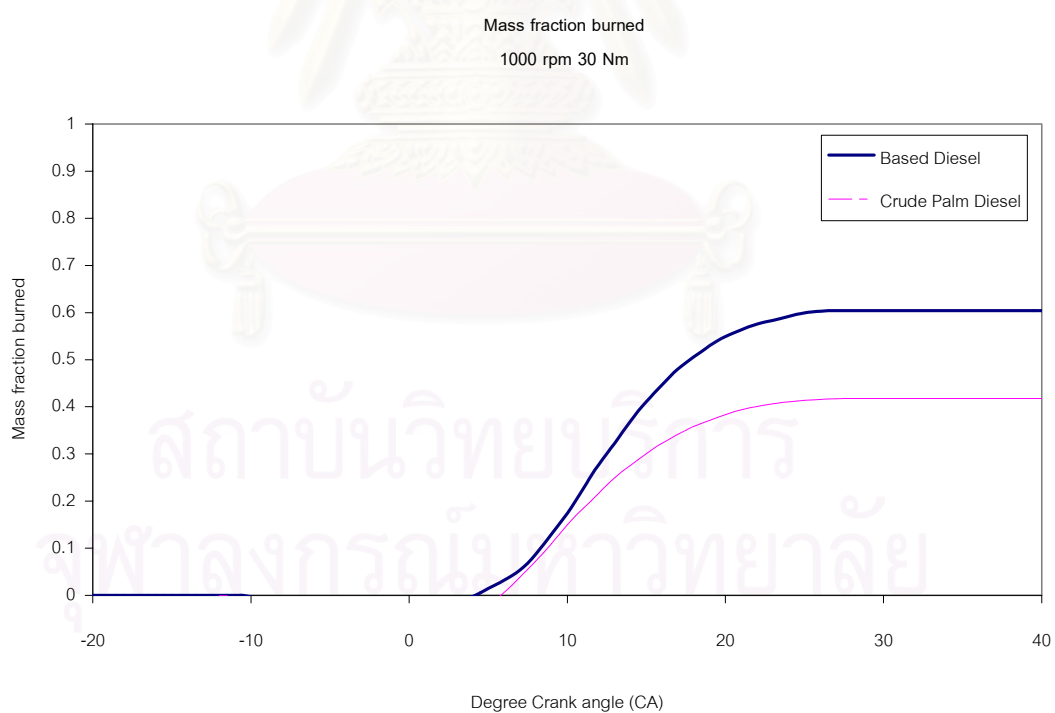


รูปที่ 8-14 ฉ ความร้อนที่ปลดปล่อยที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

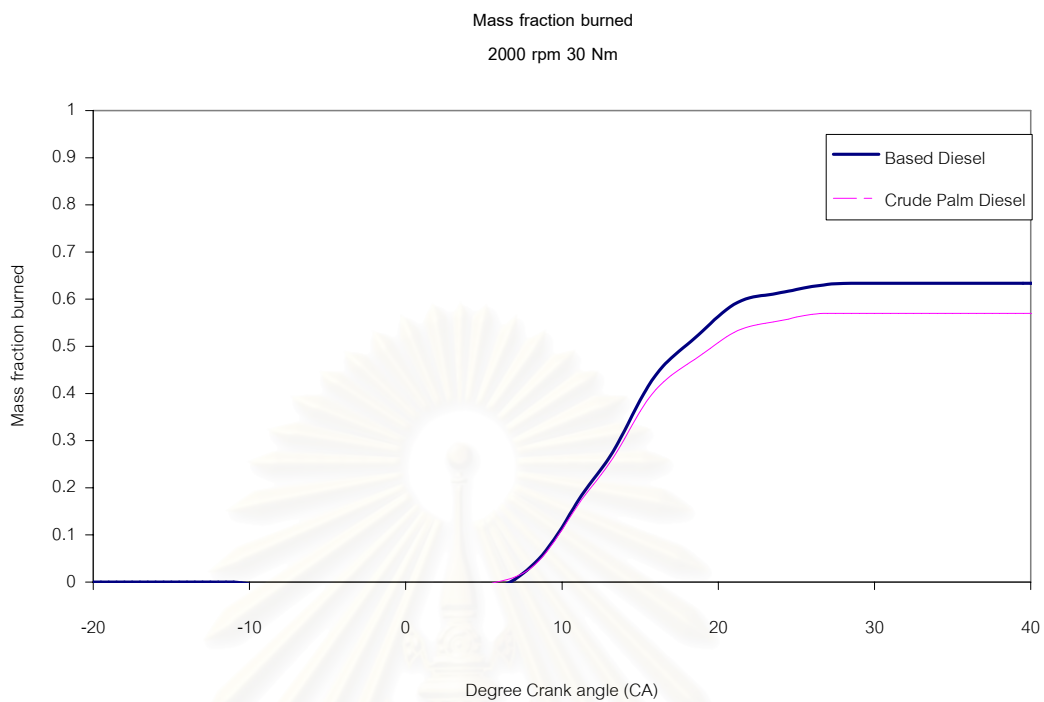
ที่ 2750 rpm, 20 Nm. พบว่าที่ 0 °CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน ในขณะที่การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซล เนื่องจากเห็นเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลก่อน ที่ 5 °CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าดีเซล ในขณะที่เปลวไฟปาล์มดิบดีเซลมีการแจกแจงอุณหภูมิสูงกว่าเปลวไฟดีเซล ที่ 10 และ 15 °CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าดีเซล สอดคล้องกับการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลที่มีสัดส่วนของพื้นที่อุณหภูมิสูงน้อยกว่าเปลวไฟดีเซล เช่นเดียวกับที่ 20 °CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าดีเซล และสอดคล้องกับการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ ที่ 25 และ 30 °CA ATDC ความร้อนจากเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าดีเซล ในขณะที่เปลวไฟจากเชื้อเพลิงทั้งสองดับไปแล้ว



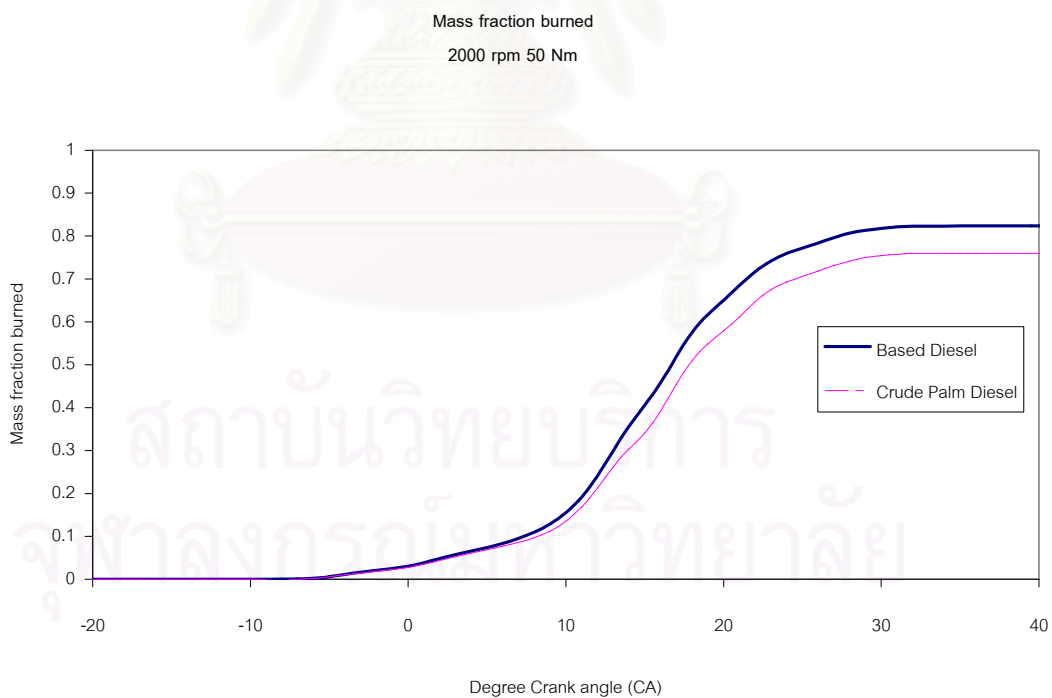
รูปที่ 8-15 ก สัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่รอบเดินเบา



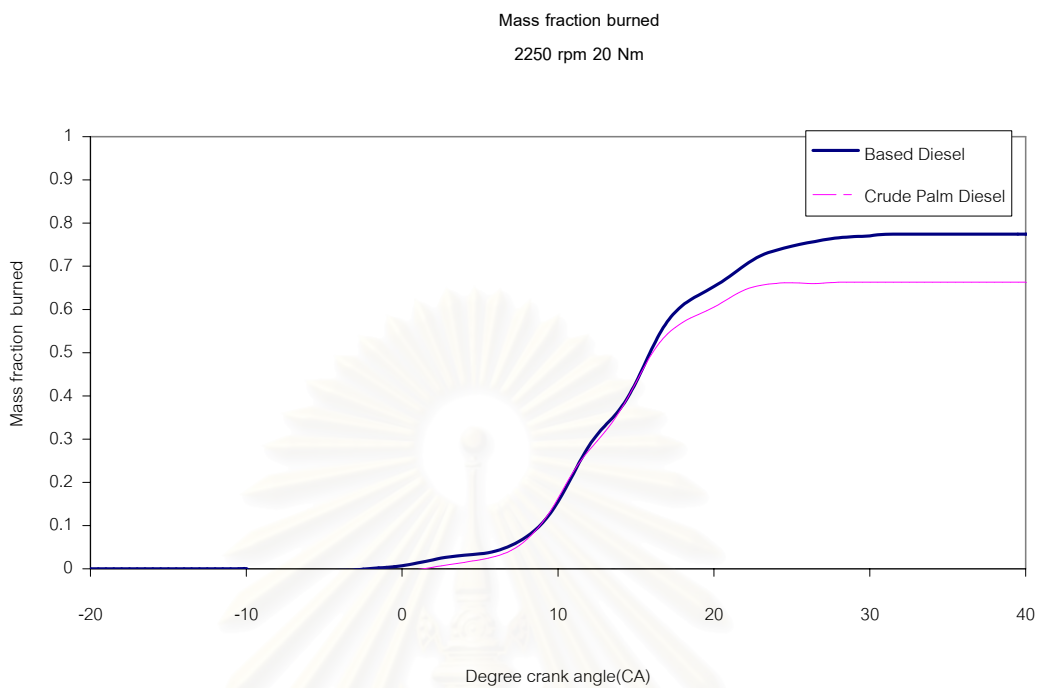
รูปที่ 8-15 ข สัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 1000 rpm, 30 Nm.



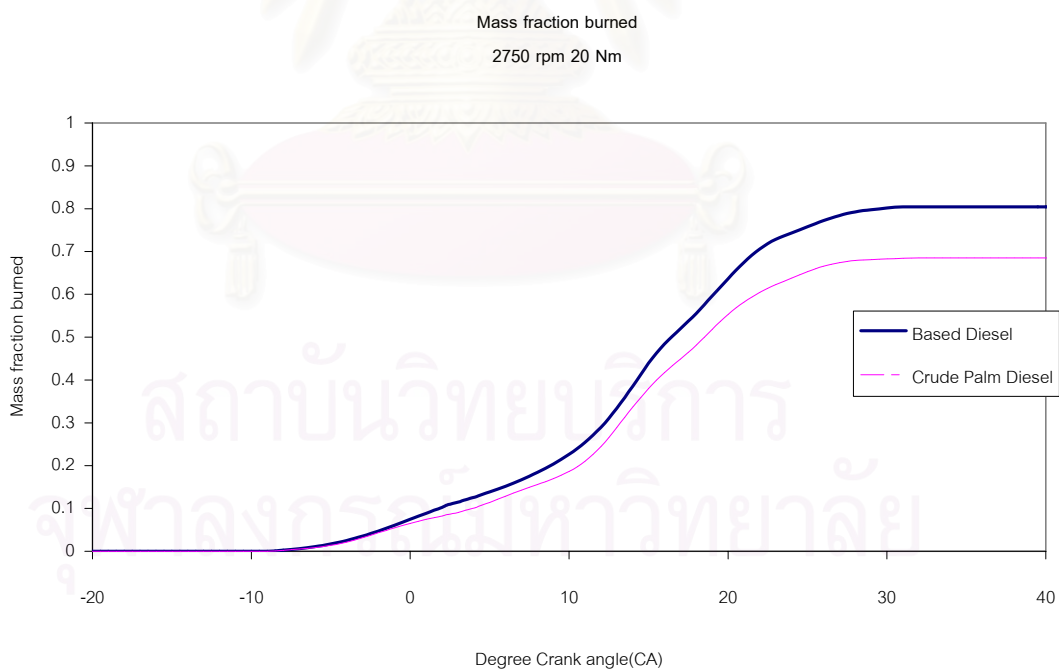
รูปที่ 8-15 ค สัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 30 Nm.



รูปที่ 8-15 ง สัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2000 rpm, 50 Nm.



รูปที่ 8-15 จ สัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2250 rpm, 20 Nm.



รูปที่ 8-15 ฉ สัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ที่องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ที่ 2750 rpm, 20 Nm.

เมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ระหว่างจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดของเปลวไฟที่มองเห็นกับสัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้โดยหาว่าจุดที่เริ่มเห็นเปลวไฟเทียบเท่ากับสัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ไปแล้ว (x_b) และจุดสิ้นสุดของเปลวไฟที่มองเห็นจะเทียบเท่ากับสัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ไปแล้ว จึงได้มีการหาความสัมพันธ์ระหว่างจุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดของเปลวไฟที่มองเห็นกับสัดส่วนโดยมวลที่ 1% ของสัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้แล้วสำหรับจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ และ 99% ของสัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้แล้วสำหรับจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ จากข้อมูลที่แสดงในตาราง 7-5 และ 7-6 จากบทที่ 7

ตารางที่ 8-14 แสดงสรุปผลการเปรียบเทียบระหว่างจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ได้จากการวิเคราะห์ภาพปรากฏการณ์เปลวไฟกับที่ได้จากการประมาณค่าในแผนภูมิอัตราการปลดปล่อยความร้อนจากสัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ไปแล้ว 1% และ 99% ของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่แต่ละจุดทดสอบ

จากผลการเปรียบเทียบจุดเริ่มต้นของเปลวไฟที่มองเห็นกับสัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสองพบว่าที่รอบเดินเบา, 1000 rpm, 30 Nm. และ 2000 rpm, 30 Nm. จุดเริ่มต้นของเปลวไฟที่มองเห็นมีแนวโน้มเกิดก่อนจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (SOC) ที่ประมาณจากสัดส่วนการเผาไหม้โดยมวล 1% ซึ่งเป็นผลมาจากค่าอัตราการปลดปล่อยความร้อนในช่วงแรกมีค่าต่ำกว่าศูนย์ เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนให้เชื้อเพลิงในการระเหยเป็นไอผสมกับอากาศ ทำให้สัดส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วเป็นค่าบวกซ้ำ ส่วนที่จุดทำงานอื่นที่เหลือ จุดเริ่มต้นของเปลวไฟที่มองเห็นมีแนวโน้มเกิดหลังจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่ประมาณจากสัดส่วนการเผาไหม้โดยมวล 1% หรือใกล้เคียงกัน เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนให้เชื้อเพลิงมีผลน้อยลง

เมื่อพิจารณาจุดสิ้นสุดของเปลวไฟที่มองเห็นเปรียบเทียบกับจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (EOC) ที่ประมาณจากสัดส่วนการเผาไหม้โดยมวลไปแล้ว 99% ของเชื้อเพลิงทั้งสองพบว่ามีบางจุดทำงานที่จุดสิ้นสุดเปลวไฟจบก่อนจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ประมาณจากสัดส่วนโดยมวล 99% และมีบางจุดที่จุดสิ้นสุดเปลวไฟจบหลังจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ประมาณจากสัดส่วนโดยมวล 99% โดยเมื่อพิจารณาช่วงเวลาการเผาไหม้จากเปลวไฟที่มองเห็นจากภาพเปรียบเทียบกับผลวิเคราะห์ช่วงเวลาการเผาไหม้จากอัตราการปลดปล่อยความร้อนพบว่าช่วงเวลาการเผาไหม้มีแนวโน้มคล้ายกัน คือ เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มของช่วงเวลาการเผาไหม้ใกล้เคียงกัน หรือสั้นกว่าเชื้อเพลิงดีเซลในบางจุดทดสอบ

ตารางที่ 8-14 สรุปผลการเปรียบเทียบจุดเริ่มต้นการเผาไหม้และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ได้จากการวิเคราะห์ภาพปรากฏการณ์กับอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ที่แต่ละจุดทดสอบ

จุดทดสอบ	SOC ของเปลวไฟ (°CA)		SOC ที่ประมาณจาก 1% X _b (°CA)		EOC ของเปลวไฟ (°CA)		EOC ที่ประมาณจาก 99% X _b (°CA)	
	ดีเซล	ปาล์มดิบ ดีเซล	ดีเซล	ปาล์มดิบ ดีเซล	ดีเซล	ปาล์มดิบ ดีเซล	ดีเซล	ปาล์มดิบ ดีเซล
Idle	3.5	5.0	5.5	6.0	28.5	25.0	20.0	21.0
1000 rpm, 30 Nm.	0.5	2.0	2.0	1.5	31.5	31.0	23.0	25.0
2000 rpm, 30 Nm.	-0.5	-1.0	7.5	6.5	28.5	28.5	30.5	29.0
2000 rpm, 50 Nm.	-1.0	-1.5	-4.5	-4.5	31.5	31.0	30.0	29.5
2250 rpm, 20 Nm.	-0.5	-1.0	0.5	3.0	31.0	27.0	28.5	23.5
2750 rpm, 20 Nm.	0.5	-2.0	-5.5	-5.5	30.5	27.5	29.0	28.0

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 9

อภิปรายผลการวิจัย สรุปผล และข้อเสนอแนะ

9.1 อภิปรายผลการวิจัย

จากการศึกษาและการวิเคราะห์เปรียบเทียบปรากฏการณ์การเผาไหม้และสมรรถนะของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลและเชื้อเพลิงดีเซล ในเครื่องยนต์ดีเซลชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า พบว่าสามารถแบ่งผลการวิเคราะห์ออกเป็น 4 ส่วน คือ

- 1.) ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์
- 2.) ผลจากการวัดข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด แล้ววิเคราะห์หาอัตราการฉีดเชื้อเพลิง, อัตราการปล่อยความร้อน, การปล่อยความร้อนสุทธิ และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้
- 3.) ผลการศึกษาภาพปรากฏการณ์เผาไหม้ แล้ววิเคราะห์ลักษณะสเปรย์เชื้อเพลิง, ปรากฏการณ์การเผาไหม้, การแจกแจงความน่าจะเป็นที่จะเกิดเปลวไฟ, การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟ และความเข้มชั้นของเขม่า
- 4.) การเปรียบเทียบปรากฏการณ์การเผาไหม้ กับแผนภูมิอัตราการปล่อยความร้อน (heat-released rate diagram), การปล่อยความร้อนสุทธิ (Net heat release) และสัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ (mass fraction burned)

9.1.1 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์

จากผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์สำหรับที่สภาวะภาระสูงสุด พบว่าเชื้อเพลิงทั้งสองมีแรงบิดสูงสุดเกิดขึ้นที่ความเร็วรอบ 2250 rev/min โดยแรงบิดสูงสุดของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะสูงกว่าดีเซล 4.65 Nm. และกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะสูงกว่าดีเซล 2.58 kW เนื่องจากปาล์มดิบดีเซลมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากกว่าดีเซลที่ภาระสูงสุดทุกความเร็วรอบ โดยปาล์มดิบดีเซลมีอัตราการสิ้นเปลืองมากกว่าดีเซลชัดเจนที่ความเร็วรอบสูงและแรงบิดสูงสุด ในส่วนของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ภาระสูงสุด พบว่าเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีค่าต่ำกว่าประสิทธิภาพที่ได้จากดีเซลประมาณ 0.09 ถึง 0.76% ที่ความเร็วรอบสูงกว่า 2000 rev/min แต่ที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 2000 rev/min ประสิทธิภาพที่ได้จากเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีค่าต่ำกว่าดีเซลประมาณ 0.18 ถึง 0.35%

สำหรับที่สภาวะภาระบางส่วน อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของปาล์มดิบมากกว่าดีเซลในช่วง 0.07 ถึง 7.62 % ที่จุดทำงานเดียวกันขึ้นอยู่กับจุดทำงาน ซึ่งหมายความว่าในการจะเดินเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบและแรงบิดค่าเดียวกัน เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากกว่าดีเซลเพราะว่าค่าความร้อนของปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าดีเซล ในขณะที่ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงที่ภาระบางส่วนของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีค่าต่ำกว่าดีเซลในช่วง 0.21 ถึง 3.26% ที่จุดทำงานเดียวกัน

อุณหภูมิไอเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อแรงบิดและความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น โดยที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่ำอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์เมื่อใช้ปาล์มดิบดีเซลมีค่าสูงกว่าเมื่อใช้ดีเซลเล็กน้อย และความแตกต่างนี้จะมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงขึ้น

9.1.2 ผลจากการวัดข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด

จากการวิเคราะห์ผลเชิงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลและดีเซลสามารถอธิบายโดยสังเขปได้ ดังนี้

- 1) องค์การฉีด (SOI) ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มใกล้เคียงกัน หรือจะฉีดก่อนดีเซลเล็กน้อย เนื่องจากปาล์มดิบดีเซลมีค่า compressibility ต่ำกว่าดีเซล ทำให้การพัฒนาความดันจนถึงค่า opening pressure ของหัวฉีดเร็วกว่าดีเซล
- 2) ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรเมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมากกว่าดีเซล 0.9 ถึง 1.3 mg/cycle เนื่องจากค่าความร้อนของปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าดีเซล เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ต้องการปริมาณเชื้อเพลิงมากกว่าดีเซลที่ภาระเท่ากัน
- 3) ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดจากการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมากกว่าดีเซล 0.03 ถึง 1.7% อาจเป็นผลจากองค์การฉีดเชื้อเพลิงที่ advance กว่าดีเซล และเริ่มการเผาไหม้ช้ากว่าดีเซล ทำให้การเผาไหม้ช่วง premix เกิดขึ้นมากกว่าเชื้อเพลิงดีเซล
- 4) ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition delay) ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มยาวกว่าดีเซลเล็กน้อยหรือใกล้เคียงกัน โดยแตกต่างกันในช่วง 0 ถึง 0.26 ms เนื่องจากจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มเกิดหลังดีเซลหรือใกล้เคียงกัน และมีผลมาจากค่าซีเทนของปาล์มดิบดีเซลที่ต่ำกว่าดีเซล
- 5) ช่วงเวลาจากจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ถึงจุดที่เชื้อเพลิงเผาไหม้ไปแล้ว 10% ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะสั้นกว่าดีเซล เนื่องจากจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบ

ดีเซลมีแนวโน้มเกิดหลังดีเซล หรือใกล้เคียงกัน ขณะที่จุดที่เชื้อเพลิงเผาไหม้ไปแล้ว 10% ของเชื้อเพลิงทั้งสองเกิดที่ตำแหน่งใกล้เคียงกัน

6) ช่วงเวลาจากจุดที่เชื้อเพลิงเผาไหม้ไปแล้ว 10% ถึง จุดที่เชื้อเพลิงเผาไหม้ไปแล้ว 90% ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มยาวกว่าดีเซลในบางจุดทดสอบ และสั้นกว่าในบางจุดทดสอบ อาจเป็นผลจากองค์ประกอบในเชื้อเพลิงที่แตกต่างกัน

7) ช่วงการเผาไหม้ (Burn duration) พิจารณาจากจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ของดีเซลที่มีแนวโน้มยาวกว่าปาล์มดิบดีเซล เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะมีแนวโน้มของช่วงการเผาไหม้สั้นกว่าดีเซล 0.04 - 0.56 ms ซึ่งอาจเป็นผลจากการฉีดเชื้อเพลิงก่อนของปาล์มดิบดีเซล แต่ยกเว้นที่รอบเดินเบา และที่ 1000 rev/min, 30 Nm. ซึ่งช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะยาวกว่าดีเซล 0.12 ms และ 0.42 ms ตามลำดับ

8) อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มต่ำกว่าดีเซล และจุดที่เกิดอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของปาล์มดิบดีเซลจะเกิดก่อนดีเซลเล็กน้อยหรือใกล้เคียงกัน

9) การปล่อยความร้อนสุทธิสูงสุดของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะน้อยกว่าดีเซล เนื่องจากค่าความร้อนของปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

10) สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้สูงสุดของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลน้อยกว่าดีเซล เนื่องจากการปล่อยความร้อนสุทธิสูงสุดของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลที่น้อยกว่าดีเซล และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่มากกว่าดีเซล

11) ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของปาล์มดิบดีเซลต่ำกว่าดีเซล 1.57 ถึง 2.79% เนื่องจากเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่มากกว่าดีเซล

9.1.3 ผลการศึกษาภาพถ่ายปรากฏการณ์เผาไหม้

- การวิเคราะห์ลักษณะสเปรย์เชื้อเพลิง

ลักษณะของสเปรย์โดยทั่วไป คือ เมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดออกมาจากหัวฉีด สเปรย์จะพัฒนาตัวตามแนวแกนของสเปรย์ (spray core) แกนของสเปรย์ซึ่งส่วนใหญ่เป็น liquid core และบริเวณโดยรอบซึ่งเป็นละอองฝอยจะเกิดการสะท้อนแสงแฟลชทำให้ปรากฏภาพเป็นกลุ่มควันขาวพุ่งไปตามแนวแกนของสเปรย์ บริเวณรอบนอกของสเปรย์จะแตกตัวเป็นละอองฝอย เมื่อหยดเชื้อเพลิงที่แตกตัวรวมกับอากาศแวดล้อมและมีสัดส่วนผสมที่เหมาะสมก็จะเกิดการติดไฟ ระยะเวลา (penetration) ของสเปรย์เชื้อเพลิงเหลวจะเพิ่มขึ้นตามองศาข้อเหวี่ยงจนกระทั่งถึงค่าสูงสุดที่จุดเริ่มต้นของการเผาไหม้แบบ premixed ซึ่งการระเหยของเชื้อเพลิงและการติดไฟจะเริ่มขึ้น เมื่อการเผาไหม้ของส่วนผสมเริ่มลามขึ้น ระยะเวลาของสเปรย์จะลดลงอย่างมาก นอกจากนี้ผลของอากาศหมุน

(swirl) ในห้องเผาไหม้จะทำให้สเปรย์บิดเบี้ยวและส่วนที่ติดไฟจะถูกพัดพาไปตามทิศทางของอากาศหมุน

เมื่อพิจารณาแนวโน้มโดยรวมของการพัฒนาตัวของสเปรย์ดีเซลเปรียบเทียบกับสเปรย์ปาล์มดีเซลที่องศาข้อเหวี่ยงเดียวกัน พบว่าโดยส่วนมากสเปรย์ปาล์มดีเซลจะมีระยะพุ่งยาวกว่าดีเซลเล็กน้อย โดยในช่วงแรกจะสังเกตเห็นสเปรย์ปาล์มดีเซลก่อน เนื่องจากสเปรย์ปาล์มดีเซลถูกฉีดก่อนสเปรย์ดีเซล และจากนั้นส่วนมากสเปรย์ปาล์มดีเซลจะพัฒนาตัวจนมีระยะพุ่งสูงสุดยาวกว่าสเปรย์ดีเซล

เมื่อพิจารณาขนาดสูงสุดของสเปรย์ดีเซลเปรียบเทียบกับสเปรย์ปาล์มดีเซลในแต่ละจุดทำงานพบว่าขนาดสูงสุดของมุมของสเปรย์ปาล์มดีเซลมีแนวโน้มกว้างกว่าสเปรย์ดีเซล ทั้งนี้อาจเป็นสาเหตุมาจากความหนืดที่สูงกว่าของปาล์มดีเซล ทำให้มุมแกนของสเปรย์ปาล์มดีเซลมีขนาดโตกว่า แต่การแตกตัวเป็นละอองของสเปรย์ดีเซลเกิดได้ดีกว่า ทั้งนี้เพราะความหนืดที่สูงกว่าของสเปรย์ปาล์มดีเซล[9]

แต่อย่างไรก็ตาม การวัดระยะพุ่งและมุมของสเปรย์เชื้อเพลิงในการทดสอบนี้ได้รวมถึงบริเวณปลายสเปรย์และรอบนอกของสเปรย์ที่แตกตัวเป็นละออง ซึ่งผลที่ได้ไม่สามารถระบุได้ชัดเจนว่าภาพที่เห็นเป็นส่วนของแกนสเปรย์ที่เป็นของเหลว หรือเป็นส่วนของสเปรย์ที่แตกตัวเป็นละออง ดังนั้นความหนืดของเชื้อเพลิงก็เป็นอีกปัจจัยหนึ่งที่มีผลต่อการระเหยและการแตกตัวเป็นละอองของสเปรย์เชื้อเพลิง

- การวิเคราะห์ปรากฏการณ์การเผาไหม้และการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟ

ปรากฏการณ์การเผาไหม้จะเกิดหลังจากการฉีดสเปรย์เชื้อเพลิงและการเกิดสเปรย์ จากการวิเคราะห์ภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเปลวไฟดีเซลเปรียบเทียบกับเปลวไฟปาล์มดีเซล ณ องศาข้อเหวี่ยงต่างๆ (0, 5, 10, 15, 20, 25, 30 และ 35 °CA ATDC) ในแต่ละจุดทำงานที่แสดงในตารางที่ 8-5 และ 8-6 พบว่าลักษณะการเผาไหม้ของเปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองคล้ายคลึงกัน และสังเกตเห็นว่าเปลวไฟปาล์มดีเซลมักจะเกิดหลังเปลวไฟดีเซลที่รอบต่ำ ทั้งนี้เนื่องมาจากปาล์มดีเซลมี ignition delay ยาวกว่าเชื้อเพลิงดีเซล แต่ที่รอบสูงอาจถูกชดเชยด้วยผลของ swirl ในห้องเผาไหม้ที่มากขึ้น นอกจากนี้เปลวไฟปาล์มดีเซลยังมอดก่อนเปลวไฟดีเซลที่เป็นเช่นนี้อาจมีสาเหตุมาจากทั้งผลของการฉีดเชื้อเพลิงที่เร็วกว่าและการแตกตัวเป็นละอองที่แยกว่าเชื้อเพลิงดีเซล

จากการวิเคราะห์ภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้เปรียบเทียบกับผลการแจกแจงความน่าจะเป็นหรือโอกาสที่จะเกิดเปลวไฟ ณ ตำแหน่งองศาข้อเหวี่ยงต่างๆ ในแต่ละจุดทำงาน

พบว่าที่ทุกจุดทำงานของเชื้อเพลิงทั้งสองมีโอกาสที่จะเกิดเปลวไฟต่างกัน ซึ่งหมายความว่าเปลวไฟมีทั้งโอกาสที่จะเกิดซ้ำที่บริเวณเดิมในทุกรอบการบันทึกหรือแค่บางรอบการบันทึกเท่านั้น แสดงว่าในแต่ละ cycle นั้นเปลวไฟอาจมีตำแหน่งการเคลื่อนที่ไม่เหมือนกัน

จากการวิเคราะห์แนวโน้มของทิศทางของเปลวไฟโดยพิจารณาภาพการแจกแจงความน่าจะเป็นของเปลวไฟโดยการแบ่งพื้นที่การมองออกเป็น 8 ส่วนเท่าๆ กัน ได้แก่ส่วนใน 4 ส่วน (1, 2, 3 และ 4) และส่วนนอก 4 ส่วน (A, B, C และ D) ดังรูปที่ 8-5 และ 8-6 สำหรับเปลวไฟดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ตามลำดับ และวิเคราะห์ดังตารางที่ 8-9 และ 8-10 ซึ่งเป็นการสรุปพื้นที่เปลวไฟที่มีความน่าจะเป็น 75-100% พบว่าเปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองเริ่มต้นขึ้นในส่วน 1 โดยส่วนใหญ่ (และส่วน A เล็กน้อย) เมื่อเวลาผ่านไปเปลวไฟจะอยู่ในส่วน 1 จะลามและแพร่กระจายไปสู่ส่วน 4 (และส่วน D เล็กน้อย) ตามการเคลื่อนตัวของ bulk flow จากนั้นจะแพร่กระจายไปสู่ส่วน 3 (และส่วน C เล็กน้อย) ตามทิศทางของอากาศหมุน แล้วลงสู่ connecting passage ซึ่งอยู่ในส่วน 4 ในที่สุด

- การวิเคราะห์การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นของเขม่า

จากการวิเคราะห์การแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าของเปลวไฟดีเซลเปรียบเทียบกับเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ณ องศาเชื้อเพลิงต่างๆ (0, 5, 10, 15, 20, 25 และ 30°C ATDC) ในแต่ละจุดทำงาน พบว่าการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟและความเข้มข้นเขม่าของเปลวไฟของเชื้อเพลิงทั้งสองมีลักษณะคล้ายกัน โดยส่วนมากเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลจะเริ่มมีอุณหภูมิสูงและมีความหนาแน่นของเขม่าสูงเกิดขึ้นก่อนเปลวไฟดีเซล และจากนั้นเปลวไฟดีเซลจะมีอุณหภูมิและความหนาแน่นเขม่าสูงกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลในช่วงปลาย

นอกจากนี้ การเปรียบเทียบกราฟสัดส่วนพื้นที่ของเปลวไฟที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 2400 K ในรูปที่ 8-9 (ก ถึง ฉ) ยังแสดงให้เห็นว่าตำแหน่งองศาเชื้อเพลิงที่เริ่มเห็นเปลวไฟที่ส่องสว่างของปาล์มดิบดีเซลเร็วกว่าเปลวไฟดีเซลที่รอบสูง อาจเป็นผลของ swirl ในห้องเผาไหม้ที่มากขึ้น และเมื่อพิจารณาจุดสิ้นสุดการส่องสว่างพบว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลสิ้นสุดการส่องสว่างก่อนเปลวไฟดีเซล และเมื่อพิจารณาตำแหน่งองศาเชื้อเพลิงที่ซึ่งอุณหภูมิเปลวไฟมากกว่า 2400 K มีพื้นที่สูงสุดพบแนวโน้มว่าตำแหน่งของเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลที่จะเกิดหลังจากตำแหน่งของเปลวไฟดีเซล สาเหตุที่พิจารณาที่อุณหภูมิเปลวไฟ 2400 K เป็นเพราะอุณหภูมิเปลวไฟที่สูงกว่า 2000 K เป็นอุณหภูมิการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ของเชื้อเพลิงและมีโอกาสจะเกิด NO_x มากด้วย

เมื่อพิจารณาผลการแจกแจงสัดส่วนพื้นที่เปลวไฟที่แต่ละอุณหภูมิในช่วงตั้งแต่ 1800 K ถึง 3000 K ที่แต่ละองศาเชื้อเพลิง ในรูปที่ 8-11 (ก ถึง ฉ) และผลการแจกแจงสัดส่วน

พื้นที่เปลวไฟที่ช่วงความเข้มข้นเขม่า ตั้งแต่ 1 ถึง 15 ต่อพื้นที่รูปภาพรวมในรูปที่ 8-12 (ก ถึง ฉ) เปรียบเทียบกันระหว่างเชื้อเพลิงทั้งสอง พบว่าเปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองมีสัดส่วนพื้นที่ใกล้เคียงกัน แต่เปลวไฟดีเซลจะมีแนวโน้มสัดส่วนพื้นที่ในช่วงอุณหภูมิเปลวไฟสูงมากกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซล และส่วนมากเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลจะเริ่มมีความหนาแน่นของเขม่าสูงเกิดขึ้นก่อนเปลวไฟดีเซล จากนั้นเปลวไฟดีเซลจะมีความหนาแน่นเขม่าสูงกว่าเปลวไฟปาล์มดิบดีเซลในช่วงปลายการเผาไหม้ ซึ่งโดยภาพรวมทั้งสองเชื้อเพลิงมีการแจกแจงความเข้มข้นเขม่าใกล้เคียงกัน

9.1.4 การวิเคราะห์ความสัมพันธ์ระหว่างภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้กับอัตราการปล่อยความร้อน (heat-released rate), การปล่อยความร้อนสุทธิ (Net heat release) และสัดส่วนโดยมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ (mass fraction burned)

จากการวิเคราะห์ข้อมูลเปรียบเทียบระหว่างอัตราการปลดปล่อยความร้อน และสัดส่วนพื้นที่ของรูปภาพที่มีอุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ของทั้งเชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล ในรูปที่ 8-13 ซึ่งพบว่าทั้งสองเชื้อเพลิงจะมีจุดเริ่มต้นของเปลวไฟที่มองเห็นใกล้เคียงกับจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (SOC) ของแผนภูมิอัตราการปลดปล่อยความร้อน และจุดสิ้นสุดของเปลวไฟที่มองเห็นนั้นใกล้เคียงกับจุดที่โค้งอัตราการปลดปล่อยความร้อนลดต่ำลงมาก ส่วนจุดที่อัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงสุดใกล้เคียงกับจุดที่ค่าสัดส่วนพื้นที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K มีสัดส่วนพื้นที่สูงสุดของเชื้อเพลิงทั้งสอง ซึ่งมีลักษณะสอดคล้องกันเนื่องจากปริมาณการปลดปล่อยความร้อนจากเชื้อเพลิงดีเซลส่วนใหญ่เป็นการเผาไหม้แบบ mixing controlled combustion ซึ่งเกิดขึ้นในรูปของเปลวไฟที่ส่องสว่าง (luminous flame) ที่มีอุณหภูมิมากกว่า 2400 K อย่างไรก็ตามเป็นการยากที่จะระบุว่าตำแหน่งใดที่มีพื้นที่สูงสุด เนื่องจากจากอิทธิพลรบกวนจากตัวแปรต่างๆ (noise) ของพื้นที่ที่วัดได้ ดังนั้นการวิเคราะห์ในที่นี้จะเลือกจุดตัดแกนตั้ง (สัดส่วนร้อยละของพื้นที่) ที่สูงที่สุด ซึ่งเป็นการประมาณการเท่านั้น ดังนั้นจุดที่อัตราการปลดปล่อยความร้อนสูงสุดจึงไม่เท่ากับค่าสัดส่วนพื้นที่อุณหภูมิเปลวไฟสูงกว่า 2400 K ที่มีสัดส่วนพื้นที่สูงสุดของเชื้อเพลิงทั้งสอง

จากผลการเปรียบเทียบจุดเริ่มต้นของเปลวไฟที่มองเห็นกับสัดส่วนโดยมวลที่เผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งสองพบว่าที่รอบเดินเบา, 1000 rpm, 30 Nm. และ 2000 rpm, 30 Nm. จุดเริ่มต้นของเปลวไฟที่มองเห็นมีแนวโน้มเกิดก่อนจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ (SOC) ที่ประมาณจากสัดส่วนการเผาไหม้โดยมวล 1% ซึ่งเป็นผลมาจากค่าอัตราการปลดปล่อยความร้อนในช่วงแรกมีค่าต่ำกว่าศูนย์ เนื่องจากมีการถ่ายเทความร้อนให้เชื้อเพลิงในการระเหยเป็นไอผสมกับอากาศ ทำให้สัดส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วเป็นค่าบวกซ้ำ ส่วนที่จุดทำงานอื่นที่เหลือ จุดเริ่มต้นของเปลวไฟที่

มองเห็นมีแนวโน้มเกิดหลังจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่ประมาณจากสัดส่วนการเผาไหม้โดยมวล 1% หรือใกล้เคียงกัน ทั้งนี้เพราะว่าที่ความเร็วรอบและภาระที่สูงขึ้นจะมีก๊าซอุณหภูมิสูงตกค้างในห้องเผาไหม้ ทำให้ความร้อนจากการเผาไหม้ในช่วง premixed ที่ถูกใช้ไปในการชดเชยการดูดความร้อนมีปริมาณน้อยลง ซึ่งการที่เห็นเปลวไฟหลังจากเริ่มต้นการเผาไหม้เป็นเพราะภาพเปลวไฟที่เห็นได้เป็นเปลวไฟที่มีอุณหภูมิตั้งแต่ 2400 K ขึ้นไป จะได้ว่ากาเผาไหม้ของ premixed ที่อุณหภูมิต่ำกว่าไม่สามารถเห็นเปลวไฟในช่วงนี้

เมื่อพิจารณาจุดสิ้นสุดของเปลวไฟที่มองเห็นเปรียบเทียบกับจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ (EOC) ที่ประมาณจากสัดส่วนการเผาไหม้โดยมวลไปแล้ว 99% ของเชื้อเพลิงทั้งสอง พบว่ามีบางจุดทำงานที่จุดสิ้นสุดเปลวไฟจบก่อนจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ประมาณจากสัดส่วนโดยมวล 99% และมีบางจุดที่จุดสิ้นสุดเปลวไฟจบหลังจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ประมาณจากสัดส่วนโดยมวล 99% โดยช่วงเวลาการเผาไหม้เมื่อพิจารณาจากเปลวไฟที่มองเห็นเปรียบเทียบกับผลวิเคราะห์การเผาไหม้จากอัตราการปล่อยความร้อนพบว่าช่วงเวลาการเผาไหม้มีแนวโน้มคล้ายกัน คือเชื้อเพลิงดีเซลมีแนวโน้มของช่วงการเผาไหม้ยาวกว่าปาล์มดีเซล หรือใกล้เคียงกันในบางจุดทดสอบ

เมื่อพิจารณาจากความสัมพันธ์ระหว่างภาพการแจกแจงอุณหภูมิเปลวไฟกับการปล่อยความร้อนสุทธิ ด้วยข้อสมมุติฐานที่ว่าอุณหภูมิการเผาไหม้ที่สูงจะทำให้การปล่อยความร้อนสูงด้วย ซึ่งจากการเปรียบเทียบที่แต่ละองศาข้อเหวี่ยงในแต่ละจุดทำงาน พบว่าอุณหภูมิเปลวไฟและการปล่อยความร้อนสุทธิมีแนวโน้มทิศทางเดียวกัน อย่างไรก็ตาม เนื่องจากอุณหภูมิที่วัดเป็นการวิเคราะห์จากวิธี two-color method ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ส่วนการปลดปล่อยความร้อนเป็นการคำนวณจากค่าเฉลี่ยทั้งจากห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลัก ดังนั้นความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเปลวไฟกับการปล่อยความร้อนสุทธิจึงต้องการข้อมูลเพิ่มเติมอีกมาก

9.2 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาเปรียบเทียบการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซล IDI ที่มีห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล(เชื้อเพลิงดีเซล ผสมน้ำมันปาล์มดิบ10%) โดยผลการเปรียบเทียบสามารถสรุปเป็นข้อๆ ได้ดังนี้

1. แรงบิดสูงสุดของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซล 4.68 N.m ที่ความเร็วรอบ 2250 rev/min
2. กำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลสูงกว่าดีเซล 2.58 kW ที่ความเร็วรอบ 4000 rev/min
3. อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของเชื้อเพลิงปาล์มดิบมากกว่าดีเซลในช่วง 0.07 ถึง 7.62 % ที่จุดทำงานเดียวกัน

4. ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีค่าต่ำกว่าดีเซลประมาณ 0.09 ถึง 3.26 % ที่จุดทำงานเดียวกัน
5. องศาการฉีด (SOI) ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มใกล้เคียงกัน หรือจะฉีดก่อนดีเซลเล็กน้อย 0-1 °CA
6. ความดันในห้องเผาไหม้สูงสุดจากการใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมากกว่าดีเซลในช่วง 0.03 ถึง 1.7 %
7. ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อวัฏจักรเมื่อใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมากกว่าดีเซลในช่วง 0.9 ถึง 1.3 mg/cycle
8. ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition delay) ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มใกล้เคียงกัน หรือยาวกว่าดีเซลเล็กน้อย 0-0.26 ms
9. ช่วงการเผาไหม้(Burn duration) เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มสั้นกว่าดีเซล 0.04 - 0.56 ms ยกเว้นที่รอบเดินเบา และ 1000 rev/min, 30 Nm. ช่วงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะยาวกว่าดีเซล 0.12 ms และ 0.42 ms ตามลำดับ
10. อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มต่ำกว่าดีเซล และจุดที่เกิดอัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดของปาล์มดิบดีเซลจะเกิดก่อนดีเซลเล็กน้อย หรือใกล้เคียงกัน
11. การปล่อยความร้อนสุทธิสูงสุดของเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะน้อยกว่าดีเซล
12. สัดส่วนมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้สูงสุดของปาล์มดิบดีเซลน้อยกว่าดีเซล
13. ลักษณะการพัฒนาตัวของสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลคล้ายกับสเปรย์ดีเซล
14. สเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มระยะพุ่งสูงสุดยาวกว่าสเปรย์ดีเซล
15. มุมของสเปรย์ปาล์มดิบดีเซลมีแนวโน้มกว้างกว่าสเปรย์ดีเซล แต่การแตกตัวเป็นละอองด้อยกว่าสเปรย์ดีเซล
16. ลักษณะปรากฏการณ์การเผาไหม้ของเปลวไฟเชื้อเพลิงทั้งสองคล้ายคลึงกัน โดยเปลวไฟจะเคลื่อนที่ตามทิศทางของอากาศหมุนแล้วลงสู่ Connecting passage สู่ห้องเผาไหม้หลักต่อไป
17. เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลเผาไหม้ด้วยอุณหภูมิเปลวไฟที่ต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล และมี Soot in flame ที่ต่ำกว่า
18. ปรากฏการณ์การเผาไหม้เชื้อเพลิงทั้งสองมีแนวโน้มที่สอดคล้องกับอัตราการปลดปล่อยความร้อนจากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

จากผลที่ได้ดังกล่าวข้างต้น สามารถสรุปได้ว่าเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล แม้ว่าจะมีคุณสมบัติแตกต่างจากเชื้อเพลิงดีเซลบ้าง โดยเฉพาะค่าความร้อนและเลขซีเทนที่ต่ำกว่าดีเซล ทำ

ให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงขึ้นก็ตาม แต่ก็สามารถนำมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซล ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าได้ เนื่องจากพฤติกรรมการเผาไหม้ไม่มีความแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ

9.3 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากเชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซลจะมีสภาพความเป็นกรดสูงขึ้นและปริมาณตะกอนที่มากหากทิ้งไว้ระยะเวลาานาน ดังนั้นไม่ควรเหลือเชื้อเพลิงทิ้งไว้ในเครื่องยนต์ ต้องมีการถ่ายเชื้อเพลิงออกทุกครั้งที่เสร็จสิ้นการทดสอบในแต่ละวัน แล้วเดินเครื่องยนต์ด้วยเชื้อเพลิงดีเซลซ้ำ เพื่อหลีกเลี่ยงปัญหาที่อาจเกิดกับไส้กรอง และระบบเชื้อเพลิงอื่นๆ

สำหรับงานวิจัยที่น่าจะทำต่อไปในอนาคต

- 1.สามารถประยุกต์ใช้วิธี two-color method และวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนกับเชื้อเพลิงทดแทนชนิดอื่นๆ ที่น่าสนใจได้
- 2.ควรศึกษาผลของการพัฒนาปาล์มดิบดีเซลที่มีคุณสมบัติดีขึ้น อาทิ พิจารณาผลจากการเติมสาร cetane improver ในปาล์มดิบดีเซล
- 3.ควรพิจารณาศึกษาผลขององศาการฉีดเชื้อเพลิง หรือความดันในการฉีด โดยการฉีดเชื้อเพลิงจะมีผลต่อตัวแปรการเผาไหม้ต่างๆ อาทิ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด, ช่วงการเผาไหม้ และอัตราการปล่อยความร้อน เป็นต้น

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. Lyn, W. T. Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engine. IX Symposium (International) on Combustion 1962: 1069-1080.
4. 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.
5. 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).
6. 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).
7. Stone, R., Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd ed. Great Britain: Society of Automotive Engineers, 1999.
8. Kumar, S., Diagnosis of Seed Oils Combustion in a Diesel Engine. Doctoral Dissertation University of Melbourne, 1986.
9. Hiroyasu, H. and Arai, M., Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. SAE paper 900475 (1990).
10. 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.
11. 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.
12. Ishiyama, T., Miwa, K., and Horikoshi, O., A Study on Ignition Process of Diesel Sprays. International Symposium COMODIA 94 (1991) : 337-342.

13. 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.
14. Dec, J. E., A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. SAE paper 970873 (1997).
15. 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).
16. Larsson, A., Optical Studies in a DI Diesel Engine. SAE paper 1999-01-3650 (1999). Cited in Black, B., Hentschel, W., and Ertmer, W. Temperatur und Rußkonzentrationsmessungen im direkt-einspritzenden Dieselmotor, Optisches Indizieren in der Motorenentwicklung-wo liegt der praktische Nutzen?. Haus der Technik, Essen (1998,October).
17. Larsson, A., Optical Studies in a DI Diesel Engine. SAE paper 1999-01-3650 (1999) .
18. 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. ERCOTAC Bulletin 38 (1998).
19. 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.
20. Zhang, L., Minami, T., Takatsuki, T., and Yokota, K., An Analysis of the Combustion of a DI Diesel Engine by Photograph Processing. SAE paper 930594 (1993) : 734-742. Cited in Shioji, M., et al. An Analysis of Diesel Engine Flame by Picture Processing. JSME Int. Journal Series 2 32,3 (1989).
21. 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).
22. 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
 23. 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).
 24. 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).
 25. 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.
 26. 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).

27. 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.
28. Hampson, G. J., and Reitz, R. D., Two-Color Imaging of In-Cylinder Soot Concentration and Temperature in a Heavy-Duty DI Diesel Engine with Comparison to Multidimensional Modeling for Single and Split Injections. SAE paper 980524 (February 1998) : 3-4.
29. AVL List GmbH., AVL Visioscope TV Operating Manual. Austria: AVL LIST GMBH, 2001.
30. Zhao, H., and Ladammatos N., Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics. United States of America: Society of Automotive Engineers, 2001.
31. Sher, E. Handbook of air pollution from internal combustion engines – Pollutant formation and control. United States of America: Academic Press, 1998.
32. อารีย์ อรรถบุญวัฒน์., พืชน้ำมัน. พิมพ์ครั้งที่ 2. นครปฐม : ภาควิชาพืชไร่นา คณะเกษตร มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์, 2532.
33. มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม. มอก.288-2535., น้ำมันปาล์มสำหรับการบริโภค. สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม กระทรวงอุตสาหกรรม.
34. Hartley, C.W.S., The oil palm. 2 nd edition. London: Longman, 1977.
35. Moore, C. S. and Collins, J. H., Jr., Prechamber Compression Ignition Engine Performance. N. A. C. A. report 577 (1936).
36. 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
37. 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).
38. 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).

39. 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).
40. 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).
41. 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.
42. 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.
43. 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.
44. Yusuf Ali, and M.A. Hanna., Alternative diesel fuels from vegetable oils.
Bioresource Technology 50 (21 July 1994): 153-163.
45. Pryor, R.W., M.A. Hanna, J.L. Schinstock, and L.L. Bashford., Soybean oil fuel in a
small diesel engine. Transaction of the ASAE 26: 333-337.
46. Norbert H., Volker K., and Herwig., Performance, Exhaust Emission and Durability
of modern diesel engines running on rapeseed oil. SAE paper No.910848
(25 February-1 March 1991).
47. Lim, T. H., Performance and emission analyses if diesel engine using heated blends
of crude palm oil (CPO) with lighter fuel. MSc, University Sains Malaysia. 2001.
48. Bari, S., T. H. Lim, and C. W. Yu., Effects of preheating of crude palm oil (CPO) on
injection system, performance and emission of a diesel engine. Renewable
Energy Journal 27 (2002): 339-351.

49. Bari, C. W. Yu, and T. H. Lim., Performance deterioration and durability issues while running a diesel engine with crude palm oil. Proc. I. MECH. E. part D journal of automobile engineering vol.216 (2002): 785-792.
50. ทบวงมหาวิทยาลัย., โครงการวิจัยการใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล. รายงาน. ทม 0204(5)/25498. 3 ธันวาคม 2544.
51. สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี บริษัท ปตท. จำกัด (มหาชน)., โครงการวิจัยการใช้น้ำมันดีเซลผสมน้ำมันปาล์มติดกับเครื่องยนต์เกษตรกรรม. (รายงาน สำนักพระราชวัง พฤษภาคม 2545).
52. กรมวิชาการเกษตร., โครงการวิจัยการใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล. (รายงาน. กษ 0901/461. 8 มีนาคม 2545).
53. ปรีชา ช่ออารีย์ และคนอื่นๆ., การใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล (รายงานการวิจัย). วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2546.
54. Nirod Akarapanjavit ,PTT Public Company Limited. A Study of Using Refined Palm Oil Blending in Diesel Fuel for Automodile in Thailand.,8th Annual Fuels & Lubes Asia Conference and Exhibition .Shanggri-La Hotel .Singapore 2002.
55. พิชญ์ ปริญาจารย์., ผลของการใช้น้ำมันปาล์มดีเซลในเครื่องยนต์ CI ขนาดเล็กที่ใช้ในการเกษตร. วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2546.
56. เทอดศักดิ์ ชัยสุริยะพันธ์., การใช้น้ำมันปาล์มดีเซลในเครื่องยนต์ CI ชนิดห้องเผาไหม้ล่วงหน้าของรถบรรทุกขนาดเล็ก. วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2547.

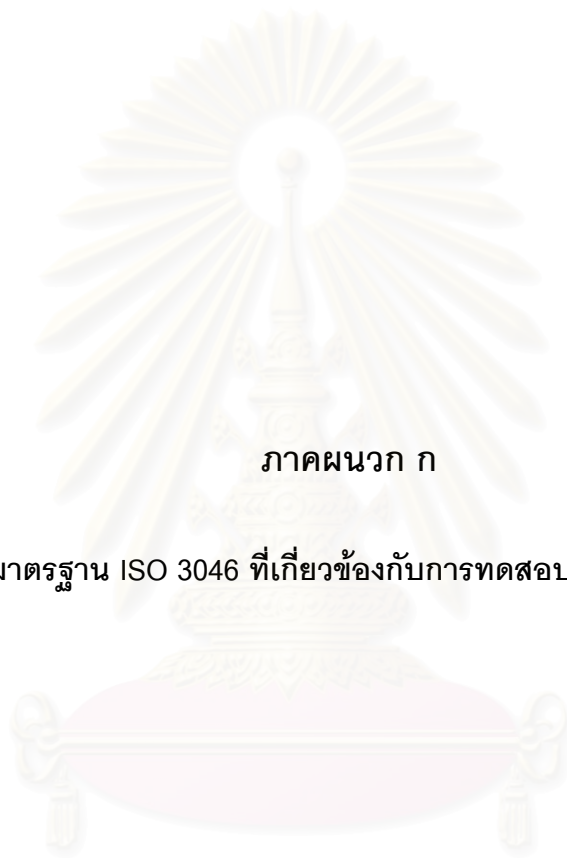
บรรณานุกรม

1. Kevin Schmidt and Jon H. Van Gerpen., The Effect of Biodiesel Fuel Composition on Diesel Combustion and Emissions. SAE paper 961086 (1996).
2. พิสุทธิ ธนบดีภัทร์., การศึกษาเปรียบเทียบผลของการใช้ดีเซลต่อการเผาไหม้และสมรรถนะของเครื่องยนต์ CI. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2546.
3. พรพรรณพี ชิงห์., การศึกษาเปรียบเทียบภาพปรากฏการณ์การเผาไหม้ของดีเซลในเครื่องยนต์ CI. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2546.
4. R.P.Hessel and R.D.Reitz, Diesel Engine Injection Rate-Shape Optimization Using Genetic Algorithms and Multi-Dimensional Modeling for a Range of Operating Modes. Engine Research Center, Department of Mechanical Engineering University of Wisconsin-Madison,USA.
5. Yoshio Y.,Kenji A., Masataka A. and Shigeyuki T., Fuel Property Effect on Ignition Behavior of Single and Two-stage Injection Diesel Sprays. The 15th Internal Combustion Engine Symposium(International) Seoul, Korea. July 13-16 1999.
6. A. Senatore, M. Cardone, V. Rocco and M. V. Prati, A Comparative Analysis of Combustion process in D.I. Diesel Engine Fueled with Biodiesel and Diesel Fuel. SAE Paper 2000-01-0691(2000).
7. O. M. I. Nwafor, G. Rice and A. I. Ogbonna, Effect of advanced injection timing on the performance of rapeseed oil in diesel engines. Renewable Energy Journal 21 (2000): 433-444.
8. Abdul Monyem and Jon H. Van Gerpen, The effect of biodiesel oxidation on engine performance and emissions. Biomass and Bioenergy 20(2001): 317-325.
9. M. A. Kalam and H. H. Masjuki, Biodiesel from palm-oil and analysis of its properties and potential. Biomass and Bioenergy 23(2002): 471-479.
10. Sher, E. Handbook of air pollution from internal combustion engines pollutant formation and control. The United States of America: Academic press ltd, 1998.



ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ก

มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบเครื่องยนต์

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มาตรฐาน ISO 3046 ที่เกี่ยวข้องกับ การทดสอบเครื่องยนต์ [30]

International Combustion Engines - Performance

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

ก.1 Scope

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

ก.2 Field of application

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

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

ก.3 References

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

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

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

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

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

ISO 2710, Reciprocating internal combustion engines - General definitions.

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

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

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

ก.4 Units and terms

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

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

ก.5 Standard reference conditions

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

Total barometric pressure :

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

Air temperature :

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

Relative humidity :

$$\phi_r = 60 \%$$

Charge air coolant temperature :

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

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

NOTES

1. Relative humidity of 60% corresponds to a water vapor pressure of 2,133 kPa (16
mmHg) at a temperature of 300 K.

2. The air density at the standard reference conditions is equivalent to that at 98 kPa (376 mmHg) and 20 °C and to that at 101 kPa (760 mmHg) and 30 °C

3. For automotive type inboard and outboard marine propulsion engines, the standard reference conditions in ISO 1585 and ISO 2534 may be applied but they shall be stated.

ก.6. Auxiliaries

ก.6.1 Introduction

In order to show alertly the conditions under which a power is determined, it is necessary to distinguish those auxiliaries which affect the final shaft output of the engine and also those which are necessary for the continuous or repeated use of the engine.

Items of equipment fitted to the engine and without which the engine could not in any circumstance operate at its declared power are considered to be engine components and are not therefore, classed as auxiliaries.

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

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

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

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

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

ก.7 Declarations of power

ก.7.1 Introduction

ก.7.1.1 Purpose of statement of power

Statements of power are required for two main purposes :

- a) the declaration by a manufacturer of the value of the power which his engine will deliver under a given set of circumstances. This declared value is known as the “rated power”.
- b) the verification by measurement that the engine delivers the power which has been declared in a), under the same set of circumstances or after proper allowance has been made for any difference in circumstance.

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

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

NOTE

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

ก.7.1.2 Unit of power

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

ก.7.1.3 Power and torque

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

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

๓.7.1.4 Engine speed

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

๓.7.1.5 Engine with integral gearing

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

๓.7.2 Kinds of power

๓.7.2.1 Indicated power

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

๓.7.2.2 Brake power

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

๓.7.2.2.1 Any statement of brake powers shall be supported by the following list of auxiliaries :

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

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

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

ก.7.2.3 Net brake power

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

ก.7.3 Kinds of power output

ก.7.3.1 continuous power

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

ก.7.3.1 Overload power

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

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

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

NOTES

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

ก.7.3.2 Fuel stop power

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

ก.7.4 Kinds of statements of power

ก.7.4.1 ISO powers

ก.7.4.1.1 ISO power

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

ก.7.4.1.2 ISO standard power

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

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

ก.7.4.2 Service power

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

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

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

- c) the expected interval between maintenance periods;
- d) the nature and amount of the supervision required;
- e) all information relevant to the operation of the engine in service (see clauses 12 and 13).

๓.8. Declarations of fuel consumption

๓.8.1 Definitions

๓.8.1.1 Fuel consumption

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

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

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

๓.8.1.2 Specific fuel consumption

The fuel consumption per unit of power.

๓.8.1.3 ISO specific fuel consumption

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

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

๓.8.2 Reference calorific value of fuels

๓.8.2.1 Liquid fuel engines

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

๓.8.2.2 Gas engines

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

๓.8.2.3 Specific fuel consumption declarations

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

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

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

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

ก.9.1 Lubricating oil consumption

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Where :

P_r is the brake power;

p_r is the standard reference total barometric pressure;

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

ϕ_r is the standard reference relative humidity;

T_r is the standard reference absolute air temperature;

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

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

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

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

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

α is the power adjustment factor;

k is the ratio of indicated power;

η_m is the mechanical efficiency (see note 4);

P_x is the brake power under the conditions being considered;

p_x is the total barometric pressure condition being considered;

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

ϕ_x is the relative humidity condition being considered;

T_x is the absolute air temperature being considered;

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

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

NOTES

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

2. When the ambient conditions are more favourable than the standard reference conditions, the declared power under the ambient conditions may be limited by the manufacturer to the declared power at the standard reference conditions.

3. If the relative humidity is not known, a value of 60% should be assumed in formulae references A, E and G in table 1.

For all other formulae references the power adjustment is independent of humidity ($a = 0$).

4. The value of mechanical efficiency shall be stated by the engine manufacturer. In the absence of any such statement, the value of $\eta_m = 0.80$ will be assumed.

5. When declaring the ISO standard power the engine manufacturer shall state which of the formulae references in table 1 is applicable.

Table n-1 - Numerical values for power adjustment

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

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

n.11 Adjustment of fuel consumption for ambient conditions

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

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

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

where

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

where :

b is the specific fuel consumption

β is the fuel consumption adjustment factor

α is the power adjustment factor (see 10.1)

k is the ratio of indicated power (see 10.1)

Subscript r corresponds to values under the standard reference conditions.

Subscript x corresponds to values the conditions being considered.

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

n.12 Information to be supplied by the customer

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

- a) The application and the power required from the engine and details arising therefrom.
- b) The expected frequency and duration of the required powered and the corresponding engine speeds.
- c) Site conditions
 - 1) Site barometric pressure (highest and lowest reading available; if no pressure data are available the altitude above sea level).

- 2) The monthly mean minimum and maximum air temperatures during the hottest and coldest months of the year.
 - 3) The highest and lowest ambient air temperatures around the engine.
 - 4) The relative humidity (or alternatively the water vapour pressure or the wet and dry bulb temperature) ruling at the maximum temperature conditions.
 - 5) The maximum and minimum temperature of the cooling water available.
- d) The specification and lower calorific value of the fuel available.
 - e) Whether the engine is to comply with the requirements of any classification society or with special requirements.
 - f) The probable period for which the engine will be running continuously, and the duration of maximum and minimum load.
 - g) Any other information appropriate to the particular engine application.

n.13 Information to supplied by the engine manufacturer

The engine manufacturer shall supply the following information :

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

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

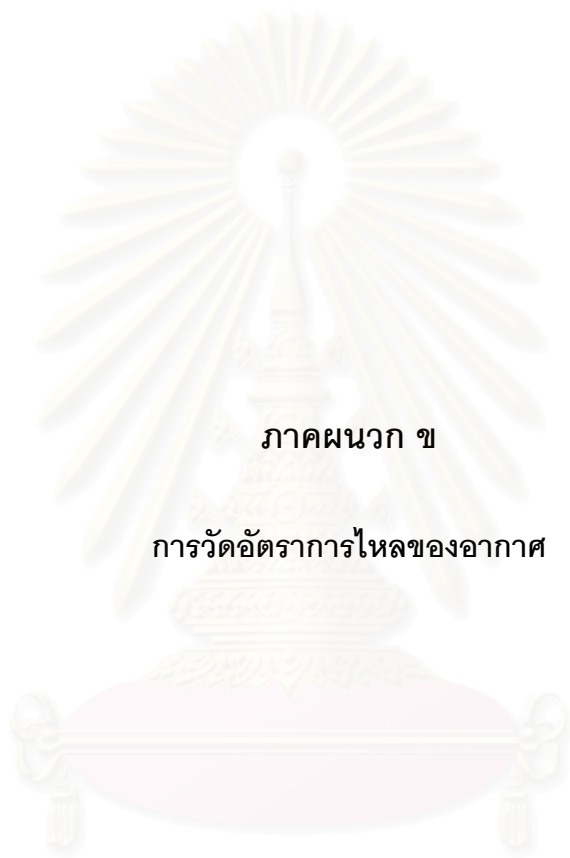
- c) The direction of rotation (see ISO 1204).
- d) The number and arrangement of cylinders (see ISO 1205).
- e) Whether the engine is two-stroke or four-stroke, naturally aspirated, mechanically pressure charge or turbocaharged and whether with or without charge air cooler.
- f) The quantity of air required for the operation of the engine for :
 - 1) combustion and scavenging;
 - 2) cooling and ventilation.

- g) The method of starting, apparatus supplied and additional apparatus required.
- h) The type and grade of lubricating oil(s) recommended.
- j) The type of governing, with speed droop of required (see ISO 3046/4 and ISO 3046/6).

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

If necessary, the critical speed range shall be indicated.

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



ภาคผนวก ข

การวัดอัตราการไหลของอากาศ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

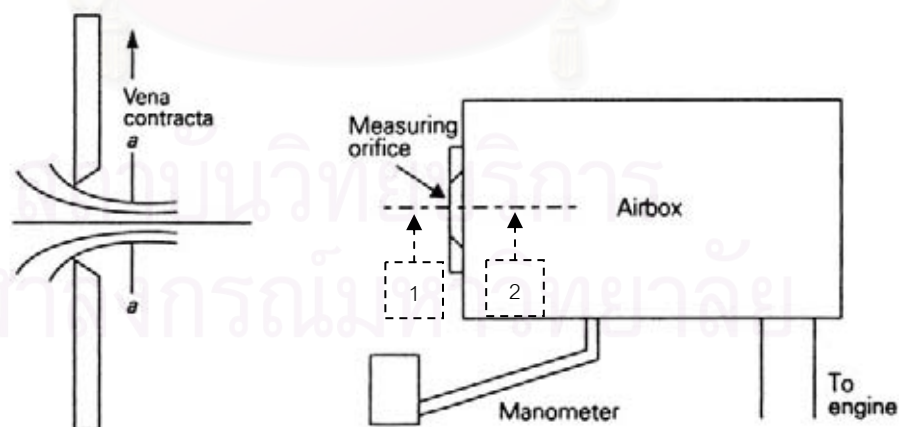
การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air box method [29]

การวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air box method เป็นการวัดโดยใช้แผ่นออริฟิซ ประกอบกับถังพักอากาศ ซึ่งถังพักอากาศจะช่วยลดการกระเพื่อมของอากาศที่ถูกดูดตามจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ ทำให้อากาศที่ไหลผ่านออริฟิซมีอัตราการไหลที่สม่ำเสมอสามารถวัดความดันตกคร่อมได้ถูกต้องมากขึ้น

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของแผ่นออริฟิซโดยประมาณ ที่อัตราการไหลต่างๆ แสดงดังตาราง ข-1

ตาราง ข-1 แสดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของออริฟิซโดยประมาณที่อัตราการไหลต่างๆ

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



รูปที่ ข-1 แสดงภาพการวัดอัตราการไหลของอากาศด้วยวิธี Air box method [29]

ภาพซ้ายแสดงการไหลของอากาศผ่านแผ่น orifice plate

ภาพขวาแสดงภาพ Orifice flow meter

ปริมาณของถังที่เล็กที่สุดที่จะทำให้ไม่เกิดการกระเพื่อมของอากาศที่ไหล ได้ถูกวิเคราะห์ โดย Kastner [29] ดังสมการ (ข-1)

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

- โดยที่ V_b คือ ปริมาตรถังพักอากาศที่เล็กที่สุด (m^3)
 K คือ ค่าคงที่ มีค่าเท่ากับ 1 สำหรับเครื่องยนต์ 2 จังหวะ และมีค่าเท่ากับ 2 สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ
 d คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของ orifice plate (m)
 N_c คือ จำนวนกระบอกสูบของเครื่องยนต์
 V_s คือ ปริมาตรช่วงชักลูกสูบ (m^3)
 N_{min} คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่น้อยที่สุด (รอบต่อนาที)

สมมติให้อากาศที่ไหลผ่าน orifice plate เป็นของไหลอัดตัวไม่ได้ (Incompressible flow) และพิจารณาให้ความหนาแน่นของอากาศคงที่ จากสมการเบอร์นูลลี จะได้ว่า

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

- โดยที่ p คือ ความดัน (kPa)
 v คือ ความเร็วอากาศ (m/s)
 γ_{air} คือ น้ำหนักจำเพาะของอากาศ ($\text{kg/m}^2\text{-s}^2$) = $\gamma_{air} g$
 ρ_{air} คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3) เท่ากับ 1.165 kg/m^3 ที่ 30°C
 Z คือ ระดับความสูง (m)
 g คือ ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s^2) เท่ากับ 9.807 m/s^2
 ตัวห้อย 1 และ 2 คือตำแหน่งสถานะ 1 และ 2 ในรูป ข-1 ขวา ตามลำดับ

เนื่องจากสถานะ 1 เป็นอากาศนิ่ง และทั้งสองสถานะอยู่ในระดับความสูงเดียวกัน ดังนั้น จะได้ความเร็วของอากาศ ตามสมการที่ (ข-5)

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

การไหลผ่าน orifice จะเกิด Vena contracta ซึ่งจะทำให้การไหลจริงน้อยกว่าทฤษฎีเสมอ ดังนั้นเมื่อคิดการไหลแบบคงตัว จะได้อัตราการไหลโดยมวลของอากาศ คือ

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

โดยที่ C_{DO} คือ Discharge coefficient ของ orifice plate
 A_o คือ ขนาดของ orifice (m^2)

การวัดผลต่างความดันตกคร่อม orifice plate จะวัดโดยใช้मानอมิเตอร์ ซึ่งจะได้ค่า head ในหน่วย mm.H₂O ซึ่งสามารถนำมาคำนวณหาผลต่างความดันตกคร่อม orifice plate ได้จากสมการ

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

โดยที่ Δh คือ ผลต่าง Head ที่อ่านได้จากमानอมิเตอร์ (mmH₂O)

ρ_{H_2O} คือ ความหนาแน่นของน้ำเท่ากับ 997 kg/m³

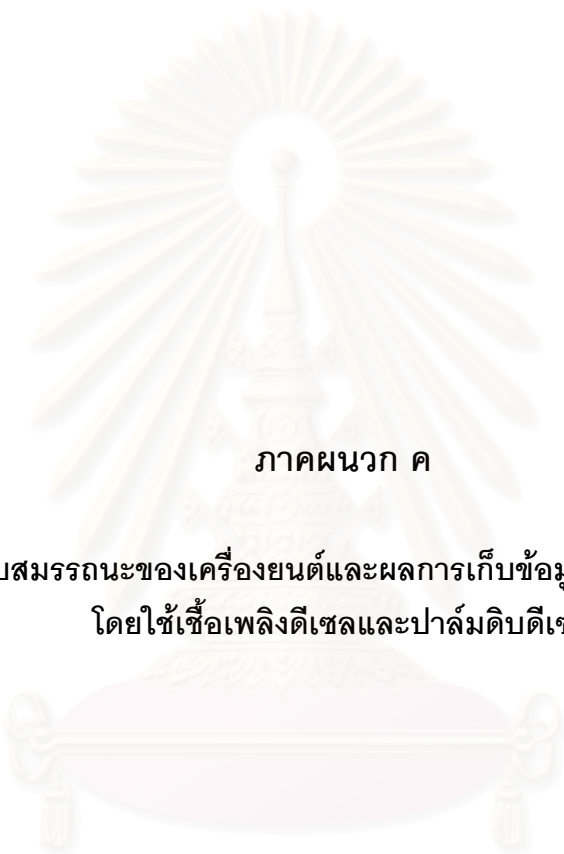
เมื่อนำสมการ (ข-5) และ (ข-7) มาแทนลงในสมการ (ข-6) จะได้สมการที่นำไปใช้งาน คือ

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

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

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

$$\text{Equivalent ratio} = \frac{(F/A)}{(F/A)_s}$$



ภาคผนวก ค

ข้อมูลผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์และผลการเก็บข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้
โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซลและปาล์มดิบดีเซล

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ค -1 (ก) ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	Fuel consumption 100 ml.			m _f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η _i (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m _a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Ou t (°C)	W.I n (°C)	DB (°C)	WB (°C)	Exhaus t (°C)	Exhaust P. (in.H ₂ O)	Fue l (°C)	Air Box (°C)	In. Mani (°C)	Fue l (°C)	In. Mani P. (mm H ₂ O)	atm. Baro (mm Hg)
			t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)																				
10	9.9	1.04	317.87	317.85	316.69	0.000259	896.08	8.74	13.9	0.021	0.01	196	89	88	85	31	27	111	1.5	40	37	62	55	19.8	765.3
29	28.8	3.01	228.36	228.41	228.46	0.000360	429.49	18.2	13.8	0.020	0.01	196	89	87	85	1	27	143	1.2	40	37	62	55	19.6	765.7
50	49.6	5.20	175.14	174.89	175.49	0.000469	324.79	24.1	13.7	0.020	0.02	195	90	87	85	3	28	183	0.9	40	38	63	56	19.6	765.9
70	69.6	7.29	140.53	140.42	140.38	0.000586	289.29	27.0	13.6	0.020	0.02	194	91	87	84	8	28	226	1.3	40	38	63	56	19.8	766.1
90	89.5	9.37	115.26	115.08	115.02	0.000714	274.51	28.5	13.5	0.020	0.03	195	92	87	83	7	28	273	2	40	38	64	56	19	766.1
110	109.3	11.44	95.66	95.91	95.68	0.000858	270.06	29.0	13.3	0.020	0.04	194	92	87	82	6	28	328	2.9	40	38	64	58	19	766.2
128	127.9	13.40	82.35	82.20	82.02	0.001005	270.13	28.9	13.2	0.020	0.04	192	94	87	82	7	28	393	6.3	42	40	65	60	18.8	765

ตารางที่ ค -1 (ข) ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	Fuel consumption 20 ml.			m _f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η _i (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m _a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Out (°C)	W.In (°C)	DB (°C)	WB (°C)	Exhaust (°C)	Exhaust P. (in.H ₂ O)	Fuel (°C)	Air Box (°C)	In. Mani (°C)	Fuel (°C)	In. Mani P. (mm H ₂ O)	atm. Baro (mm Hg)
			t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)																				
10	9.9	1.04	62.21	61.91	62.4	0.000267	925.61	8.65	14	0.0210	0.01	194	91	88	85	30.4	30.2	105	0.7	38	37	61	58	20	764.2
30	29.8	3.12	43.98	44	44	0.000378	435.94	18.4	13.8	0.0209	0.02	194	91	87	85	30.8	30.4	144	0.3	38	37	62	58	20	764.2
50	49.9	5.22	34.67	34.7	34.67	0.000481	331.6	24.1	13.8	0.0209	0.02	192	92	87	85	31.9	31.3	179	0.2	37	37	62	58	19.8	764.2
70	69.9	7.32	27.65	27.65	27.62	0.000604	297.13	26.9	13.8	0.0209	0.03	192	93	87	84	32.2	31.5	226	0.1	37	37	63	58	19.8	764.2
90	90.0	9.42	22.79	22.78	22.77	0.000734	280.38	28.5	13.6	0.0207	0.04	193	94	87	83	32.4	31.6	271	0.5	37	37	63	58	19.8	764.2

111	111.0	11.63	18.96	18.97	18.98	0.000882	272.96	29.3	13.6	0.0207	0.04	190	95	87	81	32.6	31.7	323	2	37	38	63	58	19.8	764.2
133	133.2	13.95	15.71	15.72	15.71	0.001065	274.97	29.1	13.6	0.0207	0.05	191	96	87	80	32.9	31.9	386	3.4	38	38	64	59	19.6	764.2
133	133.2	13.95	15.71	15.72	15.71	0.001065	274.97	29.1	13.6	0.0207	0.05	191	96	87	80	32.9	31.9	386	3.4	38	38	64	59	19.6	764.2

ตารางที่ ค-2 (ก) ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	Fuel consumption 100 ml.			m _f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η _i (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m _a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Out (°C)	W.In (°C)	DB (°C)	WB (°C)	Exhaust (°C)	Exhaust P. (in.H ₂ O)	Fuel (°C)	Air Box (°C)	In. Mani (°C)	Fuel (°C)	In. Mani P. (mm H ₂ O)	atm. Baro (mm Hg)
			t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)																				
10	9.9	1.56	210.77	210.26	210.3	0.00039	901	8.69	29.9	0.0307	0.01	294	91	88	85	30.8	28.4	132	1.2	40	36	57	58	45.1	763.8
30	29.8	4.69	151.93	151.82	152	0.00054	416.02	18.8	29.8	0.0307	0.02	291	92	88	85	30.9	28.1	169	1.2	39	36	57	58	44.7	763.8
50	49.8	7.82	119.44	119.3	119.56	0.00069	317.42	24.7	29.4	0.0305	0.02	289	93	88	84	31.4	28.6	210	1.9	38	36	57	57	44.3	764
70	69.8	10.96	95.66	95.77	95.5	0.00086	283.11	27.7	30.1	0.0309	0.03	287	94	88	83	31.5	28.2	257	3.5	38	35	57	56	45.1	764
90	89.6	14.07	79.72	79.63	79.72	0.00103	264.33	29.6	29.8	0.0307	0.03	285	95	88	83	31.2	27.8	307	4.4	36	34	56	54	44.7	764.1
110	109.3	17.17	67.15	67.16	67.13	0.00122	256.73	30.5	29.6	0.0306	0.04	281	96	88	82	30.8	27.3	364	4.8	35	34	56	53	44.5	764.1
132	132.2	20.76	55.47	55.41	55.35	0.00149	258.97	30.2	29.9	0.0307	0.05	275	97	88	82	33.2	29	450	4.2	42	41	62	64	44.4	765.2

ตารางที่ ค-2 (ข) ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	Fuel consumption 20 ml.			m _f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η _i (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m _a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Out (°C)	W.In (°C)	DB (°C)	WB (°C)	Exhaust (°C)	Exhaust P. (in.H ₂ O)	Fuel (°C)	Air Box (°C)	In. Mani (°C)	Fuel (°C)	In. Mani P. (mm H ₂ O)	atm. Baro (mm Hg)
			t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)																				
10	9.9	1.56	42.24	42.31	42.23	0.00039	907.56	8.82	30.2	0.0309	0.01	278	93	88	86	30.8	30.6	118	1.3	38	36	57	62	46.2	763.8
30	29.9	4.69	30.43	30.43	30.45	0.00055	419.94	19.1	29.8	0.0307	0.02	276	94	87	85	31.2	30.8	157	1.2	38	36	58	61	44.8	763.8
50	49.8	7.82	23.45	23.45	23.47	0.00071	326.95	24.5	29.8	0.0307	0.02	274	95	87	85	31.2	30.8	203	1.5	37	36	58	59	44.4	763.9
70	69.7	10.95	18.97	18.97	18.99	0.00088	288.63	27.7	29.8	0.0307	0.03	271	96	87	85	31.4	30.8	249	2.3	37	37	58	58	44.4	763.9
90	89.7	14.08	15.6	15.61	15.63	0.00107	272.85	29.3	29.7	0.0306	0.03	269	97	87	84	31.4	30.8	300	2.8	37	37	58	58	44.4	763.9

111	110.5	17.36	13.04	13.04	13.04	0.00128	264.92	30.2	29.4	0.0305	0.04	268	98	88	82	31.2	30.6	358	3.1	37	37	59	57	44.4	763.9
131	130.3	20.47	11.04	11.04	11.06	0.00151	265	30.2	29	0.0303	0.05	268	99	88	81	31.1	30.5	415	3.4	37	36	59	57	44	764
141	140.1	22.01	10.21	10.2	10.2	0.00163	266.6	30	28.9	0.0302	0.05	273	97	88	81	30.8	30.4	443	3.7	37	36	59	58	44	764

ตารางที่ ค-3 (ก) ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล ที่ความเร็วรอบ 2000 rpm

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	Fuel consumption 100 ml.			m _f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η _i (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m _a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Out (°C)	W.In (°C)	DB (°C)	WB (°C)	Exhaust (°C)	Exhaust P. (in.H ₂ O)	Fuel (°C)	Air Box (°C)	In. Mani (°C)	Fuel (°C)	In. Mani P. (mm H ₂ O)	atm. Baro (mm Hg)
			t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)																				
10	10.0	2.09	147.92	147.82	147.62	0.000559	961.63	8.14	53.8	0.0412	0.01	412	95	88	85	31.6	28.2	155	4.1	42	38	57	63	91.4	763
30	30.0	6.29	108.16	108.14	108.07	0.000765	437.94	18.3	53.9	0.0413	0.02	409	96	88	84	32.4	28.7	204	5.1	42	38	57	63	91.2	763.1
50	50.1	10.49	84.26	84.22	84.25	0.000983	337.23	23.7	53.9	0.0413	0.02	405	96	88	84	32.5	28.3	261	5.1	41	38	57	63	91	763.1
70	70.1	14.68	67.29	67.36	67.38	0.001229	301.35	26.6	53.8	0.0412	0.03	401	97	88	83	32.4	28.5	324	4.9	40	38	58	61	90.8	763.2
90	90.1	18.88	57.92	57.71	57.7	0.001433	273.18	29.3	53.6	0.0412	0.03	396	98	88	83	32.5	28.4	360	5	40	38	58	60	90.2	763.2
110	110.0	23.04	49.43	49.38	49.39	0.001674	261.46	30.6	53	0.0409	0.04	391	99	88	83	32.2	28.6	413	4.4	40	38	58	60	89.4	763.3
130	129.8	27.18	42.04	42.04	42.01	0.001964	260.11	30.8	52.4	0.0407	0.05	386	101	88	82	31.7	28.8	488	4.6	39	38	58	59	88.8	763.4

ตารางที่ ค-3 (ข) ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ที่ความเร็วรอบ 2000 rpm

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	Fuel consumption 20 ml.			m _f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η _i (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m _a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Out (°C)	W.In (°C)	DB (°C)	WB (°C)	Exhaust (°C)	Exhaust P. (in.H ₂ O)	Fuel (°C)	Air Box (°C)	In. Mani (°C)	Fuel (°C)	In. Mani P. (mm H ₂ O)	atm. Baro (mm Hg)
			t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)																				
10	10.0	2.09	29.64	29.57	29.67	0.000563	970.39	8.25	53.8	0.0412	0.01	400	96	88	86	31.5	31.2	146	3.3	39	37	56	67	93.6	763.2
30	30.0	6.28	21.78	21.78	21.78	0.000767	439.92	18.2	50.2	0.0398	0.02	395	98	88	85	31.8	31.4	195	4	38	37	57	65	62.4	763.2
50	49.9	10.46	16.73	16.73	16.74	0.000998	343.56	23.3	50.2	0.0398	0.03	391	99	87	85	31.8	31.4	249	4.6	38	37	57	64	91.6	763.2
70	70.0	14.65	13.7	13.7	13.71	0.001220	299.63	26.7	50.2	0.0398	0.03	387	100	88	84	32	31.2	293	4.6	38	37	57	63	91.4	763.2
90	90.0	18.84	11.44	11.44	11.45	0.001461	279.07	28.7	50.2	0.0398	0.04	383	101	88	82	32	31.2	343	4.3	37	37	57	62	90.8	763.2

110	109.9	23.03	9.67	9.67	9.67	0.001728	270.21	29.6	50.1	0.0398	0.04	378	102	88	82	32	31.2	405	4	37	37	58	62	90.2	763.3
130	129.8	27.19	8.23	8.24	8.24	0.002027	268.46	29.8	50.1	0.0398	0.05	376	103	88	81	31.8	31	475	3.8	37	37	57	62	90.2	763.4
148	147.4	30.87	7.13	7.13	7.13	0.002337	272.51	29.4	50.1	0.0398	0.06	378	103	88	81	31.2	30.6	543	3.7	37	36	57	62	90	763.5

ตารางที่ ค-4 (ก) ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล ที่ความเร็วรอบ 2500 rpm

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	Fuel consumption 100 ml.			m _f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η _i (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m _a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Out (°C)	W.In (°C)	DB (°C)	WB (°C)	Exhaust (°C)	Exhaust P. (in.H ₂ O)	Fuel (°C)	Air Box (°C)	In. Mani (°C)	Fuel (°C)	In. Mani P. (mm H ₂ O)	atm. Baro (mm Hg)
			t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)																				
10	10.0	2.61	107.54	107.57	107.7	0.000765	1057.1	7.41	86	0.0521	0.01	484	99	88	85	32.2	28.2	182	7	41	37	56	67	130.2	766.5
30	29.9	7.83	81.14	81.21	81.25	0.001015	466.85	16.8	87.5	0.0526	0.02	483	100	88	84	32.5	28.8	233	7.7	41	37	56	66	131.4	766.5
50	49.9	13.06	64.38	64.44	64.33	0.001281	353.21	22.2	87.5	0.0526	0.02	481	101	88	84	32.8	29.4	288	9	39	37	56	65	131.4	766.4
70	69.9	18.31	52.47	52.4	52.38	0.001576	309.83	25.3	87.8	0.0527	0.03	479	102	88	83	33.1	29.2	350	10.3	39	37	56	64	131	766.3
90	89.8	23.52	43.15	43.12	43.17	0.001913	292.79	26.7	87.5	0.0526	0.04	478	103	88	83	32.9	28.9	426	11.7	38	37	55	63	130.6	766.3
110	109.8	28.74	36.73	36.79	36.78	0.002244	281.14	27.9	87.1	0.0525	0.04	476	104	88	82	32.8	28.3	500	12.7	37	37	55	62	129.8	766.3
130	129.4	33.88	32.37	32.36	32.34	0.002545	270.4	29	86.4	0.0523	0.05	475	105	88	82	32.2	28.2	552	13.2	36	36	54	62	128.8	766.3

ตารางที่ ค-4 (ข) ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ที่ความเร็วรอบ 2500 rpm

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	Fuel consumption 20 ml.			m _f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η _i (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m _a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Out (°C)	W.In (°C)	DB (°C)	WB (°C)	Exhaust (°C)	Exhaust P. (in.H ₂ O)	Fuel (°C)	Air Box (°C)	In. Mani (°C)	Fuel (°C)	In. Mani P. (mm H ₂ O)	atm. Baro (mm Hg)
			t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)																				
9	9.0	2.35	21.98	22.03	22.02	0.000757	1161.4	6.89	86.2	0.0522	0.01	479	100	87	86	31.6	30.2	174	6.3	36	36	54	67	129.9	764.6
30	29.9	7.83	16.17	16.17	16.17	0.001031	474.18	16.9	86	0.0521	0.02	477	101	88	85	31.8	30.4	223	6.7	36	35	54	65	129.7	764.5
50	49.9	13.07	12.86	12.86	12.86	0.001298	357.66	22.4	85.8	0.0521	0.02	475	102	88	84	32.2	30.2	275	7.5	35	35	54	64	130.1	764.5
70	69.9	18.30	10.46	10.46	10.46	0.001596	314.08	25.5	85.8	0.0521	0.03	473	103	88	84	32.2	30.1	332	8.2	36	35	54	63	129.9	764.5
91	90.8	23.77	8.68	8.68	8.68	0.001923	291.17	27.5	86	0.0521	0.04	471	104	88	83	32.1	30	396	8.7	36	35	55	62	129.7	764.6

110	109.8	28.74	7.52	7.52	7.52	0.002220	278.03	28.8	85.8	0.0521	0.04	469	105	88	83	32.2	29.8	446	9.3	36	36	55	62	129.5	764.7
130	129.5	33.92	6.46	6.46	6.46	0.002581	273.92	29.2	85.6	0.0520	0.05	467	106	88	82	31.8	29.6	524	10	35	35	55	61	129.3	764.7
154	153.0	40.05	5.26	5.26	5.26	0.003161	284.12	28.2	85.7	0.0521	0.06	469	106	88	82	31	29.2	640	10.8	35	35	55	63	129.1	764.8

ตารางที่ ค-5 (ก) ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล ที่ความเร็วรอบ 3030 rpm

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	Fuel consumption 100 ml.			m_f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η_i (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m_a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Out (°C)	W.In (°C)	DB (°C)	WB (°C)	Exhaust (°C)	Exhaust P. (in.H ₂ O)	Fuel (°C)	Air Box (°C)	In. Mani (°C)	Fuel (°C)	In. Mani P. (mm H ₂ O)	atm. Baro (mm Hg)
			t_1 (s)	t_2 (s)	t_3 (s)																				
9	9.1	2.88	83.39	83.34	83.32	0.000998	1248.7	6.27	113.4	0.0599	0.02	512	101	88	84	33.8	29.5	213	10.5	44	113.4	57	73	160.3	762.3
30	30.2	9.59	63.83	63.78	63.71	0.001305	489.61	16	114.7	0.0602	0.02	511	102	88	84	33.8	29.4	268	11.8	43	114.7	58	72	162.3	762.3
50	50.4	16.00	50.29	50.43	50.3	0.001654	372.12	21	115.9	0.0605	0.03	510	103	88	83	34	29.4	333	13.3	43	115.9	58	71	163.7	762.3
70	70.7	22.42	41.05	41.06	41.01	0.002030	325.99	24	116.4	0.0607	0.03	507	104	88	83	34.2	29.4	406	14.9	42	116.4	58	70	164.3	762.3
90	91.0	28.87	34.35	34.37	34.32	0.002429	302.89	25.9	117.2	0.0609	0.04	505	105	88	83	34.6	29.4	485	16.6	42	117.2	58	69	164.9	762.3
110	111.0	35.21	29.65	29.68	29.65	0.002808	287.08	27.3	116.6	0.0607	0.05	503	106	88	82	34	28.7	557	18.2	41	116.6	59	68	164.5	762.3
130	130.7	41.46	25.71	25.73	25.7	0.003229	280.34	27.9	115.8	0.0605	0.05	501	107	88	82	33.1	28.6	627	19.3	41	115.8	59	67	163.1	762.3

ตารางที่ ค-5 (ข) ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ที่ความเร็วรอบ 3030 rpm

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	Fuel consumption 20 ml.			m_f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η_i (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m_a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Ou t (°C)	W.I n (°C)	DB (°C)	WB (°C)	Exhaus t (°C)	Exhaust P. (in.H ₂ O)	Fue l (°C)	Air Box (°C)	Fuel (°C)	In. Mani P. (mm H ₂ O)	In. Mani (°C)	atm. Baro (mm Hg)
			t_1 (s)	t_2 (s)	t_3 (s)																				
11	10.9	3.46	16.49	16.48	16.5	0.001008	1047	7.64	113.2	0.0598	0.02	502	103	88	84	30.9	29	206	9.6	35	35	53	70	161.7	765
30	29.8	9.45	12.75	12.75	12.75	0.001303	496.52	16.1	115.2	0.0604	0.02	501	104	88	83	30.8	28.9	260	10.9	35	35	53	68	164.1	765
50	49.7	15.78	10.17	10.17	10.17	0.001637	373.34	21.4	116.8	0.0608	0.03	500	105	87	85	31.5	29	310	12.1	34	35	53	67	165.7	765
70	69.6	22.10	8.29	8.29	8.29	0.002008	327.15	24.5	117	0.0608	0.03	498	107	87	84	31.5	28.8	381	13.9	34	35	53	65	165.7	765

90	89.5	28.39	6.91	6.91	6.91	0.00240 8	305.3	26.2	117	0.060 8	0.04	496	108	88	83	31. 3	28. 8	449	15.3	34	35	53	64	165.7	765
110	109.3	34.67	5.98	5.98	5.98	0.00278 0	288.67	27.7	116.8	0.060 8	0.05	495	109	88	82	31. 1	28. 7	507	16	34	35	53	64	165.7	765
130	128.9	40.90	5.06	5.06	5.06	0.00328 1	288.75	27.7	117.2	0.060 9	0.05	494	109	88	83	30. 6	28. 3	600	17.2	34	35	53	65	166.1	764.9
144	142.2	45.13	4.42	4.42	4.42	0.00374 3	298.59	26.8	115.8	0.060 5	0.06	498	107	88	82	29. 6	27. 8	689	18	35	34	53	68	165.5	764.9

ตารางที่ ค-6 (ก) ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล ที่ความเร็วรอบ 3500 rpm

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	Fuel consumption 100 ml.			m_f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η_f (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m_a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Out (°C)	W.In (°C)	DB (°C)	WB (°C)	Exhaust (°C)	Exhaust P. (in.H ₂ O)	Fuel (°C)	Air Box (°C)	In. Mani (°C)	Fuel (°C)	In. Mani P. (mm H ₂ O)	atm. Baro (mm Hg)
			t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)																				
10	10.0	3.68	65.5	65.54	65.6	0.001266	1237.8	6.33	154.6	0.0699	0.02	529	105	88	84	33.2	29.2	240	14.3	44	40	56	78	235.5	762.8
30	30.3	11.09	51.46	51.27	51.33	0.001621	526.33	14.9	157	0.0705	0.02	528	105	88	84	34.2	29.6	302	16.8	43	41	57	76	238.1	762.9
50	50.5	18.52	41.27	41.34	41.58	0.002015	391.62	20	158.7	0.0708	0.03	526	107	88	83	34.8	30	364	18.9	43	41	57	75	238.9	762.9
70	70.7	25.92	33.62	33.72	33.74	0.002475	343.71	22.8	158.5	0.0708	0.03	524	108	88	83	34.7	29.6	445	22.4	42	41	58	73	238.3	763
90	91.0	33.35	28.03	28.08	28.08	0.002973	320.92	24.4	159.6	0.0710	0.04	522	109	88	82	34.9	30	538	24.3	42	41	58	72	238.5	763
110	111.5	40.88	24.26	24.25	24.26	0.003448	303.65	25.8	159.3	0.0710	0.05	521	110	88	82	35.7	30	615	25.9	42	41	58	70	237.9	763.1
130	131.5	48.18	24.28	21.25	21.28	0.003747	279.97	28	158.6	0.0708	0.05	519	111	89	81	35	29.8	683	27.3	41	41	58	69	237.9	763.2

ตารางที่ ค-6 (ข) ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ที่ความเร็วรอบ 3500 rpm

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	Fuel consumption 20 ml.			m_f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η_f (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m_a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Out (°C)	W.In (°C)	DB (°C)	WB (°C)	Exhaust (°C)	Exhaust P. (in.H ₂ O)	Fuel (°C)	Air Box (°C)	In. Mani (°C)	Fuel (°C)	In. Mani P. (mm H ₂ O)	atm. Baro (mm Hg)
			t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)																				
10	9.9	3.62	13.1	13.08	13.09	0.001264	1256.8	6.37	153.4	0.0696	0.02	520	107	88	85	29.7	27.8	238	13.4	35	34	52	78	243.4	765
30	29.7	10.87	10.16	10.16	10.16	0.001629	539.73	14.8	156.4	0.0703	0.02	519	108	88	85	29.8	27.7	292	15.4	35	34	52	75	245.8	765
50	49.5	18.14	8.2	8.2	8.2	0.002022	401.15	20	158.2	0.0707	0.03	517	109	88	84	30.2	27.8	351	17.9	34	34	52	72	247	765

70	69.3	25.39	6.73	6.73	6.73	0.002463	349.13	22.9	158.6	0.0708	0.03	516	110	88	84	30.2	28	419	20.3	34	34	52	70	247.4	765.1
90	89.1	32.65	5.64	5.64	5.64	0.002939	324.03	24.7	158.6	0.0708	0.04	515	110	88	84	30.2	27.8	505	22.5	33	34	52	66	247.8	765.1
110	108.8	39.88	4.84	4.84	4.84	0.003423	308.96	25.9	158.6	0.0708	0.05	514	112	88	83	30	27.8	578	24.4	32	34	51	64	247.8	765
130	128.5	47.10	4.2	4.2	4.2	0.003942	301.3	26.6	158.6	0.0708	0.06	512	112	89	82	29.8	27.4	645	25.7	31	33	49	60	248.1	765
142	139.7	51.21	3.73	3.73	3.73	0.004421	310.8	25.8	157.8	0.0706	0.06	514	111	88	81	28.6	26.8	718	26.7	29	32	46	57	249.2	764.9

ตารางที่ ค-7 (ก) ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล ที่ความเร็วรอบ 4000 rpm

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	Fuel consumption 100 ml.			m _f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η _i (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m _a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Ou t (°C)	W.I n (°C)	DB (°C)	WB (°C)	Exhaus t (°C)	Exhaust P. (in.H ₂ O)	Fue l (°C)	Air Box (°C)	Fuel (°C)	In. Mani P. (mm H ₂ O)	In. Mani (°C)	atm. Baro (mm Hg)	
			t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)																					
10	10.1	4.21	53.57	53.5	53.32	0.00155	3	1327.7	5.9	169.7	3	0.02	545	109	88	83	33.	29.	286	15.8	44	40	56	83	253.9	763.6
30	30.2	12.65	42.13	42.08	42.07	0.00197	5	562.02	13.9	174.8	3	0.03	544	110	88	83	34	29.	357	18.2	43	40	56	80	258.3	763.7
50	50.4	21.12	33.61	33.79	33.77	0.00246	9	420.79	18.6	175	4	0.03	542	111	88	82	34.	29.	437	21.1	42	40	57	78	262.5	763.7
70	70.8	29.66	27.97	27.81	27.86	0.00299	4	363.4	21.6	175.4	5	0.04	539	113	88	82	35.	29.	524	24.5	42	41	57	75	263.5	763.8
90	90.7	37.98	22.98	23.1	23.04	0.00361	1	342.21	22.9	176	6	0.05	536	114	88	81	34.	29.	630	28.6	41	40	56	73	263.1	763.8
110	110.6	46.32	19.52	19.6	19.56	0.00424	5	329.92	23.7	175.3	5	0.06	535	115	88	81	33.	29.	735	-	39	40	55	69	261.9	763.8
126	126.3	52.91	17.85	17.84	17.85	0.00464	2	315.8	24.8	175.3	5	0.06	535	115	88	81	33	28	776	-	37	39	52	64	261.7	763.8

ตารางที่ ค-7 (ข) ผลทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล ที่ความเร็วรอบ 4000 rpm

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Power (kW)	Fuel consumption 20 ml.			m _f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η _i (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m _a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Ou t (°C)	W.I n (°C)	DB (°C)	WB (°C)	Exhaus t (°C)	Exhaust P. (in.H ₂ O)	Fue l (°C)	Air Box (°C)	Fuel (°C)	In. Mani P. (mm H ₂ O)	In. Mani (°C)	atm. Baro (mm Hg)
			t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)																				

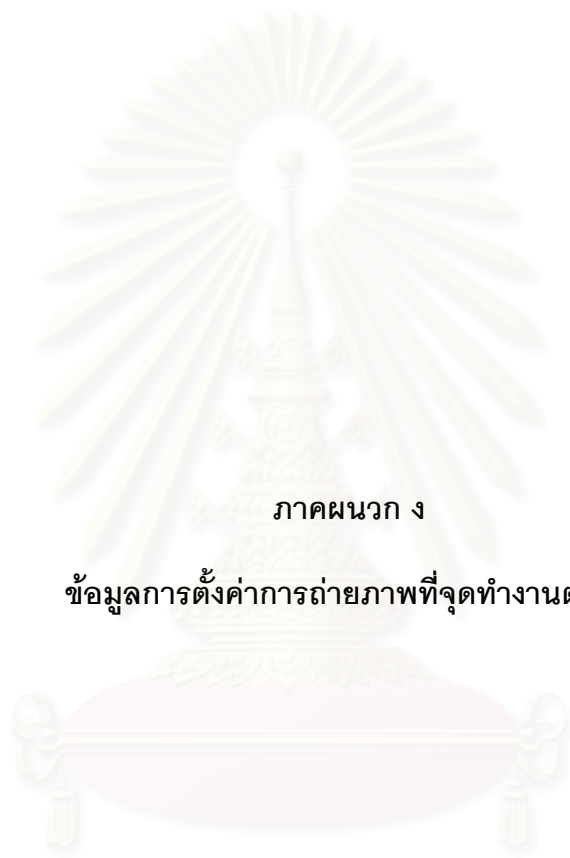
10	10.03455	4.2033	10.83	10.87	10.84	0.00155	1324.1	6.04	166	0.072	0.02	543	112	88	83	32.6	28.2	280	15	38	38	54	79	255.6	762.2
30	30.14996	12.629	8.5	8.49	8.45	0.00198	564.43	14.2	170.6	0.073	0.03	541	113	88	83	33	28.2	344	17.5	38	38	54	75	261.4	762.2
50	50.24993	21.049	6.83	6.83	6.83	0.00246	420.47	19	173.9	0.074	0.03	540	113	88	82	33	28.4	409	19.4	37	38	54	72	265.2	762.2
70	70.3499	29.468	5.64	5.64	5.64	0.00298	363.71	22	176.6	0.075	0.04	538	114	88	82	33	28.2	489	22.7	37	38	54	71	268.2	762.2
90	90.2415	37.8	4.71	4.71	4.71	0.00356	338.85	23.6	177.5	0.075	0.05	537	114	88	81	32.4	27.8	578	25.5	36	38	54	67	269	762.2
110	110.0407	46.094	3.98	3.97	3.98	0.00421	328.48	24.4	177.8	0.075	0.06	538	114	88	81	31.8	27.8	662	28.5	36	37	55	66	269	762.2
128	127.7514	53.512	3.37	3.38	3.38	0.00494	332.57	24.1	176.7	0.075	0.07	543	111	88	81	31.2	27.6	746	-	37	37	55	64	267	762.2

ตารางที่ ค-8 (ก) ผลการเก็บข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซล แต่ละจุดทดสอบ

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Speed (rpm)	Power (kW)	Fuel consumption 10 ml.			m _f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η _i (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m _a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Ou t (°C)	W.I n (°C)	DB (°C)	WB (°C)	atm Baro (mm Hg)	Exhaus t (°C)	Exhaust P. (in. H ₂ O)	Air Box (°C)	Fue l (°C)	Retur n (°C)	In. Mani P (mm H ₂ O)	In. Mani (°C)
				t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)																				
idle	-	761	-	52.66	52.6	52.79	0.00015	-	-	10.1	0.017	0.008	170	81	86	86	29.8	26.6	763	95	4.4	35	36	41	12.4	55
30	29.4	1000	3.08	25.8	25.81	25.8	0.00031	370.72	21.1	13.2	0.020	0.015	196	85	87	86	28.2	25.5	762.1	142	0.5	32	36	41	19.4	53
30	29.1	2000	6.10	12.38	12.39	12.37	0.00065	387.47	20.2	53	0.040	0.016	426	89	85	84	27.1	24.9	762.4	188	4.6	32	35	42	92	47
50	48.2	2000	10.10	9.75	9.74	9.75	0.00083	296.46	26.4	52.1	0.040	0.020	450	91	87	86	26.4	24.6	763.7	233	5.4	31	33	40	92.7	47
20	19.7	2250	4.65	12.75	12.69	12.72	0.00064	499.75	15.6	68.7	0.046	0.013	464	96	92	89	29.8	27.2	762.9	176	5.8	35	38	46	120.7	51
20	19.8	2750	5.70	9.51	9.5	9.51	0.00086	546.08	14.3	93.4	0.054	0.015	502	92	85	83	30.2	27.5	762.7	206	9	35	37	48	135.9	50

ตารางที่ ค-8 (ข) ผลการเก็บข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล แต่ละจุดทดสอบ

T (Nm)	Corrected T (Nm)	Speed (rpm)	Power (kW)	Fuel consumption 10 ml.			m _f (kg/s)	sfc (g/kW.h)	η _r (%)	air Δp (mm H ₂ O)	m _a (kg/s)	F/A	Oil P. (kPa)	Oil (°C)	W.Ou t (°C)	W.I n (°C)	DB (°C)	WB (°C)	atm Baro (mm Hg)	Exhaus t (°C)	Exhaust P. (in. H ₂ O)	Air Box (°C)	Fue l (°C)	Retur n (°C)	In. Mani P (mm H ₂ O)	In. Mani (°C)
				t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)																				
idle	-	758	-	46.58	46.79	46.76	0.000178	-	-	10.3	0.0180	0.0099	167	83	87	86	29.9	26.8	762.3	95	5.4	35	40	44	13.6	57
30	29.1	1000	3.04	22.9	22.86	22.88	0.000359	424.95	3	11.6	0.0192	0.0188	201	85	86	85	27.6	25	765	141	0.8	33	36	41	19	52
30	28.9	2001	6.06	11.29	11.3	11.29	0.000726	431.26	6	53.3	0.0411	0.0177	419	93	91	90	26.8	24.6	765	189	4.9	32	35	45	92.8	50
50	48.3	2001	10.12	8.81	8.81	8.8	0.000932	331.45	5	52.9	0.0409	0.0228	406	93	89	88	27.1	24.8	764.9	234	4.9	32	35	45	91.8	49
20	19.3	2250	4.54	11.13	11.14	11.14	0.000736	583.18	2	70	0.0470	0.0156	465	95	90	89	26.6	24.2	764.5	177	5.7	32	33	44	118.2	48
20	19.3	2750	5.57	8.56	8.56	8.57	0.000959	619.90	1	94.4	0.0546	0.0175	492	96	91	87	27.3	25.2	765	208	8.7	32	35	47	134.6	48



ภาคผนวก ง

ข้อมูลการตั้งค่าการถ่ายภาพที่จุดทำงานต่างๆ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ข้อมูลการตั้งค่าการถ่ายภาพที่จุดทำงานต่างๆ

ง.1 เชื้อเพลิงดีเซลมาตรฐาน

ง.1.1 รอบเดินเบา (720 rpm, 0 Nm.)

720_rpm,0_Nm(flash)_1 - Feb 02 - 01:46 PM -	720_rpm,0_Nm(no_flash)_1 - Feb 02 - 01:57 PM -
Comment: Commercial Diesel	Comment: Commercial Diesel
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 6	Repetitions: 5
Start: -10.0 °CA	Start: -10.0 °CA
Stop: 40.0 °CA	Stop: 40.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 60	Exposure: 60
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Even	Trigger: Odd
TDC Shift: 311.4	TDC Shift: 311.4
Cycle Start: 360.0	Cycle Start: 360.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: OFF	Termination: OFF
Flash Intensity: 100 %	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz

๓.1.2 1000 rpm, 30 Nm.

1000_rpm,30_Nm(flash)_1 - Feb 03 - 01:27 PM -	1000_rpm,30_Nm(no_flash)_1 - Feb 03 - 01:55 PM -
Comment: Commercial Diesel	Comment: Commercial Diesel
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 6	Repetitions: 6
Start: -10.0 °CA	Start: -10.0 °CA
Stop: 40.0 °CA	Stop: 40.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 60	Exposure: 60
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Odd	Trigger: Odd
TDC Shift: 311.4	TDC Shift: 311.4
Cycle Start: 360.0	Cycle Start: 360.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: OFF	Termination: OFF
Flash Intensity: 100 %	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz

๓.1.3 2000 rpm, 30 Nm.

2000_rpm,30_Nm(flash)_2 - Feb 05 - 04:32 PM -	2000_rpm,30_Nm(no_flash)_2 - Feb 05 - 03:54 PM -
Comment: Commercial Diesel	Comment: Commercial Diesel
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 6	Repetitions: 6
Start: -10.0 °CA	Start: -10.0 °CA
Stop: 40.0 °CA	Stop: 40.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 60	Exposure: 60
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Odd	Trigger: Odd
TDC Shift: 311.4	TDC Shift: 311.4
Cycle Start: 360.0	Cycle Start: 360.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: OFF	Termination: OFF
Flash Intensity: 100 %	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz

๓.1.4 2000 rpm, 50 Nm.

2000_rpm,50_Nm(flash)_1	2000_rpm,50_Nm(no_flash)_1
- Feb 02 - 04:30 PM -	- Feb 02 - 04:00 PM -
Comment: Commercial Diesel	Comment: Commercial Diesel
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 6	Repetitions: 6
Start: -10.0 °CA	Start: -10.0 °CA
Stop: 40.0 °CA	Stop: 40.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 60	Exposure: 60
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Odd	Trigger: Even
TDC Shift: 311.4	TDC Shift: 311.4
Cycle Start: 360.0	Cycle Start: 360.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: OFF	Termination: OFF
Flash Intensity: 100 %	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz

๓.1.5 2250 rpm, 20 Nm.

2250_rpm,20_Nm(flash)_1	2250_rpm,20_Nm(no_flash)_1
- Feb 03 - 12:22 PM -	- Feb 03 - 01:19 PM -
Comment: Commercial Diesel	Comment: Commercial Diesel
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 6	Repetitions: 6
Start: -10.0 °CA	Start: -10.0 °CA
Stop: 40.0 °CA	Stop: 40.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 60	Exposure: 60
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Odd	Trigger: Odd
TDC Shift: 311.4	TDC Shift: 311.4
Cycle Start: 360.0	Cycle Start: 360.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: OFF	Termination: OFF
Flash Intensity: 100 %	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz

๓.1.6 2750 rpm, 20 Nm.

2750_rpm,20_Nm(flash)_3	2750_rpm,20_Nm(no_flash)_3
- Feb 05 - 03:32 PM -	- Feb 05 - 02:38 PM -
Comment: Commercial Diesel	Comment: Commercial Diesel
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 6	Repetitions: 6
Start: -10.0 °CA	Start: -10.0 °CA
Stop: 40.0 °CA	Stop: 40.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 60	Exposure: 60
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Odd	Trigger: Even
TDC Shift: 311.4	TDC Shift: 311.4
Cycle Start: 360.0	Cycle Start: 360.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: OFF	Termination: OFF
Flash Intensity: 100 %	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz

ง.2 เชื้อเพลิงปาล์มดิบดีเซล

ง.2.1 รอบเดินเบา (720 rpm, 0 Nm.)

PD_720_rpm,0_Nm(f)_1 - Feb 07 - 03:08 PM -	PD_720_rpm,0_Nm(nf)_1 - Feb 07 - 03:11 PM -
Comment: Palm-Diesel	Comment: Palm-Diesel
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 3	Repetitions: 3
Start: -10.0 °CA	Start: -10.0 °CA
Stop: 40.0 °CA	Stop: 40.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 60	Exposure: 60
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Even	Trigger: Even
TDC Shift: 311.4	TDC Shift: 311.4
Cycle Start: 360.0	Cycle Start: 360.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: OFF	Termination: OFF
Flash Intensity: 100 %	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz

๓.2.2 1000 rpm, 30 Nm.

PD_1000_rpm,30_Nm(f)_1	PD_1000_rpm,30_Nm(nf)_2
- Feb 07 - 03:23 PM -	- Feb 07 - 03:36 PM -
Comment: Palm-Diesel	Comment: Palm-Diesel
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 3	Repetitions: 3
Start: -10.0 °CA	Start: -10.0 °CA
Stop: 40.0 °CA	Stop: 40.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 60	Exposure: 60
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Odd	Trigger: Even
TDC Shift: 311.4	TDC Shift: 311.4
Cycle Start: 360.0	Cycle Start: 360.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: OFF	Termination: OFF
Flash Intensity: 100 %	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz

๓.2.3 2000 rpm, 30 Nm.

PD_2000_rpm,30_Nm(f)_1	PD_2000_rpm,30_Nm(nf)_1
- Feb 07 - 04:59 PM -	- Feb 07 - 05:03 PM -
Comment: Palm-Diesel	Comment: Palm-Diesel
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 3	Repetitions: 3
Start: -10.0 °CA	Start: -10.0 °CA
Stop: 40.0 °CA	Stop: 40.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 60	Exposure: 60
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Even	Trigger: Even
TDC Shift: 311.4	TDC Shift: 311.4
Cycle Start: 360.0	Cycle Start: 360.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: OFF	Termination: OFF
Flash Intensity: 100 %	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz

๓.2.4 2000 rpm, 50 Nm.

PD_2000_rpm,50_Nm(f)_1	PD_2000_rpm,50_Nm(nf)_2
- Feb 07 - 04:12 PM -	- Feb 07 - 04:42 PM -
Comment: Palm-Diesel	Comment: Palm-Diesel
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 3	Repetitions: 3
Start: -10.0 °CA	Start: -10.0 °CA
Stop: 40.0 °CA	Stop: 40.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 60	Exposure: 60
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Even	Trigger: Even
TDC Shift: 311.4	TDC Shift: 311.4
Cycle Start: 360.0	Cycle Start: 360.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: OFF	Termination: OFF
Flash Intensity: 100 %	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz

๓.2.5 2250 rpm, 20 Nm.

PD_2250_rpm,20_Nm(f)_1	PD_2250_rpm,20_Nm(nf)_1
- Feb 07 - 05:22 PM -	- Feb 07 - 05:32 PM -
Comment: Palm-Diesel	Comment: Palm-Diesel
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 3	Repetitions: 3
Start: -10.0 °CA	Start: -10.0 °CA
Stop: 40.0 °CA	Stop: 40.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 60	Exposure: 60
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Odd	Trigger: Even
TDC Shift: 311.4	TDC Shift: 311.4
Cycle Start: 360.0	Cycle Start: 360.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: OFF	Termination: OFF
Flash Intensity: 100 %	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz

๓.2.6 2750 rpm, 20 Nm.

PD_2750_rpm,20_Nm(f)_1	PD_2750_rpm,20_Nm(nf)_1
- Feb 07 - 02:56 PM -	- Feb 07 - 03:55 PM -
Comment: Palm-Diesel	Comment: Palm-Diesel
Single: No	Single: No
RepetitionsFirst: No	RepetitionsFirst: No
Repetitions: 6	Repetitions: 3
Start: -10.0 °CA	Start: -10.0 °CA
Stop: 40.0 °CA	Stop: 40.0 °CA
Step: 0.5 °CA	Step: 0.5 °CA
Info: PixelFly - VGA (640x480) Color	Info: PixelFly - VGA (640x480) Color
Exposure: 60	Exposure: 60
Gain: Low	Gain: Low
Horiz.Binning: 1	Horiz.Binning: 1
Vert.Binning: 1	Vert.Binning: 1
Trigger: Light Unit	Trigger: Light Unit
Info: Light Unit	Info: Light Unit
Encoder Location: Crankshaft	Encoder Location: Crankshaft
CDM Resolution: 0.1 °CA	CDM Resolution: 0.1 °CA
Trigger: Even	Trigger: Odd
TDC Shift: 311.4	TDC Shift: 311.4
Cycle Start: 360.0	Cycle Start: 360.0
Simulator: OFF	Simulator: OFF
Termination: OFF	Termination: OFF
Flash Intensity: 100 %	Flash: OFF
Sample Rate: 10.0 Hz	Sample Rate: 10.0 Hz



ภาคผนวก จ

ข้อมูลการประมวลผลภาพถ่ายด้วยโปรแกรม AVL VisioScope

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ข้อมูลการประมวลผลภาพถ่ายด้วยโปรแกรม AVL VisioScope

<p>720_rpm,0_Nm(flash)_1,mask - Feb 10 - 08:03 PM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: 720_rpm,0_Nm(flash)_1,avg</p> <p>Processing 47 Columns x 1 Rows</p> <p>Mask: Below Threshold 300</p> <p>Mask: Masking Channel Intensity</p> <p>Mask: Masked Channel Red</p> <p>Mask: Masked Channel Green</p> <p>Mask: Masked Channel Blue</p> <p>Processing Method: Mask</p>	<p>PD_720_rpm,0_Nm(f)_1,mask - Feb 10 - 11:59 PM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: PD_720_rpm,0_Nm(f)_1,avg</p> <p>Processing 46 Columns x 1 Rows</p> <p>Mask: Below Threshold 600</p> <p>Mask: Masking Channel Intensity</p> <p>Mask: Masked Channel Red</p> <p>Mask: Masked Channel Green</p> <p>Mask: Masked Channel Blue</p> <p>Processing Method: Mask</p>
<p>1000_rpm,30_Nm(flash)_1,mask - Feb 10 - 07:53 PM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: 1000_rpm,30_Nm(flash)_1,avg</p> <p>Processing 50 Columns x 1 Rows</p> <p>Mask: Below Threshold 500</p> <p>Mask: Masking Channel Intensity</p> <p>Mask: Masked Channel Red</p> <p>Mask: Masked Channel Green</p> <p>Mask: Masked Channel Blue</p> <p>Processing Method: Mask</p>	<p>PD_1000_rpm,30_Nm(f)_1,mask - Feb 10 - 11:51 PM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: PD_1000_rpm,30_Nm(f)_1,avg</p> <p>Processing 51 Columns x 1 Rows</p> <p>Mask: Below Threshold 600</p> <p>Mask: Masking Channel Intensity</p> <p>Mask: Masked Channel Red</p> <p>Mask: Masked Channel Green</p> <p>Mask: Masked Channel Blue</p> <p>Processing Method: Mask</p>
<p>2000_rpm,30_Nm(flash)_2,mask - Feb 10 - 07:33 PM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: 2000_rpm,30_Nm(flash)_2,avg</p> <p>Processing 50 Columns x 1 Rows</p> <p>Mask: Below Threshold 450</p> <p>Mask: Masking Channel Intensity</p> <p>Mask: Masked Channel Red</p> <p>Mask: Masked Channel Green</p> <p>Mask: Masked Channel Blue</p> <p>Processing Method: Mask</p>	<p>PD_2000_rpm,30_Nm(f)_1,mask - Feb 10 - 11:43 PM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: PD_2000_rpm,30_Nm(f)_1,avg</p> <p>Processing 43 Columns x 1 Rows</p> <p>Mask: Below Threshold 700</p> <p>Mask: Masking Channel Intensity</p> <p>Mask: Masked Channel Red</p> <p>Mask: Masked Channel Green</p> <p>Mask: Masked Channel Blue</p> <p>Processing Method: Mask</p>
<p>2250_rpm,20_Nm(flash)_1,mask - Feb 10 - 07:16 PM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: 2250_rpm,20_Nm(flash)_1,avg</p> <p>Processing 101 Columns x 1 Rows</p> <p>Mask: Below Threshold 400</p> <p>Mask: Masking Channel Intensity</p> <p>Mask: Masked Channel Red</p> <p>Mask: Masked Channel Green</p> <p>Mask: Masked Channel Blue</p> <p>Processing Method: Mask</p>	<p>PD_2250_rpm,20_Nm(f)_1,mask - Feb 10 - 11:24 PM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: PD_2250_rpm,20_Nm(f)_1,avg</p> <p>Processing 40 Columns x 1 Rows</p> <p>Mask: Below Threshold 500</p> <p>Mask: Masking Channel Intensity</p> <p>Mask: Masked Channel Red</p> <p>Mask: Masked Channel Green</p> <p>Mask: Masked Channel Blue</p> <p>Processing Method: Mask</p>

2750_rpm,20_Nm(flash)_3,mask - Feb 10 - 07:46 PM -	PD_2750_rpm,20_Nm(f)_1,mask - Feb 10 - 11:15 PM -
Base Record Type: Evaluation	Base Record Type: Evaluation
Base Record: 2750_rpm,20_Nm(flash)_3,avg	Base Record: PD_2750_rpm,20_Nm(f)_1,avg
Processing 50 Columns x 1 Rows	Processing 38 Columns x 1 Rows
Mask: Below Threshold 400	Mask: Below Threshold 550
Mask: Masking Channel Intensity	Mask: Masking Channel Intensity
Mask: Masked Channel Red	Mask: Masked Channel Red
Mask: Masked Channel Green	Mask: Masked Channel Green
Mask: Masked Channel Blue	Mask: Masked Channel Blue
Processing Method: Mask	Processing Method: Mask



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

720_rpm,0_Nm(flash)_1,spray2 - Mar 10 - 08:07 PM -			CA	Repetition	Pixels
Base Record Type: Evaluation			6	0	3099
Base Record: 720_rpm,0_Nm(flash)_1,mask			6.5	0	3248
Processing 47 Columns x 1 Rows			7	0	3076
Extract Spray: Red / Green between 0.6 and 5			7.5	0	3079
Extract Spray: Red / Blue between 0.6 and 5			8	0	3141
Extract Spray: Intensity Threshold: 200			8.5	0	3565
CA	Repetition	Pixels	9	0	3734
-10	0	0	9.5	0	2895
-9.5	0	0	10	0	3756
-9	0	0	10.5	0	4169
-8.5	0	0	11	0	3443
-8	0	0	11.5	0	3708
-7.5	0	0	12	0	3012
-7	0	0	12.5	0	2032
-6.5	0	0	13	0	209
-6	0	0	Processing Method: Extract Spray		
-5.5	0	0			
-5	0	0			
-4.5	0	0			
-4	0	0			
-3.5	0	0			
-3	0	0			
-2.5	0	0			
-2	0	0			
-1.5	0	0			
-1	0	0			
-0.5	0	0			
0	0	0			
0.5	0	0			
1	0	0			
1.5	0	0			
2	0	0			
2.5	0	0			
3	0	0			
3.5	0	40			
4	0	1973			
4.5	0	3605			
5	0	4634			
5.5	0	3809			

PD_720_rpm,0_Nm(f)_1,spray - Feb 11 - 12:01 AM -				CA	Repetition	Pixels
Base Record Type: Evaluation				6	0	6534
Base Record: PD_720_rpm,0_Nm(f)_1,mask				6.5	0	9114
Processing 46 Columns x 1 Rows				7	0	8820
Extract Spray: Red / Green between 0.6 and 5				7.5	0	8334
Extract Spray: Red / Blue between 0.6 and 5				8	0	8875
Extract Spray: Intensity Threshold: 500				8.5	0	8092
CA	Repetition	Pixels		9	0	7836
-10	0	0		9.5	0	8272
-9.5	0	13		10	0	8146
-9	0	12		10.5	0	6157
-8.5	0	11		11	0	5781
-8	0	0		11.5	0	6780
-7.5	0	8		12	0	3365
-7	0	4		12.5	0	3184
-6.5	0	10		Processing Method: Extract Spray		
-6	0	0				
-5.5	0	0				
-5	0	1				
-4.5	0	0				
-4	0	9				
-3.5	0	0				
-3	0	4				
-2.5	0	4				
-2	0	0				
-1.5	0	3				
-1	0	0				
-0.5	0	1				
0	0	0				
0.5	0	2				
1	0	4				
1.5	0	0				
2	0	0				
2.5	0	0				
3	0	0				
3.5	0	546				
4	0	2287				
4.5	0	2356				
5	0	4152				
5.5	0	6615				

1000_rpm,30_Nm(flash)_1,spray7 - Mar 11 - 12:13 AM -	CA Repetition Pixels
Base Record Type: Evaluation	6 0 2486
Base Record: 1000_rpm,30_Nm(flash)_1,spray2	6.5 0 2753
Processing 50 Columns x 1 Rows	7 0 3192
Extract Spray: Red / Green between 0.6 and 7	7.5 0 4150
Extract Spray: Red / Blue between 0.6 and 7	8 0 4721
Extract Spray: Intensity Threshold: 500	8.5 0 5743
CA Repetition Pixels	9 0 6307
-10 0 0	9.5 0 7290
-9.5 0 0	10 0 7658
-9 0 0	10.5 0 6735
-8.5 0 0	11 0 6919
-8 0 0	11.5 0 6066
-7.5 0 0	12 0 5735
-7 0 0	12.5 0 6442
-6.5 0 0	13 0 4911
-6 0 0	13.5 0 3587
-5.5 0 0	14 0 1322
-5 0 0	14.5 0 1221
-4.5 0 0	Processing Method: Extract Spray
-4 0 0	
-3.5 0 0	
-3 0 0	
-2.5 0 0	
-2 0 0	
-1.5 0 0	
-1 0 0	
-0.5 0 0	
0 0 0	
0.5 0 0	
1 0 0	
1.5 0 0	
2 0 121	
2.5 0 16	
3 0 230	
3.5 0 1109	
4 0 1913	
4.5 0 1354	
5 0 2627	
5.5 0 2475	

PD_1000_rpm,30_Nm(f)_1,spray - Feb 10 - 11:53 PM -			CA	Repetition	Pixels
Base Record Type: Evaluation			6	0	4746
Base Record: PD_1000_rpm,30_Nm(f)_1,mask			6.5	0	4994
Processing 51 Columns x 1 Rows			7	0	5463
Extract Spray: Red / Green between 0.6 and 5			7.5	0	5367
Extract Spray: Red / Blue between 0.6 and 5			8	0	5454
Extract Spray: Intensity Threshold: 400			8.5	0	5996
CA	Repetition	Pixels	9	0	5851
-10	0	0	9.5	0	6648
-9.5	0	0	10	0	7265
-9	0	0	10.5	0	7467
-8.5	0	0	11	0	7151
-8	0	0	11.5	0	6602
-7.5	0	0	12	0	7354
-7	0	0	12.5	0	7115
-6.5	0	0	13	0	8820
-6	0	0	13.5	0	6754
-5.5	0	0	14	0	5658
-5	0	0	14.5	0	4551
-4.5	0	0	15	0	385
-4	0	0	Processing Method: Extract Spray		
-3.5	0	0			
-3	0	0			
-2.5	0	0			
-2	0	0			
-1.5	0	0			
-1	0	0			
-0.5	0	0			
0	0	0			
0.5	0	0			
1	0	0			
1.5	0	0			
2	0	71			
2.5	0	92			
3	0	77			
3.5	0	919			
4	0	1619			
4.5	0	3241			
5	0	3623			
5.5	0	3873			

2000_rpm,30_Nm(flash)_2,spray2 - Feb 10 - 07:39 PM -			CA	Repetition	Pixels
Base Record Type: Evaluation			6	0	8843
Base Record: 2000_rpm,30_Nm(flash)_2,mask			6.5	0	11346
Processing 50 Columns x 1 Rows			7	0	12454
Extract Spray: Red / Green between 0.6 and 5.5			7.5	0	10636
Extract Spray: Red / Blue between 0.6 and 5.5			8	0	11189
Extract Spray: Intensity Threshold: 700			8.5	0	10526
CA	Repetition	Pixels	9	0	5059
-10	0	0	9.5	0	1761
-9.5	0	0	10	0	3938
-9	0	0	10.5	0	4947
-8.5	0	0	11	0	4181
-8	0	0	11.5	0	3230
-7.5	0	0	12	0	1462
-7	0	0	12.5	0	2669
-6.5	0	0	13	0	2908
-6	0	0	13.5	0	3408
-5.5	0	0	14	0	1724
-5	0	0	14.5	0	595
			Processing Method: Extract Spray		
-4.5	0	0			
-4	0	0			
-3.5	0	0			
-3	0	0			
-2.5	0	0			
-2	0	0			
-1.5	0	0			
-1	0	0			
-0.5	0	0			
0	0	322			
0.5	0	1254			
1	0	1969			
1.5	0	3244			
2	0	5409			
2.5	0	4856			
3	0	6132			
3.5	0	7488			
4	0	7536			
4.5	0	7466			
5	0	7998			
5.5	0	10417			

PD_2000_rpm,30_Nm(f)_1,spray - Feb 10 - 11:45 PM -	CA Repetition Pixels
Base Record Type: Evaluation	6 0 8553
Base Record: PD_2000_rpm,30_Nm(f)_1,mask	6.5 0 10232
Processing 43 Columns x 1 Rows	7 0 10038
Extract Spray: Red / Green between 0.6 and 5.5	7.5 0 12608
Extract Spray: Red / Blue between 0.6 and 5.5	8 0 10394
Extract Spray: Intensity Threshold: 600	8.5 0 9215
CA Repetition Pixels	9 0 9629
-10 0 0	9.5 0 3306
-9.5 0 0	10 0 8821
-9 0 0	10.5 0 2657
-8.5 0 0	11 0 2867
-8 0 0	Processing Method: Extract Spray
-7.5 0 0	
-7 0 0	
-6.5 0 0	
-6 0 0	
-5.5 0 0	
-5 0 0	
-4.5 0 0	
-4 0 0	
-3.5 0 0	
-3 0 0	
-2.5 0 0	
-2 0 291	
-1.5 0 652	
-1 0 1450	
-0.5 0 2078	
0 0 1318	
0.5 0 2894	
1 0 3321	
1.5 0 4003	
2 0 3954	
2.5 0 5374	
3 0 4790	
3.5 0 4712	
4 0 5797	
4.5 0 7516	
5 0 7497	
5.5 0 6923	

2000_rpm,50_Nm(flash)_1,spray4 - Feb 11 - 12:06 AM -	CA Repetition Pixels
Base Record Type: Evaluation	6 0 8347
Base Record: 2000_rpm,50_Nm(flash)_1,mask	6.5 0 9229
Processing 48 Columns x 1 Rows	7 0 10326
Extract Spray: Red / Green between 0.6 and 5.5	7.5 0 9417
Extract Spray: Red / Blue between 0.6 and 5.5	8 0 9126
Extract Spray: Intensity Threshold: 500	8.5 0 9618
CA Repetition Pixels	9 0 10321
-10 0 616	9.5 0 9935
-9.5 0 608	10 0 8578
-9 0 691	10.5 0 7200
-8.5 0 720	11 0 5147
-8 0 629	11.5 0 4483
-7.5 0 601	12 0 1965
-7 0 510	12.5 0 2119
-6.5 0 487	13 0 1256
-6 0 556	13.5 0 1830
-5.5 0 579	Processing Method: Extract Spray
-5 0 675	
-4.5 0 713	
-4 0 592	
-3.5 0 445	
-3 0 581	
-2.5 0 534	
-2 0 570	
-1.5 0 780	
-1 0 727	
-0.5 0 608	
0 0 596	
0.5 0 900	
1 0 2010	
1.5 0 2849	
2 0 4146	
2.5 0 5401	
3 0 5664	
3.5 0 7171	
4 0 5874	
4.5 0 6824	
5 0 8264	
5.5 0 8448	

PD_2000_rpm,50_Nm(f)_1,spray - Feb 10 - 11:37 PM -			CA	Repetition	Pixels
Base Record Type: Evaluation			6	0	10824
Base Record: PD_2000_rpm,50_Nm(f)_1,mask			6.5	0	10598
Processing 47 Columns x 1 Rows			7	0	12546
Extract Spray: Red / Green between 0.6 and 6.5			7.5	0	12722
Extract Spray: Red / Blue between 0.6 and 6.5			8	0	11081
Extract Spray: Intensity Threshold: 500			8.5	0	12969
CA	Repetition	Pixels	9	0	12404
-10	0	0	9.5	0	10599
-9.5	0	0	10	0	13808
-9	0	0	10.5	0	7974
-8.5	0	0	11	0	5142
-8	0	0	11.5	0	5833
-7.5	0	0	12	0	2498
-7	0	0	12.5	0	5737
-6.5	0	0	13	0	1864
-6	0	0	Processing Method: Extract Spray		
-5.5	0	0			
-5	0	0			
-4.5	0	0			
-4	0	0			
-3.5	0	0			
-3	0	0			
-2.5	0	0			
-2	0	513			
-1.5	0	1110			
-1	0	1938			
-0.5	0	2581			
0	0	3706			
0.5	0	2893			
1	0	5175			
1.5	0	6405			
2	0	6135			
2.5	0	4793			
3	0	7415			
3.5	0	8276			
4	0	9075			
4.5	0	10244			
5	0	8377			
5.5	0	8992			

2250_rpm,20_Nm(flash)_1,spray - Feb 10 - 07:24 PM -	CA Repetition Pixels
Base Record Type: Evaluation	6 0 9060
Base Record: 2250_rpm,20_Nm(flash)_1,mask	6.5 0 10589
Processing 50 Columns x 1 Rows	7 0 8693
Extract Spray: Red / Green between 0.6 and 5	7.5 0 8951
Extract Spray: Red / Blue between 0.6 and 5	8 0 7866
Extract Spray: Intensity Threshold: 800	8.5 0 8243
CA Repetition Pixels	9 0 7591
-10 0 456	9.5 0 3637
-9.5 0 460	10 0 2076
-9 0 442	10.5 0 559
-8.5 0 519	11 0 484
-8 0 499	11.5 0 726
-7.5 0 439	12 0 1770
-7 0 408	12.5 0 686
-6.5 0 456	13 0 372
-6 0 440	13.5 0 474
-5.5 0 479	14 0 452
-5 0 432	14.5 0 700
-4.5 0 338	Processing Method: Extract Spray
-4 0 482	
-3.5 0 517	
-3 0 466	
-2.5 0 466	
-2 0 435	
-1.5 0 492	
-1 0 377	
-0.5 0 547	
0 0 579	
0.5 0 725	
1 0 1257	
1.5 0 2820	
2 0 3408	
2.5 0 3784	
3 0 6023	
3.5 0 6165	
4 0 7025	
4.5 0 8421	
5 0 9796	
5.5 0 9817	

PD_2250_rpm,20_Nm(f)_1,spray -Feb 10 - 11:27 PM -	CA Repetition Pixels
Base Record Type: Evaluation	6 0 11058
Base Record: PD_2250_rpm,20_Nm(f)_1,mask	6.5 0 10507
Processing 40 Columns x 1 Rows	7 0 9587
Extract Spray: Red / Green between 0.6 and 4.5	7.5 0 9835
Extract Spray: Red / Blue between 0.6 and 4.5	8 0 8482
Extract Spray: Intensity Threshold: 500	8.5 0 6357
CA Repetition Pixels	9 0 5879
-10 0 0	9.5 0 5251
-9.5 0 0	Processing Method: Extract Spray
-9 0 0	
-8.5 0 0	
-8 0 0	
-7.5 0 0	
-7 0 0	
-6.5 0 0	
-6 0 0	
-5.5 0 0	
-5 0 0	
-4.5 0 0	
-4 0 0	
-3.5 0 0	
-3 0 190	
-2.5 0 125	
-2 0 1320	
-1.5 0 3147	
-1 0 3019	
-0.5 0 3043	
0 0 3154	
0.5 0 4773	
1 0 4666	
1.5 0 4793	
2 0 6088	
2.5 0 6445	
3 0 6419	
3.5 0 5717	
4 0 6464	
4.5 0 7032	
5 0 7806	
5.5 0 9277	

2750_rpm,20_Nm(flash)_3,spray2 - Feb 10 - 07:50 PM -			CA	Repetition	Pixels
Base Record Type: Evaluation			6	0	9065
Base Record: 2750_rpm,20_Nm(flash)_3,mask			6.5	0	8442
Processing 50 Columns x 1 Rows			7	0	6070
Extract Spray: Red / Green between 0.6 and 6			7.5	0	4209
Extract Spray: Red / Blue between 0.6 and 6			8	0	978
Extract Spray: Intensity Threshold: 700			8.5	0	1317
CA	Repetition	Pixels	9	0	212
-10	0	0	9.5	0	2457
-9.5	0	0	10	0	328
-9	0	0	10.5	0	1199
-8.5	0	0	11	0	2686
-8	0	0	11.5	0	1466
-7.5	0	0	12	0	3765
-7	0	0	12.5	0	43
-6.5	0	0	13	0	390
-6	0	0	13.5	0	1480
-5.5	0	0	14	0	1138
-5	0	0	14.5	0	151
			Processing Method: Extract Spray		
-4.5	0	0			
-4	0	0			
-3.5	0	0			
-3	0	0			
-2.5	0	0			
-2	0	0			
-1.5	0	0			
-1	0	0			
-0.5	0	0			
0	0	546			
0.5	0	2180			
1	0	3159			
1.5	0	2900			
2	0	6068			
2.5	0	7065			
3	0	7963			
3.5	0	9310			
4	0	8926			
4.5	0	11871			
5	0	11305			
5.5	0	10770			

PD_2750_rpm,20_Nm(f)_1,spray - Feb 10 - 11:18 PM - Base Record Type: Evaluation Base Record: PD_2750_rpm,20_Nm(f)_1,mask Processing 38 Columns x 1 Rows Extract Spray: Red / Green between 0.6 and 6 Extract Spray: Red / Blue between 0.6 and 6 Extract Spray: Intensity Threshold: 700 CA Repetition Pixels -10 0 0 -9.5 0 0 -9 0 0 -8.5 0 0 -8 0 0 -7.5 0 0 -7 0 0 -6.5 0 0 -6 0 0 -5.5 0 0 -5 0 0 -4.5 0 0 -4 0 0 -3.5 0 0 -3 0 0 -2.5 0 39 -2 0 0 -1.5 0 643 -1 0 1174 -0.5 0 1272 0 0 3122 0.5 0 4298 1 0 5873 1.5 0 6116 2 0 7228 2.5 0 8800 3 0 8806 3.5 0 10779 4 0 10340 4.5 0 9773 5 0 12727 5.5 0 15966	CA Repetition Pixels 6 0 8490 6.5 0 18479 7 0 7521 7.5 0 7052 8 0 2527 8.5 0 3029 Processing Method: Extract Spray
--	---

PD_720_rpm,0_Nm(nf)_1_cal - Feb 09 - 07:37 PM -				CA	Repetition	flame size	calibration value
Base Record Type: Evaluation				14.5	0	77933	2.59128e-017
Base Record: PD_720_rpm,0_Nm(nf)_1_avg				15.0	0	71409	1.94517e-017
Processing 101 Columns x 1 Rows				15.5	0	70994	2.15027e-017
Processing Method: Calibrate ThermoVision				16.0	0	75838	1.97648e-017
CA	Repetition	flame size	calibration value	16.5	0	69146	1.63213e-017
-10.0	0	0	1.09915e-018	17.0	0	73849	1.6955e-017
-9.5	0	0	1.09915e-018	17.5	0	82160	1.36141e-017
-9.0	0	0	1.09915e-018	18.0	0	68216	9.97961e-018
-8.5	0	0	1.09915e-018	18.5	0	74087	1.16753e-017
-8.0	0	0	1.09915e-018	19.0	0	52298	6.98573e-018
-7.5	0	0	1.09915e-018	19.5	0	74664	8.26882e-018
-7.0	0	0	1.09915e-018	20.0	0	76563	5.70264e-018
-6.5	0	0	1.09915e-018	20.5	0	64726	6.43334e-018
-6.0	0	0	1.09915e-018	21.0	0	79836	1.16753e-017
-5.5	0	0	1.09915e-018	21.5	0	48406	1.11681e-017
-5.0	0	0	1.09915e-018	22.0	0	58779	6.35236e-018
-4.5	0	0	1.09915e-018	22.5	0	53158	6.0734e-018
-4.0	0	0	1.09915e-018	23.0	0	50339	1.11681e-017
-3.5	0	0	1.09915e-018	23.5	0	38121	6.13033e-018
-3.0	0	0	1.09915e-018	24.0	0	5382	1.16895e-018
-2.5	0	0	1.09915e-018	24.5	0	28650	4.30283e-018
-2.0	0	0	1.09915e-018	25.0	0	696	9.93535e-019
-1.5	0	0	1.09915e-018	25.5	0	4889	1.4152e-018
-1.0	0	0	1.09915e-018	26.0	0	2642	6.18859e-019
-0.5	0	0	1.09915e-018	26.5	0	1935	1.4152e-018
0.0	0	0	1.09915e-018	27.0	0	0	1.09915e-018
0.5	0	0	1.09915e-018	27.5	0	2091	6.18859e-019
1.0	0	0	1.09915e-018	28.0	0	559	6.18859e-019
1.5	0	0	1.09915e-018	28.5	0	0	1.09915e-018
2.0	0	0	1.09915e-018	29.0	0	1	6.20738e-020
2.5	0	0	1.09915e-018	29.5	0	0	4.39661e-018
3.0	0	0	1.09915e-018	30.0	0	0	1.09915e-018
3.5	0	0	1.09915e-018	30.5	0	0	1.09915e-018
4.0	0	0	1.09915e-018	31.0	0	0	1.09915e-018
4.5	0	0	1.09915e-018	31.5	0	0	1.09915e-018
5.0	0	789	2.80813e-019	32.0	0	0	1.09915e-018
5.5	0	8267	1.90428e-018	32.5	0	0	1.09915e-018
6.0	0	15069	2.65407e-018	33.0	0	0	1.09915e-018
6.5	0	15997	1.04909e-017	33.5	0	0	1.09915e-018
7.0	0	21318	8.69652e-018	34.0	0	0	1.09915e-018
7.5	0	29523	1.42566e-017	34.5	0	0	1.09915e-018
8.0	0	49076	1.15089e-017	35.0	0	0	1.09915e-018
8.5	0	50865	1.21486e-017	35.5	0	0	1.09915e-018
9.0	0	57008	1.49886e-017	36.0	0	0	1.09915e-018
9.5	0	65118	1.62574e-017	36.5	0	0	1.09915e-018
10.0	0	66606	2.08835e-017	37.0	0	0	1.09915e-018
10.5	0	69994	1.35686e-017	37.5	0	0	1.09915e-018
11.0	0	79212	2.85055e-017	38.0	0	0	1.09915e-018
11.5	0	73331	1.52413e-017	38.5	0	0	1.09915e-018
12.0	0	73891	1.94517e-017	39.0	0	0	1.09915e-018
12.5	0	71801	2.09699e-017	39.5	0	0	1.09915e-018
13.0	0	75654	1.9938e-017	40.0	0	0	1.09915e-018
13.5	0	75787	1.64433e-017	TV Calibration Value: Red kcorr, opt= 1.11681e-017			
14.0	0	71738	2.46128e-017				

1000_rpm,30_Nm(nf)_1,cal_2 - Feb 09 - 02:38 AM -				CA	Repetition	flame size	calibration value
Base Record Type: Evaluation				14.5	0	71247	1.88124e-017
Base Record: 1000_rpm,30_Nm(nf)_1,avg_2				15.0	0	75466	1.98892e-017
Processing 101 Columns x 1 Rows				15.5	0	72872	2.08835e-017
Processing Method: Calibrate ThermoVision				16.0	0	80668	3.03133e-017
CA	Repetition	flame size	calibration value	16.5	0	78226	2.53848e-017
-10.0	0	0	1.09915e-018	17.0	0	75727	2.88534e-017
-9.5	0	0	1.09915e-018	17.5	0	77276	3.12132e-017
-9.0	0	0	1.09915e-018	18.0	0	74963	2.77871e-017
-8.5	0	0	1.09915e-018	18.5	0	78976	2.36659e-017
-8.0	0	0	1.09915e-018	19.0	0	82063	2.14012e-017
-7.5	0	0	1.09915e-018	19.5	0	76071	1.34621e-017
-7.0	0	0	1.09915e-018	20.0	0	75405	1.62574e-017
-6.5	0	0	1.09915e-018	20.5	0	86008	2.82812e-017
-6.0	0	0	1.09915e-018	21.0	0	76925	1.16133e-017
-5.5	0	0	1.09915e-018	21.5	0	87606	2.10536e-017
-5.0	0	0	1.09915e-018	22.0	0	71102	8.69652e-018
-4.5	0	0	1.09915e-018	22.5	0	68071	1.63311e-017
-4.0	0	0	1.09915e-018	23.0	0	80631	1.80606e-017
-3.5	0	0	1.09915e-018	23.5	0	81922	1.70681e-017
-3.0	0	0	1.09915e-018	24.0	0	86711	1.54646e-017
-2.5	0	0	1.09915e-018	24.5	0	84885	2.24286e-017
-2.0	0	0	1.09915e-018	25.0	0	73027	1.87485e-017
-1.5	0	0	1.09915e-018	25.5	0	73205	1.14592e-017
-1.0	0	0	1.09915e-018	26.0	0	79610	2.47639e-017
-0.5	0	0	1.09915e-018	26.5	0	42174	5.79558e-018
0.0	0	0	1.09915e-018	27.0	0	73389	1.21486e-017
0.5	0	1142	3.88164e-019	27.5	0	7765	1.4152e-018
1.0	0	1764	6.9968e-019	28.0	0	13174	2.16374e-018
1.5	0	1206	5.95291e-019	28.5	0	7430	1.71905e-018
2.0	0	10764	2.06536e-018	29.0	0	20583	3.16636e-018
2.5	0	8338	2.09684e-018	29.5	0	5784	1.82233e-018
3.0	0	16498	3.53767e-018	30.0	0	6508	2.65407e-018
3.5	0	14892	6.04855e-018	30.5	0	14911	2.23861e-018
4.0	0	18713	9.376e-018	31.0	0	20654	5.70264e-018
4.5	0	25595	1.40963e-017	31.5	0	478	6.18859e-019
5.0	0	33096	1.71373e-017	32.0	0	407	9.93535e-019
5.5	0	36528	1.54924e-017	32.5	0	2525	8.29984e-019
6.0	0	42320	1.89497e-017	33.0	0	150	2.80813e-019
6.5	0	41463	2.08177e-017	33.5	0	120	2.80813e-019
7.0	0	52799	2.13561e-017	34.0	0	4112	5.14823e-019
7.5	0	56423	2.30507e-017	34.5	0	10	6.20738e-020
8.0	0	64769	2.01419e-017	35.0	0	9	6.20738e-020
8.5	0	74449	1.7596e-017	35.5	0	0	1.09915e-018
9.0	0	72966	2.01419e-017	36.0	0	0	1.09915e-018
9.5	0	79344	2.01419e-017	36.5	0	3	6.20738e-020
10.0	0	78519	1.47333e-017	37.0	0	140	2.80813e-019
10.5	0	79791	1.95926e-017	37.5	0	0	1.09915e-018
11.0	0	72224	2.04741e-017	38.0	0	0	1.09915e-018
11.5	0	80712	1.73654e-017	38.5	0	0	1.09915e-018
12.0	0	78631	2.24329e-017	39.0	0	0	1.09915e-018
12.5	0	76035	2.18832e-017	39.5	0	0	1.09915e-018
13.0	0	66007	1.51265e-017	40.0	0	0	1.09915e-018
13.5	0	71144	1.94382e-017	TV Calibration Value: Red kcorr, opt= 1.54924e-017			
14.0	0	76669	2.01419e-017				

PD_1000_rpm,30_Nm(nf)_2,cal - Feb 09 - 07:59 PM -				CA	Repetition	flame size	calibration value
Base Record Type: Evaluation				14.5	0	63687	2.01419e-017
Base Record: PD_1000_rpm,30_Nm(nf)_2,avg				15.0	0	67503	1.70681e-017
Processing 101 Columns x 1 Rows				15.5	0	65489	1.94382e-017
Processing Method: Calibrate ThermoVision				16.0	0	75710	2.06913e-017
CA	Repetition	flame size	calibration value	16.5	0	75073	2.14012e-017
-10.0	0	0	1.09915e-018	17.0	0	67872	2.51623e-017
-9.5	0	0	1.09915e-018	17.5	0	76675	1.81239e-017
-9.0	0	0	1.09915e-018	18.0	0	84126	1.86517e-017
-8.5	0	0	1.09915e-018	18.5	0	83957	1.91331e-017
-8.0	0	0	1.09915e-018	19.0	0	82201	2.20153e-017
-7.5	0	0	1.09915e-018	19.5	0	85658	2.35786e-017
-7.0	0	0	1.09915e-018	20.0	0	81568	1.46843e-017
-6.5	0	0	1.09915e-018	20.5	0	76697	2.01419e-017
-6.0	0	0	1.09915e-018	21.0	0	75298	2.06913e-017
-5.5	0	0	1.09915e-018	21.5	0	68643	7.45132e-018
-5.0	0	0	1.09915e-018	22.0	0	45733	3.56415e-018
-4.5	0	0	1.09915e-018	22.5	0	66371	7.95937e-018
-4.0	0	0	1.09915e-018	23.0	0	88373	1.68695e-017
-3.5	0	0	1.09915e-018	23.5	0	69723	8.26882e-018
-3.0	0	0	1.09915e-018	24.0	0	64663	9.97961e-018
-2.5	0	0	1.09915e-018	24.5	0	85114	1.57927e-017
-2.0	0	0	1.09915e-018	25.0	0	63983	8.31126e-018
-1.5	0	0	1.09915e-018	25.5	0	54590	2.16374e-018
-1.0	0	0	1.09915e-018	26.0	0	33257	2.65407e-018
-0.5	0	0	1.09915e-018	26.5	0	59879	5.97869e-018
0.0	0	0	1.09915e-018	27.0	0	38414	4.30283e-018
0.5	0	0	1.09915e-018	27.5	0	7984	9.93535e-019
1.0	0	0	1.09915e-018	28.0	0	33756	8.26882e-018
1.5	0	0	1.09915e-018	28.5	0	19785	3.86615e-018
2.0	0	1659	1.04098e-018	29.0	0	43799	5.60502e-018
2.5	0	1457	5.14823e-019	29.5	0	9869	2.65407e-018
3.0	0	2587	1.21686e-018	30.0	0	4110	1.53092e-018
3.5	0	10711	4.44328e-018	30.5	0	11935	3.16636e-018
4.0	0	15407	5.97271e-018	31.0	0	3451	9.93535e-019
4.5	0	18479	1.16904e-017	31.5	0	646	2.80813e-019
5.0	0	21859	1.40419e-017	32.0	0	13352	1.90428e-018
5.5	0	30251	1.5112e-017	32.5	0	927	2.80813e-019
6.0	0	30950	1.92095e-017	33.0	0	9904	1.4152e-018
6.5	0	38062	1.79523e-017	33.5	0	16	6.20738e-020
7.0	0	47918	1.94484e-017	34.0	0	33	6.20738e-020
7.5	0	50328	1.47333e-017	34.5	0	4	6.20738e-020
8.0	0	65265	1.34621e-017	35.0	0	573	2.80813e-019
8.5	0	60462	1.63311e-017	35.5	0	1470	6.18859e-019
9.0	0	58733	1.83167e-017	36.0	0	0	1.09915e-018
9.5	0	60308	1.55642e-017	36.5	0	0	4.39661e-018
10.0	0	61480	1.55642e-017	37.0	0	14	6.20738e-020
10.5	0	78063	1.8132e-017	37.5	0	0	1.09915e-018
11.0	0	67542	1.74537e-017	38.0	0	0	4.39661e-018
11.5	0	65132	1.21486e-017	38.5	0	0	1.09915e-018
12.0	0	68101	1.86517e-017	39.0	0	0	1.09915e-018
12.5	0	73549	1.9731e-017	39.5	0	0	1.09915e-018
13.0	0	69734	2.13561e-017	40.0	0	0	1.09915e-018
13.5	0	77405	1.94382e-017	TV Calibration Value: Red kcorr, opt= 1.21486e-017			
14.0	0	67710	1.88124e-017				

2000_rpm,30_Nm(nf)_2,cal - Feb 09 - 01:34 AM -				CA	Repetition	flame size	calibration value
Base Record Type: Evaluation				14.5	0	74707	1.96525e-017
Base Record: 2000_rpm,30_Nm(nf)_2,avg				15.0	0	72170	1.69905e-017
Processing 101 Columns x 1 Rows				15.5	0	74113	2.42884e-017
Processing Method: Calibrate ThermoVision				16.0	0	69960	2.31226e-017
CA	Repetition	flame size	calibration value	16.5	0	74060	2.32996e-017
-10.0	0	0	1.09915e-018	17.0	0	71872	2.3037e-017
-9.5	0	0	1.09915e-018	17.5	0	71984	1.94097e-017
-9.0	0	0	1.09915e-018	18.0	0	69667	1.99072e-017
-8.5	0	0	1.09915e-018	18.5	0	69411	2.34483e-017
-8.0	0	0	1.09915e-018	19.0	0	66714	1.24714e-017
-7.5	0	0	1.09915e-018	19.5	0	67355	1.73265e-017
-7.0	0	0	1.09915e-018	20.0	0	68499	1.47151e-017
-6.5	0	0	1.09915e-018	20.5	0	47867	1.32035e-017
-6.0	0	0	1.09915e-018	21.0	0	52737	1.56235e-017
-5.5	0	0	1.09915e-018	21.5	0	48108	1.88694e-017
-5.0	0	0	1.09915e-018	22.0	0	33621	1.09066e-017
-4.5	0	0	1.09915e-018	22.5	0	51418	1.12579e-017
-4.0	0	0	1.09915e-018	23.0	0	43162	1.09442e-017
-3.5	0	0	1.09915e-018	23.5	0	31487	1.14331e-017
-3.0	0	0	1.09915e-018	24.0	0	33711	6.04855e-018
-2.5	0	0	1.09915e-018	24.5	0	12611	3.53105e-018
-2.0	0	0	1.09915e-018	25.0	0	17370	6.23378e-018
-1.5	0	0	1.09915e-018	25.5	0	8998	2.60804e-018
-1.0	0	0	1.09915e-018	26.0	0	5916	1.53092e-018
-0.5	0	334	2.80899e-019	26.5	0	5634	2.81924e-018
0.0	0	2907	5.14823e-019	27.0	0	3353	1.53092e-018
0.5	0	6132	9.05576e-019	27.5	0	1773	5.14823e-019
1.0	0	12827	1.82233e-018	28.0	0	1026	2.80813e-019
1.5	0	15461	3.70108e-018	28.5	0	300	5.14823e-019
2.0	0	22906	5.40928e-018	29.0	0	1912	8.29984e-019
2.5	0	31327	7.14789e-018	29.5	0	1789	1.16895e-018
3.0	0	39337	1.37382e-017	30.0	0	395	2.80813e-019
3.5	0	35879	1.63836e-017	30.5	0	122	2.47613e-019
4.0	0	51069	1.40587e-017	31.0	0	917	5.14823e-019
4.5	0	53816	1.74833e-017	31.5	0	16	8.69033e-020
5.0	0	57779	1.74833e-017	32.0	0	389	6.18859e-019
5.5	0	62028	1.4489e-017	32.5	0	176	5.14823e-019
6.0	0	69143	1.80308e-017	33.0	0	31	2.47613e-019
6.5	0	69035	2.09515e-017	33.5	0	615	8.29984e-019
7.0	0	67806	2.12053e-017	34.0	0	0	1.09915e-018
7.5	0	73345	1.73341e-017	34.5	0	0	1.09915e-018
8.0	0	75681	1.4489e-017	35.0	0	0	1.09915e-018
8.5	0	75010	1.39923e-017	35.5	0	0	1.09915e-018
9.0	0	71915	1.74624e-017	36.0	0	0	1.09915e-018
9.5	0	73679	1.08076e-017	36.5	0	0	1.09915e-018
10.0	0	73258	1.41364e-017	37.0	0	0	1.09915e-018
10.5	0	74931	1.1982e-017	37.5	0	0	1.09915e-018
11.0	0	69584	1.7415e-017	38.0	0	0	1.09915e-018
11.5	0	72496	1.66785e-017	38.5	0	0	1.09915e-018
12.0	0	72259	1.89749e-017	39.0	0	0	1.09915e-018
12.5	0	68227	1.84325e-017	39.5	0	0	1.09915e-018
13.0	0	69791	2.02698e-017	40.0	0	0	1.09915e-018
13.5	0	73151	2.04584e-017	TV Calibration Value: Red kcorr, opt= 1.32035e-017			
14.0	0	70243	2.20663e-017				

PD_2000_rpm,30_Nm(nf)_1,cal - Feb 09 - 08:44 PM -				CA	Repetition	flame size	calibration value
Base Record Type: Evaluation				14.5	0	71573	2.28926e-017
Base Record: PD_2000_rpm,30_Nm(nf)_1,avg				15.0	0	78553	2.22033e-017
Processing 101 Columns x 1 Rows				15.5	0	75909	2.36656e-017
Processing Method: Calibrate ThermoVision				16.0	0	70042	2.46028e-017
CA	Repetition	flame size	calibration value	16.5	0	73457	2.17532e-017
-10.0	0	0	1.09915e-018	17.0	0	69899	2.42227e-017
-9.5	0	0	1.09915e-018	17.5	0	65914	2.3239e-017
-9.0	0	0	1.09915e-018	18.0	0	75101	2.6078e-017
-8.5	0	0	1.09915e-018	18.5	0	75640	1.99158e-017
-8.0	0	0	1.09915e-018	19.0	0	69532	1.89749e-017
-7.5	0	0	1.09915e-018	19.5	0	63763	1.79033e-017
-7.0	0	0	1.09915e-018	20.0	0	70655	1.76966e-017
-6.5	0	0	1.09915e-018	20.5	0	69790	1.79285e-017
-6.0	0	0	1.09915e-018	21.0	0	72223	8.63466e-018
-5.5	0	0	1.09915e-018	21.5	0	70278	1.2828e-017
-5.0	0	0	1.09915e-018	22.0	0	60336	8.16768e-018
-4.5	0	0	1.09915e-018	22.5	0	51821	9.80996e-018
-4.0	0	0	1.09915e-018	23.0	0	40618	7.27331e-018
-3.5	0	0	1.09915e-018	23.5	0	26826	8.90272e-018
-3.0	0	0	1.09915e-018	24.0	0	11574	5.65909e-018
-2.5	0	0	1.09915e-018	24.5	0	10868	3.97913e-018
-2.0	0	0	1.09915e-018	25.0	0	38603	4.7765e-018
-1.5	0	0	1.09915e-018	25.5	0	25297	3.18761e-018
-1.0	0	2	6.20738e-020	26.0	0	11588	2.81502e-018
-0.5	0	2698	5.14823e-019	26.5	0	13257	2.41856e-018
0.0	0	10728	2.26915e-018	27.0	0	11685	1.16895e-018
0.5	0	10907	2.60804e-018	27.5	0	2482	8.29984e-019
1.0	0	16253	8.11384e-018	28.0	0	4473	1.4152e-018
1.5	0	19927	8.85146e-018	28.5	0	1507	6.18859e-019
2.0	0	36093	9.3012e-018	29.0	0	3299	2.65407e-018
2.5	0	38520	1.82066e-017	29.5	0	2186	1.53092e-018
3.0	0	39150	1.99466e-017	30.0	0	2578	9.93535e-019
3.5	0	46024	1.93438e-017	30.5	0	1347	6.18859e-019
4.0	0	60163	2.11069e-017	31.0	0	11548	2.29304e-018
4.5	0	57931	2.66565e-017	31.5	0	798	2.80813e-019
5.0	0	67298	2.07902e-017	32.0	0	259	2.80813e-019
5.5	0	65021	2.21118e-017	32.5	0	497	2.80813e-019
6.0	0	60847	2.50441e-017	33.0	0	168	2.80813e-019
6.5	0	76274	2.22033e-017	33.5	0	291	6.18859e-019
7.0	0	70789	2.37804e-017	34.0	0	788	2.80813e-019
7.5	0	75774	1.9762e-017	34.5	0	44	6.20738e-020
8.0	0	70158	2.26478e-017	35.0	0	0	1.09915e-018
8.5	0	76363	2.01042e-017	35.5	0	91	2.80813e-019
9.0	0	78893	1.56235e-017	36.0	0	0	1.09915e-018
9.5	0	77860	1.55515e-017	36.5	0	0	1.09915e-018
10.0	0	74710	1.99604e-017	37.0	0	0	1.09915e-018
10.5	0	72499	1.96085e-017	37.5	0	0	1.09915e-018
11.0	0	76884	1.40866e-017	38.0	0	0	1.09915e-018
11.5	0	67481	2.01267e-017	38.5	0	0	1.09915e-018
12.0	0	62685	1.92136e-017	39.0	0	0	1.09915e-018
12.5	0	77452	2.36656e-017	39.5	0	0	1.09915e-018
13.0	0	74009	2.62664e-017	40.0	0	0	1.09915e-018
13.5	0	71753	2.07393e-017	TV Calibration Value: Red kcorr, opt= 1.40866e-017			
14.0	0	67711	2.08599e-017				

PD_2000_rpm,50_Nm(nf)_2,cal - Feb 09 - 08:23 PM -				CA Repetition flame size calibration value			
Base Record Type: Evaluation				14.5	0	86507	1.8451e-017
Base Record: PD_2000_rpm,50_Nm(nf)_2,avg				15.0	0	85752	2.08835e-017
Processing 101 Columns x 1 Rows				15.5	0	74972	1.45153e-017
Processing Method: Calibrate ThermoVision				16.0	0	79836	1.98479e-017
CA	Repetition	flame size	calibration value	16.5	0	78824	1.6955e-017
-10.0	0	0	1.09915e-018	17.0	0	83756	2.40474e-017
-9.5	0	0	1.09915e-018	17.5	0	82354	1.9938e-017
-9.0	0	0	1.09915e-018	18.0	0	73876	1.94517e-017
-8.5	0	0	1.09915e-018	18.5	0	82205	1.94484e-017
-8.0	0	0	1.09915e-018	19.0	0	84568	2.74578e-017
-7.5	0	0	1.09915e-018	19.5	0	91250	2.82812e-017
-7.0	0	0	1.09915e-018	20.0	0	81487	1.83614e-017
-6.5	0	0	1.09915e-018	20.5	0	84385	2.80921e-017
-6.0	0	0	1.09915e-018	21.0	0	84093	2.04243e-017
-5.5	0	0	1.09915e-018	21.5	0	82126	1.50603e-017
-5.0	0	0	1.09915e-018	22.0	0	77703	1.50149e-017
-4.5	0	0	1.09915e-018	22.5	0	47874	1.16753e-017
-4.0	0	0	1.09915e-018	23.0	0	82157	1.50603e-017
-3.5	0	0	1.09915e-018	23.5	0	44900	4.75752e-018
-3.0	0	0	1.09915e-018	24.0	0	78969	8.12757e-018
-2.5	0	0	1.09915e-018	24.5	0	61101	3.44643e-018
-2.0	0	0	1.09915e-018	25.0	0	20017	2.9853e-018
-1.5	0	0	1.09915e-018	25.5	0	44174	6.0734e-018
-1.0	0	22	8.69033e-020	26.0	0	66732	6.55803e-018
-0.5	0	111	1.86221e-019	26.5	0	62590	5.75828e-018
0.0	0	8311	1.17423e-018	27.0	0	37234	2.65407e-018
0.5	0	14236	2.09684e-018	27.5	0	5314	1.4152e-018
1.0	0	18479	3.91944e-018	28.0	0	41667	3.60124e-018
1.5	0	19535	3.60124e-018	28.5	0	2271	9.93535e-019
2.0	0	31051	8.12757e-018	29.0	0	4450	9.93535e-019
2.5	0	33459	1.21181e-017	29.5	0	2674	9.93535e-019
3.0	0	46753	1.82875e-017	30.0	0	1985	9.93535e-019
3.5	0	52619	1.57494e-017	30.5	0	2303	6.18859e-019
4.0	0	53962	1.49886e-017	31.0	0	988	6.18859e-019
4.5	0	60846	1.63213e-017	31.5	0	947	2.80813e-019
5.0	0	59584	2.09699e-017	32.0	0	834	6.18859e-019
5.5	0	69073	1.94382e-017	32.5	0	340	2.80813e-019
6.0	0	81457	1.45153e-017	33.0	0	990	6.18859e-019
6.5	0	73413	1.55642e-017	33.5	0	98	2.80813e-019
7.0	0	78027	2.77871e-017	34.0	0	5584	5.14823e-019
7.5	0	75420	1.92095e-017	34.5	0	104	2.80813e-019
8.0	0	74562	1.39798e-017	35.0	0	0	1.09915e-018
8.5	0	88340	2.06721e-017	35.5	0	65	2.80813e-019
9.0	0	73270	1.9938e-017	36.0	0	0	1.09915e-018
9.5	0	75253	1.5112e-017	36.5	0	273	2.80813e-019
10.0	0	72989	1.64433e-017	37.0	0	0	1.09915e-018
10.5	0	71953	1.59823e-017	37.5	0	0	1.09915e-018
11.0	0	69886	1.76782e-017	38.0	0	68	2.80813e-019
11.5	0	83532	1.50603e-017	38.5	0	0	1.09915e-018
12.0	0	79075	1.55052e-017	39.0	0	0	1.09915e-018
12.5	0	55484	1.45153e-017	39.5	0	0	1.09915e-018
13.0	0	76805	1.92095e-017	40.0	0	0	1.09915e-018
13.5	0	81971	1.89497e-017	TV Calibration Value: Red kcorr, opt= 1.45153e-017			
14.0	0	81531	1.39798e-017				

2250_rpm,20_Nm(nf)_1,cal				- Mar 09 - 01:52 AM -				CA	Repetition	flame size	calibration value
Base Record Type: Evaluation								14.5	0	58028	1.11733e-017
Base Record: 2250_rpm,20_Nm(nf)_1,avg								15.0	0	58776	8.34645e-018
Processing 101 Columns x 1 Rows								15.5	0	60111	8.94825e-018
Processing Method: Calibrate ThermoVision								16.0	0	64404	9.84753e-018
CA	Repetition	flame size	calibration value					16.5	0	66114	9.40723e-018
-10.0	0	0	1.09915e-018					17.0	0	66619	1.03774e-017
-9.5	0	0	1.09915e-018					17.5	0	59359	1.14974e-017
-9.0	0	0	1.09915e-018					18.0	0	58622	9.52007e-018
-8.5	0	0	1.09915e-018					18.5	0	59322	1.1802e-017
-8.0	0	0	1.09915e-018					19.0	0	60408	1.08696e-017
-7.5	0	0	1.09915e-018					19.5	0	44703	1.19224e-017
-7.0	0	0	1.09915e-018					20.0	0	44647	1.23472e-017
-6.5	0	0	1.09915e-018					20.5	0	47740	7.77585e-018
-6.0	0	0	1.09915e-018					21.0	0	40441	6.05263e-018
-5.5	0	0	1.09915e-018					21.5	0	16559	8.35253e-018
-5.0	0	0	1.09915e-018					22.0	0	28521	6.19092e-018
-4.5	0	0	1.09915e-018					22.5	0	64744	9.62338e-018
-4.0	0	0	1.09915e-018					23.0	0	10487	2.16374e-018
-3.5	0	0	1.09915e-018					23.5	0	4671	3.70108e-018
-3.0	0	0	1.09915e-018					24.0	0	3098	7.48834e-019
-2.5	0	0	1.09915e-018					24.5	0	2666	8.29984e-019
-2.0	0	0	1.09915e-018					25.0	0	4245	7.01194e-019
-1.5	0	0	1.09915e-018					25.5	0	7750	1.04098e-018
-1.0	0	0	1.09915e-018					26.0	0	156	2.47613e-019
-0.5	0	168	1.11733e-019					26.5	0	82	2.80813e-019
0.0	0	2383	4.83816e-019					27.0	0	12518	2.2583e-018
0.5	0	554	2.48132e-019					27.5	0	8	6.20738e-020
1.0	0	433	2.80899e-019					28.0	0	6077	1.16895e-018
1.5	0	12248	1.3898e-018					28.5	0	153	5.14823e-019
2.0	0	12835	1.32695e-018					29.0	0	278	5.14823e-019
2.5	0	12502	9.0672e-019					29.5	0	42	5.14823e-019
3.0	0	26546	4.26566e-018					30.0	0	122	2.80813e-019
3.5	0	34322	7.1454e-018					30.5	0	1077	2.61506e-019
4.0	0	47386	9.84186e-018					31.0	0	187	2.48132e-019
4.5	0	49201	1.03748e-017					31.5	0	83	6.18859e-019
5.0	0	56322	1.41213e-017					32.0	0	196	7.48834e-019
5.5	0	62487	1.49678e-017					32.5	0	0	1.09915e-018
6.0	0	66691	1.44998e-017					33.0	0	18	2.47613e-019
6.5	0	66975	1.333e-017					33.5	0	0	1.09915e-018
7.0	0	72311	1.05526e-017					34.0	0	177	2.48132e-019
7.5	0	71921	8.79279e-018					34.5	0	0	1.09915e-018
8.0	0	73503	8.17288e-018					35.0	0	25	2.47613e-019
8.5	0	71505	8.53697e-018					35.5	0	0	1.09915e-018
9.0	0	72081	1.12579e-017					36.0	0	0	1.09915e-018
9.5	0	69751	1.34955e-017					36.5	0	0	1.09915e-018
10.0	0	69343	1.26134e-017					37.0	0	0	1.09915e-018
10.5	0	54550	1.25906e-017					37.5	0	0	1.09915e-018
11.0	0	62620	1.00784e-017					38.0	0	0	1.09915e-018
11.5	0	68207	1.95188e-017					38.5	0	0	1.09915e-018
12.0	0	58267	1.50307e-017					39.0	0	0	1.09915e-018
12.5	0	63074	1.49214e-017					39.5	0	0	1.09915e-018
13.0	0	63170	1.17421e-017					40.0	0	0	1.09915e-018
13.5	0	67171	1.43837e-017					TV Calibration Value: Red kcorr, opt= 8.17288e-018			
14.0	0	63550	1.15604e-017								

PD_2250_rpm,20_Nm(nf)_1,cal - Feb 09 - 09:08 PM -				CA	Repetition	flame size	calibration value
Base Record Type: Evaluation				14.5	0	63728	1.45114e-017
Base Record: PD_2250_rpm,20_Nm(nf)_1,avg				15.0	0	60613	1.86551e-017
Processing 101 Columns x 1 Rows				15.5	0	63833	1.32656e-017
Processing Method: Calibrate ThermoVision				16.0	0	67113	1.78873e-017
CA	Repetition	flame size	calibration value	16.5	0	66365	1.42283e-017
-10.0	0	0	1.09915e-018	17.0	0	62433	1.5948e-017
-9.5	0	0	1.09915e-018	17.5	0	57202	1.66255e-017
-9.0	0	0	1.09915e-018	18.0	0	63465	1.80939e-017
-8.5	0	0	1.09915e-018	18.5	0	48776	1.06762e-017
-8.0	0	0	1.09915e-018	19.0	0	55584	9.63521e-018
-7.5	0	0	1.09915e-018	19.5	0	35584	8.4922e-018
-7.0	0	0	1.09915e-018	20.0	0	45490	7.44885e-018
-6.5	0	0	1.09915e-018	20.5	0	25482	9.14967e-018
-6.0	0	0	1.09915e-018	21.0	0	33214	1.32485e-017
-5.5	0	0	1.09915e-018	21.5	0	23134	7.25068e-018
-5.0	0	0	1.09915e-018	22.0	0	12294	2.02717e-018
-4.5	0	0	1.09915e-018	22.5	0	13995	6.26978e-018
-4.0	0	0	1.09915e-018	23.0	0	13321	4.05691e-018
-3.5	0	0	1.09915e-018	23.5	0	11020	3.70108e-018
-3.0	0	0	1.09915e-018	24.0	0	1988	1.53092e-018
-2.5	0	0	1.09915e-018	24.5	0	8502	1.3898e-018
-2.0	0	0	1.09915e-018	25.0	0	1785	8.29984e-019
-1.5	0	0	1.09915e-018	25.5	0	2428	8.29984e-019
-1.0	0	270	2.47613e-019	26.0	0	3154	8.29984e-019
-0.5	0	1922	4.64275e-019	26.5	0	663	5.14823e-019
0.0	0	8333	1.26688e-018	27.0	0	1042	6.18859e-019
0.5	0	15212	1.91889e-018	27.5	0	268	2.80813e-019
1.0	0	21521	6.89684e-018	28.0	0	1404	5.14823e-019
1.5	0	28380	8.17937e-018	28.5	0	0	1.09915e-018
2.0	0	20095	1.26558e-017	29.0	0	30	2.80813e-019
2.5	0	37547	1.66092e-017	29.5	0	0	1.09915e-018
3.0	0	48613	1.44061e-017	30.0	0	0	1.09915e-018
3.5	0	53412	1.94317e-017	30.5	0	15	2.80813e-019
4.0	0	52717	1.72655e-017	31.0	0	108	2.80813e-019
4.5	0	61096	1.72635e-017	31.5	0	0	1.09915e-018
5.0	0	69139	1.2721e-017	32.0	0	0	1.09915e-018
5.5	0	70988	1.22263e-017	32.5	0	0	1.09915e-018
6.0	0	54723	1.6573e-017	33.0	0	0	1.09915e-018
6.5	0	72474	1.47229e-017	33.5	0	0	1.09915e-018
7.0	0	70473	1.45238e-017	34.0	0	55	2.80813e-019
7.5	0	70009	1.43957e-017	34.5	0	0	1.09915e-018
8.0	0	67031	1.54164e-017	35.0	0	0	1.09915e-018
8.5	0	59694	1.36453e-017	35.5	0	0	1.09915e-018
9.0	0	59901	1.31625e-017	36.0	0	0	1.09915e-018
9.5	0	66097	1.33487e-017	36.5	0	0	1.09915e-018
10.0	0	59730	1.34775e-017	37.0	0	0	1.09915e-018
10.5	0	62827	1.84063e-017	37.5	0	0	1.09915e-018
11.0	0	63260	1.55654e-017	38.0	0	0	1.09915e-018
11.5	0	55348	1.86249e-017	38.5	0	0	1.09915e-018
12.0	0	67671	1.87733e-017	39.0	0	0	1.09915e-018
12.5	0	62318	1.60747e-017	39.5	0	0	1.09915e-018
13.0	0	69565	1.37861e-017	40.0	0	0	1.09915e-018
13.5	0	65575	1.26345e-017	TV Calibration Value: Red kcorr, opt= 1.26558e-017			
14.0	0	65865	1.36453e-017				

2750_rpm,20_Nm(nf)_3,cal - Feb 09 - 01:15 AM -				CA	Repetition	flame size	calibration value
Base Record Type: Evaluation				14.5	0	59525	1.29824e-017
Base Record: 2750_rpm,20_Nm(nf)_3,avg				15.0	0	60816	6.72146e-018
Processing 101 Columns x 1 Rows				15.5	0	59805	1.44063e-017
Processing Method: Calibrate ThermoVision				16.0	0	59551	1.08491e-017
CA	Repetition	flame size	calibration value	16.5	0	63148	1.15913e-017
-10.0	0	0	1.09915e-018	17.0	0	56091	8.99141e-018
-9.5	0	0	1.09915e-018	17.5	0	59549	8.59913e-018
-9.0	0	0	1.09915e-018	18.0	0	62102	8.40743e-018
-8.5	0	0	1.09915e-018	18.5	0	58400	9.90893e-018
-8.0	0	0	1.09915e-018	19.0	0	57133	1.26869e-017
-7.5	0	0	1.09915e-018	19.5	0	54395	9.37042e-018
-7.0	0	0	1.09915e-018	20.0	0	39373	5.44668e-018
-6.5	0	0	1.09915e-018	20.5	0	43450	3.58772e-018
-6.0	0	0	1.09915e-018	21.0	0	37165	5.45418e-018
-5.5	0	0	1.09915e-018	21.5	0	29871	5.19504e-018
-5.0	0	0	1.09915e-018	22.0	0	21957	4.73312e-018
-4.5	0	0	1.09915e-018	22.5	0	19365	2.62092e-018
-4.0	0	0	1.09915e-018	23.0	0	23189	3.18761e-018
-3.5	0	0	1.09915e-018	23.5	0	11381	2.02717e-018
-3.0	0	0	1.09915e-018	24.0	0	8960	1.82233e-018
-2.5	0	0	1.09915e-018	24.5	0	9756	2.06536e-018
-2.0	0	0	1.09915e-018	25.0	0	1914	7.48834e-019
-1.5	0	0	1.09915e-018	25.5	0	1354	5.14823e-019
-1.0	0	0	1.09915e-018	26.0	0	1155	9.82844e-019
-0.5	0	0	1.09915e-018	26.5	0	822	7.48834e-019
0.0	0	0	1.09915e-018	27.0	0	601	5.14823e-019
0.5	0	0	1.09915e-018	27.5	0	163	2.47613e-019
1.0	0	1958	2.80899e-019	28.0	0	141	2.80813e-019
1.5	0	61	1.11733e-019	28.5	0	124	5.14823e-019
2.0	0	15062	9.1054e-019	29.0	0	503	2.80813e-019
2.5	0	12508	1.64525e-018	29.5	0	1512	2.80813e-019
3.0	0	19159	3.32295e-018	30.0	0	576	4.70899e-019
3.5	0	31169	3.08894e-018	30.5	0	0	1.09915e-018
4.0	0	35642	9.03002e-018	31.0	0	0	1.09915e-018
4.5	0	47433	1.00317e-017	31.5	0	159	2.48132e-019
5.0	0	44628	7.60129e-018	32.0	0	97	2.80813e-019
5.5	0	60137	1.32066e-017	32.5	0	8	8.69033e-020
6.0	0	61909	1.0077e-017	33.0	0	0	1.09915e-018
6.5	0	63692	9.30767e-018	33.5	0	168	6.18859e-019
7.0	0	63465	8.28752e-018	34.0	0	0	1.09915e-018
7.5	0	68165	8.33879e-018	34.5	0	0	1.09915e-018
8.0	0	66462	9.4784e-018	35.0	0	0	1.09915e-018
8.5	0	69365	8.84417e-018	35.5	0	6	2.47613e-019
9.0	0	66351	1.36922e-017	36.0	0	354	5.14823e-019
9.5	0	67113	9.19009e-018	36.5	0	0	1.09915e-018
10.0	0	48406	6.97094e-018	37.0	0	0	1.09915e-018
10.5	0	45358	6.5016e-018	37.5	0	0	1.09915e-018
11.0	0	62156	1.2094e-017	38.0	0	0	1.09915e-018
11.5	0	64120	1.05593e-017	38.5	0	0	1.09915e-018
12.0	0	63305	1.14145e-017	39.0	0	0	1.09915e-018
12.5	0	65946	1.39319e-017	39.5	0	0	1.09915e-018
13.0	0	67455	1.19162e-017	40.0	0	0	1.09915e-018
13.5	0	67607	1.12119e-017	TV Calibration Value: Red kcorr, opt= 5.45418e-018			
14.0	0	68478	1.39196e-017				

PD_2750_rpm,20_Nm(nf)_1,cal - Feb 09 - 07:16 PM -				CA	Repetition	flame size	calibration value
Base Record Type: Evaluation				14.5	0	65879	9.49418e-018
Base Record: PD_2750_rpm,20_Nm(nf)_1,avg				15.0	0	65657	1.28508e-017
Processing 101 Columns x 1 Rows				15.5	0	68783	1.44063e-017
Processing Method: Calibrate ThermoVision				16.0	0	63732	1.59165e-017
CA	Repetition	flame size	calibration value	16.5	0	62644	1.99343e-017
-10.0	0	0	1.09915e-018	17.0	0	64045	1.45373e-017
-9.5	0	0	1.09915e-018	17.5	0	69171	1.0824e-017
-9.0	0	0	1.09915e-018	18.0	0	61888	1.35519e-017
-8.5	0	0	1.09915e-018	18.5	0	62473	7.83576e-018
-8.0	0	0	1.09915e-018	19.0	0	55395	1.1982e-017
-7.5	0	0	1.09915e-018	19.5	0	39269	5.49373e-018
-7.0	0	0	1.09915e-018	20.0	0	37752	9.22035e-018
-6.5	0	0	1.09915e-018	20.5	0	39972	7.09965e-018
-6.0	0	0	1.09915e-018	21.0	0	22028	2.75544e-018
-5.5	0	0	1.09915e-018	21.5	0	7914	2.2583e-018
-5.0	0	0	1.09915e-018	22.0	0	21070	5.98886e-018
-4.5	0	0	1.09915e-018	22.5	0	10655	1.73149e-018
-4.0	0	0	1.09915e-018	23.0	0	5872	2.81924e-018
-3.5	0	0	1.09915e-018	23.5	0	6084	2.52729e-018
-3.0	0	0	1.09915e-018	24.0	0	6065	9.82844e-019
-2.5	0	0	1.09915e-018	24.5	0	3033	7.48834e-019
-2.0	0	58	8.69033e-020	25.0	0	614	5.14823e-019
-1.5	0	0	1.09915e-018	25.5	0	1414	1.16895e-018
-1.0	0	2149	2.80813e-019	26.0	0	399	5.14823e-019
-0.5	0	5821	1.21686e-018	26.5	0	389	2.80813e-019
0.0	0	12143	1.45087e-018	27.0	0	155	2.80813e-019
0.5	0	14513	2.37138e-018	27.5	0	298	2.80813e-019
1.0	0	21073	2.96742e-018	28.0	0	2343	8.29984e-019
1.5	0	26702	7.588e-018	28.5	0	215	2.80813e-019
2.0	0	41981	1.06381e-017	29.0	0	110	9.93535e-019
2.5	0	39825	1.10992e-017	29.5	0	0	1.09915e-018
3.0	0	60666	1.06612e-017	30.0	0	135	2.80813e-019
3.5	0	58910	1.97595e-017	30.5	0	8	6.20738e-020
4.0	0	65924	1.75946e-017	31.0	0	128	2.80813e-019
4.5	0	47617	1.78023e-017	31.5	0	47	8.69033e-020
5.0	0	66082	1.37936e-017	32.0	0	0	1.09915e-018
5.5	0	55344	1.35519e-017	32.5	0	0	1.09915e-018
6.0	0	65760	1.27223e-017	33.0	0	0	1.09915e-018
6.5	0	65472	1.2489e-017	33.5	0	0	1.09915e-018
7.0	0	70282	1.17116e-017	34.0	0	9	2.80813e-019
7.5	0	67947	1.40685e-017	34.5	0	474	2.80813e-019
8.0	0	69184	1.4552e-017	35.0	0	0	1.09915e-018
8.5	0	65566	1.35859e-017	35.5	0	0	1.09915e-018
9.0	0	66831	1.45238e-017	36.0	0	484	6.18859e-019
9.5	0	69763	1.58138e-017	36.5	0	0	1.09915e-018
10.0	0	67612	1.6314e-017	37.0	0	0	1.09915e-018
10.5	0	72869	1.18452e-017	37.5	0	0	1.09915e-018
11.0	0	67433	1.51458e-017	38.0	0	0	1.09915e-018
11.5	0	70137	2.1274e-017	38.5	0	0	1.09915e-018
12.0	0	66530	1.66785e-017	39.0	0	0	1.09915e-018
12.5	0	60899	1.73997e-017	39.5	0	0	1.09915e-018
13.0	0	67594	1.76966e-017	40.0	0	0	1.09915e-018
13.5	0	59306	1.37618e-017	TV Calibration Value: Red kcorr, opt= 9.22035e-018			
14.0	0	68106	1.91859e-017				

<p>720_rpm,0_Nm(no_flash)_1,prob2 - Mar 05 - 04:00 PM -</p> <p>Base Record Type: Measurement</p> <p>Base Record: 720_rpm,0_Nm(no_flash)_1</p> <p>Processing 101 Columns x 6 Rows</p> <p>Probability Distribution: Threshold (Blue Channel) 80</p> <p>Processing Method: Probability</p>	<p>PD_720_rpm,0_Nm(nf)_1,prob3 - Mar 05 - 06:43 PM -</p> <p>Base Record Type: Measurement</p> <p>Base Record: PD_720_rpm,0_Nm(nf)_1</p> <p>Processing 101 Columns x 4 Rows</p> <p>Probability Distribution: Threshold (Blue Channel) 55</p> <p>Processing Method: Probability</p>
<p>1000_rpm,30_Nm(nf)_1,prob4 - Mar 05 - 02:45 PM -</p> <p>Base Record Type: Measurement</p> <p>Base Record: 1000_rpm,30_Nm(no_flash)_1</p> <p>Processing 101 Columns x 7 Rows</p> <p>Probability Distribution: Threshold (Blue Channel) 60</p> <p>Processing Method: Probability</p>	<p>PD_1000_rpm,30_Nm(nf)_2,prob - Mar 05 - 06:27 PM -</p> <p>Base Record Type: Measurement</p> <p>Base Record: PD_1000_rpm,30_Nm(nf)_2</p> <p>Processing 101 Columns x 4 Rows</p> <p>Probability Distribution: Threshold (Blue Channel) 50</p> <p>Processing Method: Probability</p>
<p>2000_rpm,30_Nm(nf)_2,prob - Mar 05 - 01:53 PM -</p> <p>Base Record Type: Measurement</p> <p>Base Record: 2000_rpm,30_Nm(no_flash)_2</p> <p>Processing 101 Columns x 7 Rows</p> <p>Probability Distribution: Threshold (Blue Channel) 60</p> <p>Processing Method: Probability</p>	<p>PD_2000_rpm,30_Nm(nf)_1,prob2 - Mar 05 - 06:37 PM -</p> <p>Base Record Type: Measurement</p> <p>Base Record: PD_2000_rpm,30_Nm(nf)_1</p> <p>Processing 101 Columns x 4 Rows</p> <p>Probability Distribution: Threshold (Blue Channel) 65</p> <p>Processing Method: Probability</p>
<p>2000_rpm,50_Nm(nf)_1,prob2 - Mar 05 - 03:58 PM -</p> <p>Base Record Type: Measurement</p> <p>Base Record: 2000_rpm,50_Nm(no_flash)_1</p> <p>Processing 101 Columns x 7 Rows</p> <p>Probability Distribution: Threshold (Blue Channel) 60</p> <p>Processing Method: Probability</p>	<p>PD_2000_rpm,50_Nm(nf)_2,prob - Mar 05 - 06:43 PM -</p> <p>Base Record Type: Measurement</p> <p>Base Record: PD_2000_rpm,50_Nm(nf)_2</p> <p>Processing 101 Columns x 4 Rows</p> <p>Probability Distribution: Threshold (Blue Channel) 60</p> <p>Processing Method: Probability</p>
<p>2250_rpm,20_Nm(nf)_1,prob - Mar 05 - 05:00 PM -</p> <p>Base Record Type: Measurement</p> <p>Base Record: 2250_rpm,20_Nm(no_flash)_1</p> <p>Processing 101 Columns x 7 Rows</p> <p>Probability Distribution: Threshold (Blue Channel) 70</p> <p>Processing Method: Probability</p>	<p>PD_2250_rpm,20_Nm(nf)_1,prob2 - Mar 05 - 11:51 AM -</p> <p>Base Record Type: Measurement</p> <p>Base Record: PD_2250_rpm,20_Nm(nf)_1</p> <p>Processing 101 Columns x 4 Rows</p> <p>Probability Distribution: Threshold (Blue Channel) 70</p> <p>Processing Method: Probability</p>
<p>2750_rpm,20_Nm(nf)_3,prob2 - Mar 05 - 05:10 PM -</p> <p>Base Record Type: Measurement</p> <p>Base Record: 2750_rpm,20_Nm(no_flash)_3</p> <p>Processing 101 Columns x 7 Rows</p> <p>Probability Distribution: Threshold (Blue Channel) 80</p> <p>Processing Method: Probability</p>	<p>PD_2750_rpm,20_Nm(nf)_1,prob3 - Mar 05 - 01:06 PM -</p> <p>Base Record Type: Measurement</p> <p>Base Record: PD_2750_rpm,20_Nm(nf)_1</p> <p>Processing 101 Columns x 4 Rows</p> <p>Probability Distribution: Threshold (Blue Channel) 80</p> <p>Processing Method: Probability</p>

<p>720_rpm,0_Nm(nf)_1,soot - Mar 09 - 01:01 AM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: 720_rpm,0_Nm(nf)_1,avg</p> <p>Processing 101 Columns x 1 Rows</p> <p>Processing Method: Derive Soot Concentration</p> <p>Calibration Value: 1.8808e-017</p> <p>CA Repetition flame size T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7</p>	<p>PD_720_rpm,0_Nm(nf)_1,soot - Mar 09 - 07:48 PM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: PD_720_rpm,0_Nm(nf)_1,avg</p> <p>Processing 101 Columns x 1 Rows</p> <p>Processing Method: Derive Soot Concentration</p> <p>Calibration Value: 1.11681e-017</p> <p>CA Repetition flame size T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7</p>
<p>1000_rpm,30_Nm(nf)_1,soot_2 - Mar 09 - 02:51 AM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: 1000_rpm,30_Nm(nf)_1,avg_2</p> <p>Processing 101 Columns x 1 Rows</p> <p>Processing Method: Derive Soot Concentration</p> <p>Calibration Value: 1.54924e-017</p> <p>CA Repetition flame size T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7</p>	<p>PD_1000_rpm,30_Nm(nf)_2,soot - Mar 09 - 08:11 PM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: PD_1000_rpm,30_Nm(nf)_2,avg</p> <p>Processing 101 Columns x 1 Rows</p> <p>Processing Method: Derive Soot Concentration</p> <p>Calibration Value: 1.21486e-017</p> <p>CA Repetition flame size T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7</p>
<p>2000_rpm,30_Nm(nf)_2,soot - Mar 09 - 01:45 AM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: 2000_rpm,30_Nm(nf)_2,avg</p> <p>Processing 101 Columns x 1 Rows</p> <p>Processing Method: Derive Soot Concentration</p> <p>Calibration Value: 1.32035e-017</p> <p>CA Repetition flame size T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7</p>	<p>PD_2000_rpm,30_Nm(nf)_1,soot - Mar 09 - 08:56 PM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: PD_2000_rpm,30_Nm(nf)_1,avg</p> <p>Processing 101 Columns x 1 Rows</p> <p>Processing Method: Derive Soot Concentration</p> <p>Calibration Value: 1.40866e-017</p> <p>CA Repetition flame size T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7</p>
<p>2000_rpm,50_Nm(nf)_1,soot_2 - Mar 09 - 02:28 AM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: 2000_rpm,50_Nm(nf)_1,avg_2</p> <p>Processing 101 Columns x 1 Rows</p> <p>Processing Method: Derive Soot Concentration</p> <p>Calibration Value: 1.29443e-017</p> <p>CA Repetition flame size T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7</p>	<p>PD_2000_rpm,50_Nm(nf)_2,soot - Mar 09 - 08:34 PM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: PD_2000_rpm,50_Nm(nf)_2,avg</p> <p>Processing 101 Columns x 1 Rows</p> <p>Processing Method: Derive Soot Concentration</p> <p>Calibration Value: 1.45153e-017</p> <p>CA Repetition flame size T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7</p>
<p>2250_rpm,20_Nm(nf)_1,soot - Mar 09 - 02:04 AM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: 2250_rpm,20_Nm(nf)_1,avg</p> <p>Processing 101 Columns x 1 Rows</p> <p>Processing Method: Derive Soot Concentration</p> <p>Calibration Value: 8.17288e-018</p> <p>CA Repetition flame size T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7</p>	<p>PD_2250_rpm,20_Nm(nf)_1,soot - Mar 09 - 09:18 PM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: PD_2250_rpm,20_Nm(nf)_1,avg</p> <p>Processing 101 Columns x 1 Rows</p> <p>Processing Method: Derive Soot Concentration</p> <p>Calibration Value: 1.26558e-017</p> <p>CA Repetition flame size T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7</p>
<p>2750_rpm,20_Nm(nf)_3,soot - Mar 09 - 01:26 AM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: 2750_rpm,20_Nm(nf)_3,avg</p> <p>Processing 101 Columns x 1 Rows</p> <p>Processing Method: Derive Soot Concentration</p> <p>Calibration Value: 5.45418e-018</p> <p>CA Repetition flame size T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7</p>	<p>PD_2750_rpm,20_Nm(nf)_1,soot - Mar 09 - 07:27 PM -</p> <p>Base Record Type: Evaluation</p> <p>Base Record: PD_2750_rpm,20_Nm(nf)_1,avg</p> <p>Processing 101 Columns x 1 Rows</p> <p>Processing Method: Derive Soot Concentration</p> <p>Calibration Value: 9.22035e-018</p> <p>CA Repetition flame size T1 T2 T3 T4 T5 T6 T7</p>

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายสุพิชฌ์ ไตรภพภูมิ เกิดเมื่อวันที่ 11 เดือน กรกฎาคม ปีพุทธศักราช 2523 ที่ จังหวัดกรุงเทพมหานคร สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ในสาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ เมื่อปีการศึกษา 2544 จากนั้นเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะ วิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในปีการศึกษา 2545



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย