สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

อิทธิพลของความดันและองศาการฉีดน้ำมันพืชต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลแบบมีห้องเผาไหม้ช่วย

EFFECT OF VEGETABLE OIL INJECTION PRESSURE AND TIMING ON IDI DIESEL ENGING PERFORMANCE

T071581

กาญจน์เลิศ สาธุวงศ์

KANLURD SATUWONG

วพ.
ก 4230
2550

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน 71581
วัน,เดือน,ปี 22 พ.ค. 2550

b 11705374
i.....

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
บัณฑิตวิทยาลัย
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ.2550

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

EFFECT OF VEGETABLE OIL INJECTION PRESSURE AND TIMING ON IDI DIESEL ENGING PERFORMANCE

KANLURD SATUWONG

A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
SCHOOL OF GRADUATE STUDIES
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2007

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

COPYRIGHT 2007

SCHOOL OF GRADUATE STUDIES

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	อิทธิพลของความดันและองศาการฉีดน้ำมันพืชต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลแบบมีห้องเผาไหม้ช่วย
นักศึกษา	นายกาญจน์เลิศ สาธุวงศ์
รหัสนักศึกษา	47060301
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2550
อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์	ผศ.ดร.จินดา เจริญพรพาณิชย์

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาถึงผลจากการปรับค่าความดันหัวฉีด และจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กแบบมีห้องเผาไหม้ช่วย เพื่อให้เหมาะสมกับการนำไปใช้กับน้ำมันมะพร้าวดิบ และน้ำมันดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% โดยทำการปรับค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 100-150 bar และอีกกรณีหนึ่งคือการปรับค่าองศาเริ่มฉีดน้ำมันเท่ากับ 5-15° BTDC และทำการวัดค่ากำลัง, ค่าแรงบิด, อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง, อัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน ประสิทธิภาพเชิงความร้อน, ควันดำและอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลเป็นค่าอ้างอิง จากการทดลองพบว่าผลของการปรับค่าความดันหัวฉีดของเครื่องยนต์โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% ที่สภาวะความดันหัวฉีดเท่ากับ 110 bar ทำให้เกิดค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีที่สุดคือ ได้ค่ากำลัง, แรงบิด, ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงที่สุดและสูงกว่าดีเซล ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและค่าอุณหภูมิไอเสียสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซล แต่ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานและค่าความเข้มควันดำต่ำกว่าดีเซล ในส่วนของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบก็พบว่าที่สภาวะความดันหัวฉีด 110 bar ทำให้เกิดค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีที่สุดแต่ยังต่ำกว่าดีเซล ในส่วนผลของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% ที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 12 ° BTDC ได้ค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีที่สุดคือ ค่ากำลัง แรงบิด ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงที่สุดและสูงกว่าดีเซล ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและค่าอุณหภูมิไอเสียสูงกว่าดีเซล แต่ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานและค่าควันดำต่ำกว่าดีเซล ในส่วนของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบก็พบว่าที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 12 ° BTDC ทำให้เกิดค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีที่สุดและสูงกว่าดีเซล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis Title	Effect of Vegetable Oil Injection Pressure and Timing on IDI Diesel Engine Performance
Student	Kanlurd Satuwong
Student ID	47060301
Degree	Master of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Years	2550
Thesis Advisor	Asst. Prof. Dr. Chinda Charoenpornpanich

ABSTRACT

Effects of injection pressure and timing on engine performance of an indirect injection small diesel engine operating with crude coconut oil and crude palm oil 30% blended with diesel were examined. The injection pressure was varied from 100 to 150 bar whereas the injection timing was varied from 5° to 15° BTDC. Brake power, torque, specific fuel consumption, specific energy consumption, thermal efficiency, smoke density and exhaust temperature were measured. The diesel fuel was used as the base line. According to experimental results, the best performance of CPO30% has been obtained at the injection pressure of 110 bar. At injection pressure of 110 bar, brake power, torque and thermal efficiency are the highest and these are higher than diesel fuel. The brake specific fuel consumption and smoke density are lower than diesel fuel. The best engine performance of CCO100% has been obtained at 110 bar as well but these are lower than diesel fuel. As the experimental results of the injection timing, the best engine performance of CPO30% as been obtained at 12° BTDC. The brake power, torque and thermal efficiency are the highest and these are higher diesel fuel. The best engine performance of CCO100% has been at 12° BTDC and these are higher than diesel.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ด้วยความเมตตากรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษาผศ.ดร.จินดา เจริญพรพาณิชย์ ที่ให้ความช่วยเหลือ ให้คำชี้แนะในการแก้ปัญหา ตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า

ขอขอบพระคุณกรรมการสอบหัวข้อและโครงร่างปริญญานิพนธ์ ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำตลอดจนข้อชี้แนะ จนในที่สุดทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้

ขอขอบพระคุณ ผศ.ดร.จำลอง ปราบแก้ว ด้านการอนุเคราะห์รถยนต์และคุณมานพ มาสมทบ ที่ช่วยอนุเคราะห์ด้านการช่างฝีมือ

ขอขอบคุณชมรม AUTOMOTIVE CLUBและเพื่อนในห้องปฏิบัติการICE ทุกคนที่ให้การช่วยเหลือในการติดตั้งเครื่องยนต์

ขอขอบคุณคุณภักดี บุญยะผลานันท์ บริษัทยันม่าร์เอสพีประเทศไทย จำกัด ที่ให้การสนับสนุนเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบโดยใช้น้ำมันพืชผสม

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากปริญญานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับบิดามารดา ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

กาญจน์เลิศ สาธุวงศ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....I

บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....II

กิตติกรรมประกาศ.....III

สารบัญ.....IV

สารบัญตาราง.....VIII

สารบัญรูป.....IX

บทที่ 1 บทนำ.....1

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....1

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา.....1

1.3 สมมติฐานของการศึกษา.....2

1.4 ทฤษฎีหรือแนวความคิดที่ใช้ในการวิจัย.....2

1.5 การเปรียบเทียบระหว่างวิธีที่นำเสนอและวิธีการแบบพื้นฐาน.....3

1.6 ขอบเขตงานวิจัย.....3

1.7 ขั้นตอนการศึกษา.....4

บทที่ 2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....5

2.1 งานวิจัยที่ผ่านมาทั้งภายในและภายนอกประเทศ.....5

2.2 วิจารณ์งานวิจัยที่ผ่านมา.....12

บทที่ 3 ทฤษฎีและเชื้อเพลิงน้ำมันพืช.....14

3.1 ทฤษฎีการเผาไหม้ของระบบเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัด.....14

3.2 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัด.....15

3.3.1 ลักษณะของการเผาไหม้เครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดประเภท (DI).....15

3.3.2 ลักษณะของการเผาไหม้เครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดประเภท (IDI).....16

3.3 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์.....20

3.4 ผลของตำแหน่งขององศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่มีต่อสมรรถนะเครื่องยนต์.....21

3.5 ระบบน้ำมันเชื้อเพลิงเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก.....22

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

หน้า

บทที่ 5 ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล.....43

5.1 สมรรถนะเครื่องยนต์จากการปรับค่าความดันหัวฉีด.....43

5.1.1 กำลังจากการปรับค่าความดันที่หัวฉีด.....43

5.1.2 ผลการวิเคราะห์ค่ากำลังจากการปรับค่าความดันหัวฉีด.....45

5.1.3 แรงบิดจากการปรับค่าความดันที่หัวฉีด.....46

5.1.4 ผลการวิเคราะห์ค่าแรงบิดจากการปรับค่าความดันหัวฉีด.....48

5.1.5 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจากการปรับค่าความดันหัวฉีด.....49

5.1.6 ผลการวิเคราะห์อัตาการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจากการ.....54
ปรับค่าความดันที่หัวฉีด

5.1.7 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจากการปรับค่าความดันหัวฉีด.....56

5.1.8 ผลการวิเคราะห์อัตราการเปลืองพลังงานจากการปรับค่าความดันหัวฉีด.....61

5.1.9 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนจากการปรับค่าความดันหัวฉีด.....62

5.1.10 ผลการวิเคราะห์ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนจากการ.....67
ปรับค่าความดันที่หัวฉีด

5.1.11 ความเข้มควันดำจากการปรับค่าความดันหัวที่หัวฉีด.....69

5.1.12 ผลการวิเคราะห์ความเข้มควันดำจากการปรับค่าความดันหัวฉีด.....74

5.1.13 อุณหภูมิไอเสีย.....76

5.1.14 ผลการวิเคราะห์อุณหภูมิไอเสียจากการปรับค่าความดันหัวฉีด.....81

5.2 สมรรถนะเครื่องยนต์จากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง.....83

5.2.1 กำลัง 83

5.2.2 ผลการวิเคราะห์ค่ากำลังจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง.....85

5.2.3 แรงบิด..... 87

5.2.4 ผลการวิเคราะห์ค่าแรงบิดจากการปรับองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง..... 89

5.2.5 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง..... 91

5.2.6 ผลการวิเคราะห์อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจากการปรับ.....96
ค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง

5.2.7 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน..... ..99

5.2.8 ผลการวิเคราะห์อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานในการปรับ..... 103
ค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

หน้า

5.2.9 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน.....106
5.2.10 ผลการวิเคราะห์ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนจากการปรับ.....111
5.2.11 ความเข้มควันดำจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง.....113
5.2.12 ผลการวิเคราะห์ความเข้มควันดำจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง.....118
5.2.13 อุณหภูมิไอเสียจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง.....120
5.2.14 ผลการวิเคราะห์อุณหภูมิไอเสียจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง.....125

บทที่ 6 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ.....128
6.1 สรุปค่าสมรรถนะจากการปรับค่าความดันที่หัวฉีด.....128
6.2 สรุปค่าสมรรถนะจาการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง.....129
6.3 การเปรียบเทียบผลของสมรรถนะของเครื่องระหว่างการ.....129
ปรับค่าความดันหัวฉีดและการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง
6.4 ข้อเสนอแนะ.....130

เอกสารอ้างอิง.....131

ภาคผนวก.....133
ภาคผนวก ก. มาตรฐานเชื้อเพลิงดีเซล.....134
ภาคผนวก ข. ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์.....138

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....147

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่ หน้า

3.1 ผลของคุณสมบัติของเหลวที่มีผลต่อลักษณะสเปรย์.....26

4.1 เงื่อนไขในการทดลองปรับแต่งความดันหัวฉีด.....27

4.2 เงื่อนไขในการทดลองปรับแต่งจังหวะฉีดเชื้อเพลิง.....28

4.3 ข้อมูลของเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบ.....30

4.4 คุณสมบัติทางกายภาพของเชื้อเพลิง.....35

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่ หน้า

3.1 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด DI.....15

3.2 ลักษณะของห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI.....16

3.3 ลักษณะการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI 16

3.4 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI.....17

3.5 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI 18
ในห้องเผาไหม้ช่วย (1) และห้องเผาไหม้หลัก (2) ที่ความเร็วต่ำ (ก) และความเร็วสูง (ข)

3.6 แสดงการฉีดเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัด 3 รูปแบบ.....19

3.7 แสดงผลขององศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่มีต่อสมรรถนะและไอเสียของเครื่องยนต์.....21

3.8 ส่วนประกอบของระบบน้ำมันเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์เล็กดีเซลแบบ IDI.....22

3.9 ความสัมพันธ์ระหว่างความยาวสเปรย์กับเวลา.....24

3.10 ลักษณะสเปรย์น้ำมันพืชสกัดที่ความดันหัวฉีดต่างๆ 25

4.1 แผนภาพการติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบเครื่องยนต์.....28

4.2 แสดงเครื่องยนต์ที่ทดสอบ Yanmar- TF 85 LM.....29

4.3 ไดนาโมมิเตอร์ชนิด Eddy Current.....30

4.4 เครื่องวัดควันดำเครื่องยนต์ดีเซล.....31

4.5 เครื่องวัดอุณหภูมิ.....31

4.6 ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง.....32

4.7 Injection pressure gauge.....33

4.8 Gasket plate.....33

4.9 Shim plate.....34

4.10 Timing light.....34

4.11 เชื้อเพลิงที่ใช้ในงานวิจัย (ก) Diesel (ข) CPO 30% + Diesel 70% (ค) CCO 100%.....35

4.12 ลักษณะห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI ที่ใช้ในการทดลอง.....36

4.13 แผนผังการถ่ายภาพการสเปรย์ในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์.....38

4.14 ปั๊มจ่ายเชื้อเพลิงแรงดันสูง.....40

4.15 ชุดหัวฉีดรูเดียวแบบเข็ม.....40

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่ หน้า

4.16 กล้องถ่ายรูป.....40

4.17 ไมโครคอนโทรลเลอร์.....41

4.18 วงจรขยายสัญญาณ.....41

4.19 ห้องเผาไหม้จริงในการถ่ายภาพสเปรย์ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI.....41

4.20 ลักษณะสเปรย์ในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI 42
ที่ความดันหัวฉีด 100-150 bar

5.1 แสดงค่ากำลังจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 2000 rpm.....43

5.2 แสดงค่ากำลังจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200 – 2200 rpm.....44

5.3 แสดงค่าแรงบิดจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1800 rpm.....46

5.4 แสดงค่าแรงบิดจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200 - 2200 rpm.....47

5.5แสดงค่า BSFCจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1600 rpm BMEP 600 kPa.....49

5.6 แสดงค่าBSFC จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200-2200 rpmBMEP600 kPa.....50

5.7 แสดงค่าBSFC จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200-2200 rpmBMEP500 kPa.....51

5.8 แสดงค่าBSFC จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200-2200 rpmBMEP400 kPa.....52

5.9 แสดงค่าBSFC จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200-2200 rpmBMEP300 kPa.....53

5.10 แสดงค่า BSECจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1600 rpm BMEP 600 kPa.....56

5.11 แสดงค่า BSECจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200-2200 rpmBMEP600 kPa.....57

5.12 แสดงค่า BSECจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200-2200 rpmBMEP500 kPa.....58

5.13 แสดงค่า BSECจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200-2200 rpmBMEP400 kPa.....59

5.14 แสดงค่า BSECจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200-2200 rpmBMEP300 kPa.....60

5.15 แสดงค่า BTE จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1600 rpm BMEP 600 kPa.....62

5.16 แสดงค่า BTE จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200 -2200rpmBMEP 600 kPa.....63

5.17 แสดงค่า BTE จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200 -2200rpmBMEP 500 kPa.....64

5.18 แสดงค่า BTE จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200 -2200rpmBMEP 400 kPa.....65

5.19 แสดงค่า BTE จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200 -2200rpmBMEP 300 kPa.....66

5.20 แสดงค่าควันดำจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1600 rpm BMEP 600 kPa.....69

5.21 แสดงค่าควันดำจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200-2200 rpmBMEP600 kPa.....70

5.22 แสดงค่าควันดำจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200-2200 rpmBMEP500 kPa.....71

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่ หน้า

5.23 แสดงค่าควันดำจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200-2200 rpmBMEP400 kPa...72
5.24 แสดงค่าควันดำจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200-2200 rpmBMEP300 kPa...73
5.25 แสดงอุณหภูมิไอเสียจากการปรับความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1600 rpm BMEP 600 kPa.....76
5.26 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200 -2200rpm BMEP 600 kPa.....77
5.27 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200 -2200rpm BMEP 500 kPa.....78
5.28 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200 -2200rpm BMEP 400 kPa.....79
5.29 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200 -2200rpm BMEP 300 kPa.....80
5.30 แสดงค่ากำลังจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว 2000 rpm.....83
5.31 แสดงค่ากำลังจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว 1200-2200 rpm.....84
5.32 แสดงค่าแรงบิดจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว 1800 rpm.....87
5.33 แสดงค่าแรงบิดจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว 1200-2200 rpm.....88
5.34 แสดงค่า BSFCในการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1600 rpm BMEP600 kPa.....91
5.35 แสดงค่า BSFCที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200rpm BMEP600 kPa.....92
5.36 แสดงค่า BSFCที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200rpm BMEP500 kPa.....93
5.37 แสดงค่า BSFCที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200rpm BMEP400 kPa.....94
5.38 แสดงค่า BSFCที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200rpm BMEP300 kPa.....95
5.39 แสดงค่า BSECในการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1600 rpm BMEP600 kPa.....99
5.40 แสดงค่า BSECที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP600 kPa...100
5.41 แสดงค่า BSECที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP500 kPa....101
5.42 แสดงค่า BSECที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP400 kPa...102
5.43 แสดงค่า BSECที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP300 kPa...103
5.44 แสดงค่า BTE ในการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1600 rpm BMEP 600 kPa.....106
5.45 แสดงค่า BTE ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 600 kPa....107
5.46 แสดงค่า BTE ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 500 kPa...108
5.47 แสดงค่า BTE ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 400 kPa....109
5.48 แสดงค่า BTE ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 300 kPa...110
5.49 แสดงค่าควันดำในการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1600 rpmBMEP600 kPa....113
5.50 แสดงค่าควันดำที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200rpm BMEP600 kPa...114
5.51 แสดงค่าควันดำที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200rpm BMEP500 kPa...115

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่ หน้า

5.52 แสดงค่าควันดำที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200rpm BMEP400 kPa...116

5.53 แสดงค่าควันดำที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200rpm BMEP300 kPa...117

5.54 แสดงค่าอุณหภูมิไอเสียที่ปรับองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1600 rpmBMEP600 kPa.....120

5.55 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงความเร็ว1200-2200 rpmBMEP600 kPa...121

5.56 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงความเร็ว1200-2200 rpmBMEP500 kPa...122

5.57 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงความเร็ว1200-2200 rpmBMEP400 kPa...123

5.58 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงความเร็ว1200-2200 rpmBMEP300 kPa...124

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

จากอดีตสู่ปัจจุบันปัญหาทางด้านพลังงาน มีแนวโน้มสูงขึ้นเรื่อย ๆ อันเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของประชากรโลกและความต้องการพลังงานในการดำรงชีวิตในด้านต่าง ๆ อาทิ เช่น ด้านคมนาคม, การขนส่ง, อุตสาหกรรม, เกษตรกรรมและอื่นๆ อีกมากมาย ซึ่งพลังงานหลักได้มาจากน้ำมันเชื้อเพลิง ประกอบด้วยน้ำมันแก๊สโซลีน, น้ำมันดีเซลและน้ำมันก๊าด ส่วนใหญ่เป็นน้ำมันมาจากการนำเข้ามาจากต่างประเทศซึ่งทำให้ประเทศไทยสูญเสียเงินตราออกนอกประเทศปีละหลายล้านล้านบาท และจากการสำรวจแหล่งน้ำมันดิบทั่วโลกพบว่า มีแนวโน้วว่าจะหมดลงภายในระยะเวลาอันใกล้นี้ ซึ่งในปัจจุบันก็จะพบว่าราคาน้ำมันมีค่าสูงขึ้นมาก และคาดว่าจะสูงขึ้นไปเรื่อย ๆ และปัญหาอีกอย่างหนึ่งที่เกิดจากการใช้พลังงานจากเชื้อเพลิงน้ำมันดิบ คือปัญหาด้านมลภาวะ จากการสำรวจสิ่งแวดล้อมโลกพบว่าจากในปัจจุบันโลกมีอุณหภูมิสูงขึ้นมากจากอดีต และในอากาศก็มีสารพิษสะสมอยู่ในปริมาณที่เป็นอันตรายต่อสุขภาพร่างกาย โดยเฉพาะในเขตเมืองอันเนื่องมาจากมลพิษในไอเสียของรถยนต์ในการคนนาคมและโรงงานอุตสาหกรรม ปัญหาต่างๆ เหล่านี้ เป็นปัญหาสำคัญของโลกที่ทุกประเทศให้ความสำคัญและมีการวิจัยกันอย่างมากในการแก้ปัญหาเหล่านี้แนวทางหนึ่งที่ได้รับความนิยมกันก็คือ พลังงานทดแทน ซึ่งในที่นี้จะมุ่งเน้นพลังงานทดแทนเชื้อเพลิงดีเซล ในอดีตมีการวิจัยในเรื่องการนำมันพืชมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซล น้ำมันพืชเป็นเชื้อเพลิงอย่างหนึ่ง ที่ถูกนำมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลตั้งแต่เริ่มมีการผลิตเครื่องยนต์ดีเซลโดย รูดอล์ฟ ดีเซล แต่ด้วยคุณสมบัติที่ด้อยกว่าน้ำมันดิบจึงไม่เป็นนิยมกัน แต่ก็ยังมีการนำน้ำมันพืชมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซล พร้อมทั้งถูกพัฒนาขึ้นในรูปของน้ำมันพืชสกัดและเอสเตอร์ไบโอดีเซล ซึ่งทำให้มีคุณสมบัติดีขึ้นใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซลมากขึ้น ปัญหาด้านความหนืด พลังงานความร้อน การระเหย การสเปรย์และการอุดตันในตัวกรองและหัวฉีดลดน้อยลง ซึ่งก็ทำให้มูลค่าของน้ำมันเพิ่มสูงขึ้นด้วยเช่นกัน และจากการใช้น้ำพืชในเครื่องยนต์ดีเซล พบว่าไอเสียสะอาดกว่าน้ำมันดีเซล ซึ่งแนวทางในการนำน้ำมันพืชมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลให้มีคุณภาพนั้นมี 2 แนวทางด้วยกัน คือ หนึ่งเพิ่มคุณสมบัติของน้ำมันพืชให้ใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซล สองปรับแต่งเครื่องยนต์ดีเซลให้เอื้ออำนวยต่อลักษณะของน้ำมันพืช

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มุ่งหวังเพื่อศึกษาเชื้อเพลิงทดแทนจากการนำน้ำมันมะพร้าวดิบ 100% และน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลซึ่งมีการปรับแต่งเครื่องยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ ดัดแปลง เผยแพร่ หรือแสวงหาประโยชน์ทางการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้นำไฟล์นี้ไปโพสต์ต่อในเว็บไซต์อื่นๆ

เพื่อให้เหมาะกับเชื้อเพลิงแต่ละชนิดโดยมุ่งเน้นศึกษาผลของความดันหัวฉีดเชื้อเพลิงและผลของ องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง ต่อค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล ซึ่งจากเดิมที่เครื่องยนต์ไม่ได้มีการปรับแต่งผลจากการใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันพืชทำให้ค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง ดังนั้นงานวิจัยนี้จะหาถึงจุดที่เหมาะสมของความดันที่หัวฉีดของเชื้อเพลิงจากน้ำมันมะพร้าวดิบ 100% และน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% และจุดที่เหมาะสมขององศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงจากน้ำมันมะพร้าวดิบ 100% และน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ต่อค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ของน้ำมันพืชเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล

1.3 สมมติฐานของการศึกษา

ในการนำน้ำมันพืชซึ่งมีคุณสมบัติที่ต่ำกว่าน้ำมันดีเซลมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลนั้นจะทำให้เครื่องยนต์มีค่าสมรรถนะในการทำงานต่ำลงอันเนื่องมาจาก ปัจจัยต่างๆ ดังนี้ เชื้อเพลิงน้ำมันพืชมีค่าความร้อนที่ต่ำ, มีการระเหยตัวที่ยาก, มีขนาดของละอองฝอยที่ใหญ่, ความหนืดสูง, ระยะเวลาในฉีดยาวและการสเปรย์ที่ไม่ดี ดังนั้นการที่จะใช้น้ำมันพืชดิบกับเครื่องยนต์ก็จะต้องทำให้ขนาดของละอองของน้ำมันพืชมีค่าเล็กลงเพื่อให้เกิดการคลุกเคล้ากับอากาศได้ดียิ่งขึ้น ซึ่งการปรับค่าความดันหัวฉีดให้สูงขึ้นก็ช่วยให้เกิดการแตกตัวเป็นละอองของเชื้อเพลิงเล็กลงได้ และอีกส่วนหนึ่งที่จะสามารถปรับแต่งเครื่องยนต์ให้ปรับค่าขององศาการฉีดของเชื้อเพลิงน้ำมันพืชให้เหมาะสมเพื่อช่วยให้เกิดการคลุกเคล้ากับอากาศได้ดี ซึ่งจะทำให้เกิดการเผาไหม้ได้ดีขึ้น เชื้อเพลิงในน้ำมันแต่ละชนิดจะมีค่าคุณสมบัติที่แตกต่างกันเพราะฉะนั้นการน้ำมันพืชแต่ละชนิดมาใช้ในเครื่องยนต์ก็จะต้องปรับแต่งระบบของเครื่องยนต์ให้เหมาะสมสอดคล้องกับน้ำมันพืชในแต่ละชนิด จึงจะทำให้ค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ไม่ต่ำกว่าค่ามาตรฐานมาก

1.4 ทฤษฎีหรือแนวคิดที่ใช้ในการวิจัย

ในการนำน้ำมันพืชดิบมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลที่มิได้มีการปรับแต่งเครื่องยนต์ จากงานวิจัยที่ผ่านมา ของหลายๆ หน่วยงานบ่งบอกว่า เครื่องยนต์ทำงานด้วยค่าสมรรถนะที่ต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันดีเซล และยังเกิดปัญหาอีกหลายด้านอาทิ การสตาร์ทติดยาก, เกิดการอุดตันที่หัวฉีดและไส้กรอง, เกิดการสึกหรอมากขึ้นในชิ้นส่วนของเครื่องยนต์, เกิดการสะสมของยางเหนียวในบริเวณห้องเผาไหม้และเครื่องยนต์เดินไม่เรียบเป็นต้น ปัญหาเหล่านี้มีสาเหตุมาจากตัวเชื้อเพลิงน้ำมันพืช เพราะน้ำมันพืชส่วนใหญ่เป็นกรดไขมันไม่อิ่มตัวซึ่งจะมีค่าความหนืดที่สูงมากและน้ำมันพืชเป็นสารไม่อยู่ตัวสามารถถูกออกซิไดร์ได้ง่ายและเกิดกระบวนการโพลิเมอไรเซชันได้ที่อุณหภูมิสูงๆ ซึ่งแนวทางในการแก้ไขในการนำน้ำมันพืชมาใช้ในเครื่องยนต์ของงานวิจัยนี้ก็คือ ทำการปรับเปลี่ยนระบบความดันที่หัวฉีดเพื่อให้เหมาะกับสภาพ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของน้ำมันพืชดิบเพื่อลดปัญหาการสเปรย์ที่ไม่ดีของน้ำมันพืชดิบเพราะความหนืดที่สูงของน้ำมันพืชดิบจะเกิดการกระจายตัวเป็นละอองน้อยและมีระยะการฉีดที่ไกลซึ่งจะทำให้กระบวนการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ไม่ดี ค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ลดต่ำลง ส่วนที่สองก็ทำการปรับเปลี่ยนค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้เหมาะสมกับเชื้อเพลิงน้ำมันพืชดิบเพราะส่วนใหญ่น้ำมันพืชดิบจะมีระยะเวลาการฉีดเชื้อเพลิงที่ยาวนานกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ซึ่งการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงจะช่วยให้เชื้อเพลิงน้ำมันพืชดิบมีการสันดาปในช่วงที่ความดันและอุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูง การเผาไหม้ก็จะมีประสิทธิภาพและอีกสาเหตุหนึ่งซึ่งการปรับค่าเวลาในการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมของน้ำมันพืชจะช่วยลดปัญหา ด้านการระเหยตัวที่ช้าของน้ำมันพืชได้ เวลาในการคลุกเคล้ากับอากาศก็จะมากขึ้นด้วย

1.5 การเปรียบเทียบระหว่างวิธีการที่นำเสนอกับวิธีการแบบพื้นฐาน

การพัฒนาพลังงานทดแทนเชื้อเพลิงดีเซลจากการใช้น้ำมันพืชที่คุณสมบัติต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซลมีด้วยกันสองแนวทางคือ การพัฒนาตัวคุณสมบัติเชื้อเพลิงน้ำมันพืชให้มีค่าใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงดีเซลและอีกแนวทางหนึ่งคือ การปรับแต่งระบบเครื่องยนต์ให้เหมาะกับตัวเชื้อเพลิงน้ำมันพืช ซึ่งงานวิจัยที่ผ่านมาจะเน้นการวิจัยด้านตัวคุณสมบัติเชื้อเพลิงเป็นส่วนใหญ่อาทิเช่น การวิจัยการทำเอสเตอร์จากน้ำมันปาล์มดิบ ซึ่งตัวเชื้อเพลิงใหม่ที่ผ่านกระบวนการดัดแปลงจะทำให้มีคุณสมบัติใกล้เคียงกับตัวเชื้อเพลิงดีเซลและจะมีขนาดของอนุภาคประมาณ 3 เท่าของเชื้อเพลิงดีเซล และที่สำคัญคือค่าความหนืดของเอสเตอร์จะใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงดีเซลมากซึ่งจะทำให้การนำไปใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปได้เลยโดยค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์จะไม่เปลี่ยนแปลงมากนักแต่ก็เป็นการเพิ่มมูลค่าการผลิตของตัวเชื้อเพลิงให้สูงขึ้นด้วยซึ่งในงานวิจัยนี้จะทำการปรับเปลี่ยนระบบเครื่องยนต์อย่างง่ายให้เหมาะกับการนำไปใช้กับเชื้อเพลิงทดแทนจากน้ำมันพืชดิบโดยให้ค่าสมรรถนะใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงหลัก

1.6 ขอบเขตการวิจัย

ในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้นำเสนอวิธีการการปรับแต่งเครื่องยนต์อย่างง่ายเพื่อนำไปใช้กับน้ำพืชดิบได้โดยทำการปรับค่าระบบต่างๆ ดังนี้

1. ปรับความดันหัวฉีดเชื้อเพลิง

   100, 110, 120, 130, 150 bar

2. ปรับองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง

   5, 7, 9, 12, 15 องศาก่อนศูนย์ตายบน

3. เชื้อเพลิงในการทดลอง

   ดีเซล, น้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70%, น้ำมันมะพร้าวดิบ 100%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.7 ขั้นตอนของการศึกษา

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้แบ่งเนื้อหาออกเป็น 6 บทด้วยกันคือ

บทที่ 1 กล่าวถึงความเป็นมาของงานวิจัย ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ สมมติฐาน ทฤษฎีที่ใช้ ขอบเขตของการวิจัย และขั้นตอนการศึกษา

บทที่ 2 กล่าวถึงงานวิจัยที่ผ่านมาเกี่ยวกับการใช้น้ำมันพืชในเครื่องยนต์ดีเซล

บทที่ 3 กล่าวถึงทฤษฎีในงานวิจัย เกี่ยวกับการปรับแต่งระบบเครื่องยนต์ดีเซลและเชื้อเพลิงน้ำมันพืชที่ใช้ในงานวิจัย

บทที่ 4 กล่าวถึงวิธีอุปกรณ์และวิธีการทดลอง ในบทนี้จะเป็นการกล่าวถึงรายละเอียดที่เกี่ยวกับอุปกรณ์การวัดค่าและอุปกรณ์อื่นที่ใช้ในการทดลอง รวมทั้งวิธีการทดลองหาค่าต่างๆ ทางด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซล โดยการปรับค่าความดันเริ่มฉีดที่หัวฉีดและปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง

บทที่ 5 ในบทนี้จะกล่าวถึง ผลจากการวัดค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซล ที่มีการค่าความดันเริ่มฉีดที่หัวฉีดและปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง ซึ่งนำไปใช้กับน้ำมันพืชดิบ และน้ำมันพืชดิบ และวิเคราะห์ผลแนวโน้วและสาเหตุจากกราฟ

บทที่ 6 เป็นบทสรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2
วรรณกรรมปริทรรศน์

ในการวิจัยและพัฒนาเพื่อใช้เชื้อเพลิงทดแทนน้ำมันดีเซลจากน้ำมันพืชกับเครื่องยนต์ดีเซล เริ่มมีมาตั้งแต่สมัยเริ่มมีการผลิตเครื่องยนต์ดีเซล โดยรูดอล์ฟ ดีเซล ได้นำน้ำมันถั่วลิสงมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซล แต่ก็ไม่เป็นที่นิยมกันเพราะ น้ำมันมีราคาแพงและคุณภาพต่ำกว่าเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงจากน้ำมันดิบ ซึ่งหาง่ายราคาถูกกว่าในสมัยนั้น จนเข้าสู่ภาวะวิกฤตเศรษฐกิจราคาน้ำมันดิบในตลาดโลกขยับตัวขึ้นสูงมากและค่อยๆ ขยับตัวขึ้นเรื่อยๆ จนถึงปัจจุบันนี้ จึงทำให้มีการหันกลับมาใช้น้ำมันพืชในเครื่องยนต์ดีเซลอีกครั้งกันอย่างแพร่หลาย โดยเฉพาะประเทศในแถบยุโรปมีการรณรงค์ให้ใช้เชื้อเพลิงทดแทนจากน้ำมันพืชในการคมนาคนการขนส่ง เพราะการใช้น้ำมันพืชนอกจากจะประหยัดแล้วยังสามารถผลิตได้เองและยังช่วยให้เกิดสมดุลของธรรมชาติอีกด้วย เพราะปัจจุบันโลกร้อนขึ้นมากจากภาวะเรือนกระจก ผลจากการที่ชั้นบรรยากาศโลกถูกปกคลุมด้วยคาร์บอนไดออกไซด์มากเกินไป ทั้งนี้การพัฒนาการใช้เครื่องยนต์ดีเซลกับน้ำมันพืชก็มีด้วยกันหลายแนวทาง ประกอบด้วยการพัฒนาคุณสมบัติของตัวเชื้อเพลิงน้ำมันพืชให้คุณสมบัติดียิ่งขึ้นและการพัฒนาการปรับแต่งเครื่องยนต์ให้เหมาะกับการนำไปใช้กับน้ำมันพืช ซึ่งงานวิจัยนี้จะศึกษาถึงการปรับแต่งเครื่องยนต์ ให้สามารถใช้กับน้ำมันพืชได้อย่างเหมาะสมมากที่สุด จึงจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องศึกษา ปัจจัยที่มีผลต่อระบบจากการเปลี่ยนแปลงตัวเชื้อเพลิง ในการเผาไหม้และยังต้องทราบถึงคุณสมบัติของน้ำมันพืชที่จะนำมาใช้ในการทดลอง เพื่อให้สามารถเข้าใจถึงหลักการการดัดแปลงเครื่องยนต์ให้ใช้กับน้ำมันพืชได้อย่างมีประสิทธิผลมากที่สุด

2.1 งานวิจัยที่ผ่านมา

กุณฑล ทองศรี [1] งานวิจัยนี้เป็นการทดลองหาค่าสมรรถนะเครื่องยนต์ดีเซลเล็กโดยใช้ไขน้ำมันปาล์มไบโอดีเซลซึ่งจะหาอัตราส่วนผสมที่เหมาะสม ในการนำไปใช้กับเครื่องยนต์ จากการทดลองของน้ำมันเชื้อเพลิงโดยอัตราส่วยผสมระหว่างไขน้ำมันปาล์มและน้ำมันดีเซลเป็น 10, 20, 30, 40 และ 50% โดยปริมาตร และน้ำมันดีเซล 100% ซึ่งในการทดลองหาค่าคุณสมบัติเชื้อเพลิงของระหว่างไขน้ำมันปาล์มและน้ำมันดีเซลที่อัตราส่วนผสมต่างๆ จะใช้วิธีการวิเคราะห์ค่าทางสถิติและค่าความแตกต่างแบบทางเดียว(One-way ANOVA) ที่ระดับนัยสำคัญ 0.05 ผลที่ได้จากการวิเคราะห์คือน้ำมันเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดลองทั้ง 6 ชนิด มีค่าคุณสมบัติแตกต่างกันที่ระดับนัยสำคัญ 0.05 ($P<0.05$) ซึ่งจากการทดสอบค่าสมรรถนะเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียวกับเชื้อเพลิงทั้ง 6 ชนิด พบว่าเชื้อเพลิงจากการผสมไขน้ำมันปาล์มและดีเซลที่อัตราส่วน 20:80 โดยปริมาตร ให้ค่าคุณสมบัติของเชื้อเพลิง(จุดวาบไฟ 90 °C จุดติดไฟ105 °C ค่าความร้อน 43,563.37 kJ/kg ค่าความ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้นใส 2.81 CS ค่าความถ่วงจำเพาะ 0.8413) ซึ่งใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงดีเซลมากและผลจากการทดสอบค่าสมรรถนะก็ได้ค่าดีกว่าเชื้อเพลิงดีเซลเล็กน้อย

วัชระ ลอยสมุทรและคณะ [2] งานวิจัยนี้นำเสนอถึงการดัดแปลงน้ำมันพืชที่ใช้แล้ว โดยผ่านกระบวนการเอสเตอริฟิเคชั่นจนได้เป็นเอสเตอร์ของน้ำมันพืชชนิดนั้นออกมา แล้วจึงนำไปทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียวขนาด 11 hp โดยไม่ได้มีการดัดแปลงเครื่องยนต์ ซึ่งในการทดลองจะวัดค่า อัตราการใช้เชื้อเพลิงจำเพาะ ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน ค่ากำลังและค่าอัตราส่วนระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง ซึ่งจะทำการปรับความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400, 1600, และ 1800 rpm จากการทดลองพบว่า การนำน้ำมันพืชที่ใช้แล้วมาปรับปรุงคุณสมบัติโดยทำปฏิกิริยาเอสเตอริฟิเคชั่นกับแอลกอฮอล์มาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลเล็ก ซึ่งได้ค่ากำลังและแรงบิดของเครื่องยนต์เท่ากับเชื้อเพลิงจากน้ำมันดีเซล อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของน้ำมันดีเซลจะเปลืองกว่าน้ำมันพืชที่ปรับปรุงแล้ว ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันดีเซลต่ำกว่าน้ำมันพืชที่ปรับปรุงแล้ว และอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงของน้ำมันดีเซลต่ำกว่าน้ำมันพืชที่ปรับปรุงแล้วซึ่งแสดงผลดังนี้ (ที่กำลังเครื่องยนต์ 3.451 kW ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1400 rpm)

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของน้ำมันดีเซลเท่ากับ	253 g/kW-hr
อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะของน้ำมันพืชที่ปรับปรุงเท่ากับ	169 g/kW-hr
ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันดีเซลเท่ากับ	33.48 %
ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันพืชที่ปรับปรุงเท่ากับ	50 %
อัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศของน้ำมันดีเซลโดยมวลเท่ากับ	7
อัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศของน้ำมันพืชที่ปรับปรุงโดยมวลเท่ากับ	13

คณิต กฤษณังกูร [3] งานวิจัยนี้เป็นการนำเอาข้อมูลปัญหาและข้อเสนอแนะของการนำน้ำมันพืชและเมธิลเอสเทอร์ของน้ำมันพืชมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซล โดยกล่าวถึงการเริ่มต้นการนำน้ำมันพืชมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซล ปัญหาที่เกิดขึ้นจากการนำน้ำมันพืชมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลโดยไม่ได้มีการปรับแต่งเครื่องยนต์ปัญหาด้านราคาน้ำมันพืช ปัญหาด้านการผลิตน้ำมันพืชและข้อดีของการใช้เมธิลเอสเทอร์ของน้ำมันพืชซึ่งมีรายละเอียดดังนี้ จากการเริ่มต้นในการนำน้ำมันพืชมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลโดยนายรูดอล์ฟดีเซล ซึ่งใช้น้ำมันถั่วลิสง แต่สมัยนั้นก็ไม่เป็นที่นิยมกันเพราะน้ำมันพืชมีราคาค่อนข้างแพงกว่าน้ำมันดิบและสามารถผลิตได้มากกว่า น้ำมันพืชจึงมีบทบาทน้อยมากจวบจนกระทั่งโลกเผชิญกับวิกฤตของราคาน้ำมันดิบที่สูงขึ้นอย่างรวดเร็วในปี ค.ศ. 1973 จนกระทั่งถึงปัจจุบัน จึงได้มีการหันกลับมาวิจัยและส่งเสริมให้ใช้น้ำมันพืชกันเป็นอย่างมาก ซึ่งน้ำมันพืชที่นำมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลนั้นจะดีหรือไม่ดีขึ้นอยู่กับองค์ประกอบของกรดไขมันที่มีขนาดเล็กใหญ่ไม่เท่ากันและจำนวนพันธะคู่ที่ไม่เท่ากันในแต่ละชนิดของน้ำมันพืช ซึ่งขนาดของโมเลกุลของน้ำมันพืชจะมีขนาดไม่แตกต่างกันมากนักและมีผลต่อค่าซีเทนนัมเบอร์น้อยมาก ส่วนจำนวนพันธะคู่จะมีผลต่อค่าซีเทนนัมเบอร์เป็นอย่างมาก กล่าวคือถ้าน้ำมันพืชชนิดใดมีจำนวน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พันธะคู่ต่ำหรือกล่าวอีกนัยหนึ่งว่าเป็นกรดไขมันอิ่มตัวสูงอาทิ น้ำมันมะพร้าวและน้ำมันเมล็ดในปาล์ม สามารถใช้ได้ดีกับเครื่องยนต์ดีเซล ส่วนพวกน้ำมันพืชจำพวก น้ำมันถั่วเหลือง น้ำมันเมล็ดทานตะวัน น้ำมันถั่วลิสง ซึ่งมีจำนวนพันธะคู่สูงขึ้นก็สามารถใช้ได้กับเครื่องยนต์ดีเซลแต่มีประสิทธิภาพไม่ค่อยสูงมากนัก และน้ำมันยางพาราซึ่งจำนวนพันธะคู่อยู่สูงมากไม่เหมาะกับการนำมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซล สิ่งสำคัญในการพิจารณาคือค่าซีเทนนัมเบอร์ของน้ำมันพืชในแต่ละชนิดว่าเหมาะกับการนำไปใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลหรือไม่ ในด้านราคาของน้ำมันพืชค่อนข้างไม่แน่นอนทำให้มีราคาสูงในบางฤดู และถูกเป็นบางฤดูกาล ดังนั้นถ้าจะให้น้ำมันพืชมีค่าต่ำและคงตัวตลอดเวลาต้องให้รัฐบาลสนับสนุนอย่างจริงจัง และเพิ่มผลการผลิตต่อพื้นที่และที่สำคัญต่อขยายพื้นที่การผลิตอีกมากเพราะส่วนใหญ่ประเทศไทยจะทำการผลิตพืชจำพวก ปาล์ม มะพร้าว ไว้สำหรับประกอบอาหารเท่านั้น ส่วนที่เหลือจึงนำมาทำการผลิตมาใช้ในเครื่องยนต์ และส่งเสริมการปลูกพืชจำพวกที่มีค่าซีเทนนัมเบอร์มากๆ เช่น เมล็ดหูกวาง มะรุม แตงโม มะละกอ และเมล็ดสบู่ดำ ด้านการใช้เมธิลเอสเตอร์ของน้ำมันพืชจะช่วยให้คุณสมบัติของตัวน้ำมันเชื้อเพลิงสูงขึ้นใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงดีเซล ซึ่งจะมีขนาดของโมเลกุลของเมธิลเอสเตอร์จะเล็กลงกว่าน้ำมันพืชดิบประมาณ (1/3) ค่าซีเทนนัมเบอร์จะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นอีก ความหนืดก็จะลดลงเป็นอย่างมาก นอกจากนี้ยังเพิ่มความบริสุทธิ์ให้กับตัวเชื้อเพลิงอีกด้วยซึ่งจะทำให้เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงชนิดนี้มีมลพิษน้อยลง

Herchel และ Matsumoto [4] งานวิจัยนี้ศึกษาผลของการใช้น้ำมันมะพร้าวที่เป็นน้ำมันทางเลือกและน้ำมันผสม ระหว่างน้ำมันมะพร้าวกับดีเซลถูกทดสอบโดยใช้เครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียวและเป็นแบบการฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้ การสังเกตลักษณะของการกระจายของน้ำมันนั้น ผู้วิจัยได้ทำให้อยู่ในรูปของเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยที่เป็นละอองน้ำมันนั้น โดยใช้เครื่องแอนนาโมมิเตอร์สำหรับวัดละอองน้ำมัน และการทดสอบเครื่องยนต์กับน้ำมันมะพร้าวบริสุทธิ์และน้ำมันมะพร้าวผสมกับดีเซลโดยไม่มีการปรับปรุงเครื่องยนต์ ผลที่ได้แสดงให้เห็นว่า น้ำมันมะพร้าวบริสุทธิ์ให้เขม่าและ NO_x ที่น้อยกว่าน้ำมันดีเซล

ทวิช จิตรสมบูรณ์ [5] งานวิจัยนี้เป็นการสรุปถึงการนำน้ำมันพืชมาใช้แทนน้ำมันดีเซลในประเทศไทยรวมถึงงานวิจัยที่ผ่านมาของการนำน้ำมันพืชมาใช้ โดยประเด็นหลักจะนำเสนอถึงคุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของน้ำมันพืชในการนำมาเป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ดีเซล, สมรรถนะของเครื่องยนต์จากการใช้น้ำมันพืช, ผลกระทบต่อความคงทนของเครื่องยนต์, องค์ประกอบของไอเสีย และ ปัญหาอื่นๆ โดยจะเน้นที่น้ำมันปาล์มกับน้ำมันมะพร้าว ซึ่งอธิบายไว้ดังนี้ มีการยืนยันว่า เครื่องยนต์ดีเซลเครื่องแรกของโลก(ที่คิดค้นและสร้างโดยนาย รูดอล์ฟ ดีเซล วิศวกรชาวเยอรมัน ปี ค.ศ. 1900 ใช้น้ำมันถั่วเป็นเชื้อเพลิงสาธิตการเดินเครื่องครั้งแรก ซึ่งหากพิจารณาองค์ประกอบทางเคมีของน้ำมันพืชจะเห็นว่าโดยเฉลี่ยแล้วมีน้ำหนักโมเลกุลพอๆ กับน้ำมันดีเซล กล่าวคือ มีปริมาณคาร์บอนในโมเลกุลเฉลี่ย 14-18 ตัว คุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

น้ำมันพืชชนิดต่างๆ มีค่าพลังงานความร้อนใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงดีเซลซึ่งต่ำกว่าดีเซลเล็กน้อย(10-15%) ทั้งนี้เป็นเพราะมีเกาะตัวของออกซิเจนอยู่ในโครงสร้างของโมเลกุลน้ำมันพืชด้วย ค่าซีเทนน้ำมันพืชส่วนใหญ่มีค่าซีเทนอยู่ในช่วง 40-60 ซึ่งใช้เป็นเกณฑ์มาตรฐานของเชื้อเพลิงดีเซลว่าจะสามารถเริ่มต้นการเผาไหม้ด้วยตนเองได้ดีในเครื่องยนต์ ค่าความหนืด น้ำมันพืชดิบส่วนใหญ่จะมีค่าความหนืดสูงกว่าน้ำมันดีเซลอยู่ประมาณ 10-20 เท่า ซึ่งค่าความหนืดที่มีปริมาณสูงนี้เองที่เป็นตัวการสร้างปัญหาส่วนใหญ่ให้กับระบบเครื่องยนต์ ค่าความหนืดที่สูงมากจะมีผลทำให้การฉีดน้ำมันจากหัวฉีดสู่ห้องเผาไหม้ไม่เป็นฝอยละอองดีพอเมื่อเทียบกับดีเซล ผนวกกับการระเหยตัวได้ข้าของน้ำมันพืช ทำให้การเผาไหม้ไม่หมดจดสมบูรณ์ โดยเฉพาะอย่างยิ่งบริเวณที่สัมผัสอยู่กับโลหะ(ผิวลูกสูบ ฝาสูบ ปลายหัวฉีด) ซึ่งจะมีอุณหภูมิต่ำกว่าบริเวณตรงกลางห้องเผาไหม้ การเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ จะนำไปสู่การปนเปื้อนของน้ำมันเครื่องและเกิดการสะสมของสารประกอบคาร์บอนต่างๆ ในห้องเผาไหม้ ซึ่งกรณีที่ร้ายแรงมากที่สุดคือจะทำให้เกิดการติดตัวของลูกสูบและลิ้นอากาศ นอกจากนี้ตัวน้ำมันพืชยังมีอุณหภูมิเป็นหมอกสูงอีกด้วย (การเป็นหมอกคือการที่โมเลกุลจับตัวกันเป็นผลึก ทำให้ข้นและไหลเทลำบาก) ซึ่งไม่เหมาะกับการใช้ในสภาพอากาศหนาว จากสภาพปัญหาของน้ำมันพืชที่มีความหนืดสูงนี้ จึงได้มีการพัฒนา ทำให้น้ำมันมีความหนืดต่ำลง ด้วยการบวนการทรานส์เอสเตอร์เทอริฟิเคชั่น ซึ่งจะได้เป็น เอสเตอร์ของน้ำมันพืชออกมาซึ่งเอสเตอร์จะมีคุณสมบัติมีความหนืดน้อยกว่าน้ำมันพืชดิบ 5-7 เท่า สำหรับส่วนประกอบทางเคมีของน้ำมันพืชนั้น มีผลต่อคุณสมบัติทางกายภาพและความเป็นเชื้อเพลิงด้วย เพราะการมีปริมาณพันธะคู่สูงจะทำให้มีค่าเลขซีเทนต่ำ แต่จะทำให้จุดเป็นหมอกต่ำลงด้วยซึ่งเป็นผลตรงข้ามกับพันธะเดียวและจากหลายงานวิจัยกล่าวว่าเอสเตอร์ มีคุณสมบัติใกล้เคียงกับดีเซล สารตกค้างในห้องเผาไหม้น้อย โดยภาพรวมมีมลพิษในไอเสียน้อยกว่าดีเซล แต่มีข้อเสียที่สำคัญคือราคาตัวน้ำมันมีค่าสูงซึ่งมีสาเหตุมาจาก ขั้นตอนและอุปกรณ์การผลิตที่เพิ่มขึ้น สองสารเคมีที่ใช้ทำปฏิกิริยา และปริมาณน้ำมันที่ได้น้อยลง และมีอีกแนวทางหนึ่งที่จะทำให้นำมันพืชมีความหนืดที่น้อยลงคือการอุ่นเชื้อเพลิงด้วยความร้อนประมาณ 140 °C จะทำให้ความหนืดน้ำมันพืชใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงดีเซลและจากการอุ่นน้ำมันแล้วทำการเดินเครื่องในระยะยาว โดยใช้เครื่องยนต์แบบฉีดอ้อมไม่พบปัญหา ส่วนเครื่องยนต์แบบฉีดตรงพบว่าเกิดการสะสม ของสารประกอบคาร์บอนพอสมควรและอีกแนวทางหนึ่งที่ ซึ่งจะทำให้ความหนืดของน้ำมันพืชดิบลดลงคือการนำมาผสมกับน้ำมันดีเซลโดยตรงซึ่งเป็นที่นิยมกันมากในอัตราส่วน 20:80 โดยปริมาตร และในด้านการสึกหรอของเครื่องยนต์จากการใช้น้ำมันพืชดิบพบว่ามีการสึกหรอน้อยมาก เพราะตัวน้ำมันพืชช่วยเป็นตัวหล่อลื่นอีกด้วย แต่พบการสะสมของสารอะโรมาติกจำพวกยางเหนียวและเขม่าเกาะตามบริเวณห้องเผาไหม้และหัวฉีด จากกระบวนการโพลิเมอไรเซชั่นซึ่งจะก่อให้เกิดการปนเปื้อนในน้ำมันเครื่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Celikten [6] งานวิจัยนี้นำเสนอถึงผลกระทบของระบบความดันหัวฉีดต่อสมรรถนะและไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลแบบมีห้องเผาไหม้ช่วย ซึ่งในการทดลองใช้เครื่องยนต์ดีเซลแบบมีห้องเผาไหม้ช่วย(4-cylinder and 4-stroke) ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงในการขับเคลื่อนเครื่องยนต์ ซึ่งขอบเขตในการวิจัยนี้จะทำการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ 100, 150, 200, 250 bar ซึ่งในแต่ละกรณีจะทดสอบเครื่องยนต์โดยใส่ภาระแก่เครื่องยนต์เท่ากับ 50%, 75% และ 100% ของกำลังเครื่องยนต์ โดยใช้ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ 4500-1500 rpm ซึ่งเพิ่มความเร็วรอบทีละ 500 rpm ซึ่งในการทดลองจะทำการวัดค่าสมรรถนะและไอเสียซึ่งมีค่าต่างๆ ดังนี้ กำลัง, แรงบิด, BMEP, อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง, O_2 , SO_2 , SO_2 และ NO_X จากการทดลองพบว่าการปรับค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 150 bar ทำให้เครื่องยนต์มีค่าสมรรถนะมากที่สุดซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับกรณีที่ปรับค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 100 bar รองลงมาเป็น 200 bar และ 250 bar

Kalama และคณะ [7] งานวิจัยนี้นำเสนอถึงการนำน้ำมันมะพร้าวที่ผ่านกระบวนการทรานส์เอสเตอริฟิเคชั่นซึ่งทำให้คุณสมบัติของ น้ำมันมะพร้าวมีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซลมากขึ้นโดยเฉพาะอย่างยิ่งทำให้ค่าความหนืดของน้ำมันพืชที่มีค่าสูงลดลงเป็นอย่างมาก ซึ่งในงานวิจัยนี้จะทำการนำเอสเตอร์ จากน้ำมันมะพร้าวมาผสมกับเชื้อเพลิงดีเซลในอัตราส่วนผสมตั้งแต่ 10, 20, 30, 40 และ 50% โดยน้ำหนัก และทำการวัดค่าคุณสมบัติของเชื้อเพลิงและนำมาทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซล (Isuzu 4 FB1, 4 cylinder 4 stroke) และทำการวัดค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ได้จากการทดสอบกับเชื้อเพลิงผสมระหว่างเอสเตอร์ของน้ำมันมะพร้าวที่ อัตราส่วนต่างๆ และเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล และงานวิจัยนี้ทำการกำหนดขั้นตอนการทดลองเป็น 4 กรณีดังนี้ กรณีแรก จะทำการวิเคราะห์ค่าสมรรถนะและไอเสียของเครื่องยนต์จากการทดสอบกับเชื้อเพลิงผสม ระหว่างเอสเตอร์ของน้ำมันมะพร้าวกับดีเซลที่อัตราส่วนผสมต่างๆ เปรียบเทียบกับน้ำมันดีเซล โดยในการทดสอบจะทำการปรับภาระเท่ากับ 50% ของตำแหน่งลิ้นเร่ง ซึ่งจะปรับความเร็วรอบเครื่องยนต์ตั้งแต่ 3200-800 rpm จะเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ละ 400 rpm กรณีที่สองจะทำการวิเคราะห์การเผาไหม้ อัตราการปลดปล่อยความร้อนและความดันที่หัวสูบ ซึ่งจะทำการวัดค่าที่สภาวะความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ 3000 rpm โดยในการทดสอบจะทำการปรับภาระเท่ากับ 50% ของตำแหน่งลิ้นเร่ง กรณีที่สามจะทำการวิเคราะห์ไอเสียที่สภาวะการทำงานความเร็วรอบคงที่ที่ 2000- rpm ซึ่งจะปรับค่าภาระตั้งแต่ 10-100 N-m กรณีสุดท้ายจะทำการวัดค่าของ PAH ของน้ำมันเชื้อเพลิงต่างๆ ที่ทำการทดลองเปรียบเทียบกับดีเซล จากผลการทดลองในการวัดค่าคุณสมบัติของเชื้อเพลิงจากการนำเอสเตอร์ของน้ำมันมะพร้าวผสมกับน้ำมันดีเซลที่อัตราส่วน 10, 20, 30, 40- และ 50% โดยน้ำหนัก พบว่าค่าคุณสมบัติของเอสเตอร์ที่ทำการผสมกับน้ำมันดีเซลจะมีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซล 100% และในส่วนการทดลองการวิเคราะห์หาค่าสมรรถนะและไอเสียของเครื่องยนต์จากการใช้เชื้อเพลิงทั้ง 6 ชนิดพบว่า ที่อัตราผสม ของเอสเตอร์น้ำมันมะพร้าว 30% ผสมกับดีเซล 70% จะได้กำลังของเครื่องยนต์มากที่สุดและที่อัตราส่วนผสม 20, 10% มากกว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดีเซล 100% เล็กน้อยส่วนที่อัตราส่วนผสม 40, 50%ได้กำลังเครื่องยนต์ต่ำกว่าน้ำมันดีเซล 100% เล็กน้อย เป็นผลมาจากการที่น้ำมันพืชมีโมเลกุลของออกซิเจนผสมอยู่และน้ำมันพืชมีค่าความล่าช้าในการจุดระเบิดที่มากขึ้นทำให้การผสมกันระหว่างน้ำมันและอากาศดีขึ้น ในส่วนอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันเชื้อเพลิงผสมที่อัตราส่วนต่างๆ มีค่ามากกว่าน้ำมันดีเซล ซึ่งจะเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนผสมของเอสเตอร์ จากน้ำมันมะพร้าวเนื่องจากมีค่าพลังงานความร้อน ของเชื้อเพลิงน้อยกว่า ในส่วนด้านไอเสีย จะมีปริมาณสารพิษลดน้อยลงเมื่อเพิ่มอัตราส่วนผสมของเอสเตอร์จากน้ำมันมะพร้าวมากขึ้นยกเว้นก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ สำหรับการสะสมสารประเภทอะโรมาติกในระบบปั๊มและหัวฉีดของเครื่องยนต์ไม่พบ

Parlak และคณะ [8] งานวิจัยนี้ เป็นการประยุกต์ใช้ LHRในเครื่องยนต์ดีเซลเพื่อจะทำให้ค่า NO_x ลดลง ซึ่งในระบบเครื่องยนต์แบบ LHR จะส่งผลให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูงขึ้นจากเดิม 200-250 $^{\circ}C$ ซึ่งจะทำให้ความล่าช้าในการจุดระเบิดลดลง โดยงานวิจัยนี้จะทำการปรับค่า Injection timing ให้ล่าช้าลงจากเดิม โดยงานวิจัยนี้จะใช้เครื่องยนต์ดีเซลแบบสูบเดียวในการทดลอง ซึ่งค่ามาตรฐานของ Injection timing เท่ากับ 38 องศาก่อนศูนย์ตายบน ขอบเขตของงานวิจัยนี้จะทำการปรับค่า Injection timing ลง 6 องศา โดยที่จะลดลงทีละ 2 องศา แล้วทำการทดสอบกับน้ำมันดีเซลใส่ภาระโหลดคงที่ที่ 100% ของกำลังเครื่องยนต์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 2200-1000 rpm เพิ่มที่ละ 400 rpm แล้วทำการวัดค่าอัตราการสิ้นเปลือง, NO_x และวัดค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์เปรียบเทียบกับที่สภาวะมาตรฐานเครื่องยนต์ จากการทดลองพบว่าเครื่องยนต์ที่ทำการปรับค่า Injection timing ให้ความล่าช้าในการฉีดเชื้อเพลิงช้าลงจะทำให้ค่า NO_x ลดลง ประมาณ 20-35% เพราะช่วงความล่าช้าในการจุดระเบิดสั้นลง ช่วงการเผาไหม้ของ premixed สั้นลง ช่วงการเผาไหม้ diffusion ยาวขึ้นและอุณหภูมิของการเผาไหม้ลดลง และค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงลดลงเล็กน้อยประมาณ 6% เชื้อเพลิงบางส่วนที่เผาไหม้ไม่หมดถูกกลับนำมาใช้ใหม่เชื้อเพลิงหลักจึงถูกใช้น้อยลง กำลังของเครื่องยนต์ลดลง 3-5% เพราะความร้อนในการเผาไหม้ลดลง

Nwafor และคณะ [9] งานวิจัยนี้เป็นการนำเสนอถึงการปรับแต่งเครื่องยนต์เพื่อให้สามารถใช้กับน้ำมัน Rapeseed oil ได้ดียิ่งขึ้นเพราะการใช้น้ำมันพืชในเครื่องยนต์ดีเซลส่วนใหญ่จะมีค่าของความล่าช้าในการจุดระเบิดที่สูงกว่าเชื้อเพลิงจากน้ำมันดีเซลมาก ซึ่งทำให้เครื่องยนต์เกิดการน็อคได้เพราะการเผาไหม้จะเกิดขึ้นอย่างรุนแรงในช่วง premixed เนื่องจากปริมาณน้ำมันเกิดการสะสมอยู่มากเพราะน้ำมันพืชจะมีการระเหยตัวได้ช้า ค่าซีเทนนัมเบอร์ต่ำกว่าดีเซล ดังนั้นงานวิจัยนี้จะทำการปรับค่า Injection timing ให้มีค่าล่วงหน้าเพิ่มขึ้น เพื่อลดระยะเวลาของความล่าช้าในการจุดระเบิดให้น้อยลง ซึ่งงานวิจัยนี้มีขั้นตอนการวิจัยดังนี้ ทำการทดสอบเครื่องยนต์ที่สภาวะมาตรฐานโดยใช้น้ำมัน Rapeseed oil และน้ำมันดีเซลเปรียบเทียบกัน จากนั้นจะทำการปรับแต่งค่า Injection timing ให้ มีค่าการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าเพิ่มขึ้นจากเดิม 3.5 องศาก่อนศูนย์ตายบน แล้วทำการทดสอบเครื่องยนต์ด้วยน้ำมัน Rapeseed oil ซึ่งที่มาตรฐานเครื่องยนต์จะมีค่า Injection

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น ไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารนี้ทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

timing เท่ากับ 30 องศาก่อนศูนย์ตายบน ในการทดลองจะทำการทดสอบเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบคงที่ที่ 3000 rpm และ 2400 rpm ใส่ภาระโหลดกับเครื่องยนต์ 500-100 kN/m^2 จากการทดลองพบว่า เมื่อเพิ่มค่า Injection timing จะทำให้ค่าความล่าช้าในการจุดระเบิดลดลงอันเนื่องมาจากการเผาไหม้ในช่วง premixed สั้นลง เกิดการลุกไหม้เร็วขึ้นและเครื่องยนต์เดินเรียบ แต่ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง, อุณหภูมิไอเสียและปริมาณไฮโดรคาร์บอนเพิ่มขึ้นเล็กน้อย มาจากการที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิงในสภาวะที่ อุณหภูมิและความดันต่ำ ทำให้เชื้อเพลิงบางส่วนไม่ระเหยตัวและติดอยู่กับผนังกระบอกสูบไม่เกิดการเผาไหม้

Yahya และคณะ [10] งานวิจัยนี้เป็นการนำเสนอถึงการนำเอสเตอร์ของน้ำมันพืชสองชนิดมาใช้ในเครื่องยนต์รถแทรกเตอร์โดยมีการปรับแต่งระบบของเครื่องยนต์คือ มีการปรับแรงดันหัวฉีดและองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง ซึ่งขั้นตอนแรกจะทำการทดลองโดยการนำเอสเตอร์จากน้ำมันพืชสองชนิด และน้ำมันดีเซลทดสอบกับเครื่องยนต์โดยที่ไม่ได้มีการปรับแต่งซึ่งมีค่าความดันที่หัวฉีดและองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงตามปกติเท่ากับ (18.6 MPa and 14^{o}BTDC) ผลปรากฏว่าค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์จากน้ำมันทั้งสามชนิดไม่แตกต่างกัน แต่ค่าไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลจะมากกว่า ต่อจากนี้จะปรับระบบความดันหัวฉีดของเครื่องยนต์ให้เพิ่มขึ้นจากเดิมเป็น 24.1 MPa ซึ่งเวลาในการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงคงที่ที่ 14^{o}BTDC และจะทำการทดสอบกับเชื้อเพลิงจากเอสเตอร์ของน้ำมันพืชทั้งสองชนิดคือ methyl soy oil ester และ methyl tallow ester พบว่าค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น และที่ค่ากำลังสูงสุดของเครื่องยนต์มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลง สังเกตจากค่าความล่าช้าในการจุดระเบิดที่สั้นลงมากทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นที่อุณหภูมิและความดันต่ำเกินไป ค่าของ Unburned hydrocarbon emissions เพิ่มสูงขึ้นเนื่องจากเชื้อเพลิงที่จ่ายเข้าไปแล้วเกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ส่วนค่า fuel –air equivalence ratio, exhaust temperature, cylinder peak pressure, carbon dioxide emissions และค่า nitrogen emissions มีค่าเท่ากับที่สภาวะปกติของเครื่องยนต์ จากนั้นจะทำการปรับค่าขององศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ล่วงหน้ามากขึ้นเป็น 19^{o}BTDC ส่วนความดันหัวฉีดเท่าเดิมที่สภาวะปกติ 18.6 MPa ซึ่งจะทำการทดสอบ กับเอสเตอร์ของน้ำมันพืชทั้งสองชนิดผลปรากฏว่าค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าสูงขึ้น ค่ามลพิษจากไอเสียลดลงมาก ค่าความล่าช้าในการจุดระเบิดสั้นลงเล็กน้อย ประสิทธิภาพเชิงความร้อนมากขึ้น ความดันในห้องเผาไหม้สูงขึ้น อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเท่าเดิม อุณหภูมิไอเสียลดลง ส่งผลมาจากการเผาไหม้ที่ดีขึ้นสังเกตได้จากการกินน้ำมันเชื้อเพลิงเท่าเดิม แต่ปริมาณมลพิษลดลงและค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงขึ้น ดังนั้นงานวิจัยนี้สรุปได้ว่า การปรับค่าของเวลาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้เหมาะสมกับเชื้อเพลิงจะทำให้เกิดการเผาไหม้ได้ดียิ่งขึ้น ซึ่งการที่ความดันหัวฉีดมีค่าสูงจะทำให้เชื้อเพลิงจากเอสเตอร์ของน้ำมันพืชมีการสเปรย์ที่ไม่ดีเชื้อเพลิงมีปริมาณหนามากเกินไป ออกซิเจนในอากาศไม่เพียงพอต่อการเผาไหม้ทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Kalam และ Masjuki [11] งานวิจัยนี้นำเสนอถึงการนำน้ำมันปาล์มดิบมาทำการอุ่นก่อนส่งเข้าห้องเผาไหม้ และมีการนำน้ำมาผสมเพื่อลดค่าความหนืดของน้ำมันปาล์มดิบแล้วทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซลชนิดสูบเดียวซึ่งในการทดลองจะทำการนำน้ำมันปาล์มเมล็ดในมาทำการผสมน้ำมันที่อัตราส่วนต่าง ๆ แล้วทำการวัดค่าคุณสมบัติ ซึ่งในงานวิจัยนี้จะทำการทดสอบเครื่องยนต์ระยะยาว เป็นเวลา 100 ชั่วโมง โดยใช้ความเร็วรอบ 2700 rpm ใส่ภาระให้กับเครื่องยนต์เท่ากับ 5.5 N-m และทำการอุ่นเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 70^{o}C และ น้ำมันปาล์มดิบที่ผสมน้ำในอัตราส่วน 1, 2, 3% โดยปริมาตร ที่ 65^{o}C ซึ่งจะมุ่งเน้นวัดค่า มลพิษของไอเสียและลักษณะการสะสมของสารตกค้างในห้องเผาไหม้ จากการทดสอบพบว่า การอุ่นน้ำมันปาล์มดิบที่ 70^{o}C ทำให้ค่า CO, HC และ PM มีค่าน้อยที่สุดแต่ปริมาณ NO_x มากขึ้น เป็นผลมาจากการอุ่นน้ำมันดิบทำให้ค่าความหนืดลดน้อยลงและเกิดการระเหยตัวในห้องเผาไหม้ได้ดีขึ้นการเผาไหม้ดีขึ้นและอุณหภูมิ ในการเผาไหม้สูง ส่วนด้านการสะสมของเชื้อเพลิงเหลือจากการเผาไหม้ปรากฏว่า การอุ่นน้ำมันปาล์มดิบที่ 70^{o}C ให้ค่าน้อยที่สุด ส่วนสาเหตุของสารตกค้างมาจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์และมีสารจำพวก อะโรมาติกในตัวเชื้อเพลิงที่เกิดออกซิไดซ์ในระหว่างการเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูง

Bari และคณะ [12] งานวิจัยนี้ทำการศึกษาผลของการอุ่นน้ำมันปาล์มดิบก่อนเข้าห้องเผาไหม้ต่อสมรรถนะและไอเสีย ในเครื่องยนต์ดีเซลแบบมีกระบอกสูบเดียว และศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิของน้ำมันเชื้อปาล์มดิบต่อแรงเสียดทานที่เกิดขึ้น เปรียบเทียบกับน้ำมันดีเซลจากผลการทดลองการปรับอุณหภูมิของน้ำมันปาล์มและดีเซล โดยเพิ่มอุณหภูมิในการอุ่นน้ำมันตั้งแต่ 50-100 ^{o}C พบว่าแรงเสียดทานในการฉีดน้ำมัน โดยไม่มีการเผาไหม้ มีค่าใกล้เคียงกันระหว่างเชื้อเพลิงทั้งสอง และการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิไม่มีผลต่อแรงเสียดทานในระบบการฉีดเชื้อเพลิง และผลจากการเพิ่มค่าอุณหภูมิของน้ำมันปาล์มก่อนเข้าห้องเผาไหม้ต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและประสิทธิภาพเชิงความร้อน มีค่าค่อนข้างคงที่ที่อุณหภูมิต่างๆในการอุ่นน้ำมันปาล์มดิบ แต่ความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้ของน้ำมันปาล์มอุ่นมีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซลประมาณ 6% ค่าของความล่าช้าในการจุดระเบิดของน้ำมันปาล์มดิบอุ่นมีค่าลดลง 2.6 องศาเพลาข้อเวียง ในส่วนด้านไอเสียจากการอุณหภูมิน้ำมันปาล์มดิบทำให้ค่า CO และ NO มีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซล ขึ้น 9.2% และ 29.3% สาเหตุเหล่านี้เป็นผลมาจากการการเผาไหม้ที่ยาวนานของน้ำมันพืชซึ่งจะเกิดขึ้นในช่วงหลังศูนย์ตายบน ซึ่งจะเกิดการเผาไหม้รุนแรงในช่วงสั้นมากแล้วอุณหภูมิและความดันจะลดลงอย่างรวดเร็วทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์

2.2 วิจารณ์งานวิจัยที่ผ่านมา

ในส่วนผลงานวิจัยที่ผ่านมาดังกล่าวนั้น บ่งบอกว่าสามารถนำเชื้อเพลิงน้ำมันพืชมาใช้ในเครื่องยนต์ได้ แต่ค่าสมรรถนะเครื่องยนต์คงต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันดีเซล จึงมีการปรับปรุงสภาพทางเคมีของเชื้อเพลิงน้ำมันพืชให้ดีขึ้น โดยการนำมาผสมกับเชื้อเพลิงดีเซล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารนี้ทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยตรง จากงานวิจัย [1], [4] พบว่าการผสมเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลกับน้ำมันพืชโดยสัดส่วนปริมาตรที่เหมาะสมทำให้ค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีขึ้น อีกวิธีหนึ่งคือการแปลงสภาพทางเคมีของเชื้อเพลิงน้ำมันพืชในอยู่ในรูปของเอสเตอร์ จากงานวิจัย [2], [3], [7] พบว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงเอสเตอร์ให้ค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ มีค่าใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล ในด้านปัญหาค่าความหนืดของน้ำมันพืชที่สูง จึงมีการนำน้ำมันพืชมาทำการอุ่น ที่สภาพอุณหภูมิต่าง ๆ จากงานวิจัย [11], [12] พบว่าในการอุ่นเชื้อเพลิงน้ำมันพืช ไม่ส่งผลต่อค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์มากนัก ในอีกส่วนหนึ่งของงานวิจัยที่ผ่านมา ทำการปรับแต่งบางระบบของเครื่องยนต์ เพื่อให้เหมาะกับเชื้อเพลิงน้ำมันพืชที่ปรับปรุงคุณสมบัติทางเคมีแล้ว จากงานวิจัยที่ [6], [10] พบว่าการปรับค่าความดันหัวฉีดที่เหมาะสมทำให้ค่าสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันพืชที่ปรับสภาพทางเคมีแล้ว มีค่าสูงที่สุดและ[8], [9], [10] พบว่าการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าที่เหมาะสมทำให้ค่าสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันพืชที่ปรับสภาพทางเคมีแล้วมีค่าสูงที่สุด และในงานวิจัยที่ [5] เป็นการสรุปผลจากการนำเชื้อเพลิงน้ำมันพืชมาใช้ในเครื่องยนต์โดยตรง มีการปรับปรุงสภาพทางเคมีของเชื้อเพลิงน้ำมันพืชมาใช้กับเครื่องยนต์ พบว่าด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซล แต่มีปัญหาด้านการการสะสมของสารจำพวก ยางเหนียว ในห้องเผาไหม้ การอุดตันในระบบเชื้อเพลิงได้ง่าย ซึ่งในงานวิจัยที่ผ่านมา จะเน้นการปรับแต่งคุณลักษณะทางเคมีของเชื้อเพลิงก่อน แล้วนำมาใช้ในเครื่องยนต์และบางงานวิจัยก็ทำการปรับแต่งระบบเครื่องยนต์ในบางส่วนอีกด้วย ซึ่งสามารถเพิ่มสมรรถนะเครื่องยนต์ให้สูงขึ้น แต่ก็เป็นการเพิ่มราคาของเชื้อเพลิงน้ำมันพืชขึ้นอีก และต้องผ่านขั้นตอนที่ซับซ้อนอีกมาก ฉะนั้นในงานวิจัยนี้จึงเป็นการเสนอทางเลือกใหม่ที่ง่ายต่อการนำไปปฏิบัติ ในการนำเชื้อเพลิงน้ำมันพืชดิบและน้ำมันพืชดิบผสม มาใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI โดยการปรับแต่งเครื่องยนต์อย่างง่าย ซึ่งสามารถทำให้ค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันดีเซล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3
ทฤษฎีและเชื้อเพลิงน้ำมันพืช

ในบทนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีการเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัด และเชื้อเพลิงน้ำมันพืช ในส่วนระบบของเครื่องยนต์จะกล่าวถึงปัจจัยหลักของการเผาไหม้คือ ระบบส่งน้ำมันเชื้อเพลิง และลักษณะของเชื้อเพลิงน้ำมันที่มีต่อผลการเผาไหม้ ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิดมีห้องเผาไหม้ล่วงหน้า

3.1 ทฤษฎีการเผาไหม้ของระบบเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัด

กระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดคือ หลังจากน้ำมันเชื้อเพลิงถูกฉีดออกจากปั๊มด้วยแรงดันสูง เชื้อเพลิงจะถูกส่งไปยังหัวฉีดซึ่งปิดกั้นทางเดินน้ำมันด้วยความดันหนึ่งจากสปริงซึ่งเมื่อแรงดันของน้ำมันเชื้อเพลิงในสายมีค่าสูงกว่าแรงของสปริงน้ำมันเชื้อเพลิงก็จะถูกฉีดออกสู่ห้องเผาไหม้ในช่วงปลายจังหวะอัด โดยน้ำมันเชื้อเพลิงจะผ่านออริฟิดขนาดเล็กที่ปลายหัวฉีดด้วยความเร็วสูง แล้วน้ำมันเชื้อเพลิงจะเริ่มแตกตัวเป็นละอองฝอยแพร่กระจายในห้องเผาไหม้ หลังจากนั้นจะเกิดการระเหยตัวเป็นไอเชื้อเพลิงและจะผสมคลุกเคล้ากับอากาศที่มีอุณหภูมิและความดันสูง ซึ่งจากที่อุณหภูมิและความดันของน้ำมันเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้มีค่าสูงกว่าสภาวะการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง ดังนั้นจึงเกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเอง โดยจะผ่านระยะเวลาที่เชื้อเพลิงน้ำมันผสมกับอากาศมีสัดส่วนเหมาะสม ซึ่งจะแตกต่างจากระบบเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบประกายไฟที่ต้องใช้หัวเทียนช่วยในการจุดระเบิด ซึ่งหลังจากเริ่มเกิดการเผาไหม้จะทำให้ความดันและอุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูงขึ้นอย่างรวดเร็ว พร้อมกับเกิดการเผาไหม้อย่างต่อเนื่องของเชื้อเพลิงที่ส่งออกมาโดยมีค่าความล่าช้าในการจุดระเบิดสั้นลง ทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็วลูกสูบจะถูกดันลงปริมาตรห้องเผาไหม้จะเพิ่มขึ้น ทำให้ความดันอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ลดลงการเผาไหม้ในซึ่งช่วงหลังนี้ (Diffusion)จะเกิดการเผาไหม้ไม่รุนแรงเท่าช่วงแรก (Premixed) หลังจากนั้นจะเข้าสู่การขับไอเสียออก และดูดอากาศเพื่อเผาไหม้ครั้งต่อไป

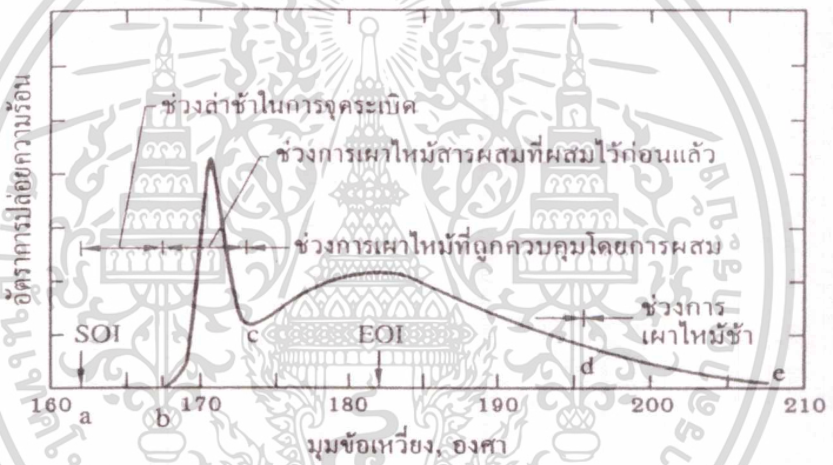
การเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายอย่างเช่น คุณสมบัติของตัวเชื้อเพลิง, ลักษณะของห้องเผาไหม้, ระบบฉีดเชื้อเพลิงและสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ ซึ่งถือได้ว่าการเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดมีการเผาไหม้แบบไม่คงตัว (Unsteady turbulent diffusion flame) โดยระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดสามารถจำแนกได้ 2 ประเภทคือ ระบบการฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเข้าสู่ห้องเผาไหม้(Direct Injection) และ ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม(Indirect Injection)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ระบบการฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง(Direct Injection or DI Systems) คือระบบนี้จะเป็นแบบมีห้องเผาไหม้แบบเปิดห้องเดียวซึ่งเชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยตรง
- ระบบการฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม(Indirect Injection or IDI Systems) คือระบบนี้จะเป็นแบบมีห้องเผาไหม้ช่วยก่อน (Prechamber) ถึงห้องเผาไหม้หลัก (Main chamber)โดยที่เชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ช่วยก่อนแล้วเกิดการเผาไหม้ในส่วนแรก จึงลุกลามไปเผาไหม้ในห้องเผาไหม้หลักซึ่งอยู่ติดกัน

3.2 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัด

3.2.1 ลักษณะของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดประเภท (DI) สามารถสรุปได้ดังนี้



รูปที่ 3.1 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง และช่วงการเผาไหม้แบบต่างๆ[21]

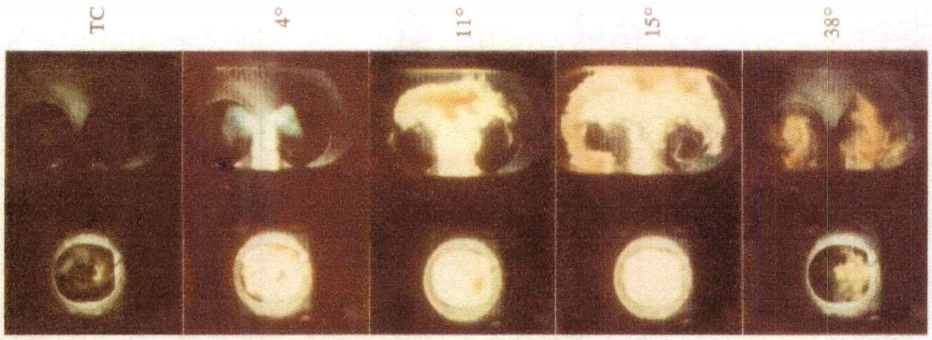
- Ignition delay (ab) เป็นช่วงเวลาระหว่างการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้และการเริ่มต้นการเผาไหม้ โดย ignition delay จะสั้นหรือยาวจะขึ้นอยู่กับ องค์ประกอบทางเคมีของเชื้อเพลิง, อุณหภูมิและความดันในห้องเผาไหม้
- Premixed phase (bc) เป็นช่วงที่เกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิงที่มีสัดส่วนอยู่ในช่วง Flammability limit ซึ่งเกิดการผสมในระหว่างช่วง ignition delay โดยเกิดการเผาไหม้ขึ้นอย่างรวดเร็ว เมื่อส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้อยู่พบกับเชื้อเพลิงที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้และเผาไหม้เกือบจะพร้อมกันในช่วงนี้ จะเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนในช่วงนี้สูง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Mixing controlled combustion phase (cd) เป็นช่วงการเผาไหม้ที่ควบคุมโดยการผสม ซึ่งเมื่อเชื้อเพลิงที่ผสมกันก่อนแล้วถูกเผาไหม้หมดอัตราการเผาไหม้ จะถูกควบคุมโดยอัตราการเกิดของสารผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่พร้อมจะเผาไหม้โดยจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นแต่อาจจะไม่สูงขึ้นแต่ไม่สูงเท่าค่าเริ่มแรกแล้วจะลดลงเมื่อเวลาผ่านไป
- Late combustion phase (de) เป็นช่วงที่เกิดการปล่อยความร้อนในอัตราต่ำในช่วงการขยายตัว ซึ่งเป็นการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่เหลืออยู่น้อยและเป็นการเผาไหม้ในส่วนของเขม่าที่เกิดขึ้นมาจากส่วนผสมที่หนาเกินไปที่เกิดขึ้นก่อนหน้านี้

3.2.2 ลักษณะของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดประเภท IDI สามารถสรุปได้ดังนี้

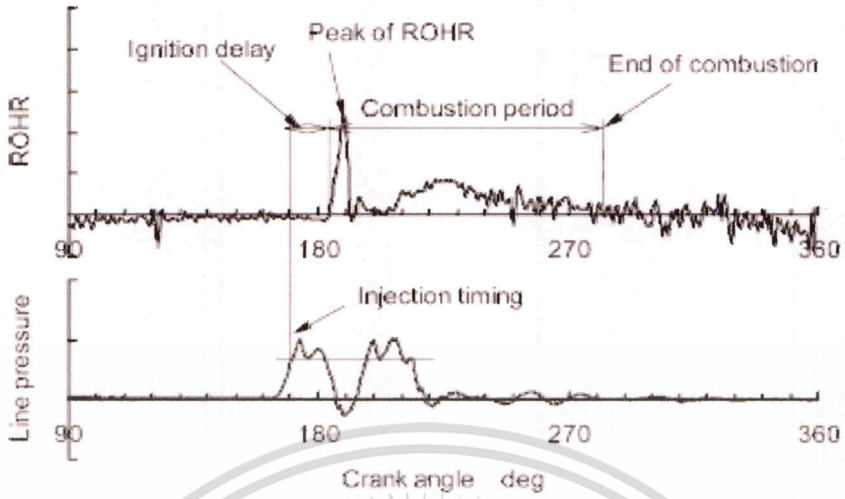
รูปที่ 3.2 ลักษณะของห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI [21]



รูปที่3.3 ลักษณะการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI ที่ความเร็ว 1250 rpm [21]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง



รูปที่ 3.4 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนและความดันในการฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI [19]

ในเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดประเภท IDI ลักษณะของอัตราการปล่อยความร้อนจะต่างจากในเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดประเภท DI โดยจะไม่มีช่วงที่มีลักษณะเป็น Premixed combustion phase เนื่องจากการที่เครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดประเภท IDI มีห้องเผาไหม้ช่วยขนาดเล็ก รวมกับการที่อากาศเกิดการหมุนวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าอย่างรุนแรงก่อนการฉีดเชื้อเพลิง เป็นผลให้การสเปรย์เชื้อเพลิงถูกเหวี่ยงไปปะทะกับผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการที่เครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดประเภท IDI มีช่วงความล่าช้าในการจุดระเบิดที่สั้นกว่า จากผลของอัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูงกว่า จึงเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนต่ำกว่าเครื่องยนต์ DI ในช่วงเริ่มการเผาไหม้

ในส่วนค่าของความดันในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI ในห้องเผาไหม้ช่วยกับห้องเผาหลักจะมีความแตกต่างกัน เนื่องจากในห้องเผาไหม้ช่วยเกิดการเผาไหม้ขึ้นก่อนในช่วง Premixed combustion phase ทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นพร้อมกันเป็นบริเวณกว้าง ส่งผลให้ค่าของความดันในห้องเผาไหม้ช่วยเพิ่มสูงขึ้น และค่อยๆลดลงในช่วง Mixing-controlled combustion phase เนื่องจากเชื้อเพลิงผสมกับอากาศได้ไม่ดีพอ

71581

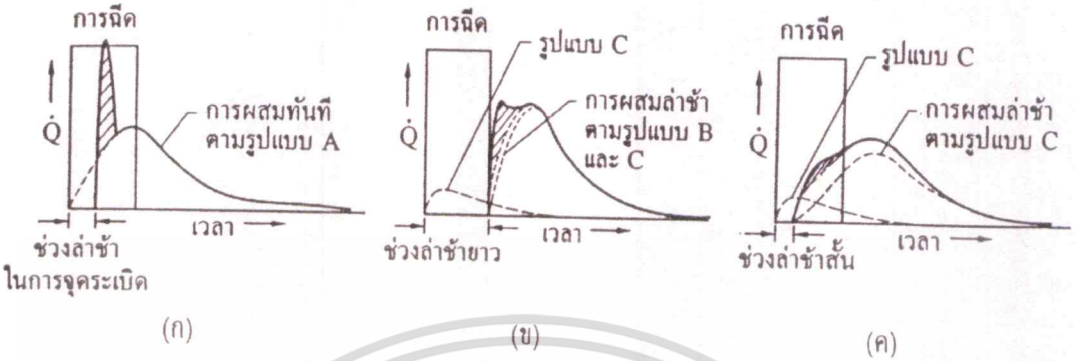
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI จะมีลักษณะของอัตราการปล่อยความร้อนที่แตกต่างกันที่ระหว่างสภาวะอัตราเร็วเครื่องยนต์รอบสูงและต่ำ คือที่สภาวะความเร็วเครื่องยนต์รอบสูงพบว่า อัตราการปล่อยความร้อนเกิดขึ้นในห้องเผาไหม้ช่วยสูงกว่าในห้องเผาไหม้หลักถึงสองในสามของอัตราการปล่อยความร้อนทั้งหมด แต่ที่สภาวะความเร็วเครื่องยนต์รอบต่ำพบว่าอัตราการปล่อยความร้อนเกิดขึ้นในห้องเผาไหม้หลักสูงกว่าในห้องเผาไหม้ช่วยถึงสองในสามของอัตราการปล่อยความร้อนทั้งหมด ดังแสดงในรูป3.5

รูปที่ 3.5 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI ของห้องเผาไหม้ช่วยหมายเลข 1 และห้องเผาไหม้หลักหมายเลข 2 โดย (ก) คืออัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบต่ำที่ 1320 rpm (ข) คืออัตราการปล่อยความร้อนที่ความเร็วรอบสูงที่ 2800 rpm [21]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการศึกษารูปแบบการเผาไหม้ต่างๆ ได้มีการนำเสนอรูปแบบการฉีด การผสมและการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดไว้ 3 รูปแบบดังนี้



รูปที่ 3.6 แสดงการฉีดเชื้อเพลิงและการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัด 3 รูปแบบ[21]

(ก) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรู ติดไว้ตรงกลาง

(ข) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลงโดยตรงแบบ M ที่ฉีดเชื้อเพลิงเข้าผนัง

(ค) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวน

- รูปแบบ A เกิดจากการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปทันทีโดยโมเมนตัมที่มากพอและเกิดการผสมทันทีของเชื้อเพลิงกับอากาศและเกิดส่วนผสมของการผสมกันล่วงหน้า
- รูปแบบ B เชื้อเพลิงจะไปเกาะที่ผนัง การผสมในช่วงล่าช้าเกือบจะไม่มีเนื่องจากการระเหยของเชื้อเพลิงถูกจำกัด แต่หลังจากการจุดระเบิดการระเหยอย่างรวดเร็วและถูกควบคุมโดยอัตราการเข้าถึงผิวของแก๊สร้อน เพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้กับผิว ซึ่งจะทำให้เชื้อเพลิงระเหยเร็วขึ้น และเกิดการผสมในแนวรัศมีจากแรงหนีศูนย์กลางที่ต่างกัน
- รูปแบบ C เชื้อเพลิงถูกกระจายไปใกล้กับผนัง และมีการลุกลามเกิดในช่วงล่าช้าแต่ในอัตราที่น้อยกว่าแบบ A เมื่อเกิดการจุดระเบิด จะเกิดการลุกลามขึ้นอย่างรวดเร็วเช่นเดียวกับแบบ B

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์

ตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะของเครื่องยนต์ได้แก่ กำลังเบรก, แรงบิดเบรก, อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ

$$P_b = T_b \omega = \frac{2\pi N T_b}{60000}$$

Brake Fuel Conversion Efficiency

$$\eta_{f_b} = \frac{P_b}{\dot{m}_f Q_{HV}}$$

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b}$$

ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ คือ

$$bmep = 4\pi T_b / V_d$$

Volumetric Efficiency

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a x10^3}{60\rho_{a,i} V_d N}$$

โดยที่ P_b = กำลังเบรก (kW)

T_b = แรงบิดเบรก (N-m)

bmep = Brake Mean Effective Pressure (kPa)

N = ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rev/min)

V_d = Displacement Volume (dm^3)

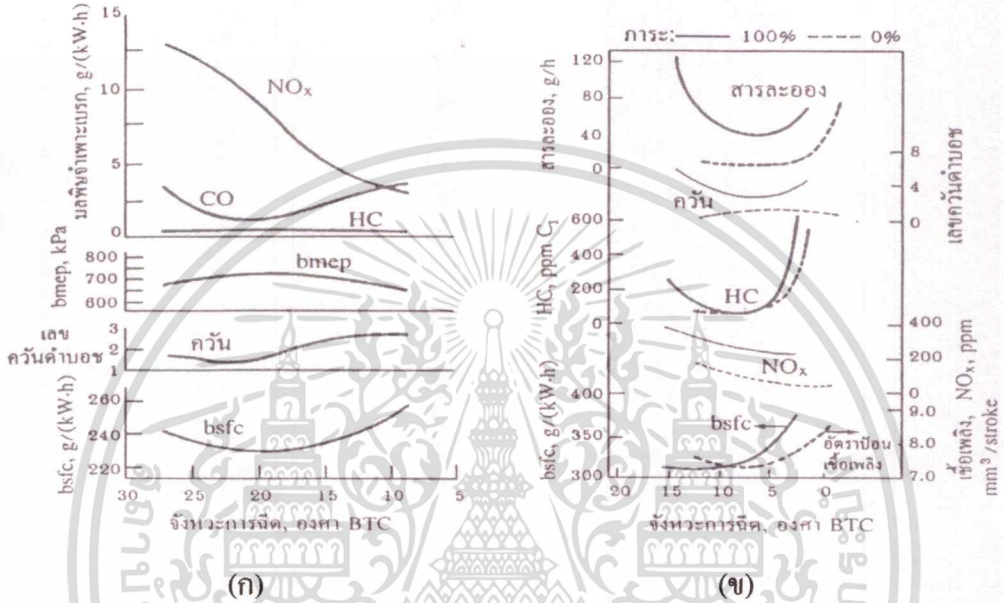
Q_{HV} = ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (kJ/kg)

$\dot{m}_f$ = อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (g/s)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 ผลของตำแหน่งขององศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงต่อค่าสมรรถนะเครื่องยนต์

จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงจะเป็นตัวควบคุมตำแหน่งของมุมข้อเหวี่ยงที่การเผาไหม้เริ่มต้นขึ้นในขณะที่สภาวะของอากาศที่เชื้อเพลิงฉีดเข้าเปลี่ยนแปลงไปตามจังหวะของการฉีดเชื้อเพลิงก็จะทำให้ความล่าช้าในการจุดระเบิดเปลี่ยนแปลงไปด้วย



(ก) (ข)

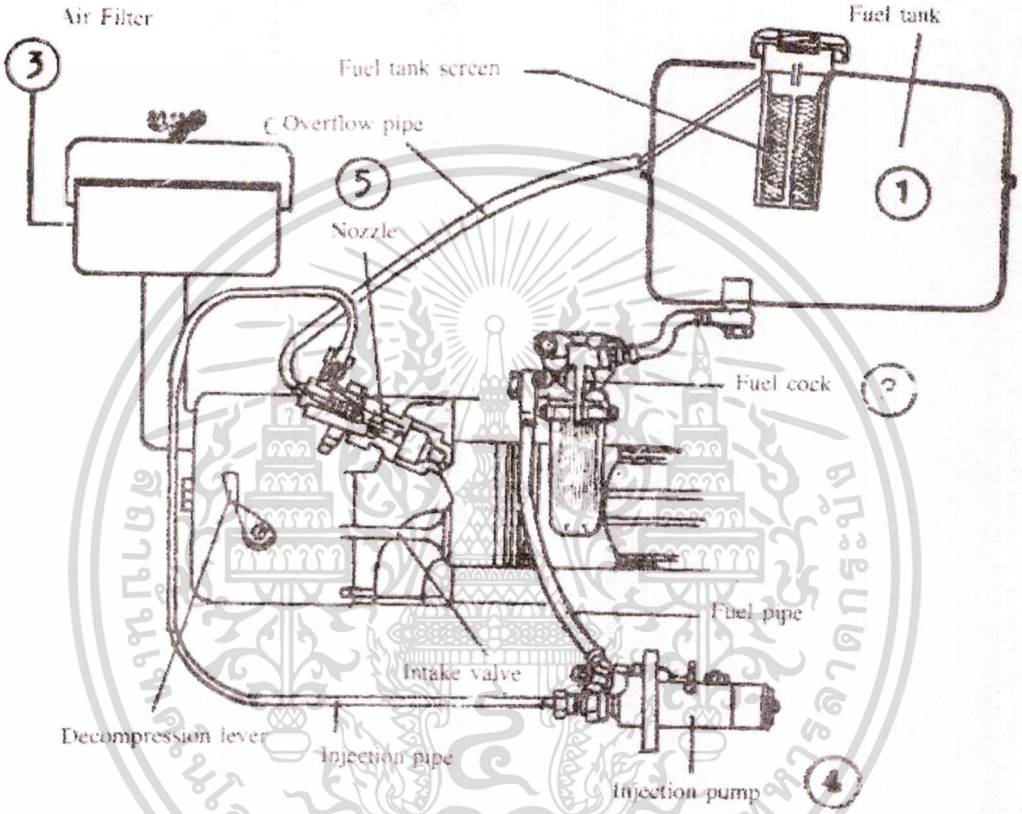
รูปที่ 3.7 แสดงผลขององศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่มีต่อสมรรถนะและการปล่อยมลพิษของเครื่องยนต์ดีเซล (ก) เครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงการไหลวนปานกลาง มีหลุมในลูกสูบลึก และใช้หัวฉีดแบบ 4 รู ทำงานที่ความเร็ว 2,000 รอบต่อนาที เชื้อเพลิงที่เข้าสู่วัฏจักรเท่ากับ 75 mm^3 อัตราส่วนสมมูลระหว่างเชื้อเพลิงต่ออากาศเท่ากับ 0.69 (ข) เครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมมีห้องเผาไหม้ก่อนไหลวน ทำงานที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาที ที่สภาวะไม่มีภาระ และสภาวะภาระเท่ากับ 100%[20]

จากรูปที่ 3.7 แสดงถึงผลของการเปลี่ยนแปลงองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่มีต่อสมรรถนะและการปล่อยมลพิษของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่มีการไหลวนปานกลาง และของเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม ที่มีห้องเผาไหม้ก่อนไหลวนซึ่งจะพบว่าที่อัตราเร็วคงตัวและปริมาณของเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าต่อวัฏจักรคงตัว เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงจะให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง และ BMEP ที่ดีที่สุดที่ จุดเริ่มต้นของการฉีดเพียงค่าหนึ่งสำหรับช่วงการฉีดที่กำหนดหนึ่งๆ เท่านั้น สำหรับเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI ซึ่งทำการทดลองที่ BMEP คงตัวพบว่าค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ภาระเต็มที่และที่ไม่มีภาระจะมีค่าต่ำสุดที่จะหวะการฉีดเชื้อเพลิงเฉพาะค่าหนึ่งในแต่ละกรณีซึ่งไม่เท่ากัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5 ระบบน้ำมันเชื้อเพลิงเครื่องยนต์เล็กดีเซล

ระบบน้ำมันเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์เล็กดีเซล ทำหน้าที่จ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงให้กับเครื่องยนต์ เพื่อให้เกิดการเผาไหม้ ถ่ายทอดกำลังงานและนำไปใช้งานในที่สุด ระบบน้ำมันเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์เล็กดีเซลประกอบด้วยส่วนประกอบต่างๆดังนี้



รูปที่ 3.8 ส่วนประกอบของระบบน้ำมันเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์เล็กดีเซลแบบ IDI

จากรูปที่ 3.8 ส่วนประกอบของเครื่องยนต์เล็กดีเซล

1.ถังน้ำมันเชื้อเพลิง

2.ท่อทาง ก๊อกและไส้กรอง

3.ไส้กรองอากาศ

4. ปั๊มหัวฉีด

5. หัวฉีด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.6 ปัจจัยของความดันหัวฉีดต่อลักษณะการสเปรย์

การจ่ายเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้จะใช้หัวฉีดซึ่งมีความดันหัวฉีดสูง หัวฉีดมีหลายชนิดขึ้นอยู่กับความต้องการของระบบห้องเผาไหม้ หัวฉีดทั่วไปจะทำงานที่ความดัน 200 – 1,700 บรรยากาศ ความดันภายในกระบอกสูบ 50 – 100 บรรยากาศ อุณหภูมิห้องเผาไหม้ 1,000 K ความหนาแน่นอากาศ 15 – 25 kg/m^3 เส้นผ่าศูนย์กลางรูหัวฉีด 0.2 – 1 mm คุณสมบัติของน้ำมันดีเซลจะมีความถ่วงจำเพาะ 0.8 ความหนืด 3 – 10 kg/m s ความตึงผิว 3 X 10^{-2} N/m

ในเครื่องยนต์ดีเซล รูปร่างสเปรย์หัวฉีดจะเป็นรูปกรวย เมื่อฉีดเชื้อเพลิงออกมาจะได้ละอองเชื้อเพลิงที่มีขนาดเล็กกว่าขนาดของรูหัวฉีด มุมการสเปรย์ (θ) หาได้จากสมการ (2.1)

$$\tan\frac{\theta}{2} = \frac{1}{A}4\pi\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{1/2}\frac{\sqrt{3}}{6} \qquad (3.1)$$

เมื่อ ρ_g คือ ความหนาแน่นของก๊าซ

ρ_l คือ ความหนาแน่นของของเหลว

A คือ ค่าคงที่ของหัวฉีด

ความเร็วสเปรย์และความยาวสเปรย์ในห้องเผาไหม้ เป็นสิ่งสำคัญของกระบวนการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ ในการออกแบบเครื่องยนต์บางชนิดซึ่งมีอุณหภูมิผนังห้องเผาไหม้และมีอากาศหมุนวนสูง ต้องออกแบบให้เชื้อเพลิงฉีดกระทบกับผนังห้องเผาไหม้ อย่างไรก็ตามในเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป การออกแบบให้สเปรย์มีความยาวมากเกินไปจะทำให้เชื้อเพลิงเหลวพุ่งไปบริเวณผนังที่มีอุณหภูมิต่ำและไม่มีการหมุนวนของอากาศ ทำให้เกิดการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศไม่ดี เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ และการออกแบบให้สเปรย์มีความยาวน้อยเกินไปจะทำให้เชื้อเพลิงผสมกับอากาศได้ไม่เต็มที่ ดังนั้นการออกแบบลักษณะสเปรย์จึงมีความสำคัญต่อการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล

การทดลองเพื่อหาความสัมพันธ์ของความยาวสเปรย์ เป็นสมการซึ่งพัฒนาโดย Dent เพื่อหาความยาวสเปรย์ (S) ที่เป็นฟังก์ชันกับเวลา (t) ตามสมการ (3.2)

$$S = 3.07\left(\frac{\Delta p}{\rho_g}\right)^{1/4}(td_n)^{1/2}\left(\frac{294}{T_g}\right)^{1/4} \qquad (3.2)$$

เมื่อ Δp คือ ความดันระหว่างหัวฉีด (Pa)

t คือ เวลาหลังการฉีด (s)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

d_n คือ เส้นผ่าศูนย์กลางรูหัวฉีด (m)

การทดลองพบว่าความยาวสเปรย์เป็นฟังก์ชันกับเวลา จากผลการทดลองของ Hiroyasu สเปรย์ที่ออกมาในช่วงแรกจะเป็นฟังก์ชันเชิงเส้นกับเวลา (ความเร็วสเปรย์คงที่) เมื่อถึงจุด Breakup ความยาวสเปรย์เป็นฟังก์ชันกับ $\sqrt{t}$ ดังสมการ (3.3) ถึง (3.5)

$$S = 0.39\left(\frac{2\Delta p}{\rho_l}\right)^{1/2} t \tag{3.3}$$

$$S = 2.95\left(\frac{\Delta p}{\rho_g}\right)^{1/4} \left(d_n t\right)^{1/2} \tag{3.4}$$

$$t_{break} = \frac{29\rho_l d_n}{\left(\rho_g \Delta p\right)^{1/2}} \tag{3.5}$$

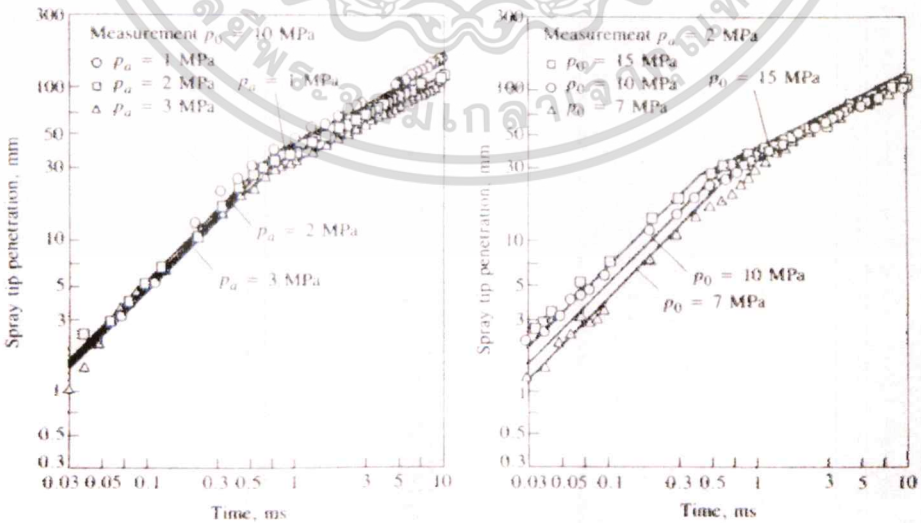
เมื่อ Δp คือ ความดันระหว่างหัวฉีด (Pa)

ρ_l คือ ความหนาแน่นของของเหลว (kg/m^3)

ρ_g คือ ความหนาแน่นของก๊าซ (kg/m^3)

d_n คือ เส้นผ่าศูนย์กลางรูหัวฉีด (m)

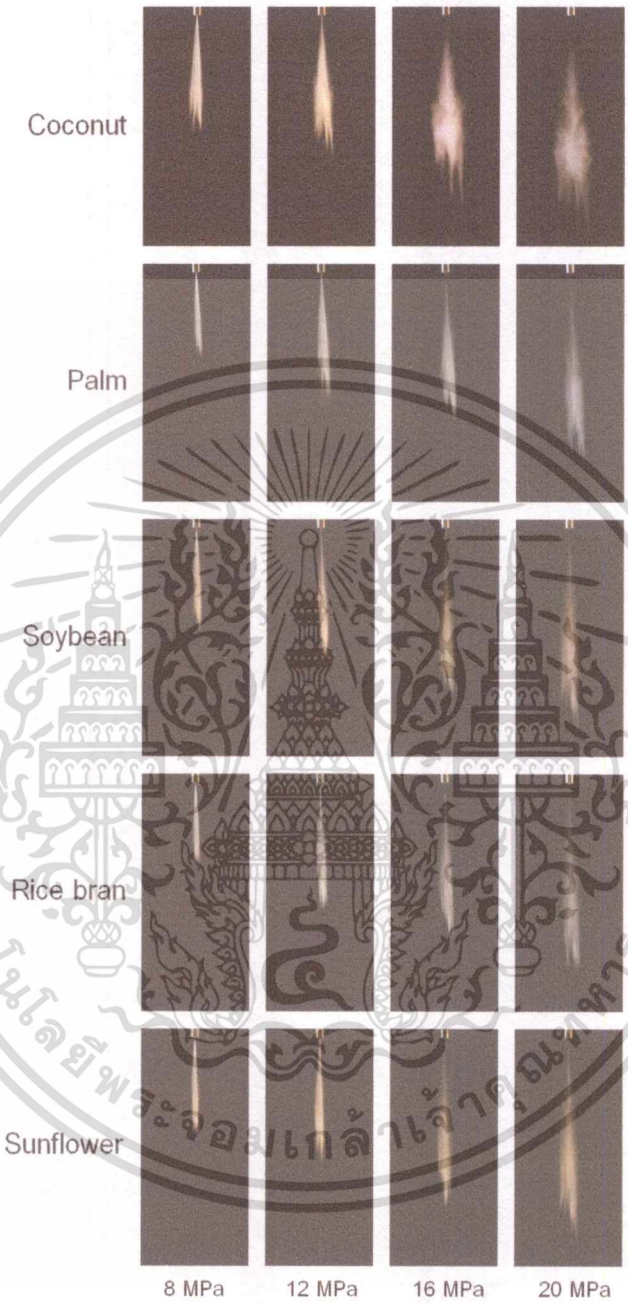
t คือ เวลาหลังการฉีด (S)



รูปที่ 3.9 ความสัมพันธ์ระหว่างความยาวสเปรย์กับเวลา[21]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.6.1 ผลของความดันหัวฉีดต่อลักษณะของการสเปรย์เชื้อเพลิง



รูปที่ 3.10 ลักษณะสเปรย์น้ำมันพืชสกัดที่อุณหภูมิ 30 °C ณ ความดันหัวฉีดต่างๆ[18]

ในการปรับค่าความดันหัวฉีดในงานวิจัยนี้พบว่า เมื่อทำการเพิ่มความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ค่าของความยาวสเปรย์เพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่3.10 ซึ่งลักษณะของความยาวของเสปรย์ที่เพิ่มขึ้นส่งผลต่อประสิทธิภาพในการเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.1 ผลของคุณสมบัติของเหลวที่มีผลต่อลักษณะสเปรย์[22]

	Increase in Operating Pressure	Increase in Specific Gravity	Increase in Viscosity	Increase in Fluid Temperature	Increase in Surface Tension
Pattern Quality	Improves	Negligible	Deteriorates	Improves	Negligible
Capacity	Increases	Decreases	•	••	No Effect
Spray Angle	Increases Then Decreases	Negligible	Decreases	Increases	Decreases
Drop Size	Decreases	Negligible	Increases	Decreases	Increases
Velocity	Increases	Decreases	Decreases	Increases	Negligible
Impact	Increases	Negligible	Decreases	Increases	Negligible
Wear	Increases	Negligible	Decreases	••	No Effect

• Full cone and hollow cone increase; flat spray decreases
•• Depends on fluid being sprayed and spray nozzle used

3.7 น้ำมันพืช

น้ำมันพืช เป็นสารประกอบไตรกลีเซอไรด์ มีโครงสร้างเป็น C_3H_5 เชื่อมต่อกับกรดไขมัน ที่มีจำนวนคาร์บอนตั้งแต่ 10 ถึง 30 ตัว น้ำมันพืชมีกรดไขมันชนิดต่างๆกันเป็นองค์ประกอบ โดยที่มีปริมาณของกรดไขมันอยู่ในโครงสร้าง ถึงร้อยละ 94-96% ของน้ำหนักโมเลกุลของไตรกลีเซอไรด์ ทำให้คุณสมบัติของน้ำมันแต่ละชนิดทั้งทางเคมี และกายภาพ แตกต่างกันไปตามคุณสมบัติของกรดไขมันนั้นๆที่เป็นองค์ประกอบอยู่ น้ำมันพืชส่วนใหญ่แล้วมี คาร์บอนเป็นองค์ประกอบในกรดไขมัน ระหว่าง 6 ถึง 20 ตัว มีปริมาณกรดไขมันไม่อิ่มตัว แตกต่างกัน น้ำมันพืชที่มีกรดไขมันอิ่มตัว ในปริมาณสูง จะมีค่าไอโอดีนต่ำ และเมื่อมีปริมาณกรดไขมันอิ่มตัวลดลง หรือมีกรดไขมันไม่อิ่มตัวสูงขึ้น ค่าไอโอดีนจะสูงขึ้นตามลำดับ ซึ่งน้ำมันพืชส่วนใหญ่จะเป็นประเภทกรดไขมันไม่อิ่มตัว ซึ่งหมายถึงกรดไขมันที่มีคาร์บอนอะตอมบางตัวจับกันด้วยพันธะคู่ แต่มีบางจำพวกเป็น ประเภทกรดไขมันอิ่มตัว ตัวอย่างเช่นน้ำมันมะพร้าว คือระหว่างอะตอนของคาร์บอนและไฮโดรเจนจะเป็นพันธะเดียว น้ำมันพืชในธรรมชาติส่วนใหญ่จะอยู่ในรูปของ ไตรกลีเซอไรด์ และถ้ากรดไขมันเป็นชนิดเดียวกันหมด เรียกว่า ไตรกลีเซอไรด์แบบง่าย แต่ถ้ากรดไขมันต่างชนิดกันเรียกว่า ไตรกลีเซอไรด์แบบผสมซึ่งเป็นไตรกลีเซอไรด์ทีมีอยู่ทั่วไป ในน้ำมันพืชส่วนประกอบพื้นฐานของน้ำมันพืชประกอบไปด้วยกรดไขมัน กรดไขมันมีลักษณะเหมือนกรดอินทรีย์อื่นๆ คือจะมีกลุ่มคาร์บอกซิล

น้ำมันพืชเป็นสารที่ไม่อยู่ตัวถูกออกซิไดซ์ และเกิดปฏิกิริยาโพลิเมอไรซ์ได้ที่อุณหภูมิสูง เมื่อเกิดปฏิกิริยาโพลิเมอไรซ์แล้ว น้ำมันจะเกิดเป็นสารเหนียวขึ้น โดยทั่วไปค่าไอโอดีนของน้ำมันพืชจะเป็นดัชนีชี้บอกถึงการเกิดปฏิกิริยาโพลิเมอไรซ์ได้มากหรือน้อย ฉะนั้น การเลือกใช้น้ำมันพืชที่มีค่าไอโอดีนต่ำเป็นเชื้อเพลิง จะเป็นการป้องกันการเกิดสารเหนียวที่เกิดจากปฏิกิริยาโพลิเมอไรซ์ในเครื่องยนต์ได้ในเบื้องต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4
อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ในบทนี้จะเป็นการกล่าวถึงรายละเอียดที่เกี่ยวกับอุปกรณ์การวัดค่า และอุปกรณ์อื่นๆ ที่ใช้ในการทดลอง รวมทั้งวิธีการทดลองหาค่าต่างๆ ทางด้านสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซล โดยการปรับค่าความดันเริ่มฉีดที่หัวฉีดและปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง ซึ่งนำไปใช้กับน้ำมันพืชดิบ และน้ำมันพืชดิบผสมดีเซล

4.1 การดำเนินงานวิจัย

ในการดำเนินงานวิจัยเพื่อศึกษาการปรับแต่งเครื่องยนต์ดีเซลนี้ได้แบ่งขั้นตอนการทดลองออกเป็น 2 ส่วนด้วยกันดังนี้

4.1.1 การปรับค่าความดันหัวฉีด

ตารางที่ 4.1 เงื่อนไขในการทดลองปรับแต่งความดันหัวฉีด

การทดลองปรับแต่งความดันหัวฉีด	
สมรรถนะ	กำลังและแรงบิด, อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง, อัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน, ประสิทธิภาพเชิงความร้อน, ควันดำ, อุณหภูมิไอเสีย
เชื้อเพลิง	ดีเซล 100%, น้ำมันมะพร้าวดิบ 100%, น้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล70 %
ภาระBMEP(kPa)	300, 400, 500, 600
ความเร็ว(rpm)	2200, 2000, 1800, 1600, 1400, 1200
ความดันหัวฉีด(bar)	100, 110, 120, 130, 150
องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง ที่ความเร็ว 2200 rpm (^{o}BTDC)	9

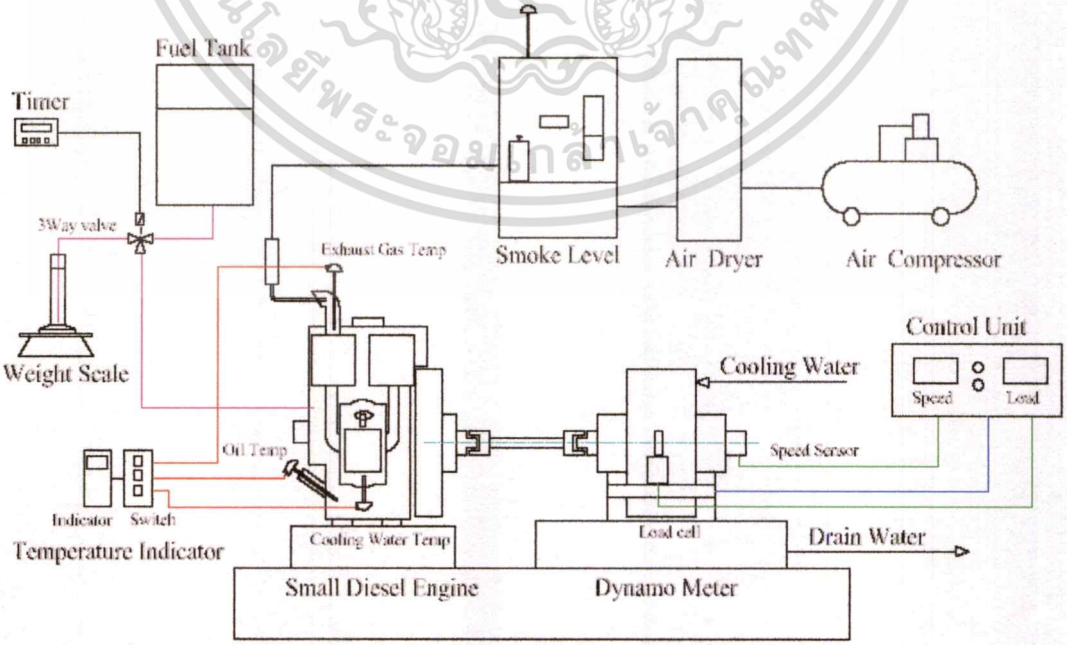
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.2 การปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง

ตารางที่4.2 เงื่อนไขในการทดลองปรับแต่งองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง

การทดลองปรับแต่งองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง	
สมรรถนะ	กำลังและแรงบิด, อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง, อัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน, ประสิทธิภาพเชิงความร้อน, ควันดำ, อุณหภูมิไอเสีย
เชื้อเพลิง	ดีเซล 100%, น้ำมันมะพร้าวดิบ 100%, น้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70 %
ภาระBMEP(kPa)	300, 400, 500, 600
ความเร็ว(rpm)	2200, 2000, 1800, 1600, 1400, 1200
ความดันหัวฉีด(bar)	120
องศาการฉีดเชื้อเพลิง ที่ความเร็ว 2200 rpm (^{o}BTDC)	5, 7, 9, 12, 15

4.2 อุปกรณ์และการติดตั้งสำหรับการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์



รูปที่4.1 แผนภาพการติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบเครื่องยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.1 ชุดอุปกรณ์ในการติดตั้งการทดสอบเครื่องยนต์มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

1. Diesel engine
2. Dynamometer (Eddy current)
3. Control unit
4. Smoke level
5. Pressure gauge
6. Fuel consumption
7. Timing light
8. Thermocouple
9. Temperature switch
10. Temperature indicator
11. Compressor
12. Sound level
13. Fuel tank (Diesel , Palm 30% blend Diesel 70%, Coconut)
14. Gasket plate
15. Shim plate
16. Injection pressure gauge

4.2.2 เครื่องยนต์

เครื่องยนต์ที่ทดสอบเป็นเครื่องยนต์ดีเซลแบบมีห้องเผาไหม้ช่วยยี่ห้อ (Yanmar - TF 85-LM) แสดงในรูปที่ รายละเอียดของข้อมูลทางเทคนิคแสดงในตารางที่ 4.3

รูปที่ 4.2 แสดงเครื่องยนต์ที่ทดสอบ Yanmar - TF 85 LM

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.3 ข้อมูลของเครื่องยนต์ ที่ใช้ทดลอง

เครื่องยนต์	Yanmar
รุ่น	TF- 85 LM
ระบบเผาไหม้	มีห้องเผาไหม้ช่วย
จำนวนลูกสูบ	1
ความโตกระบอกสูบ X ช่วงชัก	85x87 mm.
ความจุ	0.493 litre
กำลังม้าสูงสุด	8.5 Hp/2200 rpm
กำลังม้าต่อเนื่อง	7.5 Hp/2200 rpm
อัตราส่วนการอัด	22.4
องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง	9 ^{o}BTDC/2200 rpm
ความดันเริ่มฉีดที่หัวฉีด	120 bar
ทิศทางการหมุนของเพลาข้อเหวี่ยง	ทวนเข็มนาฬิกาด้านล้อช่วยแรง
น้ำมันเชื้อเพลิงที่ใช้	น้ำมันดีเซลหมุนเร็ว
ความจุถังน้ำมันเชื้อเพลิง	10.5 litre
ระบบระบายความร้อน	หม้อน้ำรังผึ้ง

4.2.3 ไดนาโมมิเตอร์ แบบ Eddy current

รูปที่4.3 ไดนาโมมิเตอร์ชนิด Eddy Current ยี่ห้อ JICA รุ่น FD-60-LC

ไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ในการทดลองเป็นไดนาโมมิเตอร์ชนิด Eddy Current ยี่ห้อ JICA รุ่น FD-60-LC กำลังสูงสุด 60 PS/3000 rpm แรงบิดสูงสุด 14.3 kg-m ความแม่นยำในการวัดแรงบิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

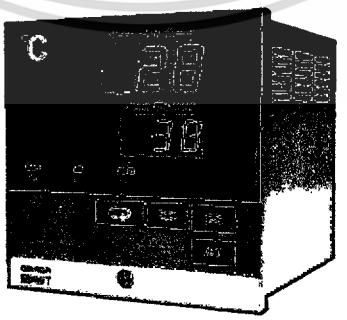
± 0.1 ของค่าเต็มสเกล อัตราเร็วสูงสุด 9,000 รอบต่อนาที ควบคุมการทำงานด้วย Unit control รุ่น 301 เครื่องยนต์จะถูกนำมาต่อเข้ากับไดนาโมมิเตอร์ โดยใช้หน้าแปลนที่ติดอยู่กับเพลาซึ่งเชื่อมต่อร่วมกับ Universal Joint 2 ชุด ความเร็วรอบเครื่องยนต์วัดได้จาก เซ็นเซอร์วัดความเร็วที่ไดนาไมมิเตอร์ ความแม่นยำในการวัดความเร็วแบบดิจิตอลคือ ± 1รอบต่อนาที

4.2.4 เครื่องวัดความเข้มของควันดำ

เครื่องมือวัดความเข้มของควันดำที่ใช้ ในการทดลองเป็นแบบเครื่องวัดความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ดีเซล ยี่ห้อ QKUDA รุ่น DSM-240 มีหน่วยวัดความเข้มของควันดำเป็นเปอร์เซ็นต์ (%) จากการทะลุผ่านของแสงจากเครื่องผ่านกระดาษที่ติดเขม่าที่ผ่านการดูดไอเสียมาแล้ว โดยที่ค่ากระดาษมาตรฐานของเครื่องวัดจะมีค่าความเข้มอยู่ที่ 48.3 % ซึ่งใช้สอบเทียบค่ามาตรฐานกับตัวเครื่อง และตัวกระดาษวัดความเข้มควันดำ ยี่ห้อ KITCHA

รูปที่ 4.4 เครื่องวัดความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ดีเซล ยี่ห้อ QKUDA รุ่น DSM-240

4.2.4 ชุดวัดอุณหภูมิ



รูปที่ 4.5 เครื่องวัดอุณหภูมิ

การวัดอุณหภูมิในระบบใช้ Thermocouple ชนิด type K จำนวน 2 ตัว ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 6.2 mm และ 2 mm ใช้ร่วมกับ Temperature indicator และ Temperature switch ยี่ห้อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

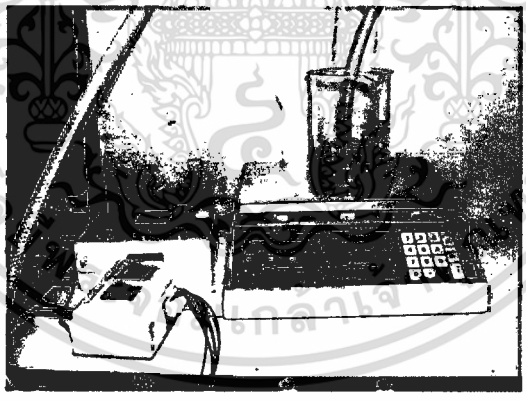
DIGICON ซึ่งมีการแสดงผลเป็นระบบ zero blanking ความแม่นยำ ±0.5% ของค่าเต็มสเกล ± 1 หลัก

1. อุณหภูมิของไอเสีย ตำแหน่งการติดตั้ง Thermocouple ขนาด 6.2 mm อยู่ที่ไอเสียออกจากเครื่องยนต์ห่างจากฝ่าสูบ 9 cm ก่อนเข้าหม้อพักท่อไอเสีย

2. อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น ตำแหน่งติดตัง Thermocouple ขนาด 2 mm ติดตั้งผ่านช่องเสียบก้านวัดน้ำมันหล่อลื่นเข้าไปที่อ่างน้ำมันหล่อลื่น

4.2.6 ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

อุปกรณ์การวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงนั้นประกอบด้วย ตราชั่งแบบดิจิตอล มีความละเอียด 0.1g สามารถวัดมวลได้สูงสุด 3 kg ใช้ชั่งมวลน้ำมันในบิ๊กเกอร์, บิ๊กเกอร์ขนาด 500 ml, ตัว Timer แบบดิจิตอลซึ่งใช้เป็นตัวควบคุมการปิดเปิดวาล์วและกำหนดเวลาในการวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงในแต่ละครั้ง(70 วินาที), solenoid valve ชนิด 2 ทางแบบปกติปิด จำนวน 2 ตัว ใช้ควบคุมการวัดปริมาณน้ำมันในบิ๊กเกอร์, สายน้ำมัน, ถังน้ำมันจำนวน 3 ถังประกอบด้วย ถังน้ำมันดีเซล ถังน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล7 0% และถังน้ำมันมะพร้าว 100%, ball valve 4 ทางใช้สำหรับสับเปลี่ยนชนิดน้ำมันเชื้อเพลิง ball valve 3 ทางใช้ควบคุมเส้นทางน้ำมันไหลเข้าและไหลกลับจากตัวเครื่องยนต์



รูปที่4.6 ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

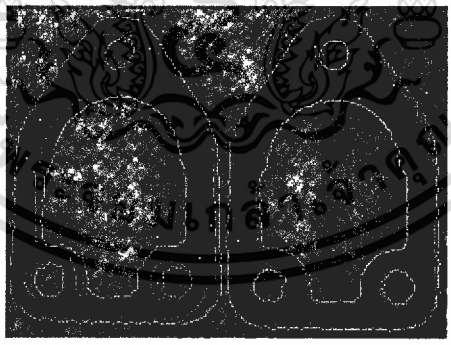
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.7 Injection pressure gauge

รูปที่ 4.7 Injection pressure gauge

Injection pressure gauge เป็นปั๊มวัดความดันเริ่มฉีดของหัวฉีด ใช้ปรับค่าความดันเริ่มฉีดของหัวฉีดตามเงื่อนไขในการทดลอง

4.2.8 Gasket plate

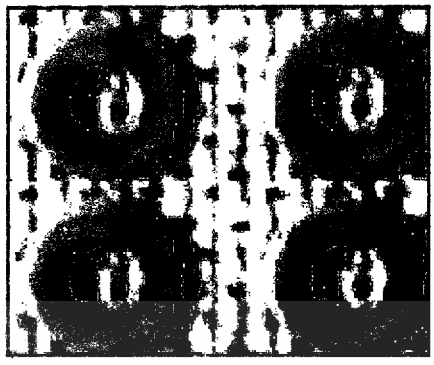


รูปที่ 4.8 Gasket plate

Gasket plate เป็นปะเก็นเสริมระยะหน้าปั๊มซึ่งจะทำให้ตำแหน่งหน้าสัมผัสของ plunger และลูกเบี้ยวที่เปลี่ยนไปส่งผลให้องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงมีขนาดเปลี่ยนไปด้วย คือถ้าความหนาของ Gasket plate ลดลงจะส่งผลทำให้องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงมีการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้าขึ้น และในทางกลับกันถ้าความหนาของ Gasket plate เพิ่มขึ้นจะทำให้องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงมีการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้าลง มีหลายขนาดตั้งแต่ 0.2- 0.6 mm

เอกสารนี้สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

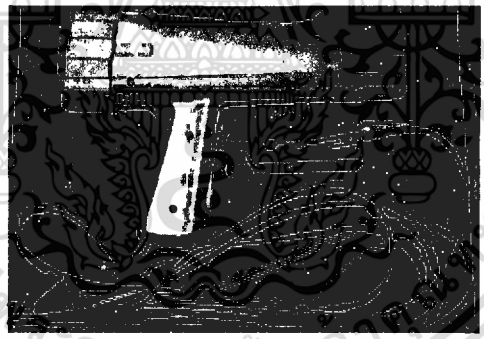
4.2.9 Shim plate



รูปที่ 4.9 Shim plate

Shim plate เป็นแผ่นแหวนรองสปริงที่หัวฉีดเพื่อให้ความแข็งของสปริงเพิ่มขึ้นส่งผลความดันเริ่มเปิดมากขึ้นด้วยความหนาของ Shim plate มีหลายขนาดตั้งแต่ 0.3-0.6 mm

4.2.10 Timing light of Diesel



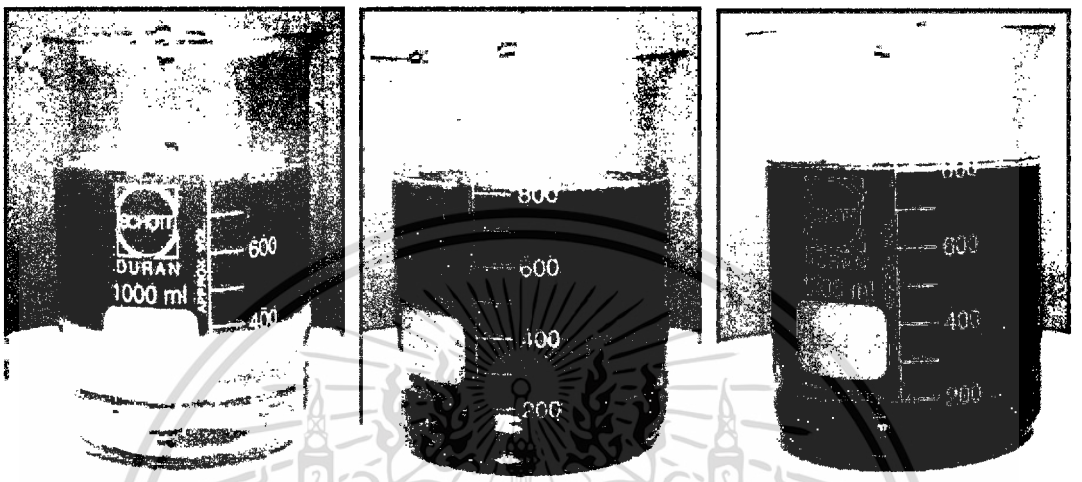
รูปที่ 4.10 Timing light

Timing light เป็นอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับวัดค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล จะมี DIESEL ADAPTER ยี่ห้อ SINCRO รุ่น MOD DT4A ซึ่งจะใช้แบตเตอรี่ขนาด 12 V เป็นแหล่งพลังงาน ในการติดตั้งจะมีเซนเซอร์จับสัญญาณความดันน้ำมัน ที่ท่อน้ำมันจากหน้าปั๊มไปที่หัวฉีดซึ่งจะติดตั้งเซนเซอร์ที่ท่อน้ำมันห่างจากหัวฉีด 1 cm สายสัญญาณนี้จะต่อพ่วงกับเครื่อง STROBOTESTERS ยี่ห้อ SINCRO รุ่น MOD. DG86 ซึ่งใช้พลังงานจากแบตเตอรี่เช่นเดียวกัน เครื่องนี้จะทำปรับสัญญาณแสงจากตัวเครื่องยิง ให้ตรงกับองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง ทำให้สามารถสังเกตเห็นเครื่องหมายมาร์ค TDC บน Flywheel ตรงกับเครื่องหมายมาร์ค TDC ที่ตัวเครื่องยนต์ จำนวนองศาที่เปลี่ยนไปเท่ากับองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.11 เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดลอง

- น้ำมันดีเซลหมุนเร็วทั่วไปของบริษัท ป.ต.ท. มหาชน
- น้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70%
- น้ำมันมะพร้าวดิบ 100%



(ก) (ข) (ค)

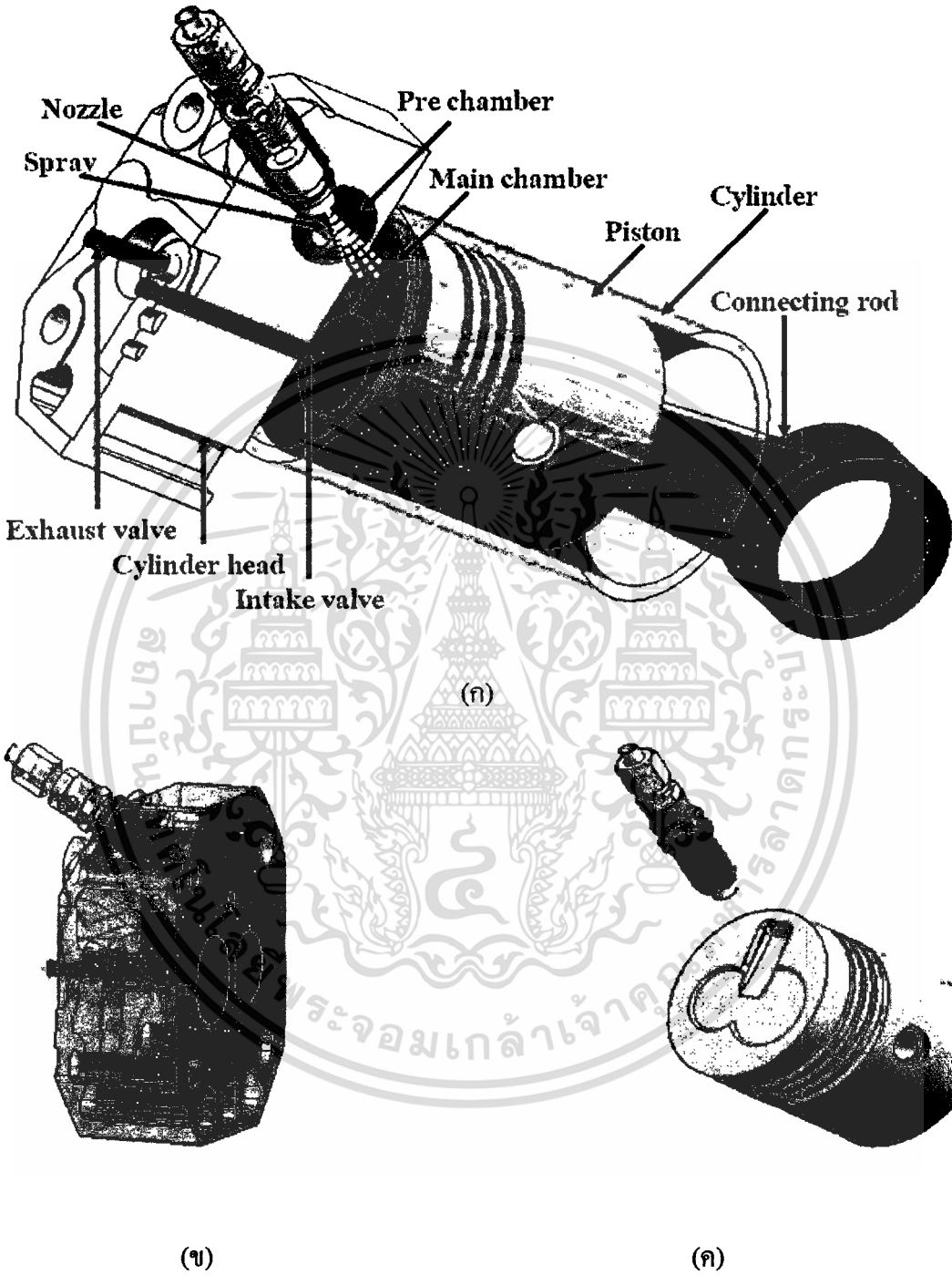
รูปที่ 4.11 เชื้อเพลิงที่ใช้ในงานวิจัย (ก) Diesel (ข) CPO 30% + Diesel 70% (ค) CCO 100%

ตารางที่ 4.4 คุณสมบัติทางกายภาพของเชื้อเพลิง [13], [14], [15], [16], [17]

Properties	Diesel	Crude palm 30% blend diesel 70%	Crude coconut
Density (kg/m^3)	831	848	910
Specific gravity	0.830	0.851	0.915
Kinematics viscosity (at 40 ^{0}C cst)	3.1	13.66	36
Cetane number	59	45	37
Flash point (^{0}C)	70	99	288
Gross heating value (MJ/kg)	45.90	42.96	37.26

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 ลักษณะของห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI



รูปที่ 4.12 ลักษณะห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI (ก) Overall combustion chamber IDI engine (ข) ห้องเผาไหม้ช่วยในส่วนที่อยู่กับฝาสูบ (ค) ห้องเผาไหม้หลักในส่วนที่อยู่กับลูกสูบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 วิธีการทดลอง

การทดลองได้แบ่งออกเป็น 2 ส่วนด้วยกันคือ ในส่วนแรกเป็นการทดลองแบบกำหนดให้ภาระโหลดคงที่และส่วนที่สองเป็นการทดลองแบบกำหนดให้ตำแหน่งลิ้นเร่งเปิดคงที่

4.4.1 วิธีการทดลองแบบกำหนดให้ภาระโหลดคงที่ มีขั้นตอนการทดลองดังต่อไปนี้

1.นำเครื่องยนต์และอุปกรณ์ต่างๆ ในรูปที่4.1 มาติดตั้งตามระบบให้ครบซึ่งประกอบด้วย ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง, ชุดวัดอุณหภูมิที่ท่อไอเสียและน้ำมันเครื่อง, ชุดวัดความเข้มควันดำ, ชุดวัดองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง, ถังน้ำมันเชื้อเพลิง, ชุดวัดความดันน้ำมันเครื่อง, ชุดควบคุมโหลดและความเร็วรอบ

2. ทำการปรับแต่งเครื่องยนต์ตามเงื่อนไขการทดลอง

3. ทำการอุ่นเครื่องยนต์ที่รอบเดินเบา ด้วยน้ำมันดีเซล ใช้เวลา 1 ชั่วโมง

4. ทำการดับเครื่องยนต์รอจนกว่าอุณหภูมิน้ำมันเครื่องเท่ากับ 60 องศาเซลเซียส

5. ทำการติดเครื่องยนต์โดยใช้เชื้อเพลิงดีเซลเร่งรอบไปที่ 1200 rpm แล้วค่อยๆ เพิ่มภาระโหลดเท่ากับ 300 kPa เมื่อสภาวะของความเร็วรอบและภาระโหลดนิ่งซึ่งใช้เวลาประมาณ 10 นาที

6. ทำการวัดค่า อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง, อุณหภูมิไอเสีย, ความเข้มของควันดำ

7. ทำการเปลี่ยนความเร็วรอบเครื่องยนต์เป็น 1400, 1600, 1800, 2000, 2200 rpm

8. ปิดเครื่องยนต์ทำการเปลี่ยนเชื้อเพลิงเป็นน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% และน้ำมันมะพร้าวดิบ 100%

9. ทำการเปลี่ยนภาระโหลดเป็น 400, 500, 600 kPa แล้วทำเช่นเดียวกันกับขั้นตอนที่5-8

4.4.2 วิธีการทดลองแบบกำหนดให้ลิ้นเร่งเปิดคงที่ มีขั้นตอนการทดลองดังต่อไปนี้

1.นำเครื่องยนต์และอุปกรณ์ต่างๆ ในรูปที่4.1 มาติดตั้งตามระบบให้ครบ ได้แก่ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง, ชุดวัดอุณหภูมิที่ท่อไอเสียและน้ำมันเครื่อง, ชุดวัดความเข้มควันดำ, ชุดวัดองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง, ถังน้ำมันเชื้อเพลิง, ชุดวัดความดันน้ำมันเครื่อง, ชุดควบคุมโหลดและความเร็วรอบ

2. ทำการปรับแต่งเครื่องยนต์ตามเงื่อนไขการทดลอง(ต่อจากแบบแรก)

3. ทำการอุ่นเครื่องยนต์ที่รอบเดินเบา ด้วยน้ำมันดีเซล ใช้เวลา 1 ชั่วโมง

4. ทำการเร่งรอบเครื่องยนต์ไปที่ 2350 rpm

5. ทำการคลายน็อต F.O. limiter เพื่อปล่อยสปริงตัวชดเชยน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นอิสระ

6. ทำการใส่ภาระโหลดให้กับเครื่องยนต์เท่ากับ 100% ของกำลังม้าต่อเนื่อง

7. ทำการขันน็อต F.O. limiter คืนแต่โดยไม่ทำให้ความเร็วรอบตกซึ่งสปริงตัวชดเชยยังคงไม่มีผลต่อระบบส่งน้ำมันเข้าปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. ทำการยึดคันเร่งให้คงที่และทำมาร์คตำแหน่งคันเร่งอย่างละเอียด

9. ปล่อยภาระโหลดให้เป็นอิสระรอบเครื่องยนต์จะอยู่ที่ 2350 rpm

10. ค่อยๆ ใส่ภาระโหลดให้กับเครื่องยนต์ เพื่อให้รอบของเครื่องยนต์ค่อยๆ ลดลงเหลือ 2200, 2000, 1800, 1600, 1400, 1200 rpm ทำการบันทึกค่าภาระโหลดในแต่ละความเร็วรอบอย่างรวดเร็ว

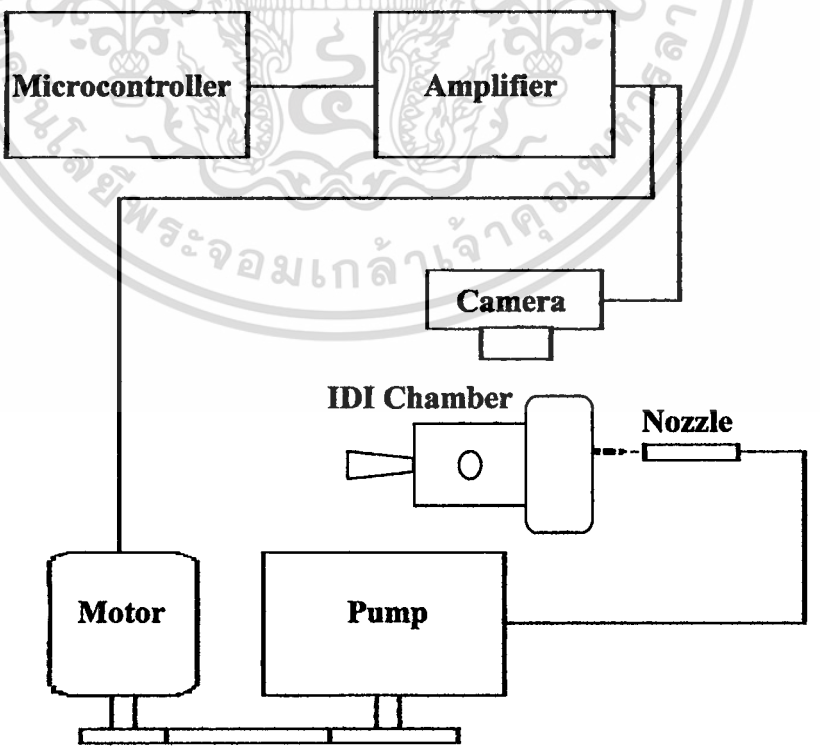
11. ปล่อยภาระโหลดให้เป็นอิสระ

12. ทำการเปลี่ยนวาล์วเชื้อเพลิงเป็นน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ปล่อยให้เครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะไม่มีภาระโหลดจนกว่าน้ำมันดีเซลจะหมดสายและทิ้งไว้ 30 นาที แล้วปฏิบัติตามเช่นเดียวกันกับขั้นตอนที่ 10-11

13. ทำการเปลี่ยนวาล์วเชื้อเพลิงเป็นน้ำมันมะพร้าวดิบ 100% ปล่อยให้เครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะไม่มีภาระโหลดจนกว่าน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% จะหมดสายและทิ้งไว้ 30 นาที แล้วปฏิบัติตามเช่นเดียวกันกับขั้นตอนที่ 10-11

14. นำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่ากำลังและแรงบิด

4.5 การศึกษาการถ่ายภาพลักษณะของสเปรย์ในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI



รูปที่ 4.13 แผนผังการถ่ายภาพการสเปรย์ในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5.1ขั้นตอนวิธีการถ่ายภาพของลักษณะการเสปรย์ในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลชนิด IDI มีรายละเอียดดังนี้

การทดลองในส่วนนี้จะใช้ระบบจ่ายเชื้อเพลิงดีเซล ประกอบด้วยปั๊มความดันสูง หัวฉีดแบบรูเดียว ปั๊มความดันสูงจะเป็นของ Kiki ซึ่งใช้กับเครื่องยนต์ดีเซล 4 สูบ หัวฉีดแบบรูเดียวเป็นหัวฉีดของยันมาร์ ความดันการฉีดเชื้อเพลิง 10-15 MPa

ความเร็วรอบของปั๊มความดันสูงมีค่า 155 rpm ปริมาณการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงต่อหัวฉีดมีค่า 0.06 ml/Stroke ฉีดเชื้อเพลิง 5.5 องศาของเพลาขับปั๊ม ระยะเวลาการฉีดนาน 6 ms

การบันทึกภาพสเปรย์น้ำมันเชื้อเพลิง จะใช้ไมโครคอนโทรลเลอร์ควบคุมจังหวะการทำงานของมอเตอร์ขับปั๊มความดันสูงและกล้องบันทึกภาพ ไมโครคอนโทรลเลอร์เป็นของ SILA รุ่น JAZZ-31 กล้องบันทึกภาพเป็นกล้องดิจิตอลของ Canon รุ่น EOS350D

สัญญาณจากไมโครคอนโทรลเลอร์จะผ่านวงจรขยาย เพื่อขับมอเตอร์และส่งสัญญาณไปยังกล้องบันทึกภาพ

วงจรตรวจจับตำแหน่งเพลาขับปั๊ม จะใช้รังสีอินฟาเรดเซนเซอร์ ตรวจจับตำแหน่งแขนที่ติดตั้งกับเพลาขับปั๊มเมื่อแขนที่ติดตั้งไว้หมุนมาบังรังสีอินฟาเรด เซนเซอร์วงจรจะเปลี่ยนสถานะสัญญาณไปยังไมโครคอนโทรลเลอร์

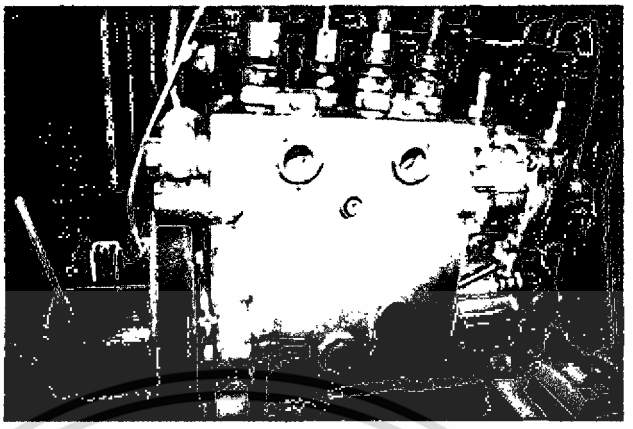
ไมโครคอนโทรลเลอร์จะมีอินพุท/เอาท์พุท (I/O) จำนวน 8 บิท สำหรับการทดลองนี้จะใช้อินพุท/เอาท์พุท เพียง 3 บิท คือ P1.0, P1.1 และ P1.2 สัญญาณเอาท์พุทจากไมโครคอนโทรลเลอร์ยังมีกำลังไม่เพียงพอสำหรับวงจรขยายกำลัง ดังนั้นจึงต้องมีการขยายสัญญาณเอาท์พุทก่อนส่งไปยังวงจรขยายกำลังด้วย Schmitt - trigger Inverters

สัญญาณจากไมโครคอนโทรลเลอร์ที่ถูกขยายแล้วจะไปควบคุมกล้องบันทึกภาพ และมอเตอร์ขับปั๊ม การควบคุมการทำงานของกล้องบันทึกภาพสัญญาณไม่ต้องผ่านวงจรขยายกำลังอีก ส่วนการควบคุมมอเตอร์ขับปั๊มจะต้องผ่านวงจรขยายกำลัง เพื่อให้มีกำลังเพียงพอขับรีเลย์ของมอเตอร์ขับปั๊ม

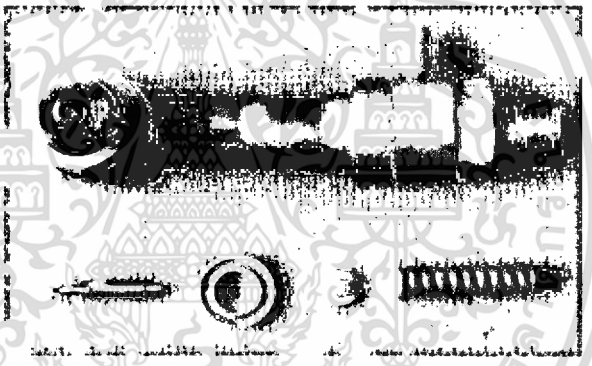
จังหวะการบันทึกภาพจะถูกโปรแกรมลงในไมโครคอนโทรลเลอร์ ซึ่งจะหน่วงเวลาสัญญาณที่ควบคุมชัตเตอร์ทำให้สามารถบันทึกภาพสเปรย์น้ำมันเชื้อเพลิง ในช่วงเวลาต่างๆกันได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

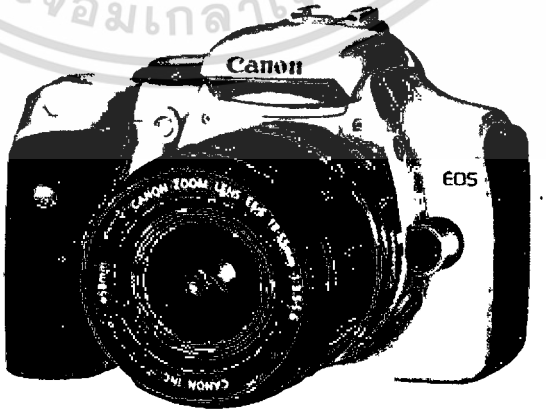
4.6 อุปกรณ์การถ่ายภาพสเปรย์เชื้อเพลิง



รูปที่ 4.14 ปั๊มจ่ายเชื้อเพลิงแรงดันสูง

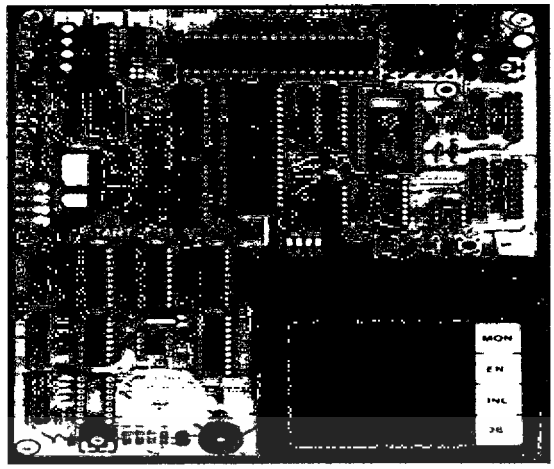


รูปที่4.15 ชุดหัวฉีดรูเดียวแบบเข็ม

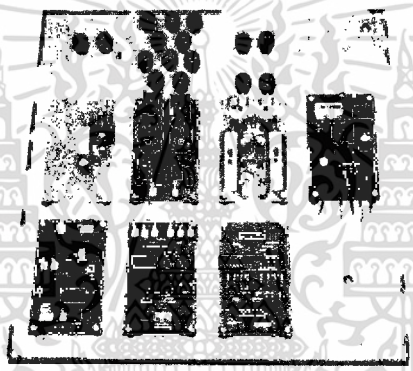


รูปที่ 4.16 กล้องดิจิตอลยี่ห้อ Canon รุ่น EOS350D

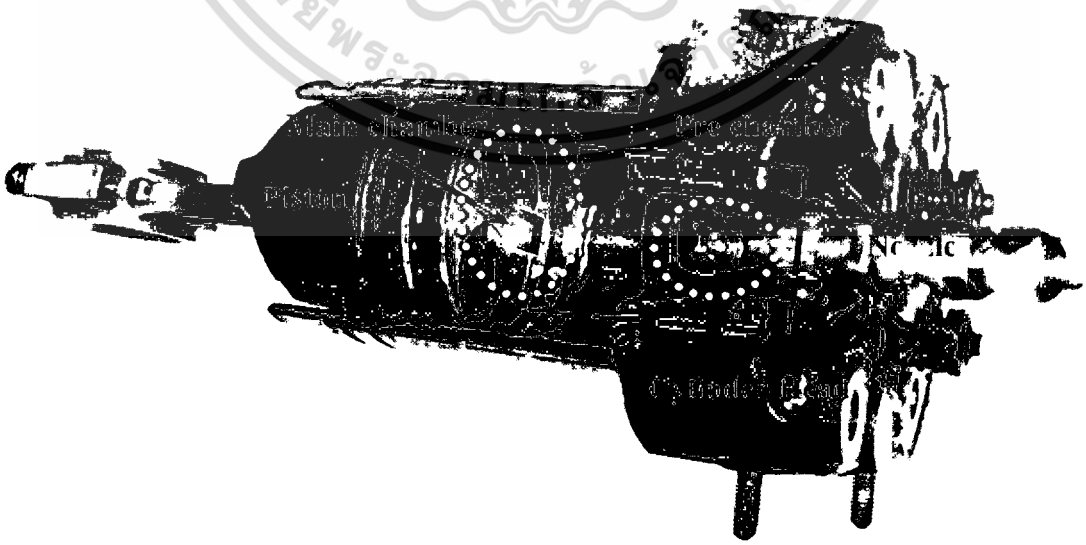
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.17 ไมโครคอนโทรลเลอร์

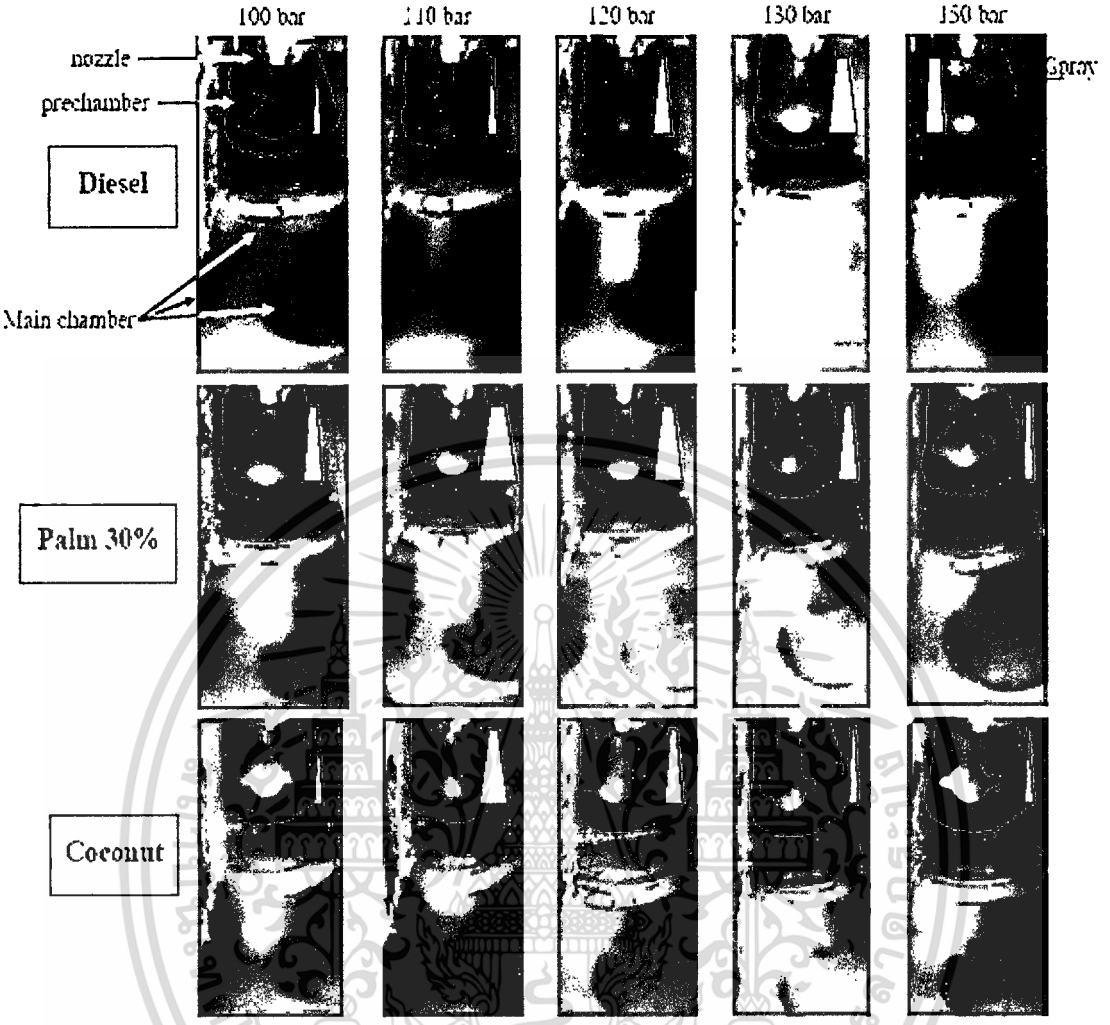


รูปที่ 4.18 วงจรขยายสัญญาณ



รูปที่4.19 ห้องเผาไหม้จริงในการถ่ายภาพสเปรย์ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI ลูกสูบอยู่ที่ตำแหน่ง 9 องศาก่อนศูนย์ตายบน (ระยะ 4.35 mm ก่อนศูนย์ตายบน)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารนี้ทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่4.20 ลักษณะสเปรย์ในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI ที่ความดันหัวฉีด 100-150 bar ที่สภาวะความดันบรรยากาศห้อง(ระบบเปิด)

ผลของสเปรย์เชื้อเพลิงจากปรับค่าความดันหัวฉีดในช่วง 100-150 bar พบว่าเมื่อปรับความดันหัวฉีดเพิ่มสูงมากเกินไป ลักษณะของสเปรย์ จากรูปที่ 4.19 มีมุมแคบลงเป็นลำยาวพุ่งกระทบลูกสูบ และที่ความดันหัวฉีดต่ำเกินไป ลักษณะของสเปรย์มีมุมแคบเช่นเดียวกันแต่ลำสเปรย์จะบางกว่า ในเชื้อเพลิงดีเซลพบว่าที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 130 bar สเปรย์เกิดการกระจายตัวดีที่สุด ในส่วนเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% พบว่าที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 110 bar สเปรย์มีมุมกว้างที่สุดเกิดการกระจายตัวดีที่สุด และในเชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบก็มีลักษณะคล้ายกันแต่มุมสเปรย์แคบที่สุดพุ่งเป็นลำอย่างชัดเจน

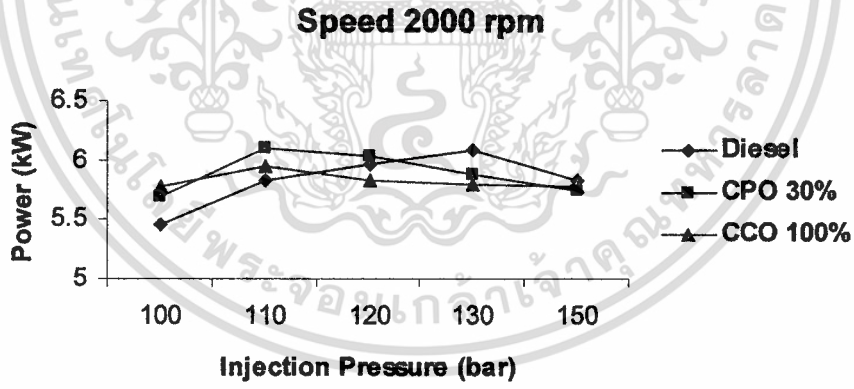
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5
ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล

ในบทนี้จะนำเสนอถึงผลการทดลอง จากการปรับค่าความดันหัวฉีดและองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเครื่องยนต์ดีเซล แล้วการนำไปใช้กับเชื้อเพลิง 3 ชนิด คือ น้ำมันดีเซล น้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับน้ำมันดีเซล 70% และน้ำมันมะพร้าวดิบ ซึ่งทำการวัดค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดลองได้แก่ ค่ากำลังและแรงบิดของเครื่องยนต์, ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง, ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน, ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน, ค่าความเข้มควันดำและค่าอุณหภูมิไอเสีย จากนั้นทำการวิเคราะห์ผลการทดลองจากกราฟต่างๆ ผลการทดลองจะถูกแบ่งออกเป็นสองส่วนคือ ส่วนแรกเป็นผลจากการปรับค่าความดันหัวฉีด และส่วนที่สองจะเป็นผลจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง

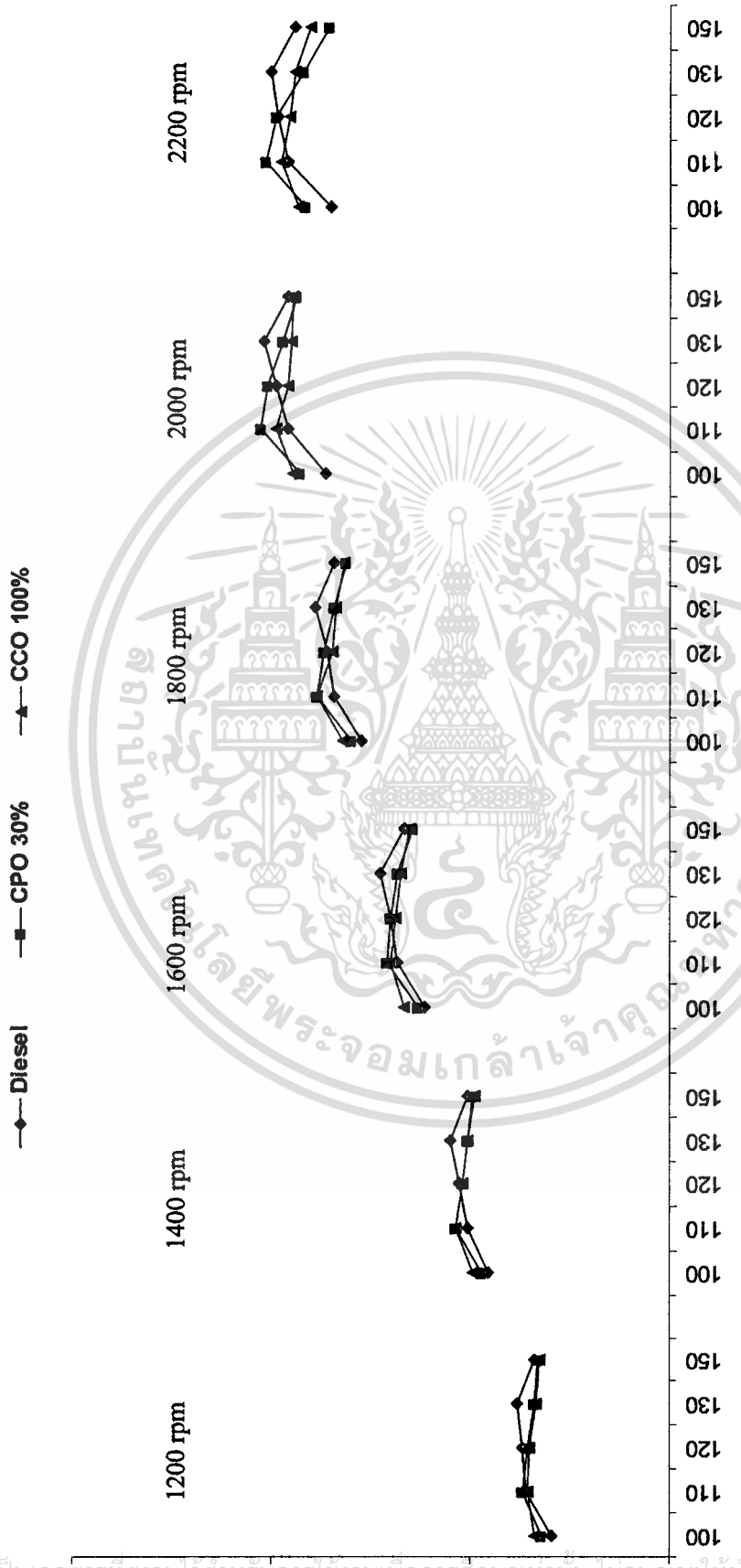
5.1 สมรรถนะเครื่องยนต์จากการปรับค่าความดันหัวฉีด

5.1.1 กำลัง



รูปที่ 5.1 แสดงค่ากำลังจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 2000 rpm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.2 แสดงค่ากำลังจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200 – 2200 rpm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.2 วิเคราะห์ผลของค่ากำลังของเครื่องยนต์จากการปรับค่าความดันหัวฉีด

จากผลการทดลองในการใช้เชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด ที่สภาวะมาตรฐานของเครื่องยนต์ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9°BTDC ที่ความเร็ว 2200 rpm ซึ่งเป็นมาตรฐานตามบริษัทที่ผลิตเครื่องยนต์กำหนดไว้ แสดงในกราฟรูปที่ 5.2 และจากกราฟรูปที่ 5.1 พบว่าเชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70%ให้ค่ากำลังสูงที่สุดที่ความเร็ว 2000 rpm เท่ากับ 6.034 kW รองลงมาเป็นเชื้อเพลิงจากน้ำมันดีเซลเท่ากับ 5.95 kW และน้ำมันมะพร้าวเท่ากับ 5.82 kW ทั้งนี้เนื่องมาจากลักษณะของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าพลังงานความร้อนที่สูงใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงดีเซลธรรมดา ค่าความหนืดที่ต่ำแตกต่างกับน้ำมันปาล์มดิบมาก จากการผสมดีเซลเข้าไป ซึ่งจะทำให้การกระจายตัวของน้ำมันแตกเป็นฝอยละอองได้มากขึ้น ทั้งยังในตัวน้ำมันยังมีออกซิเจนเป็นองค์ประกอบอีกด้วย ซึ่งช่วยชดเชยออกซิเจนจากอากาศในรอบสูงๆ ที่อากาศมักถูกผสมและคลุกเคล้ากับเชื้อเพลิงไม่ดีพอ ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ดีขึ้นดังสังเกตได้จากผลการทดลอง

ส่วนของผลจากการปรับความดันที่หัวฉีด 100-150 bar ที่ความเร็ว 1200-2200 rpm ดังกราฟรูปที่ 5.2 จากกราฟรูปที่ 5.1 โดยใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล พบว่าที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 100 bar กำลังที่ได้ออกมาจะมีค่าต่ำ เท่ากับ 5.54 kW และเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเป็น 110 bar จะทำให้กำลังที่ได้จากเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้น เท่ากับ 5.83 kW เมื่อปรับความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar มีค่าเพิ่มขึ้น เท่ากับ 5.95 kW และเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 130 bar ทำให้ได้กำลังเพิ่มขึ้นมากที่สุด เท่ากับ 6.07 kW หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มความดันที่หัวฉีดเป็น 150 bar ทำให้ค่ากำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ลดลงเหลือ 5.82 kW ทั้งนี้เนื่องจากเมื่อเพิ่มความดันสูงขึ้นช่วยทำให้เกิดการกระจายตัวของละอองฝอยเชื้อเพลิงคลุกเคล้ากับอากาศได้ดี ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ แต่ถ้าในระบบการฉีดเชื้อเพลิงมีความดันมากเกินพอดี ทำให้น้ำมันมีการอัดตัวสูงขึ้น ซึ่งทำให้มวลเชื้อเพลิงมากขึ้นเป็นส่วนผสมหนาเกินไปสำหรับการผสมกับอากาศ และความยาวของสเปรย์เพิ่มขึ้นทำให้เชื้อเพลิงบางส่วนพุ่งชนผนังกระบอกสูบ เนื่องจากในเครื่องยนต์ดีเซลแบบสูบเดียวชนิด Indirect Injection จะใช้หัวฉีดแบบเข็มซึ่งมีความดันจากปั๊มโดยใช้ลูกเบี้ยวขับทำให้ความดันในระบบเป็นแบบความดันไม่คงที่ และลักษณะหัวฉีดแบบเข็มนี้หากความดันสูงมากเกินไปจะทำให้ลักษณะของสเปรย์ไม่เป็นละอองฝอยเหมือนหัวฉีดแบบ Direct Injection และอีกประการหนึ่งคือขนาดของรูทางออกของหัวฉีดแบบนี้มีขนาดใหญ่ และมีความยาวของรูสเปรย์ในหัวฉีดมากทำให้เมื่อความดันเพิ่มสูงมากมุมสเปรย์ลดลงด้วย

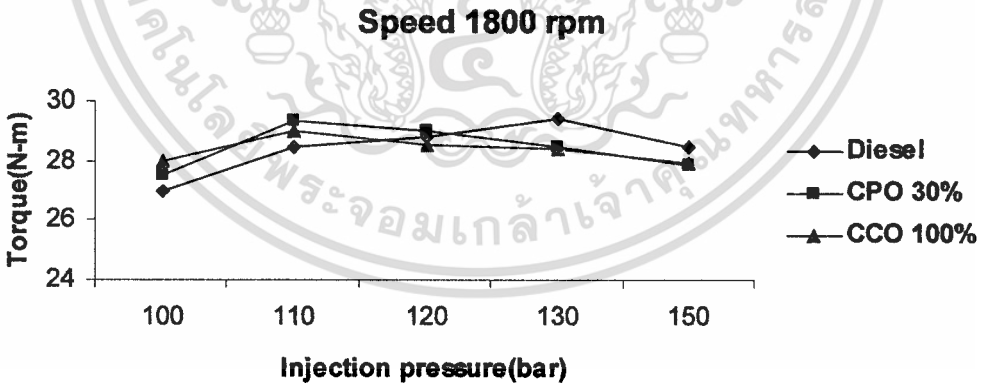
ในส่วนของการใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% จากกราฟรูปที่ 5.1 พบว่าที่ความดันหัวฉีด 100 bar ได้ค่ากำลังต่ำมีค่าเท่ากับ 5.69 kW และเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 110 bar ทำให้ได้ค่ากำลังจากเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้นมากที่สุดมีค่าเท่ากับ 6.10 kW หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มความดันขึ้นอีกเป็น 120 bar ทำให้ค่ากำลังลดลงมีค่าเท่ากับ 6.03 kW และลดลงเรื่อยๆ เมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดมากขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากในปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการใช้

ค่าของความหนืดที่สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ส่งผลให้ค่ามุมของสเปรย์เชื้อเพลิงลดลง ที่ความดันเดียวกัน และยิ่งเมื่อเพิ่มความดันให้สูงขึ้นความยาวของสเปรย์ก็จะยิ่งยาวขึ้นซึ่งทำให้สเปรย์พุ่งไปไกลและสูญเสียที่บริเวณผนังห้องเผาไหม้เช่นเดียวกัน แต่อย่างไรโมเลกุลของออกซิเจนในน้ำมันปาล์มดิบก็ช่วยให้การเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างต่อเนื่องในความเร็วที่สูงขึ้น ซึ่งในเชื้อเพลิงดีเซลไม่มีออกซิเจนเพิ่มทำให้การเผาไหม้ไม่ต่อเนื่องสมบูรณ์

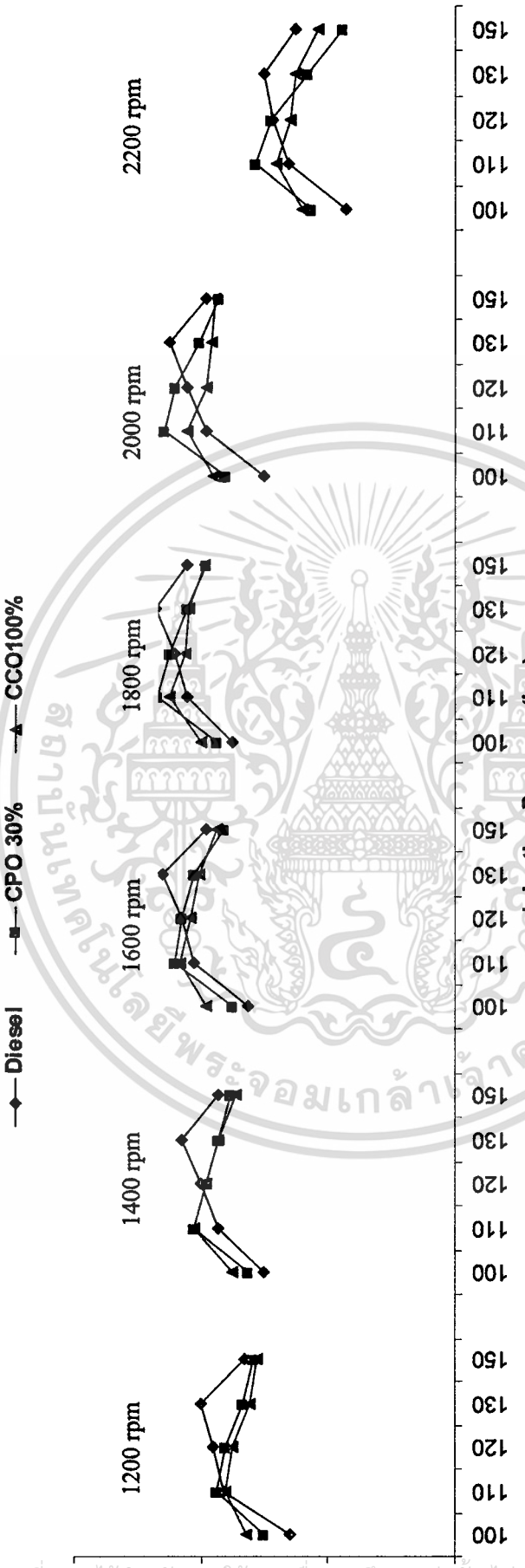
ในส่วนจากการใช้น้ำมันมะพร้าวดิบผลของกำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ มีลักษณะของแนวโน้มคล้ายกับน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% จากกราฟรูปที่ 5.1 พบว่าที่ความดันหัวฉีด 100 bar ได้ค่ากำลังต่ำมีค่าเท่ากับ 5.78 kW และเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 110 bar ทำให้ได้ค่ากำลังจากเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้นมากที่สุดมีค่าเท่ากับ 5.95 kW หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มความดันขึ้นอีกเป็น 120 bar ทำให้ค่ากำลังลดลงมีค่าเท่ากับ 5.82 kW และลดลงเรื่อยๆเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดมากขึ้น ทั้งนี้มาจากการที่น้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าความหนืดสูงมาก และค่าของความร้อนเชื้อเพลิงต่ำและมีค่าความหนาแน่นสูง เลยทำให้เมื่อปรับความดันหัวฉีดสูงมากรูปแบบของการสเปรย์ไม่เป็นละอองฝอย และความยาวของการสเปรย์มากเกินไปเช่นเดียวกัน แต่ในน้ำมันมะพร้าวดิบก็มีตัวช่วยอย่างโมเลกุลของออกซิเจนผสมอยู่มาก เลยช่วยเสริมศักยภาพในการเผาไหม้ให้ดีขึ้นทำให้ค่ากำลังที่ได้ใกล้เคียงกับดีเซล

5.1.3 แรงบิด



รูปที่ 5.3 แสดงค่าแรงบิดจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1800 rpm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.4 แสดงค่าแรงบิดจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200 - 2200 rpm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.4 การวิเคราะห์ผลค่าแรงบิดของเครื่องยนต์จากการปรับค่าความดันหัวฉีด

จากผลการทดลองจากการใช้เชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด ที่สภาวะมาตรฐานของเครื่องยนต์ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar จังหวะเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ที่ความเร็ว 2200 rpm ตามมาตรฐานที่บริษัทผลิตเครื่องยนต์เป็นผู้กำหนดไว้ แสดงในรูปกราฟที่ 5.4 และจากกราฟรูปที่ 5.3 พบว่าเชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ให้ค่าแรงบิดสูงที่สุดที่ความเร็ว 1800 rpm เท่ากับ 29.00 N-m รองลงมาเป็นเชื้อเพลิงจากน้ำมันดีเซลเท่ากับ 28.81 N-m และน้ำมันมะพร้าวเท่ากับ 28.51 N-m ทั้งนี้เนื่องจากลักษณะของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าพลังงานความร้อนที่สูงใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงดีเซลธรรมดา แต่มีค่าความหนืดที่ต่ำแตกต่างกับน้ำมันปาล์มดิบมาก ด้วยการผสมดีเซลเข้าไป ซึ่งจะทำให้การกระจายตัวของน้ำมันแตกเป็นฝอยละอองมากขึ้น ทั้งยังในตัวน้ำมันยังมีออกซิเจนเป็นองค์ประกอบอีกด้วย ซึ่งช่วยชดเชยออกซิเจนจากอากาศในรอบสูงๆที่อากาศมักถูกผสมและคลุกเคล้ากับเชื้อเพลิงไม่ดีพอ ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ดีขึ้น

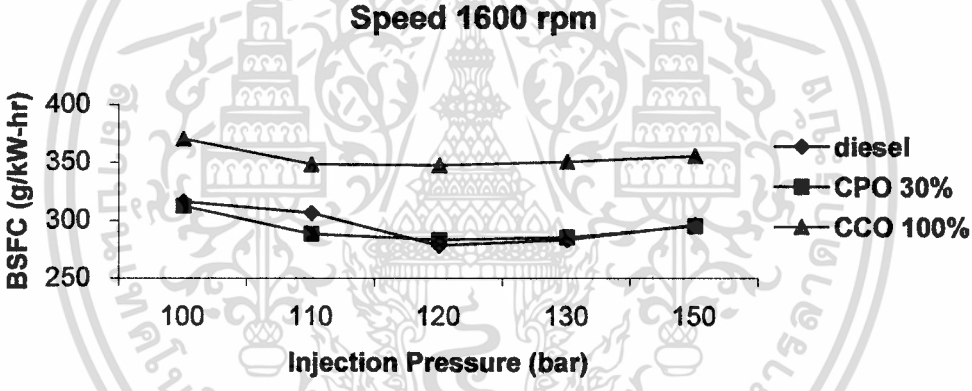
ผลจากการปรับความดันที่หัวฉีด 100-150 bar ที่ความเร็ว 1200-2200 rpm ในกราฟรูปที่ 5.4 จากกราฟรูปที่ 5.3 โดยใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 100 bar แรงบิดที่ได้ออกมามีค่าต่ำมีค่าเท่ากับ 26.97 N-m และเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเป็น 110 bar ทำให้แรงบิดที่ได้จากเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้น เท่ากับ 28.42 N-m และมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อปรับความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar มีค่าแรงบิดเท่ากับ 28.81 N-m หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มความดันที่หัวฉีดเป็น 130 bar ทำให้ค่าแรงบิดที่ได้จากเครื่องยนต์สูงสุดเท่ากับ 29.4 N-m และเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 150 bar ทำให้ค่าแรงบิดที่ได้จากเครื่องยนต์ลดลง มีค่าเท่า 28.42 N-m ทั้งนี้เนื่องจากเมื่อเพิ่มความดันสูงขึ้น ช่วยทำให้เกิดการกระจายตัวของละอองฝอยเชื้อเพลิงคลุกเคล้ากับอากาศได้ดีทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ แต่ถ้าในระบบมีความดันมากเกินพอดี ทำให้น้ำมันมีการอัดตัวสูงขึ้น ซึ่งทำให้มวลเชื้อเพลิงมากขึ้นเป็นส่วนผสมหนาเกินไปสำหรับการผสมกับอากาศ และเชื้อเพลิงบางส่วนพุ่งชนผนังกระบอกสูบ เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ขึ้นสูญเสียความร้อนในรูปของไอเสียมากขึ้น

ในส่วนของการใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% จากกราฟรูปที่ 5.3 พบว่าที่ความดันหัวฉีด 100 bar ได้ค่าแรงบิดต่ำมีค่าเท่ากับ 27.50 N-m และเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 110 bar ทำให้ได้ค่าแรงบิดจากเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้นมากที่สุดมีค่าเท่ากับ 29.38 N-m หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มความดันขึ้นอีกเป็น 120 bar ทำให้ค่าแรงบิดลดลงมีค่าเท่ากับ 29.00 N-m และลดลงเรื่อยๆ เมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดมากขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากในปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าของความหนืดที่สูงกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ส่งผลให้การเป็นละอองฝอยของสเปรย์เชื้อเพลิงไม่ดีที่ความดันเดียวกัน และยิ่งเมื่อเพิ่มความดันให้สูงขึ้นความยาวของสเปรย์ก็จะยิ่งยาวขึ้น ด้วยความหนืดที่สูงขึ้นยังส่งผลต่อมุมสเปรย์ลดลงด้วย แต่อย่างไรส่วนประกอบของออกซิเจนในเชื้อเพลิงก็เพิ่มการเผาไหม้ให้เกิดขึ้นอย่างต่อเนื่องทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์ขึ้น

เอกสารนี้สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

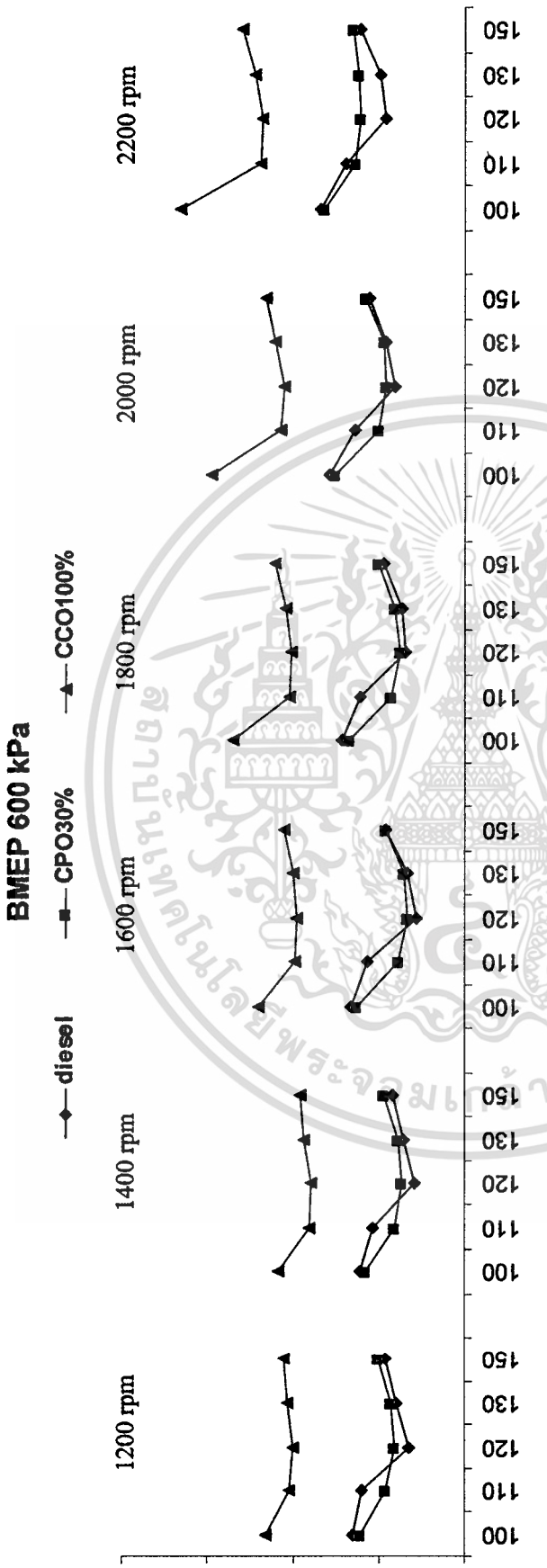
ในส่วนจากการใช้น้ำมันมะพร้าวดิบผลของแรงบิดที่ได้จากเครื่องยนต์ มีลักษณะของแนวโน้มคล้ายกับน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% จากกราฟรูปที่ 5.3 พบว่าที่ความดันหัวฉีด 100 bar ได้ค่าแรงบิดต่ำมีค่าเท่ากับ 28.00 N-m และเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 110 bar ทำให้ได้ค่าแรงบิดจากเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้นมากที่สุดมีค่าเท่ากับ 29.00 N-m หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มความดันขึ้นอีกเป็น 120 bar ทำให้ค่าแรงบิดลดลงมีค่าเท่ากับ 28.50 N-m และลดลงเรื่อยๆ เมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดมากขึ้น ทั้งนี้มาจากการที่น้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าความหนืดสูงมาก และค่าของการอัดตัวได้ต่ำจากการที่มีค่าความหนาแน่นสูง เลยทำให้เมื่อปรับความดันหัวฉีดสูงมากรูปแบบของการสเปรย์ไม่เป็นละอองฝอย และความยาวของการสเปรย์มาก เชื้อเพลิงบางส่วนสูญเสียไปในสภาพฟิล์มติดผนังกระบอกสูบ แต่ด้วยปริมาณออกซิเจนที่มากในตัวเชื้อเพลิงมะพร้าวดิบช่วยทำให้เกิดการเผาไหม้ได้มากขึ้นด้วย

5.1.5 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง



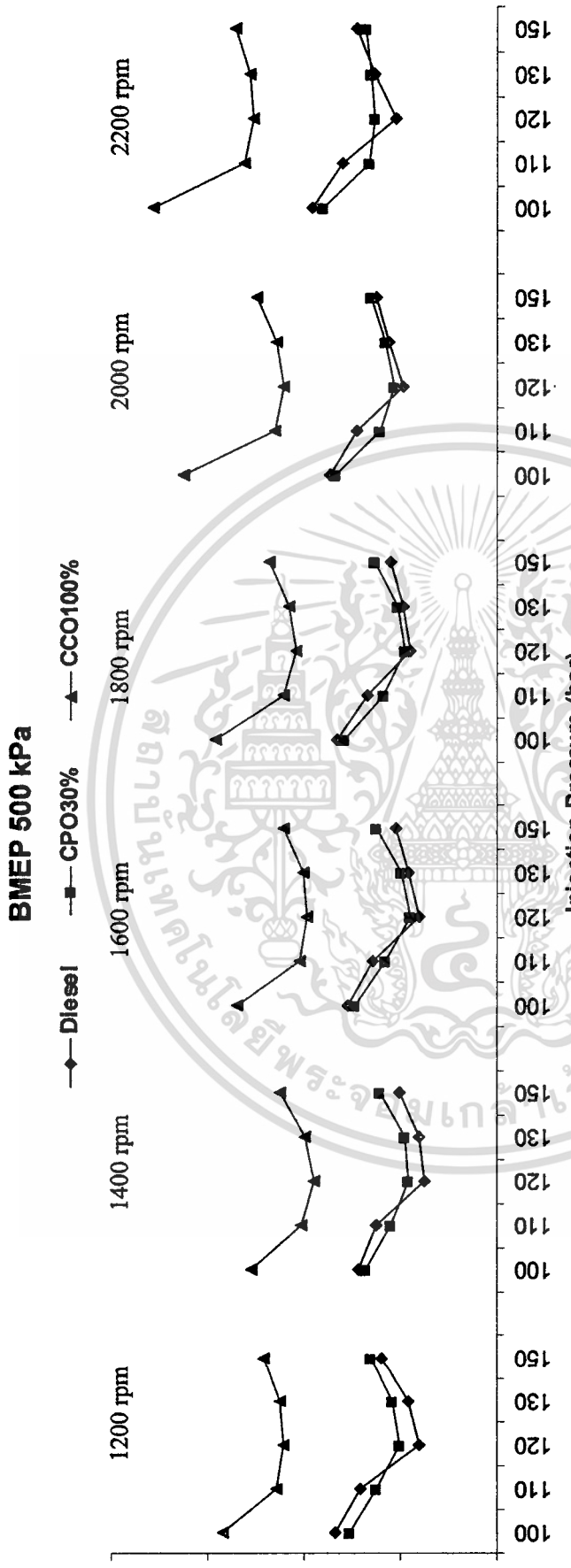
รูปที่ 5.5 แสดงค่า BSFC จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1600 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



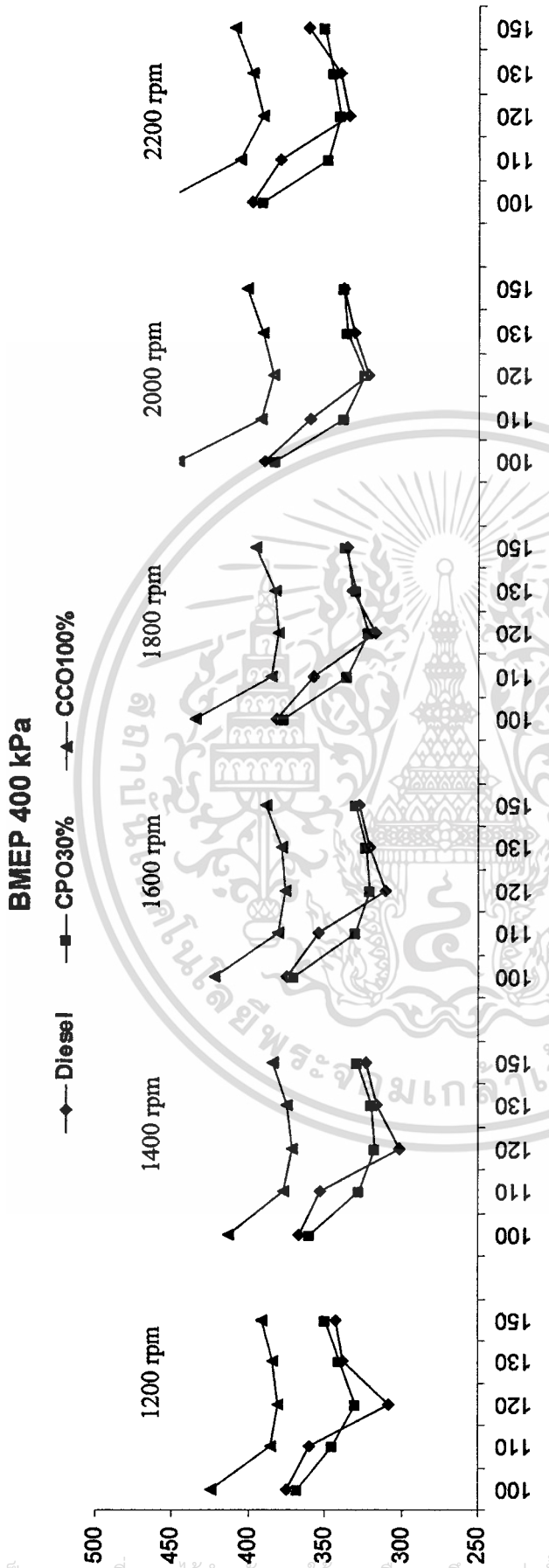
รูปที่ 5.6 แสดงค่า BSFC จากการปรับค่าความล้นหัวฉีดที่ความเร็ว 1200-2200 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



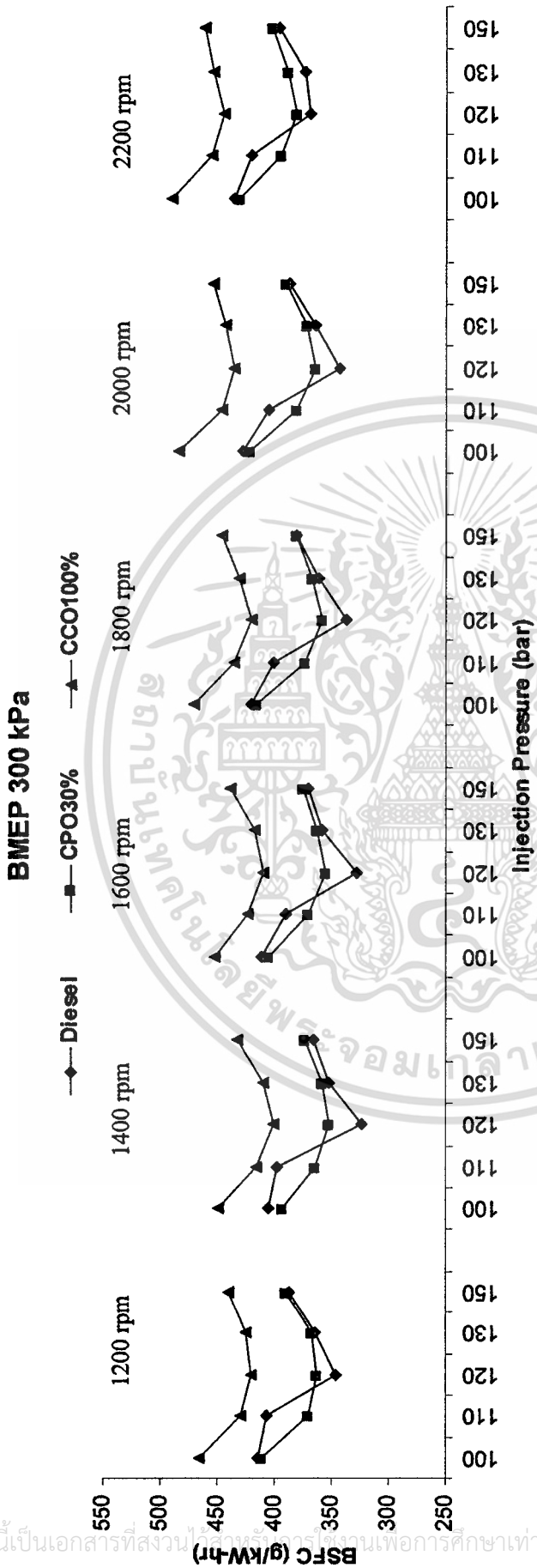
รูปที่ 5.7 แสดงค่า BSFC จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200-2200 rpm BMEP 500 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.8 แสดงค่า BSFC จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 400 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.9 แสดงค่า BSFC จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 300 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.6 การวิเคราะห์อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจากการปรับค่าความดันหัวฉีด

จากผลการทดลองในการใช้เชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด ที่สภาวะมาตรฐานของเครื่องยนต์ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar จังหวะเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ที่ความเร็ว 2200 rpm ซึ่งเป็นมาตรฐานตาม บริษัทที่ผลิตเครื่องยนต์กำหนดไว้ เมื่อใส่ภาระโหลดที่ BMEP 600-300 kPa ตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่กำหนดตามเงื่อนไขการทดลอง 2200-1200 rpm ให้กับเครื่องยนต์ ดังกราฟในรูปที่ 5.6-5.9 พบว่าเชื้อเพลิงดีเซลมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดรองลงมา น้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70% และน้ำมันมะพร้าวดิบ ดังกราฟรูปที่ 5.5 ค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar ความเร็ว 1600 rpm พบว่าเชื้อเพลิงดีเซลมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดเท่ากับ 278 g/kW-hr เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเท่ากับ 283 g/kW-hr และเชื้อเพลิงจากน้ำมันมะพร้าวดิบ มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเท่ากับ 347 g/kW-hr ทั้งนี้เนื่องจากค่าพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดที่แตกต่างกัน และค่าความหนาแน่นของเชื้อเพลิงของน้ำมันพืชที่มีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซลมาก ตามตารางที่ 4.2 คุณสมบัติทางกายภาพของน้ำมันเชื้อเพลิง

ในส่วนผลจากการปรับค่าความดันที่หัวฉีดให้มีค่า 100-150 bar ที่สภาวะภาระโหลดที่ BMEP 600-300 kPa ตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่กำหนดในเงื่อนไขการทดลอง 2200-1200 rpm ดังแสดงในกราฟรูปที่ 5.6-5.9 พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลที่ความดันหัวฉีดเริ่มต้นที่ 100 bar อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมีค่าสูง และเริ่มต่ำลงเมื่อเพิ่มค่าความดันมากขึ้นจนกระทั่งที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันดีเซลต่ำสุด แล้วเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดขึ้นเป็น 130 bar ทำให้มีการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันดีเซลเพิ่มสูงขึ้น และสูงขึ้นเรื่อยๆ ตามค่าความดันหัวฉีดที่มากขึ้น ดังตัวอย่างจากกราฟรูปที่ 5.5 ที่ค่าความดันหัวฉีด 100 bar อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันดีเซลมีค่าเท่ากับ 316 g/kW-hr เมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 110 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันดีเซลมีค่าเท่ากับ 306 g/kW-hr เพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 120 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันดีเซลมีค่าเท่ากับ 278 g/kW-hr เมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 130 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันดีเซลมีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 283 g/kW-hr และเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 150 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันดีเซลมีค่าเท่ากับ 296 g/kW-hr ทั้งนี้เนื่องมาจากตัวเชื้อเพลิงของน้ำมันดีเซลมีคุณลักษณะที่มีค่าความหนืดน้อย และมีขนาดของอนุภาคที่เล็กเมื่อทำการเพิ่มค่าความดันหัวฉีดที่เหมาะสม ก็จะทำให้การสเปรย์ของตัวน้ำมันออกจากหัวฉีดมีการแตกเป็นละอองฝอยดีขึ้น ทำให้เกิดการคลุกเคล้ากับอากาศได้ดี เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ อัตราการสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิงก็น้อยลง แต่เมื่อเพิ่มความดันของหัวฉีดมากเกินพอดี ผลจะทำให้ลักษณะของสเปรย์น้ำมันยาวขึ้น และมุมสเปรย์เล็กลง ซึ่งมาจากลักษณะของหัวฉีดแบบเข็มในเครื่องยนต์ IDI แบบเข็มที่มีความกว้างของรูฉีดที่ใหญ่ และมีความยาวของท่อหัวฉีดที่ยาว จึงทำให้เมื่อเพิ่มความดันสูงเกินไปความยาวของสเปรย์ที่ออกไปมีความยาวมากขึ้น และเกิดการเผาไหม้ไม่หมด

เอกสารนี้ ... ไม่อนุญาตให้ ... การค้า ... ใช้

เพราะน้ำมันเชื้อเพลิงพุ่งชนผนังกระบอกสูบ และที่ความดันต่ำเกินไปก็จะทำให้ค่าผลต่างของความดันน้อย ระหว่างความดันของสเปรย์น้ำมันและความดันของอากาศ และสเปรย์ในห้องเผาไหม้น้อยเกินไปเชื้อเพลิงก็แตกตัวเป็นละอองฝอยได้ไม่ดี เกิดการเผาไหม้ไม่ดี ซึ่งจะทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มมากขึ้น

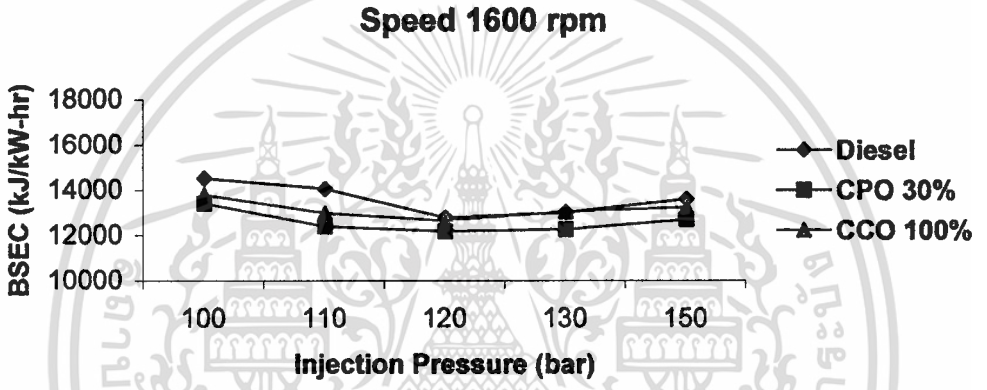
ส่วนในเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% เมื่อตั้งค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 100 bar พบว่ามีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่สูงและเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 110 bar ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำลงหลังจากนั้นเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 120 bar ทำให้มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงลดลงต่ำสุด หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 130 bar ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากขึ้นและที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 150 bar ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมีค่าสูงขึ้นอีก ดังผลจากการทดลองดังรูปที่ 5.6-5.9 และจากตัวอย่างจากกราฟรูปที่ 5.5 ที่ค่าความดันหัวฉีด 100 bar อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าเท่ากับ 312 g/kW-hr เมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 110 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าเท่ากับ 288 g/kW-hr เพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 120 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าเท่ากับ 283 g/kW-hr เมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 130 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 285 g/kW-hr และเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 150 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าเท่ากับ 295 g/kW-hr คล้ายกับเชื้อเพลิงดีเซล แต่เนื่องจากค่าความหนืดที่เพิ่มขึ้นจากการผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% เมื่อความดันเพิ่มขึ้นทำให้ระยะความยาวของการสเปรย์เพิ่มขึ้น และมุมในการสเปรย์ลดลง และผลจากค่าคุณสมบัติความร้อนของน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% น้อยกว่าเชื้อเพลิงจากน้ำมันดีเซล จึงทำให้มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากกว่าในกรณีที่ค่าความดันหัวฉีดต่ำ 100-110 bar สาเหตุที่น้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยกว่า มีสาเหตุมาจากที่ความดันในช่วงนี้มีความเหมาะสมกับการสเปรย์ของน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70% คือมีการแตกเป็นละอองฝอยได้ดีและมีระยะของของสเปรย์ไม่ยาวเกินไป จึงทำให้การเผาไหม้เป็นไปอย่างสมบูรณ์มากขึ้น

ในส่วนของผลจากการเพิ่มความดันหัวฉีดที่ ใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันมะพร้าวดิบ ให้ผลเช่นเดียวกับน้ำมันปาล์มดิบ 30% แต่เนื่องจากค่าคุณสมบัติของน้ำมันมะพร้าวดิบที่ต่ำทำให้มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่สูงที่สุด ซึ่งแสดงผลการทดลองได้จากกราฟในรูปที่ 5.6-5.9 คือ เมื่อตั้งค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 100 bar พบว่ามีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่สูงและเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 110 bar ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำลงหลังจากนั้นเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 120 bar ทำให้มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงลดลงต่ำสุด หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 130 bar ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากขึ้นและที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 150 bar ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมีค่าสูงขึ้นอีก ดังผลจากการทดลองดังรูปที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการใช้

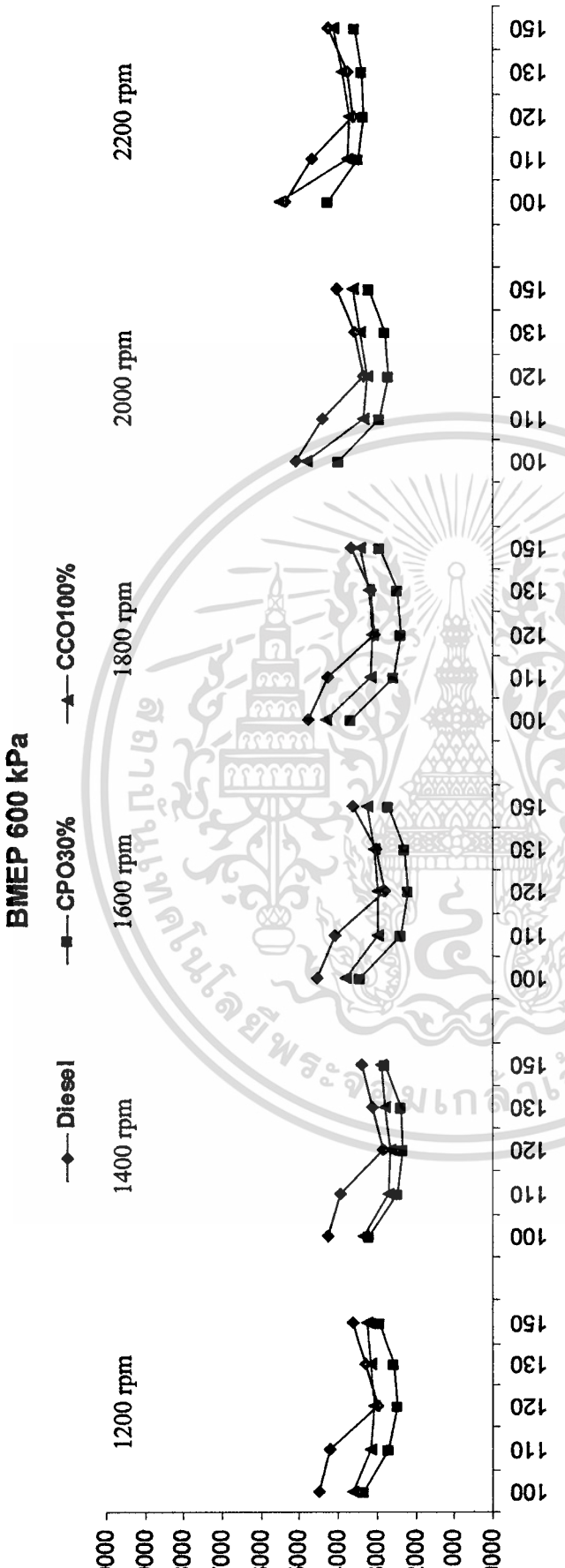
13-36 และจากตัวอย่างจากกราฟรูปที่ 5.5 ที่ค่าความดันหัวฉีด 100 bar อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าเท่ากับ 370 g/kW-hr เมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 110 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าเท่ากับ 348g/kW-hr เพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 120 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าเท่ากับ 347 g/kW-hr เมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 130 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 350 g/kW-hr และเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 150 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าเท่ากับ 355g/kW-hr

5.1.7 อัตราสิ้นเปลืองพลังงาน



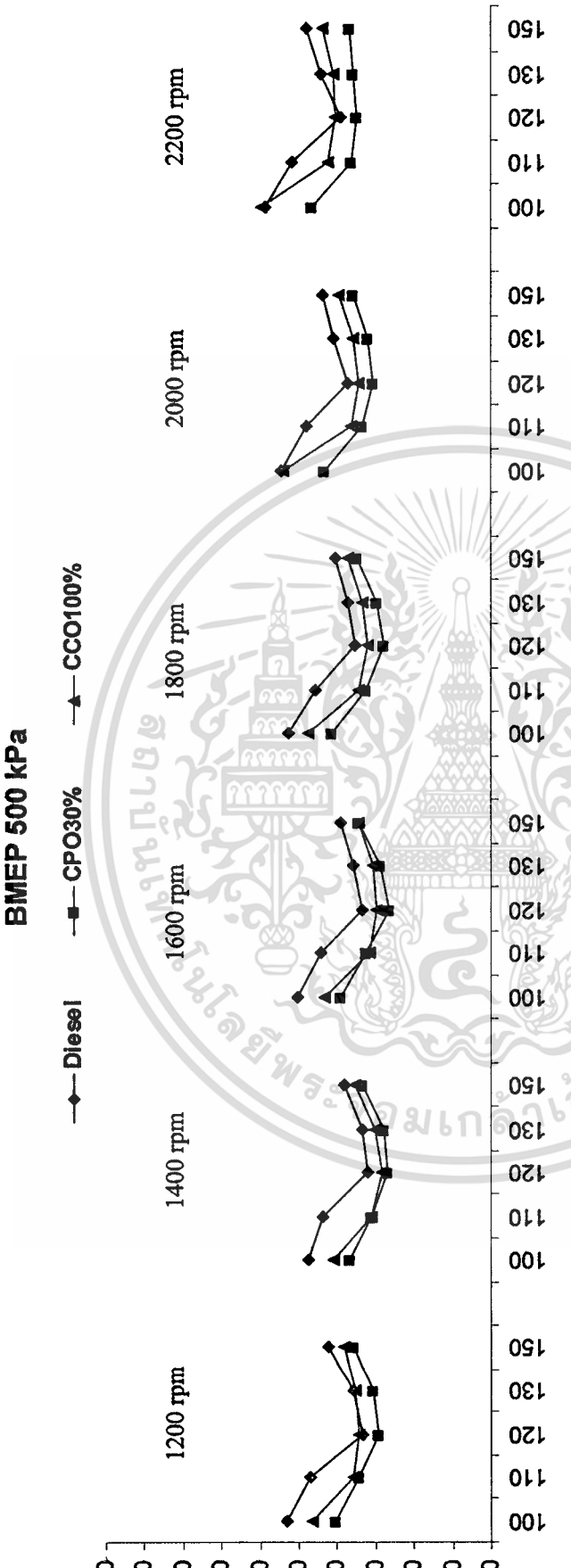
รูปที่ 5.10 แสดงค่า BSEC จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1600 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



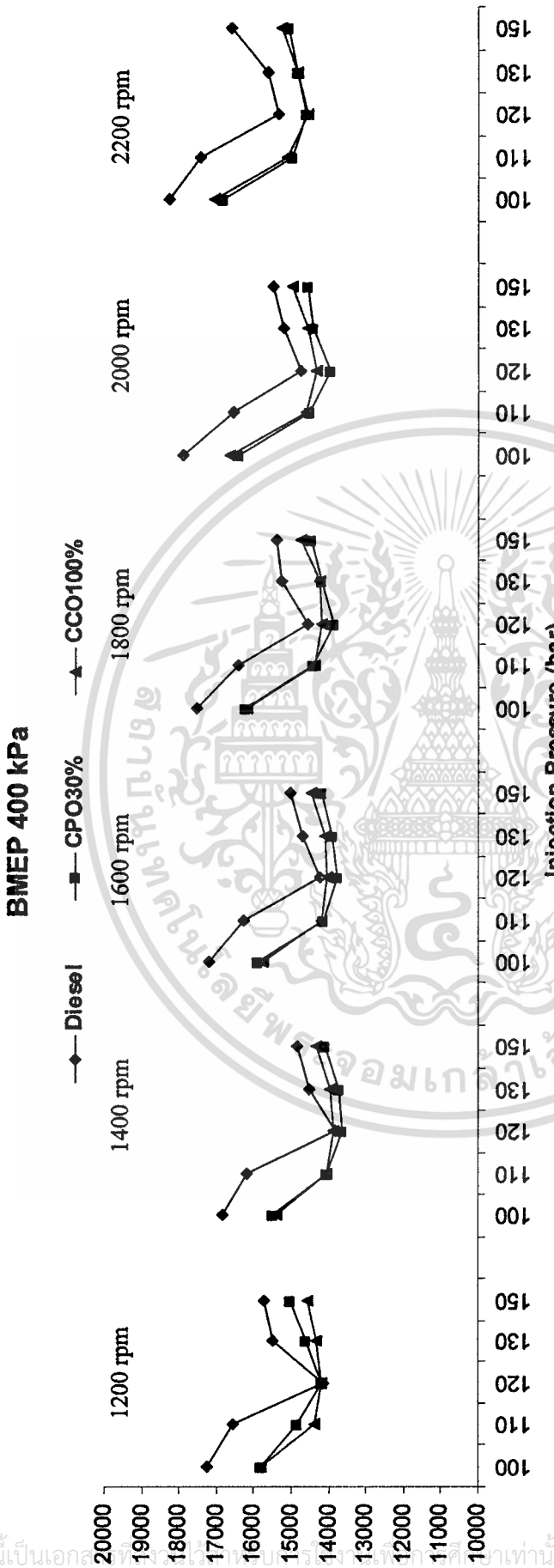
รูปที่ 5.11 แสดงค่า BSEC จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200-2200 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



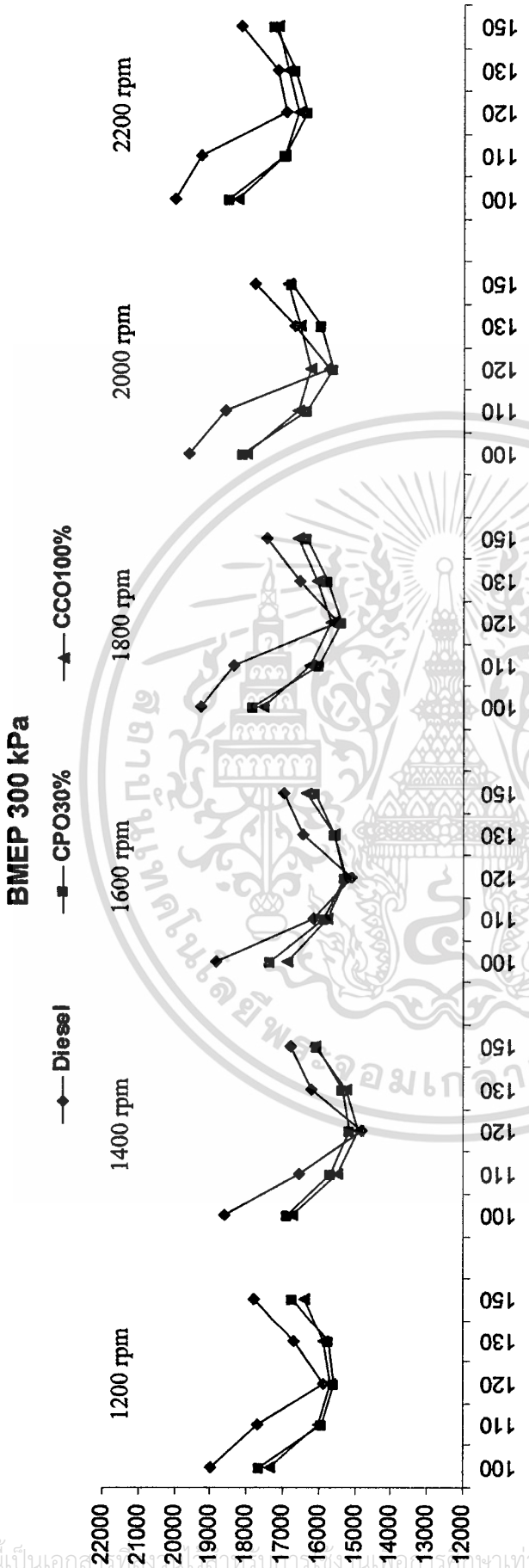
รูปที่ 5.12 แสดงค่า BSEC จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200-2200 rpm BMEP 500 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.13 แสดงค่า BSEC จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200-2200 rpm BMEP 400 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.14 แสดงค่า BSEC จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200-2200 rpm BMEP 300 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.8 วิเคราะห์อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานจากการปรับค่าความดันที่หัวฉีด

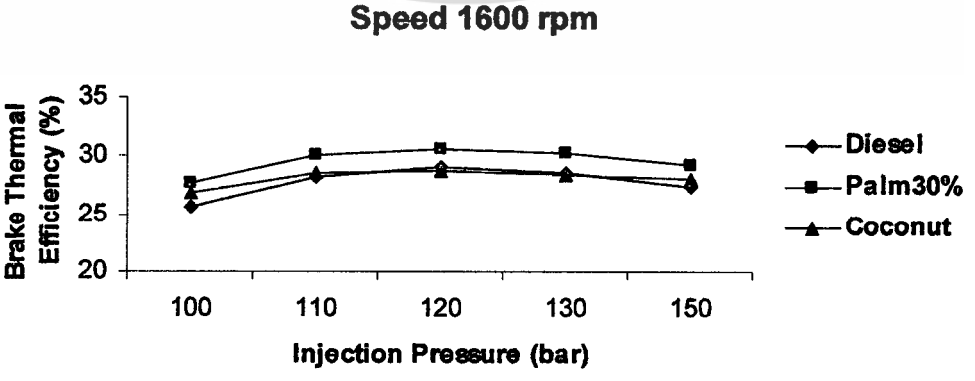
จากผลการทดลองในการใช้เชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด ที่สภาวะมาตรฐานของเครื่องยนต์ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar จังหวะเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ที่ความเร็ว 2200 rpm ซึ่งเป็นมาตรฐานตาม บริษัทที่ผลิตเครื่องยนต์กำหนดไว้ เมื่อใส่ภาระโหลดที่ BMEP 600-300 kPa ตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่กำหนดตามเงื่อนไขการทดลอง 2200-1200 rpm ให้กับเครื่องยนต์ ดังกราฟในรูปที่ 5.11-5.14 พบว่าเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์ดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานน้อยที่สุดรองลงมาคือน้ำมันมะพร้าวดิบ และดีเซล ซึ่งมีปริมาณใกล้เคียงกัน ดังกราฟรูปที่ 5.10 ตำแหน่งความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar ความเร็ว 1600 rpm พบว่าเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานน้อยที่สุดเท่ากับ 12.15 MJ/kW-hr เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานเท่ากับ 12.62 MJ/kW-hr และเชื้อเพลิงจากน้ำมันดีเซลมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานเท่ากับ 12.76 MJ/kW-hr เนื่องจากค่าพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดที่แตกต่างกัน ตามตารางที่ 4.4 แสดงค่าคุณสมบัติเชื้อเพลิงในบทที่ 4 ซึ่งค่าความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลมีค่ามากที่สุดเท่ากับ 45.9 MJ/kg รองลงมาเป็นเชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70% มีค่าเท่ากับ 42.96 MJ/kg และเชื้อเพลิงจากน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าเท่ากับ 37.26 MJ/kg จากค่ากำลังและความเข้มของควันดำของเครื่องยนต์ที่วัดค่าได้ในน้ำมันดีเซลที่ใช้ในการทดลองบ่งบอกว่าการเผาไหม้ของน้ำมันดีเซลแม้จะได้ปริมาณกำลังที่สูง แต่ก็ให้ค่าความเข้มควันดำที่สูงที่สุดด้วยการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล ที่สภาวะนี้เมื่อแปลงออกมาเป็นการใช้พลังต่อค่าของพลังงานความร้อนของตัวเชื้อเพลิงจึงออกมาต่ำ ในส่วนของเชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70% ในค่ากำลังและค่าความเข้มข้นของควันดำของเครื่องยนต์ที่วัดได้นั้นมีค่ากำลังสูงที่สุด ในขณะเดียวกันค่าของความเข้มข้นของควันดำที่ได้มีค่าต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ซึ่งที่สภาวะนี้การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70% มีการเผาไหม้ที่ดีกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ค่าของกำลังที่ได้จากเชื้อเพลิงต่อปริมาณของค่าความร้อนของเชื้อเพลิงมีค่าสูงกว่า ในส่วนของน้ำมันมะพร้าวดิบที่มีค่าความร้อนที่ต่ำมาก ส่งผลให้ค่ากำลังที่วัดได้จากเครื่องยนต์มีค่าต่ำแต่ก็ใกล้เคียงกับดีเซล ในส่วนของค่าความเข้มของควันดำนั้นเชื้อเพลิงจากน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าน้อยมาก เมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงดีเซล และเชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70% เมื่อเทียบกับอัตราของกำลังที่วัดได้ จากเครื่องยนต์ต่อปริมาณค่าความร้อนของน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงดีเซลในสภาวะนี้

ในส่วนผลของการปรับค่าความดันระหว่าง 100-150 bar ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1200-2200 rpm ที่ภาวะโหลด BMEP 600-300 kPa แนวโน้มของน้ำมันเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดมีทิศทางเดียวกันคือ ค่าความดันหัวฉีดเริ่มต้นที่ 100 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานมีค่าสูงสุด และเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 110 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานมีค่าลดลง จากนั้นเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเป็น 120 bar จะทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานมีค่าลดลงต่ำสุด จากนั้นเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 130 bar ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลือง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารนี้ทุกครั้งที่มีการใช้

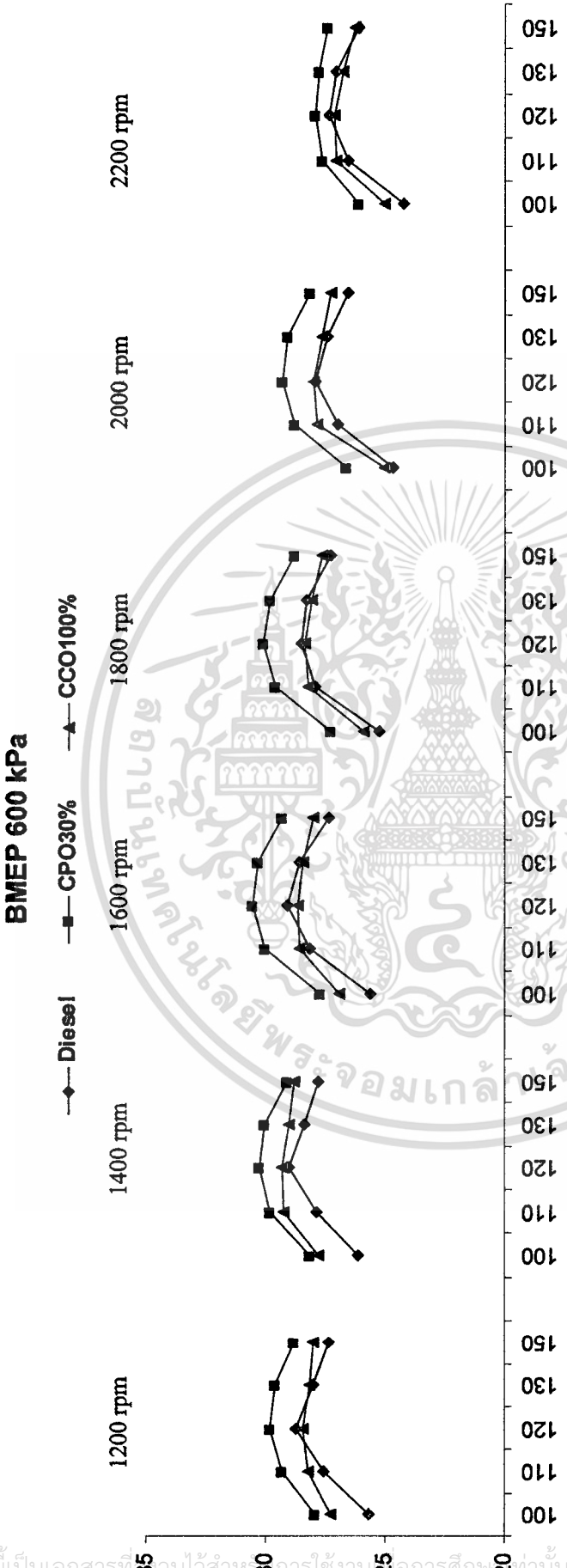
พลังงานมีค่าเพิ่มสูงขึ้น และเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 150 bar จะทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานเพิ่มขึ้นอีก ดังตัวอย่างในกราฟรูปที่ 5.10 ที่ความเร็ว 1600 rpm น้ำมันดีเซลที่ปรับค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 100 bar มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน 14.50 MJ/kW-hr เพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 110 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานลดลงเป็น 14.08 MJ/kW-hr ที่ความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 120 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานลดลงต่ำสุด เป็น 12.76 MJ/kW-hr เมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเป็น 130 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานเพิ่มขึ้นเป็น 12.99 MJ/kW-hr และปรับค่าความดันหัวฉีดเป็น 150 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานเพิ่มขึ้นอีกเป็น 13.58MJ/kW-hr ในส่วนของน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70% เมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 100 bar มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน 13.40 MJ/kW-hr เพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 110 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานลดลงเป็น 12.37 MJ/kW-hr ที่ความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 120 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานลดลงต่ำสุด เป็น 12.15 MJ/kW-hr เมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเป็น 130 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานเพิ่มขึ้นเป็น 12.24 MJ/kW-hr และปรับค่าความดันหัวฉีดเป็น 150 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานเพิ่มขึ้นอีกเป็น 12.67 MJ/kW-hr ในส่วนของน้ำมันมะพร้าวดิบผลจากการปรับค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 100 bar มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน 13.78 MJ/kW-hr เพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 110 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานลดลงเป็น 12.96 MJ/kW-hr ที่ความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 120 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานลดลงต่ำสุด เป็น 12.29 MJ/kW-hr เมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเป็น 130 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานเพิ่มขึ้นเป็น 13.04 MJ/kW-hr และปรับค่าความดันหัวฉีดเป็น 150 bar ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานเพิ่มขึ้นอีกเป็น 13.22 MJ/kW-hr จากผลดังกล่าวบ่งบอกว่าที่ค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar ในช่วง 100-150 bar จะเกิดการใช้พลังงานจากเครื่องยนต์สูงสุดในเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดคือได้พลังงานมากที่สุดจากการใช้ปริมาณเชื้อเพลิงที่ถูกใช้ออกไปในการเผาไหม้

5.1.9 ประสิทธิเชิงความร้อน



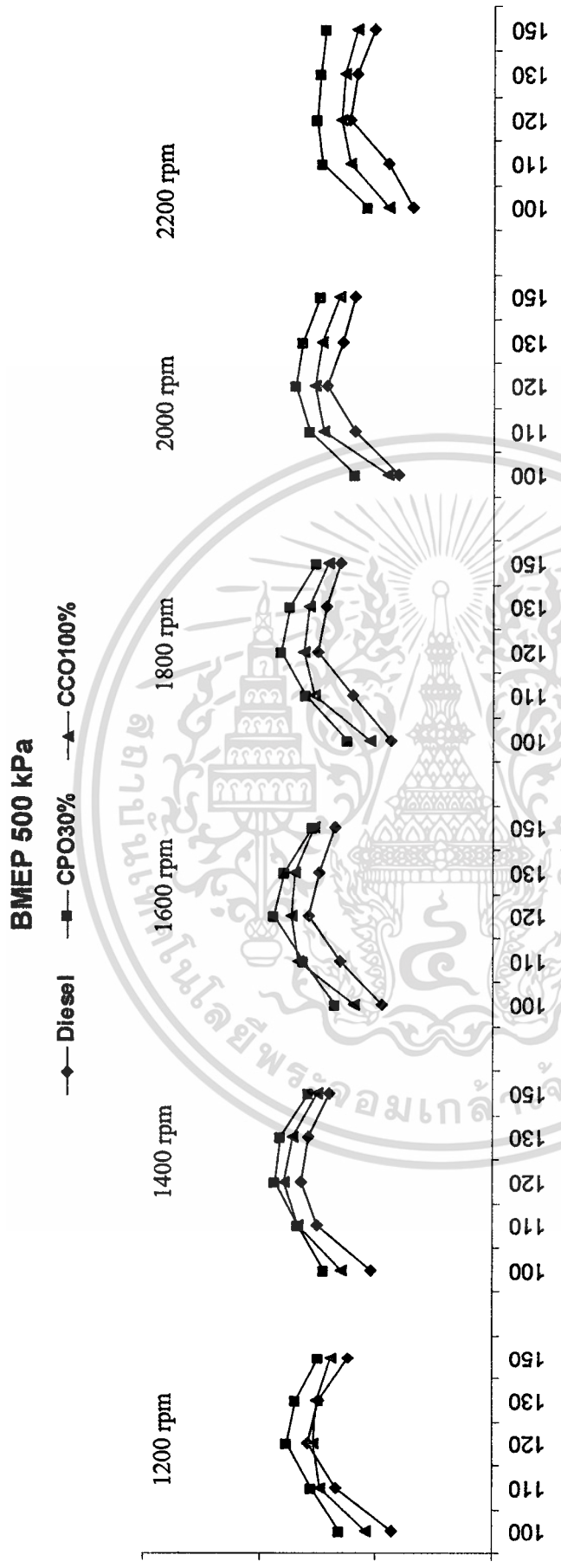
รูปที่ 5.15 แสดงค่า BTE จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1600 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



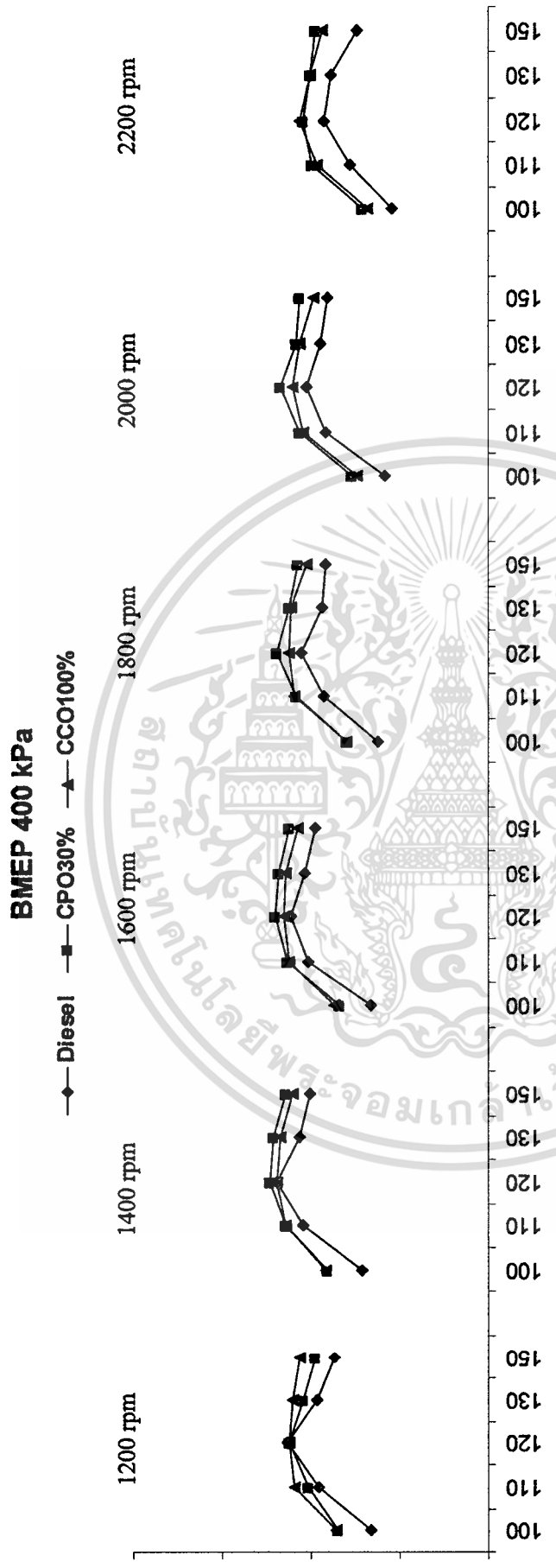
รูปที่ 5.16 แสดงค่า BTE จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200 -2200 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



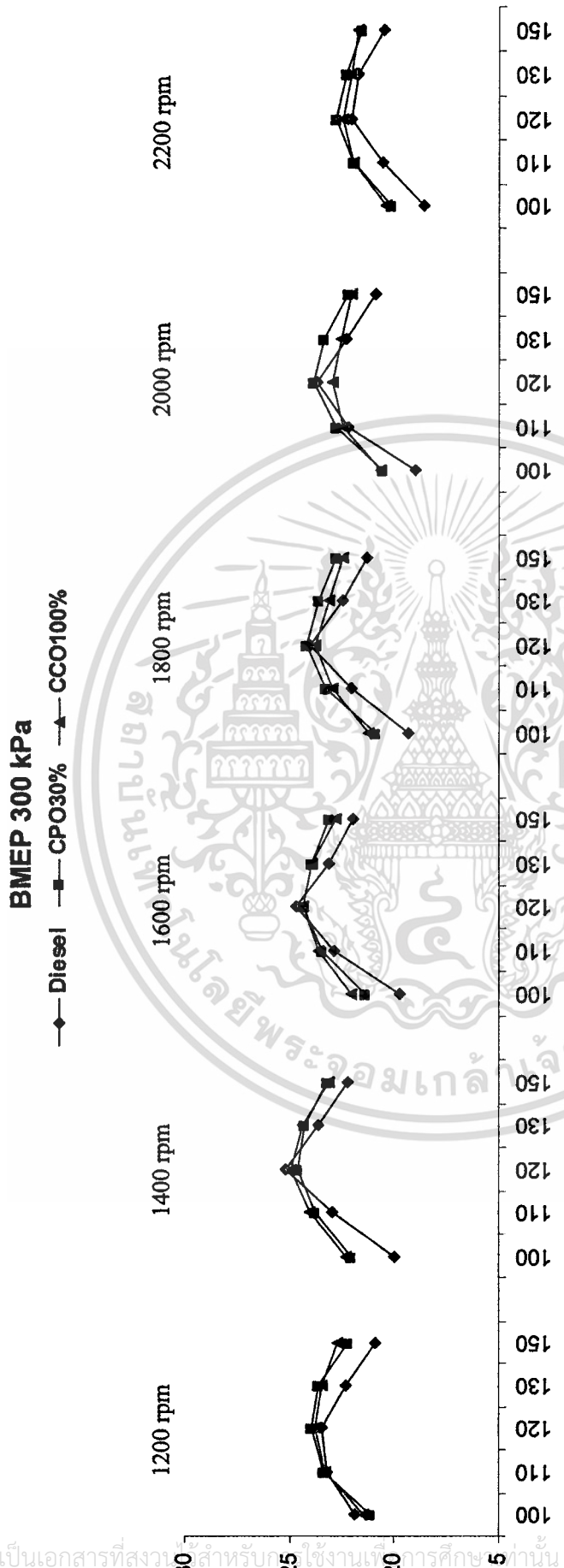
รูปที่ 5.17 แสดงค่า BTE จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200 -2200 rpm BMEP 500 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.18 แสดงค่า BTE จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200 -2200 rpm BMEP 400 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.19 แสดงค่า BTE จากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200 -2200 rpm BMEP 300 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.10 วิเคราะห์ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนจากการปรับค่าความดันที่หัวฉีด

จากผลการทดลองในการใช้เชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด ที่สภาวะมาตรฐานของเครื่องยนต์ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar จังหวะเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ที่ความเร็ว 2200 rpm ซึ่งเป็นมาตรฐานตาม บริษัทที่ผลิตเครื่องยนต์กำหนดไว้ เมื่อใส่ภาระโหลดที่ BMEP 600-300 kPa ตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่กำหนดตามเงื่อนไขการทดลอง 2200-1200 rpm ให้กับเครื่องยนต์ พบว่าเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70% มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนมากที่สุด รองลงมาเป็นน้ำมันดีเซล และน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าใกล้เคียงกัน ดังกราฟรูปที่ 5.15 ตำแหน่งความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar ความเร็ว 1600 rpm พบว่าเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนมากที่สุดเท่ากับ 30.31% เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากับ 28.56% และเชื้อเพลิงจากน้ำมันมะพร้าวดิบ มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากับ 28.38% ทั้งนี้เนื่องจากค่าพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดที่แตกต่างกัน ซึ่งในเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีการเผาไหม้ที่หมดจดดีกว่าทั้งปริมาณค่าความร้อนของตัวเชื้อเพลิงที่ใกล้เคียงกับดีเซล แต่เพิ่มปริมาณออกซิเจนจากองค์ประกอบทางเคมีของน้ำมันพืช ในน้ำมันดีเซลถึงมีค่าความร้อนที่สูง แต่เนื่องจากอาจขาดออกซิเจนในการเผาไหม้ไม่เพียงพอ และรวมทั้งการสูญเสียจากแรงเสียดทาน ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลง ในส่วนของน้ำมันมะพร้าวสืบเนื่องมาจากการมีค่าคุณสมบัติของน้ำมันต่ำจึงทำให้มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ต่ำเช่นเดียวกัน

ในส่วนผลจากการปรับค่าความดันที่หัวฉีดให้มีค่า 100-150 bar ที่สภาวะภาระโหลดที่ BMEP 600-300 kPa ตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่กำหนดในเงื่อนไขการทดลอง 2200-1200 rpm ดังแสดงในกราฟรูปที่ 5.16 - 5.19 พบว่าค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันดีเซลที่ค่าความดันหัวฉีดเริ่มต้นที่ 100 bar มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ต่ำ และเริ่มสูงขึ้นเมื่อเพิ่มค่าความดันมากขึ้นเป็น 110 bar จนกระทั่งที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันดีเซลมีค่าสูงที่สุด แล้วเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดขึ้นเป็น 130 bar จึงทำให้มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันดีเซลต่ำลงและลดลงตามค่าความดันหัวฉีดที่เพิ่มมากขึ้น ดังตัวอย่างจากกราฟรูปที่ 5.15 ที่ค่าความดันหัวฉีด 100 bar ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันดีเซลมีค่าเท่ากับ 25.58% เมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 110 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันดีเซลมีค่าเท่ากับ 28.10% เพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 120 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันดีเซลมีค่าเท่ากับ 29.07% เมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 130 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันดีเซลมีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 28.56% และเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 150 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันดีเซลมีค่าเท่ากับ 27.31% ทั้งนี้เนื่องจากที่ความดันหัวฉีดเริ่มต้น 100 bar มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่สูงแต่ค่ากำลังวัดได้ออกต่ำและค่าความเข้มของควันดำสูง เป็นบ่งบอกถึงการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ และมีการสูญเสียพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงมาก และเมื่อทำการปรับค่าความดันหัวฉีดให้สูงขึ้นเป็น 110 bar

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น ไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการใช้

ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้นเนื่องจากความดันที่สูงขึ้น ทำให้เกิดการสเปรย์น้ำมันดีเซลในห้องเผาไหม้ดีขึ้นการสูญเสียความร้อนน้อยลง เนื่องจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงไม่หมดน้อยลงทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงดีเซลน้อยลง ค่ากำลังที่วัดได้มากขึ้นด้วย และเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเป็น 120 bar ซึ่งเป็นจุดที่เกิดค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่มากที่สุดเพราะค่ากำลังที่วัดได้ออกมาต่ออัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมีค่ามากที่สุด และที่สภาวะนี้เชื้อเพลิงดีเซลมีค่าความเข้มของควันดำต่ำสุดบ่งบอกว่าเกิดการสูญเสียพลังงานความร้อน ในรูปของไอเสียต่ำซึ่งเกิดจากการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ขึ้นและเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเป็น 130 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลงซึ่งสภาวะนี้ค่ากำลังของเชื้อเพลิงดีเซลมีค่ามากที่สุด แต่ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงก็เพิ่มขึ้นค่าความเข้มของควันดำก็ขยับค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ซึ่งทำให้อัตราส่วนของค่ากำลังต่อค่าความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลต่ำลงนั้นเอง และเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 150 bar ค่ากำลังที่ได้มีค่าลดลงอีกแต่อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงกลับมากขึ้นซึ่งเกิดจาก ที่ความดันเพิ่มขึ้นนี้ทำให้อัตราส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงหนาเกินไป เนื่องจากที่ความดันสูงมากเกินไปสำหรับเครื่องยนต์แบบมีห้องเผาไหม้ช่วยจะทำให้เกิดการสเปรย์ที่แย่ลงทำให้เกิดการเผาไหม้ที่แย่ลงด้วย

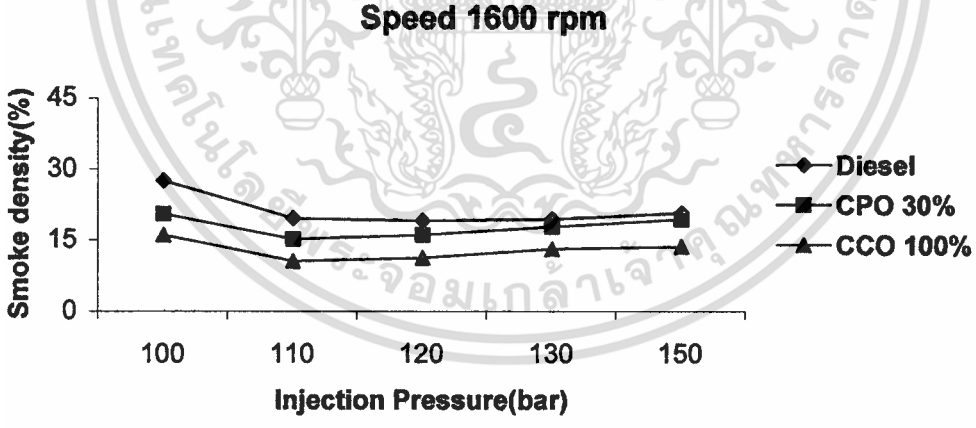
ในส่วนของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% เมื่อตั้งค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 100 bar พบว่ามีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ต่ำและเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 110 bar ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้นหลังจากนั้นเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 120 bar ทำให้มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนมากที่สุด หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 130 bar ส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลงและที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 150 bar ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนอีก ดังผลจากการทดลอง ดังรูปที่ 5.16-5.19 และจากตัวอย่างจากกราฟรูปที่ 5.15 ที่ค่าความดันหัวฉีด 100 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าเท่ากับ 27.68% เมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 110 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าเท่ากับ 29.99% เพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 120 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าเท่ากับ 30.52% เมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 130 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล70% มีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 30.31% และเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 150 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าเท่ากับ 29.28% คล้ายกับเชื้อเพลิงดีเซลแต่เนื่องจากค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเชื้อเพลิงปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่ามาก เพราะเนื่องจากในตัวเชื้อเพลิงปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าความร้อนน้อยกว่า แต่ในตัวน้ำมันมีออกซิเจนผสมอยู่จำนวนหนึ่งซึ่งสามารถช่วยในการเผาไหม้ให้ดียิ่งขึ้น

ผลจากการเพิ่มความดันหัวฉีดที่ใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันมะพร้าวดิบ ให้ผลเช่นเดียวกับน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% และน้ำมันดีเซล แต่เนื่องจากค่าคุณสมบัติของน้ำมัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของผลงานทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

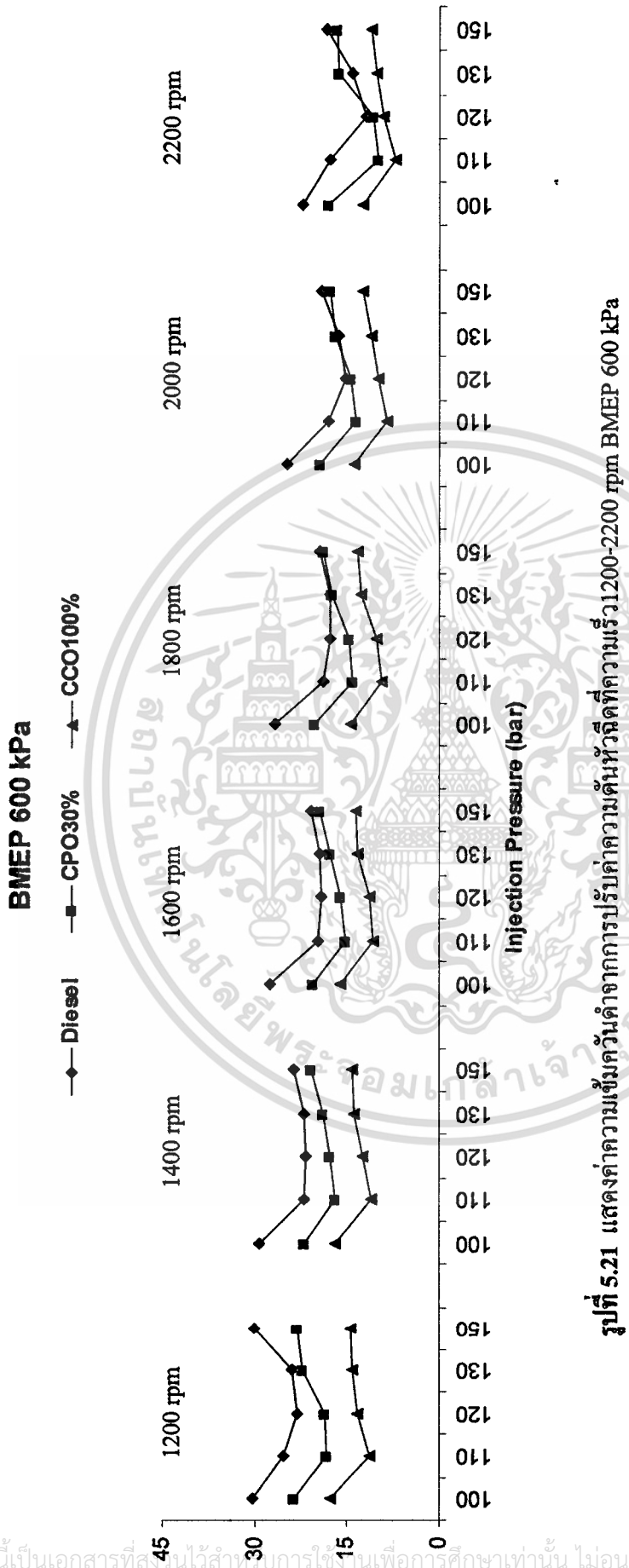
มะพร้าวดิบที่ต่ำทำให้มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ต่ำกว่า ซึ่งแสดงผลการทดลองได้จากกราฟในรูปที่ 5.16-5.19 คือ เมื่อตั้งค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 100 bar พบว่ามีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ต่ำและเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 110 bar ทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้น หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 120 bar ทำให้มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนมากที่สุด หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 130 bar ส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลงและที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 150 bar ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลงอีก จากตัวอย่างจากกราฟรูปที่ 5.15 ที่ค่าความดันหัวฉีด 100 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าเท่ากับ 26.84% เมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 110 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าเท่ากับ 28.54% เพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 120 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าเท่ากับ 28.62% เมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 130 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 28.38% และเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 150 bar ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของน้ำมันน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าเท่ากับ 27.98% ซึ่งที่ความดันหัวฉีดมากเกินไปจึงไม่เหมาะสมในการนำไปใช้กับเชื้อเพลิงน้ำมันพืชทั้งสองชนิด

5.1.11 ความเข้มควันดำ



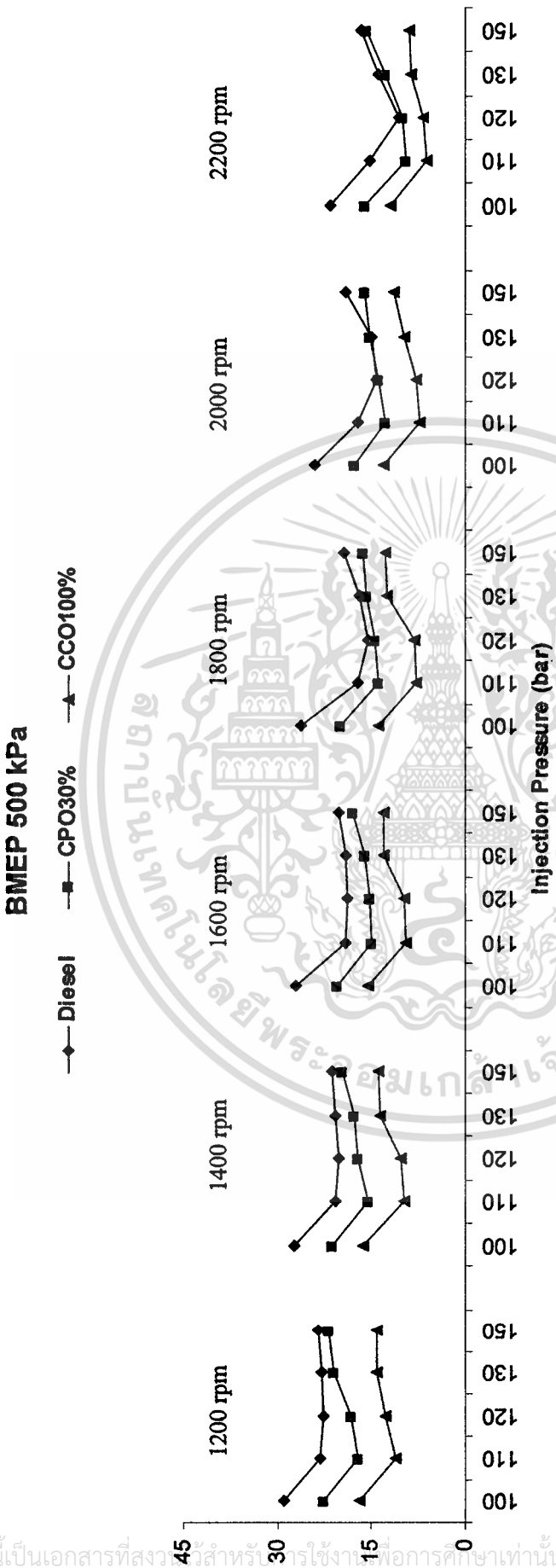
รูปที่ 5.20 แสดงความเข้มควันดำในการปรับความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1600 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



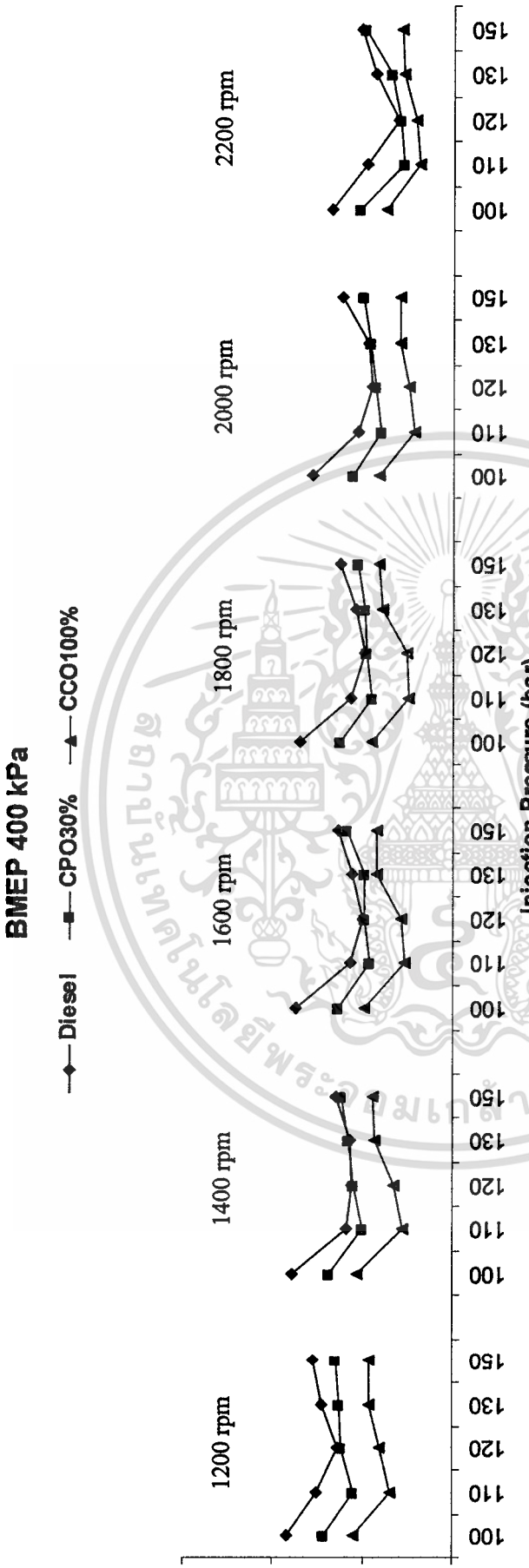
รูปที่ 5.21 แสดงค่าความเข้มควันดำจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



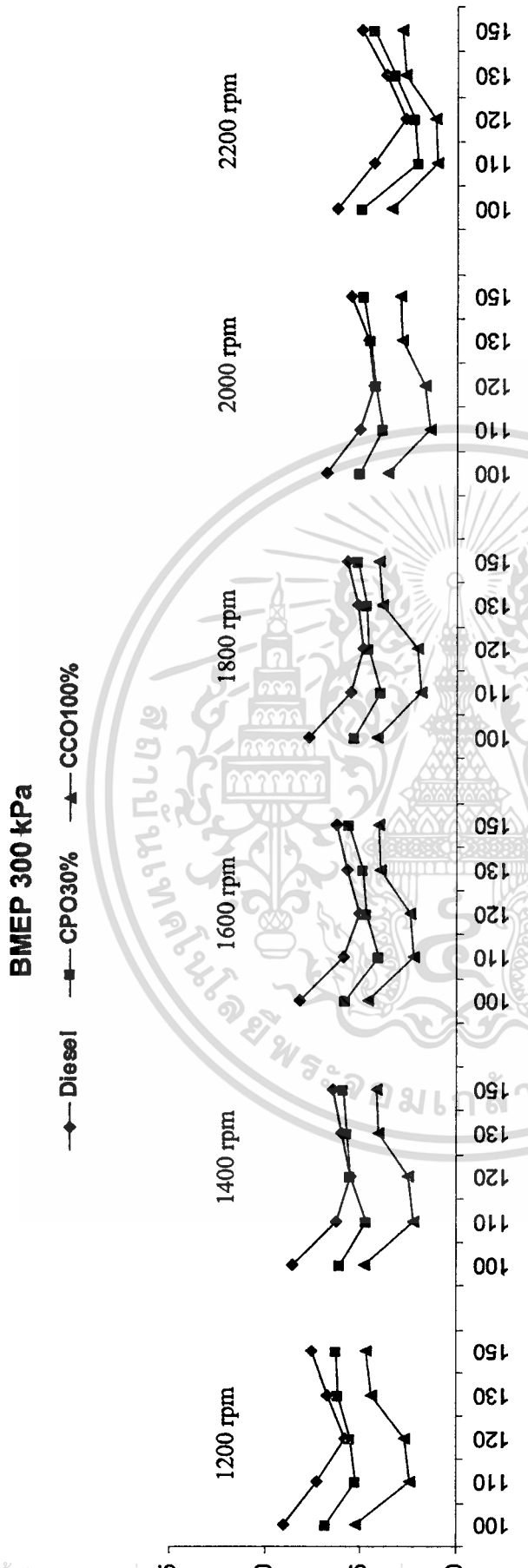
รูปที่ 5.22 แสดงค่าความเข้มควันดำจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 500 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.23 แสดงค่าความเข้มควันดำจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200-2200 rpmBMEP400 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.24 แสดงค่าความเข้มควันดำจากการปรับค่าความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 300 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.12 ผลการวิเคราะห์ค่าความเข้มควันดำจากการปรับความดันหัวฉีด

จากผลการทดลองในการใช้เชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด ที่สภาวะมาตรฐานของเครื่องยนต์ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar จังหวะเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ที่ความเร็ว 2200 rpm ซึ่งเป็นมาตรฐานตาม บริษัทที่ผลิตเครื่องยนต์กำหนดไว้ เมื่อใส่ภาระโหลดที่ BMEP 600-300 kPa ตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่กำหนดตามเงื่อนไขการทดลอง 2200-1200 rpm ให้กับเครื่องยนต์พบว่าเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีค่าความเข้มควันดำมากที่สุดรองลงเป็นน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% และน้ำมันมะพร้าวดิบ ดังแสดงรูปที่ 5.21-5.24 จากตัวอย่างในรูปที่ 5.20 ที่ความเร็ว 1600 rpm ภาระโหลด BMEP 600 kPa ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar เชื้อเพลิงดีเซลมีค่าความเข้มควันดันเท่ากับ 19% เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าความเข้มควันดำเท่ากับ 16% และน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าความเข้มควันดำเท่ากับ 11.2 % ทั้งนี้เนื่องจากที่สภาวะนี้เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลมีการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ จึงเหลือไฮโดรคาร์บอนในไอเสียในรูปของความเข้มควันดำเป็นจำนวนมาก และอีกส่วนหนึ่งมาจากสภาพเครื่องยนต์ที่ไม่สมบูรณ์มากนักเนื่องจากมีสภาพเก่า และใช้งานมานานมาก ซึ่งเมื่อนำมาเปรียบเทียบกับน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70% และน้ำมันมะพร้าวดิบ ที่มีความเข้มควันดำที่น้อยกว่าเนื่องจากในน้ำมันมันพืชทุกชนิดจะมีปริมาณของออกซิเจนซึ่งช่วยในเกิดการเผาไหม้ได้มากขึ้น

ในส่วนของการปรับค่าความดันของหัวฉีดในช่วง 100-150 bar ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1200-2200 rpm ที่ภาวะโหลด BMEP 600-300 kPa ของเชื้อเพลิงดีเซลมีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงตามนี้ ที่ความดันหัวฉีดเริ่มต้นที่ 100 bar ค่าความเข้มควันดำมีค่าสูงที่สุด ต่อจากนั้นเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดสูงขึ้นเป็น 110 bar ปริมาณค่าความเข้มควันดำมีค่าลดลง และเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 120 bar ปริมาณค่าความเข้มควันดำก็ลดลงอีกหลังจากนั้นเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มเป็น 130 bar จะทำให้ค่าความเข้มควันดำปรับตัวสูงขึ้นและเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเพิ่มเป็น 150 bar ค่าความดันก็เพิ่มขึ้นอีก จากตัวอย่างในกราฟรูปที่ 5.20 เชื้อเพลิงดีเซลที่ความดันหัวฉีด 100 bar มีค่าความเข้มควันดำเท่ากับ 27.5% จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 110 bar ค่าความเข้มควันดำลดลงเป็น 19.5% และเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 120 bar ค่าควันดำลดลงต่ำสุดเท่ากับ 19% หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 130 bar ค่าความเข้มควันดำจะเพิ่มขึ้นเป็น 19.3% และเมื่อยิ่งเพิ่มค่าความดันหัวฉีดขึ้นอีกเป็น 150 bar ค่าความเข้มควันดำก็ยิ่งเพิ่มขึ้นอีกเป็น 20.6% ทั้งนี้เนื่องจากที่ค่าความดันหัวฉีดต่ำที่ 100 bar มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่มากแต่กำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ต่ำแสดงว่าการเผาไหม้เชื้อเพลิงของน้ำมันดีเซลที่สภาวะนี้ต่ำมาก และเมื่อทำการเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 110 และ120 bar ค่าความเข้มควันดำค่อยๆลดต่ำลง ซึ่งจากการปรับค่าความดันเพิ่มขึ้น 110 และ 120 bar ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงลดต่ำลงและค่ากำลังเพิ่มขึ้นแสดงถึงเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ขึ้นหลังจากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันเป็น 130 และ 150 bar จะทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเพิ่มขึ้นและค่ากำลังที่เริ่ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลดลงซึ่งบ่งบอกว่าเชื้อเพลิงเกิดการเผาไหม้ไม่หมดและสูญเสียไปในรูปของควันดำ (ไฮโดรคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่สมบูรณ์)

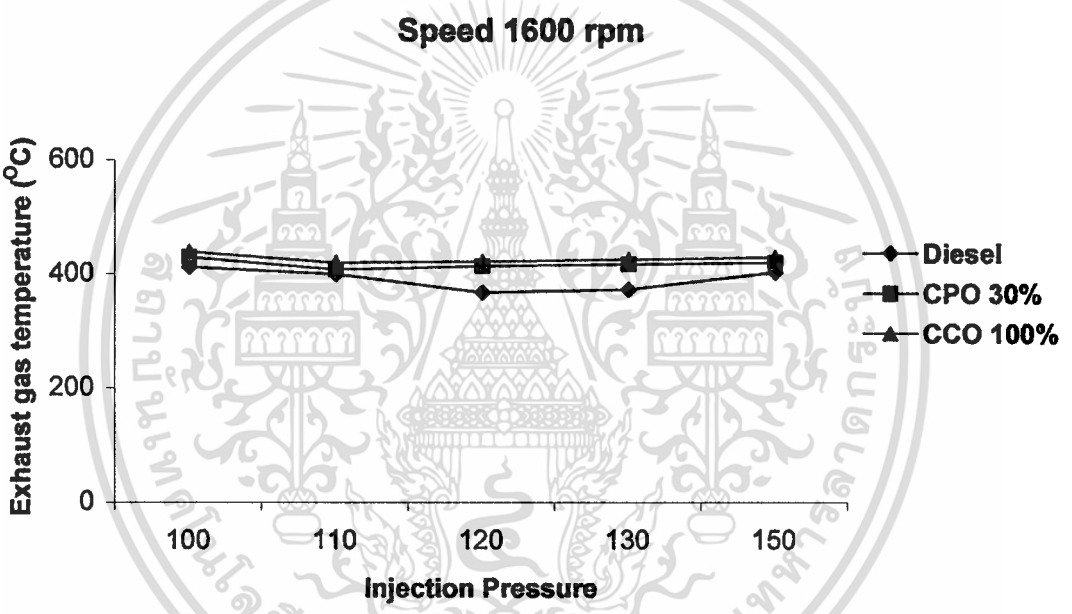
ในส่วนการปรับค่าความดันหัวฉีดในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ในช่วง 100-150 bar ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1200-2200 rpm ที่ภาวะโหลด BMEP 600-300 kPa พบว่าที่ความดันหัวฉีด 100 bar ค่าความเข้มควันดำมีปริมาณสูงสุด จากนั้นเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 110 bar ค่าความเข้มควันดำมีปริมาณลดต่ำลงมากที่สุด และเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นอีกเป็น 120 bar ค่าความเข้มควันดำเริ่มมีปริมาณเพิ่มขึ้น ซึ่งเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มเป็น 130, 150 ค่าความเข้มควันดำก็จะปริมาณเพิ่มสูงขึ้นจากตัวอย่างในกราฟรูปที่ 5.20 เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ที่ความดันหัวฉีด 100 bar มีค่าความเข้มควันดำเท่ากับ 20.5% จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 110 bar ค่าความเข้มควันดำลดลงต่ำสุดเป็น 15.1% และเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 120 bar ค่าความเข้มควันดำเพิ่มขึ้นเท่ากับ 16% หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 130 bar ค่าความเข้มควันดำจะเพิ่มขึ้นเป็น 17.7% และเมื่อยิ่งเพิ่มค่าความดันหัวฉีดขึ้นอีกเป็น 150 bar ค่าความเข้มควันดำก็ยิ่งเพิ่มขึ้นอีกเป็น 19.3 % ทั้งนี้เนื่องจากที่สภาวะความดันหัวฉีด 100 bar เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีอัตราการสันเปลืองเชื้อเพลิงมากต่อกำลังที่ได้ออกมาต่ำการเผาไหม้เกิดขึ้นต่ำและเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 110 bar ค่าความเข้มควันดำต่ำสุดเพราะว่าที่สภาวะนี้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70% ต่ำและค่ากำลังที่ได้ออกมาค่อนข้างสูงแสดงการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มากขึ้นการสูญเสียพลังในรูปของควันดำจึงต่ำแต่หลังจากนี้เมื่อทำการเพิ่มค่าความดันหัวฉีดมากขึ้นเป็น 120, 130 และ 150 bar ค่าความเข้มควันดำที่เพิ่มสูงขึ้นมาจากการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่เพิ่มสูงขึ้นแต่กำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ก็ต่ำลงแสดงถึงการเผาไหม้ที่แย่ลงจึงเกิดการสูญเสียในรูปของควันดำจึงมากขึ้น

ในส่วนการปรับค่าความดันหัวฉีดในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบในช่วง 100-150 bar ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1200-2200 rpm ที่ภาวะโหลด BMEP 600-300 kPa พบว่ามีแนวโน้มเช่นเดียวกับน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% แต่มีความเข้มควันดำที่ต่ำกว่ามาก ที่ความดันหัวฉีด 100 bar ค่าความเข้มควันดำมีปริมาณสูงสุด จากนั้นเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 110 bar ค่าความเข้มควันดำมีปริมาณลดต่ำลงมากที่สุด และเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นอีกเป็น 120 bar ค่าควันดำเริ่มมีปริมาณเพิ่มขึ้น ซึ่งเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มเป็น 130, 150 ค่าควันดำก็จะปริมาณเพิ่มสูงขึ้นจากตัวอย่างในกราฟรูปที่ 5.20 เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบที่ความดันหัวฉีด 100 bar มีค่าความเข้มควันดำเท่ากับ 16% จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 110 bar ค่าความเข้มควันดำลดลงต่ำสุดเป็น 10.5% และเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 120 bar ค่าความเข้มควันดำเพิ่มขึ้นเท่ากับ 11.2% หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 130 bar ค่าควันดำจะเพิ่มขึ้นเป็น 13% และเมื่อยิ่งเพิ่มค่าความดันหัวฉีดขึ้นอีกเป็น 150 bar ค่าความเข้มควันดำก็ยิ่งเพิ่มขึ้นอีกเป็น 13.5 % ทั้งนี้เนื่องจากที่สภาวะความดันหัวฉีด 100 bar เชื้อเพลิงน้ำมันน้ำมัน

เอกสาร ... ไม่ว่า ... ใช้

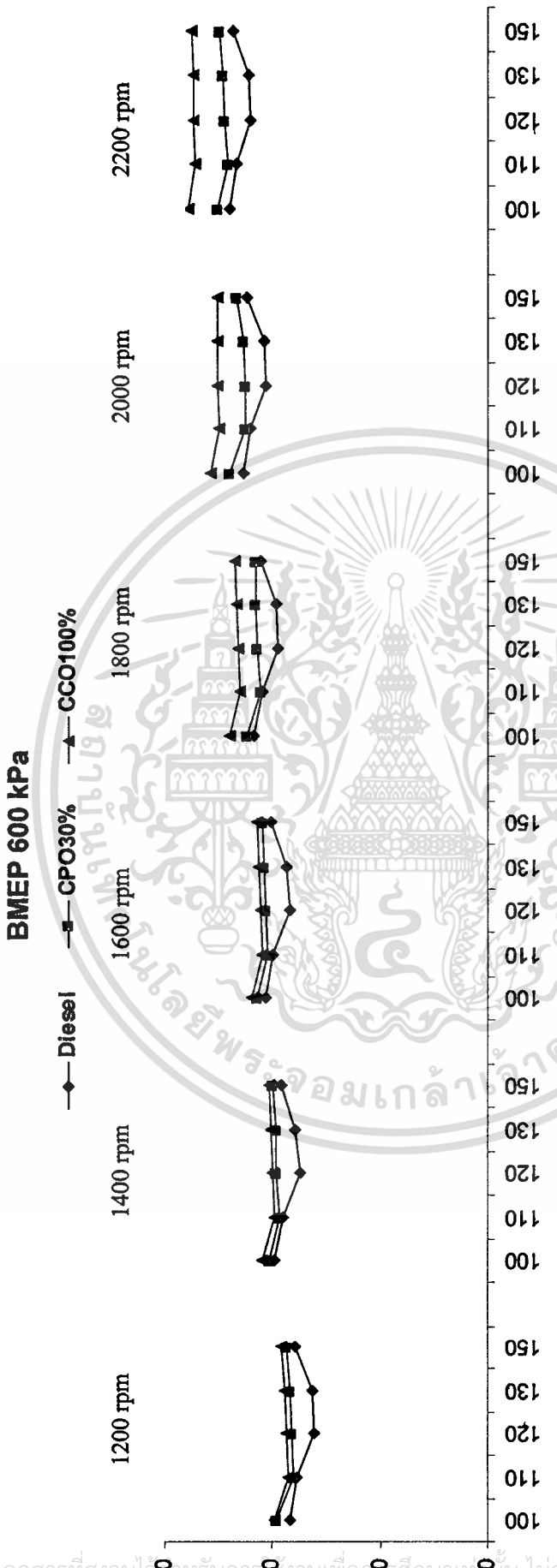
มะพร้าวดิบมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากต่อกำลังที่ได้ออกมาต่ำการเผาไหม้เกิดขึ้นต่ำและเมื่อเพิ่มค่าความดันที่หัวฉีดเป็น 110 bar ความเข้มควันดำต่ำสุดเพราะว่าที่สภาวะนี้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเชื้อเพลิงน้ำมันน้ำมันมะพร้าวดิบและค่ากำลังที่ได้ออกมาค่อนข้างสูงแสดงการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มากขึ้นการสูญเสียพลังในรูปของควันดำจึงต่ำแต่หลังจากนี้เมื่อทำการเพิ่มค่าความดันหัวฉีดมากขึ้นเป็น 120, 130 และ 150 bar ค่าความเข้มควันดำที่เพิ่มสูงขึ้นมาจากการที่ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่เพิ่มสูงขึ้นแต่กำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ก็ต่ำลงแสดงถึงการเผาไหม้ที่แย่ลงจึงเกิดการสูญเสียในรูปของควันดำจึงมากขึ้น

5.1.13 อุณหภูมิไอเสีย



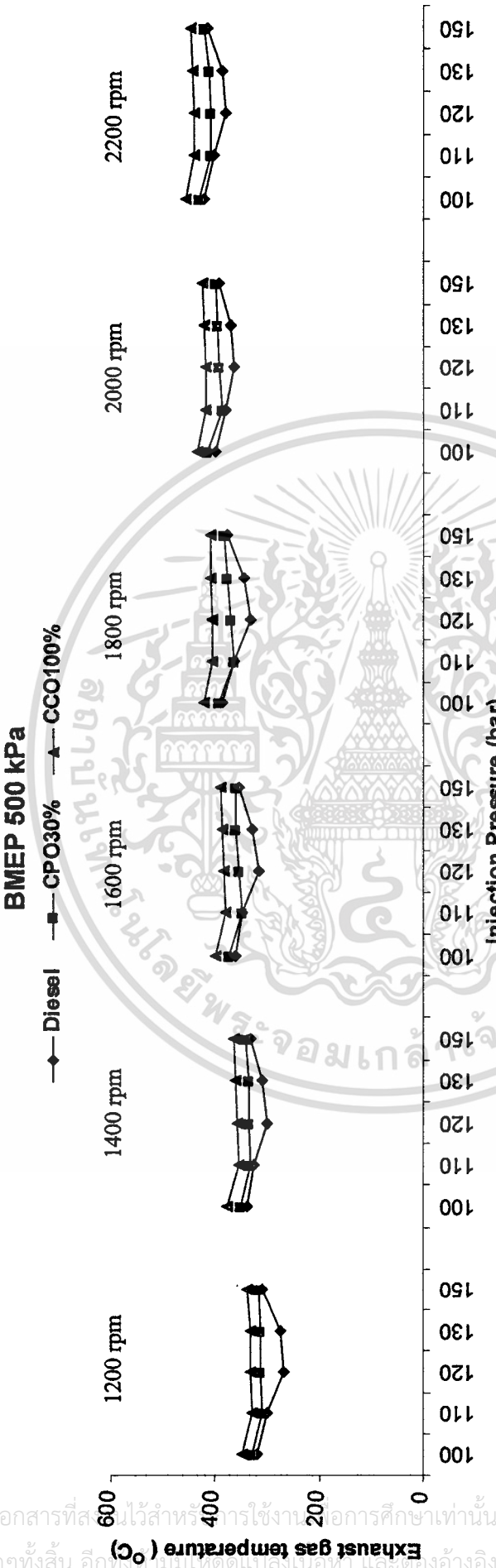
รูปที่ 5.25 แสดงอุณหภูมิไอเสียจากการปรับความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1600 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



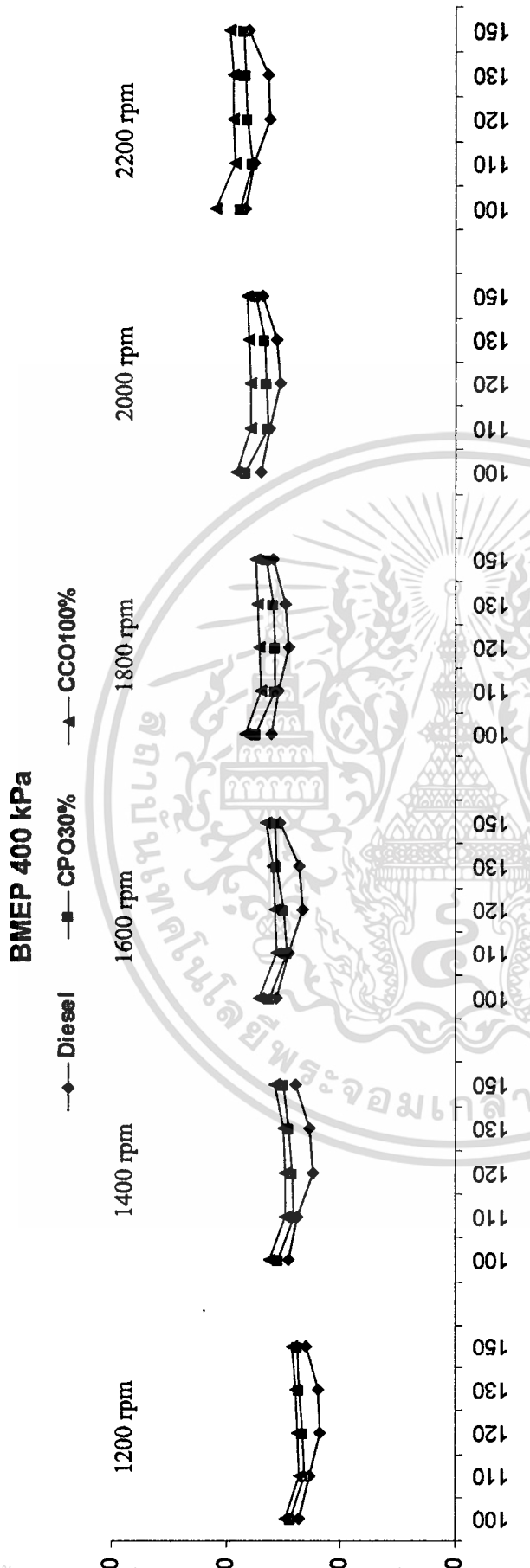
รูปที่ 5.26 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200 -2200 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



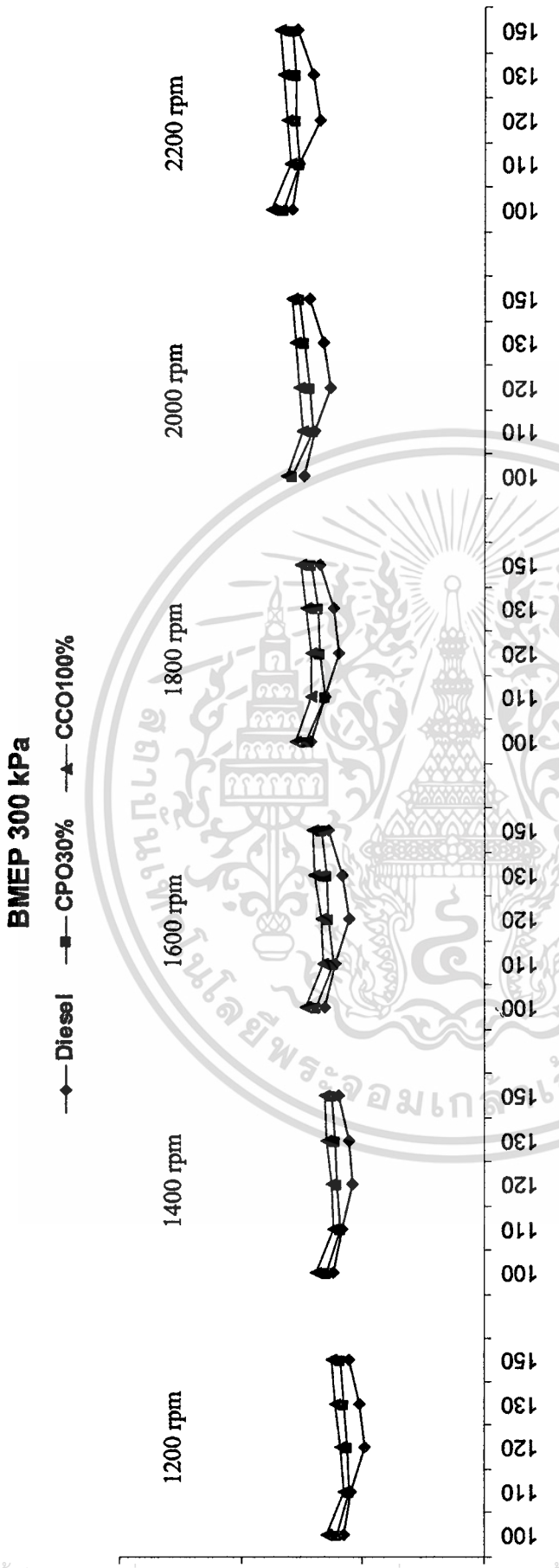
รูปที่ 5.27 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200 -2200rpm BMEP 500 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.28 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับความดันหัวฉีดที่ความเร็ว 1200 -2200 rpm BMEP 400 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.29 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับความดันหัวฉีดที่ความเร็ว1200 -2200 rpm BMEP 300 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.14 ผลการวิเคราะห์อุณหภูมิไอเสียจากการปรับความดันหัวฉีด

จากผลการทดลองในการใช้เชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด ที่สภาวะมาตรฐานของเครื่องยนต์ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar จังหวะเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ที่ความเร็ว 2200 rpm ซึ่งเป็นมาตรฐานตาม บริษัทที่ผลิตเครื่องยนต์กำหนดไว้ เมื่อใส่ภาระโหลดที่ BMEP 600-300 kPa ตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่กำหนดตามเงื่อนไขการทดลอง 2200-1200 rpm ให้กับเครื่องยนต์พบว่าเชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบมีอุณหภูมิไอเสียมากที่สุดรองลงมาเป็นน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% และน้ำมันดีเซล ดังแสดงผลการทดลองในกราฟรูปที่ 5.26-5.29 จากตัวอย่างในกราฟรูปที่ 5.29 ที่ความเร็ว 1600 rpm เชื้อเพลิงจากน้ำมันมะพร้าวดิบจากการทดสอบเครื่องยนต์มีค่าอุณหภูมิไอเสียเท่ากับ 420 ^{o}C เชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าอุณหภูมิไอเสียเท่ากับ 412 ^{o}C และเชื้อเพลิงดีเซลมีค่าอุณหภูมิไอเสียเท่ากับ 366 ^{o}C ทั้งนี้เนื่องจากในเชื้อเพลิงจากน้ำมันมะพร้าวและน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าอัตราการระเหยตัวในการเผาไหม้ต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงจาก น้ำมันมะพร้าวดิบ และน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% จึงมีระยะเวลาในการเผาไหม้ยาวนานกว่าส่งผลให้เชื้อเพลิงบางส่วนที่ถูกฉีดออกมาภายหลังมีการเผาไหม้ในช่วงการคายของกระบวนการการเผาไหม้ ซึ่งในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล ด้วยคุณสมบัติทางกายภาพของดีเซลที่มี ค่าซีเทนสูง การระเหย จุดติดไฟ และค่าความหนืดที่ต่ำจึงทำให้ช่วงของการเผาไหม้นั้นสั้นกว่า การเผาไหม้จึงเกิดขึ้นและสิ้นสุดในแต่ละช่วงกระบวนการการเผาไหม้ไอเสียที่คายออกและเกิดการสูญเสียน้อยในไอเสีย จึงมีอุณหภูมิไอเสียที่ต่ำกว่าของเชื้อเพลิงที่มี ค่าซีเทนต่ำ การระเหย จุดติดไฟและความหนืดสูงในน้ำมันมะพร้าวดิบ และน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70%

ในส่วนการปรับค่าความดันหัวฉีดในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลในช่วง 100-150 bar ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1200-2200 rpm ที่ภาวะโหลด BMEP 600-300 kPa พบว่าที่ความดันหัวฉีด 100 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียมีปริมาณสูงสุด จากนั้นเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 110 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียมีปริมาณลดต่ำลง และเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นอีกเป็น 120 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียเริ่มมีค่าลดลงต่ำสุด ซึ่งเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มเป็น 130 และ 150 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียก็จะปริมาณเพิ่มสูงขึ้นจากตัวอย่างในกราฟรูปที่ 5.25 เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล ที่ความดันหัวฉีด 100 bar มีค่าอุณหภูมิไอเสียเท่ากับ 411 ^{o}C จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 110 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียลดลงต่ำสุดเป็น 398 ^{o}C และเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 120 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียลดลงต่ำสุดเท่ากับ 366 ^{o}C หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 130 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียจะเพิ่มขึ้นเป็น 371 ^{o}C และเมื่อยิ่งเพิ่มค่าความดันหัวฉีดขึ้นอีกเป็น 150 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียก็ยิ่งเพิ่มขึ้นอีกเป็น 401 ^{o}C ทั้งนี้เนื่องจากที่สภาวะความดันหัวฉีด 100 bar เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซล ถูกฉีดออกไปด้วยความดันต่ำ ซึ่งจะทำให้ระยะเวลาของการฉีดเพิ่มขึ้น การเผาไหม้ส่วนใหญ่จะเกิดในช่วง diffusion และลุกลามติดต่อยาวไปในช่วงของการคายไอเสียทำให้อุณหภูมิในช่วงความดันหัวฉีดนี้สูง จากนั้นเมื่อปรับความดันหัวฉีดให้เพิ่มสูงขึ้นเป็น 110 bar ค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารนี้ทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิไอเสียมีค่าลดลงและเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเป็น 120 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียจะลดลงต่ำสุด ทั้งนี้เนื่องจากความดันที่สภาวะนี้เกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็วในช่วงแรกและระยะเวลาการฉีดเชื้อเพลิงที่สั้นลงทำให้การเผาไหม้ในช่วงที่สองสิ้นสุดลงเร็ว การสูญเสียความร้อนในช่วงของการคายไอเสียจึงลดน้อยลง อุณหภูมิของไอเสียในความดันนี้จึงต่ำลง และเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดขึ้นเป็น 130 และ 150 bar ค่าของอุณหภูมิไอเสียกลับเพิ่มขึ้นเพราะที่สภาวะดังกล่าวนี้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้นเชื้อเพลิงมีอัตราส่วนผสมที่หนาเกินไปเชื้อเพลิงส่วนหนึ่งที่เผาไหม้ไม่หมดจึงเกิดการสันดาปในช่วงคายไอเสียซึ่งมีอากาศเพิ่มขึ้นช่วยในการเผาไหม้ทำให้อุณหภูมิที่สภาวะนี้สูงขึ้น

ในส่วนการปรับค่าความดันหัวฉีดในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ในช่วง 100-150 bar ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1200-2200 rpm ที่ภาวะโหลด BMEP 600-300 kPa ที่ความดันหัวฉีด 100 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียมีปริมาณสูงสุด จากนั้นเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 110 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียมีปริมาณลดต่ำลงมากที่สุด และเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นอีกเป็น 120 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียเริ่มมีปริมาณเพิ่มขึ้น ซึ่งเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มเป็น 130 และ 150 ค่าอุณหภูมิไอเสียก็จะปริมาณเพิ่มสูงขึ้นจากตัวอย่างในกราฟรูปที่ 5.25 เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบที่ความดันหัวฉีด 100 bar มีค่าอุณหภูมิไอเสียเท่ากับ 428 ^{o}C จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 110 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียลดลงต่ำสุดเป็น 406 ^{o}C และเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 120 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียเพิ่มขึ้นเท่ากับ 412 ^{o}C หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 130 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียจะเพิ่มขึ้นเป็น 415 ^{o}C และเมื่อยิ่งเพิ่มค่าความดันหัวฉีดขึ้นอีกเป็น 150 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียก็ยิ่งเพิ่มขึ้นอีกเป็น418 ^{o}C ทั้งนี้เนื่องจากที่ความดันหัวฉีดต่ำ เท่ากับ 100 bar เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% จะมีระยะการเผาไหม้ที่ยาวเนื่องจากถูกฉีดออกไปช้าเกิดการเผาไหม้ที่สภาวะความดันและอุณหภูมิต่ำและยังคงเกิดการเผาไหม้ในช่วงคายไอเสียซึ่งเมื่อเพิ่มความดันที่หัวฉีดเป็น 110 bar ทำให้ค่าอุณหภูมิไอเสียต่ำลงจากความดันที่เพิ่มขึ้นจะช่วยให้เวลาการเผาไหม้เกิดเร็วขึ้นและเกิดขึ้นที่สภาวะตำแหน่งลูกสูบก่อนถึงศูนย์ตายบนเล็กน้อยการเผาไหม้ส่วนใหญ่จะเกิดในช่วงนี้และช่วงนี้งานจากพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงจะถูกแปลงไปเป็นกำลังขับเคลื่อนลูกสูบ ความร้อนในไอเสียจึงลดต่ำลง หลังจากนี้เมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเป็น 120, 130 และ 150 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียก็เพิ่มสูงขึ้นทั้งนี้เนื่องจากความดันที่สูงขึ้นจะส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงขึ้นเกิดอัตราส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและออกซิเจนที่ไม่พอดีกัน จึงมีเชื้อเพลิงส่วนหนึ่งที่เผาไหม้ไม่หมดและยังไม่ได้เผาไหม้ได้ออกซิเจนในช่วงคายไอเสียจากอากาศภายนอกและเกิดการเผาไหม้ต่อในการทดลองจะสังเกตเห็นเปลวไฟออกมา ช่วงที่วาล์วไอเสียเริ่มเปิด

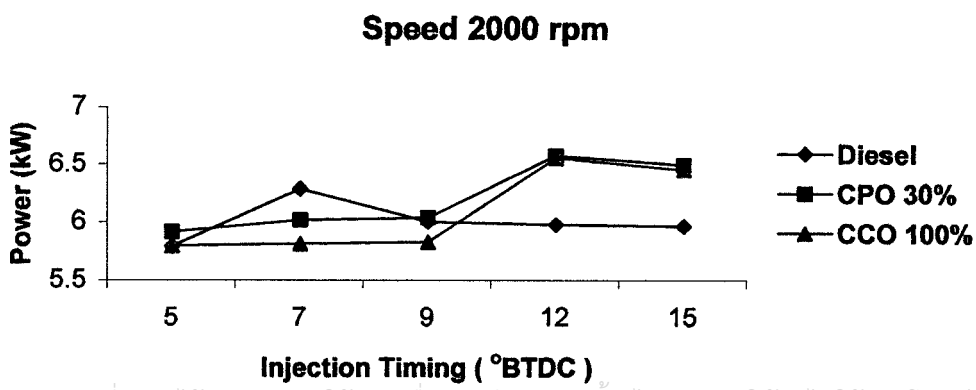
ในส่วนการปรับค่าความดันหัวฉีดในเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบ100-150 bar ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1200-2200 rpm ที่ภาวะโหลด BMEP 600-300 kPa มีแนวโน้มเช่นเดียวกับกรณีของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% คือที่ความดัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารนี้ทุกครั้งที่มีการใช้

หัวฉีด 100 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียมีปริมาณสูงสุด จากนั้นเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 110 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียมีปริมาณลดต่ำลงมากที่สุด และเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นอีกเป็น 120 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียเริ่มมีปริมาณเพิ่มขึ้น ซึ่งเมื่อปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มเป็น 130 และ 150 ค่าอุณหภูมิไอเสียก็จะปริมาณเพิ่มสูงขึ้นจากตัวอย่างในกราฟรูปที่ 5.29 เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบที่ความดันหัวฉีด 100 bar มีค่าอุณหภูมิไอเสียเท่ากับ 437 ^{o}C จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 110 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียลดลงต่ำสุดเป็น 418 ^{o}C และเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 120 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียเพิ่มขึ้นเท่ากับ 420 ^{o}C หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความดันหัวฉีดเป็น 130 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียจะเพิ่มขึ้นเป็น 423 ^{o}C และเมื่อยิ่งเพิ่มค่าความดันหัวฉีดขึ้นอีกเป็น 150 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียก็ยิ่งเพิ่มขึ้นอีกเป็น 427 ^{o}C ทั้งนี้เนื่องจากที่ความดันหัวฉีดต่ำ เท่ากับ 100 bar เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันมะพร้าวดิบจะมีระยะการเผาไหม้ที่ยาวเนื่องจากถูกฉีดออกไปช้าเกิดการเผาไหม้ที่สภาวะความดันและอุณหภูมิต่ำและยังคงเกิดการเผาไหม้ในช่วงคายไอเสียซึ่งเมื่อเพิ่มความดันที่หัวฉีดเป็น 110 bar ทำให้ค่าอุณหภูมิไอเสียต่ำลงจากความดันที่เพิ่มขึ้นจะช่วยให้เวลาการเผาไหม้เกิดขึ้นเร็วขึ้นและเกิดขึ้นที่สภาวะตำแหน่งลูกสูบก่อนถึงศูนย์ตายบนเล็กน้อยการเผาไหม้ส่วนใหญ่จะเกิดในช่วงนี้และช่วงงานพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงจะถูกแปลงไปเป็นกำลังขับเคลื่อนลูกสูบความร้อนในไอเสียจึงลดต่ำลง หลังจากนี้เมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดเป็น 120, 130 และ 150 bar ค่าอุณหภูมิไอเสียก็เพิ่มสูงขึ้นทั้งนี้เนื่องจากความดันที่สูงขึ้นจะส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงขึ้นเกิดอัตราส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและออกซิเจนที่หนาขึ้นจึงมีเชื้อเพลิงส่วนหนึ่งที่เผาไหม้ไม่หมดและยังไม่ได้เผาไหม้ได้ออกซิเจนในช่วงคายไอเสียและเกิดการเผาไหม้ต่อในการทดลองจะสังเกตเห็นเปลวไฟออกมา ช่วงที่วาล์วไอเสียเริ่มเปิด และพบว่าค่าอุณหภูมิไอเสียในเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันมะพร้าวดิบที่ความดัน 110 – 150 bar มีการเปลี่ยนแปลงที่ต่ำเป็นผลจากอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและปริมาณควันดำที่ค่อนข้างต่ำสม่ำเสมอ

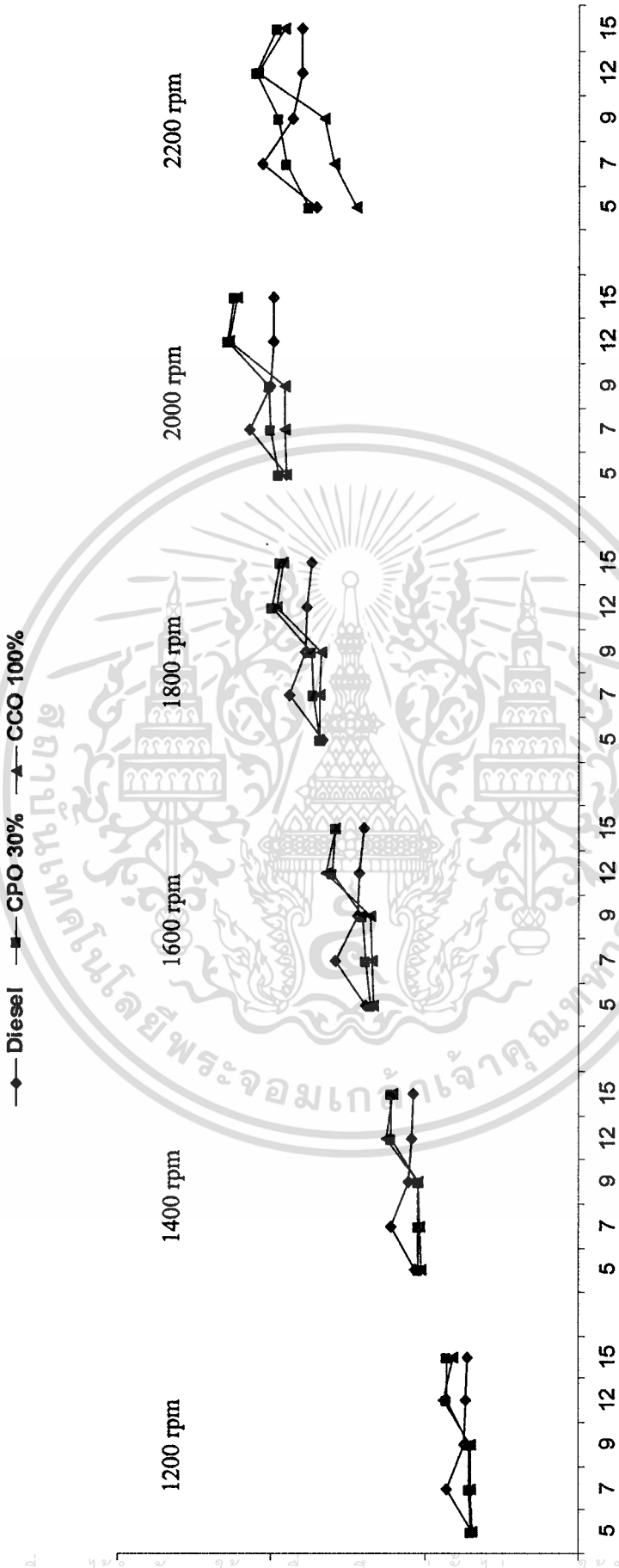
5.2 กราฟสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง

5.2.1 กำลัง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 5.30 แสดงค่ากำลังจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว 2000 rpm



รูปที่ 5.30 แสดงค่ากำลังจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว 1200-2200 rpm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2.2 วิเคราะห์ผลกำลังของเครื่องยนต์จากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง

จากผลการทดลองในการใช้เชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด ที่สภาวะมาตรฐานของเครื่องยนต์ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar จังหวะเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ที่ความเร็ว 2200 rpm ซึ่งเป็นมาตรฐานตาม บริษัทที่ผลิตเครื่องยนต์กำหนดไว้ แสดงในกราฟรูปที่ 5.31 และจากกราฟรูปที่ 5.30 พบว่าเชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ให้ค่ากำลังสูงที่สุดที่ความเร็ว 2000 rpm เท่ากับ 6.034 kW รองลงมาเป็นเชื้อเพลิงจากน้ำมันดีเซลเท่ากับ 5.95 kW และน้ำมันมะพร้าวเท่ากับ 5.82 kW ทั้งนี้เนื่องมาจากลักษณะของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าพลังงานความร้อนที่สูงใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงดีเซลธรรมดา ค่าความหนืดที่ต่ำแตกต่างกับน้ำมันปาล์มดิบมากจากการผสมดีเซลเข้าไป ซึ่งจะทำให้การกระจายตัวของน้ำมันแตกเป็นฝอยละอองมากขึ้น ทั้งยังในตัวน้ำมันยังมีออกซิเจนเป็นองค์ประกอบอีกด้วย ซึ่งจะช่วยชดเชยออกซิเจนจากอากาศในรอบความเร็วสูงๆ อากาศคลุกเคล้ากับเชื้อเพลิงมากขึ้น ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ดีขึ้น

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที 120 bar ตามรูปที่ 5.31 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลให้กำลังที่ต่ำที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น7^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นสูงสุด จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์ก็เริ่มลดลงและเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 และ 15 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์ก็ยังคงลดลงเรื่อยๆ จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.30 สภาวะความเร็วรอบ 2000 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 5.78 kW จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่ากำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นสูงสุดมีค่าเท่ากับ 6.28 kW จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์ก็เริ่มลดลงมีค่าเท่ากับ 6.00 kW เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 5.97 kW และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 5.90 kW ทั้งนี้เนื่องจากที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง 5 ^{o}BTDC การเผาไหม้จะเกิดขึ้นอย่างล่าช้า การเผาไหม้ส่วนใหญ่จะเกิดในช่วงตำแหน่งหลังศูนย์ตายบนที่มีสภาวะของอุณหภูมิและความดันต่ำ ในช่วงการผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงก็สั้นลง ทำให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้น 7^{o}BTDC กำลังเพิ่มขึ้นจากการที่อากาศและเชื้อเพลิงดีเซลมีระยะเวลาการผสมคลุกเคล้ากันมากขึ้นและการเผาไหม้เกิดขึ้นในช่วงก่อนศูนย์ตายบน ทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นที่สภาวะอุณหภูมิและความดันที่สูง การเผาไหม้จะสมบูรณ์ขึ้น กำลังส่วนใหญ่ก็จะถูกไปใช้ดันหัวลูกสูบได้มากขึ้น หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเป็น 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลก็ ค่อยๆ ลดลง สาเหตุมาจากเมื่อมีการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงก่อนมากเกินไป เชื้อเพลิงดีเซลที่มีค่าอุณหภูมิการระเหยตัว จุดติดไฟ ต่ำและค่า ซีเทนสูงๆ จะเกิด

เอกสารนี้สงวนลิขสิทธิ์ ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การลุกไหม้อย่างรวดเร็วในช่วงการอัด ในช่วงที่ความดันและอุณหภูมิยังไม่สูงพอ ทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานในตำแหน่งดังกล่าวไปส่วนหนึ่ง และความดันที่เกิดในการเผาไหม้ไม่สูงพอ

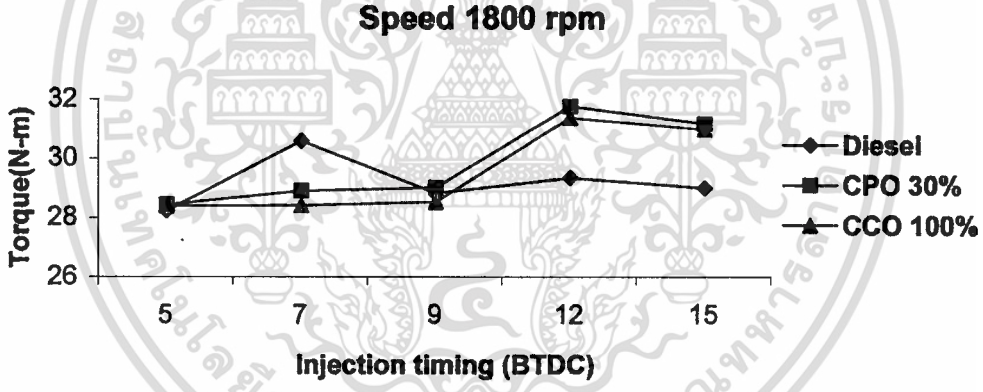
ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงทีที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.30 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC กำลังของเครื่องยนต์มีค่าต่ำสุดจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7 และ 9 ^{o}BTDC ส่งผลให้ค่ากำลังของเครื่องยนต์ปรับตัวสูงขึ้น และที่สภาวะค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์เท่ากับ 12 ^{o}BTDC ทำให้เครื่องยนต์มีค่ากำลังสูงสุด หลังจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์ก็เริ่มลดลง ดังจากตัวอย่างในกราฟรูปที่ 5.30 สภาวะความเร็วรอบ 2000 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 5.91 kW จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่ากำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ 6.01 kW จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 6.08 kW เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าสูงสุดเท่ากับ 6.57 kW และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 6.48 kW ทั้งนี้เนื่องจากที่สภาวะค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงต่ำๆ ส่งผลให้เกิดการเผาไหม้ที่ล่าช้าซึ่งเป็นสภาวะที่ไม่เหมาะกับการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่มีค่าการระเหยตัวสูงในจำพวกน้ำมันพืชต่างๆ และเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70%ให้มีการฉีดล่วงหน้า ขึ้น 7, 9 และ 12 ^{o}BTDC ผลทำให้กำลังของเครื่องยนต์เพิ่มสูงขึ้นและสูงขึ้นมากที่สุดที่ค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงค่าหนึ่งที่ 12 ^{o}BTDC จากการที่ตำแหน่งจังหวะของการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงตรงนี้ส่งผลให้เชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีการคลุกเคล้ากับอากาศได้ดี และเกิดการเผาไหม้ในตำแหน่งก่อนจุดศูนย์ตายบนที่สภาวะอุณหภูมิ และความดันที่สูงทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ขึ้น และลดการสูญเสียความร้อนพลังงานความร้อน จากการเผาไหม้จะถูกแปลงเป็นแรงดันขับหัวลูกสูบเพื่อเกิดงานในเครื่องยนต์ และหากค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงมีการฉีดล่วงหน้ามากเกินไปก็จะทำให้เกิดการฉีดเชื้อเพลิง ในสภาวะที่ความดันและอุณหภูมิต่ำไปการเผาไหม้จะเกิดขึ้นต่ำที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ 15 ^{o}BTDC

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที 120 bar ตามรูปที่ 5.31 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบมีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงคล้ายน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าต่ำสุด จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้มีการฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7 และ 9 ^{o}BTDC ส่งผลให้ค่ากำลังของเครื่องยนต์ปรับตัวสูงขึ้นและที่สภาวะค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์เท่ากับ 12 ^{o}BTDC ทำให้เครื่องยนต์มีค่ากำลังสูงสุด หลังจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15 ^{o}BTDC ค่ากำลังของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

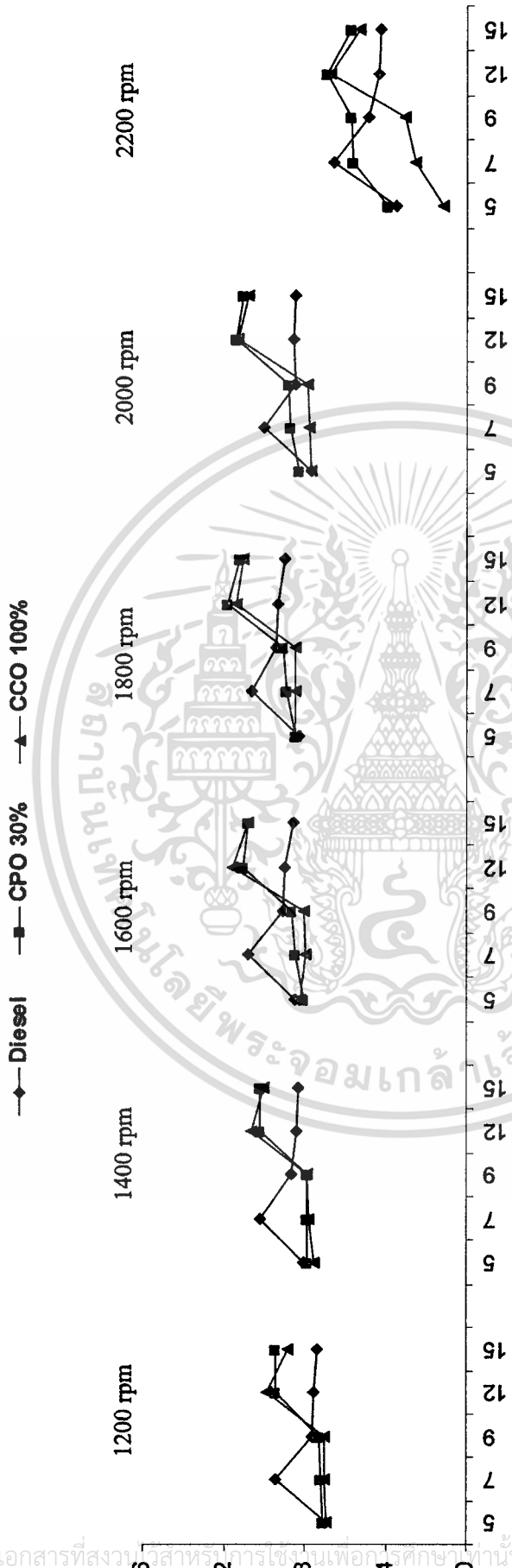
เครื่องยนต์ก็เริ่มลดลง ดังจากตัวอย่างในกราฟรูปที่ 5.30 สภาวะความเร็วรอบ 2000 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 5.79 kW จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDCทำให้ค่ากำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ 5.81 kW จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 5.87 kW เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าสูงสุดเท่ากับ 6.54 kW และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 6.44 kW ทั้งนี้เนื่องจากน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าการระเหยตัวที่สูงดังนั้นที่ค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงต่ำๆ จึงไม่เหมาะสำหรับน้ำมันมะพร้าวดิบ และจากการทดลองการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC พบว่าที่ องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 12 ^{o}BTDC จะทำให้เครื่องยนต์เผาไหม้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบดีที่สุด เช่นเดียวกันกับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70%

5.2.3 แรงบิด



รูปที่ 5.32 แสดงค่าแรงบิดจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว 1800 rpm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.33 แสดงค่าแรงบิดจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว 1200-2200 rpm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2.4 ผลการวิเคราะห์แรงบิดจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง

จากผลการทดลองจากการใช้เชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด ที่สภาวะมาตรฐานของเครื่องยนต์ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar จังหวะเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ที่ความเร็ว 2200 rpm ตามมาตรฐานที่บริษัทผลิตเครื่องยนต์เป็นผู้กำหนดไว้ แสดงในรูปกราฟที่ 5.33 และจากกราฟรูปที่ 5.32 พบว่าเชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ให้ค่าแรงบิดสูงที่สุดที่ความเร็ว 1800 rpm เท่ากับ 29.00 N-m รองลงมาเป็นเชื้อเพลิงจากน้ำมันดีเซลเท่ากับ 28.81 N-m และน้ำมันมะพร้าวเท่ากับ 28.51 N-m ทั้งนี้เนื่องมาจากลักษณะของเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าพลังงานความร้อนที่สูงใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงดีเซลธรรมดา มีค่าความหนืดที่ต่ำแตกต่างกับน้ำมันปาล์มดิบมากด้วยการผสมดีเซลเข้าไป ซึ่งจะทำให้การกระจายตัวของน้ำมันแตกเป็นฝอยละอองมากขึ้น ทั้งยังในตัวน้ำมันยังมีออกซิเจนเป็นองค์ประกอบอีกด้วย ซึ่งจะช่วยชดเชยออกซิเจนจากอากาศในรอบสูงๆ ที่อากาศมักถูกผสมคลุกเคล้ากับเชื้อเพลิงไม่ดีพอ ทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ดีขึ้น

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.33 พบว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลให้กำลังที่ต่ำที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่ากำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นสูงสุดจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์ก็เริ่มลดลงและเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 และ 15 ^{o}BTDCค่ากำลังของเครื่องยนต์ก็ยังคงลงเรื่อยๆ จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.32 สภาวะความเร็วรอบ 1800 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 28.22 N-m จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่ากำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นสูงสุดมีค่าเท่ากับ 30.58 N-m จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์ก็เริ่มลดลงมีค่าเท่ากับ 28.81 N-m เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 29.33 N-m และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 28.98 N-mทั้งนี้เนื่องจากที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง 5 ^{o}BTDC การเผาไหม้จะเกิดขึ้นอย่างล่าช้า การเผาไหม้ส่วนใหญ่จะเกิดในช่วงตำแหน่งหลังศูนย์ตายบนที่มีสภาวะของอุณหภูมิและความดันต่ำ และการผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงก็สั้นลง ทำให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นที่ 7^{o}BTDC กำลังเพิ่มขึ้นจากการที่อากาศและเชื้อเพลิงดีเซลมีระยะเวลาการผสมคลุกเคล้ากันมากขึ้น และการเผาไหม้เกิดขึ้นในช่วงก่อนศูนย์ตายบน ทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นที่สภาวะอุณหภูมิและความดันที่สูง การเผาไหม้จะสมบูรณ์ขึ้น กำลังส่วนใหญ่ก็จะถูกไปใช้ดันหัวลูกสูบได้มากขึ้น หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเป็น 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลก็ค่อยๆ ลดลง สาเหตุมาจากเมื่อมีการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงก่อนมากเกินไป เชื้อเพลิงดีเซลที่มีค่าอุณหภูมิการระเหยตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จุดติดไฟต่ำและค่า ซีเทนสูงๆ จะเกิดการลุกไหม้อย่างรวดเร็วในช่วงการอัด ในช่วงที่ความดันและอุณหภูมิยังไม่สูงพอ ทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานในตำแหน่งดังกล่าวไปส่วนหนึ่ง และความดันที่เกิดในการเผาไหม้ไม่สูงพอ

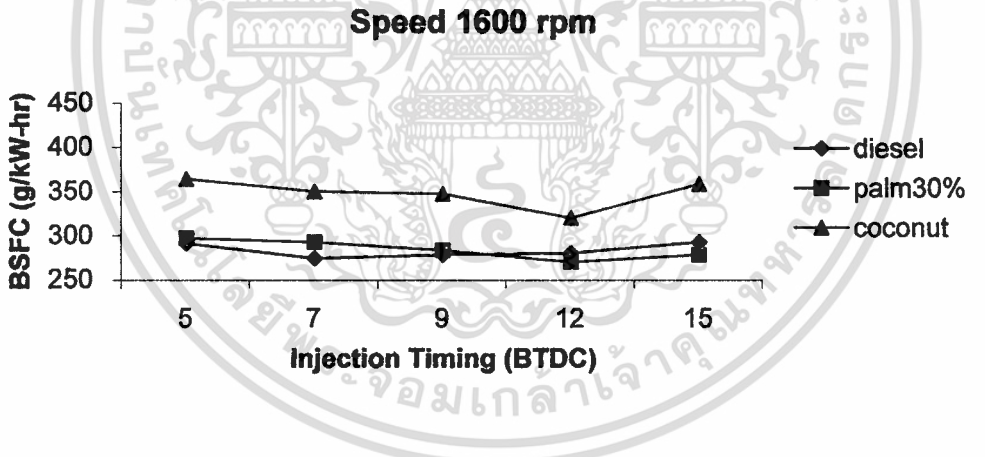
ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที 120 bar ตามรูปที่ 5.33 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC กำลังของเครื่องยนต์มีค่าต่ำสุดจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7 และ 9 ^{o}BTDC ส่งผลให้ค่ากำลังของเครื่องยนต์ปรับตัวสูงขึ้น และที่สภาวะค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์เท่ากับ 12 ^{o}BTDC ทำให้เครื่องยนต์มีค่ากำลังสูงสุด หลังจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์ก็เริ่มลดลง ดังจากตัวอย่างในกราฟรูปที่ 5.32 สภาวะความเร็วรอบ 1800 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 28.42 N-m จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่ากำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ 28.89 N-m จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 29.00 N-m เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าสูงสุดเท่ากับ 31.75 N-m และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 31.16 N-m ทั้งนี้เนื่องจากที่สภาวะค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงต่ำๆ ส่งผลให้เกิดการเผาไหม้ที่ล่าช้าซึ่งเป็นสภาวะที่ไม่เหมาะกับการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่มีค่าการระเหยตัวสูงในจำพวกน้ำมันพืชต่างๆ และเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ให้ มีการฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7, 9, 12 และ ^{o}BTDC ผลทำให้กำลังของเครื่องยนต์เพิ่มสูงขึ้นและสูงขึ้นมากที่สุดที่ค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงค่าหนึ่งที่ 12 ^{o}BTDC จากการที่ตำแหน่งองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงตรงนี้ส่งผลให้เชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีการคลุกเคล้ากับอากาศได้ดี และเกิดการเผาไหม้ในตำแหน่งก่อนจุดศูนย์ตายบน ที่สภาวะอุณหภูมิและความดันที่สูงทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ขึ้นและลดการสูญเสียความร้อน ซึ่งพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้จะถูกแปลงเป็นแรงดันขับหัวลูกสูบเพื่อเกิดงานในเครื่องยนต์ และหากค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงมีการฉีดล่วงหน้ามากเกินไป ก็จะทำให้เกิดการฉีดเชื้อเพลิงในสภาวะที่ความดันและอุณหภูมิต่ำไปการเผาไหม้จะเกิดขึ้นต่ำที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ 15 ^{o}BTDC

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.33 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบมีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงคล้ายน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5^{o}BTDC กำลังเครื่องยนต์มีค่าต่ำสุดจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้มีการฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7 และ 9 ^{o}BTDC ส่งผลให้ค่ากำลังของเครื่องยนต์ปรับตัวสูงขึ้นและที่สภาวะค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์เท่ากับ 12 ^{o}BTDC ทำให้เครื่องยนต์มีค่ากำลังสูงสุด หลังจาก

เอกสารนี้ ... ไม่ว่ากรณีใดๆ ... ห้ามมิให้ ... ใช้

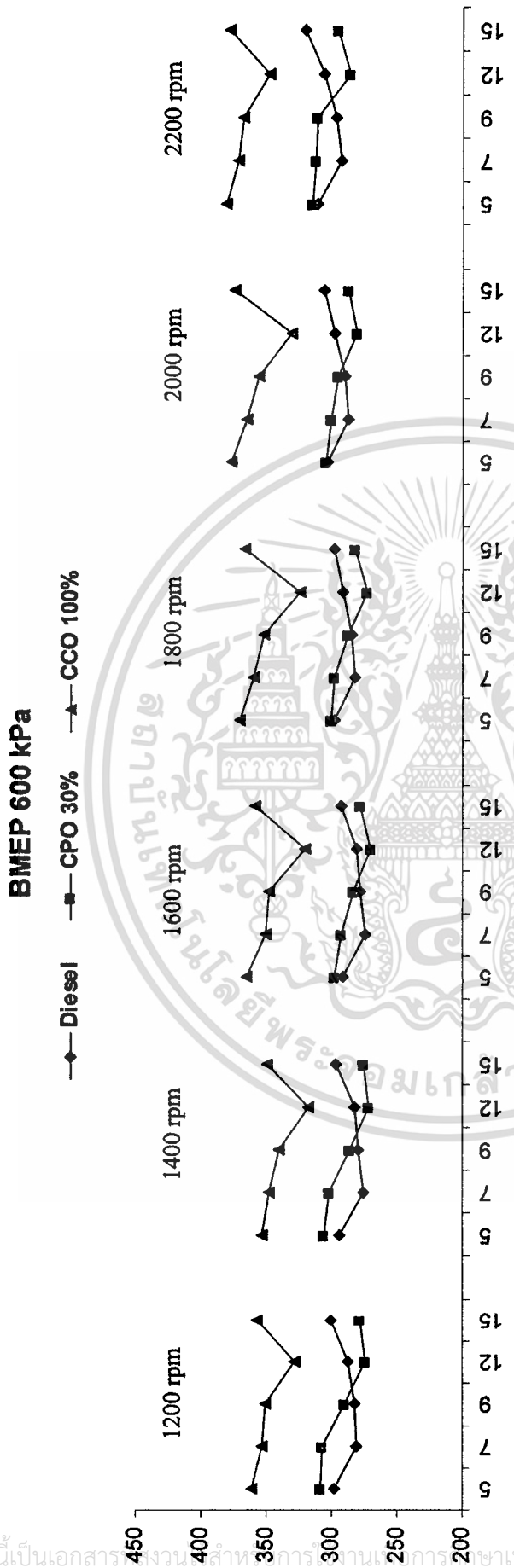
นั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์ก็เริ่มลดลง ดังจากตัวอย่างในกราฟรูปที่ 5.32 สภาวะความเร็วรอบ 1800 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 28.39 N-m จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่ากำลังของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ 28.40 N-m จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 28.51 N-m เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าสูงสุดเท่ากับ 31.36 N-m และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC ค่ากำลังของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 30.96 N-m ทั้งนี้เนื่องจากน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าการระเหยตัวที่สูงดังนั้นที่ค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงต่ำๆ จึงไม่เหมาะสำหรับน้ำมันมะพร้าวดิบและจากการทดลองการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC พบว่าที่ องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 12 ^{o}BTDC จะทำให้เครื่องยนต์เผาไหม้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบดีที่สุด เช่นเดียวกันกับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70%

5.2.5 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง



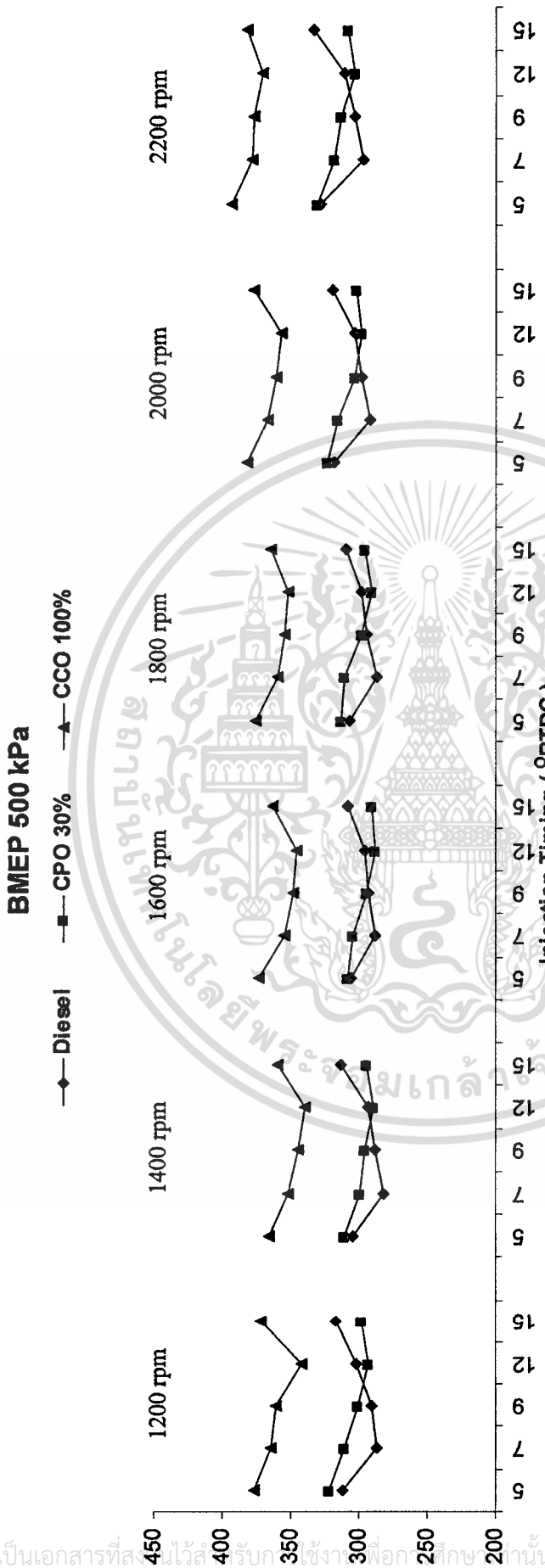
รูปที่ 5.34 แสดงค่า BSFCในการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1600 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



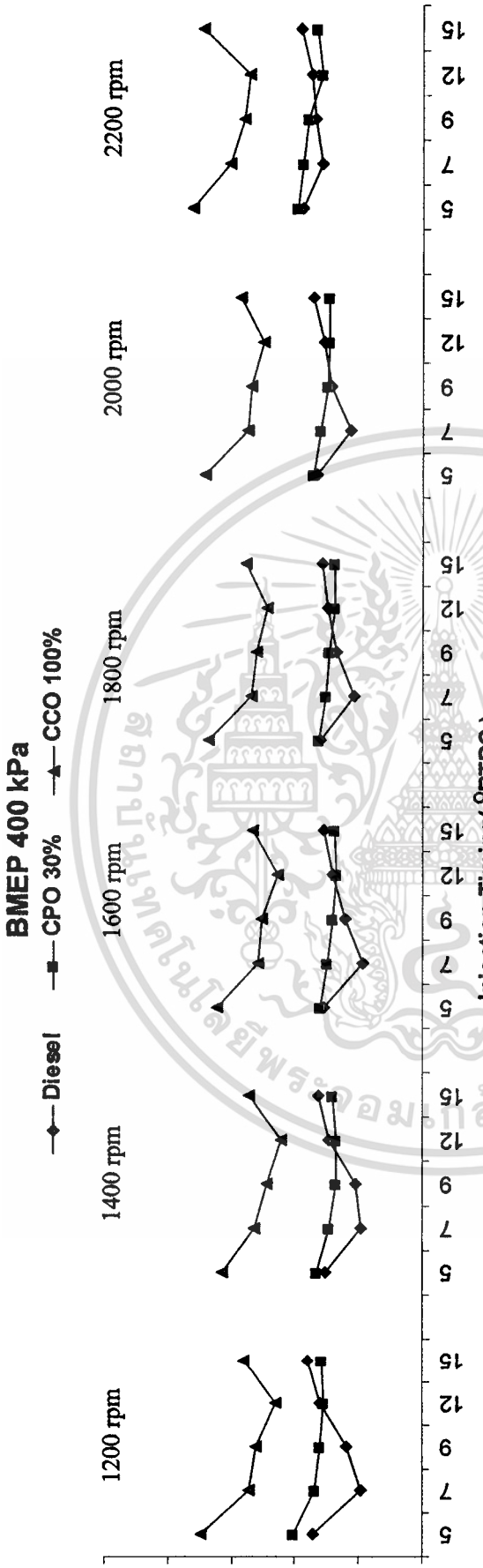
รูปที่ 5.35 แสดงค่า BSFC ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว 1200 -2200rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



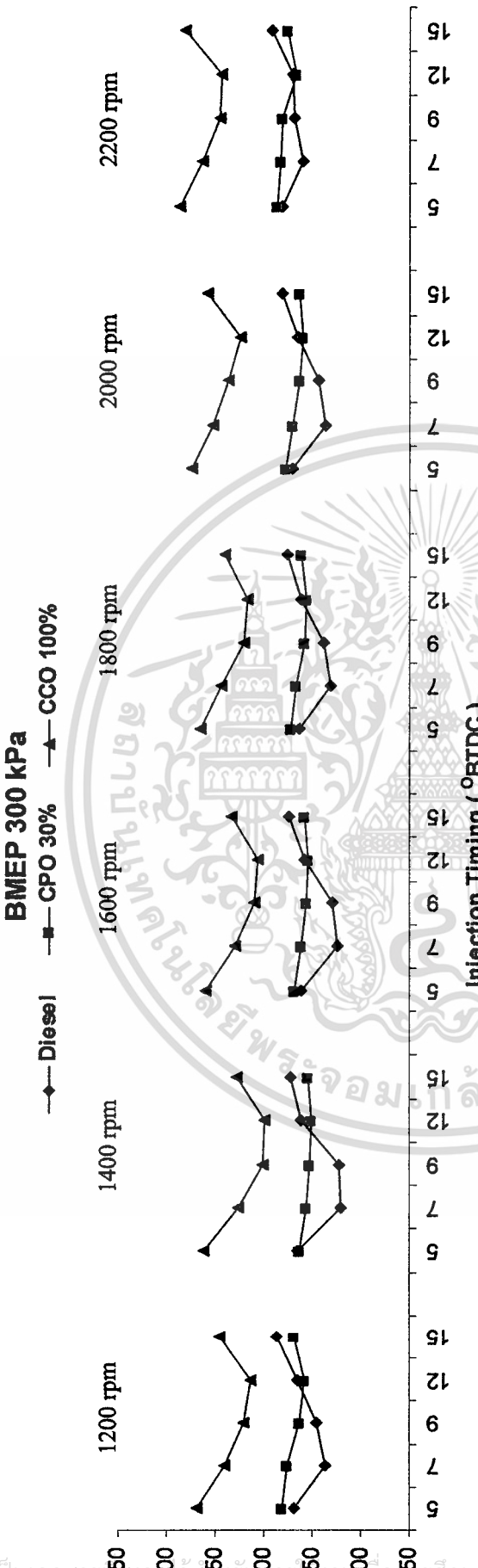
รูปที่ 5.36 แสดงค่า BSFC ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200 rpm BMEP 500 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.37 แสดงค่า BSFC ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200 rpm BMEP400 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.38 แสดงค่า BSFC ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200 rpm BMEP 300 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2.6 ผลการวิเคราะห์อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง

จากผลการทดลองในการใช้เชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด ที่สภาวะมาตรฐานของเครื่องยนต์ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar จังหวะเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ที่ความเร็ว 2200 rpm ซึ่งเป็นมาตรฐานตาม บริษัทที่ผลิตเครื่องยนต์กำหนดไว้ เมื่อใส่ภาระโหลดที่ BMEP 600-300 kPa ตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่กำหนดตามเงื่อนไขการทดลอง 2200-1200 rpm ให้กับเครื่องยนต์ ดังกราฟในรูปที่ 5.35-5.38 พบว่าเชื้อเพลิงดีเซลมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดรองลงมาน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70% และน้ำมันมะพร้าวดิบ ดังกราฟรูปที่ 5.34 ตำแหน่งองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ความเร็ว 1600 rpm พบว่าเชื้อเพลิงดีเซลมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดเท่ากับ 278 g/kW-hr เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเท่ากับ 283 g/kW-hr และเชื้อเพลิงจากน้ำมันมะพร้าวดิบ มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเท่ากับ 347 g/kW-hr ทั้งนี้เนื่องจากค่าพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดที่แตกต่างกัน และค่าความหนาแน่นของเชื้อเพลิงของน้ำมันพืชที่มีค่าสูงกว่าน้ำมันดีเซลมาก ตามตารางที่ 2 คุณสมบัติทางกายภาพของน้ำมันเชื้อเพลิง

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.35-5.38 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่สูงที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ลดลงต่ำสุดจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ก็เริ่มเพิ่มขึ้นและเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 และ 15 ^{o}BTDCค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ก็ยังคงสูงขึ้นเรื่อยๆ จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.34 สภาวะความเร็วรอบ 1600 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 291 g/kW-hr จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ลดลงต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 274 g/kW-hr จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ก็เริ่มสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ 278 g/kW-hr เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 280 g/kW-hr และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 292 g/kW-hr ทั้งนี้เนื่องจากที่ 5 ^{o}BTDC สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามากซึ่งหมายถึงตำแหน่งที่มีการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงใกล้ตำแหน่งจุดศูนย์ตายบนมากก็จะทำให้เชื้อเพลิงมีเวลาในการคลุกเคล้ากับอากาศสั้นลง และการเผาไหม้ในช่วง premixed สั้นมากและเกิดการเผาไหม้ที่ยาวในช่วง diffusion ยาวมากในสภาวะที่มีอุณหภูมิและความดันต่ำการเผาไหม้ในช่วงนี้จะมีปริมาณของออกซิเจนเหลืออยู่น้อย จากการเผาไหม้ในส่วนแรกและมีการคลุกเคล้าระหว่างน้ำมันเชื้อเพลิงไม่ดีก็จะทำให้เชื้อเพลิงส่วนนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น และไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา รวมถึงการนำไปใช้

เกิดปฏิกิริยาในการเผาไหม้ต่ำอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่สภาวะนี้จึงสูงมาก และเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ให้มีการฉีดล่วงหน้าขึ้นที่ 7°BTDC ทำให้เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำสุด ทั้งนี้เพราะที่สภาวะนี้มีเวลาในการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศมากขึ้นและเกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว ในช่วงหลังจากเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพราะเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีค่าอุณหภูมิการติดไฟและระเหยตัวที่ต่ำอยู่แล้ว การเผาไหม้เกิดขึ้นที่สภาวะอุณหภูมิและความดันสูง จากการอัดตัวของลูกสูบในตำแหน่งก่อนจุดศูนย์ตายบน การเผาไหม้ในช่วง premixed ยาวขึ้นเชื้อเพลิงส่วนใหญ่จะถูกผสมกับออกซิเจนในช่วงนี้และเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกมาส่วนหลังก็จะติดไฟ และเกิดปฏิกิริยาอย่างรวดเร็วเพราะในห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงมาก เชื้อเพลิงก็สูญเสียน้อยลง ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำลง หลังจากนั้นเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ มีการฉีดล่วงหน้าขึ้นที่ 9 °BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงก็เริ่มขยับตัวสูงขึ้นและที่12 และ 15 °BTDC ยังคงสูงขึ้นเรื่อยๆ ทั้งนี้มาจากเชื้อเพลิงดีเซลมีคุณสมบัติที่มีจุดติดไฟและการระเหยตัวที่อุณหภูมิต่ำดังกล่าว เชื้อเพลิงจะเกิดการเผาไหม้ที่ตำแหน่งอุณหภูมิและความดันในห้องเผาไหม้ต่ำในช่วงการอัดตัวของอากาศ ยิ่งถ้าจุดเริ่มฉีดเชื้อเพลิงอยู่ ห่างจุดศูนย์ตายบนมากเกินไปจากจุดที่เหมาะสม ก็หมายถึงความดันและอุณหภูมิก็จะยิ่งต่ำลงด้วยทำให้การเผาไหม้มีการสูญเสียมาก และอีกส่วนหนึ่งถ้าผลต่างจากความดันของเชื้อเพลิง ที่ถูกฉีดออกมากับความดันในอากาศในห้องเผาไหม้ต่ำก็จะทำให้การสเปรย์ของเชื้อเพลิงแย่ลงด้วย ส่งผลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงขึ้น

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 °BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.35-5.38 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่สูงที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 °BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้มีการฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7°BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ลดลง จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง เท่ากับ 9 °BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ก็ลดลงอีกและเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12°BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์มีค่าลดลงต่ำสุด หลังจากนั้นเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเป็น 15 °BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มสูงขึ้น จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.34 สภาวะความเร็วรอบ 1600 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 °BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 297 g/kW-hr จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้มีการฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7°BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ลดลงมีค่าเท่ากับ 292 g/kW-hr จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 °BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ลดลงอีกมีค่าเท่ากับ 283 g/kW-hr เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12°BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ลดลงต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 270 g/kW-hr และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15°BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์เริ่มสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ 278 g/kW-hr ทั้งนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการใช้

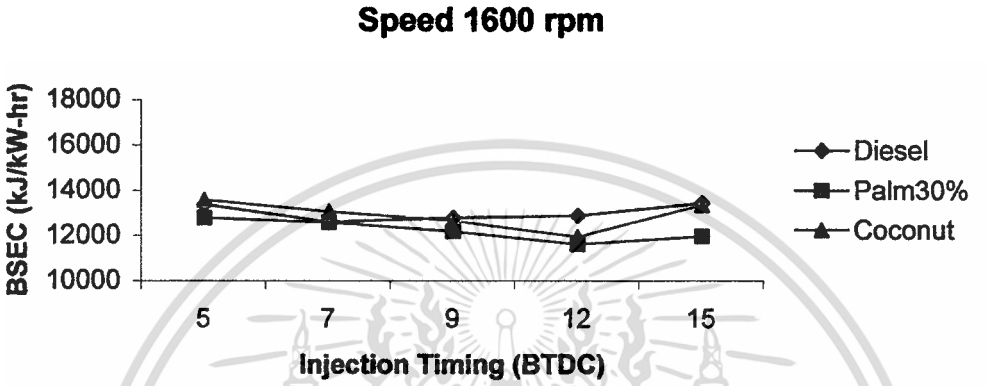
เนื่องจากที่ 5°BTDC สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงมีการฉีดล่าช้ามาก การผสมระหว่างเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% กับออกซิเจนจึงสั้นลง ซึ่งเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าการระเหยตัวและจุดติดไฟสูงขึ้น ทำให้การผสมของเชื้อเพลิงและออกซิเจนไม่ดี การเผาไหม้ที่สภาวะนี้จะไม่ดี ซึ่งเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้การฉีดล่วงหน้าขึ้น ที่ 7 และ 9 °BTDC เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ก็ยิ่งมีเวลาในการผสมกับออกซิเจนเพิ่มขึ้นแต่ด้วยจุดติดไฟ และการระเหยตัวที่สูงขึ้น เชื้อเพลิงจึงไม่ลุกติดไฟอย่างรวดเร็วเหมือนดีเซล และที่ค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 12 °BTDC ที่สภาวะนี้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีการคลุกเคล้ากับออกซิเจนอย่างเหมาะสมและเกิดการลุกไหม้ในตำแหน่งที่ความดัน และอุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูงทำให้เกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้สมบูรณ์ที่สุด หลังจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้มีการฉีดล่วงหน้าเพิ่มขึ้นอีกเป็น 15°BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงก็ขยับตัวสูงขึ้น เพราะการเผาไหม้เกิดขึ้นในตำแหน่งที่อุณหภูมิและความดันต่ำลงการเผาไหม้จึงไม่รุนแรงพอความดันที่ได้จากการเผาไหม้น้อยลงด้วย

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 °BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.35-5.38 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบ มีแนวโน้มเดียวกับเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ซึ่งให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่สูงที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 °BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้มีการฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7°BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ลดลงจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 °BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ก็ลดลงอีก และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น เป็น 12 °BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์มีค่าลดลงต่ำสุดหลังจากนั้น เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเป็น 15 °BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มสูงขึ้น จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.34 สภาวะความเร็วรอบ 1600 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 °BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 364 g/kW-hr จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าเพิ่มขึ้นเป็น 7°BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ลดลงมีค่าเท่ากับ 350 g/kW-hr จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9°BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ลดลงอีกมีค่าเท่ากับ 347 g/kW-hr เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12°BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ลดลงต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 320 g/kW-hr และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15°BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์เริ่มสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ 358 g/kW-hr ทั้งนี้เนื่องจาก ที่น้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าจุดติดไฟและระเหยตัวสูงมาก จึงไม่เหมาะกับเครื่องยนต์ที่มีการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ฉีดเชื้อเพลิงล่าช้ามากไปทำเกิดการเผาไหม้ในช่วงความดันและอุณหภูมิต่ำแรงดัน ที่ได้จากการเผาไหม้จึงน้อยการสูญเสียค่าความจากเชื้อเพลิงมากทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากด้วย ซึ่งในการทดลองพบว่าที่ค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 12 °BTDC เชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารนี้ทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

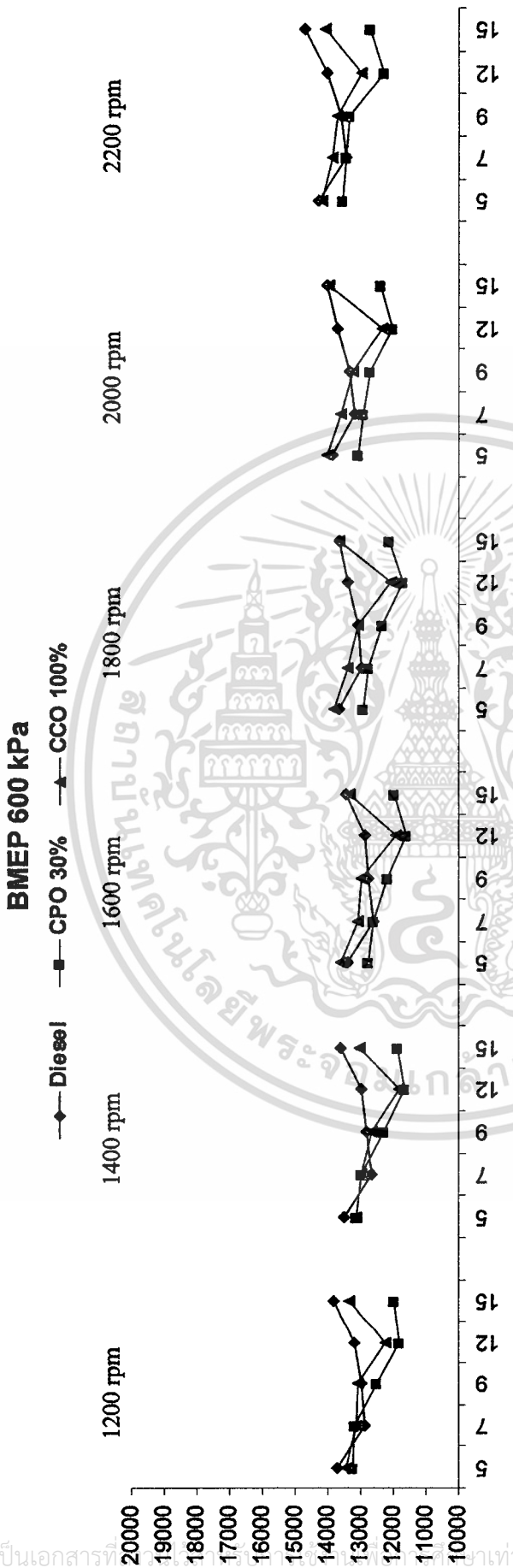
น้ำมันมะพร้าวมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำสุด ซึ่งเกิดจากเชื้อเพลิงถูกเผาไหม้สภาวะที่ความดันและอุณหภูมิสูงพอ และเกิดเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่ได้ความดันมากการสูญเสียค่าความร้อนจากเชื้อเพลิงจึงน้อยลงด้วย

5.2.7 อัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน



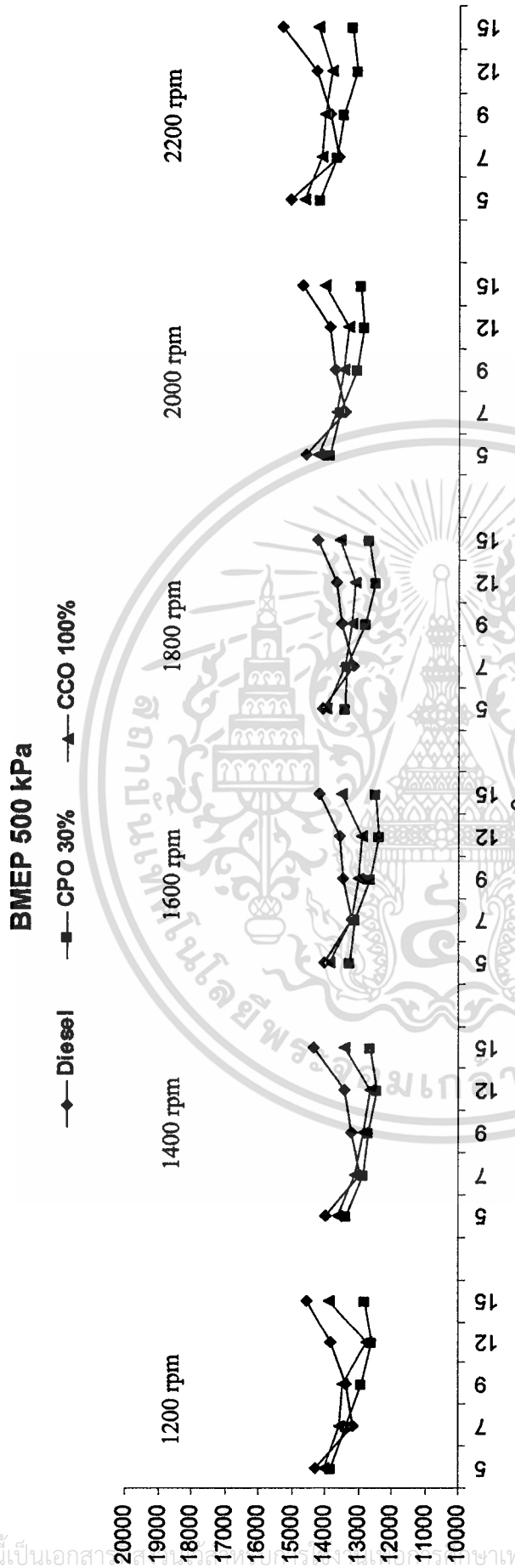
รูปที่ 5.39 แสดงค่า BSECในการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงความเร็ว1600 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



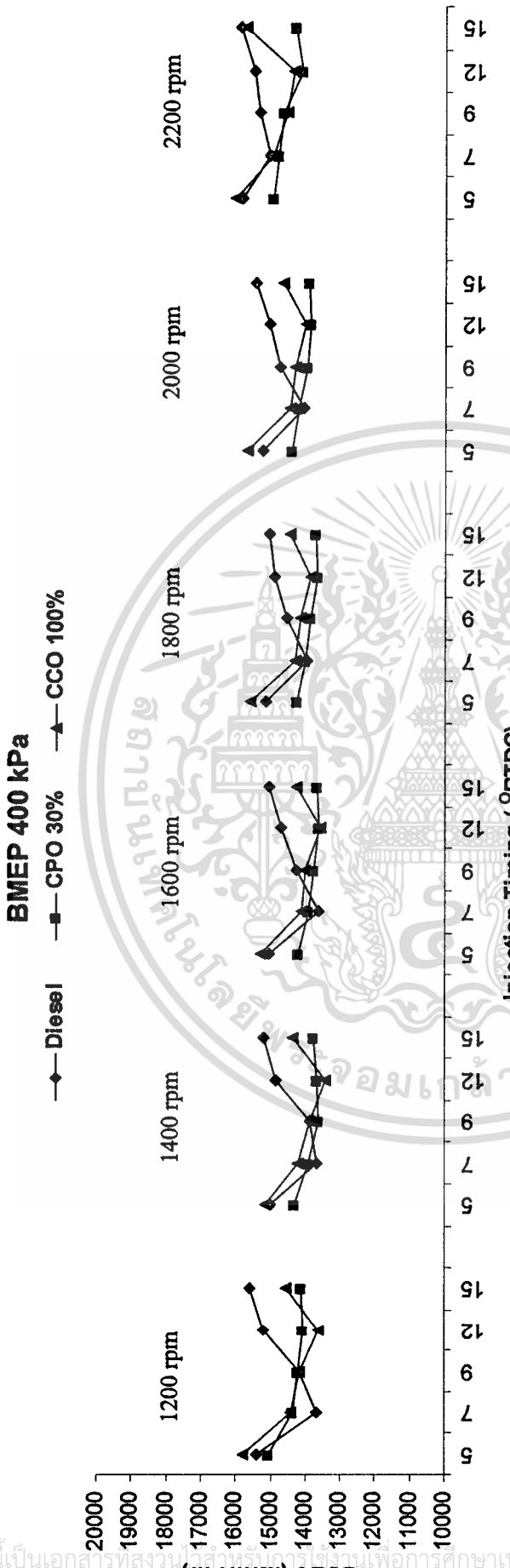
รูปที่ 5.40 แสดงค่า BSEC ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



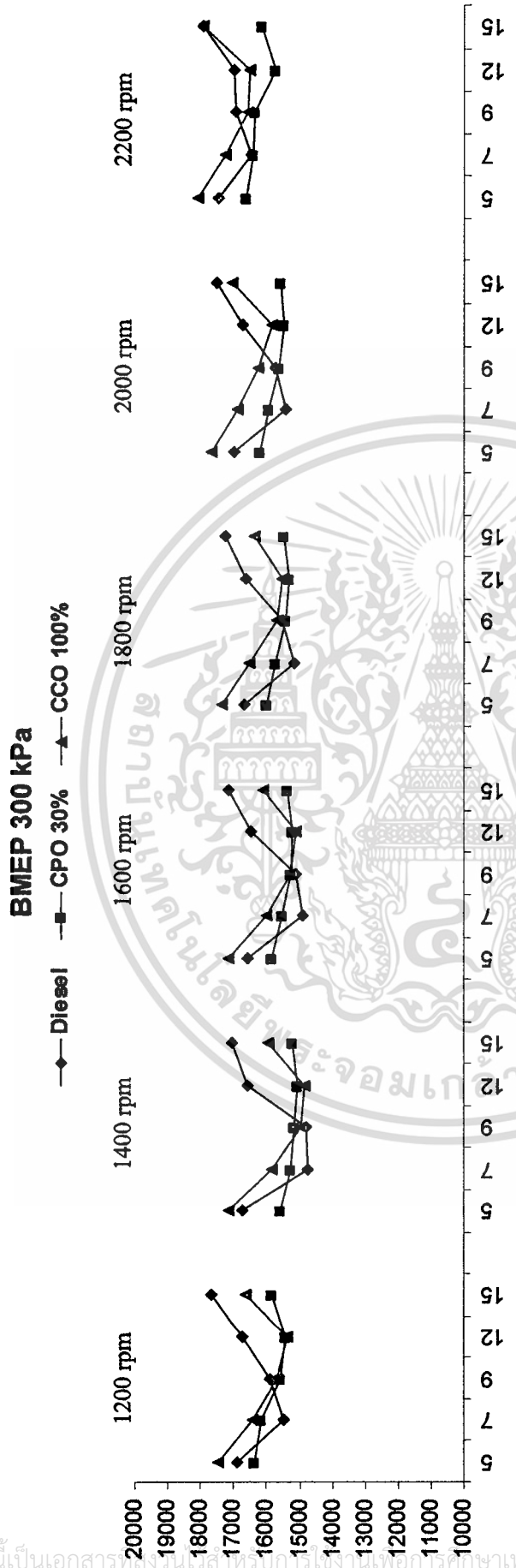
รูปที่ 5.41 แสดงค่า BSEC ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 500 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.42 แสดงค่า BSEC ที่ปรับค่ามุมเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว 1200-2200 rpm BMEP 400 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.43 แสดงค่า BSEC ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 300 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2.8 ผลการวิเคราะห์ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานในการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง

จากผลการทดลองในการใช้เชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด ที่สภาวะมาตรฐานของเครื่องยนต์ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar จังหวะเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ที่ความเร็ว 2200 rpm ซึ่งเป็นมาตรฐานตาม บริษัทที่ผลิตเครื่องยนต์กำหนดไว้ เมื่อใส่ภาระโหลดที่ BMEP 600-300 kPa ตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่กำหนดตามเงื่อนไขการทดลอง 2200-1200 rpm ให้กับเครื่องยนต์ ดังกราฟในรูปที่ 5.41-5.43 พบว่าเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70% มีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานน้อยที่สุดรองลงมาเป็นน้ำมันมะพร้าวดิบและน้ำมันดีเซล ดังกราฟรูปที่ 5.40 ตำแหน่งองศาเริ่มฉีดพลังงานเท่ากับ 9^{o}BTDC ความเร็ว 1600 rpm พบว่าเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70% มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานน้อยที่สุดเท่ากับ 12.15 MJ/kW-hr เชื้อเพลิงน้ำมันพร้าวดิบมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานเท่ากับ 12.62 MJ/kW-hr และเชื้อเพลิงจากน้ำมันดีเซล มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานเท่ากับ 12.76 MJ/kW-hr ทั้งนี้เนื่องจากค่าพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดที่แตกต่างกัน โดยที่เชื้อเพลิงจากน้ำมันมะพร้าวน้อยที่สุด แต่ให้กำลังใกล้เคียงกับเชื้อเพลิงน้ำมันอีกสองชนิด ซึ่งเชื้อเพลิงดีเซลมีค่าพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงมากที่สุดแต่ค่ากำลังที่ให้ต่อเครื่องยนต์ก็ได้ไม่ต่างกันมาก จึงทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานสูง

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.41-5.43 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานที่สูงที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ลดลงต่ำสุดจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ก็เริ่มเพิ่มขึ้นและเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 และ 15 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ก็ยังคงสูงขึ้นเรื่อยๆ จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.40 สภาวะความเร็วรอบ 1600 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 13.35 MJ/kW-hr จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ลดลงต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 12.57 MJ/kW-hr จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ก็เริ่มสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ 12.76 MJ/kW-hr เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 12.85 MJ/kW-hr และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 13.42 MJ/kW-hr ทั้งเป็นผลเช่นเดียวกับอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานคือน้ำมันดีเซลมีสภาวะการทำงานที่ดีที่สุด ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 7^{o}BTDC เป็นสภาวะที่น้ำมันถูกฉีดออกมาในตำแหน่งที่สภาวะความดันและอุณหภูมิที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เหมาะสมและเกิดการเผาไหม้สมบูรณ์เกิดความดันสูงและสูญเสียพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงน้อยที่สุด

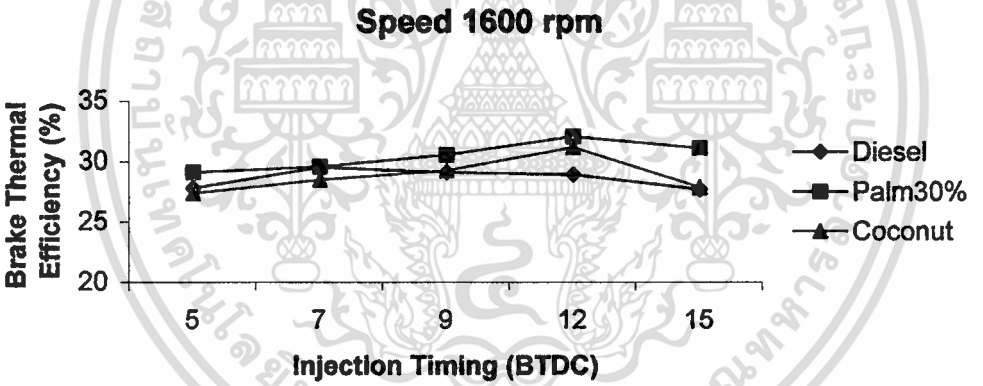
ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.41-5.43 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานที่สูงที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้มีการฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ลดลงจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ก็ลดลงอีกและเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์มีค่าลดลงต่ำสุด หลังจากนั้นเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเป็น 15 ^{o}BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานเพิ่มสูงขึ้น จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.40 สภาวะความเร็วรอบ 1600 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 12.75 MJ/kW-hr จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ลดลงมีค่าเท่ากับ 12.56 MJ/kW-hr จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ลดลงอีกมีค่าเท่ากับ 12.15 MJ/kW-hr เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ลดลงต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 11.58 MJ/kW-hr และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์เริ่มสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ 11.94 MJ/kW-hr ทั้งนี้เป็นผลสืบเนื่องมาจากค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน ซึ่งสภาวะที่ทำให้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานต่ำที่สุดคือที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 12 ^{o}BTDC ซึ่งเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์จากการเป็นสภาวะที่น้ำมันถูกฉีดออกมาในตำแหน่งที่ สภาวะความดันและอุณหภูมิที่เหมาะสมและเกิดการเผาไหม้สมบูรณ์เกิดความดันสูงและสูญเสียพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงน้อยที่สุด

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.41-5.43 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบ มีแนวโน้มเดียวกับเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ซึ่งให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานที่สูงที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ลดลงจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ก็ลดลงอีกและเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์มีค่าลดลงต่ำสุด หลังจากนั้นเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเป็น 15^{o}BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานเพิ่มสูงขึ้น จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.40 สภาวะความเร็วรอบ 1600 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่าอัตราการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการใช้

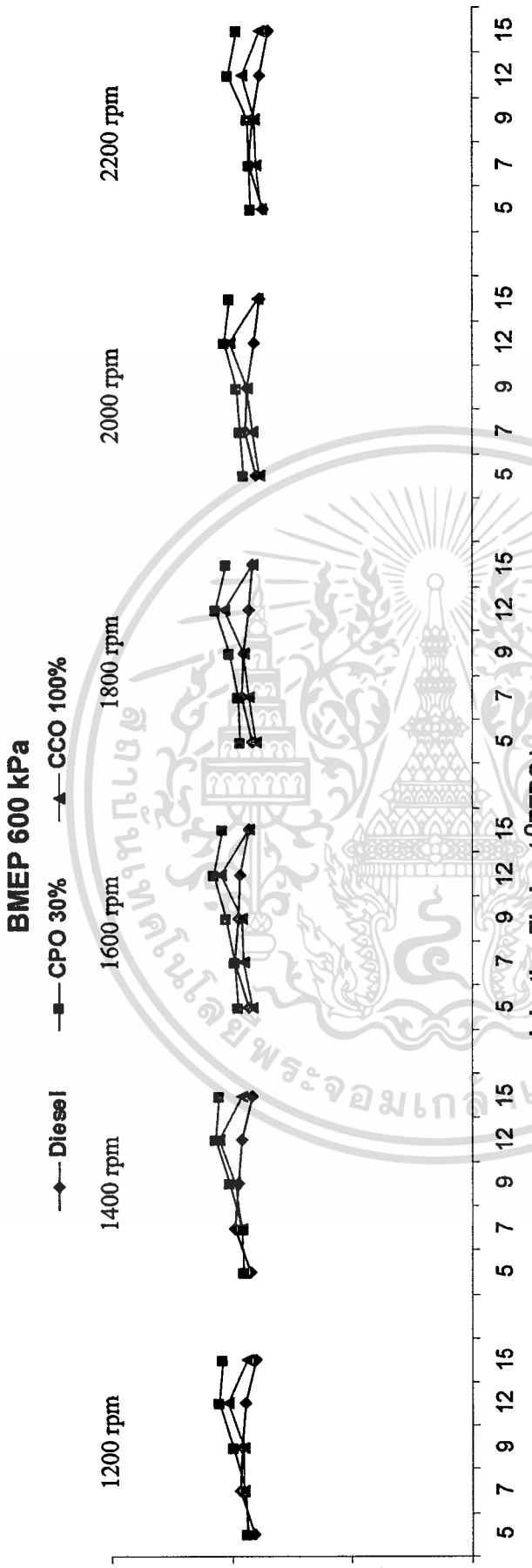
สิ้นเปลืองพลังงานเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 13.56 MJ/kW-hr จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้มีการฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7°BTDC ทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ลดลงมีค่าเท่ากับ 13.04 MJ/kW-hr จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 °BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ลดลงอีกมีค่าเท่ากับ 12.69 MJ/kW-hr เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 °BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ลดลงต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 11.91 MJ/kW-hr และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15 °BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์เริ่มสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ 13.33 MJ/kW-hr ทั้งนี้เป็นผลสืบเนื่องมาจากค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน ซึ่งสภาวะที่ทำให้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานต่ำที่สุดคือที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 12 °BTDC ซึ่งเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ จากการที่น้ำมันถูกฉีดออกมาในตำแหน่งที่สภาวะความดันและอุณหภูมิที่เหมาะสมเกิดการเผาไหม้สมบูรณ์ เกิดความดันสูงและสูญเสียพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงน้อยที่สุด

5.3.9 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน



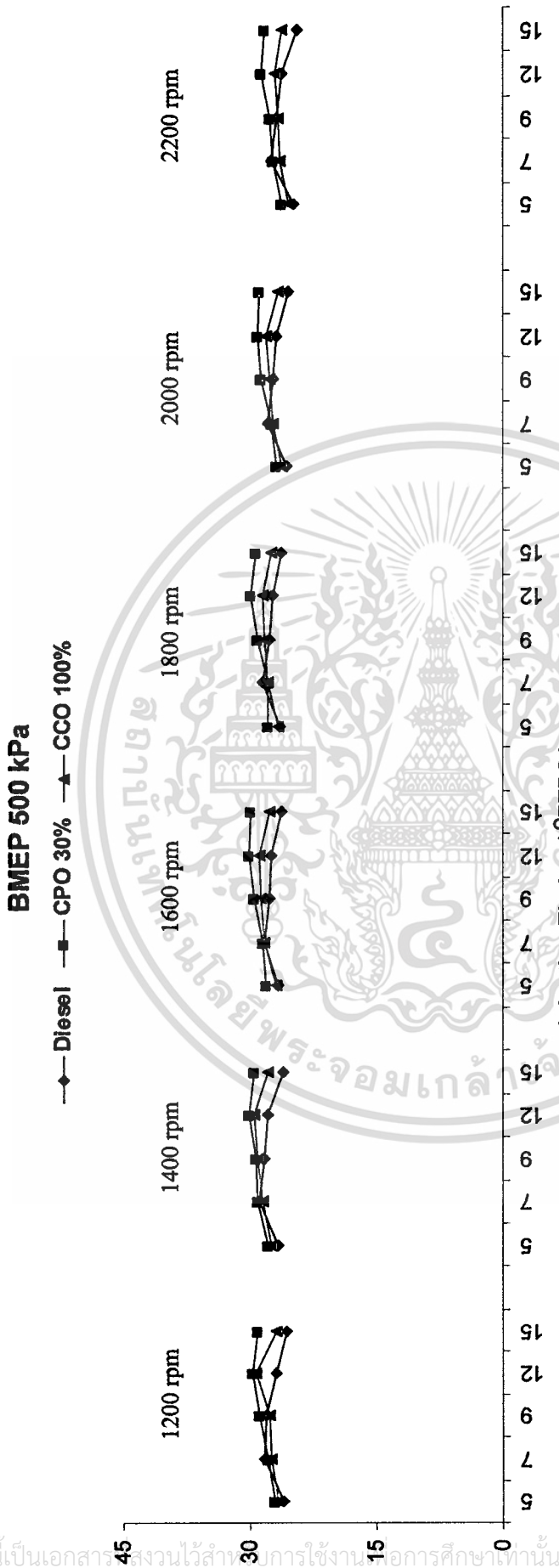
รูปที่ 5.44 แสดงค่า BTE ในการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1600 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



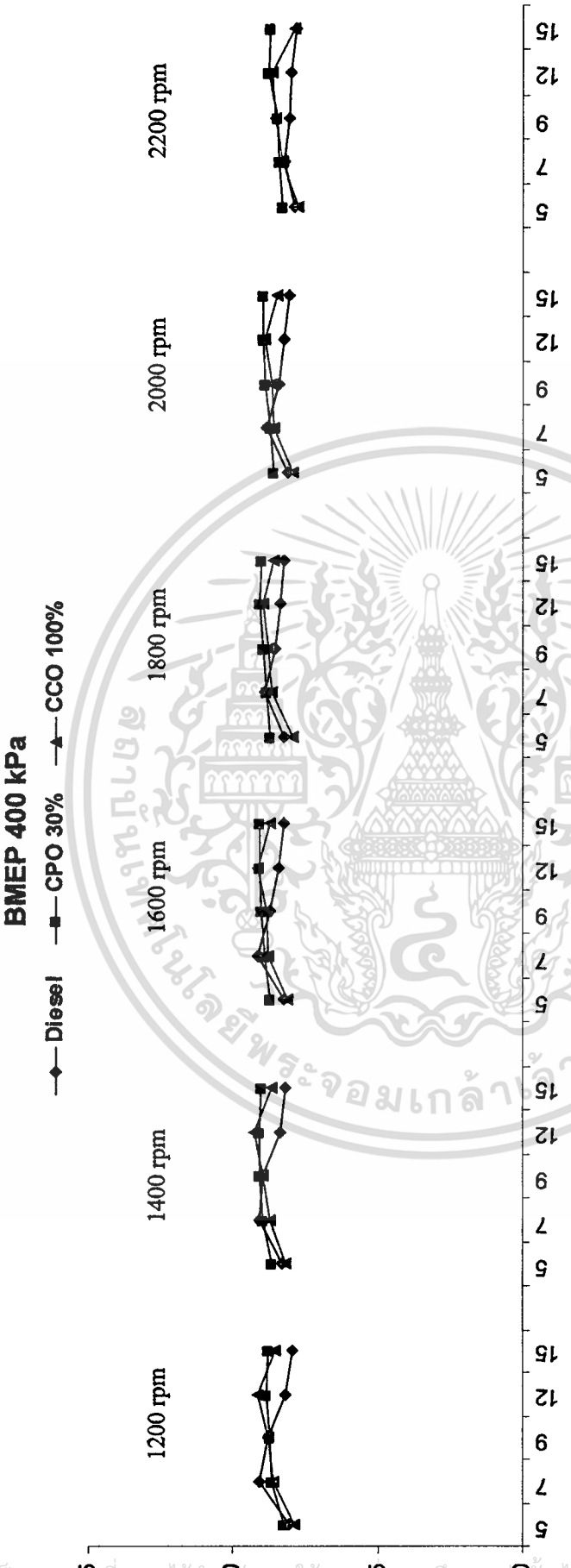
รูปที่ 5.45 แสดงค่า BTE ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



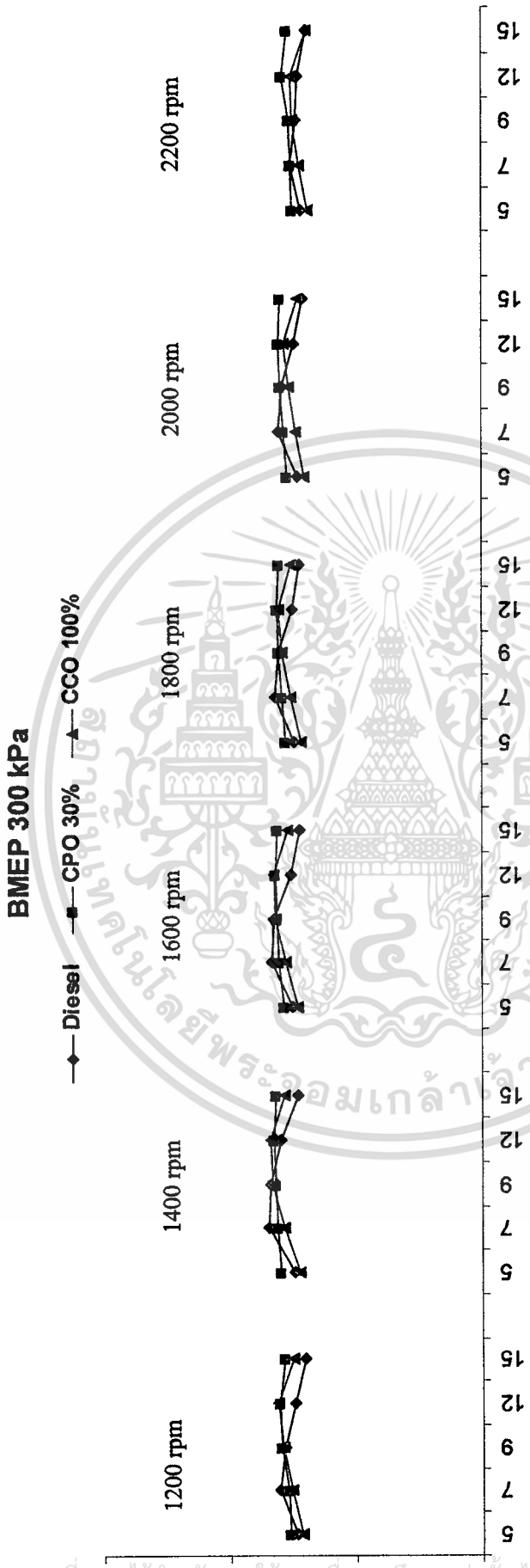
รูปที่ 5.46 แสดงค่า BTE ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 500 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.47 แสดงค่า BTE ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 400 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.48 แสดงค่า BTE ที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 300 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สภาวะที่น้ำมันถูกฉีดออกมาในตำแหน่งที่สภาวะความดันและอุณหภูมิที่เหมาะสมและเกิดการเผาไหม้สมบูรณ์เกิดความดันสูงและสูญเสียพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงน้อยที่สุด

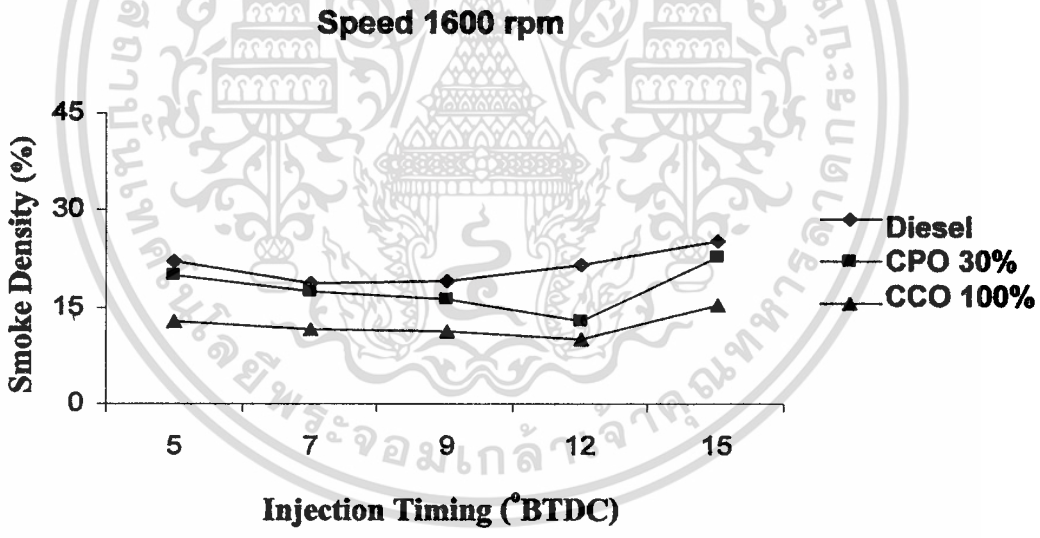
ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.45-5.48 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ต่ำ ที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง ให้มีการฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ก็สูงขึ้นอีก และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้นสูงสุดหลังจากนั้นเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเป็น 15 ^{o}BTDC ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลง จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.44 สภาวะความเร็วรอบ 1600 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 29.08% จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้มีการฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นมีค่าเท่ากับ 29.54% จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์สูงขึ้นอีกมีค่าเท่ากับ 30.52% เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นสูงสุดมีค่าเท่ากับ 32.03% และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เริ่มลดลงมีค่าเท่ากับ 31.07% ทั้งนี้เป็นผลสืบเนื่องมาจากค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน ซึ่งสภาวะที่ทำให้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด คือที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 12 ^{o}BTDC ซึ่งเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์จากการเป็นสภาวะ ที่น้ำมันถูกฉีดออกมาในตำแหน่งที่สภาวะความดันและอุณหภูมิที่เหมาะสม และเกิดการเผาไหม้สมบูรณ์เกิดความดันสูงและสูญเสียพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงน้อยที่สุด

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที 120 bar ตามรูปที่ 5.45-5.48 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบ มีแนวโน้มเดียวกับเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ซึ่งให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ต่ำที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้มีการฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เพิ่มสูงขึ้นจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ก็สูงขึ้นอีกและเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12^{o}BTDC ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้นสูงสุด หลังจากนั้นเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเป็น 15^{o}BTDC ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลง จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.44 สภาวะความเร็วรอบ 1600 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่าประสิทธิภาพเชิงความ

เอกสาร ... ไม่ว่ากรณีใดๆ ... ห้ามมิให้ ... ใช้

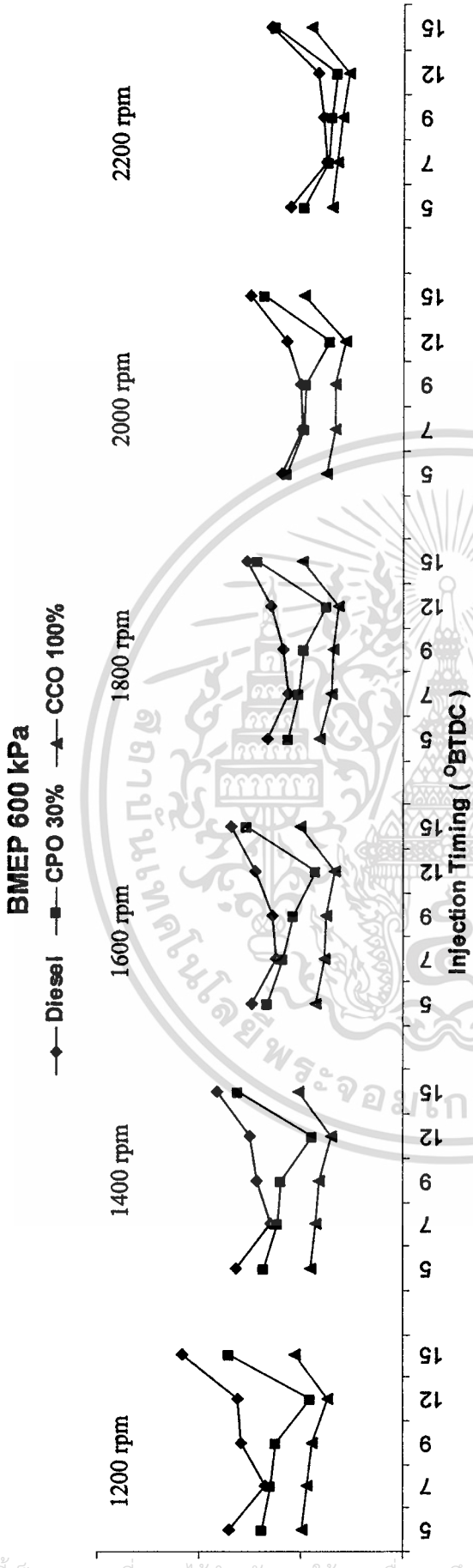
ร้อนของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 27.36% จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้มีการฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7°BTDC ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเครื่องยนต์ลดลงมีค่าเท่ากับ 28.45% จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 °BTDC ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องยนต์ลดลงอีกมีค่าเท่ากับ 29.22% เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 °BTDC ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ลดลงต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 31.14% และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15°BTDC ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เริ่มสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ 27.82% ทั้งนี้เป็นผลสืบเนื่องมาจากค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน ซึ่งสภาวะที่ทำให้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุด คือที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 12 °BTDC ซึ่งเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์จากการเป็นสภาวะที่น้ำมันถูกฉีดออกมาในตำแหน่ง ที่สภาวะความดันและอุณหภูมิที่เหมาะสม และเกิดการเผาไหม้สมบูรณ์เกิดความดันสูงและสูญเสียพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงน้อยที่สุด

5.2.11 ความเข้มควันดำ



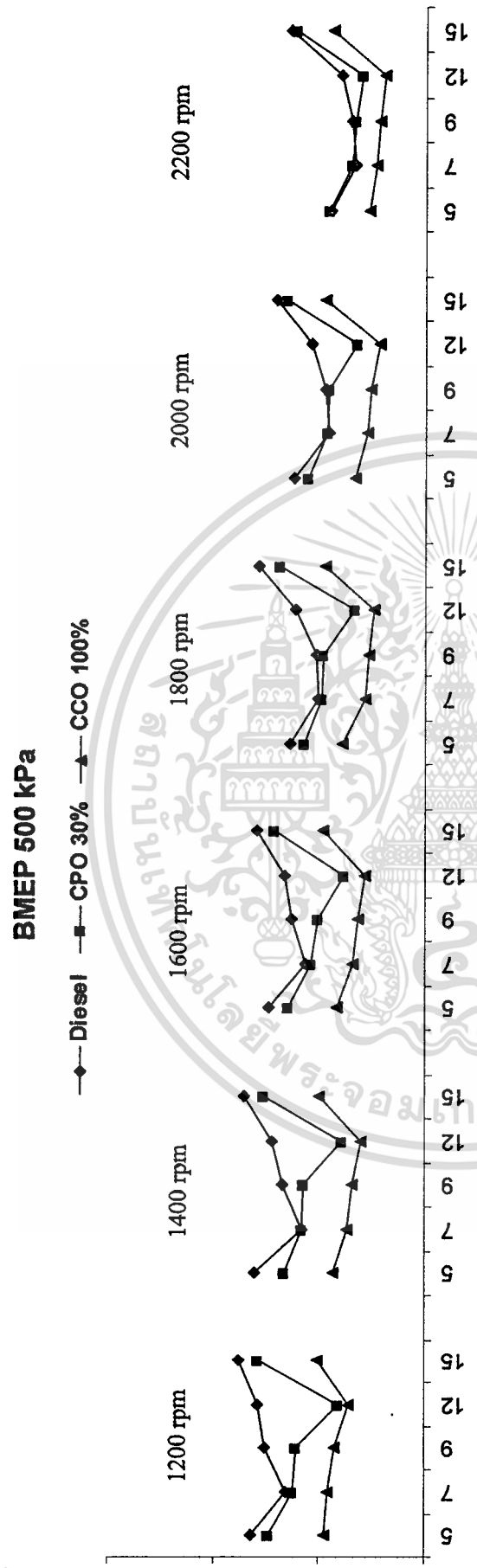
รูปที่ 5.49 แสดงความเข้มควันดำที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงความเร็ว1600 rpmBMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



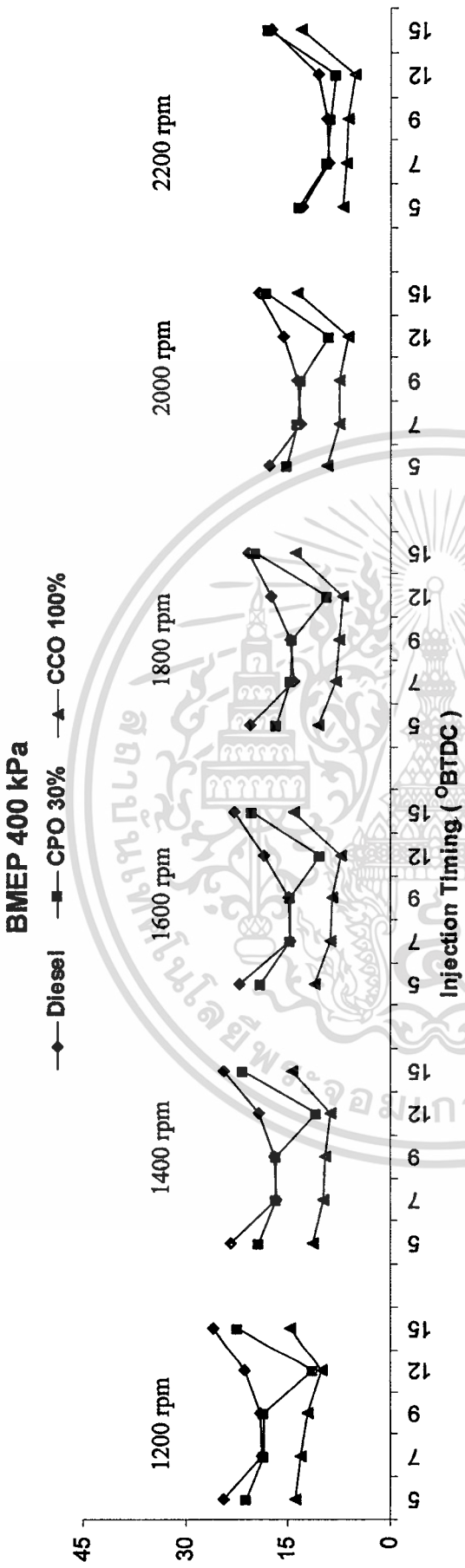
รูปที่ 5.50 แสดงค่าความเข้มควันดำที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



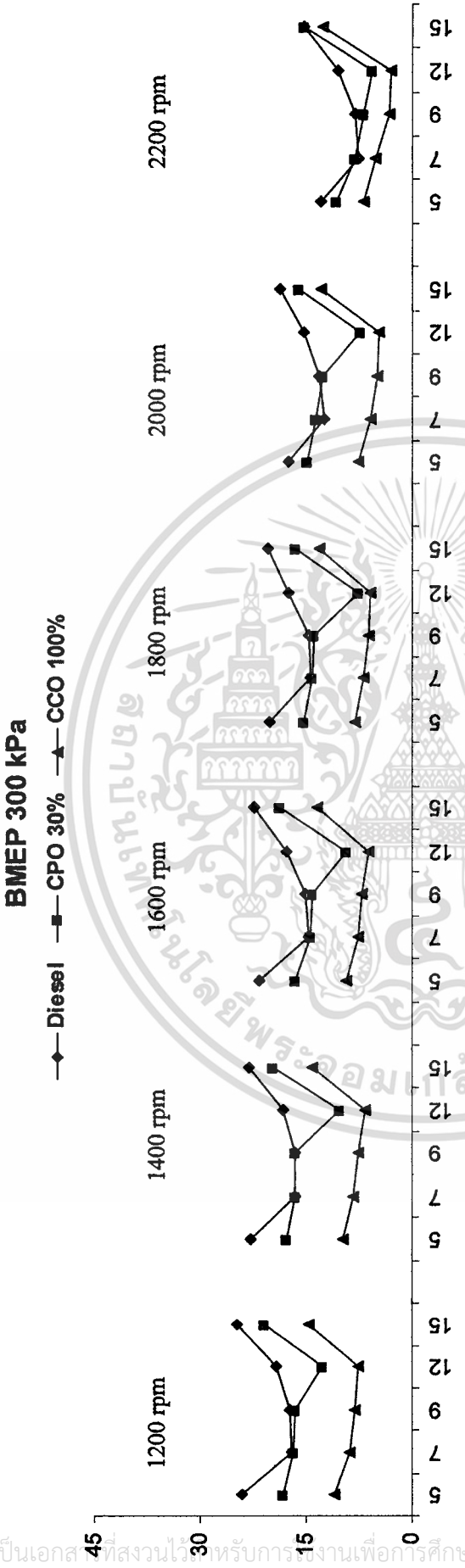
รูปที่ 5.51 แสดงค่าความเข้มควันดำที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200 rpm BMEP 500 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.52 แสดงค่าความเข้มควันดำที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200rpm BMEP400 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.53 แสดงค่าความเข้มควันดำที่ปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1200 -2200 rpm BMEP 300 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2.12 ผลการวิเคราะห์ความเข้มควันดำจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อพลิง

จากผลการทดลองในการใช้เชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด ที่สภาวะมาตรฐานของเครื่องยนต์ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar จังหวะเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ที่ความเร็ว 2200 rpm ซึ่งเป็นมาตรฐานตาม บริษัทที่ผลิตเครื่องยนต์กำหนดไว้ เมื่อใส่ภาระโหลดที่ BMEP 600-300 kPa ตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่กำหนดตามเงื่อนไขการทดลอง 2200-1200 rpm ให้กับเครื่องยนต์พบว่าเชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลมีค่าควันดำมากที่สุดรองลงเป็นน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% และน้ำมันมะพร้าวดิบ ดังแสดงรูปที่ 5.51-5.53 จากตัวอย่างในรูปที่ 5.50 ที่ความเร็ว 1600 rpm ภาระโหลด BMEP 600 kPa ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar เชื้อเพลิงดีเซลมีค่าความเข้มควันดันเท่ากับ 19% เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าความเข้มควันดำเท่ากับ 16% และน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าควันดำเท่ากับ 11.2 % ทั้งนี้เนื่องจากที่สภาวะนี้เครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลมีการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์จึงเหลือไฮโดรคาร์บอนในไอเสียในรูปของควันดำเป็นจำนวนมาก และอีกส่วนหนึ่งมาจากสภาพเครื่องยนต์ที่ไม่สมบูรณ์มากนักเนื่องจากมีสภาพเก่า และใช้งานมานานมากซึ่งเมื่อนำมาเปรียบเทียบกับน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมกับดีเซล 70% และน้ำมันมะพร้าวดิบ ที่มีปริมาณของควันดำที่น้อยกว่าเนื่องจากในน้ำมันมันพืชทุกชนิดจะมีปริมาณของออกซิเจนซึ่งช่วยในเกิดการเผาไหม้ได้มากขึ้น

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.51-5.53 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลให้ค่าความเข้มควันดำที่สูงที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5^{o}BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ลดลงต่ำสุดจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ก็เริ่มเพิ่มขึ้นและเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 และ 15 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ก็ยังคงสูงขึ้นเรื่อยๆ จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.50 สภาวะความเร็วรอบ 1600 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 22.1% จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ลดลงต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 18.5% จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ก็เริ่มสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ 19% เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 21.5% และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 25.1% ทั้งนี้เพราะที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงฉีดล่าช้าที่ 5 ^{o}BTDC เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลมีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงแต่ได้ค่ากำลังน้อยเมื่อเทียบกับอัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน แสดงว่าที่สภาวะนี้เชื้อเพลิงดีเซลเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ เชื้อเพลิงส่วนหนึ่งก็สูญเสียไปในรูปของควันดำ ซึ่งเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 9 ^{o}BTDC พบว่าที่สภาวะนี้ทำให้ความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลลดลงต่ำสุด ซึ่งที่สภาวะนี้ค่าอัตราการสิ้นเปลือง-

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารนี้ทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พลังต่ำที่สุด บ่งบอกว่าเชื้อเพลิงที่ถูกใช้ออกไปแปลงเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อน ในการขับเคลื่อนเครื่องยนต์มากการเผาไหม้สมบูรณ์ขึ้น การสูญเสียพลังงานของเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่สมบูรณ์ในรูปของควันดำจึงต่ำ เมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงฉีดล่วงหน้าขึ้นอีก เป็น 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ผลปรากฏว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันดีเซลเพิ่มขึ้น แต่ค่าอัตราส่วนพลังงานความร้อนจากตัวเชื้อเพลิงต่อค่ากำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ต่ำ แสดงว่าเกิดการเผาไหม้ที่แย่ลงเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมดก็สูญเสียในรูปของควันดำมากขึ้นด้วย

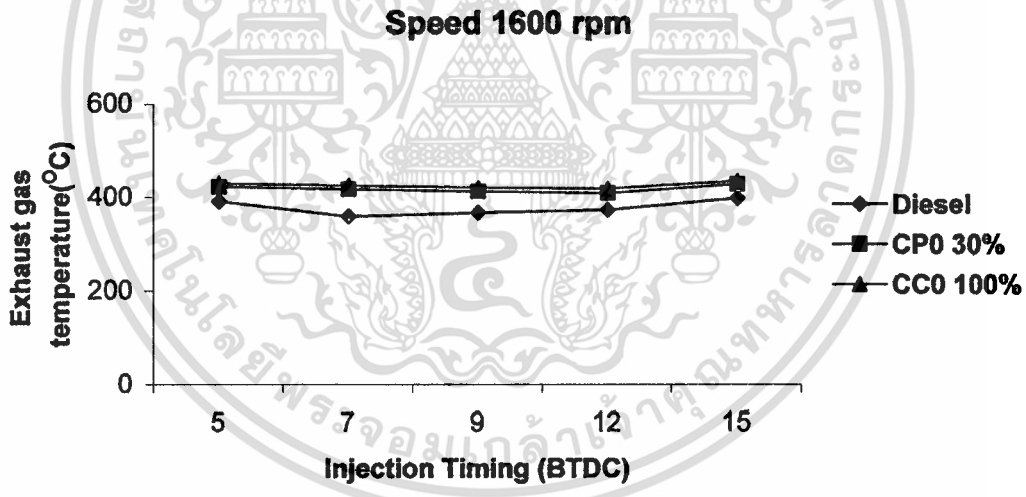
ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.51-5.53 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ให้ค่าความเข้มควันดำที่สูงที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ลดลงจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ลดลงอีกและเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ก็ลดต่ำลงที่สุด จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง 15 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำก็เริ่มสูงขึ้น จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.50 สภาวะความเร็วรอบ 1600 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 19.9% จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ลดลงมีค่าเท่ากับ 17.5% จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ก็ลดลงอีกมีค่าเท่ากับ 16% เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 12.8% และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 22.8% ทั้งนี้เนื่องจากเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ต้องการเวลาในการคลุกเคล้ากับออกซิเจนนานขึ้นเพราะการระเหยตัวที่ยากขึ้น และจากการทดลองพบว่าที่สภาวะตำแหน่งค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 12 ^{o}BTDC จึงเหมาะสม ซึ่งจะทำให้เกิดการเผาไหม้ได้ความร้อนและความดันที่สูงเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% จึงสูญเสียในรูปของควันดำน้อยลง

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.51-5.53 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบให้ค่าความเข้มควันดำเป็นแนวโน้มเดียวกับเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ซึ่งที่สูงที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ลดลงจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ลดลงอีกและเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDCค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ก็ลดต่ำลงที่สุด จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง 15 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำก็เริ่มสูงขึ้น จาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

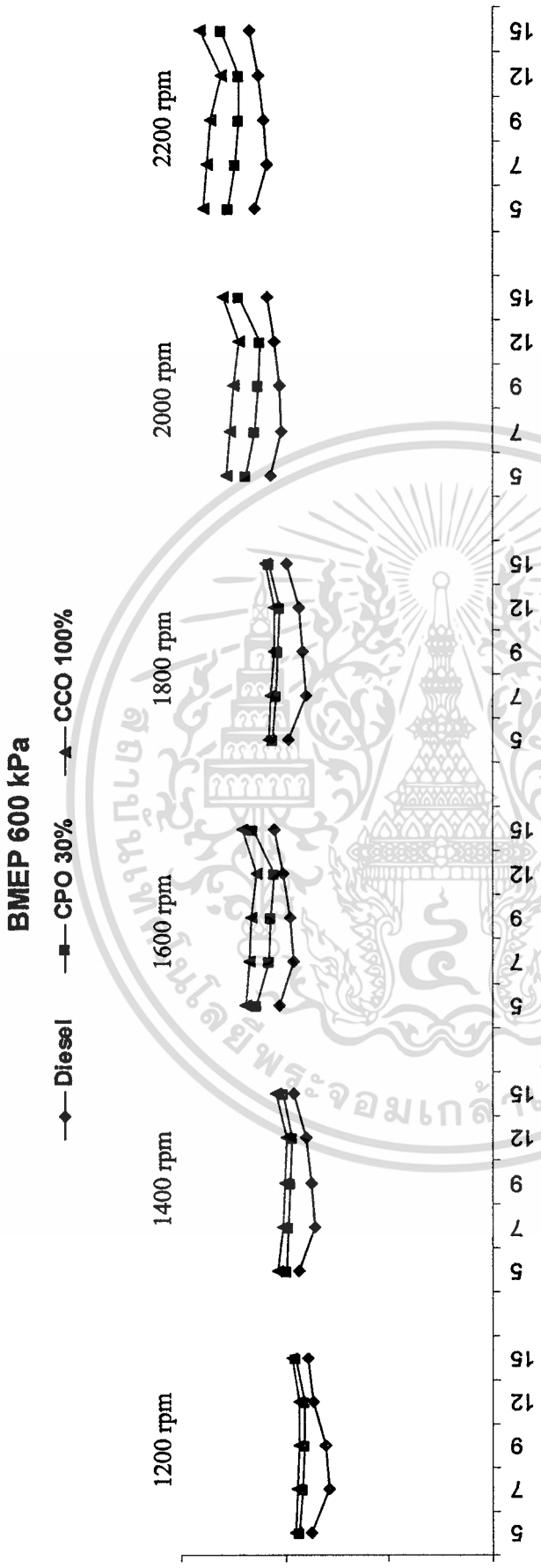
ตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.50 สภาวะความเร็วรอบ 1600 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 12.7% จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ลดลงมีค่าเท่ากับ 11.5% จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ก็ลดลงอีกมีค่าเท่ากับ 11.2% เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำของเครื่องยนต์ มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 9.8% และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC ค่าความเข้มควันดำเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 15.1% ทั้งนี้เนื่องจากเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันมะพร้าวดิบ ต้องการเวลาในการคลุกเคล้ากับออกซิเจนนานขึ้น เพราะการระเหยตัวที่ยากขึ้นเช่นเดียวกับเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% และจากการทดลองพบว่าที่สภาวะตำแหน่งค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 12 ^{o}BTDC จะเหมาะสม เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ค่าควันดำจึงน้อยลง

5.2.13 อุณหภูมิไอเสีย



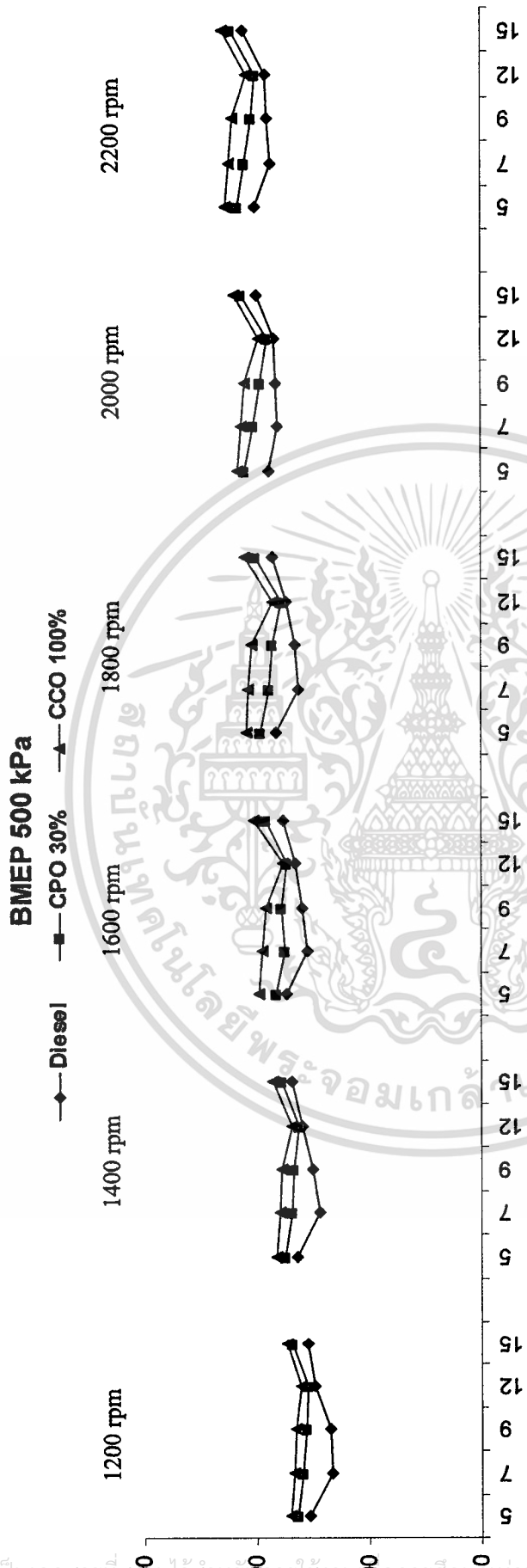
รูปที่ 5.54 แสดงค่าอุณหภูมิไอเสียที่ปรับองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่ความเร็ว1600 rpmBMEP600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



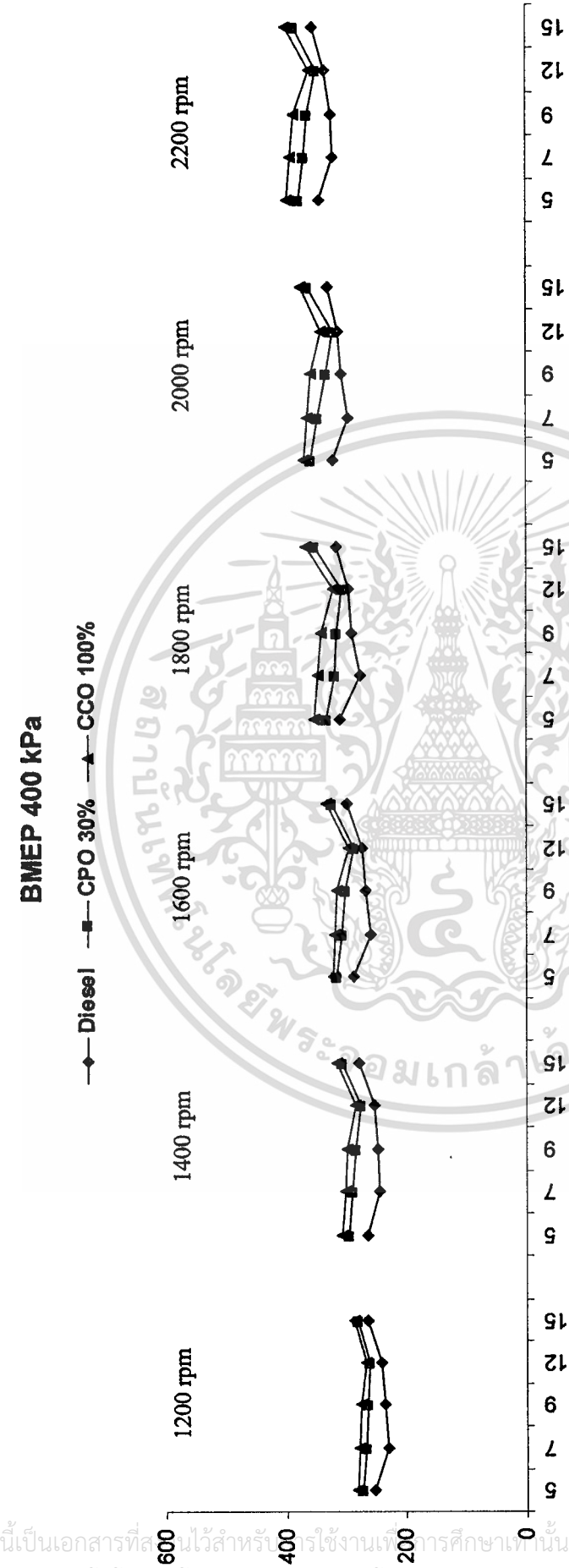
รูปที่ 5.55 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 600 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



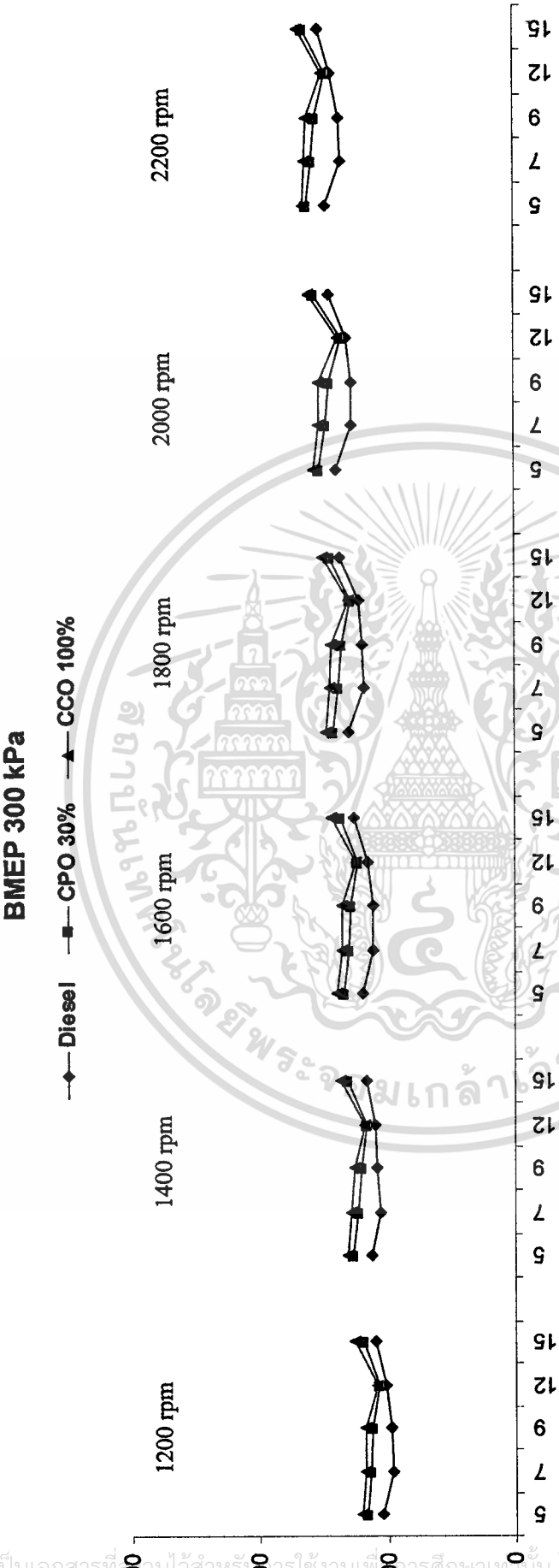
รูปที่ 5.56 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงความเร็ว 1200-2200 rpm BMEP 500 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.57 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 400 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.58 แสดงอุณหภูมิไอเสียที่ปรับองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงความเร็ว1200-2200 rpm BMEP 300 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2.14 ผลการวิเคราะห์ค่าอุณหภูมิไอเสียจากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง

จากผลการทดลองในการใช้เชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด ที่สภาวะมาตรฐานของเครื่องยนต์ที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar จังหวะเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9^{o}BTDC ที่ความเร็ว 2200 rpm ซึ่งเป็นมาตรฐานตาม บริษัทที่ผลิตเครื่องยนต์กำหนดไว้ เมื่อใส่ภาระโหลดที่ BMEP 600-300 kPa ตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่กำหนดตามเงื่อนไขการทดลอง 2200-1200 rpm ให้กับเครื่องยนต์พบว่าเชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวมีอุณหภูมิไอเสียมากที่สุดรองลงมาเป็น น้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% และน้ำมันดีเซล ดังแสดงผลการทดลองในกราฟรูปที่ 5.55-5.58 จากตัวอย่างในกราฟรูปที่ 5.54 ที่ความเร็ว 1600 rpm เชื้อเพลิงจากน้ำมันมะพร้าวดิบจากการทดสอบเครื่องยนต์มีค่าอุณหภูมิไอเสียเท่ากับ 420 ^{o}C เชื้อเพลิงจากน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าอุณหภูมิไอเสียเท่ากับ 412 ^{o}C และเชื้อเพลิงดีเซลมีค่าอุณหภูมิไอเสียเท่ากับ 366 ^{o}C ทั้งนี้เนื่องจากในเชื้อเพลิงจากน้ำมันมะพร้าวและ น้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% มีค่าอัตราการระเหยตัวในการเผาไหม้ต่ำกว่าเชื้อเพลิงดีเซล ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงจาก น้ำมันมะพร้าวดิบ และน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% จึงมีระยะเวลาในการเผาไหม้ยาวนานกว่าส่งผลให้เชื้อเพลิงบางส่วนที่ถูกฉีดออกมาภายหลังมีการเผาไหม้ในช่วงการคาย ของกระบวนการการเผาไหม้ซึ่งในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีเซล ด้วยคุณสมบัติทางกายภาพของดีเซลที่มี ค่าซีเทนสูง การระเหย จุดติดไฟ และค่าความหนืดที่ต่ำจึงทำให้ช่วงของการเผาไหม้นั้นสั้นกว่าการเผาไหม้จึงเกิดขึ้น และสิ้นสุดในแต่ละช่วงกระบวนการการเผาไหม้ไอเสียที่คายออกมา จึงมีอุณหภูมิไอเสียที่ต่ำกว่าของเชื้อเพลิงที่มีค่าซีเทนต่ำการระเหยจุดติดไฟและความหนืดสูง ในน้ำมันมะพร้าวดิบและน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70%

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.55-5.58 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลให้ค่าอุณหภูมิไอเสียสูงที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ลดลงต่ำสุดจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ก็เริ่มเพิ่มขึ้นและเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 และ 15 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ก็ยังคงสูงขึ้นเรื่อยๆ จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.54 สภาวะความเร็วรอบ 1600 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 391 ^{o}C นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้อุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ลดลงต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 358 ^{o}C จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC อุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ก็เริ่มสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ 366 ^{o}C เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC อุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 372 ^{o}C และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC อุณหภูมิไอเสียเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 397 ^{o}C ทั้งนี้เพราะที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงฉีดล่าช้าที่ 5 ^{o}BTDC เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลมีค่าอัตราการสิ้นเปลือง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น ไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เชื้อเพลิงสูงแต่ได้ค่ากำลังน้อยเมื่อเทียบกับอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานแสดงว่าเกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์พอ ซึ่งจะมีเชื้อเพลิงบางส่วนที่เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ เพราะขาดออกซิเจนที่เพียงพอในห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงพวกนี้ก็จะเกิดการเผาไหม้ต่อในช่วงคายไอเสีย ซึ่งมีปริมาณออกซิเจนจากภายนอกเข้าทำปฏิกิริยาการเผาไหม้ และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดน้ำมันเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าอุณหภูมิไอเสียลดต่ำลงเนื่องจากที่สภาวะนี้ ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานต่ำสุดและกำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ต่อปริมาณค่าความร้อนของเชื้อเพลิงอยู่ในอัตราส่วนสูงแสดงว่า ณ สภาวะนี้เครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลจะเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มาก และพลังงานส่วนมากถูกเปลี่ยนเป็นความดันให้กับลูกสูบและมีการสูญเสียน้อยลง หลังจากนั้นเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียก็เริ่มสูงขึ้นเลยๆ เนื่องจากเมื่อตำแหน่งเริ่มฉีดเชื้อเพลิงถูกฉีดเร็วขึ้นค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงก็สูงขึ้นด้วย แต่ค่ากำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ต่อค่าปริมาณค่าความร้อนของเชื้อเพลิงดีเซลต่ำ แสดงว่าเชื้อเพลิงมีการเผาไหม้ที่แย่ลงสังเกตุจากปริมาณความเข้มควันดำที่เพิ่มสูงขึ้นด้วย เชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ไม่หมดในห้องเผาไหม้จึงเกิดการเผาไหม้ต่อช่วงคายไอเสียและสูญเสียความร้อนในรูปของอุณหภูมิไอเสียที่สูงขึ้น

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.55-5.58 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ให้ค่าอุณหภูมิไอเสียที่สูงที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ลดลงจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ลดลงอีกและเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ก็ลดต่ำลงที่สุดจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง 15 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียก็เริ่มสูงขึ้น จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.54 สภาวะความเร็วรอบ 1600 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 423 ^{o}C จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ลดลงมีค่าเท่ากับ 417 ^{o}C จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ก็ลดลงอีกมีค่าเท่ากับ 412 ^{o}C เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 408 ^{o}C และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 428 ^{o}C ทั้งนี้เนื่องจากเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ต้องการเวลาในการคลุกเคล้ากับออกซิเจนนานขึ้น เพราะการระเหยตัวที่ยากขึ้นจึงไม่เหมาะกับจุดเริ่มต้นของการฉีดเชื้อเพลิงล่าช้า และจากการทดลองพบว่าที่สภาวะตำแหน่งค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 12 ^{o}BTDC ซึ่งจะทำให้เกิดการเผาไหม้ได้ความร้อนและความดันที่สูงเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% จึงสูญเสียในรูปของอุณหภูมิไอเสียน้อยลง

เอกสารนี้มีลิขสิทธิ์ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงในช่วง 5, 7, 9, 12 และ 15 ^{o}BTDC ที่ค่าความดันหัวฉีดคงที่ 120 bar ตามรูปที่ 5.55-5.58 พบเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันมะพร้าวดิบให้ค่าอุณหภูมิไอเสียเป็นแนวโน้มเดียวกับเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ 30% ผสมดีเซล 70% ซึ่งที่สูงที่สภาวะองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าอุณหภูมิไอเสีย ของเครื่องยนต์ลดลงจากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ลดลงอีกและเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDCค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ก็ลดต่ำลงที่สุด จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง 15 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียก็เริ่มสูงขึ้น จากตัวอย่างกราฟในรูปที่ 5.54 สภาวะความเร็วรอบ 1600 rpm ที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 5 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์มีค่าเท่ากับ 430 ^{o}C จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าขึ้นเป็น 7^{o}BTDC ทำให้ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ลดลงมีค่าเท่ากับ 425 ^{o}C จากนั้นเมื่อทำการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 9 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ก็ลดลงอีกมีค่าเท่ากับ420 ^{o}C เมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเป็น 12 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์มีค่าต่ำสุดเท่ากับ 418 ^{o}C และเมื่อปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 15 ^{o}BTDC ค่าอุณหภูมิไอเสียเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 435 ^{o}C ทั้งนี้เนื่องจากเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันมะพร้าวดิบ ต้องการเวลาในการคลุกเคล้ากับออกซิเจนนานขึ้นเพราะการระเหยตัวที่ยากขึ้นเช่นเดียวกับเชื้อเพลิงน้ำมันปาล์มดิบ และจากการทดลองพบว่าที่สภาวะตำแหน่งค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ 12 ^{o}BTDC จะเหมาะสม เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ค่าอุณหภูมิไอเสียจึงน้อยลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6
สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

จากการทดลองในการนำน้ำมันพืชดิบมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซลสูบเดียว โดยตรงนั้นจะทำให้ค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ลดต่ำลงเมื่อเทียบกับสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันดีเซลธรรมดา และอาจก่อให้เกิดปัญหาด้านการสึกหรอและอุดตันในระบบของเครื่องยนต์ซึ่งส่งผลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ลดต่ำลง ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงได้ศึกษาแนวทางในการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันพืชดิบและน้ำมันพืชดิบผสมมาเป็นเชื้อเพลิง ซึ่งทำการปรับค่าความดันเริ่มฉีดของหัวฉีดในช่วง 100-150 bar เพื่อหาค่าที่เหมาะสมกับการใช้กับน้ำมันพืชดิบ และอีกส่วนหนึ่งก็คือการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์จุดระเบิดแบบอัดชนิด IDI ในช่วง 5-15 ^{o}BTDC เพื่อหาค่าที่เหมาะสมกับการใช้กับน้ำมันพืชดิบ และจากการทดลองสามารถสรุปผลการทดลองได้ดังนี้

6.1 ผลของสมรรถนะเครื่องยนต์จากการปรับค่าความดันที่หัวฉีด 100 - 150 bar

1. ในเชื้อเพลิงดีเซลพบว่า ที่ความดันหัวฉีด 120 bar ให้ค่าสมรรถนะดีที่สุด เนื่องจากที่สภาวะนี้ให้ค่า กำลัง, แรงบิดและประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูง แต่ปริมาณค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง, อัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน, ปริมาณควันดำและอุณหภูมิไอเสียต่ำสุด จึงเกิดจากการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ ซึ่งความดันหัวฉีดนี้จึงเหมาะสมกับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลมากที่สุด

2. ในเชื้อเพลิง CPO30% ผสมดีเซล 70% พบว่า ที่ความดันหัวฉีด 110 bar ให้ค่าสมรรถนะดีที่สุด โดยที่ กำลัง, แรงบิดและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงกว่าดีเซล 2.5-3% ที่สภาวะมาตรฐานที่ความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar ในส่วนความเข้มของควันดำมีค่าต่ำกว่า 20%

3. ในเชื้อเพลิง CCO100% พบว่า ที่ความดันหัวฉีด 110 bar ให้ค่าสมรรถนะดีที่สุด โดยที่ค่ากำลัง, แรงบิดและค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนใกล้เคียงกับดีเซลที่สภาวะมาตรฐาน ในส่วนค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงกว่า 25.17% และค่าความเข้มของควันดำมีค่าต่ำกว่า44.73%

4. จากการปรับค่าความดันที่หัวฉีดพบว่า ที่ความดัน 110 bar มีความเหมาะสมที่สุดสำหรับการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันพืชทั้งสองชนิด เนื่องจากที่สภาวะความดันหัวฉีดสูงเกินไปจะทำให้สเปรย์ของเชื้อเพลิงมีความยาวมากขึ้น เกิดมุมสเปรย์น้อยลงทำให้เชื้อเพลิงบางส่วนพุ่งชนผนังกระบอกสูบ และเชื้อเพลิงน้ำมันพืชที่มีความหนืดสูงจะเกิดมุมสเปรย์แคบไม่เกิดกระจายอย่างสม่ำเสมอทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นไม่สมบูรณ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2 ผลของสมรรถนะเครื่องยนต์จากการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง 5-15 °BTDC

1. ในเชื้อเพลิงดีเซล พบว่า ที่ 7 °BTDC ให้ค่าสมรรถนะดีที่สุดโดยที่ ค่ากำลัง, แรงบิด และค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่าดีเซลที่สภาวะมาตรฐานที่องศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง 9°BTDC ส่วนค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง, ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานและค่าควันดำต่ำกว่า ทั้งนี้เนื่องจากการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงดีเซลที่ตำแหน่งนี้จะเกิดการเผาไหม้สมบูรณ์ที่ดีที่สุดเกิดจากการผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศอย่างพอเหมาะ พร้อมกับเกิดการลุกไหม้ในช่วงที่อุณภูมิและความดันในห้องเผาไหม้สูง

2. ในเชื้อเพลิง CPO 30% ผสมดีเซล 70% พบว่า ที่ 12 °BTDC ให้ค่าสมรรถนะสูงที่สุดโดยที่ค่ากำลัง, ค่าแรงบิดและค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่าดีเซล 10.5-12% ที่สภาวะมาตรฐาน ส่วนค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำกว่า 2.5% และค่าควันดำต่ำกว่า 32.6%

3. ในเชื้อเพลิง CCO100% พบว่า ที่ 12 °BTDC ให้ค่าสมรรถนะสูงที่สุดโดยที่ค่า กำลัง, ค่าแรงบิดและค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่าดีเซล 7-10% , ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงกว่าดีเซล 15.1% และค่าควันดำต่ำที่สุดต่ำกว่าดีเซล 48.42%

4. จากการปรับค่าจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงพบว่าที่ 12 °BTDC มีความเหมาะสม ที่สุดสำหรับการใช้เชื้อเพลิงน้ำมันพืชทั้งสองชนิดเนื่องจากน้ำมันพืชมีคุณสมบัติในการระเหยตัวต่ำ ทำให้เกิดช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดที่ยาวนาน ทำให้เวลาในการผสมระหว่างน้ำมันและอากาศมีน้อย การเพิ่มตำแหน่งขององศาการฉีดเชื้อเพลิงให้ฉีดล่วงหน้าอย่างพอดีจะช่วยขยับช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดให้เร็วขึ้น มีระยะเวลาในการผสมกันของเชื้อเพลิงมากขึ้น ทำให้เกิดการเผาไหม้ได้สมบูรณ์ขึ้น

6.3 การเปรียบเทียบผลจากการปรับค่าความดันเริ่มฉีดและค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง

1. การปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงจะทำให้ค่ากำลังและแรงบิดสูง ขึ้นมากกว่าการปรับค่าความเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่หัวฉีด

2. การปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงจะทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำกว่าการปรับค่าความดันเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่หัวฉีด

3. การปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงจะทำให้ค่าอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานต่ำกว่าการปรับค่าความดันเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่หัวฉีด

4. การปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงจะทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่ากว่าการปรับค่าความดันเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่หัวฉีด

5. การปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงจะทำให้ค่าความเข้มควันดำไม่ต่ำกว่าการปรับค่าความดันเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่หัวฉีด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. การปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิง จะทำให้ค่าอุณหภูมิไอเสียไม่ต่ำกว่าการปรับค่าความดันเริ่มฉีดเชื้อเพลิงที่หัวฉีด

6.4 ข้อเสนอแนะ

1. ผลของการปรับแรงดันหัวฉีดและจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ใช้กับน้ำมันพืชบ่งบอกว่าการปรับแรงดันหัวฉีดมีส่งผลต่อสมรรถนะเครื่องยนต์ไม่มากนักแต่ในส่วนของการปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงจะส่งผลให้ค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอย่างมาก ดังนั้นการปรับแต่งเครื่องยนต์ควรปรับในส่วนของค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงนี้อย่างเดียว

2. ความดันในหัวฉีดจะมีค่าอ่อนตัวลงเล็กน้อยเมื่อใช้ทดสอบกับเชื้อเพลิงน้ำมันพืชดังนั้นจึงควรมีการตรวจสอบทุกครั้งที่เปลี่ยนสภาวะการทดลอง

3. การปรับค่าองศาเริ่มฉีดเชื้อเพลิงจะมีสภาพไม่คงที่เพราะแปรตามความเร็วรอบ ซึ่งควรอ้างอิงกับความเร็วรอบใดรอบหนึ่ง

4. สภาพของเครื่องยนต์ใหม่เก่ามีผลสำคัญต่อค่าสมรรถนะ ดังนั้นก่อนการทดลองควรมีการทดสอบเครื่องยนต์เพื่อหาความสามารถที่แท้จริงก่อน

5. เชื้อเพลิงน้ำมันพืชที่ใช้ในการทดลองควรเก็บไว้ในที่ปลอดอากาศเพื่อป้องกันการออกซิไดร์กับออกซิเจนในอากาศ ซึ่งจะทำให้คุณสมบัติของตัวเชื้อเพลิงแย่ลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

[1] กุณฑล ทองศรี, **"A Performance Test of Small Diesel Engine Using RBD Palm Oil-Strearin Biodiesel."** การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 12 , 19-21 ตุลาคม 2540, กรุงเทพมหานคร

[2] วัชระ ลอยสมุทร, **"การปรับปรุงน้ำมันพืชที่ใช้แล้วเป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ดีเซล ,"** วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต มหาวิทยาลัยรังสิต, 2542

[3] คณิต กฤษณังกูร, **"การใช้น้ำมันพืชเป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ดีเซล ,"** วารสาร สจ.ธ. ปีที่ 14 ฉบับที่ 1 มิถุนายน 2534

[4] Herchel, Thaddeus C. และ Matsumoto Yutaka, **"The effect of coconut oil and diesel fuel on diesel engine performance and exhaust emission,"** Renewable Energy 21 pp 27-31, January 2002.

[5] Tawit Chitsomboon, **"Opportunity and Problem in Using Vegetable Oil as Diesel Fuel-Substitute in Thailand ,"** การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 15 , 18-20 ตุลาคม 2543 , ปราจีนบุรี

[6] Celikten I., **"An experimental investigation of the effect of the injection pressure-on engine performance and exhaust emission in indirect injection diesel engines,"** Applied Thermal Engineering, 23 pp. 2051-2060, May 2003.

[7] Kalama, M.A.,Husnawan, M., และ Masjuki, H.H. , **"Exhaust emission and combustion - evaluation of coconut oil-powerd indirect injection diesel engine,"** Renewable Energy, 28 pp. 2405-2415, April 2003.

[8] Parlak, A. , Yasar, H., Hasimoglu, C. และ Kolip, A. ,**"The effects of - injection timing on NO_x emissions of a low heat rejection indirect diesel injection engine,"** Applied Themal Engineeing 25, pp. 3042-3052, June 2005.

[9] Nwafor, O.M.I., Rice,G. และ Ogbonna,A.I.**" Effect of advanced injection timing on the performance of rapeseed oil in diesel engines,"** Renewable Energy 21 (2000) 433-444, January 2000.

[10] Yahy, A., และ Stephen ,J.M. **,"Performance and exhaust emissions of a - compression ignition engine operating on eser fuels at increased injection pressure and advanced timing ,"** Biomass and Bioenergy 21, pp.297-319, 1994.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[11] Kalam , M.A., Masjuki, H.H. ,**"Emissions and deposit characteristics of a small diesel-engine when operated on preheated crude palm oil, "** Biomass and Bioenergy 27 pp. 289 – 297, 2004.

[12] Bari, S., Lim,T.H. และ Yu, C.W. ,**" Effects of preheating of crude palm oil (CPO) on-injection system, performance and emissionof a diesel engine,"** Renewable Energy 27 pp. 339–351, 2002

[13] จารุวัฒน์ มงคลธนทเรศ และคณะ **" การศึกษาการใช้น้ำมันมะพร้าวเดินเครื่องยนต์ดีเซล,"** บทความวิชาการ การวิจัยพลังงานทดแทน กรมวิชาการเกษตร กรุงเทพฯ, 2525

[14] เกียรติไกร อายุวัฒน์ **" การทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลเมื่อใช้น้ำมันมะพร้าวเป็นน้ำมันเชื้อเพลิงเทียบกับน้ำมันดีเซล,"** วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2527

[15] พิชญ์ ปริญญาจารย์ **" ผลของการใช้น้ำมันปาล์มดีเซลเครื่องยนต์ CI ขนาดเล็กที่ใช้ในการเกษตร,"** วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต มหาวิทยาลัยจุฬาลงกรณ์, 2546

[16] ปรีชา อ่องอารีย์ **"การใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล, "** วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตร์มหาบัณฑิต สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนคร--เหนือ ,2546

[17] โครงการวิจัยการใช้น้ำมันปาล์มเป็นเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล.รายงานวิชาการ ทบวงมหาวิทยาลัย ฉบับที่ ทม. 0204(5)25498. ,3 ธันวาคม 2544

[18] กิตติ เอี่ยมเปรมจิต **"การพัฒนาระบบจายเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ดีเซลเล็กที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงทดแทน,"** วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตร์มหาบัณฑิต สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2549

[19] Iwazakim, K., Amagai, K. และ Avai, M.,**"Improvement of fuel economy of an-indirect injection (IDI) diesel engine with two stage injection ,"** Biomass and Bioenergy 27 pp. 289 – 297, 2004.

[20] วิรุตติ์ เกื้อกิติวงศ์ **"การพัฒนาเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดมีห้องเผาไหม้ล่วงหน้าให้เป็นอุปกรณ์ต้นแบบสำหรับสังเกตการณ์ การเผาไหม้แบบอัดตัวของละอองฝอย, "**มหาวิทยาลัยจุฬาลงกรณ์, 2547

[21] Heywood, J. B., **Internal Combusstion Engine Fundamentals.** New York: McGraw-Hill , pp. 517-550, 1988.

[22] Cao, Z.M., Nisshino, K., Mizuno, S. และ Torii, K., **"Spray Structure and Associated Droplet Velocity in the Initial Stage of Diesel Fuel Injection,"** JSME International Journal of ME. Vol.43, 2000.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก
มาตรฐานต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายละเอียดแนบท้ายประกาศกรมธุรกิจพลังงาน
เรื่อง กำหนดลักษณะและคุณภาพของน้ำมันดีเซล
(ฉบับที่ 3) พ.ศ. 2548

รายการ	รายการทดสอบ		ข้อกำหนด	น้ำมันดีเซล			วิธีทดสอบ[1]
				หมุนเร็ว		หมุนช้า	
				ธรรมดา	บี5		
1	ความถ่วงจำเพาะ ณ อุณหภูมิ 15.6/15.6 องศาเซลเซียส (Specific Gravity at 15.6/15.6 °C)		ไม่ต่ำกว่า และ	0.81	0.81	-	ASTM D 1298
			ไม่สูงกว่า	0.87	0.87	0.920	
2	จำนวนซีเทน (Cetane Number) หรือ		ไม่ต่ำกว่า	47	47	45	ASTM D 613
	ดัชนีซีเทน (Calculated Cetane Index)						ASTM D 976
3	ความหนืด (Viscosity,	เซนติสโตกส์ cSt)					ASTM D 445
	3.1 ณ อุณหภูมิ 40 องศาเซลเซียส (at 40 °C)		ไม่ต่ำกว่า และ	1.8	1.8	-	
			ไม่สูงกว่า	4.1	4.1	8.0	
	หรือ						
	3.2 ณ อุณหภูมิ 50 องศาเซลเซียส (at 50 °C)		ไม่สูงกว่า	-	-	6.0	
4	จุดไหลเท (Pour Point,	องศาเซลเซียส °C)	ไม่สูงกว่า	10	10	16	ASTM D 97
5	กำมะถัน (Sulphur,	ร้อยละโดยน้ำหนัก %wt.)	ไม่สูงกว่า	0.035	0.035	1.5	ASTM D 4294
6	การกัดกร่อนแผ่นทองแดง (Copper Strip Corrosion)		ไม่สูงกว่า	หมายเลข 1	หมายเลข 1	-	ASTM D 130
7	เสถียรภาพต่อการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชัน (Oxidation Stability,	กรัมต่อลูกบาศก์เมตร g/m^3)	ไม่สูงกว่า	-	25	-	ASTM D 2274
8	กากถ่าน (Carbon Residue,	ร้อยละโดยน้ำหนัก %wt.)	ไม่สูงกว่า	0.05	0.05	-	ASTM D 189
9	น้ำและตะกอน (Water and Sediment,	ร้อยละโดยปริมาตร %vol.)	ไม่สูงกว่า	0.05	0.05	0.3	ASTM D 2709
10	เถ้า (Ash,	ร้อยละโดยน้ำหนัก %wt.)	ไม่สูงกว่า	0.01	0.01	0.02	ASTM D 482
11	จุดวาบไฟ (Flash Point,	องศาเซลเซียส °C)	ไม่ต่ำกว่า	52	52	52	ASTM D 93

(ต่อ -2-)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการ	ข้อกำหนด		อัตราสูงต่ำ	น้ำมันดีเซล			วิธีทดสอบ[1/]
				หมุนเร็ว		หมุนช้า	
				ธรรมดา	บี5		
12	การกลั่น (Distillation ,)	องศาเซลเซียส (°C)					
	อุณหภูมิของส่วนที่กลั่นได้โดยปริมาตรในอัตราร้อยละเก้าสิบ (90% recovered)		ไม่สูงกว่า	357	357	-	ASTM D 86
13	สี (Colour)						(1) เปรียบเทียบสี และปริมาณเม็ดสีกับน้ำมันมาตรฐานที่เตรียมขึ้นใหม่ โดยใช้สีละลายในน้ำมันก่อนการย้อมสีให้มีปริมาณเท่ากับที่กำหนด แล้วนำมาบรรจุแยกกันในภาชนะที่ใช้ในการวัดสีตามวิธีทดสอบ ASTM D 1500 แล้วตรวจพิจารณาด้วยสายตา หรือ (2) ASTN D 2392
	12.1 ชนิดของสี (Hue)				น้ำเงิน[2/]		
	12.2 เนื้อสี (Dye ,)	มิลลิกรัม/ลิตร (mg/l)	ไม่ต่ำกว่า		7.0		
	12.3 ความเข้มของสี (Intensity)		ไม่ต่ำกว่า และ ไม่สูงกว่า	- 4.0		4.5 7.5	ASTM D 1500
14	ไบโอดีเซลประเภทเมทิลเอสเตอร์ของกรดไขมัน (Methyl Ester of Fatty Acid,)	ร้อยละโดยปริมาตร (% vol.)	ไม่ต่ำกว่า และ ไม่สูงกว่า		4 5		EN 14078
15	คุณสมบัติการหล่อลื่น (Lubricity.)	ไมโครเมตร (µm)	ไม่สูงกว่า	460	460	-	CEC F-06-A-96
16	สารเติมแต่ง (ถ้ามี) (Additive)		ให้เป็นไปตามที่ได้รับความเห็นชอบจากอธิบดีกรมธุรกิจพลังงาน				

หมายเหตุ 1/ วิธีทดสอบอาจใช้วิธีอื่นที่เทียบเท่าก็ได้ แต่ในกรณีที่มีข้อโต้แย้งให้ใช้วิธีที่กำหนดในรายละเอียดแนบท้ายนี้

2/ ใช้สารประกอบประเภท 1,4 dialkylamino anthraquinone และใช้วิธีทดสอบตาม (1) และ(2)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

EUROPEAN UNION

EC 2000 and EC 2005 ("Euro 3" and "Euro 4")
Directive 70/220/EEC, as amended by Directive 2003/76/EC

⇒ Exhaust and evaporative emissions testing revisions for passenger cars and light duty trucks
⇒ Quality of market gasoline and diesel fuels (Directive 98/70/EC as amended by 2003/17/EC)

PASSENGER CARS (≤ 2.5 t GVW)

TEST	EMISSIONS	UNIT	EC 2000 (Euro 3 TA: 01/00 (CL I), 01/01 (CL II, III) PR: 01/01 (I) 01/02 (II, III)		EC 2005 (Euro 4 TA: 01/05 (CL I) 01/06 (CL II, III) PR: 01/06 (I) 01/07 (II, III)	
			Gasoline, LPG, NG	Diesel	Gasoline, LPG, NG	Diesel
Rev Urban + EUDC	HC	g/km	0.20	-	0.10	-
	NOx		0.15	0.50	0.08	0.25
	HC+NOx		-	0.56	-	0.30
	CO		2.3	0.64	1.0	0.50
	PM		-	0.05	-	0.025

Assigned multiplicative deterioration factors for 80 000 km limits:
Gasoline: CO, HC, NOx: 1.2
Diesel: CO: 1.1, NOx, HC+NOx: 1.0, PM: 1.2

1) Until 12/2002, diesel cars with GVW > 2 t and
a) > 6 seats or
b) off road vehicles shall be considered as N1 vehicles

Exhaust Emissions Standards | 8

EUROPEAN UNION

EC 2000 and EC 2005 ("Euro 3" and "Euro 4")
LARGE PASSENGER CARS (> 2.5 t GVW) AND LIGHT DUTY TRUCKS (≤ 3.5t GVW)

TEST	EMISSIONS	UNIT	Class I ≤ 1305 kg 1)				Class II > 1305 kg ≤ 1760 kg				Class III > 1760 kg ≤ 3500 kg			
			EC 2000 / Euro 3 TA: 01/00 (CL I), 01/01 (CL II, III) PR: 01/01 (I) 01/02 (II, III)		EC 2005 / Euro 4 TA: 01/05 (CL I) 01/06 (CL II, III) PR: 01/06 (I) 01/07 (II, III)		EC 2000 / Euro 3 TA: 01/00 (CL I), 01/01 (CL II, III) PR: 01/01 (I) 01/02 (II, III)		EC 2005 / Euro 4 TA: 01/05 (CL I), 01/06 (CL II, III) PR: 01/06 (I) 01/07 (II, III)		EC 2000 / Euro 3 TA: 01/00 (CL I), 01/01 (CL II, III) PR: 01/01 (I) 01/02 (II, III)		EC 2005 / Euro 4 TA: 01/05 (CL I), 01/06 (CL II, III) PR: 01/06 (I) 01/07 (II, III)	
			Gasoline only	Diesel only	Gasoline only	Diesel only	Gasoline only	Diesel only	Gasoline only	Diesel only	Gasoline only	Diesel only	Gasoline only	Diesel only
Rev Urban + EUDC	HC	g/km	0.20	-	0.10		0.25		0.13		0.29	-	0.16	-
	NOx		0.15	0.50	0.08	0.25	0.18	0.65	0.10	0.33	0.21	0.78	0.11	0.39
	HC+NOx		-	0.56		0.30	-	0.72	-	0.39		0.86	-	0.46
	CO		2.3	0.64	1.0	0.50	4.17	0.80	1.81	0.63	5.22	0.95	2.27	0.74
	PM			0.05		0.025	-	0.07		0.04		0.10		0.06

1) Reference weight in running order plus 25 kg

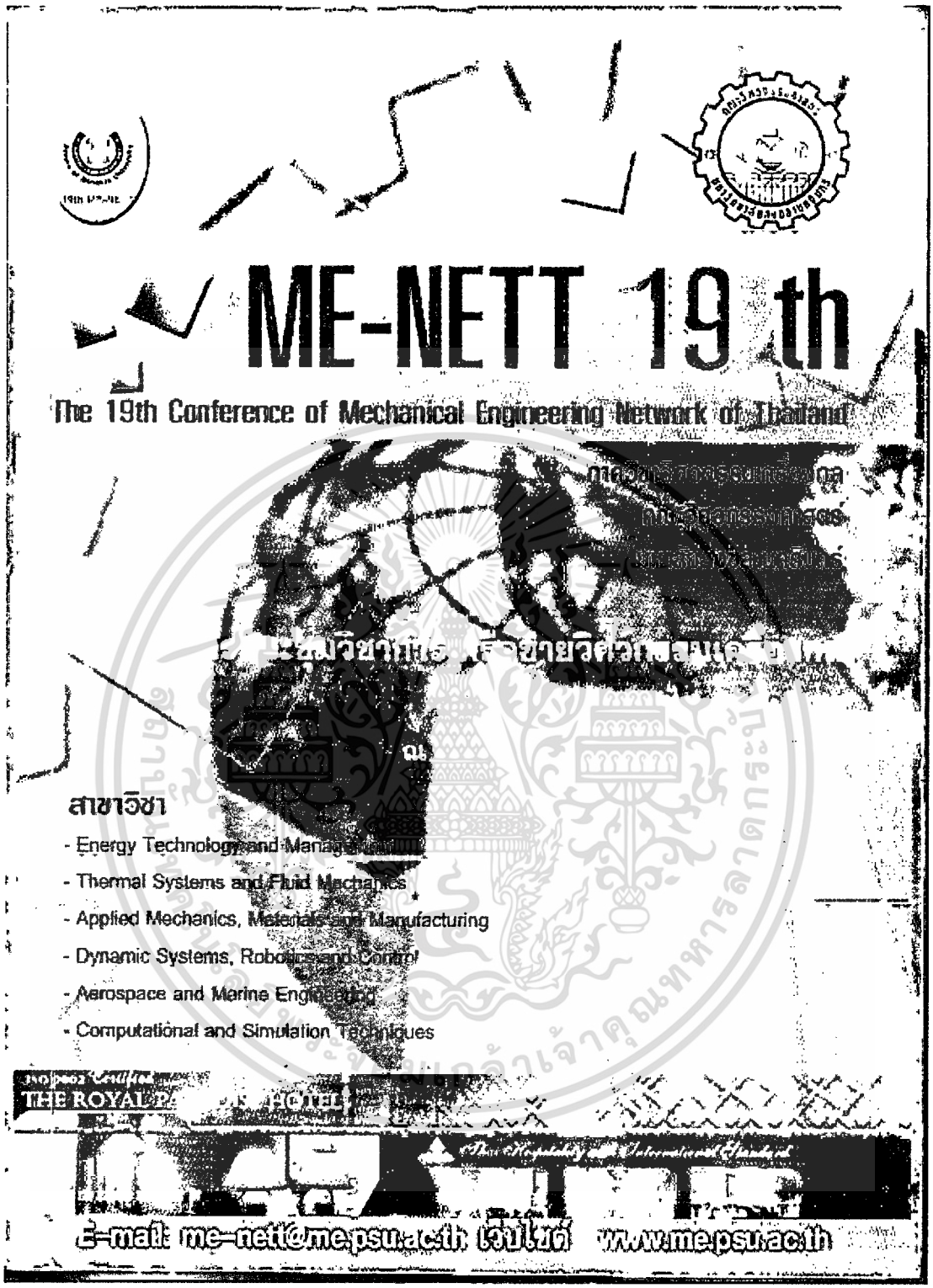
Exhaust Emissions Standards | 9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข.

ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TFM057

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 19

19-21 ตุลาคม 2548 จังหวัดภูเก็ต

อิทธิพลของความดันหัวฉีดต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันพืชดิบ

กาญจน์เลิศ สาธุวงศ์ และ จินดา เจริญพรพาณิชย์ *

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เลขที่ 3 ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520

*E-mail: kchchind@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้นำเสนอถึงผลจากการปรับค่าความดันที่หัวฉีดต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กแบบมีห้องเผาไหม้ช่วย เพื่อให้เหมาะสมกับการนำไปใช้กับน้ำมันมะพร้าวดิบ และน้ำ มันดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% โดยทำการปรับค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar, 130 bar โดยทำการวัดค่า กำลัง แรงบิด อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง ควันดำ อุณหภูมิไอเสีย พบว่าจากการปรับความดัน การฉีดเพิ่มขึ้นทำให้กำลังและแรงบิดดีขึ้น แต่อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและควันดำแย่ เมื่อเปรียบเทียบน้ำมันทั้งสามชนิดพบว่าน้ำมันดีเซลให้กำลัง,แรงบิดและอัตราการสิ้นเปลืองดีที่สุดในขณะที่น้ำมันมะพร้าวดิบ ให้ควันดำน้อยที่สุด ส่วนน้ำมันปาล์มผสม 30% ให้สมรรถนะใกล้เคียงกับดีเซล

คำหลัก: เครื่องยนต์, น้ำมันมะพร้าวดิบ, น้ำมันปาล์มดิบ, ความดันหัวฉีด

Prince of Songkla University

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 19
19-21 ตุลาคม 2548 จังหวัดภูเก็ต

อิทธิพลของความดันหัวฉีดต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้น้ำมันพืชดิบ

Effect of Injection Pressure on Engine Performance Using Crude Vegetable Oil

กาญจน์เลิศ สาชุวงศ์ และ จินดา เจริญพรพาณิชย์*
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เลขที่ 3 ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520
*E-mail: kchchind@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้นำเสนอถึงผลจากการปรับค่าความดันที่หัวฉีดต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กแบบมีห้องเผาไหม้ช่วย เพื่อให้เหมาะสมกับการนำไปใช้กับน้ำมันมะพร้าวดิบ และน้ำมันดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% โดยทำการปรับค่าความดันหัวฉีดเท่ากับ 120 bar, 130 bar โดยทำการวัดค่า กำลัง แรงบิด อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง ควันดำ อุณหภูมิไอเสีย พบว่าจากการปรับความดันการฉีดเพิ่มขึ้นทำให้กำลังและแรงบิดดีขึ้น แต่อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและควันดำแย่ลง เมื่อเปรียบเทียบน้ำมันทั้งสามชนิดพบว่าน้ำมันดีเซลให้กำลัง, แรงบิด และอัตราการสิ้นเปลืองดีที่สุดในขณะที่น้ำมันมะพร้าวดิบ ให้ควันดำน้อยที่สุด ส่วนน้ำมันดีเซลผสมปาล์ม 30% ให้สมรรถนะใกล้เคียงกับดีเซล

คำหลัก: เครื่องยนต์, น้ำมันมะพร้าวดิบ, น้ำมันปาล์มดิบ, ความดันหัวฉีด

Abstract

Effects of injection pressure on performance of an indirect injection small diesel engine operating with crude coconut oil and crude palm oil 30% blended with diesel were examined. Injection pressures were 120 and 130 bar. Brake power, torque, specific fuel consumption, smoke density and exhaust temperature were measured. Results show that the engine power increases with injection pressure. Brake specific fuel consumption and smoke density become worse when increasing injection pressure. Smoke density is the lowest in case of crude coconut oil. The engine performance in case of using blended crude palm oil with diesel is close to neat diesel.

Keywords: Engine, Crude coconut oil, Crude palm oil, Injection pressure

1. บทนำ

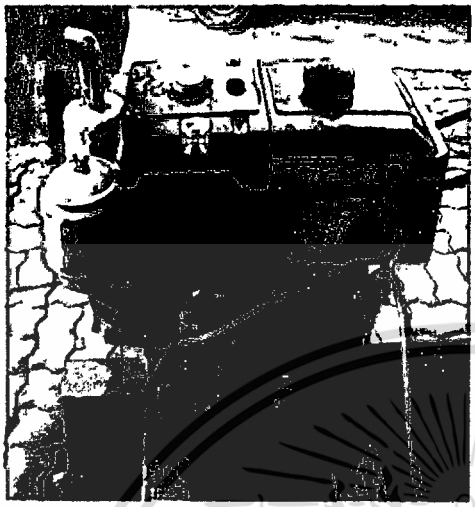
ระบบของเครื่องยนต์ดีเซลถูกพัฒนามาตั้งแต่อดีต จนถึงปัจจุบัน ทั้งนี้ ไม่เพียงแต่ระบบของเครื่องยนต์ ที่ถูกผลิตขึ้นมาใหม่ให้มีประสิทธิภาพสูงใช้งานได้สะดวก และดูแลรักษาง่ายยังมีการพัฒนาในด้านของพลังงานเชื้อเพลิงในรูปแบบใหม่ๆ เพื่อให้เหมาะสมกับเครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพสูงๆและเพื่อเป็นแนวทางในการหาพลังงานทดแทนน้ำมันดิบที่มีแนวโน้มว่ากำลังจะหมดไปในอนาคตอันใกล้นี้

น้ำมันพืชเป็นเชื้อเพลิงอย่างหนึ่ง ที่ถูกนำมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลตั้งแต่เริ่มมีการผลิตเครื่องยนต์ดีเซลโดย ดูดอบ ดีเซล แต่ด้วยคุณสมบัติที่ด้อยกว่าน้ำมันดิบจึงไม่เป็นนิยมกัน แต่ก็ยังมีการนำน้ำมันพืชมาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลพร้อมทั้งถูกพัฒนาขึ้นในรูปของ น้ำมันพืชรีไฟน์ และเอสเตอร์ ไบโอดีเซล ซึ่งทำให้มีคุณสมบัติดีขึ้นใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซลมากขึ้น ปัญหาด้านความหนืด พลังงานความร้อน การระเหย การสเปรย์การอุดตันในตัวกรองและหัวฉีด ลดน้อยลง ซึ่งก็ทำให้มูลค่าของน้ำมันเพิ่มสูงขึ้นด้วยเช่นกัน

และผลการวิจัยที่ผ่านมาในกาลก่อนนี้ ผลกระทบของน้ำมันพืชที่ใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลคือ พบการสึกกร่อนของระบบมากขึ้น เกิดเขม่าตกค้างในกระบอกสูบเข้มข้นมาก หัวฉีดประสิทธิภาพลดลง สตาร์ทติดยาก เกิดการเป็นไขที่อุณหภูมิต่ำ ปัญหาเหล่านี้จะทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ลดต่ำลงมาก และเป็นสาเหตุทำให้เครื่องยนต์เสียหายในเวลาอันสั้น ปัญหาเหล่านี้จะถูกทำให้ลดลงโดยการปรับแต่งเครื่องยนต์ให้เหมาะกับเชื้อเพลิงที่เปลี่ยนไป หรือ ปรับแต่งโครงสร้างน้ำมันพืชให้มีคุณสมบัติดีขึ้น ซึ่งในงานวิจัยนี้จะทำการปรับแต่งระบบของเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กแบบมีห้องเผาไหม้ช่วย โดยการปรับความดันหัวฉีด เพื่อลดปัญหาด้านสมรรถนะและไอเสียของเครื่องยนต์ให้ดีขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

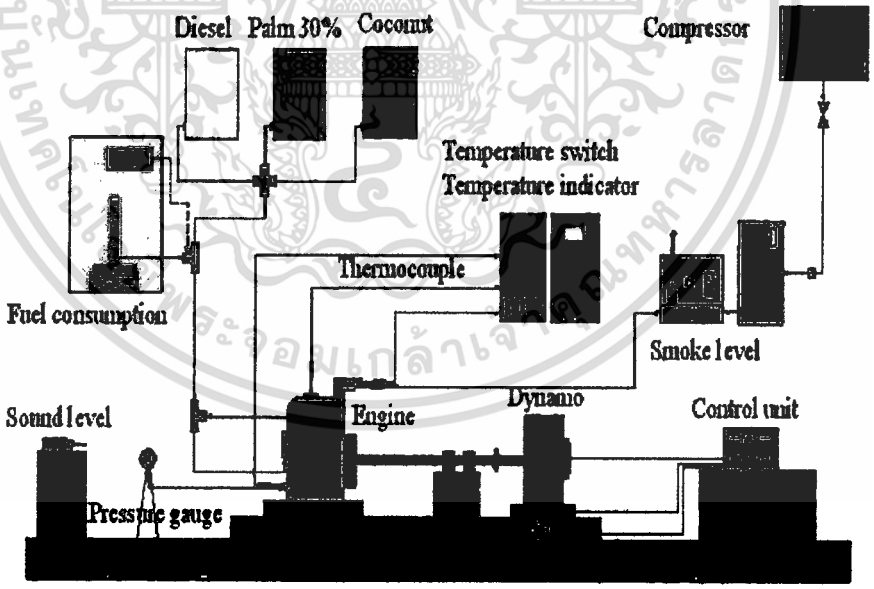
2. ขั้นตอนและอุปกรณ์การทดลอง



รูปที่ 1 แสดงเครื่องยนต์ทดสอบ Yanmar - TF 85 LM

ตารางที่ 1 ข้อมูลของเครื่องยนต์ Yanmar - TF 85 LM

จำนวนลูกสูบ	1
ความโตกระบอกสูบX ช่วงชัก	85x87 มม.
ความจุ	0.493 ลิตร
กำลังม้าสูงสุด(แรงม้า)	8.5/2200 รอบต่อนาที
อัตราส่วนการอัด	22.4
ความชิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง	195 กรัม/แรงม้า-ชั่วโมง
ทิศทางการหมุนของเพลาข้อเหวี่ยง	ทวนเข็มนาฬิกาด้านล้อช่วยแรง
น้ำมันเชื้อเพลิงที่ใช้	น้ำมันดีเซลหมุนเร็ว
องศาการฉีดเชื้อเพลิง	ก่อนศูนย์ตายบน 9.4 องศา
ความจุน้ำมันเชื้อเพลิง	10.5 ลิตร
ระบบระบายความร้อน	หม้อน้ำรังผึ้ง



รูปที่ 2 แผนภาพการทดสอบเครื่องยนต์

2.1 วิธีการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2 เงื่อนไขในการทดลอง

การทดลองปรับแต่งความดันหัวฉีด	
สมรรถนะ	กำลังและแรงบิด, การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง, ควันดำ, ไอเสีย
เชื้อเพลิง	ดีเซล 100%, น้ำมันมะพร้าวดิบ 100%, น้ำมันปาล์มดิบ30%ผสมกับดีเซล70 %
ภาระ(BMEP) (kPa)	300, 400, 500, 600
ความเร็ว(รอบต่อนาที)	2200, 2000, 1800, 1600, 1400, 1200
ความดันหัวฉีด(bar)	120, 130
องศาการฉีดเชื้อเพลิง (ก่อนศูนย์ตายบน)	9.4

2.2 ขั้นตอนการทดลอง

2.2.1 สภาวะมาตรฐานของเครื่องยนต์ที่จัดตั้ง ความดันหัวฉีด 120 bar และองศาการฉีดเชื้อเพลิงก่อนศูนย์ตายบน 9.4 องศา ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 2200 รอบต่อนาที ไม่มีภาระ และทำการทดสอบเครื่องยนต์กับเชื้อเพลิงดีเซล 100% , ดีเซล 70% ผสมกับ น้ำมันปาล์มดิบ 30% และน้ำมันมะพร้าวดิบ 100%

2.2.2 การปรับความดันหัวฉีด 130 bar และองศาการฉีดเชื้อเพลิงก่อนศูนย์ตายบน 9.4 องศา ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 2200 รอบต่อนาที ไม่มีภาระ แล้วทดสอบกับเชื้อเพลิงทั้ง 3 ชนิด โดยในการทดสอบแต่ละขั้นตอนจะต้องนำน้ำมันดีเซลมาทดสอบเพื่อเป็นค่ามาตรฐาน

3 ผลการทดลอง

3.1 กำลังและแรงบิด

ที่สภาวะมาตรฐานค่ากำลังของเครื่องยนต์น้ำมันดีเซล จะให้กำลังของเครื่องยนต์มากที่สุดที่เท่ากับ 5.78 kW รองลงมาเป็นน้ำมันดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% เท่ากับ 5.69 kW และน้ำมันมะพร้าวดิบเท่ากับ 5.65 kWซึ่งรอบเครื่องยนต์ที่ได้กำลังมากที่สุดอยู่ที่ 2000 รอบต่อนาที และหลังจากนี้เมื่อรอบของสูงขึ้นกำลังของเครื่องยนต์ก็เริ่มตกลง ดังแสดงในกราฟ(รูปที่ 3) และเมื่อทำการปรับแรงดันที่หัวฉีดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเป็น 130 bar ทำให้กำลังที่รอบต่ำๆของเครื่องยนต์ที่สภาวะมาตราฐานจะมีค่ามากกว่าและเมื่อรอบเครื่องยนต์สูงมากกว่า 1600 รอบต่อนาทีค่ากำลังของเครื่องยนต์ที่เพิ่มแรงดันที่หัวฉีดก็จะเริ่มมีค่ามากกว่าและมีค่ากำลังสูงสุดที่รอบการทำงานของเครื่องยนต์เท่ากับ 2000 รอบต่อนาทีเช่นเดียวกันโดยเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลมีกำลังมากที่สุดเท่ากับ 6.07 kW รองลงมาเป็นน้ำมันดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% เท่ากับ 5.86 kW และ น้ำมันมะพร้าวดิบเท่ากับ 5.78 kW และเมื่อรอบการทำงานเพิ่มขึ้นค่ากำลังของเครื่องยนต์ก็จะเริ่มลดลงดังแสดงในกราฟ(รูปที่ 4 รูปที่ 5)ทั้งนี้เนื่องมาจากอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ที่เพิ่มขึ้นในน้ำมันแต่ละชนิด แรงบิดก็มีรูปแบบเดียวกับค่ากำลังของเครื่องยนต์

3.2 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันแต่ละชนิดจะลดลงตามภาระที่เพิ่มให้และก็จะเพิ่มขึ้นเมื่อรอบการทำงานของเครื่องยนต์สูงขึ้น ที่สภาวะมาตราฐานความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลจะน้อยกว่า ดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% และน้ำมันมะพร้าวดิบมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากที่สุด และเมื่อภาระเท่ากับ 500 kPa และ 600 kPa ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของดีเซลและดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% จะมีค่าใกล้เคียงกัน ดังแสดงในกราฟ (รูปที่ 6) และเมื่อทำการปรับแรงดันหัวฉีดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเป็น 130 bar ทำให้ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันแต่ละชนิดเพิ่มขึ้นซึ่งเชื้อเพลิงดีเซลยังคงมีความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยที่สุดรองลงมาเป็นดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% และความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของดีเซลและดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% จะเริ่มใกล้เคียงกันเมื่อภาระเท่ากับ 400 kPa, 500 kPa และ 600 kPa ส่วนน้ำมันมะพร้าวดิบยังคงมีความสิ้นเปลืองมากที่สุดซึ่งจะเปลี่ยนแปลงจากเดิมเล็กน้อยแสดงในกราฟ(รูปที่ 7 รูปที่ 8)

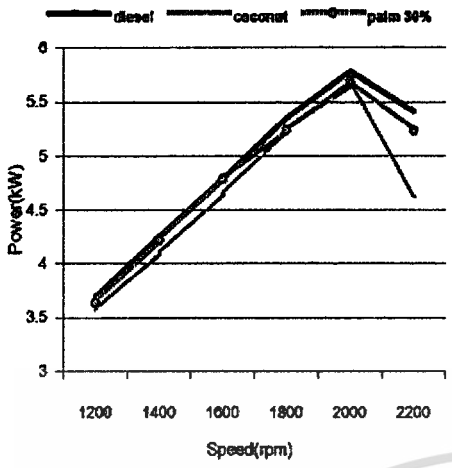
3.3 ควันดำ

ค่าควันดำของเครื่องยนต์จะมีค่าต่ำลงเมื่อรอบการทำงานของเครื่องยนต์สูงขึ้นและจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามภาระการทำงานซึ่งที่สภาวะมาตราฐานของเครื่องยนต์น้ำมันดีเซลจะให้ค่าควันดำมากที่สุดรองลงมาเป็นน้ำมันดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% ซึ่งไม่แตกต่างกันมาก และน้อยที่สุดคือน้ำมันมะพร้าวดิบซึ่งแตกต่างกันมากดังแสดงในกราฟ(รูปที่ 9)และเมื่อมีการปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 130 bar ผลปรากฏว่าทำให้ค่าควันดำของน้ำมันทุกชนิดเพิ่มขึ้น โดยเชื้อเพลิงดีเซลยังคงให้ค่าความเข้มข้นควันดำมากที่สุดรองลงมาเป็นดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% และต่ำที่สุดคือน้ำมันมะพร้าวดิบดังแสดงในกราฟ(รูปที่ 10 รูปที่ 11) ทั้งนี้มาจากปริมาณเชื้อเพลิงที่มีปริมาณเพิ่มขึ้นแล้วเกิดการเผาไหม้ไม่หมดและปัญหาด้านการสเปรย์ของเชื้อเพลิงในแต่ละชนิด

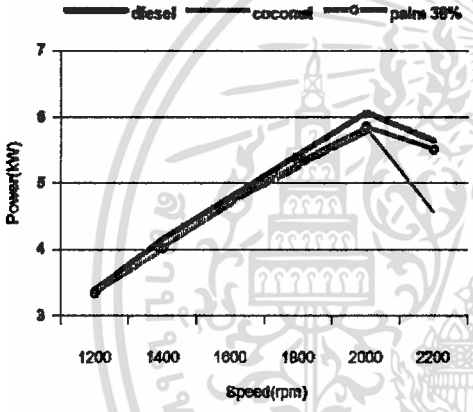
3.3 อุณหภูมิไอเสีย

ลักษณะของไอเสียของเครื่องยนต์จะมีค่าเพิ่มขึ้นตามรอบการทำงานของเครื่องยนต์และปริมาณภาระที่ให้กับเครื่องยนต์ ซึ่งที่สภาวะมาตราฐานของเครื่องยนต์ค่าอุณหภูมิไอเสียของน้ำมันดีเซลและน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าใกล้เคียงกันแต่น้ำมันมะพร้าวดิบจะสูงกว่าเล็กน้อยส่วนน้ำมันดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% มีค่าต่ำลงมาดังแสดงในกราฟ(รูปที่ 12) และเมื่อมีการปรับค่าความดันหัวฉีดเพิ่มขึ้นเป็น 130 bar ผลปรากฏว่าในช่วงภาระต่ำค่าอุณหภูมิไอเสียมีค่าลดต่ำลงจากเดิมและจะค่อยๆสูงขึ้นตามภาระ และมีค่าสูงกว่าที่ภาระเท่ากับ 600 kPa ดังแสดงในกราฟ(รูปที่ 13 รูปที่ 14) ทั้งนี้เกิดจากลักษณะของการเผาไหม้ที่แย่ลงทำให้เกิดการเผาไหม้ในท่อไอเสีย

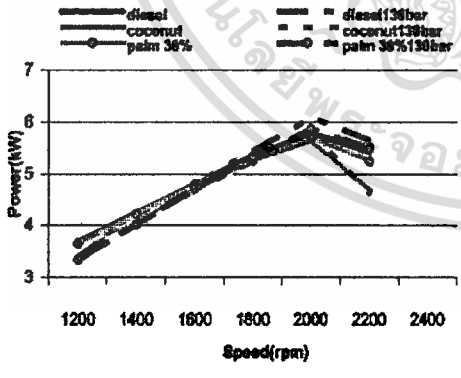
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



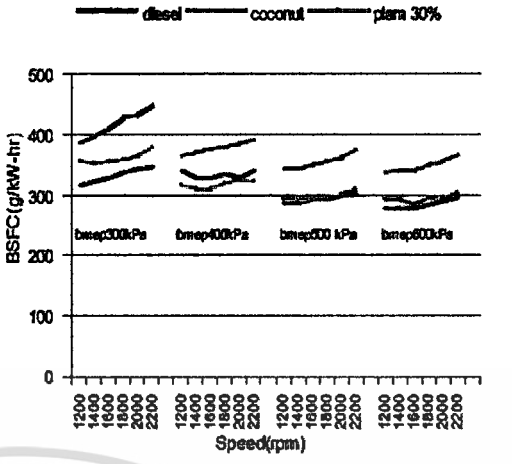
รูปที่ 3 กำลังที่สภาวะมาตราฐาน



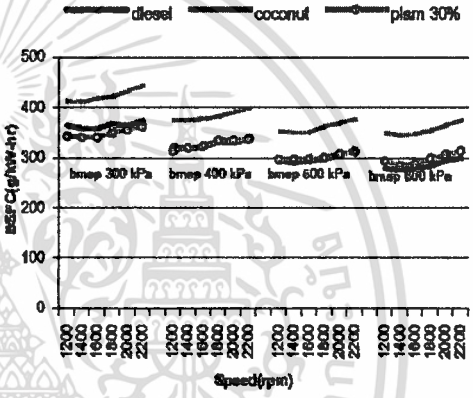
รูปที่ 4 กำลังขณะที่เพิ่มความดันหัวฉีดเท่ากับ 130 bar



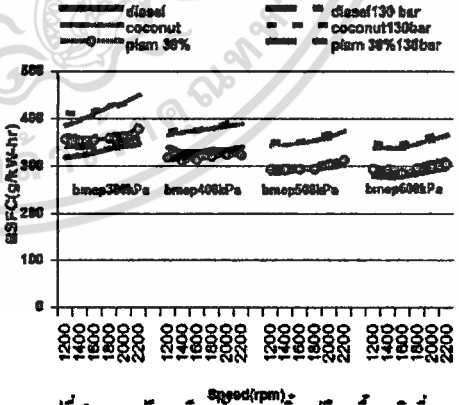
รูปที่ 5 การเปรียบเทียบกำลังที่สภาวะมาตราฐานกับกรณีที่เพิ่มความดันหัวฉีดเท่ากับ 130 bar



รูปที่ 6 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่สภาวะมาตราฐาน

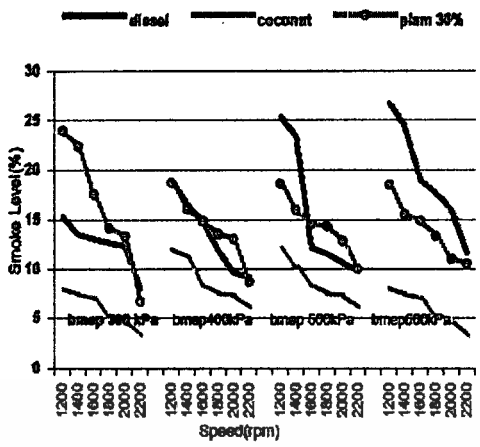


รูปที่ 7 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่เพิ่มความดันหัวฉีดเท่ากับ 130 bar

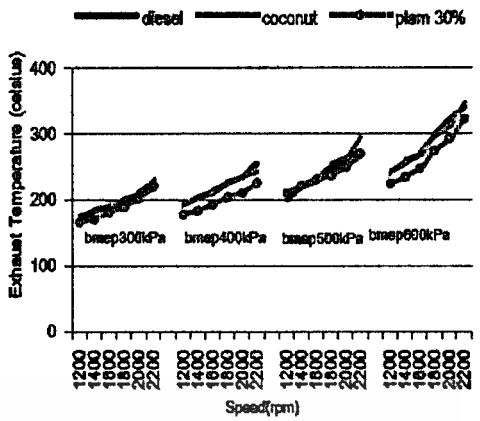


รูปที่ 8 การเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่สภาวะมาตราฐานกับกรณีที่เพิ่มความดันหัวฉีดเท่ากับ 130 bar

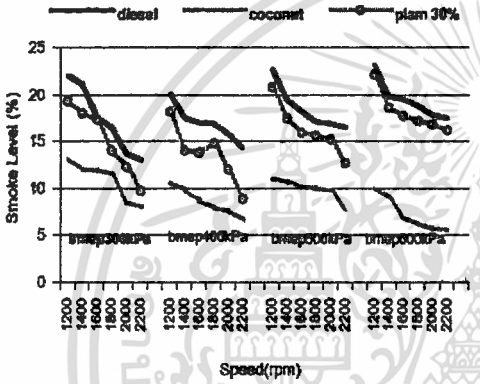
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



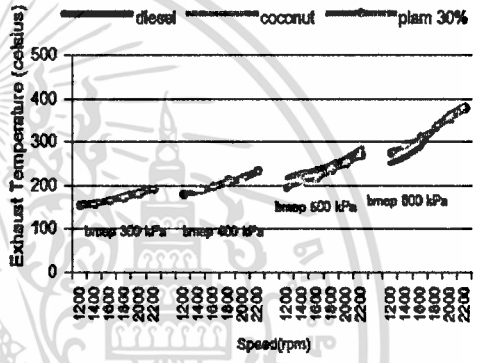
รูปที่ 9 ความเข้มข้นควันดำที่สภาวะมาตรฐาน



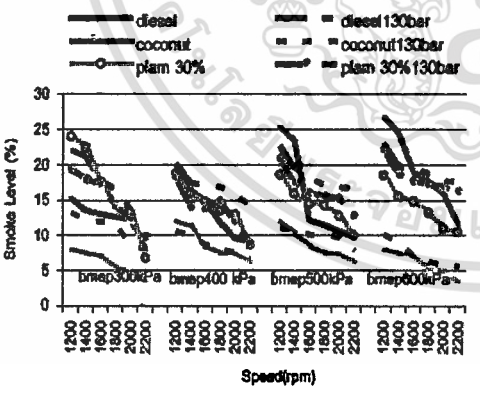
รูปที่ 12 อุณหภูมิไอเสียที่สภาวะมาตรฐาน



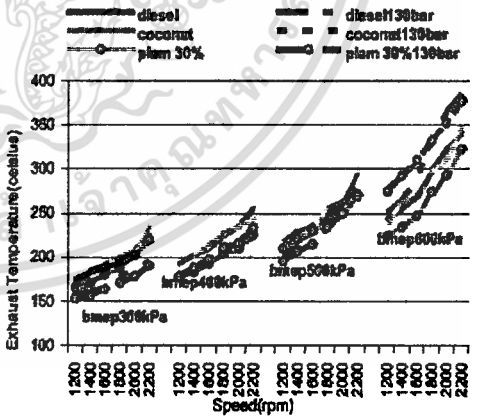
รูปที่ 10 ความเข้มข้นควันดำขณะเพิ่มความดันหัวฉีดเท่ากับ 130



รูปที่ 13 อุณหภูมิไอเสียขณะที่เพิ่มความดันหัวฉีดเท่ากับ 130 bar



รูปที่ 11 การเปรียบเทียบความเข้มข้นควันดำที่สภาวะมาตรฐานกับกรณีที่เพิ่มความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 130 bar



รูปที่ 14 การเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียที่สภาวะมาตรฐานกับกรณีที่เพิ่มความดันหัวฉีดเท่ากับ 130 bar

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. สรุปผลการทดลอง

1. ค่ากำลังและแรงบิดจะเพิ่มขึ้นเมื่อความดันหัวฉีดเพิ่มจาก 120 bar เป็น 130 bar ซึ่งค่ากำลังสูงที่สุดจะอยู่ที่ 2000 รอบต่อนาที ในทุกชนิดของน้ำมัน โดยที่น้ำมันดีเซลให้ค่ากำลังและแรงบิดมากที่สุด รองลงมาเป็นน้ำมันดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30 % และน้ำมันมะพร้าวดิบให้ค่ากำลังและแรงบิดน้อยที่สุด

2. อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดจาก 120 bar เป็น 130 bar ซึ่งอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของน้ำมันดีเซลมีค่าน้อยที่สุด รองลงมาเป็นน้ำมันดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% มีค่าใกล้เคียงกับดีเซลและน้ำมันมะพร้าวดิบมีอัตราการสิ้นเปลืองมากที่สุด

3. ความเข้มข้นของควันดำจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดจาก 120 bar เป็น 130 bar โดยที่น้ำมันดีเซลมีค่าความเข้มข้นของควันดำมากที่สุด เป็นรองลงมาเป็นน้ำมันดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% และน้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าความเข้มข้นของควันดำน้อยที่สุด

4. อุณหภูมิของไอเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความดันหัวฉีดจาก 120 bar เป็น 130 bar โดยที่น้ำมันมะพร้าวดิบมีค่าอุณหภูมิไอเสียมากที่สุด เป็นรองลงมาเป็นน้ำมันดีเซลมีค่าแตกต่างจากน้ำมันมะพร้าวน้อยมาก และน้ำมันดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30% มีค่าอุณหภูมิไอเสียต่ำที่สุด

5. สมรรถนะของเครื่องยนต์จากการปรับแต่งความดันที่หัวฉีดเพิ่มขึ้นโดยใช้กับน้ำมันดีเซลผสมน้ำมันปาล์มดิบ 30 % มีค่าใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซล

เอกสารอ้างอิง

ประชุมวิชาการภาษาไทย

[1] ภาควิชาเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ร่วมกับคณะกรรมการการจัดงานนวัตกรรมพลังงาน-ยานยนต์แห่งประเทศไทย "เอกสารการประชุมวิชาการเรื่องพลังงานทดแทนสำหรับยานยนต์ในประเทศไทย" ครั้งที่1 วันที่ 20 กันยายน พ.ศ. 2547 ณ โรงแรมเจ้าพระยาปาร์ค ห้องรัชดา

English Conference

[2] Willard W. Pulkrabek, " Engineering fundamentals of the Internal Combustion Engine"

English Journal

[3] AZMI YAHYA* and STEPHEN J. MARLEY** performance and exhaust emissions of a compression ignition engine operating on ester fuels at increase injection pressure and advance timing" Biomass and Bioenergy Vol.6, No. 4, pp.297-319, 1994

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

นายกาญจน์เลิศ สาธุวงศ์ เกิดเมื่อวันที่ 16 สิงหาคม พ.ศ.2524 สำเร็จการศึกษาปริญญาตรี วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเกษตร ภาควิชาวิศวกรรมเกษตร คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตกำแพงแสน ในปีการศึกษา 2547 และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ในปีการศึกษา 2547

ที่อยู่อาศัย 157/2 หมู่ 3 ตำบลบ้านแหลม อำเภอบางปลาม้า จังหวัดสุพรรณบุรี รหัสไปรษณีย์ 72150 โทร 035-587196 อีเมลล์ kanlurd_1@hotmail.com

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้