



คุณลักษณะการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงผสมปาล์มไบโอดีเซล - เอทานอล
ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก

ณัฐพล ศิริสวัสดิ์

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี
ปีการศึกษา 2557
ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยอุบลราชธานี



COMBUSTION CHARACTERISTICS OF PALM BIODIESEL – ETHANOL
BLENDED IN A SMALL DIESEL ENGINE

NATTHAPON SIRISAWAT

A THESIS SUMMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT OF THE REQUIREMENTS
FOR THE DEGREE OF MASTER OF ENGINEERING
MAJOR IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
UBON RATCHATHANI UNIVERSITY
ACADEMIC YEAR 2014
COPYRIGHT OF UBON RATCHATHANI UNIVERSITY



ใบรับรองวิทยานิพนธ์
มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

เรื่อง คุณลักษณะการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงผสมปาล์มไบโอดีเซล-เอทานอลในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก

ผู้วิจัย นายณัฐพล ศิริสวัสดิ์

คณะกรรมการสอบ

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ประชา บุญวานิชกุล	ประธานกรรมการ
ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ประชาสันติ ไตรยสุทธิ	กรรมการ
รองศาสตราจารย์ ดร.กุลเชษฐ์ เพียรทอง	กรรมการ

อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ประชาสันติ ไตรยสุทธิ)

(รองศาสตราจารย์ ดร.กุลเชษฐ์ เพียรทอง)
คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(รองศาสตราจารย์ ดร.อริยาภรณ์ พงษ์รัตน์)
รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการ

ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยอุบลราชธานี

ปีการศึกษา 2557

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ อาจารย์ที่ปรึกษา ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ประชาสันติ ไตรยสุทธิ์ และอาจารย์ที่ปรึกษาร่วมรองศาสตราจารย์ ดร.กุลเชษฐ์ เพียรทอง ที่ช่วยให้คำแนะนำ ข้อคิดเห็น และวิธีการทำ และการเขียนงานวิจัย ตลอดช่วงเวลาที่ทำการวิจัย และขอขอบคุณประธานการสอบเค้าโครงวิทยานิพนธ์ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ฉัตรชัย เบญจปิยะพร และขอขอบคุณท่านประธานกรรมการสอบป้องกันวิทยานิพนธ์ รองศาสตราจารย์ ดร.ประชา บุญยวานิชกุล ที่ให้ข้อเสนอแนะ และคำแนะนำให้วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จได้ด้วยดี

ขอขอบคุณอาจารย์ประจำ EN4 ซึ่งเป็นที่ตั้งเครื่องทดลองที่ให้ความช่วยเหลือต่าง ๆ และอำนวยความสะดวกในการทดลอง และใช้สถานที่ ขอขอบคุณคุณพิศาล สมบัติวงศ์ จากศูนย์วิจัยและบริการด้านพลังงานมหาวิทยาลัยอุบลราชธานี และนักศึกษาปริญญาตรีที่ช่วยทำการทดลองงานวิจัยนี้ และขอขอบคุณ คณาจารย์ บุคลากร เจ้าหน้าที่ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี และผู้ที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้ ที่ได้ช่วยให้งานวิจัยสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนเงินทุนในการทำวิจัยจาก ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี และบิดา มารดา ที่เลี้ยงดูส่งเสริมการศึกษา และสนับสนุนเงินทุนช่วยให้งานวิจัยดำเนินต่อจนสำเร็จ เป็นวิทยานิพนธ์ฉบับนี้


ณัฐพล ศิริสวัสดิ์
ผู้วิจัย

บทคัดย่อ

- ชื่อเรื่อง : คุณลักษณะการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงผสมปาล์มไบโอดีเซล – เอทานอล
ในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก
- ผู้วิจัย : ญัฐพล ศิริสวัสดิ์
- ชื่อปริญญา : วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
- สาขาวิชา : วิศวกรรมเครื่องกล
- อาจารย์ที่ปรึกษา: ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ประชาสันติ ไตรยศุทธิ์
- คำสำคัญ : คุณลักษณะการเผาไหม้, ช่วงล่าช้าการเผาไหม้, ปาล์มไบโอดีเซล – เอทานอล,
การปล่อยมลพิษของไอเสีย

จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมา พบว่าการใช้ปาล์มไบโอดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซล ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ลดลง เนื่องจากการจุดระเบิดเร็วกว่าดีเซล งานวิจัยนี้จึงได้ผสมเอทานอลเพื่อหน่วงการจุดระเบิดให้ช้าลง โดยการศึกษาคุณลักษณะการเผาไหม้ของน้ำมันผสมระหว่างปาล์มไบโอดีเซลกับเอทานอลที่อัตราส่วนร้อยละ 5, 10, 15 และ 20 (BE5, BE10, BE15 และ BE20) โดยปริมาตร ทดสอบในเครื่องยนต์ดีเซลหนึ่งสูบ แบบฉีดตรง ที่ยังไม่ได้ปรับแต่งเครื่องยนต์ และติดตั้งอุปกรณ์วัดสมรรถนะ ความดันในห้องเผาไหม้ และมลพิษของไอเสีย ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1300 – 2100 rpm แรงบิด 0 – 23.4 N.m จากการศึกษา พบว่าเมื่ออัตราส่วนของเอทานอลเพิ่มขึ้น ช่วงล่าช้าการเผาไหม้จะเพิ่มขึ้น เนื่องจากผลการหน่วงการเผาไหม้ของเอทานอล ทำให้ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้เลื่อนเข้ามาใกล้จุดศูนย์ตายบน ทำให้ได้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่าดีเซล โดยที่อัตราส่วน BE5, BE10 และ BE15 ในช่วงความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 18.8 N.m จะมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่าดีเซล ร้อยละ 4.9, 4.4 และ 2.9 ตามลำดับ ผลการวิเคราะห์ไอเสีย พบว่า เมื่ออัตราส่วนของเอทานอลเพิ่มขึ้นออกไซด์ของไนโตรเจนจะสูงขึ้น เนื่องจากปริมาณออกซิเจนในเอทานอลช่วยให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูงขึ้น ขณะที่ก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ลดลง ดังนั้นแสดงให้เห็นว่าในช่วงความเร็วรอบ 1300 – 1700 rpm BE5 และ BE10 สามารถนำมาใช้ทดแทนดีเซลได้โดยที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์สูงกว่าดีเซลเล็กน้อย

ABSTRACT

TITLE : COMBUSTION CHARACTERISTICS OF PALM BIODIESEL – ETHANOL
BLENDED IN A SMALL DIESEL ENGINE

AUTHOR : NATTHAPHON SIRISAWAT

DEGREE : MASTER OF ENGINEERING

MAJOR : MACHANICAL ENGINEERING

ADVISOR : ASST.PROF. PRACHASANTI THAIYASUIT, Ph.D.

KEYWORDS : COMBUSTION CHARACTERISTIC, IGNITION DELAY,
PALMBIODIESEL – ETHANOL, EXHAUST GAS EMISSION

Previously in many studies in diesel engine operated with palm biodiesel the lower brake thermal efficiency compared to diesel due to advance combustion has been found. Therefore the ethanol is blended to the biodiesel in order to retard the combustions of the fuel. Objective of this research is to investigate the combustion characteristics of palm biodiesel – ethanol blended as a fuel in a small diesel engine. The effects of ethanol blended at ratio 5%, 10%, 15% and 20% (BE5, BE10, BE15 and BE20) by volume on the ignition delay are examined on unmodified single cylinder direct injection diesel engine. There are dynamometer, a pressure transducer and an exhaust gas analyzer which were installed on the engine. In experiment the engine speed and torque were operated at 1300 – 2100 rpm and 0 – 23.4 N.m. respectively. It is found that the ignition delays increase with high ethanol-blended fuel. Because of the benefit of retardant, the start of combustion closed to top dead center, higher brake thermal efficiency compared to diesel fuel are found. Maximum brake thermal efficiency from BE5 BE10 and BE15 conditions with 1300 rpm 18.8 N.m is better than that from diesel by over 4.9%, 4.4% and 2.9% respectively. Moreover the slightly decreasing of the CO and increasing of the NO_x with high ethanol-blended fuel are found in investigation on exhaust emissions. These are because the oxygen content in ethanol leads the complete combustion in combustion chamber with high temperature. The results show that at 1300 - 1700 rpm BE5 - 10 can be operated on diesel engine with slightly high thermal efficiency over operated with diesel fuel.

สารบัญ

	หน้า
กิตติกรรมประกาศ	ก
บทคัดย่อภาษาไทย	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ค
สารบัญ	ง
สารบัญตาราง	ฉ
สารบัญภาพ	ช
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความสำคัญและที่มาของโครงการ	1
1.2 วัตถุประสงค์	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	3
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
บทที่ 2 ทฤษฎี และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	
2.1 น้ำมันดีเซล	4
2.2 น้ำมันไบโอดีเซล	4
2.3 เปรียบเทียบ เอทิล และเมทิลเอสเทอร์	8
2.4 เอทานอล	9
2.5 เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดหรือเครื่องยนต์ดีเซล	10
2.6 การคำนวณสมรรถนะของเครื่องยนต์	12
2.7 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้	13
2.8 รูปแบบการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล	16
2.9 ผลของเชื้อเพลิงต่อการจุดระเบิดล่าช้า	19
2.10 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	20
บทที่ 3 อุปกรณ์การทดลอง และวิธีการทดลอง	
3.1 ชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ	24
3.2 ลักษณะทั่วไปของเครื่องที่ใช้ในการทดสอบ	25
3.3 เซนเซอร์ที่ใช้งาน	27
3.4 ชุดวิเคราะห์การเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์	30
3.5 วิธีการทดลอง	32

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 4 ผลการทดลอง และการวิเคราะห์ผล	
4.1 ผลทดสอบความดันในห้องเผาไหม้	34
4.2 อัตราการปล่อยความร้อน	50
4.3 การปล่อยความร้อนสุทธิ	65
4.4 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก	82
4.5 อุณหภูมิของก๊าซไอเสีย และมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ	85
บทที่ 5 สรุปผลการทดลอง และการวิเคราะห์ผล	
5.1 ความดันภายในห้องเผาไหม้	94
5.2 อัตราการปล่อยความร้อน และการปล่อยความร้อนสุทธิ	94
5.3 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก	95
5.4 อุณหภูมิของก๊าซไอเสีย และมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์	96
5.5 ข้อเสนอแนะ	97
เอกสารอ้างอิง	98
ภาคผนวก	102
ประวัติผู้วิจัย	105

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
4.1	ตำแหน่งของความดันสูงสุด และค่าความดันสูงสุดที่แรงบิด 4.7 N.m	37
4.2	ตำแหน่งของความดันสูงสุด และค่าความดันสูงสุดที่แรงบิด 9.4 N.m	40
4.3	ตำแหน่งของความดันสูงสุด และค่าความดันสูงสุดที่แรงบิด 14.1 N.m	43
4.4	ตำแหน่งของความดันสูงสุด และค่าความดันสูงสุดที่แรงบิด 18.8 N.m	46
4.5	ตำแหน่งของความดันสูงสุด และค่าความดันสูงสุดที่แรงบิด 23.4 N.m	49
4.6	จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่แรงบิด 4.7 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ	67
4.7	จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่แรงบิด 4.7 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ	67
4.8	จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่แรงบิด 9.4 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ	70
4.9	จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่แรงบิด 9.4 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ	70
4.10	จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่แรงบิด 14.1 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ	73
4.11	จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่แรงบิด 14.1 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ	74
4.12	จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่แรงบิด 18.8 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ	77
4.13	จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่แรงบิด 18.8 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ	77
4.14	จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่แรงบิด 23.4 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ	80
4.15	จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่แรงบิด 23.4 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ	80
4.16	ปริมาณก๊าซไอเสีย NO _x ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1300 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	88
4.17	ปริมาณก๊าซไอเสีย NO _x ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1500 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	88
4.18	ปริมาณก๊าซไอเสีย NO _x ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1700 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	88
4.19	ปริมาณก๊าซไอเสีย NO _x ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1900 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	89
4.20	ปริมาณก๊าซไอเสีย NO _x ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 2100 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	89
4.21	ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1300 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	90

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
4.22 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1500 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	90
4.23 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1700 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	90
4.24 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1900 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	91
4.25 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 2100 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	91
4.26 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ₂ ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1300 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	92
4.27 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ₂ ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1500 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	92
4.28 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ₂ ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1700 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	92
4.29 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ₂ ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1900 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	93
4.30 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ₂ ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 2100 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ	93
4.31 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกเมื่อใช้เชื้อเพลิง D100, B100 และ BE5 – 20 ที่แรงบิดและความเร็วรอบต่าง ๆ	102
4.32 อุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิง D100, B100 และ BE5 – 20 ที่แรงบิด และความเร็วรอบต่าง ๆ	103

สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
2.1	การเกิดปฏิกิริยาทรานเอสเทอร์ฟิเคชันของไบโอดีเซล	6
2.2	การทำงานของเครื่องยนต์ 4 จังหวะแบบจุดระเบิดด้วยการอัด	10
2.3	ระบบเปิดสำหรับการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนของกระบวนการเผาไหม้ ในเครื่องยนต์แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง	14
2.4	ความดันกระบอกสูบ (P) ระยะยกวาล์วเข็มหัวฉีด (l_n) และความดันเชื้อเพลิงในท่อ (P_f)	16
2.5	ความดันกระบอกสูบ (P) ,อัตราการฉีดเชื้อเพลิง(m_n) และอัตราการปล่อยความร้อน(Q_n)	17
2.6	ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการฉีดของเชื้อเพลิง และอัตราการเผาไหม้ หรือการปล่อยพลังงาน	17
2.7	กราฟอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ โดยใช้ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงทั่วไป และช่วงต่าง ๆ ของการเผาไหม้	18
2.8	เครื่องยนต์ที่ติดตั้งหัวฉีดเมทานอล และไดนาโมมิเตอร์	20
3.1	แผนผังเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ในการทดสอบ	24
3.2	เครื่องยนต์ดีเซล แบบฉีดตรง (Direct Injection) 1 สูบ	25
3.3	ไดนาโมมิเตอร์ ชนิด Electro Dynamometer	26
3.4	เซนเซอร์วัดองศาเพลลาข้อเหวี่ยง และตำแหน่งการติดตั้ง	27
3.5	เซนเซอร์วัดความดันในห้องเผาไหม้ และตำแหน่งที่ติดตั้ง	28
3.6	เครื่องวัดแก๊สไอเสีย ยี่ห้อ Infrared industries	39
3.7	Dynamic signal amplifier	30
3.8	กล่องเครื่องขยายสัญญาณ และส่งสัญญาณ	31
3.9	เครื่องรับสัญญาณจากเครื่องขยายสัญญาณ	31
3.10	ชุดอุปกรณ์การทดลอง เครื่องคอมพิวเตอร์ที่ติดตั้งเครื่องรับสัญญาณ และโปรแกรม วิเคราะห์การเผาไหม้ DEWESOFT	32
4.1	ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 4.7 N.m	34
4.2	ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 4.7 N.m	35
4.3	ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 4.7 N.m	35
4.4	ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 4.7 N.m	36

สารบัญญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
4.32	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 9.4 N.m	54
4.33	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 9.4 N.m	54
4.34	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 9.4 N.m	55
4.35	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 9.4 N.m	55
4.36	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 14.1 N.m	56
4.37	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 14.1 N.m	56
4.38	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 14.1 N.m	57
4.39	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 14.1 N.m	57
4.40	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 14.1 N.m	58
4.41	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 18.8 N.m	59
4.42	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 18.8 N.m	59
4.43	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 18.8 N.m	60
4.44	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 18.8 N.m	60
4.45	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 18.8 N.m	61
4.46	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 23.4 N.m	62
4.47	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 23.4 N.m	62
4.48	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 23.4 N.m	63
4.49	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 23.4 N.m	63
4.50	อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 23.4 N.m	64
4.51	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 4.7 N.m	65
4.52	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 4.7 N.m	65
4.53	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 4.7 N.m	66
4.54	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 4.7 N.m	66
4.55	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 4.7 N.m	66
4.56	เวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง D100 – BE20 ที่แรงบิด 4.7 N.m	67
4.57	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 9.4 N.m	68
4.58	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 9.4 N.m	69

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
4.59	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 9.4 N.m	69
4.60	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 9.4 N.m	69
4.61	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 9.4 N.m	70
4.62	เวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง D100 – BE20 ที่แรงบิด 9.4 N.m	71
4.63	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 14.1 N.m	72
4.64	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 14.1 N.m	72
4.65	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 14.1 N.m	72
4.66	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 14.1 N.m	73
4.67	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 14.1 N.m	73
4.68	เวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง D100 – BE20 ที่แรงบิด 14.1 N.m	74
4.69	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 18.8 N.m	75
4.70	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 18.8 N.m	75
4.71	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 18.8 N.m	76
4.72	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 18.8 N.m	76
4.73	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 18.8 N.m	76
4.74	เวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง D100 – BE20 ที่แรงบิด 18.8 N.m	77
4.75	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 23.4 N.m	78
4.76	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 23.4 N.m	79
4.77	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 23.4 N.m	79
4.78	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 23.4 N.m	79
4.79	การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 23.4 N.m	80
4.80	เวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง D100 – BE20 ที่แรงบิด 23.4 N.m	81
4.81	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm	82
4.82	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm	82
4.83	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm	83
4.84	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm	83
4.85	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	84

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
4.86	อุณหภูมิไอเสีย ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm	85
4.87	อุณหภูมิไอเสีย ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm	85
4.88	อุณหภูมิไอเสีย ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm	86
4.89	อุณหภูมิไอเสีย ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm	86
4.90	อุณหภูมิไอเสีย ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm	87

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของโครงการ

ปัจจุบันการนำพลังงานเชื้อเพลิงทดแทนมาใช้เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่มีการศึกษาค้นคว้า และวิจัยมากขึ้น เพื่อค้นหาชนิดของเชื้อเพลิงที่จะนำมาใช้ทดแทนน้ำมันดีเซล ซึ่งมีปริมาณการบริโภคเฉลี่ย 51.404 ล้านลิตรต่อวันในปี 2554 (กรมธุรกิจพลังงาน กระทรวงพลังงาน, 2555) ดังนั้นการหาเชื้อเพลิงมาทดแทนจึงจำเป็นอย่างมาก และเพื่อลดการนำเข้าพลังงานจึงจำเป็นที่จะต้องนำทรัพยากรที่มีอยู่ในประเทศมาใช้เพื่อให้เกิดประโยชน์สูงสุด

พลังงานปิโตรเลียมถูกนำไปใช้เป็นพลังงานทั้งในภาคการผลิต และภาคขนส่ง ดีเซลก็เป็นส่วนหนึ่งของปิโตรเลียม ซึ่งในขณะนี้ราคามีความไม่แน่นอน และแนวโน้มสูงขึ้น เนื่องจากมีความต้องการมากขึ้น และไม่สามารถผลิต หรือขุดเจาะให้มากเท่าความต้องการได้ ดังนั้นเชื้อเพลิงที่ได้จากธรรมชาติจึงเป็นทางเลือกอีกทางหนึ่งในการนำพลังงานทดแทนมาผ่านกระบวนการเพื่อทดแทนดีเซลที่ขาดแคลน งานวิจัยนี้จึงได้นำไบโอดีเซลจากน้ำมันปาล์มมาทดสอบกับเครื่องยนต์สูบเดียวเพื่อหาความเหมาะสมของอัตราส่วนของเอทานอลที่ต้องผสมในไบโอดีเซลจากน้ำมันปาล์มเพื่อห้วงจังหวะการเผาไหม้ของไบโอดีเซลทำให้ไม่จำเป็นต้องปรับแต่งเครื่องยนต์ เพื่อให้เครื่องยนต์สามารถใช้ไบโอดีเซลได้

จากการศึกษางานวิจัยที่ใช้ไบโอดีเซล เป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในแบบจุดระเบิดด้วยแรงอัด พบว่ารูปแบบ และคุณลักษณะการเผาไหม้จะแตกต่างจากดีเซล เช่น งานวิจัยของ Sahoo et al. (2009: 994-999) ที่ได้ศึกษาจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ของไบโอดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กชนิด 1 สูบ 4 จังหวะ ระบายความร้อนด้วยน้ำกำลังสูงสุด 6 kW พบว่า เมื่อใช้ไบโอดีเซลจากสบู่ดำ Koranja และ Polanga เป็นเชื้อเพลิง จุดเริ่มต้นการเผาไหม้จะเกิดล่วงหน้าดีเซลอยู่ 4.2, 4.5 และ 4.2 องศาเฟลาซ็องเหวียงตามลำดับ จากงานวิจัยของ Bittle et al. (2010: 4166-4177) พบว่าไบโอดีเซลจะมีช่วงการเผาไหม้ล่าช้าสั้นกว่าดีเซล และ Canakci (2007: 1167-1175) ก็ได้ผลที่สอดคล้องเช่นกัน คือไบโอดีเซลจะเริ่มเผาไหม้ก่อนดีเซล ซึ่งเกิดจากการฉีดเชื้อเพลิงก่อน (เนื่องจากไบโอดีเซลมีค่าการอัดตัวได้ต่ำกว่าดีเซล โมดูลัส รวมทั้งความหนืดที่สูงกว่าดีเซล) และค่าซีเทนที่สูงกว่าของไบโอดีเซล เนื่องจากเครื่องยนต์ได้ถูกปรับแต่งจังหวะการทำงานจากผู้ผลิตเพื่อให้เหมาะสมกับดีเซล ดังนั้นเมื่อเปลี่ยนมาใช้ไบโอดีเซลในเครื่องยนต์ดีเซล ซึ่งไบโอดีเซลจะมีจังหวะเริ่มต้นการเผาไหม้เร็วกว่าดีเซล โดยเฉพาะเมื่อจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นก่อนจุดศูนย์ตายบน (TDC) จะส่งผลให้

แรงดันที่ได้จากการเผาไหม้ส่วนทางกับทิศทางการเคลื่อนที่ของลูกสูบ ทำให้เกิดการสูญเสียงานเกิดขึ้น นอกจากนี้งานวิจัย Torres-Jimenez et al. (2011: 1968 – 1979) และ Wang et al. (2010: 2071 – 2077) ได้ทำการศึกษาคุณลักษณะการฉีดเชื้อเพลิงระหว่างดีเซล ไบโอดีเซล และไบโอดีเซลผสมเอทานอล พบว่าไบโอดีเซลจะเริ่มฉีดก่อนดีเซล เนื่องจาก ค่าโมดูลัส และความหนืดที่สูงกว่าดีเซล และยังมีผลทำให้ระยะเวลาในการฉีดของไบโอดีเซลยาวนานขึ้นมากกว่าดีเซล แต่เมื่อนำเอทานอลมาผสมกับไบโอดีเซล จะทำให้จุดเริ่มต้นการฉีดของเชื้อเพลิงช้าลง และช่วงระยะเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงสั้นลงด้วยเช่นเดียวกัน โดยระยะเวลาในการฉีดที่ลดลงนี้จะแปรผันตามอัตราส่วนของเอทานอล เนื่องจากความหนาแน่น และความหนืดจะลดลงเมื่ออัตราส่วนของเอทานอลสูงขึ้น แต่ในขณะเดียวกัน ค่าซีเทนของไบโอดีเซลผสมเอทานอลก็จะมีค่าต่ำลงด้วย เนื่องจากค่าซีเทนของเอทานอลมีค่าประมาณ 6 ซึ่งจะส่งผลต่อคุณลักษณะการเผาไหม้โดยรวม ดังนั้นงานวิจัยนี้ จึงมีวัตถุประสงค์ที่จะใช้เอทานอลซึ่งสามารถผลิตได้ภายในประเทศมาเป็นสารหน่วงจังหวะการจุดระเบิดของเชื้อเพลิง และศึกษาผลกระทบต่อคุณลักษณะการเผาไหม้ของปาล์มไบโอดีเซลเมื่อผสมกับเอทานอล ซึ่งการปรับองศาการฉีดให้ความสัมพันธ์กับเชื้อเพลิงนั้นเป็นไปได้ยากในเครื่องยนต์หัวฉีดเปิดด้วยแรงดัน ดังนั้นการปรับปรุงคุณสมบัติของไบโอดีเซลให้มีความคล้ายกับดีเซลจึงเป็นทางเลือกที่ดีกว่า การปรับปรุงนั้นมีหลายวิธี เช่น สารปรุงแต่งค่าซีเทน หรือสารผสมอื่น ๆ ที่สามารถลดค่าซีเทนได้ ในงานวิจัยนี้จึงได้ทำการปรับปรุงโดยการนำแอลกอฮอล์ (เอทานอล) ซึ่งมีค่าซีเทนต่ำประมาณ 6 มาผสมกับไบโอดีเซลเพื่อลดค่าซีเทนของไบโอดีเซล เพื่อที่จะสามารถใช้ไบโอดีเซลกับเครื่องยนต์โดยไม่ต้องปรับแต่งและทดสอบเพื่อหาสมรรถนะ และคุณลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลเพื่อการเกษตร (1 สูบ 4 จังหวะ DI) เมื่อใช้แอลกอฮอล์ชนิดเอทานอลผสมกับไบโอดีเซลจากปาล์มในอัตราส่วนต่าง ๆ โดยปริมาตรเพื่อหาอัตราส่วนที่เหมาะสม และความเป็นไปได้ในการนำเอทานอลผสมกับไบโอดีเซลจากปาล์ม (ไบโอดีเซล – เอทานอล) เพื่อให้สามารถใช้ได้จริงในอนาคต

1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 เพื่อวิเคราะห์และศึกษาคุณลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ เมื่อใช้ไบโอดีเซลผสมเอทานอลเป็นเชื้อเพลิง

1.2.2 เพื่อหาอัตราส่วนผสมของเอทานอลกับไบโอดีเซลที่เหมาะสม ที่สามารถใช้งานกับเครื่องยนต์เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์เมื่อใช้ไบโอดีเซลจากปาล์ม

1.2.3 เพื่อวัดปริมาณก๊าซไอเสียจากการใช้เชื้อเพลิงผสมไบโอดีเซล-เอทานอล

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

ในการวิจัยนี้เป็นการทดสอบเชื้อเพลิงกับเครื่องยนต์ที่ติดตั้งบนไดนาโมมิเตอร์ แบบใช้ไฟฟ้าสร้างภาระแรงบิด เพื่อหาสมรรถนะของเครื่องยนต์

1.3.1 เชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดลองเป็นไบโอดีเซลจากปาล์ม โดยผ่านกระบวนการทรานเอสเทอร์ริฟิเคชัน และเอทานอลความบริสุทธิ์ที่ร้อยละ 99.8 ผสมในอัตราส่วนร้อยละ 5, 10, 15 และ 20 โดยปริมาตร (BE5, BE10, BE15 และ BE20) เพื่อหาความเหมาะสมของอัตราส่วนของไบโอดีเซลกับเอทานอล

1.3.2 ทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซล 1 สูบ 4 จังหวะ แบบฉีดตรงที่ติดตั้งบนไดนาโมมิเตอร์ ที่ความเร็วรอบ 1300, 1500, 1700, 1900 และที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

1.3.3 ตัวแปรที่ศึกษาคือ แรงบิด ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ความดันในห้องเผาไหม้อัตราการปล่อยความร้อน ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

1.3.4 วิเคราะห์การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ โดยการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง การปล่อยความร้อนสุทธิ และจุดเริ่มต้นการเผาไหม้

1.3.5 วัดอุณหภูมิก๊าซไอเสีย มลพิษของก๊าซไอเสีย เช่น ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) จากการใช้เชื้อเพลิง

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 ได้ข้อมูลและวิธีการปรับปรุงสมรรถนะเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ ไบโอดีเซล – เอทานอลเป็นเชื้อเพลิง

1.4.2 เพื่อลดปริมาณการบริโภคน้ำมันดีเซลในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

1.4.3 เป็นทางเลือกใหม่สำหรับการใช้เชื้อเพลิงทดแทนกับเครื่องยนต์ดีเซล

บทที่ 2

ทฤษฎี และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 น้ำมันดีเซล

น้ำมันดีเซล คือน้ำมันเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดโดยการอัด เป็นส่วนหนึ่งของน้ำมันดิบที่กลั่นแล้ว ซึ่งเป็นน้ำมันที่เรียกว่า น้ำมันใส หรือ Distillate Fuel มีช่วงจุดเดือดประมาณ 180 – 370 องศาเซลเซียส (°C) น้ำมันสำหรับเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดโดยการอัด ซึ่งต้องทำงานในเครื่องยนต์ที่มีแรงอัดสูง และจุดระเบิดด้วยตัวเอง แบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ

2.1.1 น้ำมันดีเซลสำหรับเครื่องยนต์รอบหมุนเร็วที่ใช้กับยานยนต์ (Automotive Diesel Oil) เช่น รถบรรทุก เรือประมง เรือโดยสาร รถแทรกเตอร์ และเครื่องจักรกลที่มีรอบหมุนเร็วเกิน 1000 rpm เครื่องยนต์ประเภทนี้จำเป็นต้องใช้น้ำมันที่มีค่าซีเทนสูง และกลายเป็นไอเร็วได้เร็ว มิฉะนั้นเครื่องยนต์จะเดินไม่สะดวก นั้นเชื้อเพลิงประเภทนี้เรียกว่าน้ำมันดีเซลหมุนเร็ว (HSD; High speed Diesel oil) แต่เป็นที่รู้จักในชื่อ น้ำมันโซล่า ถ้าใช้กับเรือมักเรียก Marine Gas Oil

2.1.2 น้ำมันดีเซลสำหรับรอบหมุนช้า (Industrial Diesel Oil) ใช้กับเครื่องยนต์ขับส่งกำลังที่ติดตั้งตามโรงงานต่าง ๆ ซึ่งมีรอบการทำงานต่ำ ประมาณ 500 – 1000 rpm เครื่องยนต์ประเภทนี้ไม่ต้องการน้ำมันที่มีค่าซีเทนสูงมากนัก เชื้อเพลิงประเภทนี้เรียกว่า น้ำมันดีเซลหมุนช้า (LSD; Low speed Diesel Oil) หรือ น้ำมันซีโล่ เป็นน้ำมันผสมระหว่างน้ำมันดีเซลหมุนเร็วกับน้ำมันเตา (Heavy Fuel Oil)

2.2 น้ำมันไบโอดีเซล

ไบโอดีเซลเป็นน้ำมันที่คุณสมบัติขึ้นอยู่กับชนิดของไบโอดีเซล กระบวนการผลิต ซึ่งไบโอดีเซลผลิตได้จากน้ำมันพืช โดยมาจากการสกัดหรือบีบอัดเพื่อที่จะนำน้ำมันออกมา น้ำมันพืชจะยังมีกรดไขมันอิสระ น้ำ สารประกอบฟอสเฟต กลิ่น และสารไม่บริสุทธิ์อื่น ๆ ซึ่งกรดไขมัน และน้ำจะมีผลต่อปฏิกิริยาทรานเอสเทอร์ฟิเคชัน ซึ่งจะทำให้กระบวนการไม่สมบูรณ์

การใช้งานไบโอดีเซลเมื่อเกิดการเผาไหม้ ไอเสียจะมีมลพิษน้อยกว่าดีเซล และสามารถนำมาใช้ทดแทนดีเซลที่กำลังจะหมดไปได้ แต่น้ำมันไบโอดีเซลนั้นมีความหนืดสูงกว่า และเกิดการเผาไหม้เร็วกว่าดีเซล เพื่อที่จะปรับปรุงคุณสมบัติดังกล่าวจึงต้องมีการผสมแอลกอฮอล์ สารหน่วงการเผาไหม้ชนิดอื่น ๆ หรือสารที่ช่วยลดค่าซีเทนของไบโอดีเซล วิธีการนำไบโอดีเซลไปใช้เป็นเชื้อเพลิงมีดังต่อไปนี้

2.2.1 การใช้น้ำมันพืชโดยตรง

การใช้น้ำมันพืชเป็นพลังงานทางเลือกใหม่เพื่อทดแทนปิโตรเลียม เริ่มมีการใช้น้ำมันพืชโดยตรงในปี ค.ศ. 1980 เนื่องมาจากการห้ามเรื่อน้ำมันเทียบท่าในอเมริกาใต้ จึงได้มีการศึกษาเกี่ยวกับไบโอดีเซลจากเมล็ดทานตะวันเป็นหลายกรณี เพื่อที่จะใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนในขณะนั้น และในเดือนสิงหาคมปี ค.ศ. 1982 ได้มีการจัดการประชุมสัมมนาระดับสากลเรื่องเกี่ยวกับพืช และการใช้น้ำมันจากพืชเป็นเชื้อเพลิงที่ Fargo, North Dakota (Demirbas, 2002: 2093-2109)

ข้อดีของการใช้น้ำมันโดยตรง

- (1) ผลผลิตทำได้จากธรรมชาติ
- (2) น้ำมันที่เหลือจากทอดสามารถใช้งานได้
- (3) ให้ค่าความร้อนสูงถึงร้อยละ 88 ของดีเซล
- (4) มีกำมะถันเป็นส่วนประกอบต่ำ
- (5) มีสารอะโรมาติกต่ำ
- (6) เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม

ข้อเสีย

- (1) มีค่าความหนืดสูง
- (2) มีค่าการกลายโอตาต่ำ
- (3) เกิดปฏิกิริยาของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ไม่ต้องการ

จากการทดลองเมื่อใช้น้ำมันพืช จะเกิดปัญหาเมื่อใช้งานระยะยาว โดยงานวิจัยก่อนหน้านี้ระบุได้ว่ามีปัญหาหลายประการอย่างเช่น หัวฉีดอุดตันตัน มีควัน เขม่า เกิดการแข็งตัวของซิลน้ำมัน และความหนาของซิลน้ำมันลดลง น้ำมันเครื่องมีการจับตัวกันเป็นก้อน เหตุผลหลักเกิดจากการใช้น้ำมันพืชโดยตรง เพราะความหนืดที่มากกว่าดีเซลนั่นเอง ดังนั้นจึงต้องมีการลดความหนืดของน้ำมัน และปรับปรุงคุณสมบัติโดยกระบวนการต่าง ๆ เช่น วิธีการเจือจาง วิธีไมโครอิมัลชัน วิธีไพโรไลซิส และกระบวนการทรานเอสเทอร์ฟิเคชัน ซึ่งสามารถแก้ปัญหาความหนืดที่สูงของน้ำมันพืชได้

2.2.2 การเจือจางน้ำมันพืช

ความหนืดของน้ำมันพืชสามารถลดลงได้โดยการเจือจางกับน้ำมันพืชใช้แล้ว โดยการผสมกับเอทานอล หรือกับน้ำมันดีเซลทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อน เบรก แรงบิด และกำลังเพิ่มขึ้น อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะลดลง เนื่องจากเอทานอลมีความหนืดต่ำกว่าจึงช่วยให้การฉีดของหัวฉีดดีขึ้น และเกิดการเผาไหม้สมบูรณ์มากขึ้น

2.2.3 วิธีไมโครอิมัลชัน

การลดความหนืดโดยใช้วิธีไมโครอิมัลชัน เป็นการผสมสาร 2 ชนิดที่ไม่รวมเป็นเนื้อเดียวกันให้สามารถรวมเป็นเนื้อเดียวกันได้โดยใช้สารลดแรงตึงผิว เป็นตัวประสานทำให้อนุภาคแขวนลอย

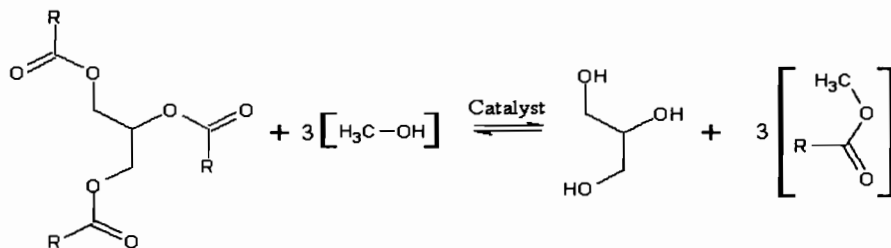
ที่ได้มีขนาดเล็กมาก (1-150 นาโนเมตร) จนมองด้วยตาเปล่าเป็นสารเนื้อเดียวกันและมีลักษณะของสารใส ซึ่งการผลิตไบโอดีเซลด้วยวิธีนี้เป็นกรรมวิธีการผลิตที่ง่าย ไม่ซับซ้อน และไม่ต้องสูญเสียพลังงานในการผลิต เพียงแต่ต้องหาอัตราส่วนที่เหมาะสมของสาร แต่ละชนิดซึ่งประกอบด้วย น้ำมันจากพืชหรือสัตว์ แอลกอฮอล์ และสารลดแรงตึงผิว โดยการผลิตไม่เกิดปฏิกิริยาทางเคมีอีกทั้งยังได้ผลผลิตไม่สูญเสีย เนื่องจากไม่มีการสูญเสียปริมาณของสารที่ใช้ อันเนื่องมาจากปฏิกิริยา โดยในการศึกษาการผลิตไบโอดีเซลด้วยเทคนิคไมโครอิมัลชันนี้ มีการศึกษาทั้งการใช้ น้ำมันจากพืชและน้ำมันจากสัตว์ โดยการศึกษา จะศึกษาจากสภาวะการเกิดไมโครอิมัลชันจาก Phase Diagram (เพทาย ตันธนวัฒน์ และคณะ, 2551)

2.2.4 ไบโอดีเซลจากพืช โดยวิธี ไพโรไลซิส (pyrolysis)

กระบวนการไพโรไลซิส คือวิธีทางความร้อนโดยให้ความร้อนแก่น้ำมันพืชในระบบปิด ไม่มีออกซิเจน จะให้ผลิตภัณฑ์ คือ อัลเคน อัลคีน alkadienes กรดคาร์บอน สารประกอบอะโรมาติก และก๊าซ กระบวนการไพโรไลซิสเกิดขึ้นมานานกว่า 100 ปี โดยการนำกระบวนการไพโรไลซิสมายใช้กับน้ำมันพืชเป็นครั้งแรกนั้นเพื่อทำการสกัดน้ำมันจากน้ำมันพืช

2.2.5 ไบโอดีเซลจากกระบวนการทรานเอสเทอร์ริฟิเคชัน

เนื่องจากน้ำมันพืชเป็นสารประกอบประเภทไตรกลีเซอไรด์ ซึ่งตามธรรมชาติ น้ำมันพืชจะมีความหนืดสูง โดยมีผลมาจากโมเลกุลที่มีขนาดใหญ่ สามารถลดขนาดของโมเลกุลได้โดยใช้กระบวนการทรานเอสเทอร์ริฟิเคชัน หมายถึงการแยกกรดไขมัน และสร้างสารประกอบแอลกอฮอล์ ซึ่งการเกิดกระบวนการของปฏิกิริยาเป็นดังภาพที่ 2.1



ภาพที่ 2.1 การเกิดปฏิกิริยาทรานเอสเทอร์ริฟิเคชันของไบโอดีเซล

ปฏิกิริยาแตกพันธะของเอสเทอร์ด้วยแอลกอฮอล์โดยมีกรด (Acid) หรือเบส (Alkali) เป็นตัวเร่งปฏิกิริยา (Catalyst) ผลิตภัณฑ์ที่ได้คือ เอสเทอร์ และกลีเซอริน แอลกอฮอล์ที่ใช้ ได้แก่ เมทานอล หรือเอทานอล โดยที่เมทานอลจะนิยมใช้มากกว่าเนื่องจากเป็นแอลกอฮอล์ที่มีมวลโมเลกุลเล็ก สามารถเข้าทำปฏิกิริยากับไขมันได้ง่าย ส่วนตัวเร่งปฏิกิริยาที่เป็นเบสจะได้รับความนิยมมากกว่าเนื่องจากเบสให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาสูง ปฏิกิริยาสมบูรณ์ และให้ผลดีที่อุณหภูมิต่ำกว่าตัวเร่ง

ปฏิกิริยาที่ใช้กรด การใช้เบสเป็นตัวเร่งจะต้องไม่มีน้ำ หรือความชื้นเจือปนในสารตั้งต้น เพราะจะทำให้มีปฏิกิริยาที่จะทำให้เกิดสบู่ และทำให้ปริมาณของเอสเทอร์น้อยลงรวมทั้งทำให้การแยกกลีเซอรินทำได้ยากขึ้น แต่ถ้าสารตั้งต้นมีน้ำปะปนอยู่มากก็อาจจะใช้กรดเป็นตัวเร่งปฏิกิริยาแทนต่างได้ ซึ่งกรดส่วนใหญ่ที่ใช้ในการทำปฏิกิริยาเป็นกรดซัลฟิวริก (H_2SO_4) และกรดไฮโดรคลอริก (HCL)

2.2.5.1 กระบวนการทรานเอสเทอร์ฟิเคชันโดยใช้ตัวเร่งปฏิกิริยา

ตัวเร่งปฏิกิริยาจะเพิ่มการทำปฏิกิริยาและเร่งผลผลิต โดยตัวเร่งปฏิกิริยาที่ใช้จะเป็นแอลกอฮอล์ในกระบวนการทรานเอสเทอร์ฟิเคชัน ได้แก่ เมทานอล เอทานอล โพรพานอล บิวทานอล และเอไมแอลกอฮอล์ อย่างไรก็ตามเอทานอลน่าจะเหมาะสมกว่า เนื่องจากสามารถสกัดจากพืชผลการเกษตร แต่เมทานอลจะเป็นที่นิยมมากกว่าเพราะมีราคาถูก และมีคุณสมบัติดีกว่า (มีความเป็นขี้ และโซ่พันธะสั้นกว่า) ทำให้เกิดปฏิกิริยาได้เร็วกว่า

2.2.5.2 กระบวนการทรานเอสเทอร์ฟิเคชันแบบเหนียววิกฤต

เป็นกระบวนการทรานเอสเทอร์ฟิเคชันโดยใช้ความดัน และอุณหภูมิเหนียววิกฤตเป็นตัวเร่งปฏิกิริยา ตัวอย่างเช่น กระบวนการทรานเอสเทอร์ฟิเคชันของ Rapeseed oil โดยใช้เมทานอลเป็นสารทำปฏิกิริยา และไม่ใช้ตัวเร่งแสดงให้เห็นว่ามีระยะเวลาการทำปฏิกิริยาสั้นลง และให้ความบริสุทธิ์ของไบโอดีเซลมากกว่าเพราะไม่จำเป็นต้องแยกตัวเร่งออก (Demirbas, 2002: 2093-2109)

2.2.5.3 ปัจจัยที่มีผลต่อกระบวนการทรานเอสเทอร์ฟิเคชัน

(1) ความชื้น และกรดไขมันอิสระ (Free fatty acid)

ตัวอย่างเช่น วัตถุประสงค์เริ่มต้นใช้ไตรกลีเซอรินในการทำปฏิกิริยา ซึ่งมีต่างที่เป็นตัวเร่งปฏิกิริยาต้องมีปริมาณไขมันอิสระต่ำกว่าร้อยละ 1 หากกรดไขมันมากกว่าร้อยละ 1 จำเป็นต้องกำจัดกรดไขมันอิสระออกก่อน โดยใช้โซเดียมไฮดรอกไซด์ทำปฏิกิริยาให้เป็นกลาง แต่ถ้าไม่กำจัดกรดไขมันออกจะทำให้เกิดสบู่ขึ้นซึ่งมีผลดังนี้

- (ก) มีการใช้ตัวเร่งเพิ่มขึ้น ทำให้ประสิทธิภาพของตัวเร่งปฏิกิริยาลดลง
- (ข) เพิ่มค่าความหนืด และการเกิดเจล
- (ค) การแยกกลีเซอรินทำได้ยากขึ้น

(2) สัดส่วนเชิงโมล (Molar ratio)

ปฏิกิริยาทรานเอสเทอร์ฟิเคชัน จะเป็นไปตามปริมาณสัมพันธ์ โดยใช้แอลกอฮอล์ 3 โมล ทำปฏิกิริยากับไตรกลีเซอริน 1 โมล เพื่อให้เกิดปฏิกิริยาผลที่ได้ คือเอสเทอร์ของกรดไขมัน 3 โมล และกลีเซอริน 1 โมล โดยสัดส่วนเชิงโมลจะขึ้นกับตัวเร่งปฏิกิริยาที่ใช้ เช่น ในกรณีถ้าใช้กรดเป็นตัวเร่งปฏิกิริยาต้องใช้สัดส่วนบิวทานอลกับน้ำมันถั่วเหลือง 30:1 แต่ถ้าใช้ต่างเป็นตัวเร่งปฏิกิริยาต้องใช้สัดส่วนบิวทานอลต่อน้ำมันถั่วเหลือง 6:1 ผลที่ได้ของเอสเทอร์ไม่แตกต่างกันมากนัก

(3) ตัวเร่งปฏิกิริยา (Catalyst)

ตัวเร่งปฏิกิริยาปฏิกิริยาทรานเอสเทอร์ฟิเคชัน ประกอบด้วย

(ก) ตัวเร่งปฏิกิริยาประเภทต่าง เช่น โพแทสเซียมไฮดรอกไซด์ โพแทสเซียมเมทอกไซด์ โพแทสเซียมเอไมด์ โซเดียมไฮดรอกไซด์ และโซเดียมเมทอกไซด์

(ข) ตัวเร่งปฏิกิริยาประเภทกรด เช่น กรดฟอสฟอริก และ HCL

(ค) ตัวเร่งปฏิกิริยาประเภทเอนไซม์ เช่น ไลเปส โดยตัวเร่งปฏิกิริยาที่เป็น เบนจะเกิดปฏิกิริยาเร็วกว่า แต่ถ้าน้ำมันมีปริมาณกรดไขมันสูง และมีปริมาณน้ำมากตัวเร่งปฏิกิริยา ที่เป็นกรดจะเหมาะสมกว่า

(4) เวลาการทำปฏิกิริยา

อัตราการเปลี่ยนแปลงจะเพิ่มขึ้นกับเวลาการเกิดปฏิกิริยา เช่น ปฏิกิริยา ทรานเอสเทอร์ฟิเคชัน ของน้ำมันเมล็ดถั่วลิสง เมล็ดฝ้าย เมล็ดดอกทานตะวัน และเมล็ดถั่วเหลือง จะพบว่าปฏิกิริยาจะเกิดขึ้นช้ามากในช่วงเวลาที่แรก แต่เมื่อผ่านช่วงเวลาที่แรกถึง 5 นาที พบว่า ปฏิกิริยาจะเกิดขึ้นเร็วมาก และจะเสร็จสมบูรณ์ภายใน 15 นาที

(5) อุณหภูมิการเกิดปฏิกิริยา

ปฏิกิริยาของกระบวนการทรานเอสเทอร์ฟิเคชัน จะใช้อุณหภูมิต่างกัน ขึ้นอยู่กับชนิดของน้ำมันที่ใช้ทำปฏิกิริยา เช่น เมทาโนลซิสของน้ำมันละหุ่ง กับ methyl ricinoleate อุณหภูมิการเกิดปฏิกิริยาจะเหมาะสมที่ 20 - 35 องศาเซลเซียส สัดส่วนเชิงโมล 6:1 - 12:1 ด้วยตัวเร่งปฏิกิริยาโซเดียมไฮดรอกไซด์ร้อยละ 0.005 - 0.35โดยน้ำหนัก

2.3 เปรียบเทียบ เอทิล และเมทิลเอสเทอร์

ในทางเคมี และกายภาพ คุณสมบัติทางเคมีของเอทิลเอสเทอร์ และเมทิลเอสเทอร์มีค่าความร้อนใกล้เคียงกัน ส่วนความหนืดของเอทิลเอสเทอร์สูงกว่าเล็กน้อย และมีจุดไหลเหนียวน้อยกว่าเมทิลเอสเทอร์ (Baiju et al., 2009: 1616-1621) เชื้อเพลิงเมทิลเอสเทอร์เมื่อทดสอบกับเครื่องยนต์สันดาปภายใน จากการทดลองพบว่า ไบโอดีเซลให้สมรรถนะไม่ต่างจากดีเซล กำลัง และแรงบิดมีค่าใกล้เคียงกับดีเซลแต่อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะมากกว่าดีเซล เขม่าในห้องเผาไหม้ใกล้เคียงกับดีเซล และเมทิลเอสเทอร์ จะให้กำลังมากกว่า เอทิลเอสเทอร์ แต่ข้อดีของ เอทิลเอสเทอร์ คือมีวันค่าน้อยกว่า ความร้อนไอเสียน้อยกว่า แต่เอทิลเอสเทอร์มีโอกาสทำให้หัวฉีดติดขัดมากกว่าเมทิลเอสเทอร์ผลที่ได้แสดงให้เห็นว่าปฏิกิริยาทรานเอสเทอร์ฟิเคชัน ช่วยให้การติดขัดการทำงานของหัวฉีดลงจนใกล้เคียง หรือน้อยกว่าดีเซล ถึงแม้ว่าจะได้รับการรับรองจากนักวิจัยมุ่งไปที่การใช้ไบโอดีเซลแทนที่ดีเซล แต่ยังขาดส่วนที่เป็นการทดสอบระยะยาวซึ่งเป็นส่วนที่สำคัญมากในการตลาด

2.4 เอทานอล

เอทานอล (Ethanol) หรือ เอทิลแอลกอฮอล์ (Ethyl Alcohol) ในทางเคมีเป็นกลุ่มของสารประกอบอินทรีย์มีสูตรทางเคมี C_2H_5OH ประกอบด้วย คาร์บอน ไฮโดรเจน และออกซิเจนเป็นไฮดรอกซิลเดริเวทีฟของไฮโดรคาร์บอน เกิดการแทนที่ไฮโดรเจนอะตอมด้วย hydroxyl group (OH) มีน้ำหนักโมเลกุล 46.07 จุดเดือดประมาณ $78\text{ }^{\circ}C$ เป็นของเหลวใสไม่มีสี ติดไฟง่าย ให้เปลวไฟเป็นสีน้ำเงิน ไม่มีควัน และเอทานอลเป็นแอลกอฮอล์ชนิดหนึ่งที่สามารถบริโภคได้โดยเกิดจากการแปรรูปพืชจำพวกแป้ง และน้ำตาลรวมทั้งเซลลูโลสและเฮมิเซลลูโลส โดยผ่านกระบวนการหมัก (Fermentation) วัตถุดิบที่สามารถนำมาใช้ผลิตเอทานอลมีอยู่ด้วยกันหลากหลายชนิด เช่น อ้อย ข้าว ข้าวฟ่าง ข้าวโพด มันสำปะหลัง เป็นต้น

เอทานอลที่ใช้ในปัจจุบันมีอยู่หลายประเภทด้วยกัน เช่น ใช้เป็นเครื่องดื่ม ใช้ในทางการแพทย์ และอื่น ๆ อีกมากซึ่งสำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม ได้จัดแบ่งประเภทของเอทานอลเป็น 4 ประเภท คือ

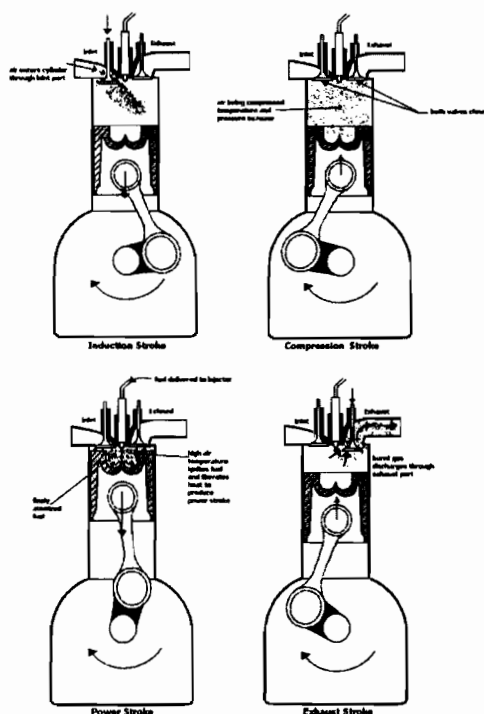
- (1) Denatured alcohol (88.0%) เป็นเอทานอลที่ใช้สำหรับการให้ความร้อน และแสงสว่าง
- (2) Fine alcohol (96.0-96.5%) เป็นเอทานอลที่ใช้ในทางการแพทย์ เกษษกรรม การผลิตเครื่องสำอาง และวัตถุดิบในอุตสาหกรรมอาหาร และเครื่องดื่ม
- (3) Industrial alcohol (96.5%) เป็นเอทานอลที่ใช้ในทางอุตสาหกรรม เป็นรีเอเจนในห้องปฏิบัติการ
- (4) Absolute alcohol หรือ anhydrous alcohol (99.7-99.8%) เป็นเอทานอลที่ใช้เป็นเชื้อเพลิงในการเผาไหม้ในเครื่องยนต์

เอทานอลสามารถนำมาเป็นเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายใน เช่น เครื่องยนต์ก๊าซโซลีน และเครื่องยนต์ดีเซลได้ซึ่งการนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์นั้นมีทั้งแบบที่ผสมกับเชื้อเพลิงเดิม และใช้เอทานอลอย่างเดียว การผสมกับเชื้อเพลิงเดิมถ้าผสมกับน้ำมันก๊าซโซลีนก็จะได้เป็นก๊าซโซฮอล (Gasohol) และถ้าผสมกับน้ำมันดีเซลก็จะได้เป็น ดีโซฮอล (Diesohol) เนื่องจากเอทานอลมีคุณสมบัติที่แตกต่างจากไบโอดีเซล ดังนั้นเอทานอลที่นำมาผสมกับไบโอดีเซลนั้นจะต้องพิจารณาถึงคุณสมบัติที่แตกต่างเพื่อที่จะให้เครื่องยนต์ทำงานได้เหมาะสม นั่นคือจากสมการเคมีของเอทานอล C_2H_5OH จะเห็นได้ว่านอกเหนือจากอะตอมของไฮโดรเจน (H) และคาร์บอน (C) ที่มีอยู่เหมือนในไบโอดีเซลแล้ว ในเอทานอลยังมีอะตอมของออกซิเจน (O) เป็นองค์ประกอบอยู่ด้วย ซึ่งอะตอมของออกซิเจนจะจับตัวอยู่ในรูปของอนุมูลไฮดรอกซิล (Hydroxyl - OH) ทำให้โมเลกุลของเอทานอลมีคุณสมบัติเป็นขั้ว (Polar) ซึ่งมีการเกิดปฏิกิริยาสูงกว่าจึงทำให้มีอำนาจในการกัดกร่อนสูงกว่าไบโอดีเซล ซึ่งจะส่งผลการกัดกร่อนต่อชิ้นส่วนที่เป็นโลหะและพลาสติก ดังนั้นการที่จะนำเอทานอลมา

ใช้เป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ดีเซล จึงจำเป็นต้องมีการปรับเปลี่ยนวัสดุ หรือการเคลือบสารที่ด้านทาน การกัดกร่อนของเอทานอลในชิ้นส่วนที่ต้องสัมผัสกับเอทานอล

2.5 เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด หรือเครื่องยนต์ดีเซล

2.5.1 การทำงานของเครื่องยนต์ 4 จังหวะแบบจุดระเบิดด้วยการอัด มีการทำงานคล้ายกับเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟ แต่เครื่องยนต์ 4 จังหวะแบบจุดระเบิดด้วยการอัด ทำงานที่อัตราส่วนการอัดที่มากกว่าอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟที่มีอัตราส่วนระหว่าง 6 - 10 แต่ในเครื่องยนต์ 4 จังหวะแบบจุดระเบิดด้วยการอัดนั้นทำงานที่อัตราส่วนการอัดที่ 16 - 20 ซึ่งเครื่องยนต์ 4 จังหวะแบบจุดระเบิดด้วยการอัดในจังหวะดูดเครื่องยนต์จะดูดแต่เฉพาะอากาศเข้าไป ต่อมาเมื่ออยู่ในจังหวะอัดจะอัดอากาศให้มีความดันสูง ความดันที่สูงนี้ทำให้เกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเองจากการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ในเครื่องยนต์เครื่องยนต์ 4 จังหวะแบบจุดระเบิดด้วยการอัด จำเป็นที่ต้องใช้ปั๊มแรงดันสูง และหัวฉีดเชื้อเพลิงเพื่อที่จะฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ซึ่งการทำงานของเครื่องยนต์ 4 จังหวะ แบบจุดระเบิดด้วยการอัด ดังภาพที่ 2.2 มีการทำงานดังต่อไปนี้



ภาพที่ 2.2 การทำงานของเครื่องยนต์ 4 จังหวะแบบจุดระเบิดด้วยการอัด

รายละเอียดการทำงานของเครื่องยนต์จากภาพที่ 2.2

(1) จังหวะดูด วาล์วไอดีจะเปิด วาล์วไอเสียจะปิด และอากาศจะถูกดูดเข้าไปในจังหวะนี้

(2) จังหวะอัด อากาศที่ถูกดูดเข้าไปในจังหวะดูดจะถูกอัดให้เล็กกลงจนเหลือปริมาตรเท่ากับปริมาตรเล็กสุดของกระบอกสูบ วาล์วไอดี และวาล์วไอเสียปิด

(3) จังหวะระเบิด หัวฉีดจะเริ่มทำงานในระหว่างการสิ้นสุดของของจังหวะการเผาไหม้ จะขึ้นอยู่กับอัตราการฉีดของเชื้อเพลิง ที่ความดันคงที่ และขณะที่ลูกสูบเคลื่อนที่ลงในจังหวะนี้สมมติให้เป็นการให้ความร้อนที่ความดันคงที่ หลังจากที่หัวฉีดหยุดทำงาน (Cut-off) การเคลื่อนที่ของลูกสูบจะเคลื่อนที่ลง วาล์วไอดี และวาล์วไอเสียปิด

(4) จังหวะคาย ลูกสูบเคลื่อนที่จากศูนย์ตายล่างขึ้นไปสู่ศูนย์ตายบนเพื่อไล่อไอเสียที่เผาไหม้แล้วออกไป วาล์วไอเสียเปิดวาล์วไอดีปิด

ในการทำงานที่อัตราส่วนการอัดสูง จำเป็นต้องมีเครื่องยนต์ที่แข็งแรงกว่าเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟ อย่างไรก็ตามเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยการอัดจะมีประสิทธิภาพทางความร้อนมากกว่าเนื่องจากทำงานที่อัตราส่วนการอัดสูง

2.5.1 กระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล

เครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรง (DI) และจุดระเบิดด้วยการอัด (CI) จะสามารถแบ่งได้เป็น 3 กระบวนการหลัก ๆ คือการก่อดำของกระแสดำอากาศ, การก่อดำของสเปรย์ และการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI แบบ DI เริ่มต้นจากอากาศถูกดูดเข้าสู่กระบอกสูบในช่วงจังหวะดูด (Intake Stroke) ในจังหวะอัดอากาศจะถูกอัดตัวในห้องเผาไหม้จนมีอุณหภูมิและความดันสูงขึ้น ที่ปลายจังหวะอัด (Compression Stroke) เชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้เมื่อเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไป จะแตกตัวเป็นละอองฝอย และระเหยผสมกับอากาศร้อนบริเวณรอบ ๆ เนื่องจากการเผาไหม้มีช่วงล่าช้าการเผาไหม้ จึงทำให้ต้องมีการฉีดเชื้อเพลิงก่อนที่ลูกสูบจะเคลื่อนที่ถึง TDC เล็กน้อย แต่สำหรับในบางเครื่องยนต์ที่มีอัตราส่วนการอัดสูงอาจมีการฉีดเชื้อเพลิงที่หลัง TDC เล็กน้อยก็ได้ เพื่อเป็นการจำกัดไม่ให้เกิดการเผาไหม้ที่รุนแรงเกินไปอันจะส่งผลให้เกิดก๊าซ NO_x สูง อัตราการผสมของเชื้อเพลิง และอากาศนี้จะขึ้นอยู่กับตัวแปรหลายตัวแปร เช่น ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง ความดันในห้องเผาไหม้, อัตราการไหลวน (swirl rate) ลักษณะผนังห้องเผาไหม้ เป็นต้น ซึ่งในช่วงนี้เมื่อส่วนผสมซึ่งอยู่ในช่วงพร้อมที่เผาไหม้ มีอุณหภูมิ ความดัน และพลังงานกระตุ้นสูงเพียงพอที่จะเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ก็จะเริ่มขึ้น สำหรับเครื่องยนต์ CI แบบ DI เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกมาบางส่วนจะผสมกับอากาศ เชื้อเพลิงส่วนที่ผสมกับอากาศก่อนจะเริ่มต้นการเผาไหม้ ดังนั้นจึงทำให้อัตราการเผาไหม้ หรือการปล่อยความร้อนเริ่มต้นต่ำ ซึ่งเรียกส่วนนี้ว่า ช่วงการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้ว หลังจากนั้นเปลวไฟก็จะลามเผาไหม้ส่วนผสมซึ่งเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้ามาในภายหลังช่วงการเผาไหม้ที่ถูกควบคุมโดยการผสม การปล่อยความร้อนในช่วงนี้จะมีค่าสูงที่สุด อัตราการเผาไหม้ในช่วงนี้จะถูกควบคุมโดยอัตราการผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศ ซึ่งช่วงนี้จะทำให้มีการปล่อยพลังงานออกมาเพิ่มขึ้นในจังหวะขยายตัว (Expansion Stroke) อัตราการปล่อยความร้อนจะค่อย ๆ ลดต่ำลงซึ่ง

เรียกว่า ช่วงการเผาไหม้ล่าช้าซึ่งเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลืออยู่เล็กน้อย และเป็นการเผาไหม้ต่อไปของเขม่าที่หลงเหลือจากการเผาไหม้ และสารที่เกิดจากการเผาไหม้ของส่วนผสม เช่น CO, H₂ ฯลฯ (วีระศักดิ์ กรัยวิเชียร, 2549)

2.6 การคำนวณสมรรถนะของเครื่องยนต์

2.6.1 กำลัง

2.6.1.1 กำลังม้าบ่งชี้

กำลังม้าบ่งชี้ (Indicated horse power) เป็นกำลังที่ถ่ายทอดจากก๊าซภายในกระบอกสูบไปสู่ลูกสูบ กำลังบ่งชี้หาได้จากงานที่ก๊าซถ่ายเทไปสู่ลูกสูบ ต่อวัฏจักรการทำงาน (Indicated work per cycle)

2.6.1.2 กำลังม้าเบรก

กำลังม้าเบรกเป็นกำลังที่วัดได้ที่เพลลาข้อเหวี่ยง ซึ่งเป็นกำลังของเครื่องยนต์ที่จะนำไปใช้งานการวัดกำลังเบรกจะใช้เครื่องมือที่เรียกว่าไดนาโมมิเตอร์ ซึ่งมีอยู่หลายชนิดโดยวัดออกมาในรูปของแรงบิด และรอบการหมุนของเครื่องยนต์ ซึ่งจะได้แรงบิด และกำลังม้าเบรก

$$T = W.L \quad (2.1)$$

$$P_b = \frac{2\pi NT}{60} \quad (2.2)$$

เมื่อ P_b = กำลังม้าเบรก (W)
 T = แรงบิดที่ได้จากเครื่องยนต์ (N.m)
 W = ค่าภาระที่อ่านได้จากไดนาโมมิเตอร์ (kgf)
 L = ความยาวของแขนจากไดนาโมมิเตอร์ถึงเครื่องยนต์ (m)
 N = ความเร็วรอบเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ (rpm)

2.6.2 อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption)

คือปริมาณของเชื้อเพลิงที่ใช้ไปต่อหนึ่งหน่วยเวลาต่อกำลังงานเบรกของเครื่องยนต์ คำนวณได้จากสมการ (2.3)

$$B_{sfc} = \frac{3600m_f}{P_b} \quad (2.3)$$

เมื่อ $B_{sfc} =$ อัตราการเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (kg/kW.hr.)

$m_f =$ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (kg/hr.)

และสามารถหาอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงได้โดย

$$m_f = \frac{3600W_f}{t} \quad (2.4)$$

เมื่อ $W_f =$ มวลของเชื้อเพลิง (kg)

$t =$ เวลาที่เชื้อเพลิงถูกใช้ไป (sec.)

2.6.3 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก (Brake Thermal Efficiency)

เป็นความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานที่เครื่องยนต์ส่งออก (Power Output) กับพลังงาน (Energy) ที่เกิดจากการสันดาบน้ำมันเชื้อเพลิง

$$\eta_{BTE} = \frac{P_b}{P_i} \times 100 \quad (2.5)$$

เมื่อ $\eta_{BTE} =$ ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (%)

$P_b =$ กำลังม้าเบรก (W)

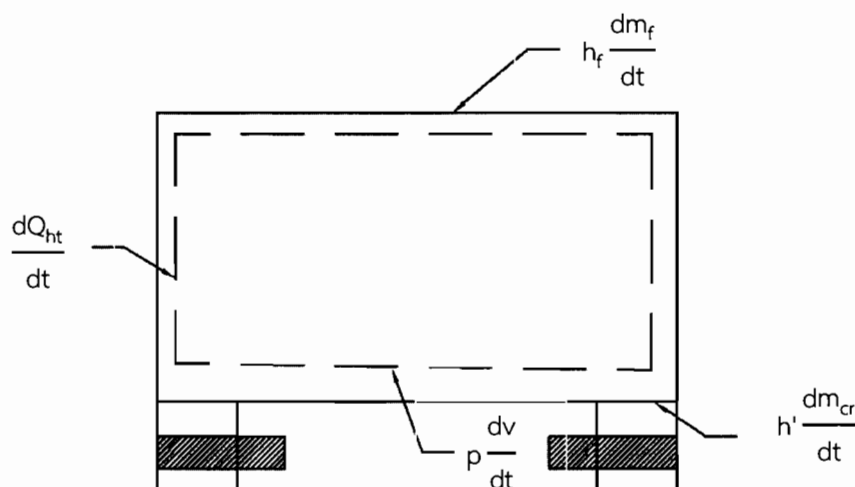
$P_i =$ กำลังม้าบ่งชี้ (W)

2.7 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ สามารถนำไปใช้ในการหาอัตราการปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง ซึ่งจะใช้พื้นฐานของกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับระบบเปิด เมื่อพิจารณาให้อยู่ในสภาวะที่ความดัน และอุณหภูมิสม่ำเสมอ

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dv}{dt} + \sum \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (2.6)$$

โดย $\frac{dQ}{dt}$ เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านขอบเขตของระบบเข้าไปในระบบ $p \frac{dv}{dt}$ เป็นอัตราการถ่ายเทงานโดยระบบที่เนื่องมาจากการกระจัดของขอบเขตของระบบ \dot{m}_i เป็นอัตราการไหลของมวลเข้าไปในระบบผ่านขอบเขตของระบบที่ตำแหน่ง i (การไหลออกจากระบบจะมีค่าเป็นลบ) h_i เป็นเอนทาลปีของมวล i ที่ไหลเข้าหรือออกจากระบบ และ U เป็นพลังงานของสารที่อยู่ภายในขอบเขตของระบบ



ภาพที่ 2.3 ระบบเปิดสำหรับการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนของกระบวนการเผาไหม้
 ในเครื่องยนต์แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง
 ที่มา: วีระศักดิ์ กรัยวิเชียร (2549)

สำหรับเครื่องยนต์แบบนี้สารที่บรรจุในกระบอกสูบจะเป็นระบบเปิดเดี่ยว มวลที่ไหลผ่านขอบเขตของระบบ (ในขณะที่ว่าวล์ไอดีและไอดีเสียเปิด) ก็คือเชื้อเพลิง และก๊าซ ดังนั้นเมื่อไม่คิดมวลที่ไหลเข้าไปในซอกสามารถเขียนได้เป็น

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dv}{dt} + m_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (2.7)$$

การวิเคราะห์ข้อมูลความดันการะบอกสูบโดยใช้สมการ (2.7) นี้ทำได้ 2 วิธี คือการหาอัตราการปล่อยพลังงานของเชื้อเพลิง (หรืออัตราการปล่อยความร้อน) และหาอัตราการเผาไหม้มวลของเชื้อเพลิง (วีระศักดิ์ กรัยวิเชียร, 2549)

2.7.1 การวิเคราะห์หาอัตราการปล่อยความร้อน

ถ้า U และ h_i ในสมการ (2.7) ถูกคิดให้เป็นพลังงานภายในสัมผัส (พลังงานภายในที่ขึ้นกับอุณหภูมิอย่างเดียว) ของสารที่บรรจุในกระบอกสูบ และเอนทาลปีสัมผัส (เอนทาลปีที่ขึ้นกับอุณหภูมิอย่างเดียว) ของเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปตามลำดับแล้ว $\frac{dQ}{dt}$ ก็จะกลายเป็นผลต่างระหว่างพลังงานเคมี หรือความร้อนที่ปล่อยออกมาโดยการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (ปริมาณบวก) และการถ่ายเทความร้อนจากระบบ (ในเครื่องยนต์จะเป็นการถ่ายเทความร้อนจากระบบ และตามเครื่องหมายทางอุณหพลศาสตร์จะเป็นปริมาณลบ) และเนื่องจาก $h_{s,f} \approx 0$ ดังนั้นจากสมการที่ (2.7) สามารถเขียนได้เป็นสมการที่ (2.8)



$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = p \frac{dv}{dt} + \frac{dU_s}{dt} \quad (2.8)$$

โดย $\frac{dQ_n}{dt}$ เป็นอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิซึ่งเป็นผลต่างระหว่างอัตราการปล่อยความร้อนรวม $\frac{dQ_{ch}}{dt}$ และอัตราการถ่ายเทความร้อนไปสู่ผนัง $\frac{dQ_{ht}}{dt}$ จะเท่ากับอัตราที่งานกระทำต่อลูกสูบ $p \frac{dv}{dt}$ บวกกับอัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในสัมผัสของสารในระบบ $\frac{dU_s}{dt}$ เมื่อสมมติต่อไปให้สารในกระบอกสูบเป็นก๊าซอุดมคติ สามารถเขียนสมการ (2.8) ได้เป็น

$$\frac{dQ_n}{dt} = p \frac{dv}{dt} + mc_v \frac{dT}{dt} \quad (2.9)$$

และจากกฎก๊าซอุดมคติ ($PV=mRT$) เมื่อสมมติให้ R คงตัว จะได้

$$\frac{dp}{p} + \frac{dv}{v} = \frac{dT}{T} \quad (2.10)$$

แทนค่า dT ในสมการที่ (2.10)

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) p \frac{dv}{dt} + \frac{c_v}{R} v \frac{dp}{dt} \quad (2.11)$$

หรือ

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) p \frac{dv}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} v \frac{dp}{dt} \quad (2.12)$$

โดย γ เป็นอัตราส่วนของความร้อนจำเพาะ $\frac{c_p}{c_v}$ และในการวิเคราะห์อัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซลพบว่า ช่วงของค่า γ ที่เหมาะสมจะเท่ากับ 1.3 - 1.35 ซึ่งสามารถใช้ในสมการ (2.14 และ 2.15) นั้นนิยมใช้ค่า γ คงตัวในช่วงดังกล่าว และจากสมการที่ (2.12) ผลรวมการปล่อยความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการ (2.13) (วีระศักดิ์ ทรัพย์วิเชียร, 2549)

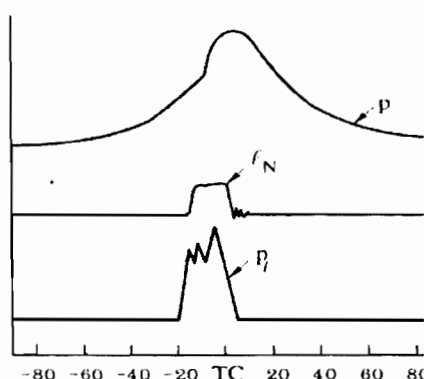
$$Q = \int_{\theta_{Start}}^{\theta_{End}} \frac{dQ_n}{dt} d\theta \quad (2.13)$$

2.8 รูปแบบการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล

รูปแบบการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ดีเซลสามารถกำหนด และอธิบายได้จากการศึกษาภาพถ่ายของกระบวนการเผาไหม้ และการวิเคราะห์ข้อมูลความดันกระบอกสูบในช่วงการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น โดยทั่วไปแล้วจะใช้อัตราการปล่อยความร้อน (Heat release rate) ที่คำนวณมาจากข้อมูลความดันกระบอกสูบที่มุมข้อเหวี่ยงต่าง ๆ เป็นตัวกำหนดรูปแบบของการเผาไหม้ ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อน ก็คืออัตราที่ซึ่งพลังงานเคมีของเชื้อเพลิงถูกปล่อยออกมาโดยกระบวนการเผาไหม้นั่นเอง

2.8.1 การเผาไหม้ในระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่ใช้หัวฉีดหลายรู

อัตราการฉีดเชื้อเพลิงจะสามารถหาได้จากความดันเชื้อเพลิงในท่อส่ง ความดันภายในกระบอกสูบ ขนาดของรูหัวฉีด และระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด ดังค่าตัวอย่างในภาพที่ 2.4



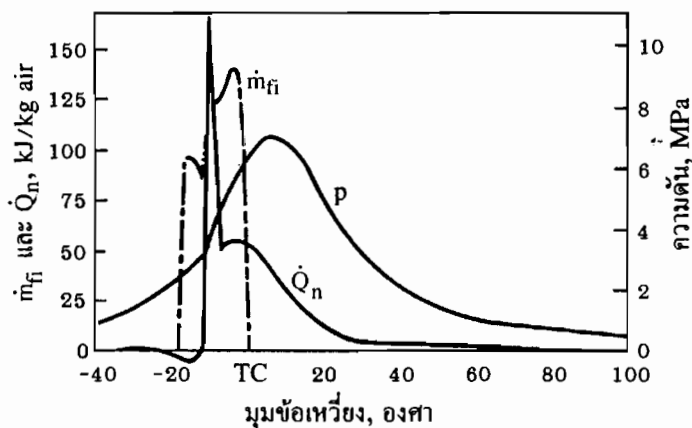
ภาพที่ 2.4 ความดันกระบอกสูบ (P) ระยะยกวาล์วเข็มหัวฉีด (I_N) และความดันของเชื้อเพลิงในท่อ (P_f)

ที่มา: วีระศักดิ์ กรัยวิเชียร (2549)

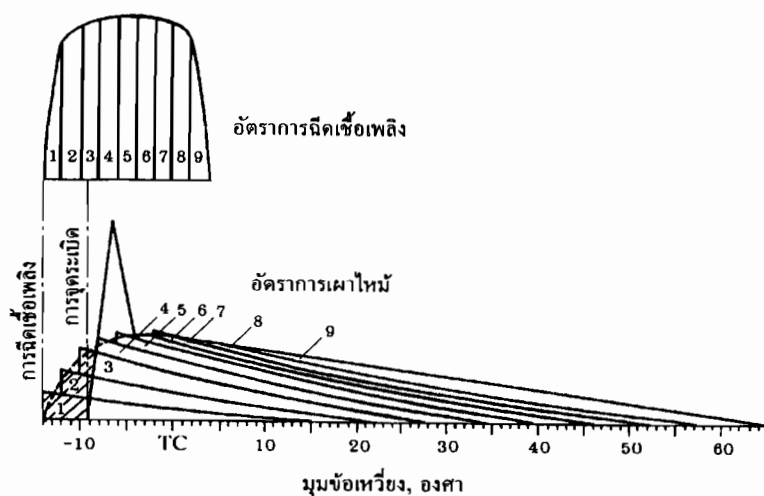
สำหรับอัตราการปล่อยความร้อนกับมุมข้อเหวี่ยงที่สอดคล้อง กับอัตราการฉีดเชื้อเพลิง และข้อมูลความดันกระบอกสูบในภาพที่ 2.5 เป็นรูปแบบของกราฟอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงชนิดนี้ตลอดช่วงภาระ และอัตราเร็วเครื่องยนต์ กราฟอัตราการปล่อยความร้อน แสดงให้เห็นว่าไม่มีการปล่อยความร้อนออกมาจนกระทั่งปลายของจังหวะอัด และจะเห็นได้ว่าการสูญเสียความร้อนเล็กน้อยในระหว่างช่วงล่าช้า (เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้ และเพื่อการระเหยและการทำให้เชื้อเพลิงร้อนขึ้น)

จากการศึกษากราฟของอัตราการฉีดเชื้อเพลิง และอัตราการปล่อยความร้อนดังแสดงไว้ในภาพที่ 2.5 ตลอดช่วงภาระ อัตราเร็วเครื่องยนต์ และจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง ลิน (Lyn) ได้ผลสรุปการศึกษาไว้ 3 ข้อ คือ

- (1) ช่วงการเผาไหม้ทั้งหมดจะยาวกว่าช่วงการฉีดเชื้อเพลิงมาก
- (2) อัตราของการเผาไหม้สัมบูรณ์ที่เพิ่มมากขึ้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับอัตราความเร็วของเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นเมื่อคิดเป็นมุมข้อเหวี่ยง ช่วงการเผาไหม้ก็จะคงตัว
- (3) ขนาดของค่าสูงสุดของกราฟอัตราการเผาไหม้จะขึ้นอยู่กับช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ซึ่งจะสูงขึ้นเมื่อช่วงล่าช้ายาวขึ้น

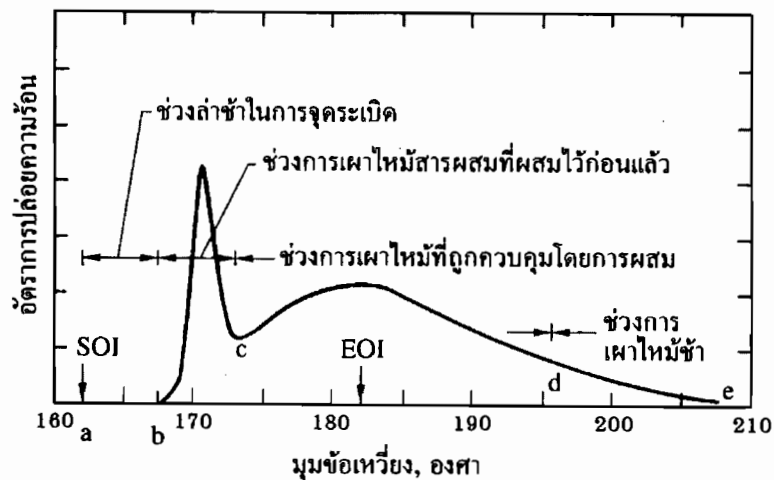


ภาพที่ 2.5 ความดัน (P), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง (\dot{m}_q) และอัตราการปล่อยความร้อน (\dot{Q}_n)
ที่มา: วีระศักดิ์ กรัยวิเชียร (2549)



ภาพที่ 2.6 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการฉีดของเชื้อเพลิง และอัตราการเผาไหม้ หรือการปล่อยพลังงาน
ที่มา: วีระศักดิ์ กรัยวิเชียร (2549)

จากภาพที่ 2.6 ความสัมพันธ์ระหว่างกราฟของอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้เป็นส่วนย่อย ๆ หลายส่วน เชื้อเพลิงส่วนย่อยแรกเมื่อถูกฉีดเข้าไปจะผสมกับอากาศเป็นสารผสมที่พร้อมจะเผาไหม้ (ผสมอยู่ในที่ขีดจำกัดจะเผาไหม้ได้) ซึ่งแสดงด้วยรูปสามเหลี่ยมรูปล่างสุดยาวตามแกนนอน แล้วส่วนย่อยที่สอง และส่วนอื่น ๆ ที่ถูกฉีดเข้าห้องเผาไหม้ก็จะผสมกับอากาศในลักษณะเดียวกัน ซึ่งจะได้ผังของสารผสมที่พร้อมจะเผาไหม้ที่ล้อมรอบโดยเส้นประโดยพื้นที่ทั้งหมดของผังนี้ จะเท่ากับพื้นที่ของผังหรือกราฟอัตราการฉีดเชื้อเพลิง แต่การจุดระเบิดไม่ได้เกิดขึ้นทันที ดังนั้นกราฟอัตราการเผาไหม้จึงไม่ได้เป็นไปตามผังของสารผสมที่พร้อมจะเผาไหม้ในช่วงแรก



ภาพที่ 2.7 กราฟอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ โดยใช้ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงทั่วไป และช่วงต่าง ๆ ของการเผาไหม้
ที่มา: วีระศักดิ์ กรียวิเชียร (2549)

เมื่อผ่านช่วงล่าช้าไปแล้วก็จะเกิดการจุดระเบิด ทำให้เกิดการเผาไหม้ของสารผสมที่พร้อมที่จะเผาไหม้พร้อมกัน อัตราการเผาไหม้จึงสูงขึ้นแล้วก็จะลดลงมาเป็นอัตราเดียวกับอัตราการผสม ส่วนรูปแบบของกราฟอัตราการเผาไหม้หรืออัตราการปล่อยพลังงานนี้โดยทั่วไปจะเป็นของเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่มีการนำอากาศเข้าโดยธรรมชาติ ช่วงต่าง ๆ ของกระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงสามารถสรุปได้จากกราฟอัตราการปล่อยความร้อนดังภาพที่ 2.7 ซึ่งช่วงต่าง ๆ สามารถอธิบายได้ดังนี้

(1) ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด (ignition delay period, ab) เป็นช่วงระหว่างการเริ่มต้นของการฉีดเชื้อเพลิงไปในห้องเผาไหม้ และการเริ่มต้นเป็นการเผาไหม้ [การเริ่มต้นการเผาไหม้หาได้จาก การเปลี่ยนแปลงความชันของกราฟระหว่าง $p-\theta$ หรือได้จากกราฟอัตราการปล่อยความร้อนที่หาจากข้อมูล $p(\theta)$]

(2) ช่วงการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้ว (premixed combustion phase) หรือช่วงการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว (rapid combustion phase. bc) ในช่วงนี้เป็นการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่ได้ผสมกับอากาศเป็นสารผสมที่อยู่ในขีดจำกัดของการเผาไหม้ในช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ซึ่งเมื่อเกิดการเผาไหม้ก็จะเผาไหม้เกือบพร้อมกัน ทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงไม่กี่องศา หมุนข้อเหวี่ยงและเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนในช่วงนี้สูง

(3) ช่วงการเผาไหม้ที่ถูกควบคุมโดยการผสม (mixing-controlled combustion phase, cd) เมื่อเชื้อเพลิง และอากาศซึ่งผสมกันไว้ก่อนแล้วในช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดได้ถูกเผาไหม้หมดไป อัตราการเผาไหม้ (หรืออัตราการปล่อยความร้อน) จะถูกควบคุมโดยอัตราการเกิดสารผสมที่พร้อมเผาไหม้ (อัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ) อัตราการปล่อยความร้อนในช่วงนี้อาจไปถึงค่าสูงสุดค่าที่สอง (โดยทั่วไปจะต่ำกว่าค่าแรก) หรืออาจไม่ถึงก็ได้ แต่จะลดลงเมื่อกระบวนการเผาไหม้ดำเนินต่อไป

(4) ช่วงการเผาไหม้ช้า (late combustion phase, de) เป็นช่วงที่การปล่อยความร้อนเกิดขึ้นต่อไป ที่อัตราต่ำในจังหวะขยายตัว ซึ่งเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลืออยู่เพียงเล็กน้อย และเป็นการเผาไหม้ต่อไปของเขม่าและสารที่เกิดจากการเผาไหม้สารผสมหนา (เช่น CO , H_2 ฯลฯ)

2.9 ผลของเชื้อเพลิงต่อการจุดระเบิดล่าช้า

ผลของเชื้อเพลิงที่มีผลต่อการจุดระเบิดล่าช้า มีผลจากทางคุณสมบัติการภาพ และทางเคมีของเชื้อเพลิง (วีระศักดิ์ กรัยวิเชียร, 2549) มีดังนี้

2.9.1 ผลจากคุณสมบัติทางกายภาพ (Physical processes)

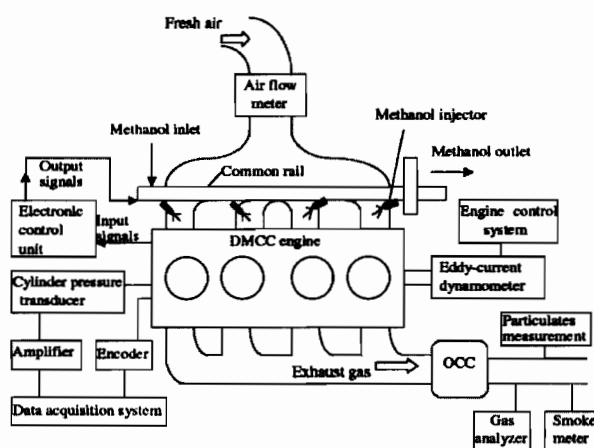
การกระจายของเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไป ไอของน้ำมันเชื้อเพลิง และการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ การแตกตัวของเชื้อเพลิงที่ติดต้องการแรงดันในการฉีดที่สูง รูของหัวฉีดที่มีขนาดเล็ก เชื้อเพลิงมีความหนืดต่ำ เครื่องยนต์มีอัตราส่วนการอัดที่สูง และองศาที่ฉีดเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์ทั่วไปค่าที่น้อยที่สุดสำหรับเริ่มฉีดเชื้อเพลิงคือ 10 -15 องศาจนถึงศูนย์ตายบน

2.9.2 ผลจากคุณสมบัติทางเคมี (Chemical processes)

มีความสำคัญต่อการจุดระเบิดด้วยตัวเองของน้ำมันเชื้อเพลิง ดังนั้นคุณสมบัติของน้ำมันเชื้อเพลิงจึงมีผลกับการจุดระเบิดล่าช้า และคุณสมบัติของการจุดระเบิดของน้ำมันที่ใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลจะใช้เป็นค่าซีเทน (Cetane number (CN)) สำหรับค่าซีเทนที่ต่ำ เชื้อเพลิงจะมีความล่าช้าในการจุดระเบิดมาก และเมื่อมีเชื้อเพลิงตกค้างจะเกิดการเผาไหม้ก่อน ในเครื่องยนต์ที่มีการสะสมมากหรือเก่ามากจะมีเสียงที่สามารถได้ยินได้ เสียงนี้แสดงว่าเกิด diesel knock และสำหรับค่าซีเทนที่สูงเวลาในการจุดระเบิดจะสั้นลง และใช้เชื้อเพลิงน้อยในการทำให้เกิดการจุดระเบิด อัตราการปล่อยความร้อนจะขึ้นอยู่กับอัตราการฉีดเชื้อเพลิง และการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ

2.10 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ได้ศึกษางานวิจัยที่ใช้เชื้อเพลิงดีเซลผสมเอทานอล ไบโอดีเซลผสมเอทานอล ซึ่งวัตถุประสงค์ของงานของงานวิจัยที่ได้ศึกษา มีการศึกษาหลายรายการ เช่น การศึกษาประสิทธิภาพ สมรรถนะ อนุภาคการฉีดเชื้อเพลิง ผลกระทบต่อก๊าซไอเสีย เมื่อใช้เชื้อเพลิงดีเซล ไบโอดีเซล และเชื้อเพลิงผสมเอทานอล ได้มีการทดลองกับเครื่องยนต์หลาย ๆ ชนิดด้วยกัน เช่น เครื่องยนต์ดีเซล แบบมีการอัดอากาศช่วย เครื่องยนต์แบบหลายสูบ เครื่องยนต์มีห้องเผาไหม้ช่วย เป็นต้น



ภาพที่ 2.8 เครื่องยนต์ที่ติดตั้งหัวฉีดเมทานอล และไดนาโมมิเตอร์

ที่มา: Yao et al. (2007)

Yao et al. (2007) ได้ทดสอบใช้ดีเซลผสมกับเมทานอลกับเครื่องยนต์ดีเซลแบบห้องเผาไหม้ช่วย (in-direct injection) 4 สูบ โดยการฉีดเมทานอลดังภาพที่ 2.8 ในการทดลองกับเครื่องยนต์ดีเซล ที่ความเร็วรอบ 2200 และ 3200 rpm ที่ภาระของเครื่องยนต์ร้อยละ 10, 25, 50, 75 และเต็มกำลัง ของเครื่องยนต์ พบว่าจากผลของการฉีดเมทานอล ทำให้ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดถูกหน่วงออกไป แต่ช่วงการเผาไหม้ของสารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้วสั้นลง ซึ่งเกิดจากการเผาไหม้แบบรวดเร็ว ทำให้อัตราการปล่อยความร้อนสูงกว่าดีเซล และการฉีดเมทานอลผสมทำให้ค่าควันท่ำลดลง และลดลงมากที่สุด ถึงร้อยละ 50 โดยการเกิดเขม่าขึ้นนั้นจะเกิดจากตรงกลางของการสเปรย์เชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ เนื่องจากเป็นจุดที่อัตราส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศต่ำ และการเกิดเขม่าจะเกิดมากกับดีเซลซึ่งในดีเซลมีสารประกอบอะโรมาติก และสารที่ไม่อิ่มตัวผสมอยู่ ทำให้เมื่อเผาไหม้แล้วมีปริมาณคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้หลงเหลืออยู่ จึงทำให้เกิดเขม่า แต่เมื่อฉีดผสมเมทานอลเข้าไป พบว่าเขม่าน้อยลง เนื่องจากดีเซลที่ถูกฉีดเข้าไปนั้นมีปริมาณน้อยลงเพื่อใช้ในการจุดระเบิดนำ (pilot fuel) เมื่อเกิดการจุดระเบิดจะเป็นการเผาไหม้ของเมทานอลกับอากาศซึ่งมีอัตราการเผาไหม้ที่สูง ทำให้เขม่าที่เกิดจากดีเซลที่ฉีดเข้าไปลดลงด้วย และเมทานอลซึ่งมีปริมาณออกซิเจนผสมอยู่มาก และมีซัลเฟอร์

และสารประกอบอะโรมาติกผสมอยู่ในปริมาณที่ต่ำ ร่วมกับการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นอย่างรวดเร็ว ทำให้การเผาไหม้ของเมทานอลมีควันต่ำลดลง และพบว่าก๊าซ NO_x ลดลงเมื่อเทียบกับการใช้ดีเซล แต่ก๊าซ CO และ HC เพิ่มมากขึ้น และเพิ่มขึ้นตามภาระ ซึ่งเป็นผลมาจากอุณหภูมิในการเผาไหม้ที่ลดลง จากค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอของเอทานอลที่สูง

พิสุทธิ์ ธนบดีภัทร์ (2546) ได้ทำการศึกษาการผสมเอทานอลกับน้ำมันดีเซล ในเครื่องยนต์ ดีเซล 4 สูบ แบบห้องเผาไหม้ช่วย พบว่าจากผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงทั้งสอง มีแรงบิดสูงสุดเกิดขึ้นที่ความเร็วรอบ 2250 rpm โดยแรงบิดสูงสุด และกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์เมื่อใช้ดีโซลจะต่ำกว่าดีเซลเล็กน้อย จากผลการทดสอบและวัดความดันในห้องเผาไหม้เพื่อวิเคราะห์ผลเชิงการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงดีโซลและดีเซลพบว่า

(1) ประสิทธิภาพของการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิง (Fuel conversion efficiency) จะเพิ่มขึ้นเมื่อแรงบิดเพิ่มขึ้น โดยที่ความเร็วรอบคงที่ และเชื้อเพลิงดีโซลมีแนวโน้มของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงต่ำกว่าดีเซล เนื่องจากค่าความร้อนของดีโซลต่ำกว่าดีเซล

(2) ดีเซลมีแนวโน้มองศาการฉีดเชื้อเพลิง advance กว่าดีโซล เนื่องจากดีเซลมีค่าการอัดตัวได้ต่ำกว่าดีโซล ทำให้การพัฒนาความดันจนถึงค่า opening pressure ของหัวฉีดล่าช้าไปกว่าดีเซล

(3) จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ของดีเซลนั้นมีแนวโน้มที่จะเกิดก่อนดีโซลเล็กน้อย เนื่องจากผลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ advance กว่าดีโซล

(4) ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดมีแนวโน้มสั้นลงเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น

(5) จุดสิ้นสุดของการเผาไหม้มีแนวโน้มเกิดขึ้นช้าลงเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น และแรงบิดที่เพิ่มขึ้น โดยดีโซลมีแนวโน้มที่จะสิ้นสุดการเผาไหม้หลังดีเซลเพียงเล็กน้อย ยกเว้นที่แรงบิดสูงสุด

ไกรพัฒน์ จินขจร (2551) ได้ทำการทดลองผสมดีเซลกับเอทานอลในเครื่องยนต์ดีเซล โดยใช้ไบโอดีเซลเป็นตัวประสานเพื่อไม่ให้ดีเซลกับแอลกอฮอล์แยกชั้น พบว่าความเสถียรของดีโซลในรูปอิมัลชัน จะเกิดการแยกตัวกันเมื่อปริมาณของแอลกอฮอล์เพิ่มมากขึ้น จากการนำดีโซลไปทดสอบคุณสมบัติ พบว่าคุณสมบัติของเชื้อเพลิงโดยทั่วไปต่ำกว่าดีเซลเล็กน้อย แต่ยังคงอยู่ในมาตรฐานของดีเซลหมุนเร็ว ยกเว้นจุดกลั่นตัว และจุดวาบไฟ เมื่อนำไปทดสอบในรถยนต์ พบว่าสมรรถนะเมื่อใช้ดีโซลน้อยกว่าดีเซลประมาณร้อยละ 4.36 - 8.66 แต่อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมีค่าใกล้เคียงกัน และมีการปล่อยมลพิษใกล้เคียงกัน แต่ดีโซลจะปล่อยอนุภาค (Particulate matter) น้อยกว่า

Lu et al. (2004) ได้ทำการศึกษาผลกระทบของค่าซีเทนที่มีต่ออัตราการปล่อยความร้อนและไอเสียกับเครื่องยนต์ดีเซล 4 จังหวะ 4 สูบ โดยใช้เอทานอลผสมกับดีเซล และผสมสารเพิ่มค่าซีเทน ที่ร้อยละ 0.2 และ 0.4 ทดสอบที่ภาระต่าง ๆ พบว่าองศาการจุดระเบิดถูกหน่วงออกไป และค่าความดันสูงสุดลดลง ช่วงการเผาไหม้ของสารผสมใช้เวลานานกว่าดีเซล เมื่อใช้เชื้อเพลิงที่ไม่เพิ่มค่าซีเทน แต่เชื้อเพลิงที่เพิ่มค่าซีเทนแล้ว มีองศาการจุดระเบิดสั้นลง และมีแนวโน้มเข้าใกล้ดีเซล

มากขึ้นที่ภาระสูง แต่แตกต่างกันที่ภาระต่ำ เนื่องจากค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอที่สูงทำให้ อุณหภูมิห้องเผาไหม้ลดต่ำลง และที่ภาระต่ำ การใช้เชื้อเพลิงผสมทำให้อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง จำเพาะสูงขึ้น แต่จะลดลงเมื่อค่าซีเทนเพิ่มขึ้น และปริมาณของก๊าซไอเสีย NO_x CO และ HC ลดลง เมื่อค่าซีเทนสูงขึ้น

Avinash (2007) ได้ทำการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการใช้ดีเซลกับเอทานอล พบว่าการใช้ เอทานอลกับดีเซลทำให้สมรรถนะดีขึ้น และลดไอเสีย แต่อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าพลังงานความร้อนที่น้อยลง การใช้ดีโซลจะสามารลดก๊าซไอเสีย CO และ HC ลงได้ ในทุกความเร็วรอบ และมีสัดส่วนของเอทานอลมากที่สุดที่ร้อยละ 20 สามารถใช้กับเครื่องยนต์ได้โดย ที่ไม่ต้องปรับแต่งใด ๆ ในการใช้งานดีเซล-เอทานอลกับเครื่องยนต์ดีเซล พบว่าความร้อนของ น้ำมันเครื่องลดลงเครื่องยนต์สามารถสตาร์ทได้เป็นปกติทั้งในฤดูร้อนหรือหนาว และก๊าซไอเสีย CO และ NO_x ลดลงเล็กน้อย

เพทาย ต้นธนวัฒน์ และคณะ (2551) ได้ศึกษาการใช้วิธีไมโครอิมัลชันโดยการนำน้ำมันปาล์มดิบ ผสมกับเอทานอล และสารลดแรงตึงผิว (1-Octanol, 1-Butanol Triethylamine) ในอัตราส่วน 2:4:1 ทำการทดลองหาอัตราส่วนที่เหมาะสมที่ทำให้เกิดสภาวะไมโครอิมัลชัน และวิเคราะห์คุณสมบัติ ต่าง ๆ ของผลิตภัณฑ์ ที่ได้ เช่น ความหนืด จุดวาบไฟ และความถ่วงจำเพาะ และทดสอบความ สิ้นเปลืองของเชื้อเพลิง และไอเสียที่ได้ออกมา พบว่าที่อัตราส่วนผสมระหว่างไบโอดีเซล:เอทานอล: สารลดแรงตึงผิว คือ 50:20:30 และ 40:20:40 เหมาะสมที่นำไปใช้งาน แต่เมื่อทดสอบหาแนวโน้มของ อัตราการระเหยของเอทานอลในน้ำมันผสมทั้งในแบบเปิดสู่บรรยากาศ และแบบปิดพบว่าอัตราการ ระเหยของน้ำมันที่เปิดสู่บรรยากาศมีแนวโน้มอัตราการระเหยลดลงไปเรื่อย ๆ ในขณะที่แบบปิดมี แนวโน้มของอัตราการระเหยลดลงเพียงเล็กน้อย แสดงให้เห็นว่าเสถียรภาพของน้ำมันที่ได้ไม่ดัดนัก ไม่เหมาะที่จะเตรียมเก็บทิ้งไว้ก่อนใช้งานนานๆ เพราะทำให้องค์ประกอบของน้ำมันเปลี่ยนแปลงไป และส่งผลต่อคุณสมบัติของน้ำมันด้วย และเมื่อนำไปทดลองกับเครื่องยนต์ 1 สูบ DI 700 MITSUBISHI ที่ความเร็ว 1400 และ 2000 rpm พบว่าที่อัตราส่วน 50:20:30 มีการสิ้นเปลืองมากที่สุด แต่ที่ อัตราส่วน 40:20:40 มีอัตราการสิ้นเปลืองที่ต่ำกว่าดีเซลที่ภาระร้อยละ 25 - 75 เนื่องจากอนุภาค มีขนาดเล็ก และมีความหนืดต่ำกว่าทำให้เกิดการเผาไหม้ได้ดีกว่า ความสิ้นเปลืองจึงมีน้อยกว่าเมื่อ เทียบกับไบโอดีเซลด้วยกัน แต่ไอเสียที่ได้มีปริมาณของ CO มากเนื่องจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ แต่จะให้ก๊าซพิษ NO_x และ ซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO_2) น้อยกว่าดีเซลเนื่องจากในองค์ประกอบ ทางเคมีของไบโอดีเซลมี ไนโตรเจน และซัลเฟอร์ ผสมอยู่น้อยมากเมื่อเทียบกับดีเซล

อิทธิพล วรพันธ์ และคณะ (2549) ได้ทดสอบเชื้อเพลิงผสมไบโอดีเซลจากน้ำมันพืชใช้แล้วผสม กับเอทานอล กับเครื่องยนต์ดีเซล 4 จังหวะ 1 สูบ ฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง โดยใช้อัตราส่วนผสมโดยมวล ร้อยละ 5, 10 และ 15 เปรียบเทียบกับดีเซล โดยทดสอบแบบภาระโหลดเต็มกำลัง ซึ่งสมรรถนะ

ของเครื่องยนต์ มีค่าใกล้เคียงกับสมรรถนะที่ได้จากการใช้น้ำมันดีเซล และแรงบิดมีค่าต่ำกว่า ประมาณร้อยละ 6.0 กำลังเบรคต่ำกว่าประมาณร้อยละ 8.2 และอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะมีค่าต่ำกว่าประมาณร้อยละ 18 เมื่อใช้เชื้อเพลิงไบโอดีเซล เอทานอล (BE) ร้อยละ 85 ส่วนเชื้อเพลิง B100, BE95, BE90 ให้ค่าสมรรถนะใกล้เคียงกับน้ำมันดีเซลมากขึ้น และน้ำมันไบโอดีเซลผสมกับเอทานอล จะให้ค่าร้อยละควันทำ คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) คาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) ต่ำกว่าน้ำมันดีเซลอย่างเห็นได้ชัด แต่ไนตริกออกไซด์ (NO_x) จะมีค่าสูงขึ้นเล็กน้อยเมื่อเทียบกับดีเซล ดังนั้นน้ำมันไบโอดีเซลผสมเอทานอลจึงเป็นเชื้อเพลิงที่สะอาด และเป็นผลดีต่อสภาพแวดล้อม จากผลการทดสอบน้ำมันไบโอดีเซลผสมเอทานอลกับเครื่องยนต์ เมื่อพิจารณาข้อดีทั้งในด้านสมรรถนะ และการปล่อยมลพิษเชื้อเพลิง BE95 (ไบโอดีเซลร้อยละ 95 และเอทานอลร้อยละ 5) จึงมีความเหมาะสมที่จะนำไปใช้งานในลักษณะเชื้อเพลิงทดแทนน้ำมันดีเซลโดยไม่ต้องทำการดัดแปลงเครื่องยนต์

Torres-Jimenez et al. (2011) ได้ศึกษาผลคุณลักษณะการฉีดของไบโอดีเซล - เอทานอล ในหัวฉีดแบบฉีดด้วยแรงดัน โดยได้ทดลองใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอล และไบโอดีเซลผสมเอทานอล ในอัตราส่วนผสมร้อยละ 5, 10 และ 15 ของปริมาณเอทานอลในน้ำมัน ดีเซล และไบโอดีเซล มาทดสอบ ที่ความเร็วรอบการทำงานของปั๊มแรงดัน 1100 rpm พบว่า การเพิ่มอัตราส่วนเอทานอล ทำให้ลดปริมาณการฉีด องศา และเวลาการฉีด และแรงดันสูงสุดของการฉีด เมื่อเทียบกับปาล์มไบโอดีเซล และการผสมเอทานอลในดีเซล ไม่มีผลมากนักเมื่อเทียบกับดีเซล

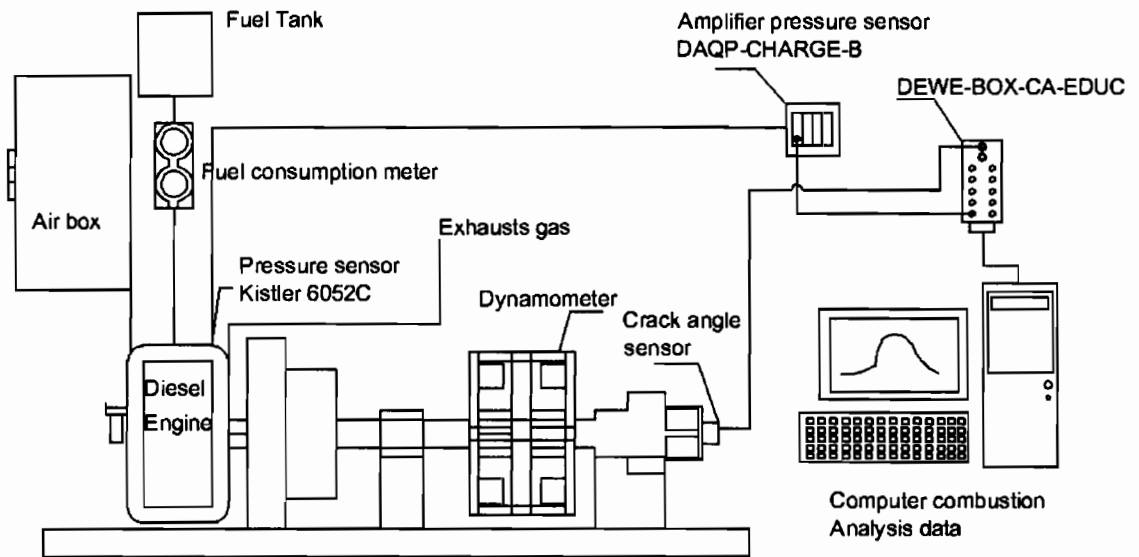
Lai et al. (2011) ได้ศึกษาผลของไบโอดีเซลผสมเอทานอล ที่อัตราส่วนร้อยละ 5, 10 และ 15 ทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซล 4 สูบที่ความเร็วรอบคงที่ 1800 rpm พบว่าเชื้อเพลิงผสมเอทานอล ที่ส่วนผสมเอทานอลร้อยละ 5 มีสมรรถนะสูงกว่าดีเซลอยู่ที่ร้อยละ 5 และก๊าซมลพิษ NO₂, CO และ HC จะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนผสมเอทานอลเพิ่มขึ้น แต่ที่ส่วนผสมเอทานอลร้อยละ 5 เครื่องยนต์ จะปล่อยก๊าซไอเสียเพิ่มขึ้น CO และ HC ซึ่งยังมีค่าต่ำกว่าดีเซลอยู่เล็กน้อย

จากการศึกษางานวิจัย พบว่าดีเซลผสมเอทานอลจะทำให้ประสิทธิภาพลดต่ำลง เนื่องจากช่วงล่าช้ายาวนานขึ้น องศาการฉีดเชื้อเพลิง และจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ถูกหน่วงออกไป จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ยาวนานขึ้น ก๊าซไอเสีย CO และ HC เพิ่มแต่ NO_x ลดลง เนื่องจากความรุนแรงในการเผาไหม้ลดลงจากการผสมเอทานอลซึ่งมีค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอสูง และเมื่อผสมเอทานอลในไบโอดีเซล พบว่าสมรรถนะเพิ่มขึ้น องศาการฉีดเชื้อเพลิง และจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ถูกหน่วงออกไป แต่ถูกหน่วงออกไปในช่วงใกล้เคียง TDC ที่เป็นจังหวะให้กำลังของเครื่องยนต์ แต่พบว่าก๊าซไอเสีย NO_x เพิ่มขึ้น ขณะที่ CO และ HC มีปริมาณของก๊าซลดต่ำลง เนื่องจากปริมาณออกซิเจนในเอทานอลทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ขึ้น แต่ข้อเสียของการผสมเชื้อเพลิงเอทานอล คือเมื่อผสมเอทานอลที่อัตราส่วนที่สูง ที่ประมาณร้อยละ 20 ขึ้นไป เชื้อเพลิงไม่สามารถเก็บไว้ได้นานจะเกิดการแยกชั้นของเชื้อเพลิง และการเผาไหม้ที่ได้ไม่สมบูรณ์

บทที่ 3

อุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง

3.1 แผนผังชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ



ภาพที่ 3.1 แผนผังเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ในการทดสอบ

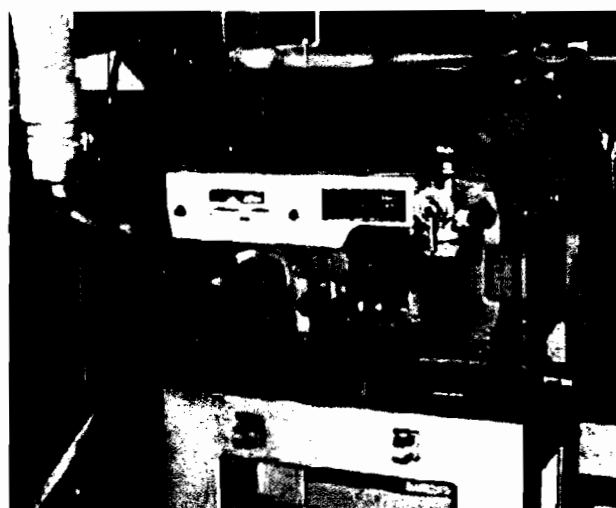
วัตถุประสงค์ในการทดสอบน้ำมันดีเซล ไบโอดีเซล และไบโอดีเซลผสมเอทานอลในเครื่องยนต์ คือศึกษาช่วงการเผาไหม้ในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ดีเซล เช่นความล่าช้าในการจุดระเบิด ความดันในกระบอกสูบในแต่ละองศาเพลาคือเหลี่ยม เมื่อใช้น้ำมันดีเซลเปรียบเทียบกับไบโอดีเซลผสมกับเอทานอลโดยการวัดค่าต่าง ๆ เพื่อนำไปใช้ในการเปรียบเทียบดังนี้คือ ความเร็วรอบ ความดันที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ อุณหภูมิ ปริมาตรกระบอกสูบที่สัมพันธ์กับองศาเพลาคือเหลี่ยม ในการทดลองจะพิจารณาถึงอิทธิพลขององศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ได้ถูกตั้งค่ามาเพื่อใช้กับเชื้อเพลิงดีเซลในเครื่องยนต์ที่เมื่อเปลี่ยนเป็นเชื้อเพลิงไบโอดีเซลผสมกับเอทานอลแล้ว จะให้ค่าความดันในกระบอกสูบในแต่ละองศาเพลาคือเหลี่ยม แรงบิด อัตราการปล่อยความร้อน และความล่าช้าของการจุดระเบิด และประสิทธิภาพเชิงความร้อน มีมากน้อยเพียงใด

3.2 ลักษณะทั่วไปของเครื่องที่ใช้ในการทดสอบ

3.2.1 เครื่องยนต์

ในการทดสอบนี้ ใช้เครื่องยนต์ดีเซล ซึ่งมีข้อมูลดังนี้

Model	800 (Mitsubishi Diesel Engine)
Bore x Stroke	82 x 78 mm.
NO. of cylinder	1
Piston displacement	411 cc
Compression ratio	18:1
Combustion chamber	direct injection
Maximum Output	5.88 kW /2,400 rpm
Maximum Torque	25.5 N.m/1,900 rpm



ภาพที่ 3.2 เครื่องยนต์ดีเซล แบบฉีดตรง (Direct Injection) 1 สูบ

3.2.2 ไดนาโมมิเตอร์

ชุดไดนาโมมิเตอร์ประกอบด้วย

(1) Dynamometer controller เป็นตัวปรับโหลด เพื่อควบคุมการกระแสไฟฟ้าเข้า ไดนาโมมิเตอร์ ใช้ไฟ AC 100V 5A

(2) Dynamometer มีข้อมูลดังนี้

Model	D-800 Tokyo Meter co., Ltd.
Max. Absorbing horse power	7.45 kW
Max. Shaft rotational speed	5000 rpm

Arm length	0.2389 m.
Coil resistance	approx. 13 Ω
Insulation resistance	more than 10 M Ω

ประเภทของไดนาโมมิเตอร์เป็นแบบ Electro Dynamometer (Eddy - Current brake type) การทำงานของไดนาโมมิเตอร์ ตัววัดไดนาโมมิเตอร์จะเบรคการหมุนของเพลาด้วยกระแสไฟฟ้า ทำให้เกิดทอร์ค ตามสมการหลักการของทอร์ค คือ

$$T = F \cdot r \quad (3.1)$$

เมื่อ

T = ทอร์ค (kg_f.m)

F = แรงหรือภาระกระทำที่ระยะรัศมี

r = ระยะรัศมี 0.2389 m

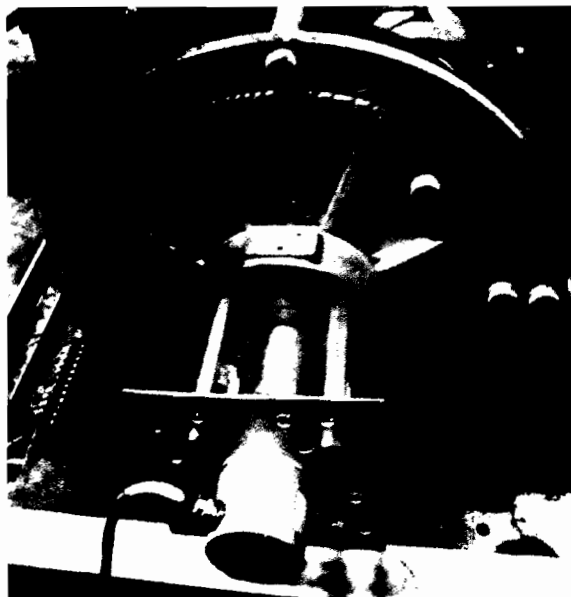


ภาพที่ 3.3 ไดนาโมมิเตอร์ ชนิด Electro Dynamometer

3.3 เซนเซอร์ที่ใช้งาน

3.3.1 เซนเซอร์วัดองศาเพลลาข้อเหวี่ยง (Encoder)

วัดองศาของเพลลาข้อเหวี่ยงทุกๆ 0.2 องศาเพลลาข้อเหวี่ยง ทำให้ได้ค่าที่แม่นยำสูง โดยสัญญาณจากเซนเซอร์จะถูกส่งไปที่เครื่องรับสัญญาณเข้าที่เครื่องคอมพิวเตอร์ เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณ และจัดเก็บค่าความดันตามการเปลี่ยนขององศาเพลลาข้อเหวี่ยง



ภาพที่ 3.4 เซนเซอร์วัดองศาเพลลาข้อเหวี่ยง และตำแหน่งการติดตั้ง

Electrical data

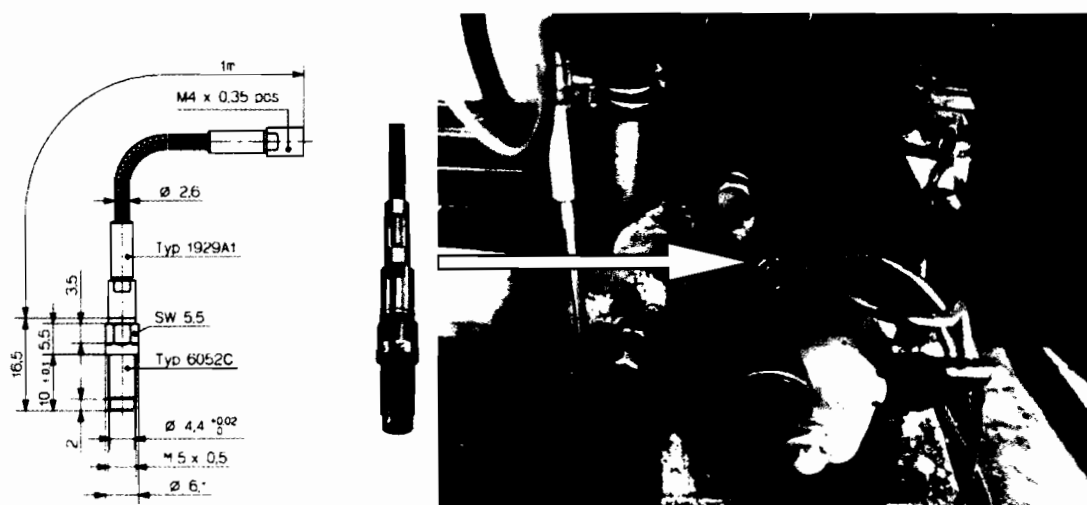
Design according to:	DIN VDE0160
Power supply:	4.75 – 5.5 VDC
Current consumption:	max 70 mA
Channels Output:	push-pull
Load:	max, 40 mA Signal level: at 20 mA H > 2.5 VDC L < 0.5 VDC
Pulse frequency:	max. 200 kHz
Circuit protection:	no
Early-warning output:	conducting

(Only G24, I24, G05, I05) when defective

Cable length: max 100 m

3.3.2 เซนเซอร์วัดความดันในห้องเผาไหม้ (Pressure transducer)

สำหรับการวัดและเก็บค่าความดันในห้องเผาไหม้และความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดใช้ Piezoelectric pressure transducer ซึ่งโดยทั่วไปแล้วโครงสร้างจะประกอบด้วยผลึกควอตซ์ที่จ่ายประจุไฟฟ้าออกมาเมื่อมีแรงกระทำบนผลึก ซึ่งประจุที่จ่ายออกมาจะมีค่าแปรผันตามแรงกระทำนั้น ในการวัดความดันจะใช้ Pressure transducer ติดตั้งในห้องเผาไหม้ซึ่งเจาะลงไปยังฝาสูบ และในการทดสอบนี้ใช้ Pressure transducer ยี่ห้อ KISTLER รุ่น 6052C มีรายละเอียดดังนี้



ภาพที่ 3.5 เซนเซอร์วัดความดันในห้องเผาไหม้ และตำแหน่งที่ติดตั้ง

Technical Data

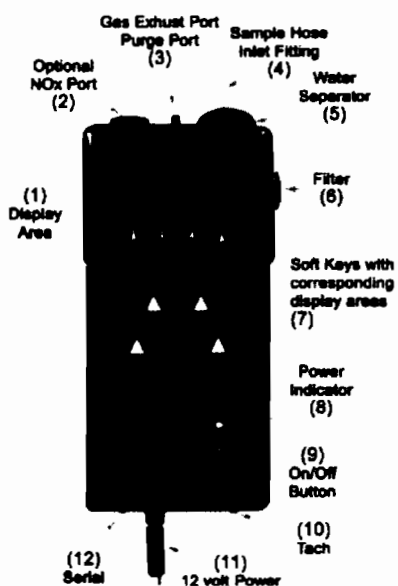
Type 6052C

Measuring range	0 - 250 bar
Calibrated partial ranges	0 -50, 0 -100, 0 -150 bar
Overload	300 bars
Sensitivity	≈-20 pC/bar
Natural frequency (measuring element)	≈160 kHz
Linearity, all ranges (at 23 °C)	≤±0.4 %/FSO
Acceleration sensitivity	
Axial	< 0.0002 bar/g
Radial	< 0.0005 bar/g

Operating temperature range	-20 -350 °C
Sensitivity change	
200 °C ±50 °C	≤±0.5%
23 -350 °C	≤±2 %
Thermal shock error	(at 1,500 1/min, p _{mi} = 9 bar)
Insulation resistance at 23 °C	≥1013 Ω
Shock resistance	2 000 g
Weight with cable	30 g
Connector, ceramic insulator	M4 x 0.35

3.3.3 เครื่องวัดก๊าซไอเสีย

เครื่องวัดก๊าซไอเสียติดตั้งที่ท่อทางออกของไอเสียที่เครื่องยนต์ปล่อยออกสู่บรรยากาศ ยี่ห้อ Infrared industries รุ่น HM5000 สามารถวัดก๊าซไฮโดรคาร์บอน (HC) คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) คาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) ออกซิเจน (O₂) และออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้



ภาพที่ 3.6 เครื่องวัดก๊าซไอเสีย ยี่ห้อ Infrared industries

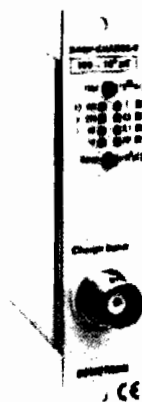
Operating temperature	2° to 46°C
Weight	0.9 kG
Digital Output	RS232

Probe type	Stainless steel
Sensors	
Hydrocarbons (HC)	0-10,000 ppm \pm 2%
Carbon Monoxide (CO)	0-10% \pm 2%
Carbon Dioxide (CO ₂)	0-20% \pm 2%
Oxygen (O ₂)	0-25% \pm 1%
Nitrogen Oxide (NO _x)	0-5,000 ppm \pm 2%

3.4 ชุดวิเคราะห์การเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์

3.4.1 เครื่องขยายสัญญาณจากเซนเซอร์

เป็นตัวขยายสัญญาณจากเซนเซอร์ (Dynamic signal amplifier) วัดความดันที่ติดตั้งที่กระบอกสูบ ส่งสัญญาณมาเป็นกระแสไฟฟ้าในระดับพิโคคูลอม (pC) เพื่อขยายสัญญาณให้อยู่ในระดับที่กล่องรับสัญญาณสามารถทำไปใช้ได้ต่อไป



ภาพที่ 3.7 Dynamic signal amplifier

Input sensitivity:	8 ranges from 100 pC to 1000000 pC
Charge drift:	< 0.03 pC/sec
Bandwidth, filter:	100 kHz, 9 selectable low pass filters (10 Hz to 100 kHz)

3.4.2 กล่องรับสัญญาณจากเซนเซอร์

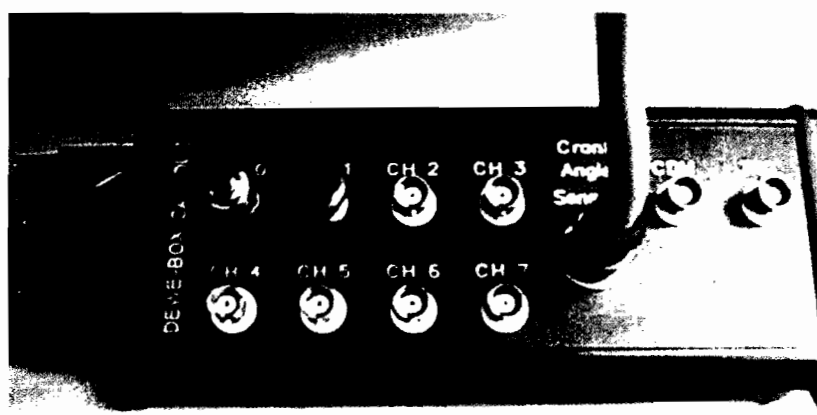
กล่องรับสัญญาณจะแปลงสัญญาณจากอุปกรณ์ขยายสัญญาณเพื่อส่งสัญญาณให้กับเครื่องรับสัญญาณที่คอมพิวเตอร์ และทำหน้าที่ป้องกันสัญญาณรับเข้าที่อาจส่งผลให้ตัวอุปกรณ์เสียหาย



ภาพที่ 3.8 กล่องเครื่องขยายสัญญาณ และส่งสัญญาณ

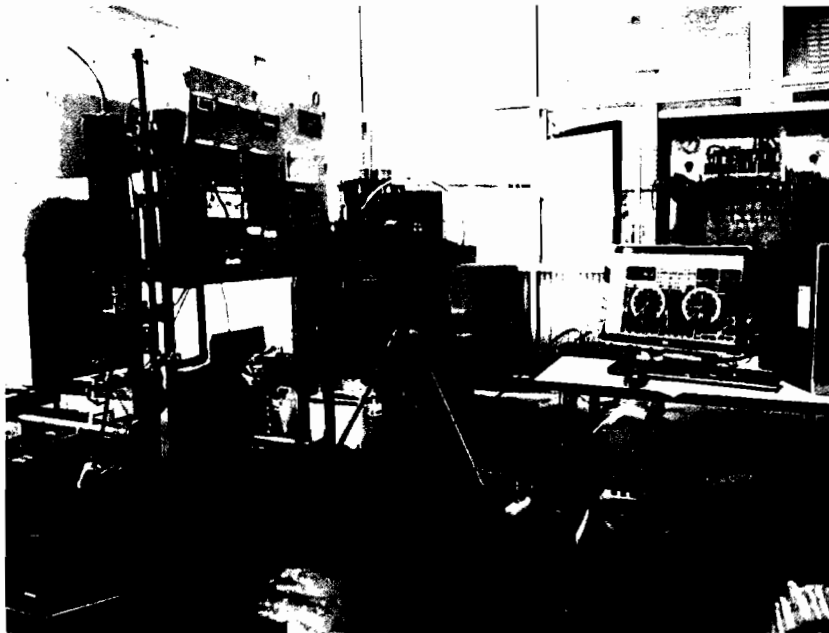
3.4.3 เครื่องรับสัญญาณจากเครื่องขยายสัญญาณ

สัญญาณที่ได้รับมากกล่องขยายสัญญาณจากถูกรับเข้าเครื่องคอมพิวเตอร์ โดยอุปกรณ์ DEWE-BOX-CA-EDUC และส่งสัญญาณผ่านการ์ด PCI เพื่อนำไปประมวลผล



ภาพที่ 3.9 เครื่องรับสัญญาณจากเครื่องขยายสัญญาณ

3.4.4 เครื่องคอมพิวเตอร์ที่ติดตั้งเครื่องรับสัญญาณ



ภาพที่ 3.10 ชุดอุปกรณ์การทดลอง เครื่องคอมพิวเตอร์ที่ติดตั้งเครื่องรับสัญญาณ และโปรแกรมวิเคราะห์การเผาไหม้ DEWESOFT

3.5 วิธีการทดลอง

ทำการทดลองที่ความเร็วรอบคงที่ โดยข้อมูลความดัน และองศาเพลลาข้อเหวี่ยงจะถูกจัดเก็บเข้าเครื่องคอมพิวเตอร์ทุกๆ 0.2 องศาของเพลลาข้อเหวี่ยง

- (1) น้ำมันที่ใช้ในการทดสอบ ดีเซล และน้ำมันไบโอดีเซล-เอทานอล
- (2) เปลี่ยนถ่ายน้ำมันเครื่อง
- (3) ตรวจสอบความพร้อมของเครื่องทดสอบ โดยดูระดับน้ำหล่อเย็น ระดับน้ำมันเครื่อง ตรวจสอบ

อุปกรณ์แสดงผลว่าทำงานได้ตามปกติหรือไม่

- (4) เปลี่ยนน้ำมันที่ค้างอยู่ในหม้อกรองออกให้หมดแล้วเติมน้ำมันที่ใช้ทดสอบลงใหม่
- (5) เปิดเครื่องคอมพิวเตอร์ พร้อมโปรแกรมจัดเก็บข้อมูล ทำการตั้งค่าอุปกรณ์
- (6) เปิดสวิตช์แผงควบคุมเครื่องไดนาโมมิเตอร์
- (7) เปิดสวิตช์เครื่องปรับโหลดของไดนาโมมิเตอร์

(8) สตาร์ทเครื่องยนต์ให้ทำงาน พร้อมทั้งเดินเครื่องประมาณ 10 นาที เพื่อให้เครื่องทำงานได้ประสิทธิภาพสูงสุดและป้องกันปัญหาที่อาจเกิดจากการเร่งเครื่องอย่างรวดเร็ว

(9) ทำการ Calibrate โหลดเซลล์ โดยการกดปุ่ม “CAL” หลังจากนั้นปรับที่ปุ่ม “SPAN” ให้มีค่าเท่ากับ 10.0 จากนั้นตั้งปุ่ม “CAL” ขึ้นจะทำให้แสดงค่า Indicator เป็น 0.0

(10) ตรวจสอบการทำงานผ่านโปรแกรมจัดเก็บข้อมูล

(11) เร่งเครื่องยนต์ให้ทำงานที่รอบคงที่ ต่างๆดังนี้ 1300, 1500, 1700, 1900 และที่ความเร็วรอบ 2100 รอบต่อนาที แล้วทำการใส่แรงบิดที่ 4.7, 9.4, 14.1, 18.8 และ 23.4 N.m โดยปรับคันเร่งเพิ่มขึ้นเพื่อให้ความเร็วรอบเท่าเดิม

(12) บันทึกค่าที่อ่านได้จากเครื่องไดนาโมมิเตอร์

(13) เริ่มเก็บข้อมูลโดยใช้โปรแกรมจัดเก็บข้อมูล ความดัน และองศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่ความเร็วรอบคงที่ เริ่มที่ แรงบิด 4.7, 9.4, 14.1, 18.8 และ 23.4 N.m และทุก ๆ การทดลองการเพิ่มแรงบิดจะต้องรอให้เครื่องยนต์เข้าสู่สภาวะคงที่

(14) เมื่อทำการทดลองเสร็จแล้วดับเครื่องยนต์

(15) ทำความสะอาดบริเวณเครื่องหลังใช้งาน

(16) นำค่าที่ได้ไปวิเคราะห์และสรุปผล

การทดลองจะใช้เชื้อเพลิง ดีเซล (D100) ไบโอดีเซล (B100) ไบโอดีเซล – เอทานอล ที่อัตราส่วนร้อยละ 5, 10, 15 และ 20 (BE5, BE10, BE15 และ BE20)โดยปริมาตร

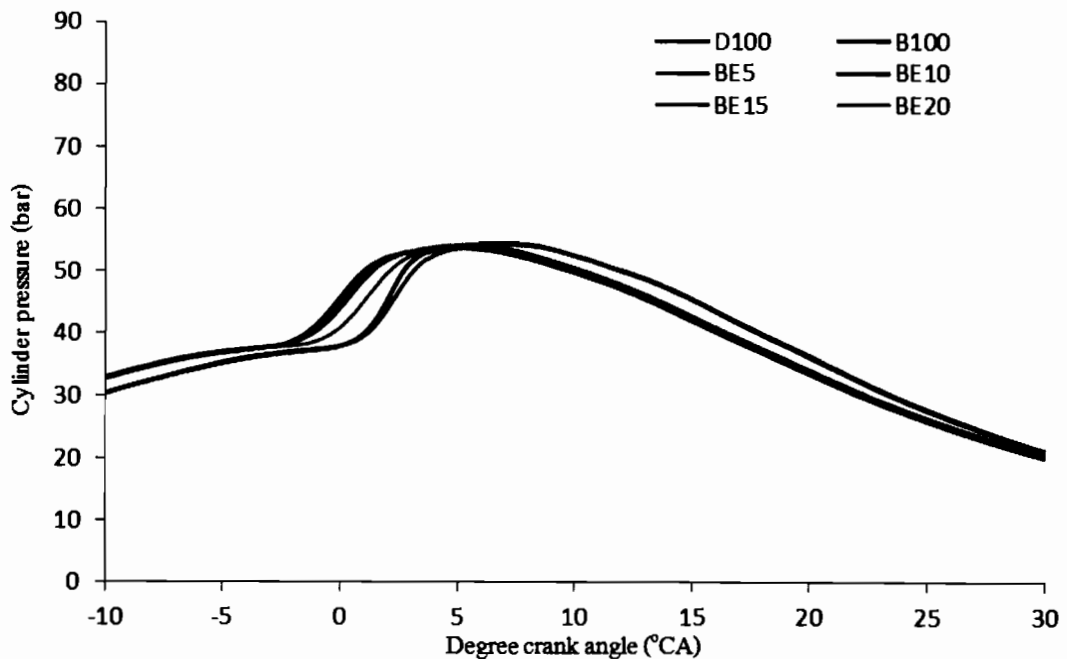
บทที่ 4

ผลการทดลอง และการวิเคราะห์ผล

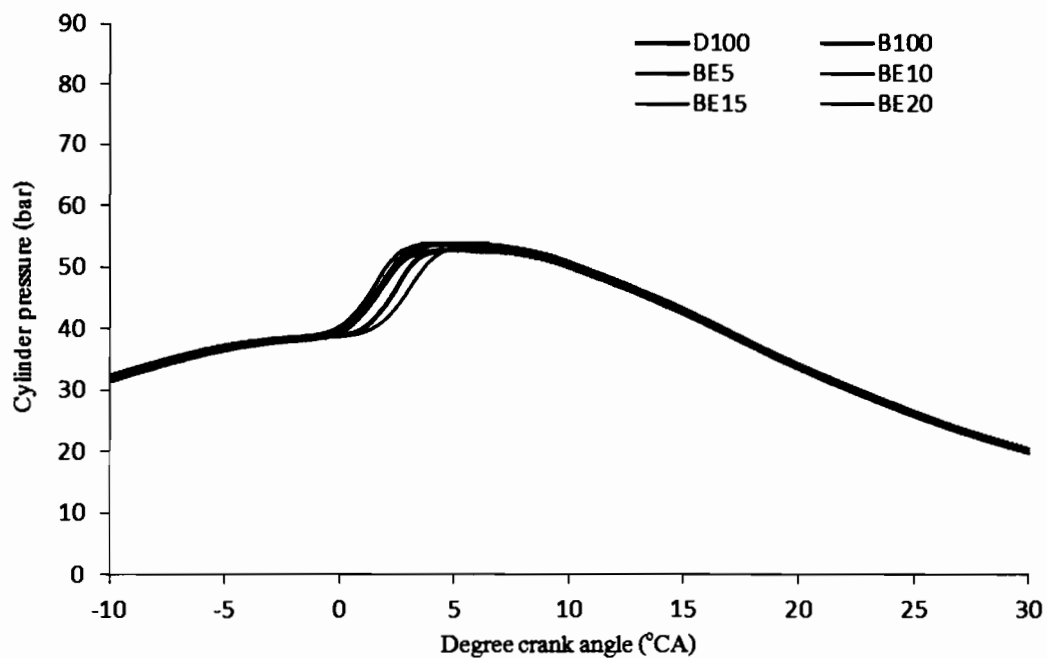
4.1 ผลทดสอบความดันในห้องเผาไหม้

จากค่าความดันในห้องเผาไหม้ และที่องศาของเพลาค้อเหวี่ยง ($^{\circ}\text{CA}$) ต่าง ๆ ซึ่งผลการทดลอง แสดงได้ดังภาพที่ 4.1 - 4.25 ซึ่งแสดงกราฟเปรียบเทียบความดันในห้องเผาไหม้ในที่แรงบิดต่าง ๆ และตารางที่ 4.1 - 4.5 ความดันสูงสุด (P_{max}) และตำแหน่งที่เกิดความดันสูงสุด (AP_{max}) ระหว่าง เชื้อเพลิงดีเซล ไบโอดีเซล ไบโอดีเซลผสมเอทานอลที่ร้อยละ 5, 10, 15 และ 20 (D100, B100, BE5, BE10, BE15 และ BE20) ที่ความเร็วรอบ 1300, 1500, 1700, 1900 และ 2100 rpm

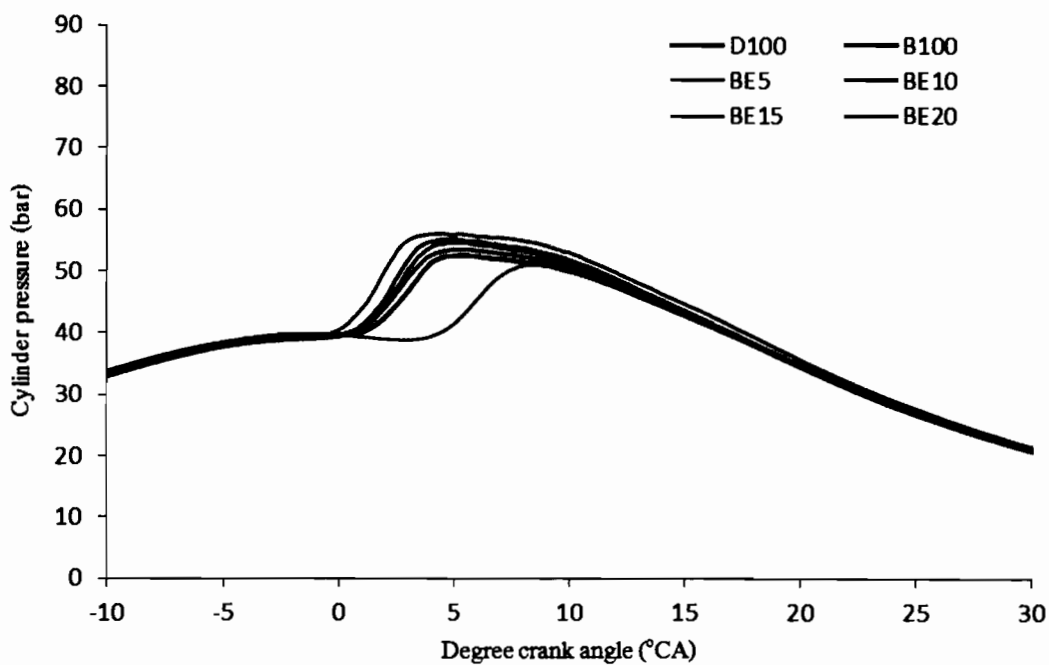
4.1.1 การเปรียบเทียบความดันในห้องเผาไหม้ (D100 – BE20) ที่แรงบิด 4.7 N.m และความเร็วรอบ (1300 – 2100 rpm) ในภาพที่ 4.1 – 4.5



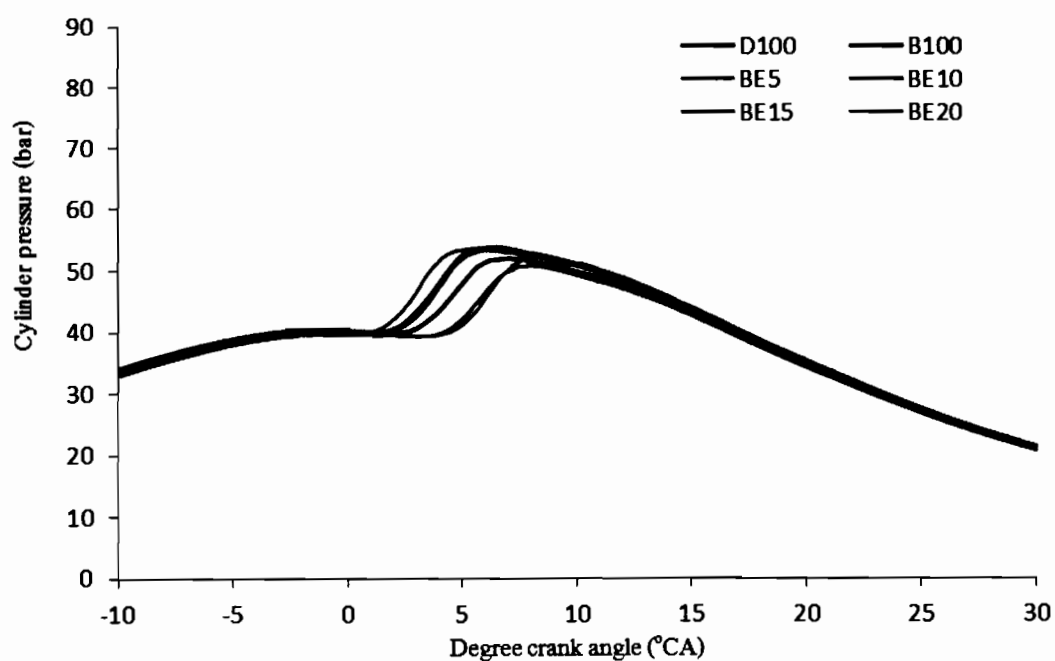
ภาพที่ 4.1 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 4.7 N.m



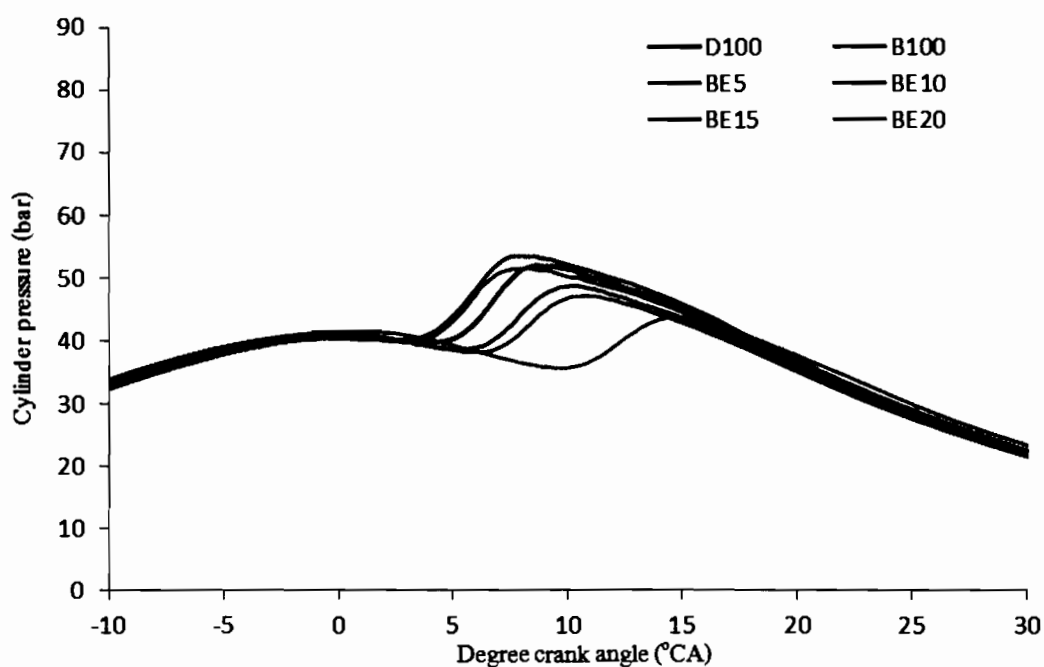
ภาพที่ 4.2 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 4.7 N.m



ภาพที่ 4.3 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 4.7 N.m



ภาพที่ 4.4 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 4.7 N.m



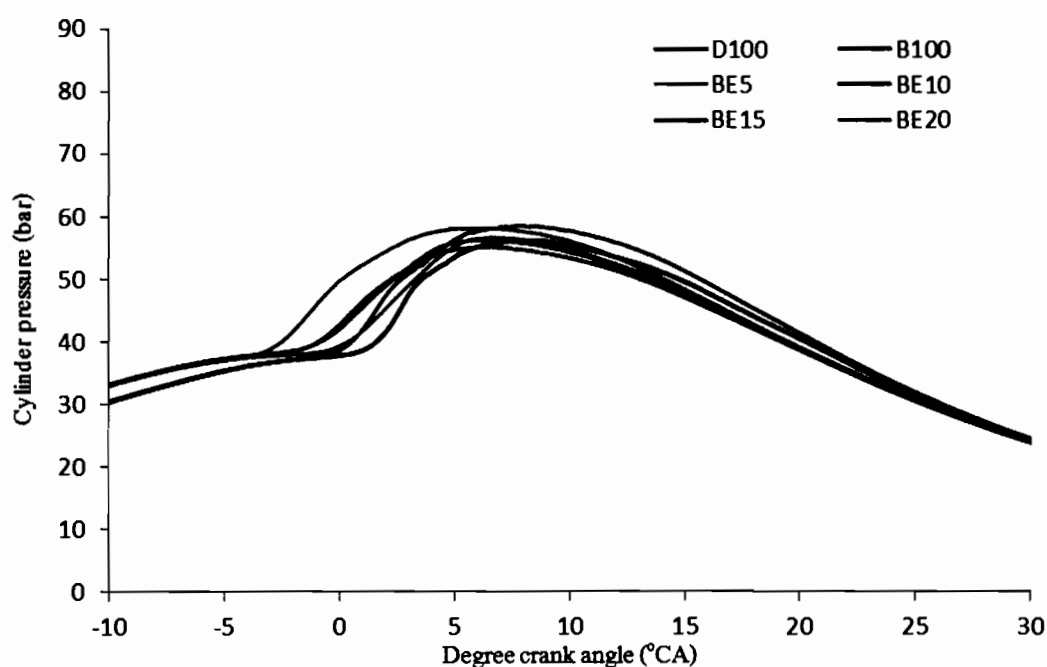
ภาพที่ 4.5 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 4.7 N.m

ตารางที่ 4.1 ตำแหน่งของความดันสูงสุด และค่าความดันสูงสุดที่แรงบิด 4.7 N.m

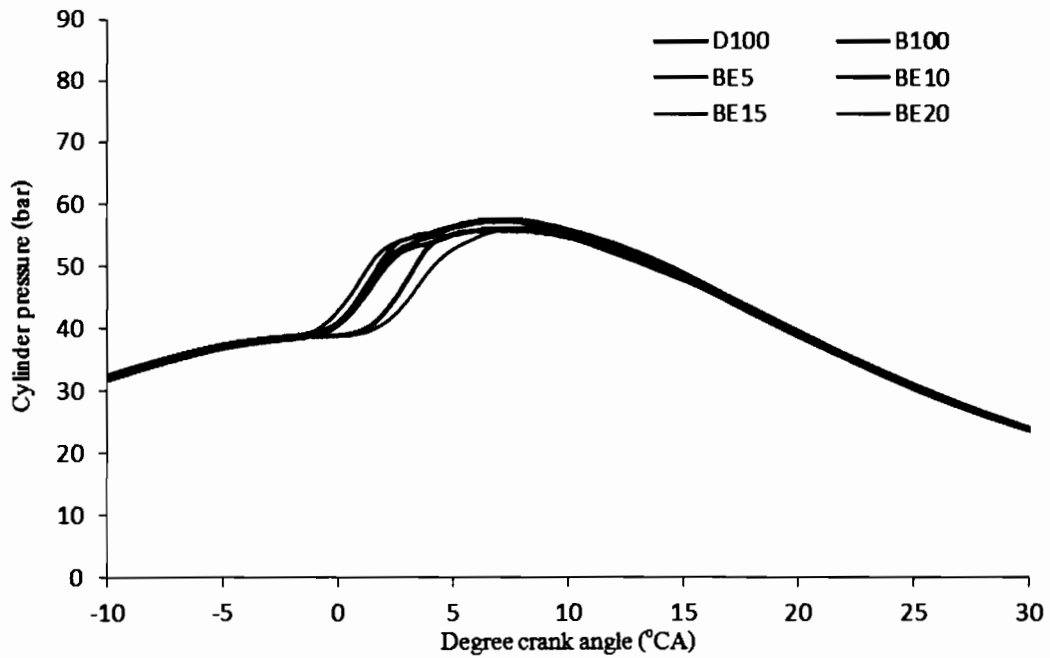
rpm	D100		B100		BE5		BE10		BE15		BE20	
	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax
	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA
1300	54.52	6.75	54.30	6.94	54.07	4.96	53.75	4.91	54.32	5.18	54.20	5.22
1500	53.14	4.92	53.90	4.63	54.05	4.94	53.07	5.08	54.19	4.64	53.48	5.80
1700	52.81	5.37	53.72	5.25	56.59	4.60	55.49	4.87	55.03	5.07	51.41	8.33
1900	52.33	6.97	54.30	6.25	54.15	5.56	53.69	6.39	51.10	7.96	52.53	8.50
2100	52.24	8.92	53.76	8.02	52.00	8.01	49.17	10.04	47.15	9.61	44.02	13.26

จากกราฟความดันในห้องเผาไหม้ที่ 4.7 N.m และตารางที่ 4.1 พบว่าเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นตำแหน่งความดันสูงสุดจะเลื่อนตำแหน่งไปหลัง TDC มากขึ้น และค่าความดันสูงสุดจะลดลง เนื่องจากช่วงล่าช้าการเผาไหม้มีผลเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นทำให้เวลาการเผาไหม้ต่อรอบวัฏจักรน้อยลง และตำแหน่งความดันสูงสุดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนของเอทานอลที่สูงขึ้น

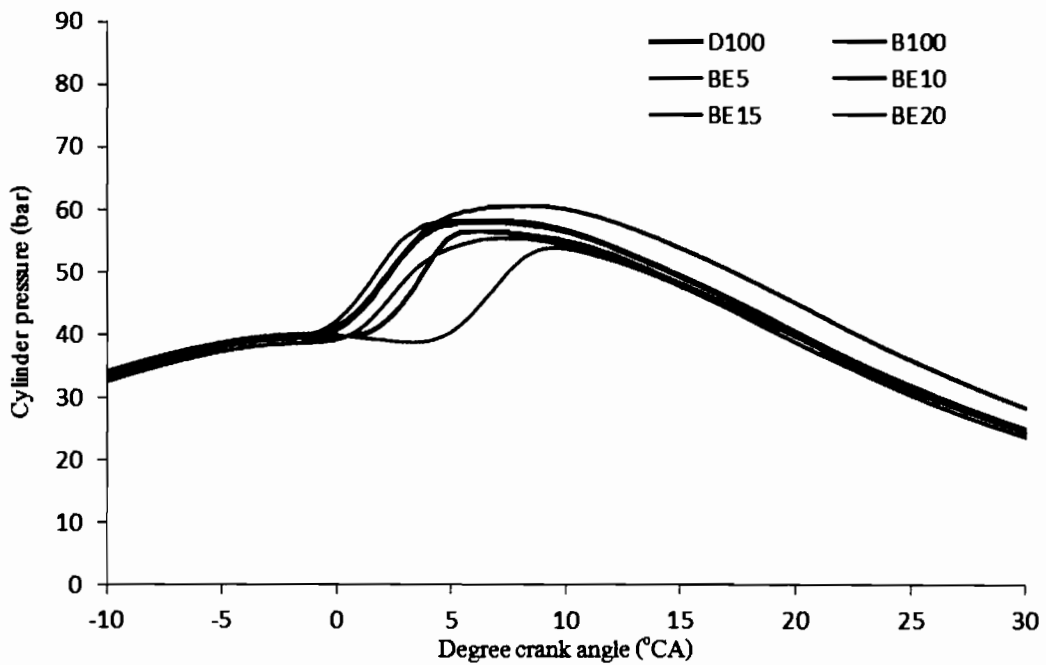
4.1.2 การเปรียบเทียบความดันในห้องเผาไหม้ (D100 – BE20) ที่แรงบิด 9.4 N.m และความเร็วรอบ (1300 – 2100 rpm) ในภาพที่ 4.6 – 4.10



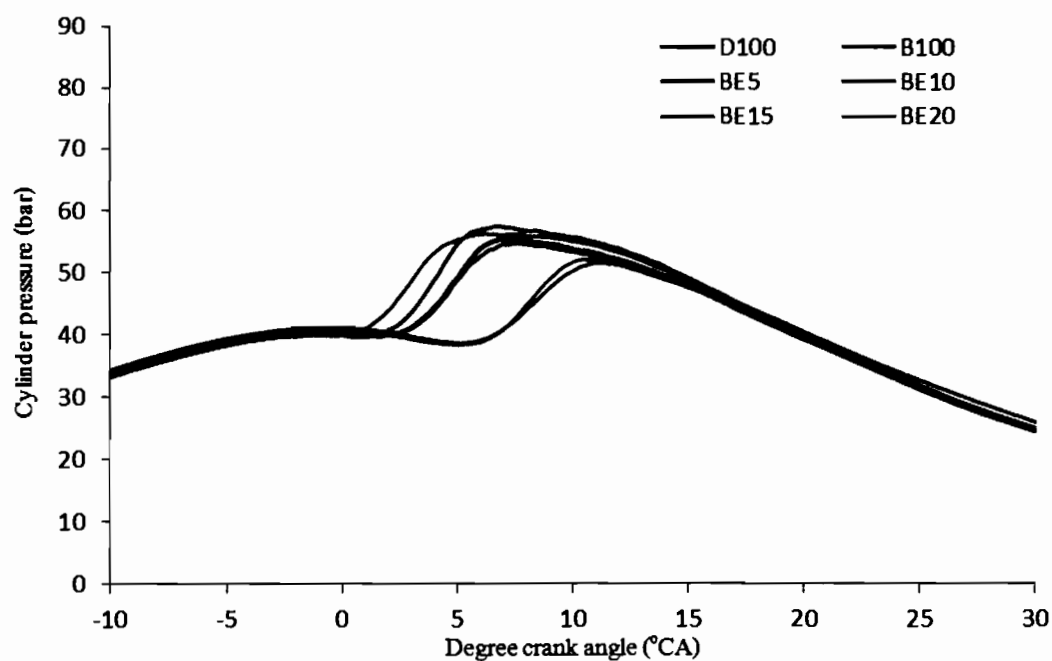
ภาพที่ 4.6 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 9.4 N.m



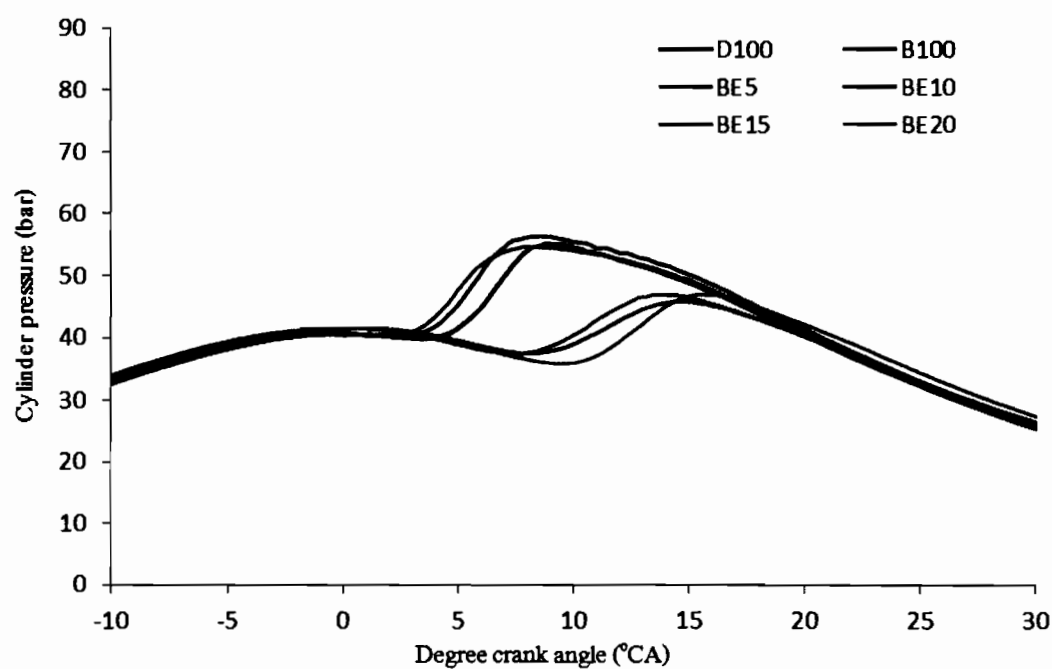
ภาพที่ 4.7 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 9.4 N.m



ภาพที่ 4.8 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 9.4 N.m



ภาพที่ 4.9 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 9.4 N.m



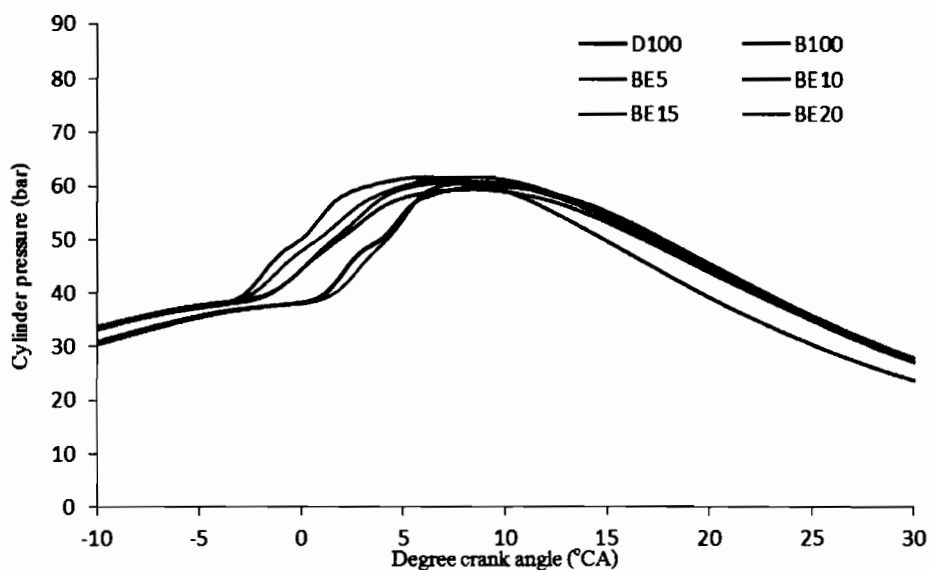
ภาพที่ 4.10 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 9.4 N.m

ตารางที่ 4.2 ตำแหน่งของความดันสูงสุด และค่าความดันสูงสุดที่แรงบิด 9.4 N.m

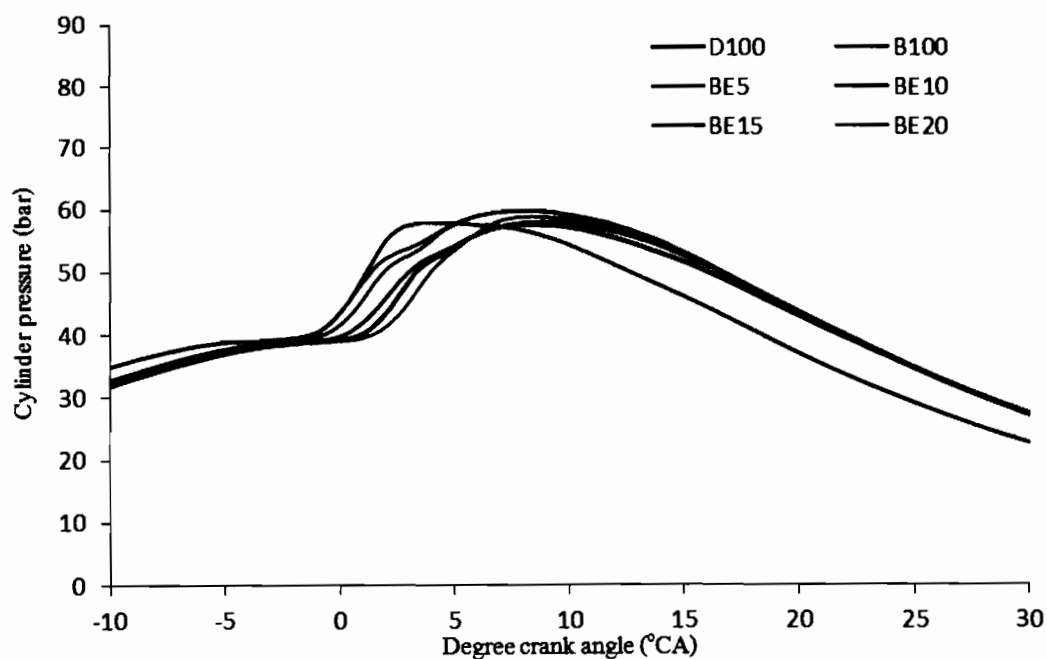
rpm	D100		B100		BE5		BE10		BE15		BE20	
	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax
	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA
1300	56.38	8.23	58.75	7.91	58.59	5.84	55.39	6.42	56.58	6.02	56.92	6.48
1500	56.09	6.74	57.44	7.05	57.83	6.98	56.28	7.26	57.31	7.06	56.38	7.89
1700	56.88	6.12	58.52	5.54	58.83	5.60	58.42	5.78	55.34	7.11	54.35	9.20
1900	55.77	7.37	57.76	6.77	56.77	6.56	55.18	7.55	51.81	11.10	52.54	10.62
2100	55.51	9.02	56.81	8.50	55.24	8.27	46.69	12.95	47.61	12.48	46.91	15.05

ความดันในห้องเผาไหม้ที่ 9.4 N.m ตำแหน่งของความดันสูงสุดมีแนวโน้มเลื่อนไปอยู่หลังจุด TDC แต่ BE5 ที่ความเร็วรอบต่ำ (1300 - 1500 rpm) มีตำแหน่งความดันสูงสุดอยู่ก่อน เพราะเชื้อเพลิงเมื่อถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ สามารถแตกตัวเป็นละอองฝอยได้ดี (Su et al., 2010; Lei et al., 2011) และปริมาตรที่ฉีดเข้าไปเหมาะสมทำให้เกิดการลุกไหม้เร็วกว่าเชื้อเพลิงอื่นที่ผสมเอทานอล ซึ่งที่อัตราส่วนผสมอื่นมีอัตราส่วนผสมที่สูงเกินไป ทำให้ค่าซีเทน และค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่สูง มีผลมากกว่าผลของการแตกตัวเป็นละอองฝอยของเชื้อเพลิงเพื่อจุดระเบิด

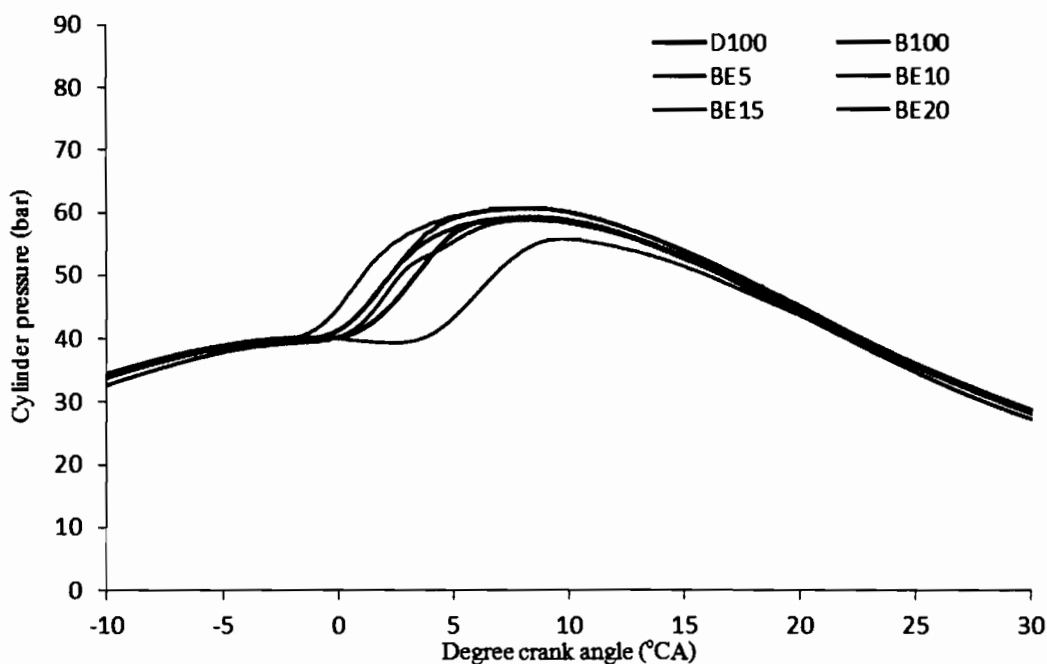
4.1.3 การเปรียบเทียบความดันในห้องเผาไหม้ (D100 - BE20) ที่แรงบิด 14.1 N.m และความเร็วรอบ (1300 - 2100 rpm) ในภาพที่ 4.11 - 4.15



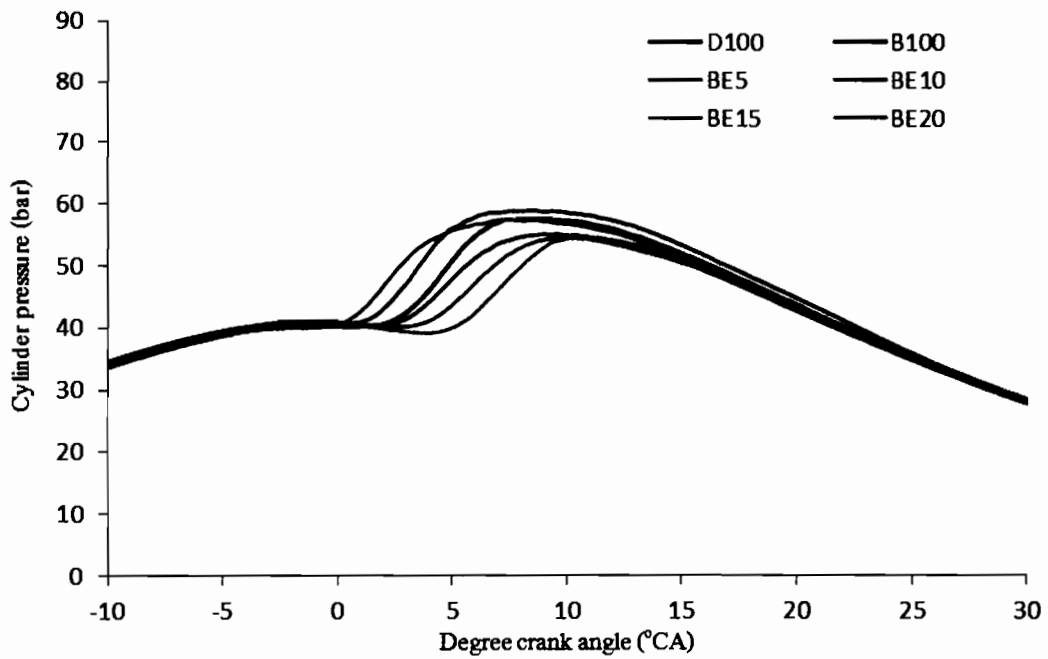
ภาพที่ 4.11 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 14.1 N.m



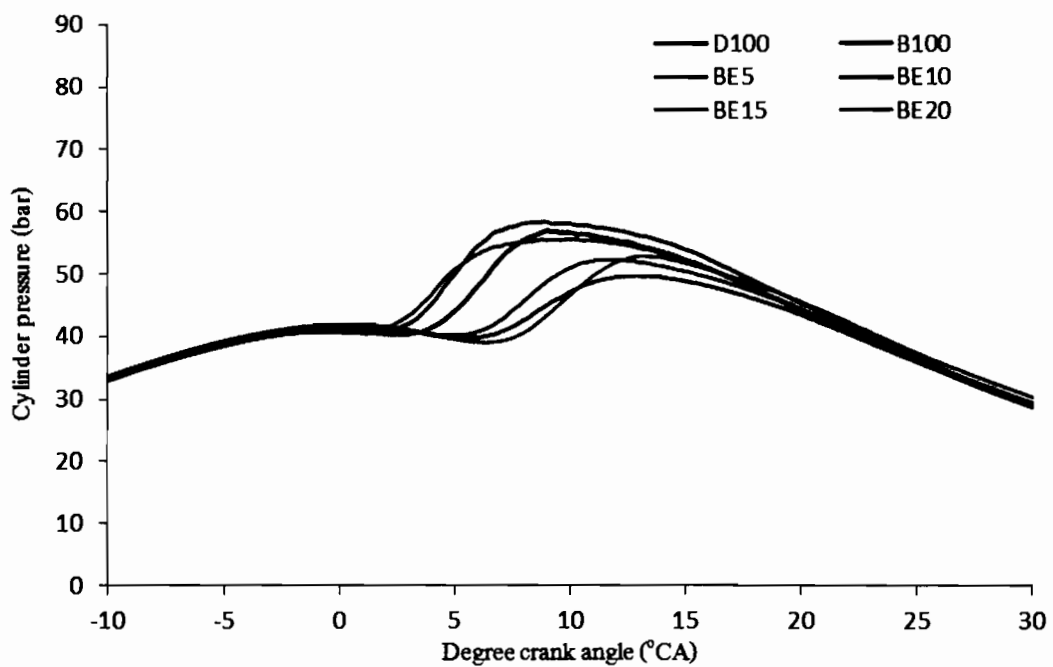
ภาพที่ 4.12 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 14.1 N.m



ภาพที่ 4.13 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 14.1 N.m



ภาพที่ 4.14 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 14.1 N.m



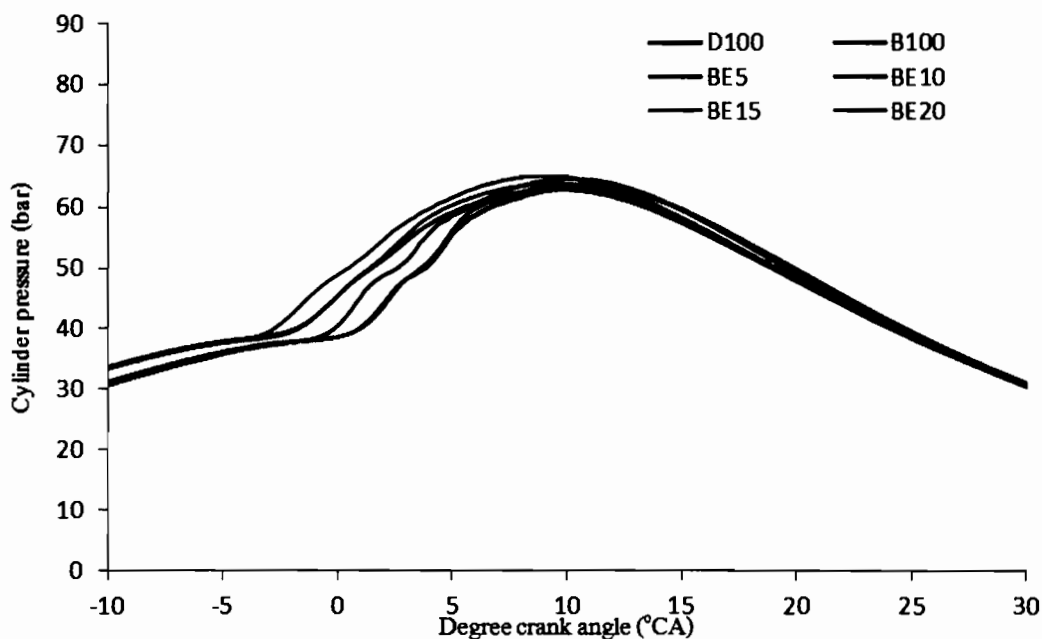
ภาพที่ 4.15 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 14.1 N.m

ตารางที่ 4.3 ตำแหน่งของความดันสูงสุด และค่าความดันสูงสุดที่แรงบิด 14.1 N.m

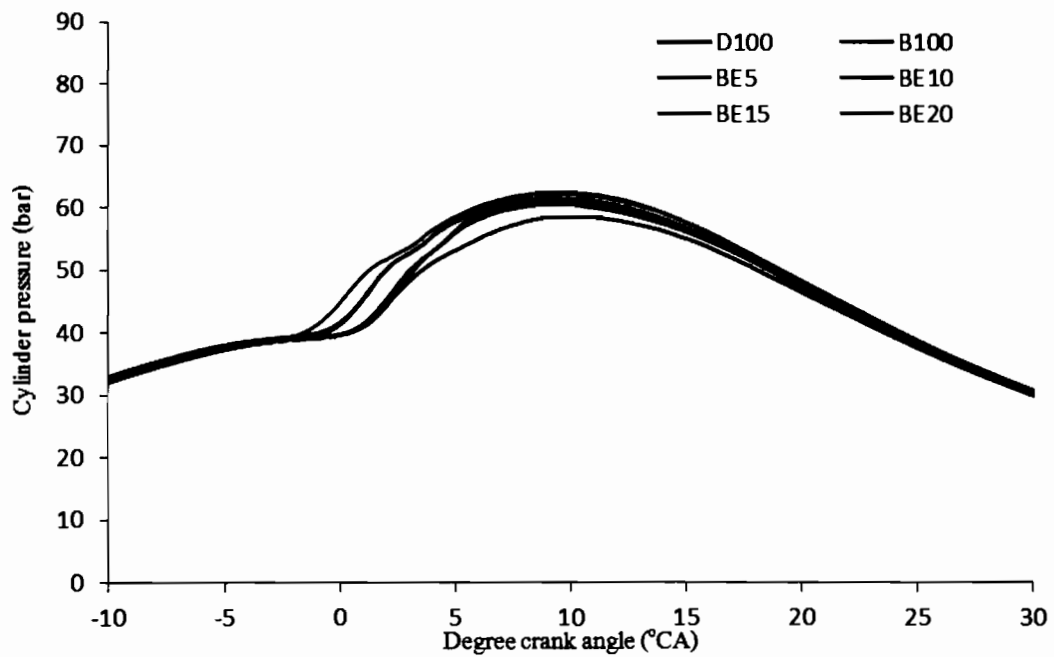
rpm	D100		B100		BE5		BE10		BE15		BE20	
	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax
	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA
1300	60.24	9.14	61.87	9.13	61.97	8.23	59.67	8.35	61.04	7.82	60.92	8.91
1500	58.04	8.28	60.71	8.10	60.22	7.91	58.19	8.43	59.97	8.08	59.07	8.50
1700	59.44	7.73	61.09	8.37	61.49	8.25	59.59	8.20	58.90	8.13	55.87	9.77
1900	57.97	7.84	59.41	8.17	58.05	8.42	55.49	9.29	54.79	9.82	54.60	10.31
2100	57.44	9.28	58.97	8.72	55.96	9.38	50.38	12.39	53.01	11.32	53.13	13.17

ความดันในห้องเผาไหม้ที่ 14.1 N.m ที่ความเร็วรอบต่ำ 1300 - 1500 rpm ซึ่งมีตำแหน่งของความดันสูงสุด B100, BE5-15, D100 และ BE20 เกิดขึ้นตามลำดับ แต่ที่ความเร็วรอบสูง BE5 มีแนวโน้มของกราฟความดันเลื่อนขึ้นก่อน B100 เล็กน้อยแต่ตำแหน่งของความดันสูงสุดยังอยู่หลัง B100 เพราะความร้อนในห้องเผาไหม้ที่สูงขึ้น เหมาะสมกับปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่เป็นอิสระจากการผสมเอทานอลเข้าไปที่อัตราส่วนที่พอดีกับอุณหภูมิจากการเผาไหม้

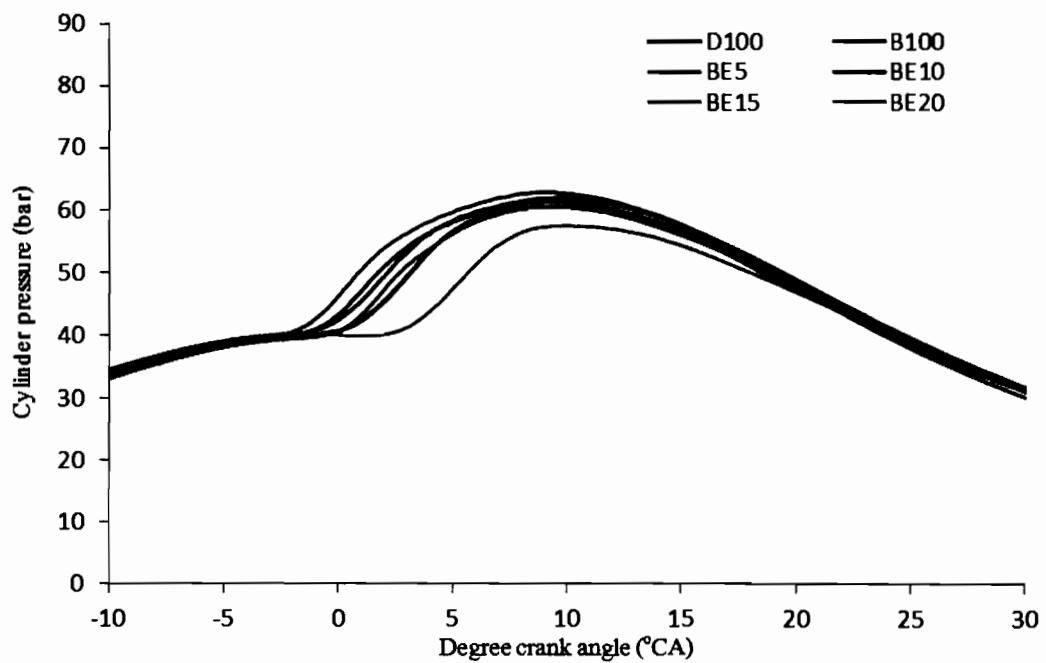
4.1.4 การเปรียบเทียบความดันในห้องเผาไหม้ (D100 - BE20) ที่แรงบิด 18.8 N.m และความเร็วรอบ (1300 - 2100 rpm) ในภาพที่ 4.16 - 4.20



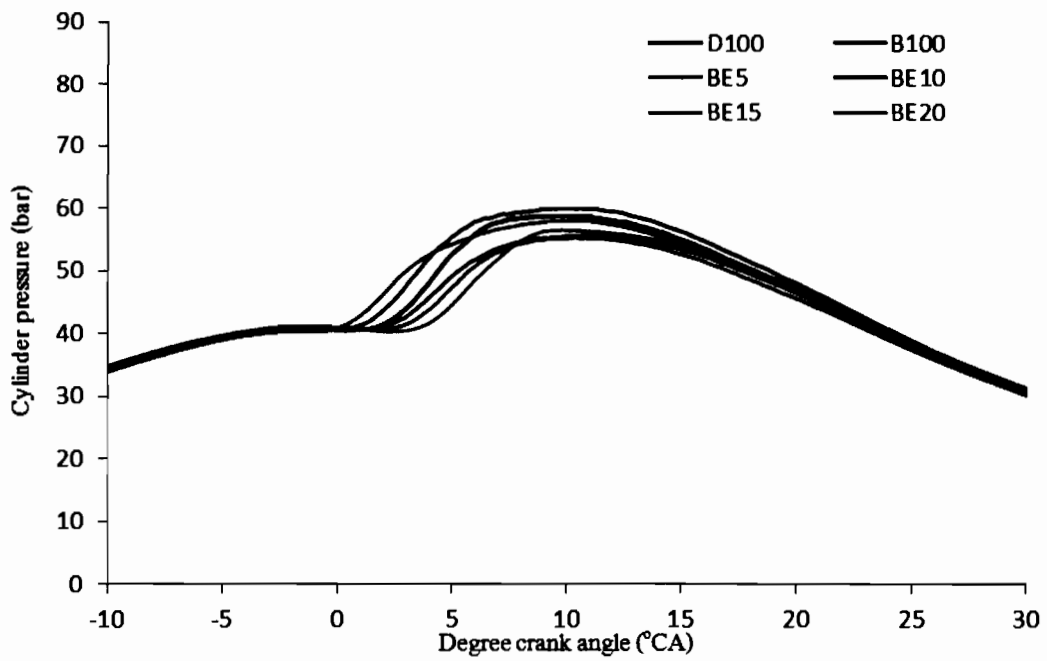
ภาพที่ 4.16 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 18.8 N.m



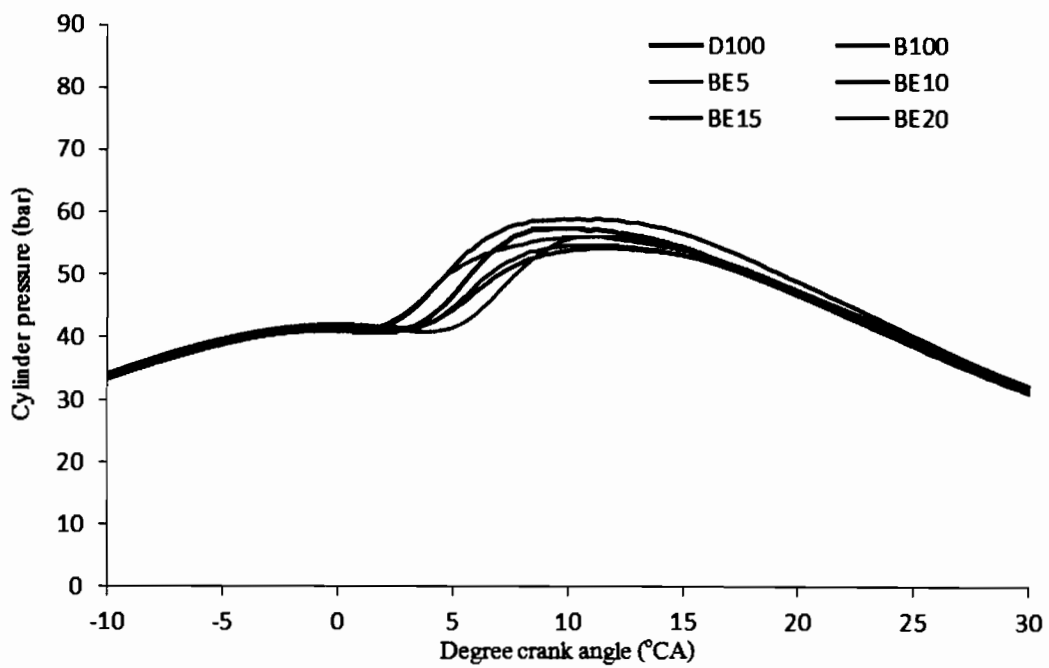
ภาพที่ 4.17 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 18.8 N.m



ภาพที่ 4.18 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 18.8 N.m



ภาพที่ 4.19 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 18.8 N.m



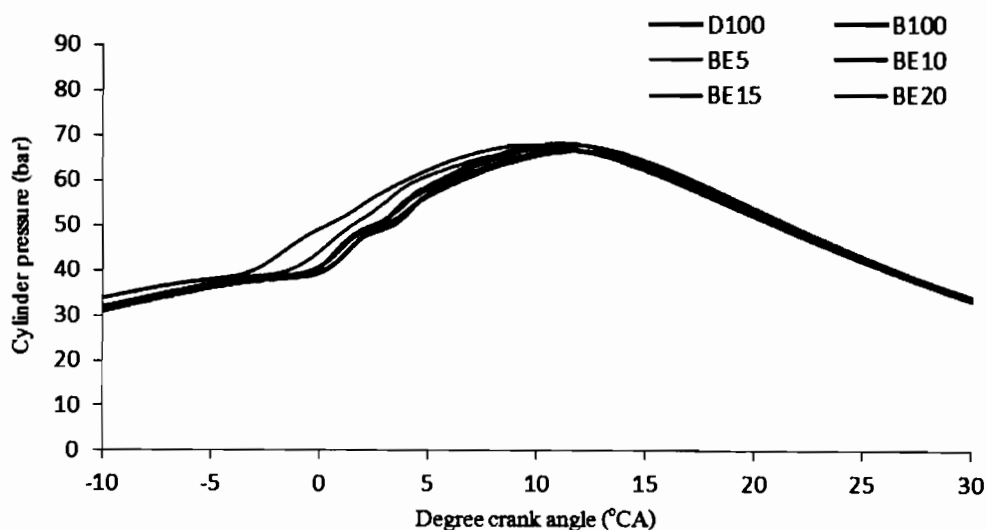
ภาพที่ 4.20 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 18.8 N.m

ตารางที่ 4.4 ตำแหน่งของความดันสูงสุด และค่าความดันสูงสุดที่แรงบิด 18.8 N.m

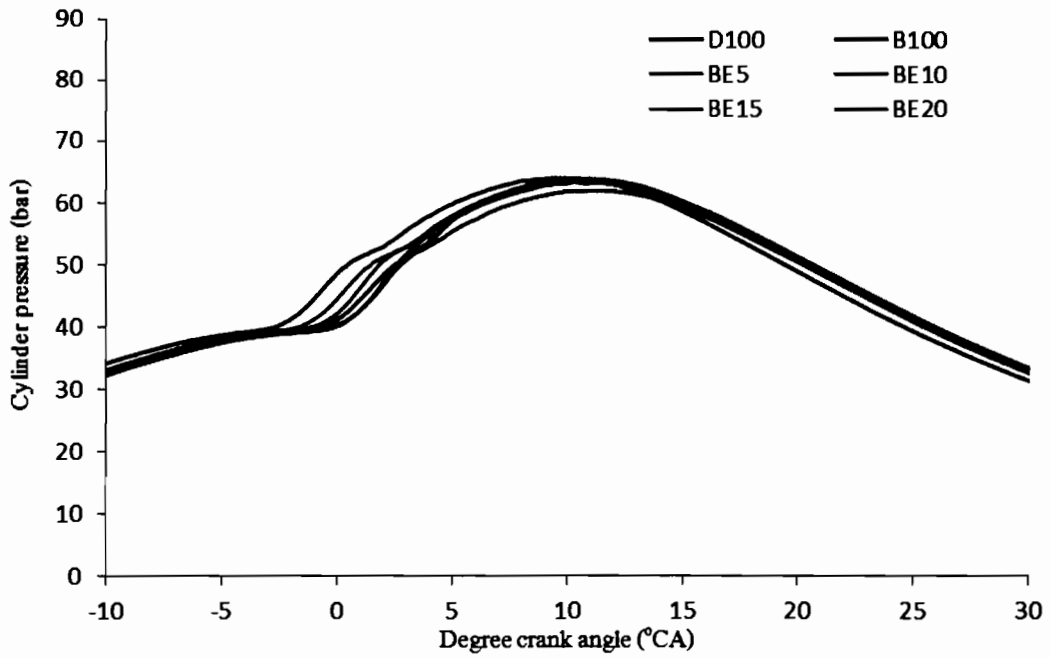
rpm	D100		B100		BE5		BE10		BE15		BE20	
	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax
	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA
1300	63.34	10.69	64.57	10.15	65.18	9.04	63.00	9.63	63.84	9.10	63.77	10.44
1500	60.80	9.40	62.43	9.18	62.71	9.31	58.37	10.04	61.73	9.15	61.50	9.41
1700	60.83	9.28	62.12	9.55	63.07	8.96	61.76	9.26	60.76	9.44	57.61	9.93
1900	59.30	9.24	60.31	9.92	58.48	9.94	55.83	10.71	55.81	10.10	56.80	9.78
2100	57.95	9.56	59.34	10.13	56.33	10.82	54.41	11.41	55.05	10.70	56.47	10.76

ความดันในห้องเผาไหม้ที่ 18.8 N.m เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ความดันสูงสุดจะลดต่ำลง และที่ความเร็วรอบเดียวกัน เชื้อเพลิงผสมจะมีค่าความดันสูงสุดลดลงตามอัตราส่วนผสมของ เอทานอลที่สูงขึ้น และที่ช่วงความเร็วรอบ 1300 – 1900 rpm เชื้อเพลิงผสมมีแนวโน้มของกราฟ และตำแหน่งความดันสูงสุดเกิดขึ้นก่อน เพราะที่แรงบิดสูงอุณหภูมิในห้องเผาไหม้มีค่าสูงขึ้นด้วยส่งผลให้เชื้อเพลิงผสมเอทานอลสามารถลุกไหม้ได้ดียิ่งขึ้น แต่ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm เวลาต่อรอบของการเผาไหม้สั้นลงทำให้ความร้อนถ่ายเทสู่เชื้อเพลิงมีเวลาน้อยลง เมื่อเกิดการลุกไหม้ทำให้ตำแหน่งสูงสุดของ ความดันห่างออกจาก TDC มากกว่าตำแหน่งความดันสูงสุดที่ความเร็วรอบรอบต่ำ

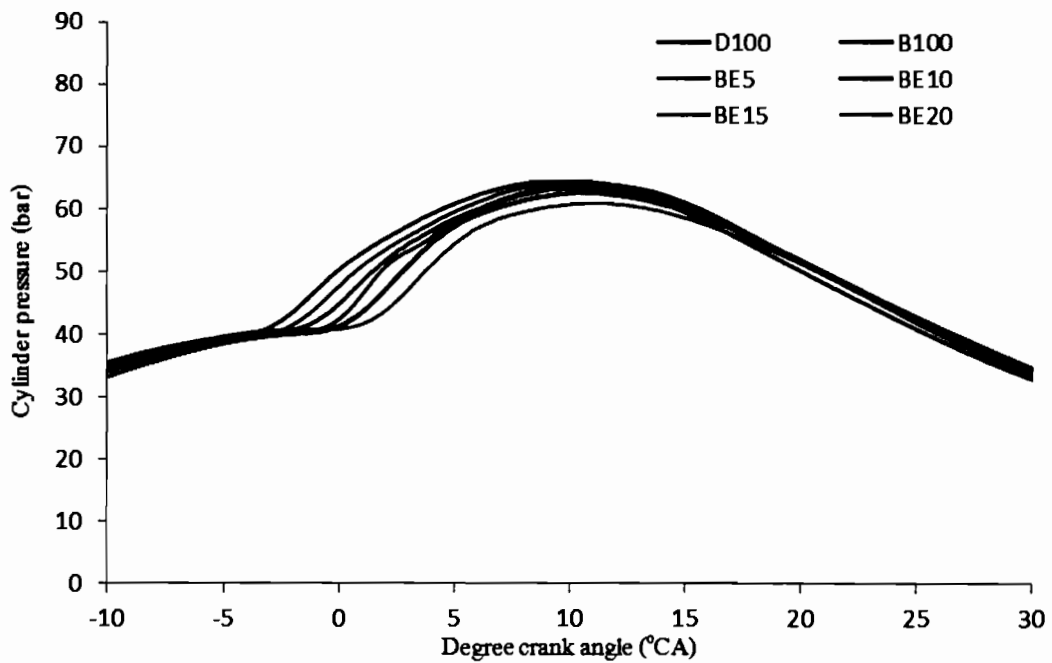
4.1.5 การเปรียบเทียบความดันในห้องเผาไหม้ (D100 – BE20) ที่แรงบิด 23.4 N.m และความเร็วรอบ (1300 – 2100 rpm) ในภาพที่ 4.20 – 4.25



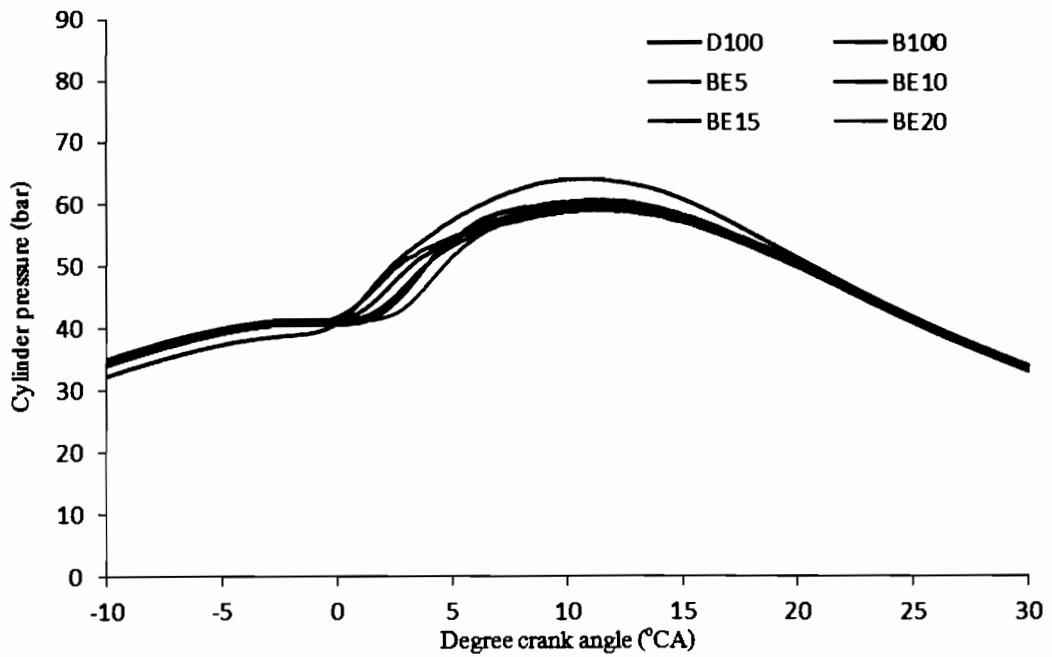
ภาพที่ 4.21 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 23.4 N.m



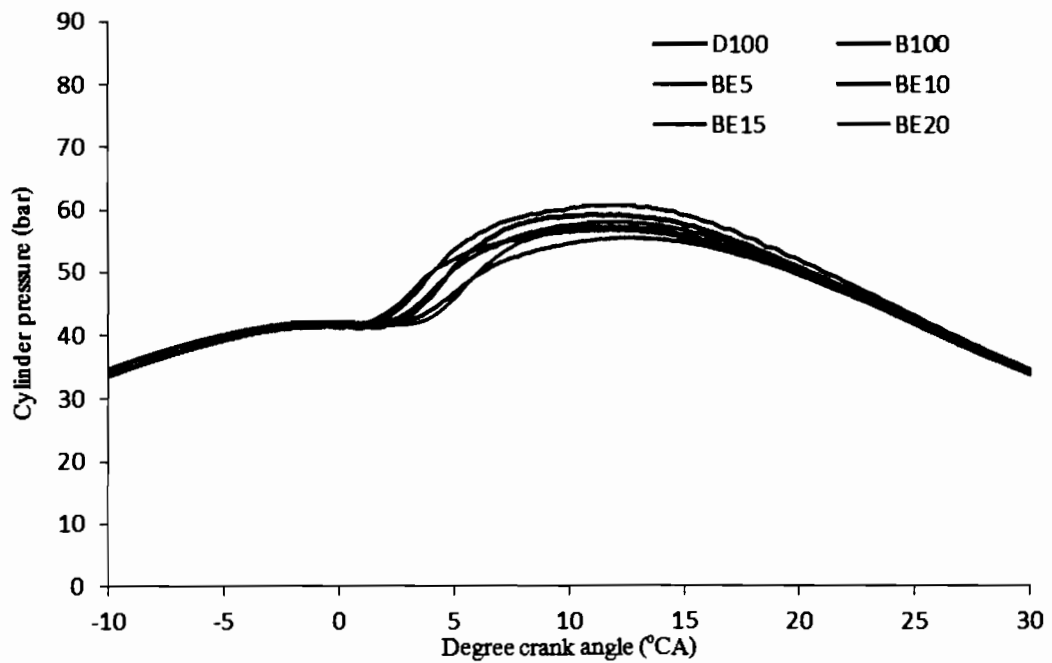
ภาพที่ 4.22 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 23.4 N.m



ภาพที่ 4.23 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 23.4 N.m



ภาพที่ 4.24 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 23.4 N.m



ภาพที่ 4.25 ความดันในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 23.4 N.m

ตารางที่ 4.5 ตำแหน่งของความดันสูงสุด และค่าความดันสูงสุดที่แรงบิด 23.4 N.m

rpm	D100		B100		BE5		BE10		BE15		BE20	
	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax	Pmax	APMax
	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA	Bar	°CA
1300	66.76	11.33	68.38	11.20	68.26	10.14	66.11	11.86	68.05	11.50	67.14	10.95
1500	63.41	10.39	64.08	10.93	64.63	10.67	62.26	11.06	63.82	10.80	63.68	10.04
1700	62.86	10.45	64.38	10.36	64.50	10.69	63.53	10.52	64.26	11.06	61.02	11.34
1900	61.01	10.91	62.17	10.93	60.39	11.13	59.87	11.18	59.19	11.36	59.24	11.25
2100	59.51	10.65	60.96	11.36	58.14	11.87	55.53	12.37	57.54	11.58	57.07	11.08

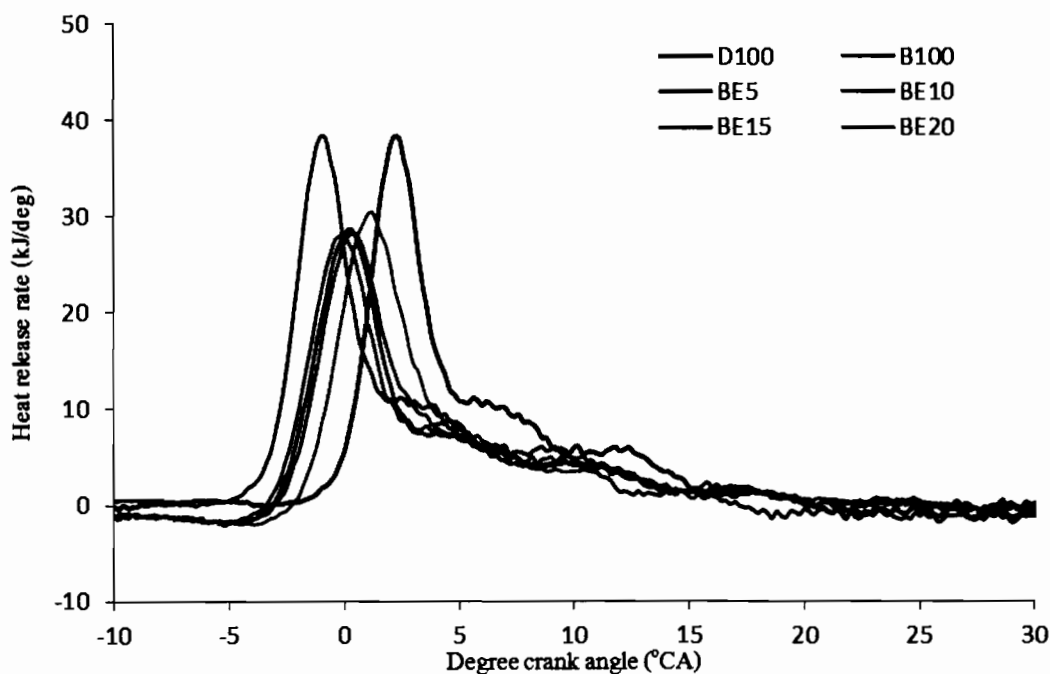
ความดันในห้องเผาไหม้ที่ 23.4 N.m มีแนวโน้มของกราฟ และลักษณะคล้ายกันกับที่แรงบิด 18.8 N.m แตกต่างที่ความดันสูงสุดที่สูงขึ้น และตำแหน่งความดันสูงสุดที่อยู่หลัง TDC มืดขาวซีดเพิ่มขึ้น และกราฟความดัน BE5 ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm มีแนวโน้มของกราฟเลื่อนไปข้างหน้า เนื่องจากที่ความเร็วรอบต่ำ แรงบิดสูง เกิดการลุกไหม้นานขึ้นทำให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้สูงขึ้นร่วมกับการฉีดเชื้อเพลิงที่เป็นละอองฝอย เชื้อเพลิงจึงเกิดการจุดระเบิดเร็วขึ้นส่งผลให้ตำแหน่งความดันสูงสุดเกิดก่อน B100 เล็กน้อย แต่ที่ความเร็วรอบสูงขึ้น เวลาที่เชื้อเพลิงจุดความร้อนน้อยลง และปริมาตรการฉีดเชื้อเพลิงที่มีปริมาณมากทำให้ตำแหน่งสูงสุดของความดันอยู่หลัง B100 รองลงมาคือ D100 และเชื้อเพลิงผสม BE10 - 20 ตามลำดับ

จากผลทดสอบความดันในห้องเผาไหม้ ที่แรงบิด และความเร็วรอบต่าง ๆ พบว่าความดันสูงสุด และตำแหน่งของความดันสูงสุด จะเพิ่มขึ้นตามแรงบิดที่เพิ่มขึ้น แต่จะความดันจะลดต่ำลงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นในทุกเชื้อเพลิง และตำแหน่งของความดันสูงสุดที่ถูกหน่วงออกไป จากแรงบิดที่สูงขึ้นของเครื่องยนต์ เนื่องจากปริมาณเชื้อเพลิงที่มากขึ้นเพื่อ ให้สมดุลกับแรงบิดที่เพิ่ม ทำให้เชื้อเพลิงใช้เวลาจุดความร้อนเพื่อเริ่มต้นการเผาไหม้นานขึ้น ร่วมกับอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ความดันสูงสุดเพิ่มขึ้นด้วย และไบโอดีเซลความดันสูงสุดมากกว่าทุกเชื้อเพลิง เพราะองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่ฉีดก่อนดีเซล ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่สั้น และค่าซีเทนที่สูงกว่าดีเซล (Bittle et al., 2010; Canakci, 2007; Sahoo et al., 2009; Torres-Jimenez et al., 2011; Wang et al., 2010) และเชื้อเพลิงผสมเอทานอลมีตำแหน่งความดันสูงสุดถูกหน่วงให้ช้ากว่าไบโอดีเซลเล็กน้อย และความดันสูงสุดของเชื้อเพลิงไบโอดีเซลผสมเอทานอล BE5 - 15 จะมีความดันสูงกว่าดีเซลในช่วงรอบต่ำ (1300 - 1700 rpm) เนื่องจากออกซิเจนในเอทานอล เมื่อเริ่มการเผาไหม้แล้ว ทำให้เกิดการเผาไหม้แบบรวดเร็ว ส่งผลให้ความดันในห้องเผาไหม้เกิดขึ้นแบบทันทีทันใด ทำให้ความดันที่ได้สูงขึ้น

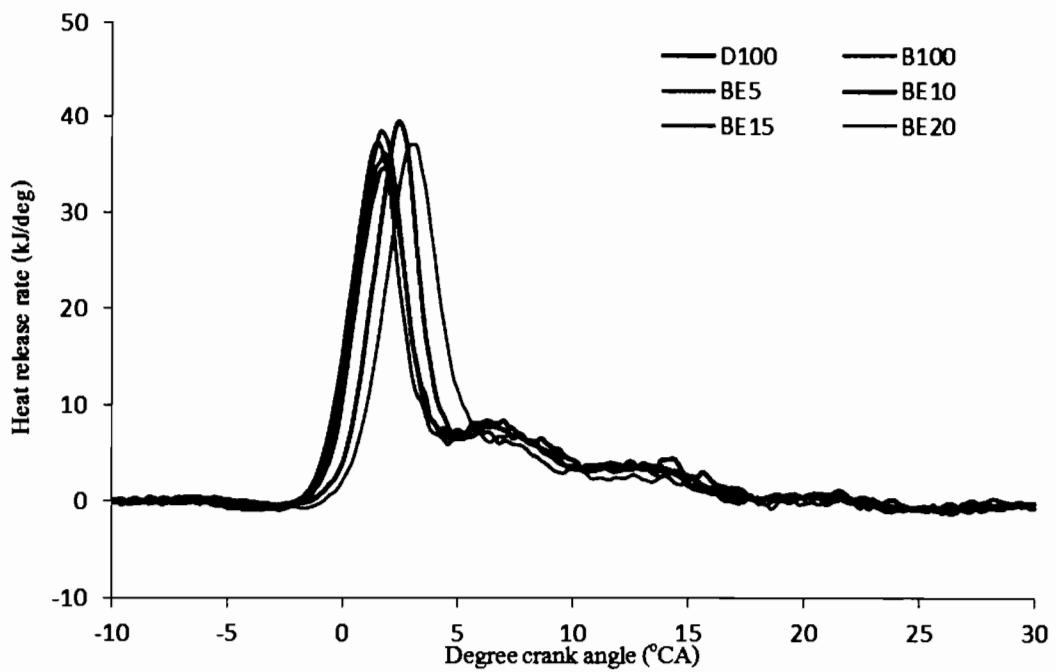
4.2 อัตราการปล่อยความร้อน

จากข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้ สามารถนำมาคำนวณหาอัตราการปล่อยความร้อนโดยใช้สมการที่ 2.12 ซึ่งผลการทดลอง ได้ดังภาพที่ 4.26 - 4.50 ซึ่งกราฟอัตราการปล่อยความร้อนสามารถอธิบายได้ว่าในแต่ละองศาเพลลาข้อเหวี่ยงมีการปล่อยความร้อนออกมาเท่าใด ซึ่งจุดที่อัตราการปล่อยความร้อนออกมาดีที่สุด จะอยู่ในช่วงก่อน และหลัง TDC เล็กน้อย จะทำให้การปล่อยพลังงานสัมพันธ์กับการเคลื่อนที่ลงของลูกสูบในช่วงให้กำลัง ซึ่งกราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะสามารถแบ่งออกเป็น 4 ช่วง ได้แก่ ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ช่วงการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้ว ช่วงการเผาไหม้ที่ถูกควบคุมโดยการผสม และช่วงที่การเผาไหม้ช้า ในแต่ละช่วงจะบอกอัตราการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงต่าง ๆ ว่าเชื้อเพลิงตัวใดมีอัตราการเผาไหม้อยู่ในช่วงใด ซึ่งช่วงของการเผาไหม้ที่มีผลต่อสมรรถนะ คือช่วงล่าช้าการจุดระเบิด ช่วงการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้ว และช่วงการเผาไหม้ที่ถูกควบคุมโดยการผสม

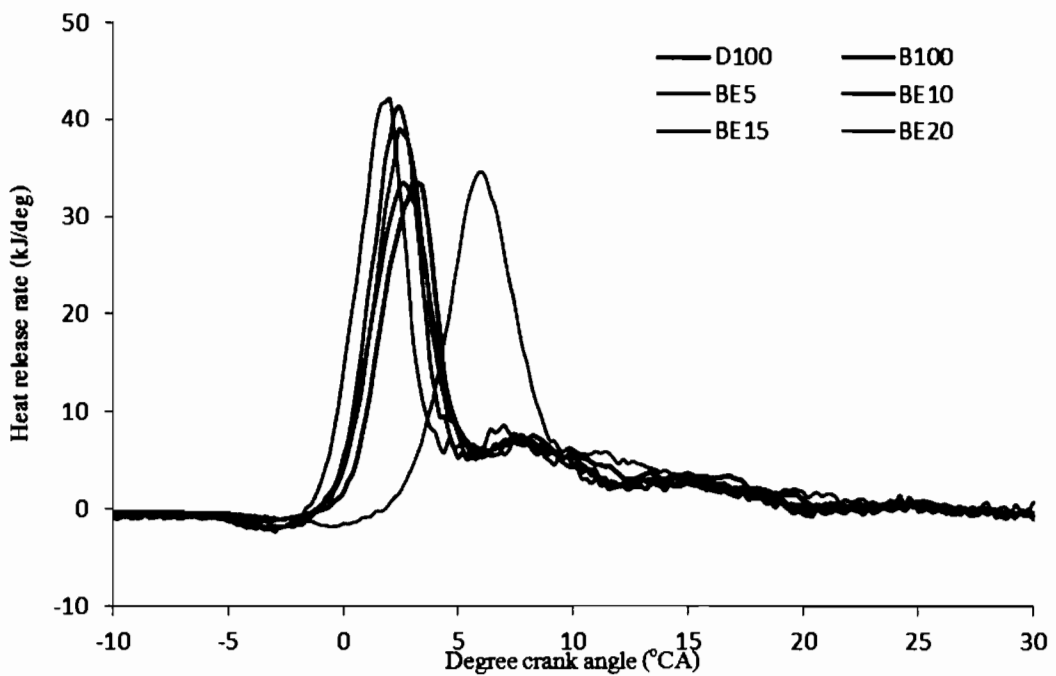
4.2.1 การเปรียบเทียบอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ (D100 - BE20) ที่แรงบิด 4.7 N.m และความเร็วรอบ (1300 - 2100 rpm) ในภาพที่ 4.26 - 4.30



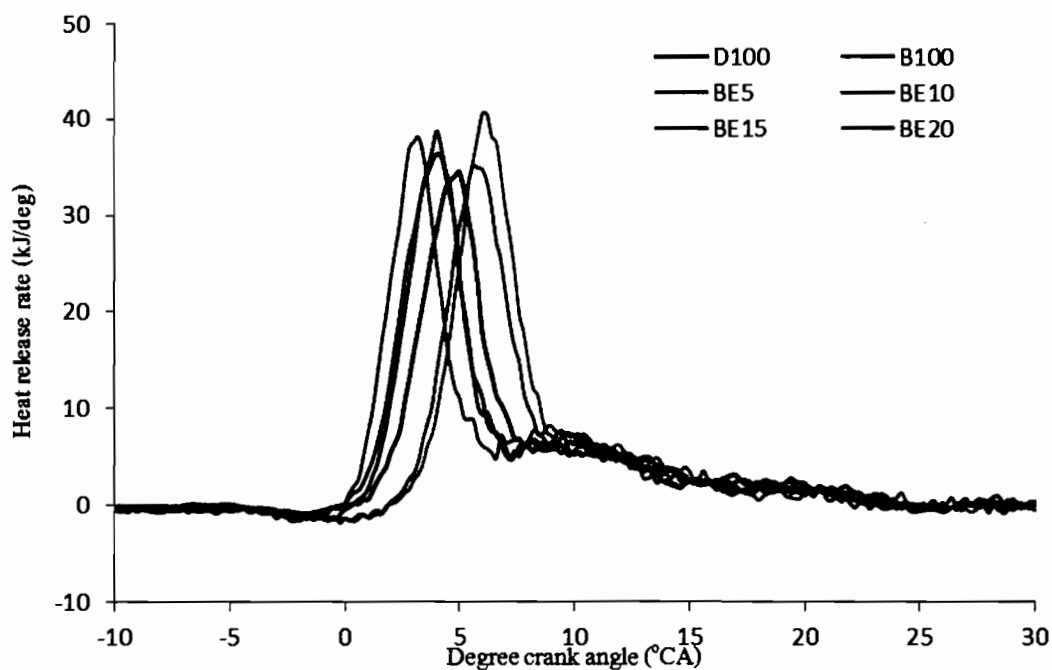
ภาพที่ 4.26 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 4.7 N.m



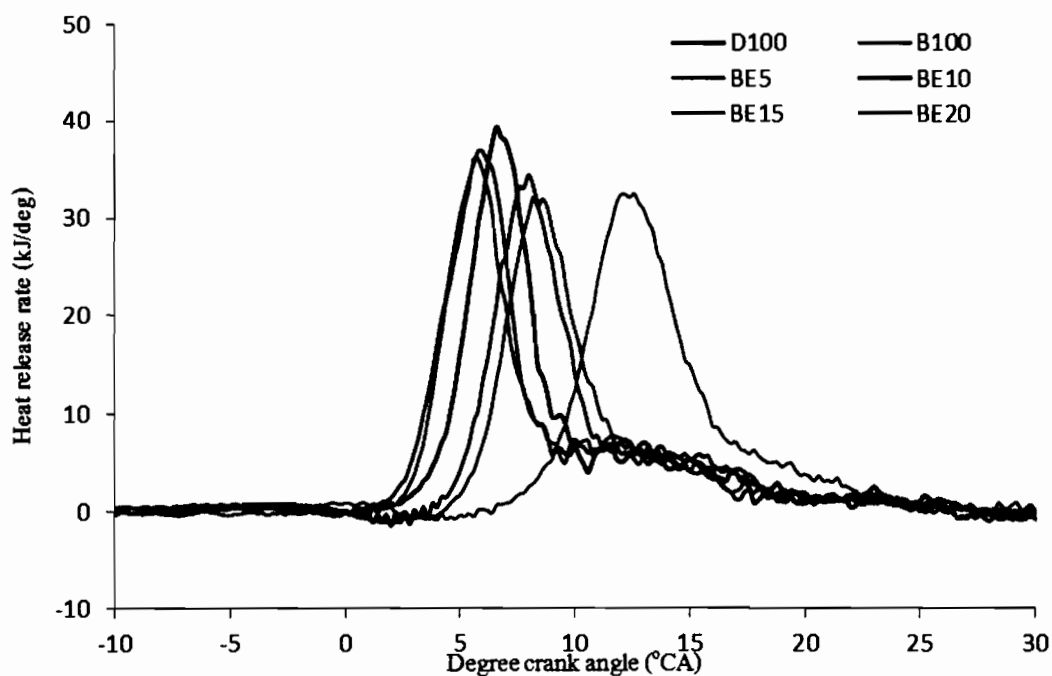
ภาพที่ 4.27 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 4.7 N.m



ภาพที่ 4.28 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 4.7 N.m



ภาพที่ 4.29 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 4.7 N.m

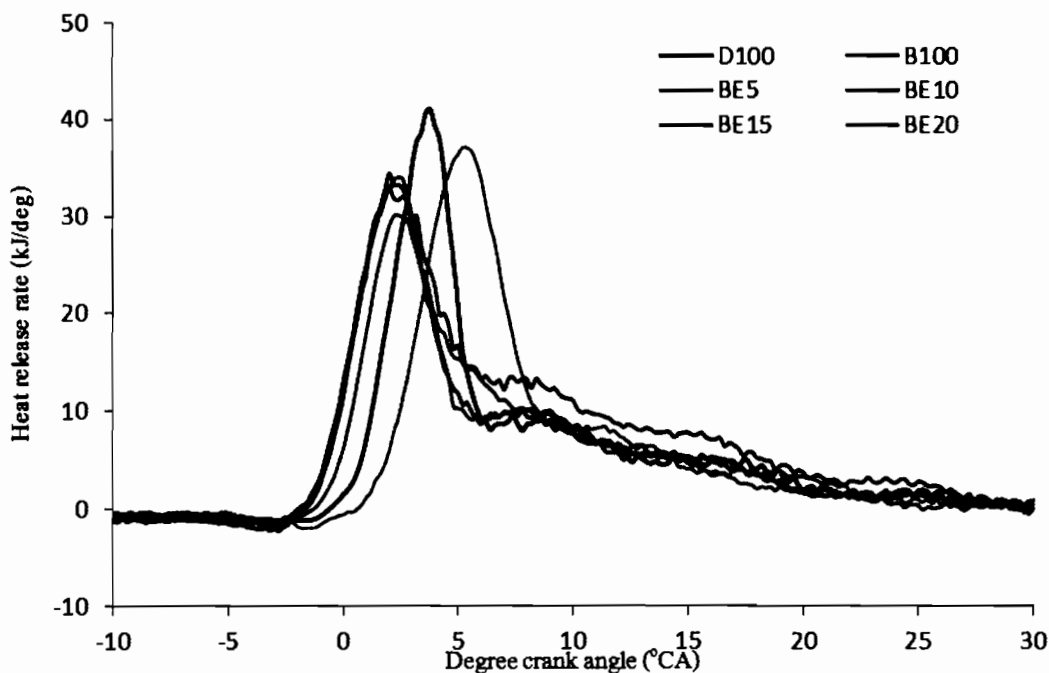


ภาพที่ 4.30 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 4.7 N.m

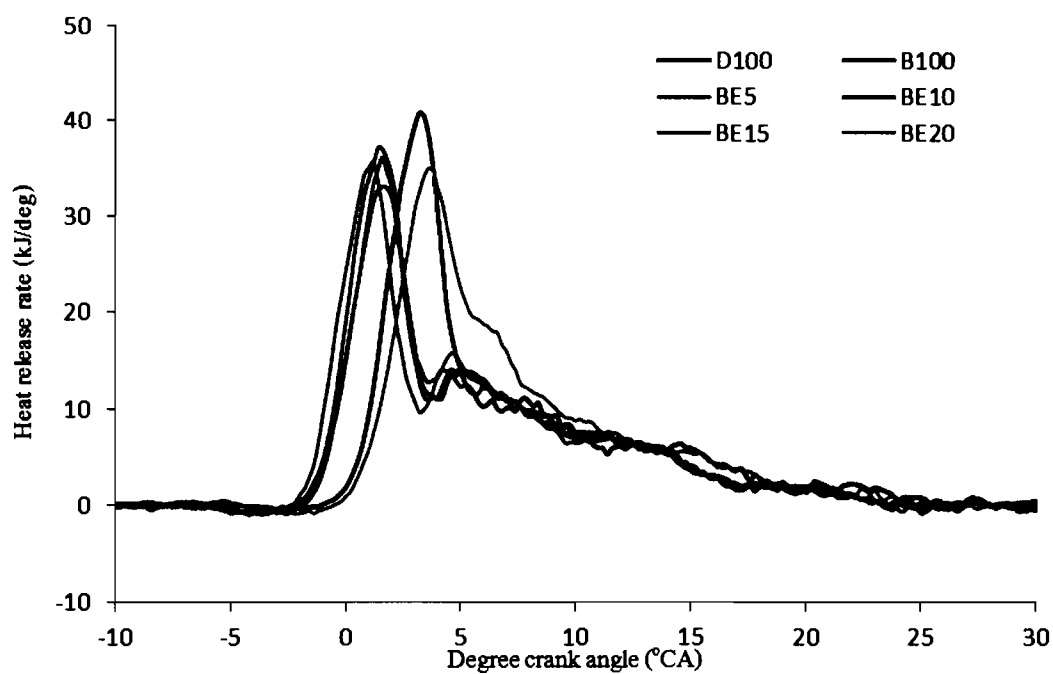
อัตราการผลิตความร้อนที่ 4.7 N.m กราฟของทุกเชื้อเพลิงมีแนวโน้มเลื่อนไปหลัง TDC เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เพราะเวลาในการลุกไหม้ที่สั้นลง แต่ในเชื้อเพลิงผสมเอทานอลในช่วงความเร็วรอบ 1500 – 2100 rpm ตำแหน่งของกราฟ และอัตราการผลิตความร้อนสูงสุดมีแนวโน้มเกิดก่อน B100 เนื่องจากพลังงานความร้อนที่ปลดปล่อยในห้องเผาไหม้ เกิดขึ้นเหมาะสมในจุดที่ TDC ทำให้พลังงานถ่ายเทลงสู่ลูกสูบได้ในช่วงกำลัง

ในช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดทุกเชื้อเพลิงจะใช้เวลานานขึ้น เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เนื่องจากเวลาต่อหนึ่งวัฏจักรสั้นลง และช่วงการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้ว พบว่าเมื่อความเร็วรอบต่ำมีความชัน และค่าอัตราการผลิตความร้อนสูงจากการที่เชื้อเพลิงมีเวลาดูดความร้อนนานขึ้น เนื่องมาจากองศาเพลาคือเอียงที่ช้าลง และเมื่อเกิดการจุดระเบิดแล้วค่าอัตราการผลิตความร้อนสูงสุดจึงเพิ่มขึ้น และช่วงเผาไหม้ที่ควบคุมโดยการผสมจะพบชัดเจนขึ้น เมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น เนื่องมาจากเวลาต่อรอบสั้นลง ทำให้เชื้อเพลิงผสมกับอากาศได้ไม่ดีจึงเกิดการเผาไหม้ในช่วงนี้ด้วย

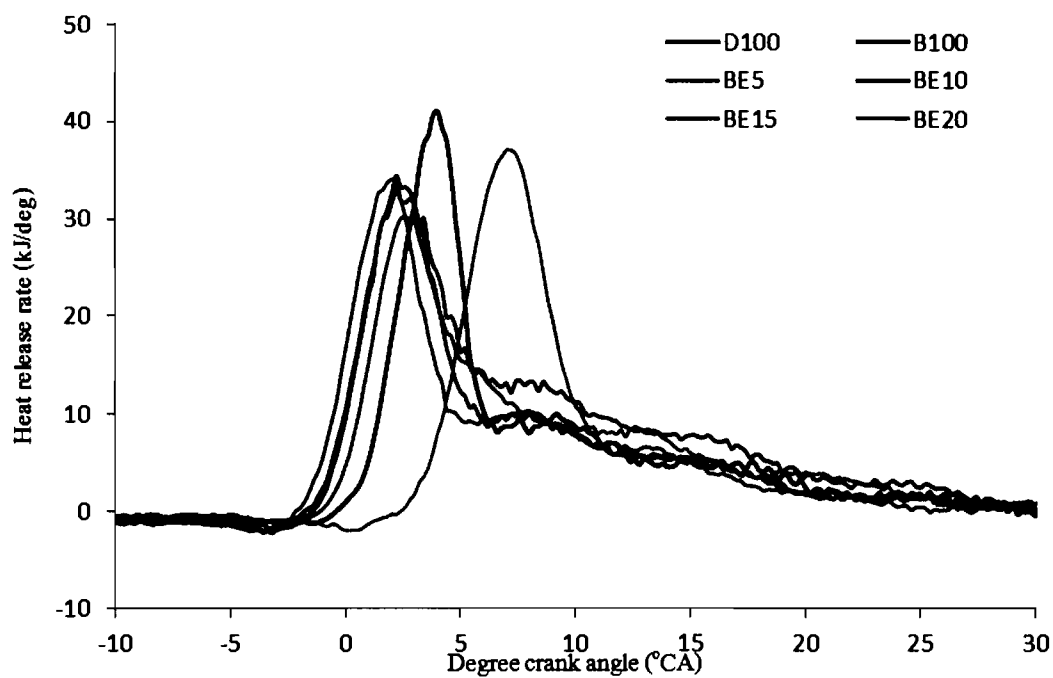
4.2.2 การเปรียบเทียบอัตราการผลิตความร้อนในห้องเผาไหม้ (D100 – BE20) ที่แรงบิด 9.4 N.m และความเร็วรอบ (1300 – 2100 rpm) ในภาพที่ 4.31 – 4.35



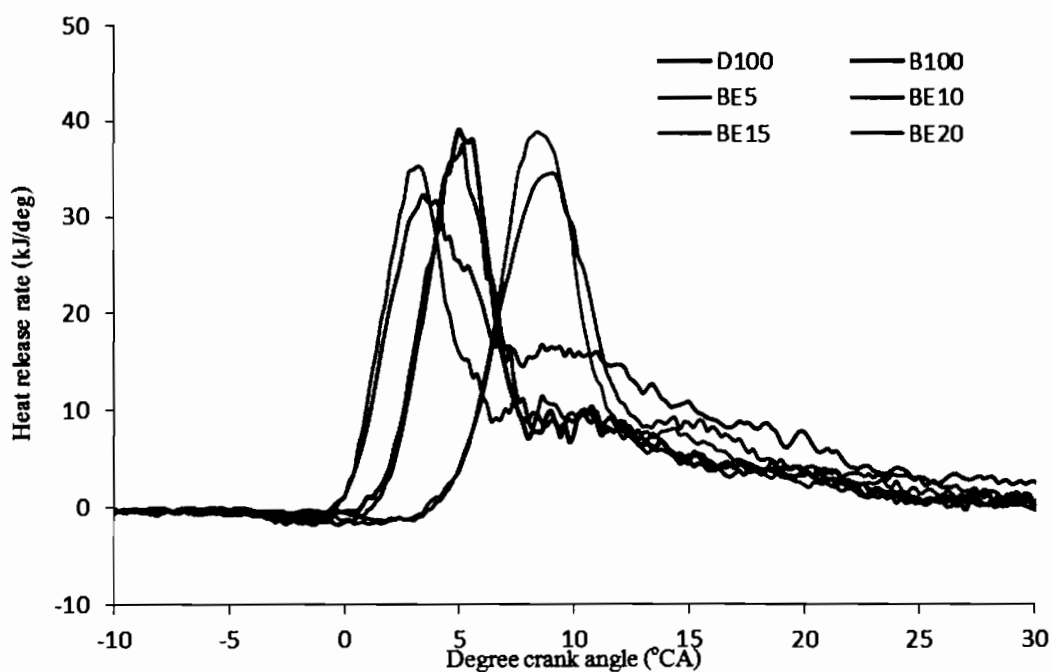
ภาพที่ 4.31 อัตราการผลิตความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 9.4 N.m



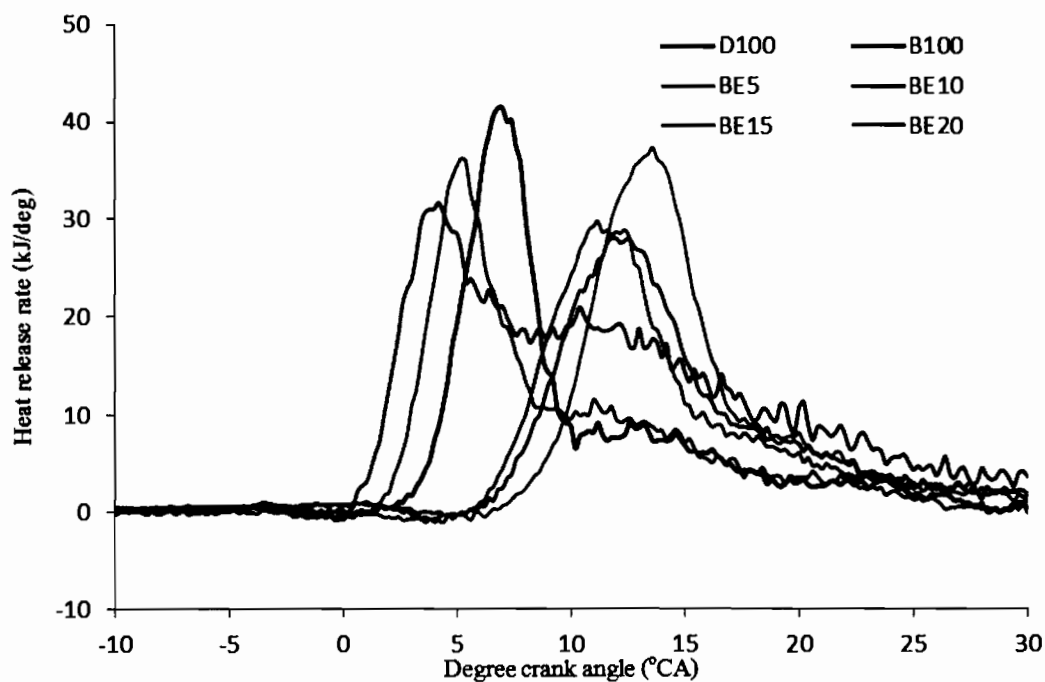
ภาพที่ 4.32 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 9.4 N.m



ภาพที่ 4.33 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 9.4 N.m



ภาพที่ 4.34 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 9.4 N.m

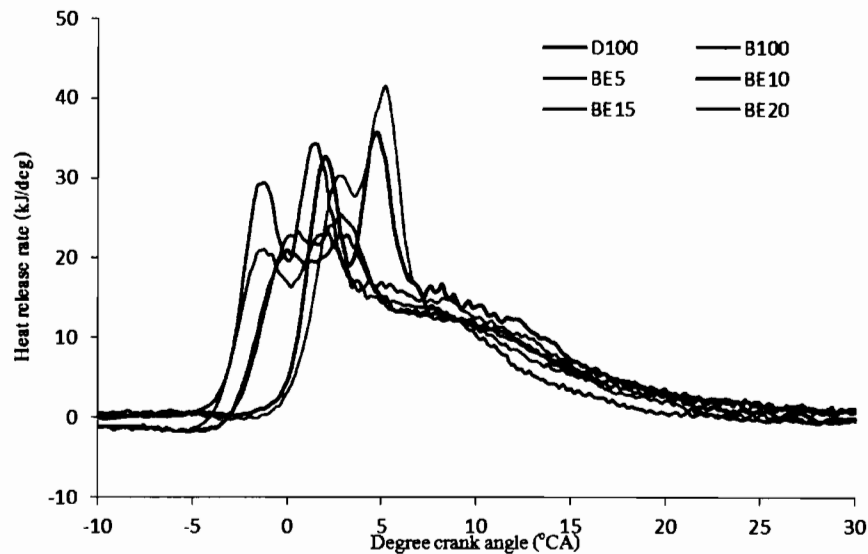


ภาพที่ 4.35 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 9.4 N.m

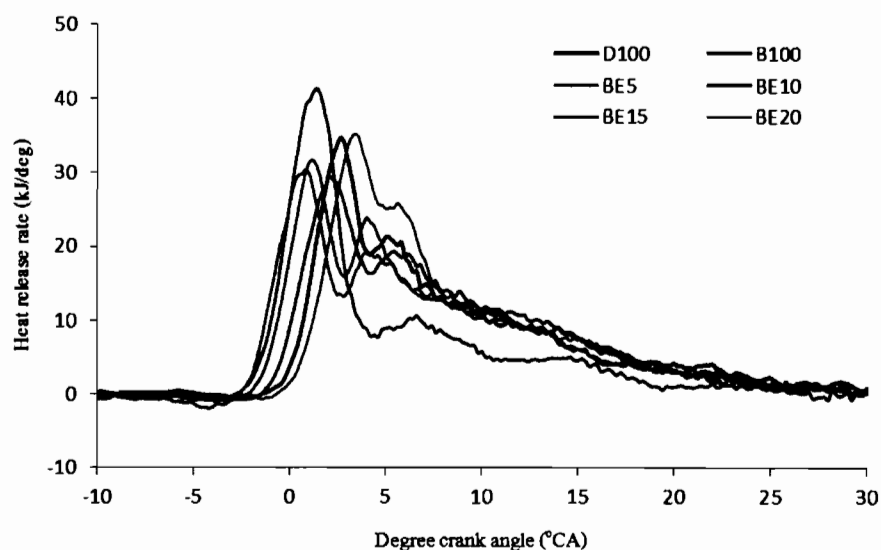
อัตราการปล่อยความร้อนที่แรงบิด 9.4 N.m ในช่วงล่าช้าการจุดระเบิด พบว่าช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้นลงเมื่อเทียบกับที่แรงบิด 4.7 N.m ที่ความเร็วรอบเท่ากัน เพราะเมื่อภาระสูงขึ้น

อุณหภูมิในห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้นทำให้เชื้อเพลิงเกิดการลุกไหม้ได้ดีขึ้น และในช่วงการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้วพบว่าที่ความเร็วรอบ 1300 – 1500 rpm กราฟมีตำแหน่ง และแนวโน้มใกล้เคียงกัน แต่ในช่วงตั้งแต่ 1900 rpm เป็นต้นไป BE15 และ BE20 มีความล่าช้าอย่างชัดเจน เนื่องจากปริมาณของเอทานอลที่มากเกินไปจึงหน่วงการเผาไหม้ไปหลัง TDC อย่างมาก

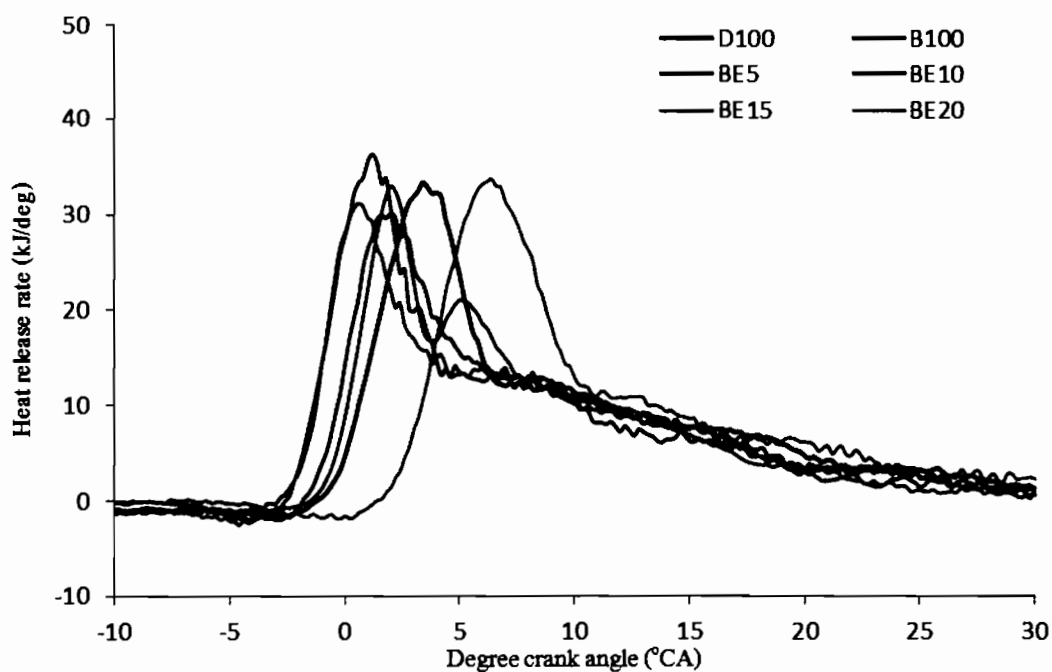
4.2.3 การเปรียบเทียบอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ (D100 – BE20) ที่แรงบิด 14.1 N.m และความเร็วรอบ (1300 – 2100 rpm) ในภาพที่ 4.36 – 4.40



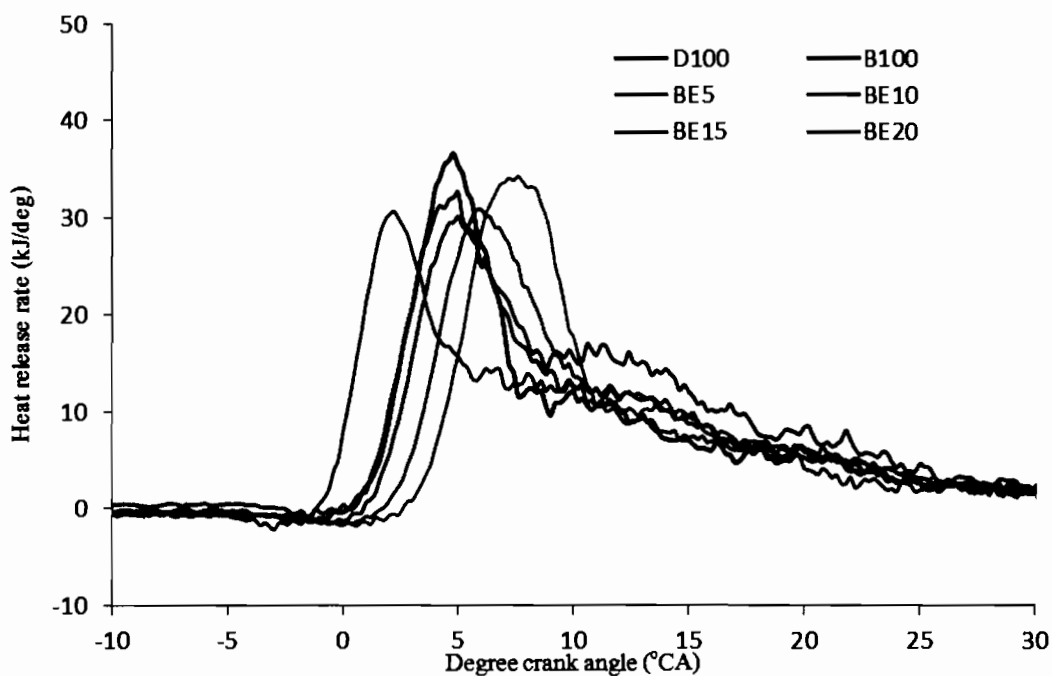
ภาพที่ 4.36 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 14.1 N.m



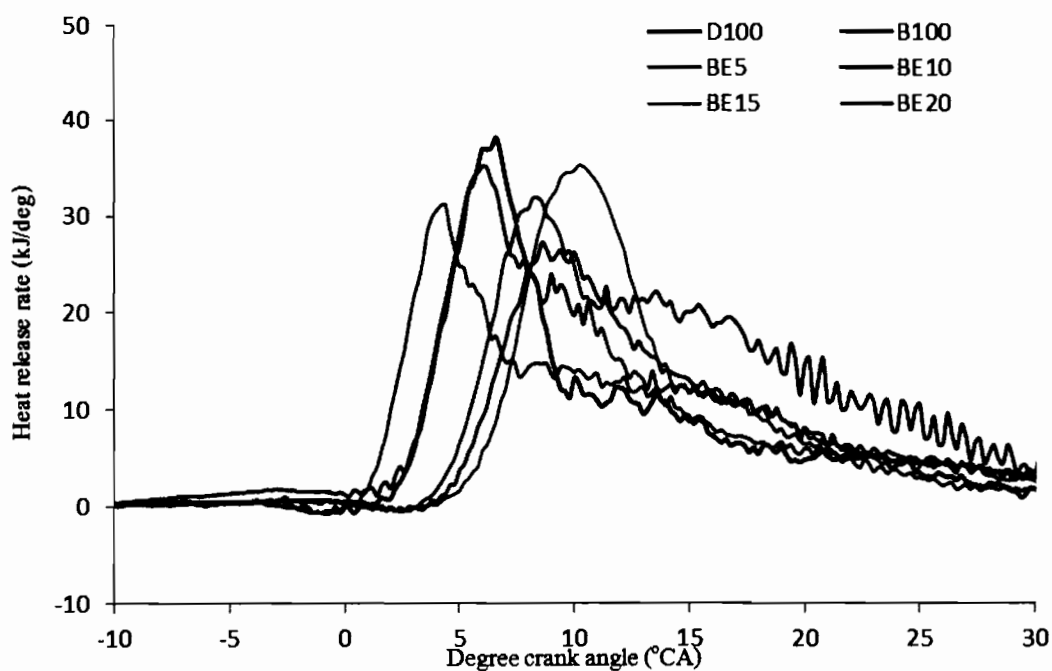
ภาพที่ 4.37 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 14.1 N.m



ภาพที่ 4.38 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 14.1 N.m



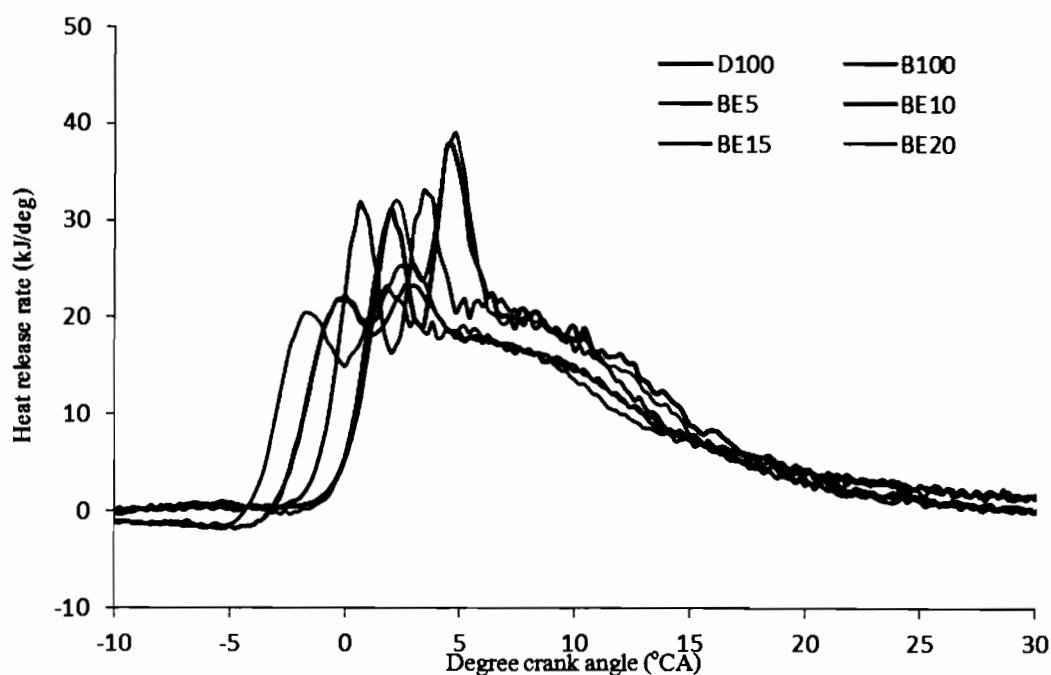
ภาพที่ 4.39 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 14.1 N.m



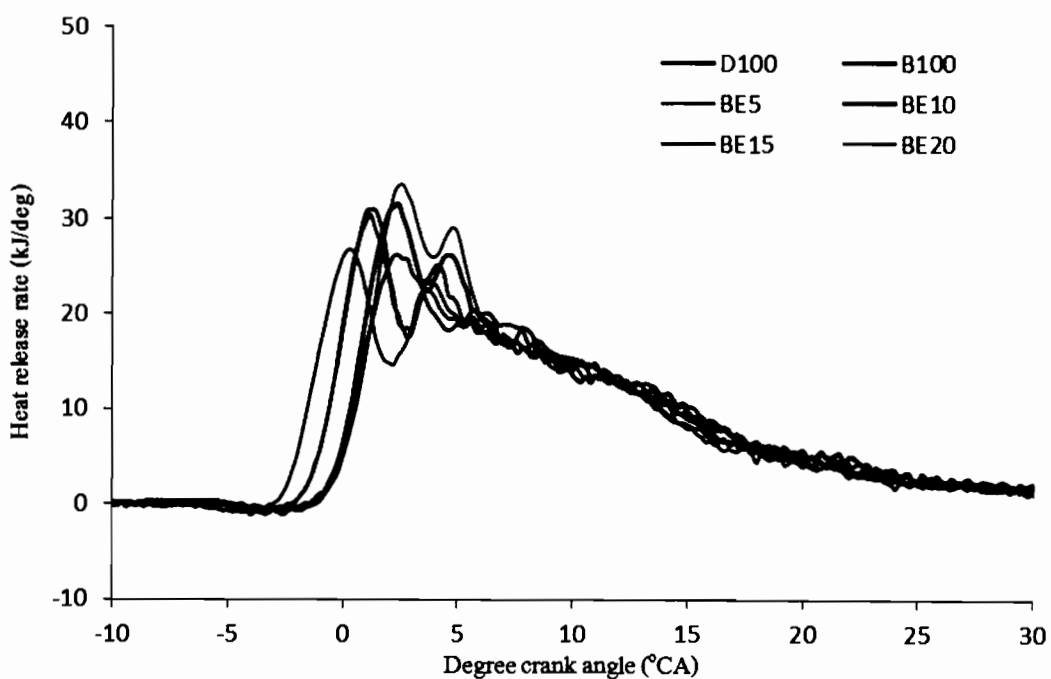
ภาพที่ 4.40 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 14.1 N.m

อัตราการปล่อยความร้อนที่ 14.1 N.m พบว่า ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดจะสั้นลงเมื่อเปรียบเทียบกับที่แรงบิด 4.7 และ 9.4 N.m และพบว่าในช่วงการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้วที่ความเร็วรอบ 1300 rpm มีจุดยอดของอัตราการปล่อยความร้อน 2 จุด เนื่องจากเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าห้องเผาไหม้มีปริมาณมากทำให้ส่วนที่ผสมกับอากาศเกิดการเผาไหม้ก่อน ตามด้วยเชื้อเพลิงส่วนที่เหลือ และ BE20 มีจุดยอดของอัตราการปล่อยความร้อนยอดที่สองสูงกว่ายอดแรกเกิดจากเอทานอลที่ผสมเมื่อถูกฉีดเข้าห้องเผาไหม้ ซึ่งเอทานอลที่มีค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่สูงและค่าซีเทนที่ต่ำทำให้มีการหน่วงการจุดระเบิดนานเกินไป เมื่อเกิดการจุดระเบิดจึงลุกไหม้พร้อมกับเชื้อเพลิงส่วนที่เหลือที่ฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ และที่ความเร็วรอบ 1700 – 2100 rpm พบว่ากราฟของ BE20 จะถูกหน่วงช้ากว่าเชื้อเพลิงอื่นเป็นอย่างมาก เนื่องจากความเร็วรอบที่สูงขึ้นปริมาณเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปมากขึ้นเมื่อเทียบกับแรงบิดต่ำ ทำให้การจุดระเบิดถูกหน่วงออกไปซึ่งห่างจาก B100 ประมาณ 4 °CA ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm

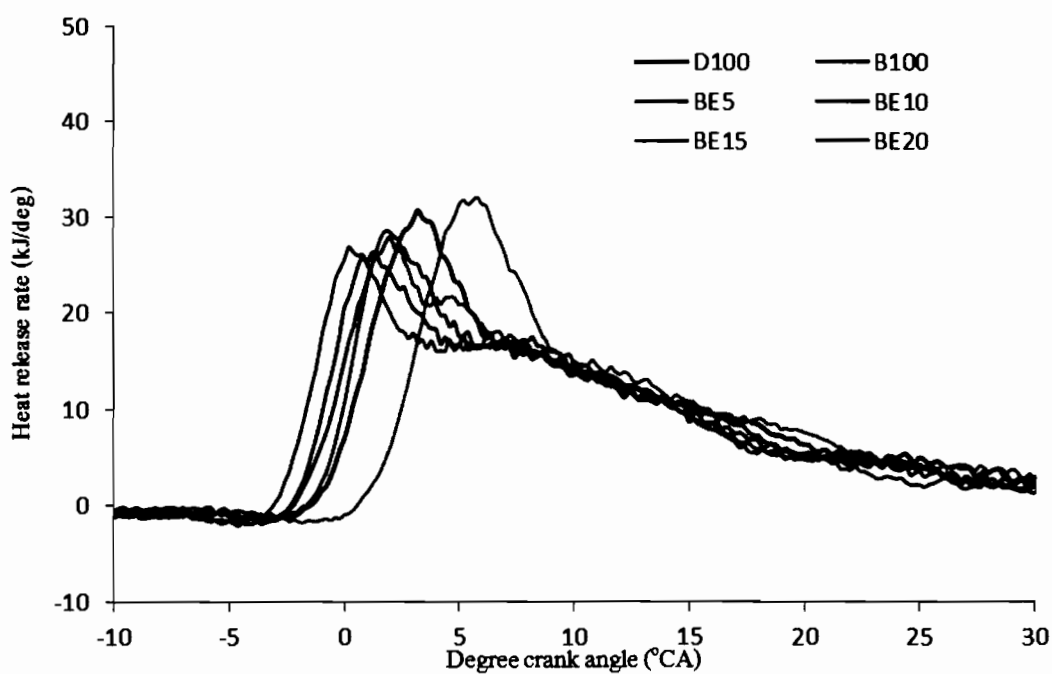
4.2.4 การเปรียบเทียบอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ (D100 - BE20) ที่แรงบิด 18.8 N.m และความเร็วรอบ (1300 - 2100 rpm) ในภาพที่ 4.41 - 4.45



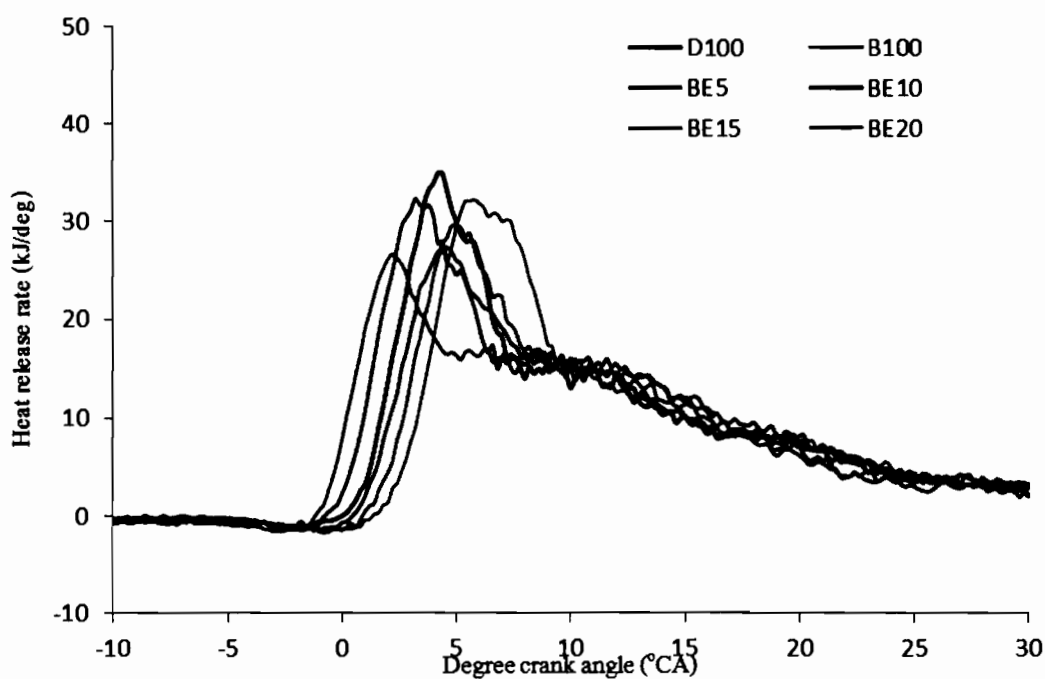
ภาพที่ 4.41 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 18.8 N.m



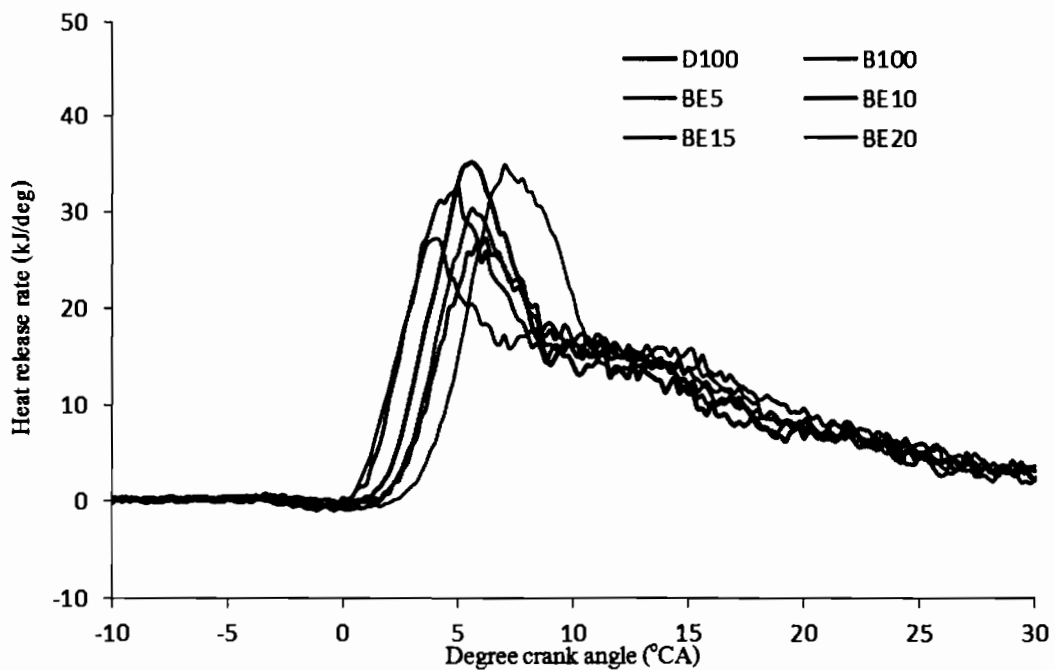
ภาพที่ 4.42 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 18.8 N.m



ภาพที่ 4.43 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 18.8 N.m



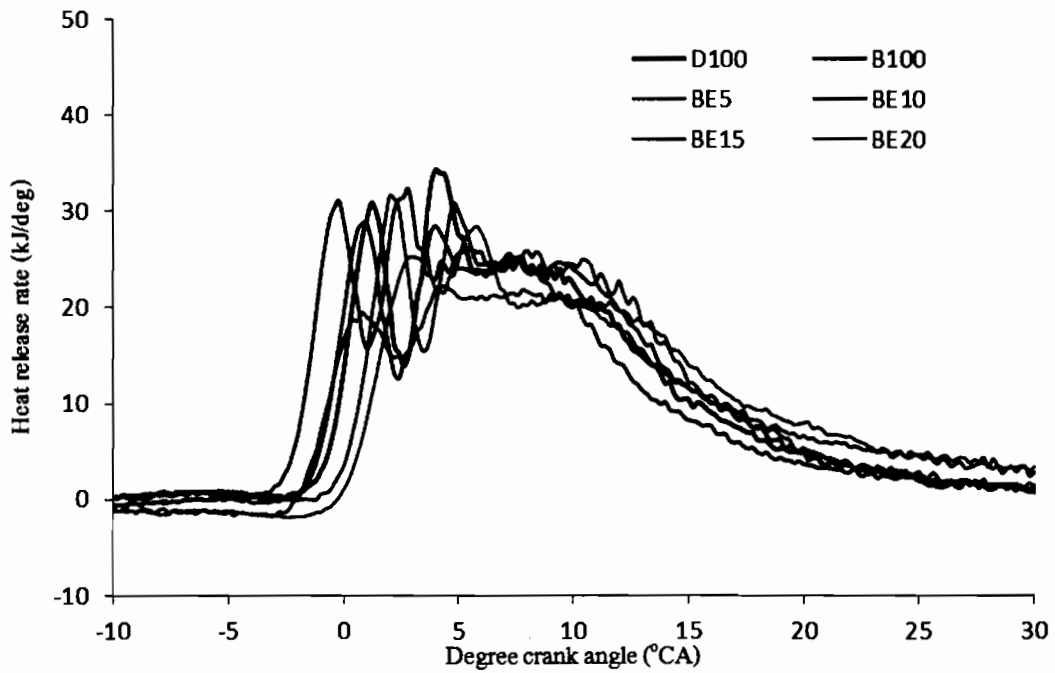
ภาพที่ 4.44 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 18.8 N.m



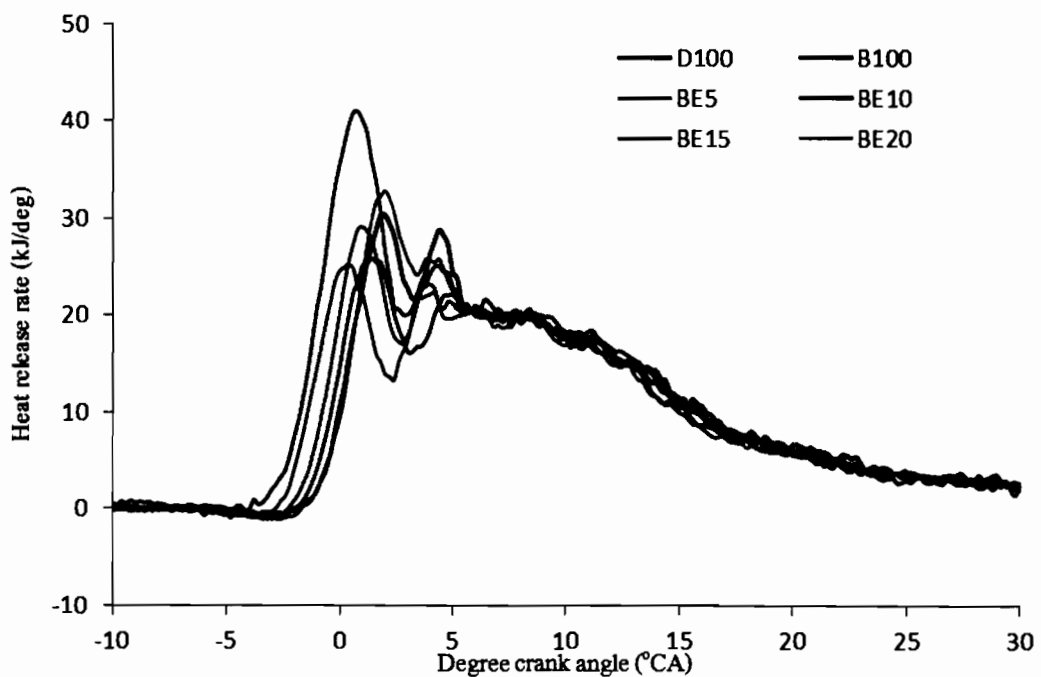
ภาพที่ 4.45 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 18.8 N.m

อัตราการปล่อยความร้อนที่ 18.8 N.m พบว่าช่วงล่าช้าการจุดระเบิด ที่ความเร็วรอบ 1300 – 1700 rpm เกิดขึ้นก่อน TDC เนื่องจากที่ความเร็วรอบต่ำ แรงบิดที่สูงขึ้น และอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่สูง ทำให้ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้นลง และในความเร็วรอบ 1300 – 1500 rpm ช่วงการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้ว จะพบว่ากราฟมีลักษณะกว้างขึ้น เนื่องจากปริมาณของเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าห้องเผาไหม้มีปริมาณมากเมื่อเกิดการจุดระเบิดจึงเผาไหม้ต่อเนื่องกัน และทำให้ช่วงการเผาไหม้ที่ควบคุมโดยการผสมมีอัตราการปล่อยความร้อนที่สูง และที่ความเร็วรอบ 1900 – 2100 rpm พบว่า ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดไปเลื่อนอยู่หลัง TDC เนื่องจากความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น และเวลาต่อการหมุนขององศาเพลาคือข้อเหวี่ยงที่สั้นลง มีผลทำให้เชื้อเพลิงมีเวลาในการเผาไหม้สั้นลงด้วย และส่งผลให้ในช่วงการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนอยู่หลัง TDC และช่วงการเผาไหม้ที่ควบคุมโดยการผสมของเชื้อเพลิงผสมเอทานอลมีอัตราการปล่อยความร้อนสูงกว่าดีเซล ซึ่งเกิดจากการหน่วงการเผาไหม้ของเอทานอลทำให้ที่ความเร็วรอบสูง ช่วงการเผาไหม้ที่ควบคุมโดยการผสมจึงมีช่วงเวลายาวนานขึ้น

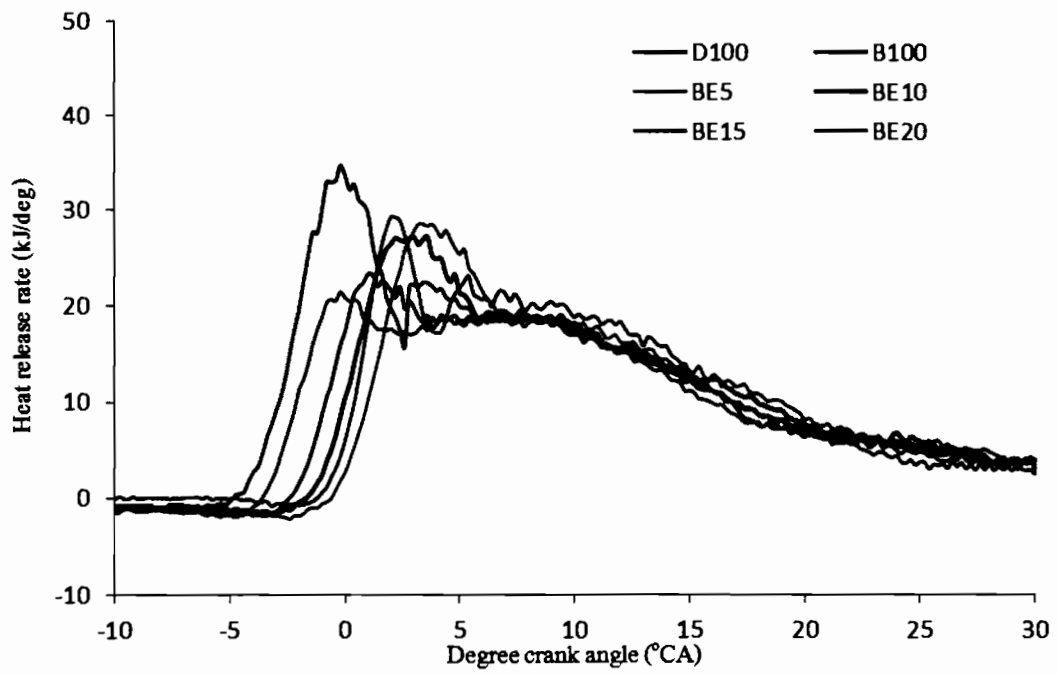
4.2.5 การเปรียบเทียบอัตราการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ (D100 - BE20) ที่แรงบิด 23.4 N.m และความเร็วรอบ (1300 - 2100 rpm) ในภาพที่ 4.46 - 4.50



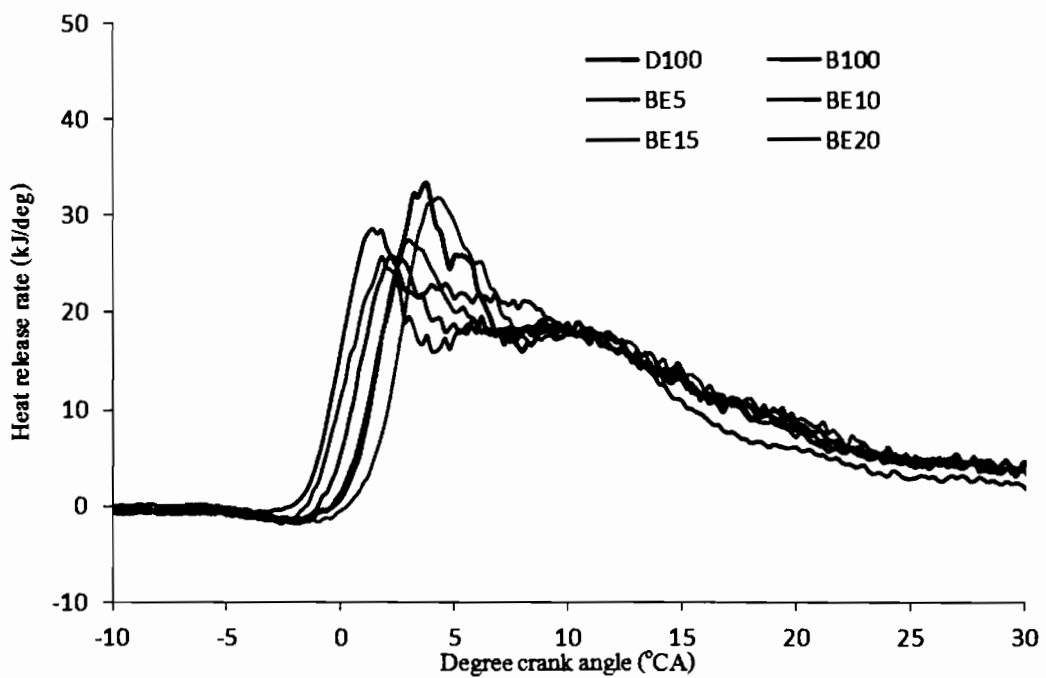
ภาพที่ 4.46 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 23.4 N.m



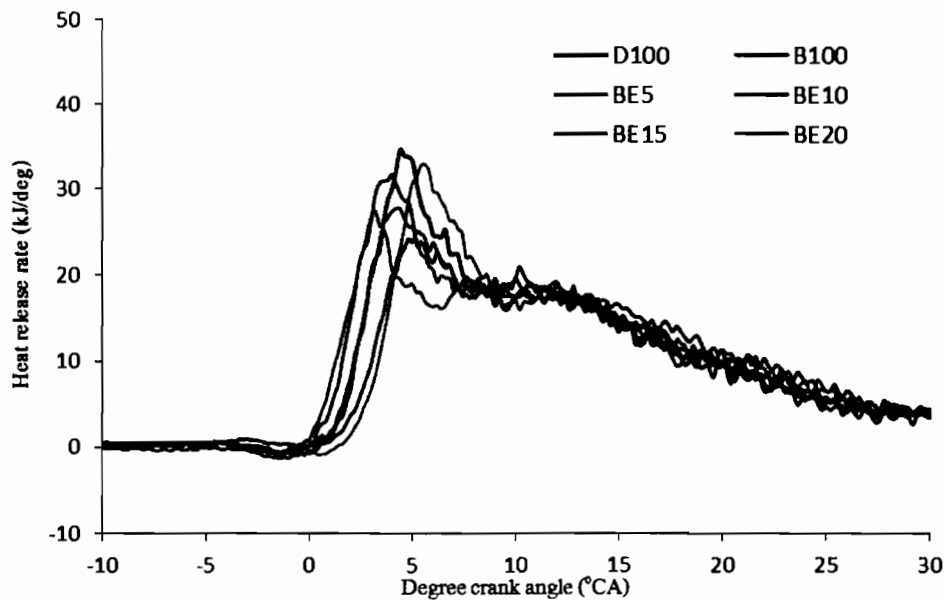
ภาพที่ 4.47 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 23.4 N.m



ภาพที่ 4.48 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 23.4 N.m



ภาพที่ 4.49 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 23.4 N.m



ภาพที่ 4.50 อัตราการปล่อยความร้อน ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 23.4 N.m

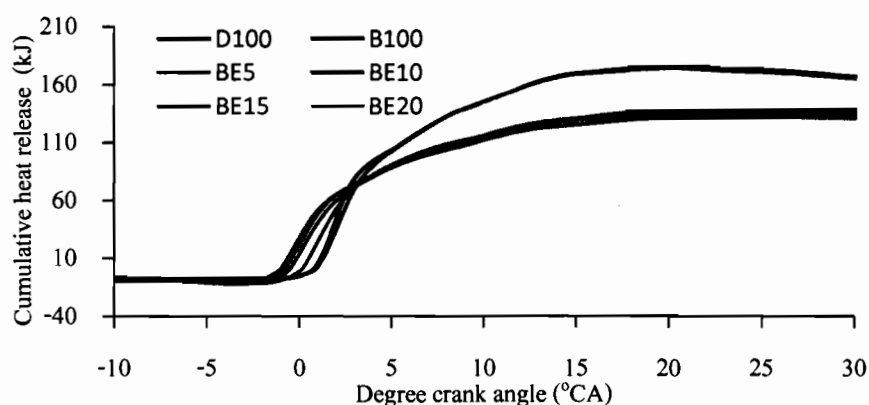
อัตราการปล่อยความร้อนที่ 23.4 N.m มีช่วงล่าช้าในการเผาไหม้ที่สั้นลงเมื่อเทียบกับที่แรงบิด 18.8 N.m แต่ช่วงการเผาไหม้ที่ควบคุมโดยการผสมมีเวลายาวนานขึ้น เนื่องจากปริมาณที่เชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปมากขึ้น และจะเห็นว่ากราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะมีจุดสูงสุดของกราฟ 2 จุด หรือมากกว่า เนื่องจากการฉีดเชื้อเพลิงจะมี 2 ลูก (พิสุทธิ์ ธนบดีภัทร์, 2546) โดยลูกที่สองจะมีปริมาณน้อยกว่าลูกแรก เมื่อหัวฉีดได้ฉีดเชื้อเพลิงลูกแรกไปแล้วนั้น เมื่อเกิดการเผาไหม้เกิดขึ้นกราฟอัตราการปล่อยความร้อนจะเพิ่มขึ้นจนถึงค่าสูงสุดแล้วจึงเริ่มลดลง การพุ่งสูงขึ้นอีกครั้งของกราฟอัตราการปล่อยความร้อนนั้นก็เป็ผลมาจากการฉีดเชื้อเพลิงลูกที่สองที่ทำให้เกิดการเพิ่มขึ้นของอัตราการเผาไหม้อีกครั้ง

จากอัตราการปล่อยความร้อน ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดจะลดลงเมื่อแรงบิดเพิ่มขึ้นเนื่องจากมาจากความร้อนในห้องเผาไหม้ที่เพิ่มขึ้น แต่ช่วงล่าช้าจะยาวนานขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นที่แรงบิดเท่ากัน และช่วงการเผาไหม้ที่ควบคุมโดยการผสมจะมีช่วงเวลายาวนานขึ้น เมื่อแรงบิดเพิ่มขึ้นสำหรับเชื้อเพลิงผสมเมื่อเปรียบเทียบกับ B100 พบว่าช่วงล่าช้าการจุดระเบิดยาวนานขึ้น เนื่องจากค่าซีเทนที่ต่ำของเอทานอล และค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่สูงทำให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ลดลงก่อนการจุดระเบิด แต่มีอัตราการปล่อยความร้อนในช่วงสารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้วสูงมาจากความหนาแน่น และความหนืดที่ต่ำทำให้เมื่อฉีดเชื้อเพลิง เชื้อเพลิงสามารถแตกตัวเป็นละอองฝอยผสมกับอากาศได้ดี (Lei et al., 2011) ส่งผลให้ความชันของกราฟ อัตราการปล่อยความร้อนในช่วงการเผาไหม้ที่ผสมไว้ก่อนแล้วมีอัตราการปล่อยความร้อนที่สูง และกราฟมีความชันมากขึ้น

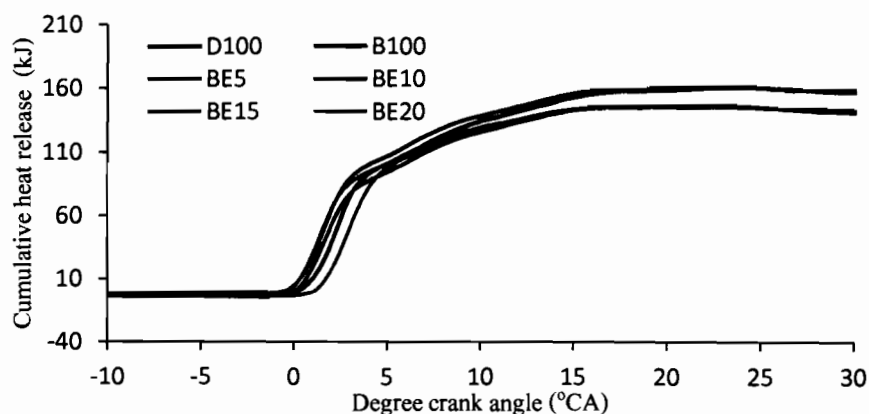
4.3 การปล่อยความร้อนสุทธิ

เมื่อนำข้อมูลจากกราฟอัตราการปล่อยความร้อนมาคำนวณในสมการที่ 2.13 จะได้กราฟการปล่อยความร้อนสุทธิที่องศาต่าง ๆ จากกราฟนี้จะสามารถอธิบายเวลาการลามของเปลวไฟในห้องเผาไหม้ และบอกได้ว่าจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ อยู่ที่จุดใดซึ่งจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ในงานวิจัยนี้ใช้ที่ร้อยละ 5 ของการปล่อยความร้อนสุทธิ และจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่ร้อยละ 90 ของการปล่อยความร้อนสุทธิ

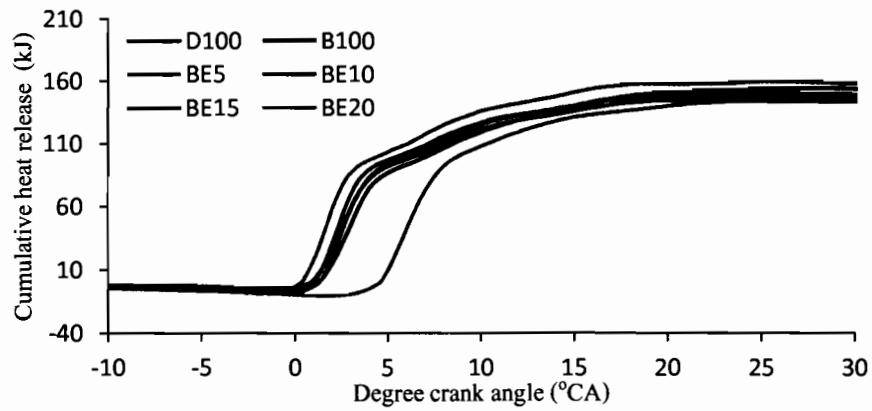
4.3.1 การเปรียบเทียบการปล่อยความร้อนสุทธิในห้องเผาไหม้ (D100 – BE20) ที่แรงบิด 4.7 N.m ความเร็วรอบ (1300 – 2100 rpm) ในภาพที่ 4.51 – 4.55



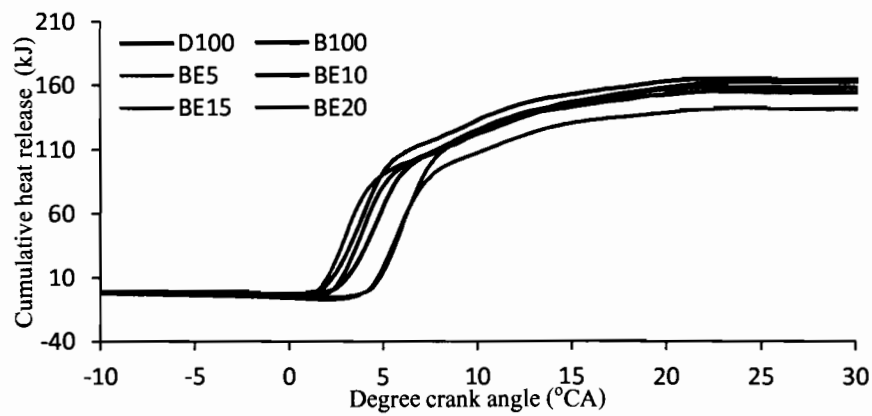
ภาพที่ 4.51 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 4.7 N.m



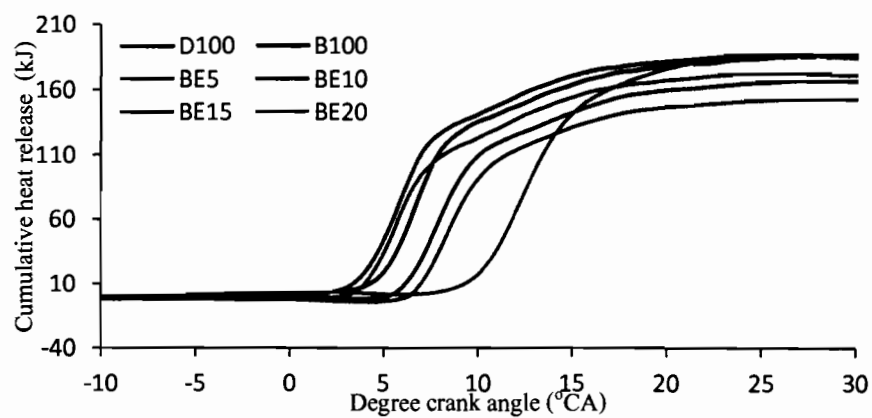
ภาพที่ 4.52 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 4.7 N.m



ภาพที่ 4.53 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 4.7 N.m



ภาพที่ 4.54 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 4.7 N.m



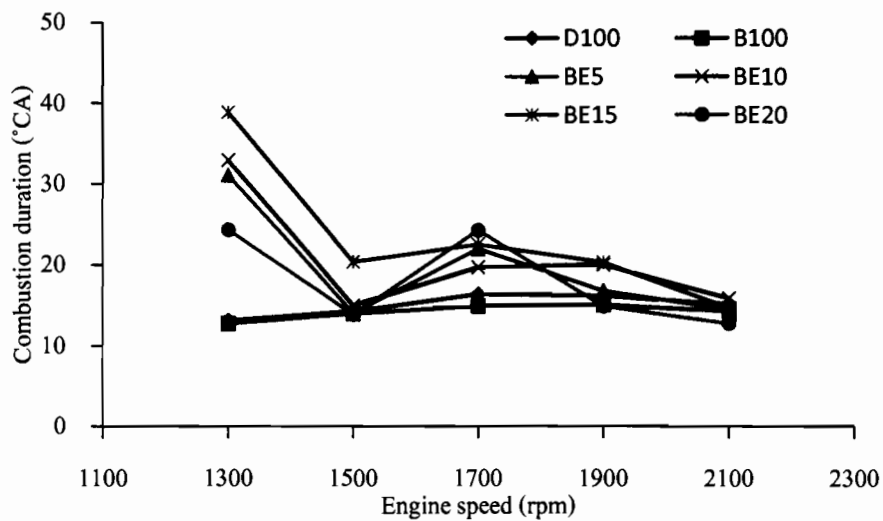
ภาพที่ 4.55 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 4.7 N.m

ตารางที่ 4.6 จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่แรงบิด 4.7 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ

rpm	D100 (°CA)	B100 (°CA)	BE5 (°CA)	BE10 (°CA)	BE15 (°CA)	BE20 (°CA)
1300	1.11	1.26	-0.70	-0.47	-0.17	0.42
1500	0.88	0.22	0.38	0.53	0.21	1.60
1700	1.71	1.31	0.66	1.34	1.61	5.00
1900	2.97	2.24	1.95	2.77	4.71	4.77
2100	4.16	3.36	3.91	6.17	7.22	9.38

ตารางที่ 4.7 จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่แรงบิด 4.7 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ

rpm	D100 (°CA)	B100 (°CA)	BE5 (°CA)	BE10 (°CA)	BE15 (°CA)	BE20 (°CA)
1300	12.33	12.11	18.61	20.04	22.38	15.52
1500	12.91	11.90	11.90	11.88	11.86	10.99
1700	15.37	13.30	14.01	13.21	14.91	16.32
1900	15.61	13.54	14.48	14.61	17.15	14.19
2100	15.83	14.49	15.32	17.22	17.22	18.75



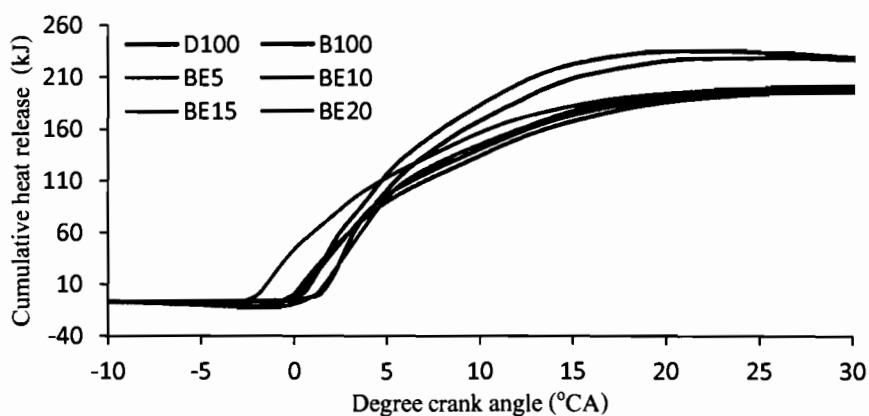
ภาพที่ 4.56 เวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง D100 - BE20 ที่แรงบิด 4.7 N.m

จากกราฟที่ 4.51 - 4.55 การปล่อยความร้อนสุทธิ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น และจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ตารางที่ 4.6 พบว่าตำแหน่งการเริ่มต้นการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้น และเลื่อนออกห่างจาก TDC มากขึ้น เนื่องจากความเร็วรอบที่สูงขึ้นทำให้เวลาต่อองศา

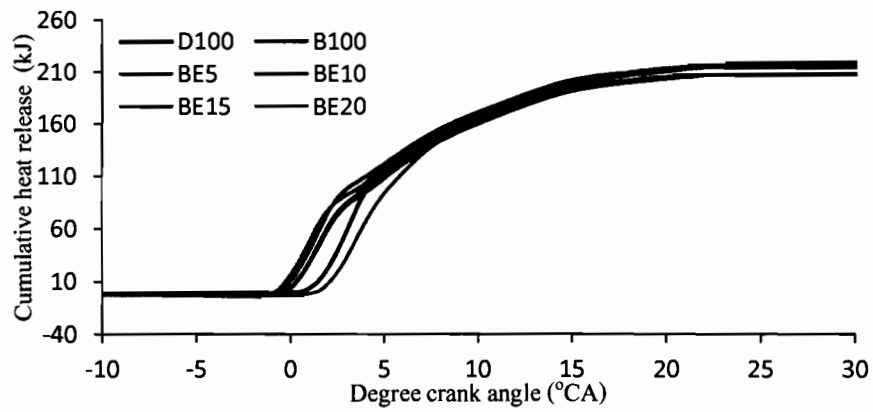
เพลลาข้อเหวี่ยงสั้นลงมาก และช่วงล่าช้าการเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm กราฟการปล่อยความร้อนสุทธิของ D100 และ B100 มีค่าการปล่อยความร้อนที่สูง เนื่องจากจุดเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดขึ้นหลัง TDC เล็กน้อย จากค่าอัตราการปล่อยความร้อนที่สูง และยาวนาน แต่ในเชื้อเพลิงผสมจะเริ่มลุกไหม้ในช่วงก่อน TDC ทำให้ค่าการปล่อยความร้อนสุทธิต่ำกว่า

จากจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ตารางที่ 4.7 ที่แรงบิด 4.7 N.m เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น D100 และ B100 จะสิ้นสุดการเผาไหม้ช้ากว่าที่ความเร็วรอบต่ำ และ B100 จะสิ้นสุดการเผาไหม้ก่อน D100 ประมาณ 1 - 2 °CA แต่ในเชื้อเพลิงผสม เมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นจุดสิ้นสุดการเผาไหม้จะต่ำลงเล็กน้อย และจากภาพที่ 4.56 ช่วงเวลาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงผสมจะลดลงเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น เนื่องจากปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่น้อยลง เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น และที่ความเร็วรอบ 1300 rpm มีช่วงเวลาการเผาไหม้ที่ยาวนานขึ้น เนื่องจากเชื้อเพลิงเกิดการจุดระเบิดก่อน TDC ส่งผลให้สูญเสียกำลังไปในช่วงจังหวะอัด เครื่องยนต์จึงต้องการเชื้อเพลิงเพิ่มเพื่อเผาไหม้ในช่วงจังหวะกำลัง และที่อัตราส่วนเอทานอลสูงขึ้น BE5 - 15 จะมีช่วงเวลาการเผาไหม้ที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าซีเทนที่ต่ำของเอทานอล และค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่สูง แต่ BE20 มีช่วงเวลาการเผาไหม้ที่สั้นลง เนื่องจากที่อัตราส่วนเอทานอลที่สูง ปริมาณออกซิเจนในเอทานอลที่ผสมอยู่มากทำให้เกิดการเผาไหม้แบบส่วนผสมบาง เกิดการเผาไหม้แบบรวดเร็ว ส่งผลให้เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้วใช้เวลาในการเผาไหม้น้อยลง

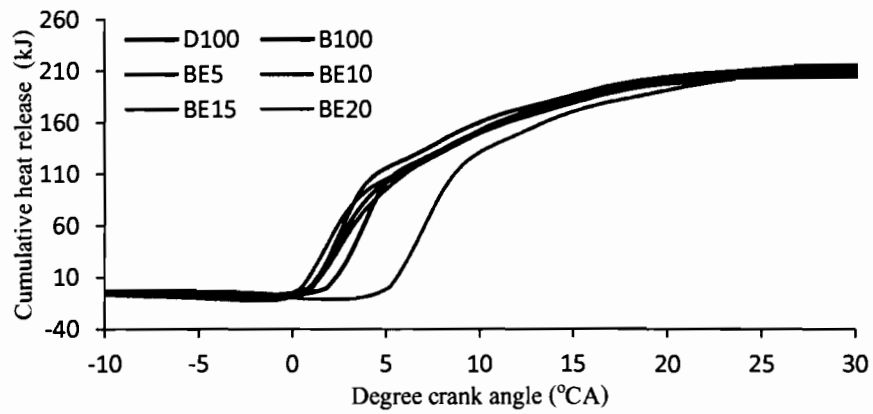
4.3.2 การเปรียบเทียบการปล่อยความร้อนสุทธิในห้องเผาไหม้ (D100 - BE20) ที่แรงบิด 9.4 N.m และความเร็วรอบ (1300 - 2100 rpm) ในภาพที่ 4.57 - 4.61



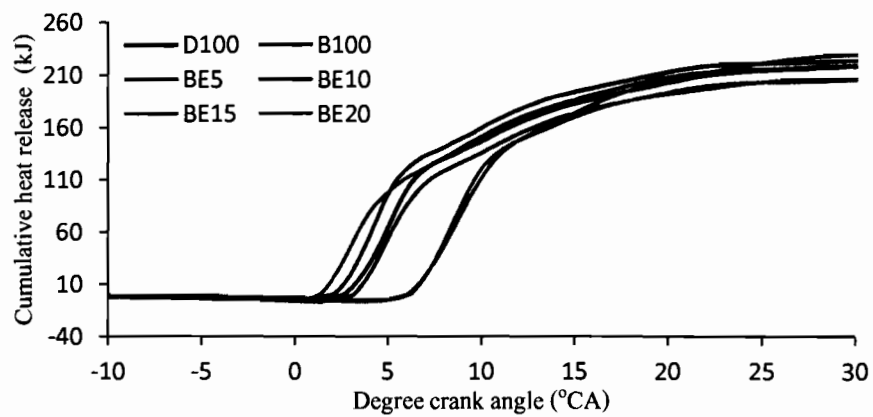
ภาพที่ 4.57 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 9.4 N.m



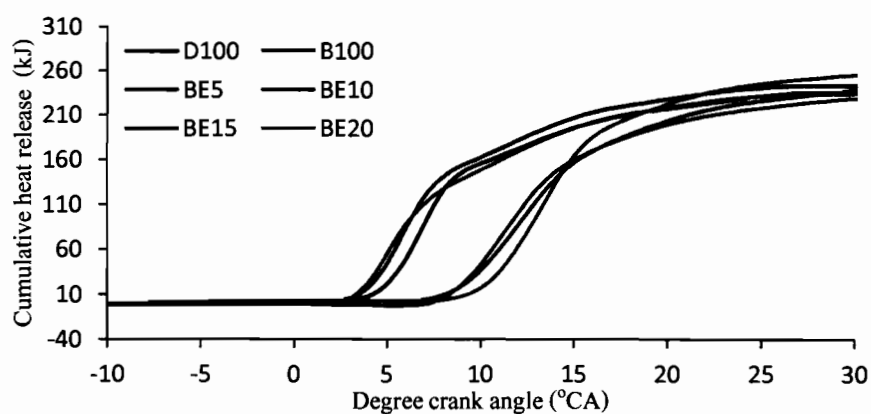
ภาพที่ 4.58 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 9.4 N.m



ภาพที่ 4.59 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 9.4 N.m



ภาพที่ 4.60 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 9.4 N.m



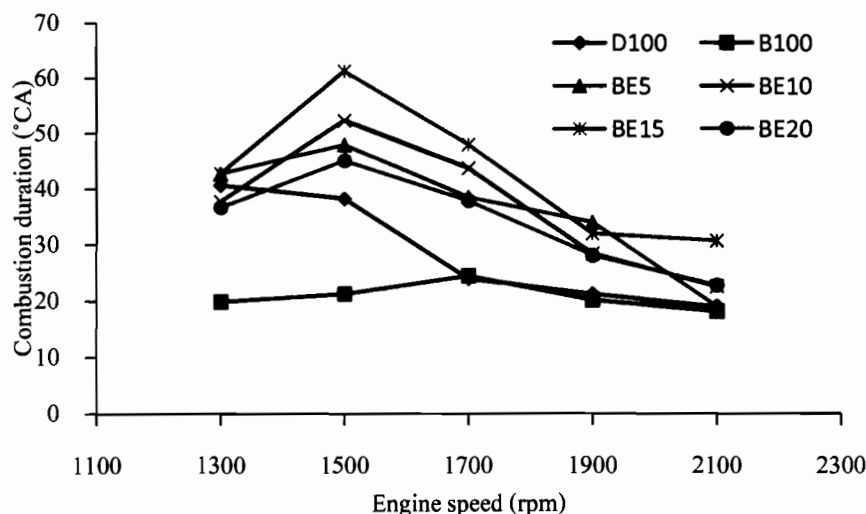
ภาพที่ 4.61 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 9.4 N.m

ตารางที่ 4.8 จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่แรงบิด 9.4 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ

rpm	D100 (°CA)	B100 (°CA)	BE5 (°CA)	BE10 (°CA)	BE15 (°CA)	BE20 (°CA)
1300	1.72	0.78	-1.60	0.28	0.50	1.45
1500	1.34	-0.17	-0.40	0.19	0.15	1.98
1700	2.15	1.23	0.75	1.34	1.50	5.52
1900	3.08	2.54	1.69	3.52	6.75	6.66
2100	4.19	3.48	3.24	9.09	8.93	9.86

ตารางที่ 4.9 จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่แรงบิด 9.4 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ

rpm	D100 (°CA)	B100 (°CA)	BE5 (°CA)	BE10 (°CA)	BE15 (°CA)	BE20 (°CA)
1300	17.02	13.9	23.28	23.24	24.47	22.13
1500	18.89	14.64	18.47	18.19	19	19.28
1700	18.92	17.7	25.31	26.79	25.64	25.33
1900	19.68	18.09	19.71	20.49	25.46	21.09
2100	19.11	17.84	18.56	24.96	25.88	24.94

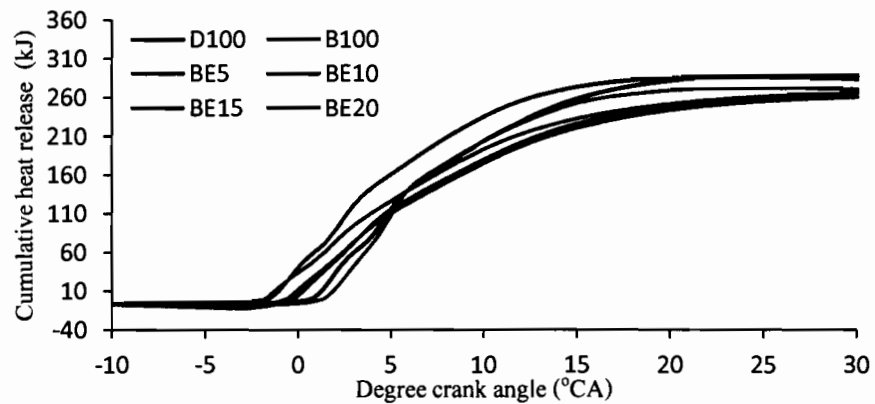


ภาพที่ 4.62 เวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง D100 – BE20 ที่แรงบิด 9.4 N.m

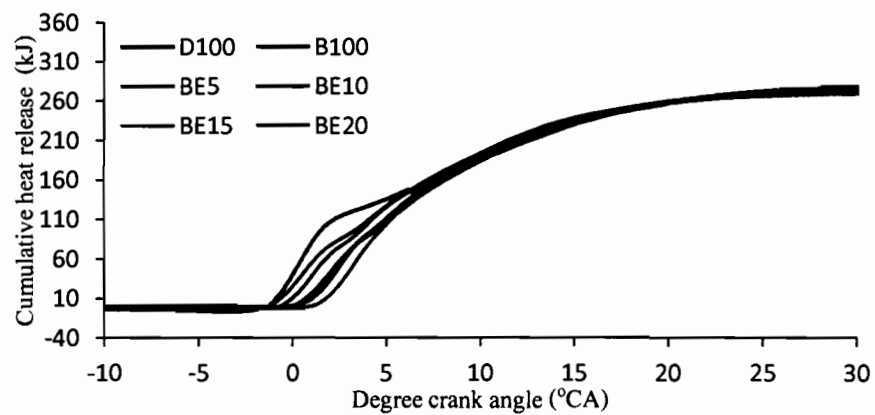
จากกราฟที่ 4.57 – 4.61 การปล่อยความร้อนสุทธิมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น และจุดเริ่มต้นการเผาไหม้จากตารางที่ 4.8 พบว่าตำแหน่งการเริ่มต้นการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้น และเลื่อนออกห่างจาก TDC มากขึ้น โดยที่ D100 จะมีตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ช้าที่สุดในทุกเชื้อเพลิง และในเชื้อเพลิงผสมเอทานอลที่ความเร็วรอบ 2100 rpm พบว่าจุดเริ่มต้นการเผาไหม้จะถูกหน่วงไปมากเนื่องจากค่าซีเทนที่ต่ำของเอทานอลในเชื้อเพลิงผสม

จากจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ตารางที่ 4.9 ที่แรงบิด 9.4 N.m เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นเชื้อเพลิง D100 และ B100 จะสิ้นสุดการเผาไหม้ช้ากว่าที่ความเร็วรอบต่ำ แต่ B100 จะสิ้นสุดการเผาไหม้ก่อน D100 แต่ในเชื้อเพลิงผสม เมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นจุดสิ้นสุดการเผาไหม้มีแนวโน้มลดต่ำลง และจากภาพที่ 4.62 แนวโน้มของเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเริ่มชัดเจนขึ้นช่วงเวลากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงผสมจะลดลงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น และที่ช่วงความเร็วรอบ 1300 - 1500 rpm มีช่วงเวลากการเผาไหม้ที่ยาวนาน เนื่องจากเชื้อเพลิงเกิดการจุดระเบิดก่อน TDC ส่งผลให้สูญเสียกำลังไปในช่วงจังหวะอัด เครื่องยนต์จึงต้องการเชื้อเพลิงเพิ่มเพื่อเผาไหม้ในช่วงจังหวะกำลัง และเมื่ออัตราส่วนเอทานอลสูงขึ้นเชื้อเพลิง BE5 - 15 จะมีช่วงเวลากการเผาไหม้เพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าซีเทนของเอทานอล และค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่สูง แต่ BE20 มีช่วงเวลากการเผาไหม้สั้นลงเมื่อเปรียบเทียบกับ BE15 เนื่องจากอัตราส่วนที่สูงของเอทานอล จากตำแหน่งเริ่มต้นเผาไหม้ที่ถูกหน่วงไปมากจากค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่สูง และค่าซีเทนต่ำ แต่เมื่อเกิดการลุกไหม้ซึ่งมีปริมาณออกซิเจนในเอทานอลที่ผสมอยู่มากทำให้เกิดการเผาไหม้แบบส่วนผสมบาง ส่งผลให้เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้ว การเผาไหม้เป็นแบบทันทีทันใดจึงใช้เวลาในการเผาไหม้น้อยลง

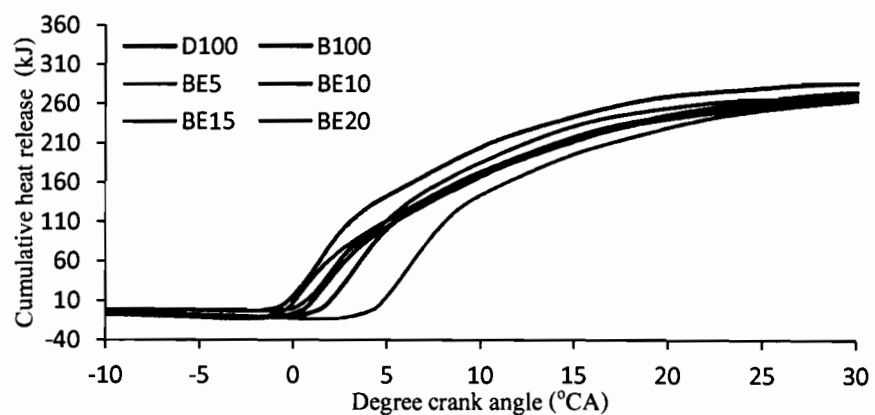
4.3.3 การเปรียบเทียบการปล่อยความร้อนสุทธิในห้องเผาไหม้ (D100 – BE20) ที่แรงบิด 14.1 N.m และความเร็วรอบ (1300 – 2100 rpm) ในภาพที่ 4.63 – 4.67



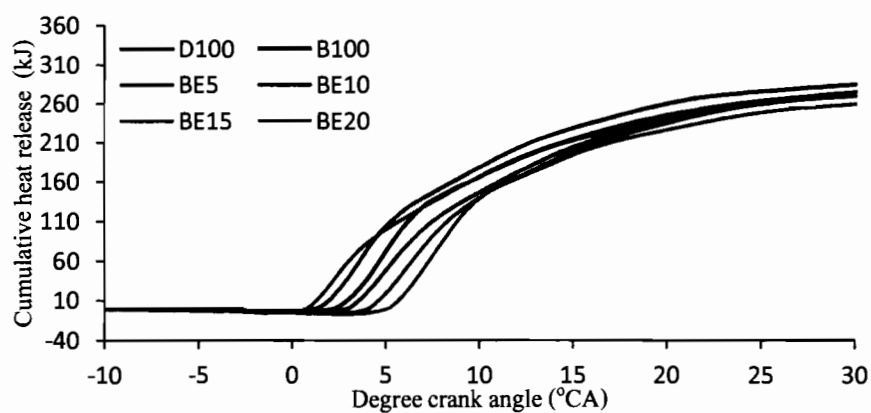
ภาพที่ 4.63 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 14.1 N.m



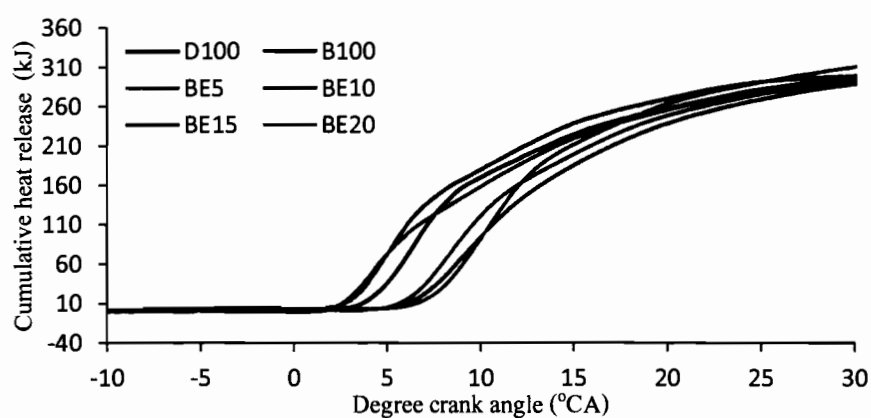
ภาพที่ 4.64 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 14.1 N.m



ภาพที่ 4.65 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 14.1 N.m



ภาพที่ 4.66 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 14.1 N.m



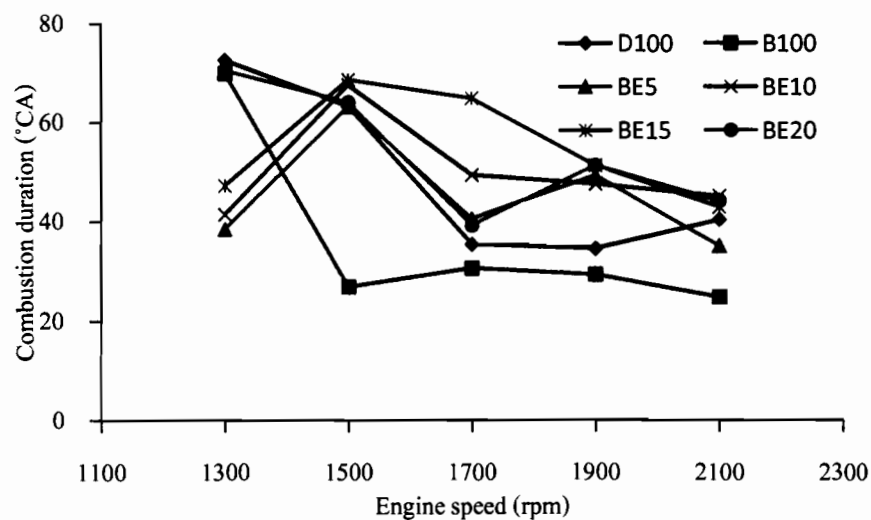
ภาพที่ 4.67 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 14.1 N.m

ตารางที่ 4.10 จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่แรงบิด 14.1 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ

rpm	D100 (°CA)	B100 (°CA)	BE5 (°CA)	BE10 (°CA)	BE15 (°CA)	BE20 (°CA)
1300	1.45	0.58	-0.84	0.36	0.31	2.11
1500	1.32	0.07	-0.35	1	0.24	2.03
1700	2.36	1.4	0.52	1.6	0.95	5.44
1900	3.03	1.97	1.27	3.74	4.8	5.77
2100	3.97	2.97	2.73	4.77	5.93	7.26

ตารางที่ 4.11 จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่แรงบิด 14.1 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ

rpm	D100 (°CA)	B100 (°CA)	BE5 (°CA)	BE10 (°CA)	BE15 (°CA)	BE20 (°CA)
1300	26.47	18.11	22.52	24.1	27.07	36.64
1500	27.42	17.65	24.59	32.37	30.89	28.68
1700	26.53	22.55	27.53	33.77	26.53	30.28
1900	26.38	22.59	27.1	30.35	33.28	33.01
2100	28.91	21.92	25.86	35.5	33.26	34.23



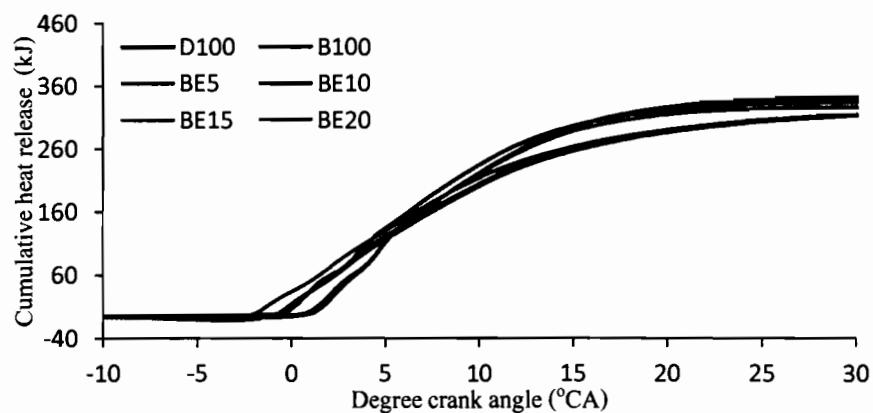
ภาพที่ 4.68 เวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง D100 – BE20 ที่แรงบิด 14.1 N.m

จากกราฟที่ 4.63 – 4.67 การปล่อยความร้อนสุทธิ มีแนวโน้มเพิ่มเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น และจากจุดเริ่มต้นการเผาไหม้จากตารางที่ 4.10 พบว่าตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้น และเลื่อนออกห่างจาก TDC มากขึ้น โดยที่ D100 จะมีตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ช้าที่สุดในทุกเชื้อเพลิง และในเชื้อเพลิงผสมเอทานอลที่ความเร็วรอบ 2100 rpm จะพบว่าจุดเริ่มต้นของการเผาไหม้จะถูกหน่วงไปมากเนื่องจากเอทานอลในเชื้อเพลิงผสมมีค่าซีเทนที่ต่ำ

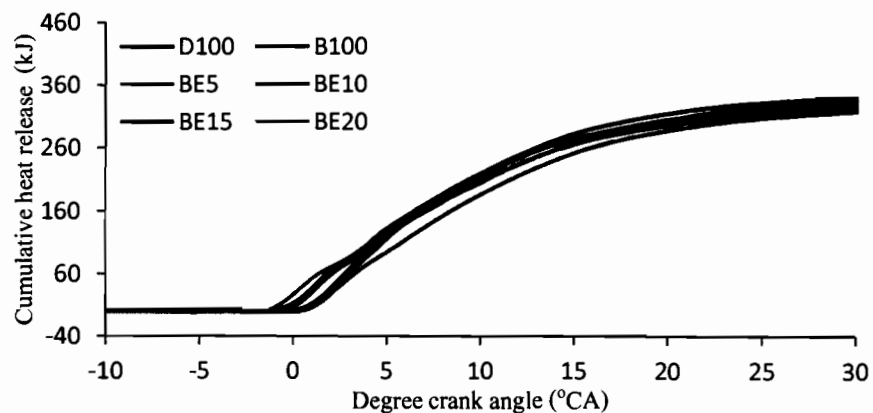
จากจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ตารางที่ 4.11 ที่แรงบิด 14.1 N.m เมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น D100 และ B100 จะสิ้นสุดการเผาไหม้ช้ากว่าที่ความเร็วรอบต่ำ แต่ B100 จะสิ้นสุดการเผาไหม้ก่อน D100 แต่ในเชื้อเพลิงผสม เมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นจุดสิ้นสุดการเผาไหม้จะต่ำลง และเมื่ออัตราส่วนของเอทานอลสูงขึ้นไปกว่าความเร็วรอบเดียวกัน จุดสิ้นสุดการเผาไหม้จะยาวนานขึ้น จากภาพที่ 4.68 ช่วงเวลาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงผสมจะลดลง เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น และเมื่ออัตราส่วนของเอทานอลสูงขึ้นไปในเชื้อเพลิง BE5 - 15 จะพบว่าช่วงเวลาการเผาไหม้มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าซีเทนของเอทานอล

และค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่สูงในช่วงการเผาไหม้ แต่ BE20 มีช่วงเวลาการเผาไหม้สั้นลง เนื่องจากอัตราส่วนที่สูงของเอทานอล จากตำแหน่งเริ่มต้นเผาไหม้ที่ถูกหน่วงไปมากกว่าค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่สูง และค่าซีเทนต่ำ แต่เมื่อเกิดการลุกไหม้ซึ่งมีปริมาณออกซิเจนในเอทานอลที่ผสมอยู่มากทำให้เกิดการเผาไหม้แบบส่วนผสมบาง ส่งผลให้เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้ว การเผาไหม้เป็นแบบทันทีทันใดจึงใช้เวลาในการเผาไหม้น้อยลง

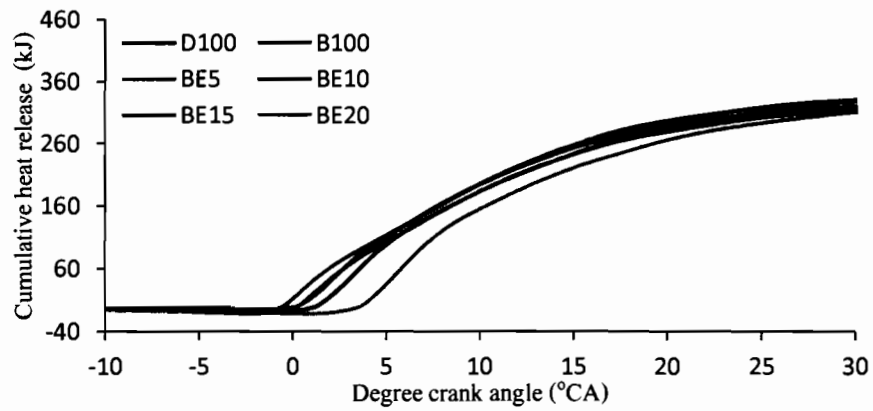
4.3.4 การเปรียบเทียบการปล่อยความร้อนสุทธิในห้องเผาไหม้ (D100 – BE20) ที่แรงบิด 18.8 N.m ความเร็วรอบ (1300 – 2100 rpm) ในภาพที่ 4.69 – 4.73



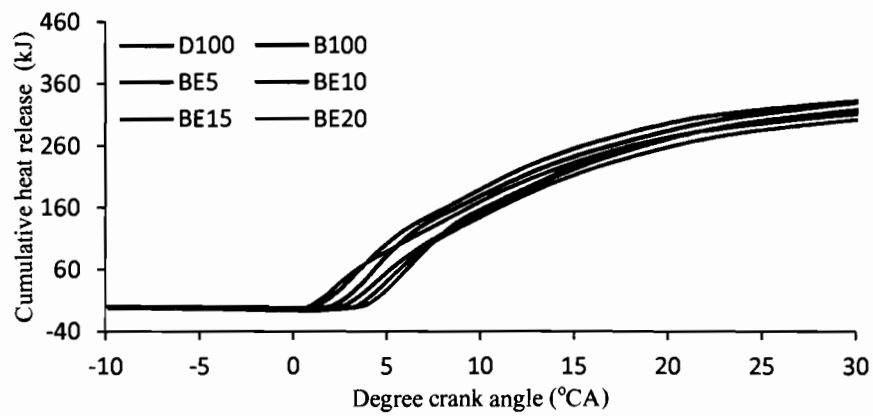
ภาพที่ 4.69 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 18.8 N.m



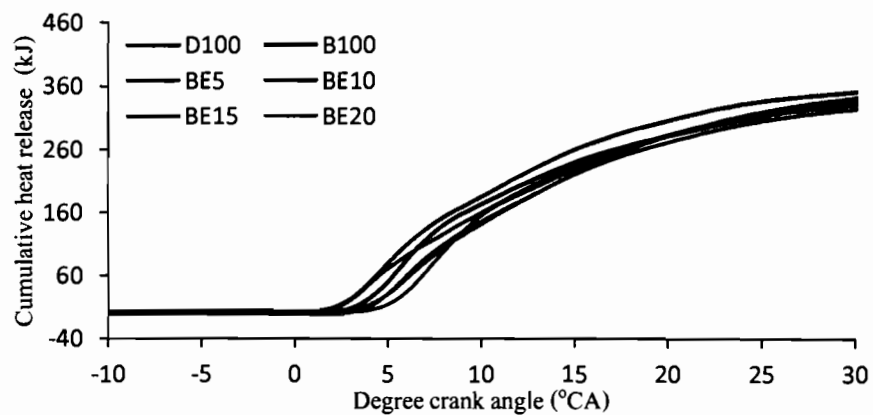
ภาพที่ 4.70 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 18.8 N.m



ภาพที่ 4.71 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 18.8 N.m



ภาพที่ 4.72 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 18.8 N.m



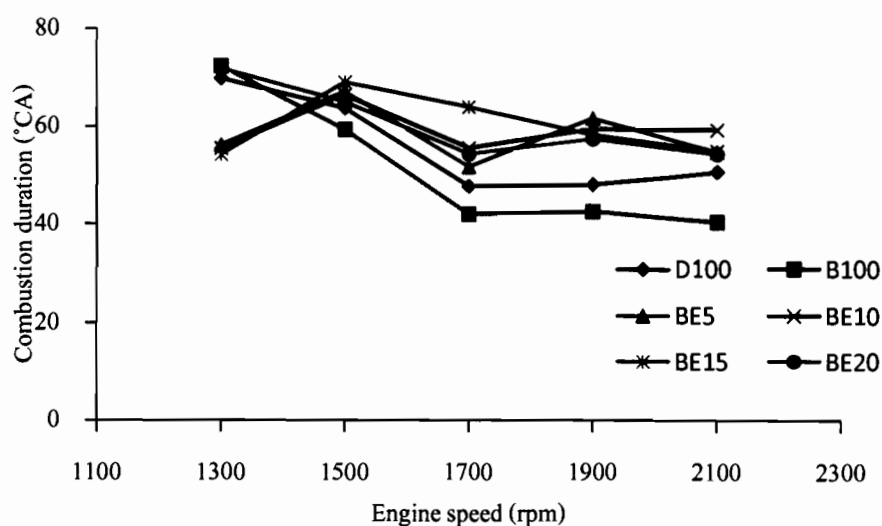
ภาพที่ 4.73 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 18.8 N.m

ตารางที่ 4.12 จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่แรงบิด 18.8 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ

rpm	D100 (°CA)	B100 (°CA)	BE5 (°CA)	BE10 (°CA)	BE15 (°CA)	BE20 (°CA)
1300	1.48	0.3	-1.12	-0.01	0.1	1.8
1500	1.11	0.17	-0.45	1.61	0.39	1.55
1700	2	0.98	0	0.82	1.04	4.33
1900	2.81	1.97	1.49	3.6	3.97	4.63
2100	3.59	2.64	2.71	4.52	4.34	5.24

ตารางที่ 4.13 จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ที่แรงบิด 18.8 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ

rpm	D100 (°CA)	B100 (°CA)	BE5 (°CA)	BE10 (°CA)	BE15 (°CA)	BE20 (°CA)
1300	38.11	54.99	33.82	34.36	34.92	57.01
1500	34.37	27.95	42.8	42.13	44.16	41.38
1700	34.83	28.68	34.59	37.77	40.24	40.58
1900	34.85	28.49	39.93	43.7	41.38	42.35
2100	36.51	29.27	37.38	45.85	40.17	41.75



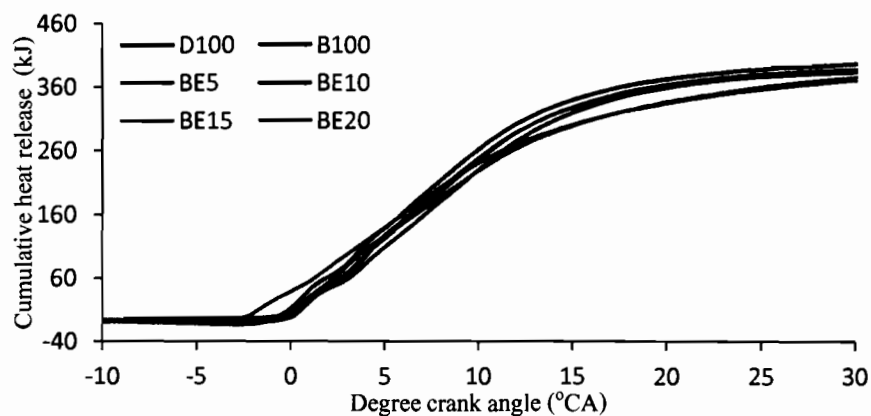
ภาพที่ 4.74 เวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง D100 - BE20 ที่แรงบิด 18.8 N.m

จากกราฟที่ 4.69 - 4.73 การปล่อยความร้อนสุทธิ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น และจากจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ตารางที่ 4.12 พบว่าตำแหน่งการเริ่มลุกไหม้ของเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้น และเลื่อนออกห่างจาก TDC มากขึ้น โดยที่ D100 จะมีตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ช้ากว่า

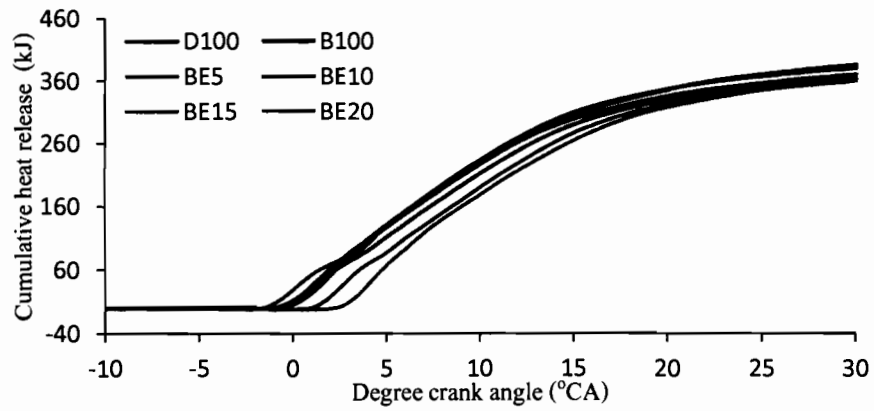
B100 และ BE5 และพบว่าในเชื้อเพลิงผสมเอทานอลที่ความเร็วรอบ 2100 rpm จุดเริ่มต้นการเผาไหม้จะถูกหน่วงไปมากเนื่องจากค่าซีเทนที่ต่ำของเอทานอลในเชื้อเพลิงผสม

จากจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ตารางที่ 4.13 ที่แรงบิด 18.8 N.m เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น D100 และ B100 จะสิ้นสุดการเผาไหม้ช้ากว่าที่ความเร็วรอบต่ำ แต่ B100 จะสิ้นสุดการเผาไหม้ก่อน D100 และในเชื้อเพลิงผสม เมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นจุดสิ้นสุดการเผาไหม้จะลดต่ำลง และเมื่อเปรียบเทียบที่อัตราส่วนของเอทานอลที่สูงขึ้นที่ความเร็วรอบเดียวกัน จุดสิ้นสุดการเผาไหม้มีตำแหน่งองศาเพลาคือเพิ่มขึ้น และจากภาพที่ 4.74 ช่วงเวลาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงจะขยับเข้าใกล้กันมากขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิห้องเผาไหม้ที่เพิ่มสูงขึ้น ทำให้ใช้เวลาในการเผาไหม้ใกล้เคียงกัน และในเชื้อเพลิงผสมจะมีช่วงเวลาในการเผาไหม้ลดลงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น เนื่องจากเชื้อเพลิงเริ่มต้นการเผาไหม้หลัง TDC แต่สิ้นสุดการเผาไหม้เร็ว แสดงว่าเกิดการเผาไหม้แบบรวดเร็ว และจากอัตราการปล่อยความร้อนในช่วงของการเผาไหม้ของสารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้วนั้นมีความชันของกราฟมากกว่า และเมื่ออัตราส่วนของเอทานอลสูงขึ้น BE5 - 15 พบว่าช่วงเวลาการเผาไหม้จะเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าซีเทนของเอทานอล และค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่สูงหน่วงการเผาไหม้ แต่ BE20 มีช่วงเวลาการเผาไหม้ที่สั้นลง เนื่องจากที่อัตราส่วนที่สูงปริมาณออกซิเจนในเอทานอลที่ผสมมีอยู่มาก ทำให้เกิดการเผาไหม้แบบส่วนผสมบาง ส่งผลให้เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้วใช้เวลาในการเผาไหม้น้อยลง

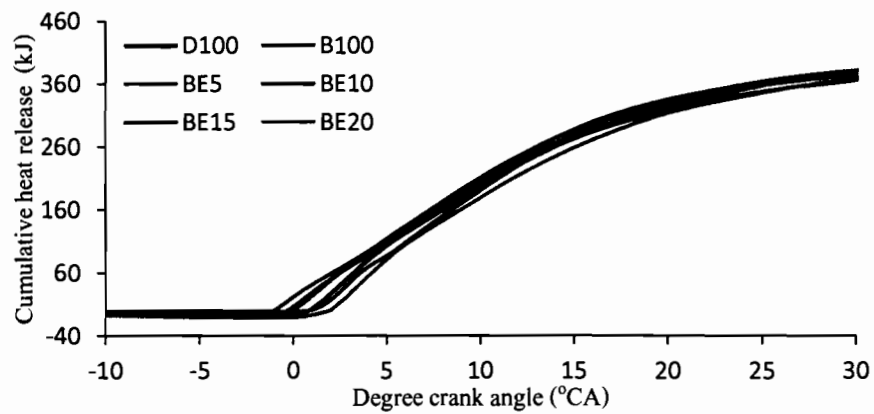
4.3.5 การเปรียบเทียบการปล่อยความร้อนสุทธิในห้องเผาไหม้ (D100 - BE20) ที่แรงบิด 23.4 N.m ความเร็วรอบ (1300 - 2100 rpm) ในภาพที่ 4.75 - 4.79



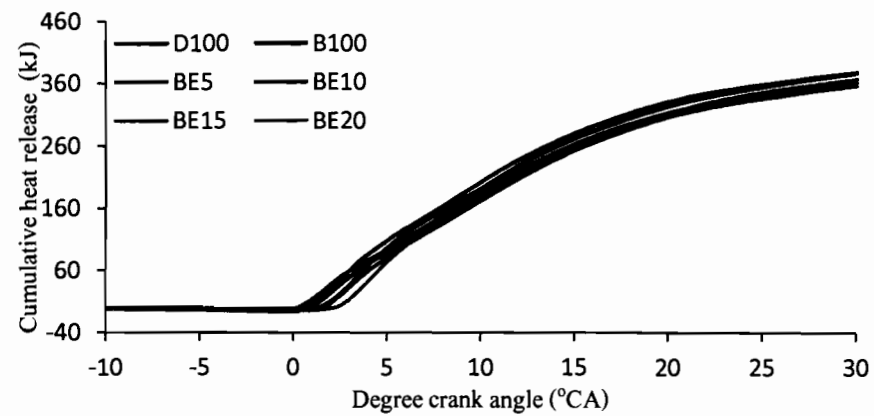
ภาพที่ 4.75 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm แรงบิด 23.4 N.m



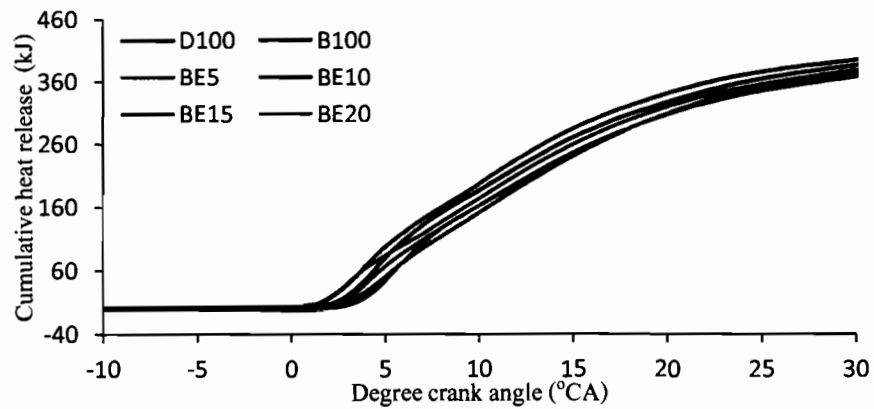
ภาพที่ 4.76 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm แรงบิด 23.4 N.m



ภาพที่ 4.77 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm แรงบิด 23.4 N.m



ภาพที่ 4.78 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm แรงบิด 23.4 N.m



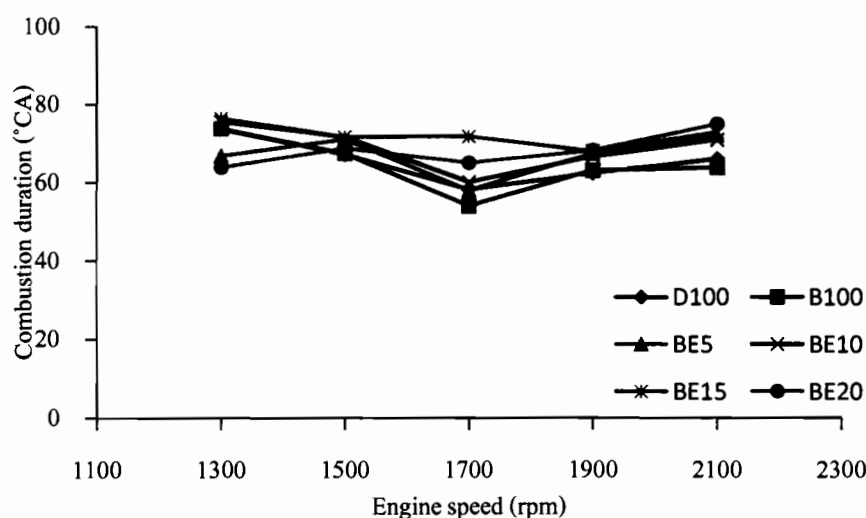
ภาพที่ 4.79 การปล่อยความร้อนสุทธิ ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 23.4 N.m

ตารางที่ 4.14 จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่แรงบิด 23.4 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ

rpm	D100 (°CA)	B100 (°CA)	BE5 (°CA)	BE10 (°CA)	BE15 (°CA)	BE20 (°CA)
1300	0.95	0.43	-0.61	1.1	0.91	0.97
1500	1.08	0.79	-0.27	0.8	0.54	1.34
1700	1.79	1.09	0.4	1.06	0.56	3.19
1900	2.55	1.75	1.43	1.96	2.66	3.53
2100	3.12	2.43	2.43	4.07	3.4	4.36

ตารางที่ 4.15 จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ที่แรงบิด 23.4 N.m ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ

rpm	D100 (°CA)	B100 (°CA)	BE5 (°CA)	BE10 (°CA)	BE15 (°CA)	BE20 (°CA)
1300	61.22	61.03	46.47	63.02	64.28	40.31
1500	49.33	44.13	53.77	57.44	56.42	54.92
1700	44.66	38.69	41.04	45.47	58.99	50.72
1900	47.84	45.67	53.17	54.4	55.06	57.27
2100	48.13	44.36	56.09	53.96	57.51	60.35



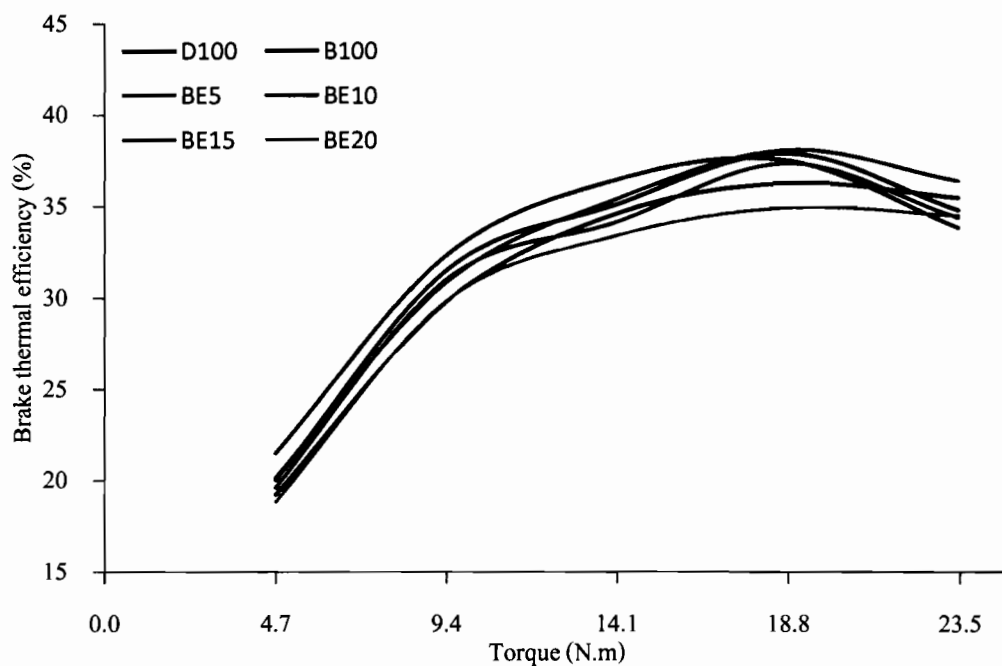
ภาพที่ 4.80 เวลาที่ใช้ในการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง D100 – BE20 ที่แรงบิด 23.4 N.m

จากกราฟที่ 4.75 – 4.79 การปล่อยความร้อนสุทธิมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ตารางที่ 4.10 ตำแหน่งการเริ่มต้นการไหม้ของเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้นและเลื่อนออกห่างจาก TDC มากขึ้น โดยที่ D100 จะมีตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ช้าที่สุดในทุกเชื้อเพลิงแต่ในเชื้อเพลิงผสมเอทานอลที่ความเร็วรอบ 2100 rpm จะพบว่าจุดเริ่มต้นของการเผาไหม้จะถูกหน่วงไปมากเนื่องจากค่าซีเทนที่ต่ำของเอทานอลในเชื้อเพลิงผสม

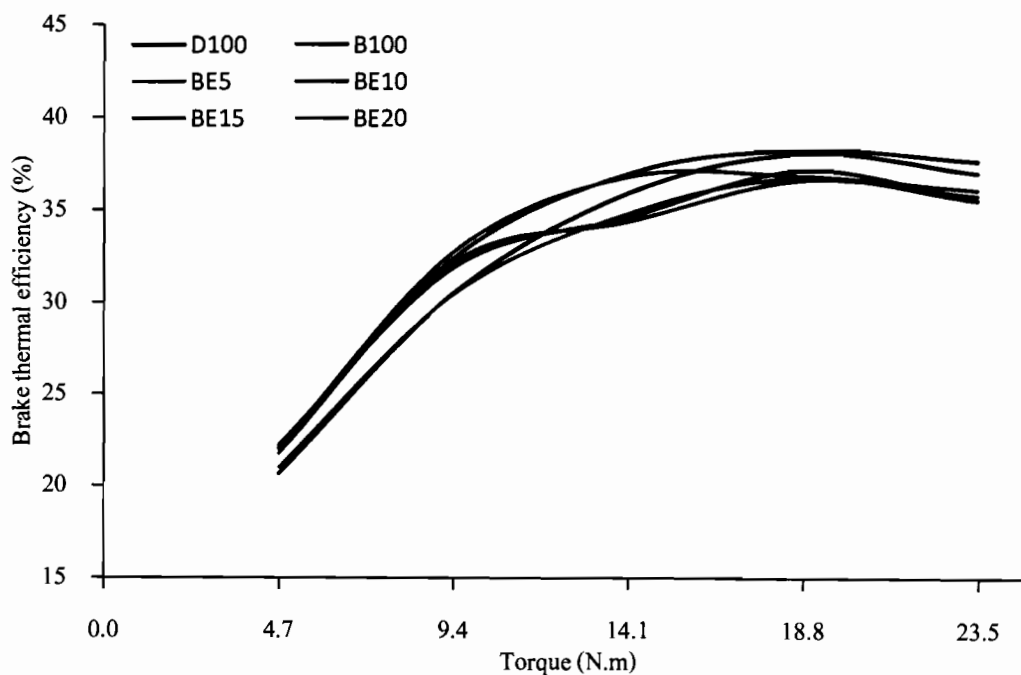
จากจุดสิ้นสุดการเผาไหม้ตารางที่ 4.11 ที่แรงบิด 14.1 N.m เมื่อความเร็วเพิ่ม D100 และ B100 จะสิ้นสุดการเผาไหม้ช้ากว่าที่ความเร็วรอบต่ำ แต่ B100 จะสิ้นสุดการเผาไหม้ก่อน D100 เนื่องจากปริมาณเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปมาก และจากกราฟอัตราการปล่อยความร้อนในช่วงการเผาไหม้ของสารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้ว และช่วงการเผาไหม้ที่ควบคุมโดยการผสมกว้างขึ้น และมีปริมาณออกซิเจนในห้องเผาไหม้น้อยกว่าจากปริมาณของก๊าซ CO และ CO₂ ที่ปล่อยออกมาเทียบกับเชื้อเพลิงผสมเอทานอล และในเชื้อเพลิงผสม เมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นจุดสิ้นสุดการเผาไหม้จะต่ำลง และเมื่ออัตราส่วนของเอทานอลสูงที่ความเร็วรอบเดียวกัน จุดสิ้นสุดการเผาไหม้จะยาวนานขึ้น และจากภาพที่ 4.80 พบว่าที่แรงบิดสูงสุดช่วงเวลากการเผาไหม้ของทุกเชื้อเพลิงผสมจะเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น และเมื่ออัตราส่วนของเอทานอลสูง BE15 - 20 จะมีช่วงเวลากการเผาไหม้เพิ่มขึ้นเล็กน้อย เนื่องจากค่าซีเทนของเอทานอล ค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่สูง และปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่มาก แต่ BE20 ในช่วงความเร็วรอบ 1300 – 1500 rpm มีช่วงเวลากการเผาไหม้สั้นลง เนื่องจากอุณหภูมิห้องเผาไหม้ที่สูงซึ่งดูจากอุณหภูมิก๊าซไอเสีย และที่อัตราส่วนสูงปริมาณออกซิเจนในเอทานอลที่ผสมอยู่มาก ทำให้เกิดการเผาไหม้แบบส่วนผสมบาง ส่งผลให้เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้วใช้เวลาในการเผาไหม้น้อยลง

4.4 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก

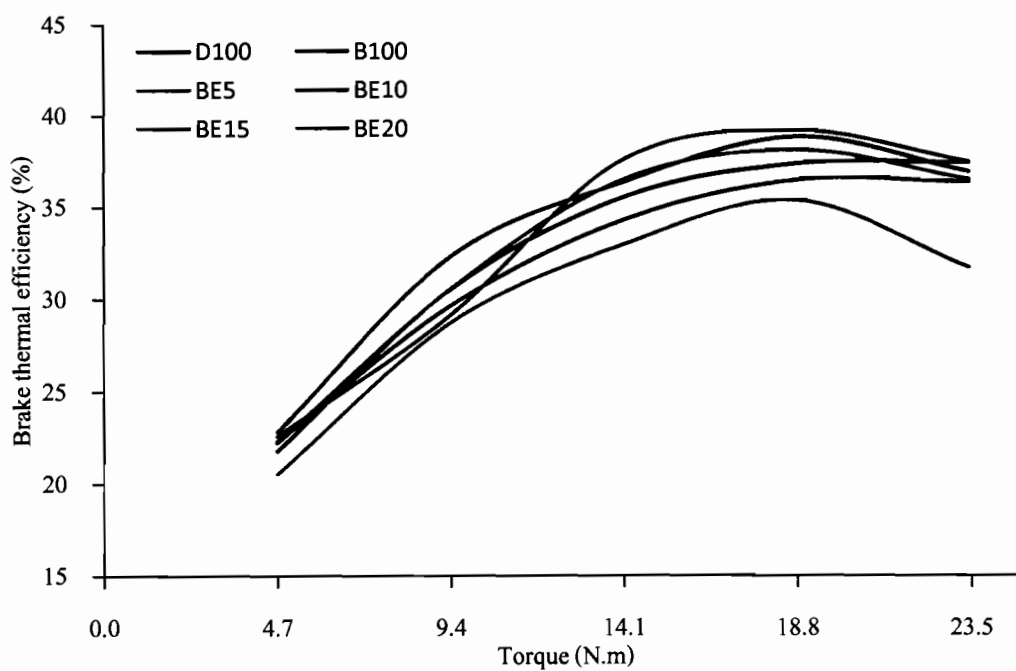
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.7 ซึ่งค่าที่คำนวณได้แสดงเป็นกราฟของประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ความเร็วรอบ และแรงบิดต่าง ๆ ดังในภาพที่ 4.81 – 4.85



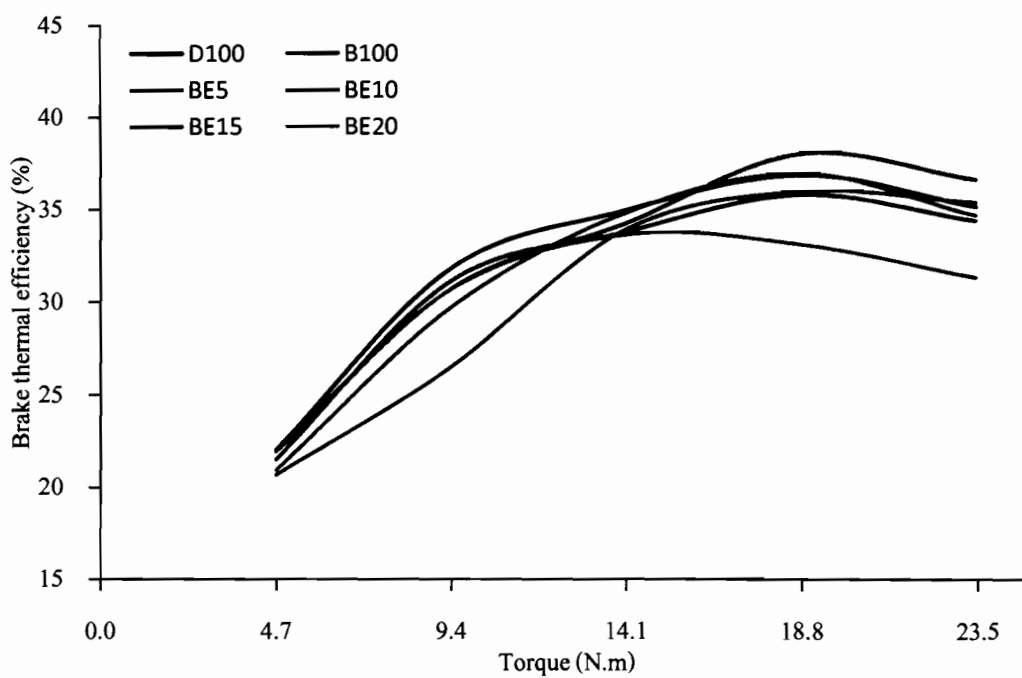
ภาพที่ 4.81 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm



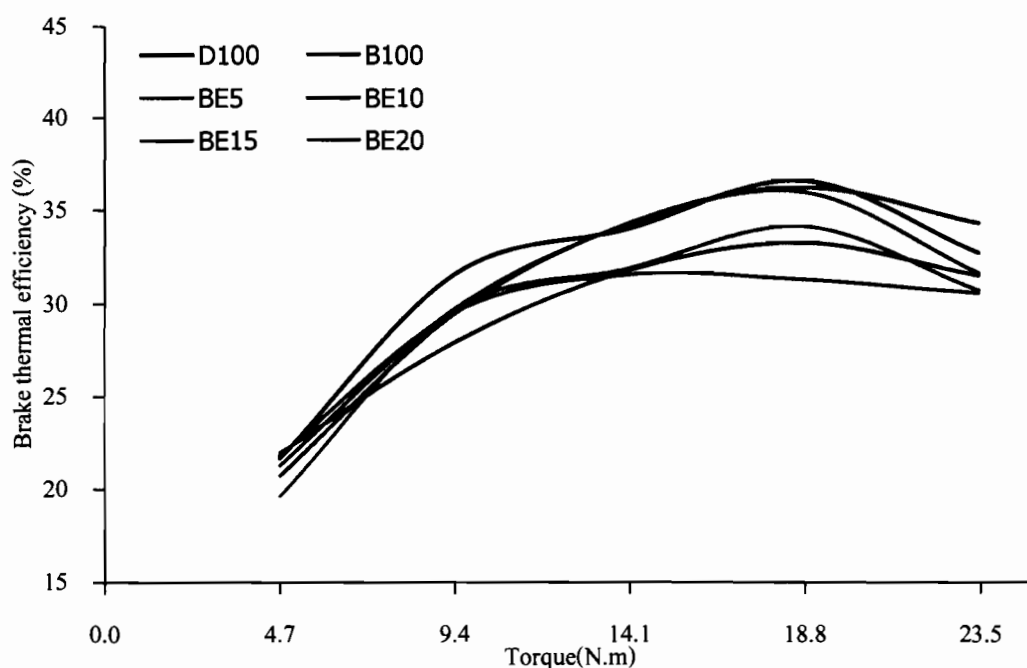
ภาพที่ 4.82 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm



ภาพที่ 4.83 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm



ภาพที่ 4.84 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm

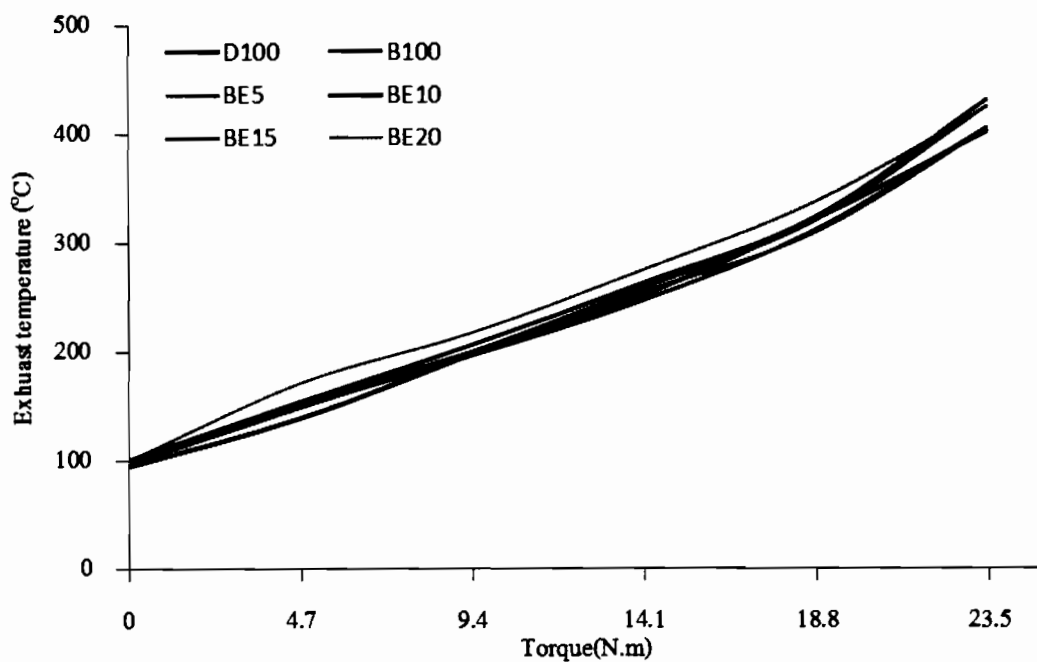


ภาพที่ 4.85 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

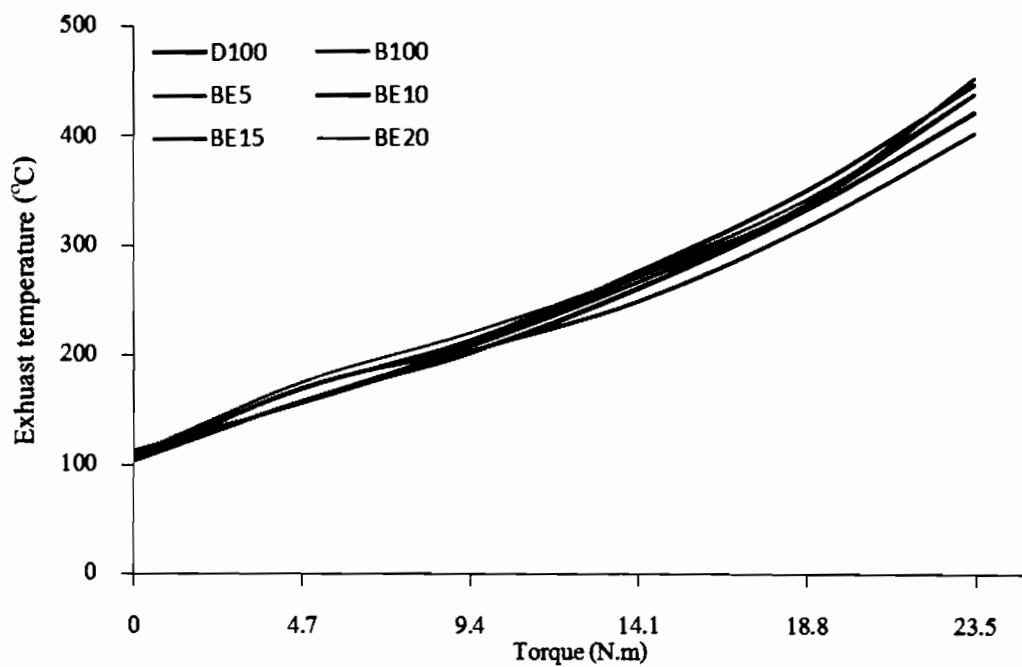
จากภาพที่ 4.81 - 4.85 พบว่าในช่วงของความเร็วรอบที่ 1300 - 1700 rpm มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของ B100 และเชื้อเพลิงผสม BE5 - 15 จะมีประสิทธิภาพสูงกว่า D100 ในช่วงแรงบิด 4.7 - 18.8 N.m โดยจุดที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุดที่แรงบิด 18.8 N.m ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm โดยมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนดังต่อไปนี้ BE5 38% BE10 37.8% BE15 37.3% B100 37.5 D100 36.3% และ BE20 34.9% จะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่เพิ่มขึ้นนั้นเกิดจากการหน่วงการเผาไหม้ของเอทานอล ซึ่งหน่วงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ของไบโอดีเซลให้เข้าใกล้ TDC มากขึ้น ทำให้ความดันจากการเผาไหม้ส่งผ่านไปยังลูกสูบในช่วงลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ลง

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเชื้อเพลิงผสมจะลดลงที่ความเร็วรอบสูง 1900 - 2100 rpm นั้นเกิดจากเชื้อเพลิงมีองศาการจุดระเบิดที่หน่วงหลัง TDC มากเกินไปทำให้การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงอยู่ในช่วงที่ลูกสูบเคลื่อนที่ลงทำให้งานที่ได้ออกมาต่ำลง โดยประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ต่ำสุดของเชื้อเพลิงผสมเมื่อเทียบกับ D100 คือ BE20 ซึ่งให้ประสิทธิภาพต่ำกว่า D100 ถึงร้อยละ 11 ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm และแรงบิด 23.4 N.m (รายละเอียดแสดงในภาคผนวกตารางที่ 4.31)

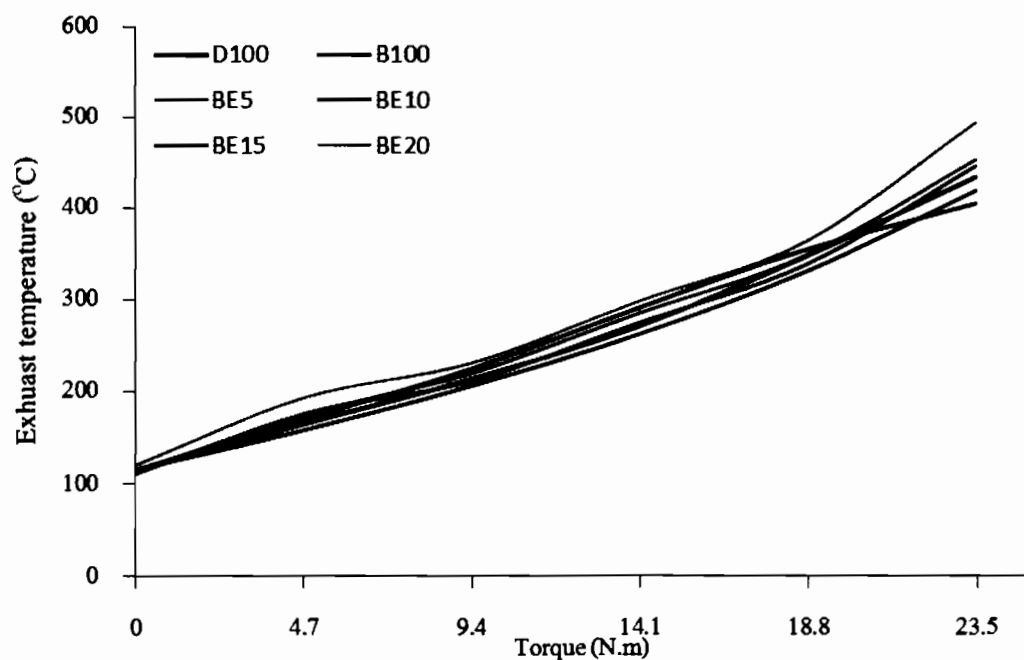
4.5 อุณหภูมิของก๊าซไอเสีย และมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ



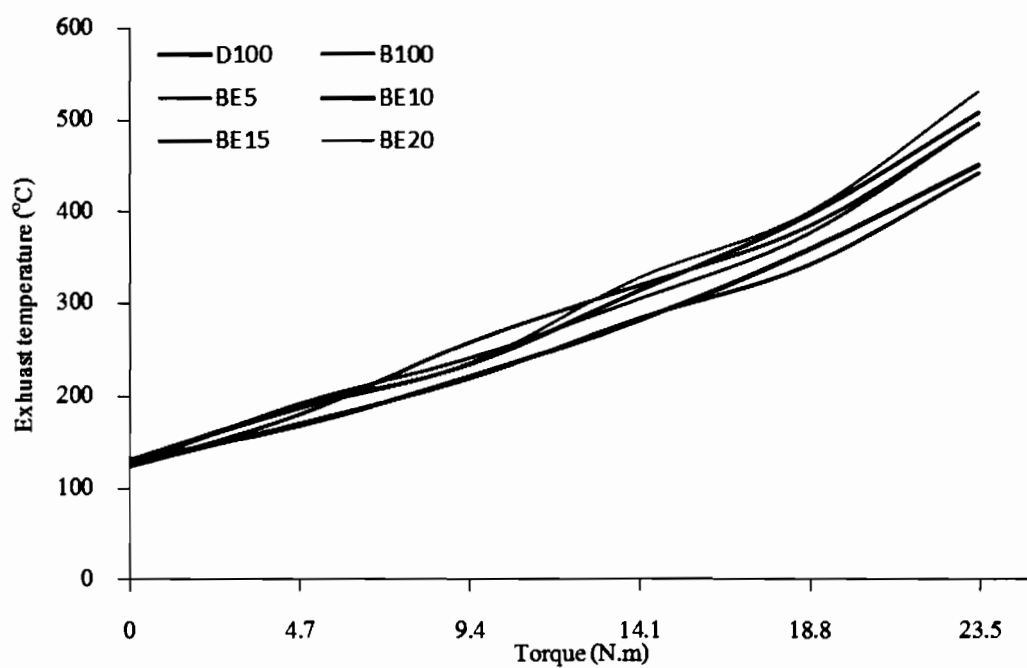
ภาพที่ 4.86 อุณหภูมิไอเสีย ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm



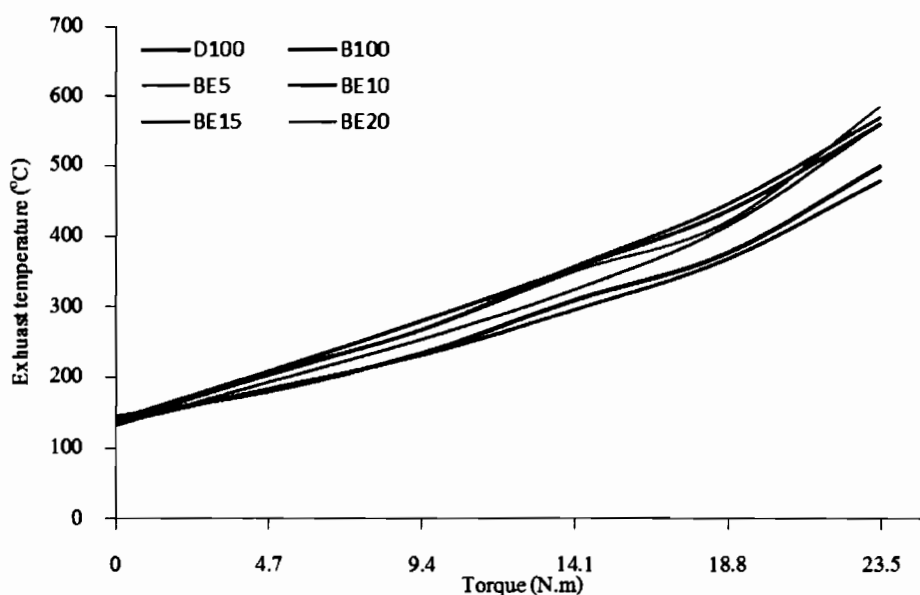
ภาพที่ 4.87 อุณหภูมิไอเสีย ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm



ภาพที่ 4.88 อุณหภูมิไอเสีย ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm



ภาพที่ 4.89 อุณหภูมิไอเสีย ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm



ภาพที่ 4.90 อุณหภูมิไอเสีย ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm

จากกราฟที่ 4.86 - 4.90 อุณหภูมิของไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้จะมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบ และแรงบิดสูงขึ้น และจุดที่อุณหภูมิไอเสียสูงที่สุดที่ความเร็วรอบ 2100 rpm แรงบิด 23.4 N.m ซึ่ง BE20 มีอุณหภูมิสูงที่สุด รองลงมา คือ BE15 BE10 BE5 B100 และ D100 ซึ่งมีอุณหภูมิดังต่อไปนี้ 684°C, 636°C, 612°C, 568°C, 578°C และ 539°C ตามลำดับ (รายละเอียดแสดงในภาคผนวกตารางที่ 4.32)

ที่ความเร็วรอบ 1300 - 1900 rpm พบว่าอุณหภูมิของก๊าซไอเสียของเชื้อเพลิงผสมจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนผสมของเอทานอลสูงขึ้น เนื่องจากเอทานอลช่วยเร่งเวลาการเผาไหม้ ทำให้ช่วงเวลาการเผาไหม้ยาวนานขึ้น และอีกเหตุผลหนึ่งเกิดจากการเผาไหม้แบบรวดเร็วซึ่งเกิดจากปริมาณของออกซิเจนที่มากทำให้เกิดการเผาไหม้ที่อุณหภูมิสูง เมื่อวาล์วไอเสียเปิดอุณหภูมิไอเสียจึงสูงกว่า B100 และ D100 แต่ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm พบว่า อุณหภูมิของ BE20 ลดต่ำลง ในช่วงแรงบิดต่ำ เนื่องจากความเร็วรอบที่สูงทำให้เวลาที่เชื้อเพลิงถ่ายเทความร้อน สู่นิ่งกระบอกสูบมีเวลาน้อยลง ทำให้เอทานอลที่มีค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่สูง ดูดความร้อนเพื่อเริ่มต้นการเผาไหม้ ทำให้อุณหภูมิของไอเสียลดต่ำลง แต่ที่แรงบิด 23.4 N.m มีอุณหภูมิสูงขึ้นเนื่องจาก ช่วงล่าช้าการเผาไหม้ที่มากขึ้นจากอัตราส่วนของเอทานอลที่สูงทำให้เชื้อเพลิงเริ่มต้นการเผาไหม้ในจังหวะที่ลูกสูบเคลื่อนที่ลงจึงต้องเพิ่มปริมาณเชื้อเพลิงให้มากขึ้นเพื่อเอาชนะแรงบิด ส่งผลให้ระยะเวลาการเผาไหม้เพิ่มขึ้นและปริมาณออกซิเจนในเอทานอลที่มากของ BE20 ทำให้เมื่อเกิดการเผาไหม้การเผาไหม้จึงเกิดขึ้นอย่างรวดเร็วทำให้เกิดอุณหภูมิสูง (Lei et al., 2011) ที่ความเร็วรอบสูงทำให้เวลาต่อรอบน้อยลงเมื่อวาล์วไอเสียเปิดเชื้อเพลิงที่มีอุณหภูมิสูงจึงออกมาทางไอเสีย

ตารางที่ 4.16 ปริมาณก๊าซไอเสีย NO_x ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1300 rpm ที่แรงบิดต่างๆ

Torque (N.m)	D100 (ppm)	B100 (ppm)	BE5 (ppm)	BE10 (ppm)	BE15 (ppm)	BE20 (ppm)
0	0	0	63	0	0	38
4.7	0	0	131	0	118	126
9.4	0	34	262	0	198	200
14.1	110	180	376	71	295	318
18.8	210	275	427	112	358	343
23.4	187	254	334	42	277	254

ตารางที่ 4.17 ปริมาณก๊าซไอเสีย NO_x ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm ที่แรงบิดต่างๆ

Torque (N.m)	D100 (ppm)	B100 (ppm)	BE5 (ppm)	BE10 (ppm)	BE15 (ppm)	BE20 (ppm)
0	0	0	52	0	31	20
4.7	0	0	81	0	103	82
9.4	0	0	152	0	160	118
14.1	9	114	219	0	206	155
18.8	115	215	256	0	227	181
23.4	156	240	212	0	178	149

ตารางที่ 4.18 ปริมาณก๊าซไอเสีย NO_x ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ที่แรงบิดต่างๆ

Torque (N.m)	D100 (ppm)	B100 (ppm)	BE5 (ppm)	BE10 (ppm)	BE15 (ppm)	BE20 (ppm)
0	0	0	52	0	33	14
4.7	0	0	0	0	80	47
9.4	0	0	0	0	135	72
14.1	18	66	0	0	185	87
18.8	61	169	24	0	210	98
23.4	105	219	0	0	166	91

ตารางที่ 4.19 ปริมาณก๊าซไอเสีย NO_x ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm ที่แรงบิดต่างๆ

Torque (N.m)	D100 (ppm)	B100 (ppm)	BE5 (ppm)	BE10 (ppm)	BE15 (ppm)	BE20 (ppm)
0	0	0	59	0	36	34
4.7	0	0	0	0	28	18
9.4	0	0	0	0	68	55
14.1	0	17	0	0	93	77
18.8	15	76	0	0	102	85
23.4	15	64	0	0	72	55

ตารางที่ 4.20 ปริมาณก๊าซไอเสีย NO_x ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่แรงบิดต่างๆ

Torque (N.m)	D100 (ppm)	B100 (ppm)	BE5 (ppm)	BE10 (ppm)	BE15 (ppm)	BE20 (ppm)
0	0	0	59	0	36	34
4.7	0	0	0	0	28	18
9.4	0	0	0	0	68	55
14.1	0	17	0	0	93	77
18.8	15	76	0	0	102	85
23.4	15	64	0	0	72	55

ปริมาณของก๊าซ NO_x จากตารางที่ 4.16 – 4.20 พบว่าเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นค่าก๊าซ NO_x จะลดต่ำลง และเชื้อเพลิง D100 และ B100 จะให้ปริมาณก๊าซ NO_x ต่ำกว่าเชื้อเพลิงผสม โดยปริมาณก๊าซ NO_x จะเพิ่มขึ้นตามอัตราส่วนของเอทานอลที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากที่อัตราส่วนเอทานอล BE15 – 20 ในเชื้อเพลิงมีปริมาณของเอทานอลผสมอยู่มาก ซึ่งเอทานอลมีส่วนผสมที่มีออกซิเจนเกินอัตราส่วนที่เหมาะสม (Stoichiometric ratio) และเกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ ในสภาวะอุณหภูมิห้องเผาไหม้สูง ทำให้เกิดการทำปฏิกิริยาเคมีระหว่างอะตอมของไนโตรเจนกับอะตอมของออกซิเจนที่หลงเหลือ (อิทธิพล วรพันธ์ และคณะ, 2549; Lei et al., 2011) ซึ่งในเอทานอลที่มีออกซิเจนเป็นส่วนประกอบ จึงทำให้เมื่อเกิดการเผาไหม้เป็นแบบส่วนผสมบาง การเผาไหม้เป็นแบบทันทีทันใดส่งผลให้อุณหภูมิห้องเผาไหม้ และอุณหภูมิไอเสียสูงขึ้น ก่อให้เกิดก๊าซ NO_x ยกเว้นเชื้อเพลิง BE5 ที่ความเร็วรอบ 1700 – 2100 rpm และ BE10 ที่ความเร็วรอบ 1300 – 2100 rpm ที่พบว่าค่าก๊าซ NO_x มีค่าต่ำกว่าเชื้อเพลิงผสมอื่น เนื่องจากค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอที่สูงของเอทานอลทำให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ลดลง และองศาการจุดระเบิดที่ใกล้เคียง TDC และจากอัตราการปล่อย

ความร้อนในช่วงการเผาไหม้ที่ผสมไว้ก่อนแล้วมีจุดสูงสุดต่ำกว่าเชื้อเพลิงที่อัตราส่วนเอทานอลสูงแสดงว่าเป็นการเผาไหม้ที่ไม่รุนแรงจนอุณหภูมิจึงไม่สูง ทำให้ไม่เกิดก๊าซ NO_x ขึ้น

ตารางที่ 4.21 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ

Torque (N.m)	D100 (%)	B100 (%)	BE5 (%)	BE10 (%)	BE15 (%)	BE20 (%)
0	0.35	0.33	0.3	0.1	0.11	0.37
4.7	0.35	0.33	0.37	0.11	0.05	0
9.4	0.32	0.28	0.39	0.1	0.01	0
14.1	0.31	0.28	0.41	0.07	0.01	0
18.8	0.26	0.29	0.41	0.09	0.01	0
23.4	0.66	0.6	0.37	0.14	0.06	0.3

ตารางที่ 4.22 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ

Torque (N.m)	D100 (%)	B100 (%)	BE5 (%)	BE10 (%)	BE15 (%)	BE20 (%)
0	0.33	0.26	0.2	0.09	0.04	0.05
4.7	0.38	0.3	0.39	0.1	0.03	0
9.4	0.37	0.29	0.41	0.09	0.02	0
14.1	0.42	0.28	0.41	0.08	0.01	0
18.8	0.39	0.29	0.42	0.07	0.01	0
23.4	0.44	0.34	0.36	0.11	0.02	0.03

ตารางที่ 4.23 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ที่แรงบิดต่าง ๆ

Torque (N.m)	D100 (%)	B100 (%)	BE5 (%)	BE10 (%)	BE15 (%)	BE20 (%)
0	0.3	0.27	0.32	0.08	0.04	0.04
4.7	0.33	0.32	0.33	0.1	0.01	0.05
9.4	0.34	0.28	0.38	0.1	0.02	0.05
14.1	0.38	0.27	0.36	0.08	0.01	0.04
18.8	0.34	0.29	0.29	0.09	0.01	0.04
23.4	0.43	0.34	0.29	0.09	0.03	0.06

ตารางที่ 4.24 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm ที่แรงบิดต่างๆ

Torque (N.m)	D100 (%)	B100 (%)	BE5 (%)	BE10 (%)	BE15 (%)	BE20 (%)
0	0.36	0.31	0	0.1	0.03	0.05
4.7	0.37	0.32	0	0.1	0.02	0.06
9.4	0.38	0.28	0	0.08	0.02	0.05
14.1	0.37	0.28	0	0.09	0.01	0.03
18.8	0.39	0.27	0	0.07	0.01	0.03
23.4	0.47	0.31	0	0.1	0.03	0.05

ตารางที่ 4.25 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่แรงบิดต่างๆ

Torque (N.m)	D100 (%)	B100 (%)	BE5 (%)	BE10 (%)	BE15 (%)	BE20 (%)
0	0	0.27	0	0.1	0.05	0.06
4.7	0.23	0.32	0	0.09	0.02	0.08
9.4	0.26	0.3	0	0.08	0.02	0.05
14.1	0.28	0.28	0	0.08	0.01	0.04
18.8	0.3	0.28	0	0.07	0.01	0.05
23.4	0.41	0.37	0	0.16	0.08	0.12

จากตารางที่ 4.21 – 4.25 ซึ่งแสดงปริมาณของก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ซึ่งเกิดจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ พบว่า CO จะลดต่ำลงเมื่อแรงบิดสูงขึ้น แต่ที่แรงบิด 23.4 N.m มีแนวโน้มก๊าซ CO เพิ่มขึ้น เนื่องจากปริมาณเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปมาก เพื่อให้สมดุลกับแรงบิดที่สูงขึ้นเกิดเป็นการเผาไหม้โดยมีปริมาณเชื้อเพลิงต่ออากาศน้อยลง จะเห็นได้จากกราฟประสิทธิภาพที่ลดต่ำลง และเปรียบเทียบที่ความเร็วรอบเดียวกัน B100 มีปริมาณการปล่อยก๊าซ CO น้อยกว่า D100 อยู่เล็กน้อยเนื่องจากในไบโอดีเซลมีออกซิเจนอยู่จึงทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์กว่า D100 และในเชื้อเพลิงผสม พบว่าปริมาณของก๊าซ CO จะลดต่ำลงน้อยกว่า D100 และ B100 ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดลองของ (อิทธิพล วรพันธ์ และคณะ, 2549)

ตารางที่ 4.26 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO₂ ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm ที่แรงบิดต่างๆ

Torque (N.m)	D100 (%)	B100 (%)	BE5 (%)	BE10 (%)	BE15 (%)	BE20 (%)
0	1.55	1.91	1.32	1.13	1.08	1.04
4.7	2.5	3.41	2.17	2.04	1.95	1.96
9.4	3.47	4.76	2.69	2.55	2.26	2.41
14.1	4.47	6.28	3.14	2.8	2.59	2.85
18.8	5.67	6.17	3.3	3.14	2.89	3.17
23.4	7.83	10.47	3.28	3.16	3.06	2.94

ตารางที่ 4.27 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO₂ ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm ที่แรงบิดต่างๆ

Torque (N.m)	D100 (%)	B100 (%)	BE5 (%)	BE10 (%)	BE15 (%)	BE20 (%)
0	1.5	1.92	1.05	0.91	0.88	0.84
4.7	2.53	3.26	1.55	1.48	1.41	1.46
9.4	3.45	4.66	2.02	1.93	1.8	1.72
14.1	4.69	6.05	2.33	2.22	1.96	1.93
18.8	6.13	7.87	2.52	2.24	2.28	2.11
23.4	7.77	9.97	2.62	2.38	2.2	2.22

ตารางที่ 4.28 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO₂ ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบ 1700 rpm ที่แรงบิดต่างๆ

Torque (N.m)	D100 (%)	B100 (%)	BE5 (%)	BE10 (%)	BE15 (%)	BE20 (%)
0	1.46	1.94	1.12	0.9	0.84	0.87
4.7	2.48	3.37	1.7	1.35	1.19	1.33
9.4	3.7	4.55	1.91	1.61	1.85	1.41
14.1	4.89	5.93	2.11	1.74	2.08	1.45
18.8	6.97	7.55	2.22	1.92	2.4	1.62
23.4	7.82	10.08	2.19	1.89	2.24	1.72

ตารางที่ 4.29 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO₂ ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบ 1900 rpm ที่แรงบิดต่างๆ

Torque (N.m)	D100 (%)	B100 (%)	BE5 (%)	BE10 (%)	BE15 (%)	BE20 (%)
0	1.59	2.24	1.42	1.13	1.06	1.09
4.7	2.52	3.55	1.44	1.38	1.31	1.14
9.4	3.64	1.66	1.78	1.66	1.63	1.39
14.1	4.79	6.18	1.9	1.9	1.9	1.32
18.8	6.12	7.73	2.13	1.99	1.89	1.74
23.4	7.83	9.35	2.25	2.09	1.89	1.63

ตารางที่ 4.30 ปริมาณก๊าซไอเสีย CO₂ ที่วัดได้จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง (D100 – BE20) ที่ความเร็วรอบ 2100 rpm ที่แรงบิดต่างๆ

Torque (N.m)	D100 (%)	B100 (%)	BE5 (%)	BE10 (%)	BE15 (%)	BE20 (%)
0	1.85	2.25	1.79	1.54	1.38	1.51
4.7	2.89	3.68	1.67	1.63	1.39	1.41
9.4	3.98	4.87	2.09	2.22	1.91	1.81
14.1	5.61	6.24	2.33	2.37	2.23	1.82
18.8	6.97	7.89	2.4	2.4	2.21	1.94
23.4	7.97	9.29	2.61	2.32	2.3	1.99

จากตารางที่ 4.26 – 4.30 พบว่าปริมาณก๊าซ CO₂ ที่เครื่องยนต์ปล่อยออกมา จะเพิ่มขึ้นเมื่อแรงบิดสูงขึ้น และ D100 กับ B100 จะปล่อยก๊าซ CO₂ มากที่สุด และเชื้อเพลิงผสมเอทานอลมีปริมาณก๊าซ CO₂ ที่ปล่อยออกมาต่ำกว่า D100 และ B100 ประมาณร้อยละ 40 แสดงให้เห็นว่าเชื้อเพลิงผสมสามารถลดปริมาณก๊าซ CO₂ ลงได้เนื่องจากในเชื้อเพลิงผสมมีปริมาณของอะตอมคาร์บอนน้อยลง แต่การเผาไหม้เป็นแบบรวดเร็วทำให้อัตราการปล่อยความร้อนสูงสังเกตได้จากกราฟอัตราการปล่อยความร้อนในช่วงการเผาไหม้ของผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้ว และช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ถูกหน่วงออกไปทำให้เครื่องยนต์ให้กำลังออกมาได้เต็มที่ โดยไม่ต้องชดเชยเชื้อเพลิงเพิ่มเนื่องจากการจุดระเบิดต้านกับการเคลื่อนที่ของลูกสูบ

บทที่ 5

สรุปผลการทดลอง และข้อเสนอแนะ

จากผลการทดสอบเชื้อเพลิง D100 B100 BE5 - BE20 และวัดความดันในห้องเผาไหม้เพื่อวิเคราะห์ผลการเผาไหม้ในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ สามารถสรุปได้ดังนี้

5.1 ความดันภายในห้องเผาไหม้

5.1.1 ความดันในห้องเผาไหม้ จะลดต่ำลงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น แต่จะเพิ่มขึ้นตามแรงบิดที่เพิ่มขึ้นในทุกเชื้อเพลิง เนื่องจากเมื่อแรงบิดเพิ่มขึ้นเครื่องยนต์ต้องการเชื้อเพลิงในการเผาไหม้มากขึ้น เมื่อเกิดการจุดระเบิดความดันจึงเพิ่มขึ้น

5.1.2 B100 มีแนวโน้มของค่าความดันสูงสุดในห้องเผาไหม้สูงกว่าทุกเชื้อเพลิง เนื่องจากองค์การฉีดเชื้อเพลิงที่ฉีดก่อน D100 ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่สั้น และค่าซีเทนที่สูงกว่า D100

5.1.3 ตำแหน่งความดันสูงสุดของเชื้อเพลิงผสมเอทานอลถูกหน่วงให้ช้ากว่า B100 เล็กน้อย และความดันสูงสุดของเชื้อเพลิงไปโอดีเซลผสมเอทานอล BE5 - 15 จะมีความดันสูงกว่า D100 ในช่วงความเร็วรอบต่ำ (1300 - 1700 rpm) เนื่องจากออกซิเจนที่อยู่ในเอทานอล เมื่อเริ่มการเผาไหม้แล้วทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว ความดันในห้องเผาไหม้จึงเพิ่มขึ้น แต่ที่ 1900 - 2100 rpm พบว่าช่วงล่าช้าการเผาไหม้ที่ถูกหน่วงโดยเอทานอล และความเร็วรอบที่สูงขึ้นทำให้ตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงอยู่หลัง TDC เพราะเวลาต่อรอบที่สั้นลง ทำให้แรงดันที่ได้จากการเผาไหม้เกิดขึ้นในจังหวะเคลื่อนที่ลงของลูกสูบทำให้ค่าความดันต่ำลง

5.2 อัตราการปล่อยความร้อน และการปล่อยความร้อนสุทธิ

5.2.1 อัตราการปล่อยความร้อน

อัตราการปล่อยความร้อน พบว่า B100 มีช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดสั้นกว่าเชื้อเพลิงอื่น และเมื่อผสมเอทานอลจะทำให้ช่วงล่าช้าการจุดระเบิดมีเวลายาวนานขึ้นตามอัตราส่วนของเอทานอลที่เพิ่มขึ้น และพบว่า D100 จะมีช่วงล่าช้าการจุดระเบิดยาวนานกว่า B100 และใกล้เคียงกับส่วนผสม BE5 - 10 แต่ BE15 - BE20 จะมีองค์การจุดระเบิดที่ยาวนานที่สุด ซึ่งช้ากว่า B100 ประมาณ 1.5 ถึง 5 °CA

ช่วงการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้วของ B100 จะเกิดการลุกไหม้ก่อนเนื่องจากใช้เวลาในช่วงล่าช้าการจุดระเบิดสั้นกว่า และที่เชื้อเพลิงผสมเอทานอลจะเกิดการลุกไหม้หลัง B100 แต่เกิดก่อน D100 ยกเว้นที่ BE15 และ BE20 ที่มีสัดส่วนของเอทานอลสูงทำให้เกิดการลุกไหม้หลัง D100 ประมาณ 0.5 ถึง 1 °CA

ในช่วงการเผาไหม้ที่ควบคุมโดยการผสม BE15 และ BE20 จะมีการลุกไหม้ในช่วงนี้มากกว่าเชื้อเพลิงอื่น เนื่องจากปริมาณของเอทานอลที่สูงทำให้ต้องใช้เวลาในการดูดความร้อนเพื่อลุกไหม้นานกว่าเชื้อเพลิงอื่น เป็นผลให้เกิดการลุกไหม้อยู่ในช่วงนี้เป็นส่วนมาก

5.2.2 การปล่อยความร้อนสุทธิ และช่วงเวลาการเผาไหม้

การปล่อยความร้อนสุทธิ จะเพิ่มเมื่อความเร็วรอบ และแรงบิดสูงขึ้น และจุดเริ่มต้นการเผาไหม้จะมีตำแหน่งการเริ่มต้นการไหม้ของเชื้อเพลิงที่องศาเพลลาข้อเหวี่ยงมากขึ้น และเลื่อนออกห่างจาก TDC มากขึ้น เนื่องจากความเร็วรอบที่สูงขึ้นทำให้เวลาต่อองศาเพลลาข้อเหวี่ยงสั้นลง และช่วงล่าช้าการเผาไหม้ที่ยาวนานขึ้น

ช่วงเวลาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้นตามแรงบิดที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากปริมาณของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าไปมีปริมาณที่มากขึ้น และในเชื้อเพลิงผสมเวลาการเผาไหม้จะสูงกว่า B100 และ D100 เนื่องจากค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่สูง และค่าซีเทนที่ต่ำ แต่ BE20 พบว่าเวลาการเผาไหม้ลดลงใกล้เคียง BE5 เนื่องจากปริมาณออกซิเจนในเอทานอลที่อัตราส่วนสูง ทำให้เมื่อจุดระเบิดแล้วเกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว เห็นได้จากอุณหภูมิไอเสียที่สูงขึ้น ซึ่งเกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่เป็นแบบส่วนผสมบาง

5.3 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรก

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของ BE5 สูงที่สุดในช่วงแรงบิด 4.5 – 14.1 N.m ซึ่งประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดอยู่ที่ร้อยละ 38 แต่เมื่อแรงบิด และความเร็วรอบสูงขึ้น BE10 จะให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่าในช่วงภาระปานกลาง ซึ่งประสิทธิภาพเชิงความร้อนอยู่ที่ร้อยละ 37 และที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1300 – 1700 rpm ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกของ B100 และเชื้อเพลิงผสม BE5 - 15 จะมีประสิทธิภาพสูงกว่า D100 ซึ่งประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่เพิ่มขึ้นนั้น เกิดจากการหน่วงการเผาไหม้ของเอทานอล ซึ่งหน่วงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ของไบโอดีเซลให้เข้าใกล้ TDC มากขึ้น ทำให้ความดันจากการเผาไหม้ส่งผ่านไปยังลูกสูบในช่วงลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ลงทำให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้น

5.4 อุณหภูมิของก๊าซไอเสีย และมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์

อุณหภูมิของก๊าซไอเสียจะสูงขึ้นเมื่อแรงบิดเพิ่มขึ้น และจะเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น เชื้อเพลิงผสมเอทานอลมีอุณหภูมิของไอเสียที่สูงกว่า และอุณหภูมิไอเสียจะสูงขึ้นเมื่ออัตราส่วนของเอทานอลเพิ่มขึ้น เนื่องจากการหน่วงการเผาไหม้ทำให้จุดสิ้นสุดการเผาไหม้เพิ่มขึ้นจนใกล้กับจังหวะวาล์วไอเสียเปิดทำให้ก๊าซไอเสียมีอุณหภูมิที่สูง และการเผาไหม้ที่เป็นแบบส่วนผสมบางร่วมด้วย

ปริมาณก๊าซ NO_x มีแนวโน้มการปล่อยออกมาจากไอเสียของทุกเชื้อเพลิงมากที่สุดที่ความเร็วรอบต่ำ 1300 – 1700 rpm และเพิ่มมากขึ้นเมื่อแรงบิดสูงขึ้น เนื่องจากที่ความเร็วรอบต่ำความร้อนของห้องเผาไหม้มีความร้อนสูงขึ้น และปริมาณก๊าซ NO_x ของเชื้อเพลิงผสมเอทานอลมีมากกว่า D100 และ B100 เนื่องจากในเชื้อเพลิงมีปริมาณของเอทานอลผสมอยู่มาก ซึ่งในเอทานอลมีออกซิเจนทำให้เมื่อเกิดการเผาไหม้ การเผาไหม้จะเป็นแบบส่วนผสมบาง ส่งผลให้อุณหภูมิห้องเผาไหม้สูงขึ้น ซึ่งเห็นได้จากอุณหภูมิไอเสียที่สูงขึ้น แต่ BE5 – 10 มีปริมาณก๊าซ NO_x ต่ำเนื่องจากการเผาไหม้ไม่รวดเร็วจนอุณหภูมิห้องเผาไหม้สูง สังเกตได้จากอัตราการปล่อยความร้อนที่ต่ำกว่าเชื้อเพลิงผสมอื่น

ปริมาณของก๊าซ CO ซึ่งเกิดจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์จะลดต่ำลงเมื่อแรงบิดสูงขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิในห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้น แต่ที่แรงบิด 23.4 N.m มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เนื่องจากปริมาณเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปมากจะเห็นได้จากประสิทธิภาพที่ลดต่ำลง และที่ความเร็วรอบคงที่ B100 ปล่อยไอเสียที่มีปริมาณก๊าซ CO น้อยกว่า D100 อยู่เล็กน้อยเฉลี่ยประมาณร้อยละ 12 เนื่องจากในไบโอดีเซลมีออกซิเจนอยู่จึงทำให้เผาไหม้สมบูรณ์กว่า D100 และในเชื้อเพลิงผสมปริมาณก๊าซ CO จะลดต่ำลงน้อยกว่า D100 และ B100 ซึ่งปริมาณของก๊าซ CO ที่ลดน้อยลงเมื่ออัตราส่วนของเอทานอลสูงขึ้น เนื่องจากปริมาณของออกซิเจนที่อยู่ในเอทานอลช่วยทำให้การเผาไหม้ได้สมบูรณ์ขึ้น

ปริมาณก๊าซ CO_2 ที่เครื่องยนต์ปล่อยออกมาจะเพิ่มขึ้นเมื่อแรงบิดสูงขึ้น และ D100 กับ B100 จะปล่อยก๊าซ CO_2 มากที่สุด และเชื้อเพลิงผสมเอทานอลมีปริมาณก๊าซ CO_2 ที่ปล่อยออกมาต่ำกว่า D100 และ B100 ประมาณร้อยละ 50 แสดงให้เห็นว่าเชื้อเพลิงผสมสามารถลดปริมาณก๊าซ CO_2 ลงได้เนื่องจากในเชื้อเพลิงผสมมีปริมาณของอะตอมคาร์บอนน้อยลง และช่วงล่าช้าการจุดระเบิดที่ถูกหน่วงออกไปทำให้เครื่องยนต์ให้กำลังออกมาได้เต็มที่ โดยไม่ต้องชดเชยเชื้อเพลิงเพิ่มเนื่องจากการจุดระเบิดต้านกับการเคลื่อนที่ของลูกสูบ

ดังนั้นเชื้อเพลิงปาล์มไบโอดีเซลผสมเอทานอลจะมีช่วงล่าช้าการเผาไหม้ที่ยาวนานขึ้น เมื่อเทียบกับไบโอดีเซล และการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงผสมจะเป็นแบบส่วนผสมบาง จากปริมาณออกซิเจนในเอทานอลที่สูง และเชื้อเพลิงผสมเอทานอล BE5 - 10 สามารถใช้กับเครื่องยนต์ที่ไม่ได้รับการปรับแต่งได้โดยไม่ติดขัด และได้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นในช่วงที่ความเร็วรอบ 1300 – 1700 rpm และไม่เกิดก๊าซ NO_x (ยกเว้นที่ BE5 ที่ความเร็วรอบ 1300 rpm ซึ่งมีปริมาณก๊าซ NO_x ที่มาก) แสดงว่าอุณหภูมิในการเผาไหม้ต่ำกว่าสภาวะการเกิดก๊าซ NO_x ซึ่งในช่วงความเร็วรอบ 1700 – 2100 rpm จากช่วงการ

เผาไหม้ที่ผสมไว้ก่อนแล้วในอัตราการปล่อยความร้อนซึ่งมีค่าสูงสุดของการปล่อยความร้อนซึ่งต่ำกว่าเชื้อเพลิงอื่น และก๊าซไอเสีย CO และ CO₂ ลดลงเมื่อใช้เชื้อเพลิงผสมเอทานอล

5.5 ข้อเสนอแนะ

5.5.1 ควรศึกษาผลระยะยาวเมื่อนำเชื้อเพลิงผสมไปใช้ในเครื่องยนต์ สำหรับเครื่องยนต์ที่ไม่ได้ทำการปรับแต่งเพื่อให้ใช้กับไบโอดีเซล – เอทานอล เพราะเอทานอล และไบโอดีเซลมีผลกับชิ้นส่วนที่เป็นยาง และการกัดกร่อนในระบบส่งเชื้อเพลิง รวมทั้งอุณหภูมิของไอเสียที่สูงขึ้นเมื่อใช้เชื้อเพลิงผสมเอทานอล

5.5.2 เพิ่มอัตราส่วนการใช้เอทานอลให้มากขึ้น โดยปรับปรุง หรือเปลี่ยนวิธีการผสมเอทานอล เป็นแบบฉีดเชื้อเพลิงเข้าทางท่อไอดี หรือเป็นแนวทางอื่น เพราะจากการศึกษา พบว่าการผสมกันของเชื้อเพลิงที่อัตราส่วนของเอทานอลที่สูงกว่าประมาณร้อยละ 20 จะพบว่าเมื่อผสมแต่ยังไม่ใช้งานแล้ว ตั้งทิ้งไว้จะเกิดการแยกชั้นของเอทานอลกับไบโอดีเซล

5.5.3 ศึกษาผลกระทบของการเปลี่ยนองศา และแรงดันการฉีด ลักษณะของหัวฉีดของเชื้อเพลิงผสมเอทานอล การใช้งานกับเครื่องยนต์แบบห้องเผาไหม้ช่วย และห้องเผาไหม้โดยตรง เนื่องจากองศาการฉีดมีผลต่อสมรรถนะ จากเวลาที่เพิ่มขึ้นของช่วงล่าช้าการจุดระเบิดเมื่อผสมเอทานอล องศาการฉีดของเอทานอล จะต้องฉีดก่อนองศาของที่ตั้งไว้ในเครื่องยนต์เดิมอย่างมาก ถ้าต้องการใช้เชื้อเพลิงที่อัตราส่วนของเอทานอลที่สูง

5.5.4 ทดลองใช้แอลกอฮอล์ชนิดอื่นเพิ่มเพื่อให้เป็นทางเลือกอีกหลาย ๆ ทางในการใช้เชื้อเพลิงผสมกับเครื่องยนต์ดีเซล

เอกสารอ้างอิง

เอกสารอ้างอิง

- กรมธุรกิจพลังงาน กระทรวงพลังงาน. (2554). “ปริมาณการจำหน่ายน้ำมันเชื้อเพลิงต่อวัน”,
การผลิต นำเข้า จำหน่าย และส่งออกน้ำมันเชื้อเพลิง.
http://www.doeb.go.th/info/value_fuel.php. 24 มกราคม, 2555.
- ไกรพัฒน์ จินชจร. รายงานการวิจัยการศึกษาและพัฒนาคุณสมบัติดีเซลสำหรับเครื่องยนต์
ดีเซล. กรุงเทพมหานคร: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2551.
- เพทาย ตันธนวัฒน์ เอกลักษณ์ สมรูป และถิรารุช พงศ์ประยูร. “การผลิตน้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมัน
ปาล์มโดยใช้วิธีไมโครอิมัลชัน”, วารสารวิชาการพระจอมเกล้าพระนครเหนือ. 18(3):
62-69; กันยายน - ธันวาคม, 2551.
- พิสุทธิ ธนบดีภัทร์. การศึกษาเปรียบเทียบผลของการใช้ดีเซลต่อการเผาไหม้ และสมรรถนะของ
เครื่องยนต์ CI. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต: จุฬาลงกรณ์
มหาวิทยาลัย, 2546.
- วีระศักดิ์ ภัยวิเชียร. เครื่องยนต์เผาไหม้ภายใน ทฤษฎีและการคำนวณ. กรุงเทพมหานคร:
สำนักพิมพ์วิทย์พัฒน์, 2549.
- อิทธิพล วรพันธ์ และคณะ. “สมรรถนะ และการปล่อยมลพิษของเครื่องยนต์ดีเซลเมื่อใช้น้ำมันไบโอดีเซลจากน้ำมันพืชใช้แล้วผสมเอทานอลเป็นเชื้อเพลิง”, วิศวกรรมสาร มข. 33(6) :
691-705 ; พฤศจิกายน - ธันวาคม, 2549.
- Avinash, K.A. “Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal
combustion engines”, *Progress in Energy and Combustion Science*. 33(3):
233–271; June, 2007.
- Baiju, B., Naik M.K. and Das L.M. “A comparative evaluation of compression ignition
engine characteristics using methyl and ethyl esters of Karanja oil”,
Renewable Energy. 34: 1616–1621; June, 2009.
- Bittle, J.A., Knight B.M. and Jacobs T.J. “Interesting behavior of biodiesel ignition delay
and combustion duration”, *Energy and Fuel*. 24(8): 4166–4177; June,
2010.
- Canakci, M. “Combustion characteristics of a turbocharged DI compression ignition
engine fueled with petroleum diesel fuels and biodiesel”, *Bioresource
Technology*. 98(6): 1167-1175; July, 2007.

เอกสารอ้างอิง (ต่อ)

- Demirbas, A. “Biodiesel fuels from vegetable oils via catalytic and non-catalytic supercritical alcohol transesterifications and other methods: a survey”, **Energy Conversion and Management**. 44(13): 2093-2109; September, 2002.
- Lei, Z. and et al. “Combustion performance and emission characteristics of a DI diesel engine fueled with ethanol–biodiesel blends”, **Fuel**. 90: 1743–1750; February, 2011.
- Lu, X. et al. “Effect of cetane number improver on heat release rate and emissions of high speed diesel engine fueled with ethanol–diesel blend fuel”, **Fuel**. 83(15): 2013–2020; June, 2004.
- Ozer, C., Ismet C. and Nazim U. “Effects of ethanol addition on performance and emissions of a turbocharged indirect injection Diesel engine running at different injection pressures”, **Energy Conversion and Management**. 45(16): 2429–2440 January, 2004.
- Sahoo, P.K. and Das L.M. “Combustion analysis of Jatropha, Karanja, and Polanga based biodiesel as fuel in a diesel engine”, **Fuel**. 88(6): 994-999; December, 2009.
- Su, H.P., Hyun, K.S., Chang S.L. “Nozzle flow and atomization characteristics of ethanol blended biodiesel fuel”, **Renewable Energy**. 35: 144–150; July, 2010.
- Torres-Jimenez, E., Pilar, D. M. and Kegl, B. “Experimental investigation on injection characteristics of bioethanol–diesel fuel and bioethanol–biodiesel blends”, **Fuel**. 90(5): 1968–1979; December, 2011.
- Wang, X. and et al. “An experimental investigation on spray, ignition and combustion characteristics of biodiesels”, **Proceedings of the Combustion Institute**. 3(2): 2071–2077; September, 2010.
- Yao C. and et al. “Effect of Diesel/ methanol compound combustion on Diesel engine combustion and emissions”, **Energy Conversion and Management**. 49(6): 1696–1704; June, 2008.

ภาคผนวก

ตารางที่ 4.31 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเบรกเมื่อใช้เชื้อเพลิง D100, B100 และ BE5 - 20 ที่แรงบิด และความเร็วรอบต่าง ๆ

1300 rpm						
Torque (N.m)	D100 (%)	B100 (%)	BE5 (%)	BE10 (%)	BE15 (%)	BE20 (%)
4.7	19.2	21.5	20.1	20.0	19.6	18.8
9.4	29.8	32.3	30.8	31.5	31.0	29.8
14.1	34.6	36.4	35.4	35.1	34.1	33.3
18.8	36.3	37.5	38.0	37.8	37.3	34.9
23.4	35.5	33.8	36.4	34.7	34.3	34.4
1500 rpm						
4.7	20.6	22.0	22.0	22.2	21.7	21.0
9.4	30.5	32.4	32.7	31.9	32.1	30.4
14.1	35.8	36.9	36.7	34.6	34.3	34.8
18.8	38.0	38.2	36.8	37.1	36.5	36.7
23.4	36.9	37.5	36.0	35.5	35.7	35.4
1700 rpm						
4.7	21.8	22.8	22.2	22.3	22.5	20.5
9.4	30.5	32.2	30.5	29.6	29.1	28.7
14.1	35.5	36.3	36.4	34.2	37.5	32.9
18.8	37.3	38.7	38.0	36.4	39.1	35.3
23.4	37.4	36.8	36.4	36.3	37.4	31.7
1900 rpm						
4.7	22.0	21.9	20.9	21.5	20.6	22.0
9.4	31.8	30.6	29.6	31.1	26.5	30.6
14.1	34.9	34.2	34.7	33.7	33.8	33.5
18.8	36.8	37.9	36.9	35.7	35.9	33.0
23.4	35.1	36.5	34.6	34.3	35.3	31.2
2100 rpm						
4.7	21.6	20.7	21.3	21.9	21.8	19.6
9.4	31.6	29.4	29.7	27.9	29.5	29.6
14.1	34.0	34.2	34.2	31.7	31.5	31.8
18.8	36.6	36.2	35.9	33.2	31.2	34.1
23.4	32.7	34.3	31.6	31.5	30.5	30.7

ตารางที่ 4.32 อุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์เมื่อใช้เชื้อเพลิง D100, B100 และ BE5 – 20 ที่แรงบิด และความเร็วรอบต่าง ๆ

1300 rpm						
Torque (N.m)	D100 (°C)	B100 (°C)	BE5 (°C)	BE10 (°C)	BE15 (°C)	BE20 (°C)
0	95	100	101	100	98	100
4.7	139	150	154	154	149	171
9.4	197	196	200	206	200	217
14.1	251	246	254	262	258	274
18.8	320	310	308	322	319	336
23.4	401	404	403	430	424	423
1500 rpm						
0	104	112	107	109	104	109
4.7	158	156	158	169	170	175
9.4	202	203	208	213	209	220
14.1	260	248	266	275	271	273
18.8	331	315	335	348	335	340
23.4	419	400	435	444	450	436
1700 rpm						
0	115	115	114	115	111	120
4.7	165	158	175	170	176	193
9.4	214	206	220	225	212	231
14.1	271	262	285	291	275	298
18.8	348	331	349	355	339	364
23.4	434	419	453	405	446	494
1900 rpm						
0	130	124	125	130	124	131
4.7	168	170	192	187	180	190
9.4	221	219	241	234	258	235
14.1	281	283	304	313	319	327
18.8	358	341	375	395	383	398
23.4	450	441	495	507	495	530
2100 rpm						
0	144	135	132	140	134	136
4.7	180	183	193	208	205	202
9.4	234	231	254	280	268	266
14.1	309	295	324	355	357	349
18.8	376	367	414	435	445	420
23.4	500	479	561	560	570	586

ผลงานตีพิมพ์จากวิทยานิพนธ์นี้

บทความที่ตีพิมพ์ในวารสารวิชาการระดับชาติ

ณัฐพล ศิริสวัสดิ์, ประชาสันติ ไตรยสุทธิ และกุลเชษฐ์ เพียรทอง. “คุณลักษณะการเผาไหม้ และสมรรถนะของเครื่องยนต์ CI ขนาดเล็กเมื่อใช้ปาล์มไบโอดีเซล – เอทานอล”, วารสารวิชาการ วิศวกรรมศาสตร์ ม.อุบล, ปีที่ 8, มกราคม – มิถุนายน 2558.

บทความที่นำเสนอในที่ประชุมทางวิชาการระดับชาติ

ณัฐพล ศิริสวัสดิ์, ประชาสันติ ไตรยสุทธิ และกุลเชษฐ์ เพียรทอง. “การใช้เอทานอลเป็นสารหน่วงจังหวะเริ่มต้นการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI ขนาดเล็กเมื่อใช้ปาล์มไบโอดีเซลเป็นเชื้อเพลิงหลัก”. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25. 19-21 ตุลาคม 2554 จังหวัดกระบี่ รหัสบทความ AEC25

ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ นายณัฐพล ศิริสวัสดิ์
ประวัติการศึกษา ปีการศึกษา พ.ศ.2548-2551 มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี
วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
ปีการศึกษา พ.ศ.2553-2557 มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี
วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

