



ใบรับรองวิทยานิพนธ์
บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

ปริญญา

วิศวกรรมเครื่องกล

วิศวกรรมเครื่องกล

สาขา

ภาควิชา

เรื่อง ผลกระทบของกลยุทธ์การฉีดดีเซลที่มีต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม
ภายใต้สภาวะภาระต่ำ

Effects of Diesel Injection Strategies on Diesel Dual Fuel Engine Operations under Low
Load Conditions

นามผู้วิจัย นายมงคล สาลาด

ได้พิจารณาเห็นชอบโดย

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

(อาจารย์ธนศ อรุณศรี โสภณ, Ph.D.)

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์พิพล บุญจันต๊ะ, Ph.D.)

หัวหน้าภาควิชา

(รองศาสตราจารย์ชาลิต กิตติชัยการ, Ph.D.)

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์รับรองแล้ว

(รองศาสตราจารย์กัญญา วีระกุล, D.Agr.)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

วันที่ เดือน พ.ศ.

วิทยานิพนธ์

เรื่อง

ผลกระทบของกลยุทธ์การฉีดดีเซลที่มีต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมภายใต้สภาวะ

ภาระต่ำ

Effects of Diesel Injection Strategies on Diesel Dual Fuel Engine Operations under Low Load

Conditions

โดย

นายมงคล สาลาด

เสนอ

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

เพื่อความสมบูรณ์แห่งปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

พ.ศ. 2553

มงคล สาลาด 2553: ผลกระทบของกลยุทธ์การฉีดดีเซลที่มีต่อการทำงานของ
เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมภายใต้สภาวะภาระต่ำ ปรินญาวิศวกรรมศาสตร
มหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: อาจารย์ธเนศ อรุณศรี โสภณ, Ph.D. 146 หน้า

การใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่างก๊าซธรรมชาติและน้ำมันดีเซลเป็นทางเลือกหนึ่งของการ
ทำงานเครื่องยนต์ดีเซล โดยนำก๊าซธรรมชาติผสมเข้ากับอากาศที่ท่อไอดีและฉีดน้ำมันดีเซล
โดยตรงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ จากผลการศึกษาต่าง ๆ พบว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมมักประสบปัญหา
ของประสิทธิภาพและสารมลพิษไอเสีย

ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดด้วย
เครื่องยนต์วิจัยสูบเดียว สี่จังหวะ ซึ่งดัดแปลงให้ใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่างก๊าซธรรมชาติและน้ำมัน
ดีเซล โดยทำการทดลองที่สภาวะการทำงานในช่วงภาระต่ำที่อัตราเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบ
ต่อนาที และปรับจังหวะและปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลในลักษณะต่าง ๆ

ผลการทดลองพบว่าจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลส่งผลโดยตรงต่อคุณลักษณะของ
กระบวนการเผาไหม้ รูปแบบการฉีดน้ำมันดีเซลที่ต่างกันส่งผลให้จังหวะการจุดระเบิด อัตราการ
ปล่อยพลังงานเคมี และปริมาณสารมลพิษไอเสียที่ต่างกัน นอกจากนี้การศึกษายังได้ออกผลการ
ทำงานที่เหมาะสมสำหรับเครื่องยนต์ที่สภาวะต่าง ๆ ผลจากงานวิจัยนี้เป็นข้อมูลพื้นฐานสำหรับ
การควบคุมการทำงานของเครื่องยนต์และเป็นแนวทางสำหรับการดัดแปลงเครื่องยนต์ที่ใช้
เชื้อเพลิงร่วมต่อไป

ลายมือชื่อนิสิต

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

Mongkol Salad 2010: Effects of Diesel Injection Strategies on Diesel Dual Fuel Engine Operations under Low Load Conditions. Master of Engineering (Mechanical Engineering), Major Field: Mechanical Engineering, Department of Mechanical Engineering. Thesis Advisor: Mr. Tanet Aroonsrisopon, Ph.D. 146 pages.

The use of dual fuels is an alternative operation for a diesel engine. In such an engine, natural gas is injected into the intake system and mixed with the air. Diesel fuel is directly injected into the combustion chamber. As reported in previous literatures, one of the challenges in diesel dual fuel (DDF) engines is poor low load operation characteristics, i.e. low engine efficiency and high emissions.

The current research investigated the operating characteristics of a DDF engine in a single cylinder, fourstroke, engine under low load operations at 1600 and 2400 rpm. The timings and the amounts of diesel injections were varied to examine changes in the combustion and the engineout emissions.

Data indicated that the timing of diesel injection had significant effects on the combustion processes. Different injection strategies resulted in different timings of combustion, rates of energy release and emissions. Moreover, the optimum operating points based on optimum efficiency and emissions were summarized under selected engine conditions. The findings from this study helped provide fundamental understanding into combustion control strategies and perspectives for further DDF engine conversion applications.

Student's signature

Thesis Advisor's signature

กิตติกรรมประกาศ

ข้าพเจ้าขอขอบพระคุณ อาจารย์ ดร.ชนศ อรุณศรีโสภณ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ได้ให้โอกาส ความรู้ ประสบการณ์ และคำแนะนำ รวมทั้งความช่วยเหลือต่าง ๆ ในการทำงานวิจัยนี้ให้ประสบความสำเร็จไปด้วยดี ซึ่งข้าพเจ้ารู้สึกซาบซึ้งเป็นอย่างยิ่ง

ขอขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.สมชาย จันทน์ชานา และ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิพล บุญจันทร์ สำหรับคำแนะนำและข้อเสนอแนะให้งานวิจัยนี้มีความสมบูรณ์ยิ่งขึ้น

ขอขอบคุณ พี่ธรรมรัตน์ ธรรมเดชศักดิ์ ที่ได้ให้โอกาส และสนับสนุนให้ข้าพเจ้าได้เข้าเรียนในระดับปริญญาโท แม้จะทำให้เบียดเบียนช่วงเวลาในการปฏิบัติงาน ที่อาจทำให้หนักใจอยู่บ้าง

ขอขอบพระคุณ คุณนิโรจน์ อัครปัญญาวิทย์ คุณสมชาย เสียงเสนาะ และ ดร.กฤษฎา วรรณทอง จากสถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. ที่ให้การสนับสนุนห้องปฏิบัติการ อุปกรณ์ เครื่องมือทดสอบ และคำแนะนำต่าง ๆ ที่เป็นประโยชน์ในการศึกษาวิจัย

สุดท้ายนี้ข้าพเจ้าขอขอบคุณ ครอบครัวของข้าพเจ้าทุก ๆ คน ที่อดทนรอ เคี่ยวเข็ญ และให้กำลังใจตลอดมา จนทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้

มงคล สาลาด

ตุลาคม 2553

สารบัญ

	หน้า
สารบัญ	(1)
สารบัญตาราง	(2)
สารบัญภาพ	(3)
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	(6)
คำนำ	1
วัตถุประสงค์	3
การตรวจเอกสาร	5
อุปกรณ์และวิธีการ	26
อุปกรณ์	26
วิธีการ	35
ผลและวิจารณ์	40
สรุปและข้อเสนอแนะ	119
สรุป	119
ข้อเสนอแนะ	121
เอกสารและสิ่งอ้างอิง	122
ภาคผนวก	125
ภาคผนวก ก การติดตั้งและดัดแปลงเครื่องยนต์ทดสอบ	126
ภาคผนวก ข โปรแกรมการวิเคราะห์ผลความดันในกระบอกสูบ	131
ภาคผนวก ค คุณสมบัติของเชื้อเพลิงทดสอบ	143
ประวัติการศึกษา และการทำงาน	146

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
1	รายละเอียดทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ Ricardo hydra	26
2	รายละเอียดทางเทคนิคของไดนาโมมิเตอร์	27
3	แสดงเงื่อนไขการทดสอบเครื่องยนต์ ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที	41
4	แสดงเงื่อนไขการทดสอบเครื่องยนต์ ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที	46
5	แสดงสภาวะการทดสอบเครื่องยนต์ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที	51
6	แสดงสภาวะการทดสอบเครื่องยนต์ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที	52
7	แสดงสภาวะการทดสอบเครื่องยนต์ที่ใช้เปรียบเทียบผลการทำงานระหว่าง เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป	106
ตารางผนวกที่		
ก1	การปรับปรุงการฉีดน้ำมันดีเซลระหว่างคำสั่งฉีดกับอัตราการไหล	129
ก2	คุณสมบัติของน้ำมันดีเซล	144
ค1	องค์ประกอบและคุณสมบัติของกำมะถันธรรมชาติ	145

สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
1	แสดงช่วงเวลาต่าง ๆ ของอัตราการปล่อยพลังงานโดยทั่วไปของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่มีการนำอากาศเข้าโดยธรรมชาติ	8
2	แสดงอัตราการปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม	9
3	แสดงบริเวณต่าง ๆ ของ Charge ภายในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม	11
4	แสดงวงจรและอุปกรณ์ในระบบการฉีดน้ำมันแบบ Common rail ของ DENSO	16
5	แสดงเครื่องยนต์ทดสอบ Ricardo hydra ที่ติดตั้งกับไดนาโมมิเตอร์	27
6	แสดงแผนผังวงจรระบบควบคุมอุณหภูมิหล่อเย็นและอุณหภูมิน้ำมันเครื่อง	29
7	แสดงส่วนประกอบภายในเครื่องมือวัดอัตราการไหลของน้ำมันดีเซล Mass Balance	32
8	เครื่องมือวัดอัตราการไหลของก๊าซธรรมชาติ CNG Micro Motion	33
9	เครื่องมือวัดอัตราการไหลของอากาศ Laminar Flow Meter	34
10	แสดงแผนผังการติดตั้งเครื่องยนต์ทดสอบและเครื่องมือวัดต่าง ๆ	37
11	แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ทำงานแบบดีเซลทั่วไปและเชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที	41
12	แสดงอัตราการปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ที่ทำงานแบบดีเซลทั่วไปและเชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที	42
13	แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ทำงานแบบดีเซลทั่วไปและเชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที	46
14	แสดงอัตราการปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ที่ทำงานแบบดีเซลทั่วไปและเชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที	47
15	แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียว โดยการปรับจังหวะการฉีด	53

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
16	แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลลาข้อ เหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียว โดยการปรับจังหวะการฉีด	54
17	แสดงความสัมพันธ์ของ CA10 และ B1090 กับจังหวะมุมการฉีดล่วงหน้า จากผล การทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมัน ดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียว โดยการปรับจังหวะการฉีด	55
18	แสดงความสัมพันธ์ของ IMEP และ COV of IMEP กับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียว โดยการปรับจังหวะการฉีด	56
19	แสดงความสัมพันธ์ของ Maximum pressure และ Pressure rise rate กับจังหวะการ ฉีดน้ำมันดีเซล จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียว โดยการปรับจังหวะการฉีด	56
20	แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ THC และ CH ₄ กับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล จาก ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีด น้ำมันดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียว โดยการปรับจังหวะการฉีด	58
21	แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณสาร NO _x และ CO กับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียว โดยการปรับจังหวะการฉีด	59
22	แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลลาข้อเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการ ทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมัน ดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก	61
23	แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลลาข้อ เหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก	62

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
24	แสดงความสัมพันธ์ ของ CA10 และ B1090 กับจังหวะมุมการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก	63
25	แสดงความสัมพันธ์ของ IMEP และ COV of IMEP กับจังหวะมุมการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก	64
26	แสดงความสัมพันธ์ของ Maximum pressure และ Pressure rise rate กับจังหวะมุมการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก	64
27	แสดงความสัมพันธ์ ของปริมาณ THC และ CH ₄ กับจังหวะมุมการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก	66
28	แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณสาร NO _x และ CO กับจังหวะมุมการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก	66
29	แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาช้อเหวียงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง	68
30	แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาช้อเหวียงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง	69
31	แสดงความสัมพันธ์ของ CA10 และ B1090 กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง	70

สารบัญญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
32	แสดงความสัมพันธ์ของ IMEP และ COV of IMEP กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง	71
33	แสดงความสัมพันธ์ของ Maximum pressure และ Pressure rise rate กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง	71
34	แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ THC และ CH ₄ กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง	73
35	แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ NO _x และ CO กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง	74
36	แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดครั้งแรก	76
37	แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดครั้งแรก	77
38	แสดงความสัมพันธ์ของ CA10 และ B1090 กับสัดส่วนการฉีด จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดครั้งแรก	78

สารบัญญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
39	แสดงความสัมพันธ์ของ IMEP และ COV of IMEP กับสัดส่วนการฉีด จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดครั้งแรก	78
40	แสดงความสัมพันธ์ของ Maximum pressure และ Pressure rise rate กับสัดส่วนการฉีด จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดครั้งแรก	79
41	แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ THC และ CH ₄ กับสัดส่วนการฉีด จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดครั้งแรก	81
42	แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณสาร NO _x และ CO กับสัดส่วนการฉีด จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดครั้งแรก	81
43	แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก	83
44	แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก	84
45	แสดงความสัมพันธ์ของ CA10 และ B1090 กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก	85
46	แสดงความสัมพันธ์ของ IMEP และ COV of IMEP กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก	86

สารบัญญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
47	แสดงความสัมพันธ์ของ Maximum pressure และ Pressure rise rate กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก	86
48	แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ THC และ CH ₄ กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก	88
49	แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณสาร NO _x และ CO กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก	88
50	แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาช้อเหวียงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง	90
51	แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาช้อเหวียงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง	91
52	แสดงความสัมพันธ์ของ CA10 และ B1090 กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง	92
53	แสดงความสัมพันธ์ของ IMEP และ COV of IMEP กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง	93

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
54	แสดงความสัมพันธ์ของ Maximum pressure และ Pressure rise rate กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง	93
55	แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ THC และ CH ₄ กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง	95
56	แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณสาร NO _x และ CO กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง	96
57	แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก	98
58	แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก	99
59	แสดงความสัมพันธ์ของ CA10 และ B1090 กับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก	100
60	แสดงความสัมพันธ์ของ IMEP และ COV of IMEP กับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก	101

สารบัญญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
61	แสดงความสัมพันธ์ของ Maximum pressure และ Pressure rise rate กับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก	101
62	แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ THC และ CH ₄ กับสัดส่วนการฉีดครั้งแรกจากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก	103
63	แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณสาร NO _x และ CO กับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก	103
64	แสดงการเปรียบเทียบผล Net thermal efficiency ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 1600 รอบ ต่อนาที IMEP 2 บาร์	107
65	แสดงการเปรียบเทียบผล Pressure rise rate และ COV of IMEP ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์	107
66	แสดงการเปรียบเทียบผลปริมาณสารมลพิษ NO _x , CH ₄ และ CO ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์	108
67	แสดงการเปรียบเทียบผล Net thermal efficiency ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที IMEP 3 บาร์	110
68	แสดงการเปรียบเทียบผล Pressure rise rate และ COV of IMEP ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที IMEP 3 บาร์	110

สารบัญญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
69	แสดงการเปรียบเทียบผลปริมาณสารมลพิษ NO_x , CH_4 และ CO ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที IMEP 3 บาร์	111
70	แสดงการเปรียบเทียบผล Net thermal efficiency ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์	113
71	แสดงการเปรียบเทียบผล Pressure rise rate และ COV of IMEP ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์	113
72	แสดงการเปรียบเทียบผลปริมาณสารมลพิษ NO_x , CH_4 และ CO ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์	114
73	แสดงการเปรียบเทียบผล Net thermal efficiency ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์	116
74	แสดงการเปรียบเทียบผล Pressure rise rate และ COV of IMEP ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์	116
75	แสดงการเปรียบเทียบผลปริมาณสารมลพิษ NO_x , CH_4 และ CO ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์	117

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพผนวกที่		หน้า
ก1	แสดงแผนภาพชุดควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงและเครื่องมือวัดต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ทดสอบ Ricardo hydra	127
ก2	แสดงเรกูเลเตอร์และหัวฉีดก๊าซธรรมชาติที่ติดตั้งให้กับเครื่องยนต์ทดสอบ	127
ก3	แสดงปั๊มและรางฉีดแบบ Common rail ที่ติดตั้งให้กับเครื่องยนต์ทดสอบ	128
ก4	แสดงหน้าจอการส่งคำสั่งฉีดเชื้อเพลิงและอุปกรณ์สำหรับการควบคุม	128
ก5	กราฟความสัมพันธ์ของคำสั่งฉีดน้ำมันดีเซลแบบป้อนจำนวนมุมเพลาคือ เทียบกับอัตราการไหล	130
ก6	กราฟความสัมพันธ์ของคำสั่งฉีดดีเซลที่คำนวณในหน่วยเวลากับอัตราการไหล	130

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

1 st DI	คือ	การฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะแรก
2 nd DI	คือ	การฉีดน้ำมันดีเซลจังหวะที่สอง
1- pulse DDF	คือ	เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ฉีดดีเซลครั้งเดียวต่อวัฏจักรการเผาไหม้
2- pulse DDF	คือ	เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ฉีดดีเซลสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้
Simple DDF	คือ	เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ใช้จังหวะการฉีดดีเซลทั่วไป
DDF	คือ	เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม
CI	คือ	เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด
SI	คือ	เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ
IMEP	คือ	ค่าความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้
COV of IMEP	คือ	สัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของค่าความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้
CA10	คือ	จังหวะมุมเพลาคือเหลี่ยมที่การเผาไหม้ปลดปล่อยพลังงานความร้อนออกมา 10%
B1090	คือ	ช่วงเวลาที่การเผาไหม้ปลดปล่อยพลังงานความร้อนออกมา 10 ถึง 90%
Pmax	คือ	ค่าความดันสูงสุดในกระบอกสูบ
dP/dθ	คือ	อัตราการเพิ่มขึ้นของความดันต่อมุมเพลาคือเหลี่ยม
CH ₄	คือ	สารมีเทน
HC	คือ	สารประกอบไฮโดรคาร์บอน
THC	คือ	ผลรวมของสารประกอบไฮโดรคาร์บอน
UHC	คือ	สารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้
CO	คือ	สารคาร์บอนมอนอกไซด์
CO ₂	คือ	สารคาร์บอนไดออกไซด์
NO	คือ	ไนโตรเจนออกไซด์
NO ₂	คือ	ไนโตรเจนไดออกไซด์
NO _x	คือ	ออกไซด์ของไนโตรเจน
H ₂ O	คือ	น้ำ
O ₂	คือ	ออกซิเจน

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

O ₃	คือ	โอโซน
PM	คือ	ผงเขม่าหรืออนุภาคของคาร์บอนจากการเผาไหม้
WOT	คือ	ตำแหน่งลิ้นปีกผีเสื้อเปิดสุด
ϕ	คือ	อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศผสมมูล
CA	คือ	องศามุมเพลลาข้อเหวี่ยง
aTDC	คือ	มุมเพลลาข้อเหวี่ยงหลังตำแหน่งศูนย์ตายบน
BTDC	คือ	มุมเพลลาข้อเหวี่ยงก่อนตำแหน่งศูนย์ตายบน
BDC	คือ	ตำแหน่งลูกสูบอยู่ศูนย์ตายล่าง
TDC	คือ	ตำแหน่งลูกสูบอยู่ศูนย์ตายบน
IVO	คือ	ตำแหน่งมุมเพลลาข้อเหวี่ยงที่ลิ้นไอดีเปิด
IVC	คือ	ตำแหน่งมุมเพลลาข้อเหวี่ยงที่ลิ้นไอดีปิด
EVO	คือ	ตำแหน่งมุมเพลลาข้อเหวี่ยงที่ลิ้นไอเสียเปิด
EVC	คือ	ตำแหน่งมุมเพลลาข้อเหวี่ยงที่ลิ้นไอเสียปิด
ECU	คือ	หน่วยควบคุมการจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงแบบอิเล็กทรอนิกส์
FID	คือ	Flame ionization detector
CLA	คือ	Chemiluminescent analyzer
NDIR	คือ	Nondispersive infrared analyzer
ECU	คือ	หน่วยควบคุมอิเล็กทรอนิกส์
EGR	คือ	การนำไอเสียย้อนกลับมาเผาไหม้ซ้ำ
ppm	คือ	หนึ่งในหนึ่งล้านส่วน
ppmC	คือ	ส่วนประกอบคาร์บอนหนึ่งในหนึ่งล้านส่วนของอะตอมคาร์บอน
mA	คือ	มิลลิแอมแปร์
pC	คือ	พิโคคูลอมป์
kHz	คือ	กิโลเฮิรตซ์
kW	คือ	กิโลวัตต์
V	คือ	โวลท์
m	คือ	มวล

ผลกระทบของกลยุทธ์การฉีดดีเซลที่มีต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม
ภายใต้สภาวะภาระต่ำ

Effects of Diesel Injection Strategies on Diesel Dual Fuel Engine Operations
under Low Load Conditions

คำนำ

ในสถานการณ์ปัจจุบันที่ราคาน้ำมันในตลาดโลกปรับตัวสูงขึ้น ประเทศไทยได้รับผลกระทบเป็นอย่างสูงต่อระบบเศรษฐกิจ เนื่องจากต้องพึ่งพาการนำเข้าน้ำมันจากต่างประเทศ โดยเฉพาะน้ำมันดีเซลที่มีความสำคัญอย่างยิ่งต่อภาคการขนส่ง อีกทั้งปัญหาทางด้านสิ่งแวดล้อมจากการปล่อยมลพิษของการเผาไหม้น้ำมันเชื้อเพลิง การแสวงหาพลังงานอื่นมาทดแทนการใช้ น้ำมันดีเซลจึงเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่ภาครัฐให้การสนับสนุน ฉะนั้นการนำก๊าซธรรมชาติมาใช้เป็นพลังงานทดแทนการใช้น้ำมันดีเซลจึงเป็นทางเลือกที่สะดวกและเหมาะสมที่สุดในขณะนี้ เนื่องจากสามารถผลิตได้เองภายในประเทศ มีปริมาณสำรองที่มากพอ ราคาถูก และก๊าซธรรมชาติเองเป็นพลังงานทางปิโตรเลียมเช่นเดียวกับน้ำมันเป็นเชื้อเพลิง ที่เผาไหม้ได้สะอาด ลดปัญหาผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมได้ อย่างไรก็ตาม การนำก๊าซธรรมชาติมาใช้กับเครื่องยนต์ที่มีพื้นฐานเป็นเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดใช้น้ำมันดีเซลนั้น แม้จะมีออกมาให้เห็นในท้องตลาดทั้งรูปแบบการดัดแปลงเครื่องยนต์ให้ใช้หัวเทียนจุดระเบิดใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงได้เพียงอย่างเดียวหรือที่เรียกว่า Dedicated gas engine และการเผาไหม้ก๊าซร่วมกับน้ำมันดีเซล โดยการผสมก๊าซกับอากาศ แล้วเผาไหม้พร้อมกับน้ำมันดีเซลในช่วงปลายจังหวะอัดหรือที่เรียกว่า Diesel dual fuel engine ที่ส่วนใหญ่เป็นรถยนต์บรรทุกขนาดเล็กและปัจจุบันใช้เครื่องยนต์มีระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบ Common rail ยังจำเป็นที่จะต้องมีการพัฒนาเครื่องยนต์เพื่อให้สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ รวมทั้งสามารถควบคุมการปล่อยสารมลพิษในไอเสียให้อยู่ในเกณฑ์ที่กฎหมายกำหนด

เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ทำงานในลักษณะของการเผาไหม้แบบเชื้อเพลิงร่วม จะทำให้สามารถลดปริมาณการปล่อย NO_x และเขม่าจากการเผาไหม้ได้มากเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลทั่ว ๆ ไป อย่างไรก็ตาม เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดถูกออกแบบมาสำหรับใช้น้ำมันดีเซล เมื่อดัดแปลงให้ทำงานเป็นระบบเชื้อเพลิงร่วม ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงหลัก ในขณะที่

น้ำมันดีเซลที่ฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในปลายจังหวะอัด (Pilot injection) จะทำหน้าที่ให้เริ่มต้นเกิดการจุดระเบิดสารผสมขึ้น ดังนั้นการดำเนินกระบวนการเผาไหม้จะเปลี่ยนแปลงไป ในแต่ละสภาวะการทำงานการควบคุมให้เครื่องยนต์ทำงานได้สมรรถนะสูง การเผาไหม้สมบูรณ์ทำได้ยากขึ้น ที่ภาระต่ำ เครื่องยนต์จะใช้อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศบาง (Lean mixture) อัตราการเผาไหม้ที่ช้าและประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ต่ำ ส่งผลให้ประสิทธิภาพและสมรรถนะของเครื่องยนต์ต่ำลง เมื่อฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะเดียวกันกับในเครื่องยนต์ดีเซล จะพบว่า Ignition delay ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมจะยาวนานกว่า เนื่องจากสภาวะของก๊าซในห้องเผาไหม้ต่างกัน และด้วยลักษณะของ Premixed charge combustion ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ส่งผลให้มีไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้และคาร์บอนมอนอกไซด์ในแก๊สไอเสียในปริมาณที่สูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซล

จากเหตุผลต่าง ๆ ที่กล่าวมาข้างต้น เครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ระบบเชื้อเพลิงร่วมระหว่างน้ำมันดีเซลกับก๊าซธรรมชาติ จึงจำเป็นต้องมีการปรับแต่งเครื่องยนต์เพื่อให้ได้การเผาไหม้ที่สมบูรณ์ ประสิทธิภาพสูง รวมถึงการทำงานได้อย่างมีเสถียรภาพ โดยตัวแปรหลาย ๆ อย่างที่จำเป็น ได้แก่ จังหวะมุมการฉีดน้ำมันดีเซล ความดันในการฉีดน้ำมันดีเซล ปริมาณเชื้อเพลิงที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ทั้งน้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติ อัตราส่วนระหว่างน้ำมันดีเซลกับก๊าซธรรมชาติ เป็นต้น ซึ่งมีงานวิจัยที่ได้ทำการศึกษถึงผลกระทบของตัวแปรต่าง ๆ ไว้มากมาย รวมทั้งได้มีการศึกษาค้นคว้าหาข้อมูลเพื่อนำไปพัฒนาประสิทธิภาพกันอย่างต่อเนื่อง

ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้มุ่งเน้นศึกษาถึงผลกระทบต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นกับกระบวนการเผาไหม้รวมทั้งการปล่อยสารมลพิษในแก๊สไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซล Common rail แบบเชื้อเพลิงร่วมด้วยวิธีการทดสอบ ในช่วงภาระต่ำ ที่อัตราเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที กำหนดสัดส่วนการแทนที่ของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด 70% จากปัจจัยของจังหวะการฉีดและจำนวนครั้งการฉีดน้ำมันดีเซล จึงได้ทำการออกแบบและทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรงที่ดัดแปลงระบบฉีดดีเซลเป็นแบบ Common rail และเผาไหม้แบบเชื้อเพลิงร่วม ที่ประกอบด้วย 4 ลักษณะได้แก่ การทดสอบด้วยการปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าจากการฉีดครั้งเดียวต่อวัฏจักรเผาไหม้ การทดสอบที่ฉีดดีเซลล่วงหน้าสองครั้งโดยปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก การทดสอบที่ฉีดดีเซลสองครั้งโดยปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง และการทดสอบที่ฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณดีเซลระหว่างการฉีดครั้งแรกกับครั้งที่สอง

วัตถุประสงค์

เพื่อศึกษาผลกระทบต่อลักษณะการทำงาน การเผาไหม้ และการปล่อยสารมลพิษของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบใช้เชื้อเพลิงร่วมระหว่างน้ำมันดีเซลกับก๊าซธรรมชาติในช่วงภาระต่ำ จากตัวแปรการฉีดน้ำมันดีเซลแบบต่าง ๆ ได้แก่

1. รูปแบบการฉีดแบบ ปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าด้วยการฉีดครั้งเดียวต่อวัฏจักรการเผาไหม้
2. รูปแบบการฉีดแบบ ปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าในครั้งแรก ของการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้
3. รูปแบบการฉีดแบบ ปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าในครั้งสอง ของการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้
4. รูปแบบการฉีดแบบ ปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลระหว่างการฉีดแต่ละครั้ง ของการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้

ขอบเขตของงานวิจัย

1. ดัดแปลงเครื่องยนต์ทดสอบเดิมที่เป็นเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบฉีดเชื้อเพลิง โดยตรงด้วยปั๊มแบบจานจ่าย ให้เป็นระบบฉีดแบบ Common rail พร้อมทั้งติดตั้งระบบฉีดเชื้อเพลิง ก๊าซธรรมชาติ เพื่อทดสอบการทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วมระหว่างน้ำมันดีเซลกับก๊าซธรรมชาติ ที่ใช้ สัดส่วนการแทนที่ของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด 70%
2. ทดสอบเครื่องยนต์ที่สภาวะคงที่ ใช้อัตราเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที ในช่วง ภาระต่ำ (IMEP ไม่เกิน 3 บาร์) บันทึกผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบ และปริมาณการปล่อยสาร มลพิษในแก๊สไอเสียของเครื่องยนต์ ด้วยวิธีการฉีดน้ำมันดีเซลแบบต่าง ๆ
3. นำผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบมาวิเคราะห์หาอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ เพื่อหาผลกระทบของตัวแปรลักษณะการฉีดน้ำมันดีเซลแบบต่าง ๆ ต่อทำงาน ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม

การตรวจเอกสาร

เครื่องยนต์เผาไหม้ภายในที่มีชื่ออยู่ในปัจจุบันสามารถจำแนกตามลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ได้เป็น 2 ประเภทคือ เครื่องยนต์ SI ซึ่งใช้การจุดระเบิดด้วยประกายไฟจากหัวเทียน และเครื่องยนต์ CI หรือเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปซึ่งใช้การจุดระเบิดด้วยการอัด เครื่องยนต์ทั้งสองประเภทนี้มีกลไกและรูปแบบของการเผาไหม้ที่ต่างกันจึงส่งผลให้มีประสิทธิภาพการทำงานและลักษณะของมลพิษไอเสียที่แตกต่างกัน

เครื่องยนต์ SI

หลักการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ SI จะนำเชื้อเพลิงผสมเข้ากับอากาศล่วงหน้าก่อนจังหวะการจุดระเบิด การเผาไหม้เริ่มต้นจากประกายไฟจากหัวเทียนทำให้เกิดเป็นลูกไฟ (Flame kernel) ซึ่งภายในมีสถานะเป็นพลาสมา (Plasma) เมื่อขยายขนาดขึ้นจะเหนี่ยวนำให้เกิดการลุกไหม้ของไอดีและเปลวไฟจะลามไปในห้องเผาไหม้จนสิ้นสุดกระบวนการเผาไหม้ ดังนั้นการเผาไหม้จึงมีเปลวไฟที่มีการผสมกันล่วงหน้าและเคลื่อนตัวไม่สม่ำเสมอ (Premixed unsteady flame) การใช้สารผสมที่ค่อนข้างเป็นเนื้อเดียวกันทำให้ต้องใช้อัตราส่วนการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่พอเหมาะเพื่อให้มีเสถียรภาพในการเผาไหม้ ทั้งนี้รถที่ติดตั้งชุดแคทาไลติกคอนเวอร์เตอร์แบบสามทาง (3-way catalytic converter) จะมีการควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงต่ออากาศให้อยู่ในสัดส่วนโดยประมาณที่สารผสมพอดี (Stoichiometric air fuel mixture) นอกจากนี้ เครื่องยนต์ SI ทั่วไปจะใช้อัตราส่วนการอัดในช่วงระหว่าง 8 ถึง 12 เพื่อหลีกเลี่ยงการน็อก ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับชนิดของเชื้อเพลิงและการออกแบบเครื่องยนต์

เครื่องยนต์ดีเซล

เครื่องยนต์ดีเซลเป็นเครื่องยนต์สันดาปภายใน (Internal combustion engines) ซึ่งใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงเผาไหม้ในกระบอกสูบ โดยอากาศถูกอัดจนมีอุณหภูมิและความดันสูงแล้ว จึงจะฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปเพื่อให้เกิดการสันดาป ทั้งนี้จังหวะของการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปผสมกับอากาศที่ถูกอัดในเครื่องยนต์ดีเซลแต่ละเครื่องก็ไม่เหมือนหรือไม่เท่ากัน ขึ้นอยู่กับการออกแบบของผู้ผลิต การเผาไหม้จะไม่เกิดในทันทีที่น้ำมันถูกฉีดเข้าห้องเผาไหม้ (Combustion chamber) เพราะหยดน้ำมันที่ถูกฉีดเป็นฝอยละอองจากหัวฉีดจะดูดความร้อนจากอากาศที่ถูกอัดและระเหยกลายเป็นก๊าซ จนเมื่อ

อุณหภูมิสูงขึ้นถึงจุดที่สามารถลุกไหม้ด้วยตัวเองได้ (Ignition temperature) ก็จะเกิดการเผาไหม้ขึ้น ช่วงเวลาตั้งแต่เริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงเชื้อเพลิงเริ่มลุกไหม้นี้เรียกว่า “Ignition delay”

เมื่อส่วนผสมของอากาศกับน้ำมันเชื้อเพลิงมีอุณหภูมิสูงลุกไหม้ตัวเอง (Selfignition) เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ก็จะเริ่มติดไฟและต่อเนื่องไปยังน้ำมันส่วนที่ฉีดตามมา ดังนั้นเวลาของ Ignition delay จะต้องสั้น เพื่อป้องกันการน็อกของเครื่องยนต์ (Diesel knock) ถ้าช่วงเวลาของ Ignition delay ช้าหรือนานเกินไป จะทำให้มีน้ำมันดีเซลที่ระเหยเป็นไอผสมกับอากาศสะสมอยู่มาก ในห้องเผาไหม้ เมื่อมีการติดไฟสารผสมของน้ำมันดีเซลกับอากาศจำนวนมากเหล่านี้จะจุดระเบิดอย่างรุนแรงความดันในห้องเผาไหม้จะสูงผิดปกติ ซึ่งอาจทำให้เครื่องยนต์เสียหายและประสิทธิภาพต่ำลง ปัจจัยที่มีผลให้ Ignition delay ช้าหรือเร็วได้แก่ การออกแบบเครื่องยนต์ อุณหภูมิของเชื้อเพลิงและอากาศที่เข้ามา ความละเอียดเป็นฝอยของหยดน้ำมัน และองค์ประกอบของน้ำมันเชื้อเพลิงดีเซลที่ใช้

หลักการเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ใช้เชื้อเพลิงร่วม

ระบบเชื้อเพลิงร่วมเป็นระบบที่เครื่องยนต์สามารถใช้เชื้อเพลิงพร้อมกันได้สองชนิด มีการทำงานบนพื้นฐานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดหรือเครื่องยนต์ดีเซล โดยใช้เชื้อเพลิงหลักคือ ก๊าซธรรมชาติซึ่งถูกนำเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยการผสมกับอากาศในท่อไอดี สำหรับน้ำมันดีเซลซึ่งเป็นเชื้อเพลิงรองนั้นถูกจ่ายเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยปั๊มจ่ายเชื้อเพลิงแรงดันสูง จะทำหน้าที่นำการจุดระเบิดสารผสมทั้งหมดในห้องเผาไหม้ การที่เครื่องยนต์ทำงานบนพื้นฐานเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดนี้ ทำให้การใช้พลังงานทางเลือกอย่างก๊าซธรรมชาติ มีประสิทธิภาพสูงใกล้เคียงกับการใช้เครื่องยนต์ดีเซล

อย่างไรก็ตาม ลักษณะการเผาไหม้ในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมจะแตกต่างจากเครื่องยนต์ที่ใช้ดีเซล กล่าวคือในเครื่องยนต์ดีเซลนั้นการเผาไหม้จะเกิดขึ้นพร้อม ๆ กัน ในส่วนที่มีเชื้อเพลิงสัมผัสกับอากาศ ในขณะที่ระบบเชื้อเพลิงร่วมนั้นจะมีลักษณะคล้ายกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ น้ำมันดีเซลจะเป็นตัวเริ่มต้นการเผาไหม้แล้วประกายไฟจึงลามต่อไปยังส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงร่วมกับอากาศ

ระบบเชื้อเพลิงร่วมเกือบทั้งหมด เป็นการนำเครื่องยนต์ดีเซลมาทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์จ่ายเชื้อเพลิงก๊าซเข้าไปเพิ่มเติม โดยไม่จำเป็นต้องมีการดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลเดิมมากนัก เพียงแต่ปรับลดการจ่ายน้ำมันดีเซลลงเท่านั้น สำหรับประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ใช้ระบบเชื้อเพลิงร่วมขึ้นกับสภาพเครื่องที่นำมาติดตั้งอุปกรณ์ที่ใช้ การควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซมีอยู่ 2 แบบ คือระบบดูดก๊าซ โดยก๊าซจากถังจะถูกปรับความดันจาก 200 บาร์ ให้ลดต่ำลงเพื่อให้ถูกดูดเข้าไปผสมกับอากาศบริเวณท่อร่วมไอดีในอัตราส่วนที่เหมาะสมกับการเผาไหม้ก่อนที่จะจ่ายเข้าเครื่องยนต์ และอีกระบบจะเป็นระบบฉีดก๊าซซึ่งควบคุมด้วยชุดอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ โดยก๊าซจากถังจะถูกปรับลดแรงดันจาก 200 บาร์ ให้ลดต่ำลง แล้วถูกฉีดเข้าผสมกับอากาศบริเวณท่อร่วมไอดีในอัตราส่วนที่เหมาะสมก่อนที่จะเข้าเครื่องยนต์

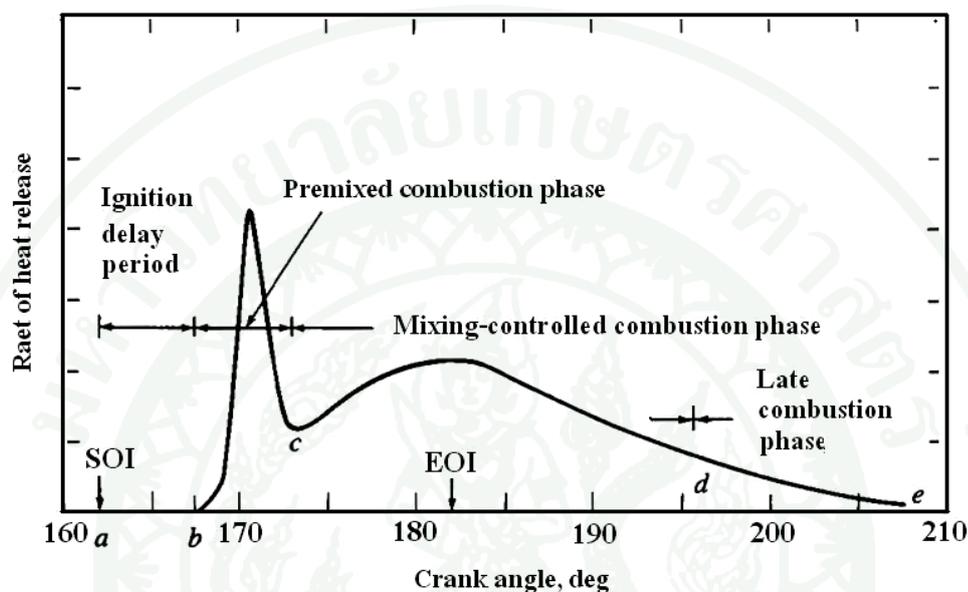
ลักษณะการเผาไหม้เครื่องยนต์จุดระเบิดแบบเชื้อเพลิงร่วม

Heywood (1988) ได้อธิบายรูปแบบของกระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ CI สามารถกำหนดและอธิบายได้จากการศึกษาภาพถ่ายของกระบวนการเผาไหม้ และการวิเคราะห์ข้อมูลความดันกระบอกสูบในช่วงการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น โดยทั่วไปจะใช้อัตราการปล่อยความร้อน (Heat release rate) ที่คำนวณมาจากข้อมูลความดันกระบอกสูบที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ เป็นตัวกำหนดรูปแบบของการเผาไหม้ ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อน คืออัตราที่พลังงานเคมีของเชื้อเพลิงถูกปล่อยออกมาโดยกระบวนการเผาไหม้ ซึ่งในระหว่างกระบวนการเผาไหม้จะเห็นว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นเป็น 3 ระยะที่ต่างกัน คือ

ระยะแรก อัตราการเผาไหม้โดยทั่วไปจะสูงมากและเกิดขึ้นในช่วงไม่กี่องศาของมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งตรงกับช่วงของการเพิ่มความดันในกระบอกสูบอย่างรวดเร็ว

ระยะที่สอง จะเป็นช่วงของอัตราการปล่อยความร้อนที่ค่อย ๆ ลดลง (แม้ว่าในช่วงต้นอาจเพิ่มขึ้นไปยังค่าสูงสุด ค่าที่สองจะต่ำกว่าค่าแรกมาก) ช่วงการเผาไหม้นี้จะเป็นช่วงการปล่อยความร้อนหลัก โดยทั่วไปจะเกิดขึ้นในช่วง 40 องศา และตามปกติประมาณร้อยละ 80 ของพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดถูกปล่อยออกมาในสองระยะแรก

ระยะที่สาม เป็นช่วงท้ายของการปล่อยความร้อนซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนจะน้อย และจะเกิดขึ้นไปตลอดจังหวะขยายตัว ส่วนใหญ่การปล่อยความร้อนในช่วงสุดท้ายนี้ตามปกติจะมีปริมาณร้อยละ 20 ของพลังงานทั้งหมดของเชื้อเพลิงโดยประมาณ



ภาพที่ 1 แสดงช่วงเวลาต่าง ๆ ของอัตราการปล่อยพลังงานโดยทั่วไปของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่มีการนำอากาศเข้าโดยธรรมชาติ

ที่มา: Heywood, (1988)

รูปแบบของกราฟอัตราการเผาไหม้หรืออัตราการปล่อยพลังงานโดยทั่วไปของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง สามารถแบ่งเป็นช่วงเวลาต่าง ๆ ตามภาพที่ 1 ดังนี้

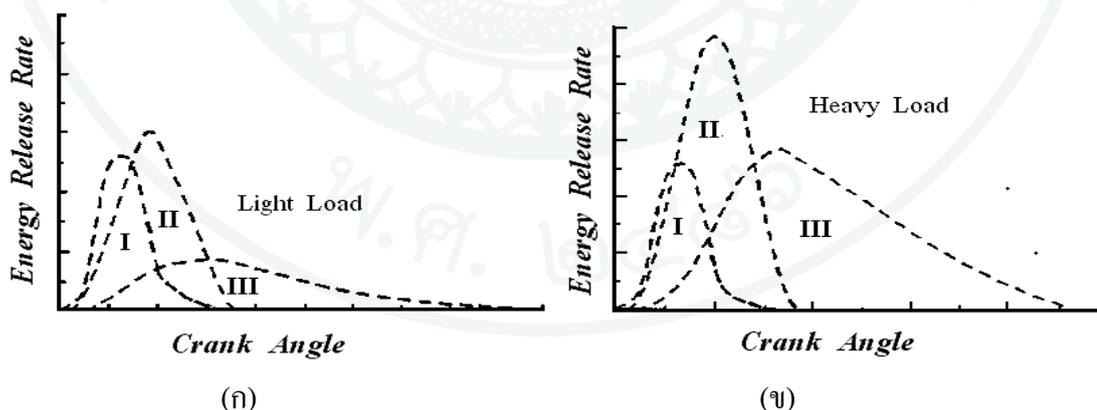
1. ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด (Ignition delay period, ab) เป็นช่วงระหว่างการเริ่มต้นของการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้และการเริ่มต้นของการเผาไหม้
2. ช่วงการเผาไหม้สารผสมที่ผสมไว้ก่อนแล้ว หรือการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว (Premixed combustion phase or rapid combustion phase, bc) ในช่วงนี้เป็นการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่ได้ผสมกับอากาศเป็นส่วนผสมที่อยู่ในขีดจำกัดของการเผาไหม้ในช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด ซึ่งเมื่อเกิดการ

เผาไหม้ก็จะเผาไหม้เกือบพร้อมกัน เกิดขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงไม่กี่องศาหมุนข้อเหวี่ยง และเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนในช่วงนี้สูง

3. ช่วงการเผาไหม้ที่ถูกควบคุมโดยการผสม (Mixing controlled combustion phase, cd) เมื่อเชื้อเพลิงและอากาศซึ่งผสมกันไว้ก่อนแล้วในช่วงล่าช้าในการจุดระเบิดได้ถูกเผาไหม้หมดไป อัตราการเผาไหม้ จะถูกควบคุมโดยอัตราการเกิดสารผสมที่พร้อมเผาไหม้ (อัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ) อัตราการปล่อยความร้อนในช่วงนี้อาจไปถึงค่าสูงสุดค่าที่สอง หรืออาจไม่ถึงก็ได้ แต่จะลดลงเมื่อกระบวนการเผาไหม้ดำเนินต่อไป

4. ช่วงการเผาไหม้ช้า (Late combustion phase, de) เป็นช่วงที่การปล่อยความร้อนเกิดขึ้นต่อที่อัตราต่ำในจังหวะขยายตัว ซึ่งเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลืออยู่เล็กน้อย และเป็นการเผาไหม้ต่อไปของเขม่าและสารที่เกิดจากการเผาไหม้สารผสมหนา

Karim (2003) ได้เสนอแนวคิดพร้อมทั้งสร้างแผนภาพในการอธิบายและพิจารณาลักษณะอัตราการปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบเชื้อเพลิงร่วม โดยอัตราการปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ เป็นการคาบเกี่ยวกับกันของปริมาณพลังงานที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงในช่วงต่าง ๆ 3 ช่วง ได้แก่



ภาพที่ 2 แสดงอัตราการปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม

(ก) ที่เครื่องยนต์ทำงานภาระต่ำ (ข) ที่เครื่องยนต์ทำงานภาระสูง

ที่มา: Karim, (2003)

ช่วงที่หนึ่ง (I) เป็นอัตราการปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้น้ำมันดีเซล (Pilot diesel)

ช่วงที่สอง (II) เป็นพลังงานที่ถูกปลดปล่อยออกมาจาก ในบริเวณศูนย์กลางการเผาไหม้ของ Pilot diesel และส่วนผสมของเชื้อเพลิงก๊าซที่อยู่บริเวณขอบรอบ Pilot diesel

ช่วงที่สาม (III) เป็นพลังงานที่ถูกปลดปล่อยออกมาจากปฏิกิริยาการเกิด Pre-ignition ที่บริเวณต่าง ๆ ของสารผสมแล้วเปลวไฟของลามไปถึงทั่วทั้งห้องเผาไหม้ที่เป็นส่วนผสมบาง

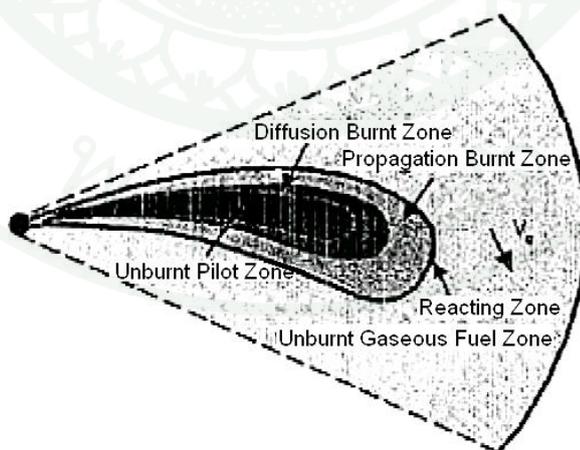
Liu and Karim (1995) ได้อธิบายไว้ว่าอัตราการปลดปล่อยพลังงานและช่วงระยะเวลาที่เกิดการปลดปล่อยพลังงานนั้นจะสูงหรือต่ำขึ้นอยู่กับปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซเป็นสำคัญ โดยที่ภาระต่ำอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วมมีลักษณะคล้ายกับอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในเครื่องยนต์ดีเซล พลังงานที่ปลดปล่อยออกมาส่วนใหญ่มาจาก Pilot diesel กล่าวคือบริเวณ Flammable region ถูกจำกัดไว้เพียงรอบขอบของ Pilot diesel ความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซยังต่ำส่วนผสมที่อยู่ห่างออกไปบาง ที่ภาระสูง อัตราการปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ ในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วมต่างจากเครื่องยนต์ดีเซล โดยยอดกราฟที่สองสูงขึ้นมา และใกล้เคียงกับยอดที่หนึ่ง เนื่องจากความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซมากขึ้น ขนาดปริมาตรของ Flammable region เพิ่มมากขึ้น ขยายกว้างออกไปจากรอบขอบปริมาตรของ Pilot diesel มากขึ้นพลังงานที่ปลดปล่อยจากเชื้อเพลิงก๊าซมากขึ้น

โดย Liu and Karim, (1995) ได้นำเสนอแนวความคิดเกี่ยวกับขั้นตอนการดำเนินของกระบวนการต่าง ๆ ในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วมไว้ สรุปได้ดังนี้

1. ช่วงก่อนการฉีดน้ำมันดีเซล ในจังหวะดูดเชื้อเพลิงก๊าซถูกดูดเข้าระบบไอดีผสมกับอากาศแล้วไหลเข้าสู่กระบอกสูบและเมื่อเข้าสู่จังหวะอัดก๊าซผสมถูกอัดให้มีอุณหภูมิและความดันสูงขึ้น ตลอดช่วงจังหวะอัดที่ถูกสูบเคลื่อนที่จาก BDC จนถึง TDC ได้เกิดปฏิกิริยาเคมีระหว่างเชื้อเพลิงก๊าซและอากาศเกิดผลิตภัณฑ์จำพวก Intermediate species เช่น Radicals CO และ Formaldehyde ขึ้น ซึ่งกระบวนการและผลิตภัณฑ์ที่เกิดขึ้นในช่วงนี้ คาดว่ามีผลกระทบต่อเนื่องที่ความสำคัญถึงกระบวนการการจุดระเบิดของน้ำมันดีเซลและการเผาไหม้ที่เกิดตามมา

2. เมื่อน้ำมันดีเซล การฉีดน้ำมันดีเซลด้วยแรงดันสูง ทำให้น้ำมันดีเซลแตกเป็นฝอยละเอียดและพุ่งเป็นลำรูปทรงกรวยเข้าสู่ห้องเผาไหม้ การพุ่งของลำสเปรย์ก่อให้เกิดโมเมนตัมคู่ดักก๊าซผสมที่อยู่รอบข้างเข้ามาผสมกับฝอยละเอียดของน้ำมันดีเซล อยู่บริเวณขอบริมของลำสเปรย์ เนื่องจากเชื้อเพลิงก๊าซเข้ามามีส่วนร่วมในกระบวนการต่าง ๆ ด้วย ทำให้ลักษณะการจุดระเบิดและเผาไหม้ของน้ำมันดีเซลต่างจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดทั่วไป คาดว่าบริเวณที่ Jet break up เป็นบริเวณที่เกิด Flammable region โดยที่อัตราการเข้าผสมระหว่างฝอยละเอียดดีเซลและก๊าซผสมจะมากน้อยเพียงใดนั้น ขึ้นอยู่กับคุณลักษณะของสเปรย์ ปริมาณการฉีดและความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซในกระบอกสูบ

3. การจุดระเบิด เกิดขึ้นครั้งแรกที่บริเวณ Flammable region ซึ่งเป็นบริเวณที่มีอัตราการเกิดปฏิกิริยาร่วมระหว่างดีเซลและ Oxidizer มากที่สุด หลังจากผ่านช่วง Ignition delay และเกิดการจุดระเบิดตามมา สามารถแบ่งรูปแบบการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นเป็นสองแบบคือ Premixed burn เป็นการเผาไหม้แบบที่เปลวไฟลามไปตามส่วนผสมที่เป็น Flammable region ซึ่งได้ผสมกันอยู่ก่อนแล้ว และ Diffusion burn เป็นการเผาไหม้แบบที่เชื้อเพลิงและ Oxidizer ยังแยกกันอยู่ฝอยละเอียดดีเซลเกิดการระเหยและผสมกับอากาศที่ถูกโมเมนตัมของลำสเปรย์ดูดให้เคลื่อนที่เข้ามา ลักษณะการเผาไหม้แบบนี้เกิดที่บริเวณรอบ ๆ แกนกลางของลำสเปรย์ถัดออกมาจากบริเวณที่มีส่วนผสมหนาเกินกว่าที่จะเกิดการลุกไหม้แบบ Premixed burn ได้ในทันที



ภาพที่ 3 แสดงบริเวณต่าง ๆ ของ Charge ในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม

ที่มา: Liu and Karim, (1995)

จากภาพที่ 3 เป็นการแสดงบริเวณต่าง ๆ ของ Charge เมื่อเกิดการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์จุดระเบิดเชื้อเพลิงร่วม โดยแบ่งออกเป็น 5 บริเวณ ดังนี้

1. Unburned pilot zone ได้แก่บริเวณแกนกลางของลำสเปรย์ เป็นบริเวณที่มีส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศเกินกว่าที่จะสามารถเกิดการลุกไหม้ได้ในทันที เนื่องจากเป็นบริเวณที่อับอากาศมากที่สุดและมีความเป็นฝอยละอองต่ำที่สุด

2. Diffusion burned zone ได้แก่บริเวณที่อยู่ถัดออกมาจากแกนกลางของลำสเปรย์ (Unburned pilot zone) ซึ่งน้ำมันดีเซลมีโอกาสสัมผัสกับอากาศได้มากขึ้นเป็นบริเวณที่เกิดการเผาไหม้แบบ Diffusion เหมือนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป และคาดว่ามีอัตราส่วนสมมูลใกล้เคียงค่า Stoichiometric โดยทิศทางการเผาไหม้จะเคลื่อนที่เข้าสู่แกนกลางของลำสเปรย์ กล่าวคือ ฝอยละอองน้ำมันดีเซลระเหยออกมาเป็นไอผสมกับอากาศที่กำลังเคลื่อนที่เข้าสู่แกนกลางของลำสเปรย์ เป็นการเผาไหม้ที่ควบคุมโดยอัตราการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศ (Mixing control)

3. Propagation burned zone ได้แก่บริเวณรอบนอกที่อยู่ถัดออกมาจากบริเวณ Diffusion burned zone เป็นบริเวณที่เกิดการผสมกันระหว่างฝอยละอองของน้ำมันดีเซลกับก๊าซผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงก๊าซ เกิดการก่อตัวเป็น Flammable region เป็นบริเวณที่เริ่มเกิดการจุดระเบิดเป็นครั้งแรกแล้วเกิดการลามของเปลวไฟไปในปริมาตรของ Flammable region ที่ห่างจากแกนกลางของสเปรย์ออกไป ลักษณะการเผาไหม้เป็นแบบ Premixed burn คือ เชื้อเพลิงและอากาศได้ผสมกันอยู่ก่อนการเผาไหม้แล้ว

4. Unburned gaseous fuel zone ได้แก่บริเวณที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้หรือเปลวไฟยังลามออกมาไม่ถึง เป็นบริเวณรอบนอกที่เหลือทั้งหมดถัดจาก Propagation burned zone ซึ่งทันทีที่ Charge ที่อยู่ภายในบริเวณ Unburned gaseous zone เคลื่อนที่เข้าสู่ Burned zone จะเกิดการปลดปล่อยพลังงานออกมาทันที ที่บริเวณขอบรอยต่อระหว่างสองบริเวณดังกล่าว

5. Reacting zone ในการเผาไหม้โดยทั่วไปแล้ว บริเวณรอยต่อระหว่าง Unburned zone และ Burned zone หรือที่เรียกว่า Reacting zone นั้นจะเกิดปฏิกิริยาอย่างรวดเร็ว จนสามารถที่จะตั้งสมมุติฐานได้ว่าพลังงานจากการเผาไหม้ถูกปลดปล่อยออกมาทันที ที่ขอบริมนั้น ๆ เกิดเป็น

ผลิตภัณฑ์จากการเผาไหม้ในทันทีที่ Charge ได้เคลื่อนผ่านขอบริมดังกล่าว ถือว่าไม่มีมวลอยู่ภายในบริเวณขอบริมของพื้นที่ทั้งสอง

และจากลักษณะข้างต้นสารผสมระหว่างเชื้อเพลิงก๊าซกับอากาศที่กระจายตัวอยู่ทั่วไปภายในห้องเผาไหม้ในแต่ละพื้นที่จึงมีการเผาไหม้ที่ต่างกัน โดยอัตราการเผาไหม้แต่ละพื้นที่ขึ้นอยู่กับปัจจัยที่ต่างกัน ดังนี้

1. อัตราการเผาไหม้บริเวณ Diffusion burned zone เป็นอัตราการเผาไหม้ของก๊าซผสมภายในบริเวณนี้ขึ้นอยู่กับอัตราการเผาไหม้ของน้ำมันดีเซลโดยตรง

2. อัตราการเผาไหม้ในบริเวณ Flammable region เกิดการเผาไหม้แบบ Premixed burn ขึ้นอยู่กับคุณลักษณะของสเปรย์ ความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซ เป็นต้น

3. อัตราการเผาไหม้บริเวณรอบนอก ขึ้นอยู่กับความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซและขนาดปริมาตรของ Flammable zone หากมีปริมาณก๊าซมากก็จะได้ Flammable zone ที่ขยายกว้างมากขึ้น สามารถแปลงก๊าซผสมใน Unburned zone ให้เข้ามาอยู่ใน Burned zone ได้มากขึ้น การลามของเปลวไฟดีขึ้น การเพิ่มความเข้มข้นก๊าซจึงมีผลโดยตรงต่อขนาดของ Flammable zone แต่หากความเข้มข้นก๊าซมากเกินไปจะทำให้เกิด Knock จาก Auto-ignition ของเชื้อเพลิงก๊าซที่อยู่รอบนอก ก่อนที่ Flame front จากแหล่งจุดระเบิดจะลามไปถึงได้เช่นกัน

ปัญหาที่พบจากการใช้เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วม

จากการค้นคว้างานวิจัยต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับหลักการ การทำงานและกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงหลัก และใช้น้ำมันดีเซลเป็น Ignition source สามารถสรุปปัญหาที่เกิดจากการนำเชื้อเพลิงก๊าซมาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดจำแนกตามสภาวะการทำงานได้ดังนี้

1. สภาวะภาระต่ำ (Low load) จะมีความแปรปรวนของการเผาไหม้วัฏจักรต่อวัฏจักร (Cyclic variations) เครื่องยนต์เดินไม่เรียบ ระยะ Ignition delay ยาวนานกว่าเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป เชื้อเพลิงก๊าซที่ไม่ผ่านการเผาไหม้ถูกปล่อยออกมากับไอเสียจำนวนมาก มีปริมาณ UHC และ CO

สูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปประสิทธิภาพการเปลี่ยนเชื้อเพลิงต่ำ และสิ้นเปลืองมากยิ่งขึ้นเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่รอบสูง ทั้งนี้เนื่องจากที่ภาระต่ำเครื่องยนต์ต้องการปริมาณน้ำมันดีเซลและเชื้อเพลิงก๊าซไม่มาก ขณะที่เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดเปิดรับอากาศเต็มที่ (WOT) ทำให้สัดส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศที่ไหลเข้าห้องเผาไหม้บางและกระจัดกระจาย การจุดระเบิดไม่แน่นอน และการลามของเปลวไฟเป็นไปได้ยาก เปลวไฟไม่สามารถลามท่วมก๊าซผสมได้หมดก่อนเข้าสู่จังหวะขยายตัว เป็นที่มาของความสิ้นเปลืองพลังงานรวมจำเพาะเบรกข้างต้น

2. สภาวะภาระปานกลาง (Medium load) อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรกของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วมสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซล แต่เมื่อรอบสูงขึ้นความต่างของอัตราสิ้นเปลืองจะลดลง จากลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วมที่เป็น Premixed combustion ทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์ขึ้น เมื่อส่วนผสมเปลี่ยนจากบางมาเป็นหนามากขึ้น แต่เครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปมีลักษณะการเผาไหม้แบบ Diffusion combustion ซึ่งถูกควบคุมด้วยการผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง (Mixing control) การลามของเปลวไฟไม่ใช่แบบทันทีทันใด เมื่ออัตราเร็วรอบสูงขึ้นหมายถึงมีระยะเวลาสำหรับการเผาไหม้ลดลง ทำให้การเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปแย่ง ความต่างของอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรกจึงลดลงเมื่อรอบสูงขึ้น ระบบเชื้อเพลิงร่วมมีอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรกสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปที่ภาระต่ำถึงปานกลาง เนื่องจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงก๊าซที่มีอุณหภูมิการจุดระเบิดด้วยตัวเองที่สูงกว่าน้ำมันดีเซล ทำให้จุดติดยากกว่า Ignition delay period ยาวนานกว่าเครื่องยนต์ดีเซล จังหวะองศาเพลวข้อเหวี่ยงที่เกิดจากจุดระเบิดจึงเป็นจังหวะที่ไม่เหมาะสมกับการทำงานของเครื่องยนต์ ทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์

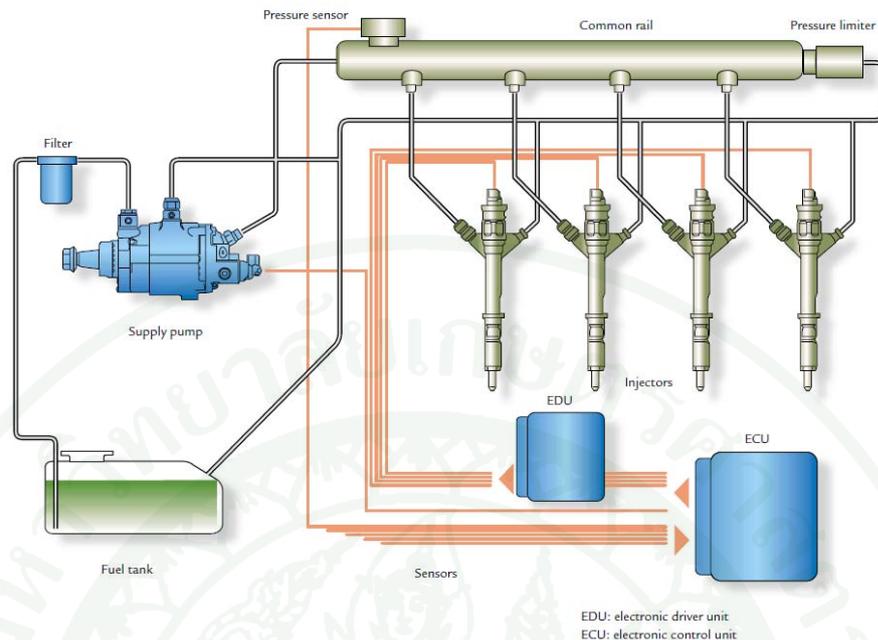
3. สภาวะภาระสูง (High load) เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วมจะให้อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงรวมจำเพาะเบรกราคาใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป จากการที่เครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วมซึ่งมีลักษณะการเผาไหม้แบบ Premixed combustion จะทำงานได้ดีขึ้นเมื่อส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศหนาขึ้น ที่ภาระสูงนี้ส่วนผสมเชื้อเพลิงต่ออากาศหนา และมีความร้อนสูงเพียงพอสำหรับการลามของเปลวไฟไปสู่ก๊าซผสมในห้องเผาไหม้ ปัญหาหลักที่เกิดขึ้นที่สภาวะภาระสูง คือ ความรุนแรงในการปลดปล่อยพลังงานเคมีในระหว่างการเผาไหม้ เนื่องจากคุณสมบัติของสารทำงานที่เปลี่ยนไป ไอคิที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ไม่ใช่อากาศเพียงอย่างเดียวแต่เป็นก๊าซผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงก๊าซที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้แล้ว เมื่อเกิดการเผาไหม้จะมีลักษณะการเผาไหม้แบบ Premixed combustion ที่ภาระสูงอุณหภูมิห้องเผาไหม้สูง มีการใช้ปริมาณ

เชื้อเพลิงกำซorca มาก หากปริมาตรที่เกิดการเผาไหม้พร้อมกันมีขนาดใหญ่ การระเบิดจะมีความรุนแรงมาก ทำให้เกิดเสียงดังและอาจทำให้เครื่องยนต์ได้รับความเสียหายได้ เป็นปัจจัยหลักที่จำกัดปริมาณของการใช้เชื้อเพลิงกำซorca แทนน้ำมันดีเซล และหากใช้เชื้อเพลิงกำซorca มากไปจะทำให้แรงบิดเบรกที่เครื่องยนต์สามารถทำได้ลดลงด้วย (Knock torque limit)

ปัจจัยที่มีผลกระทบต่อเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบเชื้อเพลิงร่วม

ในการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบเชื้อเพลิงร่วม มีหลายปัจจัยที่มีผลกระทบต่อการทำงานของเครื่องยนต์ เช่น อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น อุณหภูมิของอากาศ องศาการฉีดเชื้อเพลิง ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง เป็นต้น โดยปัจจัยเหล่านี้อาจส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพเครื่องยนต์ มลพิษที่เกิดขึ้น ฉะนั้นปัจจัยต่าง ๆ ควรที่จะมีการควบคุมให้มีความเหมาะสมในการทำงานที่สภาวะนั้นเพื่อให้เกิดประสิทธิภาพมากที่สุด

ผลกระทบจากจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง เป็นผลกระทบโดยตรงต่อการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบเชื้อเพลิงร่วม ระบบที่ใช้ในการสร้างแรงดันของเชื้อเพลิงดีเซลในปัจจุบัน คือระบบ Common rail เป็นระบบจ่ายน้ำมันที่ได้พัฒนาขึ้นมาล่าสุด ระบบจ่ายเชื้อเพลิงประกอบด้วย ปั๊มแรงดันสูง (ปัจจุบันสามารถทำได้สูงถึง 1800 บาร์) ในการอัดน้ำมันเข้าสู่รางร่วม (Common rail) เพื่อรอจังหวะการฉีดที่เหมาะสมที่ประมวลได้จากหน่วยควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic control unit, ECU) เมื่อถึงจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงที่ ECU ประมวลผลออกมาได้ วาล์วน้ำมันหรือเข็มหัวฉีดจะถูกยกด้วยแรงขับจากโซลินอยด์โดยใช้ไฟฟ้า ซึ่งระบบฉีดเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์รุ่นเก่าที่เป็นปั๊มเชื้อเพลิงแบบแถวเรียงหรือจานจ่ายจะใช้วิธีการยกเข็มหัวฉีดด้วยแรงดันในตัวน้ำมันที่ปั๊มเชื้อเพลิงอัดเข้ามา (ประมาณ 120-250 บาร์) และสามารถเอาชนะแรงกดของสปริงที่หัวฉีดทำให้เข็มหัวฉีดยกเปิดน้ำมันให้ไหลผ่านไปได้ วิธีแบบนี้จะไม่สามารถควบคุมจังหวะการฉีดเชื้อเพลิงให้ยืดหยุ่นได้ แตกต่างจากระบบคอมมอนเรลซึ่งใช้ไฟฟ้าในการควบคุม ฉะนั้นระบบคอมมอนเรลจึงสามารถฉีดเชื้อเพลิงยืดหยุ่นได้ตามสภาวะการทำงานที่เหมาะสมจากการประมวลผลของ ECU โดย ECU ของเครื่องยนต์สามารถรับรู้สภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ได้จาก Sensor ต่าง ๆ เช่น ปริมาณออกซิเจนในไอเสีย แรงดันในรางร่วม คันเร่ง อุณหภูมิต่าง ๆ ซึ่งข้อดีจากการที่เราสามารถควบคุมการฉีดเชื้อเพลิงได้ตามต้องการ โดย ECU ปัจจุบันสามารถควบคุมให้มีการฉีดแบบหลายครั้ง (Multiple injection) ซึ่งสามารถช่วยลดปริมาณมลพิษในไดร็อกออกไซด์ และช่วยให้มีการเผาไหม้ที่ไม่รุนแรงลดการน็อกของเครื่องยนต์ได้



ภาพที่ 4 แสดงวงจรและอุปกรณ์ในระบบการฉีดน้ำมันแบบ Common rail ของ DENSO

Liu *et al.* (2003a) ได้ทำการวิเคราะห์การเผาไหม้เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดชนิดเทอร์โบชาร์จที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมดีเซลกับก๊าซธรรมชาติ โดยควบคุมการจ่ายก๊าซด้วยชุดควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ และปรับลดปริมาณน้ำมันดีเซลโดยปรับก้านควบคุมของปั๊มเชื้อเพลิงแรงดันสูงแบบกลไก กำหนดมุมการจ่ายน้ำมันดีเซลที่ 16° BTDC ทั้งในระบบดีเซลและระบบเชื้อเพลิงร่วม ทดสอบเปรียบเทียบระหว่างน้ำมันดีเซลและเชื้อเพลิงร่วม ที่ภาระสูงสุดพบว่า ความดันสูงสุดในกระบอกสูบของการเผาไหม้น้ำมันดีเซลสูงกว่าการเผาไหม้เชื้อเพลิงร่วมและเกิดขึ้นที่มุมข้อเหวี่ยงล่วงหน้ามากกว่า การปล่อยพลังงานความร้อน (Heat release rate) ของระบบเชื้อเพลิงร่วมมีการเผาไหม้ที่คล้ายกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ เมื่อเพิ่มปริมาณน้ำมันดีเซลที่ใช้ในการนำจุดระเบิด ทำให้ลดเวลาของ Ignition delay ลงได้ มีความใกล้เคียงกับการเผาไหม้แบบเครื่องยนต์ดีเซลมากขึ้น ผลกระทบต่อการะเครื่องยนต์พบว่า ที่ภาระต่ำและสูงแทบไม่มีความแตกต่างของการเผาไหม้ แต่พบว่าระบบเชื้อเพลิงร่วมมี Ignition delay เพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อย ในขณะที่ภาระปานกลางมีความแตกต่างอย่างเห็นได้ชัด เนื่องจากผลของการผสมเชื้อเพลิงก๊าซก่อนนำเข้าสู่ห้องเผาไหม้มี Ignition delay ยาวกว่าที่ภาระต่ำและสูง จากปัญหาดังกล่าวก่อให้เกิดความยากลำบากในการปรับแต่งองศาการจ่ายน้ำมันดีเซลให้มีความเหมาะสมกับระบบเชื้อเพลิงร่วม โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องยนต์ที่ใช้ปั๊มจ่ายเชื้อเพลิงแบบกลไก ไม่สามารถปรับมุมการจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงได้ ทำให้เครื่องยนต์ไม่สามารถทำงานในจุดที่ดีที่สุดได้ และยังพบปัญหาการจุดระเบิดผิดปกติเมื่อมีความ

เข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซต่ำที่ภาระเครื่องยนต์ต่ำ ทั้งนี้ได้เสนอแนะให้จ่ายน้ำมันดีเซลร้อยละ 20 ของกำลังเครื่องยนต์สูงสุดเพื่อเป็นการป้องกันการจุดระเบิดผิดจังหวะ และความเสียหายของหัวฉีดน้ำมันดีเซล

Liu *et al.* (2003b) ได้นำความเข้าใจในการเผาไหม้ของระบบเชื้อเพลิงร่วม มาพัฒนาชุดควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงร่วมด้วยระบบอิเล็กทรอนิกส์ ซึ่งทำการควบคุมปริมาณน้ำมันดีเซล เพื่อนำจุดระเบิดและควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซ ใช้มุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ค่าเดิมคือ 16° BTDC จ่ายก๊าซสูงกว่าจุดติดไฟของสารผสม (Flammability limit of mixture) เพื่อป้องกันการเผาไหม้ที่ไม่คงตัวและการลุกไหม้ผิดจังหวะเมื่ออัตราส่วนผสมบางเกินไปที่ภาระเครื่องยนต์ต่ำ ในขณะที่ภาระเครื่องยนต์สูงปริมาณน้ำมันดีเซลร้อยละ 20 เป็นค่าที่สูงสุดที่ถูกจ่ายออกมา เพื่อป้องกันหัวฉีดจากความร้อนสูง และการชิงจุดระเบิด จากการทดสอบพบว่าอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันในห้องเผาไหม้ที่ภาระสูงระหว่างเชื้อเพลิงดีเซลและเชื้อเพลิงร่วมมีความแตกต่างกัน โดยเชื้อเพลิงร่วมขึ้นสู่จุดสูงสุดช้ากว่าเชื้อเพลิงดีเซล 4.7 องศา การปลดปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ระบบเชื้อเพลิงร่วมเริ่มเผาไหม้ช้ากว่า 3 องศา เนื่องจากมี Ignition delay ที่นานกว่า ที่รอบเครื่องยนต์ปานกลางระบบเชื้อเพลิงร่วมมีแรงบิดต่ำกว่าเล็กน้อย แต่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบเชื้อเพลิงร่วมกลับมีค่าสูงกว่าระบบดีเซลเล็กน้อย ทั้งนี้ในงานวิจัยยังได้เสนอวิธีการควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงร่วม ดังนี้ ปริมาณน้ำมันเพื่อการนำจุดระเบิดควรที่จะปรับเปลี่ยนได้ตามสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์โดยเฉพาะเมื่อภาระต่ำ ๆ และไม่มีภาระ ควรปรับให้เป็นระบบดีเซลอย่างเดียวในขณะที่สภาวะอื่น ๆ ให้พิจารณาถึงหัวฉีดน้ำมันและการชิงจุดระเบิด

Nwafor (1999) รายงานผลการทดลองถึงผลกระทบจากการปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม โดยที่เครื่องยนต์ Standard มีจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่ 30° BTDC ปรับจังหวะการฉีดล่วงหน้ามากขึ้นเป็น 33.5° BTDC เปรียบเทียบผลพบว่าองศาการฉีดน้ำมันดีเซลมีผลกระทบต่อจุดระเบิดของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม กล่าวคือโดยปกติก๊าซธรรมชาติมีอุณหภูมิในการจุดระเบิดที่สูงกว่าดีเซล จึงต้องการตัวช่วยในการจุดระเบิด ซึ่งก็คือฟอยลอะองของน้ำมันดีเซลที่ฉีดเข้าไป ถ้าจังหวะตั้งแต่เริ่มฉีดถึงจังหวะที่มีการจุดระเบิดใช้เวลานานจะทำให้เกิดการน็อกขึ้น เนื่องจากมีก๊าซจำนวนมากที่พร้อมเผาไหม้ในขั้นสุดท้ายของการเผาไหม้ อัตราการเผาไหม้ที่ช้าในช่วงภาระต่ำจะกินระยะเวลาไปถึงช่วงจังหวะการขยายตัว แต่ที่ภาระสูงช่วงเวลาที่ใช้ในการจุดระเบิดจะถูกชดเชยจากสารผสมที่มีอุณหภูมิสูงขึ้นแล้ว การเกิดสารประกอบไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ในแก๊สไอเสียเพิ่มมากขึ้นเนื่องจากหลาย

ปัจจัยเช่น การไม่ติดไฟของสารผสม การเกิดเป็นหยดที่ผนังห้องเผาไหม้ อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศที่ไม่เหมาะสม และยังพบว่า การปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าเพิ่มขึ้นทำให้กำลังของเครื่องยนต์ลดลงทุก ๆ สภาวะการทดสอบ และมีอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นเล็กน้อย จากผลการทดสอบยังได้กล่าวสรุปไว้ว่า การปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าเพิ่มขึ้นไม่เหมาะสมกับการทำงานของเครื่องยนต์ที่ภาระสูง

Papagiannakis and Hountalas (2002) ทำการศึกษาทดลองหาผลกระทบของปริมาณก๊าซธรรมชาติต่อสมรรถนะและปริมาณการปล่อยมลพิษไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลแบบ Direct injection ที่ดัดแปลงเป็นเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม อัตราส่วนการจ่ายก๊าซธรรมชาติเข้าไปแทนน้ำมันดีเซลคิดจากปริมาณเชิงมวลของเชื้อเพลิง ผลการทดลองที่ภาระและรอบการทำงานต่าง ๆ พบว่าเครื่องยนต์ยังคงให้กำลังออกมาเหมือนกับการใช้ดีเซลทั่วไป ปริมาณสารไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ขึ้นอยู่กับอัตราการจ่ายก๊าซ ที่ภาระต่ำเครื่องยนต์ปล่อยสารไฮโดรคาร์บอนออกมาสูงเนื่องจากอุณหภูมิไอดีต่ำและอัตราการเผาไหม้ช้า ทำให้เหลือส่วนผสมของเชื้อเพลิงก๊าซที่ยังเผาไหม้ไม่หมดที่ภาระสูงสารไฮโดรคาร์บอนลดต่ำลง แต่ก็ยังสูงเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป จากการที่เครื่องยนต์ทำงานแบบ DDF ทำให้ Ignition delay นานขึ้นความดันสูงสุดในกระบอกสูบต่ำกว่า ดังนั้นการจ่ายก๊าซที่ใช้อัตราส่วนทดแทนน้ำมันดีเซลมาก ๆ ควรทำที่ภาระเครื่องยนต์สูง พร้อมกันนี้ ผลการทดลองยังได้กล่าวถึงผลกระทบจากความดันในการฉีดน้ำมันดีเซลไว้ว่า ระบบการฉีดน้ำมันดีเซลในปัจจุบันได้มีการพัฒนาให้การฉีดมีความดันที่สูงขึ้น จึงทำให้เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกมีความเป็นฝอยมากขึ้น ทำให้เกิดการผสมกันภายในห้องเผาไหม้ดีขึ้น แต่ก็อาจมีผลเสียในด้านอื่น ๆ ตามมา

การวิเคราะห์การปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้

ในเครื่องยนต์เผาไหม้ภายใน การถ่ายเทพลังงานเข้าและออกจากวัฏจักรเกิดขึ้นอยู่ตลอดเวลา ความดันในกระบอกสูบซึ่งเปลี่ยนแปลงไปในแต่ละองศาเพลลาข้อเหวี่ยง คือผลที่เกิดขึ้นจากการถ่ายเทพลังงานในแต่ละวัฏจักรของเครื่องยนต์ เมื่อกำหนดสมมุติฐานของระบบที่พิจารณา และทำการวิเคราะห์ผล โดยใช้กฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ จะทำให้ทราบถึงการถ่ายเทพลังงานความร้อน (Heat release) ที่สารทำงานปลดปล่อยออกมาได้ ซึ่งสมมุติฐานที่กำหนดขึ้นมีดังต่อไปนี้

1. คุณสมบัติของก๊าซในห้องเผาไหม้มีค่าเท่ากันตลอดห้องเผาไหม้
 2. อัตราส่วนค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารผสม ปกติมีค่าแปรผันตามอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ แต่ในเพื่อให้สะดวกสำหรับการคำนวณ ได้กำหนดให้มีค่าคงที่เท่ากับ 1.33
 3. การถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้ กำหนดให้มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเท่ากันตลอดห้องเผาไหม้
 4. กำหนดให้มีอุณหภูมิเท่ากันตลอดทุกพื้นที่ของการถ่ายเทความร้อน
 5. ผลกระทบของการเผาไหม้กำหนดให้มีค่าเท่ากับอัตราการถ่ายเทความร้อน
- จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์

$$\delta Q - \delta W = dU \quad (1)$$

โดย

$$\delta Q = \text{heat release}$$

$$\delta W = pdV$$

ดังนั้น

$$\delta Q - pdV = c_v mdT \quad (2)$$

จากกฎของแก๊ส

$$PV = mRT$$

$$mdT = \frac{1}{R} (pdV + Vdp)$$

เพราะฉะนั้น

$$dU = \frac{c_v}{R} (pdV + Vdp)$$

จากสมการที่ 2 จะได้

$$\delta Q - pdV = \frac{c_v}{R} (pdV + Vdp) \quad (3)$$

จัดรูปสมการใหม่ ได้ความสัมพันธ์ของอัตราการถ่ายเทความร้อน และอัตราการเปลี่ยนแปลงความดันเมื่อเทียบกับการเปลี่ยนแปลงมุมมองเสาเพลลาข้อเหวี่ยง

$$\frac{\delta Q}{d\theta} - \left(1 + \frac{c_v}{R}\right)p \frac{dV}{d\theta} = \frac{c_v}{R} V \frac{dp}{d\theta} \quad (4)$$

จากความสัมพันธ์ $R = c_p - c_v$ และ $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ จะได้ว่า $\frac{c_v}{R} = \frac{1}{\gamma - 1}$ ดังนั้นสมการที่ (4) สามารถเรียบเรียงใหม่ได้เป็น

$$\frac{\delta Q}{d\theta} = \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\theta} \quad (5)$$

จากความสัมพันธ์ในสมการที่ 5 เมื่อทราบความดันในกระบอกสูบ ณ เวลาใด ๆ จากการทดสอบปริมาตร V และอัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาตร $\frac{dV}{d\theta}$ สามารถนำมาคำนวณ อัตราการถ่ายเทความร้อน $\frac{\delta Q}{d\theta}$ ได้ ปริมาตร V และอัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาตร $\frac{dV}{d\theta}$ สามารถหาได้จากความสัมพันธ์ทางเรขาคณิตของเครื่องยนต์ได้ดังสมการต่อไปนี้

$$V = \frac{V_d}{r - 1} + \frac{V_d}{2} \left[R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \right]$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_d}{2} \sin \theta \left[1 + \cos \theta (R^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \right]$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์ เป็นการปลดปล่อยพลังงานในระหว่างมุมมองเสาเพลลาข้อเหวี่ยง เมื่อทราบจังหวะการจุดระเบิด สามารถหาการถ่ายเทความร้อน ณ มุมมองเสาเพลลาข้อ

เหวี่ยงนั้นได้ และเมื่อทราบการถ่ายเทความร้อนรวมในวัฏจักรนั้น ทำให้สามารถคำนวณหาเปอร์เซ็นต์การถ่ายเทความร้อน ณ เวลาใด ๆ ได้ซึ่งอัตราส่วนของมวลที่เผาไหม้ไปแล้วจะมีค่าเท่ากับเปอร์เซ็นต์การถ่ายเทความร้อนดังสมการ

$$x_b = \frac{m_{b,t}(\theta)}{m_{b,total}} = \frac{\sum_{i=\theta_s}^{\theta} \left(\frac{\delta Q}{d\theta} \right)_i}{\sum_{i=\theta_s}^{EC} \left(\frac{\delta Q}{d\theta} \right)_i}$$

โดย

θ_s	=	จังหวะเริ่มต้นการเผาไหม้
EC	=	จังหวะสิ้นสุดการเผาไหม้
θ	=	จังหวะการเผาไหม้ที่สนใจ
$m_{b,t}$	=	มวลที่เผาไหม้ ณ เวลา t

มลพิษที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบเชื้อเพลิงร่วม

เครื่องยนต์เผาไหม้ภายในทั้ง เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟและเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดในปัจจุบันถือว่าเป็นแหล่งกำเนิดมลพิษทางอากาศที่สำคัญในเมืองและมีส่วนทำให้เกิดปรากฏการณ์โลกร้อน เกิดฝนกรด หมอกปนควัน กลิ่น รวมทั้งปัญหาระบบทางเดินหายใจและสุขภาพของมนุษย์ โดยในส่วนนี้จะอธิบายถึงลักษณะเฉพาะของมลพิษที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบเชื้อเพลิงร่วม

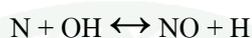
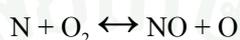
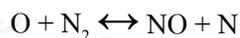
Carbon monoxide (CO) จะเกิดขึ้นระหว่างกระบวนการการเผาไหม้ ซึ่งการเกิด CO เป็นผลมาจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ โดยการเกิด CO จะขึ้นอยู่กับ Air-fuel ratio และ Mixing เป็นหลัก โดยเกิดขึ้นเมื่อสารผสมหนา ทำให้มีออกซิเจนไม่เพียงพอที่จะเผาไหม้คาร์บอนทั้งหมดในเชื้อเพลิงให้เป็น CO₂ และเกิดขึ้นในแก๊สที่เผาไหม้แล้วซึ่งมีอุณหภูมิสูง แม้ว่าจะเป็นกาเผาไหม้สารผสมที่บางก็ตาม โดยเกิดขึ้นจากการแตกตัวของ CO₂ เป็นหลัก หลังจากนั้นในจังหวะขยายตัวกระบวนการออกซิเดชันของ CO ก็จะหยุดเมื่ออุณหภูมิของแก๊สที่เผาไหม้แล้วต่ำลง โดยปกติแล้วกระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดนั้นจะใช้สารผสมบาง จึงทำให้ปัญหาการเกิด CO นั้นไม่ใช่ปัญหาหลักในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ซึ่งการเกิด CO ในเครื่องยนต์จุด

ระเบิดด้วยการอัดนั้นจะเกิดขึ้นจากการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศที่ไม่สม่ำเสมอ (การเผาไหม้เกิดขึ้นบริเวณที่เป็นสารผสมหนา)

นอกจากนี้แล้วในเครื่องยนต์ Direct injection การผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงจะไม่ค่อยดีซึ่งทำให้มีบางบริเวณในห้องเผาไหม้ที่มีส่วนผสมหนาไปสู่อุณหภูมิของ CO และอีกปัจจัยหลักจากการผสมล่วงหน้าคือจะมี Quenching effect ของปฏิกิริยาเคมีทำให้จุดนั้นมีอุณหภูมิที่ต่ำไม่เพียงพอสำหรับการเปลี่ยน CO ไปเป็น CO₂ เรียกกระบวนการนี้ว่า CO-CO₂ Oxidation ซึ่งต้องมีอุณหภูมิมากกว่า 1500 K จะเห็นได้ว่าถ้าส่วนผสมหนาหรือบางเกินไปทำให้เกิด CO ได้

Hydrocarbons (HC) เป็นมลพิษที่เกิดจากสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เกิดการเผาไหม้หรือเผาไหม้บางส่วน โดย HC ที่สถานะของแข็งจะเป็นส่วนประกอบของ Particulate matter การเกิด HC ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดนั้นจะแตกต่างกับการเกิด HC ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ โดยในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ HC เกิดขึ้นจากสารผสมบางส่วนไหลเข้าไปในซอกระหว่างลูกสูบ แหวนลูกสูบ และผนังกระบอกสูบ ในจังหวะการอัด ซึ่งแก๊สที่อยู่ในซอกนี้ส่วนใหญ่จะไม่ถูกเผาไหม้ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้ เนื่องจากทางเข้าของซอกเหล่านี้แคบเกินกว่าที่เปลวไฟจะเข้าไปได้ โดยแก๊สที่อยู่ในซอกจะไหลออกจากซอกในช่วงหลังของกระบวนการขยายตัวและในช่วงกระบวนการคาย (ส่วนใหญ่ของแก๊สนี้จะเป็นส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศที่ยังไม่เผาไหม้) การเกิด HC ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด เกิดขึ้นจากการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่ไม่สม่ำเสมอ และจะไม่ขึ้นกับ Air-fuel ratio ซึ่งการเกิด HC นั้นสามารถเกิดขึ้นได้จากสองสาเหตุหลัก ได้แก่ สาเหตุแรกสารผสมบางเกินไปที่จะเกิดการเผาไหม้เนื่องจากลักษณะการจุดระเบิดของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดนั้น เชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่เข้าใกล้ศูนย์ตายบน ซึ่งส่งผลให้การผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศไม่สม่ำเสมอ ทำให้ภายในห้องเผาไหม้บางส่วนมีสารผสมหนา และบางส่วนมีสารผสมบาง ซึ่งการเผาไหม้จะเกิดขึ้นที่บริเวณที่มีสารผสมหนา แล้วบางส่วนที่เป็นสารผสมบางนั้นอาจถูกเจือจางด้วยอากาศ จนทำให้สารผสมบางเกินไปเปลวไฟที่แพร่ขยายมาถึงไม่สามารถเผาไหม้ได้ (Flame quenching) จึงส่งผลให้เกิด HC ขึ้น สาเหตุที่สองเกิดจากระบบการฉีดเชื้อเพลิง ที่จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงสิ้นสุดลงอาจมีเชื้อเพลิงบางส่วนเข้าไปในรูของหัวฉีดซึ่งส่งผลให้การระเหยตัวของเชื้อเพลิงช้าลง และประสิทธิภาพในการผสมกับอากาศลดลง

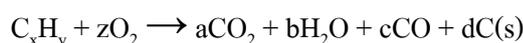
Nitrogen oxides (NO_x) ประกอบไปด้วย Nitric oxide (NO) และ Nitrogen dioxide (NO_2) โดยการเกิด NO_x จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ ที่อุณหภูมิสูงอัตราการเกิด NO_x ก็จะสูงขึ้น โดย NO_x จะเกิดขึ้นอย่างรวดเร็วที่อุณหภูมิสูงมากกว่า 2000 K ขึ้นไป ปฏิกิริยาในการเกิด NO นั้นถูกอธิบายด้วย Extended Zeldovich mechanism



ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด NO_x ที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่คือ Nitric oxide (NO) โดยการก่อตัวของ Nitric oxide (NO) ในเครื่องยนต์ CI จะเกิดจาก Nitrogen และ Oxygen ทำปฏิกิริยากันที่อุณหภูมิมากกว่า 2000 K ในช่วง Steady state conditions การเกิด Nitric oxide จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น การลดการเกิด Nitric oxide สามารถทำได้ 2 วิธีคือ ลดบริเวณที่มีสารผสมบางในกระบวนการเผาไหม้ และลดอุณหภูมิในการเผาไหม้ของสารผสมบาง

Particulate matter (PM) เป็นมลพิษหลักที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด โดย PM ประกอบด้วย Soot, Extractable fraction และ Inorganic compounds โดยในส่วนนี้จะมุ่งเน้นอธิบาย Soot เป็นหลักเนื่องจากส่วนประกอบหลักของ PM ที่ออกมาจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดคือ Soot

Soot particles เกิดขึ้นจากอะตอมของคาร์บอนจัดเรียงตัวขึ้นเป็นกลุ่มหรือเป็นห่วงโซ่ Soot จะก่อตัวขึ้นภายในห้องเผาไหม้ โดยเป็นการจับตัวกันระหว่าง อะตอมของคาร์บอนที่อยู่ในสถานะแก๊สแล้วกลั่นตัวอยู่ในสถานะของแข็ง โดยกระบวนการในการจับตัวกันนั้นจะเกิดขึ้นที่สถานะที่มี Oxygen ต่ำบริเวณแกนของสเปร์รี่ ซึ่งปฏิกิริยาของการเกิด Soot เรียกว่า Pyrolysis reaction



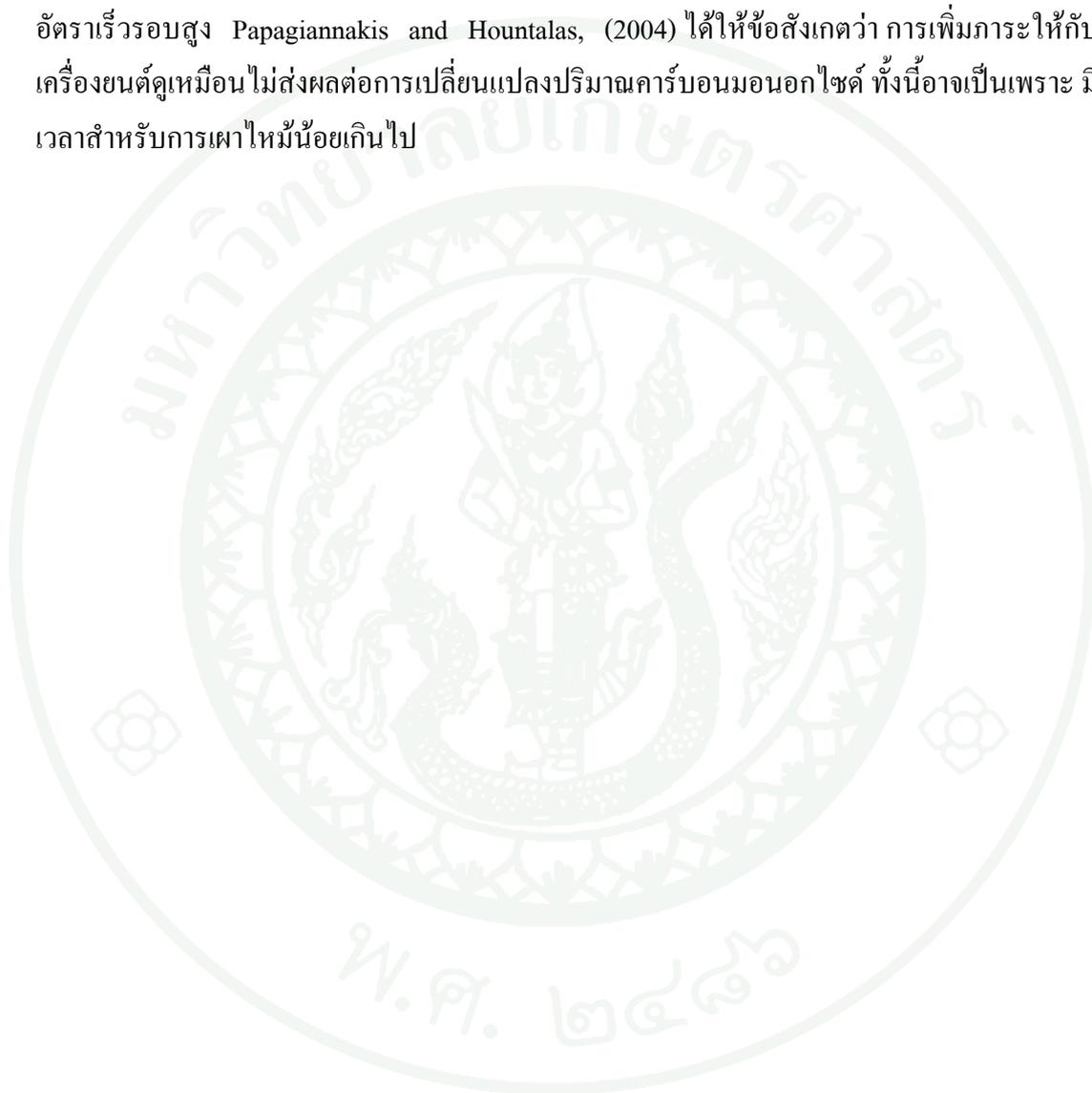
ซึ่งปัจจัยในการก่อให้เกิดปฏิกิริยา คือ ส่วนผสมหนาและอุณหภูมิสูง โดยการเกิด Soot นั้นจะเปลี่ยนแปลงไปตาม Engine design และ Operating parameter

Shrestha and Karim (2006) รายงานการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ใช้น้ำมันดีเซลร่วมกับก๊าซธรรมชาติ ว่าสามารถช่วยลดปริมาณมลพิษในไอเสียจำพวก NO_x และ Particulate แต่เนื่องจากการทำงานของเครื่องยนต์ใช้อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศบาง (Lean mixture) ซึ่งมีส่วนสำคัญเป็นอย่างยิ่งต่อลักษณะของอัตราการเผาไหม้ และทำให้อัตราการปลดปล่อยพลังงานต่ำ เหลือสารมลพิษพวกไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ในปริมาณที่สูง ประสิทธิภาพและสมรรถนะของเครื่องยนต์ต่ำลง โดยการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ภาระต่ำ (Light load) จะให้สมรรถนะต่ำ เนื่องจากส่วนผสมบางจากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซน้อย สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่เป็นผลจากการเผาไหม้น้ำมันดีเซล การใช้เชื้อเพลิงร่วมนอกจากจะทำให้ระยะเวลาของ Ignition delay ยาวนานยิ่งขึ้นแล้วยังเป็นสาเหตุสำคัญให้ส่วนผสมเผาไหม้ไม่หมด จึงปล่อยสารไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้และคาร์บอนมอนอกไซด์ออกมาปริมาณสูง ดังนั้นการดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซล ไปเป็นเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมเมื่อทำงานที่สถานะเดินเบา หรือมีภาระน้อย ๆ จึงควรให้มีการจ่ายเฉพะน้ำมันดีเซลเท่านั้น

Papagiannakis and Hountalas (2004) ทำการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1500 และ 2500 รอบต่อนาที เพื่อศึกษาการเปลี่ยนแปลงปริมาณความเข้มข้นของสารมลพิษในแก๊สไอเสียที่ภาระการทำงานต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ พบว่า ปริมาณความเข้มข้นของสารไฮโดรคาร์บอนเป็นฟังก์ชันของภาระเครื่องยนต์ โดยการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นนั้น ขึ้นอยู่กับคุณภาพของการเผาไหม้ ที่ภาระต่ำ จะพบปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมมีค่ามากกว่าในเครื่องยนต์เดียวกันที่ทำงานแบบดีเซลทั่วไป ซึ่งมีสาเหตุหลักคือ อุณหภูมิไอดีต่ำ อัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิงต่ออากาศบาง ส่งผลให้การเผาไหม้ช้า จึงทำให้มีสารผสมบางส่วนหลุดออกมาจากกระบวนการเผาไหม้ เมื่อเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์พบแนวโน้มที่ปริมาณไฮโดรคาร์บอนลดลงภายใต้การทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วม ซึ่งเป็นผลของอุณหภูมิแก๊สเผาไหม้ที่เพิ่มสูงขึ้น จึงช่วยให้การเกิดออกซิเดชันของไฮโดรคาร์บอนมีประสิทธิภาพมากขึ้น อย่างไรก็ตามจากสถานะทั้งหมดที่ทำการทดสอบ ปริมาณไฮโดรคาร์บอนมีค่าสูงกว่าเมื่อเทียบกับการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปและการเพิ่มอัตราเร็วรอบ จาก 1500 เป็น 2500 รอบต่อนาที ไม่พบผลกระทบที่ชัดเจนเหมือนทั้งสองกรณีแรก

สำหรับปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ก็พบว่าเป็นฟังก์ชันของภาระเครื่องยนต์เช่นเดียวกัน จากการที่อัตราการก่อตัวของคาร์บอนมอนอกไซด์เป็นฟังก์ชันของแก๊สที่ยังไม่เผาไหม้ และอุณหภูมิของสารผสม ซึ่งพารามิเตอร์ทั้งสองนี้จะเป็นตัวควบคุมการแตกตัวของเชื้อเพลิง และการ

เกิดออกซิเดชัน ภายใต้การทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วมปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ มีค่าสูงกว่าแบบดีเซลทั่วไปอย่างมีนัยยะ ที่อัตราเร็วรอบต่ำ จะปรากฏอย่างเด่นชัดว่าคาร์บอนมอนอกไซด์ ลดต่ำลงเมื่อเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์ ซึ่งเป็นผลมาจากการใช้ประโยชน์จากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงก๊าซมาปรับปรุงกระบวนการเผาไหม้โดยเฉพาะอย่างยิ่งในช่วงที่สองของกระบวนการเผาไหม้ ในขณะที่อัตราเร็วรอบสูง Papagiannakis and Hountalas, (2004) ได้ให้ข้อสังเกตว่า การเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์ดูเหมือนไม่ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ ทั้งนี้อาจเป็นเพราะมีเวลาสำหรับการเผาไหม้น้อยเกินไป



อุปกรณ์และวิธีการ

อุปกรณ์

1. เครื่องยนต์ทดสอบ (Engine)

เครื่องยนต์ Ricardo hydra เป็นเครื่องยนต์สูบเดี่ยว ที่ถูกออกแบบมาสำหรับเป็นเครื่องยนต์วิจัยในห้องปฏิบัติการ โดยเฉพาะ เครื่องยนต์สามารถปรับการทำงานตามกระบวนการทำงานใหม่ได้ 3 ลักษณะ ได้แก่ เป็นเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบดีเซลฉีดตรง (Direct injection), เครื่องยนต์ด้วยการอัดแบบดีเซลฉีดโดยอ้อม (Indirect injection) และเป็นเครื่องยนต์แบบจุดระเบิดด้วยประกายไฟ (Spark ignition) โดยการเปลี่ยนฝาสูบและอุปกรณ์ส่วนควบของระบบจ่ายเชื้อเพลิง ซึ่งการทำงานทั้งสามลักษณะดังกล่าวเครื่องยนต์จะมีคุณลักษณะที่ต่างกัน อย่างไรก็ตามในงานวิจัยนี้ ได้ทำการดัดแปลงเครื่องยนต์เพิ่มเติมจากพื้นฐานเดิมที่เป็นเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรงที่มีรายละเอียดทางเทคนิคตามตารางที่ 1 ให้เป็นเครื่องยนต์ที่ทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วม โดยการติดตั้งระบบจ่ายน้ำมันดีเซลแบบปั๊ม Common rail ที่สามารถควบคุมแรงดัน จังหวะการฉีด (Injection timing) ระยะเวลาการฉีด (Injection duration) รวมทั้งจำนวนครั้งของการฉีดเข้าแทนที่ระบบเดิมของเครื่องยนต์ และติดตั้งระบบจ่ายก๊าซธรรมชาติให้กับเครื่องยนต์ โดยการติดตั้งหัวฉีดก๊าซเข้ากับท่อไอเสียให้ก๊าซผสมกับอากาศที่ประมาณ 140 ซม. ก่อนเข้าสู่เครื่องยนต์ ควบคุมปริมาณการจ่ายก๊าซด้วยการปรับเวลาการเปิดของหัวฉีดด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ (LabVIEW software)

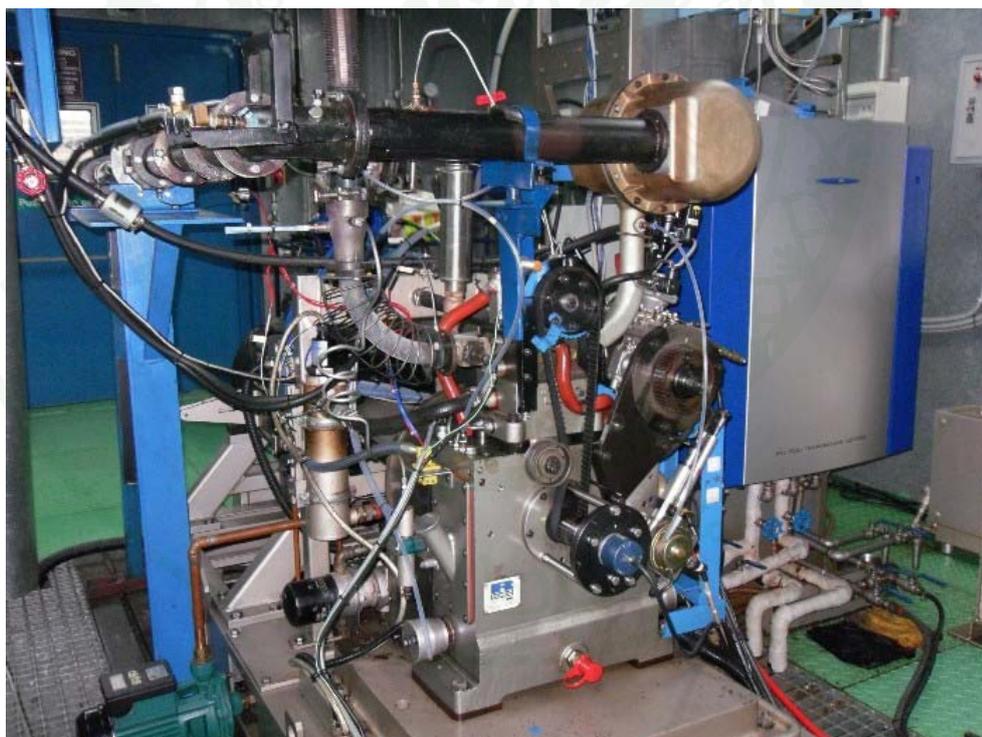
ตารางที่ 1 รายละเอียดทางเทคนิคของเครื่องยนต์ทดสอบ Ricardo hydra

ITEM	SPECIFICATION
Engine Type	2Valve DI Diesel Ricardo hydra
Fuel system	Common rail
Aspiration	Naturally aspirated
Compression ratio	20.36:1
Displacement	449.77 cc
Bore	80.26 mm

ตารางที่ 1 (ต่อ)

ITEM	SPECIFICATION
Stroke	88.90 mm
Connecting rod	158.0 mm
Intake valve open	8° before TDC (+352° after TDC ^a)
Intake valve close	42° after BDC (-138° after TDC ^a)
Exhaust valve open	60° before BDC (+120° after TDC ^a)
Exhaust valve close	12° after TDC (-348° after TDC ^a)

หมายเหตุ: ^a เป็นองศาเฟลาข้อเหวี่ยงในจังหวะการจุดระเบิดที่ TDC



ภาพที่ 5 แสดงเครื่องยนต์ทดสอบ Ricardo hydra ที่ติดตั้งกับไดนาโมมิเตอร์

2. ไดนาโมมิเตอร์และหน่วยควบคุม (Dynamometer and Control Unit)

ไดนาโมมิเตอร์และหน่วยควบคุม เครื่องยนต์ทดสอบถูกติดตั้งเข้ากับไดนาโมมิเตอร์แบบไฟฟ้ากระแสตรง (DC Dynamometer) ขนาด 360V, 93A, 37kW ที่สามารถเป็นได้ทั้งมอเตอร์และเจนเนอเรเตอร์ในตัว กล่าวคือจะทำหน้าที่เป็น มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง ในขณะที่สตาร์ทและเครื่องยนต์ทำงานแบบ Motoring ด้วยหลักการผ่านกระแสไฟฟ้าเข้าไปในขดลวด ซึ่งอยู่ภายใต้สนามแม่เหล็กจะทำให้เกิดแรงกระทำขึ้นบนขดลวดและทำให้ขดลวดนั้นเคลื่อนที่ เครื่องยนต์ที่ถูกติดตั้งบนแกนเดียวกันกับขดลวดก็จะหมุนตาม ในทางกลับกัน ไดนาโมมิเตอร์จะทำหน้าที่เป็น ดีไซน์เจนเนอเรเตอร์ เมื่อต้องการใช้เป็นภาระของเครื่องยนต์ ด้วยหลักการเครื่องยนต์ส่งกำลังไปขับขดลวดตัวนำตัดกับสนามแม่เหล็ก เหนี่ยวนำให้เกิดแรงดันไฟฟ้ากระแสตรงขึ้น แล้วต่อเข้ากับอุปกรณ์คอนเวอเตอร์ เพื่อแปลงเป็นไฟฟ้ากระแสสลับ 3 เฟส ส่งกลับเข้าสู่แหล่งจ่ายต่อไป ไดนาโมมิเตอร์ มีอุปกรณ์วัดความเร็ว (Tachogenerator) ที่ถูกติดตั้งเข้ากับเพลาเพื่อส่งสัญญาณอัตราเร็วรอบของไดนาโมมิเตอร์ไปยังหน่วยควบคุมการทำงาน (AVL PUMA 5) ซึ่งมีรายละเอียดทางเทคนิคดังตารางที่ 2 ต่อไปนี้

ตารางที่ 2 รายละเอียดทางเทคนิคของไดนาโมมิเตอร์

ITEM	SPECIFICATION
Manufacturer	McClure
Type	Shunt wound DC machine
Rating	0/37/37 kW continuous absorbing
Armature	360 volts 93 amps
Field	340 volts
Tachogenerator	40 volts/1000 rpm

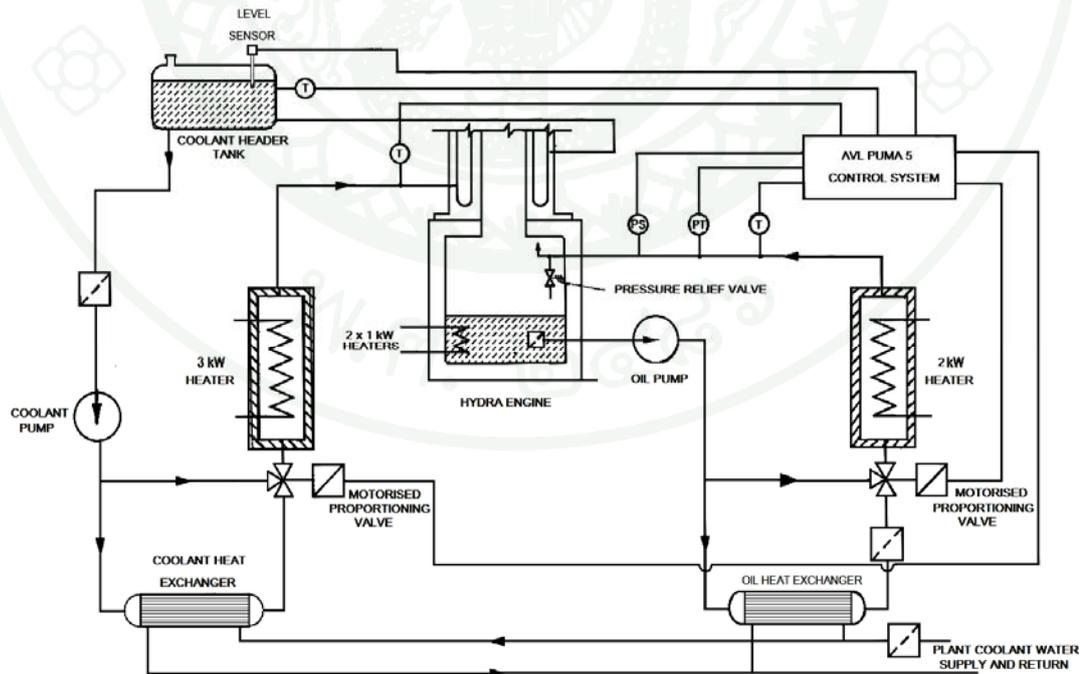
3. ระบบหล่อเย็น (Cooling System)

ระบบหล่อเย็นของเครื่องยนต์ทดสอบเป็นแบบวงจรปิด น้ำหล่อเย็นที่ออกจากเครื่องยนต์ไหลเข้าทางด้านบนของถังพัก แล้วถูกดูดออกด้วยปั๊มทางด้านล่าง เพื่อส่งเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ที่มีน้ำจากแหล่งข้างนอกอุณหภูมิ 30-40° C มาเป็นตัวแลกเปลี่ยนความ

ร้อน จากนั้นจึงส่งเข้าสู่เครื่องยนต์โดยไหลผ่าน ฮีตเตอร์ขนาด 3 kW มีวาล์วบายพาสสามทางแบบไฟฟ้า ที่ควบคุมด้วย PID จากหน่วยควบคุม AVL PUMA 5 เพื่อควบคุมอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นให้ได้ 85°C เมื่อเครื่องยนต์ทำงาน ดังนั้นระบบจะมีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิ้ล เพื่อส่งค่าไปเป็น Feedback control ให้กับ PID และแสดงผลไปยังหน่วยควบคุม

4. ระบบหล่อลื่น (Lubricant System)

ระบบหล่อลื่นของเครื่องยนต์ทดสอบเป็นแบบวงจรปิดเช่นเดียวกับระบบหล่อเย็น ในวงจรจะมีฮีตเตอร์ขนาด 3 kW ที่ติดตั้งอยู่ภายในเครื่องยนต์ 1 ตัว และอยู่ภายนอกอีก 1 ตัว น้ำมันหล่อลื่นถูกปั๊มออกจากเครื่องยนต์ เพื่อส่งเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ที่มีน้ำจากแหล่งข้างนอกอุณหภูมิ $30\text{-}40^{\circ}\text{C}$ มาเป็นตัวแลกเปลี่ยนความร้อน จากนั้นส่งเข้าสู่เครื่องยนต์โดยผ่าน ฮีตเตอร์ตัวที่อยู่ภายนอกเครื่องยนต์จะมีวาล์วบายพาสสามทางแบบไฟฟ้า ที่ควบคุมด้วย PID จากหน่วยควบคุม AVL PUMA 5 เพื่อควบคุมอุณหภูมิของน้ำมันหล่อลื่นให้ได้ 85°C เมื่อเครื่องยนต์ทำงาน ดังนั้นระบบจะมีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิ้ล เพื่อส่งค่าไปเป็น Feedback control ให้กับ PID และแสดงผลที่หน่วยควบคุม



ภาพที่ 6 แสดงแผนผังวงจรระบบควบคุมอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอุณหภูมิน้ำมันเครื่อง

5. เครื่องวิเคราะห์มลพิษไอเสีย (Exhaust Gas Emissions Analysis)

ปริมาณความเข้มข้นของสารมลพิษในไอเสียของการทดสอบในงานวิจัยนี้ ถูกวัดโดยชุดเครื่องวิเคราะห์มลพิษไอเสีย AMA 1800 ที่ผลิตโดยบริษัท เอวีแอล ออโตโมทีฟ โดยเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย AMA1800 นี้ประกอบด้วย

Nondispersive Infrared analyzer (NDIR) ที่ใช้วัดค่า คาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) และ คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ที่ใช้หลักการที่ว่า รังสีอินฟราเรด (Infrared) จะถูกดูดกลืนโดยสารต่างชนิดกันได้ไม่เท่ากัน ดังนั้น สารต่างชนิดกันจะดูดกลืนรังสีอินฟราเรดที่ความยาวคลื่นต่างกัน

Flame Ionization Detector (FID) เป็นเครื่องมือวัดความเข้มข้นของไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ (Unburned hydrocarbon) โดยใช้หลักการเผาไฮโดรเจนบริสุทธิ์กับอากาศ เปลวไฟที่ได้จะมีการแตกตัวน้อยมาก แต่ถ้ามีโมเลกุลของไฮโดรคาร์บอนรวมเข้าไปเพียงเล็กน้อย การแตกตัวจะเพิ่มขึ้นอย่างมหาศาล ซึ่งจะเป็นสัดส่วนกับจำนวนคาร์บอนอะตอมในโมเลกุล

Chemiluminescent analyzer (CLA) เป็นเครื่องวิเคราะห์ NO_x ที่ใช้การลดความดัน และใช้ Silicon photo diode เป็นตัวจับแสงที่เกิดจากปฏิกิริยาเคมี (Chemiluminescent reaction) เพื่อตรวจวัดไนตริกออกไซด์ (NO) บนพื้นฐานของการเกิดปฏิกิริยาเคมีระหว่าง NO กับ โอโซน (O_3) ทำให้เกิดไนโตรเจนออกไซด์ (NO_2) และออกซิเจน (O_2) ประมาณ 10% ของโมเลกุล NO_2 ที่เกิดขึ้นครั้งแรกจะอยู่ในสถานะตื่นตัว (Excited state) ซึ่งจะเปลี่ยนมาอยู่ในสถานะเสถียร (Ground state) โดยการปล่อยแสงออกมา ซึ่งความเข้มของแสงที่เกิดขึ้นจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับปริมาณของ NO แสงที่เกิดขึ้นนี้จะถูกตรวจวัดโดย Photo diode การหาค่า NO_x จะเหมือนกับการหาค่า NO แตกต่างกันเพียงก่อนที่ก๊าซตัวอย่างจะผ่านเข้าไปในห้องเกิดปฏิกิริยา จะผ่านไปใน Converter ซึ่ง NO_x จะถูกเปลี่ยนเป็น NO

สารมลพิษจากไอเสียที่ได้จากการทำงานของเครื่องยนต์ DDF จะถูกดูดผ่านชุด Heated filter และ Heated line ที่รักษาอุณหภูมิไว้ที่ 190°C เพื่อกักอนุภาคต่าง ๆ และป้องกันไอเสียที่ดูดเข้ากลั่นตัวเป็นหยดน้ำ ที่จะก่อให้เกิดความเสียหายกับเครื่องมือวัดและผลการวัดค่า

6. อุปกรณ์บันทึกค่าความดันในกระบอกสูบ (Pressure Measurement Apparatus)

อุปกรณ์วัดความดันในกระบอกสูบแบบควอตซ์ (Quartz piezoelectric pressure transducer) ซึ่งจะจ่ายประจุไฟฟ้าออกมา เมื่อมีแรงกระทำบนผลึกควอตซ์ ประจุที่ปล่อยออกมาจะมีการแปรค่าตามแรงกระทำ ผลิตจากบริษัท Kistler Type 6061B ช่วงการใช้งานอยู่ในช่วง 0 – 250 บาร์ linearity น้อยกว่า $\pm 0.5\%$ Full scale span และ Sensitivity ประมาณ 25 pC/bar

อุปกรณ์ขยายสัญญาณไฟฟ้า (Charge amplifier) นำมาใช้ร่วมกับอุปกรณ์วัดความดันในกระบอกสูบแบบควอตซ์ ผลิตจากบริษัท Kistler Model 5011 ช่วงในการวัด $\pm 10 - 999,000$ pC ความถี่ใช้งาน 1 Hz - 200 kHz สร้างสัญญาณได้ 8 Stage low pass filter สามารถเลือกค่า Time constants ได้ 3 ค่า อุปกรณ์ขยายสัญญาณไฟฟ้านี้มีหน้าที่รับประจุไฟฟ้าจากอุปกรณ์วัดความดันในกระบอกสูบ แล้วแปลงและขยายสัญญาณออกเป็นแรงเคลื่อนไฟฟ้าขนาด 0 – 10 โวลต์เพื่อส่งสัญญาณไปยังอุปกรณ์เก็บข้อมูล

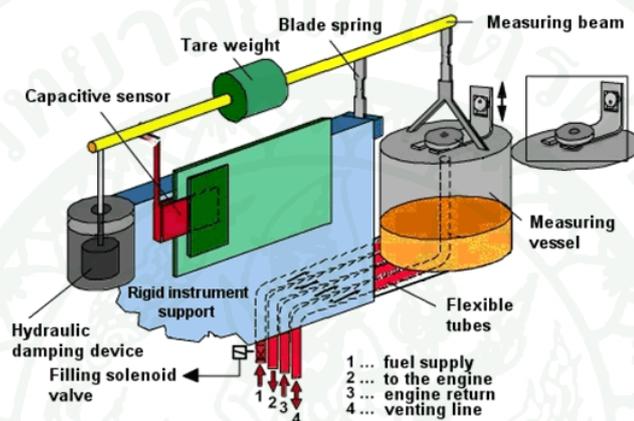
อุปกรณ์เก็บข้อมูล (High speed data acquisition) ทำหน้าที่จัดเก็บข้อมูลสัญญาณต่าง ๆ และวิเคราะห์ผลการเผาไหม้จากการทดสอบเครื่องยนต์ที่สภาวะต่าง ๆ ไปพร้อมกัน ผลิตจากบริษัท DEWETRON Model DEWE52 PCI3216 เป็นอุปกรณ์เก็บข้อมูลซึ่งทำงานร่วมกับโปรแกรม Dewesoft เวอร์ชัน 6.6.5 สามารถรับสัญญาณได้ทั้งแบบ Charge และแบบ Analog ในช่วง $\pm 10V$

อุปกรณ์วัดตำแหน่งการหมุนของเพลาช้อเหวี่ยง (Angle encoder) ผลิตจากบริษัท Kistler Model 2614A อุปกรณ์นี้มีหน้าที่หามุมการเคลื่อนที่ของเพลาช้อเหวี่ยงเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างความดันในกระบอกสูบและความดันในท่อไอดี ที่ตำแหน่งองศาการหมุนของมุมเพลาช้อเหวี่ยงต่าง ๆ ช่วงการใช้งานอยู่ในช่วง 0 ถึง 20000 รอบต่อนาที อุปกรณ์นี้จะใช้ร่วมกับ Pulse multiplier model Type 2614A4 ซึ่งทำหน้าที่ทริกสัญญาณของอุปกรณ์วัดตำแหน่งการหมุนของเพลาช้อเหวี่ยงก่อนที่จะส่งสัญญาณที่มีความละเอียดถึง 0.2° CA ไปยังอุปกรณ์เก็บข้อมูล

7. อุปกรณ์วัดการไหลของน้ำมันดีเซล (Gravitation Fuel Balance)

เครื่องมือที่ใช้วัดอัตราการจ่ายน้ำมันดีเซลให้กับเครื่องยนต์ หรือเครื่องวัดอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันดีเซล คือ AVL 733 Fuel mass balance ที่ผลิตโดย บริษัท เอวีแอล ออโตโมทีฟ เป็น

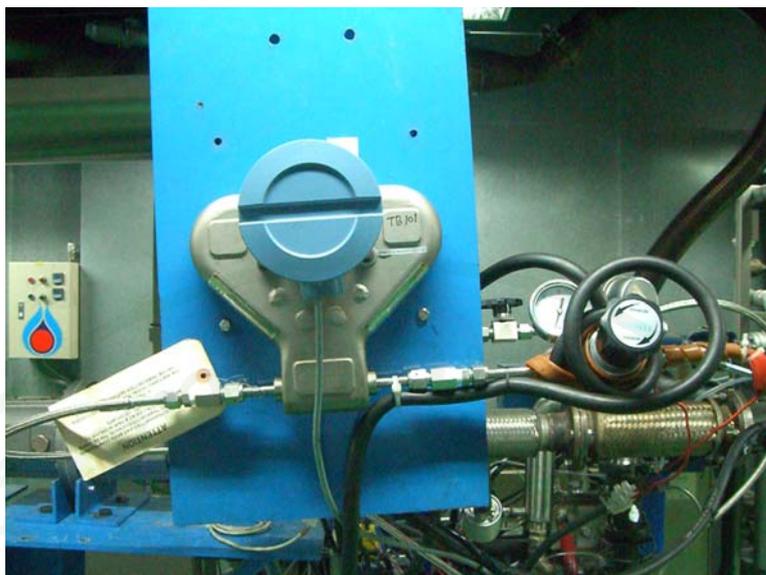
เครื่องมือที่มีความแม่นยำสูง โดยอาศัยพื้นฐานตามหลักการของแรงโน้มถ่วง ปริมาณของน้ำมันเชื้อเพลิงที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์อ่านค่าได้โดยตรง จากน้ำหนักที่ลดลงของ Vessel ที่จับค่าโดย Capacitive sensor เทียบกับมวลมาตรฐาน โดยเมื่อเติมเติมน้ำมันใน Vessel จะมีน้ำหนัก 1800 กรัม การวัดจะสัมพันธ์กับเวลา จึงมีความแม่นยำสูง แม้ทำการวัดขณะที่มีอัตราสิ้นเปลืองต่ำ ๆ และใช้เวลาการวัดสั้น ๆ โดยมีช่วงใช้งานระหว่าง 0 – 150 kg/hr



ภาพที่ 7 แสดงส่วนประกอบภายในเครื่องมือวัดอัตราการไหลของน้ำมันดีเซล Mass balance

8. อุปกรณ์วัดการไหลของก๊าซธรรมชาติ (CNG Gas Flow Meter)

การวัดปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติให้กับเครื่องยนต์ ในงานวิจัยนี้คือ Micro motion compressed natural gas meters รุ่น CFM010M ซึ่งเป็นรุ่นที่เหมาะสมกับการวัดในช่วงอัตราการไหลต่ำ ๆ สามารถวัดอัตราการไหลได้สูงสุด 108 kg/hr ผลิตโดยบริษัท EMERSON Process Management ใช้วัดการไหลแบบเชิงมวลของก๊าซธรรมชาติได้โดยตรง จึงสามารถอ่านค่าได้ทั้งอัตราการไหลเชิงปริมาตรและอุณหภูมิ ความแม่นยำของการวัดเป็นฟังก์ชันของอัตราการไหลเชิงมวลของของไหล ที่เป็นอิสระจากอุณหภูมิการทำงาน ความดันของของไหล และองค์ประกอบของสาร อย่างไรก็ตาม ความดันตกคร่อมของไหลที่ผ่านเซนเซอร์จะขึ้นอยู่กับพารามิเตอร์ทั้งสาม เมื่อก๊าซธรรมชาติไหลผ่านเซนเซอร์

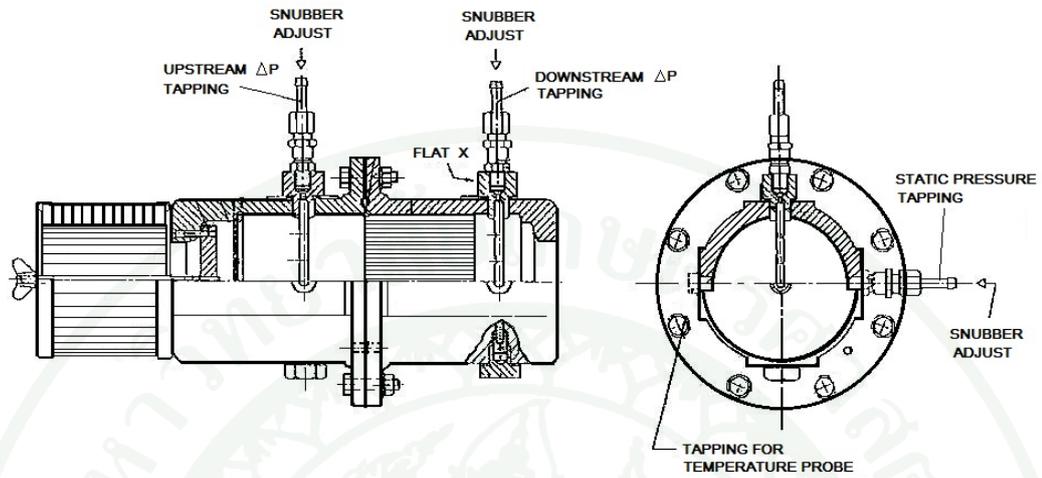


ภาพที่ 8 เครื่องมือวัดอัตราการไหลของก๊าซธรรมชาติ Micro motion CNG meter

9. อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ (Laminar Air Flow Meter)

อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศที่เข้าสู่เครื่องยนต์ Laminar flow meter (LFM) Model P7200 ของบริษัท CUSSONS ที่มีค่าคงที่สำหรับคำนวณอัตราการไหลเท่ากับ 0.1354 ย่านการวัดระหว่าง 0-200 ลิตรต่อวินาที ถูกออกแบบมาสำหรับการวัดปริมาณการไหลของอากาศที่ไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ทั้งแบบแรงดันปกติและแบบอากาศอัดแรงดันสูงถึง 4 บาร์ (Boost pressure) ภายในห้องปฏิบัติการทดสอบเครื่องยนต์สันดาปภายในโดยเฉพาะ ภายใน LFM มีลักษณะเป็นแผ่นโลหะลูกฟูกหลาย ๆ แผ่นวางซ้อนกันเป็นรังผึ้งเต็มหน้าตัดของ LFM เกิดเป็นรูรูปสามเหลี่ยมมีขนาดด้าน 0.46 mm ความยาวของรังผึ้ง 76 mm เมื่ออากาศไหลผ่าน LFM จะทำให้การไหลมีความราบเรียบลดการเกิดคลื่นของการไหล ให้ผลการวัดมีความแม่นยำสูง โดยอัตราการไหลของอากาศจะมีความสัมพันธ์ขึ้นอยู่กับผลความดันแตกต่างระหว่างด้านเข้ากับด้านออกของตัว LFM ดังนั้น LFM จะมีการใช้งานร่วมกับ Differential pressure transmitter ที่ติดตั้งสำหรับวัดความดันแตกต่าง โดยมีย่านการวัดอยู่ที่ 0-2 นิ้วน้ำ จ่ายสัญญาณออกแบบ Analog 4-20 mA ส่งไปยังหน่วยควบคุม PUMA 5 เพื่ออ่านและบันทึกค่าความดันแตกต่างที่เกิดขึ้น สำหรับการคำนวณอัตราการไหล รวมทั้งติดตั้งเทอร์โมคัปเปิ้ล สำหรับวัดอุณหภูมิ เพื่อหาความหนาแน่นของอากาศ เมื่อทำการคำนวณเป็นการไหลเชิงมวล โดยอัตราการไหลของอากาศสามารถหาได้จากสมการ

อัตราการไหล (l/sec) = Different Pressure (mmH₂O) x 0.1354



ภาพที่ 9 เครื่องมือวัดอัตราการไหลของอากาศ Laminar Flow Meter

วิธีการ

1. ศึกษาปัจจัยหลักที่มีผลกระทบต่อเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบเชื้อเพลิงร่วม

ในการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบใช้เชื้อเพลิงร่วม มีอยู่หลายปัจจัยที่มีผลกระทบต่อการทำงานของเครื่องยนต์ เช่น อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น อุณหภูมิของอากาศ จังหวะการฉีดเชื้อเพลิง ความดันในการฉีดเชื้อเพลิง เป็นต้น โดยปัจจัยเหล่านี้อาจส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพและการปล่อยสารมลพิษของเครื่องยนต์ ฉะนั้นปัจจัยต่าง ๆ ควรที่จะมีการควบคุมให้มีความเหมาะสมในการทำงานที่สภาวะนั้น เพื่อให้เกิดประสิทธิภาพมากที่สุด

จังหวะการฉีด และรูปแบบการฉีดน้ำมันดีเซล เป็นตัวแปรที่มีผลกระทบโดยตรงต่อการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบเชื้อเพลิงร่วม เนื่องจากมีผลต่อการเตรียมส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศภายในห้องเผาไหม้ก่อนที่จะเกิดการเผาไหม้ขึ้น การดำเนินกระบวนการเผาไหม้ที่จะเกิดขึ้น รวมทั้งผลกระทบอื่น ๆ ที่จะตามมา ดังนั้นผู้วิจัยจึงให้ความสำคัญกับตัวแปรทั้งสองต่อการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงหลัก

2. การติดตั้งและเตรียมเครื่องยนต์ทดสอบ

เครื่องยนต์ Ricardo hydra เป็นเครื่องยนต์สูบเดี่ยว ที่ถูกออกแบบมาสำหรับเป็นเครื่องยนต์วิจัยในห้องปฏิบัติการ โดยเฉพาะ มีพื้นฐานเดิมเป็นเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบดีเซลฉีดตรง (Direct injection) ใช้ระบบจ่ายน้ำมันดีเซลแบบปั๊มจานจ่าย เพื่อที่จะทำการทดสอบหาผลกระทบจากตัวแปรของจังหวะ และรูปแบบการฉีดน้ำมันดีเซลในการเผาไหม้แบบเชื้อเพลิงร่วม ดังนั้นจึงได้ทำการดัดแปลงระบบการจ่ายเชื้อเพลิงให้กับเครื่องยนต์ดังนี้

2.1 ติดตั้งระบบจ่ายน้ำมันดีเซลแบบ Common rail ให้กับเครื่องยนต์ทดสอบ

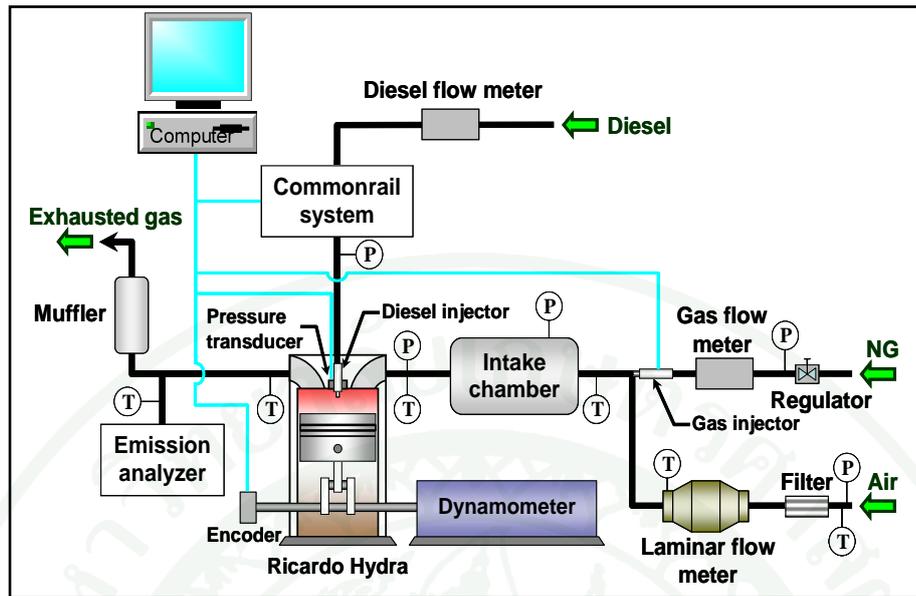
ระบบ Common rail เป็นระบบจ่ายน้ำมัน ที่ประกอบด้วย ปั๊มแรงดันสูง อัดน้ำมันเข้าสู่รางร่วม (Common Rail) เพื่อรอจังหวะการฉีดที่เหมาะสมที่ประมวลได้จากหน่วยควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ (ECU) ดังนั้นระบบคอมมอนเรลจึงสามารถฉีดเชื้อเพลิงได้ยืดหยุ่นตามสภาวะการทำงานที่เหมาะสม ตามการประมวลผลของ ECU โดย ECU ของเครื่องยนต์สามารถรับรู้สภาวะการ

ทำงานของเครื่องยนต์ได้จาก Sensor ต่าง ๆ เพื่อให้สามารถกำหนด จังหวะมุมการฉีด ปริมาณการฉีด ความดันฉีด รวมทั้งจำนวนครั้งของการฉีดได้ตามความต้องการ จึงได้ทำการติดตั้งระบบฉีดแบบ Common rail เข้าไปแทนที่ระบบเดิมของเครื่องยนต์ ประกอบด้วยหัวฉีด รางร่วมหัวฉีด กล้องควบคุมการฉีด (EDU) และปั๊มแรงดันสูง ที่ใช้กำลังขับเคลื่อนจาก DC motor ขนาด 0.5 แรงม้า โดยกำหนดรอบการทำงานที่ 1500 รอบต่อนาที และใช้แรงดันการฉีดคงที่ 250 บาร์ การทำงานของระบบส่งจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงและการกำหนดตัวแปรการฉีดทั้งหมดถูกควบคุมผ่านโปรแกรมคอมพิวเตอร์ LabVIEW

สำหรับการส่งคำสั่งฉีดเป็นการป้อนจำนวนมุมเพลลาข้อเหวี่ยง หมายถึง ระยะเวลาของการยกเข็มหัวฉีด ซึ่งขึ้นกับความดันฉีด รอบการทำงานของเครื่องยนต์ และความดันภายในห้องเผาไหม้ขณะฉีดซึ่งจะแตกต่างกันเมื่อใช้จังหวะมุมการฉีดต่างกัน ดังนั้นก่อนการทดสอบได้ทำการสอบเทียบหาความสัมพันธ์ของเวลาการยกเข็มหัวฉีดกับอัตราการไหลของน้ำมันดีเซล ซึ่งมีความสำคัญอย่างยิ่งสำหรับงานวิจัยนี้ เพื่อที่จะป้อนคำสั่งฉีดได้ถูกต้อง โดยเฉพาะอย่างยิ่งวิธีการแบ่งฉีดสองครั้ง ที่ต้องกำหนดสัดส่วนปริมาณของการฉีดแต่ละครั้ง โดยผลการสอบเทียบที่ได้และใช้สำหรับงานวิจัยนี้ได้แสดงไว้ใน ภาคผนวก ก.

2.2 ติดตั้งระบบจ่ายก๊าซธรรมชาติให้กับเครื่องยนต์ทดสอบ

เพื่อให้เครื่องยนต์สามารถทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วม ระหว่างน้ำมันดีเซลกับก๊าซธรรมชาติได้ จึงได้ทำการติดตั้งชุดจ่ายก๊าซที่ประกอบด้วย ชุดหัวฉีด และ เรกูเลเตอร์ลดแรงดัน (หม้อต้ม) ที่ใช้น้ำหล่อเย็นจากเครื่องยนต์ที่มีอุณหภูมิ 85° C ไหลผ่านเพื่อให้ความร้อนป้องกันไม่ให้ก๊าซที่ถูกลดแรงดันเย็นตัวจนมีน้ำแข็งเกาะที่ท่อทำให้ท่อจ่ายก๊าซอุดตัน โดยที่ตัวหม้อต้มมีโซลินอยด์ไฟฟ้าสำหรับตัดการจ่ายก๊าซด้วย ก่อนที่ก๊าซธรรมชาติจะไหลเข้าสู่หม้อต้มนั้นจะถูกลดแรงดันในขั้นแรกก่อน กล่าวคือ ก๊าซธรรมชาติจากแหล่งจ่ายที่มีความดัน 200 บาร์ ถูกลดแรงดันด้วย ตัวควบคุมแรงดันแบบไดอะแฟรมให้เหลือ 30 บาร์ ก่อนที่จะไหลผ่านอุปกรณ์วัดอัตราการไหล (Micro motion) เพื่อความแม่นยำของการวัดอัตราการไหลเชิงมวล และเข้าสู่หม้อต้มต่อไป สำหรับหัวฉีดก๊าซถูกติดตั้งให้ฉีดก๊าซเข้าพร้อมไอดีเพื่อผสมกับอากาศที่ 140 ซม. ก่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ การควบคุมปริมาณการจ่ายก๊าซเป็นแบบการสั่งยกเข็มหัวฉีดในลักษณะต่อเนื่องตามอัตราการไหลที่ต้องการ โดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ LabVIEW ควบคุมเช่นเดียวกับระบบการจ่ายน้ำมันดีเซล



ภาพที่ 10 แสดงแผนผังการติดตั้งเครื่องยนต์ทดสอบและอุปกรณ์เครื่องมือวัดต่าง ๆ

ที่มา: Aroonsrisopon *et al.*, (2009)

3. การทดสอบเครื่องยนต์

ทำการออกแบบการทดลอง หาผลการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ด้วยการปรับจังหวะและรูปแบบการฉีดน้ำมันดีเซลในลักษณะต่าง ๆ โดยได้กำหนดการทดสอบในช่วงเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระต่ำ ที่อัตราเร็วรอบที่ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที ใช้สัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 70% ซึ่งหาได้จากสมการ

$$\% \text{NG} = \frac{m_{\text{NG}} \cdot \text{LHV}_{\text{NG}}}{(m_{\text{NG}} \cdot \text{LHV}_{\text{NG}}) + (m_{\text{D}} \cdot \text{LHV}_{\text{D}})} \times 100$$

โดย LHV_{NG} คือ ค่าพลังงานความร้อนต่ำของก๊าซธรรมชาติ ซึ่งมีค่าเท่ากับ 34.3 MJ/kg

LHV_{D} คือ ค่าพลังงานความร้อนต่ำของน้ำมันดีเซล ซึ่งมีค่าเท่ากับ 42.8 MJ/kg

ทำการทดสอบเก็บบันทึกผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบ และผลการวัดปริมาณสารมลพิษในแก๊สไอเสีย ซึ่งแบ่งลักษณะการทดสอบดังนี้

3.1 การทดสอบหาผลการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม จากการฉีดน้ำมันดีเซล ล้วงหน้าครั้งเดียวต่อวัฏจักรการเผาไหม้ โดยการปรับเปลี่ยนจังหวะการฉีด

3.2 การทดสอบหาผลการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม จากการฉีดน้ำมันดีเซล ล้วงหน้าสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ โดยปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดครั้งแรก

3.3 การทดสอบหาผลการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม จากการฉีดน้ำมันดีเซล ล้วงหน้าสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ โดยการปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดครั้งที่สอง

3.4 การทดสอบหาผลการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม จากการฉีดน้ำมันดีเซล ล้วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณระหว่างการฉีดครั้งแรกกับครั้งที่สอง

4. การนำผลการทดสอบมาวิเคราะห์ผล

4.1 นำผลการวัดข้อมูลความดันในกระบอกสูบมาแสดง พร้อมทั้งนำไปคำนวณด้วย โปรแกรมคอมพิวเตอร์ VBA Microsoft Excel หาอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ โดยเริ่มต้นจากจังหวะการอัดไปจนถึงสิ้นสุดจังหวะขยายตัว จากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ เพื่อกำหนดจังหวะการจุดระเบิด และจังหวะสิ้นสุดการเผาไหม้ จากแผนภาพลอการิธึมของความดันและปริมาตรกระบอกสูบ ทำให้ได้ผลความดันและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ มุมเพลลาข้อเหวี่ยงที่การเผาไหม้ปลดปล่อยพลังงานความร้อนออกมา 10% ช่วงองศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่อัตราการปลดปล่อยความร้อนของการเผาไหม้ 10 ถึง 90% ผลความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (IMEP) และสัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของผลเฉลี่ยบ่งชี้ (COV of IMEP) ความดันสูงสุดในกระบอกสูบ (Maximum pressure) และอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันในกระบอกสูบ (Pressure rise rate) เพื่อวิเคราะห์ผลการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมจากตัวแปรที่ทำการศึกษา โดยโปรแกรม VBA Microsoft Excel ที่ใช้สำหรับการคำนวณค่าต่าง ๆ ที่กล่าวมา ได้แสดงไว้ในภาคผนวก ข .

4.2 แสดงผลการวัดค่าและวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ทำการศึกษาต่อการเปลี่ยนแปลงปริมาณความเข้มข้นของสารมลพิษที่ออกมาจากแก๊สไอเสียของเครื่องยนต์เชื้อเพลิง

ร่วม ที่ประกอบด้วย ไฮโดรคาร์บอน (THC) มีเทน (CH_4) ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) และสารคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO)

5. สรุปและวิจารณ์ผลกระทบที่เกิดขึ้นจากการทดสอบ

ทำการสรุปและวิจารณ์ผลกระทบที่เกิดขึ้นจากตัวแปรศึกษาต่อการทำงานของเครื่องยนต์ เชื้อเพลิงร่วม จากการทดสอบ

สถานที่และระยะเวลาทำการวิจัย

1. สถานที่

สถานที่ดำเนินการจัดทำโครงการวิทยานิพนธ์ คือ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์และสถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. อำเภอวังน้อย จังหวัด พระนครศรีอยุธยา

2. ระยะเวลาการทำการวิจัย

เริ่มต้นตั้งแต่ 1 มิถุนายน 2552

สิ้นสุด 28 กุมภาพันธ์ 2553

ผลและวิจารณ์

การทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่ดัดแปลงจากเครื่องยนต์ทดสอบมาตรฐาน Ricardo hydra ทำการทดสอบภายใต้สภาวะที่กำหนดคือ ในช่วงเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระต่ำ อัตราเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที ใช้สัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อพลังงานทั้งหมด 70% ทำการทดสอบด้วยวิธีการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าแบบต่าง ๆ

ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผลของการทดสอบเครื่องยนต์ จากพารามิเตอร์ที่สนใจ ศึกษาคือวิธีการฉีดน้ำมันดีเซล ทั้ง จังหวะการฉีด และรูปแบบการฉีดสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม หาผลกระทบต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นจากการบันทึกผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบนำไปหาอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ และผลการวัดปริมาณสารมลพิษที่ออกมากับไอเสีย มีลำดับดังต่อไปนี้

ลักษณะการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของเครื่องยนต์

เพื่อให้เข้าใจถึงกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ในส่วนนี้จะเป็นการพิจารณาลักษณะการปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้วิธีการฉีดน้ำมันดีเซลแบบต่าง ๆ โดยเปรียบเทียบกับการทำงานของเครื่องยนต์ที่ทำงานแบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป จากการทดสอบและบันทึกผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบแล้วนำมาคำนวณหาอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ตามกฎข้อที่ 1 ทางเทอร์โมไดนามิกส์ ด้วยโปรแกรมการคำนวณใน VBA Microsoft Excel ที่ได้แสดงไว้ใน ภาคผนวก ข. พิจารณาและวิเคราะห์โดยอาศัย ลักษณะรูปแบบการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดทั่วไปของ Heywood, (1988) และลักษณะการปลดปล่อยพลังงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมตามคำอธิบายของ Karim, (2003)

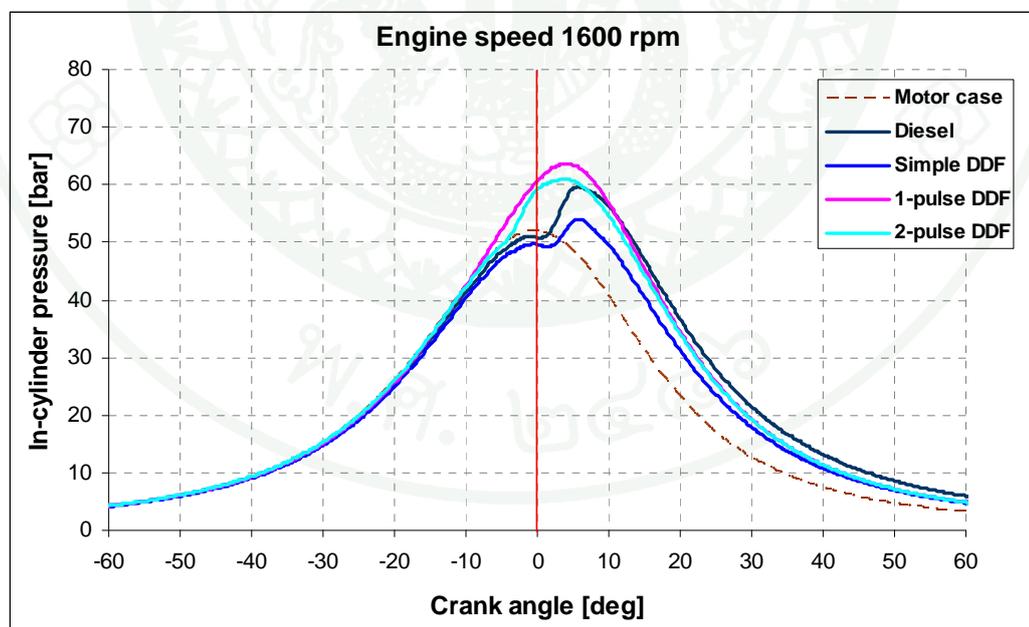
1. ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที

ลักษณะการปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วม เมื่อเปรียบเทียบกับกันจากสภาวะการทดสอบที่กำหนดการจ่ายพลังงานเชื้อเพลิงเท่ากัน ซึ่งประกอบด้วย

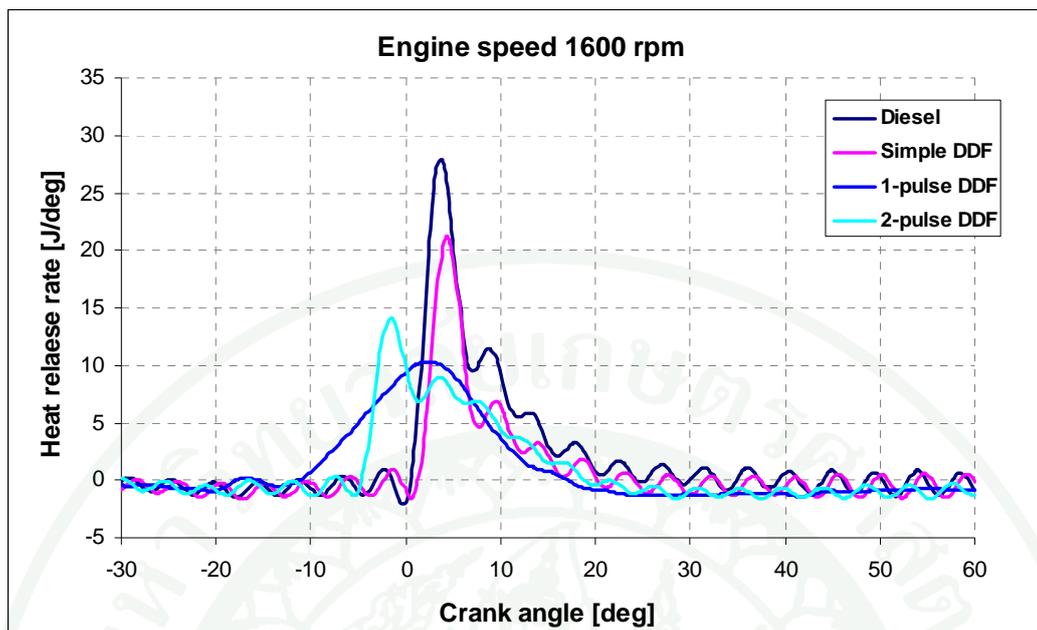
ระบบที่เครื่องยนต์ทำงานแบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป (Diesel) เครื่องยนต์ที่ทำงานในแบบเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลเดียวกันกับเมื่อทำงานในแบบดีเซลทั่วไป (Simple DDF) เครื่องยนต์ทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วมที่ปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้ามากขึ้น (1-pulse DDF) และเครื่องยนต์ทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้วิธีการฉีดสองครั้ง (2-pulse DDF) ซึ่งในแต่ละสภาวะมีเงื่อนไขการทำงาน of เครื่องยนต์ดังตารางที่ 3

ตารางที่ 3 แสดงเงื่อนไขการทดสอบเครื่องยนต์ ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที

Test	Engine	1 st -Injection		2 nd -Injection		Tot. Diesel	% NG
	Speed	Timing	Mass flow	Timing	Mass flow	Mass flow	Energy
	[rpm]	[BTDC]	[%]	[BTDC]	[%]	[kg/hr]	[%]
Diesel	1600	10	100	-	0	0.28	0
Simple DDF	1600	10	100	-	0	0.10	70
1-pulse DDF	1600	45	100	-	0	0.10	70
2-pulse DDF	1600	45	49	15	51	0.10	70



ภาพที่ 11 แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาคือห้วงต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ทำงานแบบดีเซลทั่วไปและเชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที



ภาพที่ 12 แสดงอัตราการปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาช้อเหวี่ยงต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ที่ทำงานแบบดีเซลทั่วไปและเชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที

ผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาช้อเหวี่ยงต่าง ๆ ของการทดสอบเครื่องยนต์ทำงานแบบดีเซลทั่วไปและเชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที แสดงในภาพที่ 11 ซึ่งผลข้อมูลความดันเหล่านี้จะนำไปใช้สำหรับการคำนวณอัตราการปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ เพื่อวิเคราะห์ถึงรูปแบบ ลักษณะ รวมถึงการดำเนินกระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น จากภาพกราฟ กำหนดให้มุมเพลาช้อเหวี่ยงที่ 0 deg เป็นตำแหน่งศูนย์ตายบนในจังหวะจุดระเบิด (TDC) ด้านที่มีค่ามุมเป็นลบ คือจังหวะอัดที่ถูกสูบเลื่อนขึ้นสู่ศูนย์ตายบน (ก่อน TDC) ด้านที่มีค่ามุมเป็นบวก คือจังหวะงานที่ถูกสูบเลื่อนลงสู่ศูนย์ตายล่าง (หลัง TDC) จากภาพกราฟจะเห็นได้ว่า เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ Simple DDF เครื่องยนต์แบบดีเซลทั่วไป เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ 2-pulse DDF และเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ 1-pulse DDF ให้ค่าสูงสุดของความดันในกระบอกสูบสูงขึ้น และตำแหน่งของค่าสูงสุดของความดันเกิดที่มุมเพลาช้อเพลาช้อเหวี่ยงล่วงหน้ามากขึ้น ตามลำดับ โดยเครื่องยนต์ที่ทำงานแบบใช้เชื้อเพลิงร่วม 1-pulse DDF จะให้ผลค่าสูงสุดของความดันสูงที่สุด แต่ตำแหน่งมุมเพลาช้อเหวี่ยงที่เกิดค่าสูงสุดเกิดล่วงหน้ามากกว่าแบบ 2-pulse DDF เล็กน้อย แม้ว่าจะทำการฉีดน้ำมันดีเซลที่มุมเพลาช้อเหวี่ยงล่วงหน้า 45 องศา ก่อนศูนย์ตายบนเท่ากัน โดย 1-pulse DDF จะเริ่มต้นจุดระเบิดได้เร็วกว่าจากอิทธิพลของปริมาณ และความเข้มข้นของสารผสมในช่วง Premixed ที่มากกว่าซึ่งส่งผลให้ Ignition delay period สั้นลงกว่าแบบ 2-pulse

DDF การเริ่มต้นจุดระเบิดที่เกิดขึ้นก่อนศูนย์ตายบนเล็กน้อย (สังเกตจากเส้นความดันที่ตำแหน่งเริ่มมีค่าสูงกว่าเส้นประซึ่งเป็นความดันของห้องเผาไหม้ที่ไม่มีการเผาไหม้เกิดขึ้น) ความดันจากการเผาไหม้เมื่อรวมกับความดันจากการอัดของลูกสูบจึงได้ค่าที่สูงกว่า เครื่องยนต์ที่ทำงานแบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไปกับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ Simple DDF ที่มีการเริ่มต้นจุดระเบิดที่ตำแหน่งหลังศูนย์ตายบนไปแล้ว ดังนั้นปริมาตรห้องเผาไหม้มากขึ้น เมื่อเกิดการจุดระเบิดจึงทำให้เกิดความดันต่ำกว่าการจุดระเบิดที่เกิดขึ้นก่อนศูนย์ตายบน

เครื่องยนต์แบบ Simple DDF กับเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป ให้ผลความดันจากการเผาไหม้มีลักษณะคล้ายกัน โดยเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปให้ค่าสูงสุดของความดันสูงกว่า และตำแหน่งของค่าสูงสุดเกิดที่มุมเพลาคือเอียงล่งหน้ามากกว่า แม้ว่าจะทำการฉีดน้ำมันดีเซลที่จังหวะมุมเพลาคือเอียงเท่ากัน ทั้งนี้เนื่องจากอิทธิพลของปริมาณน้ำมันดีเซลที่ฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ซึ่งจะส่งผลต่อปริมาณและความเข้มข้นของสารผสมในช่วง Premixed เช่นเดียวกันกับความแตกต่างของ 1-pulse DDF กับ 2-pulse DDF และเป็นที่น่าสนใจว่าเส้นกราฟผลความดันของเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปและ Simple DDF ในช่วงปลายจังหวะอัดจนถึงตำแหน่งมุมเพลาคือเอียงที่เริ่มจุดระเบิด มีค่าต่ำกว่าเส้นประของความดันจากการอัดที่ไม่มีจุดระเบิด คาดว่าเกิดจากการสูญเสียความร้อนของห้องเผาไหม้ให้กับน้ำมันดีเซลใช้ในการระเหยตัวและค่า Specific heat ratio ของสารผสมที่ต่ำลง ความดันในช่วงดังกล่าวจึงต่ำลง ซึ่งเหตุการณ์นี้ไม่เกิดขึ้นในกรณีของ 1-pulse DDF กับ 2-pulse DDF คาดว่าในจังหวะฉีดน้ำมันดีเซลอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่ตำแหน่งดังกล่าวมีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิของน้ำมันดีเซลที่ถูกฉีดเข้าไป

จากภาพที่ 12 จะเห็นได้ว่าเครื่องยนต์ที่ทำงานแบบ Simple DDF มีลักษณะการปลดปล่อยพลังงานคล้ายกับกราฟอัตราการปล่อยพลังงานของเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปที่ใช้จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลเดียวกัน แต่จะให้ค่าพลังงานในแต่ละเฟสการเผาไหม้ ทั้งในช่วง Premixed combustion และ Diffusion combustion มีค่าต่ำกว่า ทั้งนี้เนื่องมาจาก Simple DDF มี Ignition source น้อยกว่า (ปริมาณดีเซลขณะเริ่มต้นจุดระเบิด) ดังนั้น สารผสมที่เกิด Auto-ignition บางกว่า ขนาดของเปลวไฟ (Flammable region) มีปริมาตรเล็กกว่า ค่าสูงสุดของอัตราการปล่อยพลังงานของ Premixed combustion จึงมีค่าต่ำกว่า เมื่อกระบวนการเผาไหม้ดำเนินมาถึงช่วง Diffusion จะเห็นได้ว่า ในแต่ละตำแหน่งมุมเพลาคือเอียงค่าของพลังงานที่ถูกปล่อยออกมา ก็ยังต่ำกว่าการทำงานของเครื่องยนต์แบบดีเซลทั่วไป ซึ่งในช่วงนี้เป็นการลามของเปลวไฟไปสู่ส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศที่อยู่โดยรอบภายในห้องเผาไหม้ เนื่องการทำงานของเครื่องยนต์เป็นการทำงานในช่วงภาวะ

ค่า สารผสมที่อยู่ห่างจาก Flammable region เป็นส่วนผสมบาง ทำให้การลามของเปลวไฟเป็นไปได้ยาก กราฟอัตราการปล่อยพลังงานในช่วงนี้จึงต่ำกว่า ซึ่งหากจะทำให้พลังงานจากการเผาไหม้ในช่วงนี้สูงขึ้น ตามข้อเสนอแนะของ Karim, 2003 สามารถทำได้โดยการเพิ่ม ปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซเข้าไป และจากกราฟอัตราการปล่อยพลังงานความร้อนของ Diesel กับ Simple DDF นี้จะเห็นได้ว่า ตำแหน่งที่กราฟเริ่มชันขึ้นสู่ค่าสูงสุด ของ Simple DDF เป็นตำแหน่งที่ต่ำกว่า Diesel เล็กน้อย ทั้งนี้ก็เนื่องมาจาก Ignition delay period ของการทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วมที่ยาวกว่าแบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไปนั่นเอง ซึ่งเป็นผลของ Equivalence ratio ของ Pilot diesel ขณะเกิด Auto-ignition ปริมาณออกซิเจนที่ลดลงจากไอดีที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ที่ไม่ใช่อากาศเพียงอย่างเดียวแต่เป็นส่วนผสมของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ ทำให้ค่า Specific heat ratio ต่ำลง อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่ตำแหน่ง TDC ของจังหวะอัดต่ำลง เป็นต้น

การทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ใช้การฉีดน้ำมันดีเซลที่มุมเพลาช้อเหวี่ยงล่วงหน้ามากขึ้น จากการทดสอบแบบ 1-pulse DDF ที่ใช้มุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ 45 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ในภาพกราฟจะเห็นว่า จังหวะการจุดระเบิดของสารผสมเกิดขึ้นในตำแหน่งล่วงหน้ามากขึ้น เส้นกราฟอัตราการปล่อยพลังงานจะค่อย ๆ สูงชันขึ้น มีค่าสูงสุดเพียงค่าเดียว โดยค่าสูงสุดนี้จะต่ำกว่า ค่าสูงสุดในครั้งแรกของการเผาไหม้แบบ Diesel และ Simple DDF อัตราการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นเป็นผลกระทบโดยตรงของการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้ามากขึ้น เนื่องจากสภาวะแวดล้อมภายในห้องเผาไหม้มีความดันและอุณหภูมิไม่สูงพอ ที่จะทำให้ Pilot diesel เกิดการเผาไหม้ได้ทันทีตาม Ignition delay ปกติของดีเซล ดังนั้นฝอยละอองของน้ำมันดีเซลจึงมีเวลานานสำหรับการกระจาย กระจายและระเหยตัวรวมกับอากาศ ทำให้ Local equivalence ratio เป็นสารผสมบางเมื่อเทียบกับขณะเกิดการจุดระเบิดของ Pilot diesel เมื่อเครื่องยนต์ทำงานแบบ Simple DDF จนกระทั่งมีอุณหภูมิและความดันที่สูงพอสำหรับการเกิด Auto-ignition ของสารผสม เมื่อลูกสูบเลื่อนเข้าใกล้ศูนย์ตายบนมากขึ้น พลังงานความร้อนที่ถูกปล่อยออกมาในช่วงที่หนึ่ง (I) และช่วงที่สอง (II) ตามหลักการพิจารณาของ Karim, (2003) จึงมีอัตราที่ต่ำ กราฟของพลังงานความร้อนที่ถูกปล่อยออกมา จึงมีลักษณะชันขึ้นอย่างช้า ๆ

ในขณะที่ลักษณะของกราฟการปล่อยพลังงานความร้อนของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ 2-pulse DDF ที่กำหนดมุมการฉีดน้ำมันดีเซลครั้งแรก ที่ 45 องศา ก่อนศูนย์ตายบน เช่นเดียวกับแบบ 1-pulse DDF นั้น และฉีดครั้งที่สอง ที่ 15 องศา ก่อนศูนย์ตายบน จากภาพที่ 12 ก็จะเห็นได้ว่า เส้นกราฟให้ค่าสูงสุดสองค่า ซึ่งไม่ต่างกันมากนัก แสดงให้เห็นถึงรูปแบบของกระบวนการเผาไหม้

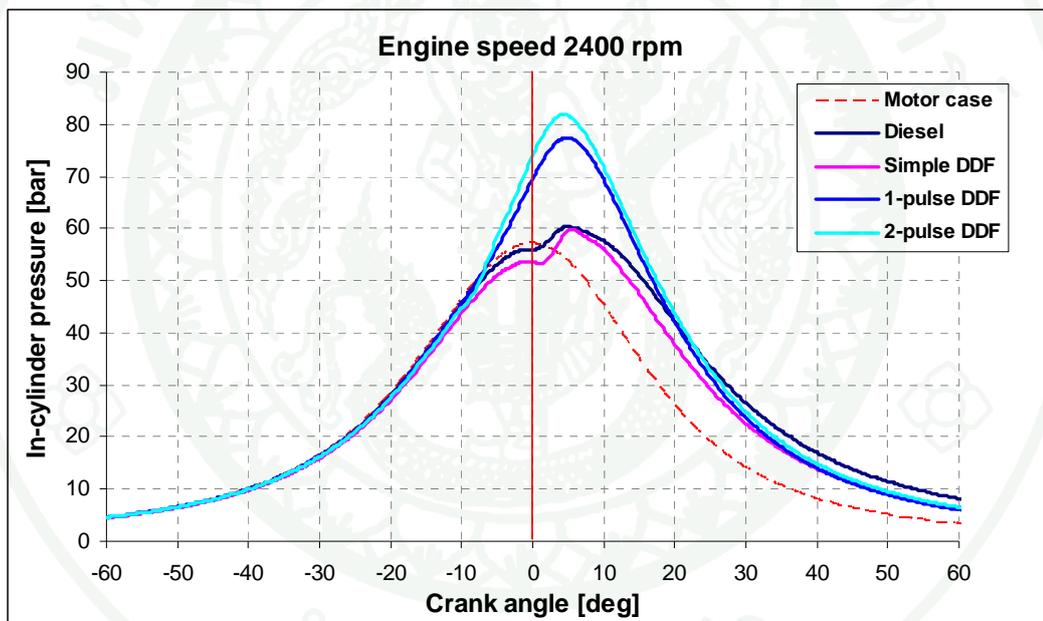
ที่ปล่อยพลังงานความร้อนในช่วง Premixed combustion ต่ำลง แต่จะได้พลังงาน ในช่วง Diffusion combustion สูงขึ้น เมื่อเทียบกับการทำงานแบบ Simple DDF ซึ่งพลังงานในช่วง Diffusion combustion ขึ้นอยู่กับความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซโดยตรง จึงคาดว่ากรณีนี้ น้ำมันดีเซลที่ถูกฉีดเข้าไปครั้งที่สอง จะกระจายตัวและระเหวรวมกับส่วนผสมของเชื้อเพลิงก๊าซที่เป็นส่วนผสมบาง จะทำให้สารผสมเข้มข้นขึ้น เมื่อเปลวไฟจาก Flammable region ลามมาถึง จึงเกิดการเผาไหม้ได้ง่ายกว่าและมีอัตราการปล่อยพลังงานที่สูงกว่า หรือเป็นไปได้ว่าฟลวยละอองของน้ำมันดีเซลจากการฉีดครั้งที่สองทำให้เกิด Mixing controlled combustion phase เหมือนในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดทั่วไป คืออัตราการเผาไหม้ถูกควบคุมโดยอัตราการเกิดสารผสมที่พร้อมเผาไหม้ จากตำแหน่งที่กราฟเริ่มชันขึ้นสู่ค่าสูงสุดในครั้งแรกของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ 2-pulse DDF พบว่าเกิดขึ้นในตำแหน่งที่ต่ำกว่าแบบ 1-pulse DDF ซึ่งแสดงให้เห็นว่าปริมาณน้ำมันดีเซลที่ฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้มีอิทธิพลต่อการเริ่มต้นการจุดระเบิดขึ้นเป็นอย่างยิ่ง รวมทั้งมีอิทธิพลต่อพลังงานที่ถูกปล่อยออกมาในช่วงการเผาไหม้ของ Pilot diesel ด้วย จากความเข้มข้นของ Local equivalence ratio ที่มากขึ้น ทำให้ง่ายต่อการเกิด Auto-ignition ของ Pilot diesel นั้นเอง และปริมาณ Pilot diesel ที่มากกว่าเมื่อเกิดการเผาไหม้ขึ้น ก็จะได้พลังงานในช่วงดังกล่าวมากกว่า

2. ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที

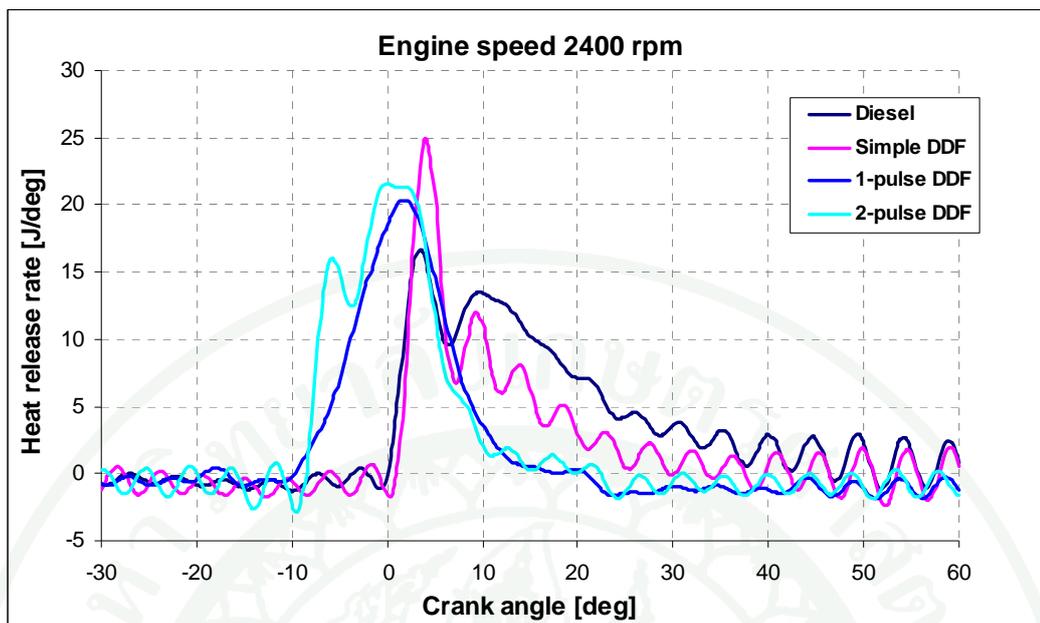
การทดสอบเมื่อเครื่องยนต์ทำงานด้วยอัตราเร็วรอบสูงขึ้น ที่ 2400 รอบต่อนาที จากสถานะที่มีเงื่อนไขการทดสอบตามรายละเอียดในตารางที่ 4 โดยสถานะทั้งหมดเป็นการเปรียบเทียบที่ใช้การจ่ายพลังงานของเชื้อเพลิงร่วมให้กับเครื่องยนต์ ด้วยปริมาณที่เท่ากัน และใช้สัดส่วนการแทนที่ด้วยพลังงานของก๊าซธรรมชาติที่ 70% เมื่อเครื่องยนต์ทำงานแบบใช้เชื้อเพลิงร่วม และจากปริมาณเชื้อเพลิงที่จ่ายก็จะเห็นได้ว่า ปริมาณของ Pilot diesel มากขึ้น จ่ายเชื้อเพลิงก๊าซมากขึ้นตามสัดส่วนของ Pilot diesel ดังนั้นอัตราส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศเข้มข้นขึ้น หรืออาจบอกได้ว่าเป็นสถานะที่ ภาระและอัตราเร็วรอบเครื่องยนต์สูงขึ้น เมื่อเทียบกับสถานะการทดสอบที่ 1600 รอบต่อนาที

ตารางที่ 4 แสดงเงื่อนไขการทดสอบเครื่องยนต์ ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที

Test	Engine Speed [rpm]	1 st -Injection		2 nd -Injection		Tot. Diesel Mass flow [kg/hr]	% NG Energy [%]
		Timing [BTDC]	Mass flow [%]	Timing [BTDC]	Mass flow [%]		
Diesel	2400	15	100	-	0	0.69	0
Simple DDF	2400	15	100	-	0	0.20	70
1-pulse DDF	2400	65	-	0	0.20	70	
2-pulse DDF	2400	65	54	26	46	0.20	70



ภาพที่ 13 แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ทำงานแบบดีเซลทั่วไปและเชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที



ภาพที่ 14 แสดงอัตราการปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาคือห้วงต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ที่ทำงานแบบดีเซลทั่วไปและเชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที

ภาพที่ 13 แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ทำงานแบบดีเซลทั่วไป และเชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที จะเห็นได้ว่าทั้งมีลักษณะคล้ายกับกราฟความดันของชุดการทดสอบที่ 1600 รอบต่อนาที ตามภาพที่ 11 ซึ่งพบมีความแตกต่างก็เพียงเป็นเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ 2-pulse DDF ที่ให้ผลค่าความดันสูงสุดที่สุด ทั้งนี้คาดว่า เป็นผลมาจากปริมาณของ Pilot diesel ที่มากขึ้น เมื่อแบ่งฉีดสองครั้งซึ่งแต่ละครั้งก็มีความเข้มข้นเพียงพอสำหรับเริ่มต้นจุดระเบิดได้ ทำให้เกิดบริเวณที่ส่วนผสมบางแตกต่างกันมากกว่า การฉีดครั้งเดียวที่มุม 65 องศา ก่อนศูนย์ตายบนของ 1-pulse DDF ซึ่งน้ำมันดีเซลทั้งหมดกระจายตัวได้ดีกว่า ดังนั้นเมื่อจุดระเบิด Premixed combustion ของ 2-pulse DDF จึงรุนแรงกว่าส่งผลให้เกิดค่าความดันสูงสุดมากกว่า โดยค่าสูงสุดของความดันเกิดขึ้นที่มุมเพลาคือห้วงหลังศูนย์ตายบนทั้งหมดทุกสภาวะการทดสอบ

เมื่อเครื่องยนต์ทำงานด้วยอัตราเร็วรอบที่สูงขึ้น ใช้เชื้อเพลิงมากขึ้น เครื่องยนต์ใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป มีช่วง Premixed combustion phase เกิดขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงมุมเพลาคือห้วงแคบ ๆ เมื่อเกิดการเผาไหม้ ทำให้ผลอัตราการปล่อยความร้อนในช่วงนี้ไม่สูงมาก ในขณะที่การเผาไหม้แบบ Mixing controlled combustion ซึ่งอัตราการเผาไหม้ถูกควบคุมโดยอัตราการเกิดสารผสมที่

พร้อมเผาไหม้ จะได้พลังงานในช่วงดังกล่าวนี้สูงขึ้น จากภาพที่ 14 จะเห็นว่ากราฟมีค่าสูงสุดของยอดที่สองใกล้เคียงกับยอดแรกในช่วง Premixed combustion

การเผาไหม้ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ Simple DDF นั้น พบว่าพลังงานส่วนใหญ่ถูกปล่อยออกมาในช่วงของ Premixed combustion ซึ่งเกิดการเผาไหม้ที่รุนแรงมาก และรุนแรงกว่า Premixed combustion ของเครื่องยนต์ที่ใช้ น้ำมันดีเซลทั่วไป จากอิทธิพลของปริมาณ Pilot diesel ที่มากขึ้นเมื่อเทียบกับการทดสอบที่ 1600 รอบต่อนาที แต่การลามของเปลวไฟไปสู่เชื้อเพลิงก๊าซ โดยรอบก็ยังคงถือว่าทำได้ไม่ดี โดยเฉพาะส่วนผสมที่อยู่บริเวณไกลออกไปจากจุดที่มีการเผาไหม้ของ Pilot diesel ดังนั้นในช่วงนี้เครื่องยนต์จะปล่อยมีเทนออกมากับแก๊สไอเสียสูงมาก และจะเห็นได้ว่าพลังงานที่ถูกปล่อยออกมาของ Diffusion combustion ต่ำเหมือนลักษณะการปล่อยพลังงานในช่วงที่สาม (III) ตามแนวคิดของ Karim, (2003)

เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ 1-pulse DDF เมื่อใช้จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าที 65 องศา ก่อนศูนย์ตายบน อัตราการปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ ต่างจากเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป โดยจะพบว่ามีจุดสูงสุดเพียงยอดเดียวคล้ายกับการทดสอบ 1-pulse DDF ที่ 1600 รอบต่อนาที แต่มีช่วงมุมเพลวข้อเหวี่ยงแคบกว่า โดยเส้นกราฟมีความชันขึ้นสู่ค่าสูงสุดอย่างช้า ๆ เมื่อเทียบกับช่วงการเผาไหม้ที่เป็น Premixed combustion ของการทดสอบเครื่องยนต์ในแบบอื่น มีลักษณะคล้ายกับพลังงานที่ถูกปล่อยออกมาที่ในช่วงที่หนึ่ง (I) และสอง (II) ที่ Heavy load รวมกัน ทั้งนี้เนื่องจากจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้ามาก ปล่อยละอองของ Pilot diesel มีเวลาในการกระจายตัวสัมผัสกับอากาศได้มากขึ้น ดังนั้นส่วนผสมที่พร้อมสำหรับการจุดระเบิดจึงมีความสม่ำเสมอมากขึ้น และความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซมากขึ้น ขนาดปริมาตรของ Flammable region เพิ่มขึ้น จึงให้ผลในลักษณะดังกล่าว

ในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ 2-pulse DDF ซึ่งอาจถือได้ว่าภาระสูงและรอบการทำงานสูงขึ้นเมื่อเทียบกับ 2-pulse DDF ที่ 1600 รอบต่อนาที จากกราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ พบว่ามีจุดสูงสุดของกราฟสองยอด โดยยอดที่สองจะสูงกว่ายอดแรก มีจังหวะเริ่มชันขึ้น และช่วงการลดต่ำของกราฟเกิดที่มุมเพลวข้อเหวี่ยงใกล้เคียงกับการปล่อยพลังงานของ 1-pulse DDF การฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง ที่มุม 65 องศาในการฉีดครั้งแรก และมุม 26 องศา ก่อนศูนย์ตายบนของการฉีดครั้งที่สอง ปล่อยละอองน้ำมันดีเซลจากการฉีดครั้งแรกมีเวลาในการกระจายตัวสัมผัสกับอากาศได้มาก สารผสมจึงมีความสม่ำเสมอมากขึ้น และสามารถที่จะเกิดการจุดระเบิด

ขึ้นได้ แต่เนื่องจากความเข้มข้นไม่มากพอ การเผาไหม้จึงไม่แรง มีอัตราการปล่อยพลังงานออกมาได้น้อย และต่อมาเมื่อส่วนผสมของดีเซลที่เหลือจากช่วงดังกล่าว รวมตัวเข้ากับฟอยละอองน้ำมันดีเซลที่ฉีดเข้ามาเป็นครั้งที่สองจึงทำให้มีความเข้มข้นมากขึ้น เกิดการเผาไหม้แรงขึ้น และลามไปสู่ส่วนผสมของเชื้อเพลิงก๊าซโดยรอบ Flammable region ทำได้ดีกว่าการเผาไหม้ในช่วงแรกมาก จึงเห็นได้ว่า ลักษณะของกราฟอัตราการปล่อยพลังงานความร้อนมียอดของกราฟสูงกว่า และมีช่วงระยะมุมเพลาคือช่วงที่กว้างกว่านั่นเอง และเช่นเดียวกับการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ 1-pulse DDF ที่พลังงานส่วนใหญ่มาจากการเผาไหม้ของ Pilot diesel ในช่วงที่หนึ่ง (I) และการเผาไหม้ในบริเวณศูนย์กลางของ Pilot diesel และส่วนผสมของเชื้อเพลิงก๊าซที่อยู่บริเวณขอบรอบ Pilot diesel ในช่วงที่สอง (II) รวมกันเท่านั้น แต่กราฟที่เกิดขึ้นที่แต่ละมุมเพลาคือช่วงจะคล้ายกับที่ปรากฏใน Light load ตามภาพที่ 2 (ก)

ผลกระทบจากวิธีการฉีดน้ำมันดีเซลต่อการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม

การทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนจังหวะการฉีดล่วงหน้าจากการฉีดน้ำมันดีเซลเพียงครั้งเดียวต่อวัฏจักรเผาไหม้ การทดสอบโดยปรับจังหวะการฉีดครั้งแรกจากการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้งต่อวัฏจักรเผาไหม้ การทดสอบโดยปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สองจากการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้งต่อวัฏจักรเผาไหม้ และการทดสอบโดยปรับสัดส่วนปริมาณดีเซลระหว่างการฉีดครั้งแรกกับครั้งที่สองจากการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้งต่อวัฏจักรเผาไหม้ จากผลการทดสอบด้วยวิธีการต่าง ๆ ดังกล่าวนำมาทำการวิเคราะห์เปรียบเทียบ โดยแบ่งเป็นชุดดังที่แสดงในตารางที่ 5 สำหรับชุดการทดสอบที่ 1600 รอบต่อนาที และตารางที่ 6 สำหรับชุดการทดสอบที่ 2400 รอบต่อนาที ภายใต้สภาวะการทดสอบทั้งหมด การปรับเปลี่ยนจังหวะมุมเพลลาข้อเหวี่ยงที่ทำการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าจะอยู่ภายในช่วงที่เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ปกติ ดังนั้นในแต่ละชุดการทดสอบ ช่วงการปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลจะแตกต่างกันออกไป

สำหรับการทดสอบที่ทำการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งนั้น จะมีทั้งสภาวะที่ปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก และการปรับจังหวะการฉีดในครั้งที่สอง ดังนั้นจึงต้องมีการเลือกจังหวะการฉีดอีกครั้งให้มีจังหวะมุมคงที่เสมอ ซึ่งการเลือกมุมการฉีดที่จังหวะคงที่ดังกล่าว ได้จากการทดสอบเบื้องต้นแล้วว่าเป็นมุมการฉีดที่จะทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้ดีที่สุด การทดสอบทั้งหมดใช้สัดส่วนก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมด โดยคิดจากพลังงานความร้อนที่ 70% ซึ่งมากกว่าที่ใช้ในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมทั่วไปในประเทศไทย ที่ใช้สัดส่วนการแทนที่โดยเฉลี่ยประมาณ 25-40% ตามข้อมูลของบริษัท ปตท.จำกัด (มหาชน)

จากภาพกราฟผลการทดสอบที่นำเสนอ กำหนดให้มุมเพลลาข้อเหวี่ยงที่ 0 deg เป็นตำแหน่งศูนย์ตายบนในจังหวะจุดระเบิด (TDC) ด้านที่มีค่ามุมเป็นลบ คือจังหวะอัดที่ถูกสูบเลื่อนขึ้นสู่ศูนย์ตายบน (ก่อน TDC) ด้านที่มีค่ามุมเป็นบวก คือจังหวะงานที่ถูกสูบเลื่อนลงสู่ศูนย์ตายล่าง (หลัง TDC)

ตารางที่ 5 แสดงสภาวะการทดสอบเครื่องยนต์ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที

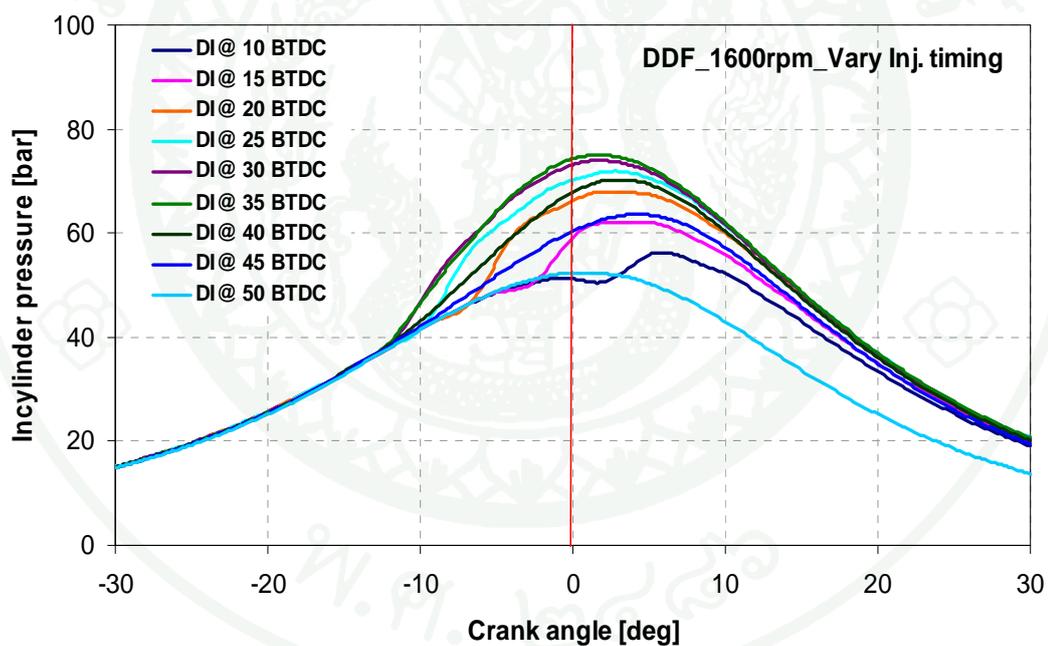
Test strategies	1 st Inj.	2 nd Inj.	%1 st Inj.	%2 nd Inj.	Diesel	CNG	ϕ
	Timing	Timing	Massflow	Massflow	Massflow	Massflow	
	[BTDC]	[BTDC]	[%]	[%]	[kg/hr]	[kg/hr]	
1pulse DDF Vary Inj. Timing	10	-	100	0	0.20	0.42	0.32
	15	-	100	0	0.20	0.42	0.32
	20	-	100	0	0.20	0.42	0.32
	25	-	100	0	0.20	0.42	0.32
	30	-	100	0	0.20	0.42	0.32
	35	-	100	0	0.20	0.42	0.32
	40	-	100	0	0.20	0.42	0.32
	45	-	100	0	0.20	0.42	0.32
2pulse DDF Vary 1st DI Timing	11	5	80	20	0.10	0.31	0.32
	15	5	80	20	0.10	0.31	0.32
	20	5	80	20	0.10	0.31	0.32
	25	5	80	20	0.10	0.31	0.32
	30	5	80	20	0.10	0.31	0.32
	35	5	80	20	0.10	0.31	0.32
	40	5	80	20	0.10	0.31	0.32
2pulse DDF Vary 2nd DI Timing	45	10	50	50	0.10	0.32	0.33
	45	15	50	50	0.10	0.32	0.33
	45	20	50	50	0.10	0.32	0.33
	45	25	50	50	0.10	0.32	0.33
	45	30	50	50	0.10	0.32	0.33
	45	35	50	50	0.10	0.32	0.33
	45	38	50	50	0.10	0.32	0.33
2pulse DDF Vary % DI	45	15	0	100	0.10	0.31	0.33
	45	15	18	82	0.10	0.31	0.33
	45	15	32	68	0.10	0.31	0.33
	45	15	46	54	0.10	0.31	0.33
	45	15	64	36	0.10	0.31	0.33
	45	15	78	22	0.10	0.31	0.33
	45	15	100	0	0.10	0.31	0.33

ตารางที่ 6 แสดงสถานะการทดสอบเครื่องยนต์ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที

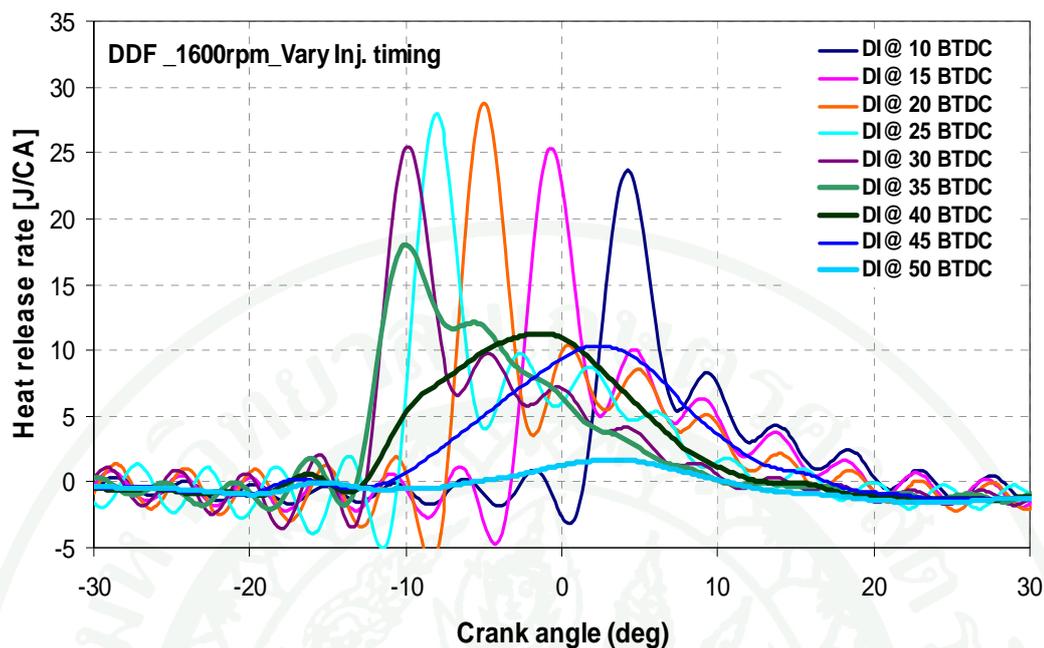
Test strategies	1 st Inj	2 nd Inj.	%1 st Inj.	%2 nd Inj.	Diesel	CNG	ϕ
	Timing	Timing	Massflow	Massflow	Massflow	Massflow	
	[BTDC]	[BTDC]	[%]	[%]	[kg/hr]	[kg/hr]	
2pulse DDF Vary 1st DI Timing	85	26	70	30	0.21	0.65	0.45
	80	26	70	30	0.21	0.65	0.45
	75	26	70	30	0.21	0.65	0.45
	70	26	70	30	0.21	0.65	0.45
	65	26	70	30	0.21	0.65	0.45
	60	26	70	30	0.21	0.65	0.45
	55	26	70	30	0.21	0.65	0.45
2pulse DDF Vary 2nd DI	65	26	60	40	0.20	0.64	0.45
	65	28	60	40	0.20	0.64	0.45
	65	30	60	40	0.20	0.64	0.45
	65	32	60	40	0.20	0.64	0.45
	65	35	60	40	0.20	0.64	0.45
	65	38	60	40	0.20	0.64	0.45
	65	40	60	40	0.20	0.64	0.45
2pulse DDF Vary % DI	65	26	100	0	0.21	0.65	0.45
	65	26	76	24	0.21	0.65	0.45
	65	26	65	35	0.21	0.65	0.45
	65	26	60	40	0.21	0.65	0.45
	65	26	54	46	0.21	0.65	0.45
	65	26	43	57	0.21	0.65	0.45
	65	26	27	73	0.21	0.65	0.45
	65	26	8	92	0.21	0.65	0.45

1. ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ฉีดน้ำมันดีเซลครั้งเดียวต่อวัฏจักรการเผาไหม้ โดยปรับจังหวะการฉีดล่วงหน้า ที่สภาวะ 1600 รอบต่อนาที

ผลการทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมในช่วงการทำงานภาระต่ำ ที่ 1600 รอบต่อนาที ด้วยวิธีการปรับเปลี่ยนจังหวะมุมเพลลาข้อเหวี่ยงของการฉีด จากการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียวต่อวัฏจักรการเผาไหม้ เพื่อหาผลกระทบที่เกิดขึ้น ต่อคุณลักษณะการเผาไหม้ การทำงานของเครื่องยนต์ รวมไปถึงผลการปลดปล่อยสารมลพิษในแก๊สไอเสีย โดยกำหนดการปรับจังหวะมุมการฉีดล่วงหน้าในช่วงปลายจังหวะการอัดของเครื่องยนต์ระหว่าง 10 ถึง 50° BTDC ใช้สัดส่วนพลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมด 70% ควบคุมการจ่ายน้ำมันดีเซลคงที่ 0.20 kg/hr อัตราการไหลของก๊าซธรรมชาติ 0.42 kg/hr อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศสมมูล (ϕ) 0.32



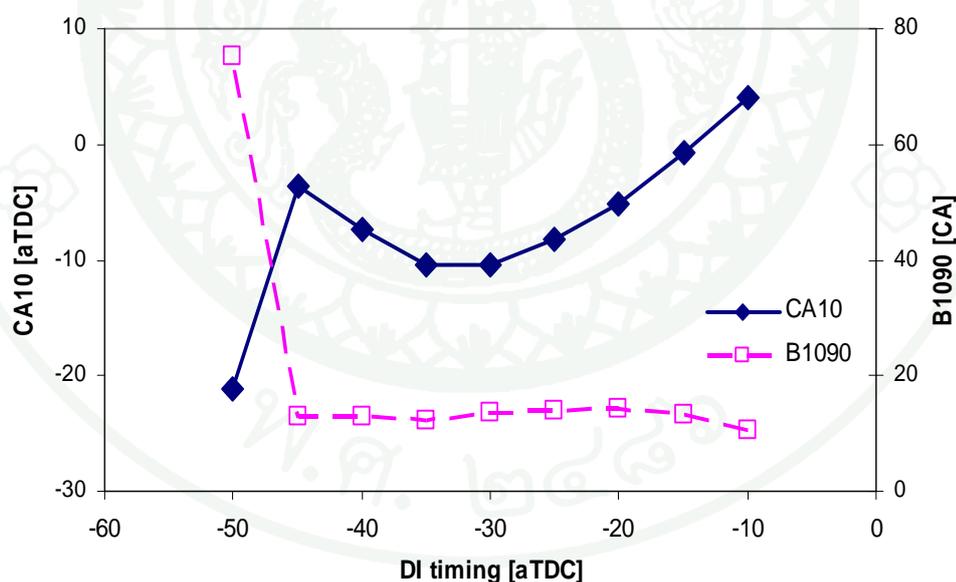
ภาพที่ 15 แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลลาข้อเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียว โดยการปรับจังหวะการฉีด



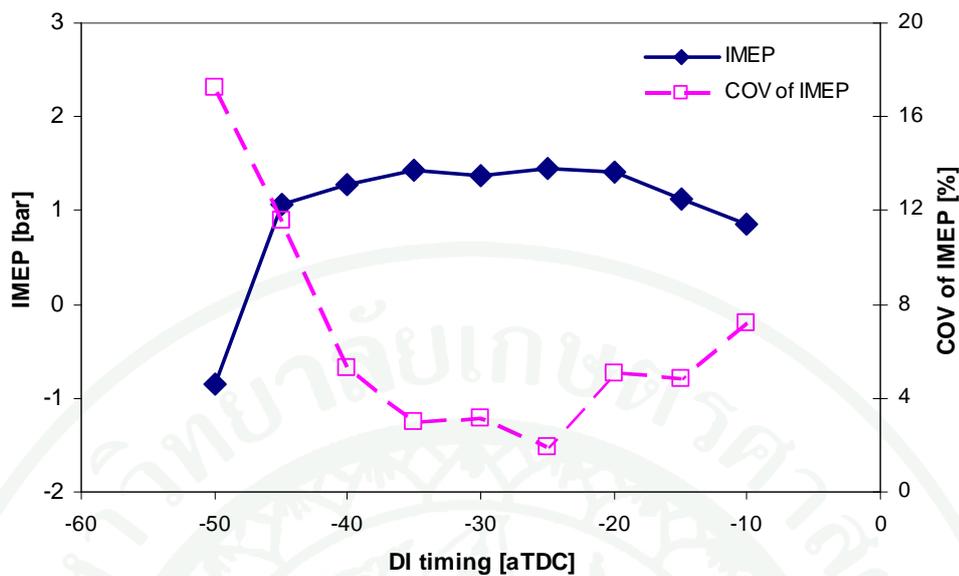
ภาพที่ 16 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาคือเอียงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียว โดยการปรับจังหวะการฉีด

จากภาพที่ 15 และ 16 แสดงผลกระทบของการปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล ต่อลักษณะการปลดปล่อยพลังงานจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม โดยการปรับเพิ่มจังหวะมุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้นส่งผลให้ผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่จังหวะมุมเพลาคือเอียงต่าง ๆ สูงขึ้น ค่าสูงสุดของความดันเกิดขึ้นที่ตำแหน่งล่วงหน้ามากขึ้นตามไปด้วย แต่หากทำการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าไปมากกว่า 35° BTDC ผลข้อมูลความดันในกระบอกจะมีทิศทางลดต่ำลง ภาพที่ 16 การเผาไหม้ปลดปล่อยพลังงานออกมาในจังหวะล่วงหน้ามากขึ้น การใช้มุมการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้า 10 ถึง 35° BTDC ให้พลังงานในช่วง Premixed combustion สูง ตำแหน่งที่กราฟเริ่มชันขึ้นและให้ค่าสูงสุด (Peak heat release rate) เกิดที่จังหวะมุมเพลาคือเอียงล่วงหน้ามากขึ้น แต่พลังงานในจังหวะต่อมาที่เป็น Diffusion combustion phase มีอัตราต่ำ การปรับมุมการฉีดให้ล่วงหน้ามากขึ้นเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ถูกนำเข้าสู่ห้องเผาไหม้มีเวลาเพียงพอสำหรับกระจายตัวผสมกับอากาศเป็นสารผสมที่พร้อมจุดระเบิด ทำให้ลดผลกระทบจาก Ignition delay ที่ยาวขึ้นเมื่อเครื่องยนต์ทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วม ดังนั้นเมื่อเริ่มต้นจุดระเบิดขึ้น จึงเป็นการจุดระเบิดพร้อมกันของสารผสมทั้งหมด ส่งผลให้การเผาไหม้เริ่มต้นและสิ้นสุดได้รวดเร็วขึ้น การเผาไหม้แบบ Premixed combustion จึง

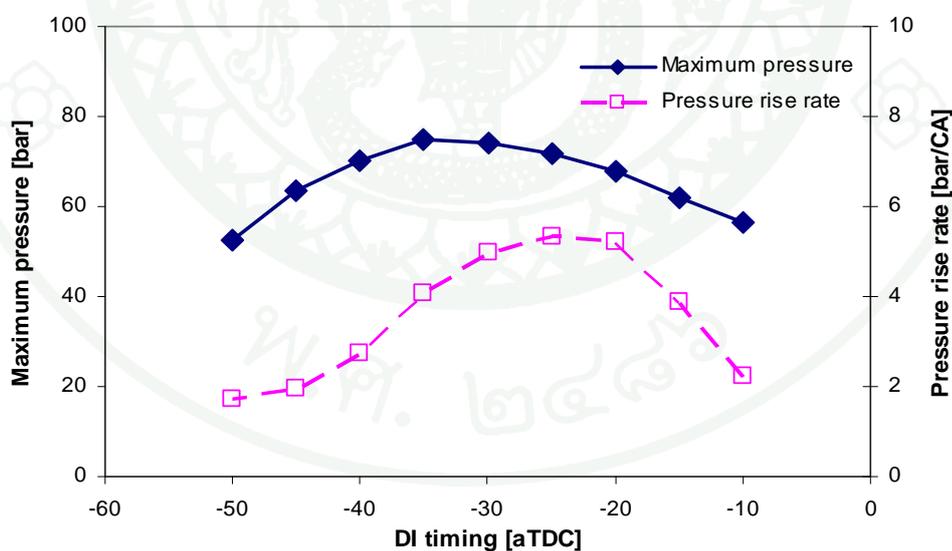
รุนแรง ซึ่งจะสังเกตเห็นว่ากราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจะสูงขึ้นแล้วลดต่ำลงอย่างรวดเร็ว การทดสอบด้วยมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่ล่วงหน้ามากกว่า 35° ไปจนถึง 50° BTDC กราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนค่อย ๆ สูงขึ้นไปสู่ค่าสูงสุดแล้วข้ามไปสิ้นสุดในจังหวะขยายตัว แสดงให้เห็นว่ามีพลังงานจาก Premixed combustion phase ต่ำ แต่พลังงานจากการเผาไหม้ในช่วง Diffusion combustion phase สูงขึ้น ดังนั้นการฉีดน้ำมันดีเซลที่มุมล่วงหน้ามากขึ้นจะทำให้มีระยะเวลาในการผสมกันของสารผสมกับไอระเหยของน้ำมันดีเซลนานขึ้น ซึ่งลดการกระจายของสารผสมในแต่ละบริเวณภายในห้องเผาไหม้ ปัจจัยเหล่านี้ส่งผลให้ส่วนผสมมีความสม่ำเสมอมากขึ้น ให้ Local equivalence ratio ทั่วทั้งห้องเผาไหม้ไม่แตกต่างกัน เมื่อเกิดการเผาไหม้จึงมีความสม่ำเสมอมากกว่า อย่างไรก็ตามจากกราฟของการทดสอบที่ฉีดน้ำมันดีเซลที่ 50° BTDC จะพบว่าเป็นจังหวะการฉีดล่วงหน้ามากเกินไป เชื้อเพลิงถูกฉีดขณะที่ห้องเผาไหม้อยู่ในสภาวะที่ความดันและอุณหภูมิต่ำ ทำให้การเผาไหม้เกิดได้ยากขึ้น หรือเกิดขึ้นแล้วเป็นลักษณะของ Partial burn ซึ่งการลามของเปลวไฟไปสู่เชื้อเพลิงก๊าซที่ผสมกับอากาศที่อยู่รอบ ๆ เปลวไฟเป็นไปได้ยากขึ้น



ภาพที่ 17 แสดงความสัมพันธ์ของ CA10 และ B1090 กับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียว โดยการปรับจังหวะการฉีด



ภาพที่ 18 แสดงความสัมพันธ์ของ IMEP และ COV of IMEP กับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียว โดยการปรับจังหวะการฉีด

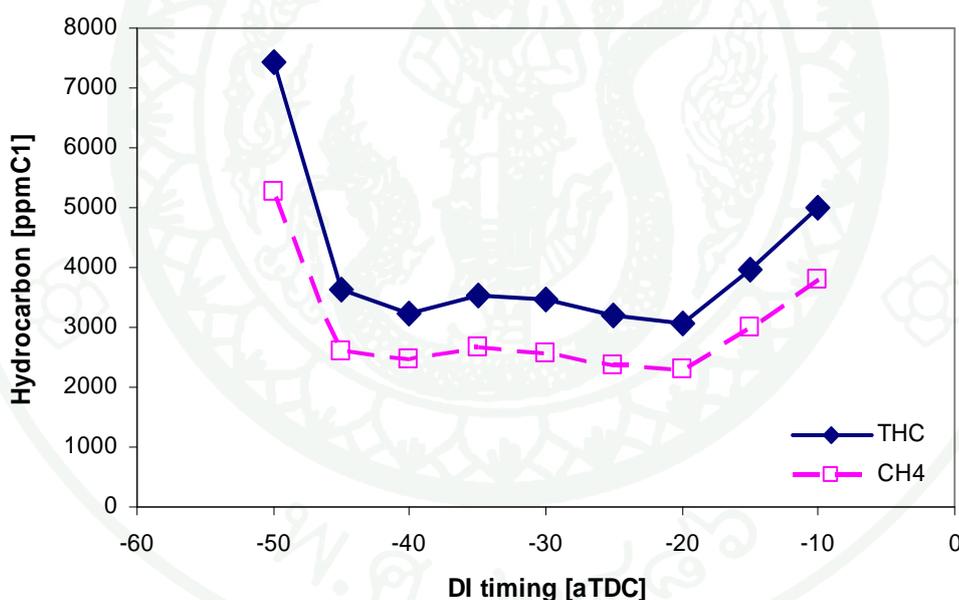


ภาพที่ 19 แสดงความสัมพันธ์ของ Maximum pressure และ Pressure rise rate กับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียว โดยการปรับจังหวะการฉีด

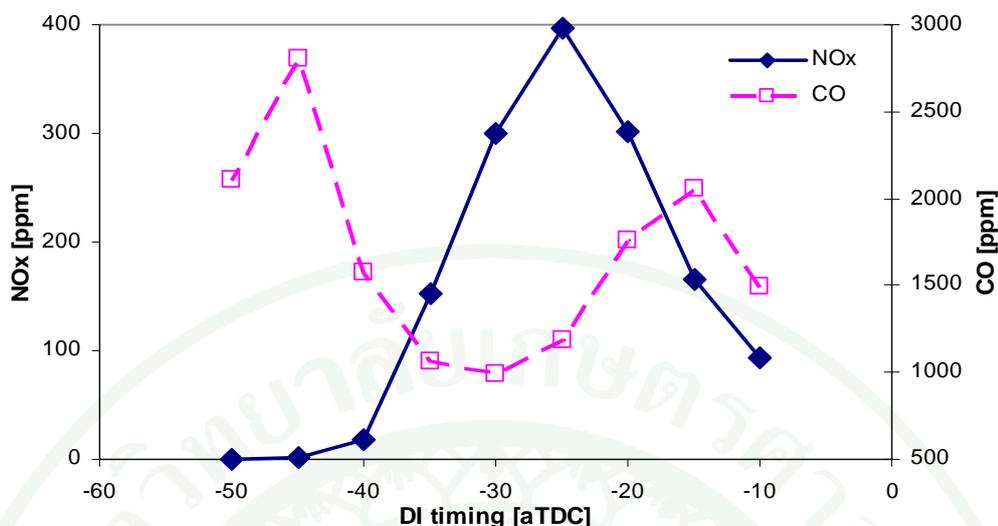
ภาพที่ 17 แสดงความสัมพันธ์ของจังหวะมุมเพลาคือเหวี่ยงที่การเผาไหม้ปล่อยพลังงาน ความร้อนออกมา 10% (CA10) ซึ่งเป็นจังหวะที่นำมาอ้างอิง หาความเร็วหรือค่าช้าของจังหวะ เริ่มต้นการเผาไหม้ และระยะเวลาที่การเผาไหม้ปล่อยพลังงานความร้อนออกมาจาก 10 ถึง 90% (B1090) ซึ่งบ่งบอกถึงอัตราการเผาไหม้ พบว่าการปรับจังหวะมุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้นจาก 10 ถึง 30° BTDC CA10 เกิดขึ้นที่จังหวะมุมล่วงหน้ามากขึ้นตามไปด้วย แสดงให้เห็นว่าสารผสมเกิดการเผาไหม้ได้เร็วขึ้น ดังนั้นแก๊สเผาไหม้ก็จะปลดปล่อยพลังงานออกมาด้วยอัตราที่รวดเร็ว แต่เมื่อปรับเพิ่มมุมการฉีดให้ล่วงหน้ามากขึ้นอีกจนถึง 45° BTDC จุดเริ่มต้นของกราฟการปลดปล่อยพลังงาน ความร้อนจากเผาไหม้ที่ชันขึ้นจะใกล้เคียงกับการฉีดที่ 30° BTDC แต่เนื่องจากอัตราการปลดปล่อยพลังงานที่ต่ำ จึงทำให้จังหวะของ CA10 มีความล่าช้ายิ่งขึ้น ขณะที่ระยะเวลาของการเผาไหม้จากค่า ระยะ B1090 พบว่าการเพิ่มมุมการฉีดล่วงหน้าจาก 10 ถึง 45° BTDC การเผาไหม้ใช้เวลาค่อนข้างคงที่ประมาณ 10 องศาเพลาคือเหวี่ยง แสดงให้เห็นว่าการเปลี่ยนแปลงมุมการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้า ในชุดการทดสอบนี้ไม่ส่งผลกระทบต่อระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้สารผสมมากนัก แต่จะมีผลต่อจังหวะเริ่มต้นการเผาไหม้เท่านั้น สำหรับสถานะสุดท้ายที่ทำการทดสอบด้วยมุมการฉีด 50° BTDC จากผลค่าระยะ B1090 และ CA10 ที่ได้ น่าจะเป็นสถานะที่การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์หรือ สารผสมเกิด Misfire ในบางวัฏจักร

จากภาพที่ 18 แสดงถึงภาระการทำงานของเครื่องยนต์ด้วยค่า IMEP พบว่าการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นจาก 10° BTDC ถึง 45° BTDC สามารถควบคุม IMEP ได้ค่อนข้างคงที่ ประมาณ 1.2 บาร์ ดังนั้นการปรับเพิ่มมุมการฉีดล่วงหน้าในช่วงมุมการฉีดดังกล่าวจึงไม่ส่งผลกระทบต่อภาระการเปลี่ยนแปลงภาระของเครื่องยนต์ ส่วนผล COV of IMEP ซึ่งใช้บ่งชี้ถึงเสถียรภาพในการทำงานของเครื่องยนต์ พบว่าการปรับมุมการฉีดล่วงหน้าในช่วง 10 ถึง 25° BTDC ค่า COV of IMEP มีแนวโน้มลดลง แต่เมื่อทำการฉีดให้ล่วงหน้ามากกว่า 25° BTDC เป็นต้นไป จะพบว่า COV of IMEP กลับมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น ดังนั้นในชุดการทดสอบนี้หากพิจารณาเฉพาะค่า COV of IMEP จังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าที่ 25° BTDC น่าจะเป็นจังหวะที่เหมาะสมที่สุดที่เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมสามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพและเสถียรภาพ ในขณะที่ผลการทดสอบที่ใช้มุมการฉีดล่วงหน้า 50° BTDC พบ IMEP มีค่าเป็นลบ ซึ่งเป็นผลจากการที่มีสารผสมส่วนใหญ่ไม่เกิดการเผาไหม้ขึ้น ซึ่งเมื่อสังเกตจากค่า COV of IMEP พบว่ามีค่าสูงถึง 17% ดังนั้นการเผาไหม้ที่สถานะดังกล่าวจึงมีความแปรปรวนสูง เครื่องยนต์เดินไม่เรียบ

ภาพที่ 19 แสดงผลความดันสูงสุดในกระบอกสูบ (P_{max}) และอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันต่อมุมเพลาคือเอียง ($dP/d\theta$) การปรับจังหวะมุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้นจาก 10 ถึง 35° BTDC ส่งผลให้ความดันสูงสุดในกระบอกสูบสูงขึ้น แต่หลังจาก 35° BTDC ไปจนกระทั่งสภาวะสุดท้ายของการทดสอบที่ 50° BTDC ค่า P_{max} จะเริ่มลดต่ำลงเรื่อย ๆ แสดงให้เห็นว่าการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้ามากขึ้น ช่วยให้ส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศเกิดการเผาไหม้ก่อนศูนย์ตายบนมากขึ้นจึงเกิดความดันในกระบอกสูบสูง แต่หากทำการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้ามากเกินไปเกินจุดที่เหมาะสม ก็จะทำให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์หรือไม่เกิดการเผาไหม้ขึ้น ขณะที่ผลค่า $dP/d\theta$ มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเพิ่มมุมการฉีดล่วงหน้าจาก 10 ถึง 25° BTDC แต่หากทำการฉีดล่วงหน้ามากกว่านั้นจะพบ $dP/d\theta$ มีค่าลดต่ำลงเรื่อย ๆ ไปจนถึง 50° BTDC ดังนั้นบริเวณมุมการฉีดล่วงหน้า 20, 25 และ 30° BTDC เป็นบริเวณที่พบการเผาไหม้มีความรุนแรงขึ้นเล็กน้อย แต่อย่างไรก็ตามค่า $dP/d\theta$ ทั้งหมดตลอดชุดการทดสอบนี้ยังอยู่เกณฑ์ที่ต่ำ



ภาพที่ 20 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ THC และ CH_4 กับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียว โดยการปรับจังหวะการฉีด



ภาพที่ 21 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณสาร NO_x และ CO กับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าครั้งเดียว โดยการปรับจังหวะการฉีด

ผลการทดสอบจากการวัดค่าสารมลพิษในภาพที่ 20 แสดงปริมาณความเข้มข้นรวมของไฮโดรคาร์บอน (THC) และ มีเทน (CH_4) ที่ออกมาจากไอเสียจากการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ซึ่งไฮโดรคาร์บอนส่วนใหญ่ที่ออกมาคือ มีเทนที่เป็นองค์ประกอบหลักในก๊าซธรรมชาติ โดยจะสังเกตเห็นว่าความแตกต่างระหว่างผลค่าสารมลพิษทั้งสองเท่ากันในทุกสถานะทดสอบ ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงของไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ประมณอย่างคร่าว ๆ ได้ว่าเป็นผลจากการเปลี่ยนแปลงของมีเทนนั่นเอง การปรับเพิ่มมุมการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นจาก 10 เป็น 20° BTDC ส่งผลให้ปริมาณ THC และ CH_4 มีค่าลดลง เมื่อทำการฉีดให้ล่วงหน้ามากขึ้นจาก 20° BTDC ไปถึง 45° BTDC ค่ามลพิษทั้งสองมีการเปลี่ยนแปลงน้อยมาก และพบว่าช่วงการฉีดดังกล่าวเป็นจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าที่เครื่องยนต์ปล่อยไฮโดรคาร์บอนออกมาในระดับที่ต่ำ จากการที่ฟอยละองดีเซลถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในขณะที่มีสภาวะที่เหมาะสมทั้งความดันและอุณหภูมิ การเผาไหม้จึงมีประสิทธิภาพที่ดีกว่าจังหวะการฉีดบริเวณอื่น ที่มุมการฉีดล่วงหน้า 50° BTDC พบ CH_4 มีค่าสูงสุดถึง 5296 ppmC เนื่องจากมีสารผสมบางส่วนไม่เกิดการเผาไหม้

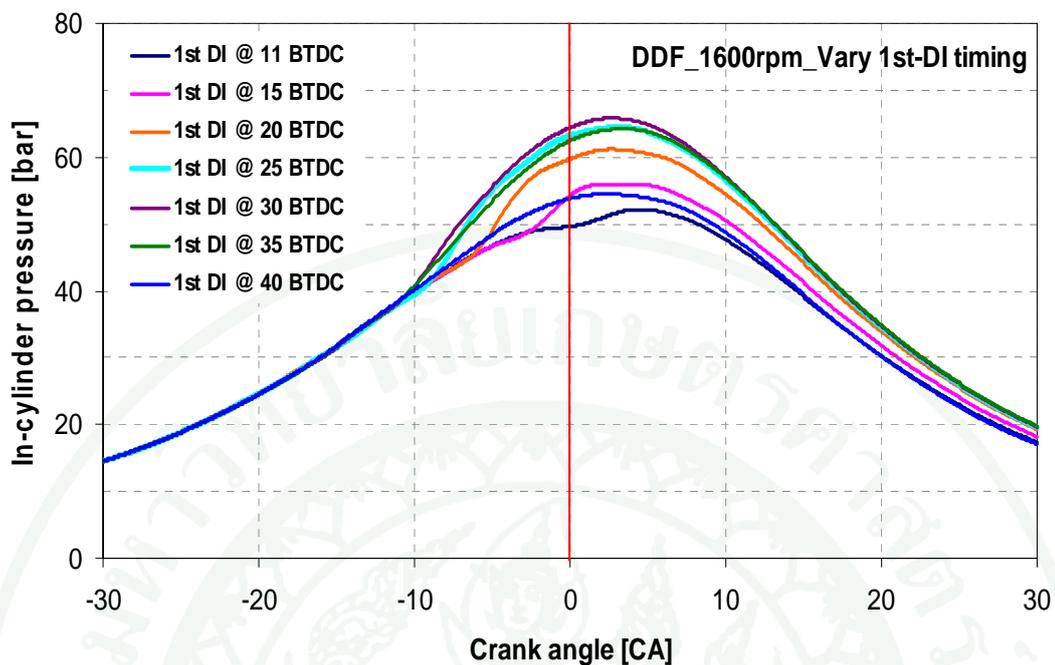
ภาพที่ 21 แสดงผลการวัดปริมาณสารออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) และ คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) พบว่าที่จังหวะมุมการฉีดล่วงหน้า 20° BTDC ปริมาณ CO มีค่าสูงขึ้น

เมื่อเทียบกับที่จังหวะ 10° BTDC แต่เมื่อเพิ่มมุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้นอีกจะพบว่า CO มีแนวโน้มลดต่ำลง โดยบริเวณจังหวะมุมการฉีดระหว่าง 25 ถึง 35° BTDC ค่า CO ที่วัดได้มีปริมาณใกล้เคียงกัน ดังนั้นจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลในบริเวณดังกล่าวนี้จึงส่งผลกระทบต่อการศึกษาการเกิด CO ไม่มากนัก โดยที่ 30° BTDC พบว่าเป็นจังหวะมุมการฉีดที่ทำให้เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมปล่อย CO ออกมาต่ำสุดคือ 994 ppm และเมื่อปรับเพิ่มมุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้นไปอีกจนถึงสภาวะทดสอบที่ 50° BTDC พบว่า CO มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นไปจากบริเวณ 25 ถึง 35° BTDC อย่างชัดเจน แต่อย่างไรก็ตามที่มุมการฉีด 50° BTDC ปริมาณ CO มีค่าลดต่ำลงจากจังหวะ 45° BTDC ทั้งนี้เนื่องจากผลของ Incomplete oxidation ของสารผสม ซึ่งสอดคล้องกับการปล่อย THC ที่จังหวะเดียวกัน

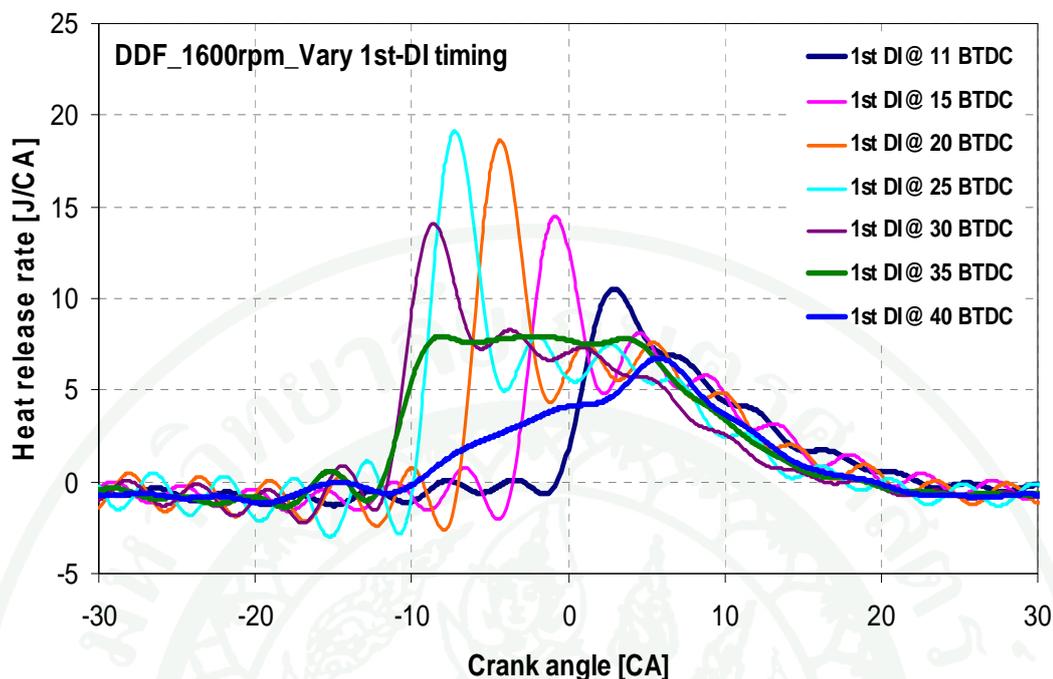
สำหรับผลของการปล่อย NO_x พบว่าการเพิ่มมุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้นจาก 10° ไปถึง 25° BTDC ส่งผลให้ NO_x มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น ที่จังหวะมุมการฉีด 25° BTDC เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมปล่อย NO_x ออกมามากที่สุดคือ 396 ppm โดยการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นในช่วงดังกล่าวทำให้การเริ่มต้นการเผาไหม้เกิดเร็วขึ้น กระบวนการเผาไหม้ของสารผสมที่เกิดขึ้นทำให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงขึ้น จึงทำให้อัตราการก่อเกิด NO_x เพิ่มสูงขึ้น เมื่อปรับเพิ่มมุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้นออกไปจาก 25° BTDC จะพบว่าความเข้มข้นของ NO_x ที่วัดได้มีค่าลดต่ำลงเรื่อยๆ เป็นแนวโน้มที่เด่นชัดมาก โดยในช่วง 40 ถึง 50° BTDC เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมปล่อย NO_x ออกมาน้อยกว่า 20 ppm ซึ่งเป็นระดับที่ต่ำมาก เนื่องจากอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ที่ต่ำลง จากการที่สารผสมเผาไหม้ไม่หมดหรือไม่เกิดการเผาไหม้ขึ้นในบางวัฏจักร ภายในห้องเผาไหม้จึงได้รับความร้อนจากการเผาไหม้สารผสมน้อย

2. ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ โดยการปรับจังหวะการฉีดที่ครั้งแรก ที่สภาวะ 1600 รอบต่อนาที

ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ในสภาวะช่วงการทำงานภาระต่ำ ที่ 1600 รอบต่อนาที โดยใช้วิธีการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งต่อวัฏจักรการทำงาน เพื่อหาผลกระทบที่เกิดขึ้นจากปรับจังหวะมุมการฉีดครั้งแรก “1st DI” ระหว่าง 11 ถึง 40° BTDC โดยคงจังหวะการฉีดครั้งที่สอง “2nd DI” ไว้ที่ 5° BTDC ใช้ปริมาณน้ำมันดีเซลสำหรับการฉีดครั้งแรกประมาณ 80% และเหลือสำหรับการฉีดครั้งที่สอง 20% ใช้สัดส่วนก๊าซธรรมชาติแทนที่พลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด 70% โดยควบคุมการจ่ายน้ำมันดีเซลจากการฉีดทั้งสองครั้งรวมกันที่ 0.10 kg/hr และจ่ายก๊าซธรรมชาติ 0.30 kg/hr ซึ่งจะทำให้ได้ค่าอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศสมมูล (ϕ) ที่ 0.32



ภาพที่ 22 แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาคือห่วยต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก

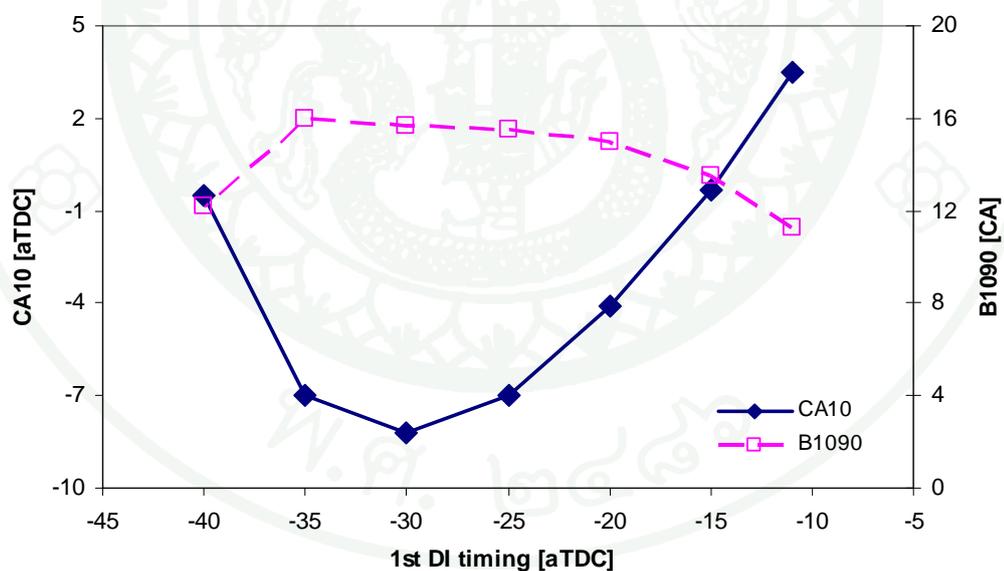


ภาพที่ 23 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาช้อเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก

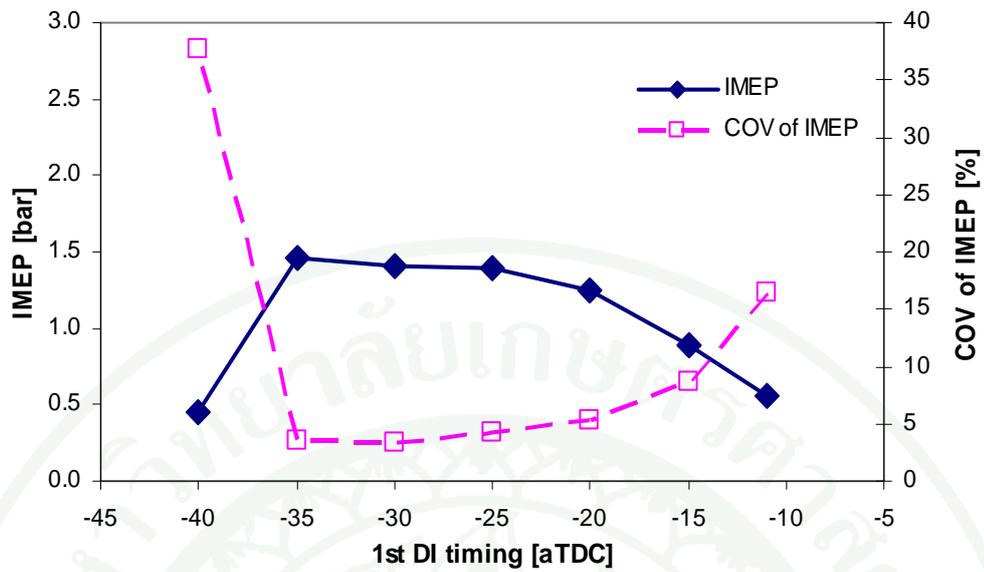
ภาพที่ 22 และ 23 แสดงผลการวัดข้อมูลความดันในกระบอกสูบและกราฟการคำนวณอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ที่มุมเพลาช้อเหวี่ยงต่าง ๆ พบว่าการปรับเพิ่มมุมการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าของการฉีดครั้งแรก “1st DI” มากขึ้น ส่งผลให้ผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบเพิ่มสูงขึ้นและค่าสูงสุดของความดันเกิดขึ้นหลังศูนย์ตายบนทั้งสิ้น อย่างไรก็ตามเมื่อปรับเพิ่มจังหวะมุมการฉีด “1st DI” ล่วงหน้าไปถึงจังหวะ 40° BTDC กราฟผลความดันจะลดต่ำลงมาใกล้เคียงกับการฉีดที่ 11° BTDC เมื่อพิจารณาจากกราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ พบว่าการปรับมุมการฉีด “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้นในช่วง 11 ถึง 25° BTDC สารผสมจะเริ่มเผาไหม้ได้เร็วขึ้น จุดที่เส้นกราฟเริ่มชันขึ้นสู่ค่าสูงสุด (Peak heat release rate) เกิดขึ้นที่จังหวะมุมเพลาช้อเหวี่ยงล่วงหน้ามากขึ้น โดยค่าสูงสุดของกราฟซึ่งเป็นพลังงานที่ปล่อยออกในช่วง Premixed combustion จะสูงขึ้นตามจังหวะมุมฉีดล่วงหน้าที่มากขึ้น แสดงให้เห็นถึงผลกระทบจากจังหวะมุมฉีดน้ำมันดีเซล เมื่อปรับเพิ่มมุมการฉีด “1st DI” ให้ล่วงหน้ามากขึ้นจาก 30° BTDC เป็นต้นไป พลังงานจาก Premixed combustion phase จะเริ่มลดลงเรื่อยๆ แต่จะได้พลังงานจากการเผาไหม้

ในช่วง Diffusion combustion phase สูงขึ้น ดังนั้นการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นจะทำให้การเผาไหม้มีความสม่ำเสมอยิ่งกว่า ฝอยละอองน้ำมันดีเซลทำปฏิกิริยาออกซิเดชันกับอากาศได้ดีกว่า ทำให้ Local equivalence ratio ทั่วทั้งห้องเผาไหม้ไม่แตกต่างกัน เมื่อเกิดการเผาไหม้จึงมีความสม่ำเสมอมากกว่า

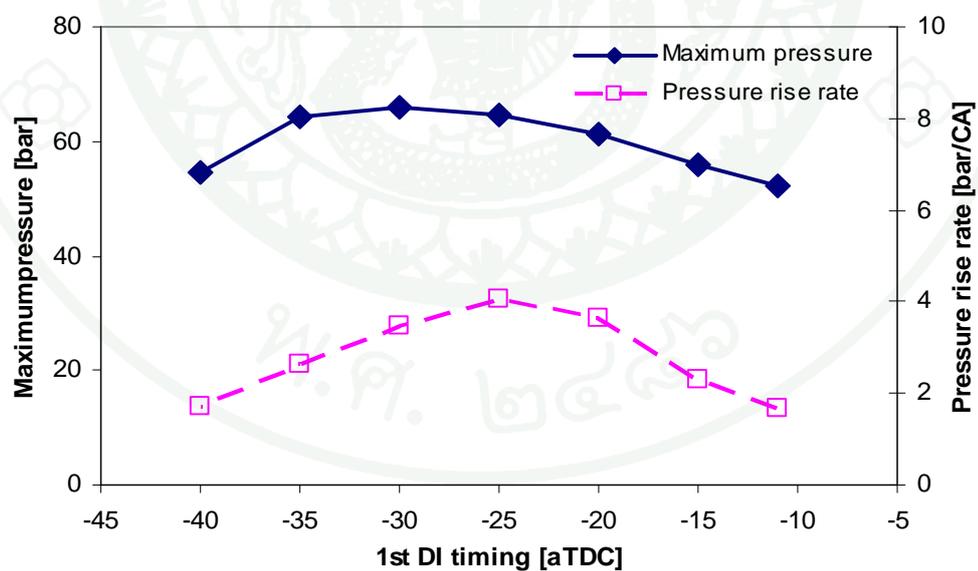
อย่างไรก็ตามการฉีด “1st DI” ที่ 40° BTDC พลังงานจากการเผาไหม้เพิ่มขึ้นอย่างช้า ๆ จนไปถึงค่าสูงสุดที่หลังศูนย์ตายบน เป็นค่าที่ต่ำมาก ดังนั้นที่สภาวะการทดสอบดังกล่าวนี้จึงเป็นจังหวะการฉีดที่ล่วงหน้ามากเกินไป การเผาไหม้จะมี Misfire สูงหรือเป็นการเผาไหม้ในลักษณะ Partial burn จากการที่สารผสมเป็นส่วนผสมบาง มีบริเวณที่เกิด Auto-ignition ได้น้อย สอดคล้องกับผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบในภาพที่ 22 จากลักษณะของกราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนมีลักษณะในช่วงท้ายและจุดสิ้นสุดที่มุมเพลาคือเอียงใกล้เคียงกันทั้งหมด คาดว่าเป็นอิทธิพลของฝอยละอองน้ำมันดีเซลอีก 20 % จากการฉีดครั้งที่สองที่อยู่ใกล้กับศูนย์ตายบน ซึ่งน้ำมันดีเซลส่วนนี้จะช่วยพยุงการเผาไหม้ไปสิ้นสุดในจังหวะขยายตัวที่ลูกสูบเลื่อนลง



ภาพที่ 24 แสดงความสัมพันธ์ ของ CA10 และ B1090 กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก



ภาพที่ 25 แสดงความสัมพันธ์ของ IMEP และ COV of IMEP กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก

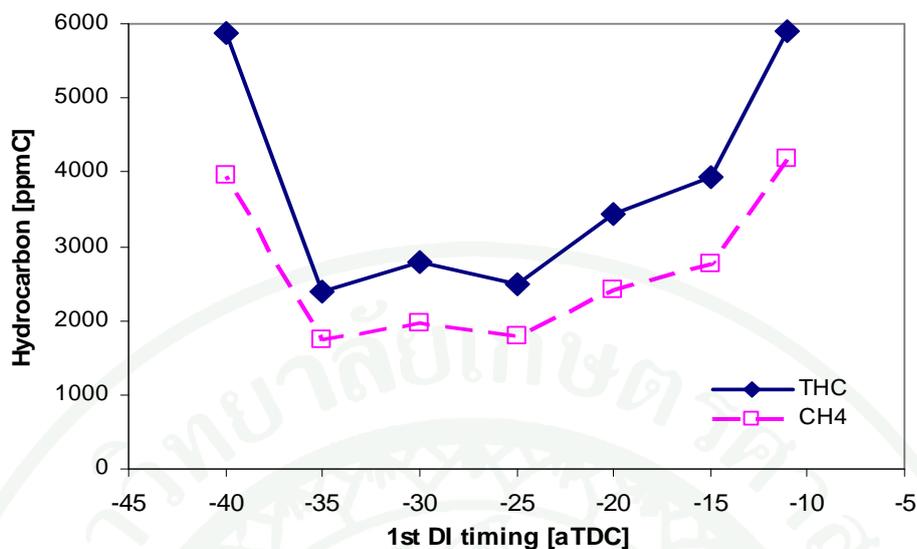


ภาพที่ 26 แสดงความสัมพันธ์ของ Maximum pressure และ Pressure rise rate กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก

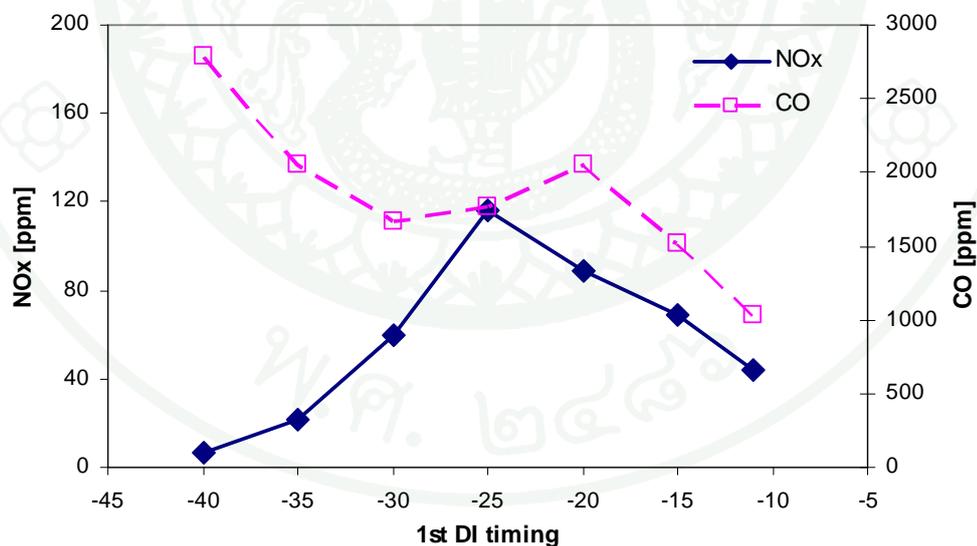
ภาพที่ 24 แสดงจังหวะมุมเพลลาข้อเหวี่ยงที่การเผาไหม้ในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมปล่อยพลังงานความร้อนออกมา 10% จาก CA10 และระยะเวลาของการปล่อยพลังงานจาก B1090 การปรับมุมการฉีด “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้นจาก 11 ถึง 30° BTDC พบแนวโน้มที่ชัดเจนว่าการเผาไหม้สารผสมเริ่มต้นเร็วขึ้น แต่การปรับเพิ่มมุมการฉีด “1st DI” ให้ล่วงหน้าไปมากกว่า 30° BTDC จะพบว่าตำแหน่งของ CA10 ล่าช้ายิ่งขึ้น ในขณะที่กระบวนการเผาไหม้ส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศใช้เวลาค่อนข้างใกล้เคียงกัน มีเพียงการฉีด “1st DI” ล่วงหน้าในช่วง 25 ถึง 35° BTDC เท่านั้นที่พบว่าค่า B1090 เพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อย ดังนั้นการปรับเพิ่มจังหวะมุมการฉีด “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้นจะส่งผลกระทบต่อจังหวะเริ่มต้นการเผาไหม้มากกว่าผลกระทบต่อระยะเวลาการเผาไหม้สำหรับการฉีด “1st DI” ล่วงหน้าที่มุม 40° BTDC จะให้ผลที่แตกต่างออกไป ทั้งนี้เนื่องจากการเผาไหม้ไม่มีเสถียรภาพแล้ว เกิด Misfire ขึ้นในบางวัฏจักร

ภาพที่ 25 แสดงค่า IMEP และค่า COV of IMEP ของเครื่องยนต์ โดยพบว่าการทำงานของเครื่องยนต์ในแบบเชื้อเพลิงร่วมให้ค่า IMEP มีแนวโน้มที่เพิ่มสูงขึ้น เมื่อปรับเพิ่มจังหวะการฉีดของ “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้นจาก 11 ถึง 35° BTDC แสดงให้เห็นว่าเครื่องยนต์ให้กำลังออกมาเพิ่มขึ้นได้ หากสามารถกำหนดให้การเผาไหม้เกิดขึ้นในจังหวะที่เหมาะสม อีกทั้งยังให้ผลค่า COV of IMEP ลดต่ำลงด้วย แต่หากปรับเพิ่มมุมการฉีด “1st DI” ให้ล่วงหน้ามากขึ้นเป็น 40° BTDC ซึ่งเป็นสภาวะการทดสอบที่การฉีด “1st DI” ห่างจากการฉีด “2nd DI” มากที่สุด พบว่า IMEP ลดต่ำลงในขณะที่ COV of IMEP มีค่าสูงมาก ดังนั้นการเผาไหม้ของเครื่องยนต์มีความแปรปรวนสูงมาก จนถึงขั้นที่มีสารผสมบางส่วนไม่เกิดการเผาไหม้เครื่องยนต์จึงเดินไม่เรียบ

ภาพที่ 26 แสดงผลค่าความดันสูงสุดในกระบอกสูบ Pmax และค่า dP/dθ พบว่าการฉีด “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้นจาก 10 ถึง 30° BTDC ส่งผลให้ค่าความดันสูงสุดในกระบอกสูบมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเล็กน้อย แต่เมื่อฉีดให้ล่วงหน้ามากกว่า 30° BTDC ไปจนถึง 40° BTDC ค่าความดันสูงสุดในกระบอกสูบจะลดต่ำลง ทั้งนี้เนื่องจากในช่วงมุมการฉีด “1st DI” ที่ 10 ถึง 30° BTDC การเผาไหม้เกิดขึ้นในจังหวะมุมเพลลาเหวี่ยงที่เร็วขึ้น ความดันสูงสุดของแก๊สเผาไหม้จึงเกิดใกล้กับศูนย์ตายบนมากขึ้น หากทำการฉีด “1st DI” ล่วงหน้ามากกว่า 30° BTDC แม้จะทำให้การเผาไหม้เกิดล่วงหน้ามากขึ้น แต่สารผสมจะมีอัตราการเผาไหม้ต่ำ การลามของเปลวไฟช้า การเผาไหม้สารผสมได้หมดจึงใช้เวลานาน ดังนั้นค่าความดันจึงลดต่ำลง การฉีด “1st DI” ที่มุม 25° BTDC ได้ค่า dP/dθ ประมาณ 4 bar/CA ซึ่งหากทำการฉีด “1st DI” ล่วงหน้าหรือให้ล่าช้ากว่าจังหวะดังกล่าวจะพบว่า dP/dθ มีแนวโน้มลดลง ซึ่งสอดคล้องกับผลความดันสูงสุดในกระบอกสูบ



ภาพที่ 27 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ THC และ CH_4 กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก



ภาพที่ 28 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณสาร NO_x และ CO กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก

ภาพที่ 27 แสดงผลการวัดปริมาณความเข้มข้นของสารไฮโดรคาร์บอน THC และ CH_4 ในไอเสีย พบว่า CH_4 และ THC มีแนวโน้มลดต่ำลงเมื่อฉีด “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้นจาก 11 ไปถึง 35° BTDC โดยที่ 35° BTDC เป็นจังหวะมุมการฉีด “1st DI” ที่พบ CH_4 มีค่าต่ำสุดคือ 1746 ppm แสดงให้เห็นว่าการปรับจังหวะมุมการฉีดในช่วงดังกล่าว ช่วยให้กระบวนการเผาไหม้มีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น อย่างไรก็ตามเมื่อปรับเพิ่มมุมการฉีดไปที่ 40° BTDC ปรากฏว่า CH_4 และ THC มีปริมาณเพิ่มสูงขึ้นจากจังหวะ 35° BTDC เป็นอย่างมาก จากการที่น้ำมันดีเซลส่วนแรกถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในขณะที่อุณหภูมิและความดันต่ำ ฝอยละอองดีเซลที่จะทำหน้าที่เป็นตัวเริ่มต้นให้เกิดการเผาไหม้สารผสมอยู่ในสภาพที่ไม่พร้อมสำหรับการลุกไหม้ ต้องรอฝอยละอองดีเซลส่วนที่สองจากการฉีด “2nd DI” เข้ามาเพิ่ม เพื่อให้มีอัตราส่วนเข้มข้นขึ้นเพียงพอ สารผสมทั้งหมดจึงเผาไหม้ได้ยากและมีบางส่วนไม่เกิดการเผาไหม้ขึ้น จึงมีสารไฮโดรคาร์บอนเหลือออกมากับไอเสียมากขึ้น

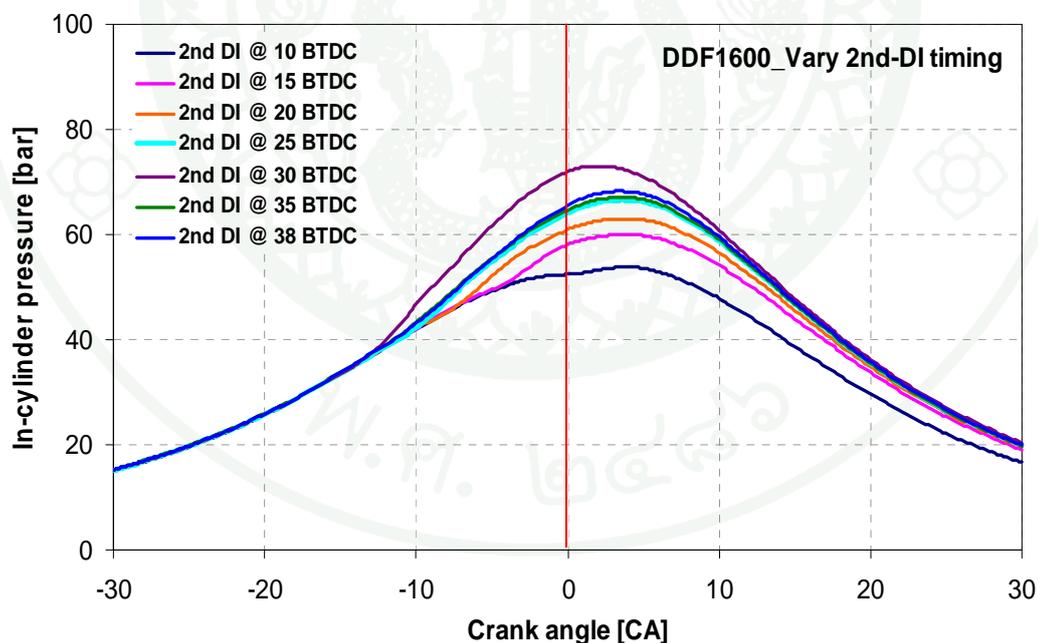
ภาพที่ 28 แสดงผลการวัดปริมาณความเข้มข้นของ CO ในแก๊สไอเสีย พบว่าการปรับจังหวะมุมการฉีด “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้นส่งผลให้ CO มีค่าสูงขึ้นอย่างมีนัยยะ โดยค่า CO ที่วัดได้ 1000 ppm เมื่อฉีด “1st DI” ที่ 11° BTDC เพิ่มสูงขึ้นเป็น 2000 ppm เมื่อฉีดที่ 20° BTDC ซึ่งการฉีดน้ำมันดีเซลในจังหวะมุมเพลตซ์หรือเหวี่ยงบริเวณดังกล่าวนี้ เป็นจังหวะมุมการฉีดที่คล้ายกับจังหวะการฉีดปกติของเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป เมื่อปรับเพิ่มมุมการฉีด “1st DI” ล่วงหน้าออกไปอีกจนถึง 30° BTDC พบว่า CO มีแนวโน้มลดลงเล็กน้อย สอดคล้องกับผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมของ Papagiannakis and Hountalas (2003) ที่รายงานไว้ว่าการเพิ่มมุมการฉีดล่วงหน้ามากขึ้นด้วยปริมาณ Pilot injection ที่เท่ากันนำไปสู่การลด CO เมื่อเปรียบเทียบกับการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ใช้จังหวะการฉีดในรูปแบบปกติของเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป ซึ่งเป็นผลมาจากกลไกการเกิดออกซิเดชันของ CO ที่เพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตามเมื่อเพิ่มมุมการฉีด “1st DI” ไปถึง 40° BTDC ค่า CO มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น โดยเฉพาะที่มุมการฉีด 40° BTDC ค่า CO ที่วัดได้เป็นค่าสูงสุดของชุดการทดสอบนี้คือมีค่า 2792 ppm

สำหรับผลการวัดค่าปริมาณความเข้มข้นของ NO_x ที่ออกมากับไอเสียในชุดการทดสอบนี้มีลักษณะการเปลี่ยนแปลงคล้ายกับผลการทดสอบที่ใช้วิธีการฉีดน้ำมันดีเซลครั้งเดียวในหัวข้อที่แล้ว เนื่องจากการฉีด “1st DI” ใช้ปริมาณดีเซลถึง 80% ของปริมาณทั้งหมด ดังนั้นผลกระทบที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่ต่อการทำงานของเครื่องยนต์ จึงมาจากปริมาณฝอยละอองดีเซลที่ฉีดในครั้งแรก ปริมาณ NO_x มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเพิ่มมุมการฉีด “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้นจาก 10 ไปถึง 25° BTDC โดยการฉีด “1st DI” ที่มุม 25° BTDC นี้ NO_x ที่วัดได้มีค่าสูงสุด 116 ppm แต่เมื่อปรับเพิ่มมุมการฉีด “1st

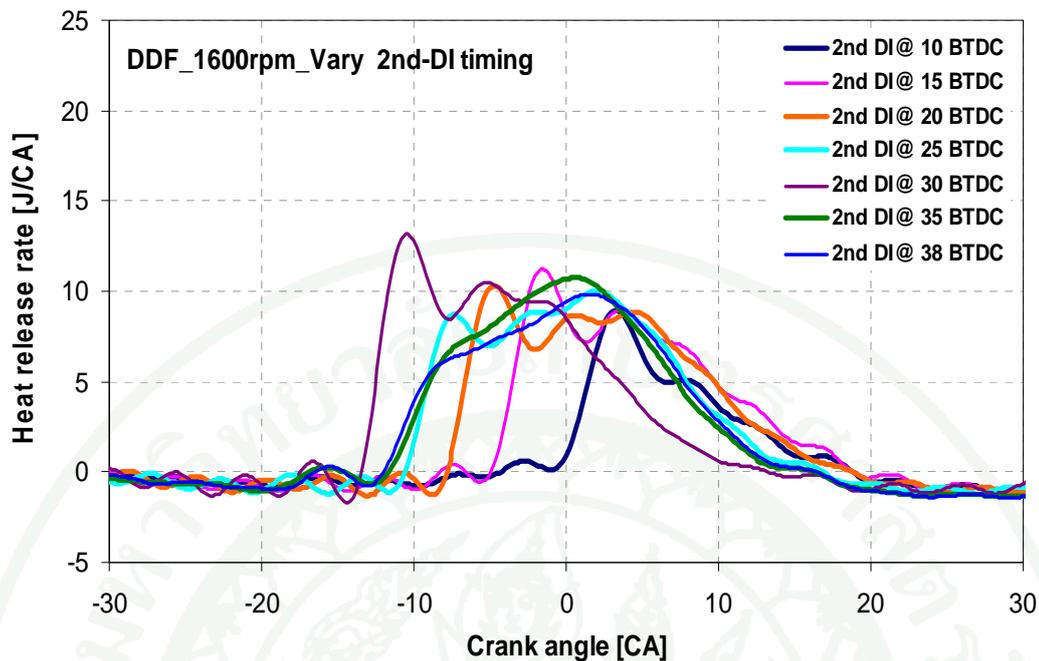
DI” ล้วงหน้าออกไปมากกว่า 25° BTDC จนกระทั่งสภาวะการทดสอบที่ใช้มุมการฉีดล่วงหน้า 40° BTDC ปรากฏว่าค่าความเข้มข้นของ NO_x มีค่าลดต่ำลงด้วยแนวโน้มที่ชัดเจน

3. ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง ที่สภาวะ 1600 รอบต่อนาที

การทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 1600 รอบต่อนาที ด้วยวิธีการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ โดยการคงจังหวะมุมการฉีดครั้งแรก “1st DI” ไว้ที่ 45° BTDC หาผลกระทบที่เกิดขึ้นจากการปรับจังหวะมุมการฉีดน้ำมันดีเซลครั้งที่สอง “2nd DI” ซึ่งทำการปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีด ระหว่าง 10 ถึง 38° BTDC โดยแบ่งสัดส่วนปริมาณดีเซลของการฉีดแต่ละครั้ง 50% จากปริมาณทั้งหมดที่ใช้ต่อวัฏจักรการเผาไหม้คือ 0.10 kg/hr ควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ 0.32 kg/hr จะได้สัดส่วนการแทนที่พลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด 70% อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศสมมูล 0.33



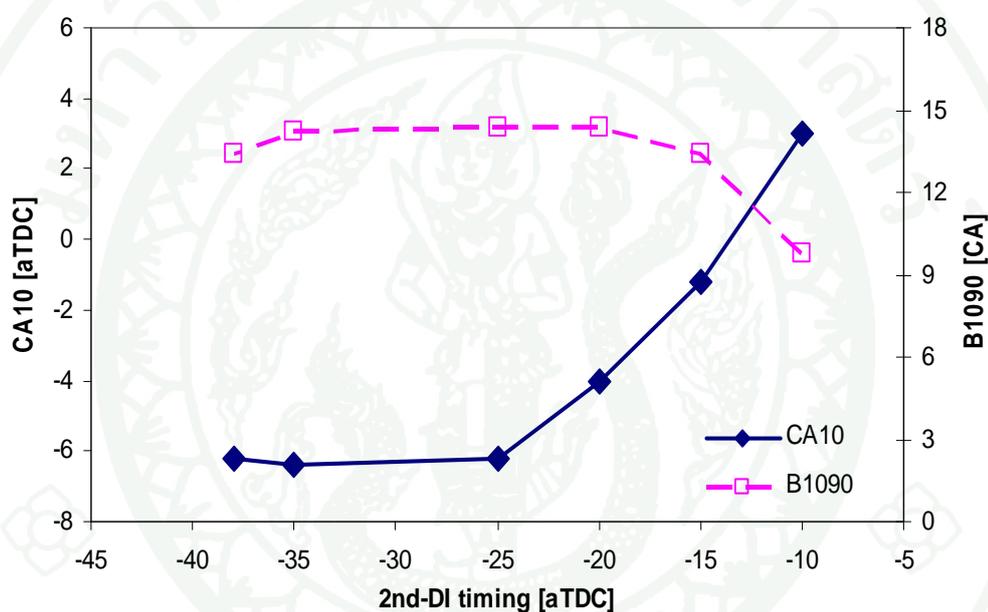
ภาพที่ 29 แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาช้อเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง



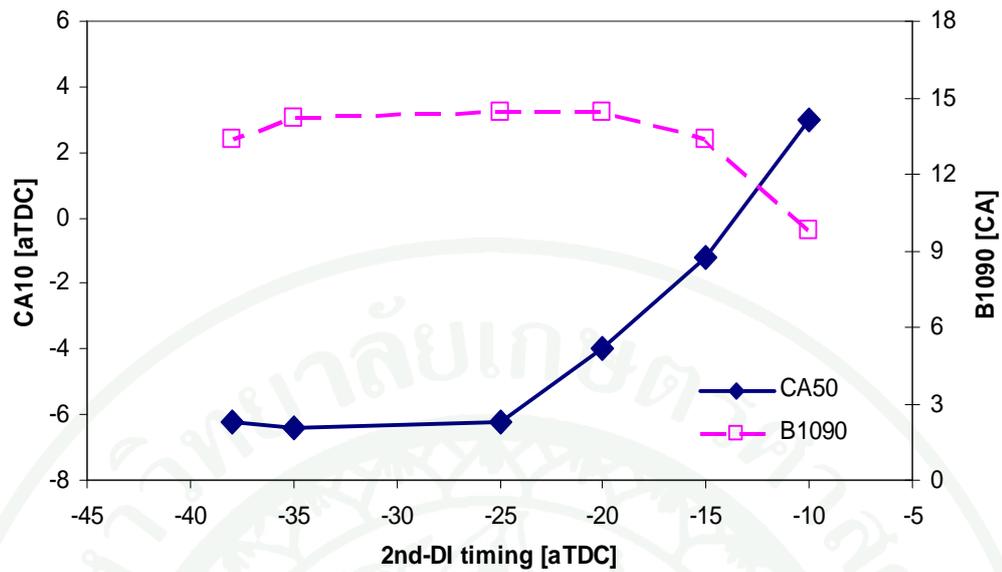
ภาพที่ 30 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาช้อเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง

ภาพที่ 29 แสดงผลการวัดข้อมูลความดันในกระบอกสูบและกราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ที่มุมเพลาช้อเหวี่ยงต่าง ๆ พบว่าเมื่อคงจังหวะ “1st DI” ไว้ที่ 45° BTDC แล้วปรับมุมการฉีด “2nd DI” ให้เข้าไปใกล้กับ “1st DI” มากขึ้น การฉีดน้ำมันดีเซลครั้งที่สอง จาก 11 ถึง 38° BTDC ส่งผลให้ผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบสูงขึ้น เนื่องจากการเผาไหม้ที่เริ่มต้นก่อนศูนย์ตายบนมากขึ้น ขณะที่ผลกระทบของจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลครั้งที่สองต่ออัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากภาพที่ 30 พบว่ากราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานเริ่มชันขึ้นที่จังหวะมุมเพลาช้อเหวี่ยงล่วงหน้ามากขึ้น โดยการฉีด “2nd DI” ล่วงหน้าในช่วง 10 ถึง 25° BTDC จะสังเกตเห็นว่าการเผาไหม้ปลดปล่อยพลังงานความร้อนออกมาสูงในช่วงเริ่มต้น ค่า Peak heat release rate สูงชันขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงแรก จากนั้นจึงค่อยลดต่ำลงจากการสูญเสียความร้อนให้กับฟอยละองดีเซลจากการฉีด “2nd DI” ที่ใช้สำหรับการระเหยตัว เมื่อฟอยละองดีเซลส่วนนี้เกิดการเผาไหม้ขึ้นจึงเกิด Peak heat release rate ยอดที่สอง แต่ให้ค่าต่ำกว่ายอดแรก การฉีด “2nd DI” ล่วงหน้าเข้าใกล้ 1st DI มากขึ้นทำให้พลังงานจาก Premixed combustion ลดต่ำลง แต่พลังงานจาก Diffusion combustion phase จะสูงขึ้น โดยเฉพาะที่มุม 35° BTDC และมุม 38° BTDC ซึ่งเป็นการฉีดที่ใกล้กับจุดสิ้นสุด

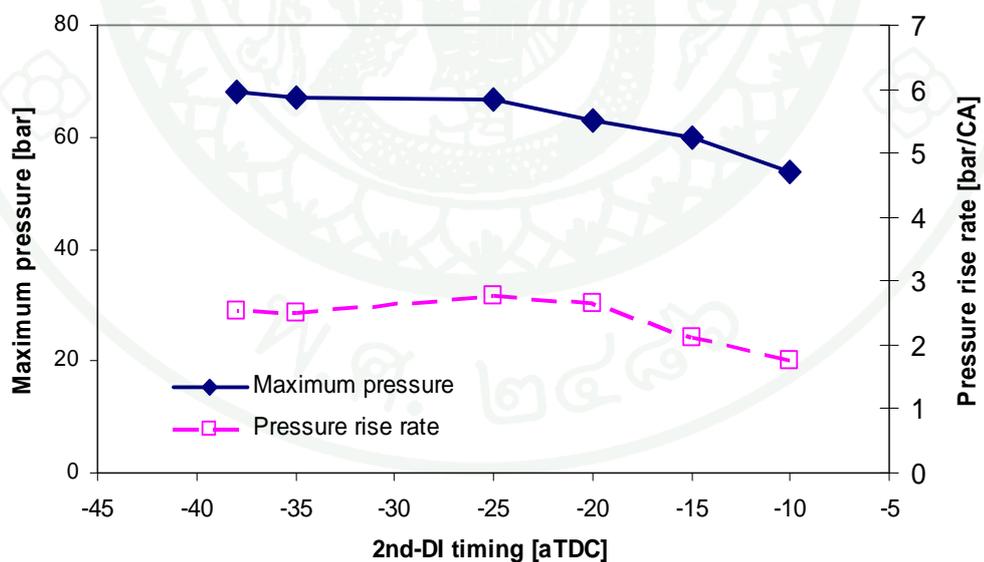
ของการฉีด “1st DI” ฝอยละอองน้ำมันดีเซลของ “2nd DI” จึงเข้าไปผสมรวมกับฝอยละอองของ “1st DI” ดังนั้นน้ำมันดีเซลของการฉีด “2nd DI” จึงเข้าไปช่วยส่งเสริมให้สารผสมมีความเข้มข้นขึ้นและสม่ำเสมอยิ่งขึ้น จึงเกิด Hot spot อยู่ทั่วห้องเผาไหม้ เมื่อจุดระเบิดจึงมี Flammable region มากกว่า การลามของเปลวไฟไปสู่เชื้อเพลิงก๊าซจึงมีประสิทธิภาพที่ดีกว่าการฉีดน้ำมันดีเซลที่มีระยะห่างของ “2nd DI” กับ “1st DI” มาก ๆ ซึ่งกราฟอัตราการปล่อยพลังงานความร้อนจะไม่สูงขึ้นขึ้นรวดเร็วเกินไป แต่จะค่อย ๆ เพิ่มขึ้นสู่ค่าสูงสุดเพียงค่าเดียว เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมจึงทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ



ภาพที่ 31 แสดงความสัมพันธ์ของ CA10 และ B1090 กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง



ภาพที่ 32 แสดงความสัมพันธ์ของ IMEP และ COV of IMEP กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง

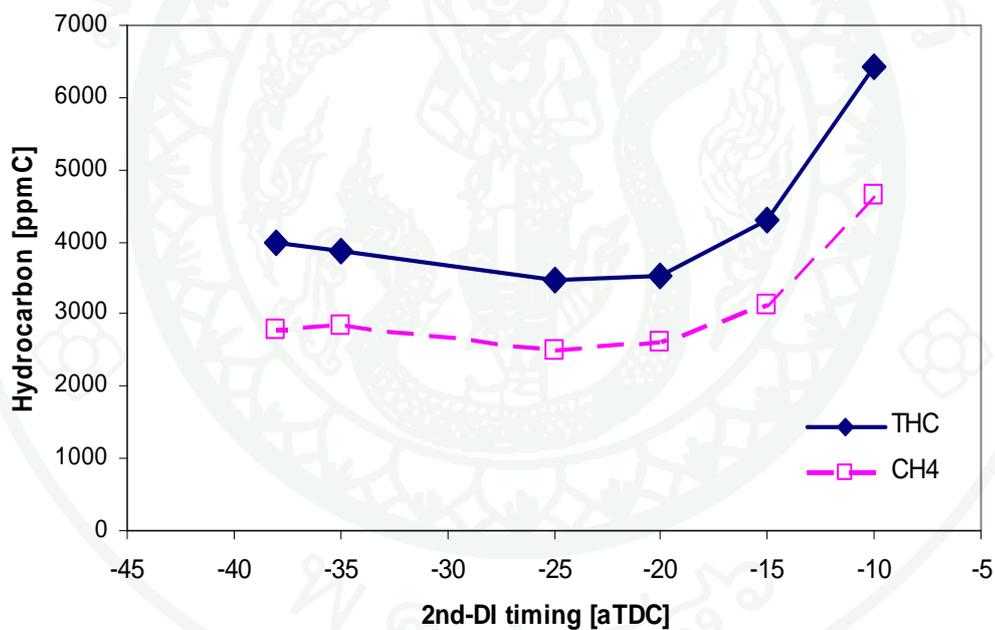


ภาพที่ 33 แสดงความสัมพันธ์ของ Maximum pressure และ Pressure rise rate กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง

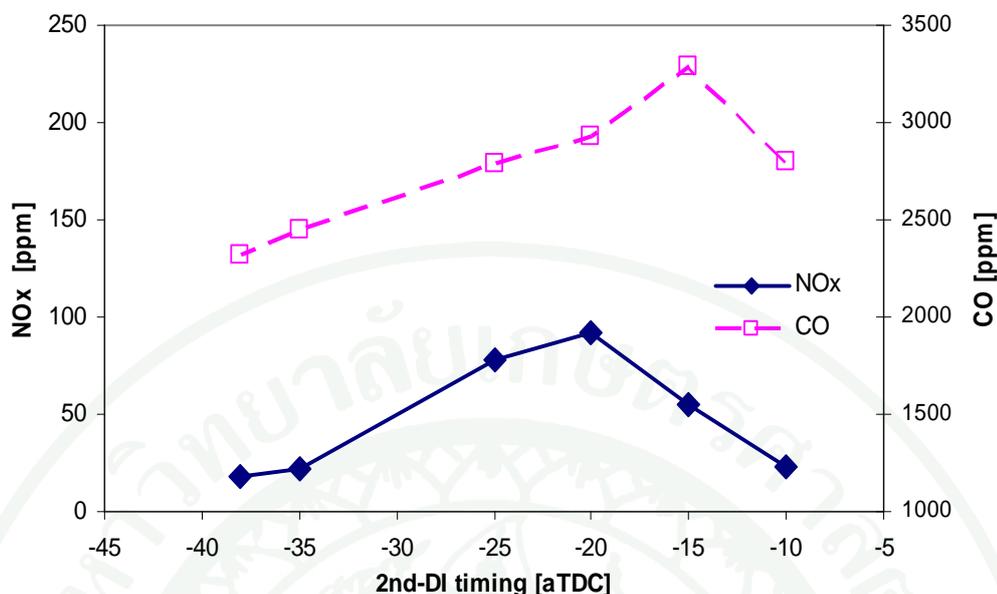
ภาพที่ 31 แสดงจังหวะมุมเพลาช้อเหวี่ยงที่การเผาไหม้ ปล่อยพลังงานความร้อนออกมา 10% จากค่า CA10 และระยะเวลาที่การเผาไหม้ปล่อยพลังงานความร้อน B1090 พบว่าเมื่อทำการฉีดน้ำมันดีเซล “2nd DI” ให้เข้าไปใกล้กับ “1st DI” มากขึ้น ส่งผลให้พลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ถูกปล่อยออกมาได้เร็วขึ้น เป็นแนวโน้มที่ชัดเจนมาก โดยเฉพาะการฉีด “2nd DI” ในช่วงระหว่าง 10 ถึง 25° BTDC แสดงให้เห็นว่าการเผาไหม้สารผสมเริ่มต้นเร็วขึ้น การฉีด “2nd DI” หลังจาก 25° BTDC เป็นต้นไปจนกระทั่งถึงจังหวะสุดท้ายที่ 38° BTDC ตำแหน่งของ CA10 เปลี่ยนแปลงไม่มาก ดังนั้นการแบ่งฉีดดีเซลสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ เมื่อทำการฉีดที่จังหวะมุมเพลาช้อเหวี่ยงห่างกันไม่มาก จังหวะเริ่มต้นการเผาไหม้อาจไม่แตกต่างจากการฉีดครั้งเดียวต่อวัฏจักรที่มีปริมาณฉีดดีเซลรวมเท่ากัน และการปรับจังหวะมุมการฉีดของ “2nd DI” ส่งผลกระทบต่อระยะเวลาของการเผาไหม้น้อยมาก จากผลค่าระยะ B1090 ที่ค่อนข้างคงที่ ประมาณ 13 องศาเพลาช้อเหวี่ยง ยกเว้นเฉพาะผลการทดสอบที่ทำการฉีด “2nd DI” ล่วงหน้าที่ 10° BTDC เท่านั้นที่ ให้ผลที่แตกต่างออกไป คือมีระยะเวลาของการเผาไหม้สั้นลง สัมพันธ์กับกราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในภาพที่ 30 ที่ช่วงการปล่อยพลังงานความร้อนออกมาเกือบทั้งหมดเกิดขึ้นในจังหวะขยายตัวของห้องเผาไหม้ แม้ว่าจุดสิ้นสุดของการเผาไหม้จะใกล้เคียงกับการใช้มุมการฉีด “2nd DI” อื่น ๆ ทั้งนี้เนื่องจากสารผสมที่บางมากในการฉีดครั้งแรก ไม่สามารถเกิดการจุดติดไฟได้ ต้องใช้เวลาเพื่อรอปล่อยละอองดีเซลของการฉีด “2nd DI” ที่นานขึ้นเพื่อให้มีความเข้มข้นพอ สารผสมมีระยะเวลา Ignition delay ที่ยาวขึ้น ทำให้การเผาไหม้ส่วนใหญ่เกิดขึ้นเลยจังหวะศูนย์ตายบนไปแล้ว ซึ่งเป็นจังหวะที่ถูกสูบเลื่อนลงในจังหวะขยายตัว

ภาพที่ 32 แสดงค่า IMEP และ COV of IMEP พบว่าการฉีด “2nd DI” ที่ 25° BTDC ให้ผล IMEP มีค่าสูงสุด 1.4 บาร์ แต่หากทำการฉีด “2nd DI” ให้ล่วงหน้าหรือล่าช้ากว่าจังหวะนี้ไป เครื่องยนต์จะให้ IMEP ลดต่ำลง ขณะที่ผลค่า COV of IMEP ลดต่ำลงอย่างรวดเร็วเมื่อปรับจังหวะมุมฉีด “2nd DI” จาก 10° BTDC มาเป็น 15° BTDC หลังจากนั้นพบแนวโน้มลดต่ำลงเพียงเล็กน้อย เมื่อปรับเพิ่มมุมการฉีด “2nd DI” มากขึ้น ไปถึง 25° BTDC แต่หากฉีด “2nd DI” ให้ล่วงหน้ามากขึ้น ไปอีกจนถึง 38° BTDC ค่า COV of IMEP กลับมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น จากผลของการฉีด “2nd DI” ที่ 10° BTDC เป็นที่น่าสังเกตว่าการแบ่งฉีดดีเซลสองครั้งด้วยปริมาณเล็กน้อย (Pilot diesel) ที่ใช้ระยะห่างของมุมการฉีดในแต่ละครั้งมากเกินไป จะทำให้การเผาไหม้ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมมีความแปรปรวนสูงมาก ดังนั้นในชุดการทดสอบนี้การฉีด “2nd DI” ที่จังหวะ 25° BTDC จึงเป็นจังหวะที่เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมทำงานได้ดีที่สุด

ภาพที่ 33 แสดงค่าความดันสูงสุดในกระบอกสูบ และอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันต่อมุมเพลลาข้อเหวี่ยง พบว่าการปรับมุมการฉีดน้ำมันดีเซลของ “2nd DI” ให้ล่วงหน้าเข้าไปใกล้จังหวะการฉีด “1st DI” มากขึ้นจาก 10 ถึง 38° BTDC ค่าความดันสูงสุดในกระบอกสูบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ในขณะที่ผลค่า $dP/d\theta$ เพิ่มขึ้นเมื่อปรับเพิ่มมุมการฉีด “2nd DI” จาก 10 ไปถึง 25° BTDC จากนั้นผลค่าของ $dP/d\theta$ ก่อนข้างคงที่เมื่อฉีด “2nd DI” ให้ล่วงหน้ามากขึ้น ไปจนถึง 38° BTDC ซึ่ง $dP/d\theta$ ของสภาวะการทดสอบทั้งหมดมีค่าอยู่ในระดับที่ต่ำคือ ไม่เกิน 3 bar/CA แสดงว่าการปรับจังหวะมุมการฉีดน้ำมันดีเซลของ “2nd DI” ส่งผลต่อ $dP/d\theta$ ก่อนข้างน้อย การเผาไหม้ของส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศจึงเกิดเสียงไม่รุนแรง ดังนั้นวิธีการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งนี้หากเลือกมุมการฉีดได้เหมาะสม การฉีดครั้งที่สองจะเข้าไปช่วยให้เสียงการทำงานของเครื่องยนต์มีความนุ่มนวลขึ้น (Aroonsrisopon *et al.*, 2009)



ภาพที่ 34 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ THC และ CH_4 กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง



ภาพที่ 35 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ NO_x และ CO กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง

ภาพที่ 34 แสดงผลการวัดปริมาณความเข้มข้นของสารไฮโดรคาร์บอน THC และ CH₄ ในแก๊สไอเสียที่เกิดจากการปรับจังหวะมุมการฉีดน้ำมันดีเซลของ “2nd DI” โดยพบว่า การฉีด “2nd DI” ล่วงหน้ามากขึ้นจาก 10 ถึง 25° BTDC ส่งผลให้เครื่องยนต์ปล่อย THC และ CH₄ ออกมามีแนวโน้มลดลงที่ชัดเจนพอสมควร และเมื่อฉีด “2nd DI” ให้ล่วงหน้าเข้าไปใกล้กับการฉีด “1st DI” มากขึ้นไปจนถึง 38° BTDC ก็จะพบว่า THC และ CH₄ มีปริมาณเพิ่มสูงขึ้น แม้จะไม่เด่นชัดเหมือนกับการเปลี่ยนแปลงในช่วง 10 ถึง 25° BTDC แต่จะเห็นได้ว่า CH₄ ที่วัดค่าได้ 2500 ppmC จากการฉีด “2nd DI” ที่ 25° BTDC เพิ่มขึ้นเป็นเกือบ 2800 ppmC เมื่อฉีดที่ 38° BTDC ซึ่งมีความแตกต่างกันถึง 300 ppmC ดังนั้นจังหวะมุมการฉีดของ “2nd DI” จึงมีผลกระทบต่อ การปล่อยสารไฮโดรคาร์บอนที่เหลือจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมอย่างมีนัยยะ โดยการฉีด “2nd DI” ในช่วง 10 ถึง 25° BTDC ปล่อยออกของดีเซลจากการฉีด “2nd DI” เข้าไปช่วยให้การเผาไหม้สารผสมสมบูรณ์ยิ่งขึ้น ในขณะที่การฉีด “2nd DI” ช่วง 25 ถึง 38° BTDC ปริมาณไฮโดรคาร์บอนเพิ่มขึ้นนั้น คาดว่าเป็นผลมาจากผลค่าความดันในกระบอกสูบจากการเผาไหม้ที่สูงกว่าจึงมีสารผสมถูกอัดเข้าไปสะสมในซอกร่องแหวนมาก

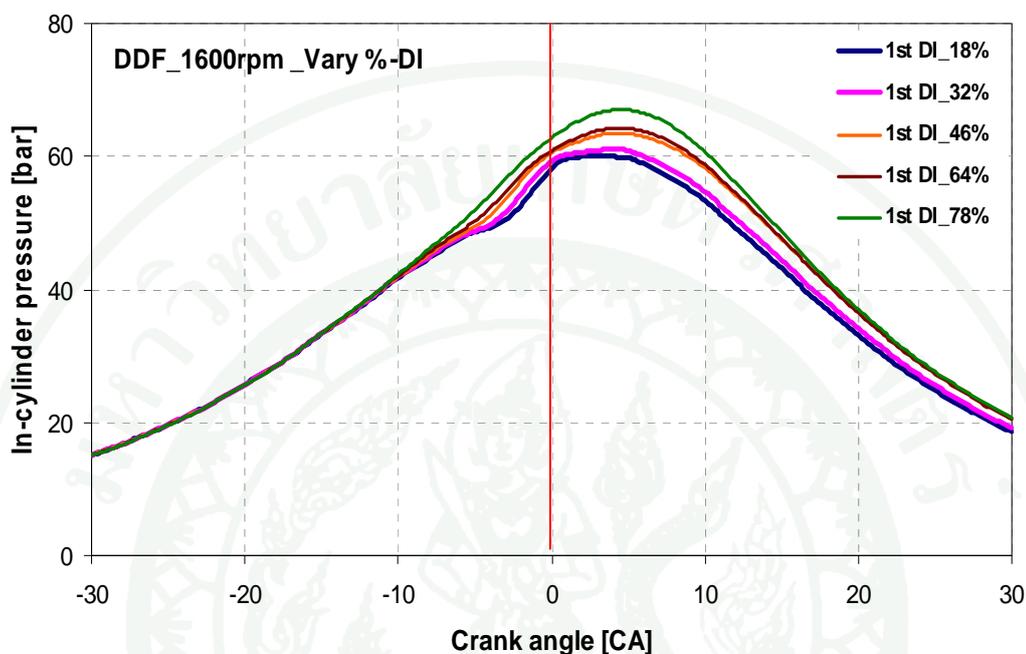
ภาพที่ 35 แสดงผลการวัดปริมาณความเข้มข้นของ CO และ NO_x ที่ออกมาจากไอเสีย การปรับจังหว่มุมการฉีด “2nd DI” ล้วงหน้ามากขึ้นจาก 10° BTDC เป็น 20° BTDC พบว่า CO มีปริมาณเพิ่มสูงขึ้น แต่หลังจาก 20° BTDC เป็นต้นไปการฉีด “2nd DI” ล้วงหน้ามากขึ้น ส่งผลให้ CO มีปริมาณลดลงด้วยแนวโน้มที่ชัดเจน ทั้งนี้เนื่องจากการฉีด “2nd DI” เข้าไปใกล้กับ “1st DI” ยิ่งขึ้น ฝอยละอองของดีเซลรวมกันทำให้สารผสมในช่วงเริ่มต้นการเผาไหม้มีความเข้มข้นพอสำหรับการจุดระเบิด จึงทำให้การเผาไหม้มีความสมบูรณ์ยิ่งขึ้นและผลจากการที่เครื่องยนต์ที่ทำงานด้วยอัตราส่วนผสมโดยรวมบาง สำหรับการฉีด “2nd DI” ล้วงหน้าที่ 10° BTDC นั้นการปล่อยพลังงานความร้อนเกือบทั้งหมดอยู่ในจังหวะขยายตัวแล้ว ดังนั้นอุณหภูมิของแก๊สเผาไหม้แล้วจึงไม่สูงพอ ปฏิกริยาการเกิดออกซิเดชันของ CO หยุต จึงเห็นได้ว่ามีปริมาณที่ต่ำกว่าการฉีด “2nd DI” ที่ 20° BTDC

สำหรับผลการวัดปริมาณความเข้มข้นของ NO_x พบว่าการปรับจังหว่มุมการฉีด “2nd DI” ให้ ล้วงหน้ามากขึ้นจาก 10 °BTDC ไปเป็น 20° BTDC ปริมาณ NO_x มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น โดยการฉีด “2nd DI” ที่ 20° BTDC เป็นจังหวะที่เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมปล่อย NO_x ในแก๊สไอเสียออกมามากที่สุดของชุดการทดสอบนี้คือ 92 ppm และเมื่อปรับจังหว่มุมการฉีด “2nd DI” ล้วงหน้าออกไปอีก จนถึง 38° BTDC จึงพบแนวโน้มที่ชัดเจนว่า NO_x ลดลง แสดงให้เห็นว่าการปรับมุมการฉีดของ “2nd DI” ให้ล้วงหน้าหรือล่าช้าไปจาก 20° BTDC จะส่งผลให้ปริมาณความเข้มข้นของ NO_x จะมีค่า ลดต่ำลง ทั้งนี้เนื่องจากอัตราส่วนของสารผสมโดยรวมบาง จึงมีออกซิเจนเหลือมาก เมื่อรวมกับผลของอุณหภูมิการเผาไหม้ที่ไม่สูงจึงพบปรากฏการณ์ที่ NO_x ลดลง

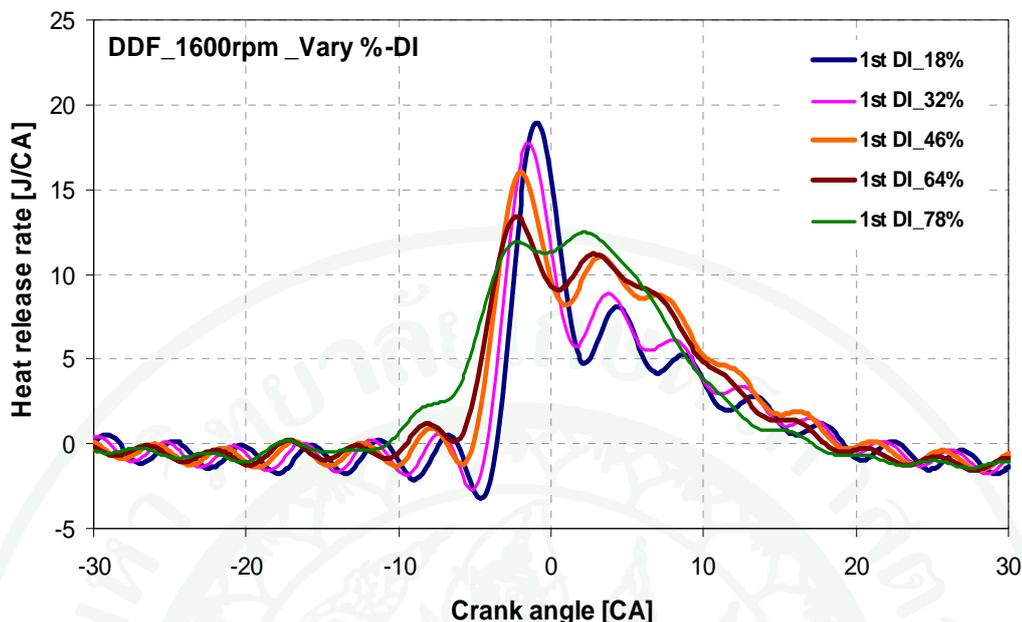
4. ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ฉีดน้ำมันดีเซลล้วงหน้าสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีด ครั้งแรกกับครั้งที่สอง ที่สภาวะ 1600 รอบต่อนาที

ผลการทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 1600 รอบต่อนาทีโดยใช้วิธีการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ หาผลกระทบจากการปรับสัดส่วนปริมาณ น้ำมันดีเซลระหว่างการฉีดครั้งแรก “1st DI” กับครั้งที่สอง “2nd DI” กำหนดจังหว่มุมการฉีดของแต่ละครั้งที่จังหวะเดิม คือฉีด “1st DI” ล้วงหน้าที่ 45° BTDC และฉีด “2nd DI” ที่ 15° BTDC ใช้ปริมาณน้ำมันดีเซลทั้งสองครั้งรวมกัน 0.10 kg/hr ต่อวัฏจักรการเผาไหม้ จ่ายก๊าซธรรมชาติเข้าไปแทนที่พลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด 70% หรือ 0.31 kg/hr อัตราส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ สมมูล (ϕ) 0.33 ทั้งนี้ได้ทำการทดสอบด้วยการฉีด “1st DI” ตั้งแต่ 0% ไปจนถึง 100% แต่เนื่องจาก

ที่ 0% และ 100% นั้นเป็นการทำงานแบบฉีดน้ำมันดีเซลครั้งเดียวต่อวัฏจักรการเผาไหม้ เพียงแต่
 จังหวะมุมการฉีดต่างกันเท่านั้น ดังนั้นจึงได้ตัดสถานะทั้งสองออกจากการพิจารณาผล

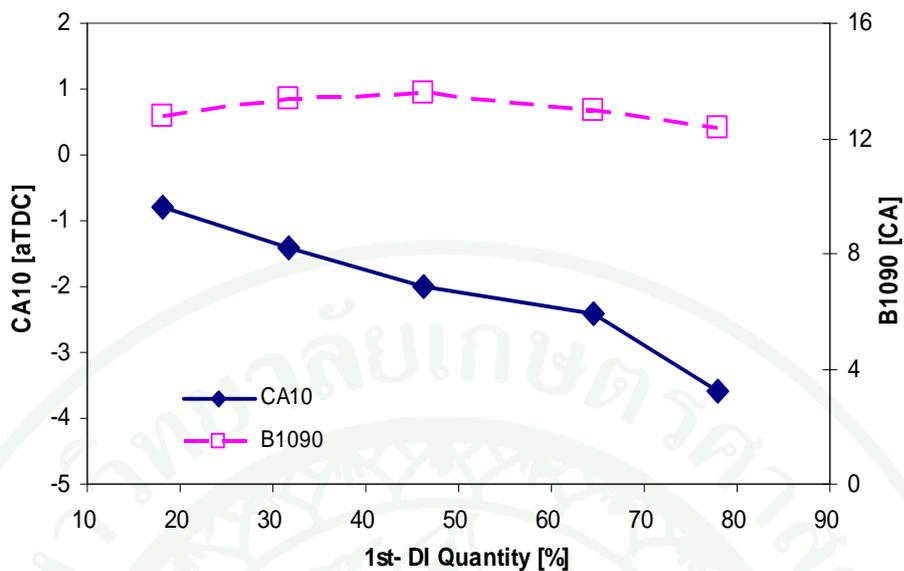


ภาพที่ 36 แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบ
 เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้า
 สองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดครั้งแรก

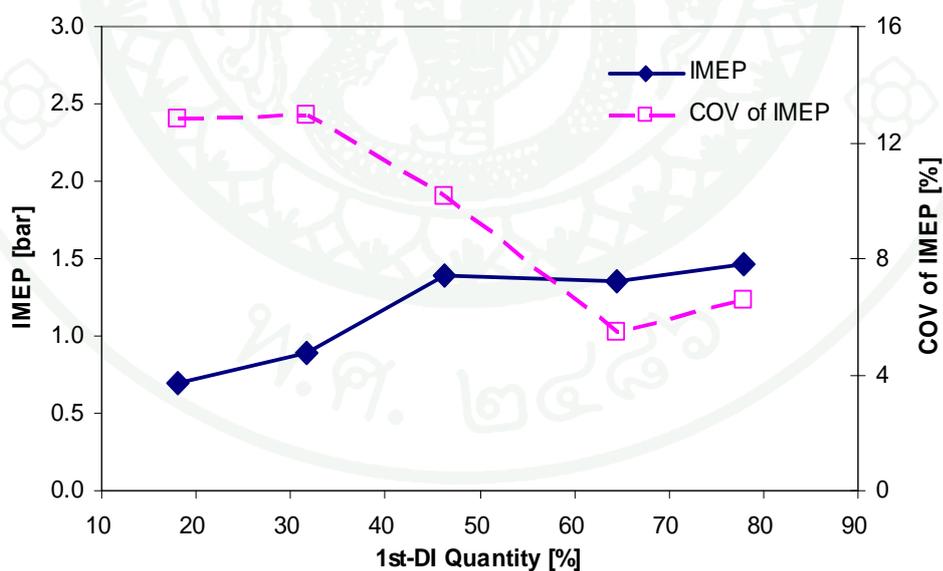


ภาพที่ 37 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาคือห้วงต่าง ๆ จากผลการทดสอบ เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดครั้งแรก

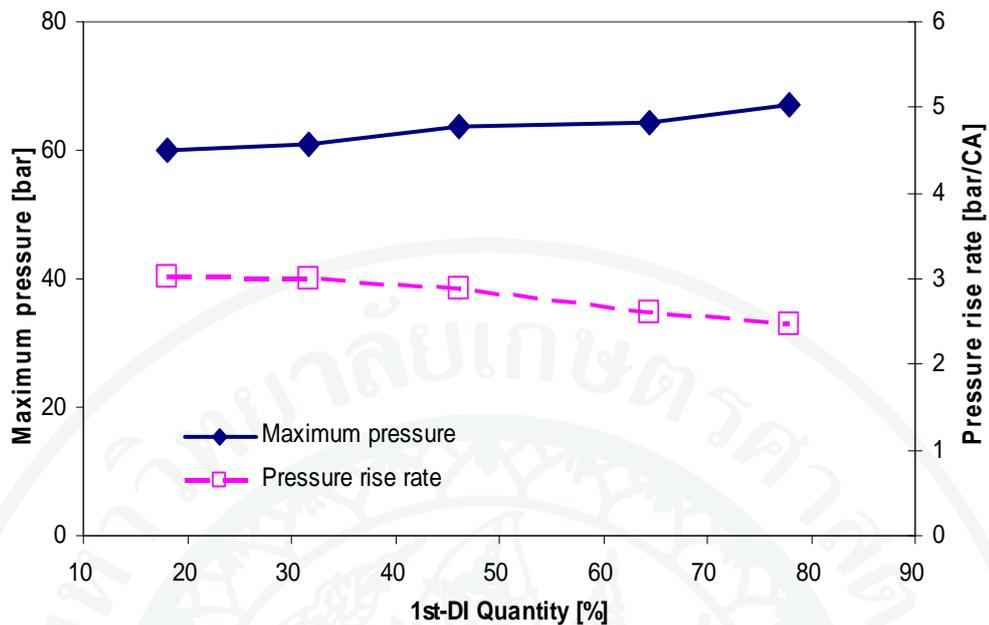
จากภาพที่ 36 และ 37 แสดงกราฟข้อมูลความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ พบว่าการปรับสัดส่วนปริมาณน้ำมันดีเซลของการฉีดครั้งแรก “1st DI” เพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้กราฟข้อมูลความดันในกระบอกสูบสูงขึ้น และจังหวะสูงสุดของกราฟจะเกิดที่จังหวะหลังศูนย์ตายบนมากขึ้น และเมื่อสังเกตจากกราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน พบว่ามีค่า Peak heat release rate ลดต่ำลง ความชันของกราฟน้อยลง จุดที่กราฟเริ่มชันขึ้นและค่าสูงสุดเกิดขึ้นที่จังหวะมุมเพลาคือห้วงล่วงหน้ามากขึ้น ทั้งนี้การเพิ่มสัดส่วนปริมาณน้ำมันดีเซลของการฉีด “1st DI” จะทำให้สารผสมขณะเริ่มต้นการเผาไหม้เข้มข้นขึ้น และการเผาไหม้เกิดได้เร็วขึ้น การฉีด “1st DI” ที่ใช้สัดส่วนน้อย ช่วงการเผาไหม้แบบ Premixed combustion ปลดปล่อยพลังงานออกมาสูง ซึ่งพลังงานส่วนใหญ่มาจาก Pilot diesel แต่จะลดต่ำลงเมื่อเพิ่มสัดส่วนการฉีดให้มากขึ้นขณะเดียวกันก็จะส่งผลให้พลังงานในช่วง Diffusion combustion มีอัตราที่สูงขึ้นและต่อเนื่องกับพลังงานของ Premixed combustion phase เนื่องจากการฉีด “1st DI” ที่มุมล่วงหน้า 45° BTDC เมื่อมีสัดส่วนน้ำมันดีเซลมากขึ้น ห้องเผาไหม้จึงมีส่วนผสมที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้มากกว่า การแพร่กระจายของเปลวไฟไปสู่สารผสมของเชื้อเพลิงก๊าซทำได้ดีกว่า



ภาพที่ 38 แสดงความสัมพันธ์ของ CA10 และ B1090 กับสัดส่วนการฉีด จากผลการทดสอบ เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้า สองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดครั้งแรก



ภาพที่ 39 แสดงความสัมพันธ์ของ IMEP และ COV of IMEP กับสัดส่วนการฉีด จากผลการ ทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซล ล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดครั้งแรก



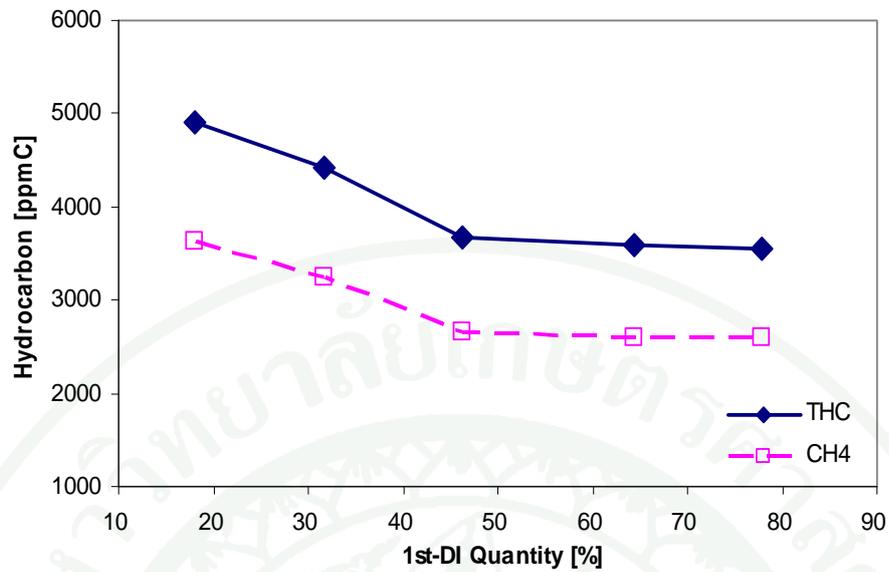
ภาพที่ 40 แสดงความสัมพันธ์ของ Maximum pressure และ Pressure rise rate กับสัดส่วนการฉีด จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีด น้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดครั้งแรก

ภาพที่ 38 แสดงจังหวะมุมเพลาช้อเหวี่ยงที่เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมเผาไหม้แล้วปล่อยพลังงานความร้อนออกมา 10% จากค่า CA10 และระยะเวลาของการปล่อยพลังงานความร้อน B1090 พบว่าการเพิ่มปริมาณน้ำมันดีเซลของการฉีด “1st DI” ส่งผลให้ตำแหน่งของ CA10 เกิดล่วงหน้ามากขึ้น และเกิดขึ้นที่จังหวะก่อนศูนย์ตายบนทั้งหมดในทุกสภาวะการทดสอบ นั่นคือสารผสมขณะเริ่มจุดระเบิดมีความเข้มข้นมากขึ้น ระยะ Ignition delay สั้นลง จึงได้พบว่าการฉีด “1st DI” ด้วยสัดส่วน 78% ตำแหน่ง CA10 อยู่ห่างจากศูนย์ตายบนมากที่สุดคือ 4 องศาก่อนศูนย์ตายบน ดังนั้นสัดส่วนปริมาณน้ำมันดีเซลของการฉีดระหว่าง “1st DI” กับ “2nd DI” ในชุดการทดสอบนี้ ส่งผลกระทบอย่างเด่นชัดต่อการเริ่มต้นของการเผาไหม้สารผสม ขณะที่ผลค่าระยะ B1090 มีค่าค่อนข้างคงที่ประมาณ 13 องศาเพลาช้อเหวี่ยง ตลอดการทดสอบ สัดส่วนปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลของการฉีดทั้งสองจังหวะนั้น จึงไม่ส่งผลกระทบต่อระยะเวลาที่ใช้ในการเผาไหม้สารผสมมากนัก

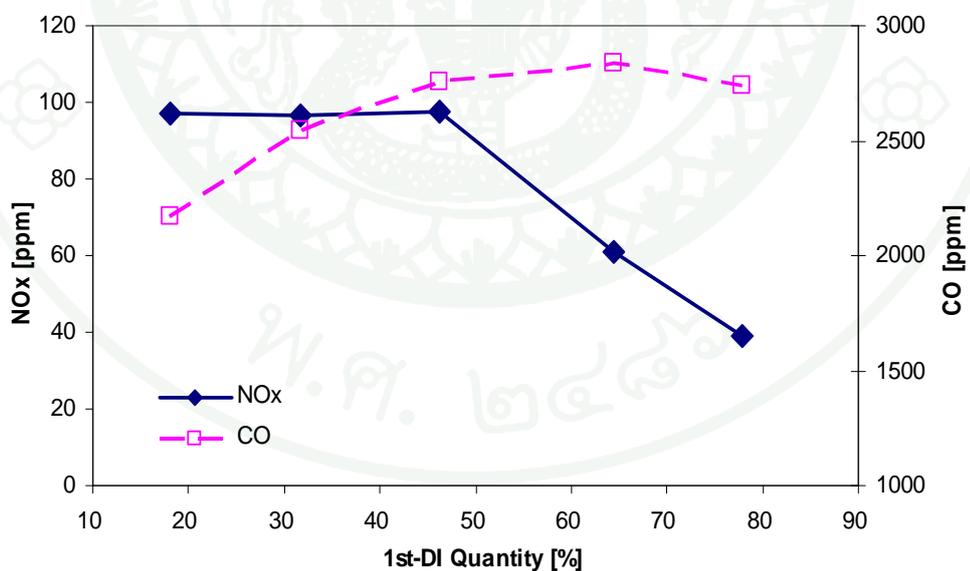
แม้ว่าการปรับสัดส่วนปริมาณน้ำมันดีเซลให้กับการฉีดทั้งสองครั้งจะส่งผลกระทบต่อภาระการทำงานของเครื่องยนต์ แต่ในชุดการทดสอบนี้ไม่สามารถบอกทิศทางที่ชัดเจนได้มากนัก

ดังจะเห็นได้จากผลค่า IMEP และค่า COV of IMEP ในภาพที่ 39 ที่ IMEP มีค่าค่อนข้างต่ำคือไม่เกิน 1.5 บาร์ การฉีด “1st DI” ด้วยสัดส่วนจาก 46 ถึง 78% เป็นช่วงที่เครื่องยนต์ให้ IMEP ค่อนข้างคงที่และสูงกว่าสภาวะทดสอบอื่น ๆ ในขณะที่ผลค่า COV of IMEP มีค่าค่อนข้างสูงในช่วงการทดสอบที่ใช้สัดส่วนของ “1st DI” น้อย ๆ โดยเฉพาะการทดสอบที่ฉีด “1st DI” 28 ถึง 32% นั้น COV of IMEP มีค่าสูงเกินกว่า 12% แต่จะมีแนวโน้มลดต่ำลงเมื่อเพิ่มสัดส่วนของ “1st DI” มากขึ้น ดังนั้นการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมจึงมีค่าสัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของ IMEP น้อยลงหากฉีด “1st DI” ด้วยสัดส่วนเพิ่มขึ้น และจากผลของชุดการทดสอบนี้ หากเพิ่มความหนาของส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศขึ้นอีก คาดว่าน่าจะช่วยให้ IMEP สูงขึ้นและ COV of IMEP ก็ น่าจะลดลงได้

ภาพที่ 40 แสดงความสัมพันธ์ของค่าความดันสูงสุดในกระบอกสูบและอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันกับสัดส่วนของ “1st DI” พบว่าการปรับเพิ่มสัดส่วนน้ำมันดีเซลให้กับการฉีด “1st DI” มากขึ้น ส่งผลให้ผลความดันสูงสุดในกระบอกสูบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ในขณะที่ $dP/d\theta$ มีค่าลดต่ำลงเล็กน้อย ดังนั้นการทำงานของเครื่องยนต์ก็จะมีระดับเสียงดังน้อยลง ทั้งนี้ฝอยละอองของน้ำมันดีเซลที่ฉีดเข้าไปมากขึ้นของ “1st DI” หมายถึงการเพิ่มความเข้มข้นให้กับสารผสม จะเป็นการเพิ่มขนาดของ Flammable region ในช่วงเริ่มต้นการจุดระเบิด ทำให้การเผาไหม้ลามไปสู่เชื้อเพลิงก๊าซที่ผสมกับอากาศที่อยู่โดยรอบ มีความราบเรียบยิ่งขึ้น (Smooth burn) อัตราการเผาไหม้ก็จะช้าลง เครื่องยนต์จึงทำงานได้ราบเรียบขึ้น



ภาพที่ 41 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ THC และ CH₄ กับสัดส่วนการฉีด จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดครั้งแรก



ภาพที่ 42 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณสาร NO_x และ CO กับสัดส่วนการฉีด จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดครั้งแรก

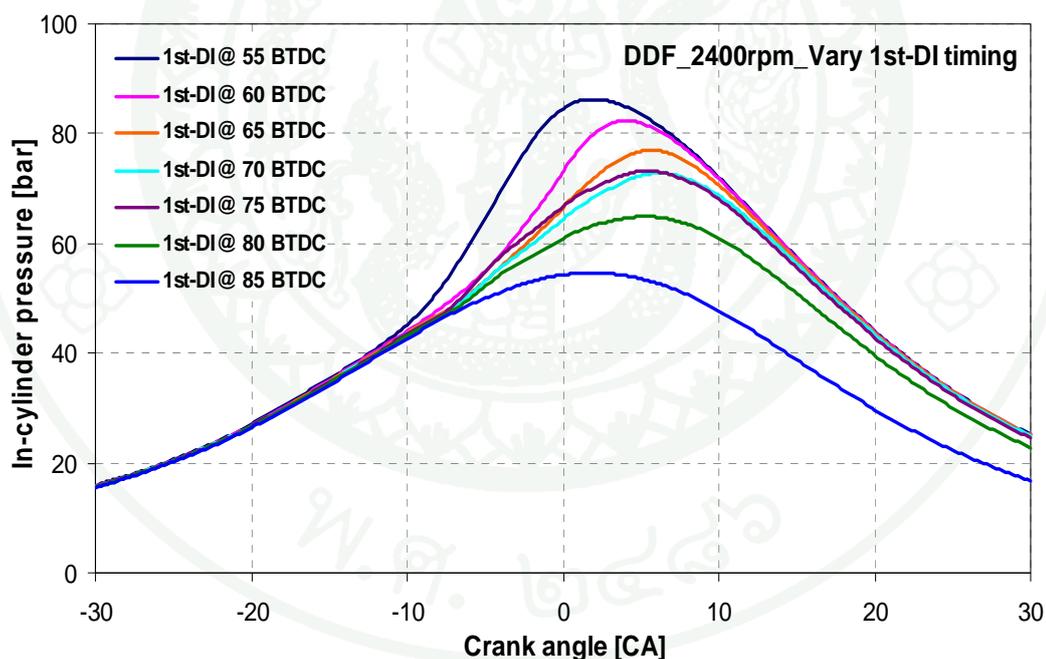
ภาพที่ 41 แสดงผลการวัดปริมาณความเข้มข้นของสารไฮโดรคาร์บอนที่ออกมาจากแก๊สไอเสียของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม การเพิ่มสัดส่วนของ “1st DI” มากขึ้นจาก 18% เป็นต้นไป ช่วยให้เครื่องยนต์ปล่อย THC และ CH₄ ออกมาน้อยลง โดยจะพบแนวโน้มที่ชัดเจนในช่วงการเพิ่มสัดส่วนของ “1st DI” จาก 18% ถึง 46% และเมื่อฉีด “1st DI” ด้วยสัดส่วนที่มากกว่า 46% แม้ THC และ CH₄ มีแนวโน้มลดลง แต่ก็มีความแตกต่างกันเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ทั้งนี้การเพิ่มสัดส่วนปริมาณฉีดของ “1st DI” ก็คือการฉีดน้ำมันดีเซลเข้าไปเข้าไปให้เพียงพอสำหรับเริ่มจุดระเบิดทำให้สารผสมเกิดการเผาไหม้ขึ้น ก่อนที่จะเกิดการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซตามมา ซึ่งน้ำมันดีเซลที่ฉีดเข้าไปมากจะทำให้เกิดจุดร้อน (Hot spots) หลายจุดอยู่ทั่วห้องไหม้มากขึ้น Flammable region มีขนาดใหญ่ขึ้น เมื่อเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซจึงมีเสถียรภาพและสมบูรณ์ยิ่งขึ้น ทำให้ปล่อยไฮโดรคาร์บอนออกมาน้อยลง

ภาพที่ 42 ผลการวัดปริมาณความเข้มข้นของ CO พบว่าการเปลี่ยนแปลงปริมาณ CO ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมจะขึ้นอยู่กับสัดส่วนการฉีด “1st DI” โดยตรง โดยค่าที่วัดได้มีการเปลี่ยนแปลงอยู่ระหว่าง 2000 ถึง 3000 ppm การเพิ่มสัดส่วนปริมาณน้ำมันดีเซลของการฉีด “1st DI” มากขึ้น เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมปล่อย CO ออกมาเพิ่มสูงขึ้นด้วยแนวโน้มที่ชัดเจน ทั้งนี้เป็นผลมาจากสารผสมที่มีความเข้มข้นขึ้นขณะเริ่มต้นการจุดระเบิด การฉีด “1st DI” ด้วยสัดส่วนน้อย ละอองของน้ำมันดีเซลส่วนนี้เมื่อผสมกับอากาศ อาจไม่เพียงพอสำหรับเริ่มต้นการจุดระเบิดให้กับสารผสมทั้งหมดได้ ดังนั้นเมื่อเพิ่มปริมาณฝอยละอองดีเซลจากการฉีด “1st DI” ในสัดส่วนที่มากขึ้น จึงส่งผลให้สารผสมเข้มข้นขึ้น อุณหภูมิของแก๊สเผาไหม้สูงขึ้นกว่าการฉีด “1st DI” ด้วยสัดส่วนน้อยนำไปสู่การเพิ่มปริมาณ CO

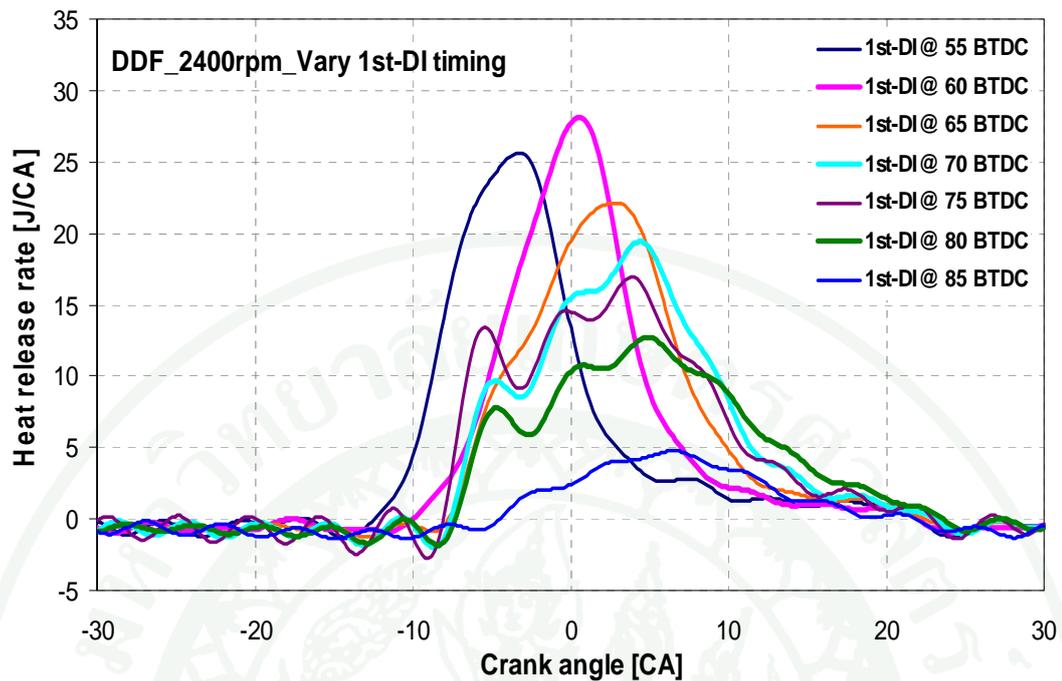
ผลการวัดปริมาณความเข้มข้นของ NO_x ในช่วงที่ใช้สัดส่วน “1st DI” จาก 18 ถึง 46% แทบจะไม่พบการเปลี่ยนแปลงของปริมาณ NO_x หลังจากนั้นสัดส่วน “1st DI” ที่มากขึ้นส่งผลให้ NO_x มีค่าลดต่ำลงเรื่อย ๆ ด้วยแนวโน้มที่ชัดเจน การทดสอบที่ใช้สัดส่วน “1st DI” 78% สามารถลดการเกิด NO_x จากการฉีด “1st DI” ที่ใช้สัดส่วน 18 ถึง 46% ได้ถึงเกือบ 60% แม้ว่าการใช้สัดส่วน “1st DI” มากขึ้นทำให้สารผสมในขณะเริ่มต้นการเผาไหม้เข้มข้นขึ้น อุณหภูมิของแก๊สเผาไหม้สูงขึ้น แต่ก็ไม่ได้มีอิทธิพลเหนือไปกว่าผลจากคุณสมบัติของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่มีอัตราการเผาไหม้ช้า ส่งผลให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ต่ำ รวมทั้งผลรวมของปริมาณดีเซลที่ฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ยังคงเท่าเดิม ดังนั้นการก่อตัวของ NO_x จึงน้อย เมื่อรวมกับเหตุผลของการเลือกจังหวะมุมการฉีดล่วงหน้าในจังหวะที่เหมาะสม จึงช่วยให้เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมปล่อย NO_x ออกมาน้อยลง

5. ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที

ผลการทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ในสภาวะที่เครื่องยนต์มีภาระต่ำ อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ใช้วิธีการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งต่อวัฏจักรการทำงาน เพื่อหาผลกระทบที่เกิดขึ้นจากการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก “1st DI” ระหว่าง 55 ถึง 85° BTDC โดยคงจังหวะมุมการฉีดครั้งที่สอง “2nd DI” ไว้ที่ 26° BTDC น้ำมันดีเซลส่วนใหญ่ถูกฉีดออกไปในการฉีดครั้งแรก 70% และฉีดครั้งที่สอง 30% จากปริมาณการฉีดทั้งสองครั้งรวมกัน 0.21 kg/hr โดยปล่อยของดีเซลถูกฉีดหมดก่อนที่ลูกสูบจะเคลื่อนที่ถึงตำแหน่งศูนย์ตายบน ความคุมการไหลของก๊าซธรรมชาติ 0.65 kg/hr เพื่อรักษาสัดส่วนการแทนที่พลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดที่จ่ายให้กับเครื่องยนต์ให้ได้ 70% จะได้อัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิงต่ออากาศ 0.45



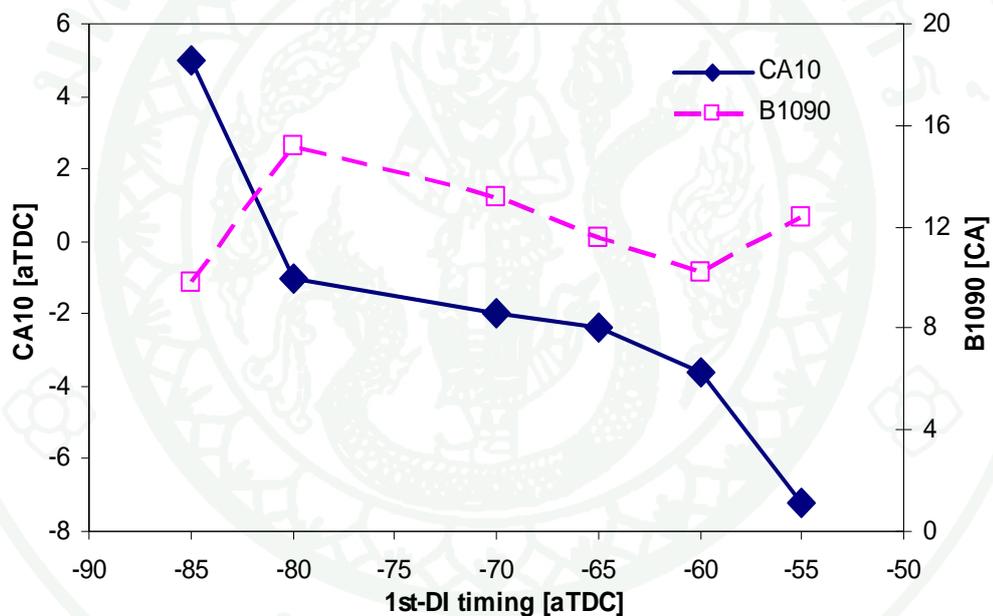
ภาพที่ 43 แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก



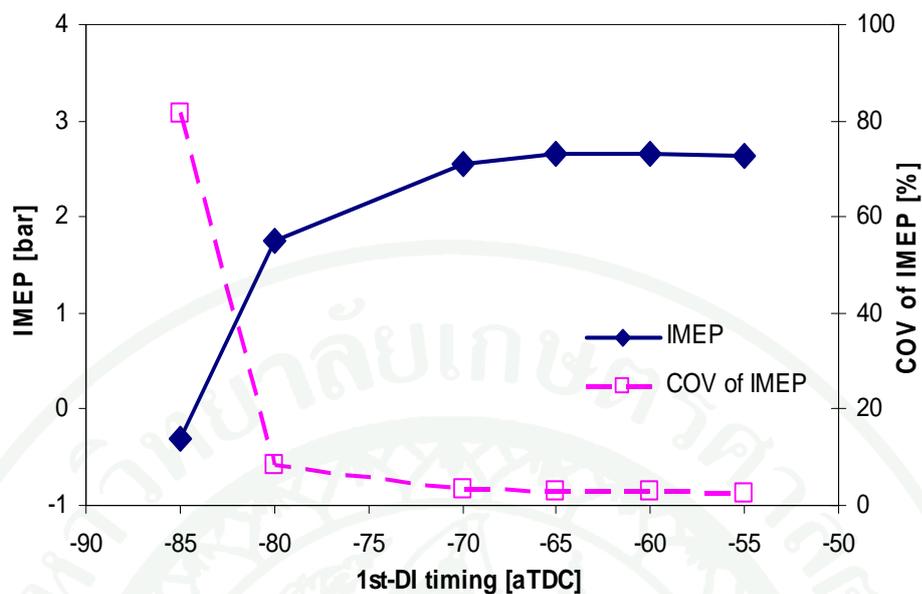
ภาพที่ 44 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก

ภาพที่ 43 และ 44 แสดงผลการวัดข้อมูลความดันในกระบอกสูบและการคำนวณอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ ที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ พบว่าการปรับเพิ่มมุมการฉีดน้ำมันดีเซลครั้งแรก “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้น ซึ่งก็คือระยะห่างของการฉีดน้ำมันดีเซลทั้งสองครั้งห่างกันมากขึ้น ส่งผลให้ผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบลดต่ำลง และในทุกการทดสอบค่าสูงสุดของความดันเกิดที่ตำแหน่งหลังศูนย์ตายบนทั้งสิ้น เมื่อพิจารณากราฟอัตราการปล่อยพลังงานความร้อน พบว่าการฉีด “1st DI” ที่มุมล่วงหน้ามากขึ้นจาก 55 ถึง 85° BTDC ส่งผลให้การเผาไหม้ปล่อยพลังงานความร้อนออกมาเมื่ออัตราต่ำลง และให้ค่าสูงสุดมีแนวโน้มลดลง โดยเฉพาะการฉีด “1st DI” ที่ 70° BTDC เป็นต้นไป พบว่าการเผาไหม้ปล่อยพลังงานออกมาในช่วงเริ่มต้นต่ำแล้วมีอัตราเพิ่มสูงขึ้นเรื่อย ๆ ทำให้กราฟมีค่าสูงสุดอีกถึงสองยอด คล้ายกับมีบริเวณที่เกิดปฏิกิริยา Pre-ignition อยู่หลายจุดและมีความเข้มข้นของแต่ละจุดก็ต่างกัน เมื่อ Pilot diesel เกิด Auto-ignition ขึ้นจึงเผาไหม้ได้ไม่ดีนัก แต่การเผาไหม้จะมีประสิทธิภาพที่ดีขึ้นเมื่อเปลวไฟมีขนาดใหญ่ขึ้นแล้วเผาไหม้ส่วนผสมของเชื้อเพลิงก๊าซที่บริเวณรอบ ๆ เมื่อใช้จังหวะมุมการฉีดสองครั้งใกล้กันพลังงานที่ถูกปล่อยออกมาจากการเผาไหม้ในแต่ละช่วงจะคาบเกี่ยวกันเส้นกราฟมีลักษณะสูงชัน

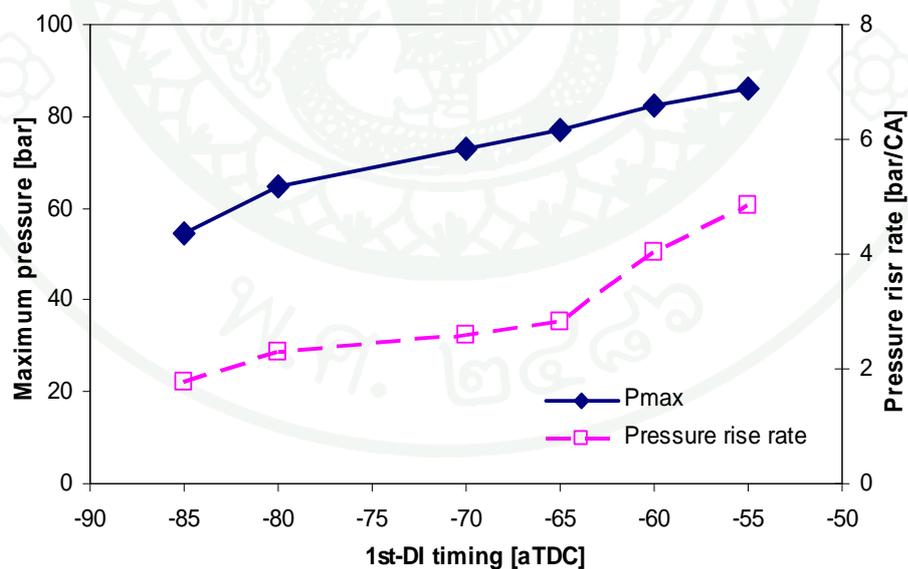
ขึ้นหาจุดสูงสุดเพียงครั้งเดียว ซึ่งเป็นค่าที่สูงกว่ากราฟของมุมการฉีดที่ให้ยอดกราฟหลายยอด ทั้งนี้ เนื่องจากการฉีด “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้นก็คือการฉีดฟอยละองดีเซลเข้าไปในห้องเผาไหม้ขณะที่ มีความดันและอุณหภูมิต่ำ จึงใช้เวลานานในการระเหยและการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันเพื่อให้พร้อมสำหรับจุดระเบิด จนกระทั่งฉีด “2nd DI” เข้าไปเพิ่ม สารผสมจึงจะเริ่มเกิดการเผาไหม้ได้ ซึ่งเกิดขึ้นหลังจากฉีด “2nd DI” เสร็จสิ้นแล้วทั้งสิ้น ดังนั้นการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งที่จังหวะมุมเพลลา ข้อเหวี่ยงใกล้เคียงกันจะทำให้สารผสมขณะจุดระเบิดมีความเข้มข้นมากกว่า จึงให้ Flammable region มากกว่า การลามของเปลวไฟไปสู่เชื้อเพลิงหลักคือก๊าซธรรมชาติจึงเป็นไปได้ดีกว่าการฉีดสองครั้ง ห่างกัน ซึ่งจะส่งผลให้อัตราการเผาไหม้สารผสมของเชื้อเพลิงก๊าซต่ำ เส้นกราฟอัตราการปล่อยพลังงานความร้อนไม่สูงมากและสิ้นสุดล่งไปในจังหวะขยายตัวของห้องเผาไหม้มากขึ้น



ภาพที่ 45 แสดงความสัมพันธ์ของ CA10 และ B1090 กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก



ภาพที่ 46 แสดงความสัมพันธ์ของ IMEP และ COV of IMEP กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก

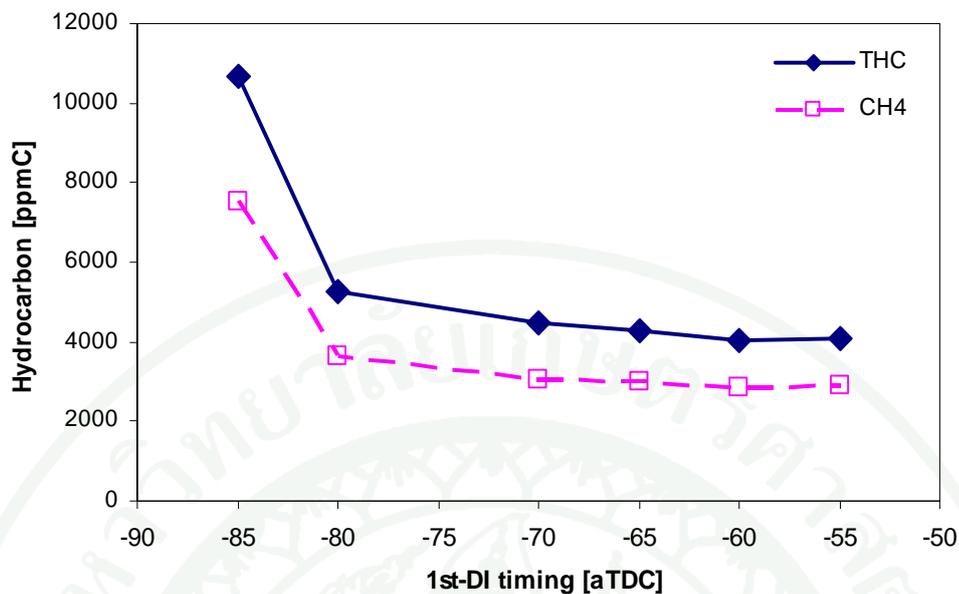


ภาพที่ 47 แสดงความสัมพันธ์ของ Maximum pressure และ Pressure rise rate กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก

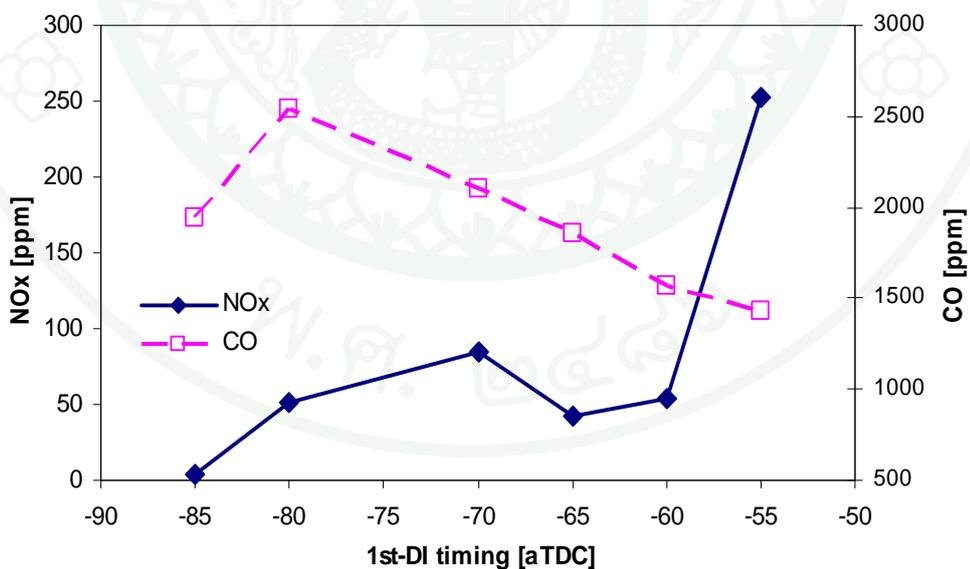
ภาพที่ 45 แสดงจังหวะมุมเพลาคือเหวี่ยงที่การเผาไหม้ในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ปลดปล่อยพลังงานความร้อนออกมา 10% และระยะเวลาของการปลดปล่อยพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิง พบว่าเมื่อทดสอบด้วยการฉีดน้ำมันดีเซลครั้งแรก “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้นส่งผลให้ตำแหน่งของ CA10 มีแนวโน้มล่าช้ายิ่งขึ้น การฉีด “1st DI” ที่จังหวะมุมเพลาคือเหวี่ยง 85° BTDC เป็นสถานะที่การเผาไหม้เชื้อเพลิงให้ตำแหน่ง CA10 อยู่หลังศูนย์กลางบน แสดงว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นล่าช้า ขณะที่พบแนวโน้มที่ค่า B1090 เพิ่มขึ้นในช่วงจังหวะการฉีด “1st DI” ระหว่าง 60 ถึง 80° BTDC ซึ่งบ่งชี้ว่าการเผาไหม้ใช้เวลานานขึ้น แต่การฉีดที่ 85° BTDC จะเห็นว่า B1090 มีค่าน้อยกว่าการทดสอบที่จังหวะอื่นทั้งหมด ซึ่งอาจดูเหมือนว่าการเผาไหม้ใช้เวลาสั้นที่สุด แต่เมื่อพิจารณาจากกราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานในภาพที่ 44 จะเห็นว่าเป็นสถานะที่การเผาไหม้ปลดปล่อยพลังงานต่ำมาก ซึ่งมากกว่าสถานะที่ทราบว่ามีไม่มีการเผาไหม้เพียงเล็กน้อย จึงอาจทำให้การคำนวณหาระยะเวลาของการเผาไหม้เกิดความคลาดเคลื่อนได้

ภาพที่ 46 แสดงถึงภาระของเครื่องยนต์ด้วยค่า IMEP และค่าสัมประสิทธิ์ความแปรปรวนของ IMEP หรือ COV of IMEP พบว่าการฉีด “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้นจาก 50 ถึง 70° BTDC ทำให้ IMEP ค่อย ๆ ลดต่ำลง และเมื่อปรับเพิ่มมุมการฉีด “1st DI” ให้ล่วงหน้าไปมากกว่า 70° BTDC เครื่องยนต์ให้ค่า IMEP ลดต่ำลงด้วยแนวโน้มที่ชัดเจน จะทำให้เครื่องยนต์ให้กำลัง Brake torque ออกมาลดต่ำลงเรื่อย ๆ โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่จังหวะการฉีด “1st DI” ล่วงหน้า 85° BTDC พบว่า IMEP มีค่าเป็นลบ จากการที่การเผาไหม้แย่ง เนื่องจากอัตราการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันที่ลดลง ดังนั้น COV of IMEP จึงมีค่าสูงมาก การฉีด “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้นจาก 50° BTDC ถึง 70° BTDC พบ COV of IMEP สูงขึ้นเล็กน้อย แต่ทั้งหมดมีค่าไม่เกิน 4% ดังนั้นการฉีด “1st DI” ในช่วงจังหวะมุมดังกล่าวเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมยังคงรักษาภาระการทำงานไว้ได้ ความแปรปรวนของวัฏจักรการเผาไหม้ต่ำ เครื่องยนต์จึงเดินเรียบอยู่ได้หากไม่ทำการฉีด “1st DI” ล่วงหน้าไปมากกว่านี้

ภาพที่ 47 แสดงค่าสูงสุดของความดันในกระบอกสูบจากค่า Pmax และอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันต่อมุมเพลาคือเหวี่ยงหรือ $dp/d\theta$ เมื่อปรับจังหวะมุมการฉีด “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้น ซึ่งพบว่าผลค่าความดันสูงสุดภายในกระบอกสูบของการเผาไหม้เชื้อเพลิงร่วมมีค่าลดลง ด้วยแนวโน้มที่ชัดเจนมาก ซึ่งเป็นผลจากการเผาไหม้ส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศที่เกิดขึ้นในจังหวะล่วงหน้ามาก และอัตราการเผาไหม้ช้าลงจึงเกิดความดันไม่สูงนัก ดังนั้นอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันต่อมุมเพลาคือเหวี่ยงก็จะลดลงตามไปด้วย สังเกตได้จากกราฟ $dp/d\theta$ ที่มีแนวโน้มลดลง เมื่อทำการปรับจังหวะการฉีด “1st DI” ให้ล่วงหน้ามากขึ้น



ภาพที่ 48 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ THC และ CH_4 กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก



ภาพที่ 49 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณสาร NO_x และ CO กับจังหวะการฉีดครั้งแรก จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งแรก

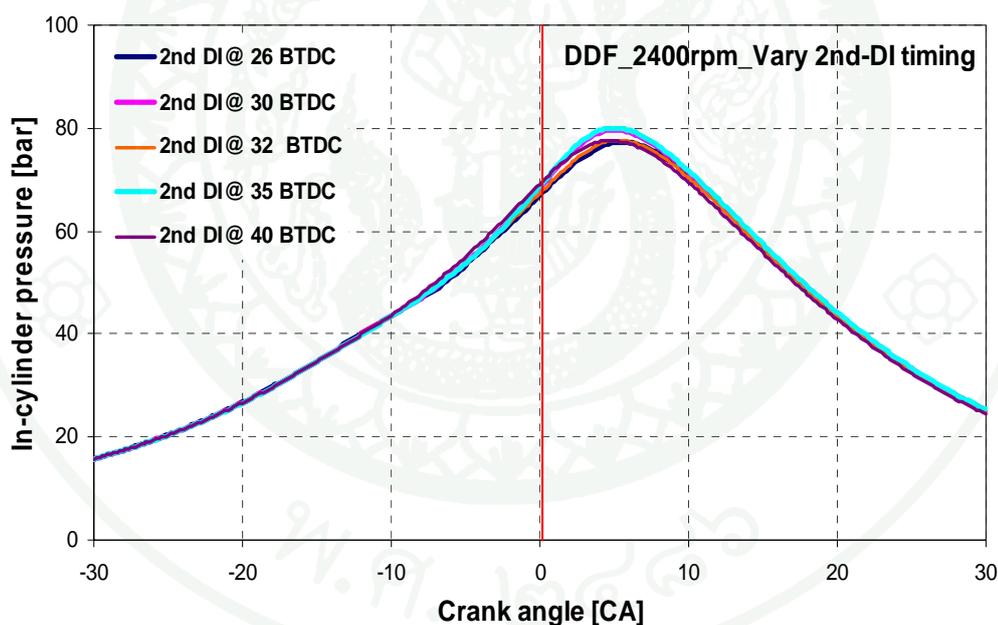
ภาพที่ 48 ผลการวัดปริมาณความเข้มข้นของสารไฮโดรคาร์บอน THC กับ CH_4 ที่ออกมา กับแก๊สไอเสีย พบว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมปล่อย THC และ CH_4 ออกมามีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเมื่อทำการปรับจังหวะมุมการฉีดของ “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้น โดยการฉีด “1st DI” ในช่วง 55° BTDC ถึง 70° BTDC ปริมาณ THC และ CH_4 เพิ่มสูงขึ้นไม่มากนัก จนกระทั่งเมื่อฉีด “1st DI” ล่วงหน้า ออกไปมากกว่า 70° BTDC จึงพบปริมาณสารมลพิษทั้งสองเพิ่มขึ้นอย่างเด่นชัด โดยเฉพาะที่จังหวะ 85° BTDC ปริมาณ CH_4 มีค่าสูงสุดถึง 7547 ppmC ดังนั้นการฉีด “1st DI” ล่วงหน้าไปมากกว่า 55° BTDC น้ำมันดีเซลที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ซึ่งจะทำหน้าที่เป็นตัวเริ่มต้นให้เกิดการเผาไหม้สารผสมทั้งหมดทำหน้าที่ได้ไม่ดี เนื่องจากขณะที่ฉีดอุณหภูมิและความดันภายในห้องเผาไหม้ต่ำ สารผสมจึงเผาไหม้ได้ยาก การแพร่กระจายของเปลวไฟได้รับผลจาก Quenching ในบริเวณที่กว้างขึ้น โดยเฉพาะบริเวณใกล้กับผนังห้องเผาไหม้ จึงมีสารไฮโดรคาร์บอนเหลือออกมากับไอเสียมากขึ้น

ภาพที่ 49 แสดงผลการวัดปริมาณ CO พบว่าการปรับจังหวะมุมการฉีดน้ำมันดีเซลของ “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้นในช่วง 55 ถึง 80° BTDC ส่งผลให้เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมปล่อย CO ออกมาสูงขึ้นด้วยแนวโน้มที่ชัดเจน จากอัตราการก่อตัวขึ้นของ CO ที่เป็นฟังก์ชันของปริมาณแก๊สที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้และอุณหภูมิของสารผสม ดังนั้นเมื่อฉีด “1st DI” ล่วงหน้าห่างจาก “2nd DI” มากขึ้นด้วยปริมาณดีเซลส่วนใหญ่ในจังหวะที่ความดันและอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ต่ำ อัตราการเผาไหม้จึงช้าลง ทำให้การเกิดปฏิกิริยา $\text{CO}-\text{CO}_2$ ออกซิเดชันมีอัตราลดลง จึงทำให้เครื่องยนต์ปล่อย CO ออกมาสูงขึ้น ยกเว้นจังหวะการฉีด “1st DI” ที่ 85° BTDC ที่พบ CO มีค่าลดลงจากการฉีด “1st DI” ที่ 80° BTDC จากผลของการเกิด Misfire ในระดับที่สูงมาก ซึ่งพิจารณาได้จากค่าไฮโดรคาร์บอนที่เพิ่มสูงขึ้นถึง 2 เท่าโดยประมาณ

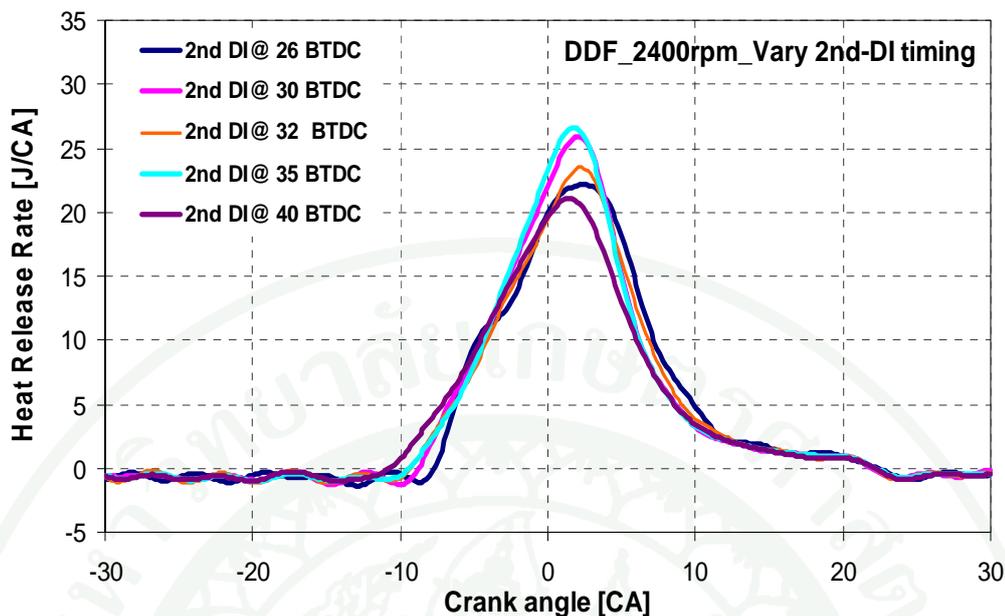
ผลการวัดปริมาณความเข้มข้นของ NO_x ในชุดการทดสอบนี้พบว่าโดยรวม NO_x มีแนวโน้มลดต่ำลงเมื่อปรับจังหวะการฉีด “1st DI” ล่วงหน้ามากขึ้น โดยการปรับเพิ่มมุมการฉีด ล่วงหน้าขึ้นส่งผลไปยัง Local temperature และ Local equivalence ratio ซึ่งเป็นพารามิเตอร์สำคัญของการก่อเกิด NO_x การฉีดน้ำมันดีเซลในขณะที่ความดันและอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ต่ำ ๆ ทำให้ Ignition delay period นานขึ้น การเริ่มต้นการเผาไหม้ต้องรอจนกระทั่งมีฟอยละอองดีเซลของการฉีดครั้งที่สองถูกฉีดเข้ามา อัตราการเผาไหม้สารผสมช้าการเกิด NO_x จึงลดต่ำลง จากภาพที่ 49 จะเห็นได้ว่า NO_x มีค่า 250 ppm เมื่อฉีด “1st DI” ที่ 55° BTDC จะลดต่ำลงอย่างรวดเร็วเหลือเพียง 43 ppm เมื่อปรับเพิ่มจังหวะมุมการฉีดล่วงหน้าเป็น 65° BTDC

6. ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที

ผลการทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ใช้วิธีการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ เพื่อหาผลกระทบจากการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง ภายใต้สภาวะเครื่องยนต์ทำงานภาระต่ำ อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ทำการฉีด “1st DI” ที่จังหวะมุมเพลาคู่เหวี่ยงคงที่ 65° BTDC ด้วยปริมาณฉีด 60% ของน้ำมันดีเซลทั้งหมด และที่เหลืออีก 40% สำหรับฉีด “2nd DI” ที่ปรับเปลี่ยนจังหวะมุมระหว่าง 26 ถึง 40° BTDC ใช้สัดส่วนก๊าซธรรมชาติ 70% แทนที่พลังงานความร้อนเชื้อเพลิงทั้งหมด นั่นคือควบคุมการฉีดน้ำมันดีเซลทั้งหมดของการฉีดสองครั้งรวมกัน 0.20 kg/hr และจ่ายก๊าซธรรมชาติ 0.64 kg/hr ซึ่งจะทำให้ได้อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศสมมูล 0.45 ได้ผลกระทบต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดังต่อไปนี้



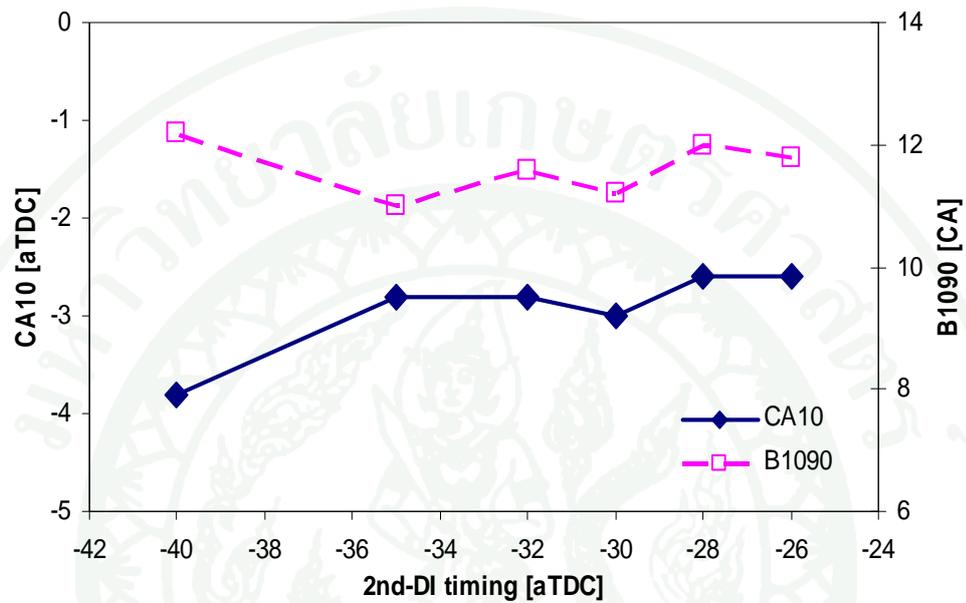
ภาพที่ 50 แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาคู่เหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง



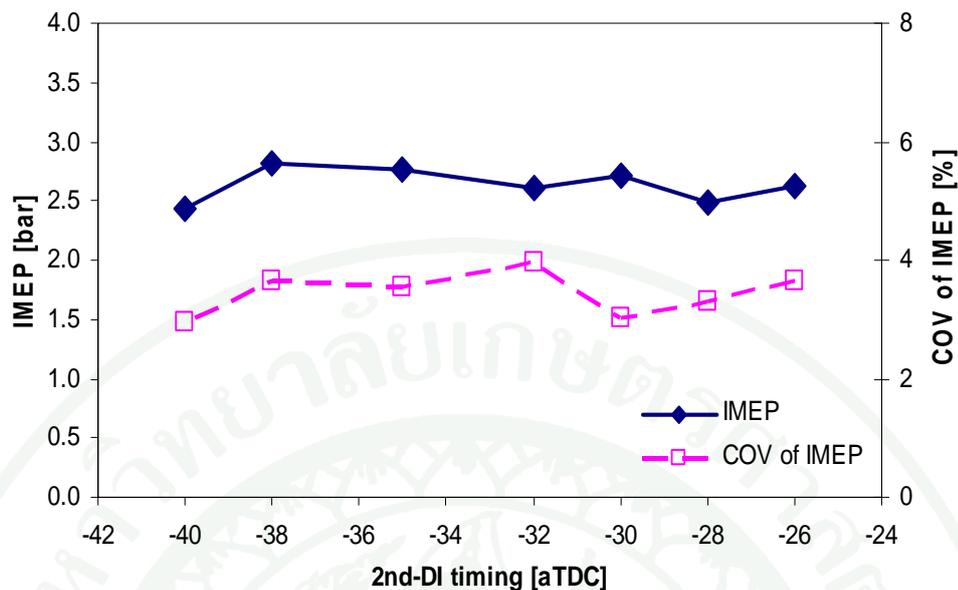
ภาพที่ 51 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการผลิตพลังงานความร้อนที่มุมเพลาช้อเหวียงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง

ภาพที่ 50 และ 51 แสดงผลการวัดข้อมูลความดันในกระบอกสูบและการคำนวณอัตราการผลิตพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ที่มุมเพลาช้อเหวียงต่าง ๆ พบว่าการปรับจังหวะมุมการฉีด “2nd DI” ล่วงหน้ามากขึ้น ในช่วงที่ทำการทดสอบระหว่าง 26 ถึง 40° BTDC ในขณะที่ “1st DI” ถูกฉีดให้คงที่ที่ตำแหน่ง 65° BTDC ส่งผลกระทบต่อการเปลี่ยนแปลงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบน้อยมาก มีแนวโน้มที่ไม่ชัดเจนนัก ขณะที่ผลอัตราการผลิตพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ จากกราฟจะเห็นว่าการฉีด “2nd DI” ให้เข้าใกล้กับ “1st DI” ยิ่งขึ้น จุดเริ่มชันขึ้นของกราฟมีตำแหน่งล่วงหน้ามากขึ้นเล็กน้อย ให้ค่าสูงสุดของอัตราการผลิตพลังงานความร้อนสูงขึ้นเล็กน้อย ช่วงมุมเพลาช้อเหวียงที่การเผาไหม้ปล่อยพลังงานออกมา ความชัน และค่าอัตราการผลิตพลังงานที่เกิดขึ้นในแต่ละตำแหน่งมุมมีลักษณะคล้ายและใกล้เคียงกันมาก กราฟอัตราการผลิตพลังงานความร้อนมีลักษณะคล้ายกับการเผาไหม้สารผสมในเครื่องยนต์ SI ก็คือค่อย ๆ สูงชันขึ้นให้ค่าสูงสุดเพียงค่าเดียว และเกิดขึ้นที่จังหวะมุมเพลาช้อเหวียงหลังศูนย์ตายบนไปแล้ว แสดงให้เห็นถึงการปล่อยพลังงานความร้อนที่มีลักษณะต่อเนื่องกันของการเผาไหม้ Pilot diesel และพลังงานในส่วนที่เป็นการเผาไหม้สารผสมเชื้อเพลิงก๊าซโดยรอบ เมื่อ Flammable region มีขนาดโตขึ้น การเลือกมุมการฉีดครั้งแรกที่ 65° BTDC ที่ใช้สัดส่วนน้ำมันดีเซลถึง 60% ของทั้งหมด คาดว่าจะเกิดเป็นสารผสมที่

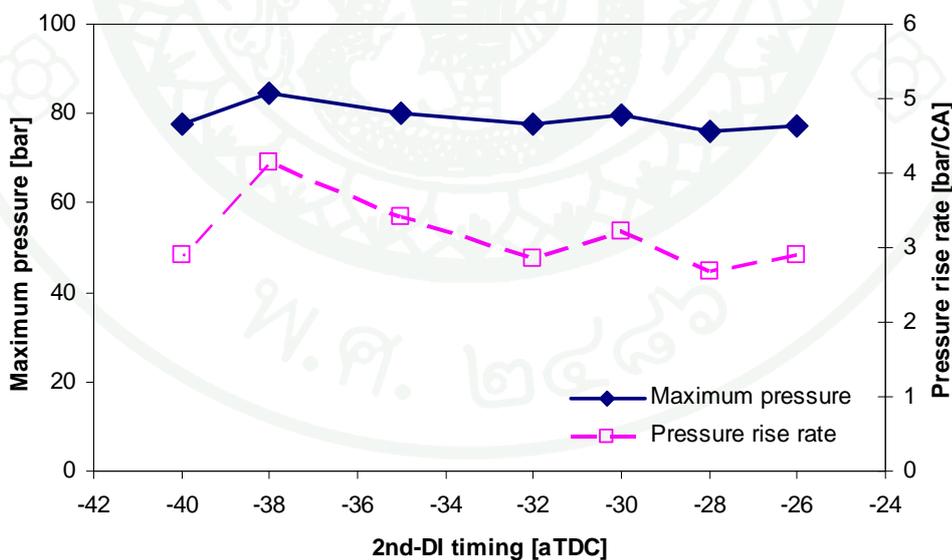
ส่วที่พร้อมเผาไหม้อยู่แล้ว ดังนั้นเมื่อทำการฉีด “2nd DI” ตามมาเป็นเหมือนการกระตุ้นให้น้ำมันดีเซลที่ระเหยเป็นไอเกิด Auto-ignition ได้ง่ายขึ้น แต่เนื่องจากจังหวะมุมการฉีด “2nd DI” ที่ใช้ต่างกันไม่มากจึงเห็นผลกระทบที่เกิดขึ้นจากการเปรียบเทียบได้น้อย



ภาพที่ 52 แสดงความสัมพันธ์ของ CA10 และ B1090 กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง



ภาพที่ 53 แสดงความสัมพันธ์ของ IMEP และ COV of IMEP กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง



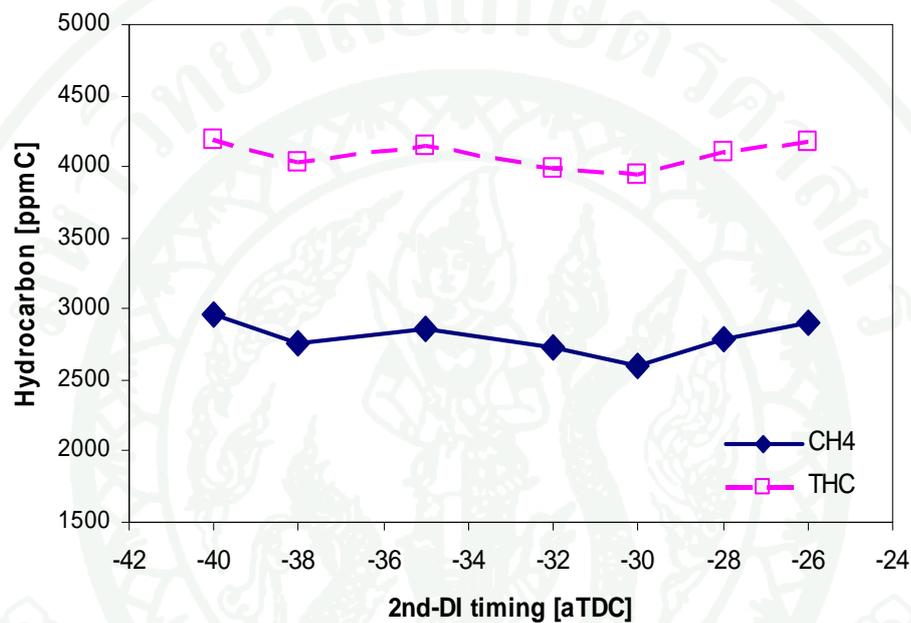
ภาพที่ 54 แสดงความสัมพันธ์ของ Maximum pressure และ Pressure rise rate กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง

ภาพที่ 52 แสดงจังหว่มุมเพลลาข้อเหวี่ยงที่การเผาไหม้ในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมปล่อยพลังงานความร้อนออกมา 10% จากค่า CA10 และระยะเวลาที่ใช้เผาไหม้สารผสมจากการปล่อยพลังงานความร้อนออกมา 10 ถึง 90% จากค่า B1090 พบว่าตำแหน่ง CA10 ของการทดสอบทั้งหมดเกิดขึ้นก่อนศูนย์ตายบนทั้งสิ้น การปรับจังหว่มุมการฉีด “2nd DI” ให้ล่วงหน้ามากขึ้นส่งผลให้ CA10 เกิดที่จังหว่มุมห่างจากศูนย์ตายบนมากยิ่งขึ้น แสดงให้เห็นว่าการเริ่มจุดระเบิดของสารผสมเร็วขึ้นหากฉีด “2nd DI” ให้ล่วงหน้ามากขึ้น การฉีด “2nd DI” ที่มุม 38° BTDC เป็นสภาวะการทดสอบที่พบว่าการเผาไหม้เริ่มต้นปลดปล่อยพลังงานความร้อนออกมาเร็วสุดคือ 6 องศาก่อนศูนย์ตายบน ขณะที่การปรับจังหว่มุม “2nd DI” ส่งผลต่อระยะเวลาการเผาไหม้สารผสมไม่แตกต่างกันมาก โดยในช่วงการฉีด “2nd DI” จาก 28 ถึง 38° BTDC พบว่า B1090 มีแนวโน้มลดลงเล็กน้อย ดังนั้นผลกระทบของการฉีด “2nd DI” ล่วงมากขึ้นทำให้การเผาไหม้เริ่มต้นได้รวดเร็วขึ้นเล็กน้อยและเมื่อการเผาไหม้เริ่มต้นที่จังหว่มุมล่วงหน้ามากขึ้นนี้การเผาไหม้สารผสมก็จะใช้เวลาอัน้อยลง

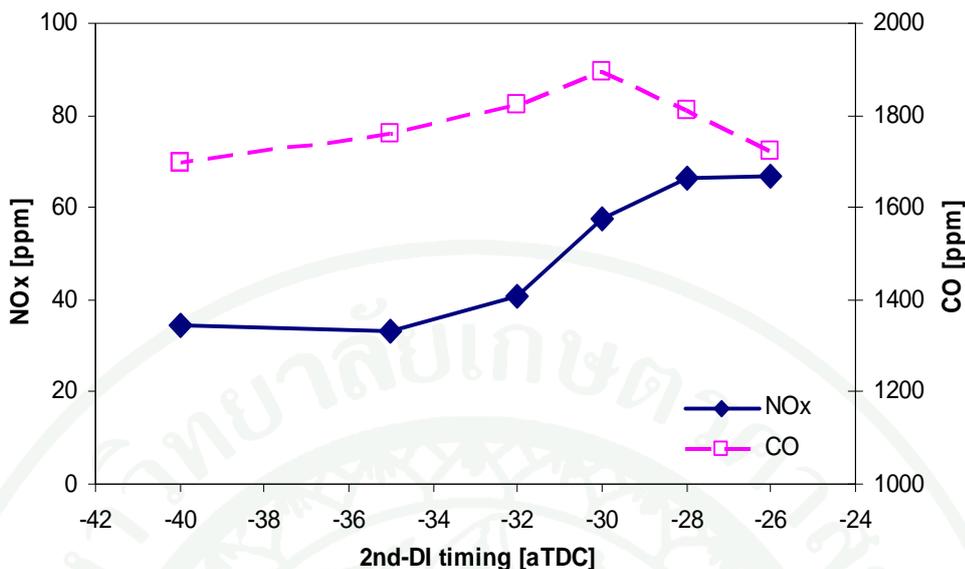
การรักษามุมการฉีดน้ำมันดีเซลครั้งแรก “1st DI” ให้คงที่ไว้ที่ 65° BTDC ดังนั้นเมื่อปรับเพิ่มจังหว่มุมการฉีด “2nd DI” ล่วงมากขึ้นก็คือการปรับจังหว่มุม “2nd DI” ให้เข้าไปใกล้ “1st DI” มากขึ้น จากภาพที่ 53 พบว่าจังหว่มุมการฉีดของ “2nd DI” ระหว่าง 26° BTDC ถึง 40° BTDC ไม่ส่งผลกระทบต่อภาระของเครื่องยนต์มากนัก โดยมีเพียงการฉีดที่ 40° BTDC ซึ่งเป็นจังหว่มุมฉีดใกล้กับ “1st DI” ที่สุดเท่านั้นที่พบ IMEP ลดลงเล็กน้อย ดังนั้นการฉีดน้ำมันดีเซลเข้าไปในห้องเผาไหม้ครั้งที่สองด้วยปริมาณและจังหว่มุมการฉีดบริเวณดังกล่าวนี้ เป็นการช่วยส่งเสริมสารให้ผสมเกิดการเผาไหม้ได้ต่อเนื่องและสม่ำเสมอ ค่า COV of IMEP จึงมีค่าต่ำคือไม่เกิน 4% ในทุก ๆ จังหว่มุมการฉีดที่ทำการทดสอบ เครื่องยนต์จึงทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ การเผาไหม้มีความแปรปรวนน้อย

ภาพที่ 54 แสดงผลค่าความดันสูงสุดในกระบอกสูบ Pmax และอัตราการเพิ่มขึ้นของความดันต่อมุมเพลลาข้อเหวี่ยง $dP/d\theta$ การฉีด “2nd DI” ล่วงหน้าเข้าไปใกล้จังหว่มุมการฉีด “1st DI” มากขึ้นส่งผลให้ผลค่าความดันสูงสุดในกระบอกสูบมีแนวโน้มสูงขึ้นเพียงเล็กน้อย ค่าทั้งหมดไม่แตกต่างกันมากนัก ขณะที่พบอัตราการเพิ่มขึ้นของความดัน $dP/d\theta$ เพิ่มขึ้นเมื่อปรับ “2nd DI” ให้ล่วงหน้ามากขึ้นจาก 32 ถึง 38° BTDC แต่กลับมีค่าลดลงเมื่อฉีด “2nd DI” ที่ 40° BTDC อย่างไรก็ตามผลค่า $dP/d\theta$ จากทุก ๆ สภาวะการทดสอบเป็นค่าที่ไม่สูงมากนักคือไม่เกิน 4 bar/CA แสดงให้เห็นว่าการเผาไหม้สารผสมไม่ก่อให้เกิดความดันเพิ่มสูงขึ้นที่รวดเร็วมาก การเผาไหม้ไม่รุนแรงเกินไป

แม้ว่าชุดการทดสอบนี้จะให้ผลต่อคุณลักษณะต่าง ๆ ของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ เชื้อเพลิงร่วมที่ไม่แตกต่างกันมาก แต่ก็บ่งชี้ได้ว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมดีเซลกับก๊าซธรรมชาติที่ใช้จังหวะมูมการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้ามาก ๆ และแบ่งการฉีดออกเป็นสองครั้งด้วยปริมาณที่ใกล้เคียงกัน ทำให้สามารถควบคุมการทำงานของเครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพและเสถียรภาพ



ภาพที่ 55 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ THC และ CH₄ กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง



ภาพที่ 56 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณสาร NO_x และ CO กับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับจังหวะการฉีดครั้งที่สอง

ภาพที่ 55 แสดงผลการวัดปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอน พบว่าการปรับเพิ่มจังหวะมุมการฉีด “2nd DI” ล่วงหน้าจาก 26 เป็น 40° BTDC ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงปริมาณ THC และ CH₄ ของเครื่องยนต์ได้ค่อนข้างน้อย ปริมาณ CH₄ ที่วัดค่าได้อยู่ในระดับ 2600 ถึง 3000 ppmC การฉีด “2nd DI” ในช่วง 26 ถึง 30° BTDC พบปริมาณ CH₄ มีแนวโน้มลดต่ำลงเล็กน้อย โดยการฉีด “2nd DI” ที่ 30° BTDC เป็นสถานะที่เครื่องยนต์ปล่อย CH₄ ออกมาต่ำที่สุดคือ 2603 ppmC แต่ก็ยังถือว่าเป็นปริมาณที่สูงมาก เมื่อปรับเพิ่มจังหวะมุมการฉีด “2nd DI” ให้ล่วงหน้ามากขึ้นไปจนถึงสถานะสุดท้ายที่ทำการทดสอบคือ 40° BTDC พบการเปลี่ยนแปลงปริมาณไฮโดรคาร์บอนเพิ่มสูงขึ้นเล็กน้อย ดังนั้นในชุดการทดสอบนี้ผลกระทบจากจังหวะการฉีด “2nd DI” ที่คาดหวังว่าจะสามารถช่วยให้เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมปล่อยไฮโดรคาร์บอนในแก๊สไอเสียลดน้อยลงจึงไม่เป็นที่น่าพอใจนัก แม้จะทำให้พบจังหวะการฉีดที่ให้ผลค่าต่ำสุดได้ก็ตาม

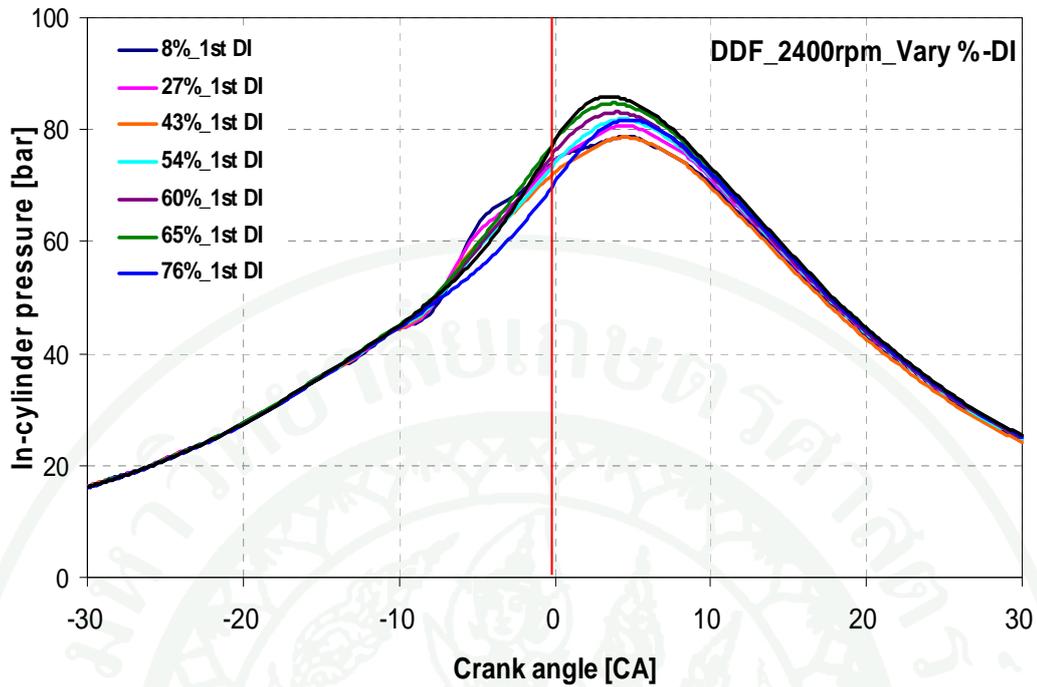
ในภาพที่ 56 ผลการวัดปริมาณความเข้มข้นของ CO พบว่ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเมื่อปรับจังหวะ “2nd DI” จาก 26 ถึง 30° BTDC และหากทำการฉีดล่วงหน้าไปมากกว่า 30° BTDC จนถึง 40° BTDC ก็จะพบว่า CO มีแนวโน้มลดต่ำลงเพียงเล็กน้อย ค่าทั้งหมดมีความแตกต่างกันไม่มากเนื่องจากการเกิด CO ขึ้นอยู่กับความเข้มข้นของสารผสมเป็นหลัก ดังนั้นการฉีด “2nd DI”

ล่วงหน้ามากขึ้นก็คือฉีดให้เข้าใกล้กับการฉีดครั้งแรก ฝอยละอองของดีเซลที่ถูกฉีดออกไปก็จะกระจายตัวรวมกับสารผสมส่วนแรกที่ผสมกันเสร็จเรียบร้อยแล้ว ทำให้สารผสมใหม่ที่เกิดขึ้นมีความสม่ำเสมอมากกว่า การเผาไหม้จึงมีความสมบูรณ์มากกว่า จึงปล่อย CO ออกมาน้อยลงกว่าเมื่อใช้มุมการฉีดทั้งสองครั้งห่างกัน

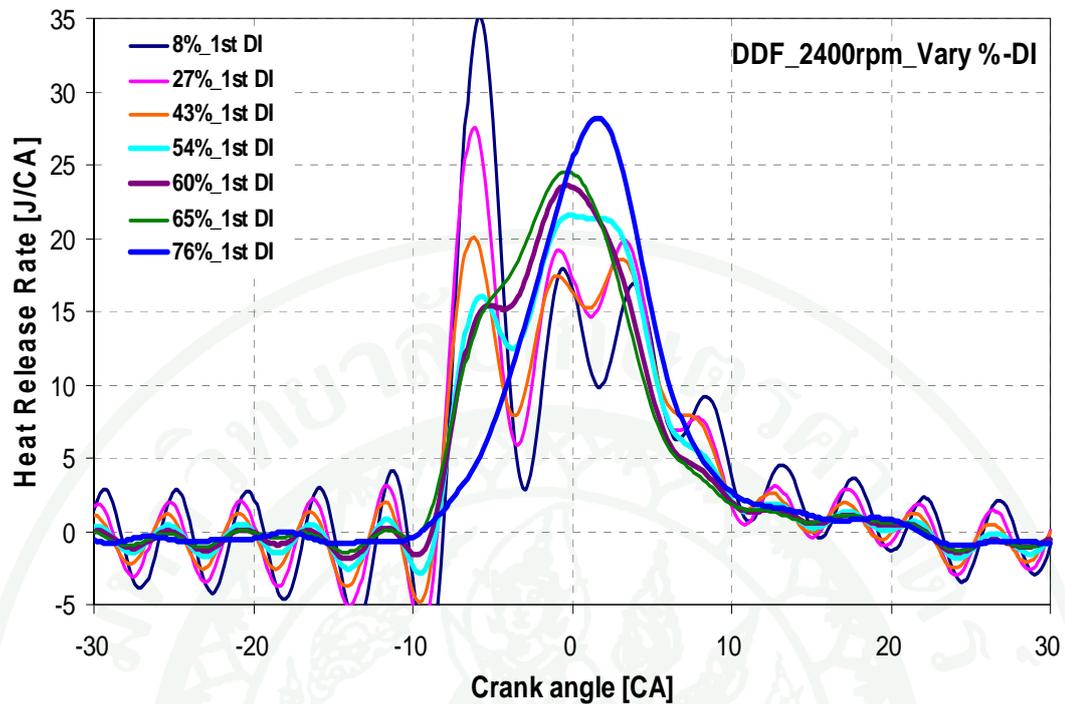
ส่วนผลกระทบจากจังหวะการฉีด “2nd DI” ต่อการเกิด NO_x ในแก๊สไอเสีย พบว่าการฉีด “2nd DI” ให้ล่วงหน้ามากขึ้นส่งผลให้ NO_x มีแนวโน้มลดต่ำลง การฉีด “2nd DI” ที่มุม 35° BTDC เป็นต้นไปจนถึงสภาวะสุดท้ายที่ทำการทดสอบที่ 40° BTDC ปริมาณ NO_x แทบไม่เปลี่ยนแปลงจากผลการวัด NO_x ที่ได้ 33 ppm และ 34 ppm เมื่อฉีด “2nd DI” ที่จังหวะ 35 และ 40° BTDC ตามลำดับ โดยในทางทฤษฎีอัตราการเกิด NO_x จะสูงสุดเมื่อส่วนผสมบางเล็กน้อย เพราะอุณหภูมิเผาไหม้ค่อนข้างสูงและมีออกซิเจนเหลือจากการเผาไหม้บางส่วนมาทำปฏิกิริยากับไนโตรเจน ดังนั้นการฉีดน้ำมันดีเซล “2nd DI” เข้าไปใกล้กับการฉีด “1st DI” มากขึ้น สารผสมที่เกิดการเผาไหม้ขึ้นจึงมีความสม่ำเสมอมากกว่าในทุกส่วนภายในห้องเผาไหม้ ผลการวัด NO_x จึงได้ค่าต่ำลง

7. ผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ โดยการปรับสัดส่วนปริมาณดีเซลระหว่างการฉีดครั้งแรกกับครั้งที่สอง ที่สภาวะ 2400 รอบต่อนาที

ผลการทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ด้วยวิธีการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ หาผลกระทบที่เกิดขึ้นจากการปรับสัดส่วนปริมาณดีเซลของการฉีดระหว่างครั้งแรกกับครั้งที่สอง โดยคงตำแหน่งมุมการฉีดครั้งแรกไว้ที่ 65° BTDC และครั้งที่สอง “2nd DI” ที่ 26° BTDC ใช้ปริมาณดีเซลทั้งหมดรวมกันต่อวัฏจักรการเผาไหม้ประมาณ 0.21 kg/hr ควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซไว้ที่ 0.65 kg/hr กล่าวคือรักษาสัดส่วนการแทนที่พลังงานทั้งหมดด้วยก๊าซธรรมชาติที่ 70% ได้อัตราส่วนเชื้อเพลิงกับอากาศสมมูล 0.45 ทำการทดสอบโดยปรับเพิ่มสัดส่วนของ “1st DI” มากขึ้นเรื่อยๆ จาก 8% ถึง 100% ในขณะเดียวกันก็จะทำให้สัดส่วนของ “2nd DI” ลดลง การฉีด “1st DI” ที่ 100% นั้นสามารถกล่าวได้ว่าเป็นเพียงการฉีดน้ำมันดีเซลครั้งเดียวต่อวัฏจักรการเผาไหม้ ดังนั้นจึงได้ตัดผลทดสอบที่สภาวะดังกล่าวออกจากการพิจารณา



ภาพที่ 57 แสดงผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่มุมเพลาคือเหวี่ยงต่าง ๆ จากผลการทดสอบ เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้า สองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก

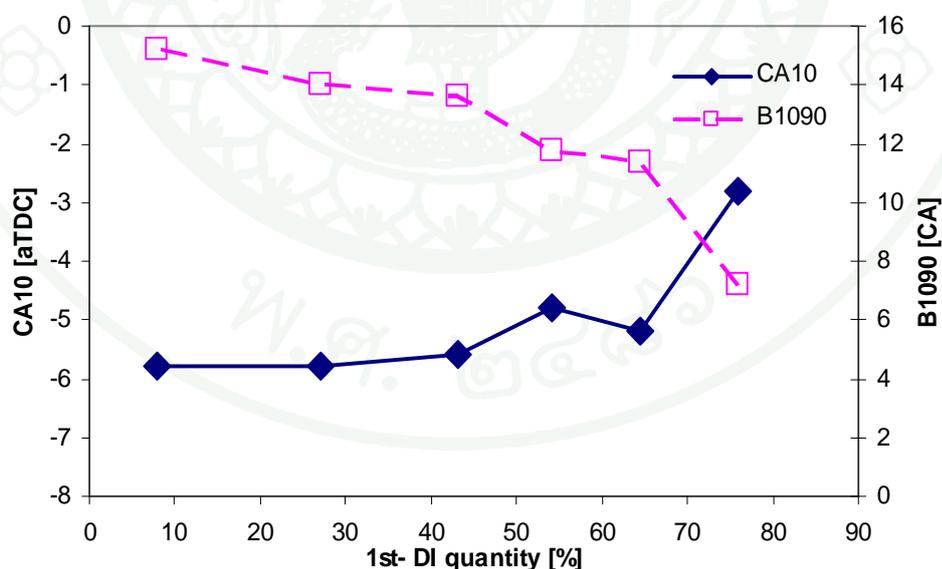


ภาพที่ 58 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนที่มุมเพลาช้อเหวียงต่าง ๆ จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก

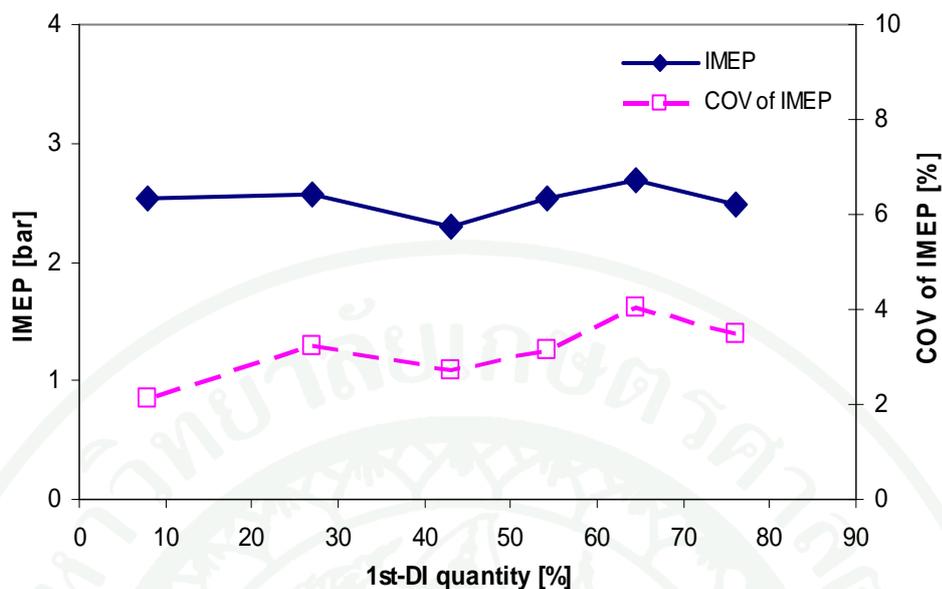
ภาพที่ 57 และ 58 แสดงผลการวัดข้อมูลความดันในกระบอกสูบและกราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ที่มุมเพลาช้อเหวียงต่าง ๆ พบว่าการเพิ่มสัดส่วน “1st DI” ทำให้กราฟผลข้อมูลความดันในกระบอกสูบมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเล็กน้อย ให้ค่าสูงสุดของความดันไม่แตกต่างกันมากนัก เมื่อพิจารณาที่กราฟอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ จากสถานะการทดสอบทั้งหมดจะเห็นว่าช่วงมุมเพลาช้อเหวียงที่การเผาไหม้ปลดปล่อยพลังงานออกมาจากเริ่มต้นจนถึงสิ้นสุดเกิดขึ้นที่มุมใกล้เคียง ๆ กัน การเผาไหม้เกิดในช่วงเวลาใกล้เคียงกันแต่อัตราที่เกิดขึ้นจะแตกต่างกันออกไป โดยการทดสอบในช่วงที่ “1st DI” มีสัดส่วนจาก 8 ถึง 43% พลังงานที่ถูกปล่อยออกมาจากการเผาไหม้ของ Premixed combustion และ Diffusion combustion มีการแยกเฟสกันอย่างชัดเจน Premixed combustion เกิดขึ้นก่อนข้างรุนแรง และจะค่อย ๆ ลดระดับลงตามสัดส่วนปริมาณของ “1st DI” ที่เพิ่มขึ้น กราฟของอัตราการปลดปล่อยพลังงานคล้ายกับรูปแบบในเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป คือมีเส้นกราฟสูงขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงแรกแล้วลดต่ำลงก่อนตำแหน่ง

ศูนย์ตายบน จากนั้นจึงเริ่มสูงขึ้นเป็นครั้งที่สองแต่ค่าสูงสุดจะต่ำกว่าครั้งแรกแล้วจึงล่องเข้าไป
สิ้นสุดในจังหวะขยายตัวของห้องเผาไหม้

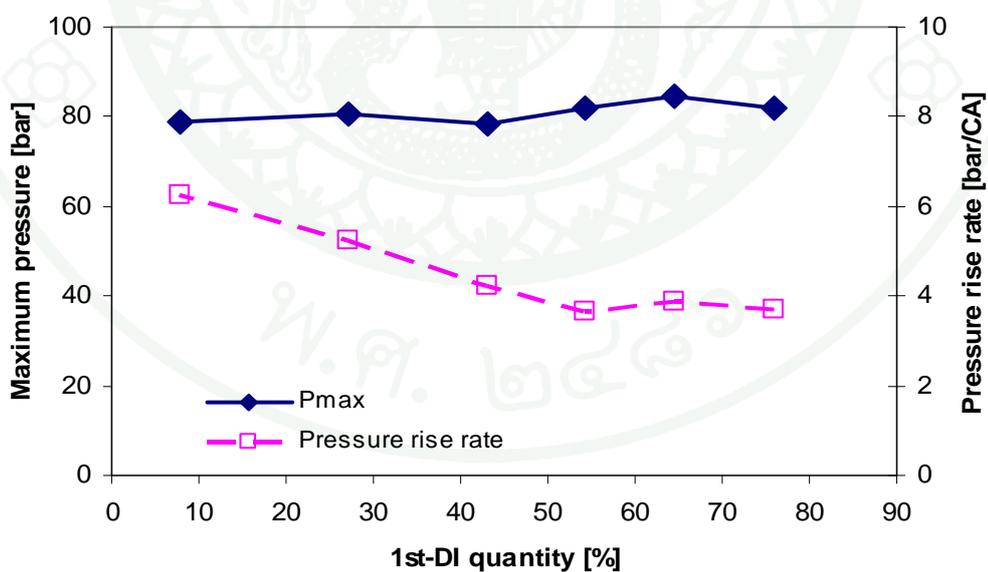
เมื่อปรับเพิ่มสัดส่วน “1st DI” มากขึ้นไปอีก การเผาไหม้ปล่อยพลังงานความร้อนช่วง
Premixed combustion ออกมาลดต่ำลง จนกราฟมีลักษณะชันขึ้นอย่างต่อเนื่องไปถึงค่า Peak heat
release rate เพียงค่าเดียวที่ใกล้กับตำแหน่งศูนย์ตายบน โดยเฉพาะกรณี “1st DI” ด้วยสัดส่วน 54
และ 65% เป็นบริเวณที่เห็นผลกระทบอย่างเด่นชัดว่าสามารถควบคุมการเผาไหม้ของเครื่องยนต์
เชื้อเพลิงร่วมไม่ให้รุนแรงเกินไป ทั้งนี้เนื่องจากสัดส่วน “1st DI” มากขึ้น ทำให้ขนาดของ
Flammable region เพิ่มมากขึ้น การลามของเปลวไฟขยายกว้างออกไปจากรอบขอบริมของ Pilot
diesel มากขึ้น เผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซที่มากขึ้น พลังงานที่ปลดปล่อยจากเชื้อเพลิงก๊าซมากขึ้น ดังนั้น
วิธีการปรับสัดส่วนดีเซลให้กับการฉีดแต่ละครั้งจึงสามารถนำมาใช้ในการเตรียมสารผสมภายใน
ห้องเผาไหม้ เพื่อควบคุมกระบวนการเผาไหม้ได้ จุดที่น่าสังเกตอีกอย่างหนึ่งคือ กราฟอัตราการ
ปล่อยพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้ของการฉีด “1st DI” ที่สัดส่วนจาก 8 ถึง 43% มีค่าแกว่งขึ้น
ลงขึ้นค่อนข้างมาก ทั้งนี้คาดว่าเกิดขึ้นจากความคลาดเคลื่อนของอุปกรณ์วัดความดันในกระบอกสูบ
แต่อย่างไรก็ตามผลที่ได้ก็ยังสามารถนำมาใช้ในเชิงวิเคราะห์เปรียบเทียบได้



ภาพที่ 59 แสดงความสัมพันธ์ของ CA10 และ B1090 กับสัดส่วนการฉีด จากผลการทดสอบ
เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้า
สองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก



ภาพที่ 60 แสดงความสัมพันธ์ของ IMEP และ COV of IMEP กับสัดส่วนการฉีด จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก

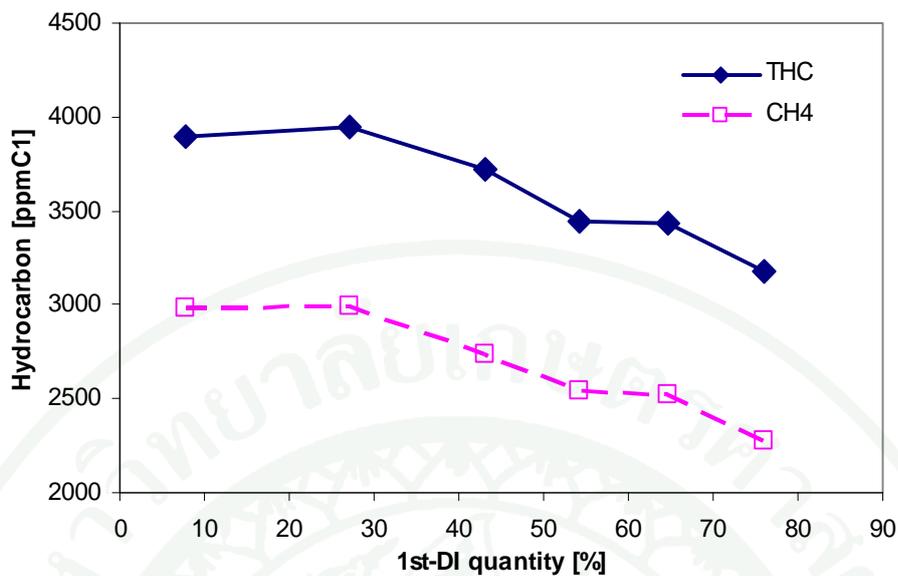


ภาพที่ 61 แสดงความสัมพันธ์ของ Maximum pressure และ Pressure rise rate กับสัดส่วนการฉีด จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก

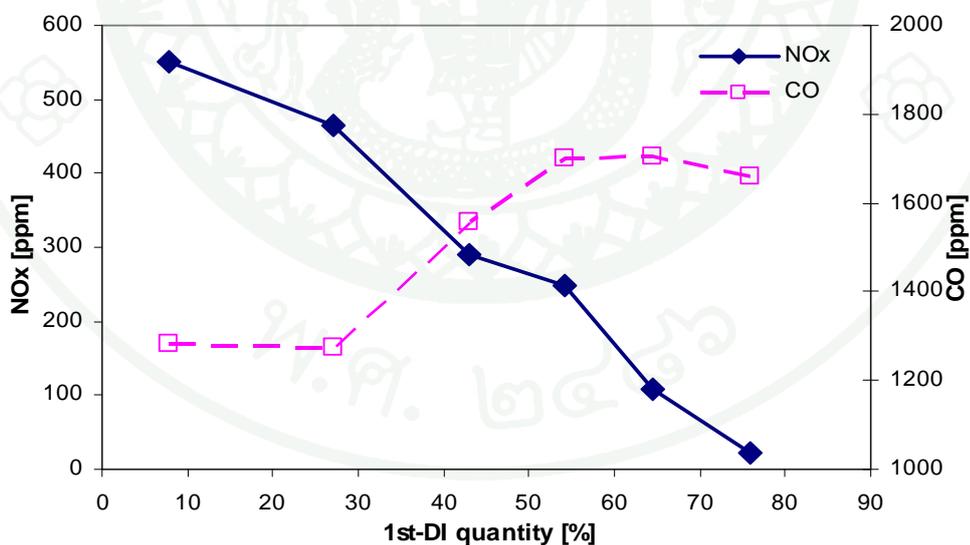
ผลของการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลระหว่างการฉีด “1st DI” กับการฉีด “2nd DI” ต่อลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมในภาพที่ 59 แสดงมุมเพลาคือข้อเหวี่ยงที่การเผาไหม้ปลดปล่อยพลังงานความร้อนออกมา 10% จาก CA10 และระยะเวลาของการปล่อยพลังงานความร้อน B1090 โดยพบว่าการเพิ่มสัดส่วนปริมาณดีเซลของการฉีด “1nd DI” จาก 8 ถึง 76% มีผลกระทบต่อตำแหน่งของการเริ่มเผาไหม้น้อยมาก คือ CA10 จะอยู่ที่ประมาณ 4 - 5 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ในขณะที่การเผาไหม้สารผสมใช้ระยะเวลาจาก 10 ถึง 90% นานขึ้น แสดงให้เห็นว่า การปรับสัดส่วนของการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้า ระหว่างการฉีดทั้งสองครั้งนั้น ส่งผลกระทบท่อการลามของเปลวไฟหรืออัตราการเผาไหม้มากกว่าจังหวะเริ่มจุดระเบิดของสารผสม ทั้งนี้เนื่องมาจากสารผสมมีความเข้มข้นที่ต่างกันขณะเริ่มต้นการจุดระเบิด จึงเอื้ออำนวยต่อการเผาไหม้สารผสมภายในห้องเผาไหม้แตกต่างกัน

จากภาพที่ 60 แสดงค่า IMEP และ COV of IMEP ที่ใช้บ่งชี้ถึงภาระการทำงานและความแปรปรวนในการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม โดยผู้วิจัยคาดหวังว่าเครื่องยนต์จะสามารถรักษาภาระการทำงานหรือยังคงให้กำลังออกมาเท่าเดิมอยู่ในทุก ๆ สภาวะที่ทำการทดสอบจากการปรับสัดส่วนการฉีดทั้งสองครั้ง จากผลค่า IMEP จะเห็นได้ว่าการปรับเพิ่มสัดส่วนของ “1st DI” เครื่องยนต์ให้ IMEP เปลี่ยนแปลงไม่มากนัก ขณะที่ค่า COV of IMEP ก็อยู่ในระดับที่ต่ำตลอดทั้งชุดการทดสอบ แม้จะพบว่ามีความโน้มเพิ่มสูงขึ้นเล็กน้อย เมื่อเพิ่มสัดส่วนของ “1st DI” ระหว่าง 10 ถึง 65% แต่หากเพิ่มสัดส่วน “1st DI” มากกว่านั้นไปอีก COV of IMEP จะมีค่าลดต่ำลง การฉีด “1st DI” ที่ 65% จึงเป็นสภาวะที่เกิด COV of IMEP สูงสุดคือ 4% ดังนั้นการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีดน้ำมันดีเซลในชุดการทดสอบนี้ส่งผลกระทบท่อการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมค่อนข้างน้อย ความแปรปรวนที่เกิดขึ้นน้อย เครื่องยนต์ยังรักษาระดับภาระการทำงานไว้ได้

ภาพที่ 61 แสดงผลค่า Pmax และ dp/dθ พบว่าการปรับเพิ่มสัดส่วนการฉีดน้ำมันดีเซลของ “1st DI” มากขึ้นแทบไม่ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงค่าความดันสูงสุดในกระบอกสูบ ในขณะที่ผลค่า dp/dθ ลดต่ำลงเมื่อปรับเพิ่ม “1st DI” มากขึ้นไปถึง 54% แต่หลังจากนั้น dp/dθ มีค่าค่อนข้างคงที่ซึ่งก็ถือว่าเป็นระดับที่ต่ำ แสดงให้เห็นว่าการปรับสัดส่วนปริมาณการฉีด “1st DI” เพิ่มขึ้นจะช่วยให้ความรุนแรงของการเผาไหม้ในช่วง Premixed combustion ลดน้อยลง ดังภาพที่ 58 ที่ความชันและค่าสูงสุดของกราฟอัตราการปลดปล่อยความร้อนลดต่ำลง เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมจึงทำงานได้เสถียรขึ้น ระดับเสียงการทำงานลดต่ำลง อย่างไรก็ตามหากปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดน้ำมันดีเซลของการฉีดทั้งสองครั้งผลที่เกิดขึ้นย่อมจะแตกต่างออกไป



ภาพที่ 62 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณ THC และ CH_4 กับสัดส่วนการฉีด จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซล ล้วงหน้า สองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก



ภาพที่ 63 แสดงความสัมพันธ์ของปริมาณสาร NO_x และ CO กับสัดส่วนการฉีด จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ที่ฉีดน้ำมันดีเซล ล้วงหน้า สองครั้ง โดยการปรับสัดส่วนการฉีดครั้งแรก

ภาพที่ 62 แสดงผลการวัดปริมาณความเข้มข้นของไฮโดรคาร์บอนในแก๊สไอเสียจากการปรับสัดส่วนปริมาณของการฉีดในแต่ละครั้ง พบว่าการปรับเพิ่มสัดส่วนของ “1st DI” สามารถช่วยทำให้ทั้ง THC และ CH₄ ลดต่ำลง โดยการฉีด “1st DI” ด้วยสัดส่วน 76% ปริมาณ CH₄ มีค่าประมาณ 2270 ppmC ซึ่งลดลงจากการทดสอบที่ฉีด “1st DI” ด้วยสัดส่วน 8% ที่วัดค่า CH₄ ได้สูงเกือบ 3000 ppmC ทั้งนี้เนื่องจากปริมาณดีเซลที่ถูกฉีดเข้าห้องเผาไหม้ในจังหวะการฉีดครั้งแรกน้อยเกินไป ทำให้การลามของเปลวไฟจากบริเวณ Flammable region ไปสู่ก๊าซผสมที่อยู่รอบๆ ภายในห้องเผาไหม้ซึ่งบางมากนั้นเป็นไปได้ยาก จึงเหลือสารผสมที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้มาก ส่งผลให้เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมปล่อย THC และ CH₄ สูงกว่าการทดสอบที่ใช้สัดส่วนของ “1st DI” มากขึ้น

ในขณะที่ปริมาณ THC และ CH₄ ลดลงเมื่อเพิ่มสัดส่วนให้กับการฉีด “1st DI” แต่จะพบว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมปล่อย CO ซึ่งเป็นผลผลิตของการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ออกมามากขึ้น ในภาพที่ 63 การปรับเพิ่มสัดส่วนปริมาณฉีดของ “1st DI” มากขึ้นไปถึง 60% จะส่งผลให้สารผสมขณะเริ่มต้นการจุดระเบิดเข้มข้นขึ้น จึงทำให้มีออกซิเจนไม่เพียงพอที่จะเผาไหม้สารประกอบไฮโดรคาร์บอนทั้งหมด และเมื่อปรับเพิ่มสัดส่วนการฉีด “1st DI” มากขึ้นไปอีก พบว่ามีผลต่อการเปลี่ยนแปลงค่า CO ไม่มากนัก แม้ว่าจะมีค่าลดต่ำลงเล็กน้อยแต่ค่าทั้งหมดก็ยังถือว่าสูงมาก

การปรับสัดส่วนปริมาณดีเซลของการฉีด “1st DI” มากขึ้น ส่งผลต่อการเกิด NO_x ในแก๊สไอเสียของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมมีแนวโน้มลดต่ำลงที่ชัดเจน เป็นผลที่มีลักษณะสวนทางกับผลของปริมาณ CO ซึ่งการเกิดสารมลพิษทั้งสองจะสัมพันธ์กับอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ ดังนั้นการเพิ่มสัดส่วนปริมาณดีเซลของ “1st DI” น่าจะส่งผลต่ออุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้อย่างมีนัยยะ โดยอิทธิพลของการฉีด “1st DI” เมื่อใช้สัดส่วนน้อยจะทำให้การเผาไหม้ในช่วง Premixed combustion รุนแรงและปล่อยพลังงานความร้อนออกมาสูง อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้จึงสูงกว่าการฉีด “1st DI” ด้วยสัดส่วนมากขึ้นที่จะส่งผลให้การผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศในห้องเผาไหม้สม่ำเสมอเกินกว่า การเริ่มต้นการจุดระเบิดและการลามของเปลวไฟจึงค่อยเป็นค่อยไป สังเกตได้จากภาพที่ 57 และ 58 อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้จึงไม่สูงมาก

การเปรียบเทียบผลการทำงานเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมในลักษณะต่าง ๆ กับเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป

ในหัวข้อนี้เป็นการนำเสนอ การนำผลการทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์แบบเชื้อเพลิงร่วม ในช่วงที่เครื่องยนต์ทำงานด้วยภาระต่ำ จากตัวแปรการฉีดน้ำมันดีเซลในลักษณะต่าง ๆ โดยเลือกเอาสภาวะการทดสอบที่ให้ผลดีที่สุด เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ที่ทำงานในแบบดีเซลทั่วไป โดยมีเงื่อนไขที่ เครื่องยนต์ทำงานด้วยอัตราเร็วรอบเดียวกัน ภาระที่เท่ากัน การทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้ทำการเปรียบเทียบนี้ ประกอบด้วย 4 ลักษณะได้แก่

“Diesel” หมายถึง เครื่องยนต์ทดสอบที่ทำงานแบบเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดใช้น้ำมันดีเซล และใช้มุมการฉีดแบบเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปที่ใช้ Mechanical pump (อ้างอิงจากคู่มือของเครื่องยนต์ Ricardo hydra)

“Simple DDF” หมายถึง เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ใช้จังหวะมุมการฉีดน้ำมันดีเซลเหมือนกับการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปที่ใช้ Mechanical pump

“1-pulse DDF” หมายถึง เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ใช้จังหวะมุมการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นไปจากจังหวะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป ซึ่งเลือกจากจังหวะมุมการฉีดที่ให้ผลดีที่สุด

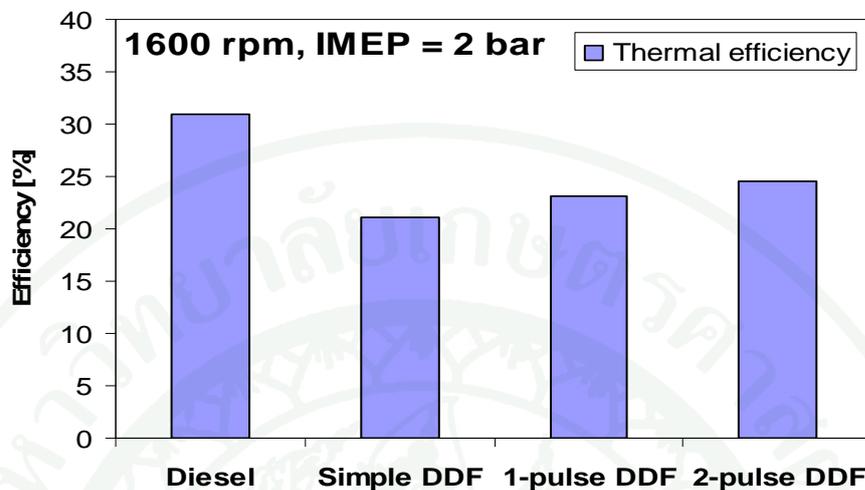
“2-pulse DDF” หมายถึง เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ ซึ่งเลือกจากจังหวะมุมการฉีดและปริมาณฉีดของการฉีดครั้งแรกกับครั้งที่สองที่ให้ผลดีที่สุด

ผลการทดสอบที่นำมาแสดงเปรียบเทียบ มีเงื่อนไขในการทดสอบ ดังรายละเอียดในตารางที่ 7 โดยการสร้างแผนภูมิเปรียบเทียบ ค่าต่าง ๆ จากการทดสอบที่ประกอบด้วยค่า Net thermal efficiency ค่า Pressure rise rate ค่า COV of IMEP และปริมาณสารมลพิษที่วัดค่าได้แล้วคำนวณเป็นอัตราเชิงมวลต่อกำลังของเครื่องยนต์

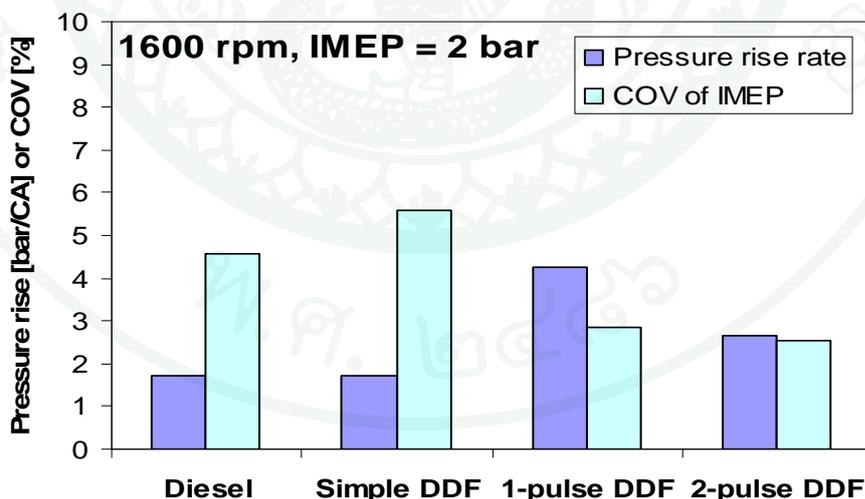
ตารางที่ 7 แสดงสภาวะการทดสอบเครื่องยนต์ที่ใช้เปรียบเทียบผลการทำงาน ระหว่างเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป

Test strategies	Speed	IMEP	1 st Inj. Timing	2 nd Inj. Timing	%1 st Inj. Massflow	%2 nd Inj. Massflow	Diesel Massflow	CNG Massflow	% NG replacement
	[rpm]	[bar]	[BTDC]	[BTDC]	[%]	[%]	[kg/hr]	[kg/hr]	[%]
Diesel			5	-	100	-	0.33	-	0
Simple DDF	1600	2	5	-	100	-	0.13	0.44	70
1-pulse DDF			45	-	100	-	0.13	0.39	70
2-pulse DDF			50	14	78	22	0.12	0.38	70
Diesel					5	-	100	-	0.44
Simple DDF	1600	3	5	-	100	-	0.17	0.54	70
1-pulse DDF			65	-	100	-	0.17	0.51	70
2-pulse DDF			75	20	83	17	0.18	0.50	70
Diesel					10	-	100	-	0.46
Simple DDF	2400	2	10	-	100	-	0.18	0.65	70
1-pulse DDF			60	-	100	-	0.20	0.58	70
2-pulse DDF			65	25	72	28	0.20	0.59	70
Diesel					11	-	100	-	0.64
Simple DDF	2400	3	-	-	-	-	-	-	-
1-pulse DDF			70	-	100	-	0.21	0.71	70
2-pulse DDF			75	25	89	11	0.22	0.71	70

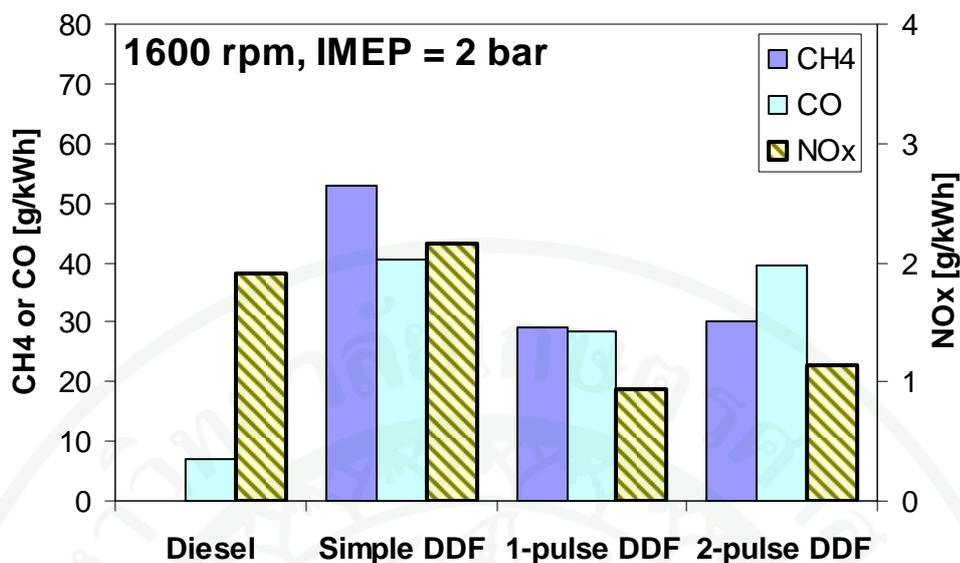
1. ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ภาระเครื่องยนต์ IMEP 2 บาร์



ภาพที่ 64 แสดงการเปรียบเทียบผล Net thermal efficiency ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์



ภาพที่ 65 แสดงการเปรียบเทียบผล Pressure rise rate และ COV of IMEP ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์



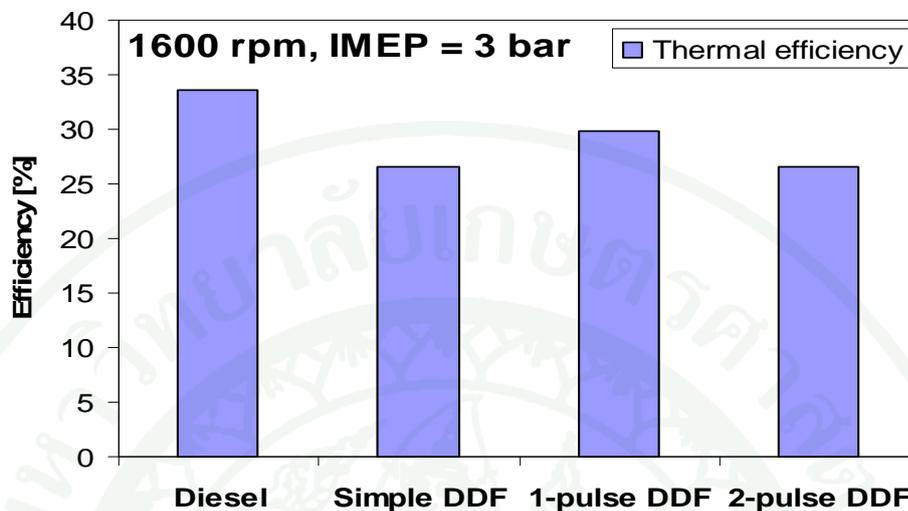
ภาพที่ 66 แสดงการเปรียบเทียบผลปริมาณสารมลพิษ NO_x , CH_4 และ CO ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์เบนใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์

ผลการทดสอบเมื่อเครื่องยนต์ทำงานภายใต้สภาวะโหลด 2 บาร์ อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที การเปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Net thermal efficiency) ในภาพที่ 64 จะเห็นได้ว่าเมื่อเครื่องยนต์ทำงานในแบบเชื้อเพลิงร่วมทั้งสามรูปแบบจะให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำกว่าเมื่อเครื่องยนต์ทำงานแบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไปทั้งสิ้น แต่เมื่อใช้วิธีการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้ง แล้วกำหนดจังหวะมุมการฉีดที่เหมาะสมจะทำให้สามารถเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมได้ อย่างไรก็ตามจากค่าประสิทธิภาพเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมของการฉีด 2-pulse DDF ที่มีค่าต่ำกว่าการทำงานแบบดีเซลทั่วไปถึง 20% ซึ่งอาจขัดแย้งกับผลของงานวิจัยอื่นบางงานวิจัย เช่นของ Wannatong *et al.*, (2009) ที่พบว่าการทำงานภายใต้สภาวะโหลดต่ำ จะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมได้ ซึ่งอาจสูงกว่าในการทำงานแบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป โดยการเพิ่มปริมาณน้ำมันดีเซล แต่นั่นก็หมายความว่าทำให้ปริมาณสัดส่วนของน้ำมันดีเซลเพิ่มขึ้น รวมทั้งการปรับปรุงพารามิเตอร์อื่น ๆ เพิ่มเติมอีก แต่สำหรับงานวิจัยนี้มุ่งเน้นที่จะรักษาสัดส่วนการแทนที่น้ำมันดีเซลด้วยก๊าซธรรมชาติที่ 70% ดังนั้น ผลประสิทธิภาพเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ได้จึงเป็นดังที่แสดงในภาพที่ 64

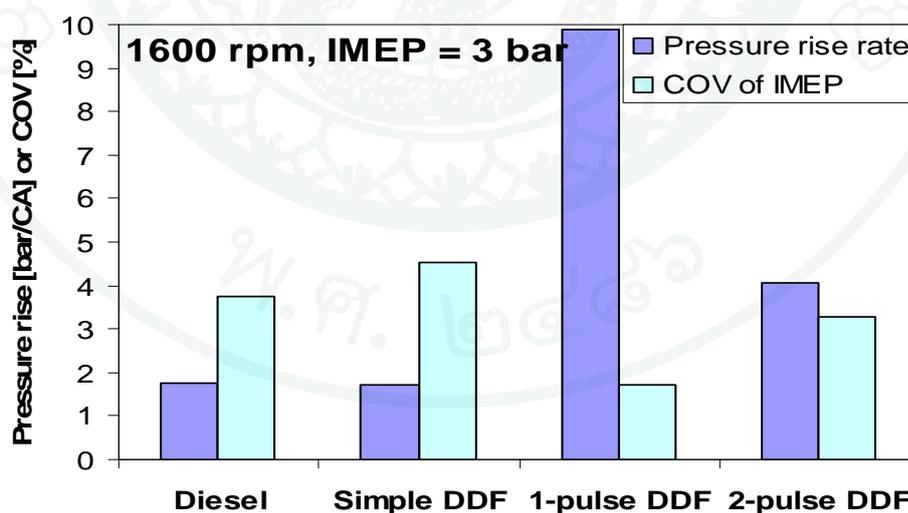
ในภาพที่ 65 เป็นผลการเปรียบเทียบผลการทำงานของเครื่องยนต์ที่บ่งชี้ถึงควมมีเสถียรภาพของการทำงาน ความราบเรียบของการเดินเครื่อง รวมทั้งระดับเสียงการทำงานของเครื่องยนต์จาก $dP/d\theta$ (Selim, 2003) และ COV of IMEP ซึ่งค่าผลการทดสอบจากสภาวะที่ได้นำมาเปรียบเทียบนี้ $dP/d\theta$ และ COV of IMEP ถือว่าอยู่ในเกณฑ์ที่ต่ำทั้งหมด แสดงให้เห็นว่า จากพารามิเตอร์ที่สนใจศึกษาทั้งรูปแบบและจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซล จะสามารถหาสภาวะที่เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีเสถียรภาพได้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งวิธีการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้นั้น เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมมี COV of IMEP ต่ำที่สุด ซึ่งต่ำกว่าการทดสอบแบบ Simple DDF ถึง 50%

ในภาพที่ 66 เป็นผลการเปรียบเทียบปริมาณการปล่อยสารมลพิษในแก๊สไอเสีย ซึ่งเป็นที่แน่นอนว่า เมื่อเครื่องยนต์ทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วมระหว่างน้ำมันดีเซลกับก๊าซธรรมชาติ ในแก๊สไอเสียก็จะมีสารไฮโดรคาร์บอนที่เรียกว่า มีเทน ซึ่งเป็นส่วนประกอบหลักของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติเพิ่มออกมาด้วย จึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะกำจัดมีเทนออกไป หรือหาวิธีให้เครื่องยนต์ปล่อยออกมาน้อยที่สุดเท่าที่จะทำได้ ซึ่งจากผลที่ได้จะเห็นว่าในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม เมื่อปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลที่เหมาะสมตามวิธีของ 1-pulse DDF และการใช้วิธีการฉีดสองครั้งด้วยจังหวะมุมการฉีดที่เหมาะสมตามวิธี 2-pulse DDF ก็จะสามารถกำจัดหรือทำให้เครื่องยนต์ปล่อยมีเทนออกมาน้อยลงได้เมื่อเปรียบเทียบกับการทำงานของเครื่องยนต์ร่วมในแบบ Simple DDF และเมื่อพิจารณาจากปริมาณ CO และ NO_x ประกอบ จะพบว่าการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ใช้วิธีฉีดแบบ 1-pulse DDF ปล่อยสารมลพิษในแก๊สไอเสียออกมาน้อยที่สุด

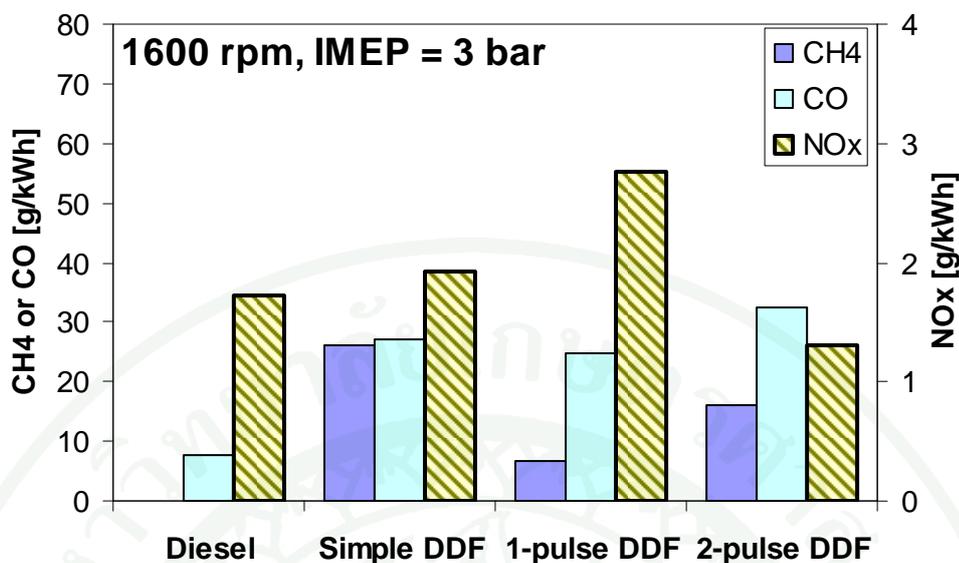
2. ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ภาระเครื่องยนต์ IMEP 3 บาร์



ภาพที่ 67 แสดงการเปรียบเทียบผล Net thermal efficiency ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที IMEP 3 บาร์



ภาพที่ 68 แสดงการเปรียบเทียบผล Pressure rise rate และ COV of IMEP ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที IMEP 3 บาร์



ภาพที่ 69 แสดงการเปรียบเทียบผล ปริมาณสารมลพิษ NO_x, CH₄ และ CO ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที IMEP 3 บาร์

จากภาพที่ 67 ยังเป็นการเปรียบเทียบผลการทำงานของเครื่องยนต์ที่ 1600 รอบต่อนาที แต่ปรับเพิ่มภาระให้มีความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ 3 บาร์ จะเห็นได้ว่าการทำงานของเครื่องยนต์ในแบบดีเซลทั่วไปยังคงให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนมีค่าสูงสุด เมื่อเทียบกับการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมทั้งสามแบบที่ให้ประสิทธิภาพที่ด้อยลงไป โดยเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมในแบบ Simple DDF และ 2-pulse DDF ให้ค่าประสิทธิภาพที่ใกล้เคียงกันมาก ในขณะที่การทดสอบแบบ 1-pulse DDF จะให้ค่าประสิทธิภาพมากกว่าแบบอื่น ๆ จึงเป็นไปได้ว่า 1-pulse DDF มีการกำหนดจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลให้กับเครื่องยนต์ที่เหมาะสมกว่าแบบ Simple DDF และมีอิทธิพลต่อการทำงานของเครื่องยนต์เหนือกว่าวิธีแบ่งฉีดน้ำมันดีเซล 2 ครั้งของ 2-pulse DDF ภายใต้การควบคุมภาระที่ IMEP 3 บาร์

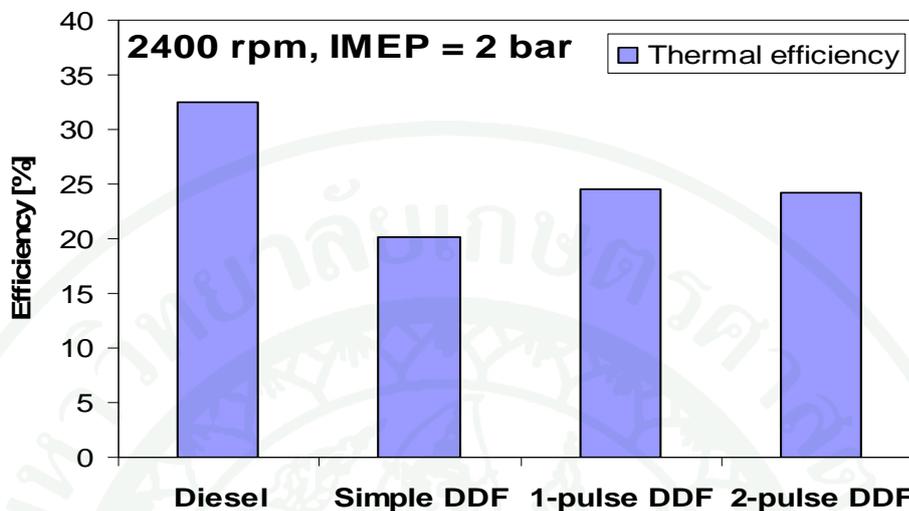
ภาพที่ 68 แสดงการเปรียบเทียบผลการทำงานของเครื่องยนต์ จะเห็นได้ว่าการทำงาน ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมทั้งสามแบบมีความราบเรียบ ซึ่งสังเกตได้จาก COV of IMEP ที่มีค่าค่อนข้างต่ำ โดยเฉพาะเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ 1-pulse DDF นั้นมี COV of IMEP ที่ต่ำกว่าการทำงานของเครื่องยนต์ในแบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไปถึง 50% แต่อย่างไรก็ตามผลการทดสอบของ

เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ 1-pulse DDF จะให้ Pressure rise rate ที่ค่อนข้างสูงและเป็นค่าที่สูงที่สุด เมื่อเทียบกับการทำงานของเครื่องยนต์แบบอื่น แสดงให้เห็นว่า 1-pulse DDF ที่มีจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้า 65° BTDC ทำให้การเผาไหม้ในช่วงเริ่มต้นของบริเวณที่เชื้อเพลิงกับอากาศผสมกันเสร็จสิ้นแล้วมีความเข้มข้นสูง จึงส่งผลให้ช่วง Premixed combustion มีความรุนแรง เกิดความดันภายในกระบอกสูบมีค่าสูงที่สุด การทำงานของเครื่องยนต์จึงค่อนข้างมีเสียงดังกว่า เมื่อเทียบกับผลการทดสอบเครื่องยนต์ในแบบอื่น

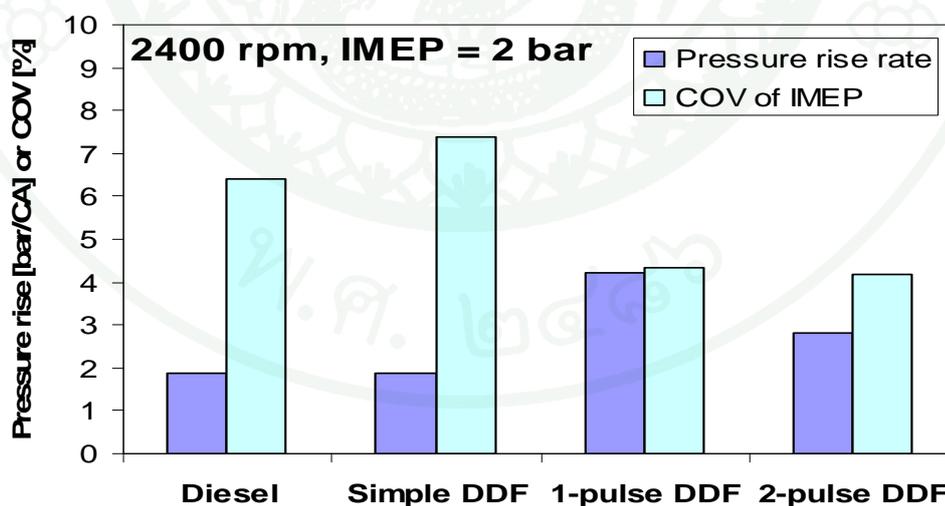
ในภาพที่ 69 เปรียบเทียบปริมาณการปล่อยสารมลพิษในแก๊สไอเสีย เมื่อกำหนดภาระเครื่องยนต์ IMEP 3 บาร์ อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที พบว่าเครื่องยนต์มีพฤติกรรมการปล่อย NO_x ในแก๊สไอเสียค่อนข้างขัดแย้งไปจากลักษณะเด่นทั่วไปของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมพอสมควร กล่าวคือ NO_x ที่น่าจะมีปริมาณที่ต่ำลงเมื่อเครื่องยนต์ทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วม แต่ผลการทดสอบที่ได้กลับปรากฏว่า NO_x มีปริมาณที่สูงกว่าเมื่อเทียบกับการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป ทั้งนี้ อาจเป็นไปได้ว่าการเผาไหม้ในช่วง Premixed combustion ของเครื่องยนต์ทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วม เกิดอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้สูงมาก

เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ 1-pulse DDF เป็นวิธีการที่สามารถนำมาใช้ควบคุมหรือการกำจัดมีเทนในแก๊สไอเสียได้ดีที่สุด หากเทียบกับการทำงานแบบเชื้อเพลิงร่วมอีกสองวิธี โดยแบบ 1-pulse DDF ให้ค่ามีเทนเพียงหนึ่งในสี่ส่วนของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ Simple DDF ซึ่งเป็นอิทธิพลจากรูปแบบและจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลต่อลักษณะการเผาไหม้ที่แตกต่างกันนั่นเอง ในขณะที่ปริมาณ CO ที่เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมทั้งสามแบบปล่อยออกมา มีค่าสูงกว่าผลของเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปทั้งสิ้น

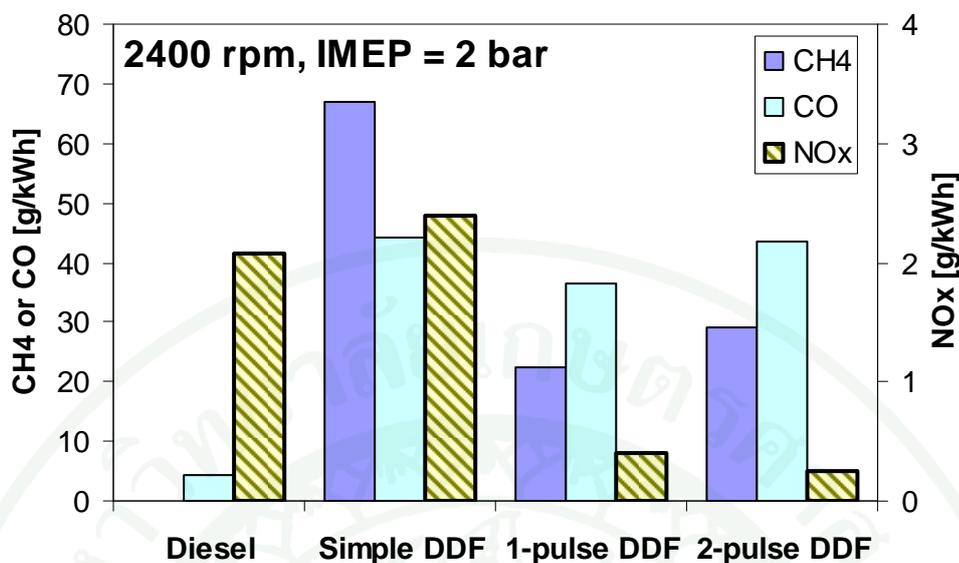
3. ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ภาระเครื่องยนต์ IMEP 2 บาร์



ภาพที่ 70 แสดงการเปรียบเทียบผล Net thermal efficiency ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์



ภาพที่ 71 แสดงการเปรียบเทียบผล Pressure rise rate และ COV of IMEP ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์



ภาพที่ 72 แสดงการเปรียบเทียบผลปริมาณสารมลพิษ NO_x , CH_4 และ CO ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์

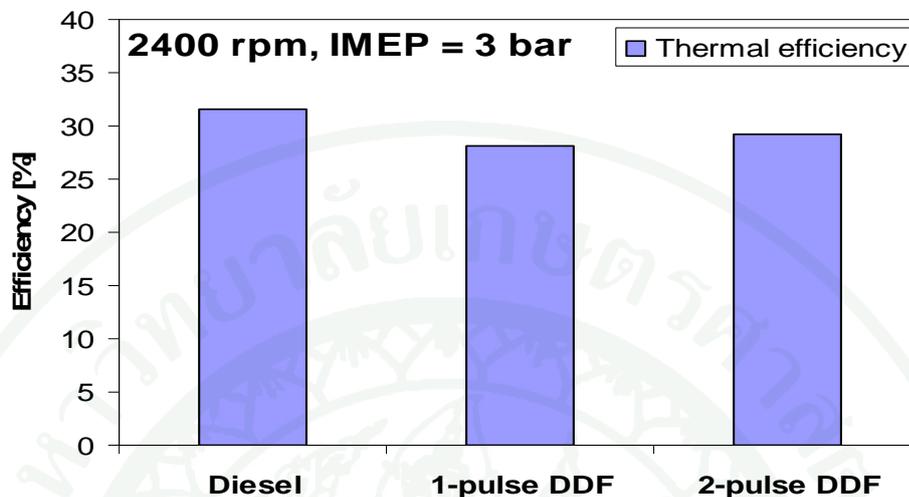
การทดสอบเครื่องยนต์ที่สภาวะ 2 บาร์ อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที เมื่อเปรียบเทียบผลการทดสอบในเชิงประสิทธิภาพเครื่องยนต์ตามภาพที่ 70 จะเห็นได้ชัดเจนว่า เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ทำงานแบบ 1-pulse DDF กับแบบ 2-pulse DDF ให้ผลประสิทธิภาพมีค่าใกล้เคียงกันมาก ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับการทำงานแบบ Simple DDF แล้ว สามารถให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนได้สูงกว่าถึง 10% ดังนั้นจึงสามารถบอกได้ว่าการฉีดน้ำมันดีเซลของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม หากกำหนดจำนวนครั้งการฉีดและจังหวะการฉีดได้อย่างเหมาะสม จะมีอิทธิพลต่อการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องยนต์อย่างมีนัยยะ อย่างไรก็ตามการทำงาน of เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมทั้งแบบ 1-pulse DDF กับแบบ 2-pulse DDF จากสภาวะการทดสอบที่เลือกมา เมื่อเทียบกับการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลทั่วไปแล้ว ยังให้ผลประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ต่ำกว่ามาก

จากภาพที่ 71 กระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ 1-pulse DDF และ 2-pulse DDF จะให้ COV of IMEP มีค่าต่ำกว่าแบบ Simple DDF และเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปมาก ซึ่งแสดงให้เห็นว่าสามารถควบคุมการทำงาน of เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ให้เดินเครื่องได้อย่างราบเรียบ ในขณะที่ผลค่า Pressure rise rate ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ Simple DDF และ

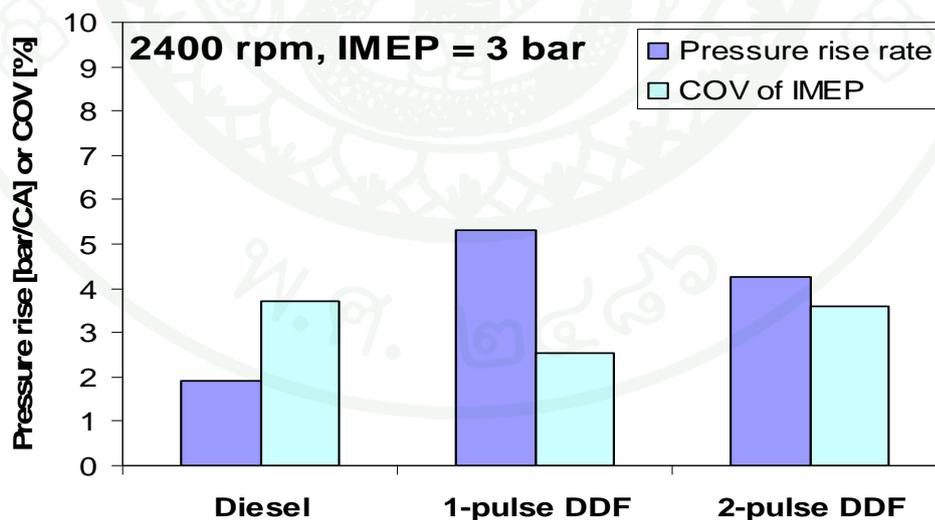
เครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปมีค่าต่ำกว่าการทำงานแบบ 1-pulse DDF และ 2-pulse DDF เกินเท่าตัว ดังนั้น ขณะดำเนินกระบวนการเผาไหม้ส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศ ความดันภายในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ 1-pulse DDF และ 2-pulse DDF จะเพิ่มสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว ซึ่งจะทำให้เครื่องยนต์เกิดเสียงของการทำงานในระดับที่ดังกว่า แต่เนื่องจากค่าทั้งหมดอยู่ในเกณฑ์ที่ต่ำจึงอาจสังเกตความแตกต่างได้ยาก

เมื่อพิจารณาผลการเปรียบเทียบการปล่อยมลพิษของเครื่องยนต์ ในภาพที่ 72 จะเห็นได้ว่า เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ Simple DDF เป็นลักษณะการทำงานที่ไม่เหมาะสมเป็นอย่างยิ่ง โดยสารมลพิษทั้งสามชนิดมีค่าสูงกว่าการทำงานของเครื่องยนต์แบบอื่นทั้งสิ้น โดยเฉพาะ NO_x ที่มีค่าสูงกว่าการทำงานแบบดีเซลทั่วไปซึ่งขัดแย้งกับลักษณะเด่นของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ดังนั้น เมื่อนำวิธีการทำงานแบบ 1-pulse DDF และ 2-pulse DDF มาใช้จะสามารถลดปริมาณ NO_x ได้มาก อย่างไรก็ตามเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมจะมีปริมาณ มีเทน และ CO สูงมาก ซึ่งเป็นผลมาจากปัจจัยต่าง ๆ ของกระบวนการเผาไหม้ เช่น Flame quenching เมื่อเครื่องยนต์เกิดการ Misfire ขึ้น Wall quenching จากอุณหภูมิสารผสมที่อยู่บริเวณผนังห้องเผาไหม้ต่ำ การไหลใน Crevice และสารผสมที่หลุดลอดออกจากห้องเผาไหม้ในขณะจังหวะ Valve overlap เป็นต้น (Singh *et al.*, 2004)

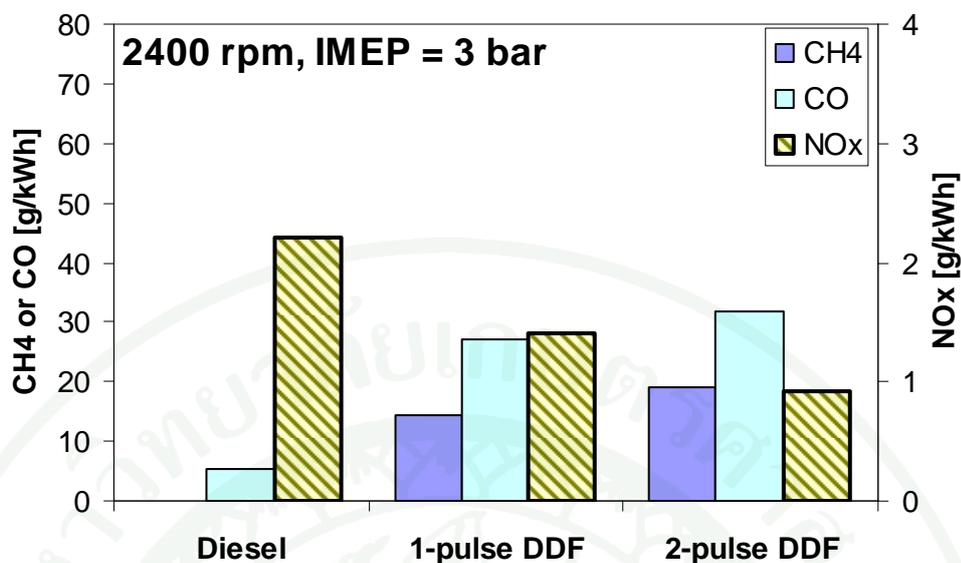
4. ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ภาระเครื่องยนต์ IMEP 3 บาร์



ภาพที่ 73 แสดงการเปรียบเทียบผล Net thermal efficiency ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์



ภาพที่ 74 แสดงการเปรียบเทียบผล Pressure rise rate และ COV of IMEP ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์



ภาพที่ 75 แสดงการเปรียบเทียบผลปริมาณสารมลพิษ NO_x, CH₄ และ CO ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์แบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ภายใต้สภาวะอัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที IMEP 2 บาร์

ผลการทดสอบเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระ IMEP 3 บาร์ อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที โดยภายใต้สภาวะดังกล่าว ไม่สามารถเก็บผลทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ Simple DDF ได้ แต่ก็เห็นได้ว่าเมื่อเครื่องยนต์ทำงานในแบบเชื้อเพลิงร่วมทั้งแบบ 1-pulse DDF และแบบ 2-pulse DDF จะให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำกว่าเครื่องยนต์ทำงานแบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไปเพียงเล็กน้อย ผลประสิทธิภาพระหว่างวิธีการฉีดแบบ 1-pulse DDF กับแบบ 2-pulse DDF ก็มีความแตกต่างกันไม่มากเช่นกันดังแสดงในภาพที่ 73 ดังนั้นภายใต้สภาวะดังกล่าวนี้การกำหนดรูปแบบและจังหวะมุมการฉีดน้ำมันดีเซลที่เหมาะสมจะทำให้เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นมาใกล้เคียงกับเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปได้ แต่ทั้งนี้ส่วนหนึ่งก็เนื่องมาจากการเพิ่มภาระให้กับเครื่องยนต์ซึ่งก็คือการจ่ายเชื้อเพลิงเข้าไปเพิ่ม สารผสมจึงมีอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศผสมสูงขึ้น เมื่อเทียบกับที่ IMEP 2 บาร์ ซึ่งเอื้ออำนวยต่อการเกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มากขึ้น

ในภาพที่ 74 เป็นการเปรียบเทียบผลการทำงานของเครื่องยนต์จากค่า $dP/d\theta$ และ COV of IMEP จะเห็นได้ว่า $dP/d\theta$ และ COV of IMEP ถือว่าอยู่ในเกณฑ์ที่ต่ำทั้งหมด ดังนั้นจากพารามิเตอร์

ที่สนใจทั้งรูปแบบจำนวนครั้งการฉีดและจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลในเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม เมื่อกำหนดได้อย่างเหมาะสมจะทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพได้

ในภาพที่ 75 ผลการเปรียบเทียบปริมาณการปล่อยสารมลพิษในแก๊สไอเสีย จะเห็นว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมที่ใช้การฉีดน้ำมันดีเซลครั้งเดียวแบบ 1-pulse DDF ปล่อยมีเทนและ CO ออกมาในระดับที่ต่ำกว่าการแบ่งฉีดสองครั้งของ 2-pulse DDF แต่ก็มีความแตกต่างกันไม่มากนัก ในขณะที่ผลปริมาณความเข้มข้นของ NO_x เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมแบบ 2-pulse DDF ปล่อยออกมามีค่าต่ำกว่า และเมื่อเปรียบเทียบการทำงานเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมทั้งสองแบบกับการทำงานในแบบดีเซลทั่วไป จะเห็นได้ว่ามีปริมาณ NO_x ลดลงตามลักษณะเด่นของเครื่องยนต์แบบเชื้อเพลิงร่วม ในขณะที่ปริมาณ CO สูงขึ้นมากหลายเท่า

สรุปและข้อเสนอแนะ

สรุป

ผลกระทบต่อลักษณะการทำงาน การเผาไหม้ และการปล่อยสารมลพิษของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมระหว่างน้ำมันดีเซลกับก๊าซธรรมชาติ จากตัวแปรการฉีดน้ำมันดีเซลแบบต่าง ๆ ที่ได้ศึกษาทดสอบ ภายใต้สภาวะการทดสอบที่ใช้อัตราเร็วรอบ 1600 และ 2400 รอบต่อนาที ในช่วงเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระต่ำ IMEP ไม่เกิน 3 บาร์ และใช้สัดส่วนการแทนที่พลังงานด้วยก๊าซธรรมชาติ 70% ให้ผลว่า การปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้าให้กับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม ทำให้พบจังหวะที่เหมาะสมได้ โดยเครื่องยนต์จะให้ผลการทำงานคือรักษาสมรรถนะ ให้ประสิทธิภาพ และความสม่ำเสมอของการเผาไหม้ รวมทั้งการควบคุมปริมาณการปล่อยสารมลพิษในไอเสียได้ดีกว่าการใช้จังหวะการฉีดเดียวกับการทำงานแบบใช้น้ำมันดีเซลทั่วไป ซึ่งการฉีดล่วงหน้าส่งผลโดยตรงต่อคุณลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ มีจังหวะจุดระเบิดเกิดที่ตำแหน่งล่วงหน้ามากขึ้น เป็นการชดเชยผลของ Ignition delay period ที่ยาวขึ้นของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วม

การแบ่งฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ ทำให้ควบคุมกระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมได้ดีขึ้น การทำงานของเครื่องยนต์จึงมีความยืดหยุ่นขึ้น ลดความรุนแรงของการเผาไหม้ในช่วง Premixed combustion ซึ่งที่สังเกตได้ชัดเจนที่สุดคือระดับเสียงการทำงานของเครื่องยนต์ลดลงมากเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์แบบ Simple DDF อีกทั้งช่วยลดปริมาณการปล่อยสารมลพิษลงได้ แม้ว่าปริมาณไฮโดรคาร์บอน และคาร์บอนมอนอกไซด์ จะยังถือว่าสูงมากเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป ดังนั้นการทำงานของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมภายใต้สภาวะเงื่อนไขที่ต่างกัน ความเหมาะสมของจังหวะการฉีด และลักษณะการฉีดก็จะต่างกันออกไป ซึ่งจากผลการวิจัยนี้จึงทำให้สามารถที่จะใช้เป็นแนวทางในเลือกลักษณะการฉีดที่เหมาะสมกับสภาวะการทำงานได้ และจากผลการทดสอบทำให้สามารถสรุปผลตามวิธีการฉีดแบบต่าง ๆ ได้ดังนี้

1. การปรับจังหวะการฉีดน้ำมันดีเซลล่วงหน้ามากขึ้นด้วยการฉีดครั้งเดียวต่อวัฏจักรการเผาไหม้ เมื่อเปรียบเทียบกับจังหวะการฉีดของเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป ผลทดสอบที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ควบคุมการจ่ายน้ำมันดีเซลคงที่ 0.20 kg/hr ก๊าซธรรมชาติ 0.42 kg/hr ทำให้พบจังหวะมุมเพลาคู่เหวี่ยงของการฉีดดีเซลที่เหมาะสมได้ที่ 35° BTDC ให้ผลการทำงานของ

เครื่องยนต์ทั้ง ค่า COV of IMEP, $dP/d\theta$ ปริมาณ THC, CH_4 และ CO ต่ำกว่าจังหวะการฉีดอื่น ๆ รวมทั้งให้ประสิทธิภาพที่ดีกว่าเมื่อเทียบกับการทำงานของเครื่องยนต์แบบ Simple DDF

2. วิธีการปรับจังหวะการฉีดล่วงหน้าครั้งแรก คงจังหวะมุมการฉีดครั้งที่สอง ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ผลกระทบที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่มาจากอิทธิพลของการฉีดนำครั้งแรก ซึ่งใช้ปริมาณดีเซลถึง 80% ของทั้งหมด พบจังหวะการฉีดครั้งแรกที่เหมาะสมที่สุดที่ 35° BTDC โดยเครื่องยนต์ให้ IMEP สูงสุด 1.5 บาร์ COV of IMEP ต่ำสุด และ $dP/d\theta$ อยู่ในเกณฑ์ที่ต่ำ เครื่องยนต์ปล่อยสารมลพิษโดยเฉพาะ THC และ CH_4 ต่ำสุด ที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ซึ่งใช้สัดส่วนการฉีดดีเซลครั้งแรกกับครั้งที่สอง 70/30 การฉีดครั้งแรกให้มีจังหวะล่วงหน้าที่ยากขึ้นก่อนข้างส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงการทำงานของเครื่องยนต์ไปในทางที่แย่ง จาก IMEP ที่ลดลง และ COV of IMEP สูงขึ้น ปริมาณสารมลพิษทั้ง THC, CH_4 และ CO สูงขึ้น มีเพียง NO_x ที่มีแนวโน้มลดลง ดังนั้นสำหรับชุดการทดสอบนี้จึงไม่ควรทำการฉีดครั้งแรกให้ล่วงหน้าไปมากกว่า 65° BTDC

3. วิธีการฉีดแบบคงจังหวะมุมการฉีดล่วงหน้าครั้งแรก แล้วปรับจังหวะมุมการฉีดครั้งที่สอง ที่อัตราเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ซึ่งใช้สัดส่วนการฉีดดีเซล 50/50 การปรับการฉีดดีเซลครั้งที่สองให้เข้าไปใกล้กับการฉีดครั้งแรกที่มุม 45° BTDC ยิ่งขึ้น เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมจะให้ผลการทำงานที่ดีขึ้น โดยการฉีดครั้งที่สองที่มุม 25° BTDC เป็นจังหวะการฉีดเหมาะสมที่สุด ขณะที่อัตราเร็วรอบ 2400 รอบต่อนาที ใช้สัดส่วนการฉีดดีเซล 60/40 เมื่อกำหนดมุมการฉีดครั้งแรกที่ 65° BTDC การฉีดครั้งที่สองที่มุม 30° BTDC เป็นจังหวะที่เหมาะสมที่สุด

4. การทดสอบด้วยวิธีการฉีดน้ำมันดีเซลสองครั้งต่อวัฏจักรการเผาไหม้ ที่ปรับสัดส่วนปริมาณฉีดระหว่างการฉีดครั้งแรกกับครั้งที่สอง ทำให้พบจุดที่เหมาะสมของการใช้สัดส่วนปริมาณการฉีดแต่ละครั้งได้ เมื่อกำหนดมุมการฉีดแต่ละครั้งที่แน่นอนแล้ว จึงสามารถนำไปใช้ในการเตรียมสารผสมภายในห้องเผาไหม้เพื่อควบคุมกระบวนการเผาไหม้ได้ การเพิ่มสัดส่วนการฉีดน้ำมันดีเซลครั้งแรกมากขึ้น ส่งผลให้เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมปล่อยสารมลพิษ THC, CH_4 และ NO_x ลดลง ในขณะที่ CO เพิ่มสูงขึ้น เครื่องยนต์ให้ค่า IMEP สูงขึ้น ขณะที่ COV of IMEP และ $dP/d\theta$ ลดลง โดยที่สภาวะ 1600 รอบต่อนาที การฉีดครั้งแรก 78% และที่ 2400 รอบต่อนาที การฉีดครั้งแรก 76% เป็นจุดที่เหมาะสมที่สุดของชุดการทดสอบ

ข้อเสนอแนะ

1. งานวิจัยนี้แม้ไม่ได้ครอบคลุมสภาวะการทำงานทั้งหมดของเครื่องยนต์ แต่สามารถนำมาเป็นแนวทางในการพัฒนารูปแบบการควบคุมการเผาไหม้ เพื่อให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้อย่างเหมาะสมในทุกสภาวะการทำงาน ซึ่งจำเป็นจะต้องใช้เวลา การลงทุน รวมทั้งเทคนิคการคิดในรูปแบบอื่น ๆ เข้ามาช่วยการวิจัย
2. งานวิจัยนี้ทำการทดสอบด้วยการฉีดน้ำมันดีเซลด้วยระบบปั๊ม Common rail แต่ความดันที่ใช้ในการฉีดเพียง 250 บาร์ ดังนั้นหากจะให้สื่อถึงรถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์ดีเซลแบบปั๊ม Common rail ที่ขายในท้องตลาดในปัจจุบันซึ่งใช้ความดันการฉีดที่สูงถึง 1000 บาร์ ก็ควรทำการวิจัยด้วยการฉีดน้ำมันดีเซลที่ความดันสูงขึ้น อย่างไรก็ตามเนื่องจากระบบปั๊ม Common rail มีความยืดหยุ่นสำหรับการควบคุมการฉีดมาก การใช้ความดันฉีดต่ำ ๆ แล้วแบ่งจำนวนครั้งการฉีดหลาย ๆ ครั้งก็เป็นวิธีที่น่าสนใจ
3. การลดอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ทดสอบลง ให้ใกล้เคียงกับรถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์ดีเซลแบบปั๊ม Common rail ที่ขายในท้องตลาดในปัจจุบันเป็นตัวแปรที่น่าสนใจมาก เนื่องจากอัตราส่วนการอัด เป็นตัวแปรหนึ่งมีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้
4. ปัญหาสำคัญของเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมคือ การเผาไหม้ปล่อยสารไฮโดรคาร์บอนออกมาเป็นจำนวนมาก โดยเฉพาะในช่วงภาระต่ำ แม้งานวิจัยนี้จะทำให้พบสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ที่ทำให้ลดปริมาณไฮโดรคาร์บอน แต่ยังเป็นค่าที่สูงมากหากเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไป ดังนั้นจึงจำเป็นต้องหาเทคนิคอื่น ๆ มาช่วยในการศึกษาวิจัย เช่น การใช้ Catalytic converter การใช้ EGR การปรับ Valve timing และ Turbocharger เป็นต้น
5. การทดสอบเครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมในงานวิจัยนี้ คิดตั้งหัวฉีดก๊าซธรรมชาติกับเข้าท่อไอดี มีระยะห่างจากห้องเผาไหม้ถึง 140 เซนติเมตร ดังนั้นหากจะทำการทดสอบที่ Transient state หรือเครื่องยนต์หลายสูบ จึงควรทำการติดตั้งหัวฉีดก๊าซให้ใกล้กับห้องเผาไหม้มากที่สุด เพื่อลดผลกระทบจากการเดินทางของก๊าซ รวมทั้งการตอบสนองของเชื้อเพลิงก๊าซต่อการเผาไหม้

เอกสารและสิ่งอ้างอิง

ชเนศ อรุณศรีโสภณ. 2552. กระบวนการเผาไหม้ทางเลือกสำหรับเครื่องยนต์. **วิศวกรรมสาร มก.** ฉบับที่ 68, ปีที่ 22, รวม 14 หน้า.

มงคล สาลาด, ชเนศ อรุณศรีโสภณ และ กฤษณา วรรณทอง. 2552. การศึกษาลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมภายใต้สภาวะโหลดต่ำด้วยวิธีการทดลอง. **การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23, จังหวัดเชียงใหม่**

Abd Alla, G.H., H.A. Soliman, O.A. Badr and M.F. Abd Raabbo. 2000. Effect of pilot fuel quantity on the performance of a duel fuel engine. **Energy Conv Mgmt**, 41:55972.

Abd Alla, G.H., H.A. Soliman, O.A. Badr and M.F. Abd Raabbo. 2002. Effect of injection timing on the performance of a duel fuel engine. **Energy Conv Mgmt**, 43:26977.

Aroonsrisopon, T., M. Salad, E. Wirojsakunchai, K. Wannatong, S. Siangsanorh and N. Akarapanjavit. 2009. Injection Strategies for Operational Improvement of Diesel Dual Fuel Engine under Low Load Conditions. **SAE Technical Paper**, No.2009011797.

Bahr, O., G.A. Karim and B. Liu. 1999. An examination of the flame spread limits in a dual fuel engine. **Int J Appl Therm Eng**, (19): 107180.

Heywood, J.B. 1988. **Internal combustion engine fundamentals**. McGrawHill Book Co., New York.

Karim, G.A. 1980. A review of combustion processes in the dual fuel engine-the gas diesel engine. **Progr Energy Combust Sci**, 6:277-85.

Karim, G.A. 2000. Combustion in Gas Fuelled Compression Ignition Engines. **ASME ICE Fall Technical Conference**, 351.

- Karim, G.A. and Z. Liu. 1995. The ignition delay period of dual fuel engines. **SAE Technical Paper**, No. 950466
- Karim, G.A., Z. Liu and W. Jones. 1993. Exhaust Emissions from Dual Fuel Engines at Light Load. **SAE Technical Paper**, No. 932822.
- Liu, S., L. Zhou, Z. Wang and J. Ren. 2003a. Combustion characteristics of compressed natural gas/diesel dualfuel turbocharged compression ignition engine. **Journal of Automobile Engineering**, (217): 833838.
- Liu, S., L. Zhou, Z. Wang and J. Ren. 2003b. Development of compressed natural gas/diesel dualfuel turbocharged compression ignition engine. **Journal of Automobile Engineering**, (217): 839845.
- Liu, Z. and G.A. Karim. 1995. A Predictive Model for the Combustion Process in Dual Fuel Engines. **SAE Technical Paper**, No. 952435.
- Krishnan, S.R., K.K. Srinivasan, S. Singh, S.R. Bell, K.C. Midkiff and W. Gong. 2004. Strategies for reduced NO_x emissions in pilotignited natural gas engines. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, 126:665–71.
- Nwafor, OMI. 1999. Effect of advanced injection timing on the performance of natural gas in diesel engines. **Sadhana**, 25: 11–20
- Nwafor, OMI. 2002. Knock characteristics of dualfuel combustion in diesel engines using natural gas as primary fuel. **Sadhana**, Vol. 27, Part 3, pp. 375–382.
- Papagiannakis, R.G. and D.T. Hountalas. 2003. Experimental Investigation Concerning the Effect of Natural Gas Percentage on Performance and Emissions of a DI Dual Fuel Diesel Engine. **Applied Thermal Engineering**, Vol. 23, pp. 353-365.

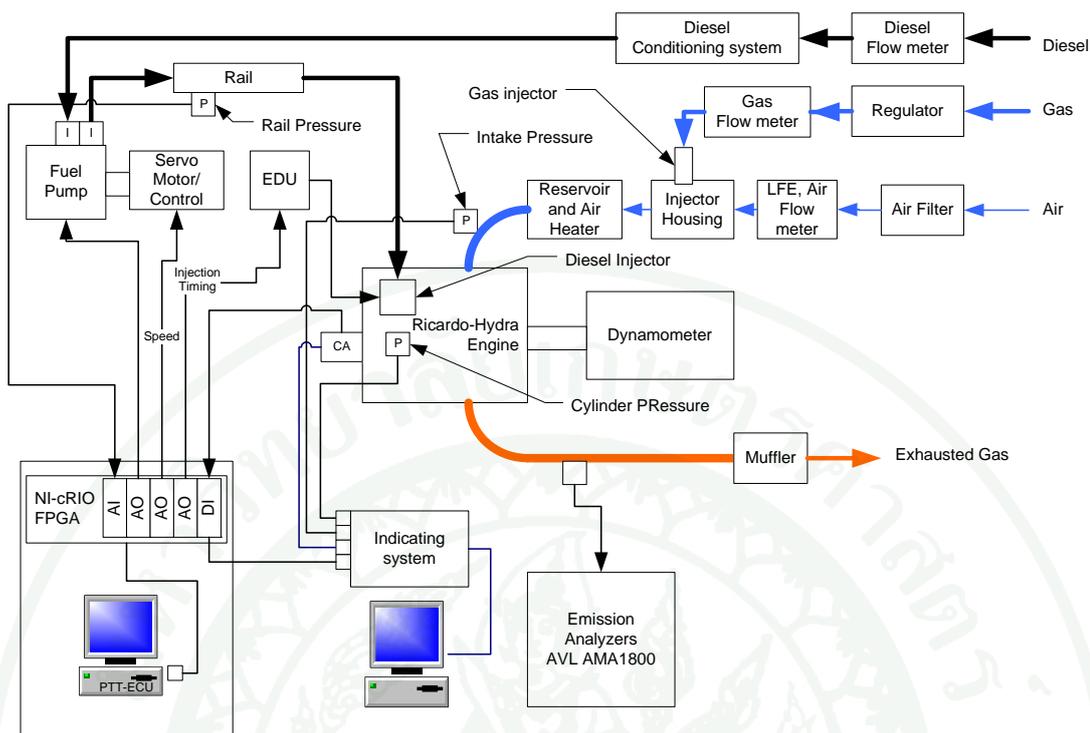
- Papagiannakis, R.G. and D.T. Hountalas. 2004. Combustion and exhaust emissions characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas. **Energy conversion and management**, 45: 29712987.
- Papagiannakis, R.G., D.T. Hountalas, C.D. Rakopoulos and D.C. Rakopoulos. 2008. Combustion and Performance Characteristics of a DI Diesel Engine Operating from Low to High Natural Gas Supplement Ratios at Various Operating Conditions. **SAE Technical Paper**, No. 2008011392.
- Selim, MYE. 2000. Pressure–time characteristics of diesel engine fuelled with natural gas. **Renew Energy**, 22(4):473–89.
- Selim, MYE. 2004. Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition. **Energy Conversion and Management**, 45(3): 411–25.
- Singh, S., S.R. Krishnan, K.K. Srinivasan and K.C. Midkiff. 2004. Effect of Pilot Injection Timing, Pilot Quantity and Intake Charge Conditions on Performance and Emissions for an Advanced Low PilotIgnited Natural Gas Engine. **International Journal of Engine Research**, Vol. 5, No. 4, JER 00404.
- Wannatong, K., N. Akarapanjavit, S. Siangsanorh and S. Chanchaona. 2007. Combustion and Knock Characteristics of Natural Gas Diesel Dual Fuel Engine. **SAE Technical Paper**, No.2007012047.
- Wannatong, K., N. Akarapanjavit, S. Siangsanorh, T. Aroonsrisopon and S. Chanchaona. 2009. New Diesel Dual Fuel Concepts: Part Load Improvement. **SAE Technical Paper**, No. 2009011797.



ภาคผนวก



ภาคผนวก ก
การติดตั้งและตัดแปลงเครื่องยนต์ทดสอบ



ภาพผนวกที่ ก1 แสดงแผนภาพชุดควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงและเครื่องมือวัดต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ทดสอบ Ricardo hydra



ภาพผนวกที่ ก2 แสดงเรกูเลเตอร์และหัวฉีดก๊าซธรรมชาติที่ติดตั้งให้กับเครื่องยนต์ทดสอบ



ภาพผนวกที่ ก3 แสดงปั๊มและรางฉีดแบบ Common rail ที่ติดตั้งให้กับเครื่องยนต์ทดสอบ

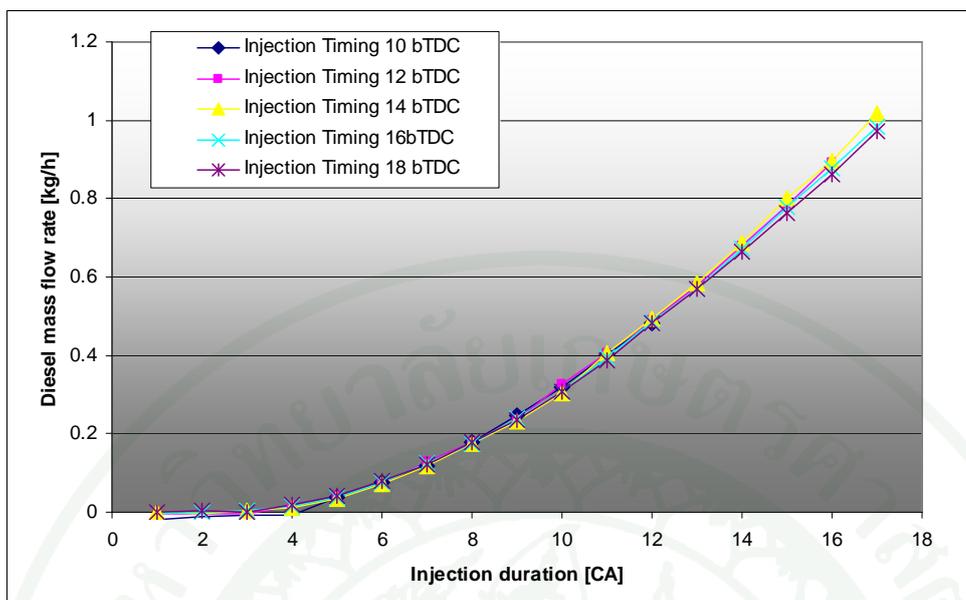


ภาพผนวกที่ ก4 แสดงหน้าจอการส่งคำสั่งฉีดเชื้อเพลิงและอุปกรณ์สำหรับการควบคุม

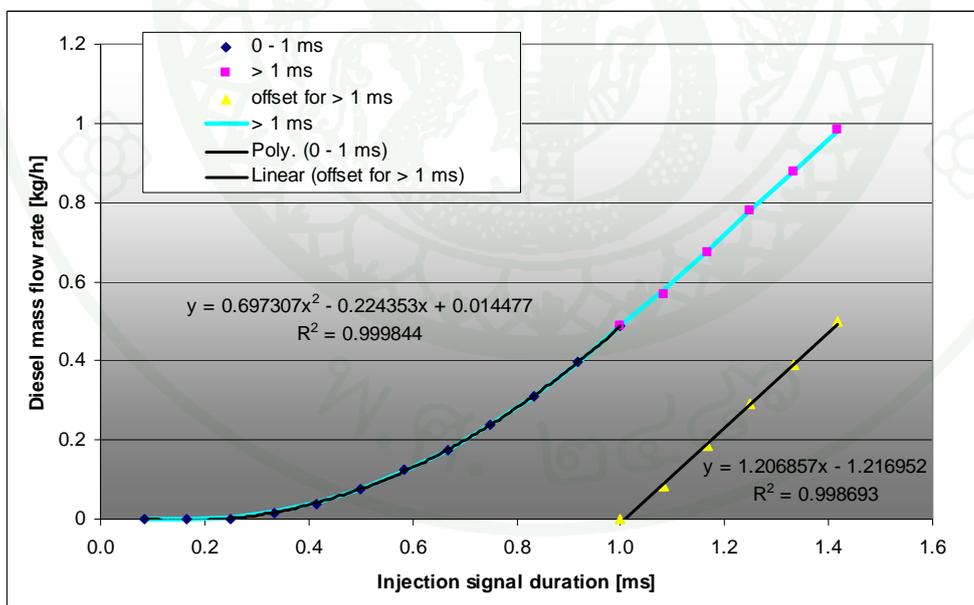
ตารางผนวกที่ ก1 การปรับจูนการฉีดน้ำมันดีเซลระหว่างคำสั่งฉีดกับอัตราการไหล

Injection Duration at 1600 rpm [CA]	Injection Duration at 2400 rpm [CA]	Calculated Duration in Time [ms]	Fuel Mass Flow (MEAN) [kg/hr]	Estimated Flow [kg/hr]
0.8	1.2	0.083	0	0
1.6	2.4	0.167	0	0
2.4	3.6	0.250	0.002	0.002
3.2	4.8	0.333	0.016	0.017
4	6	0.417	0.039	0.042
4.8	7.2	0.500	0.077	0.077
5.6	8.4	0.583	0.124	0.121
6.4	9.6	0.667	0.176	0.175
7.2	10.8	0.750	0.239	0.238
8	12	0.833	0.309	0.312
8.8	13.2	0.917	0.396	0.395
9.6	14.4	1.000	0.487	0.487
10.4	15.6	1.083	0.569	0.578
11.2	16.8	1.167	0.673	0.678
12	18	1.250	0.779	0.779
12.8	19.2	1.333	0.877	0.880
13.6	20.4	1.417	0.985	0.980

หมายเหตุ: ใช้ความดันฉีด = 250 บาร์



ภาพผนวกที่ ก5 กราฟความสัมพันธ์ของคำสั่งฉีดน้ำมันดีเซลแบบป้อนจำนวนมุมเพลาคือเกี่ยวข้องกับ อัตราการไหล



ภาพผนวกที่ ก6 กราฟความสัมพันธ์ของคำสั่งฉีดน้ำมันดีเซล ที่คำนวณในหน่วยเวลากับอัตราการไหล



โปรแกรมการหาค่าเฉลี่ยและ Filter ผลความดันในกระบอกสูบ ใน VBA Microsoft Excel

```
Const pi = 3.1415926
```

```
Private Sub Read Pressure Data()
```

```
'For i = 1 To 7200
```

```
For i = 1 To 3600
```

```
    For j = 1 To 50
```

```
        P(i, j) = Sheet3.Cells(i, j)
```

```
    Next j
```

```
Next i
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Filter()
```

```
*****FT_filter*****
```

```
NN = 160
```

```
'Nump = 7200
```

```
Nump = 3600
```

```
YYY = 0
```

```
For ii = 1 To Nump
```

```
    YYY = YYY + Press(ii, 0) * 2 * pi / Nump
```

```
Next ii
```

```
AA(0) = YYY / 2 / pi
```

```
BB(0) = 0
```

```
For jj = 1 To NN
```

```
    AA(jj) = 0
```

```
    BB(jj) = 0
```

```
    For ii = 1 To Nump
```

```
        YYY = Press(ii, 0) * 2 * pi / Nump
```

```
        MsgBox (YYY)
```

```
        AA(jj) = AA(jj) + YYY * Cos(jj * ii * 2 * pi / Nump)
```

```

    BB(jj) = BB(jj) + YYY * Sin(jj * ii * 2 * pi / Nump)
Next ii
AA(jj) = AA(jj) / pi
BB(jj) = BB(jj) / pi
Next jj

'*****Filtered output*****
For ii = 1 To Nump
    YY(ii) = AA(0)
    For jj = 1 To NN
        YY(ii) = YY(ii) + AA(jj) * Cos(jj * ii * 2 * pi / Nump) + BB(jj) * Sin(jj * ii * 2 * pi / Nump)
    Next jj

'Furier
Press(ii, 1) = YY(ii)
    If Press(ii, 1) >= P_max(1) Then
        P_max(1) = Press(ii, 1)
    End If
Next ii
'*****FT filter end*****
End If
End Sub

```

โปรแกรม VBA Microsoft Excel วิเคราะห์การเผาไหม้จากผลความดันในกระบอกสูบ

```

Const pi = 3.1415926

Sub CalGamma(ns, ne, gamma)
'Cal gamma compression
sum1 = 0
sum2 = 0
For n = 30 To 30
    logVC1 = Sheet2.Cells(ns + n, 3)
    logPC1 = Sheet2.Cells(ns + n, 5)

```

```

logVC2 = Sheet2.Cells(ne + n, 3)
logPC2 = Sheet2.Cells(ne + n, 5)
sum1 = sum1 + (logPC2 - logPC1) / (logVC2 - logVC1)
Next n
gamma = sum1 / 61
'If gamma > 1.4 Then gamma = 1.4
End Sub

```

```

Private Sub btnCalLog_Click()
'For i = 1 To 7200
For i = 1 To 3600
    Sheet7.Cells(i, 1) = Log(V(i))
    Sheet7.Cells(i, j + 1) = Log(Sheet3.Cells(i, j + 1))
Next i
End Sub

```

```

Private Sub btnCalAll_Click()
Call btnFilter_Click
Call btnCalRef_Click
Call btnHRR_Click
Call btnIMEP_Click
End Sub

```

```

Private Sub btnCalRef_Click()
Dim Area, V, Vc, Vd, a, Conrod, Rc, Bore, R As Double
a = Sheet1.Cells(2, 2)
Conrod = Sheet1.Cells(3, 2)
Bore = Sheet1.Cells(4, 2)
Rc = Sheet1.Cells(5, 2)
R = Conrod / a

```

```

'Ca Vmax
Area = 0.25 * pi * Bore ^ 2
Vd = 2 * a * Area

```

```
Sheet1.Cells(6, 2) = Vd
```

```
'Cal Vc
```

```
Vc = Vd / (Rc - 1)
```

```
Sheet1.Cells(7, 2) = Vc
```

```
For i = 1 To 3600
```

```
' CA = i * 0.1 * (pi / 180)
```

```
CA = i * 0.2 * (pi / 180)
```

```
V = 1 + 0.5 * (Rc - 1) * (R + 1 - Cos(CA) * (R ^ 2 * (Sin(CA)) ^ 2) ^ 0.5)
```

```
V = V * Vc
```

```
' Sheet2.Cells(i + 1, 1) = i * 0.1
```

```
Sheet2.Cells(i + 1, 1) = i * 0.2
```

```
Sheet2.Cells(i + 1, 2) = V
```

```
Sheet2.Cells(i + 1, 4) = Sheet5.Cells(i + 1, 3)
```

```
Next i
```

```
'Cal compression gamma
```

```
sum1 = 0
```

```
sum2 = 0
```

```
'ns = 3000
```

```
'ne = 3500
```

```
ns = 1500
```

```
ne = 1750
```

```
For i = 3 To 3
```

```
sum1 = sum1 + Sheet2.Cells(ns + i, 3)
```

```
sum2 = sum2 + Sheet2.Cells(ns + i, 5)
```

```
Next i
```

```
logVC1 = sum1 / 7
```

```
logPC1 = sum2 / 7
```

```
sum1 = 0
```

```
sum2 = 0
```

For i = 3 To 3

sum1 = sum1 + Sheet2.Cells(ne + i, 3)

sum2 = sum2 + Sheet2.Cells(ne + i, 5)

Next i

logVC2 = sum1 / 7

logPC2 = sum2 / 7

GammaC = (logPC2 - logPC1) / (logVC2 - logVC1)

Sheet1.Cells(9, 2) = GammaC

'Cal expansion gamma

sum1 = 0

sum2 = 0

'ns = 4000

'ne = 4400

ns = 2000

ne = 2200

For i = 3 To 3

sum1 = sum1 + Sheet2.Cells(ns + i, 3)

sum2 = sum2 + Sheet2.Cells(ns + i, 5)

Next i

logVC1 = sum1 / 7

logPC1 = sum2 / 7

sum1 = 0

sum2 = 0

For i = 3 To 3

sum1 = sum1 + Sheet2.Cells(ne + i, 3)

sum2 = sum2 + Sheet2.Cells(ne + i, 5)

Next i

logVC2 = sum1 / 7

logPC2 = sum2 / 7

GammaE = (logPC2 - logPC1) / (logVC2 - logVC1)

```
Sheet1.Cells(10, 2) = GammaE
```

```
End Sub
```

```
-----  
Private Sub btnFilter_Click()
```

```
'Dim AA(7300), BB(7300), YY(7300)
```

```
Dim AA(4000), BB(4000), YY(4000)
```

```
'*****FT_filter*****
```

```
NN = 160
```

```
'Nump = 7200
```

```
Nump = 3600
```

```
For j = 2 To 2
```

```
YYY = 0
```

```
For ii = 2 To Nump + 1
```

```
YYY = YYY + Sheet5.Cells(ii, j) * 2 * pi / Nump
```

```
Next ii
```

```
AA(0) = YYY / 2 / pi
```

```
BB(0) = 0
```

```
For jj = 1 To NN
```

```
AA(jj) = 0
```

```
BB(jj) = 0
```

```
For ii = 2 To Nump + 1
```

```
YYY = Sheet5.Cells(ii, j) * 2 * pi / Nump
```

```
'MsgBox (YYY)
```

```
AA(jj) = AA(jj) + YYY * Cos(jj * ii * 2 * pi / Nump)
```

```
BB(jj) = BB(jj) + YYY * Sin(jj * ii * 2 * pi / Nump)
```

```
Next ii
```

```
AA(jj) = AA(jj) / pi
```

```
BB(jj) = BB(jj) / pi
```

```
Next jj
```

```
'*****Filtered output*****
```

```
For ii = 2 To Nump + 1
```

```
YY(ii) = AA(0)
```

```

For jj = 1 To NN
  YY(ii) = YY(ii) + AA(jj) * Cos(jj * ii * 2 * pi / Nump) + BB(jj) * Sin(jj * ii * 2 * pi / Nump)
Next jj
'Furier
Sheet5.Cells(ii, j + 1) = YY(ii)
Next ii
'*****FT filter end*****

Next j
End Sub
-----
Private Sub btnHRR_Click()
Dim V0, V1, V2, P0, P1, P2, dV, dP, dQ, Qsum, Qtotal, CA10, CA50, CA90, CA1090, CAQMax, Qmax,
Pmax, CAPmax, dPmax, CAdPMax, GammaC, GammaE
Qsum = 0
Qmax = 0

j = 3
k = 1
Sheet4.Cells(k, 1) = "CA"
Sheet4.Cells(k, 2) = "dQ"
Sheet4.Cells(k, 3) = "Qsum"
Sheet4.Cells(k, 4) = "dP"
Sheet4.Cells(k, 5) = "Gamma"

'Cal gamma compression
'Call CalGamma(3000, 3300, gamma)
'GammaC = gamma
'Call CalGamma(4000, 4400, gamma)
GammaE = gamma

'For i = 3300 To 4200
For i = 1650 To 2100
  k = k + 1

```

```

V0 = Sheet2.Cells(i - 1, 2)
V1 = Sheet2.Cells(i, 2)
V2 = Sheet2.Cells(i + 1, 2)
dV = (V2 - V1) / 2 + (V1 - V0) / 2
P0 = 100000 * Sheet5.Cells(i - 1, j)
P1 = 100000 * Sheet5.Cells(i, j)
P2 = 100000 * Sheet5.Cells(i + 1, j)
dP = (P2 - P1) / 2 + (P1 - P0) / 2

' If i < 4000 Then
  If i < 2000 Then
    gamma = GammaC
  Else
    gamma = GammaE
  End If
  gamma = 1.33
'Call CalGamma(i - 10, i + 10, gamma)

c1 = gamma / (gamma - 1)
c2 = 1 / (gamma - 1)

' dQ = 10 * (c1 * P1 * dV + c2 * V1 * dP)
dQ = 5 * (c1 * P1 * dV + c2 * V1 * dP)

' Qsum = Qsum + dQ * 0.1
Qsum = Qsum + dQ * 0.2

'find Qmax,CAQmax
If (Abs(Qsum) > Qmax) Then
  Qmax = Qsum
' CAQMax = i * 0.1
  CAQMax = i * 0.2
End If

'find Pmax,CAPmax

```

```

If (P2 / 100000# > Pmax) Then
    Pmax = P2 / 100000#
'    CAPmax = i * 0.1
    CAPmax = i * 0.2
End If

'find dPmax,CAdPmax
'    dP = dP * 10
    dP = dP * 5
If (dP / 100000# > dPmax) Then
    dPmax = dP / 100000#
'    CAdPMax = i * 0.1
    CAdPMax = i * 0.2
End If

'    Sheet4.Cells(k, 1) = i * 0.1
    Sheet4.Cells(k, 1) = i * 0.2
    Sheet4.Cells(k, 2) = dQ
    Sheet4.Cells(k, 3) = Qsum
    Sheet4.Cells(k, 4) = dP
    Sheet4.Cells(k, 5) = gamma
    'Sheet9.Cells(i 2998, j + 1) = dV
Next i
Qtotal = Qsum
Qsum = 0
CA10 = 1000
CA50 = 1000
CA90 = 1000
CA1090 = 1000
k = 1
' For i = 3300 To 4200
For i = 1650 To 2100
    k = k + 1
    dQ = Sheet4.Cells(k, 2)

```

```

'   Qsum = Qsum + dQ * 0.1
   Qsum = Qsum + dQ * 0.2
'   If (Qsum / Qmax >= 0.1) And CA10 = 1000 Then CA10 = i * 0.1
'   If (Qsum / Qmax >= 0.5) And CA50 = 1000 Then CA50 = i * 0.1
'   If (Qsum / Qmax >= 0.9) And CA90 = 1000 Then CA90 = i * 0.1
   If (Qsum / Qmax >= 0.1) And CA10 = 1000 Then CA10 = i * 0.2
   If (Qsum / Qmax >= 0.5) And CA50 = 1000 Then CA50 = i * 0.2
   If (Qsum / Qmax >= 0.9) And CA90 = 1000 Then CA90 = i * 0.2
Next i
CA1090 = CA90 CA10
Sheet6.Cells(1, 8) = "CA10"
Sheet6.Cells(1, 9) = "CA50"
Sheet6.Cells(1, 10) = "CA90"
Sheet6.Cells(1, 11) = "CA1090"
Sheet6.Cells(1, 12) = "Qtotal"
Sheet6.Cells(1, 13) = "CAQMax"
Sheet6.Cells(1, 14) = "QMax"
Sheet6.Cells(1, 15) = "CAPMax"
Sheet6.Cells(1, 16) = "PMax"
Sheet6.Cells(1, 17) = "CAdPmax"
Sheet6.Cells(1, 18) = "dPMax"
Sheet6.Cells(1, 19) = "GammaC"
Sheet6.Cells(1, 20) = "GammaE"
Sheet6.Cells(2, 8) = CA10
Sheet6.Cells(2, 9) = CA50
Sheet6.Cells(2, 10) = CA90
Sheet6.Cells(2, 11) = CA1090
Sheet6.Cells(2, 12) = Qtotal
Sheet6.Cells(2, 13) = CAQMax
Sheet6.Cells(2, 14) = Qmax
Sheet6.Cells(2, 15) = CAPmax
Sheet6.Cells(2, 16) = Pmax
Sheet6.Cells(2, 17) = CAdPMax
Sheet6.Cells(2, 18) = dPmax

```

```

Sheet6.Cells(2, 19) = GammaC
Sheet6.Cells(2, 20) = GammaE
End Sub

```

```

Private Sub btnIMEP_Click()
Dim IMEP(50)
'Dim V1(7300), V2(7300), P1, P2
Dim V1(4000), V2(4000), P1, P2
Vd = Sheet1.Cells(6, 2)
'For i = 1 To 7199
For i = 1 To 3599
    V1(i) = Sheet2.Cells(i, 2)
    V2(i) = Sheet2.Cells(i + 1, 2)
Next i
For j = 1 To 50
    IMEP(j) = 0
' For i = 1 To 7200
    For i = 1 To 3600
        P1 = Sheet3.Cells(i + 1, j)
        P2 = Sheet3.Cells(i + 2, j)
        IMEP(j) = IMEP(j) + P2 * (V2(i + 1) - V1(i + 1)) / Vd
    Next i
    Sheet6.Cells(j + 1, 1) = j
    Sheet6.Cells(j + 1, 2) = IMEP(j)
Next j

End Sub

Private Sub Worksheet_SelectionChange(ByVal Target As Range)

End Sub

```



ภาคผนวก ค
คุณสมบัติของเชื้อเพลิงทดสอบ

ตารางผนวกที่ ๑1 คุณสมบัติของน้ำมันดีเซล

Fuel Properties	Test Method	Diesel
Specific gravity at 15.6/15.6 °C	ASTM D 976	0.8276
Calculated Cetane Index	ASTM D613	57.6
Cetane Number	ASTM D445	57.4
Viscosity at 40 °C (cSt)	ASTM D97	2.698
Pour point (°C)	ASTM D4294	3.0
Sulfur Content (%wt.)	ASTM D130	0.030
Copper Strip Corrosion (No.)	ASTM D4530	1a
Carbon residue (%wt.)	ASTM D2709	0.001
Water and sediment (%vol.)	ASTM D 482	traces
Ash (%wt.)	ASTM D93	<0.001
Flash point (°C)	ASTM D86	61
Distillation		
90% recovered (°C)	ASTM D1500	353.2
Colour	CEC F06A96	L0.5
Lubricity Performance (µm)	ASTM D240	433
Net Heating Value (MJ/kg)	IP 391/95	42.8
Aromatic Content (%)		
Monoaromatic, g/100ml		20.6
Diaromatic, g/100ml		4.4
Polyaromatic, g/100ml		0.3
Total aromatic, g/100ml		25.3
Carbon, %mass		86.22
Hydrogen, %mass		13.78

ที่มา: สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. (ข้อมูลวันที่ 12 ธันวาคม 2552)

ตารางผนวกที่ ค2 องค์ประกอบและคุณสมบัติของก๊าซธรรมชาติ

Compound	Mole [%]	Specific Gravity [kg/ m ³]	Gross Heating Value [MJ/m ³]	Net Heating Value [MJ/m ³]
C6+	0.129	0.0038	0.36	0.21
Propane	1.966	0.0299	2.89	1.70
iPropane	0.395	0.0079	0.75	0.44
nButane	0.357	0.0072	0.68	0.40
iPentane	0.000	0.0000	0.00	0.00
nPentane	0.000	0.0000	0.00	0.00
Carbon Dioxide	13.786	0.2095	0.00	0.00
Ethane	6.326	0.0657	6.53	3.81
Oxygen	0.000	0.0000	0.00	0.00
Nitrogen	2.203	0.0213	0.00	0.00
Methane	74.839	0.4145	44.09	25.34
Total	100.001	0.7599	55.30	31.90

Gas density : 0.932 kg/m³

HHV : 38.008 MJ/kg

LHV : 34.343 MJ/kg

(A/F)_s : 16.29

H/C : 3.736 (subtract CO₂)

H/C : 3.270 (all species)

LHV_NG : 34.3 MJ/kg

ที่มา: สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. (ข้อมูลวันที่ 19 ธันวาคม 2552)

ประวัติการศึกษา และการทำงาน

ชื่อ -นามสกุล	นายมงคล สาลาด
วัน เดือน ปี ที่เกิด	10 พฤษภาคม 2519
สถานที่เกิด	จังหวัดขอนแก่น
ประวัติการศึกษา	ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตขอนแก่น ปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต มหาวิทยาลัยศรีนครินทร วิโรฒ องค์กรักษ์
สถานที่ทำงานปัจจุบัน	สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท.
ผลงานดีเด่นและรางวัลทางวิชาการ	-
ทุนการศึกษาที่ได้รับ	-