

ผลกระทบของการอุ่นเชื้อเพลิงอี 85 ที่มีน้ำผสมต่อคุณลักษณะของการเผาไหม้ และการปลดปล่อยก๊าซไอเสีย

Effects of Preheating Hydrous E85 Fuel on Combustion Characteristics and Exhaust Gas Emissions

โอภาส เกษประคอง และ สถาพร เชื้อเพ็ง*

หน่วยวิจัยเทคโนโลยียานยนต์และพลังงานทางเลือก ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ศรีราชา
มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา 199 หมู่ 6 ตำบลทุ่งสุขลา อำเภอศรีราชา จังหวัดชลบุรี 20230
*ติดต่อ: schuepeng@eng.src.ku.ac.th, เบอร์โทรศัพท์ 038354580, เบอร์โทรสาร 038354849

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาผลกระทบจากการอุ่นเชื้อเพลิงอี 85 ปราศจากน้ำและอี 85 มีน้ำผสม (เอทานอลร้อยละ 95 และน้ำร้อยละ 5) ที่มีต่อคุณลักษณะของการเผาไหม้และก๊าซไอเสียที่ปลดปล่อยจากเครื่องยนต์โดยตัว 4 สูบ ระบบฉีดเชื้อเพลิงเข้าช่องไอดีที่สามารถปรับแต่งปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงและจังหวะการจุดระเบิดได้ เครื่องยนต์ได้ถูกทดสอบด้วยการโหลดโดยไดนาโมมิเตอร์ที่ภาระต่ำถึงปานกลางที่รอบเครื่อง 2,500 rpm อุณหภูมิเชื้อเพลิงเข้าเครื่องยนต์แปรผันในช่วง 30°C ถึง 70°C เครื่องยนต์ถูกปรับจังหวะการจุดระเบิดให้ได้แรงบิดเบรกสูงสุดและปรับปริมาณเชื้อเพลิงให้เกิดการเผาไหม้ตามทฤษฎี การเผาไหม้อี 85 มีน้ำผสมในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนทำให้เกิดความดันกระบอกสูบสูงสุดเพิ่มขึ้นและเกิดการเผาไหม้ช้า การอุ่นเชื้อเพลิงอี 85 มีน้ำผสมส่งผลให้ความดันกระบอกสูบสูงขึ้น อัตราการเผาไหม้เร็วขึ้น และช่วงเวลาการเผาไหม้ยาวนานขึ้น ในขณะที่ก๊าซไอเสียปลดปล่อยไนโตรเจนออกไซด์ลดลง แต่คาร์บอนไดออกไซด์เพิ่มขึ้น เมื่อเทียบกับการอุ่นเชื้อเพลิงอี 85 ปราศจากน้ำ สิ่งนี้แสดงให้เห็นถึงความเป็นไปได้ในการสอบเทียบเครื่องยนต์เพื่อให้ได้สมรรถนะและก๊าซไอเสียที่ปลดปล่อยโดยการปรับแต่งจังหวะการจุดระเบิดและช่วงเวลาการฉีดเชื้อเพลิง หรือการเพิ่มอุปกรณ์อุ่นเชื้อเพลิง

คำหลัก: การปลดปล่อยก๊าซไอเสีย; การเผาไหม้; อี 85 ปราศจากน้ำ; อี 85 มีน้ำผสม; เอทานอล

Abstract

This work studies effects of preheating anhydrous E85 and hydrous E85 fuels on engine exhaust gas emissions and combustion characteristics of a 4-cylinder port fuel injection and ignition timing calibrated Toyota engine. The engine was tested by dynamometer loading at low and medium load conditions over the speed of 2,500 rpm. The intake fuel temperatures were varied between 30°C and 70°C. The tested engine was calibrated to maximum brake torque timing and theoretical fuel-to-air equivalence ratio. Hydrous E85 combustion in a gasoline engine shows higher maximum pressure and exhibits slow combustion. Preheating hydrous E85 results in higher cylinder pressure, faster combustion rate, and longer combustion duration while generating lesser nitrogen oxides but more carbon dioxide, compared to those of anhydrous E85. It is suggested that possibility to calibrate for performance and exhaust gas emissions can be achieved by adjusting ignition timing and injection duration, or adding fuel preheating element.

Keywords: exhaust gas emissions; combustion; anhydrous E85; hydrous E85; ethanol

AEC-06

1. บทนำ

วิกฤติการณ์เชื้อเพลิงในช่วงหลายทศวรรษที่ผ่านมา เป็นแรงผลักดันที่สำคัญในการพัฒนาเทคโนโลยีสำหรับเชื้อเพลิงทางเลือกที่มีอยู่ภายในประเทศ เช่นเอทานอล เนื่องจากพลังงานไม่เพียงพอต่อการใช้งานของผู้บริโภค และราคาของเชื้อเพลิงที่สูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง [1] รวมไปถึงการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ของเครื่องยนต์ทำให้เกิดสารที่เป็นอันตรายต่อร่างกาย [2] จึงทำให้เกิดการเสาะแสวงหาพลังงานทดแทน เพื่อลดปัญหาดังกล่าว [3]

เอทานอลปราศจากน้ำ (ความบริสุทธิ์ 99.5%) ได้ถูกผสมกับเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนในสัดส่วนที่สามารถใช้กับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนได้ เช่น อี 85 (เชื้อเพลิงผสมระหว่างแก๊สโซลีนร้อยละ 15 และเอทานอลปราศจากน้ำร้อยละ 85 โดยปริมาตร) อย่างไรก็ตาม การผลิตเอทานอลปราศจากน้ำต้องทำการแยกน้ำออกจากเอทานอล ซึ่งเป็นต้นทุนการผลิต นอกจากนี้ น้ำในเอทานอลอาจได้รับผลกระทบจากความร้อนรอบข้างก่อนไหลเข้าสู่ระบบฉีดน้ำมันเชื้อเพลิง และห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์

เอทานอลเป็นเชื้อเพลิงที่ได้จากผลิตผลทางการเกษตรและอุตสาหกรรม ถือเป็นพลังงานหมุนเวียน และเป็นเชื้อเพลิงที่สะอาด ในกระบวนการกลั่นเอทานอล จะสามารถแยกเอทานอลบริสุทธิ์ได้ร้อยละ 95 และน้ำร้อยละ 5 จากนั้นต้องเข้าสู่กระบวนการแยกน้ำ (Dehydration) [4] เพื่อให้ได้เอทานอลบริสุทธิ์ร้อยละ 99.5 ก่อนผสมกับเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนเพื่อทำเป็นเชื้อเพลิงอี 85 ปราศจากน้ำ (เอทานอล 85% และ แก๊สโซลีน 15%) [5]

มีการศึกษาวิจัยเกี่ยวกับการใช้เอทานอลบริสุทธิ์กับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนทั้งมีการปรับแต่งและไม่ปรับแต่งเครื่องยนต์ Costa and Sodré (2010) [6] ศึกษาเชิงเปรียบเทียบระหว่างเอทานอลผสมน้ำ (มีน้ำผสม 6.8%) กับแก๊สโซลีน 78% ผสมกับเอทานอล 22% ในเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 สูบ 4 จังหวะ พบว่าแรงบิดเบรคจากการเผาไหม้เอทานอลผสมน้ำจะมีค่าสูงกว่า เอทานอลผสมน้ำถูกนำมาใช้กับเครื่องยนต์ที่มีรอบสูง จึงทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบรคจำเพาะสูงกว่าแก๊สโซลีนผสมเอทานอล

Gupta et al. (2011) [7] ศึกษาผลกระทบของเอทานอลผสมน้ำ โดยมีน้ำผสม 10% และ 20% ตามลำดับนำไปทดสอบกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 1 สูบ 4 จังหวะ 125 cc ผลจากการศึกษาพบว่า เมื่อเอทานอลผสมน้ำใน

ปริมาณที่เพิ่มสูงขึ้นจะทำให้มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบรคจำเพาะเพิ่มขึ้นตามปริมาณน้ำที่เพิ่มสูงขึ้นเช่นกัน

Chavan and Pisa (2011) [8] มีการทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนยี่ห้อ Baja 1 สูบ 2 จังหวะ ที่มีการปรับแต่งให้ใช้เอทานอลได้ คือปรับแต่งคาร์บูเรเตอร์ จังหวะการจุดระเบิด และอัตราส่วนการอัด เชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบมีการผสมกันระหว่างเอทานอลกับแก๊สโซลีน โดยมีเอทานอลผสมน้ำมีสัดส่วนตั้งแต่ 10% ถึง 100% โดยปริมาตร เมื่อนำเครื่องยนต์ไปทดสอบบนไดนามิเตอร์ที่ภาระเครื่องยนต์เต็มทีที่รอบต่าง ๆ พบว่า การเผาไหม้เอทานอลล้วนให้ผลของแรงบิด ประสิทธิภาพทางความร้อน และการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบรคมากกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับแก๊สโซลีน

จากผลงานวิจัยที่ผ่านมา ยังมีอีกหลายแง่มุมที่ยังไม่ได้ศึกษาวิจัย จึงเป็นที่มาของงานวิจัยนี้ที่มีจุดประสงค์เพื่อศึกษาเชิงทดลองผลกระทบของการนำเอทานอลที่มีส่วนประกอบของน้ำ (Hydrous Ethanol) ในเชื้อเพลิงอี 85 มาใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่มีต่อการเผาไหม้ภายในเครื่องยนต์ รวมถึงการปลดปล่อยก๊าซไอเสีย ภายใต้การแปรผันของอุณหภูมิเชื้อเพลิงที่อาจได้รับผลกระทบจากความร้อนรอบข้างก่อนไหลเข้าสู่ระบบฉีดเชื้อเพลิงและห้องเผาไหม้

2. อุปกรณ์การทดลอง

2.1 เครื่องยนต์และเครื่องทดสอบสมรรถนะ

เครื่องยนต์ที่ใช้ในการศึกษาเชิงทดลองเป็นเครื่องยนต์แก๊สโซลีนยี่ห้อโตโยต้า รุ่น 4A-FE ที่มีข้อมูลจำเพาะดังแสดงในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดลอง

| | |
|---------------------------|-----------------------|
| แบบเครื่องยนต์ | 4 สูบ 4 จังหวะ |
| เส้นผ่าศูนย์กลางกระบอกสูบ | 81.03 mm |
| ระยะชัก | 76.92 mm |
| ปริมาตรกระจัด | 1,587 cc |
| แรงบิดสูงสุด | 147 N·m ที่ 5,200 rpm |
| กำลังสูงสุด | 116 HP ที่ 6,000 rpm |
| อัตราส่วนการอัด | 9.5:1 |
| ระบบระบายความร้อน | น้ำ |

AEC-06

เครื่องยนต์ที่ได้ถูกติดตั้งกับเครื่องทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์แบบใช้น้ำเป็นภาระ (Water-brake Engine Dynamometer) ยี่ห้อ Schenck รุ่น D-400-1e ที่สามารถกำลังสูงสุดได้ 400 kW และแรงบิดสูงสุด 1,300 N·m

2.2 เครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศและเชื้อเพลิง

อัตราการไหลของอากาศเข้าสู่เครื่องยนต์ถูกวัดด้วยอุปกรณ์วัดอัตราการไหลยี่ห้อ Testo รุ่น 435 ที่มีความถูกต้องอยู่ในช่วง $\pm 0.3\%$ of reading ในขณะที่อัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงตามหลักการวัดเชิงมวลใช้เครื่องวัดยี่ห้อ CST รุ่น CDR-6 สามารถวัดมวลน้ำมันเชื้อเพลิงที่มีความถูกต้องอยู่ในช่วง ± 0.05 g และอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิน้ำมันเชื้อเพลิงให้มีค่าความถูกต้องในช่วง $\pm 1^\circ\text{C}$

2.3 เครื่องวิเคราะห์ห้องค์ประกอบของก๊าซไอเสีย

องค์ประกอบก๊าซไอเสียอันได้แก่ ไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) และคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) ถูกวัดด้วยเครื่องวิเคราะห์ก๊าซไอเสียของ Testo รุ่น 350-XL โดย NO_x มีช่วงการวัดอยู่ที่ 0-3000 ppm โดยปริมาตร ภายใต้ความถูกต้อง ± 5 ppm และการวัด CO_2 อยู่ในช่วง 0-50% โดยปริมาตร มีค่าความถูกต้อง $\pm 5\%$ ระบบการวัดก๊าซไอเสียด้วยเครื่องวิเคราะห์อยู่บนพื้นฐานการวัดแบบแห้ง (Dry Basis)

2.4 ชุดอุปกรณ์วัดความดันในกระบอกสูบ

ข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่สมนัยกับตำแหน่งของเพลลาข้อเหวี่ยงถูกใช้ในการศึกษาคุณลักษณะของการเผาไหม้ ความดันจากการเผาไหม้ในกระบอกสูบ (สูบ 4) ถูกวัดด้วยตัวรับรู้ความดัน (Pressure Transducer) ของ Kistler รุ่น 6052C มีความไวต่อสัญญาณ -19.90 pC/bar ที่ 200°C และมีความเป็นเชิงเส้น $\pm 0.4\%$ FSO สัญญาณที่ได้ถูกส่งไปยังตัวขยายสัญญาณ (Charge Amplifier) ของ Dewetron รุ่น DEWE-30-4 เพื่อใช้ในการขยายและปรับแต่งสัญญาณจากตัวรับรู้ความดันในขณะเดียวกัน ตัววัดตำแหน่งของเพลลา (Incremental Shaft Encoder) จาก TR Electronic GmbH ถูกใช้ในการกำหนดตำแหน่งเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ที่หมุนอยู่ ในการใช้งานมีการกำหนดอัตราการวัดตำแหน่งของเพลลา 360 ครั้งต่อรอบการหมุนของเพลลาข้อเหวี่ยง สัญญาณทั้งหมดถูกส่งเข้าระบบรับข้อมูล (Data Acquisition System) ที่ใช้เป็นของ Dewetron รุ่น DEWE-ORION-0816-100x มีอัตราการสุ่ม

ข้อมูล 1 MS/s และใช้ซอฟต์แวร์ DEWEsoft V.6.6.8 ในการวิเคราะห์ข้อมูล ความดันในกระบอกสูบจำนวน 100 วัฏจักรต่อเนื่องกันถูกนำมาเฉลี่ยพร้อมทั้งหาค่าทางสถิติ และถูกใช้เป็นตัวแทนของการแสดงค่าคุณลักษณะของการเผาไหม้ในแต่ละสภาวะการทดลอง

2.5 เชื้อเพลิง

เชื้อเพลิงที่ใช้เป็นน้ำมันอี 85 ปราดจากน้ำ (เรียก Anhydrous E85, AE85) และอี 85 มีน้ำผสม (น้ำ 5% ในเอทานอล) (เรียก Hydrous E85, HE85) ซึ่งคุณสมบัติทั่วไปของเชื้อเพลิงแสดงในตารางที่ 2 ตารางที่ 2 คุณสมบัติของเชื้อเพลิง

| ชนิดเชื้อเพลิง | AE85 | HE85 |
|--------------------------------------------|--------------------------------|------------------------------------------|
| สูตรทางเคมี | $\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$ | $\text{C}_{1.91}\text{H}_{5.82}\text{O}$ |
| อัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงตามทฤษฎี | 9.765 | 9.33 |
| ปริมาณน้ำในเชื้อเพลิง | 0.43% | 5% |

3. วิธีการทดลอง

3.1 สภาวะการทดลอง

การทดสอบเครื่องยนต์กระทำภายใต้สภาวะคงที่ (Steady State) โดยใช้เชื้อเพลิงอี 85 ปราดจากน้ำและอี 85 มีน้ำผสม (ร้อยละ 5) ต่อไปนี้เรียก AE85 และ HE85 ตามลำดับ โดยเก็บข้อมูลคุณลักษณะของการเผาไหม้ อันได้แก่ ความดันในกระบอกสูบ เศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้ว ความดันกระบอกสูบสูงสุด มุมเริ่มต้นของการเผาไหม้ ช่วงเวลาของการเผาไหม้ และความดันเฉลี่ยยังผลบ่งชี้สุทธิ นอกจากนี้ยังเก็บข้อมูลก๊าซไอเสียที่ปลดปล่อยจากเครื่องยนต์ อันได้แก่ NO_x และ CO_2 เครื่องยนต์ได้ถูกทดสอบด้วยการไหลโดยไดนาโมมิเตอร์ที่ภาระต่ำถึงปานกลาง ณ ตำแหน่งคันเร่ง 25% และ 50% ที่รอบเครื่องใช้งานปานกลางที่ 2,500 rpm อุณหภูมิเชื้อเพลิงเข้าเครื่องยนต์ถูกควบคุมให้คงที่ที่ 30, 50 และ 70°C ระบบฉีดเชื้อเพลิงเข้าช่องไอดีของเครื่องยนต์สามารถปรับจังหวะการจุดระเบิดและปริมาณเชื้อเพลิงได้ ในการนี้ มีการปรับจังหวะการจุดระเบิดของเครื่องยนต์ให้ได้แรงบิดเบรกสูงสุด (Maximum Brake Torque, MBT) และปริมาณเชื้อเพลิงได้ถูกปรับให้ได้อัตราส่วนสมมูลเชื้อเพลิงต่ออากาศตามทฤษฎี (Theoretical Fuel-to-air Equivalence Ratio)

AEC-06

3.2 การคำนวณตัวแปรที่ใช้ในการศึกษา

งานบ่งชี้ต่อวัฏจักร (Indicated Work per Cycle, $W_{c,i}$) สามารถคำนวณได้จาก [9]

$$W_{c,i} = \oint p dV \quad (1)$$

เมื่อ p คือ ความดันกระบอกสูบ และ V คือปริมาตรกระบอกสูบ

กำลังบ่งชี้ (P_i) และงานบ่งชี้ต่อวัฏจักร ($W_{c,i}$) มีความสัมพันธ์กับความเร็วรอบ (N) ตามสมการ

$$P_i = \frac{W_{c,i} N}{2} \quad (2)$$

แรงบิดบ่งชี้ (T_i) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$P_i = 2\pi N T_i \quad (3)$$

ความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ (Indicated Mean Effective Pressure, $imep$) เป็นค่าในหน่วยของความดันที่ใช้วัดสมรรถนะของเครื่องยนต์ สามารถหาได้จากสมการ

$$imep = \frac{2P_i}{V_d N} \quad (4)$$

ข้อมูลความดันในกระบอกสูบที่สมนัยกับมุมของเพลลาข้อเหวี่ยงสามารถนำไปคำนวณหาเศษส่วนมวลที่เผาไหม้ (Mass Fraction Burnt, x_b) ได้จากสมการ

$$x_b = \frac{\sum_o^i \Delta p_c}{\sum_o^N \Delta p_c} \quad (5)$$

เมื่อ Δp_c คือ ความดันในกระบอกสูบที่เปลี่ยนไปเนื่องจากการเผาไหม้

4. ผลการทดลองและวิจารณ์

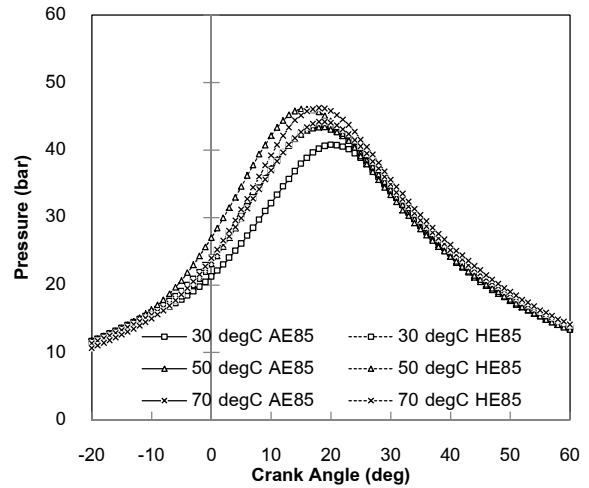
4.1 คุณลักษณะของการเผาไหม้

ความดันกระบอกสูบในช่วงเวลาของการเผาไหม้ที่ปลายจังหวะอัดและต้นจังหวะขยายของเครื่องยนต์แสดงในรูปที่ 1 และ 2 ที่ภาระ 25% และ 50% ตามลำดับ เมื่ออุณหภูมิของเชื้อเพลิง AE85 และ HE85 เปลี่ยนไป

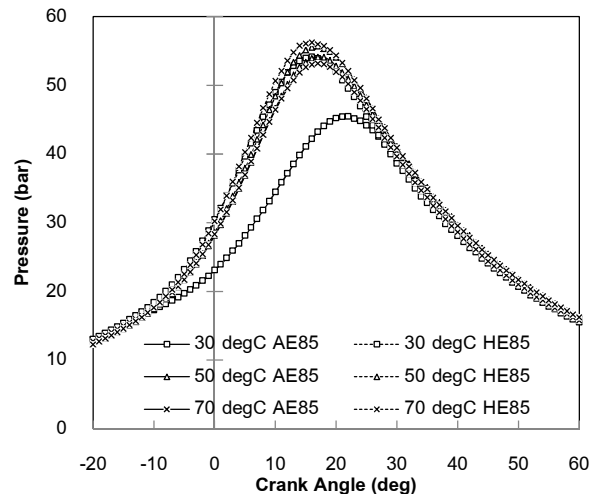
ในรูปที่ 1 ที่ภาระต่ำ สำหรับเครื่องยนต์ที่มีการปรับตั้งจังหวะจุดระเบิดและปริมาณเชื้อเพลิงดังกล่าว งานวิจัยนี้ การเผาไหม้ HE85 ทำให้ความดันกระบอกสูบสูงขึ้น เมื่อเทียบกับการเผาไหม้ AE85 เมื่ออุณหภูมิเชื้อเพลิงสูงขึ้น ความดันกระบอกสูบมีแนวโน้มสูงขึ้นจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงทั้งสอง เมื่อภาระเพิ่มขึ้น (รูปที่ 2) ความดันกระบอกสูบมีแนวโน้มเช่นเดียวกับที่ภาระต่ำ

รูปที่ 3 แสดงความดันสูงสุดในกระบอกสูบที่แยกพล็อตให้เห็นชัดเจนตามแนวโน้มที่กล่าวไปข้างต้น การ

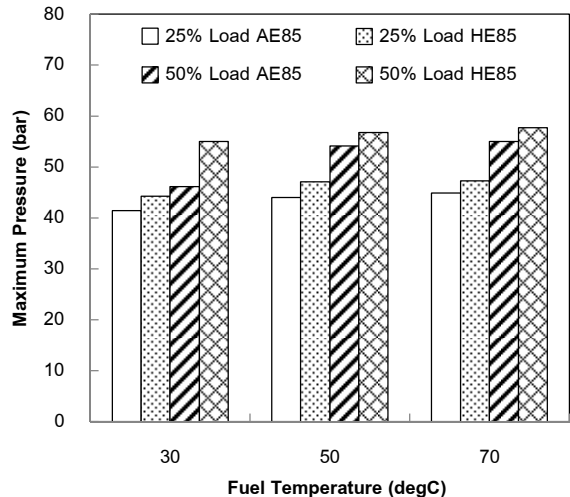
เพิ่มขึ้นของความดันกระบอกสูบเป็นเหตุมาจากการปรับมุมการจุดระเบิดให้ล่วงหน้ามากขึ้น (Advanced Ignition Timing) ผนวกกับการเพิ่มพลังงานให้แก่เชื้อเพลิง



รูปที่ 1 ความดันกระบอกสูบที่ภาระ 25%, 2,500 rpm

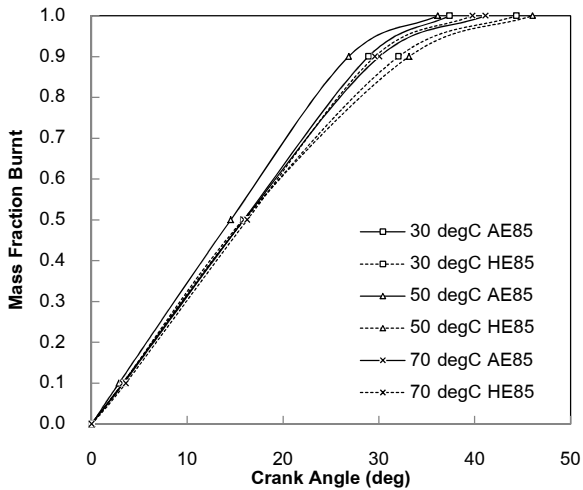


รูปที่ 2 ความดันกระบอกสูบที่ภาระ 50%, 2,500 rpm

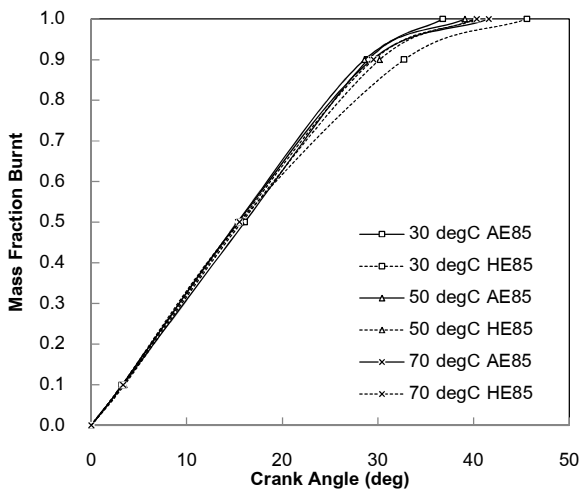


รูปที่ 3 ความดันกระบอกสูบสูงสุด

AEC-06



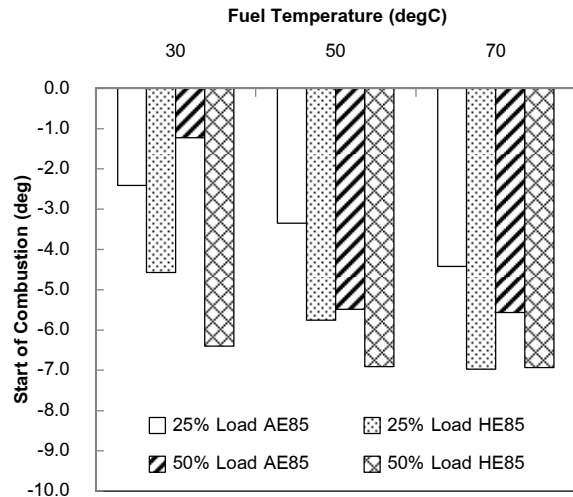
รูปที่ 4 เศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วที่ภาระ 25%, 2,500 rpm



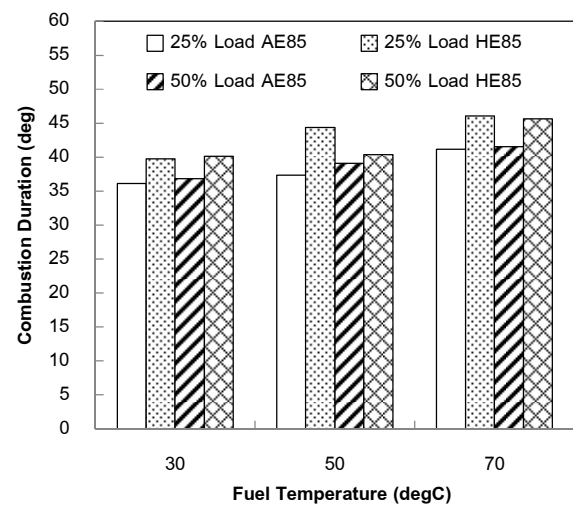
รูปที่ 5 เศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วที่ภาระ 50%, 2,500 rpm

เศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วในระยะเวลาของการเผาไหม้ที่สัมพันธ์กับความดันกระบอกสูบที่กล่าวไปข้างต้นโดยไม่คำนึงถึงจังหวะการจุดระเบิด แสดงในรูปที่ 4 และ 5 สำหรับภาระ 25% และ 50% ตามลำดับ เมื่ออุณหภูมิของเชื้อเพลิง AE85 และ HE85 เปลี่ยนไป

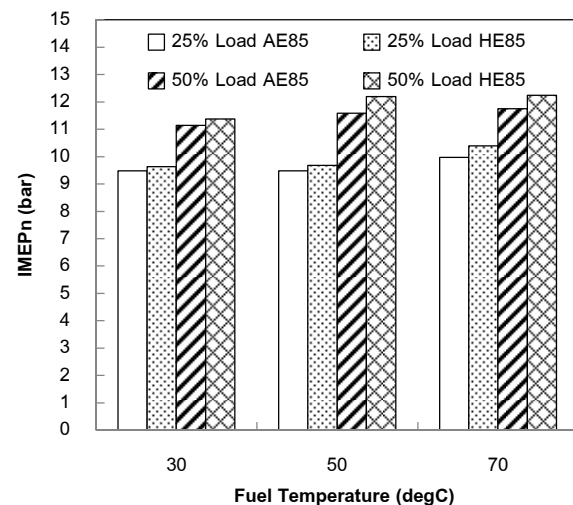
อัตราการเผาไหม้ (ที่สามารถดูได้จากความชันของกราฟ) ที่ภาระต่ำ (รูปที่ 4) มีความแตกต่างกันอย่างเห็นได้ชัดเจน การเพิ่มอุณหภูมิเชื้อเพลิงทั้ง AE85 และ HE85 ทำให้อัตราการเผาไหม้เร็วขึ้น อัตราการเผาไหม้ของ HE85 ช้ากว่าอัตราการเผาไหม้ของ AE85 เชื้อเพลิง HE85 ที่มีอุณหภูมิสูงขึ้น (70°C) มีอัตราเร็วการเผาไหม้ใกล้เคียงกันกับการเผาไหม้เชื้อเพลิง AE85 ที่อุณหภูมิต่ำ (30°C) อย่างไรก็ตาม ที่ภาระสูงขึ้น (รูปที่ 5) อัตราการเผาไหม้มีแนวโน้มเช่นเดียวกัน แต่แตกต่างกันไม่มากนัก



รูปที่ 6 มุมเริ่มต้นของการเผาไหม้ที่ 2,500 rpm



รูปที่ 7 ช่วงเวลาของการเผาไหม้ที่ 2,500 rpm



รูปที่ 8 ความดันเฉลี่ยยังผลบ่งชี้ที่ 2,500 rpm

AEC-06

มุมเริ่มต้นของการเผาไหม้แสดงในรูปที่ 6 ที่ 2,500 rpm ณ สภาวะต่างๆ ที่แปรผันตามอุณหภูมิของเชื้อเพลิง AE85 และ HE85 มุมเริ่มต้นของการเผาไหม้ HE85 ล่วงหน้ามากกว่ามุมเริ่มต้นของการเผาไหม้ AE85 ทุกๆ อุณหภูมิของเชื้อเพลิง เนื่องจากวิธีการทดลองให้เป็นไปตาม MBT ดังที่กล่าวไปข้างต้น สิ่งนี้ทำให้ช่วงเวลาของการเผาไหม้ HE85 ยาวนานมากกว่าช่วงเวลาของการเผาไหม้ AE85 ตามที่ปรากฏในรูปที่ 7

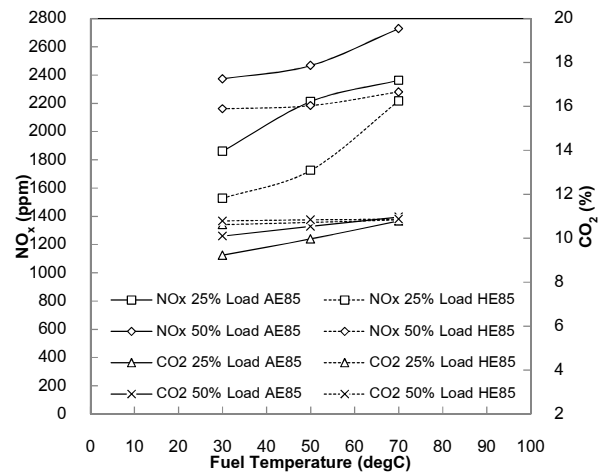
มุมเริ่มต้นของการเผาไหม้ (รูปที่ 6) มีแนวโน้มที่จะเลื่อนไปด้านล่วงหน้ามากขึ้น (Advance) เมื่ออุณหภูมิเชื้อเพลิงเพิ่มมากขึ้น สิ่งนี้ทำให้ช่วงเวลาของการเผาไหม้ ยาวนานขึ้นสำหรับเผาไหม้เชื้อเพลิงที่เหลือเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น (รูปที่ 7) ในขณะเดียวกัน แนวโน้มดังกล่าวมีความคล้ายคลึงกันสำหรับเครื่องยนต์ทำงานที่ภาระน้อยและภาระมาก

รูปที่ 8 แสดงความดันเฉลี่ยยังผลบ่งชี้สุทธิที่ 2,500 rpm ณ สภาวะต่างๆ ที่แปรผันตามอุณหภูมิของเชื้อเพลิง AE85 และ HE85 ความดันเฉลี่ยยังผลบ่งชี้สุทธิของการเผาไหม้ HE85 มีค่ามากกว่าความดันเฉลี่ยยังผลบ่งชี้สุทธิของการเผาไหม้ AE85 ทุกๆ อุณหภูมิของเชื้อเพลิงตลอดจนเมื่อความดันเฉลี่ยยังผลบ่งชี้สุทธิมีค่ามากขึ้นตามอุณหภูมิของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น เนื่องจากวิธีการทดลองให้มีการปรับมุมการจุดระเบิดให้ล่วงหน้ามากขึ้น ดังที่กล่าวไปข้างต้น ทำให้ความดันเฉลี่ยยังผลบ่งชี้สุทธิมากขึ้น [9] ส่วนปริมาณความดันเฉลี่ยยังผลบ่งชี้สุทธิที่ภาระ 50% มีค่ามากกว่าที่ภาระ 25% ตามปริมาณการจ่ายเชื้อเพลิงเมื่อมีการเร่งเครื่องยนต์มากขึ้น [9]

4.2 การปลดปล่อยก๊าซไอเสีย

ก๊าซไอเสียปลดปล่อยจากเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่สำคัญคือคาร์บอนไดออกไซด์และไนโตรเจนออกไซด์ ดังแสดงในรูปที่ 9 การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง HE85 ทำให้เกิดมลพิษไนโตรเจนออกไซด์น้อยกว่าเชื้อเพลิง AE85 ในทุกช่วงที่ภาระเครื่องยนต์ โดยคาร์บอนไดออกไซด์มีลักษณะจำเพาะในรูปแบบของการแปรผันกลับกัน ในขณะที่การทำงานของเครื่องยนต์ที่ภาระต่ำกว่าจะปลดปล่อย NO_x และ CO_2 ในปริมาณน้อยกว่าที่ภาระมากกว่า

เมื่อมีการเพิ่มอุณหภูมิของเชื้อเพลิงเข้าสู่เครื่องยนต์ ทั้งก๊าซไนโตรเจนออกไซด์และคาร์บอนไดออกไซด์เพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัด โดยเฉพาะที่ภาระเครื่องยนต์มากกว่า



รูปที่ 9 ก๊าซไนโตรเจนออกไซด์และคาร์บอนไดออกไซด์ที่ปลดปล่อย

ปริมาณ NO_x ปลดปล่อยจากการเผาไหม้ HE85 ที่มีค่าน้อยกว่า AE85 สอดคล้องกับข้อมูลของ Gupta et al. (2011) [7] ที่ใช้เชื้อเพลิงเอทานอลล้วน สิ่งนี้เกิดจากน้ำในเอทานอลหน่วงการเผาไหม้ เป็นเหตุให้อุณหภูมิการเผาไหม้ลดลง ส่งผลให้เกิด NO_x ลดลง โดยที่ก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO) ที่เป็นองค์ประกอบหลักของ NO_x เป็นฟังก์ชันกับอุณหภูมิตาม Zeldovich Mechanism [9]

ปริมาณ CO_2 ปลดปล่อยจากการเผาไหม้ HE85 ที่มีค่ามากกว่า AE85 สอดคล้องกับข้อมูลของ Costa and Sodr  (2010) [6] สิ่งนี้เกิดจากน้ำในเอทานอลทำให้ต้องใช้เชื้อเพลิงในปริมาณที่มากขึ้น ซึ่งเผาไหม้แล้วได้ CO_2 ที่มากขึ้นตามไปด้วย อย่างไรก็ตาม การเพิ่มอุณหภูมิเชื้อเพลิงถึง 70°C มีแนวโน้มที่ไม่ทำให้เกิด CO_2 เพิ่มขึ้น

5. สรุปและข้อเสนอแนะ

งานวิจัยนี้ศึกษาผลกระทบจากการอุ่นเชื้อเพลิงอี 85 ปราศจากน้ำและอี 85 มีน้ำผสม (ร้อยละ 5) ที่มีต่อคุณลักษณะของการเผาไหม้และก๊าซไอเสียที่ปลดปล่อยจากเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่ถูกปรับจังหวะการจุดระเบิดให้ได้แรงบิดเบรกสูงสุดและปรับปริมาณเชื้อเพลิงให้เกิดการเผาไหม้ตามทฤษฎี เครื่องยนต์ทำงานที่รอบ 2,500 rpm ตำแหน่งคันเร่ง 25% และ 50% อุณหภูมิเชื้อเพลิงเข้าเครื่องยนต์ถูกควบคุมให้คงที่ที่ 30, 50 และ 70°C การอุ่นเชื้อเพลิงอี 85 มีน้ำผสมส่งผลให้ความดันกระบอกสูบสูงขึ้น อัตราการเผาไหม้เร็วขึ้น และช่วงเวลาการเผาไหม้ ยาวนานขึ้น อันเป็นผลมาจากการปรับมุมจุดระเบิดให้ล่วงหน้ามากขึ้น ในขณะที่ก๊าซไอเสียปลดปล่อยไนโตรเจนออกไซด์ลดลง แต่คาร์บอนไดออกไซด์เพิ่มขึ้น เมื่อเทียบ

AEC-06

กับการอุ่นเชื้อเพลิงอี 85 ปราศจากน้ำ สิ่งนี้แสดงให้เห็นถึงผลกระทบเชิงบวกในการประยุกต์ใช้ อย่างไรก็ตาม การค้นหาจุดที่เหมาะสมที่สุดภายใต้สภาวะการเดินเครื่องอื่นเป็นสิ่งจำเป็นที่ต้องดำเนินการต่อไป

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Sangeeta, Moka, S., Pande, M., Rani, M., Gakhar, R., Sharma, M., Rani, J. and Bhaskarwar, A.N. (2014) Alternative Fuels: An Overview of Current Trends and Scope for Future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 32: 697-714
- [2] Leong, S.T., Muttamara, S. and Laortanakul, P. (2002) Influence of Benzene Emission from Motorcycle on Bangkok Air Quality. *Atmospheric Environment* 36: 3495-3503
- [3] Zhuang, Y. and Hong, G. (2013) Primary Investigation to Leveraging Effect of Using Ethanol Fuel on Reducing Gasoline Fuel Consumption. *Fuel* 105: 425-431
- [4] Kaminski, W., Marszalek, J. and Ciolkowska, A. (2008) Renewable Energy Source—Dehydrated Ethanol. *Chemical Engineering Journal* 135: 95-102
- [5] Kumar, S., Singh, N. and Prasad, R. (2010) Anhydrous Ethanol: A Renewable Source of Energy. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14: 1830-1844
- [6] Costa, R.C. and Sodr , J.R. (2010) Hydrous Ethanol vs Gasoline-Ethanol Blend: Engine Performance and Emission. *Fuel* 89: 287-293.
- [7] Gupta, P. et. al. (2011) Impact of Water Contents Blended with Ethanol on SI Engine Performance and Emissions. *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering (TSME)* 1: 1-11.
- [8] Chavan, D.S. and Pisa, M.V. (2011) Performance Testing of Modified SI Engine for Neat Ethanol. *International Journal of Engineering Sciences Research-IJESR* 3, Issue 4.
- [9] Heywood, J.B. (1988) *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, Singapore.