การตรวจสอบสเปรย์เชื้อเพลิงและสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอล

Investigation of Fuel Spray and Engine Performance Using Diesel-Ethanol Fuel Blends

เอกชัย สุธีรศักดิ์* เพ็ชรพงษ์ สุกใส สราวุธ ฤทธิอร่าม ศรัณย์ โพสาวัง อติวิชญ์ สิริวิชัยกุล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา อ.เมือง จ.ชลบุรี 20131

Ekkachai Sutheerasak* Pechpong Suksai Saravut Rittiarram Saran Phosawung Ativit Sirivichaikul
Faculty of Engineering, Burapha University, Muang, Chonburi, 20131, Thailand
Tel : 082-4533848 E-mail: ekkachai@eng.buu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อตรวจสอบการสเปรย์เชื้อเพลิง และสมรรถนะเครื่องยนต์ที่เกียร์สูงสุดและต่ำสุด โดยใช้น้ำมันดีเซล และน้ำมันดีเซลผสมแอนไฮดรัสเอทานอล (99.9%) ในอัตราส่วนร้อยละ 10-40 โดยปริมาตร ขณะที่การสเปรย์เชื้อเพลิงทดสอบจากเครื่องจำลองการฉีดเชื้อเพลิงที่ควบคุมโดยมอเตอร์และอินเวอร์เตอร์ ส่วนสมรรถนะของเครื่องยนต์ได้มาจากการทดสอบเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรง 4 สูบ 4 จังหวะที่ใช้สำหรับรถยนต์ขับเคลื่อนล้อหลัง และใช้กระปุกเกียร์กลไกแบบ 5 เกียร์ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบอยู่ระหว่าง 1000-2500 รอบต่อนาที และภาระงานสูงสุด ผลการทดสอบพบว่า น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลไม่สามารถผสานกันและมีการแยกชั้นหลังจาก 2 5 18 และ 34 ชั่วโมง เมื่อใช้เอทานอลในสัดส่วนร้อยละ 40 30 20 และ 10 ตามลำดับ ขณะที่การใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลทำให้ความดันของการฉีดลดลงร้อยละ 13.25-34.94 และมุมสเปรย์เพิ่มขึ้น 2.74-10.27 องศาเมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล ส่วนผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ตำแหน่งเกียร์ 5 พบว่า การใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลทำให้กำลังงานของเครื่องยนต์ลดลงร้อยละ 2.50-20.73 และประสิทธิภาพทางความร้อนลดลงร้อยละ 0.09-13.16 ขณะที่ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นร้อยละ 3.31-30.05 และความสิ้นเปลืองพลังงานเพิ่มขึ้นร้อยละ 0.24-15.33 เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล

คำหลัก ดีเซลผสมเอทานอล เครื่องยนต์ดีเซล การฉีดเชื้อเพลิง สมรรถนะของเครื่องยนต์

Abstract

This research aims to investigate the fuel spray and engine performance at maximum and minimum gear by using diesel fuel and diesel mixed anhydrous ethanol (99.9%) at ratio of ethanol oil from 10 to 40%. Fuel spray tests from a fuel injector controlled by motor and invertor. Engine performance testing uses a four-stroke, four-cylinder and direct-injection diesel engine for an automobile, rear-wheel drive system and 5 gears of manual gearbox by running the engine speed from 1000 to 2500 rpm and full load. The experimental results of the phase stability reveal that diesel-ethanol fuel blends (DE blends) are not stable and separated after 2, 5, 18 and 34 hours, for 40%, 30%, 20% and 10% ethanol concentration, respectively. Results from fuel spray show that fuel-injection pressure from using DE blends decreases 13.25-34.94%, and spray angle increases 2.74-10.27 degree comparing with diesel fuel. As results of engine performance at gear 5, engine power from using DE blends decreases 2.50-20.73% and thermal efficiency decreases 0.09-13.16%, as fuel consumption increases 3.31-30.05% and energy consumption increases 0.24-15.33% comparing with diesel fuel.

Keywords: Diesel-ethanol, diesel engine, fuel injection, engine performance

1. บทนำ

เครื่องยนต์ดีเซลในปัจจุบันถูกใช้เป็นอุปกรณ์ต้นกำลังในรถยนต์ประเภทต่างๆ ได้แก่ รถยนต์โดยสาร รถกะบะ และรถบรรทุกหนัก เพื่อการคมนาคมและขนส่ง เนื่องจากมีกำลังงานสูง ประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง และค่าบำรุงรักษาต่ำ และในช่วงสองทศวรรษที่ผ่านมาพบว่าปริมาณของรถยนต์เหล่านี้มีเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง [1] ขณะที่ทั่วโลกประสบปัญหาสภาวะการขาดแคลนน้ำมันดิบ เพื่อผลิตน้ำมันดีเซล ประกอบกับต้นทุนในการผลิตน้ำมันดีเซลเพิ่มขึ้น ทำให้ราคาของน้ำมันดีเซลสูงขึ้น ในขณะเดียวกันเครื่องยนต์ดีเซลมีการปล่อยสารมลพิษ เช่น ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) ควันดำ และสารอันตรายอื่นๆ เมื่อมีการใช้รถยนต์เหล่านี้เพิ่มขึ้น ทำให้สภาวะแวดล้อมที่เป็นพิษเพิ่มมากขึ้นด้วย จากปัญหาเหล่านี้ จึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องค้นหาแหล่งพลังงานทดแทน [1-3]

เอทานอลเป็นแหล่งพลังงานทางเลือกหนึ่ง ที่สามารถใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนได้ โดยเอทานอลเตรียมได้จากอ้อย มันสำปะหลัง ข้าวโพด และข้าวสาลี เป็นต้น ซึ่งมาจากพืชเกษตรกรรมภายในประเทศ ทำให้ได้รับความสนใจจากหลากหลายสถาบันในการพัฒนาเป็นเชื้อเพลิงทดแทนสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล [2-3] โดยการใช้เอทานอลนั้นมีหลายวิธีดังนี้

1) การผสมโดยตรง หรือที่เรียกว่า E-Diesel โดยใช้แอนไฮดรัสเอทานอล (Anhydrous Ethanol) ซึ่งเป็นแอลกอฮอล์ที่ผ่านเข้าระบบการทำให้แห้ง โดยเอาน้ำออกไปจากแอลกอฮอล์ให้หมด และนำมาผสมกับน้ำมันดีเซลโดยตรง ซึ่งวิธีนี้เป็นวิธีที่ง่ายที่สุด แต่มีปัญหาในเรื่องการแยกชั้นของน้ำมัน [2-4]

2) การฉีดเชื้อเพลิงร่วม (dual fuel injection) เป็นการฉีดเอทานอลเข้าไปในห้องเผาไหม้โดยตรง และจุดระเบิดด้วยน้ำมันดีเซลที่ถูกฉีดมาก่อนหน้า โดยวิธีนี้สามารถแก้ปัญหาการแยกชั้นของน้ำมันได้ แต่มีความยุ่งยากอย่างมาก เนื่องจากต้องมีการออกแบบระบบหัวฉีด เพื่อให้ฉีดน้ำมันแรงดันสูง และต้องมีการเพิ่มพื้นที่ด้านในของฝาสูบให้มากขึ้น [2, 5]

3) การใช้วิธี Emulsion เป็นการใช้สารอีมัลซิไฟเออร์ (Emulsifier) ในการผสาน โดยวิธีการนี้ นำน้ำมันดีเซลผสมกับแอนไฮดรัสเอทานอล หรือไฮดรัสเอทานอล (Hydrous Ethanol) ซึ่งเป็นเอทิลแอลกอฮอล์ที่มีน้ำผสมอยู่ประมาณร้อยละ 5 และมีสารอีมัลซิไฟเออร์เป็นสารผสาน ซึ่งน้ำมันที่ผลิตได้เรียกว่า น้ำมันดีโซฮอล์ (Diesohol) โดยวิธีการนี้ สามารถยืดเวลาในการผสานของน้ำมันดีเซลกับเอทานอล และเพิ่มเลขซีเทนด้วย แต่สารอีมัลซิไฟเออร์บางชนิดเป็นสารเคมีที่เป็นอันตรายและมีราคาสูง นอกจากนี้ การผสานเป็นเนื้อเดียวกันของน้ำมันดีเซลกับเอทานอล ขึ้นอยู่กับปริมาณของสารอีมัลซิไฟเออร์ อุณหภูมิ และปริมาณของน้ำในเอทานอล ทำให้มีกระบวนการผสานเชื้อเพลิงที่ซับซ้อน [2-5]

4) การใช้วิธี Fumigation เป็นวิธีในการนำเอทานอลเข้าไปในเครื่องยนต์โดยการใช้คาร์บูเรเตอร์ หรือการระเหยเอทานอลเข้าไปทางท่อไอดี ในขณะที่น้ำมันดีเซลยังคงถูกฉีดจากหัวฉีดเข้าในห้องเผาไหม้ ซึ่งวิธีการนี้ มีความยุ่งยากในการติดตั้งอุปกรณ์ โดยมีการดัดแปลงท่อไอดีเพื่อระเหยเอทานอล และมีต้นทุนสูง [2, 5]

จากที่กล่าวมาการใช้ E-Diesel จึงเป็นทางเลือกที่ง่ายที่สุด แต่ต้องยืดเวลาของการผสานระหว่างน้ำมันดีเซลกับเอทานอล [2, 4] ดังนั้น มีบางงานวิจัยที่ศึกษาการใช้ E-Diesel สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลดังนี้

Labeckas และคณะ [1] ศึกษาการเผาไหม้ และสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรง 4 สูบ 4 จังหวะ โดยใช้แอนไฮดรัสเอทานอล (99.81%) ร้อยละ 5-15 ผสมกับน้ำมันดีเซล ทดสอบที่ความเร็วรอบ 2200 rpm และภาระงานสูงสุดเทียบกับน้ำมันดีเซลพบว่าจังหวะการฉีดล่าช้าร้อยละ 28.9 ช่วงความล่าช้าการจุดระเบิดเพิ่มขึ้นร้อยละ10.7 อัตราการปล่อยความร้อนสูงสุดเพิ่มขึ้นร้อยละ 33.5 ขณะที่ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake Specific Fuel Consumption, BSFC) เพิ่มขึ้นร้อยละ 10.4 และประสิทธิภาพทางความร้อน (Brake Thermal Efficiency, BTE) ลดลงร้อยละ 3.8 Al-Hassan และคณะ [6] ตรวจสอบการแยกชั้นของน้ำมันดีเซลผสมแอนไฮดรัสเอทานอล (99%) ร้อยละ 5-20 พบว่า การใช้แอนไฮดรัสเอทานอลร้อยละ 5 ผสมน้ำมันดีเซลมีการแยกชั้นหลังจากเวลา 80 ชั่วโมง แต่การใช้แอนไฮดรัสเอทานอลร้อยละ 20 ผสมน้ำมันดีเซลมีการแยกชั้นอย่างรวดเร็วในเวลา 2 ชั่วโมง และต่อมาทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรง 1 สูบ 4 จังหวะ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm

ภาระงานสูงสุดเทียบกับน้ำมันดีเซลพบว่า BSFC เพิ่มขึ้น และ BTE ลดลงเมื่อมีการเพิ่มปริมาณของเอทานอลมากขึ้น และต่อมา Daheriya และคณะ [7] ใช้แอนไฮดรัสเอทานอล (99.9%) ร้อยละ 10-30 ผสมกับน้ำมันดีเซล และ Gomasta และ Mahla [8] ใช้แอนไฮดรัสเอทานอล (99.8%) ร้อยละ 5-20 ผสมกับน้ำมันดีเซล ทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรง 1 สูบ 4 จังหวะ ที่ความเร็วรอบ 1500 rpm และ Arapatsakos [9] ใช้แอนไฮดรัสเอทานอล (99.8%) ร้อยละ 20-30 ทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรง 4 สูบ 4 จังหวะ ที่ความเร็วรอบ 1000-2300 rpm โดยเปรียบเทียบกับน้ำมันดีเซลพบว่ากำลังงานของเครื่องยนต์ (engine power, P_e) ลดลง BSFC เพิ่มขึ้น BTE ลดลง และความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรก (Brake Specific Energy Consumption, BSEC) เพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มปริมาณของแอนไฮดรัสเอทานอลมากขึ้น

นอกจากนี้ Labeckas และคณะ [1] Lei และคณะ [10] และ Cole และคณะ [11] ศึกษาการปล่อยสารมลพิษ NO_x และควันดำ (SN) จากเครื่องยนต์ดีเซลระบบอัดอากาศแบบฉีดตรง 4 สูบ 4 จังหวะ โดยใช้น้ำมันดีเซลผสมแอนไฮดรัสเอทานอลร้อยละ 5-30 และทดสอบที่ความเร็วรอบ 2200 rpm ภาระงานสูงสุด Gomasta และ Mahla [8] และ Ajav และคณะ [12] ศึกษาการปล่อยสารมลพิษทั้งสองจากเครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรง 1 สูบ 4 จังหวะ โดยใช้แอนไฮดรัสเอทานอลร้อยละ 5-20 ผสมกับน้ำมันดีเซล และทดสอบที่ความเร็วรอบ 1500 rpm ภาระงานสูงสุดเทียบกับน้ำมันดีเซลพบว่า ปริมาณของ NO_x และควันดำลดลง ขณะที่อุณหภูมิไอเสีย (T_{exh}) และ BSFC เพิ่มขึ้น Huang และคณะ [13] ตรวจสอบเวลาของการแยกชั้นของน้ำมัน E-diesel พบว่าการใช้แอนไฮดรัสเอทานอล (99.7%) ร้อยละ 10 ผสมกับน้ำมันดีเซลมีการแยกชั้นหลังจากเวลา 72 ชั่วโมง แต่การใช้แอนไฮดรัสเอทานอลร้อยละ 30 ผสมกับน้ำมันดีเซลมีการแยกชั้นอย่างรวดเร็วในเวลา 5 นาที ในขณะที่การตรวจสอบสมรรถนะและการปล่อยสารมลพิษของเครื่องยนต์จากการใช้น้ำมันดังกล่าวเทียบกับน้ำมันดีเซลพบว่า BSFC เพิ่มขึ้น และ BTE ลดลง ขณะที่ปริมาณของ NO_x และควันดำลดลงเมื่อมีการเพิ่มปริมาณของแอนไฮดรัสเอทานอลมากขึ้น และสุดท้าย He และคณะ [14] ตรวจสอบการปล่อยสารมลพิษของเครื่องยนต์ที่ใช้แอนไฮดรัสเอทานอล (99.7%) ร้อยละ 10 และ 30 ผสมกับน้ำมันดีเซลเทียบกับน้ำมันดีเซล ผลลัพธ์ที่ได้พบว่า ปริมาณของ NO_x และควันดำลดลง และอุณหภูมิไอเสียเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มปริมาณของแอนไฮดรัสเอทานอลมากขึ้น

จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า มีการตรวจสอบเวลาในการแยกชั้นของน้ำมัน การเผาไหม้ และสมรรถนะของเครื่องยนต์จากการใช้น้ำมันดีเซลผสมแอนไฮดรัสเอทานอลร้อยละ 5-30 แต่ไม่มีการนำเสนอผลกระทบจากการใช้น้ำมันดีเซลผสมแอนไฮดรัสเอทานอลมากกว่าร้อยละ 30 ว่ามีการเปลี่ยนแปลงเวลาในการแยกชั้นของน้ำมัน การสเปรย์เชื้อเพลิง และสมรรถนะของเครื่องยนต์อย่างไร ดังนั้น วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้ เพื่อนำเสนอผลการตรวจสอบการแยกชั้นของน้ำมัน การสเปรย์เชื้อเพลิง และสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลภายในรถยนต์แบบกระบะขณะที่มีการขับเคลื่อนตำแหน่งเกียร์ต่ำสุดและสูงสุดโดยใช้น้ำมันดีเซลผสมแอนไฮดรัสเอทานอลร้อยละ 10-40 โดยปริมาตร

2. อุปกรณ์และวิธีการวิจัย

การวิจัยนี้ แบ่งออกเป็นสามส่วนได้แก่ การตรวจสอบการแยกชั้นของเอทานอลในน้ำมันดีเซล การทดสอบสเปรย์ของเชื้อเพลิง และการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลที่ติดตั้งภายในรถยนต์ โดยมีรายละเอียดดังนี้

2.1 การตรวจสอบการละลายของเอทานอลในน้ำมันดีเซล

น้ำมันดีเซล (D100) และเอทานอล (E) ที่นำมาเป็นวัตถุดิบเพื่อการผสมนั้น มีคุณสมบัติดังแสดงในตารางที่ 1 โดยเอทานอลที่ใช้เป็นแอนไฮดรัสเอทานอลที่มีความบริสุทธิ์ร้อยละ 99.9 ขณะที่ลำดับของการผสมนั้น เริ่มต้นจากน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10, 20, 30 และ 40 (DE10, DE20, DE30 และ DE40) โดยผลลัพธ์ที่ได้ดังแสดงในรูปที่ 1 (ก) ซึ่งแสดงการผสมหรือการละลายเป็นเนื้อเดียวของน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลในอัตราส่วนต่างๆ และต่อมาทำการตรวจสอบเวลาในการละลายของเอทานอลในน้ำมันดีเซล โดยการบรรจุน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลในขวดที่มีการปิดฝาอย่างสนิท และวางไว้ภายในห้องทดสอบ ผลลัพธ์ที่ได้ดังแสดงในรูปที่ 1 (ข) พบว่าการเพิ่มอัตราส่วนของเอทานอล ทำให้เวลาในการละลาย

เป็นเนื้อเดียวกันลดลงอย่างรวดเร็ว โดยที่น้ำมัน DE40 เกิดการแยกชั้นอย่างรวดเร็วในเวลา 2 นาที และต่อมาน้ำมัน DE30 มีการแยกชั้นในเวลา 5 นาที ในขณะที่น้ำมัน DE 20 สามารถผสานกันได้ 18 ชั่วโมง และสุดท้ายน้ำมัน DE 10 สามารถผสานกันได้ 34 ชั่วโมง ซึ่งมีเวลาในการผสานกันนานที่สุด ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Huang และคณะ [13]

ตารางที่ 1 คุณสมบัติความเป็นเชื้อเพลิงของน้ำมันที่ใช้ทดสอบ

คุณสมบัติ	D 100	E	DE 10	DE 20	DE 30	DE 40
ค่าความหนาแน่น ณ 32 ^{o}C, kg/m^{3}	844	789	833	829	826	823
ค่าความหนืด ณ 40 ^{o}C, mm^{2}/s	2.90	1.26	2.74	2.39	2.07	1.82
ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง, MJ/kg	44.51	26.65	43.19	41.87	40.58	39.47

DE10 DE20 DE30 DE40

(ก) การผสมเป็นเนื้อเดียวกัน

DE10 DE20 DE30 DE40

(ข) การแยกชั้นของน้ำมันดีเซลผสมเอทานอล

รูปที่ 1 การตรวจสอบการแยกชั้นของน้ำมันผสม

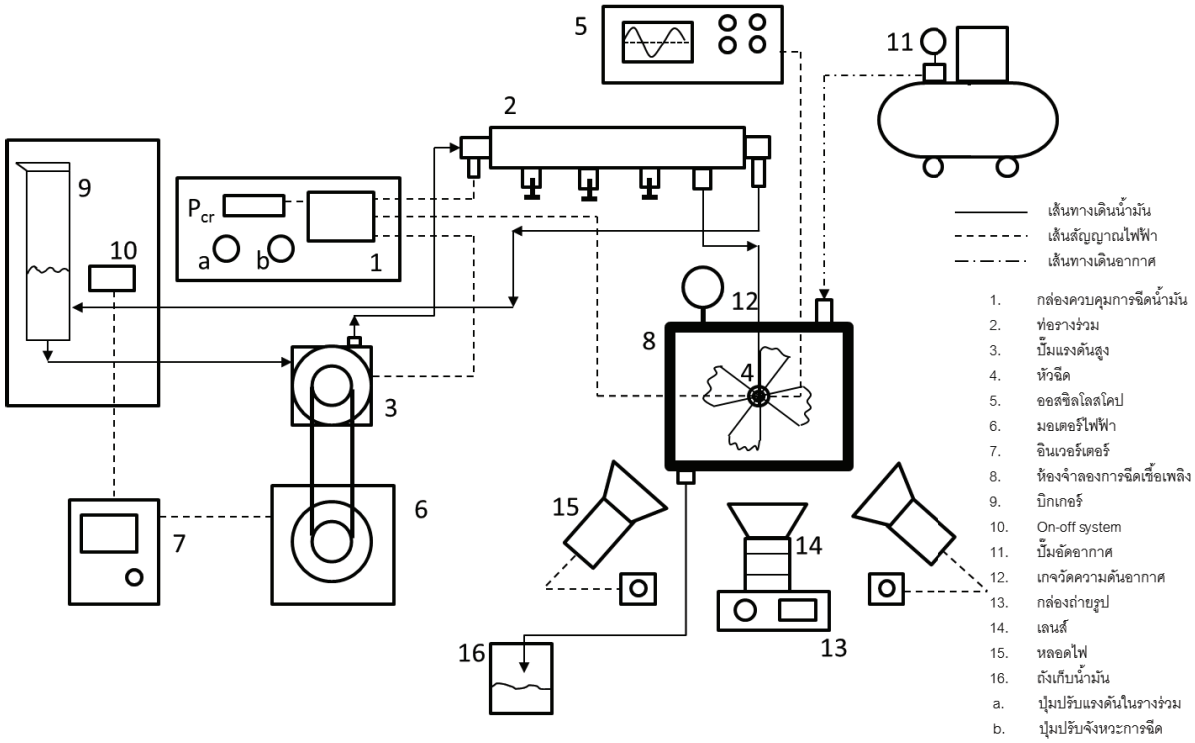
หลังจากนั้น นำน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลในอัตราส่วนต่างๆ ไปตรวจสอบคุณสมบัติความเป็นเชื้อเพลิงที่ห้องปฏิบัติการภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา โดยค่าความหนาแน่นของเชื้อเพลิงหาจากอัตราส่วนของน้ำหนักน้ำมันที่ให้ออกมาต่อปริมาตรของน้ำมันที่บรรจุภายในบิกเกอร์ขนาด 1000 ml ขณะที่การทดสอบค่าความหนืดของน้ำมันอ้างอิงตามมาตรฐาน ASTM D445 และการทดสอบค่าความร้อนของเชื้อเพลิงอ้างอิงตามมาตรฐาน ASTM D240 โดยค่าความร้อนที่ได้จากการทดสอบเป็นค่าความร้อนต่ำ (Lower Heating Value, LHV) และผลลัพธ์ที่ได้ดังแสดงในตารางที่ 1 พบว่า การผสมเอทานอลในน้ำมันดีเซลในอัตราส่วนที่เพิ่มขึ้น ทำให้ค่าความหนาแน่นลดลงร้อยละ 1.30-2.49 ค่าความความหนืดลดลงร้อยละ 5.52-37.24 และค่า LHV ลดลงร้อยละ 2.97-11.32 เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล

2.2 การทดสอบการสเปรย์ของเชื้อเพลิง

ในการทดสอบการสเปรย์ของเชื้อเพลิงนั้น มีการจัดทำชุดทดสอบการสเปรย์เชื้อเพลิงโดยใช้ระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบรางร่วม (common-rail injection system) ดังแสดงในรูปที่ 2 ซึ่งแสดงแผนภาพของชุดทดสอบการสเปรย์เชื้อเพลิง โดยทำการดัดแปลงกล่องควบคุมการฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์บริษัท TOYOTA รุ่น VIGO ให้เป็นเครื่องปรับและควบคุมความดันและจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง (หมายเลข 1) เพื่อควบคุมและตรวจสอบความดันภายในรางร่วม (common-rail pressure, P_{cr}) ซึ่งเป็นความดันของน้ำมันที่อยู่ภายในรางร่วม (หมายเลข 2) โดยบันทึกจากค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่อ่านได้จากเครื่องหมายเลข 1 และนำมาสอบเทียบเป็นค่า P_{cr}

โดยความดันภายในรางร่วม หรือ ค่า P_{cr} นี้ เกิดจากปั๊มเชื้อเพลิงแรงดันสูง (หมายเลข 3) ผลักดันน้ำมันให้เข้าไปอยู่ในท่อรางร่วม เมื่อค่า P_{cr} เหมาะสม น้ำมันจะถูกส่งไปยังท่อน้ำมันเล็กๆ บนหัวฉีด (หมายเลข 4) โดยมีเซ็นเซอร์ตรวจจับความดันการฉีดเชื้อเพลิง (fuel injection pressure, P_{inj}) อยู่ด้านบนของหัวฉีด ซึ่งทำหน้าที่ตรวจสอบความดันของน้ำมันที่เอาชนะแรงกดของสปริงบนเข็มหัวฉีด โดยบันทึกจากค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่อ่านได้จากออสซิลโลสโคป (หมายเลข 5) รุ่น Hantek

DSO5062BMT digital storage oscilloscope ขนาด bandwidth 60MHz แบบ real time sample 1Gs/s และ record length up to 2M และนำค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่อ่านได้มาสอบเทียบเป็นค่า P_{inj}



รูปที่ 2 ชุดทดสอบการสเปรย์เชื้อเพลิงระบบการฉีดเชื้อเพลิงแบบรางร่วม

ขณะที่การควบคุมการทำงานของระบบการฉีดเชื้อเพลิงแบบรางร่วมนี้ ใช้มอเตอร์ไฟฟ้า (หมายเลข 6) ซึ่งมีความเร็วรอบสูงสุด 1400 rpm ขนาด 10 h.p. ต่อกับอินเวอร์เตอร์ (หมายเลข 7) ที่ปรับความถี่สูงสุด 50 Hz เป็นอุปกรณ์ต้นกำลังในการขับปั๊มเชื้อเพลิงแรงดันสูง (หมายเลข 3) เพื่อส่งเชื้อเพลิงเข้าไปในรางร่วม (หมายเลข 2) และส่งเชื้อเพลิงไปที่หัวฉีด (หมายเลข 4) ซึ่งหัวฉีดที่ใช้เป็นแบบ 6 รู ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.02 mm ต่อเข้ากับห้องจำลองการฉีดเชื้อเพลิง (หมายเลข 8) ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 30 cm ความยาว 30 cm และความหนา 2.5 cm และสามารถเพิ่มความดันของอากาศภายในห้องจำลองได้สูงสุด 10 bar ขณะที่การควบคุมและตรวจสอบอัตราการไหลของเชื้อเพลิงใช้บิกเกอร์ขนาด 1000 ml (หมายเลข 9) ต่อทางเข้าปั๊มเชื้อเพลิงแรงดันสูง (หมายเลข 3)

ในการทดสอบการสเปรย์เชื้อเพลิงนั้น เริ่มต้นจากการอัดอากาศเข้าไปในห้องจำลอง 10 bar โดยใช้ปั๊มอัดอากาศ (หมายเลข 11) และตรวจสอบความดันของอากาศจากเกจวัดความดัน (หมายเลข 12) และอุณหภูมิภายในห้องจำลอง ต่อมาปรับความถี่ของอินเวอร์เตอร์คงที่ 10 Hz เพื่อให้มอเตอร์ขับปั๊มเชื้อเพลิง เพื่อผลักดันน้ำมันเข้าไปอยู่ในท่อรางร่วม และตรวจสอบค่า P_{cr} จากเครื่องหมายเลข 1 เมื่อค่า P_{cr} เหมาะสม ปรับปุ่ม a ที่เครื่องหมายเลข 1 เพื่อให้น้ำมันส่งไปยังหัวฉีด หลังจากนั้นทำการบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าของค่า P_{cr} และบันทึกค่า P_{inj} จากออสซิลโลสโคป (หมายเลข 5) ส่วนการวัดอัตราการไหลของน้ำมันนั้น ใช้ปริมาณน้ำมันคงที่ 20 ml และบันทึกเวลาที่ใช้ไปโดยจับเวลาผ่านนาฬิกาจับเวลา ซึ่งแสดงความละเอียด 0.01 sec ในขณะที่การบันทึกภาพการสเปรย์เชื้อเพลิงนั้น ใช้การถ่ายวีดีโอจากกล้องถ่ายรูปดิจิตอลแบบ DSLR รุ่น Cannon 650D (หมายเลข 13) ที่ใช้เซนเซอร์รับภาพแบบ CMOS APS-C และมีความละเอียดของภาพ 18 ล้านพิกเซล ต่อกับเลนส์ Tamron 70-300 do di marco (หมายเลข 14) และ

การจัดแสงใช้หลอดไฟแบบสปอร์ตไลน์ (หมายเลข 15) ขนาด 150 W แบบปรับแสงได้จำนวน 2 ชุด โดยมีการปรับมุมการฉายแสงของหลอดไฟเข้าไปจุดศูนย์กลางของหัวฉีดภายในห้องจำลองการฉีดเชื้อเพลิง (หมายเลข 8)

หลังจากนั้น นำไฟล์วีดีโอไปเข้าโปรแกรม photoshop เพื่อตัดภาพ และปรับแต่งรูปภาพ และนำภาพถ่ายการสเปรย์เชื้อเพลิงทุกภาพมาย่อขนาดให้เท่ากันที่อัตราส่วน 1:2 จากนั้นลากเส้นแกนสเปรย์ที่ความยาว 50 mm เส้นความยาวด้านบนและล่างของสเปรย์ และเส้นตัดกับเส้นทั้งสาม และบันทึกค่าระยะความกว้างของสเปรย์จากโปรแกรม เพื่อนำไปคำนวณมุมของการสเปรย์ (spray angle, θ) โดยคำนวณจากสมการที่ 1 [15] ดังนี้

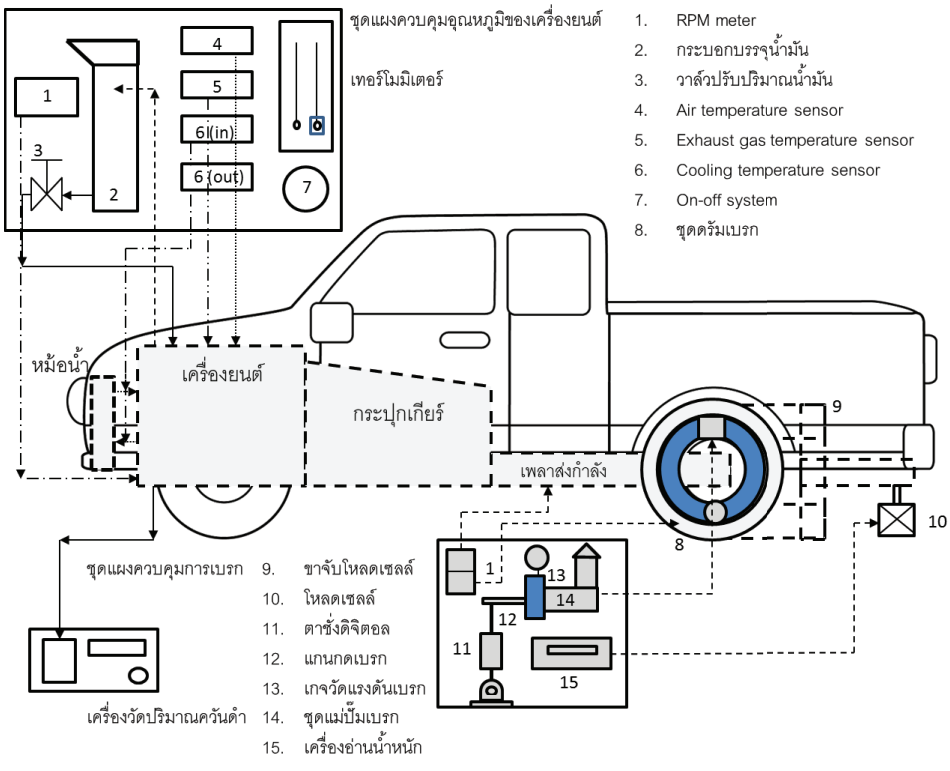
$$\theta = 2tan^{-1}\left(\frac{w}{2x_t}\right) \quad (1)$$

โดยที่ w = ความกว้างของสเปรย์ที่ขยายออกไป ที่ระยะ x_t = 50 mm

x_t = ความยาวของสเปรย์ที่ฉีดพุ่งออกจากหัวฉีด โดยกำหนดให้ความยาวของสเปรย์คงที่ 50 mm และเริ่มนับจากสเปรย์ถูกฉีดพุ่งออกจากรูของหัวฉีด

2.3 การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซล

การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลนั้น มีการจัดทำชุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ติดตั้งภายในรถยนต์แบบกระบะของบริษัทฟอร์ด รุ่น Ranger ดังแสดงในรูปที่ 3 โดยใช้เครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรง 4 สูบ 4 จังหวะขนาดความจุ 2500 cc ต่อกับระบบขับเคลื่อนล้อหลังที่ใช้กระปุกเกียร์แบบกลไก 5 เกียร์ ซึ่งมีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ 2 โดยส่วนหน้าของรถยนต์นั้น เครื่องยนต์ต่อกับหม้อน้ำของรถยนต์ และมีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล (ชนิดของไส้แบบ K ขนาดของไส้ 0.65 mm และมีอุณหภูมิใช้งานสูงสุด 1300 °C) ต่อกับเครื่องควบคุมอุณหภูมิ LT400-101000 เพื่อตรวจสอบอุณหภูมิต่างๆ ได้แก่ อุณหภูมิของอากาศเข้าท่อไอดี (หมายเลข 4) อุณหภูมิของแก๊สไอเสีย (หมายเลข 5) และอุณหภูมิทางเข้าและออกของระบบหล่อเย็น (หมายเลข 6)



รูปที่ 3 ชุดทดสอบสมรรถนะของรถยนต์แบบกระบะระบบขับเคลื่อนล้อหลัง

ตารางที่ 2 ข้อมูลของรถยนต์ที่ใช้ในการวิจัย

เครื่องยนต์	
รุ่น	FORD Ranger 2009 Single cab
ระบบฉีดเชื้อเพลิง	Direct injection
จำนวนกระบอกสูบ (Cyl)	4
กระบอกสูบ x ช่วงชัก (mm)	96 x 102
ปริมาตรกระบอกสูบ (cc)	2,497 cc
อัตราการส่วนอัด	18:1
กำลังงานสูงสุด (hp) /ความเร็วรอบ (rpm)	115 / 3200
แรงบิดสูงสุด (N-m) /ความเร็ว รอบ (rpm)	380 / 1800
ระบบส่งกำลัง	
ระบบขับเคลื่อน	ล้อหลัง
ระบบเกียร์	กระปุกเกียร์แบบกลไก 5 เกียร์
อัตราทดเกียร์	เกียร์ 1 : 3.72:1 เกียร์ 2 : 2.20:1 เกียร์ 3 : 1.50:1 เกียร์ 4 : 1.00:1 เกียร์ 5 : 0.79:1
อัตราทดเฟืองท้าย/รูปแบบ	4.56 : 1 / Open diff case

ขณะที่การตรวจสอบความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพลากลาง และเพลาท้ายใช้เครื่องแสดงผลแบบดิจิตอล รุ่น PM digital indicator RPM meter ที่มีความเที่ยงตรงในการวัด $\pm$0.05% (หมายเลข 1) ซึ่งต่อกับ proximity switch รุ่น SC40P-AE-35 NC ของบริษัท AECO ที่มีระยะตรวจจับ 0-35 mm ความไวในการทำงาน 10 Hz และ ระยะทำซ้ำ <10 % SN นอกจากนี้ มีการติดตั้งอุปกรณ์วัดอัตราการใช้เชื้อเพลิงโดยใช้บีกเกอร์ (หมายเลข 2) ขนาด 500 ml ซึ่งติดตั้งบนชุดแผงควบคุม และสุดท้ายมีการตรวจสอบปริมาณควันดำ โดยใช้อุปกรณ์วัดปริมาณควันดำ ช่วงการวัด 0.0-9.9 smoke number (SN)

ขณะที่การเพิ่มภาระงาน เพื่อตรวจสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์นั้น มีการดัดแปลงชุดระบบเบรกของรถยนต์ โดยใช้แม่ปั๊มเบรกของรถยนต์ (หมายเลข 14) ต่อเข้ากับชุดดรัมเบรก (หมายเลข 8) ของล้อหลัง เพื่อทำเป็นไดนาโมมิเตอร์แบบความเสียดทาน โดยอ่านค่าแรงดันเบรกจากเกจวัดความดัน (หมายเลข 13) และอ่านค่าแรงบิดหรือทอร์กจากเครื่องอ่านน้ำหนักที่มีความละเอียด 0.001 kg ซึ่งต่อกับโหลดเซลล์รุ่น ZEGA KBQS-A แบบ shear beam compression ขนาด 5 ตัน (หมายเลข 10) ที่ติดตั้งกับแกนกดเบรก (หมายเลข 9) และชุดดรัมเบรกล้อหลังของรถยนต์ฟอร์ดดังแสดงในรูปที่ 3

ขณะที่การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์นั้น เริ่มต้นจากการอุ่นเครื่องยนต์เป็นเวลา 15 นาที โดยไม่มีการเข้าเกียร์ และให้ภาระงาน เพื่อให้เครื่องยนต์มีสภาวะการทำงานคงที่ โดยสังเกตจากอุณหภูมิของระบบหล่อเย็นคงที่ 80 $^{\circ}$C และต่อมาทำการทดสอบตามสภาวะการทดสอบที่แสดงในตารางที่ 3 โดยเริ่มต้นจากการทดสอบการใช้น้ำมัน D100 เป็นเชื้อเพลิง และทำการบันทึกข้อมูลต่างๆ เพื่อนำไปใช้ในการศึกษาสมรรถนะของเครื่องยนต์ในแต่ละเกียร์ ได้แก่ ข้อมูลความเร็วรอบของเครื่องยนต์ เพลากลาง และเพลาท้าย ทอร์กที่ล้อของรถยนต์ อัตราการไหลของน้ำมัน และอุณหภูมิต่างๆ ได้แก่ อุณหภูมิอากาศเข้าท่อร่วมไอดี อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น อุณหภูมิแก๊สไอเสีย และปริมาณควันดำ

ตารางที่ 3 สภาวะการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์

รายการ	สภาวะที่กำหนด
ความเร็วรอบของเครื่องยนต์	1000-2500$\pm$50 rpm
เชื้อเพลิงที่ทดสอบ	D/ DE10/ DE20/ DE30/ DE40
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น	80$\pm$5 $^{\circ}$C
ภาระงาน	แรงดันเบรกสูงสุด
ปริมาณเชื้อเพลิง	20 ml
เกียร์ที่ทดสอบ	1 และ 5

หลังจากนั้น เปลี่ยนน้ำมันเชื้อเพลิง โดยใช้น้ำมัน DE10 จนถึงน้ำมัน DE40 และใช้เงื่อนไขในการทดสอบแบบเดียวกับการใช้น้ำมัน D100 ต่อมา นำข้อมูลต่างๆ ที่ได้จากการทดสอบมาคำนวณตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ ได้แก่ กำลังงานของเครื่องยนต์ (engine power, P_e) ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Bake Specific Fuel Consumption, BSFC) ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเบรก (Brake Specific Energy Consumption, BSEC) และประสิทธิภาพทางความร้อน (Thermal Efficiency, BTE) โดยคำนวณจากสมการที่ 2-6 [15-16] ดังนี้

$$\tau_w = \frac{\eta_t i_g i_f \tau_e}{100} \quad (2)$$

$$P_e = 2\pi \tau_e N_e \quad (3)$$

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_e} \quad (4)$$

$$BSEC = LHV.BSFC \quad (5)$$

$$BTE = \frac{P_e}{\dot{m}_f\, LHV} \quad (6)$$

โดยที่ τ_w = ทอร์กที่ล้อของรถยนต์ (N.m)

τ_e = ทอร์กของเครื่องยนต์ยนต์ (N.m)

η_t = ประสิทธิภาพการส่งกำลัง (%)

i_g = อัตราทดของเกียร์ที่

i_f = อัตราทดของเฟืองท้าย

N_e = ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm)

$\dot{m}_f$ = อัตราการไหลของน้ำมัน (kg/sec)

LHV = ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (MJ/kg)

ขณะที่การทดสอบได้มีการบันทึกข้อมูล 5 ครั้งและนำมาเฉลี่ยเป็น 1 ครั้งของการทดสอบ โดยทำการเก็บข้อมูลซ้ำๆ กันในระยะเวลา 2 เดือน เพื่อศึกษาและวิเคราะห์แนวโน้มของข้อมูลที่ได้รับ นอกจากนี้ ได้มีการหาค่าของปริมาณที่วัดหาได้จากการทดลอง เพื่อหาค่าเฉลี่ยของข้อมูลที่ทำการวัดทั้งหมด และค่าความคลาดเคลื่อนที่ได้จาก standard error โดยใช้สมการที่ 7 และ 8 ดังนี้

$$\overline{X} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} X_i \quad (7)$$

โดยที่ $\overline{X}$ = ค่าเฉลี่ย

n = จำนวนครั้งที่วัดข้อมูล

$$\text{Standard error} = \frac{SD}{\sqrt{n}} \quad (8)$$

โดยที่ SD = ค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตราฐานซึ่งหาได้จาก

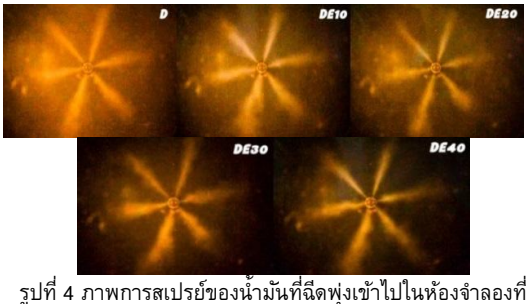
$$SD = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(X_i - \overline{X})^2}{n}}$$

ดังนั้น ค่าที่บันทึกของปริมาณ X นี้ คือ $\overline{X} \pm \frac{SD}{\sqrt{n}}$

3. ผลการวิจัยและวิจารณ์ผล

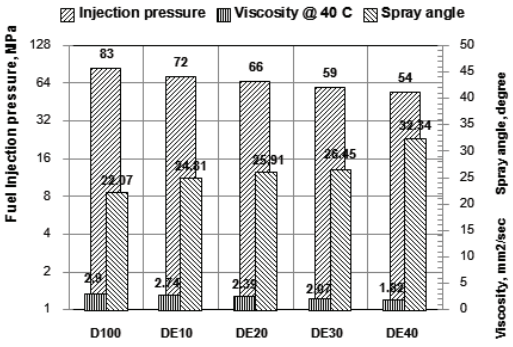
3.1 ผลการวิจัยการสเปรย์ของเชื้อเพลิง

ในรูปที่ 4 แสดงภาพถ่ายการสเปรย์น้ำมันดีเซลและน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-40 จริงที่มีการย่ออัตราส่วนของภาพเป็น 1:10 โดยสเปรย์พุ่งออกจากหัวฉีดเข้าไปในห้องจำลอง ณ ความดัน 10 bar และอุณหภูมิ 29 °C ที่ความเร็วของอินเวอร์เตอร์คงที่ 10 Hz และความเร็วรอบของมอเตอร์ 225 rpm ผลลัพธ์ที่ได้พบว่า การใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-40 ทำให้ความยาวของสเปรย์ที่ฉีดพุ่งออกจากหัวฉีด (x_t) สั้นกว่าน้ำมันดีเซล



รูปที่ 4 ภาพการสเปรย์ของน้ำมันที่ฉีดพุ่งเข้าไปในห้องจำลองที่ความดันภายในห้องจำลองคงที่ 10 bar

ในทางตรงกันข้าม น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-40 มีรูปกรวยสเปรย์ที่กว้างกว่าน้ำมันดีเซล เนื่องจากน้ำมันดีเซลผสมเอทานอล มีการแตกกระจายของหยดเชื้อเพลิงจากแกนของเหลว หรือแกนของสเปรย์ที่ออกจากรูหัวฉีดง่ายกว่า และระเหยกลายเป็นไอเชื้อเพลิงรวดเร็วกว่าน้ำมันดีเซล ทำให้มุม θ ของน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-40 มากกว่าน้ำมันดีเซล ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Park และคณะ [17] เนื่องจากการใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลในอัตราส่วนที่เพิ่มขึ้น กระตุ้นการแตกตัวของน้ำมัน เมื่อน้ำมันถูกฉีดออกจากรูของหัวฉีดปะทะกับอากาศภายในห้องจำลอง ทำให้การแตกเป็นละอองน้ำมันง่ายขึ้น มีละอองน้ำมันขนาดเล็กเพิ่มขึ้น อัตราการระเหยกลายเป็นไอรวดเร็วขึ้น และความหนาแน่นของไอระเหยเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น [17-18] เมื่อตรวจสอบมุม θ ของน้ำมันดีเซลและน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลดังแสดงในรูปที่ 5 ซึ่งแสดงผลลัพธ์ของมุมθ จากการคำนวณที่ระยะ x_t 50 mm โดยใช้อัตราส่วนของภาพ 1:2 พบว่า การใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-40 ทำให้มุม θ เพิ่มขึ้น 2.74-10.27 องศาเมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล



รูปที่ 5 ความดันของการฉีดน้ำมัน และมุมของการสเปรย์น้ำมัน

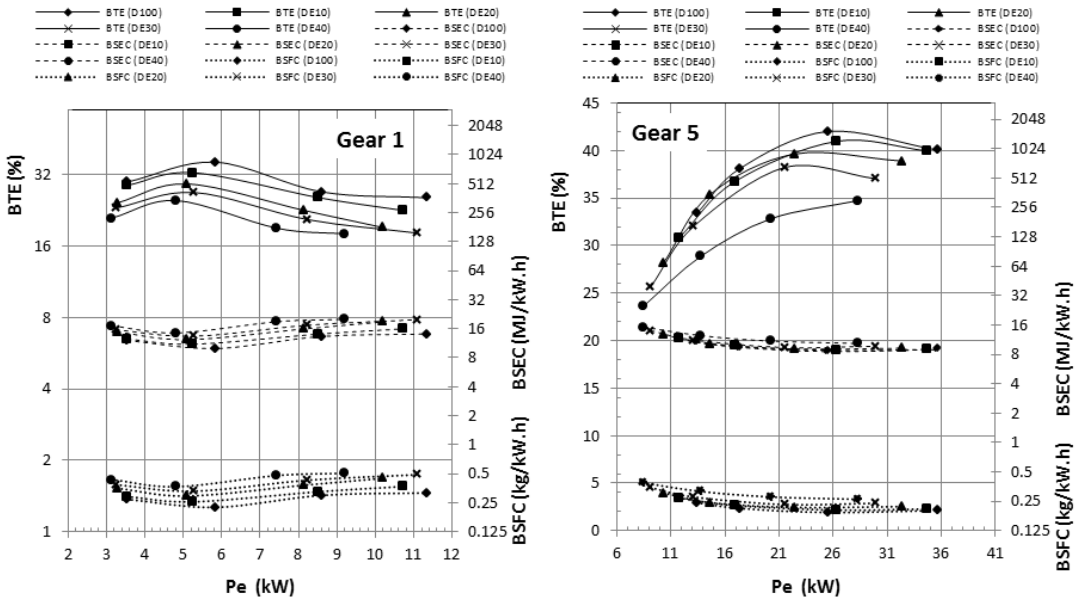
ขณะที่ตรวจสอบค่า P_{cr} พบว่า การใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-40 มีค่า P_{cr} เท่ากัน 83 MPa เนื่องจากเซนเซอร์ของความดันภายในรางร่วมถูกตั้งค่าไว้ ถ้าความดันภายในรางร่วมมีค่าไม่ถึงตามที่กำหนด จะไม่มีการส่งน้ำมันไปยังหัวฉีด อย่างไรก็ตาม เมื่อตรวจสอบค่า P_{inj} พบว่า การใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-40 ทำให้ค่า P_{inj} ลดลงร้อยละ 13.25-34.94 เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Labeckas และคณะ [1] และ Park และคณะ [18] เนื่องจากการผสมเอทานอลในอัตราส่วนที่เพิ่มขึ้น ทำให้ความหนืดของน้ำมันลดลง แต่ไม่ส่งผลกระทบต่อความดันภายในรางร่วม เพราะว่าความดันภายในรางร่วมมีค่าไม่ถึงตามที่กำหนด จะไม่มีการส่งน้ำมันไปยังหัวฉีด แต่ความดันของการฉีดลดลง เนื่องจากความดันในการอัดน้ำมันเพื่อยกเข็มน้ำมันในหัวฉีดลดลง เพราะว่าความสามารถในการอัดตัวได้เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ความดันของน้ำมันลงลง และเกิดความล่าช้าในการเอาชนะแรงกดของสปริงบนเข็มหัวฉีด ทำให้การเริ่มต้นของการฉีดน้ำมันช้าลง [1, 17-18]

ขณะที่ตรวจสอบค่าความคลาดเคลื่อนจากการทดสอบภายหลังการคำนวณโดยใช้สมการที่ 6 และ 7 พบว่า การทดสอบการสเปรย์ของเชื้อเพลิงนี้ มีค่า standard error ของการวัดความดันของการฉีดเชื้อเพลิงเท่ากับ $\pm$0.17 ขณะที่การวัดมุมของการสเปรย์มีค่า standard error จากค่าที่บันทึกของข้อมูลจริงโดยเฉลี่ย $\pm$0.47 โดยสาเหตุที่ทำให้ค่าความคลาดเคลื่อนของการวัดมุมของการสเปรย์สูง เนื่องจากข้อจำกัดความเร็วของกล้องในการบันทึกภาพและมีจุดที่เป็นหมอก เนื่องจากการปรับมุมของหลอดไฟ และการเพิ่ม ISO ของกล้องให้สูงขึ้น

3.2 ผลการวิจัยสมรรถนะของเครื่องยนต์

ในรูปที่ 6 แสดงผลของการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซล ขณะที่มีการขับเคลื่อนตำแหน่งเกียร์ 1 และเกียร์ 5 เมื่อใช้น้ำมันดีเซลและน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-40 โดยปริมาตรเป็นเชื้อเพลิง โดยทดสอบที่ความเร็วรอบ 1000-2500$\pm$50 rpm ตำแหน่งภาระงานสูงสุดที่กดจากโหลดเซลล์ของชุดดรัมเบรก ผลลัพธ์ที่ได้พบว่า การใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-40 เป็นเชื้อเพลิง ที่ตำแหน่งเกียร์ 1 และเกียร์ 5 ทำให้ P_e และ BTE ลดลง ขณะที่ BSFC และ BSEC เพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Labeckas และคณะ [1] เนื่องจากการเพิ่มเอทานอลในน้ำมันดีเซล ทำให้อัตราส่วนของคาร์บอนต่อไฮโดรเจน (carbon-to-hydrogen ratio (C/H) อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี (stoichiometric air-to-fuel ratio) ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง และเลขซีเทนลดลง ทำให้ P_e และ BTE ลดลง ขณะที่ BSFC และ BSEC เพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตาม การเปลี่ยนตำแหน่งเกียร์ของรถยนต์ ไม่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงผลลัพธ์ของสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ให้ออกมา เพราะว่าการใช้ตำแหน่งเกียร์ 1 เป็นการเพิ่มทอร์กของเครื่องยนต์ให้สูงขึ้น เพื่อเริ่มต้นการขับเคลื่อนของรถยนต์ และเอาชนะความเสียดทานจากชิ้นส่วนต่างๆ ของรถยนต์ และสภาพของถนน

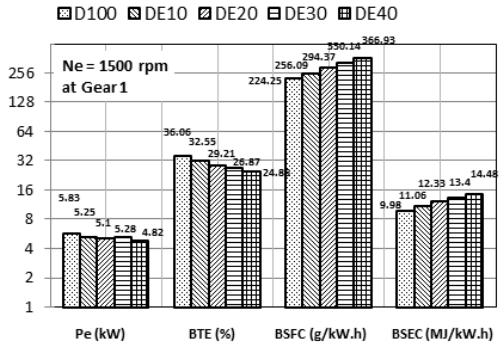
ขณะที่ตำแหน่งเกียร์ 5 เป็นการเพิ่มกำลังงานของเครื่องยนต์เมื่อรถยนต์มีการขับเคลื่อนปกติ แต่รูปที่ 6 (ข) ซึ่งแสดงกราฟสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ตำแหน่งเกียร์ 5 พบว่า ค่า BTE สูงกว่าร้อยละ 40 ซึ่งมีค่าสูงกว่าปกติ โดยที่ค่า BTH ของเครื่องยนต์ดีเซลโดยทั่วไปไม่ควรเกินร้อยละ 32-35 [15] ทั้งนี้มีสาเหตุมาจากการทดสอบนี้ เป็นการทดสอบสมรรถนะของรถยนต์ และอัตราทดที่ตำแหน่งเกียร์ 5 เท่ากับ 0.79:1 ส่งผลให้ความเร็วรอบที่อ่านจากเพลาล้อของรถยนต์เพิ่มขึ้น เมื่อนำไปคำนวณหากำลังงานที่ให้ออกมาจึงมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า BTH เพิ่มขึ้น [19]



(ก) สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่เกียร์ 1

(ข) สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่เกียร์ 5

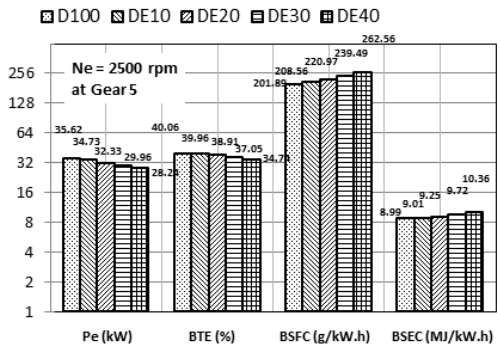
รูปที่ 6 สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-40



รูปที่ 7 สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1500 rpm ณ ตำแหน่งเกียร์ 1

เมื่อตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1500 rpm ณ ตำแหน่งเกียร์ 1 ซึ่งเป็นตำแหน่งที่ให้ทอร์กสูงสุดพบว่าการใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-30 เป็นเชื้อเพลิง ทำให้ค่า P_e ลดลงร้อยละ 9.88-12.52 และBTE ลดลงร้อยละ 9.75-25.48 ขณะที่ค่า $BSFC$ เพิ่มขึ้นร้อยละ 14.20-47.22 และ BSEC เพิ่มขึ้นร้อยละ 10.81-34.20 เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซลดังแสดงในรูปที่ 7 ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัย [1, 6-9]

ต่อมาทำการตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบ 2500 rpm ณ ตำแหน่งเกียร์ 5 ซึ่งเป็นตำแหน่งความเร็วรอบสูงสุดที่สามารถทดสอบได้ เนื่องจากการเพิ่มความเร็วรอบเกินกว่า 2500 rpm ทำให้เกิดความร้อนสะสมในชุดดรัมเบรกเพิ่มขึ้น และลดแรงเสียดทานของผ้าเบรกที่จับกับจานดรัมเบรก ทำให้ค่าแรงกดของโหลดเซลล์ และความความเร็วรอบของล้อไม่แน่นอน ส่งผลให้ค่า P_e ที่ให้ออกมามีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา



รูปที่ 8 สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 2500 rpm ณ ตำแหน่งเกียร์ 5

ดังนั้น ผลลัพธ์ของการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2500 rpm ณ ตำแหน่งเกียร์ 5 พบว่า การใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-30 เป็นเชื้อเพลิง ทำให้ค่า P_e ลดลงร้อยละ 2.50-15.99 และ BTE ลดลงร้อยละ 0.09-7.39 ขณะที่ค่า BSFC เพิ่มขึ้นร้อยละ 3.31-18.62 และ BSEC เพิ่มขึ้นร้อยละ 0.24-8.13 เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซลดังแสดงในรูปที่ 8 ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัย [1, 6-9] เนื่องจากการเพิ่มเอทานอลในน้ำมันดีเซล ทำให้ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงและเลขซีเทนลดลง

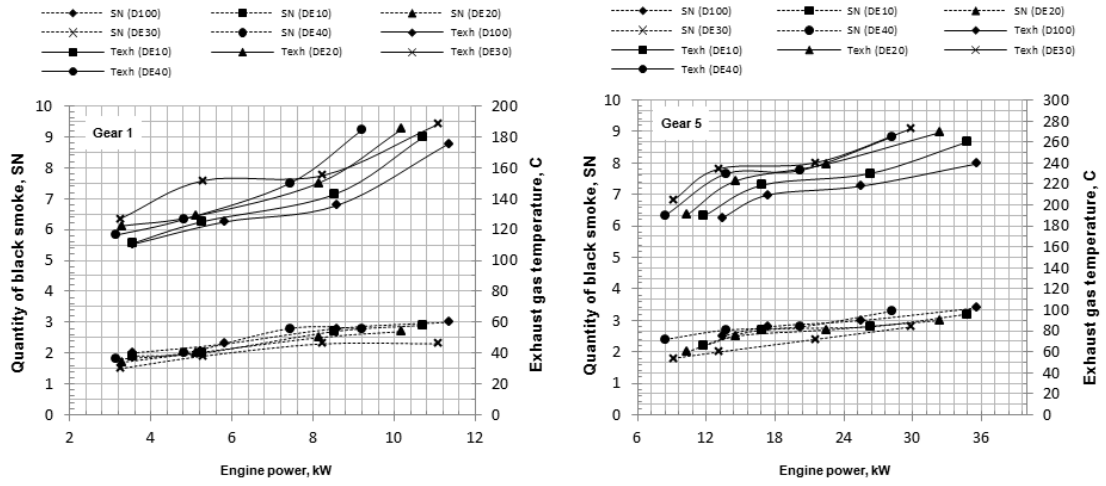
ยิ่งไปกว่านั้น ถ้าใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 40 เป็นเชื้อเพลิง ที่ตำแหน่งเกียร์ 1 พบว่า ค่า P_e ลดลงร้อยละ 17.30 และ BTE ลดลงร้อยละ 31.08 ขณะที่ค่า BSFC เพิ่มขึ้นร้อยละ 63.63 และ BSEC เพิ่มขึ้นร้อยละ 45.10 เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล และที่ตำแหน่งเกียร์ 5 พบว่า ค่า P_e ลดลงร้อยละ 20.73 และ BTE ลดลงร้อยละ 13.16 ขณะที่ค่า BSFC เพิ่มขึ้นร้อยละ 30.05 และ BSEC เพิ่มขึ้นร้อยละ 15.33 เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล ดังนั้น ถ้าผสมปริมาณของเอทานอลมากกว่าร้อยละ 30 ในน้ำมันดีเซล ทำให้กำลังงานของเครื่องยนต์ (P_e) และประสิทธิภาพทางความร้อน (BTE) ลดลงมากขึ้น และมีความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและพลังงานเพิ่มขึ้นมากด้วย

โดยสาเหตุที่ค่า P_e ลดลงนั้น เนื่องจากเอทานอลมีค่าความร้อนของเชื้อเพลิงต่ำกว่าน้ำมันดีเซลถึงร้อยละ 40.13 ดังนั้น เมื่อนำเอทานอลผสมน้ำมันดีเซลในอัตราส่วนที่เพิ่มขึ้น ทำให้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลมีค่าความร้อนของเชื้อเพลิงลดลงเมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซลดังแสดงในตารางที่ 1 ส่งผลให้กำลังงานของเครื่องยนต์ที่ให้ออกมาลดลงด้วย [1-2, 6-9] สำหรับค่า BTE ลดลงนั้น มีสาเหตุมาจากการเพิ่มเอทานอลในน้ำมันดีเซลมากขึ้น ทำให้ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง และเลขซีเทนลดลง และมีการสูญเสียกำลังงานกับระบบหล่อเย็นเพิ่มขึ้น เพราะว่ากระบวนการเผาไหม้ยาวนานขึ้นในช่วงจังหวะกำลังงาน [1] ทำให้กำลังงานที่ให้ออกมาน้อยกว่าพลังงานของเชื้อเพลิงที่ให้สำหรับเครื่องยนต์ ทำให้ค่า BTE ลดลง

ขณะที่ BSFC และ BSEC เพิ่มขึ้น มีสาเหตุมาจากน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลมีความหนืดและความหนาแน่นน้อยกว่าน้ำมันดีเซล ทำให้ความดันในการฉีดน้ำมันลดลง ส่งผลให้น้ำมันถูกฉีดออกจากรูหัวฉีดล่าช้าและลดลง [1, 17-18] และน้ำมันดีเซลผสมเอทานอล มีเลขซีเทนและค่าความร้อนของเชื้อเพลิงต่ำกว่าน้ำมันดีเซล [1-9] ดังนั้น ถ้าพิจารณาที่การให้กำลังงานที่เท่ากัน ส่งผลให้มีการใช้ปริมาณเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้น ทำให้ BSFC และ BSEC เพิ่มขึ้น ขณะที่ตรวจสอบค่าความคลาดเคลื่อนจากการทดสอบภายหลังการคำนวณโดยใช้สมการที่ 6 และ 7 พบว่า ค่า standard error จากการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ตำแหน่งเกียร์ 1 มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ $\pm$0.46 และค่า standard error จากการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ตำแหน่งเกียร์ 5 มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ $\pm$0.35

ในรูปที่ 9 แสดงผลของปริมาณ SN และ T_{exh} ที่ใช้สภาวะการทดสอบเดียวกับการทดสอบของสมรรถนะของเครื่องยนต์ ผลลัพธ์ที่ได้พบว่า การใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-40 เป็นเชื้อเพลิง ที่ตำแหน่งเกียร์ 1 และเกียร์ 5 ทำให้ปริมาณของ SN ลดลง และค่า T_{exh} เพิ่มขึ้นซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัย [10-14] โดยที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 1500 rpm ณ ตำแหน่งเกียร์ 1 ซึ่งเป็นตำแหน่งที่ให้ทอร์กสูงสุดพบว่า การใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-30 เป็นเชื้อเพลิง ทำให้ปริมาณของ SN ลดลงร้อยละ 8.70-17.40 และค่า T_{exh} เพิ่มขึ้น 1-27 $^{\circ}$C เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซลดังแสดงในรูปที่ 10

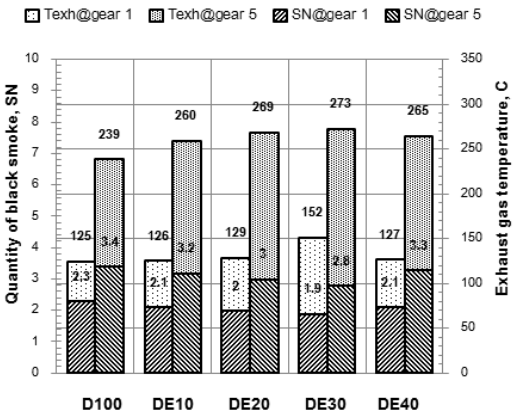
ขณะที่การใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 40 (DE40) ให้ผลลัพธ์ตรงกันข้าม โดยที่การใช้น้ำมัน DE40 ทำให้ปริมาณของ SN เพิ่มขึ้น และค่า T_{exh} ลดลง เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลในอัตราส่วนต่างๆ ขณะที่เปรียบเทียบกับน้ำมันดีเซลพบว่า ปริมาณของ *SN* ลดลงร้อยละ 8.70 และค่า T_{exh} เพิ่มขึ้น 2 $^{\circ}$C ส่วนการทดสอบที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ 2500 rpm ณ ตำแหน่งเกียร์ 5 พบว่า การใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-30 เป็นเชื้อเพลิง ทำให้ปริมาณของ SN ลดลงร้อยละ 5.89-17.65 และค่า T_{exh} เพิ่มขึ้น 21-34 $^{\circ}$C เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซลดังแสดงในรูปที่ 10 ขณะที่การใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 40 (DE40) ให้ผลลัพธ์ตรงกันข้าม โดยที่การใช้น้ำมัน DE40 ทำให้ปริมาณของ SN เพิ่มขึ้น และค่า T_{exh} ลดลง เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลในอัตราส่วนต่างๆ ขณะที่เปรียบเทียบกับน้ำมันดีเซลพบว่า ปริมาณของ SN ลดลงร้อยละ 2.94 และค่า T_{exh} เพิ่มขึ้น 26 $^{\circ}$C



(ก) ค่า SN และ T_{exh} ที่เกียร์ 1

(ข) ค่า SN และ T_{exh} ที่เกียร์ 5

รูปที่ 9 ปริมาณควันดำ (SN) และอุณหภูมิแก๊สไอเสีย (T_{exh}) ที่ใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-40



รูปที่ 10 ค่า SN และ T_{exh} ที่เกียร์ 1 (Ne = 1500 rpm) และที่เกียร์ 5 (Ne = 2500 rpm)

ดังนั้น ถ้าผสมปริมาณของเอทานอลมากกว่าร้อยละ 30 ในน้ำมันดีเซล ทำให้ปริมาณควันดำเพิ่มขึ้น และอุณหภูมิแก๊สไอเสียของเครื่องยนต์ลดลง ทั้งนี้สาเหตุที่ปริมาณของ SN ลดลง และค่า T_{exh} เพิ่มขึ้นจากการใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-30 นั้น เนื่องจากโครงสร้างของเอทานอลนั้น มีส่วนประกอบของออกซิเจน (O_2) รวมกับไฮโดรคาร์บอน เมื่อนำมาผสมกับน้ำมันดีเซลในอัตราส่วนของเอทานอลที่เพิ่มขึ้น และมีการทำปฏิกิริยากับอากาศ ทำให้มีปริมาณของ O_2 จำนวนมากในการทำปฏิกิริยากับไฮโดรคาร์บอนในปฏิกิริยาของการเผาไหม้ ส่งผลให้ช่วงเวลาของการเผาไหม้ และการปลดปล่อยพลังงานส่วนใหญ่ตกอยู่ในช่วงการเผาไหม้แบบเกิดขึ้นอย่างรวดเร็ว (premixed combustion) ทำให้อุณหภูมิการเผาไหม้เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า T_{exh} เพิ่มขึ้น และต่อมาเมื่อเปลวไฟลุกลามถึงที่บริเวณแกนกลางของสเปรย์พบว่า มีปริมาณ O_2 ที่เพียงพอต่อการเผาไหม้ในบริเวณนั้น ทำให้การเผาไหม้ และการปลดปล่อยพลังงานในช่วงการเผาไหม้แบบควบคุมการผสม (mixing-controlled combustion) ซึ่งในช่วงนี้เป็นช่วงที่มีการเผาไหม้บริเวณแกนกลาง หรือแกนของเหลวของสเปรย์ลดลง ทำให้ปริมาณ SN ลดลง [1, 10-14, 17-18]

4. สรุปผลการวิจัย

จากการทดสอบคุณสมบัติความเป็นเชื้อเพลิง การสเปรย์เชื้อเพลิง และสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ตำแหน่งเกียร์สูงสุดและต่ำสุดสามารถสรุปได้ดังนี้

1) การเพิ่มอัตราส่วนของเอทานอลในน้ำมันดีเซล ทำให้เกิดการแยกชั้นอย่างรวดเร็ว โดยอัตราส่วนของเอทานอลที่สามารถนำมาผสมกับน้ำมันดีเซลไม่ควรเกินร้อยละ 10-20 เนื่องจากมีเวลาการละลายเป็นเนื้อเดียวกันนานที่สุด ขณะที่การผสมน้ำมันดีเซลกับเอทานอลร้อยละ 10-40 ทำให้ค่าความหนาแน่นลดลงร้อยละ 1.43-2.50 ค่าความหนืดลดลงร้อยละ 5.52-37.24 และค่า

ความร้อนของเชื้อเพลิงลดลงร้อยละ 2.97-11.32 เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล

2) ผลจากการทดสอบการสเปร์ยของเชื้อเพลิง พบว่า การเพิ่มอัตราส่วนของเอทานอลในน้ำมันดีเซลร้อยละ 10-40 ทำให้มุมสเปรย์เพิ่มขึ้น 2.74-10.27 องศา เนื่องจากมีกระบวนการแตกเป็นละลองฝอยและระเหยกลายเป็นไอรวดเร็วขึ้น ขณะที่ความดันของการฉีดเชื้อเพลิงลดลงร้อยละ 13.25-34.94 เมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล เนื่องจากน้ำมันดีเซลผสมเอทานอลมีความหนืดและความหนาแน่นน้อยกว่าน้ำมันดีเซล ทำให้ความสามารถในการอัดตัวได้เพิ่มขึ้น

3) สมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้ตำแหน่งเกียร์ 1 และเกียร์ 5 ไม่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงผลลัพธ์ของสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ให้ออกมา โดยที่การใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-40 ให้กำลังงานและประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ลดลง ขณะที่ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและพลังงานจำเพาะเบรกเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับน้ำมันดีเซล

4) ปริมาณควันดำของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-30 ต่ำกว่า ขณะที่อุณหภูมิแก๊สไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 10-30 สูงกว่าน้ำมันดีเซล แต่การใช้น้ำมันดีเซลผสมเอทานอลร้อยละ 40 ทำให้ปริมาณควันดำเพิ่มขึ้น และอุณหภูมิแก๊สไอเสียของเครื่องยนต์ลดลง

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้จัดได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจากกองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน (สนพ.) ดังนั้น คณะผู้จัดขอกราบขอบพระคุณกองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน ที่ให้ทุนอุดหนุนการวิจัยนี้

เอกสารอ้างอิง

[1] Labeckas, G., Slavinskas, S., Lus, T., Klyus, O. and Mažeika, M. 2013. Combustion and performance parameters of a diesel engine operating on ethanol-diesel fuel blends. Scientific Journals, Maritime University of Szczecin, 36(108): 102-109.

[2] Kumar, S., Cho, J.H., Park, J. and Moon, I. 2013. Advances in diesel-alcohol blends and their effects on the performance and emissions of diesel engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 22: 46-72.

[3] Corkwell, K.C., Jackson, M.M. and Daly, D.T. 2003. Review of exhaust emissions of compression ignition engines operating on E-diesel fuel blends. SAE technical, series no. 2003-01-3283.

[4] Hansen, A.C., Zhang, Q. and Lyne, P.W.L. 2005. Ethanol-diesel fuel blends-a review. Bioresource Technology, 96: 277-285.

[5] อบ นิลผาย, ภูวดล แก้วคำจันทร์, อนุกูล บุญพิคำ, สุรชัย บวรเศรษฐนันท์, พงศ์พันธ์ แก้วตาทิพย์ และยศพงษ์ ลออนวล. 2555. ผลการประเมินเบื้องต้นของอัตราความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของรถโดยสารขนาดใหญ่ที่ใช้เอทานอล ED95 เป็นเชื้อเพลิงคันแรกในประเทศไทย. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 26, เชียงราย, ประเทศไทย, 24-27 ตุลาคม 2555.

[6] Al-Hassan, M., Mujafet, H. and Al-Shannag, M. 2012. An experimental study on the solubility of a diesel-ethanol blend and on the performance of a diesel engine fueled with diesel-biodiesel-ethanol blends. Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, 6(2): 147-153.

[7] Daheriya, L.K., Shrivastava, N. and Shrivastava, V. 2012. Experiment investigation of engine performance of a diesel engine operating on diesel ethanol blend. International Journal of Emerging trends in Engineering and Development, 2(6): 364-370.

[8] Gomasta, S and Mahla, S.K. 2012. An experimental investigation of ethanol blended diesel fuel on engine performance and emission of a diesel engine. International Journal on Emerging Technologies, 3(1): 74-79.

[9] Arapatsakos, C. 2009. Application of diesel–ethanol mixtures in tractor engine. International Journal of Energy and Environment, 3(2): 77-84.

[10] Lei, J., Bi, Y. and Shen, L. 2011. Performance and emission characteristics of diesel engine fueled with ethanol-diesel blends in different altitude regions. Journal of Biomedicine and Biotechnology, Volume 2011: Article ID 417421, 10 pages.

[11] Cole, R.L., Schaus, J.E., Mcpartlin, P., Poola, R.B. and Sekar, R.R. 2001. Effects of ethanol additives on diesel particulate and NOx emissions. SAE paper, no. 2001-01-1937.

[12] Ajav, E.A., Singh, B. and Bhattacharya, T.K. 1999. Experimental study of some performance parameters of a constant speed stationary diesel engine using ethanol diesel blends as fuel. Biomass and Bioenergy, 17: 357-65.

[13] Huang, J., Wanga, Y., Li, S., Roskilly, A.P., Yu, H. and Li, H. 2009. Experimental investigation on the performance and emissions of a diesel engine fuelled with ethanol-diesel blends. Applied Thermal Engineering, 29: 2484-2490.

[14] He, B.Q., Shuai, S.J., Wang, J. X. and He, H. 2003. The effect of ethanol blended diesel fuels on emissions from a diesel engine. Atmospheric Environment, 37: 4965-4971.

[15] Heywood, J.B. 1988. Internal Combustion Engine Fundamental. McGraw -Hill, New York, 491-558.

[16] Giri, N.K. 1979. Automobile Mechanics, Khanna Publishers.

[17] Han, P.S., Junepyo, C., Hyung J.K. and Chang, S.L. 2011. Influence of ethanol blends on the combustion performance and exhaust emission characteristics of a four-cylinder diesel engine at various engine loads and injection timings. Fuel, 90: 748-755.

[18] Han, P.S., Junepyo, C., Hyung, J.K. and Chang, S.L. 2012. Effect of early injection strategy on spray atomization and emission reduction characteristics in bioethanol blended diesel fueled engine. Energy, 39: 375-387.

[19] Lechner, G., Naunheimer, H. and Ryborz, J. 1999, Automotive Transmissions: Fundamental Selection, Design and Application. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Germany.