

ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลระบบ เชื้อเพลิงร่วม

Effects of Coolant Temperature on Diesel Dual Fuel Engine Operating Characteristics

กิตติศักดิ์ คำสินลา¹, ธเนศ อรุณศรีโสภณ^{1*} และ กฤษฎา วรรณทอง²

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตบางเขน
50 ถนนพหลโยธิน จตุจักร กทม. 10900

² ฝ่ายเทคนิคพลังงานประยุกต์และเครื่องยนต์ทดสอบ สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. บริษัท ปตท. จำกัด (มหาชน)
71 หมู่ 2 ตำบลสนับทึบ อำเภอวังน้อย จังหวัดพระนครศรีอยุธยา

*ผู้ติดต่อ: tanet.a@ku.ac.th, เบอร์โทรศัพท์ +66(0) 2942-8555 ต่อ 1841, เบอร์โทรสาร +66(0) 2579-4576

บทคัดย่อ

อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเป็นปัจจัยหนึ่งที่ส่งผลกระทบต่อการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วม งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อคุณลักษณะการเผาไหม้และการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วมซึ่งที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงในอัตรา 70% ของพลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมด ในการทดสอบได้ใช้เครื่องยนต์ดีเซลสี่สูบเทอร์โบชาร์จเจอร์ ขนาด 2494 cc ภายใต้สภาวะการทำงานคงที่ที่ความเร็วรอบ 1900 รอบต่อนาที โดยควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงดีเซลที่ 2.84 mg/cycle และก๊าซธรรมชาติที่ 8.5 mg/cycle ที่ส่วนผสมบางซึ่งมีค่า $\lambda = 1.6$ จังหวะการฉีดดีเซล $30^\circ - 50^\circ$ ก่อนศูนย์ตายบน และปรับเปลี่ยนอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น $45^\circ\text{C} - 95^\circ\text{C}$ อุณหภูมิอากาศขาเข้า 30°C

ผลการทดลองพบว่า การลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจาก $95^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C}$ ส่งผลให้เสถียรภาพการเผาไหม้แยลง และมีปริมาณไอเสียที่ออกจากห้องเผาไหม้มีสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มขึ้นอย่างชัดเจน ซึ่งเป็นผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงจาก 93% ถึง 72% (ที่จังหวะการฉีดดีเซล 35°) โดยสภาวะการทำงานเชื้อเพลิงร่วมทั้งหมดที่ทดสอบที่งานวิจัยนี้ พบว่ามีสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนและสารมลพิษอนุภาคที่ออกจากห้องเผาไหม้ในปริมาณที่ต่ำ ผลจากงานวิจัยนี้เป็นข้อมูลที่จะนำมาประกอบกับตัวแปรอื่นๆ ในการควบคุมการทำงานเพื่อปรับปรุงการทำงานเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วมต่อไป

คำหลัก: อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น, เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วม, เครื่องยนต์ดีเซล, ก๊าซธรรมชาติ, สารมลพิษ

Abstract

Coolant temperature is one of the factors that affect the combustion of diesel dual fuel engine. This research studied the effect of coolant temperature on diesel dual fuel engine operating characteristics for natural gas 70% by energy of total fuel. All experiments were performed in a 2494-cc four-cylinder turbocharger diesel engine under steady-state condition at 1900 rpm. Under this engine

condition, diesel fuel supply was controlled at 2.84 mg/cycle and natural gas fuel was at 8.5 mg/cycle. The corresponding lambda was 1.6. The diesel injection timing was varied from 30° to 50° BTDC and the coolant temperature was varied from 45°C to 95°C. For all experiments, the inlet air temperature was controlled at 30°C.

Results showed that reducing the coolant temperature from 95°C to 45°C deteriorated the combustion stability and caused the engine-out HC and CO emissions to increase significantly. This resulted in a decrease in the combustion efficiency from 93% to 72% (at diesel SOI of 35° BTDC). For all DDF conditions tested in the current study, the engine-out NOx and smoke emissions were very low. Results from this study will provide useful information for developments and calibrations of DDF engine operations.

Keywords: coolant temperature, diesel dual fuel engine, diesel engine, natural gas, emission

1. บทนำ

ปัจจุบันราคาน้ำมันดีเซลถีบตัวสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง ทำให้เชื้อเพลิงทางเลือกถูกนำมาใช้ในเครื่องยนต์ดีเซล ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงทางเลือกประเภทหนึ่งที่กำลังนิยมใช้กันอยู่ในปัจจุบัน ด้วยสถานะที่เป็นก๊าซจึงสามารถผสมกับอากาศได้ดี และยังมีราคาถูกกว่าเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ ก๊าซธรรมชาติมีองค์ประกอบส่วนใหญ่เป็นมีเทนมากกว่า 70% จึงทำให้ก๊าซธรรมชาติมีอุณหภูมิจุดระเบิดด้วยตัวเองสูง การทำงานแบบเครื่องยนต์ดีเซลไม่สามารถจุดระเบิดด้วยตัวเองด้วยการอัดส่วนผสมระหว่างก๊าซธรรมชาติกับอากาศได้ การฉีดดีเซลในช่วงจังหวะอัดเป็นอีกเทคนิคหนึ่งเพื่อเอื้ออำนวยแก่การจุดระเบิดของส่วนผสม การทำงานของเครื่องยนต์ Diesel Dual Fuel (DDF) นั้นคล้ายคลึงกับการทำงานของเครื่องยนต์ Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) ซึ่งมีลักษณะการทำงานผสมผสานระหว่างเครื่องยนต์ Spark Ignition (SI) และเครื่องยนต์ Compression Ignition (CI) [1], [2], [3]

เครื่องยนต์ DDF จะปล่อยสารมลพิษอนุภาค และสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนต่ำกว่า การทำงานแบบเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปในสภาวะการทำงานเดียวกัน [4], [5] ในทางกลับกันพบว่าเครื่องยนต์ DDF

มีปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่สูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซล [6]

การทดสอบการลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่เครื่องยนต์ต่างๆ อันได้แก่ เครื่อง SI, CI และ HCCI พบว่าปริมาณสารมลพิษมีแนวโน้มผลกระทบคล้ายคลึงกัน โดยที่ปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนมีแนวโน้มสูงขึ้น เมื่ออุณหภูมิน้ำหล่อเย็นลดลง และพบว่าปริมาณสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนสูงขึ้น ทั้งนี้อาจเนื่องมาจากอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ผนังห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้น ด้วยรูปแบบของกระบวนการเผาไหม้ที่มีการผสมกันของส่วนผสมล่วงหน้าของเครื่องยนต์ SI ทำให้ส่วนผสมบริเวณใกล้ผนังมีอุณหภูมิต่ำ ส่งผลให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันของกลไกการจุดระเบิดลดลง [7] เช่นเดียวกับเครื่อง HCCI การลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นส่งผลให้ตำแหน่งเริ่มต้นการจุดระเบิดล่าช้าและทำให้การเผาไหม้รุนแรงน้อยลง [8] และการลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นยังส่งผลต่อประสิทธิภาพ ความดันในกระบอกสูบ และอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ ซึ่งอาจส่งผลกระทบต่อปริมาณสารมลพิษดังได้กล่าวมาข้างต้น [9].

การปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 25° ไป 50° BTDC นั้นพบว่า การเผาไหม้เกิดล่าช้ามากขึ้น และส่งผลให้เสถียรภาพการเผาไหม้ในแบบ DDF แย่ลง และยังคงส่งผลให้ปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์เพิ่มขึ้น [10]

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาการปรับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าในช่วงระหว่าง 45°C - 95°C ซึ่งเป็นช่วงอุณหภูมิที่ได้ทำการทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์ DDF โดยในการทดสอบใช้อัตราส่วนโดยพลังงานของการใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมดอยู่ที่ 70% ภายใต้สภาวะความเร็วรอบคงที่ที่ 1900 รอบต่อนาที

2. อุปกรณ์และวิธีการ

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อคุณลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์ DDF โดยเครื่องยนต์วิจัยเครื่องนี้ได้ดัดแปลงมาจากเครื่องยนต์ดีเซลสี่สูบเทอร์โบชาร์จเจอร์ขนาด 2494 cc ที่ไม่ได้ติดตั้งอินเตอร์คูลเลอร์และเครื่องฟอกไอเสียเชิงเร่งปฏิกิริยา (catalytic convertor) รายละเอียดของเครื่องยนต์ได้แสดงอยู่ในตารางที่ 1 ข้อมูลบางส่วนของคุณสมบัติของน้ำมันดีเซล B2 และก๊าซธรรมชาติแสดงไว้ในตารางที่ 2

ตารางที่ 1 รายละเอียดเครื่องยนต์

Engine model	Toyota 2KD-FTV
Number of cylinders	4
Number of valves	16
Manifold	Cross-flow with turbocharger
Fuel system	Common-rail direct injection
Engine displacement	2,494 cc
Bore x Stroke	92 mm x 93.8 mm
Connecting rod	158.5 mm
Compression ratio	18.5:1

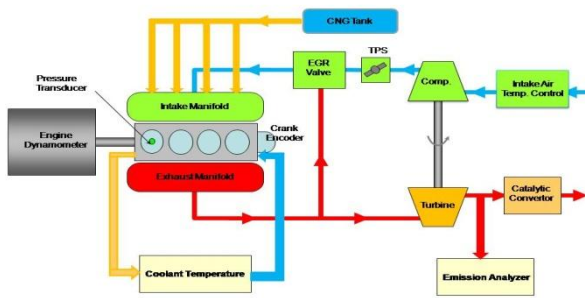
ตารางที่ 2 คุณสมบัติของเครื่องเพลิง

	Diesel (B2) [†]	Natural gas
LHV (MJ/kg)	42.8	34.14
MW (kg/kmole)	170 [‡]	22.20
(A/F)s	14.5	11.71
H/C	1.848	3.243
O/C	0.002	0.256
N/C	-	0.0353
Specific gravity	0.83	0.77

[†] เป็นค่าประมาณจากข้อมูลน้ำมันดีเซล (B0) และไบโอดีเซล (B5) ทดสอบโดยบริษัท ปตท. จำกัด (มหาชน)

[‡] อ้างอิงข้อมูลของ Light diesel จาก Heywood [13]

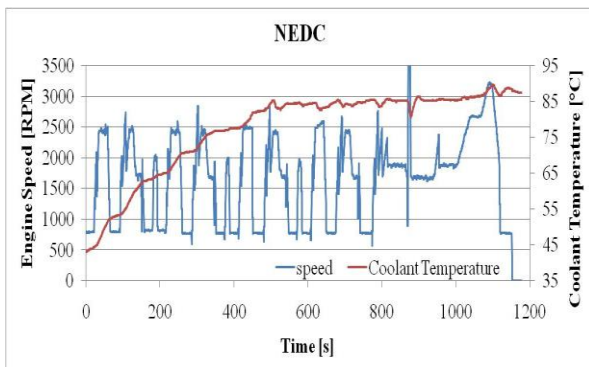
ภาพที่ 1 แสดงแผนผังของระบบชุดเครื่องมือทดสอบซึ่งได้รับการติดตั้งอุปกรณ์วิจัยโดยผู้ชำนาญการจาก AVL โดยระบบประกอบด้วยอุปกรณ์การวัดและควบคุมต่างๆ เช่น การวัดอัตราการใช้เชื้อเพลิง เครื่องควบคุมอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น เครื่องควบคุมปริมาณและอุณหภูมิเชื้อเพลิง ระบบอ่านค่าอุณหภูมิและความดัน ณ จุดต่างๆ และส่งค่าไปยังโปรแกรม AVL Puma Open เพื่อแสดงผลขณะผู้วิจัยใช้ชุดทดสอบ AVL Schneider Electric Power Drives ซึ่งมี Engine dynamometer ที่มีกำลังขับไม่เกิน 220 kW ทำหน้าที่ควบคุมความเร็วรอบและภาระงานของเครื่องยนต์วิจัย ในส่วนของการวิเคราะห์สารมลพิษไอเสียได้ใช้ชุดวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย Horiba MEXA-7100DEGR เพื่อวิเคราะห์ปริมาณความเข้มข้นของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนทั้งหมด (total hydrocarbons, THC หรือ HC) มีเทน (methane, CH₄) คาร์บอนมอนอกไซด์ (carbon monoxide, CO) คาร์บอนไดออกไซด์ (carbon dioxide, CO₂) ออกซิเจน (oxygen, O₂) และออกไซด์ของไนโตรเจน (oxides of nitrogen, NO_x)



รูปที่ 1 แผนผังของระบบชุดทดสอบเครื่องยนต์

จากข้อมูลการทดสอบรถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์ชนิดเดียวกันนั้น ชุดทดสอบ Chassis dynamometer โดยมีการขับเคลื่อนตามสภาวะ New European Driving Cycle (NEDC) ดังแสดงในภาพที่ 2 พบว่าที่สภาวะโหลดปานกลางที่ความเร็วรอบ 1900 รอบต่อนาที มีการใช้งานค่อนข้างบ่อย ผู้วิจัยจึงเลือกสภาวะนี้มาทำการทดสอบในโหมดการทำงานแบบ DDF ที่ Steady state โดยใช้ชุดทดสอบ Engine dynamometer ตามที่กล่าวไว้ข้างต้น

การทำงานของ DDF นั้นจะเริ่มต้นด้วยการทำงานแบบดีเซล จนกระทั่งอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นได้ตามที่ได้ออกแบบไว้ถึงจะเปลี่ยนเป็นการทำงานแบบ DDF ซึ่งทางผู้วิจัยได้ทำการทดลองที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ำถึง 45°C และสูงถึง 95°C ซึ่งเป็นการทำงานที่สภาวะ Overheat เพื่อดูผลกระทบจากอุณหภูมิต่ำไปสูง



รูปที่ 2 รูปแบบการขับเคลื่อนตามสภาวะ New European Driving Cycle (NEDC)

ในการวิเคราะห์ผลการทดลอง สมการที่ใช้คำนวณปริมาณเชื้อเพลิง ประสิทธิภาพเชิงความร้อน และประสิทธิภาพการเผาไหม้ มีดังนี้

$$\%ER = \frac{(\dot{m}_g LHV_{NG})}{(\dot{m}_g LHV_{NG}) + (\dot{m}_D LHV_D)} \quad (1)$$

โดยที่

$\%ER$ คือ เปอร์เซนต์พลังงานของก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงทั้งหมด

\dot{m}_g คือ อัตราการไหลของก๊าซธรรมชาติ (kg/hr)

\dot{m}_D คือ อัตราการไหลของน้ำมันดีเซล (kg/hr)

$$\eta_{th} = \frac{(3.6P)}{(\dot{m}_g LHV_{NG}) + (\dot{m}_D LHV_D)} \quad (2)$$

โดยที่

η_{th} คือ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์

P คือ กำลังของเครื่องยนต์ (kW)

$$\eta_c = \frac{(y_{CO} Q_{HV,CO}) + (y_{H_2} Q_{HV,H_2}) + (y_{HC} Q_{HV,HC})}{\left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_D + \dot{m}_A} LHV_D\right) + \left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_A} LHV_{NG}\right)} \quad (3)$$

โดยที่

η_c คือ ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของเครื่องยนต์

y_i คือ เศษส่วนโดยมวลของสาร i

$Q_{HV,i}$ คือ ค่าความร้อนของสาร i (MJ/kg)

\dot{m}_A คือ อัตราการไหลของอากาศ (kg/hr)

สำหรับอัตราส่วนอากาศ/เชื้อเพลิงสัมพัทธ์คำนวณได้จาก

$$\lambda = \frac{(\dot{m}_A)/(\dot{m}_g + \dot{m}_D)}{AFs} \quad (4)$$

หลังจากติดตั้งอุปกรณ์เสร็จก็ทำการทดสอบเครื่องยนต์ DDF โดยทำการหมุนเครื่องยนต์ให้ได้ความเร็ว 1900 รอบต่อนาที จากนั้นทำการควบคุมพารามิเตอร์ต่าง ๆ ตามตารางที่ 3 เมื่อสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์เข้าสู่สภาวะการทำงานคงที่ซึ่ง

อาจสังเกตได้จากอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์ที่เปลี่ยนแปลงประมาณ $\pm 2^{\circ}\text{C}$ จึงทำการบันทึกข้อมูลผลการทดลอง เช่น ค่าความดันในระบบสูบ อุณหภูมิ ความดัน อัตราการไหลของเชื้อเพลิง อัตราการไหลของอากาศ และความเข้มข้นของสารมลพิษในก๊าซไอเสีย เพื่อนำไปวิเคราะห์ต่อไป คณะผู้วิจัยเลือกทำการปรับมุมการฉีดดีเซลในช่วง $30^{\circ} - 50^{\circ}$ ก่อนถึงจุดศูนย์ตายบน ซึ่งเป็นช่วงที่เครื่องยนต์เชื้อเพลิงร่วมทำงานได้ค่อนข้างสม่ำเสมอ [11] โดยในการทดสอบทั้งหมดได้ควบคุมอุณหภูมิอากาศก่อนทางเข้าคอมเพรสเซอร์ไว้ที่ 30°C โดยใช้ชุดควบคุมอุณหภูมิอากาศ

ตารางที่ 3 ตารางพารามิเตอร์ต่าง ๆ ในการทดสอบ

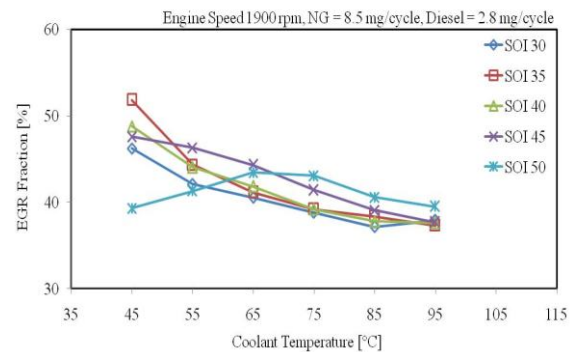
โหมดการทำงาน	เชื้อเพลิงร่วม	ดีเซล
ความเร็วรอบเครื่องยนต์	1900 รอบต่อนาที	1900 รอบต่อนาที
อุณหภูมิอากาศ	30°C	30°C
อุณหภูมิน้ำมันเครื่อง	95°C	95°C
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น	$45^{\circ}\text{C}, 55^{\circ}\text{C}, 65^{\circ}\text{C}, 75^{\circ}\text{C}, 85^{\circ}\text{C}, 95^{\circ}\text{C}$	85°C
น้ำมันดีเซล	2.8 mg/cycle	9.65 mg/cycle
ก๊าซธรรมชาติ	8.5 mg/cycle	-
ความดันน้ำมันดีเซล	55.8 MPa	55.8 MPa
%ER	70%	-
จังหวะมุมการฉีดน้ำมันดีเซล	$30^{\circ}, 35^{\circ}, 40^{\circ}, 45^{\circ}$ และ 50° ก่อน TDC	ฉีด 2 ครั้งที่ 14.2° และ 0.1° ก่อน TDC

หมายเหตุ: พลังงานของเชื้อเพลิงทั้งหมด = 142 MJ/hr

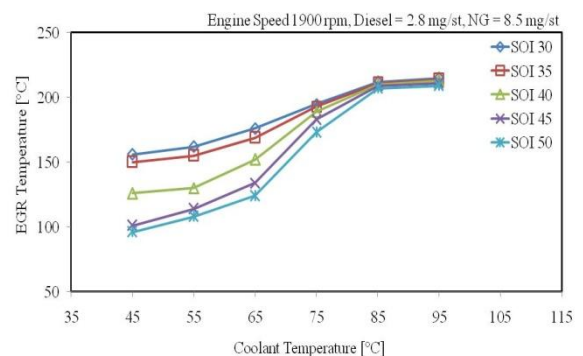
3. ผลการทดลองและวิจารณ์

จากผลการทดลอง พบว่าการปรับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นลดลงจาก 95°C ถึง 45°C ส่งผลให้สัดส่วนการใช้ EGR มีการเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก ดังแสดงในรูปที่ 3 และพบว่าการปรับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นลดลง

ส่งผลให้อุณหภูมิ EGR มีแนวโน้มอุณหภูมิที่ต่ำลง ซึ่งผลกระทบต่ออุณหภูมิ EGR จะมากขึ้นเมื่อปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° ถึง 50° ก่อนศูนย์ตายบน ดังแสดงในรูปที่ 4

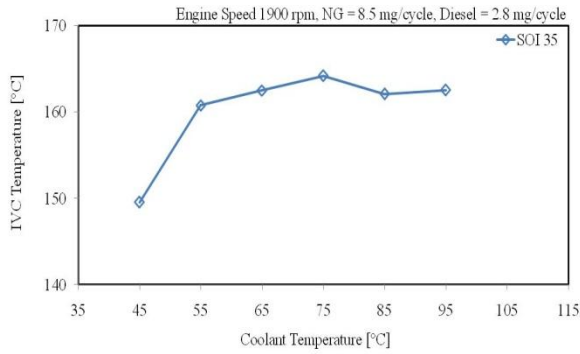


รูปที่ 3 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อสัดส่วนการใช้ EGR เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซล

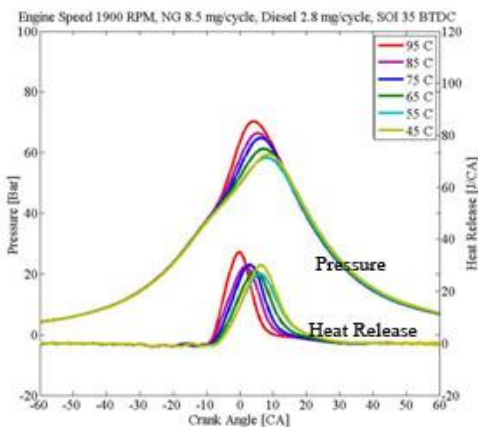


รูปที่ 4 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ออุณหภูมิ EGR เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซล

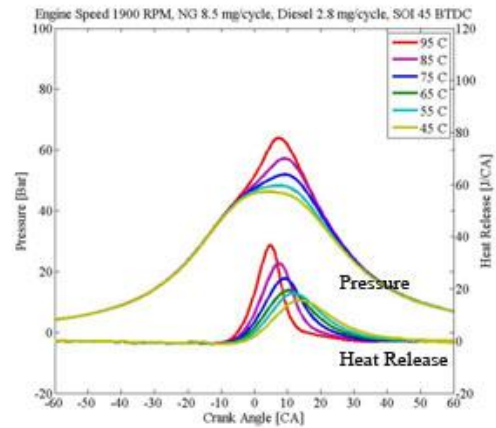
จากสมมุติฐานของการผสมกันของก๊าซอุดมคติ เนื่องจากปริมาณของสัดส่วนการใช้ EGR มีการเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก และการทดลองนี้ควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงกับอากาศคงที่ พบว่าการปรับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นลดลงจาก 95°C ถึง 55°C ส่งผลให้ ณ ตำแหน่งปิดวาล์วไอดี (IVC) มีอุณหภูมิของส่วนผสมในห้องเผาไหม้ที่ลดลง โดยที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น 45°C อุณหภูมิ IVC ลดลงประมาณ 12°C ดังแสดงในรูปที่ 5 จากข้อมูลการทดลอง



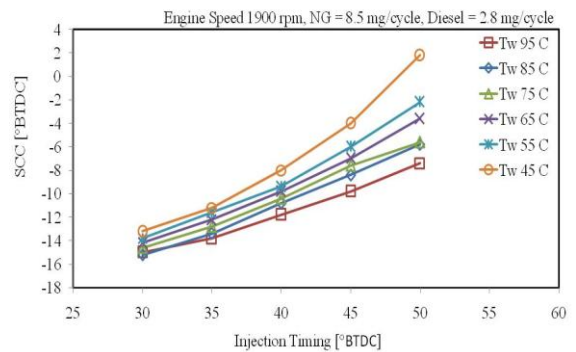
รูปที่ 5 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ออุณหภูมิ IVC จังหวะมุมการฉีดดีเซลที่ 35 ก่อนศูนย์ตายบน จากการวิเคราะห์ความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อนในกระบอกสูบ ที่หนึ่ง พบว่าการเผาไหม้ของการทำงานแบบ DDF มีความรุนแรงน้อยลงเมื่ออุณหภูมิน้ำหล่อเย็นลดลงจาก 95°C ถึง 45°C ดังแสดงในรูปที่ 6 และรูปที่ 7 การปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° เป็น 50° ก่อนศูนย์ตายบน ส่งผลให้ตำแหน่งเริ่มการเผาไหม้ล่าช้าขึ้น โดยที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่ำลง จังหวะการฉีดดีเซลที่เปลี่ยนแปลงจะยิ่งส่งผลที่ชัดเจนขึ้นต่อการเปลี่ยนแปลงจังหวะการจุดระเบิด ดังแสดงในรูปที่ 8



รูปที่ 6 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซล 35° BTDC

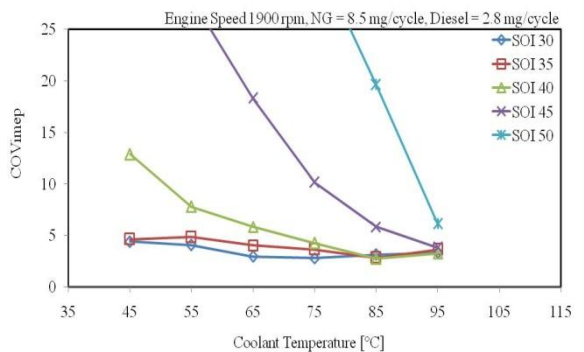


รูปที่ 7 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อความดันในกระบอกสูบและอัตราการปลดปล่อยพลังงานความร้อน ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซล 45° BTDC



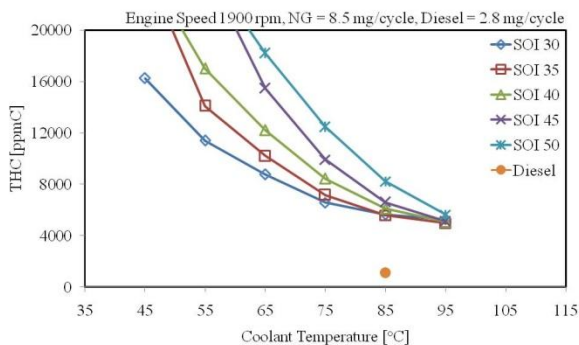
รูปที่ 8 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อตำแหน่งเริ่มต้นการเผาไหม้ เมื่อปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซล จาก 30° ถึง 50° BTDC

จากรูปที่ 9 พบว่าเสถียรภาพเผาไหม้แยกลงเมื่อลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ผลกระทบจะส่งผลชัดเจนมากขึ้นเมื่อปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° - 50° ก่อนศูนย์ตายบน

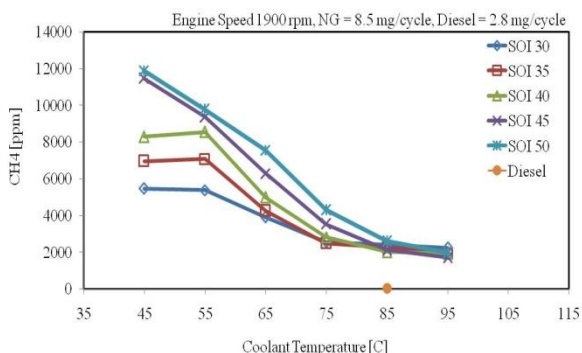


รูปที่ 9 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อเสถียรภาพการเผาไหม้เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซล

ด้วยรูปแบบของกระบวนการเผาไหม้ที่มีการผสมกันของส่วนผสมล่วงหน้า การเผาไหม้แบบ DDF จึงมีปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนสูงกว่าการทำงานแบบดีเซลทั่วไปที่สภาวะเดียวกันประมาณ 5250 ppmC การปรับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นลดลงจาก 95°C เป็น 45°C ส่งผลให้ปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นประมาณ 9000 - 12000 ppmC ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° - 50° ก่อนศูนย์ตายบน ซึ่งบางจังหวะมุมการฉีดดีเซลพบว่าปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนมีมากกว่าความสามารถของเครื่องมือวัด (20000 ppmC) ดังแสดงในรูปที่ 10 การเพิ่มขึ้นของปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอน อาจเกิดจากการลดลงอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ส่งผลให้อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ต่ำลง ทำให้ส่วนผสมจุดระเบิดได้ยากขึ้น [8], [9] และจากรูปที่ 11 พบว่าปริมาณสารมลพิษมีเทนเพิ่มขึ้นเมื่อลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเช่นกัน



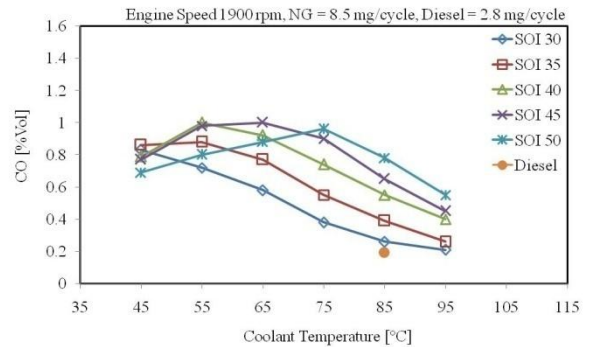
ภาพที่ 10 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ HC ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซล



ภาพที่ 11 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ CH4 ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซล

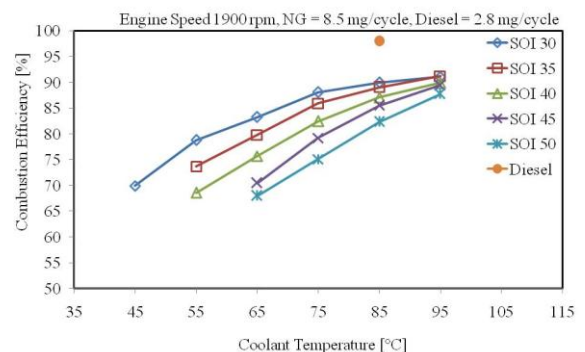
จากภาพที่ 12 พบว่าการทำงานแบบ DDF มีปริมาณสารมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์สูงกว่าการ

ทำงานแบบดีเซลประมาณ 0.19 % โดยปริมาตร การลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจาก 95°C เป็น 45°C ส่งผลให้ปริมาณสารมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น แต่ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 40° เป็น 50° ก่อนศูนย์ตายบน พบว่าปริมาณสารมลพิษคาร์บอนมอนอกไซด์มีแนวโน้มที่เปลี่ยนไปตามภาพที่ 12



รูปที่ 12 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ CO ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซล

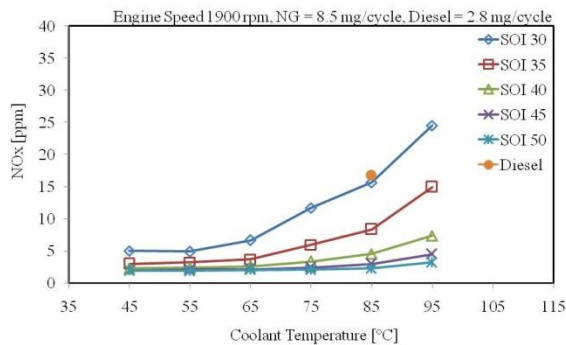
จากรูปที่ 13 พบว่าประสิทธิภาพการเผาไหม้ของการทำงานแบบดีเซลที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น 85°C สูงขึ้น 98% ในขณะที่การทำงานแบบ DDF ที่สภาวะการทำงานเดียวกันมีประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงประมาณ 6% เมื่ออุณหภูมิน้ำหล่อเย็นลดลงจาก 95°C ถึง 45°C ส่งผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงประมาณ 19% - 21% ที่จังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° - 50° ก่อนศูนย์ตายบน



รูปที่ 13 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซล

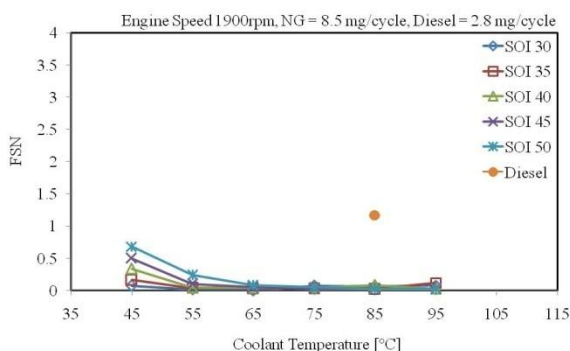
ปริมาณสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนในการทำงานแบบ DDF ต่ำกว่าการทำงานแบบดีเซลเล็กน้อย และมีแนวโน้มลดลงเมื่อปรับอุณหภูมิน้ำหล่อ

เย็นลดลงจาก 95°C เป็น 45°C ซึ่งผลกระทบจะมากขึ้นเมื่อจังหวะมุมการฉีดดีเซลเข้าใกล้ศูนย์ตายบนมากขึ้นจาก 50° เป็น 30° ก่อนศูนย์ตายบน ดังแสดงในรูปที่ 14 การลดลงของปริมาณสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจน เป็นผลมาจากอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ลดลง ทำให้อัตราการก่อนตัวของออกไซด์ของไนโตรเจนลดลง [11]



รูปที่ 14 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อ NOx ในไอเสีย เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซล

ในการทำงานแบบ DDF โดยทั่วไปจะมีสารมลพิษอนุภาคในปริมาณต่ำ การลดลงของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจาก 95°C เป็น 45°C ส่งผลต่อปริมาณสารมลพิษอนุภาคเล็กน้อย แต่การปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลส่งผลชัดเจนกว่า อาจเนื่องจากการปรับจังหวะมุมการฉีดนั้นส่งผลกระทบต่อกระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ DDF มากกว่าการปรับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ดังแสดงในรูปที่ 15



รูปที่ 15 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่อสารมลพิษอนุภาคในไอเสียซึ่งวัดจาก Filtered smoke number (FSN) เมื่อปรับเปลี่ยนจังหวะมุมการฉีดดีเซล

4. สรุปผลการทดลอง

การปรับลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ทำให้ส่วนผสมจุดระเบิดล่าช้าขึ้นและเสถียรภาพการเผาไหม้ที่แยกลง จากข้อมูลการวิเคราะห์ความดันในกระบอกสูบที่หนึ่ง พบว่าการเผาไหม้ของการทำงานแบบ DDF มีความรุนแรงลดลงเมื่อลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น และการปรับจังหวะมุมการฉีดดีเซลจาก 30° เป็น 50° ก่อนศูนย์ตายบน ก็ช่วยลดความรุนแรงของการเผาไหม้ลงเช่นกัน แต่อย่างไรก็ตามการลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นส่งผลต่อปริมาณสารมลพิษไฮโดรคาร์บอนและคาร์บอนมอนอกไซด์ที่เพิ่มขึ้นอย่างชัดเจน ซึ่งเป็นผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้แยกลง ในสภาวะการทำงานแบบ DDF ที่ทดสอบทั้งหมดที่ศึกษาพบว่า มีสารมลพิษออกไซด์ของไนโตรเจนและสารมลพิษอนุภาคที่ออกมาจากห้องเผาไหม้ในปริมาณที่ต่ำมาก

5. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบพระคุณผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เอกไท วิโรจน์สกุลชัย ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ที่ให้คำปรึกษาและข้อเสนอแนะเกี่ยวกับทฤษฎีการทำงานของเครื่องยนต์สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. ที่ให้ความเอื้อเฟื้อได้ใช้อุปกรณ์และห้องทดสอบเครื่องยนต์ทั้งหมด คุณชนันชัย เตพิมลรัตน์ คุณอนิรุทธิ์ น้อยเพ็ง คุณณภูมิ ไวกฤษณ์ และคุณกาญจนะ ชาวบ้านเกาะ สำหรับการติดตั้งและแก้ปัญหาห้องทดสอบ คุณกิตติพงษ์ เขียววาจา สำหรับการพัฒนาโปรแกรมเพื่อควบคุมตัวแปรในการทดสอบเครื่องยนต์ และท้ายที่สุดคณะผู้วิจัยขอขอบคุณที่มงานวิศวกรจากบริษัท AVL SEA & Australia Co.,Ltd. สำหรับคำปรึกษาเรื่องการใช้อุปกรณ์

5. เอกสารอ้างอิง

[1] M. Iida, T. Aroonsrisopon, M. Hayashi, D. Foster, and J. Martin. (2001). The Effect of Intake Air Temperature, Compression Ratio and Coolant Temperature on the Start of Heat Release in an HCCI (Homogeneous Charge Compression

- Ignition) Engine, *SAE Technical Paper 2001-01-1880/4278*.
- [2] R. J. Iverson. (2003). Investigations into the Effects of Intake Charge Preheating and Intake Charge Unmixedness on Gasoline Fueled Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion. *Master of Science (Mechanical Engineering) thesis thesis, University of Wisconsin – Madison*.
- [3] W.L. Easley, A. Agarwal and G.A. Lavoie. (2001). Modeling of HCCI Combustion and Emissions Using Detailed Chemistry. *SAE Technical Paper 2001-01-1029*.
- [4] T.F. Yusaf, M.T.A.A. Atabi, D. Buttsworth. (2001). Engine Performance and Exhaust Gas Emissions Characteristics of (CNG/Diesel) Dual-Fuel Engine. *SAE Technical Paper 2001-01-1808*.
- [5] M.D. Checkel, P.E. Newman, B.H. Vant der bee and I. Pollak. (1993). Performance and Emissions of a Converted RABA 2356 Bus Engine in Diesel and Dual Fuel Diesel/Natural Gas Operation. *SAE Technical Paper 931823*.
- [6] R.G. Papagiannakis, P.N. Kotsiopoulos, T.C. Zannis, E.A. Yfantis, D.T. Hountalas and C.D. Rakopoulos. (2010). Theoretical study of the effects of engine parameters on performance and emissions of a pilot ignited natural gas diesel engine. *Energy 35 (2010) 1129-1138*.
- [7] P. Guillemot, B. Gatellier and P. Rouveiolles. (1994). The Influence of Coolant Temperature on Unburned Hydrocarbon Emissions from Spark Ignition Engine. *SAE Technical Paper 941962*.
- [8] N. Milovanovic, D. Blundell, R. Pearson, J. Turner, and R. Chen. (2005). Enlarging the Operational Range of a Gasoline HCCI Engine By Controlling the Coolant Temperature. *SAE Technical Paper 2005-01-0157*
- [9] A.J. Torregrosa, P. Olmeda, J. Martin, and B. Degraeuwe. (2006). Experiments on the influence of inlet charge and coolant temperature. *Experimental Thermal and Fluid Science 30 (2006) : 633 – 641*.
- [10] T. Tepimonrat, K. Kamsinla, E. Wirojsakunchai, T. Aroonsrisopon and K. Wannatong. (2011). Use of Exhaust Valve Timing Advance for High Natural Gas Utilization in Low-Load Diesel Dual Fuel Operation. *SAE Technical Paper 2011-01-1767*.
- [11] T. Aroonsrisopon, M. Salad, E. Wirojsakunchai, and N. Akarapanjavit. (2009). Injection Strategies for Operational Improvement of Diesel Dual Fuel Engines under Low Load Conditions. *SAE Technical Paper 2009-01-1855*.
- [12] J.B. Heywood. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Book Company, ISBN 0-07-100499-8