



การพัฒนาเทคนิคการวัดระยะยกเข็มหัวฉีดและช่วงเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง

DEVELOPMENT OF A MEASUREMENT TECHNIQUE OF NEEDLE LIFT AND START OF INJECTION

นาวี นันตะภาพ^{1*} คณากร ขุนอาจ¹ ธนาภรณ์ ไตรรส¹ ณัฐพล แอบคา¹ อัจฉรา ไชยยา¹ และ รณชาติ มั่นศิลป์²

¹ ห้องปฏิบัติการวิจัยการเผาไหม้และยานยนต์ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา เลขที่ 128 หมู่ 1 ถนนห้วยแก้ว ตำบลช้างเผือก อำเภอเมือง จังหวัดเชียงใหม่ 50300 *nav@rmu.ac.th, 053-921444 ต่อ 2200

² ห้องปฏิบัติการวิจัยการเผาไหม้และยานยนต์ วิทยาลัยเทคโนโลยีและสหวิทยาการ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา เลขที่ 98 หมู่ 8 ตำบลป่าป้อง อำเภอดอยสะเก็ด จังหวัดเชียงใหม่ 50220 ronnachart@rmu.ac.th, 053-266516 ต่อ 2001

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาเทคนิคการวัดระยะยกเข็มหัวฉีดและเวลาเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิง หัวฉีดของเครื่องยนต์ดีเซล 4 จังหวะ แบบ 1 สูบ ปริมาตรกระบอกสูบ 406 ซีซี ยี่ห้อ Mitsuki รุ่น 186F ถูกนำมาติดตั้งอุปกรณ์วัดระยะยกเข็มหัวฉีด ด้วยเซนเซอร์ฮอลล์เอฟเฟคและแม่เหล็กแรงสูงชนิดไอโดเมียมติดไว้ที่ก้านส่งแรง เซนเซอร์ฮอลล์เอฟเฟคจะวัดระดับความเข้มของสนามแม่เหล็กในขณะที่เข็มหัวฉีดมีการเคลื่อนที่ และแปลงความเข้มของสนามแม่เหล็กมาเป็นแรงดันไฟฟ้าซึ่งสัมพันธ์กับระยะยกของเข็มหัวฉีด การวัดระยะของเซนเซอร์ฮอลล์เอฟเฟคถูกตรวจสอบความถูกต้องด้วยไมโครมิเตอร์ก่อนการทดสอบจริง หัวฉีดที่ติดตั้งเซนเซอร์ถูกนำไปทดสอบที่ความเร็วรอบ 1,500 2,000 2,500 และ 3,000 rpm และที่ 25% 50% และ 75% ของภาระเครื่องยนต์สูงสุด แรงดันในการฉีด 200 bar จากผลการทดสอบพบว่า ระบบการวัดระยะยกเข็มหัวฉีดที่ถูกพัฒนาขึ้นมาสามารถทำการตรวจวัดระยะยกเข็มหัวฉีดและช่วงการฉีดเชื้อเพลิงได้ทุกภาระการทำงาน โดยที่เข็มหัวฉีดจะมีระยะยกน้อยและช่วงการฉีดเชื้อเพลิงสั้นเมื่อเครื่องยนต์มีความเร็วรอบต่ำ เนื่องจากเครื่องยนต์ยังมีความต้องการใช้ปริมาณเชื้อเพลิงที่น้อย แต่ที่เครื่องยนต์ความเร็วรอบสูงขึ้นความต้องการใช้ปริมาณเชื้อเพลิงที่เพิ่มขึ้น จะทำให้มีช่วงการฉีดและระยะยกเข็มหัวฉีดเพิ่มขึ้น และเมื่อนำระยะยกเฉลี่ยของเข็มหัวฉีดเทียบกับปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงพบว่ามีความสัมพันธ์กันอย่างมีนัยสำคัญ

Abstract

The objective of this research is to study and develop a measurement technique of needle lift and start of injection. An injector of a four-stroke single-cylinder diesel engine (Mitsuki-186f) was connected with hall effect sensors and Neodymium magnetic, where it is at the end of the needle. The hall effect sensors measure magnetic field during the needle is moving, and converse the magnetic field intensity to voltage related to the needle lift. Distances measuring by hall effect sensors were calibrated by micrometer. The injector with installed sensors was tested at engine speeds and loads of 1500, 2000, 2500 and 3000 rpm and 20, 50 and 75 % of full load, respectively. The injection pressure was set at 200 bar. Results show that at all engine load, lower needle lift and shorter injection duration occurred at low engine speed, due to small amount of fuel is required. Increasing engine speed required increasing fuel injection amount resulting to higher needle lift and longer injection duration. In the comparison of the average needle lift and fuel injection amount, needle lift is significantly related with the fuel injection amount.

Keywords: Needle lift, Hall effect sensor, Fuel injection amount

1. บทนำ

ปัจจุบันปัญหามลพิษไอเสียจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลและเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้เชื้อเพลิงร่วม (DDF) ได้แก่ NO_x , CO, THC และ Soot [1-2] มีสาเหตุจากการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงรวมทั้งองศาการเริ่มต้นการฉีดที่ไม่เหมาะสมกับภาระของเครื่องยนต์และการหาอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงต้องทำการทดสอบเครื่องยนต์เป็นเวลานานอย่างต่ำ 5 นาที โดยเฉพาะเครื่องยนต์ Diesel dual fuel (DDF) หรือ Reactive control compression ignition (RCCI) ที่ปริมาณการฉีดและองศาการฉีดมีผลต่อการเผาไหม้ผิดปกติเริ่มจากช่วงเริ่มต้นการฉีดจนถึงช่วงแรกของการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DDF คือช่วงความล่าช้าของการติดไฟ ยิ่งมีองศาการฉีดเชื้อเพลิงล่วงหน้า (Advance injection) มากและมีอัตราส่วนก๊าซธรรมชาติต่อเชื้อเพลิงรวมระหว่างก๊าซธรรมชาติและดีเซล (Z%) ยิ่งมาก จะทำให้มีโอกาสเกิดการเผาไหม้ที่รุนแรงนำไปสู่การเกิดน็อกของเครื่องยนต์ (Knocking) มากตามขึ้นไป [3-4] นอกจากการใช้ก๊าซธรรมชาติแล้ว ยังมีการใช้แก๊สโซฮอล์ E85 ผิดรวมกับดีเซลใช้ในเครื่องยนต์ DDF โดยทำการฉีด E85 เข้าไปที่ท่อรวมไอดีที่ 60 ATDC ส่วนดีเซลถูกฉีดเข้าห้องเผาไหม้โดยตรงโดยใช้ระบบการฉีดแบบรางร่วมฉีดที่ 33 ATDC ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่า เมื่อลดความดันในการฉีดเชื้อเพลิงจะทำให้การเกิด NO_x , CO, THC และ Soot ลดลงไปด้วย [5-6] สำหรับเทคนิคการวัดช่วงเริ่มต้นการฉีดถ้าเป็นเครื่องยนต์แบบรางร่วมสามารถหาได้โดยวัดจากสัญญาณการฉีดและหยุดฉีด [7] แต่ถ้าเป็นเครื่องยนต์ที่ใช้การฉีดด้วยความดันยกเข็มหัวฉีดสามารถติดตั้งชุด LVDT (Linear Variable Differential Transformer) โดยอาศัยหลักการเปลี่ยนแปลงค่าการเหนี่ยวนำไฟฟ้าตามตำแหน่งการเคลื่อนที่แกน (Movable Core) โดยมีขดลวดปฐมภูมิอยู่ตรงกลางและขดลวดทุติยภูมิต่ออนุกรมกันแต่พันกลับทิศทางกัน ขดลวดปฐมภูมิใช้แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ เมื่อมีการเคลื่อนที่ของแกนจะเกิดการเปลี่ยนแปลงแรงดันไฟฟ้าของขดลวดทุติยภูมิทั้งสองขดตามตามระยะการเคลื่อนที่ เมื่อแกนอยู่ตรงกลางแรงดันไฟฟ้าของขดลวดทุติยภูมิมีค่าเท่ากับ 0 โวลต์ จากหลักการดังกล่าวสามารถวัดการเคลื่อนที่ได้ [8] หรือทำการติดตั้ง Hall (Hall effect sensor) อาศัยการเปลี่ยนแปลงแรงดันไฟฟ้าตามความเข้มของสนามแม่เหล็ก กล่าวคือเมื่อแม่เหล็กเคลื่อนที่

เข้าใกล้ Hall แรงดันไฟฟ้าจะเพิ่มขึ้น และเมื่อแม่เหล็กถอยห่างจาก Hall แรงดันไฟฟ้าจะลดลงตามระยะ การเคลื่อนที่ทั้งสองแบบสามารถวัดระยะที่มีความละเอียดสูง [9-10] สำหรับการติดตั้งทำการติดตั้งเข้าไปในหัวฉีดแต่ LVDT มีขั้นตอนการติดตั้งที่ยุ่งยากทั้งสองแบบจะต้องส่งหัวฉีดไปติดตั้งระบบในต่างประเทศและมีค่าใช้จ่ายในการติดตั้งสูง

จากเหตุผลดังกล่าวจึงเป็นที่มาของวัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้ ที่ต้องการพัฒนาเทคนิคการวัดระยะการยกของเข็มหัวฉีดและการวัดช่วงเริ่มต้นการฉีดและหยุดฉีด โดยใช้ Hall effect sensor กับหัวฉีดแบบใช้แรงดันในการยกเข็มหัวฉีดสำหรับปั้มน้ำมันเชื้อเพลิงแบบกลไกในเครื่องยนต์การเกษตร

2. อุปกรณ์และวิธีการทดสอบ

2.1 อุปกรณ์การทดสอบ

ในการทดสอบนี้ใช้หัวฉีดของเครื่องยนต์ 4 จังหวะแบบ 1 สูบ จุดระเบิดด้วยการอัด ยี่ห้อ Mitsuki รุ่น 186F การฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงอยู่ที่ 18 องศา ก่อนศูนย์ตายบน (BTDC) ข้อมูลเครื่องยนต์ถูกแสดงไว้ในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของเครื่องยนต์

Engine Specifications	
Model	Mitsuki 186F
Engine Type	1 cylinder, Air-Cooled
Combustion Chamber Type	Direct Injection
Bore x Stroke	68x70 cm
Displacement Volume	406 cc
Compression Ratio	20:1
Output Continuous	6.6 kW
Output Maximum	7.3 kW
Maximum Speed	3600 rpm

2.2 หัวฉีดที่ทำการติดตั้งเซนเซอร์ฮอลล์เอฟเฟค

รูปที่ 1 แสดงการติดตั้งฮอลล์เอฟเฟคและแม่เหล็กเข้าไปยังหัวฉีด โดยทำการยึดแม่เหล็กเข้ากับก้านส่งแรงเมื่อเข็มหัวฉีดยกส่งผลให้ฮอลล์เอฟเฟคเซนเซอร์ตรวจจับการเปลี่ยนแปลงของสนามแม่เหล็กเปลี่ยนเป็นสัญญาณไฟฟ้าตามระยะยกของเข็มหัวฉีด



รูปที่ 1 การติดตั้งฮอปเฟคเข้าไปในหัวฉีด

การทดสอบทำในเครื่องยนต์จริงซึ่งจะมีการทำซ้ำจำนวน 5 ครั้ง นำค่าทั้งหมดมาเฉลี่ยและวิเคราะห์ข้อมูล โดยแบ่งภาระเครื่องยนต์ออกเป็น 3 ช่วงการทดสอบคือ 25% 50% และ 75% โดยภาระคิดจากแรงบิดสูงสุดที่ความเร็วรอบนั้นๆ ของเครื่องยนต์ เงื่อนไขการทดสอบแสดงดังตารางที่ 2 ทดสอบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 1,500 ถึง 3,000 รอบต่อนาที ที่ภาระเครื่องยนต์ 25% ถึง 75% ของภาระเครื่องยนต์

ตารางที่ 2 เงื่อนไขการทดสอบ

ตัวแปร	เงื่อนไขการทดสอบ
ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	1,500 2,000 2,500 และ 3,000
ภาระเครื่องยนต์ (%)	25% 50% และ 75%

รูปที่ 2 แสดงแผนผังอุปกรณ์ของชุดการวัดช่วงเวลาการฉีดและระยะยกของเข็มหัวฉีด ซึ่งประกอบไปด้วยเครื่องยนต์ (1) ต่อกับไดนาโมมิเตอร์แบบใช้ของไหล (2) มีการวัดอัตราการสิ้นเปลืองของการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง อาศัยหลักการน้ำหนักที่หายไปของน้ำมันเชื้อเพลิงจากการทดสอบเทียบกับเวลาเป็นเวลา 5 นาที วัดด้วย Load cell ขนาด 1 kg (3) ส่วนภาระของเครื่องยนต์ถูกวัดเป็นแรงบิดของไดนาโมมิเตอร์ ซึ่งคำนวณมาจากค่าน้ำหนักที่วัดโดย Load cell (4) อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและแรงบิดของไดนาโมมิเตอร์จะถูกส่งเข้าไปยังชุดขยายสัญญาณ (6) ความเร็วรอบและสัญญาณที่เกิดจากชุดขยายสัญญาณจะถูกส่งต่อเข้าไปยังชุด NI USB6009 (7) และสัญญาณความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (5) เข้าไปยังคอมพิวเตอร์ โดยใช้โปรแกรม Labview เป็นตัวแสดงผลที่หน้าจอคอมพิวเตอร์และทำหน้าที่บันทึกค่าเพื่อนำเอาข้อมูลนำมาวิเคราะห์ ส่วนจุดเริ่มต้นการฉีดและช่วง

ระยะเวลาการฉีด จะถูกวัดเมื่อเข็มหัวฉีดยกสัญญาณไฟฟ้าจากฮอปเฟคจากหัวฉีด (9) และสัญญาณองศาหมุนเพลลาข้อเหวี่ยง (10) ถูกส่งเข้าไปแสดงผลและบันทึกในข้อสจิลอสโคป Tektronix TBS 1022 (11) ระยะเวลาต่อหนึ่งเงื่อนไขการทดลองใช้เวลา 5 นาที เพื่อหาอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงซึ่งคำนวณจากน้ำหนักน้ำมันเชื้อเพลิงที่ลดลงเทียบกับเวลา ส่วนสัญญาณการฉีดทำการหาค่าเฉลี่ยจาก 128 วิวูจี้กร

เพื่อตรวจสอบความถูกต้องและแม่นยำของการวัดระยะยกเข็มหัวฉีดของระบบ เช่นเซอร์ฮอปเฟคได้ถูกสอบเทียบกับไมโครมิเตอร์ โดยทำการปรับระยะไมโครมิเตอร์ครึ่งละ 0.1 มิลลิเมตร แสดงในรูปที่ 3

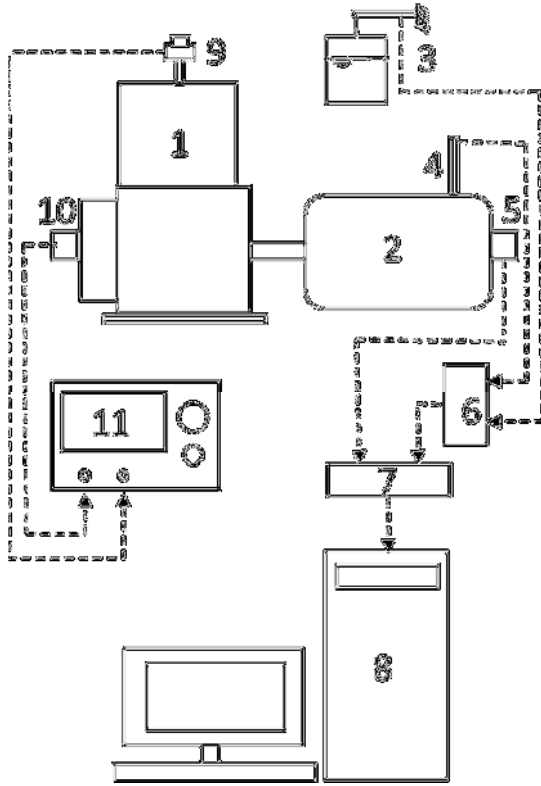
Continuity equation แสดงดังสมการที่ (1) จะถูกนำมาใช้อธิบายความสัมพันธ์ของอัตราการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเฉลี่ยและระยะยกของเข็มหัวฉีด

$$\dot{m} = \rho AV \quad (1)$$

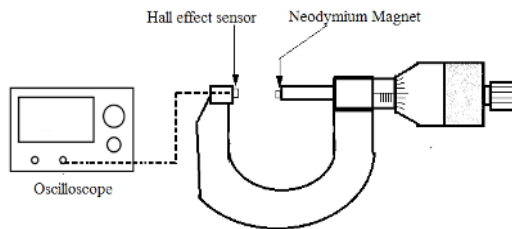
เมื่อ \dot{m} คือ อัตราการไหล ρ คือ ความหนาแน่น A คือ พื้นที่หน้าตัดการไหล และ V คือความเร็วการไหลของเชื้อเพลิงซึ่งสามารถหาได้จาก Bernoulli equation ดังสมการที่ (3)

$$V = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (2)$$

เมื่อ ΔP คือ ความดันที่แตกต่างระหว่างความดันการฉีดและความดันของบรรยากาศ



รูปที่ 2 แผนผังอุปกรณ์ในการทดสอบ



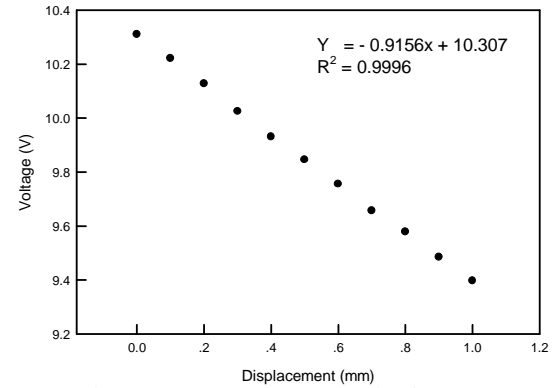
รูปที่ 3 แผนผังอุปกรณ์ในการทดสอบ

3. ผลการทดสอบและวิจารณ์

3.1 ผลการสอบเทียบฮอลล์เอฟเฟค

เพื่อตรวจสอบความถูกต้องและแม่นยำของการวัดระยะยกเข็มหัวฉีดของระบบ เซนเซอร์ฮอลล์เอฟเฟคได้ถูกสอบเทียบกับไมโครมิเตอร์ โดยทำการปรับระยะไมโครมิเตอร์ครั้งละ 0.1 มิลลิเมตร โดยความสัมพันธ์ระหว่างระยะที่เปลี่ยนแปลงกับแรงดันไฟฟ้าที่วัดได้จากเซนเซอร์ฮอลล์เอฟเฟคถูกแสดงในรูปที่ 4 โดยพบว่าเซนเซอร์ฮอลล์เอฟเฟคให้สัญญาณไฟฟ้ามีความสัมพันธ์เชิงเส้นกับระยะที่วัด ในช่วง 0-10 มิลลิเมตร โดยมีค่า R^2 เท่ากับ 0.9996 ดังนั้นแสดงให้เห็น

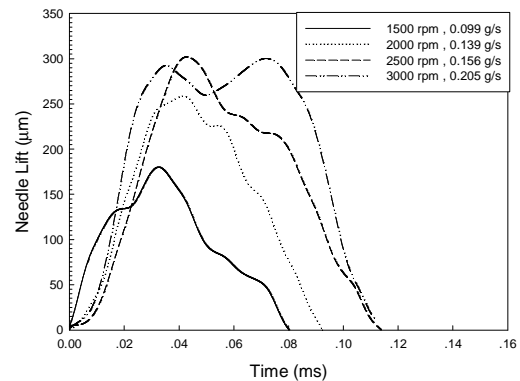
ว่าภายในระยะ 10 มิลลิเมตร เซนเซอร์ฮอลล์เอฟเฟคสามารถวัดระยะได้อย่างแม่นยำ



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างระยะที่เปลี่ยนแปลงกับแรงดันไฟฟ้าที่วัดได้จากเซนเซอร์ฮอลล์เอฟเฟค

3.2 ผลของภาระเครื่องยนต์

จากรูปที่ 5 แสดงให้เห็นว่าภาระของเครื่องยนต์ที่ 25 % ที่ความเร็วรอบ 1,500 รอบต่อนาที ในความเร็วรอบนี้มีระยะการยกเข็มหัวฉีดที่น้อยเพราะเครื่องยนต์มีความต้องการเชื้อเพลิงที่น้อยทำให้แรงจากลูกสูบไปกระแทกปั๊มฉีดเชื้อเพลิงน้อย เมื่อเพิ่มความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นเพลาลูกสูบหมุนเร็วขึ้นทำให้แรงที่ไปกระแทกปั๊มหัวฉีดเพิ่มตาม ส่งผลให้ระยะยกเข็มหัวฉีดเพิ่มขึ้นตามและเวลาการฉีดเพิ่มมากขึ้น เนื่องจากปั๊มหัวฉีดเป็นแบบร่องเอียง (Helix Pump) ปริมาณการฉีดถูกควบคุมด้วยกลไกการฉีดโดยมีตัวควบคุมความเร็วรอบของเครื่องยนต์และภาระของเครื่องยนต์ (Governors) เป็นตัวกำหนดตำแหน่งร่องเอียงของปั๊มหัวฉีด



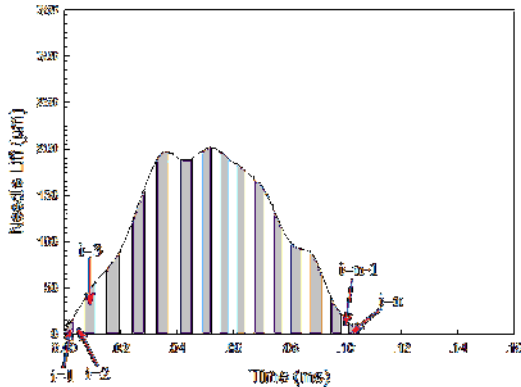
รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างระยะยกเข็มหัวฉีดเทียบกับเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงที่ภาระเครื่องยนต์ 25%

รูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะยกเข็มหัวฉีดเทียบกับเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงที่ภาระเครื่องยนต์ 50% จากผลการทดลองพบว่า ช่วงเริ่มต้นการฉีดจนถึงหยุดการฉีดมีค่าใกล้เคียงกันแต่ระยะเวลาการฉีดและการยกของเข็มหัวฉีดแปรผันตามความเร็วรอบเมื่อนำเอาสัญญาณการฉีดมาคำนวณหาพื้นที่ของระยะการยกเข็มหัวฉีดแสดงในสมการที่ 3 พบว่า พื้นที่ใต้กราฟระยะยกเข็มหัวฉีดตามความเร็วรอบแสดงดังตารางที่ 3 และสัมพันธ์กับอัตราการไหลของเชื้อเพลิง ซึ่งสามารถอธิบายได้จาก Continuity equation และ Bernoulli equation ดังสมการที่ (1) และ (2) ซึ่งแสดงให้เห็นว่าอัตราการไหลของเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับพื้นที่หน้าตัดการไหล (A) ซึ่งถูกควบคุมด้วยระยะยกของเข็มหัวฉีดซึ่งรายละเอียดได้ถูกอธิบายไว้ในหัวข้อที่ 3.4

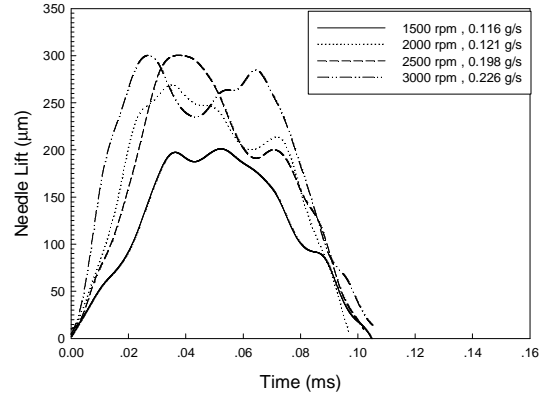
$$A_f = \int_{t_0}^{t_1} L_{avg} dt = \sum L_{avg,i} dt \quad (3)$$

- เมื่อ A_f คือ พื้นที่ใต้กราฟเฉลี่ย
- L_{avg} คือ ระยะยกเข็มหัวฉีดเฉลี่ย
- dt คือ ระยะเวลาที่เปลี่ยนแปลง
- i คือ จำนวนการแบ่งพื้นที่ใต้กราฟ

แสดงตัวอย่างดังรูปที่ 7



รูปที่ 7 ตัวอย่างการคำนวณหาพื้นที่ใต้กราฟ

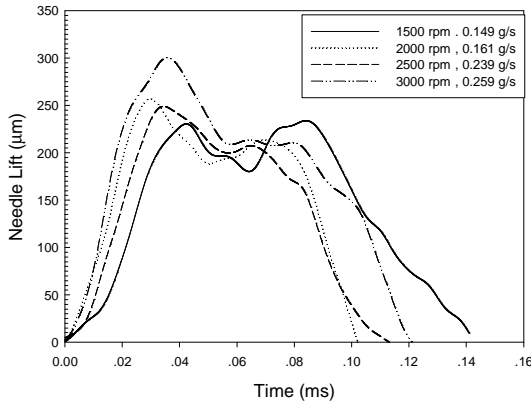


รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างระยะยกเข็มหัวฉีดเทียบกับเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงที่ภาระเครื่องยนต์ 50%

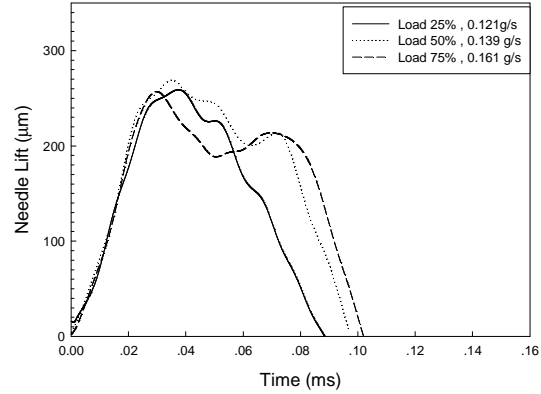
ตารางที่ 3 ความสัมพันธ์ของความเร็วรอบเครื่องยนต์กับพื้นที่ใต้กราฟของระยะยกเข็มหัวฉีดและปริมาณการฉีด

Load 50%		
Engine Speed (rpm)	A_f (mm.s)	\dot{m}_f (g/s)
1,500	9.2	0.116
2,000	22.9	0.121
2,500	23.4	0.198
3,000	24.4	0.226

เมื่อเพิ่มภาระเครื่องยนต์เป็น 75% ที่รอบ 1,500 รอบต่อนาที ระยะยกของเข็มหัวฉีดยังน้อยกว่าความเร็วรอบอื่น และช่วงระยะเวลาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงที่ยาว เมื่อรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นระยะยกเข็มหัวฉีดเพิ่มขึ้นตามและระยะเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงสั้นลง เนื่องจากความเร็วของลูกเบี้ยวที่สูงขึ้นทำให้แรงในการกระแทกเข็มหัวฉีดมีมากและยังมีการควบคุมปริมาณการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเพื่อไม่ให้รอบสูงเกินกำหนด แสดงดังรูปที่ 8



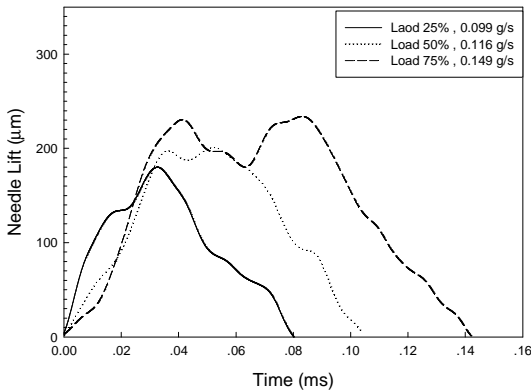
รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างระยะยกเข็มหัวฉีดเทียบกับเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงที่ภาระเครื่องยนต์ 75%



รูปที่ 10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการยกเข็มหัวฉีดเทียบกับเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงที่ภาระการทำงานต่างกัน ที่ความเร็วรอบคงที่ 2,000 รอบต่อนาที

3.3 ผลของความเร็วรอบเครื่องยนต์

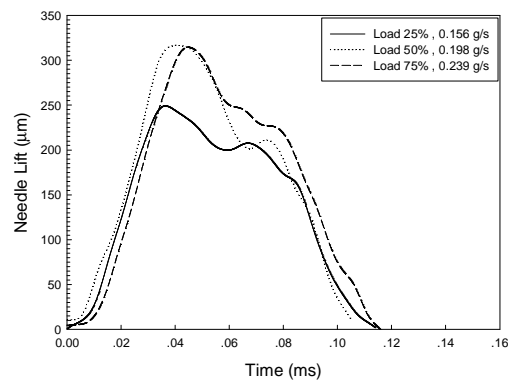
รูปที่ 9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการยกเข็มหัวฉีดเทียบกับเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงที่ภาระการทำงานต่างกัน ที่ความเร็วรอบคงที่ 1,500 รอบต่อนาที พบว่าเข็มหัวฉีดมีการยกตัวไม่สูงมากนักเนื่องจากที่ความเร็วรอบ 1,500 รอบต่อนาที เนื่องจากเครื่องยนต์มีความต้องการเชื้อเพลิงที่น้อย แต่เมื่อภาระของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นจะทำให้ระยะยกของเข็มหัวฉีดและช่วงเวลาการฉีดเพิ่มขึ้น



รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่างระยะการยกเข็มหัวฉีดเทียบกับเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงที่ภาระการทำงานต่างกัน ที่ความเร็วรอบคงที่ 1,500 รอบต่อนาที

เมื่อทำการเพิ่มความเร็วรอบของเครื่องยนต์เป็น 2,000 รอบต่อนาทีระยะยกของเข็มหัวฉีดเพิ่มขึ้นและใกล้เคียงกันเมื่อเทียบกับภาระเครื่องยนต์ 25% และช่วงภาระเครื่องยนต์ตั้งแต่ 50% ถึง 75% ช่วงเวลาการฉีดยาวนานตามลำดับของภาระเครื่องยนต์ แสดงดังรูปที่ 10

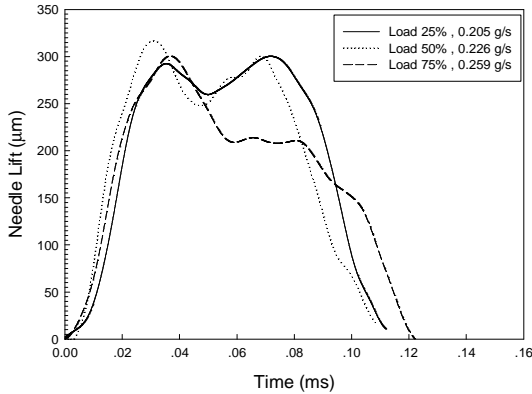
เมื่อทำการเพิ่มความเร็วรอบเป็น 2,500 รอบต่อนาที พบว่าที่ภาระเครื่องยนต์ที่ 25 % ระยะการยกใกล้เคียงกับความเร็วรอบ 2,000 รอบต่อนาที แต่ช่วงเวลาการฉีดเพิ่มมากกว่าและช่วงเวลาการหยุดฉีดที่ 25% ถึง 75% มีค่าใกล้เคียงกันที่ 50% และ 75% ระยะยกเข็มหัวฉีดใกล้เคียงกัน แต่พื้นที่ใต้กราฟไม่เท่ากันคือ 75% มีมากกว่าทุกภาระเครื่องยนต์แสดงดังรูปที่ 11



รูปที่ 11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการยกเข็มหัวฉีดเทียบกับเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาที

จากรูปที่ 12 แสดงผลของความเร็วรอบที่รอบเครื่องยนต์ 3000 รอบต่อนาที พบว่าความเร็วรอบนี้ความชันของช่วงเริ่มต้นการฉีดและระยะยกเข็มหัวฉีดมีค่าใกล้เคียงกัน แต่ช่วง 25% และ 50 % การยกของเข็มหัวฉีดค้างไว้ชั่วขณะเวลาหนึ่งและค่อยๆ ลดลง ปริมาณการฉีดแตกต่างกันไม่มาก

แต่ที่ภาระเครื่องยนต์ 75% เข็มหัวฉีดไม่ค้างแต่จะมีปริมาณการฉีดและช่วงเวลาการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงจนกระทั่งหยุดฉีดมีเวลาที่ยาวกว่าทุกความเร็วรอบ

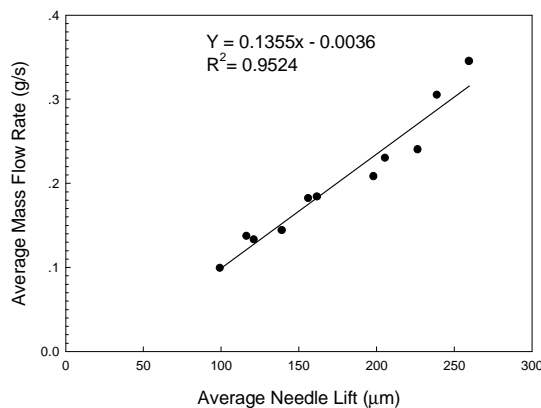


รูปที่ 12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการยกเข็มหัวฉีดเทียบกับเวลาในการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบ 3,000 รอบต่อนาที

3.4 ผลของความสัมพันธ์ระหว่างอัตราความสิ้นเปลืองเฉลี่ย

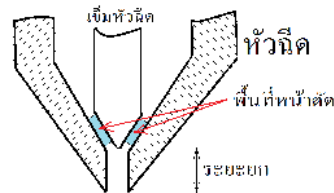
เทียบกับพื้นที่การยกเฉลี่ยของหัวฉีด

เมื่อนำเอาระยะยกเข็มหัวฉีดเฉลี่ยเทียบกับอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง คิดจากอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจากน้อยไปหามาก พบว่าเกิดความสัมพันธ์กันอย่างมีนัยสำคัญแสดงดังรูปที่ 13 โดยมีค่าความสัมพันธ์ที่ 0.9524 จากกราฟแสดงให้เห็นว่าที่ระยะการยกเข็มหัวฉีดเฉลี่ยที่ 0.0994 มีปริมาณอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงเฉลี่ยอยู่ที่ 0.0099 กรัม/วินาที สรุปได้ว่าอัตราการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเฉลี่ยแปรผันตรงกับระยะการยกเข็มหัวฉีดเฉลี่ย



รูปที่ 13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงเฉลี่ยเทียบกับระยะยกเฉลี่ยของหัวฉีด

โดยสามารถอธิบายความสัมพันธ์ของอัตราการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเฉลี่ยและระยะยกของเข็มหัวฉีด ได้จาก Continuity equation และ Bernoulli equation ดังสมการที่ (1) และ (2) ในกรณีที่ความดันแตกต่างกันระหว่างความดันการฉีดและความดันของบรรยากาศ (ΔP) และความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (ρ) คงที่จะทำให้ความเร็วของเชื้อเพลิง (V) มีค่าคงที่ ดังนั้นอัตราการไหลของเชื้อเพลิงจะขึ้นอยู่กับพื้นที่หน้าตัดการไหล (A) ซึ่งถูกควบคุมด้วยระยะยกของเข็มหัวฉีดแสดงดังรูปที่ 14 จึงเป็นเหตุผลว่าทำไมอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงเฉลี่ยมีความสัมพันธ์กับระยะยกเฉลี่ยของหัวฉีด



รูปที่ 14 ความสัมพันธ์ระหว่างระยะยกเข็มหัวฉีดกับพื้นที่หน้าตัดการไหลของเชื้อเพลิง

4. สรุปผลการศึกษา

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาและพัฒนาเทคนิคการวัดระยะยกเข็มหัวฉีดและเวลาเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงของหัวฉีดเครื่องยนต์ดีเซล 4 จังหวะ โดยใช้เซนเซอร์ฮอลล์เอฟเฟค ซึ่งมีความเป็นเชิงเส้นในระยะ 0-10 มิลลิเมตร ทำให้เทคนิคการวัดระยะยกเข็มหัวฉีดดังกล่าวสามารถนำมาใช้สำหรับการวัดระยะยกของเข็มหัวฉีดได้ โดยผลการทดสอบในเครื่องยนต์จริงสรุปได้ ดังนี้

4.1 การวัดระยะยกเข็มหัวฉีดและช่วงเริ่มต้นการฉีดเชื้อเพลิงจนกระทั่งหยุดฉีดเชื้อเพลิง ที่ความเร็วรอบต่ำ ที่รอบ 1,500 รอบต่อนาที ระยะการยกเข็มหัวฉีดน้อยและเมื่อมีการเพิ่มภาระของเครื่องยนต์ช่วงเวลาการฉีดและปริมาณการฉีดเพิ่มมากขึ้นเมื่อมีการเพิ่มความเร็วรอบของเครื่องยนต์ระยะยกของเข็มหัวฉีดเพิ่มตาม

4.2 ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ตั้งแต่ 2,000 รอบต่อนาที ขึ้นไป ความชันช่วงเริ่มต้นการฉีดมีค่าใกล้เคียงกันแต่ระยะยกเข็มหัวฉีดและช่วงหยุดฉีดจะแปรผันตามกับภาระ



ของเครื่องยนต์ กล่าวคือ ระยะยกน้อยช่วงการฉีดจะยาว และระยะยกมากช่วงเวลาการฉีดจะสั้น

4.3 เมื่อนำเอาระยะยกเข็มหัวฉีดเฉลี่ยและอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเฉลี่ยมาวิเคราะห์ พบว่ามีความสัมพันธ์กันอย่างมีนัยสำคัญ

5.เอกสารอ้างอิง

[1] Wang Z, Zhao Z, Wang D, Tan M, Han Y, Liu Z, et al. Impact of pilot diesel ignition mode on combustion and emissions characteristics of a diesel/natural gas dual fuel heavy-duty engine. *Fuel* 2016;167:248e56.

[2] Koythong, C., Nuntapap, N., Pal, A., Songchon, S. and Laonual Y., 2012, "Investigation of Emission Characteristics of Diesel Fuel (DDF) Engine with Multi-Point Natural Gas Injection System", 4th TSME International Conference on Mechanical Engineering, 24 – 27 October 2012, Chaingrai.

[3] Bora BJ, Saha UK, Chatterjee S, Veer V. Effect of compression ratio on performance, combustion and emission characteristics of a dual fuel diesel engine run on raw biogas. *Energy Convers Manag* 2014;87:1000-9.

[4] Nuntapap, N., Singh, H., Kaewpradap A. and Laonual Y., 2013, "An Investigation of Knock Characteristics of Dual Fuel Engine Natural Gas and Diesel", The 4th TSME. International Conference on Mechanical Engineering, 30 – 18 October 2013, Chonburi.

[5] Kokjohn, S., Hanson, R., Splitter, D., Kaddatz, J. et al., "Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in Light- and Heavy-Duty Engines," *SAE Int. J. Engines* 4(1):360-374, 2011, doi:10.4271/2011-01-0357.

[6] Splitter, D., Hanson, R., Kokjohn, S., Wissink, M. et al., "Injection Effects in Low Load RCCI Dual-Fuel Combustion," *SAE Technical Paper* 2011-24-0047, 2011, doi:10.4271/2011-24-0047.

[7] Munsin, R., Laonual, Y., Jugjai, S., Matsuki, M. et al., "Investigation of Effects of Ignition Improvers on Ignition Delay Time of Ethanol Combustion with Rapid Compression and Expansion Machine," *SAE Technical Paper* 2012-01-0854, 2012, doi:10.4271/2012-01-0854.

[8] Dell'Acqua, R., Dell'Orto, G., Forlani, F., Puzone, A. et al., "Characteristics and Performances of Thick Film Pressure Sensors for Automotive Applications," *SAE Technical Paper* 820319, 1982, doi:10.4271/820319.

[9] Wheelock, N., "A Linear Output Hall Effect Transducer for Automotive Systems," *SAE Technical Paper* 810379, 1981, doi:10.4271/810379.

[10] Kato, Y., Okuya, H., Yasuda, K., and Mori, K., "Development of Hall Effect Device Based Height Sensor," *SAE Technical Paper* 2005-01-0459, 2005, doi:10.4271/2005-01-0459.