

## การศึกษาปริมาณพลังงานความร้อนทิ้งจากก๊าซไอเสียของรถกระบะ

### Study of waste heat energy from Pick-up truck exhaust gas

วชิรญาณ เลชะวัฒนะ<sup>1\*</sup> และ มนต์ศักดิ์ พิมสาร<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup>สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
จังหวัดกรุงเทพมหานคร รหัสไปรษณีย์ 10520

\*ติดต่อ: Mhameaw\_wachi@hotmail.com, 086-0958162

#### บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอการศึกษาเชิงการทดลองเพื่อประเมินหาปริมาณพลังงานความร้อนทิ้งจากก๊าซไอเสียของรถกระบะขนาด 1 ตัน ซึ่งเป็นรถยนต์ที่ได้รับความนิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในประเทศไทย จากข้อมูลกลุ่มสถิติการขนส่ง กองแผนงาน กรมการขนส่งทางบกสำรวจความนิยมใช้รถกระบะในปี 2555 พบว่ามีสัดส่วนการใช้รถกระบะเพิ่มขึ้นเป็น 301,942 คัน การทดลองทำการศึกษาพลังงานความร้อนทิ้งที่ความเร็วรอบ 700 - 3,000 รอบ/นาที โดยทำการทดลองบนเครื่องทดสอบไดนาโมมิเตอร์ ในขณะที่เดียวกันได้ทำการวัดค่าดังต่อไปนี้ ค่าความเร็วรอบเครื่องยนต์, อุณหภูมิท่อพักไอเสีย, อุณหภูมิปลายท่อไอเสีย, อุณหภูมิของอากาศไหลเข้าสู่ท่อไอดี, อัตราการสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิง, อัตราการไหลอากาศไหลเข้าสู่ท่อไอดี และส่วนประกอบของก๊าซต่างๆของไอเสีย จากนั้นนำข้อมูลจากการวัดมาใช้ในการคำนวณร่วมกับสมการการเผาไหม้เพื่อประเมินพลังงานความร้อนทิ้งจากก๊าซไอเสีย จากผลการคำนวณพบว่าปริมาณความร้อนทิ้งจากก๊าซไอเสียมีค่าสูงขึ้น เมื่อความเร็วรอบมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อเทียบกับพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าไป ค่าสัดส่วนพลังงานความร้อนทิ้งต่อพลังงานเชื้อเพลิงที่ป้อนมีค่าสูงสุดถึง 84.52%

**คำหลัก** : พลังงานความร้อนทิ้ง, รถกระบะ, การทดสอบสมรรถนะรถกระบะ

#### Abstract

This paper presents an experimental study for estimate the waste heat energy from the exhaust gases of a 1 ton pickup, from the statistics of department of transportation showed that the proportion of using the pickup is 301,942 units in 2012. Experimental study of waste heat was tested via dynamometer at the speed from 700 to 3,000 cycles/minute. At the same time, measured value of Engine speed, Exhaust pipe temperature, Exhaust temperature, Air temperature into intake manifold, Fuel consumption, Air flow rate into intake manifold and the exhaust gases component. After that the data from the measurements were used to calculate the equations to estimate waste heat energy from the exhaust gases. From the result found that the waste heat from the exhaust gases is increasing when velocity is increased compared with the thermal energy of the fuel input. As the result, waste heat energy ratio is up to 84.52%.

**Keywords** : Waste heat energy, Pick – up truck, Pick – up truck performance test.

## 1. บทนำ

รถกระบะเป็นยานพาหนะชนิดหนึ่งที่ได้รับค่านิยมมากในหมู่การขนส่งสินค้า และจากการที่สภาพจราจรติดขัดนั้นส่งผลให้เกิดสภาวะมลพิษจากการปลดปล่อยก๊าซไอเสียของยานพาหนะเป็นสาเหตุอย่างหนึ่งที่ทำให้เกิดการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงขึ้น ปัญหาดังกล่าวการหาแนวทางลดปริมาณการปลดปล่อยก๊าซไอเสียและการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมีปัจจัยวัฏจักรการขับเคลื่อนอยู่ด้วย[1,2] โดยทั่วไปอุณหภูมิก๊าซไอเสียจากเครื่องยนต์ดีเซลมีความร้อนจากท่อไอเสียสูง เป็นความร้อนเหลือจากการใช้ประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องยนต์ประมาณ 30 เปอร์เซ็นต์ของพลังงานที่ป้อนเข้าไป ส่วนพลังงานความร้อนที่เหลือจะกลายเป็นพลังงานความร้อนสูญเสียซึ่งไม่ได้นำกลับมาใช้ประโยชน์ได้อีก สามารถส่งผลกระทบต่อสภาวะแวดล้อมได้

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาปริมาณพลังงานความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซไอเสียของรถกระบะ ยี่ห้อ ISUZU รุ่น D-MAX ปี 2010 ขนาด 1 ตัน ดังนั้นจึงประเมินหาปริมาณการปล่อยก๊าซไอเสียและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของยานพาหนะ ทำการทดลองวัฏจักรการขับเคลื่อนที่โดยวิ่งบนแท่นเครื่องทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ (Chassis dynamometer testing unit) เปรียบเทียบการทดลองขับเคลื่อนบนท้องถนนทางเรียบเป็นระยะทาง 500 เมตร ใช้อุปกรณ์บันทึกประเมินวิเคราะห์ข้อมูลต่างๆ คือ เครื่องวัดความเร็วการเคลื่อนที่ของรถกระบะ, ความเร็วรอบของเครื่องยนต์, อัตราการไหลของอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้, ปริมาณการปล่อยก๊าซไอเสียต่างๆ และเครื่องวัดอุณหภูมิท่อไอเสียรถยนต์ ค่าที่ได้ถ่ายโอนข้อมูลไปยังคอมพิวเตอร์เพื่อบันทึกค่า

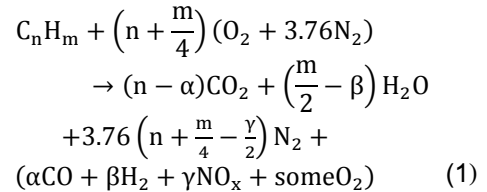
ผลที่ได้จากการทดลองวิธีดังกล่าวสามารถประเมินวิเคราะห์ปริมาณการปล่อยก๊าซไอเสียและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง [4] ได้ไม่คงที่ตื้นักเนื่องจากวัฏจักรการขับเคลื่อนที่ใช้ทดสอบยังมีพฤติกรรมคลาดเคลื่อนจากพารามิเตอร์เป้าหมาย จึงทำการ

ทดลองประเมินผลโดยทำการทดสอบซ้ำ 10 ครั้งและนำมาหาค่าเฉลี่ย

## 2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องและหลักการคำนวณ

### 2.1 วิเคราะห์หาพลังงานความร้อนทิ้งของไอเสีย

2.1.1 สมการการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ทางทฤษฎี (Abdulhadi & A. M. Hassan)



โดยที่  $\alpha(CO_2) = 1.98 \text{ kg/m}^3$

$\gamma(NO_x) = 1.04 \text{ kg/m}^3$

$\beta(H_2O) = 0.0898 \text{ kg/m}^3$

และ n, m = จำนวนอะตอมของ C และ H มีค่าเท่ากับ (n=12, m=26)

### 2.2 ความร้อนถูกพาออกไปโดยก๊าซไอเสีย

ความร้อนที่ถูกพาไปโดยก๊าซไอเสีย (Heat - Carried Away by Exhaust Gases) คำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\dot{Q}_{\text{exh}} = \dot{m}_{\text{ge}} C_p (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \quad (2)$$

โดยที่  $\dot{Q}_{\text{exh}}$  คือปริมาณความร้อนที่ถูกพาออกไป มีหน่วยเป็น  $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}}; \text{Watt}\right)$

$\dot{m}_{\text{ge}}$  คืออัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซไอเสียจากรถกระบะ; (kg/s)

จากสมการ  $\dot{m}_{\text{ge}} = \dot{m}_w (C_{\text{pw}} + C_{\text{pg}}) \left[1 + \frac{T_{\text{wo}} - T_{\text{wi}}}{T_{\text{gi}} - T_{\text{go}}}\right]$

$T_{\text{out}}$  คือ อุณหภูมิของก๊าซไอเสียออกจากท่อไอเสยรถกระบะ ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{\text{in}}$  คือ อุณหภูมิของอากาศภายนอกรถกระบะ ( $^{\circ}\text{C}$ )

$C_p$  คือ ความร้อนจำเพาะก๊าซไอเสียเฉลี่ย  
หมายเหตุ :  $C_p$  คือความร้อนจำเพาะเฉลี่ย เนื่องจากก๊าซไอเสียจะประกอบด้วยก๊าซหลายๆ อย่าง เช่น  $CO_2, CO, N_2$  ฯลฯ ดังนั้นค่าความร้อนจำเพาะ ( $C_p$ ) ที่นำมาใช้ก็จะต้องเป็นค่าเฉลี่ยตามเปอร์เซ็นต์ของก๊าซแต่ละชนิดที่อยู่ในไอเสยนั้นเท่ากับ  $1,067.95 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$

2.3 ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง

ค่าความร้อนเชื้อเพลิง คือ ค่าพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าในการทำปฏิกิริยาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง ในทางทฤษฎีสามารถหาได้

$$Q_{fuel} = \dot{m}_{fuel} \times LHV_{fuel} \quad (3)$$

โดยที่  $LHV_{fuel}$  คือค่า Lower Heating Value สำหรับดีเซลเท่ากับ 42.8 MJ/kg

2.4 เปอร์เซ็นต์ทางความร้อนของก๊าซไอเสีย

แสดงให้เห็นถึงการสูญเสียทางความร้อนในความเป็นจริงแล้วพลังงานเชื้อเพลิงที่ส่งเข้าไปในเครื่องยนต์ไม่ได้ถูกปลดปล่อยออกมาทั้งหมด โดยกระบวนการเผาไหม้กำหนดประสิทธิภาพซึ่งแสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างงานที่เกิดขึ้นจริงต่อหนึ่งวัฏจักรกับค่าประมาณของพลังงานของเคมีเชื้อเพลิงที่ปล่อยออกมาในกระบวนการเผาไหม้เรียกว่า (Waste heat)

$$\% = \frac{Q_{exh}}{\dot{m}_{fuel} \times LHV_{fuel}} \times 100\% \quad (4)$$

โดยที่  $Q_{exh}$  มาจากสมการที่ 2

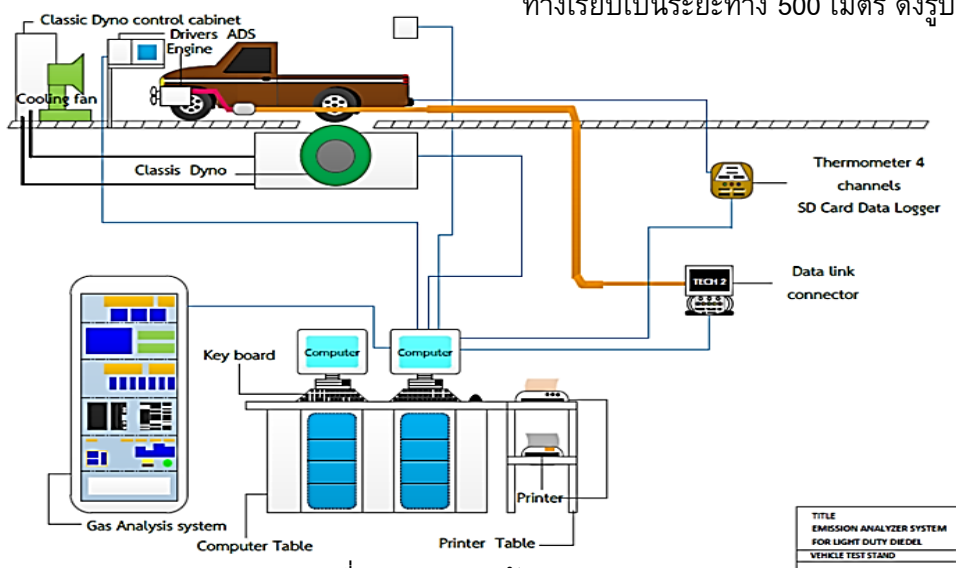
$\dot{m}_{fuel}$  คือการใช้เชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ต่อชั่วโมง ; (kg/hr)

LHV คือ Lower Heating Value สำหรับดีเซลเท่ากับ 42.8 MJ/kg

3. กระบวนการดำเนินงานวิจัย

3.1 การดำเนินงาน

ในงานวิจัยนี้เสนอการตรวจสอบหาปริมาณพลังงานความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซไอเสียของรถกระบะ ยี่ห้อ ISUZU รุ่น D-MAX ปี 2010 ขนาด 1 ตัน ประเมินวิเคราะห์ปริมาณการปลดปล่อยก๊าซไอเสีย, อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงก๊าซไอเสีย และอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ในพฤติกรรมวัฏจักรการขับที่ 2 สภาวะ ซึ่งทดลองช่วงความเร็วรอบ 700 - 3,000 รอบ/นาที ทำการทดลองขับขึ้นอยู่กับที่โดยวิ่งบนเครื่องไทดินาโมมิเตอร์ (Chassis dynamometer testing unit) เริ่มต้นความเร็วรอบเคลื่อนเบาที่ 700 รอบ/นาที จนกระทั่งถึง 3,000 รอบ/นาที ขณะเดียวกันพร้อมวัดบันทึกค่าผลการทดลอง คือ อุณหภูมิท่อพักไอเสีย, อุณหภูมิปลายท่อไอเสีย, อุณหภูมิของอากาศไหลเข้าสู่ท่อไอดี, อัตราการสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิง, อัตราการไหลอากาศไหลเข้าสู่ท่อไอดี และส่วนประกอบของก๊าซไอเสีย ใช้เครื่องมือวิเคราะห์ก๊าซไอเสียรถยนต์ (BEA 350-EU) จากนั้นนำข้อมูลจากการวัดมาคำนวณร่วมกับสมการการเผาไหม้, สมการพลังงานความร้อนที่ถูกพาออกพร้อมก๊าซไอเสีย, สมการอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง, สมการความร้อนของเชื้อเพลิง และสมการประสิทธิภาพทางความร้อนของก๊าซไอเสีย เพื่อประเมินค่าพลังงานความร้อนทั้งก๊าซ พร้อมทั้งเปรียบเทียบทดลองการทดลองขับที่วิ่งบนท้องถนนทางเรียบเป็นระยะทาง 500 เมตร ดังรูปที่ 2



รูปที่ 1 แสดงแผนผังการทำงาน

## 3.2 ข้อมูลรถกระบะที่ใช้ในการทดสอบ

ตารางที่ 1 รายละเอียดเครื่องยนต์

Engine model	ISUZU TFP66HPM5A
Number of cylinder	4
Number of valves	16
Engine displacement	2,499 cc.
Bore x Stroke	95.4 mm. x 87.4 mm.
Connecting rod	158.8 mm.
Compression ratio	18.1 : 1
Weight	1,525 kg.
แรงม้า	130 Hp



รูปที่ 2 รถยนต์ใช้ทำการทดลอง ยี่ห้อ ISUZU รุ่น D-MAX ปี 2010

เครื่องมือที่ใช้การวิจัยครั้งนี้ พิจารณาเลือกให้เหมาะสมสภาวะการทำงานของรถกระบะ ยี่ห้อ ISUZU รุ่น D-MAX ปี 2010 อีกทั้งปริมาณหรือชนิดของก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกมา ดังจะอธิบายในหัวข้อต่อไป

## 3.2.1 อุปกรณ์ตรวจวัดก๊าซไอเสีย

ความเข้มข้นไอเสียของคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO), คาร์บอนไดออกไซด์ (CO<sub>2</sub>), ไฮโดรคาร์บอน (HC) ออกซิเจน (O<sub>2</sub>) และไนโตรเจนออกไซด์ (NO<sub>x</sub>) วัดได้จาก Non dispersive infrared analyzer (NDIR) ซึ่งอุปกรณ์เหล่านี้สามารถอธิบายอัตราส่วนของอากาศและเชื้อเพลิง ความผิดพลาดที่ได้จากการวัดคือ CO± 0.17%, CO<sub>2</sub>±0.17%, HC± 6.8 ppm และ O<sub>2</sub>± 0.02% สำหรับเครื่องมือวิเคราะห์ก๊าซไอเสียรถยนต์ (BEA - 350 - EU) และเครื่องมือวิเคราะห์ก๊าซไอเสียรถยนต์

(BEA 350 - EU) ได้รับความสนับสนุนกรมควบคุมมลพิษกระทรวงทรัพยากรธรรมชาติและสิ่งแวดล้อม ในห้องปฏิบัติการตรวจวัดมลพิษยานพาหนะตามมาตรฐานกรมควบคุมมลพิษและบริษัท โรเบิร์ตบ็อก จำกัด



รูปที่ 3 เครื่องมือวิเคราะห์ก๊าซไอเสียรถยนต์ (BEA 350 - EU)



รูปที่ 4 อุปกรณ์การวัดก๊าซไอเสียใช้เครื่องมือวิเคราะห์ก๊าซไอเสียรถยนต์ (BEA 350 - EU)

## 3.2.2 อุปกรณ์ตรวจวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์

อุปกรณ์ตรวจวัดสัญญาณความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ใช้เครื่องมือเฉพาะทางคือ TECH 2 (Data link connector) ขั้วต่อวินิจฉัยปัญหา (DLC) ในชุดควบคุมการจุดระเบิดของรถกระบะ การทดลองครั้งนี้ต้องรับการติดตั้งอุปกรณ์วิจัยโดยผู้ชำนาญการ จากบริษัทบริษัท อีซูซุกิ่งส์ยนต์กรุงเทพ จำกัด

และคอมพิวเตอร์ที่ใช้ระบบเก็บข้อมูลถูกใช้ในการตรวจสอบวัดหาอุณหภูมิความร้อน, อัตราการใช้เชื้อเพลิง, ระบบการอ่านค่าอุณหภูมิและอัตราการไหลอากาศทางเข้าท่อไอเสีย, อุปกรณ์ตรวจวัดสัญญาณ

ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และอุปกรณ์ตรวจวัดความเร็วในการเคลื่อนที่มีค่าผิดพลาด ±0.06% และค่าสัมประสิทธิ์ของการปฏิบัติงานที่หาค่าได้จะมีความผิดพลาดอยู่ที่ ±0.0014 เครื่องมือวัดค่าดังกล่าวความน่าเชื่อถือในการวัดประมาณค่าเท่ากับ 96%



รูปที่ 5 อุปกรณ์ตรวจจับวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์  
TECH 2 (Data link connector)



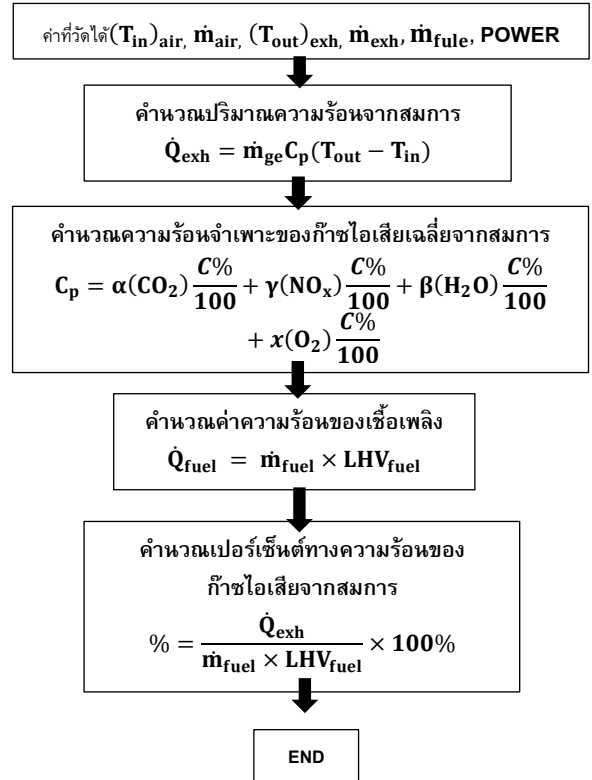
รูปที่ 6 อุปกรณ์ตรวจจับวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์  
TECH 2 (Data link connector)

**3.3 ขั้นตอนการคำนวณ**

หลังจากทำการทดลองวัดค่าได้ออกมาแล้วนั้น ค่าจากการทดลอง จะถูกนำมาคำนวณตามโพลซาร์ท ดังแสดงในรูปที่ 8

\*หมายเหตุ

ค่าที่วัดได้จากการทดลองมีดังนี้  $\dot{m}_{fuel}$ ,  $(T_{in})_{air}$ ,  $\dot{m}_{air}$ ,  $(T_{out})_{exh}$ ,  $\dot{m}_{exh}$  และ Power

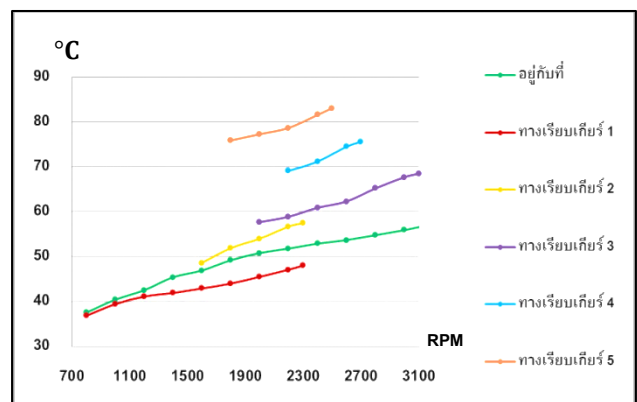


รูปที่ 7 แสดงขั้นตอนการคำนวณ

**4. ผลการทดลอง**

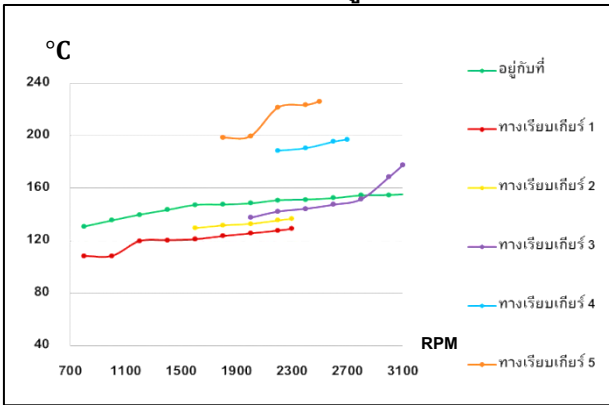
หลังจากการทดลอง นำผลจากการทดลองค่าต่างๆ มาคำนวณรวมสมการตามวิธีที่ได้อธิบายในหัวข้อ 3.3 ผลจากการทดลองและจากการคำนวณมีค่าดังต่อไปนี้

**4.1 ผลการทดลองอุณหภูมิปลายท่อไอเสียในสภาวะการเคลื่อนที่ทางเรียบและอยู่กับที่**



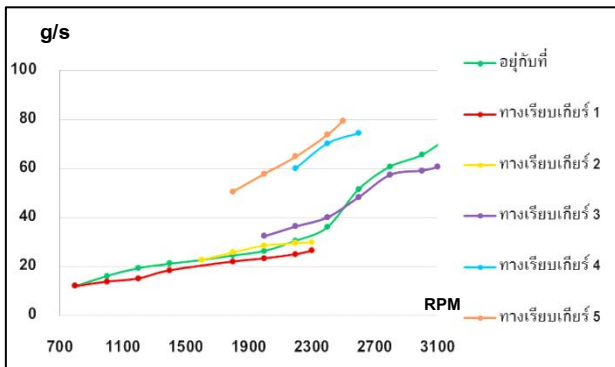
รูปที่ 8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิปลายท่อไอเสียกับความเร็วรอบเครื่องยนต์

**4.2 ผลการทดลองอุณหภูมิที่ข้อพับไอเสียในสภาวะการเคลื่อนที่ทางเรียบและอยู่กับที่**



รูปที่ 9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ข้อพับไอเสียกับความเร็วยรอบเครื่องยนต์

**4.3 ผลการทดลองอัตราไหลอากาศเข้าสู่ท่อไอเสียในสภาวะการเคลื่อนที่ทางเรียบและอยู่กับที่**



รูปที่ 10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลอากาศเข้าสู่ท่อไอเสียกับความเร็วยรอบเครื่องยนต์

พบว่าค่าปริมาณพลังงานความร้อนที่ถูกสร้างขึ้นในรูปแบบก๊าซไอเสียของรถยนต์นั้น มีสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วยรอบเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น ซึ่งหมายความว่า การเพิ่มโหลดความเร็วยรอบเครื่องยนต์ให้สูงขึ้น จะส่งผลปริมาณความร้อนเพิ่มขึ้นมากตามด้วย จะเห็นได้ว่าพลังงานความร้อนมีค่าสูง เมื่อมีความเร็วยรอบเครื่องยนต์อยู่ช่วงระหว่าง 1600 และ 2100 rpm

\*หมายเหตุ

นิยามตัวแปรการเคลื่อนที่ทางเรียบใช้เกียร์ 1 ถึงเกียร์ 5 ดังนี้

- เกียร์ 1 ช่วงความเร็วเท่ากับ 2 – 23 km/hr
- เกียร์ 2 ช่วงความเร็วเท่ากับ 23 - 35 km/hr
- เกียร์ 3 ช่วงความเร็วเท่ากับ 37 - 71 km/hr
- เกียร์ 4 ช่วงความเร็วเท่ากับ 74 - 90 km/hr
- เกียร์ 5 ช่วงความเร็วเท่ากับ 93 - 118 km/hr

**4.4 วิเคราะห์ส่วนประกอบก๊าซไอเสียรถยนต์**

ตารางที่ 2 ผลการทดลองวัดวิเคราะห์ส่วนประกอบก๊าซไอเสีย

ครั้งที่	Pollution (g/km)				
	THC (g/km)	NO <sub>x</sub> (g/km)	CO (g/km)	CO <sub>2</sub> (g/km)	Paticulate(PM) (g/km)
1.	0.164	0.352	0.184	169.257	0.077
2.	0.163	0.341	0.177	150.440	0.101
3.	0.160	0.368	0.171	154.327	0.089
เฉลี่ย	0.162	0.354	0.177	158.008	0.089

**4.5 อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง**

ตารางที่ 3 ผลการผลตรวจวัดอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

ลำดับ	ความเร็วในการเคลื่อนที่ (km/hr)	กำลังเครื่องยนตจากการทดลอง (kw)	อัตราสิ้นเปลืองจากการทดลอง (L/hr)	อัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (m <sup>3</sup> /hr)
1.	40	37.967	10.213	0.00045
2.	45	42.825	12.092	0.00056
3.	50	45.375	12.676	0.00060
4.	55	50.925	13.741	0.00069
5.	60	56.160	14.426	0.00075
6.	65	61.595	17.291	0.00087
7.	70	64.495	21.533	0.00093
8.	75	61.785	23.272	0.00105
9.	80	56.065	22.884	0.00123

#### 4.6 ปริมาณความร้อน

ตารางที่ 4 แสดงปริมาณความร้อนที่ถูกพาออกพร้อมก๊าซไอเสียรถยนต์

ลำดับ	ความเร็วในการเคลื่อนที่ (km/hr)	น้ำหนักของก๊าซไอเสีย (kg/min)	ปริมาณความร้อน (kW)
			เฉลี่ย
1.	40	2.352	0.220
2.	45	2.784	0.240
3.	50	2.919	0.324
4.	55	3.178	0.456
5.	60	3.322	0.534
6.	65	3.981	0.867
7.	70	4.958	1.081
8.	75	5.358	1.424
9.	80	5.269	1.455

จากการทดลองโดยการขับที่ทดสอบ เพื่อเปรียบเทียบปริมาณการปล่อยก๊าซไอเสียกับความเร็วรอบในการขับ จากการผลการทดลองบันทึกค่าแสดงผลในรูปที่ 8 – 10 และตารางที่ 2 ถึงตารางที่ 4 ซึ่งพบว่าปริมาณการปล่อยก๊าซไอเสีย 1) ความเร็วรอบการขับที่สูงนั้นเมื่อความเร่งคงที่แล้ว จากรูปและตารางดังกล่าวค่าคาร์บอนไดออกไซด์ (CO<sub>2</sub>) จะเพิ่มขึ้นมาจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงกับอากาศที่มากขึ้นในการขับที่เร็วขึ้นเอง ขณะเดียวกันการเพิ่มความเร็วยังคงเพิ่มอัตราการเผาไหม้ทำให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์มากขึ้นด้วย ทำให้เกิดก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO), ไฮโดรคาร์บอน (HC) และพบว่าอัตราความเร็วรอบเครื่องลดลงเป็นช่วงที่ลดการจุดระเบิด แต่การจ่ายของเชื้อเพลิงกับอากาศยังคงมีอยู่ ทำให้ปริมาณอากาศเกินและเชื้อเพลิงจะเผาไหม้ไม่สมบูรณ์มากขึ้น

#### 5. สรุปผลการทดลอง

จากการวิจัยวิเคราะห์ผลการทดลอง ทำการทดลองตรวจสอบโดยห้องปฏิบัติการและทดสอบบนทางถนน ทั้งสองสภาวะมีผลการทดลองที่ดี แสดงถึงพลังงานความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซไอเสียรถยนต์สามารถสรุปได้ดังนี้

1. ค่าพลังงานความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซไอเสียรถยนต์มีค่าความร้อนเหลือทิ้งมากที่สุดในช่วงการวิ่งระยะทางไกลและถนนทางเรียบ
2. พลังงานความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซไอเสียรถยนต์เป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วรอบเครื่องยนต์และอัตราการไหลของก๊าซไอเสีย
3. เปอร์เซนต์ทางความร้อนของก๊าซไอเสียเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วเครื่องยนต์

#### 6. เอกสารอ้างอิง

- [1] T. Aroonsrisopon, M. Hayashi, D. Foster, and J. Martin, "The effect of intake air Temperature, Compression ratio and coolant temperature on the star of heat release in an HCCI (Homogeneous charge compression ignition) Engine," SAE Technical Paper 2001-01-1880/4278, 2001.
- [2] Khaled S. AlQdah, "Performance and evaluation of aqua ammonia auto air conditioner system using exhaust waste energy." Science Direct, Energy Procedia 6 (2011). Page 467-476.
- [3] S.E. Aly, Diesel engine waste-heat power cycle, in: Applied Energy, vol. 29, Elsevier, England, 1988, pp. 179-189.
- [4] J.Y. Kaudinya, S.C. Kaushik, R. Kaudinya, The feasibility of air-conditioning by exhaust gas. Int. J. Ambient Energy 9 (4) (1988).

[5] Qin F, Chen J, Lu M, Chen Z, Zhou Y, Yang K, Development of a metal hydride refrigeration system as an exhaust gas-driven automobile air conditioner. Renewable Energy 2007;32:2034-52.

[6] Koehler J, Tegethoff WJ, Westphalen D, Sonnekalb M. Absorption refrigeration system for mobile applications utilizing exhaust gases. Heat Mass Transfer 1997;32:333-40.