

บทที่ 2

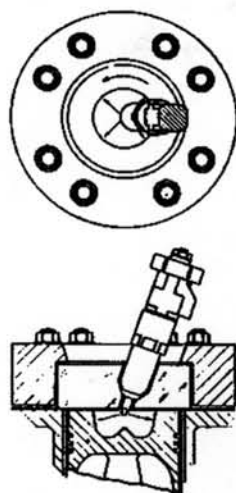
ทฤษฎีเครื่องยนต์ดีเซล และการเผาไหม้

2.1 กระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Compress Ignition, CI) สามารถกล่าวได้โดยสรุปดังนี้ คือ เชื้อเพลิงเหลวจะถูกฉีดด้วยความดันสูงโดยระบบฉีดเชื้อเพลิง เข้าสู่ห้องเผาไหม้ในช่วงปลายของจังหวะอัด (Compression Stroke) ณ เวลาก่อนเริ่มการเผาไหม้ที่ได้ออกแบบไว้เล็กน้อย โดยฉีดเชื้อเพลิงเหลวผ่าน orifice ขนาดเล็กที่ปลายหัวฉีดด้วยความเร็วสูง แล้วเชื้อเพลิงเหลวจะแตกตัวเป็นละอองฝอย และเคลื่อนเข้าไปในห้องเผาไหม้ หลังจากนั้นจึงเกิดการระเหยเป็นไอเชื้อเพลิงและผสมกับอากาศในห้องเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงและความดันสูง ซึ่งจากการที่อุณหภูมิและความดันของอากาศมีค่าสูงกว่าสภาวะการจุดระเบิด (Ignition Point) ของเชื้อเพลิง ดังนั้นจึงเกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเอง (Auto-ignition) ในบริเวณที่ส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงมีอัตราส่วนที่เหมาะสม โดยหลังจากผ่านช่วงล่าช้า (Ignition Delay) ประมาณ 2-3 องศาหมุนข้อเหวี่ยงแล้ว จะเริ่มเกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิง ทำให้ความดันในกระบอกสูบเพิ่มขึ้น รวมทั้งเมื่อเกิดการอัดตัวของส่วนผสมที่ยังไม่เกิดการเผาไหม้ในเวลาต่อมา จะทำให้เกิดการจุดระเบิดของส่วนผสมที่มีอัตราส่วนเหมาะสมอย่างต่อเนื่อง โดยมี ignition delay สั้นลง จึงทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว เป็นการเพิ่มอัตราการระเหยของเชื้อเพลิงเหลวส่วนที่เหลืออยู่ในห้องเผาไหม้ด้วย ส่วนการฉีดเชื้อเพลิงยังคงดำเนินต่อไปจนกระทั่งได้ปริมาณเชื้อเพลิงที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ตามที่ได้กำหนดไว้ โดยกระบวนการแตกตัวเป็นละอองฝอยและระเหยของเชื้อเพลิงเหลว, การผสมกับอากาศ และการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงทั้งหมดจะเกิดอย่างต่อเนื่อง นอกจากนี้การผสมระหว่างอากาศที่ยังคงเหลืออยู่ในห้องเผาไหม้กับแก๊สที่กำลังเผาไหม้และแก๊สที่เผาไหม้แล้ว จะเกิดอย่างต่อเนื่องตลอดระยะเวลาการเผาไหม้ในจังหวะขยายตัว (Expansion Stroke)

ระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบ่งเป็น 2 แบบตามลักษณะของห้องเผาไหม้ดังนี้

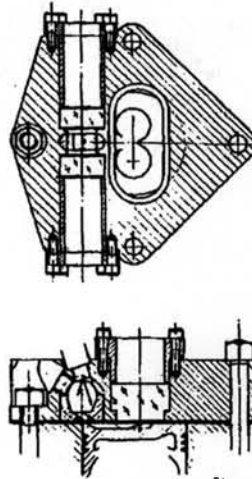
2.1.1 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง (Direct Injection or DI Systems) ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบบเปิดห้องเดียว ซึ่งมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยตรง โดยลักษณะของห้องเผาไหม้เป็นดังรูปที่ 2-1



รูปที่ 2-1 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง [1]

2.1.2 ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม (Indirect Injection or IDI Systems) ระบบนี้มีห้องเผาไหม้แบ่งเป็น 2 ห้อง โดยเชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า (Prechamber) ซึ่งมีช่อง (Throat) ต่อกับห้องเผาไหม้หลัก (Main Chamber) โดยลักษณะของห้องเผาไหม้เป็นดังรูปที่ 2-2 ในกรณีที่เป็นเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber

กระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber สามารถอธิบายสรุปได้ดังนี้ เริ่มจากในช่วงจังหวะอัด อากาศจะถูกอัดจากห้องเผาไหม้หลักที่อยู่เหนือหัวลูกสูบผ่าน throat เข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ดังนั้นที่ช่วงสุดท้ายของจังหวะอัด จะเกิดการหมุนวน (Swirl) ของอากาศอย่างรุนแรง โดยจะมีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า หลังจากช่วง ignition delay แล้ว จะเริ่มเกิดการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อความดันที่เพิ่มขึ้นจากการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า สูงกว่าความดันในห้องเผาไหม้หลักแล้ว ส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้อยู่จะถูกดันกลับเข้าไปในห้องเผาไหม้หลัก ในขณะที่หัวฉีดยังคงฉีดเชื้อเพลิงอย่างต่อเนื่องออกมาผสมและทำปฏิกิริยาเคมีกับอากาศในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า แล้วออกมาเกิดการผสมกับอากาศต่อไปในห้องเผาไหม้หลัก และเกิดการเผาไหม้อย่างต่อเนื่องจนสิ้นสุดจังหวะขยายตัว



รูปที่ 2-2 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมชนิด swirl chamber [1]

2.2 แบบจำลองของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

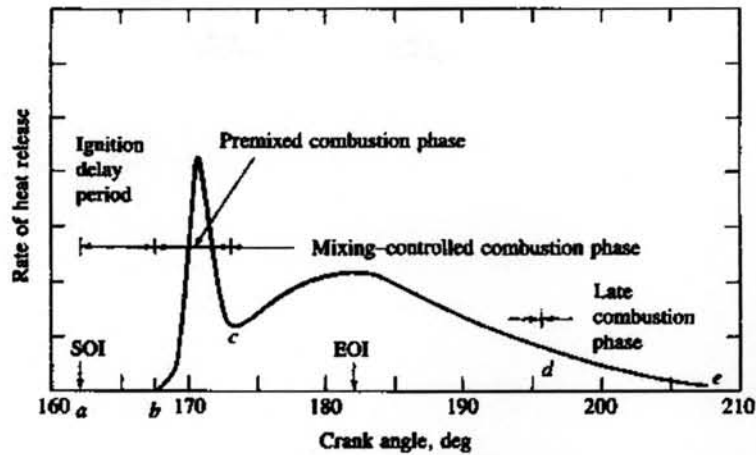
ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI สามารถสรุปได้โดยเปรียบเทียบจากผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดโดยตรงทั่วไป ดังรูปที่ 2-3 ดังนี้

Ignition delay (ab) – เป็นช่วงเวลาระหว่างการเริ่มฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้และการเริ่มต้นการเผาไหม้ โดย ignition delay จะสั้นหรือยาวจะขึ้นกับสามสาเหตุหลักคือ องค์ประกอบทางเคมีของเชื้อเพลิง, อุณหภูมิ และความดันในห้องเผาไหม้ โดยที่ความดันการฉีดมีผลน้อยกว่า (เมื่อมีปริมาณการฉีดเท่ากัน) [2]

Premixed phase (bc) – เป็นช่วงที่เกิดการเผาไหม้ของส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิงที่มีสัดส่วนอยู่ในช่วง flammability limit ซึ่งผสมกันในช่วง ignition delay จะเกิดการเผาไหม้ขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วง 2 – 3 องศาของมุมข้อเหวี่ยง โดยส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้อยู่เมื่อพบกับส่วนผสมที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในช่วงนี้ จะเกิดการเผาไหม้เกือบพร้อมกันเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนในช่วงนี้มีค่าสูง

Mixing-controlled combustion phase (cd) – เมื่อเชื้อเพลิงและอากาศซึ่งผสมกันไว้ก่อนแล้วในช่วง ignition delay ได้ถูกเผาไหม้หมดไป อัตราการเผาไหม้จะถูกควบคุมโดยอัตราการเกิดสารผสมที่พร้อมสำหรับการเผาไหม้ (อัตราการผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศ)

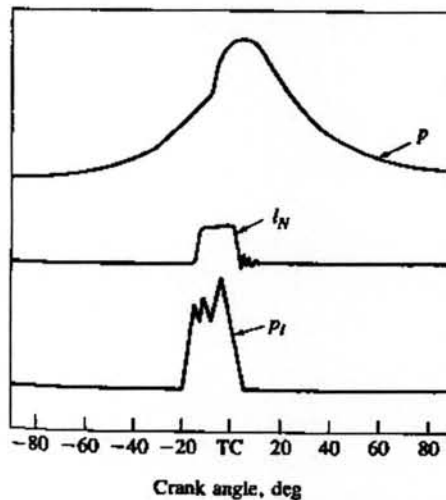
Late combustion phase (de) – เป็นช่วงที่การปลดปล่อยความร้อนดำเนินต่อไปด้วยอัตราที่ต่ำลงในจังหวะขยายตัว ซึ่งเป็นการเผาไหม้เชื้อเพลิงส่วนที่เหลืออยู่เล็กน้อย และเป็นการเผาไหม้ต่อไปของเขม่าและสารที่เกิดจากการเผาไหม้ของส่วนผสมหนา



รูปที่ 2-3 แสดงผังอัตราการปล่อยความร้อนของเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรงโดยทั่วไป [1]

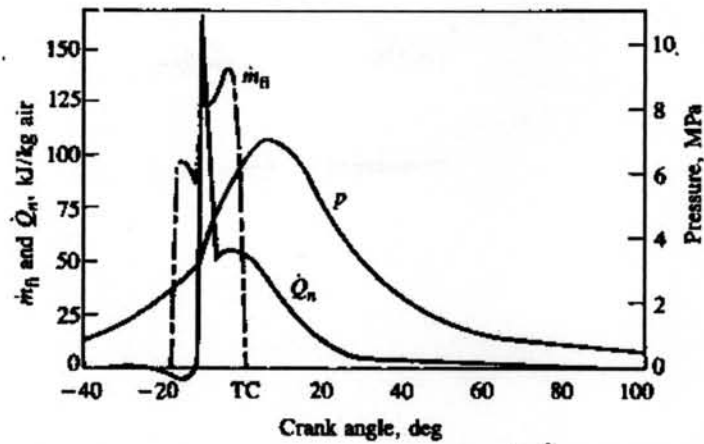
2.2.1 การใช้แบบจำลองในการวิเคราะห์การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI

2.2.1.1 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดหลายรู



รูปที่ 2-4 แสดงข้อมูลของความดันในระบบออสกู๊ป (P) ระยะยกของวาล์วเข็มในหัวฉีด (injector Needle lift, I_N) และความดันเชื้อเพลิงในท่อส่งเชื้อเพลิง (P_i) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวของเครื่องยนต์ DI [1]

รูปที่ 2-4 แสดงข้อมูลเบื้องต้นที่จะใช้วิเคราะห์กระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น ซึ่งจากรูป พบว่ามีช่วงล่าช้าระหว่างการเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิงกับการเริ่มต้นการเผาไหม้ (จุดของการเปลี่ยนความชันของกราฟ $P-\theta$) เท่ากับ 9 องศาหมุนข้อเหวี่ยง เมื่อเกิดการเผาไหม้แล้วความดันจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในช่วงไม่กี่องศาหมุนข้อเหวี่ยง หลังจากนั้นจะเพิ่มอย่างช้าๆและมีค่าสูงสุดที่ประมาณ 5° ATDC



รูปที่ 2-5 แสดงค่าความดันในกระบอกสูบ (p), อัตราการฉีดเชื้อเพลิง (\dot{m}_f) และอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (\dot{Q}_n) จากเครื่องยนต์ CI แบบฉีดตรง ความเร็วรอบ 1000 rev/min, Brake mean effective pressure 620 kPa [1]

รูปที่ 2-5 แสดงกราฟของอัตราการปล่อยความร้อนกับมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งสอดคล้องกับอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและข้อมูลความดันกระบอกสูบตามกราฟในรูปที่ 2-4 โดยกราฟอัตราการปล่อยความร้อนแสดงให้เห็นว่าไม่มีการปล่อยความร้อนจนกระทั่งปลายของจังหวะอัด ซึ่งเห็นได้ว่าการสูญเสียความร้อนเล็กน้อยในระหว่างช่วง Ignition delay (เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการทำให้เชื้อเพลิงระเหยและมีอุณหภูมิสูงขึ้น)

ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้นั้นจะเห็นว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นเป็น 3 ระยะที่ต่างกัน คือ ในระยะแรก อัตราการปล่อยความร้อนจะสูงมากและเกิดขึ้นในช่วงไม่กี่องศาของมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งตรงกับช่วงของการเพิ่มความดันกระบอกสูบอย่างรวดเร็ว ระยะที่สองจะเป็นช่วงของอัตราการปล่อยความร้อนที่ค่อยๆ ลดลง (แต่ในช่วงเริ่มต้นอาจเพิ่มขึ้นไปเป็นค่าสูงสุดค่าที่สองได้ แต่จะต่ำกว่าค่าสูงสุดครั้งแรกมาก) ช่วงการเผาไหม้นี้จะเป็นช่วงการปล่อยความร้อนหลัก ระยะที่สามเป็นช่วงท้ายของการปล่อยความร้อน ซึ่งอัตราการปล่อยความร้อนจะน้อยกว่าช่วงการปล่อยความร้อนหลักและเกิดขึ้นตลอดจังหวะขยายตัว ดังนั้นจากการเปรียบเทียบกับกราฟอัตราการปล่อยความร้อน ในรูปที่ 2-5 สามารถสรุปได้ว่า ระยะแรกการเผาไหม้อยู่ในช่วง premixed phase ระยะที่สองอยู่ในช่วง mixing-controlled combustion phase และระยะที่สามอยู่ในช่วง late combustion phase

2.2.1.2 การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IDI แบบ Swirl Chamber

ในเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber ลักษณะของผังอัตราการปล่อยความร้อนจะต่างจากในเครื่องยนต์ DI โดยจะไม่มีช่วงที่มีลักษณะเป็น initial spike (ช่วง premixed combustion phase) เนื่องจากการที่เครื่องยนต์ IDI มีห้องเผาไหม้ขนาดเล็กกว่า ร่วมกับกรณีที่อากาศเกิดการหมุนวนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าอย่างรุนแรงก่อนการฉีดเชื้อเพลิง เป็นผลให้สเปรย์

เชื้อเพลิงถูกเหวี่ยงไปปะทะกับผนังห้องเผาไหม้ รวมทั้งการที่เครื่องยนต์ IDI มีช่วง ignition delay สั้นกว่า จากผลของอัตราส่วนการอัดที่มีค่าสูงกว่า จึงเป็นผลให้อัตราการปล่อยความร้อนต่ำกว่า ในช่วงเริ่มการเผาไหม้

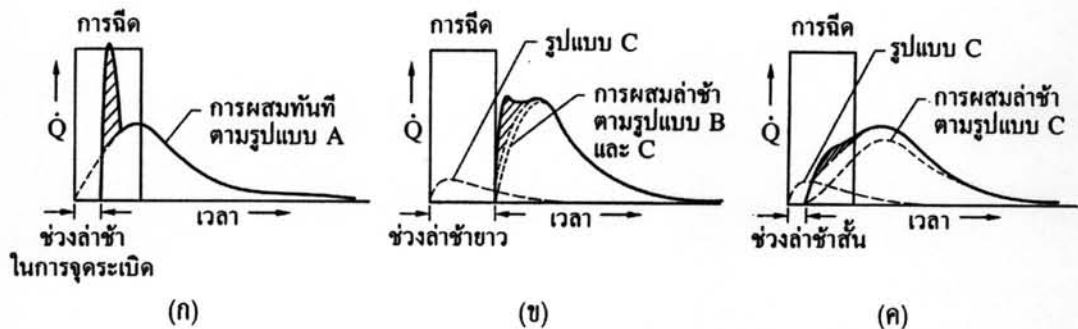
โดย Lyn [3] นำเสนอรูปแบบการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ CI 3 รูปแบบ ดังรูป 2-6 ดังนี้

A) การฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ด้วยโมเมนตัมที่มากพอสมควร การผสมจะเกิดขึ้นที่ที่เชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้และถูกกระทบโดยการเผาไหม้น้อย

B) เชื้อเพลิงเข้าไปเกาะติดกับผนังห้องเผาไหม้ การผสมในช่วง ignition delay เกิดน้อยเนื่องจากการระเหยของเชื้อเพลิงถูกจำกัด หลังการจุดระเบิด อัตราการระเหยจะมีค่าสูง และถูกควบคุมโดยการเข้าถึงผนังห้องเผาไหม้ของแก๊สที่มีอุณหภูมิสูง และเกิดการผสมในแนวรัศมีจากแรงหนีศูนย์กลางที่ต่างกัน การเผาไหม้จึงเกิดอย่างล่าช้าจากช่วง ignition delay ที่ยาว

C) เชื้อเพลิงถูกกระจายออกไปใกล้กับผนัง การผสมเกิดขึ้นในช่วง ignition delay ด้วยอัตราที่ต่ำกว่ารูปแบบ A หลังจากการจุดระเบิด การผสมถูกเร่งขึ้นโดยกลไกเช่นเดียวกับรูปแบบ B

โดยเครื่องยนต์ DI ที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรูจะมีรูปแบบตามรูปแบบ A ส่วนเครื่องยนต์ DI แบบ M ซึ่งเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปในแนวสัมผัสกับผนังห้องเผาไหม้จะมีรูปแบบตามรูปแบบ B และ C โดยการผสมที่ล่าช้าป้องกันไม่ให้อัตราการปล่อยความร้อนเริ่มต้นสูงเกินไป ขณะที่เครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber จะมี ignition delay สั้น โดยมีรูปแบบการผสม C ในช่วง ignition delay ทำให้อัตราการปล่อยความร้อนค่อยๆเพิ่มขึ้น



รูปที่ 2-6 แสดงอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล 3 แบบ [1]

(ก) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่ใช้หัวฉีดแบบหลายรูติดไว้

ตรงกลาง

(ข) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงแบบ M ที่ฉีดเชื้อเพลิงเข้าผนัง

(ค) แสดงอัตราการเผาไหม้ของระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวน

จากการศึกษากราฟของอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและอัตราการปล่อยความร้อนดัง แสดงไว้ในรูปที่ 2-6 ตลอดช่วงของภาระ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และจังหวะการฉีดเชื้อเพลิง สรุปผลการศึกษาดังนี้ 3 ประการ คือ

- ช่วงการเผาไหม้ทั้งหมดจะยาวกว่าช่วงการฉีดเชื้อเพลิงมาก
- อัตราการเผาไหม้สัมบูรณ์เพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นเมื่อคิดเป็นมุมข้อเหวี่ยง ช่วงการเผาไหม้จะคงตัว
- ขนาดของค่าสูงสุดของอัตราการเผาไหม้จะขึ้นอยู่กับช่วง ignition delay ในการ จุดระเบิด ซึ่งจะมีค่าสูงขึ้นเมื่อช่วง ignition delay ยาวขึ้น

2.3 ความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ใช้กำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์

ตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับสมรรถนะของเครื่องยนต์ได้แก่ กำลังเบรก(P_b), แรงบิดเบรก (T_b) และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (brake specific fuel consumption, bsfc) ฯลฯ กำลังเบรก(P_b), ของเครื่องยนต์สามารถแสดงได้ ดังสมการ

$$P_b = T_b \omega = \frac{2\pi N T_b}{60000} \quad (2-1)$$

ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก(η_{fb})

$$\eta_{fb} = \frac{P_b}{m_f Q_{HV}} \quad (2-2)$$

อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (bsfc)

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (2-3)$$

ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก (bmep) สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ คือ

$$bmep = 4 \pi (T_b / V_d) \quad (2-4)$$

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (η_v)

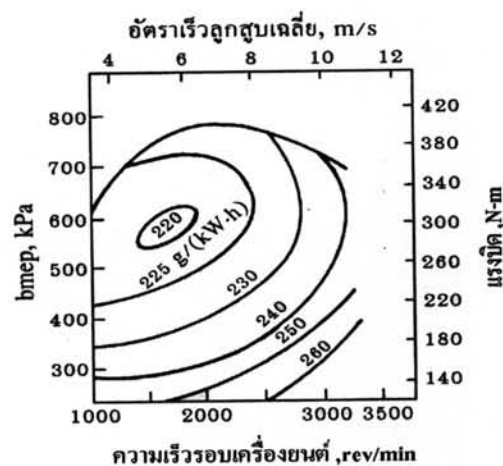
$$\eta_v = \frac{2 \dot{m}_a \times 10^3}{60 \rho_{a,i} V_d N} \quad (2-5)$$

โดยที่	P_b	=	กำลังเบรก (kW)
	T_b	=	แรงบิดเบรก (N-m)
	b_{mep}	=	ความดันยังผลเฉลี่ยเบรก(kPa)
	N	=	ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rev/min)
	V_d	=	Displacement Volume (dm ³)
	Q_{HV}	=	ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (kJ/kg)
	\dot{m}_f	=	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (g/s)
	(a, i)	=	ความหนาแน่นของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องยนต์ (kg/m ³)
	$bsfc$	=	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (mg/J)
	η_{fs}	=	ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรก
	ω	=	ความเร็วเชิงมุม (rad/s)

2.4 แผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

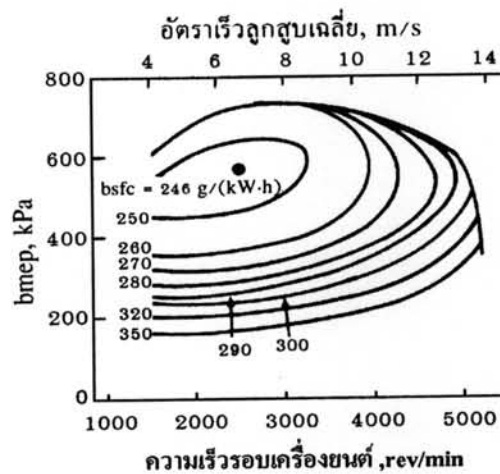
ตัวแปรในการทำงานที่สำคัญที่มีผลต่อสมรรถนะ ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด คือ ภาวะ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์

สมรรถนะและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดที่ภาวะและความเร็วรอบต่างๆ จะแสดงเป็นแผนภูมิสมรรถนะดังตัวอย่างในรูปที่ 2-7 ซึ่งเป็นการแสดงค่า $bsfc$ ที่เท่ากันบนกราฟของ b_{mep} (หรือค่าแรงบิด) กับ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (หรือความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ)



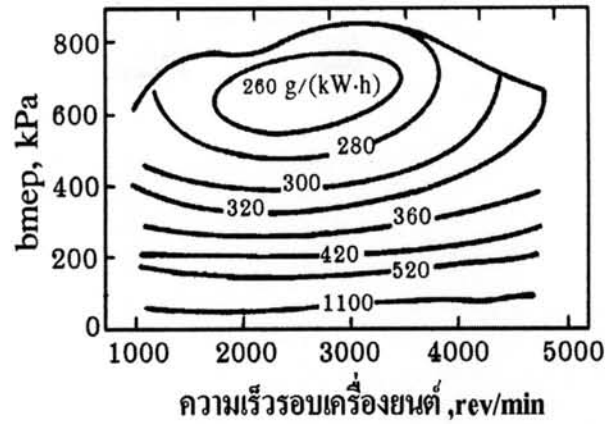
รูปที่ 2-7 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซล ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง [1]

รูปที่ 2-7 แสดงแผนภูมิสมรรถนะ(Performance Map) ของเครื่องยนต์ดีเซล ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง นำอากาศเข้าโดยธรรมชาติมีการไหลวนปานกลาง สี่จังหวะ ระบายความร้อนด้วยอากาศ ปริมาตรกระจัด 6.54 ลูกบาศก์เดซิเมตร ให้กำลังสูงสุด 119 กิโลวัตต์ ที่ความเร็วรอบ 3200 รอบต่อนาที ค่า bmep สูงสุด 784 kPa ที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที และค่า bsfc ต่ำสุดเกิดที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที และ bmep เท่ากับ 580 kPa มีค่าเท่ากับ 220 g/kW-h ซึ่งตรงกับประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรคเท่ากับร้อยละ 38.5 และประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงบ่งที่มีค่าประมาณร้อยละ 48



รูปที่ 2-8 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง แบบ M [1]

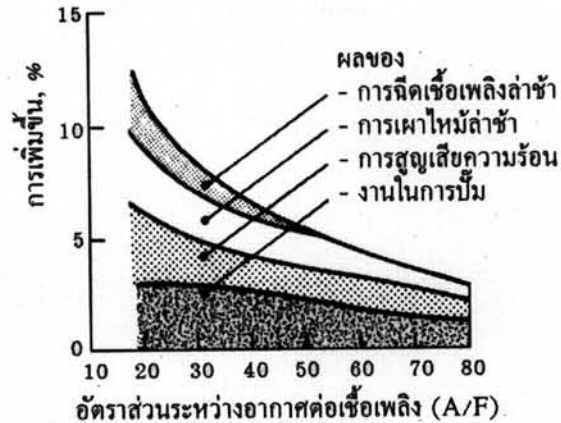
รูปที่ 2-8 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง มีการไหลวนสูง ที่ใช้ระบบการเผาไหม้ แบบ M ซึ่งเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปในแนวสัมผัสกับผนังของหลุมในลูกสูบไปในอากาศที่ไหลวน เนื่องจากความเร็วสูงกว่าและการไหลวนสูงกว่าเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงในรูปที่ 2-7 ค่า bmep สูงสุดของเครื่องในรูปที่ 2-8 จึงมีค่าต่ำกว่าเล็กน้อย และค่า bsfc ที่ดีที่สุดมีค่าสูงกว่าประมาณร้อยละ 10 เนื่องจาก bmep (Friction mean effective pressure) มีค่าสูงกว่า แต่ส่วนหนึ่งมีสาเหตุมาจากการสูญเสียความร้อนที่สูงกว่า เป็นผลมาจากอัตราส่วนระหว่างพื้นที่ผิวต่อปริมาตรที่ไม่ดีของเครื่องยนต์ ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบเล็กกว่า และการไหลวนสูง รวมถึงอัตราการปล่อยความร้อนที่ต่ำของระบบ M



รูปที่ 2-9 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม แบบห้องเผาไหม้ก่อนแบบไหลวน [1]

รูปที่ 2-9 แสดงแผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม แบบห้องเผาไหม้ก่อนไหลวน นำอากาศเข้าโดยธรรมชาติ ค่า bmeP สูงสุดตามปกติจะสูงกว่าของเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่มีขนาดเทียบเท่ากัน เนื่องจากไม่จำเป็นต้องทำให้เกิดการไหลวนในช่วงกระบวนการจุด การกีดขวางโดยช่องไอดีและวาล์วไอดีน้อยกว่า และประสิทธิภาพเชิงปริมาตรสูงกว่า และเนื่องจากเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม สามารถทำงานที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ต่ำกว่าโดยค่าควันทันน้อยกว่า ค่า bsfc ที่ดีที่สุดตามปกติจะสูงกว่าค่าทั่วไปของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงที่เทียบเท่ากันประมาณ ร้อยละ 15 ประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเบรกที่ดีที่สุดของเครื่องยนต์ ตามรูปที่ 2-9 จะมีค่าเท่ากับร้อยละ 32.5

เมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงและระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมที่นำอากาศเข้าโดยธรรมชาติที่มีการออกแบบและขนาดใกล้เคียงกันแล้วจะเห็นว่าเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง จะมีค่าประสิทธิภาพสูงกว่าเสมอ ซึ่งประสิทธิภาพที่สูงกว่านี้จะแปรผันกับภาระ โดยที่ภาระเต็มที ความแตกต่างต่างของค่า bsfc ของเครื่องยนต์ทั้งสองแบบจะสูงถึงร้อยละ 20 และที่ภาระบางส่วนค่าความแตกต่างจะน้อยลง เหลือประมาณร้อยละ 10



รูปที่ 2-10 แผนภูมิแสดงปัจจัยที่เพิ่มประสิทธิภาพบ่งชี้ของเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิง โดยตรงเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมแบบห้องเผาไหม้ ก่อนไหลวนซึ่งเป็นฟังก์ชันของ อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงหรือภาวะ [1]

รูปที่ 2-10 แสดงปัจจัยที่ทำให้เกิดความแตกต่างของประสิทธิภาพบ่งชี้ของเครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงและระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อม ซึ่งจะพบว่าที่ภาวะเต็มที (อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง เท่ากับ 18 ถึง 20) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมจะมีประสิทธิภาพบ่งชี้ น้อยกว่าประมาณร้อยละ 15 ถึง 17 ซึ่งเป็นผลมาจากการฉีดเชื้อเพลิงที่ล่าช้า การเผาไหม้ที่ยาว และล่าช้า การสูญเสียความร้อน ที่ภาวะบางส่วน เมื่อค่า bmep มีค่าประมาณ 300 kPa (อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงเท่ากับ 50) เครื่องยนต์ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยอ้อมจะมีประสิทธิภาพ บ่งชี้ น้อยกว่าประมาณร้อยละ 5 ถึง 7 ซึ่งส่วนใหญ่เป็นผลมาจากการสูญเสียความร้อนที่สูงกว่า เนื่องจากพื้นที่ผิวที่ใหญ่กว่า และความเร็วในการไหลผ่านช่องที่ต่อระหว่างห้องเผาไหม้หลักกับ ห้องเผาไหม้ล่องหน้าที่สูงกว่า รวมทั้งเป็นผลมาจากการสูญเสียความดันในการอัดอากาศระหว่าง ห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้ล่องหน้า

แผนภูมิสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลทุกแบบโดยทั่วไปจะมีลักษณะคล้ายกัน และเมื่อ เที่ยนแทนด้วยความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ ก็จะมีค่าสมมูลกัน การเพิ่มขึ้นของ bsfc จากค่าต่ำสุดเมื่อ ความเร็วเพิ่มขึ้นที่ภาวะคงตัวจะเป็นผลมาจากการเพิ่มของ friction mean effective pressure แต่ ส่วนหนึ่งจะถูกชดเชยโดยผลจากการลดความสำคัญของการสูญเสียความร้อนต่อวัฏจักรลง การ เพิ่มขึ้น ของ bsfc กับภาวะที่ลดลงที่ความเร็วคงตัวจะเป็นผลมาจากการลดลงของประสิทธิภาพ เชิงกลเมื่อ bmep ลดลงเป็นหลัก แต่ส่วนหนึ่งจะถูกชดเชยด้วยประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงาน เชื้อเพลิงบ่งชี้ที่เพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนสมมูลระหว่างเชื้อเพลิงต่ออากาศลดลง

การเพิ่มของ bsfc จากค่าต่ำสุดจะไม่มากนักเมื่อภาวะเพิ่มขึ้นที่ความเร็วคงตัวและเมื่อ ความเร็วเพิ่มขึ้นที่ภาวะคงตัวโดยจะเป็นผลสุทธิของ

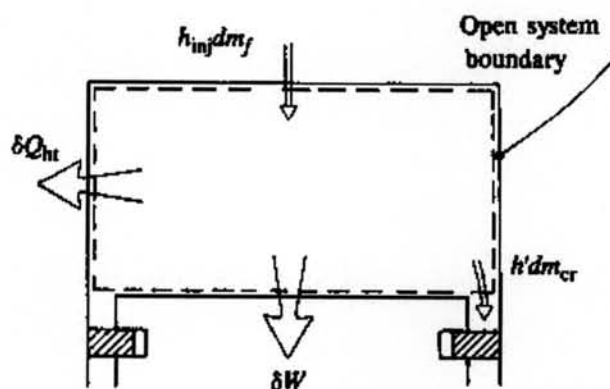
1. การเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพเชิงกลและการลดลงของประสิทธิภาพการเปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงปั้งขึ้นเมื่อภาระมากขึ้น
2. การลดลงของประสิทธิภาพปั้งขึ้นเนื่องจากการที่ความสำคัญของการสูญเสียความร้อนและการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงกลเนื่องจากความเร็วลดลง

2.5 การวิเคราะห์ข้อมูลความดันในห้องเผาไหม้

ข้อมูลความดันกระบอกสูบที่สัมพันธ์กับมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ตลอดช่วงจังหวะอัดและขยายตัวของเครื่องยนต์ สามารถนำไปใช้วิเคราะห์ในการหาอัตราการปล่อยความร้อนหรืออัตราการเผาไหม้เชื้อเพลิง เพื่ออธิบายลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ CI ซึ่งหาได้โดยการใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับระบบเปิดดังแสดงในรูปที่ 2-11 เมื่อพิจารณาให้อยู่ในสถานะที่ความดันและอุณหภูมิคงที่ (Quasi static) ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ดังนี้ [1]

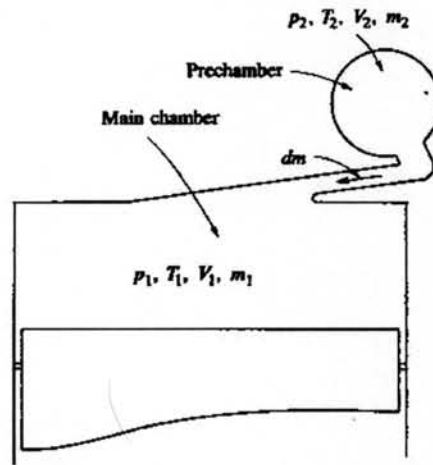
$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (2-6)$$

- โดยที่ $\frac{dQ}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านขอบเขตของระบบเข้าสู่ระบบ
- $p \frac{dV}{dt}$ คือ อัตราการถ่ายเทงานโดยระบบ เนื่องมาจากการกระจัดของขอบเขตของระบบ
- \dot{m}_i คือ อัตราการไหลของมวลเข้าไปในระบบผ่านขอบเขตของระบบที่ตำแหน่ง i
- h_i คือ Enthalpy ของมวล i ที่เข้าสู่ระบบ
- U คือ พลังงานของสารที่อยู่ในขอบเขตของระบบ



รูปที่ 2-11 แสดงขอบเขตของระบบเปิดสำหรับห้องเผาไหม้ เพื่อวิเคราะห์การปล่อยความร้อน [1]

ในเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ระหว่างการเผาไหม้ ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักจะไม่เท่ากัน เนื่องจากการเผาไหม้จะเริ่มต้นในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า ทำให้ความดันสูงกว่าในห้องเผาไหม้หลัก ซึ่งความดันที่ต่างกันนี้จะทำให้เกิดการไหลของเชื้อเพลิง อากาศ ส่วนผสมที่กำลังเผาไหม้ และแก๊สที่เผาไหม้แล้วเข้าไปในห้องเผาไหม้หลัก จึงทำให้เกิดการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้หลักด้วย



รูปที่ 2-12 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์การปล่อยความร้อนในเครื่องยนต์แบบ IDI [1]

รูปที่ 2-12 แสดงห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ CI แบบ IDI ซึ่งมีห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและห้องเผาไหม้หลักแบ่งกันที่ throat ซึ่งเชื่อมต่อเป็นระบบเปิด 2 ระบบ เมื่อใช้กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ สมการ (2-6) กับห้องเผาไหม้หลักจะได้

$$\frac{dQ_1}{dt} - p_1 \frac{dV_1}{dt} + h_{2,1} \frac{dm}{dt} = \frac{dU_1}{dt} \quad (2-7)$$

และกับห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะได้

$$\frac{dQ_2}{dt} + h_f \frac{dm_f}{dt} - h_{2,1} \frac{dm}{dt} = \frac{dU_2}{dt} \quad (2-8)$$

โดย $\frac{dm}{dt}$ คือ อัตราการไหลของมวลระหว่างห้องเผาไหม้ทั้งสอง ซึ่งเป็นค่าบวกเมื่อเป็นการไหลจากห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเข้าสู่ห้องเผาไหม้หลัก

$$\text{ถ้า } \frac{dm}{dt} > 0, h_{2,1} = h_2$$

$$\text{และถ้า } \frac{dm}{dt} < 0, h_{2,1} = h_1$$

U_1, U_2 คือ พลังงานภายในสัมผัส (sensible internal energy)

h_f คือ sensible enthalpy ของเชื้อเพลิง

$\frac{dQ_1}{dt}, \frac{dQ_2}{dt}$ คือ อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (net heat release rate) ซึ่ง

หมายถึงผลต่างระหว่างอัตราการปล่อยความร้อนจากการเผาไหม้และอัตราการถ่ายเทความร้อนสู่ผนังห้องเผาไหม้

ถ้าคิดสารทำงานในห้องเผาไหม้แต่ละห้องเป็นแก๊สอุดมคติโดยมี c_v, c_p และ M เป็นค่าคงตัว และใช้ความสัมพันธ์ $p_1V_1 = m_1RT_1$ และ $p_2V_2 = m_2RT_2$ เพื่อตัด m และ T จากพจน์ $\frac{dU}{dt}$ และจากข้อเท็จจริงที่ $h_{s,f} = 0$ สมการ (2-7) และ (2-8) จะเขียนได้เป็น

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V_1 \frac{dP_1}{dt} - \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{2,1} V_{2,1}}{m_{2,1}} \frac{dm}{dt} \quad (2-9)$$

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{1}{\gamma-1} V_2 \frac{dP_2}{dt} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{2,1} V_{2,1}}{m_{2,1}} \frac{dm}{dt} \quad (2-10)$$

เมื่อรวมสมการ (2-9) และ (2-10) จะได้สมการของอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิ (Net heat release rate) เป็น

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} + \frac{dQ_2}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} \left(V_1 \frac{dp_1}{dt} + V_2 \frac{dp_2}{dt} \right) \quad (2-11)$$

ในทางปฏิบัติ สมการ(2-11) จะทำได้ยากเนื่องจากต้องใช้ Pressure Transducer สองตัวติดตั้งที่ห้องเผาไหม้ทั้งสองและยังต้องทนต่อ Thermal Loading อีกด้วย ดังนั้นจึงสมมติให้ $p_1 = p_2$ เนื่องจากความดันในห้องเผาไหม้ก่อนมากกว่าห้องเผาไหม้หลัก 0.5 ถึง 5 atm เมื่อเทียบกับระดับความดัน 60 ถึง 80 atm จึงสามารถละความคลาดเคลื่อนในส่วนนี้ได้

ถ้าเขียน $p_2 = p_1 + \Delta p$ สมการ (2-11) จัดรูปใหม่ได้เป็น

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1 + V_2}{\gamma-1} \frac{dP_1}{dt} + \frac{V_2}{\gamma-1} \frac{d(\Delta P)}{dt} \quad (2-12)$$

ซึ่งถ้าตัดพจน์สุดท้ายออกไปจะทำให้ได้สมการเหมือนเครื่องยนต์ CI ระบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง และใช้ข้อมูลความดันจากห้องเผาไหม้หลักมาคำนวณตามสมการ

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\gamma - 1} \frac{dP}{dt} \quad (2-13)$$

ปริมาณการปล่อยความร้อนสุทธิสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2-14)

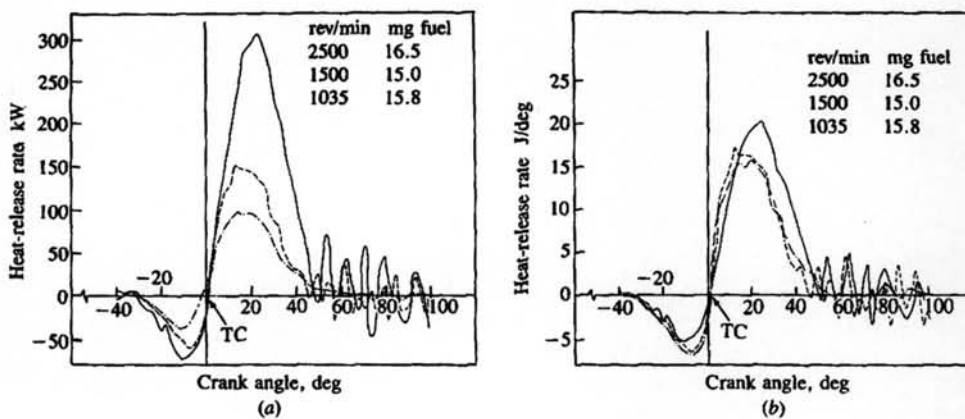
$$Q = \int_{\theta_{start}}^{\theta_{end}} \frac{dQ}{dt} d\theta \quad (2-14)$$

Mass fraction burned (X_b) หมายถึงสัดส่วนของมวลเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้ว ซึ่งแปรผันกับความร้อนที่ปล่อยออกมาจากเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ต่อค่าความร้อนของเชื้อเพลิง สามารถหาได้จากสมการ

$$x_b = \frac{Q}{m_f LHV} \quad (2-15)$$

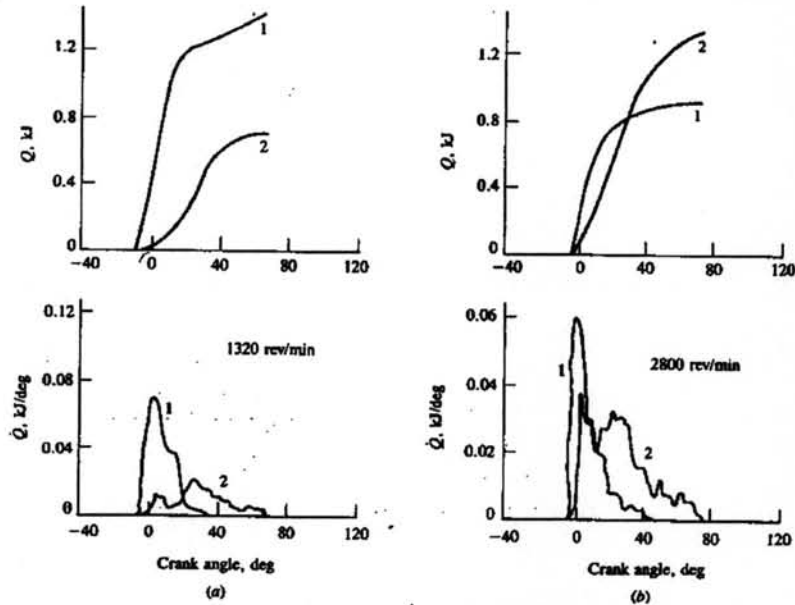
โดยที่ m_f คือ มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 cycle ต่อสูบ (kg/cycle)
 LHV คือ ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง

ค่า Mass fraction burned นี้จะบอกให้ทราบว่าที่ตำแหน่งต่างๆ เชื้อเพลิงได้ถูกเผาไหม้ไปแล้วปริมาณเท่าใด



รูปที่ 2-13 อัตราการปล่อยความร้อนสุทธิสำหรับเครื่องยนต์ CI แบบ Indirect Injection ที่ภาระคงที่ ($0.29 \leq \phi \leq 0.32$) รูป (a) หน่วย kW, รูป (b) หน่วย J/degree [1]

รูปที่ 2-13 แสดงอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิสำหรับเครื่องยนต์ CI แบบ Indirect Injection เมื่อ $\gamma = 1.35$ ที่ 3 ความเร็วและปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงต่อ cycle คงที่ พบว่าอัตราการปล่อยความร้อนสัมบูรณ์จะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ส่วนอัตราการปล่อยความร้อนสัมพัทธ์จะขึ้นอยู่กับอัตราการเผาไหม้ซึ่งขึ้นอยู่กับอัตราการผลิตระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ



รูปที่ 2-14 อัตราการปล่อยความร้อนรวมที่คำนวณได้ใน IDI swirl-chamber diesel

ที่ Engine full load 1. คือที่ห้องเผาไหม้หลัก และ 2. คือที่ห้องเผาไหม้ล่วงหน้า

รูปบนคืออัตราการปล่อยความร้อนรวม ส่วนรูปล่างคืออัตราการปล่อยความร้อน

(a) คือที่อัตราเร็วรอบ 1320 rpm และ (b) คือที่อัตราเร็วรอบ 2800 rpm [1]

อัตราการปล่อยความร้อนรวมของเครื่องยนต์ CI แบบ Indirect Injection Swirl-Chamber ที่ full load ดังรูปที่ 2-14 พบว่าที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต่ำ การปล่อยความร้อนที่ห้องเผาไหม้ล่วงหน้ามีค่า $2/3$ ของความร้อนทั้งหมด และที่ห้องเผาไหม้หลักมีอัตราการปล่อยความร้อนต่ำเนื่องจากที่ความเร็วรอบต่ำ การ swirl ต่ำทำให้กระบวนการผสมต่ำเนื่องจากระดับ turbulent ต่ำ แต่ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์สูง การปล่อยความร้อน $2/3$ ของทั้งหมดจะเกิดที่ห้องเผาไหม้หลัก

มีผลการศึกษาจาก Bowden และคณะ [4] ระบุว่า สัดส่วนของการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะขึ้นกับปริมาณเชื้อเพลิงที่ถูกฉีด (ภาระของเครื่องยนต์) รวมทั้งอัตราส่วนระหว่างปริมาตรของห้องเผาไหม้ล่วงหน้าต่อปริมาตร clearance volume โดยถ้าปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงมีค่าสูงขึ้น สัดส่วนของการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะลดลง และทำให้สัดส่วนการปล่อยความร้อนที่ห้องเผาไหม้หลักเพิ่มขึ้น ขณะที่หากเพิ่มขนาดห้องเผาไหม้ล่วงหน้า โดยคงส่วนอื่นไว้ จะทำให้เกิดการปล่อยความร้อนในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าเป็นสัดส่วนเพิ่มขึ้น

นอกจากนี้ผลงานวิจัยของ Longbao และคณะ [5] รวมทั้ง Li และคณะ [6] ซึ่งเป็นงานวิจัยเกี่ยวกับการวิเคราะห์แบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกส์ร่วมกับการทดสอบเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber ต่างอธิบายตรงกันว่าสาเหตุหลักที่ทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber มีค่าต่ำกว่าเครื่องยนต์แบบ DI มี 3 สาเหตุสำคัญคือ การสูญเสียความร้อนผ่านผนังห้องเผาไหม้ล่วงหน้า การสูญเสียพลังงานในการไหลผ่าน throat และการเผาไหม้ที่ห้องเผาไหม้หลักเกิดช้ากว่า (combustion delay) นอกจากนี้ยังมีสาเหตุรองลงมาคือ การที่เครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber มีอัตราส่วนการอัดสูงกว่าค่าที่ดีที่สุด ทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงกลต่ำกว่าเครื่องยนต์แบบ DI แต่ว่าเครื่องยนต์ IDI แบบ swirl chamber มีข้อได้เปรียบเครื่องยนต์ DI ที่ ignition delay สั้นกว่า (จากอัตราส่วนการอัดที่สูงกว่า) และมี throat ทำให้เกิดการผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงได้ดีกว่า สามารถนำอากาศในกระบอกสูบมาใช้ประโยชน์ได้มากกว่า จึงทำให้ได้กำลังดีกว่า โดยเกิดมลพิษที่เป็นควันดำน้อยกว่า [7]

นิยามสำหรับการวิเคราะห์การเผาไหม้ที่ใช้ในวิทยานิพนธ์นี้ได้แก่

- จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ คือ จุดที่อัตราการปล่อยความร้อนมีค่าเท่ากับ 0 หลังจากผ่านจุดเริ่มต้นฉีดเชื้อเพลิง ($\frac{dQ}{d\theta} = 0$; after SOI)
- ช่วงล่าช้าในการจุดระเบิด หมายถึง ช่วงเวลาตั้งแต่เริ่มฉีดเชื้อเพลิงถึงจุดเริ่มต้นการเผาไหม้
- จุดสิ้นสุดการเผาไหม้ คือ จุดที่อัตราการปล่อยความร้อนมีค่าเท่ากับ 0 หลังจากผ่านจุดเริ่มต้นการเผาไหม้ ($\frac{dQ}{d\theta} = 0$; after SOC)
- ช่วงการเผาไหม้ หมายถึง ช่วงเวลาตั้งแต่จุดเริ่มต้นการเผาไหม้ถึงจุดสิ้นสุดการเผาไหม้

2.6 การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้

การคำนวณอัตราการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ผ่านหัวฉีดสามารถคำนวณได้จากสมการ(2-16) [6]

$$\frac{dm_f}{d\theta} = C_d A_n \sqrt{2\rho_f \Delta p} \quad (2-16)$$

- โดยที่ C_d คือ Discharge coefficient ของหัวฉีด
 A_n คือ พื้นที่ที่เล็กที่สุดของหัวฉีด (m^2)
 ρ_f คือ ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (kg/m^3)

Δp คือ Pressure drop across nozzle ในที่นี้คือผลต่างระหว่างความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีด (Fuel line pressure) กับ ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า

ปริมาณของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 cycle ต่อสูบ สำหรับเครื่องยนต์ 1 สูบ สามารถคำนวณได้จากสมการ (2-17)

$$m_f = \dot{m}_f \times 120 / N \quad (2-17)$$

โดยที่ m_f คือ มวลของเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ 1 cycle ต่อสูบ (kg/cycle)

\dot{m}_f คือ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ได้จากการทดสอบ (kg/s)

N คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rev/min)

สำหรับค่า Discharge coefficient สามารถคำนวณได้จากการอินทิเกรตอัตราการฉีดเชื้อเพลิงตลอดช่วงของการฉีด ดังสมการ (2-18)

$$\int_{\theta_{start}}^{\theta_{end}} \frac{dm_f}{d\theta} d\theta = \dot{m}_f \times 120 / N \quad (2-18)$$

โดยที่ θ_{start} คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่เริ่มฉีดเชื้อเพลิง

θ_{end} คือ องศาเพลลาข้อเหวี่ยงที่สิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิง

ซึ่งเราสามารถทราบช่วงการฉีดของหัวฉีดได้โดยดูจากผลต่างระหว่างความดันท่อจ่ายเชื้อเพลิง (Fuel line pressure) กับ ความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เมื่อเชื้อเพลิงถูกบีบเชื้อเพลิงอัดให้มีความดันมากเกินกว่าค่า opening pressure ของหัวฉีด เข็มหัวฉีดจะเริ่มยกตัวในขณะที่ความดันเชื้อเพลิงที่ทางเข้าหัวฉีดจะลดลงเล็กน้อย และความดันจะเพิ่มสูงขึ้นอีกครั้งเมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจะยังคงถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ที่ความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงมากกว่าความดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้า เชื้อเพลิงก็จะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้จนกระทั่งสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงเมื่อความดันในท่อจ่ายเชื้อเพลิงเริ่มลดลงจนไม่สามารถเอาชนะแรงดันสปริงที่กีดเข็มหัวฉีดได้