

วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ Engineering Journal Chiang Mai University

# แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์ดีเซลแบบ IDI Mathematical Modeling of IDI Diesel Engine

ธิบดินทร์ แสงสว่าง<sup>a</sup>, พิพัฒน์ พิชเยนทรโยธิน<sup>b</sup> , จิรวรรณ เดียรถ์สุวรรณ<sup>a,\*</sup> Thibordin Sangsawang<sup>a</sup>, Phiphat Bijayendrayodhin<sup>b</sup> and Jirawan Tiansuwan<sup>a,\*</sup>

<sup>ª</sup>หน่วยวิจัขความร้อนเชิงนิเวศน์ <sup>▶</sup>ผู้เชี่ยวชาญพิเศษ

คณะพลังงาน สิ่งแวคล้อมและวัสคุ มหาวิทยาลัยเทกโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี Corresponding author: jirawan.tia@kmutt.ac.th

# บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นการรวบรวมแนวทางการประยุกต์แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการเผาใหม้ในเครื่องยนต์ดีเซล แบบ IDI การกำนวณใช้พื้นฐานความรู้ทางอุณหพลศาสตร์, กลศาสตร์ของไหล และพลศาสตร์ของไหล เพื่ออธิบาย กระบวนการต่างๆ ของการเผาใหม้ภายในเครื่องยนต์ ซึ่งเริ่มตั้งแต่ การฉีดเชื้อเพลิง, มุมฉีดเชื้อเพลิง, การแตกตัวเป็นละออง, การชนกันและการรวมตัวกันของละอองเชื้อเพลิง, การกระทบกับผนังของห้องเผาใหม้ของละอองเชื้อเพลิง, การแะกตัวเป็นละออง ละอองเชื้อเพลิง, การจุดระเบิดด้วยตัวเองและกวามล่าซ้าของการจุดระเบิด, การเผาใหม้ของเชื้อเพลิง และการปลดปล่อย กวามร้อนของเชื้อเพลิง แบบจำลองต่างๆ ที่รวบรวมอยู่ในบทกวามนี้ อยู่ในรูปแบบที่ง่ายต่อการเข้าใจสำหรับการจำลอง กระบวนการเผาใหม้ที่เกิดขึ้น เพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนาแบบจำลองทางกณิตศาสตร์ โดยใช้วิธีการทางเทอร์ โม ไดนา มิกส์สำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายในแบบที่ใช้ลูกสูบต่อไป

#### ABSTRACT

This paper reviews the application of mathematical model for combustion simulation in IDI diesel engine. The computations, based on thermodynamics knowledge, fluid mechanics and fluid dynamics, were taken into account to explain the combustion processes which start on fuel injection, spray cone angle, fuel atomization, spray collision, spray wall impingement, fuel spray evaporation, self-ignition and ignition delay, fuel burning and heat release rate. The models expressed in this paper are simplified and they can be applied to simulate the thermodynamic combustion model in reciprocating internal combustion engine.

#### 1. บทนำ

ในกระบวนการเผวใหม้ภายในเครื่องขนต์สันดาป ภายใน โดยเฉพาะภายในเครื่องขนต์ดีเซลแบบ IDI น้ำมัน ดีเซลถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาใหม้ในสภาวะที่มีความดันและ อุณหภูมิที่สูงมาก ในตำแหน่งที่ลูกสูบเคลื่อนที่ก่อนถึงจุด ศูนย์ตายบน (Top Dead Center) เล็กน้อย เชื้อเพลิงเหลว ในห้องเผาใหม้ จะแตกตัวออกเป็นละอองเชื้อเพลิง (Atomization) และ จุดระเบิดด้วยตัวเอง (Self Ignition) และปลดปล่อยพลังงานออกมาในรูปความร้อน ทำให้ถูกสูบเคลื่อนที่ เปลี่ยนเป็นงานหมุนของเพลาข้อ เหวี่ยง ทำให้ยานพาหนะสามารถเคลื่อนที่ไปได้

ในอดีตที่ผ่านมา มีการทดสอบเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพ การใช้เชื้อเพลิงให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุด และให้มลพิษที่ น้อยที่สุด ซึ่งการทดสอบดังกล่าว จะต้องมีเครื่องมือและ อุปกรณ์ที่กวามละเอียดสูง ซึ่งมีราคาแพง ดังนั้น แนวทาง หนึ่งที่ช่วยประหยัดก่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้น ประกอบกับ ความก้าวหน้าทางเทคโนโลยีคอมพิวเตอร์ ทำให้ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ได้รับการพัฒนาอย่างต่อเนื่อง เพื่อลดเงื่อนไขการทดลอง และจำลองสิ่งที่ไม่อาจมองเห็น ได้ด้วยตาเปล่า เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการเผาไหม้ และลด มลพิษลงได้

ในการจำลองการเผาไหม้ (Engine Model) นั้น สามารถแบ่งแบบจำลองออกเป็น 3 แบบ ดังนี้

- Thermodynamics Model (Zero dimensional Model)
- Phenomenological Model (Quasi dimensional Model)
- Multidimensional Model (Computational Fluid Dynamics Model)

#### Thermodynamic Model

เป็นรูปแบบการคำนวณที่ใช้กฎข้อที่ 1 ของ Thermodynamics และการสมดุลมวลเป็นหลัก โดยที่ การสมดุลโมเมนตัมไม่ได้รวมอยู่ในการคำนวณ และไม่คิด รวมถึงปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้น ห้องเผาไหม้ของเครื่องขนต์ ถือว่าเป็นระบบที่มีส่วนผสมแบบ Homogeneous ทั่วทั้ง ห้องเผาไหม้ สมมติฐานนี้มีความสำคัญมากเนื่องจากทำให้ ไม่คิดปฏิกิริยาเช่นสเปรย์เชื้อเพลิงและปฏิกิริยาเคมี ทำให้ การคำนวณไม่ซับซ้อน และใช้เวลาการคำนวณที่รวดเร็ว ดังนั้นจึงนิยมใช้เพื่อศึกษาข้อมูลคร่าวๆ ของการเผาไหม้ได้ และเหมาะกับการศึกษาสิ่งที่เกิดขึ้นภายในกระบอกสูป แบบเบื้องค้น

ในแบบจำลองแบบ Thermodynamic model สามารถแบ่งแบบจำลองออกเป็น 2 แบบ คือ Single Zone Cylinder Model และ Empirical Two-Zone Combustion Model

Single Zone Cylinder Model มาจากการที่ถือว่า สารทำงานภายในห้องเผาใหม้ มีการผสมกันเป็นเนื้อ เดียวกัน และมีการเปลี่ยนแปลงตามเวลาเท่านั้น ไม่ขึ้นกับ ตำแหน่งภายในห้องเผาใหม้ ซึ่งสามารถถือได้ว่าห้องเผา ไหม้เป็นปริมาตรควบคุม โดยมีการสมดุลมวลและ พลังงาน ตามกฎข้อที่ 1 ของ Thermodynamics

Empirical Two-Zone combustion Model ใน แบบจำลองนี้ มีรายละเอียดของปฏิกิริยาเคมีเข้ามาเกี่ยวข้อง ด้วย คืออัตราการเกิด NOx ซึ่งเป็นตัวกวบคุมอุณภูมิ ได้มี การแบ่งแก๊สภายในห้องเผาไหม้ออกเป็นสองส่วน หรือ สองโซน คือโซนปฏิกิริยา (Reaction Zone) และส่วนที่ ไม่เผาไหม้ (Unburned Zone) ซึ่งกวามร้อนจากโซน ปฏิกิริยา ถูกถ่ายเทให้กับโซนที่ไม่เผาไหม้ทั้งหมด มวล ของเชื้อเพลิงนำมาใช้กำนวณกวามร้อนที่ปลดปล่อยจาก ห้องเผาไหม้ และอุณหภูมิของโซนปฏิกิริยาจะแตกต่างกับ โซนไม่เผาไหม้มากที่สุดในตอนเริ่มด้น และมีก่าเท่ากันใน จังหวะที่วาล์วไอเสียเปิด

#### Phenomenological Model

ในแบบจำลองนี้ ห้องเผาใหม้จะถูกแบ่งออกเป็น หลายๆ โซน ซึ่งมีอุณหภูมิและส่วนผสม รวมถึงสมบัติ อื่นๆ แตกต่างกัน โดยที่จำนวนโซนอาจมีได้ตั้งแต่สอง โซน จนถึงหลายพันโซนได้ โดยที่อัตราการปลดปล่อย ความร้อนสามารถกำนวณได้จากสมบัติทางกายภาพและ ทางเคมี ณ จุดใดจุดหนึ่งเป็นการเฉพาะ เช่นที่สเปรย์ เชื้อเพลิง อัตราการผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง การ ระเหยของเชื้อเพลิง การจุดระเบิดและการเกิดมลพิษ

ข้อดีของแบบจำลองแบบนี้เมื่อเปรียบเทียบกับแบ จำสองหลายมิติ (Multidimensional Model) คือมีใช้ สมการ Differential อย่างง่าย ใช้เวลาในการคำนวณเร็ว มีข้อสังเกตว่าแบบจำลองแบบนี้ เหมาะสมกับเครื่องยนต์ ดีเซลมากกว่า เนื่องจากมีกระบวนการฉีดเชื้อเพลิง ซึ่ง สามารถใช้การแบ่งโซนที่เชื้อเพลิงได้อย่างดี ต่างจาก เครื่องยนต์เบนซิน ซึ่งเป็นเครื่องยนต์ที่มีการฉีดเชื้อเพลิง ภายนอกห้องเผาไหม้ กระบวนการเผาไหม้ถูกควบคุมโดย เปลวไฟมากกว่าการผสมและการระเทยของเชื้อเพลิง ความเร็วของส่วนหน้าของเปลวไฟ (Flame Front) ถูก กวบคุมโดยความปั่นป่วนภายในห้องเผาไหม้ ซึ่งไม่ง่ายนัก ในกระบวนการจำลองการเผาไหม้

#### Multidimensional Model

แบบจำลองแบบหลายมิติ (Multidimensional Model) หรือเรียกว่า CFD (Computational Fluid Dynamics) มีสมมุติฐานของแบบจำลองจากสมการ อนุรักษ์มวล พลังงาน และโมเมนตัม ซึ่งเดิมที มีความ เหมาะสมกับสารทำงานที่มีองค์ประกอบเดียว และของ ใหลเชิงเดี่ยว (Single Phase Flow) แต่ภายในห้องเผา ใหม้ มีปฏิกิริยาทางเกมีเกิดขึ้นจากสารหลายๆ ชนิด ดังนั้น จึงจะต้องมีก่าพารามิเตอร์ ที่เรียกว่า Source Term เข้าไป ในสมการ ทำให้มีกวามสัมพันธ์ระหว่างพลังงานที่ ปลดปล่อยออกมา กับกวามเข้มข้นของสารทำงานที่เผา ใหม้ และการแลกเปลี่ยนเฟสระหว่างก๊าซและของเหลว ดังนั้น จึงต้องมีสมการอนุรักษ์มวล โมเมนดัม และ พลังงาน สำหรับแต่ละองก์ประกอบของเชื้อเพลิง จะต้องมี การแบ่งเป็น sub model เพื่อที่จะทำให้มีการกำนวนได้ เร็วขึ้น

บทความนี้ เป็นการรวบรวมสมการทางคณิตศาสตร์ ที่ ใช้อธิบายปรากฏการณ์การเผาใหม้ให้อยู่ในรูปแบบที่ สามารถเข้าใจง่าย โดยใช้หลักการทางอุณหพลศาสตร์ กล ศาสตร์ของใหล พลศาสตร์ของใหล เพื่อเป็นแนวทางใน การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับเครื่องยนต์ ดีเซลแบบ IDI

#### 2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การเผาใหม้ที่เกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์สันดาปภายใน แบบฉีดโดยอ้อม หรือ Indirect Injection นั้น ห้องเผา ใหม้ใด้ถูกแบ่งออกเป็นสองส่วนคือห้องเผาใหม้หลัก และ ห้องเผาใหม้ช่วยโดยเชื้อเพลิงจะฉีดเข้าสู่ห้องเผาใหม้ช่วย และมีการจุดระเบิดขึ้น จากนั้นแรงระเบิดจากการเผาใหม้ จึงแผ่ขยายเข้าสู่ห้องเผาใหม้หลักต่อไป รูปแบบของห้อง เผาใหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลแบบมีห้องเผาใหม้ช่วย แสดง ได้ดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 แผนผังของห้องเผาใหม้แบบ Indirect Injection Engine [1] 2.1 การฉีดเชื้อเพลิง

11999

ในกระบวนการฉีดเชื้อเพลิง เชื้อเพลิงจากถังเก็บ จะ ถูกปั๊มโดยปั๊มเชื้อเพลิงเข้าสู่ท่อนำเชื้อเพลิง ในจังหวะนี้ เชื้อเพลิงจะเข้าไปถึงหัวฉีดเชื้อเพลิงแล้ว แต่ยังมีความดัน ไม่มากพอที่จะเอาชนะแรงดันสปริงที่ดันเข็มฉีดเชื้อเพลิง ให้เปิดออก จนเมื่อปั๊มเชื้อเพลิงทำงานอย่างต่อเนื่อง จนกระทั่งแรงดันของเชื้อเพลิงในหัวฉีดมีค่าสูงพอที่จะ เอาชนะแรงดันจากสปริงได้ (แรงดันเชื้อเพลิงอาจสูงถึง 90 MPa) เข็มฉีดเชื้อเพลิงจึงยกตัวขึ้น ทำให้เชื้อเพลิงความดัน สูงไหลออกจากหัวฉีดเข้าสู่บรรยากาศภายนอกได้

เมื่อพิจารณาที่หัวฉีด การไหลของเชื้อเพลิงผ่านรู หัวฉีดนั้น สามารถพิจารณาได้ว่าเป็นการไหลในท่อที่มี ความยาวจำกัด และสามารถใช้ความรู้พื้นฐานด้าน Fluid Mechanics มาเพื่อศึกษาพารามิเตอร์ที่สำคัญมากของการ ฉีดเชื้อเพลิง ซึ่งคือความเร็วในการฉีดเชื้อเพลิง

ก่อนที่ลูกสูบจากเกลื่อนที่จนถึง TDC ประมาณ 10 -20° (ของการหมุน crankshaft) หัวถืดเชื่อเพลิงจะเริ่มเปิด เชื้อเพลิงเหลวจะถูกถืดออกมาด้วยความเร็วคังสมการ [2]

$$V = C_{\rm D} \sqrt{2 \frac{(P_{\rm inj} - P)}{\rho_{\rm f}}}$$
(1)

โดยที่ C<sub>D</sub> คือค่า Discharge Coefficient ของหัวฉีด ซึ่ง สามารถคำนวณได้จากงานวิจัยของ Levi et al [2] และ Kuensberg Sarre et al [3]

มวลของเชื้อเพลิงทั้งหมดที่ฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ต่อ หนึ่งครั้งของการฉีดสามารถหาได้จากสมการที่ 2 [4]

$$U^{m=C_{D}A_{n}\sqrt{2\rho_{f}\Delta P}}\frac{\Delta\theta}{360N}$$
(2)

โดยที่ Δθ คือมุมของ Crank angle ที่ใช้ฉีดเชื้อเพลิง จาก การจากที่หัวฉีดเชื้อเพลิง ฉีดเชื้อเพลิงเหลวเข้าสู่ห้องเผา ใหม้ โดยอาศัยกวามแตกต่างของกวามดันระหว่างกวามดัน ที่ใช้เปิดหัวฉีด กับกวามดันในห้องเผาใหม้ขณะนั้น (เป็น การฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาใหม้โดยตรงสำหรับเครื่อง

ที่

(5)

Aα

 $\frac{\sqrt{3}}{6}$ 

DI และเป็นการฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ช่วยสำหรับ เครื่องยนต์ IDI) เชื้อเพลิงเหลวความคันสูง

อัตราเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เป็นไปตาม สมการ [4]

$$\mathbf{m}^{\bullet} = \mathbf{C}_{\mathrm{D}} \mathbf{A}_{\mathrm{n}} \sqrt{2 \rho_{\mathrm{f}} \Delta \mathbf{P}} \tag{3}$$

จากสมการที่ 2 และ 3 พบว่า อัตราการจีดเชื้อเพลิง ขึ้นอยู่กับความแตกต่างของความดันทั้งสองด้านของหัวจีด ซึ่งความดันในด้านท่อเชื้อเชื้อเพลิง จะต้องเป็นความดัน ของเชื้อเพลิงที่เอาชนิดแรงกดของสปริงที่กดเข็มของ หัวจีดอยู่ แต่จากการทดลองของ Kumar [5] พบว่าความ ดันของเชื้อเพลิงที่ใช้เอาชนะแรงกดของสปริง มีค่า แตกต่างจากความดันในท่อเชื้อเพลิงไม่เกิน 10% สำหรับ น้ำมันดีเซล น้ำมันดอกทานตะวัน น้ำมันแรพซีด และเมธิล เอสเตอร์ของน้ำมันพืชทั้งสองชนิด ในงานวิจัยนี้ จึงจะใช้ ความดันเชื้อเพลิงที่ท่อเชื้อเพลิงแทนความดันที่ใช้ยกเข็ม หัวฉีด

#### 2.2 มุมฉีดเชื้อเพลิง

ในการกำนวณก่าของมุมหัวถึด (Spray Angle, a) Bracco [6] ได้ใช้ทฤษฎีของ Taylor ในการกำนวณมุม หัวฉีดกือ

$$\tan \frac{\alpha_{\text{initial}}}{2} = \frac{1}{A_{\alpha}} 4\pi \left(\frac{\rho_{a}}{\rho_{f}}\right)^{1/2} f^{*}(t) \qquad (4)$$

Ĩquin A<sub>α</sub> no Constant for Initial Spay Angle [6]Levy et al [2] ได้แทนก่าต่าง ๆ ที่งำเป็นลงในสมการที่และ f\*(T\*) no Dimensionless Function ซึ่ง5 พบว่า สามารถลดรูปได้เป็นf\*(T\*) =  $\frac{\sqrt{3}}{6}(1 - \exp(-10T^*)$  [15],6T\* =  $\left(\frac{\text{Re}}{\text{We}}\right)^2 \frac{\rho_f}{\rho_a}$  [15]15]uarA<sub>α</sub> = 3 + (l<sub>noz</sub> / d<sub>noz</sub>)/3.6 [7]uarA<sub>α</sub> = 3 + (l<sub>noz</sub> / d<sub>noz</sub>)/3.6 [7]

ที่มีมุมในการฉีดเชื้อเพลิง (Spray Angle, α) สมการของ Hiroyasu and Arai [8] ได้มาจากการถ่ายภาพสเปรย์ ของเชื้อเพลิง จากการทดลองพบว่ามุมฉีดเชื้อเพลิงมีค่ามาก ขึ้น เมื่อเพิ่มความเร็วของเชื้อเพลิง และเมื่อมีค่ามากที่สุด



สมการที่ 4 มีความถูกต้อง เมื่อเลือกค่า

เหมาะสม Kuensberg Sarre et al [3] พบว่า อย่างไรก็

ตาม ปัญหาความเร็วในการฉีคเชื้อเพลิง ซึ่งสมการของ

Taylor ให้ค่ามุมฉีดเชื้อเพถิงต่ำกว่าความเป็นจริง

Heywood [4] ได้ทุดสอบโดยใช้หัวฉีดดีเซลที่มีก่า ฉีดน้ำ

เข้าไปในบรรยากาศของในโตรเจนที่มีความคัน 1.38

MPa พบว่าสมการที่ 4 เมื่อแทนค่กุลงที่แล้ว ได้เป็นสมการ

าณรวมศาสตร

เมื่อกรวยของสเปรย์มีรูปร่างสมบูรณ์แบบ สามารถคำนวน ค่าได้จากสมการ 7 [8 – 9]

$$\alpha = 83.5 \left(\frac{l_{\text{noz}}}{d_{\text{noz}}}\right)^{-0.22} \left(\frac{d_{\text{noz}}}{d_{\text{sack}}}\right)^{0.15} \left(\frac{\rho_{a}}{\rho_{f}}\right)^{0.26}$$
(7)

จากการทดลองและการวิเคราะห์โดยวิธี Dimensional Analysis ของ Hiroyasu et al [10] โดยถือว่า มุมฉีดเชื้อเพลิงมีค่าคงที่ หลังจากที่สเปรย์แตก ตัวเป็นละออง ซึ่งมุมฉีดเชื้อเพลิงสามารถหาได้จากสมการ ที่ 8 [11 – 13]

$$\alpha = 0.05 \left(\frac{d_{\text{noz}}^2 \rho_a \Delta P}{\mu_a^2}\right)^{0.25}$$
(8)

จากสมการที่ 5 - 8 นั้น มาจากการทดลองที่ใช้ เชื้อเพลิงดีเซล ในกรณีที่เป็นน้ำมันชนิดอื่นๆ เช่น น้ำมัน พืช Kumar [5] ได้ใช้เทคนิกการถ่ายภาพโดยใช้เชื้อเพลิง 5 ชนิด คือ น้ำมันดีเซล, น้ำมันดอกทานตะวัน, น้ำมัน เรพซิด (Rapeseed), เมธิลเอสเตอร์ของน้ำมันดอก ทานตะวัน และเมธิลเอสเตอร์ของน้ำมันเรพซิด ฉีดในห้อง เผาใหม้ที่มีความดันสูงต่าง ๆ กัน 3 ระดับพบว่า

$$\frac{\alpha}{2} = 0.97 \mu_{\rm f}^{-0.03} \rho_{\rm f}^{0.09} \rho_{\rm a}^{0.14} \Delta P^{0.115}$$

#### 2.3 Spray Breakup

Fuel spray ถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาใหม้ในลักษณะรูป กรวย เนื่องจากเสียดสีกับบรรยากาศรอบๆ ซึ่งเชื้อเพลิงที่ ฉีดออกมาในช่วงแรกจะอยู่ในรูปของเหลว จากนั้นจะถูก Induced ด้วยบรรยากาศรอบๆ และแตกตัวออกเป็น ละออง Bracco [6] ได้แบ่งการแตกตัวเป็นละอองของ สเปรย์เชื้อเพลิงออกเป็นสี่ขั้นตอนดังนี้

Releigh Jet Breakup Regime เป็นช่วงเริ่มด้น ฉีดเชื้อเพลิง ขนาดของสเปรย์จะมีค่าเท่ากับเส้นผ่าน ศูนย์กลางของหัวฉีด First Wind-Induced Breakup Regime งนาดของสเปรย์เชื้อเพลิงยังคงมีค่าเท่ากับเส้นผ่าน สูนย์กลางของหัวฉีด แต่แรงดึงผิวถึงรบกวนโดยการ เคลื่อนที่สัมพัทธ์ระหว่างอากาศแวดล้อมกับสเปรย์ เชื้อเพลิง และมีการกระจายตัวของความดันสถิตย์ (Static Pressure) ไปรอบๆ ผิวของสเปรย์

Second Wind-Induced Breakup Regime ในขั้นตอนนี้การแตกตัวจะเกิดขึ้นที่บริเวณผิวของสเปรย์ ซึ่งเริ่มมีเส้นผ่านศูนย์กลางที่เล็กกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางของ หัวฉีด ละอองเชื้อเพลิงเกิดขึ้นจากกวามยาวกลื่นที่ผิวหน้า ของสเปรย์ ซึ่งเป็นผลมากจากการเกลื่อนที่สัมพัทธ์ระหว่าง สเปรย์และอากาศแวดล้อม

Atomization Regime เส้นผ่านสูนย์กลางของ สเปรย์มีค่าน้อยกว่าเส้นผ่านสูนย์กลางของหัวฉีดมาก และ ที่ผิวหน้าของสเปรย์ จะมีละอองเชื้อเพลิงเล็กเกิดขึ้น

 เชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าห้องเผาใหม้ ถูกแบ่งออกเป็นหลายๆ

 มัน

 ส่วน เมื่อส่วนแรกฉีดเข้าห้องเผาใหม้เป็นของเหลว และ

 ลิง

 กลายเป็นละออง (Atomization) ละอองเชื้อเพลิงจะเข้า

 มัน

 กลายเป็นละออง (Atomization) ละอองเชื้อเพลิงองได้

 กายใน Combustible limit จึงยังไม่เกิดประกายไฟ)

 เชื้อเพลิงส่วนแรก และมุม  $\alpha$  เชื้อเพลิงส่วนที่สองเริ่มเข้าสู่ห้อง

 อง
 เผาใหม้ และเริ่มกระบานการแบบเชื้อเพลิงส่วนแรก

 9)
 จนกระทั่งเชื้อเพลิงส่วนแรก

 9)
 จนกระทั่งเชื้อเพลิงส่วนแรก

 11
 เข้ามี เชื้อเพลิงส่วนแรก

 12
 สินสุด เชื้อเพลิงส่วนแรก

 13
 สินสุด เชื้อเพลิงส่วนแรก

 14
 สินสุด เชื้อเพลิงส่วนเร็กเริ่มเกิด

 15
 เป็นสุด เชื้อเพลิงส่วแรก

 <

ปัจจุบันนี้ มีการใช้โปรแกรมการคำนวณทาง Computational Fluid Dynamics โดยโปรแกรมที่มี ชื่อว่า KIVA มีรูปแบบการกำนวณ Breakup ของสเปรย์ เชื้อเพลิงด้วยกัน 3 แบบคือ [14 – 15]

- 1. TAB Model (Taylor Analogy Breakup)
- 2. WB Model (Wave Breakup)

3. DDB (Drop Drag Breakup)  
TAB Model มาจากการคำนวณการสั้น
$$t_{b} = \left(\frac{B_{1}r_{d}}{V}\right)\sqrt{\frac{\rho_{g}}{\rho_{f}}}$$
(11)

มาจากการคำนวณการสัน (Oscillate) และการผิดรูป (Distort) ของหยดเชื้อเพลิง แรงคึงผิวของของเหลวมีลักษณะคล้ายสปริง มีแรงกระทำ จากหลัก Aerodynamic ของอากาศแวคล้อม และความ c) RT Breakup เป็นการพิจารณาว่าความยาวคลื่นมีผล หนืดของของเหลวเอง การพิจารณาแบบ TAB Model Breakup มากกว่าความถื่ ต่อการ ยังมีโมเคลให้พิจารณาคือ [16]

a

2

a) KH-RT Breakup เป็นการพิจารณาว่าสเปรย์มีเกิด การแตกตัวแบบ KH ก่อนการแตกตัวแบบ RT ดัง แสดงในรูปที่ 2.2

b) KH Breakup (Kelvin-Helmholtz) เป็นการ โดยที่ พิจารณาว่าความถี่มีผลทำให้สเปรย์เกิดการแตกตัว 37  $C_{tb} = 9.0$ มากกว่าความยาวคลื่น ซึ่ง Breakup Time สามารถ หาได้จาก [16 - 17] V:5

$$t_{b} = \frac{3.72B_{1}r_{d}}{\Omega_{KH}\Lambda_{KH}}$$

ซึ่ง Breakup Time สามารถหาได้จาก

$$t_{b} = \frac{C_{t_{b}}}{\Omega_{RT}}$$
(12)

 $\frac{1}{\sigma} \frac{\left[-(g+a)(\sigma_{\rm f} - \sigma_{\rm g})^{3/2}\right]}{\rho_{\rm f} + \sigma_{\rm g}} \right)^{1/2}$ 

โลยที่  
B<sub>1</sub> = 
$$\sqrt{3}$$
 [27],  
 $\Lambda_{KH} = 9.02r_d \frac{1+0.45\sqrt{Z}(1+0.4T_{KH}^{0.7})}{(1+0.87We_g^{1.67})^{0.6}}$ , Pyrighi  
 $\Omega_{KH} \left(\frac{\rho_r r^3}{\sigma_r}\right) = \frac{0.34+0.38We_g^{1.5}}{(1+Z)(1+1.4T_{KH}^{0.6})}$ , Pyrighi  
 $T_{KH} = Z\sqrt{We_g}, Z = \frac{\sqrt{We_r}}{Re_r}$ , Of Engeneric Region B  
uae: We =  $\frac{\rho V^2 d_{noz}}{\sigma}$ , Difference Substantian KIVA ที่ใช้ KH-RT Breakup Model [15]  
uae: We =  $\frac{\rho V^2 d_{noz}}{\sigma}$ , Concept of KH-RT Breakup Model [15]  
Usursu KIVA ที่ใช้ KH-RT Model คือกือ [16]  
Region B  
1 Jsursu KIVA ที่ใช้ KH-RT Model คือกือ [16]  
Region B  
1 Jsursu KIVA ที่ใช้ KH-RT Model คือกือ [16]  
Region B  
1 Jsursu KIVA ที่ใช้ KH-RT Model คือกือ [16]  
Region B  
1 Jsursu KIVA ที่ใช้ KH-RT Model คือกือ [16]  
Region B  
1 Jsursu KIVA ที่ใช้ KH-RT Model คือกือ [16]  
1 Jsursu KIVA ที่ใช้ KH-RT Model คือกือ [16]

(10)

WB ใช้การวิเคราะห์เชิงเส้นโดยใช้ Model Kelvin-Helmholtz instability [17] หรือ KH Breakup สำหรับของเหลวทรงกลมกระจาขตัวในก๊าซที่ อัดตัวไม่ได้ (Incompressibility Gas) และ Breakup Length คือ

$$S_{b} = 14 \sqrt{\frac{\sigma_{f}}{\sigma_{g}} d_{noz}}$$

(14)

DDB Model เป็นการพิจารณาการเคลื่อนที่ของทรง กลมในอากาศแวดล้อม ซึ่งพิจารณา Drag Coefficient เป็นสำคัญ สามารถหารายละเอียดเพิ่มเติมได้ใน Liu et al [15]

## 2.4 การชนกันและรวมกันของละอองเชื้อเพลิง

เมื่อเชื้อเพลิงเหลว ถูกฉีดออกจากหัวฉีดด้วยความดัน สูงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ช่วย เชื้อเพลิงเหลวจะมุมของการฉีด เป็นมุม α และเชื้อเพลิงเหลวจะบานออก ทำให้มีอากาศ แทรกตัวเข้าไปภายในลำของสเปรย์เชื้อเพลิงและมีลักษณะ การไหลแบบ Two-phase Flow และเชื้อเพลิงจะมีการ แตกตัวเป็นละอองเล็กๆ ละอองเชื้อเพลิงที่ว่านี้มีจำนวน มากมายมหาศาล และมีการเคลื่อนไหวที่เป็นอิสระ ทำให้ อาจมีการชนกันและรวมตัวกันเป็นละอองที่ใหญ่ขึ้นได้

ในการกำนวณหาการชนกันและรวมดัวกันของ ละอองเชื้อเพลิง จะกำนวณได้โดยการกำนวณโดยใช้ หลักการของกวามน่าจะเป็นโดยที่ Droplet distribution function สามารถหาได้จาก [18]

$$f(x, v, r, T_d, y, \dot{y}, t) dv dr dT_d dy d\dot{y} = vol.$$
 (15)

โดยที่ x คือตำแหน่ง v คือความเร็ว r คือรัศมี Td คือ อุณหภูมิ y คือการบิดตัวจากทรงกลมและ y. อัตราการบิด ตัว และก่าในสมการที่ 15 เป็นการกำหนดกวามน่าจะเป็น ของละอองเชื้อเพลิง ณ ตำแหน่ง x ใด ๆ ที่มีความเร็ว v ใดๆ และ ณ เวลา t ใดๆ

เมื่อละอองที่มีอุณหภูมิสูงจากการเคลื่อนที่ภายใน อากาศร้อนของห้องเผาไหม้ จะมีการแลกเปลี่ยนพลังงาน และมวลระหว่างกัน [19] เรียกว่า Stochastic Mixing โดยกำหนดค่า Collision Impact Parameter, b และมี ค่าน้อยกว่า b<sub>CR</sub> ซึ่งถ้า b < b<sub>CR</sub> ละอองจะมีขนาดเท่าเดิม แต่มีความเร็วเปลี่ยนไป

2.5 การกระทบกับผนังห้องเผาใหม้ของละอองเชื้อเพลิง เมื่อเชื้อเพลิงถูกฉีดออกจากหัวฉีด จะมีเชื้อเพลิง บางส่วนกระทบกับผนังของห้องเผาใหม้ โดยเฉพาะ เครื่องยนต์ดีเซลที่มีห้องเผาใหม้ช่วย Ogawa et al. [20] ใต้ทำการทดลองผลกระทบของการที่ละอองเชื้อเพลิง กระทบกับผนัง โดยใช้แบบจำลองการเผาใหม้แบบสามมิติ พบว่าการที่มีเชื้อเพลิงเกาะติดอยู่กับผนังห้องเผาใหม้ทำให้ เกิด NO<sub>x</sub> และไอเสียและมีการปลดปล่อยกวามร้อนที่น้อย กว่าการที่ละอองเชื้อเพลิงชนกับผนังและกระคอนออกไป ในห้องเผาใหม้อีกครั้ง

รูปแบบการกระทบผนังของห้องเผาใหม้ มีอยู่ด้วยกัน 6 แบบ ดังแสดงในรูปที่ 4



# ร**ูปที่ 4** รูปแบบการกระทบผนังของห้องเผาไหม้ของ ละอองเชื้อเพลิง [21]

จากรูปที่ 4 การกระทบผนังของละอองเชื้อเพลิง โดยที่ รูปที่ i ละอองติดอยู่กับผนังโดยที่ยังมีรูปร่างกล้ายทรงกลม อยู่ รูปที่ ii มีการกระทบและสะท้อนออก เนื่องจากมีแก๊ส ที่เกิดจากฟิล์มน้ำมันบนผนังเป็นตัวกันเอาไว้ รูปที่ iii คือมี การกระทบและแผ่กระจายเป็นฟิล์มน้ำมันบางๆ และอาจมี การเดือดได้ดังแสดงในรูปที่ iv ส่วนรูปที่ v คือมีพลังงาน จลน์จากละอองที่มากระทบทำให้ลอองนั้นแตกออกเป็น ละอองเล็กๆ ส่วนรูปที่ vi นั้นเรียกว่า splash ซึ่งมีการ ฟอร์มตัวเป็นรูป crown อยู่ชั่วขณะก่อนที่จะมีการแตก ออก ซึ่งการทดลองของ Ogawa et al. [20] ได้ใช้แบบที่ ii และ iii นำมาเปรียบเทียบกันดังที่กล่าวมาแล้วในข้างต้น

#### 2.6 การระเหยของละอองเชื้อเพลิง

ละอองที่เคลื่อนที่อยู่ภายในห้องเผาใหม้ ภายในห้อง เผาใหม้ในสภาวะนั้นมีความคันและอุณหภูมิที่สูง อุณหภูมิ ที่สูงนี้เองทำให้ความร้อนจากบรรยากาศรอบไหลเข้าสู่ ละอองเชื้อเพลิง ทำให้ละอองเชื้อเพลิงมีอุณหภูมิสูงขึ้น และระเหยกลายเป็นไอน้ำมันอยู่ล้อมรอบละอองเชื้อเพลิง นั้นๆ

ในช่วงเริ่มด้นของการฉีดเชื้อเพลิง เชื้อเพลิงจะระเหย กลายเป็น ไอ เข้าผสมกับอากาศร้อน ในช่วง Flammability Limit ทำให้ไอเชื้อเพลิงเข้าผสมกับ อากาศร้อน โดยยังไม่เกิดการจุดระเบิด ซึ่งในเครื่องยนต์ สันดาปภายใน เป็นกระบวนการที่สำคัญมาก และมีความ ซับซ้อน เนื่องจากภายในสเปรย์เชื้อเพลิง มีทั้งเชื้อเพลิงที่ เป็นหยดของเหลว เชื้อเพลิงที่ระเหยกลายเป็นไอ และ อากาศที่เข้ามาผสมกับเชื้อเพลิงในบริเวณนั้น

ในการสร้างโมเดลการคำนวณด้านการระเหยของ เชื้อเพลิงนั้น มีสมการที่จำเป็นต้องพิจารณาคืออัตราการ ระเหยของหยดเชื้อเพลิง (Rate of Evaporation), มวล และโมเมนดัม ของหยดเชื้อเพลิง (Droplet Mass and Momentum Equation) และสมการพลังงาน (Energy Equation) ซึ่งทั้งหมดจะต้องมีการแก้สมการพร้อมๆ กัน และพารามิเตอร์มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลา อัตราการระเหยของหยดเชื้อเพลิงคือ [5, 22, 23]

$$\frac{\mathrm{dm}_{\mathrm{d}}}{\mathrm{dt}} = -\pi \mathrm{d} \frac{\mathrm{D}\nu}{\mathrm{R}_{\mathrm{f}}\mathrm{T}_{\mathrm{d}}} \mathrm{Sh} \cdot \mathrm{P}_{\infty} \ln \frac{\mathrm{P}_{\infty} - \mathrm{P}_{\mathrm{fvl}}}{\mathrm{P}_{\infty} - \mathrm{P}_{\mathrm{fvs}}}$$
(16)

โดยที่ Dv คือ fuel diffusivity และโมเมนตัมของหยด เชื้อเพลิงคือ [5, 23]

$$m_{d} \frac{dV}{dt} + C_{DRAG} \frac{\pi}{4} d^{2} \rho_{a} \frac{V^{2}}{2} = 0, \quad (17)$$
  
โดยที่ C<sub>DRAG</sub> คือ Drag Coefficient ซึ่งสามารรถหาค่า  
ได้จาก [23]

$$C_{DRAG} = \frac{24}{Re}$$
 ถ้าหรับ  $0 < Re < 0.48$ 

 $C_{DRAG} = \frac{27}{Re^{0.84}}$  สำหรับ 0.48 < Re < 78  $C_{DRAG} = 0.271 Re^{0.217}$  สำหรับ 78 < Re <  $\infty$ 

$$m_{d}Cp_{f}\frac{dT_{d}}{dt} = \pi dk_{mean}Nu(T-T_{d})\frac{\psi}{e^{\psi}-1} + h_{fg}\frac{dm_{d}}{dt}$$
(18)
$$\psi = \frac{Cp_{fv}\frac{dm_{d}}{dt}}{\pi dk_{mean}Nu}$$

สมการที่ 16 – 18 มีพารามิเตอร์หลายค่าที่มี ความสัมพันธ์กัน งำเป็นจะต้องแก้สมการพร้อมๆ กัน Hiroyasu et al [22] และ Kamimoto and Matsuoka [23] ได้ใช้สมการเหล่านี้สำหรับเชื้อเพลิง ดีเซล แต่ Kumar et al [5] พบว่าสามารถใช้ได้กับน้ำมัน พืชและน้ำมันไบโอดีเซลด้วย

**Spalding [24] ใต้สร้างทฤษฎีการถ่ายเทมวล** สำหรับหยดเชื้อเพลิงขึ้นมา และ Sirignano [25] ได้ ปรับปรุงให้สามารถใช้ทฤษฎีของ Spalding [24] ใช้กับ สภาวะแวดล้อมที่มีอุณหภูมิสูงได้

Curtis et al [26] ได้ทดสอบสภาวะการระเหยของ เชื้อเพลิงในกระบอกสูบโดยใช้โมเดลของ Spalding [24] เปรียบเทียบกับโมเดลของ Sirignano [25] ซึ่งมี สภาวะการกำนวนดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1 สภาวะการคำนวณตามโมเคลของ Spalding และ Sirignano [26]

Standard Spalding	Present High Pressure
Model Cerve	Model
Pure Fluid at	Mixture at Surface
Droplet Surface	Gas Diffusion into
Ideal Solution/Ideal	Droplet
Gas	Non-Ideal Solution
$Y_f = P_{sat}/P$	Peng Robinson EOS
$X_{f} = 1.0$	$X_f$ , $Y_f$ from min.

	Gibbs Free Energy
	$x_A f_A^{-1} = y_A f_A^{-g}$
	$x_{B} f_{B}^{-1} = y_{B} f_{B}^{-g}$
Ideal Latent Heat =	Enthalpy of
f(T)	Vaporization
Uniform Liq. T.	Conduction into
(Lumped)	Droplet (2-zone)
Constant Liq. Density	Variable Liq. Density
$Le = 1, B_T = B_M$	$Le <> 1, B_T <> B_M$
Ideal Surface Tension	Surface Tension = $f(T_{s})$
= f(T)	$P, X_f, Y_f$
8	10 Kerry

จากการใช้ KIVA II ในการคำนวณระยะ Spray Penetration [26] พบว่าสามารถให้ผลการคำนวณที่ ใกล้เคียงกันมาก เมื่อนำไปทำนาย P - 0 Diagram เพื่อ ศึกษาสมรรถนะการเผาไหม้ภายในกระบอกสูบ ยังพบว่ามี กวามใกล้เคียงกัน และใกล้กับผลการทดลองมาก และจาก การจำลองการเผาไหม้ พบว่าโมเดลของ Spalding [24] มีหยดเชื้อเพลิงเหลวหลงเหลืออยู่ในกระบอกสูบมากกว่า โมเดลของ Sirignano [25] และอัตรา Heat Release และมลพิษได้ผลที่คล้ายคลึงกัน โมเดลของ Sirignano ยัง มีการใช้ใน Wu et al [27], Taskinen [28] และ Daif et al [29]

Daif et al [29] ได้ทำการทดสอบสมการของ Abramzon and Sirignano [25] พบว่าสามารถทำนาย การถดถงของรัศมีของหยดเชื้อเพลิงที่เป็นส่วนผสมของ Heptane และ Decane ในสภาวะ Force Convection ได้แม่นยำมาก

ในระหว่างการระเหยและการเผาใหม้ ละอองของ เชื้อเพลิงจะมีขนาดเล็กลงเรื่อย ๆ Bi et al [13] ได้ให้ สมการเส้นผ่านศูนย์กลางของละอองเชื้อเพลิง ดังนี้

$$\frac{d}{dt}d = \frac{2}{\pi d^2 \rho_l} \left[ \pi d\rho_{g0} D vSh \ln(1+B_M) - \frac{\pi d^3}{6} \frac{d}{dT} \rho_l \frac{dT}{dt} \right]$$



# รูปที่ 5 รูปแบบของ Droplet evaporation ของ Daif et al [29]

2.7 การจุดระเบิดด้วยตัวเองและความล่าช้าของการจุด
 ระเบิด

ความล่าช้าของการจุดระเบิด เป็นการระบุถึงเวลาหรือ มุมของเพลาข้อเหวี่ยง (Crank Angle) ระหว่างจุดเริ่มต้น การฉีด (Start of Injection) จนถึงจุดเริ่มต้นของการจุด ระเบิด (Start of Combustion) ซึ่งจุดเริ่มต้นของการฉีด เริ่มจากเข็มหัวฉีดยกตัวขึ้น สามารถวัดได้จากเซนเซอร์ ส่วนจุดเริ่มต้นของการจุดระเบิด โดยปกติจะดูได้จากการ เปลี่ยนกาามชั้นจอง Heat Release Diagram หรือ P-0 diagram

คุณภาพของการจุดระเบิด เชื้อเพลิงดีเซลจะมีระบุ กุณภาพของการจุดระเบิดในรูปของซีแทนนัมเบอร์ (Cetane Number, CN) ซึ่งเป็นตัวเลขที่เกิดจากการผสม กันระหว่างซีเทน (C<sub>16</sub>H<sub>34</sub>, กำหนดให้มี CN = 100) และ Isocetane (Heptamethylnonane, HMN กำหนดได้มี CN = 15) โดยที่ [4]

$$CN = percentage(n - ce \tan e) + 0.15 percentage(HMN)$$
(28)

การวัดอ่าซีเทน สามารถวัดได้ตามที่ระบุไว้ใน ASTM D 611

Hiroyasu et al [10] ได้ทำการทดลองวัดก่าความ ล่าช้าจากการจุดระเบิด และสร้างความสัมพันธ์ขึ้น ซึ่ง สมการที่ได้คือ

โดยที่ค่าต่างๆ แสดงในตารางที่ 2

จากตารางที่ 2 พบว่าพารามิเตอร์ในสมการที่ 29 โดยเฉพาะค่า E<sub>A</sub>/R มีก่าไม่เท่ากันในเชื้อเพลิงแต่ละชนิด สำหรับน้ำมันพืช Kumar et al [17] ได้ทำการทดลองหา ก่าของน้ำมันพืช และเมธิลเอสเตอร์ได้ดังแสดงในตารางที่ 3

ตารางที่ 2 ค่าคงที่ที่ใช้ในสมการที่ 29 (t:ms, P:ATM, T:K) [22]

Fuel	A	В	С	$E_A/R$
Light Oil	$2.27 \times 10^{-1}$	-1.23	-1.6	7280
n-heptane	$7.48 \times 10^{-1}$	-1.44	-1.39	5270
n-dodecane	$8.45 \times 10^{-1}$	-1.31	-2.02	4350
n-	$8.72 \times 10^{-1}$	-1.24	-2.10	4050
nexadecane				

ตารางที่ 3 ค่าคงที่ของ Kumar et al [5]

Fuel	n1	n2	n3	Κ'_	E <sub>A</sub>
Diesel	-	0.665	-2.9	$5.42 \times 10^{12}$	$0.739 \times 10^8$
	0.94	ົລໍ	าสา	ทธิดโ	าราศ
Sunflower	-	-0.27	0.0	$5.0 \times 10^7$	0.75x10 <sup>8</sup>
Oil	0.35				
Rapeseed	-	-0.05	-4.0	$6.0 \times 10^{14}$	$0.47 \mathrm{x} 10^8$ <b>Q</b>
Oil	0.82		21	หาวเ	ทยาล
Methyl	-	0.30	- 00	$1.79 \times 10^{10}$	$0.7 \times 10^8$
Ester of	0.63		1.38		
SFO					•
Methyl	-	0.82	-4.0	$5.0 \times 10^{14}$	$0.7 \times 10^8$
Ester of	0.45			-00	ʹϒϫϫ
RSO				1	
				-	

ซึ่งค่า E<sub>A</sub> คือ Apparent Activation Energy ซึ่ง ขึ้นอยู่กับสมบัติทางกายภาพ เช่นการกลายเป็นละออง (Atomization) และการระเหยของเชื้อเพลิง

ค่าความล่าช้าของการจุดระเบิดของเชื้อเพลิงทั้ง 5 ชนิด สามารถสร้างสมการความล่าช้าของการจุดระเบิดได้ ดังนี้

$$\tau = \frac{1}{K_{\tau}\rho_{a}(1-b)(1-\phi b)}\exp(\frac{E_{A}}{RT})$$
(30)

b คือ burning mass fraction และ

 $K_{\tau} = \rho_a^{n1} \phi^{n2} P^{n3} K'$ 

2.8 การเผาไหม้ของเชื้อเพลิง สมการการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงสามารถแสดงได้ด้วย สมการ

$$C_{u}H_{v}O_{w}N_{x}S_{y} + \left(u + \frac{v}{4} - \frac{w}{2} + y\right)(O_{2} + 3.76N_{2}) \rightarrow (31)$$
  
$$uCO_{2} + \frac{v}{2}H_{2}O + ySO_{2} + \left(3.76(u + \frac{v}{4} - \frac{w}{2} + y) + \frac{x}{2}\right)N_{2}$$

การเผาใหม้เป็นปฏิกิริขาเคมี ซึ่งวัสดุติดไฟเรียกว่า เชื้อเพลิง ทำปฏิกิริขา Oxidation กับ O<sub>2</sub> จากอากาศใน อัตราส่วนที่เหมาะสม และมีการปลดปล่อยความร้อน ออกมา เชื้อเพลิงจะกลายเป็นสารประกอบออกไซด์โดย ส่วนใหญ่ เชื้อเพลิงเป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอน ผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากการเผาใหม้อย่างสมบูรณ์ คือก๊าซ การ์บอนไดออกไซด์และน้ำ

ก้าซออกซิเงน (O<sub>2</sub>) เป็นก๊าซที่สำคัญอย่างยิ่งใน ปฏิกิริยาการเผาไหม้ (หรือที่นิยมเรียกว่าการสันดาป) ปริมาณ O<sub>2</sub> ที่ทำให้เกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ เรียกว่า stoichiometric oxygen สามารถกำนวณได้จาก สมการเกมี โดยทั่วไป O<sub>2</sub> มาจากอากาศ ซึ่งในอากาศ โดยทั่วไปถือว่ามี O<sub>2</sub> 23.2 % โดยมวถ และมี N<sub>2</sub> 76.8 % โดยมวถ ผสมกันอยู่ โดย N<sub>2</sub> ถือเป็นก๊าซที่เฉื่อยต่อ ปฏิกิริยาการเผาไหม้

ในปฏิกิริยาการเผาไหม้ ความร้อนและแสงสว่างถูก ปลดปล่อยออกมา และสามารถนำความร้อนและแสงสว่าง นั้นไปใช้ประโยชน์ได้ เชื้อเพลิงแต่ละชนิด จะให้ก่าความ ร้อนไม่เท่ากันขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของเชื้อเพลิงเอง ซึ่งก่า ความร้อนของเชื้อเพลิง (Heating value) ของเชื้อเพลิงมี 2 ชนิด คือ ก่าความร้อนสูง (higher heating value) และ ก่าความร้อนต่ำ (lower heating value) ค่าความร้อนสูง คือค่าความร้อนของเชื้อเพลิงที่วัดได้ เมื่อใช้กฎของแก๊สสมบูรณ์กับสมการที่ 33 โดยที่ จากการเผาเชื้อเพลิงในบอมบ์แกลอรีมิเตอร์ (bomb  $p_1V_1 = m_1RT_1$  และ  $p_2V_2 = m_2RT_2$  ดังนั้น calorimeter) และภายในบอมบ์แกลอรีมิเตอร์ มีหยดน้ำ สมการที่ 32 และ 33 สามารถลดรูปได้เป็น เกิดขึ้น

ค่าความร้อนต่ำ คือค่าความร้อนที่ได้จากการคำนวณ โดยหักค่าความร้อนแฝงของน้ำออกจากค่าความร้อนสูง หมายความว่า ค่าความร้อนต่ำ คือค่าความร้อนที่น้ำจาก ปฏิกิริยา ยังคงสภาพเป็นไอน้ำอยู่ 2.9 การปลดปล่อยความร้อน จากรูปที่ 1 และ dθ = dt ความดันแต่ห้องเผาไหม้  $\frac{dQ_1}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V_1 \frac{dp_1}{dt} - c_p T_{2,1} \frac{dm}{dt}$  (34)  $\frac{dQ_1}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V_1 \frac{dp_1}{dt} - c_p T_{2,1} \frac{dm}{dt}$  (35)

หลัก และห้องเผาใหม้ช่วยไม่เท่ากันในช่วงของการเผา ใหม้ เนื่องจากการจุดระเบิดและการเผาใหม้ เกิดขึ้นที่ห้อง เผาใหม้ช่วยก่อน แล้วจึงขยายไปสู่ห้องเผาใหม้หลัก จาก กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ที่ห้องเผาใหม้หลักกือ [4]

$$\frac{dQ_1}{dt} - p_1 \frac{dV_1}{dt} + h_{2,1} \frac{dm}{dt} = \frac{dU_1}{dt}$$
 (32)

กส์ที่ห้องเผาใหม้หลักคือ  $\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} + \frac{dQ_2}{dt}$ ดังนั้น สมการที่ 34 และ 35 sonnันใด้เป็น  $\frac{dW_1}{dt} = \frac{dU_1}{dt} + \frac{dQ_2}{dt}$ 

สำหรับห้องเผาใหม้ช่วย

dt dt dt dt dt 
$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_1}{dt} + \frac{dQ_2}{dt} =$$
  
และบองห้องเผาใหม้ช่วยคือ [16]  
 $\frac{dQ_2}{dt} - h_{2,1}\frac{dm}{dt} + h_f\frac{dm_f}{dt} = \frac{dU_2}{dt}$  (33)

โดยที่  $\frac{dm}{dt}$  คือมวลเชื้อเพลิงที่ใหลงากห้องเผาใหม้ กลายเป็น

ช่วยไปยังห้องเผาไหม้หลัก U<sub>1</sub> และ U<sub>2</sub> ถือพลังงานภายใน 
$$g\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1}p_1\frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1 + V_2}{\gamma-1}\frac{dp_1}{dt} + \frac{V_2}{\gamma-1}\frac{d\Delta p}{dt}$$
 (37)  
 $\frac{dm}{dt} > 0$  จะทำให้  $h_{2,1} = h_2$  **DEPARTING**  
 $\frac{dm}{dt} < 0$  จะทำให้  $h_{2,1} = h_1$   
 $h_2$  **DEPARTING**  
 $h_2$  ก็อเอานทัลปีของพื้อเพลิง

 $\frac{dQ_1}{dt}$  และ  $\frac{dQ_2}{dt}$  คืออัตราการปลดปล่อขความร้อน

ใช้ในการศึกษากระบวนการเผาใหม้ที่เกิดขึ้นภายในห้อง เผาใหม้ของเครื่องขนต์ดีเซลแบบ IDI บทความนี้ เป็นการ รวบรวมงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการใช้ความรู้ทางเทอร์ โม ใดนามิคส์, กลศาสตร์ของใหล พลศาสตร์ของใหล เข้ามา อธิบายกล ใกที่เกิดขึ้นภายในห้องเผาใหม้ โดยใช้สมการ ทางคณิตศาสตร์ ในบทความนี้ได้ใช้สมการทางคณิศาสตร์ เข้ามาอธิบายกล ใกต่างๆ ที่เกี่ยวข้อง เริ่มตั้งแต่ การฉีด

ความร้อนที่ปลดปล่อยภายในห้องเผาใหม้คือ

เชื้อเพลิง, มุมฉีคเชื้อเพลิง, การแตกตัวเป็นละออง, การชน กันและการรวมตัวกันของละอองเชื้อเพลิง, การกระทบกับ ผนังของห้องเผาใหม้ของละอองเชื้อเพลิง, การละเหยของ ละอองเชื้อเพลิง, การจุดระเบิดด้วยตัวเองและกวามล่าช้า ของการจุดระเบิด, การเผาใหม้ของเชื้อเพลิง และการ ปลดปล่อยความร้อนของเชื้อเพลิง

เนื่องจากการทดลองด้านเครื่องยนต์ จะต้องใช้ เกรื่องมือที่มีความละเอียดสูง และมีราคาแพง ทำให้ยากก ต่อการศึกษา ข้อดีของการใช้แบบจำลอง คือช่วยในการลด เวลาในการทำวิจัยเกี่ยวกับเครื่องยนต์ นอกจากนี้ยังช่วยลด ค่าใช้จ่ายในการทดลองที่เกี่ยวข้อง สมการที่นำมารวบรวม ไว้ในบทความนี้อยู่ในรูปแบบที่ง่ายต่อการเข้าใจ และ สามารถนำไปใช้สำหรับการสร้างแบบจำลองของ เครื่องยนต์สันดาปภายในได้เป็นอย่างดี

4. กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัขขอขอบพระคุณ โครงการปริญญาเอกกาญจนา ภิเษก กองทุนสนับสนุนงานวิจัย สำหรับเงินทุนสนับสนุน งานวิจัย และขอขอบพระคุณ ศ.คร. ปรีคา วิบูลย์สวัสดิ์ และ ศ.คร. ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ สำหรับกำแนะนำที่ มีถ่ายิ่งต่องานวิจัยในครั้งนี้

### เอกสารอ้างอิง

- Li, J., Zhou, L., Pan, K., Jiang, D. and Chae, J., 1995, "Evaluation of the Thermodynamic Process of Indirect Injection Diesel Engine by the First and Second Law," SAE Paper 952055.
- [2] Levy, N., Amara, S. and Champoussin, J.C., 1998, "Simulation of a Diesel Jet Assumed Fully Atomized at the Nozzle Exit," SAE Paper 981067.
- [3] Kuensberg Sarre, C., Kong, S.C. and Reitz, R.D., 1999, "Modeling the Effects of Injector Nozzle Geometry on Diesel Sprays," SAE Paper 1999-01-0912.
- [4] Heywood, J.B., 1988, Internal Combustion Engine Fundamental, McGraw-Hill, pp. 419 -566.
- [5] Kumar, S., 1886, Diagnosis of Seed Oils Combustion in a Diesel Engine, Ph.D. Thesis, University of Melbourne, 200p.
- [6] Bracco, F.V., 1985, Modeling of Engine Spray, SAE Paper 850394, SAE, pp. 113-136.
- [7] Bazari, Z., 1992, "A DI Diesel Combustion and Emission Prediction Capability for Use in Cycle Simulation," SAE Paper 920462.
- [8] Hiroyasu, H. and Arai, M., 1990, "Structure of Fuel Spray in Diesel Engines," SAE Paper 900475.
- [9] Smith, W.J., 1996, "Estimation of Air Motion kinetic Energy Dissipation Rates in a D.I. Diesel Combustion System," SAE paper 960876.
- [10] Hiroyasu, H., Kadota, T. and Arai, M., 1978, "Fuel Spray Characterization in Diesel Engine," Combustion Modeling in Reciprocating Engines, pp. 369 – 408.
- [11] Yoshizaki, T., Keiya, Nishida, K., Hiroyasu, H. and Song K.K., 1994, "Three-Dimension Spray Distribution in a Direct Injection Diesel Engine," SAE Paper 941693.
- [12] Rakopoulos, C.D., and Hountalas, D.T., 1998, "Development and Validation of a 3-D Multi-Zone Combustion Model for the Prediction of DI Diesel Engine Performance and Pollutants Emissions," SAE Paper 981021.
- [13] Bi, X., Yang, M., Han, S. and Ma, Z., 1999, "A Multi-Zone Model for Diesel Spray Combustion," SAE Paper 1999-01-0916.
- [14] Allocca, L., Corcione F.E., Fusco, A., Papetti, F. and Succi, S., "Modeling of Diesel Spray Dynamics and Comparison with Experiments," SAE Paper 941895.
- [15] Lui, A.B., Mather, D. and Reitz, R.D., 1993, "Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays," SAE Paper 930072.
- [16] Lee, C.S. and Park, S.W., 2002, "An Experimental and Numerical Study on Fuel Atomization Characteristics of High-Pressure Diesel Injection Sprays," Fuel, Vol. 81, pp. 2417 – 2423.
- [17] Tanner, F.X., 1997, "Liquid Jet Atomization and Droplet Breakup Modeling of Non-Evaporating Diesel Fuel Sprays," SAE Paper 970050.

- [18] Amsden, A.A., O'rourke, P.J. and Butler, T.D., 1989, "KIVAII: A Computer Program for Chemical Reactive Flow with Spray," LA-11560, Los Alamos National Laboratory, New Mexico.
- [19] Giannattasio, P. and Micheli, D., 1997, "Phenomenological Modelling of IDI Diesel Engine," SAE Paper 971592.
- [20] Ogawa, H., Masui, Y., Kimura, S. and Kawashima, J., 1997, "Three-dimensional Computation of In-Cylinder Flow and Combustion Characteristics in Diesel Engine - Effect of Wass Impingement Models of Fuel Droplet Behavior on Combustion Characteristics," JSAE Review, Vol. 18, pp. 95 – 99.
- [21] Stiesch, G., 2003, Modeling Engine Spray and Combustion Process, Springer-Verlag, Heidelberg, Germany, pp. 101 – 253.
- [22] Hiroyasu, H., Kadota., T., and Arai, M., 1983, "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollution Emission, Part 1: Combustion Modeling" Bulletin of the JSME, Vol. 26, No. 214, pp. 569 – 575.
- [23] Kamimoto, T. and Matsuoka, S., 1977, "Prediction of Spray Evaporation in Reciprocating Engine," SAE Paper 770413.
- [24] Spalding, D.B., 1979, Combustion and Mass Transfer, Pergamon Press, pp. 125-144.
- [25] Abramzon, B. and Sirignano, W.A., 1989, "Droplet vaporization model for spray Combustion Calculations," International Journal Heat Mass Transfer, Vol. 32, No. 9, pp. 1605 - 1618.
- [26] Curtis, E.W., Uludogan, A. and Reitz, R.D., 1995, "A New High Pressure Droplet Vaporization Model for Diesel Engine Modeling," SAE Paper 952431.
- [27] Wu, J.S., Liu, Y.J. and Sheen H.J., 2001, "Effects of Ambient Turbulence and Fuel Properties on the Evaporation Rate of Single Droplets," International Journal Heat Mass Transfer, Vol. 44, pp. 4593 - 4603. 41
- [28] Taskinne, P., 2000, "Modeling Medium Speed Diesel Engine Combustion, Soot and NOx-Emission Formations," SAE Paper 2000-01-1886.
- [29] Daif, A., Bouaziz, M., Chesneau, X. and Ali Cherif, A., "Comparison of Multicomponent Fuel Droplet Vaporization Experiments in Forced Convective with the Sirignano Model," Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 18, pp. 282 - 290.

#### Nomenclature

Nomenclat	ure	Cp <sub>O</sub>	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของเชื้อเพลิง
A <sub>n</sub> , A <sub>O</sub>	เส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีด (m)	aug	
$A_{\alpha}$	Constant for Initial Spray Angle	רש משובי	Cavitation Effect
$B_M$	ค่า Mass Transfer Spalding Number	d	เส้นผ่านศูนย์กลางของละอองเชื้อเพลิง (m)
$\mathbf{B}_{\mathrm{T}}$	ค่า Heat Transfer Spalding Number	$D_{\nu}$	ค่าDiffusivity
$C_{af}$	ค่าคงที่สำหรับ Air Entrainment rate	d <sub>noz</sub>	เส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีด (m)
	ของการเคลื่อนที่แบบ Free Jet= 0.7 f [ (Hiroyasu et al, 1983)	d <sub>sack</sub> g1	Sack Chamber Diameter ของหัวฉีด
Caw	ค่าคงที่สำหรับ Air Entrainment rate	d <sub>SMD</sub>	Sauter Mean Diameter (m)
	ของการเคลื่อนที่แบบ Wall Jet = 1.5	EAD	Activation Energy
	(Hiroyasu et al, 1983)	Н	ระยะทางจากหัวฉิดจนถึง piston crown
Cc	Contraction Coefficient		bowl (m)
C <sub>D</sub>	Discharge Coefficient	hKes	ระยะยกของหัวฉีด (m)
C <sub>DRAG</sub>	Drag Coefficient	h	ระแะแอวิออส (Critical Lift) (m)
C <sub>n</sub>	Needle Lift Effect	n <sub>c</sub>	
Cs	Vicous Effect	$h_{fg}$	ความร้อนแฝงของการระเหยของเชื้อเพลิง
Ср	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ	k	ค่าการนำความร้อนของก๊าซ
	(kJ/kg K)	Κ	Cavitation Factor

k <sub>P</sub>	ค่าคงที่ที่ใช้ในการปรับค่ากำลังจากการ เ el g	Sh	เลขเชอร์วูด
	คำนวณเป็นกำลังจากการวัด	SG 2	ความถ่วงจำเพาะ
K <sub>τ</sub>	Pre exponential Constant ในสมการ	ta	ເວລາ(s)
	ของ ความล่าช้าในการจุดระเบิด	T	อุณหภูมิ (°C)
L <sub>0</sub>	Air fuel Ratio	Τα	อุณหภูมิของอากาศแวคล้อม(°C)
L <sub>noz</sub>	ระยะทรงกระบอกในหัวฉีด (m)	To	อุณหภูมิของเชื้อเพลิงในถังเก็บ (°C)
L/D	Characteristic Length ของหัวถึด	Ţ <sub>b</sub>	Break Up Time (s)
Le	เลขเลวีส	T <sub>bp</sub>	อุณหภูมิจุคเคือดของเชื้อเพลิง (°C)
LHV	ค่าความร้อนทางสูงของเชื้อเพลิง (kJ/kg)	Ткн	ค่าคงที่ที่ใช้ในการคำนวณ Breakup มีค่า
m	มวลของเชื้อเพลิงต่อการฉีด 1 ครั้ง (kg)		ZVWe
m <sub>af</sub>	ปริมาณ Air Entrainment ของการ	u <sub>inj</sub>	ความเร็วเริ่มต้นของเชื้อเพลิง (m/s)
	เกลื่อนที่แบบ Free Jet	V	ความเร็ว (m/s)
m <sub>aw</sub>	ปริมาณ Air Entrainment ของการ	V <sub>0</sub>	ความเร็วเริ่มต้นของเชื้อเพลิง (m/s)
$\langle \rangle$	เคลื่อนที่แบบ Wall Jet	We	Weber Number
m <sub>d</sub>	มวลของละอองเชื้อเพลิง (kg)	Z	ค่าคงที่ที่ใช้ในการคำนวณ Breakup มีค่า
M <sub>ox,G</sub>	อัตราส่วนมวลของ ${f O}_2$ ในอากาศแวคล้อม		$\sqrt{We_f}$
	= 0.232	suf	Re <sub>f</sub>
m <sub>w</sub>	มวลอากาศ	f*(T*)	Dimensionless Function
Ν	ความเร็วรอบของเกรื่องยนต์ (rpm)	$T^*$	$\left(\frac{\text{Re}}{\text{I}}\right)^2 \frac{\rho_{\rm f}}{1}$
Nu	เลขนัทเซลท์	ากรร	$(We) \rho_a$
Р	ความดัน (Pa) ด ที่ 1 ปี 916 ได้อะ 3 91	4 1 4 4	97 61 161 61 9
$\mathbf{P}_{\infty}$	ความคันบรรยากาศรอบๆ (Pa) 🥏		Nimensionless Wavelength
$\mathbf{P}_{\mathrm{fv1}}$	ความคันย่อยของเชื้อเพลิงในบรรยากาศ 🦳 🗋	ผู้เปถา	Excess Air Ratio
	(Pa)	φ	Equivalence Ratio
P <sub>fvs</sub>	ความดันย่อยของเชื้อเพลิงบริเวณหยด *	btc	Ignition Delay
	เชื้อเพลิง (Pa)	Alle	
P <sub>inj</sub>	ความคันภายในหัวฉีด (Pa)	ρ	ความหนาแนน(kg/m <sup>2</sup> )
P <sub>act</sub>	กำลังของเครื่องยนต์จากการวัค (kW)	ngi	ความหนดจลน (m <sup>2</sup> /s)
P <sub>theo</sub>	กำลังของเครื่องยนต์จากการคำนวณ (kW)	μ	ความหนดสถตย (Pa-s)
q	ความร้อน(kJ) 310 V 31	θln	มุมของ Crank Angle (°)
R	ค่าคงที่ของก๊าซ = 8.134 kJ/Kmol K	α	มุมฉิดเชื้อเพลิง (°)
r	อัตราส่วนของ O2 ต่อเชื้อเพลิง (oxidant)	Reg	ninovi ni ninovi ninovi ninovi ninovi ninovi ninovi ninovi ninovi ninovi
r <sub>d</sub> , r <sub>s</sub>	รัศมีของละอองเชื้อเพลิง (m)	$\Lambda_{\rm KH}$ $\Omega_{\rm VH}$	Frequency of KH Wave
-	เลขเรย์โนลด์ส์		Frequency of RT Wave
Re	881 083 O 8 M 81 M 81	= = K I	requency or rer wave
Re S	Spray Penetration (m)	K1	



# ลิขสิทธิ์คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ Copyright©by Faculty of Engineering Chiang Mai University All Rights Reserved