

การจำลองพฤติกรรมการฉีดในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ
แบบฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้

SIMULATION OF JET CHARACTERISTICS IN A NATURAL GAS
DIRECT INJECTION ENGINE



ชโลธร ธรรมแท้
CHALOTHORN THRUMTAE

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน..... 44096
น, เดือน, ปี 2 8 ค.ศ. 2545

b.....
i.....

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
บัณฑิตวิทยาลัย

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

**SIMULATION OF JET CHARACTERISTICS IN A NATURAL GAS
DIRECT INJECTION ENGINE**



**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
SCHOOL OF GRADUATE STUDIES
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

2002

ISBN 974-324-055-1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2002

SCHOOL OF GRADUATE STUDIES

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การจำลองพฤติกรรมการณ์คิดในเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติ
	แบบฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้
นักศึกษา	นาย ชโลธร ธรรมแท้
รหัสประจำตัว	43062023
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2545
อาจารย์ผู้คุมวิทยานิพนธ์	ดร. จินดา เจริญพรพาณิชย์

บทคัดย่อ

ศึกษาลักษณะการฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติจากหัวฉีด ในห้องเผาไหม้จำลองแบบ ปริมาตรคงที่ โดยใช้แบบจำลองเชิงคณิตศาสตร์สองมิติ ทรงกระบอก สมมาตรตามแนวแกน ใช้แบบจำลองสามมิติเพื่อการศึกษาส่วนผสมแบบแยกชั้นสำหรับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ แบบฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้ สมมุติฐานของแบบจำลองคือ เป็นการไหลแบบอัดตัวได้ การไหลแบบไม่คงตัว และการไหลแบบปั่นป่วนโดยใช้แบบจำลองการไหลปั่นป่วน k-ε มาตรฐาน ทำการยืนยันความถูกต้องของแบบจำลองด้วยการเปรียบเทียบกับผลการทดลอง วัดระยะการทะลุทะลวงของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติตามแนวแกนการฉีดเชื้อเพลิงและรูปร่างของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดออกมาจากหัวฉีดด้วยการถ่ายภาพด้วยชุดเครื่องมือ Schlieren ซึ่งผลที่ได้จากแบบจำลองสนับสนุนกับผลจากการทดลอง พัฒนาหลุมลูกสูบแบบใหม่สำหรับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติแบบฉีดตรงส่วนผสมแยกชั้น ด้วยการศึกษาทั้งจากแบบจำลองสองมิติและสามมิติ

Thesis Title	SIMULATION OF JET CHARACTERISTICS IN A NATURAL GAS DIRECT INJECTION ENGINE
Student	Mr. Chalothorn Thrumtae
Student ID.	43062023
Degree	Master of Engineering
Programme	Mechanical Engineering
Year	2002
Thesis Advisor	Dr. Chinda Charoenphonphanich

ABSTRACT

A two-dimensional and cylindrical model is used to analyze characteristics of a natural gas jet in a constant volume chamber. Three-dimensional models are used to study mixture stratification for direct injection of natural gas. In the simulation, the gases are assumed to be compressible, unsteady, and turbulence flow based on standard k- ϵ model. Model validations are examined by comparing those with experimental results. The penetration length of the gas jet along the axis of injection and the shape of fuel jet are obtained from the Schlieren photographs. The results show these simulation models provide adequate agreement with experimental results in the range of conditions considered. A new piston cavity has been developed for a stratified charge natural gas direct injection engine by studying both two-dimensional and three-dimensional simulation models.

กิตติกรรมประกาศ

การทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงอย่างดีก็ด้วยคำแนะนำ คำปรึกษาและความกรุณาจาก ดร. จินดา เจริญพรพาณิชย์ อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในความอนุเคราะห์ และขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบพระคุณ Prof.Toshio Ijima ที่กรุณาให้คำแนะนำเกี่ยวกับงานวิจัยและการสนับสนุนโปรแกรม STORM/CFD2000 ที่ใช้ในการวิจัยครั้งนี้ และการสนับสนุนและแก้ไขผลงานวิจัยก่อนส่งเข้าร่วมในที่ประชุมวิชาการนานาชาติ

ขอขอบพระคุณ ผศ.ดร. จารุวัตร เจริญสุข ที่กรุณาให้คำแนะนำเกี่ยวกับงานวิจัยและให้คำปรึกษาเกี่ยวกับแบบจำลองคณิตศาสตร์ และขอขอบพระคุณคณาจารย์ทุกท่าน ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้

ขอขอบคุณ พี่ๆ ปรียญาโท และน้องๆ ปรียญาตรีที่ช่วยในงานเอกสาร ข้อมูล การทดลอง และเป็นกำลังใจในการทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้

สุดท้ายนี้ขอกราบขอบพระคุณ บิดา และ มารดา เป็นอย่างยิ่ง ที่เฝ้าเลี้ยงดูอบรมสั่งสอนและเป็นกำลังใจในการทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ตั้งแต่เริ่มต้นจนสำเร็จ

ถ้าปราศจากบุคคลเหล่านี้ วิทยานิพนธ์ฉบับนี้คงไม่สามารถสำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี คุณค่าและประโยชน์อันพึงมีจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้วิจัยขอบแต่ผู้มีพระคุณทุกท่าน ขออำนาจคุณพระศรีรัตนตรัยอวยพรความสุขสวัสดิ์จงมีแก่ทุกท่าน

ชโลธร ธรรมแท้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูป.....	VIII
รายการคำย่อและสัญลักษณ์.....	XI

บทที่ 1 บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของวิทยานิพนธ์.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์.....	2
1.3 วิธีการดำเนินงาน.....	2
1.4 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	2
1.5 ข้อตกลงเบื้องต้น.....	2
1.6 ประโยชน์ที่ได้รับจากวิทยานิพนธ์.....	3

บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์

2.1 เครื่องยนต์สเตรติไฟด์ชาร์จและเทคนิคการฉีดเชื้อเพลิงโดยตรง เข้าห้องเผาไหม้.....	4
2.1.1 การพัฒนาเครื่องยนต์แบบสเตรติไฟด์ชาร์จ.....	4
2.1.2 เครื่องยนต์แบบสเตรติไฟด์ชาร์จในปัจจุบัน.....	7
2.2 เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ และแก๊สธรรมชาติสำหรับยานยนต์.....	9
2.2.1 แก๊สธรรมชาติ.....	9
2.2.2 คุณสมบัติของแก๊สธรรมชาติ.....	9
2.2.3 แก๊สธรรมชาติสำหรับยานยนต์.....	10
2.2.4 ยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติกับผลกระทบสิ่งแวดล้อม.....	11
2.2.5 ระบบโครงสร้างพื้นฐานของยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ.....	13
2.2.6 ตลาดและการพัฒนายานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ.....	14

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.2.7 มาตรฐานของถังบรรจุแก๊ส.....	15
2.2.8 ขนชนิดแก๊สธรรมชาติในประเทศไทย.....	16
2.3 โปรแกรมคำนวณการไหลพลศาสตร์กับเครื่องชนิดสันดาปภายใน.....	19

บทที่ 3 สมการพื้นฐานของการไหล

3.1 สมการพื้นฐานที่เกี่ยวข้อง.....	22
3.1.1 สมการอนุรักษ์มวล.....	22
3.1.2 สมการอนุรักษ์โมเมนตัม.....	22
3.1.3 สมการอนุรักษ์พลังงาน.....	23
3.1.4 สมการอนุรักษ์ Species Mass Fraction.....	24
3.1.5 สมการอนุรักษ์ Turbulence Quantities.....	24
3.1.6 สมการอนุรักษ์ในรูปทั่วไป.....	25
3.2 การกำหนดสูตรให้กับปริมาตรควบคุม.....	26
3.2.1 สมการทรานสปอร์ตในรูปทั่วไป.....	26
3.2.2 ระบบการตั้งชื่อของผิวเซลล์.....	26
3.2.3 การทำให้เป็นช่วงของสมการทรานสปอร์ต.....	27
3.3 Interface fluxes.....	28
3.3.1 Convective Flux.....	28
3.3.1 Diffusion Flux.....	30
3.4 การวางตำแหน่งความดันและความเร็วให้เหมาะสม.....	30
3.5 SIMPLE และ PISO อัลกอริทึม.....	31
3.6 Linear Equation Solvers.....	31
3.6.1 Direct Method.....	31
3.6.2 Alternating Direction Implicit Method.....	32
3.6.3 Incomplete LU Factorization.....	32
3.7 การคำนวณค่าคุณสมบัติต่างๆ.....	35
3.7.1 ความหนาแน่น (Density).....	35
3.7.2 ความหนืด (Viscosity).....	35
3.7.3 ค่าความร้อนจำเพาะ(Specific Heat).....	36

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.7.4 ค่าการนำความร้อน (Thermal Conductivity).....	36
--	----

บทที่ 4 แบบจำลองห้องเผาไหม้

4.1 ลักษณะแบบจำลองเชิงคณิตศาสตร์.....	37
4.1.1 ลักษณะแบบจำลองสองมิติ.....	37
4.1.2 ลักษณะแบบจำลองสามมิติ.....	37
4.2 ตัวแปรและเงื่อนไขในการศึกษา.....	39
4.2.1 ตัวแปรและเงื่อนไขของแบบจำลองสองมิติ.....	39
4.2.2 ตัวแปรและเงื่อนไขของแบบจำลองสามมิติ.....	40
4.3 การกำหนดค่าที่ขอบและค่าเริ่มต้น.....	40
4.4 การยืนยันความถูกต้องของแบบจำลอง.....	42

บทที่ 5 ผลและการวิเคราะห์

5.1 ผลและการวิเคราะห์สำหรับแบบจำลองสองมิติ.....	46
5.2 ผลและการวิเคราะห์สำหรับแบบจำลองสามมิติ.....	51

บทที่ 6 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลงานวิจัย.....	66
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	67

เอกสารอ้างอิง.....	68
--------------------	----

ภาคผนวก ก	72
-----------------	----

ภาคผนวก ข	75
-----------------	----

บทความ Simulation of Jet Characteristics of Natural Gas Direct Injection Engine	78
---	----

บทความ การจำลองลักษณะการฉีดก๊าซธรรมชาติจากหัวฉีดในเครื่องยนต์

แบบฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้.....	84
-------------------------------	----

ประวัติผู้เขียน.....	90
----------------------	----

สารบัญตาราง

ตารางที่

หน้า

2.1	เปรียบเทียบมลสารจากไอเสียของเครื่องยนต์ที่ความเร็ว 300 รอบต่อนาที	12
2.2	เปรียบเทียบต้นทุนการผลิตกับน้ำหนักของถังแก๊ส.....	15
2.3	ขนาดของถังบรรจุแก๊สที่ระดับแรงดัน 3,000 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว (207 บาร์).....	16
3.1	สรุปสมการอนุรักษ์.....	25
4.1	เงื่อนไขของการศึกษา.....	39
4.2	ลักษณะเครื่องยนต์สำหรับแบบจำลองสามมิติเหมือนจริง.....	39
ข-1	ข้อมูลสำหรับการคำนวณการทะลุทะลวงของแก๊สที่ฉีด	75



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 เครื่องยนต์แบบสแตรติไฟด์ชาร์จสองแบบ ซึ่งใช้จริงในเชิงธุรกิจ.....	5
2.2 ภาคตัดขวางของเครื่องยนต์แบบสแตรติไฟด์ชาร์จ ของM.A.N.....	6
2.3 หลักการทำงานของเครื่องยนต์แบบสแตรติไฟด์ชาร์จแบบมีห้องเผาไหม้ช่วย.....	6
2.4 การไหลของเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์แบบสแตรติไฟด์ชาร์จ.....	8
2.5 การทำงานของเครื่องยนต์ที่ภาระต่ำและภาระสูง.....	8
2.6 เปรียบเทียบการฉีดเชื้อเพลิงแบบครั้งเดียวกับแบบสองจังหวะ.....	8
2.7 ภาคตัดขวางของเครื่องยนต์แบบสแตรติไฟด์ชาร์จของมิตซูบิชิ.....	9
2.8 เปรียบเทียบปริมาณมลพิษจากการทดสอบโดยสาร NGV และ ดีเซลล์.....	13
2.9 แบบจำลองสเปรย์เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้และการเกิดขึ้นเชื้อเพลิงของเหลวที่ไม่ระเหย..	20
2.10 แบบจำลองการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ GDI.....	21
3.1 การตั้งชื่อผิวเซลล์.....	27
3.2 SIMPLE Algorithm	33
3.3 PISO Algorithm	34
4.1 รูปร่างแบบจำลองสองมิติ.....	38
4.2 รูปร่างแบบจำลองสามมิติ.....	38
4.3 การถ่ายเทความร้อนจากผนังห้องเผาไหม้.....	41
4.4 ความสัมพันธ์แบบไร้มิติ ของสเปรย์ แก๊สธรรมชาติที่ฉีดไปสู่อากาศ จากหัวฉีดสองขนาด.....	43
4.5 ความสัมพันธ์แบบไร้มิติ ของสเปรย์แก๊ส ธรรมชาติที่ฉีดไปสู่อากาศ ที่อัตราส่วนของความดันต่างๆ	43
4.6 ชุดอุปกรณ์การทดสอบ.....	44
4.7 หลักการทำงานของเครื่องมือ Schlieren	44
4.8 ชุดอุปกรณ์การทดสอบจริง.....	45
5.1 เวกเตอร์ความเร็วของแก๊สที่พุ่งออกมาและการหมุนวนของเวกเตอร์ พร้อมภาพขยาย	48
5.2 กราฟแสดงระยะการทะลุทะลวงของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีด เปรียบเทียบระหว่าง สมการ(4.4) กับ แบบจำลอง.....	49
5.3 การกระจายความหนาแน่นของเชื้อเพลิงที่เวลา 1.5 ms หลังเริ่มฉีด.....	50

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.4 เปรียบเทียบรูปร่างกระแสธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีด	
กรณีที่ 2 กับการทดลองด้วยชุดเครื่องมือ Schlieren	50
5.5 เปรียบเทียบการไหลของเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้จำลองแบบโค้ง ระหว่างภาพถ่าย	
schlieren กับแบบจำลอง ที่ความดันการฉีด 0.25 MPa ความดันในห้องเผาไหม้ 0.22 MPa	52
5.6 การกระจายของเชื้อเพลิงกระแสธรรมชาติในห้องเผาไหม้จำลองแบบผิวโค้งสามมิติ.....	53
5.7 การกระจายของเชื้อเพลิงกระแสธรรมชาติหลังทำการปรับปรุงการแสดงผลที่ได้	
จากแบบจำลองเชิงคณิตศาสตร์เทียบกับการทดลอง ที่เวลา 10 ms.....	53
5.8 การไหลของเชื้อเพลิงกระแสธรรมชาติในห้องเผาไหม้แบบดั้งเดิมที่เวลาต่างๆ	
ที่ความดันการฉีด 3MPa	57
5.9 การไหลของเชื้อเพลิงกระแสธรรมชาติในห้องเผาไหม้แบบดั้งเดิม	
ที่หน้าตัดต่างๆ ที่ 28.8 BTDC.....	58
5.10 เปรียบเทียบรูปร่างของหัวลูกสูบแบบดั้งเดิมกับแบบใหม่.....	58
5.11 การไหลของเชื้อเพลิงกระแสธรรมชาติในห้องเผาไหม้แบบใหม่ที่เวลาต่างๆ	
ที่ความดันการฉีด 1 MPa.....	59
5.12 การไหลของเชื้อเพลิงกระแสธรรมชาติในห้องเผาไหม้แบบใหม่ที่เวลาต่างๆ	
ที่ความดันการฉีด 2 MPa.....	60
5.13 การไหลของเชื้อเพลิงกระแสธรรมชาติในห้องเผาไหม้แบบใหม่	
ที่เวลาต่างๆ ที่ความดันการฉีด 3 MPa.....	61
5.14 เปรียบเทียบเวกเตอร์การกระจายของเชื้อเพลิงมีเทน	
ที่ค่าเศษส่วนมวล 0.1 เวลาการฉีด 1.5 ms.....	62
5.15 การไหลของเชื้อเพลิงกระแสธรรมชาติเปรียบเทียบที่ระยะเวลาการฉีด 1.5 ms และ 2.0 ms	
ที่ความดันการฉีด 1 Mpa.....	63
5.16 เปรียบเทียบ Equivalent Ratio กรณีศึกษาต่างๆ ที่ตำแหน่ง 10.8 องศา ก่อนศูนย์ตายบน...	64
5.17 เปรียบเทียบ Iso-Surface ที่ค่า Equivalent Ratio เท่ากับ 1 กรณีศึกษาต่างๆ	
ที่ตำแหน่ง 10.8 องศา ก่อนศูนย์ตายบน.....	64
5.18 เปรียบเทียบการไหลของเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้จำลองแบบใหม่ ระหว่างภาพถ่าย	
Schlieren กับแบบจำลองเชิงตัวเลข	65

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
ก-1 วงจรควบคุมหัวฉีด	72
ก-2 วงจรควบคุมกล้องถ่ายภาพ.....	72



รายการคำย่อและสัญลักษณ์

a	รัศมีของเพลลาข้อเหวี่ยง
A	พื้นที่หน้าตัด
B_i	Body force on i^{th} component per unit volume
C	ธาตุคาร์บอน
C_p	ค่าความร้อนจำเพาะที่อุณหภูมิคงที่
CH ₄	เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ หรือมีเทน
CNG	ก๊าซธรรมชาติอัด
D	สัมประสิทธิ์การแพร่
D_e	สัมประสิทธิ์การแพร่ที่ตำแหน่ง e
D_w	สัมประสิทธิ์การแพร่ที่ตำแหน่ง w
d	เส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีด
d_{eq}	เส้นผ่านศูนย์กลางสมมูลของหัวฉีด
F_e	แรงกระทำที่ตำแหน่ง e
F_i	แรงกระทำภายนอกที่ตำแหน่งต่าง ๆ
F_w	แรงกระทำที่ตำแหน่ง w
GDI	เครื่องยนต์ก๊าซโซลีนแบบฉีดเชื้อเพลิงตรงเข้าห้องเผาไหม้
g	แรงโน้มถ่วงของโลก
H	ธาตุไฮโดรเจน
k	พลังงานจลน์ของความปั่นป่วน
K	ค่าการนำความร้อน
LPG	ก๊าซปิโตรเลียมเหลว
M	น้ำหนักของโมเลกุล
$\dot{M}_n$	อัตราโมเมนตัมของการไหลที่หัวฉีด
m	มวล
N	ความเร็วรอบต่อนาที
NGV	ยานยนต์ก๊าซธรรมชาติ
Pr	Prandtl number
P_{inj}	ความดันการฉีด
P_{amb}	ความดันในห้องเผาไหม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์(ต่อ)

Q	ค่าความร้อนทั้งหมด
$\dot{Q}$	อัตราการถ่ายเทความร้อน
r	ความยาวก้านสูบ
Re	ค่า Reynolds number
S_ϕ	Source Term ของปริมาณ ϕ ใดๆ
T	อุณหภูมิสัมบูรณ์
T_{amb}	อุณหภูมิในห้องเผาไหม้
t	เวลา
$\bar{u}_i$	ความเร็วของของไหลที่พิกัดแกน i^{th} ใดๆ
U_p	ความเร็วชั่วขณะของลูกสูบ
$\bar{U}_p$	ความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ
V	ปริมาตร
Y_n	เศษส่วนโดยมวลของสาร n
z_i	คือระยะการทะลุทะลวงของสเปิร์ม
ϕ	ตัวแปรที่สนใจใดๆ
Γ_ϕ	คือ สัมประสิทธิ์การแพร่ของปริมาณ ϕ
ε	อัตราการสลายตัวของความปั่นป่วน
μ	สัมประสิทธิ์ของความหนืด
μ_t	Turbulent viscosity
ρ	ความหนาแน่นของก๊าซ
η	สัดส่วนของความร้อนที่เข้าสู่อนุภาค
τ_{ij}	Viscous stress tensor

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของวิทยานิพนธ์

เชื้อเพลิงแก๊สโซลีนเป็นเชื้อเพลิงหลักที่ใช้สำหรับเครื่องยนต์แบบจุดระเบิดด้วยประกายไฟ ซึ่งได้มีการพัฒนาให้เครื่องยนต์เชื้อเพลิงชนิดนี้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นเรื่อยมา แต่ก็ยังมีปัญหาอยู่สองด้านใหญ่ๆ คือ ปัญหาด้านมลพิษและปัญหาการขาดแคลนเชื้อเพลิง สำหรับปัญหาด้านมลพิษนั้นจะสังเกตได้จาก การเข้มงวดเกี่ยวกับข้อกำหนดในเรื่องของปริมาณมลพิษที่ปล่อยออกมา ซึ่งประเทศที่พัฒนาแล้วมักใช้เป็นเครื่องมือในการต่อรองเกี่ยวกับการค้าระหว่างประเทศ สำหรับปัญหาการขาดแคลนเชื้อเพลิง ปริมาณน้ำมันจากแหล่งน้ำมันดิบกำลังลดลง และมีความไม่แน่นอนทางการเมืองในประเทศผู้ผลิตน้ำมัน ซึ่งทำให้น้ำมันดิบมีราคาสูงเป็นภาระแก่ผู้ใช้น้ำมัน สิ่งเหล่านี้จึงเป็นการกระตุ้นให้นักวิจัยเลือกที่จะหันไปใช้พลังงานทดแทนอื่นๆ ซึ่งทางเลือกที่เหมาะสมสำหรับเครื่องยนต์แบบจุดระเบิดด้วยประกายไฟก็คือเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ

เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาตินั้นเป็นเชื้อเพลิงที่สะอาด มีการเผาไหม้ที่หมดจด ซึ่งจะช่วยแก้ปัญหาในเรื่องของมลพิษที่ปล่อยออกมาได้ สำหรับแหล่งเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาตินั้นยังมีอยู่มาก ได้มีการประเมินถึงแหล่งสำรองแก๊สธรรมชาติของประเทศสหรัฐอเมริกาว่าสามารถใช้ได้ประมาณ 70 ปี สำหรับประเทศไทยเองก็มีแหล่งแก๊สธรรมชาติอยู่หลายแหล่งรวมทั้งจากประเทศเพื่อนบ้านอย่างพม่าและมาเลเซีย ซึ่งสามารถใช้ได้อีกมากกว่า 60 ปี ที่สำคัญคือประเทศไทยสามารถผลิตแก๊สธรรมชาติได้เอง ซึ่งหากหันมาใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติทดแทนเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน จะทำให้ลดการสูญเสียเงินตราต่างประเทศได้ อีกทั้งรัฐบาลจะมีรายได้จากการเก็บภาษีอีกด้วย

สำหรับงานวิจัยเกี่ยวกับเครื่องยนต์ในประเทศไทยนั้นยังมีอยู่น้อยและพัฒนาได้ลำบาก เนื่องจากความไม่พร้อมทางด้านเครื่องมือที่จะใช้ในการวิจัยที่มีราคาในแต่ละชิ้นค่อนข้างสูง อีกทั้งประเทศไทยไม่ใช่ประเทศผู้ผลิตรายแรก งานวิจัยทางด้านนี้จึงมีอยู่น้อยมาก แต่ในปัจจุบันได้มีการพัฒนาทางด้านการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล (Computational Fluid Dynamic) ซึ่งสามารถใช้ในการทำนายพฤติกรรมการไหลได้เป็นอย่างดี และได้มีการนำมาประยุกต์กับการไหลในเครื่องยนต์ซึ่งสามารถใช้ในการออกแบบห้องเผาไหม้ที่เหมาะสมได้ คอมพิวเตอร์จึงกลายเป็นเครื่องมืออีกอย่างหนึ่งในการพัฒนาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์

1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

1. ศึกษาคุณลักษณะการนิคิดแก้สธรรมชาติ จากหัวนิคิดโดยศึกษาถึงอิทธิพลของ ขนาด หัวนิคิด ความดันการนิคิด อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ และระยะเวลาในการนิคิด
2. ออกแบบห้องเผาไหม้ที่ทำให้เกิดส่วนผสมแบบแยกชั้นสำหรับเชื้อเพลิงแก้สธรรมชาติ

1.3 วิธีการดำเนินงาน

1. ศึกษาลักษณะเชื้อเพลิงแก้สธรรมชาติที่ถูกนิคิดออกมา โดยใช้แบบจำลองสองมิติ แล้วทำการตรวจสอบความถูกต้องกับทฤษฎีและการทดลอง
2. ศึกษาลักษณะเชื้อเพลิงแก้สธรรมชาติที่ถูกนิคิดออกมา โดยใช้แบบจำลองสามมิติ ผิวโค้ง
3. ทดลองจำลองการนิคิดเชื้อเพลิงแก้สธรรมชาติในห้องเผาไหม้แบบเก่าสำหรับแก้สโซลีน โดยใช้แบบจำลองสามมิติ
4. วิเคราะห์ถึงจุดบกพร่องของลูกสูบแบบเก่า โดยพิจารณาถึงคุณลักษณะการนิคิดเชื้อเพลิง
5. ออกแบบห้องเผาไหม้ที่เหมาะสมกับคุณลักษณะการสเปรย์ของเชื้อเพลิงแก้ส
6. จำลองการนิคิดเชื้อเพลิงและการไหลในห้องเผาไหม้ที่ออกแบบไว้ความเงื่อนไขต่างๆ
7. วิเคราะห์และสรุปผล

1.4 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1. แบบจำลองห้องเผาไหม้สองมิติปริมาตรคงที่สำหรับศึกษา คุณลักษณะการนิคิดเชื้อเพลิงแก้สธรรมชาติภายใต้อิทธิพลของ ความดันการนิคิด ความดันในห้องเผาไหม้ และอุณหภูมิในห้องเผาไหม้
2. สำหรับแบบจำลองสามมิติแบบปริมาตรคงที่ที่ใช้สำหรับพิจารณาการไหลของแก้สที่นิคิดบนผิวโค้ง โดยจะไม่พิจารณาถึงตัวแปรอื่นๆตามแบบจำลองสองมิติ
3. สำหรับแบบจำลองห้องเผาไหม้สามมิติแบบเหมือนจริงจะทำการศึกษาตั้งแต่มุมข้อเหวี่ยง 60 องศา ก่อนศูนย์ตายบน จนถึงที่ศูนย์ตายบนวิเคราะห์ถึงจุดบกพร่องของลูกสูบแบบเก่า โดยพิจารณาถึงคุณลักษณะการนิคิด
4. ทำการยืนยันความถูกต้องของแบบจำลองโดยใช้สมการคณิตศาสตร์และการทดลอง โดยการเปรียบเทียบระยะการทะลุทะลวงและรูปร่างของเชื้อเพลิงที่นิคิดออกมา

1.5 ข้อตกลงเบื้องต้น

สำหรับแบบจำลองนี้มีสมมุติฐานดังนี้

1. ค่าเริ่มต้นของความดันและอุณหภูมิที่ 60 องศาเซลเซียสจะใช้จากการทดลองและการคำนวณ
2. ไม่คิดผลของแรงโน้มถ่วงของโลกเนื่องจากความสูงที่เปลี่ยนไปมีค่าน้อยมากๆ
3. ฟังก์ชันการเคลื่อนที่ของลูกสูบจะใช้ค่าที่ได้จากฟังก์ชันการเคลื่อนที่จริงของลูกสูบ ที่ความเร็วรอบ 3000 RPM
4. ไม่คิดอิทธิพลของวาล์วไอดี ไอดีเสีย
5. ไม่คิดผลของการหมุนวนที่เกิดขึ้นก่อนการคำนวณ
6. เชื้อเพลิงที่ใช้ถือว่าเป็นแก๊สธรรมชาติ 100 %
7. อากาศจะประกอบไปด้วย ไนโตรเจน(73.7 % โดยมวล) และ ออกซิเจน (26.3 % โดยมวล) เท่านั้น

1.6 ประโยชน์ที่ได้รับจากวิทยานิพนธ์

1. ลักษณะลูกสูบที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติแบบฉีดตรง เพื่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่สูงขึ้น
2. แนวทางในการดำเนินงานด้านการออกแบบเกี่ยวกับห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์สันดาปภายใน
3. ข้อมูลที่จะใช้ในการพัฒนาเครื่องยนต์เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติแบบฉีดตรง

บทที่ 2

วรรณกรรมปริทรรศน์

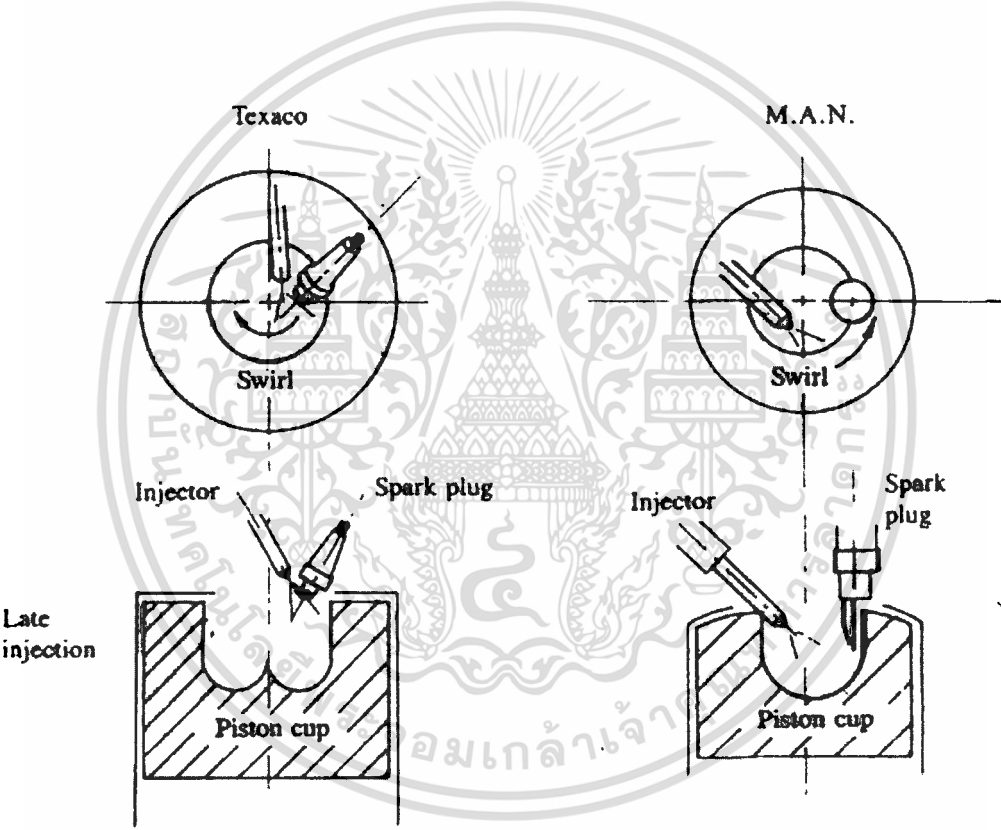
2.1 เครื่องยนต์สเตรติไฟด์ชาร์จและเทคนิคการฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเข้าห้องเผาไหม้

2.1.1 การพัฒนาเครื่องยนต์แบบสเตรติไฟด์ชาร์จ[1] ตั้งแต่ปีค.ศ.1920 ได้มีการพัฒนาเครื่องยนต์สันดาปภายในแบบลูกผสม ซึ่งนำข้อดีของทั้งเครื่องยนต์แบบจุดระเบิดด้วยประกายไฟ และเครื่องจุดระเบิดด้วยการอัดเข้าไว้ด้วยกัน จุดประสงค์เพื่อให้เครื่องยนต์ทำงานที่อัตราส่วนการอัดที่เหมาะสมที่สุด (ประมาณ 12 – 15) โดยที่ (1)ฉีดเชื้อเพลิงเข้าห้องเผาไหม้โดยตรงในระหว่างกระบวนการอัดเพื่อหลีกเลี่ยงการน็อกซึ่งเป็นข้อจำกัดของเครื่องยนต์แบบจุดระเบิดด้วยประกายไฟ (2)จุดระเบิดเชื้อเพลิงในขณะที่ผสมกับอากาศด้วยประกายไฟจากหัวเทียนเพื่อให้สามารถควบคุมการจุดระเบิดได้โดยตรง ซึ่งจะทำให้เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดไม่จำเป็นต้องใช้เชื้อเพลิงที่มีคุณภาพในการจุดระเบิดที่ดีนัก (3)ควบคุมกำลังของเครื่องยนต์โดยการควบคุมปริมาณของเชื้อเพลิงที่จะฉีดเข้าไปต่อวัฏจักรการทำงานเพื่อลด pumping work เครื่องยนต์ที่ถูกพัฒนาตามหลักการข้างต้นมักจะเรียกว่าเครื่องยนต์แบบสเตรติไฟด์ชาร์จ (stratified-charge engine) เนื่องจากส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศจะก่อตัวเป็นชั้นๆซึ่งในส่วนผสมที่เหมาะสมกับการจุดระเบิดจะอยู่บริเวณใกล้ๆกับหัวเทียน และจะมีชั้นที่เป็นส่วนผสมบางอยู่ติดออกมา เนื่องจากเครื่องยนต์แบบสเตรติไฟด์ชาร์จนี้ไม่ต้องการเชื้อเพลิงที่มีคุณสมบัติในการต้านทานการน็อกสูง(สำหรับเครื่องยนต์ที่มีการจุดระเบิดด้วยประกายไฟ) และไม่ต้องการเชื้อเพลิงที่มีคุณสมบัติในการจุดระเบิดที่ดี(สำหรับเครื่องยนต์ที่มีการจุดระเบิดด้วยการอัด) จึงทำให้เครื่องยนต์ชนิดนี้สามารถใช้เชื้อเพลิงได้หลายชนิด

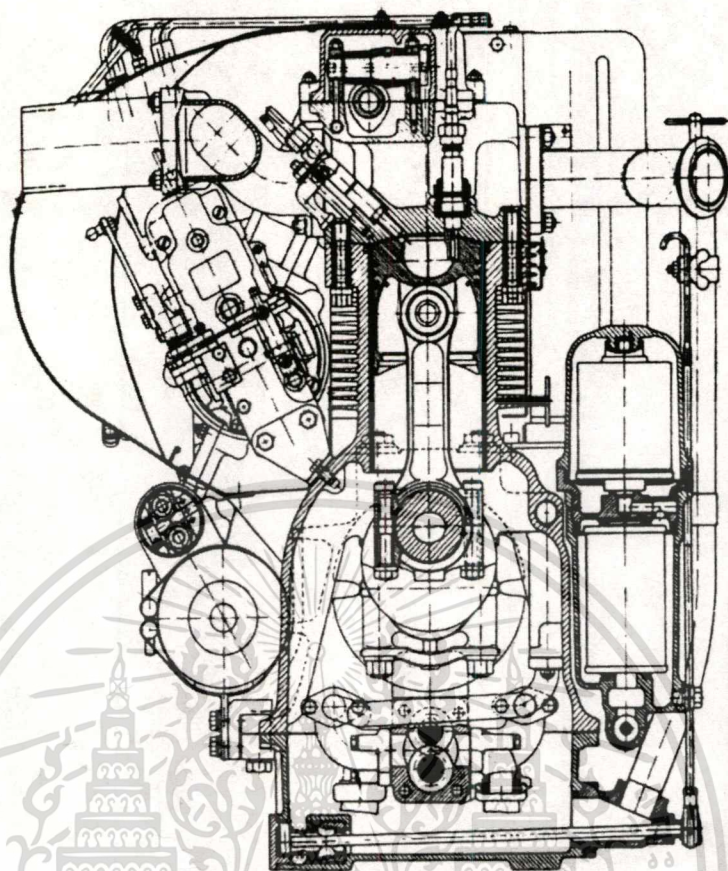
เครื่องยนต์แบบสเตรติไฟด์ชาร์จที่กำลังพัฒนาและได้รับการพัฒนาจนถึงขั้นนำไปใช้งานแล้วมีอยู่หลายชนิด แต่มีอยู่เพียงบางชนิดเท่านั้นที่นำมาใช้งานจริงกับยานยนต์ หลักการทำงานของเครื่องยนต์เหล่านี้มีทั้งแบบเชื้อเพลิงชนิดเดียว และแบบเชื้อเพลิงหลายชนิดดังแสดงในรูปที่ 2.1 โดยทั่วไปห้องเผาไหม้จะมีลักษณะลูกสูบเป็นแบบหลุม (blow in piston combustion chamber) การไหลวนสูงของอากาศจะเกิดขึ้นในจังหวะดูดอากาศและจะไหลวนมากยิ่งขึ้นในหลุมของลูกสูบ ในระหว่างการอัดเพื่อทำให้การผสมกันของเชื้อเพลิงกับอากาศเป็นไปอย่างรวดเร็ว เชื้อเพลิงถูกฉีดเข้าไปในกระบอกสูบตรงเข้าไปที่หลุมของลูกสูบที่ประมาณช่วงท้ายของจังหวะอัด จากนั้นประกายไฟจากหัวเทียนที่ให้ออกมาในช่วงที่ค่อนข้างยาวจะจุดระเบิดเชื้อเพลิงที่กำลังผสมกับอากาศที่ผ่านไปหัวเทียน ประกายไฟจะกระจายออกด้านล่างครอบคลุมและเผาไหม้ส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศที่อยู่ติดออกมา การผสมและการเผาไหม้จะคงดำเนินต่อไปและไปสมบูรณ์ในระหว่างจังหวะขยาย ลักษณะการออกแบบเครื่องยนต์ในลักษณะนี้จะเรียกว่าเครื่องยนต์แบบสเตรติไฟด์ชาร์จแบบฉีด

เชื้อเพลิงโดยตรง (direct-injection stratified-charge engine) นั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

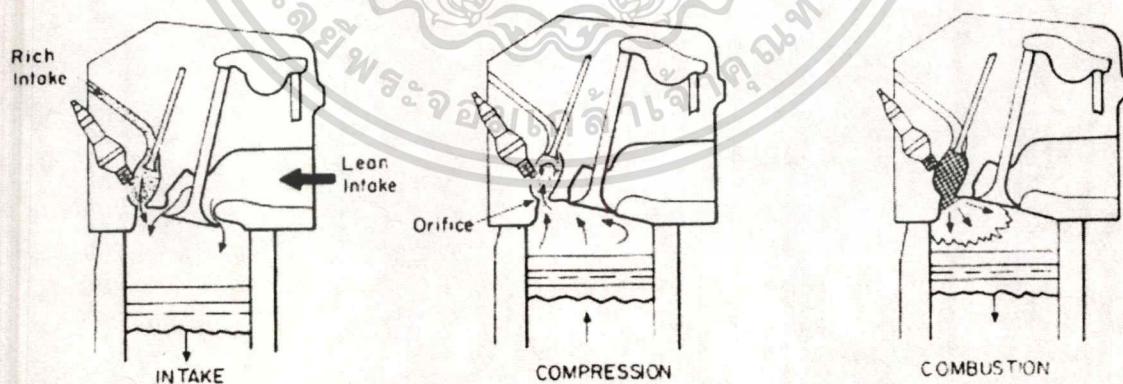
เครื่องยนต์แบบสเตรคไฟต์ชาร์จที่ผลิตออกมาในเชิงธุรกิจ แสดงอยู่ในรูปที่ 2.2 ลักษณะจำเพาะในการออกแบบคือ หัวฉีดเชื้อเพลิงจะอยู่ในแนวแทงมุมไปที่หัวลูกสูบจากทางด้านซ้ายบน และฉีดเชื้อเพลิงไปที่หลุมลูกสูบทรงกลม ซึ่งมีผนังลูกสูบร้อน เชื้อเพลิงจะถูกทำให้หมุนรอบๆผนังลูกสูบภายในหลุมลูกสูบด้วยการไหลวน เกิดการระเหยจากผนังลูกสูบแล้วผสมกับอากาศ และจุดระเบิดด้วยเปลวไฟจากหัวเทียนที่ติดตั้งไว้ที่ฝาสูบในแนวตั้งซึ่งอยู่ทางด้านขวาของหลุมลูกสูบ



รูปที่ 2.1 เครื่องยนต์แบบสเตรคไฟต์ชาร์จสองแบบ ซึ่งใช้จริงในเชิงธุรกิจ



รูปที่ 2.2 ภาคตัดขวางของเครื่องยนต์แบบสเตรคไฟต์ชาร์จ ของ M.A.N.

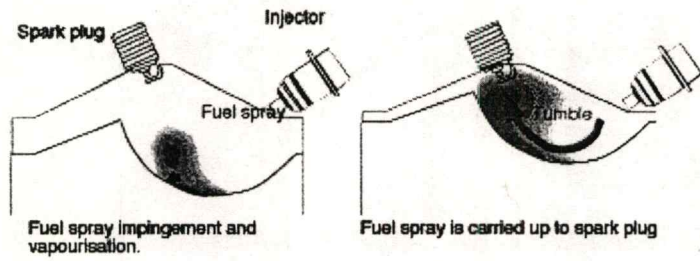


รูปที่ 2.3 หลักการทำงานของเครื่องยนต์แบบสเตรคไฟต์ชาร์จแบบมีห้องเผาไหม้ช่วย

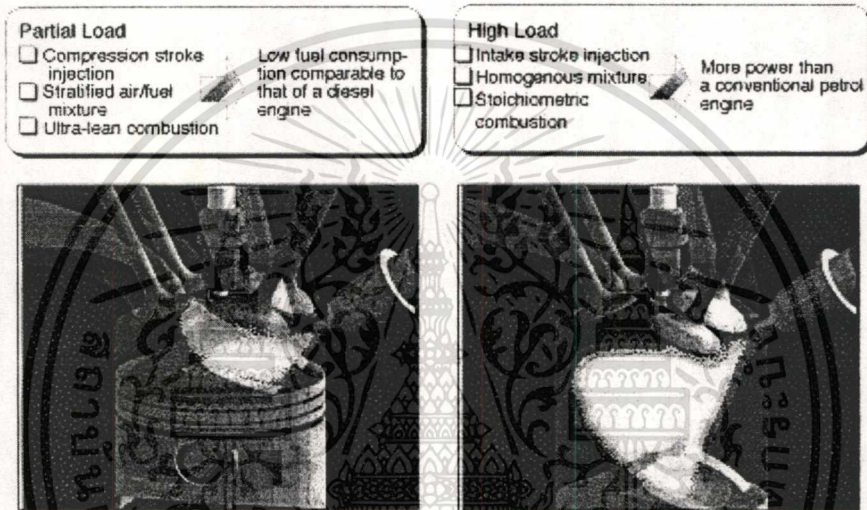
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อีกทางเลือกหนึ่งของเครื่องยนต์แบบสเตรติไฟด์ชาร์จ ซึ่งผลิตในเชิงอุตสาหกรรมเช่นกัน เครื่องยนต์ชนิดนี้ห้องเผาไหม้ช่วยเล็กๆจะถูกป้อนเชื้อเพลิงในจังหวะดูดซึ่งระบบเชื้อเพลิงเสริม ซึ่งส่วนผสมเชื้อเพลิงในอัตราส่วนที่จุดระเบิดได้ง่ายจะอยู่รอบๆหัวเทียน หลักการนี้ได้พัฒนาครั้งแรก โดย Ricardo ในปี ค.ศ. 1920 ซึ่งพัฒนาในประเทศสหภาพโซเวียตและประเทศญี่ปุ่นซึ่งเรียกกันว่า เครื่องยนต์สเตรติไฟด์ชาร์จ แบบ jet-ignition หรือ torch-ignition หลักการทำงานของเครื่องยนต์ชนิดนี้แสดงในรูปที่ 2.3 คาร์บูเรเตอร์อิสระจะจ่ายเชื้อเพลิงที่ส่วนผสมหนาเข้าไปในห้องเผาไหม้ช่วย ซึ่งมีหัวเทียนติดตั้งอยู่ ในเวลาเดียวกันเชื้อเพลิงที่ส่วนผสมบางมากจะถูกจ่ายเข้าไปที่ห้องเผาไหม้หลักจากคาร์บูเรเตอร์ตัวหลัก ในช่วงการดูดส่วนผสมหนาจะไหลออกจากห้องเผาไหม้ช่วย เมื่อวาล์วไอดีปิด ส่วนผสมบางจากห้องเผาไหม้หลักจะถูกอัดเข้าไปในห้องเผาไหม้ช่วยซึ่งจะทำให้ส่วนผสมของเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ช่วยเป็นส่วนผสมที่ง่ายต่อการจุดระเบิด คือหนาเล็กน้อย หลังจากการเผาไหม้เกิดขึ้นในห้องเผาไหม้ช่วย ก็จะได้เปลวไฟพุ่งออกผ่านออร์ฟิซเข้าไปในห้องเผาไหม้หลักไปจุดระเบิดส่วนผสมบางในห้องเผาไหม้หลักพุ่งออกผ่านออร์ฟิซเข้าไปในห้องเผาไหม้หลักไปจุดระเบิดส่วนผสมบางในห้องเผาไหม้หลัก

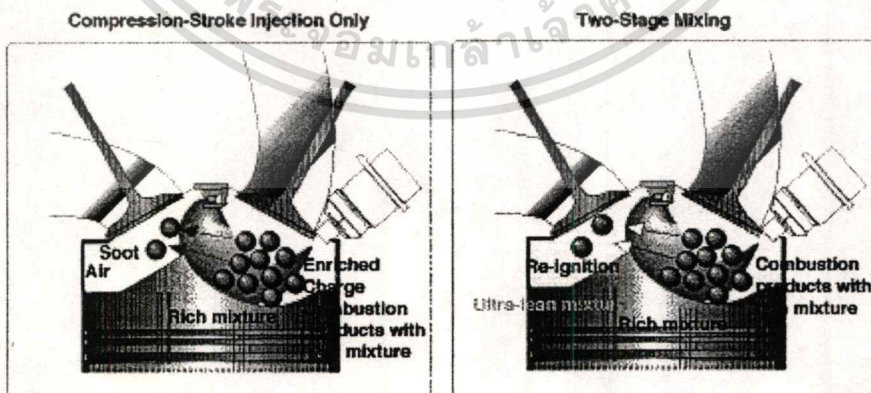
2.1.2 เครื่องยนต์แบบสเตรติไฟด์ชาร์จในปัจจุบัน ลักษณะของเครื่องยนต์แบบสเตรติไฟด์ชาร์จในปัจจุบันจะเป็นแบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเข้าห้องเผาไหม้ซึ่งเป็นลูกสูบแบบหลุม โดยที่หลุมของลูกสูบจะเป็นในลักษณะโค้ง เมื่อเชื้อเพลิงปะทะกับหลุมลูกสูบก็จะไหลตามส่วนของลูกสูบ และไหลตรงไปกอดตัวเป็นชั้นรอบเทียน ในปริมาณเชื้อเพลิงที่เหมาะสมกับการจุดระเบิดดังแสดงในรูปที่ 2.4 สิ่งพิเศษของเครื่องยนต์แบบใหม่นี้คือ ใช้เทคโนโลยีในการควบคุมจังหวะและเทคนิคการฉีดเชื้อเพลิงจากคอมพิวเตอร์ เช่นเครื่องยนต์ GDI ของบริษัทมิซูบิชิ[2] จะแบ่งการฉีดเชื้อเพลิงเป็นสองจังหวะ ดังแสดงในรูปที่ 2.5 ในช่วงการใช้งานที่ภาระต่ำจะใช้การเผาไหม้แบบส่วนผสมแยกชั้นซึ่งจะช่วยให้ประหยัดเชื้อเพลิง และในช่วงการใช้งานที่ภาระสูงจะใช้การเผาไหม้แบบส่วนผสมเนื้อเดียวเพื่อให้ได้กำลังสูงขึ้น ในการทำงานในลักษณะส่วนผสมแยกชั้นเองก็มีการฉีดเชื้อเพลิงสองจังหวะเช่นกัน โดยจะฉีดเชื้อเพลิงบางส่วนหนึ่งไปในจังหวะดูด ก่อนที่จะฉีดอีกครั้งในปลายจังหวะอัด ทั้งนี้เพื่อให้เชื้อเพลิงกระจายอย่างทั่วถึงซึ่งจะช่วยให้การเผาไหม้ไปได้ทั่วทั้งห้องเผาไหม้ จะทำให้ส่วนผสมที่ไม่ระเหยหรือที่เผาไหม้ไม่หมดบางส่วนเกิดการเผาไหม้อีกครั้งดังแสดงในรูปที่ 2.6 ปัญหาอีกอย่างที่เกิดขึ้นกับเครื่องยนต์นี้คือการเกิดชั้นของเชื้อเพลิงที่ไม่ระเหยที่ผิวของลูกสูบในขณะที่เครื่องเย็น วิธีการแก้ปัญหานี้ก็คือการฉีดหัวฉีดเสริมเข้าที่ท่อร่วมไอดีดังแสดงในรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.4 การไหลของเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์แบบสเตรติไฟด์ชาร์จ

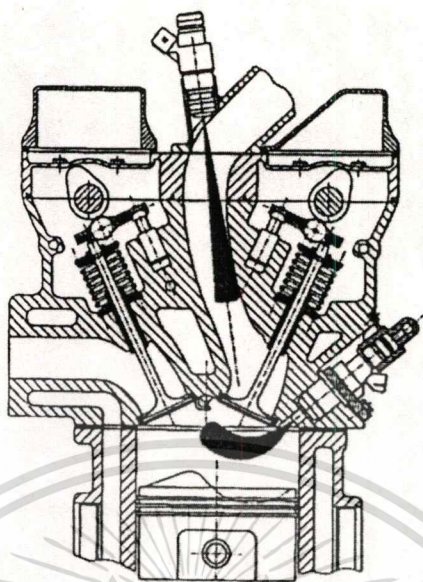


รูปที่ 2.5 การทำงานของเครื่องยนต์ที่ภาระต่ำและภาระสูง



รูปที่ 2.6 เปรียบเทียบการฉีดเชื้อเพลิงแบบครั้งเดียวกับแบบสองจังหวะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.7 ภาคตัดขวางของเครื่องยนต์แบบสเตรตไฟด์ชาร์จของมิตซูบิชิ

2.2 เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ และแก๊สธรรมชาติสำหรับยานยนต์

2.2.1 แก๊สธรรมชาติ คือ แก๊สชีวภาพชนิดหนึ่ง เกิดจากการทับถมตัวของซากสิ่งมีชีวิต ทั้งพืชและสัตว์นับหลายล้านปี[3] ซากพืชและสัตว์เหล่านี้แปรสภาพเป็นแก๊ส และน้ำมัน เนื่องจากความร้อนและความกดดันของผิวโลก และสะสมอยู่ในชั้นดิน จัดเป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอน ชนิดหนึ่งที่มีสูตรทางเคมีเป็น C_nH_{2n+2} โดยทั่วไปจะประกอบด้วยแก๊สมีเทน (Methane, CH_4) ตั้งแต่ 70% ขึ้นไปขึ้นอยู่กับสภาพแวดล้อมของแหล่งแก๊สธรรมชาติแต่ละแห่งเป็นสำคัญ แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงประเภทฟอสซิลอย่างหนึ่ง ซึ่งพบได้ในแอ่งใต้พื้นดินหรืออาจพบร่วมกับน้ำมันดิบหรือคอนเดนเสทโดยคาดว่าจะเป็ แหล่งพลังงานหลักที่จะนำมาใช้ได้อีกประมาณ 60 ปีข้างหน้า ปริมาณสำรองที่พิสูจน์แล้วทั่วโลกเมื่อปี พ.ศ. 2541 มีปริมาณ 5,086 ล้านล้านลูกบาศก์ฟุต โดยพบมากที่สุดในสหภาพโซเวียตเดิม มีปริมาณ 1,700 ล้านล้านลูกบาศก์ฟุต รองลงมาคืออิหร่าน 810 ล้านล้านลูกบาศก์ฟุต และกาตาร์ 300 ล้านล้านลูกบาศก์ฟุต

2.2.2 คุณสมบัติของแก๊สธรรมชาติ แก๊สธรรมชาติเป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอน ซึ่งประกอบด้วยธาตุคาร์บอน (C) กับธาตุ ไฮโดรเจน (H) จับตัวกันเป็นโมเลกุล โดยเกิดขึ้นเองตามธรรมชาติ จากการทับถมของซากสิ่งมีชีวิตตามชั้นหิน ดิน และในทะเลหลายร้อยล้านปีมาแล้ว เช่นเดียวกับน้ำมัน และเนื่องจากความร้อนและความกดดันของผิวโลกจึงเกิดการแปรสภาพเป็นเอกลารีนเป็นเอกลารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แก๊ส คุณสมบัติของแก๊สธรรมชาติคือไม่มีสี ไม่มีกลิ่น (ยกเว้นกลิ่นที่เติมเพื่อให้รู้เมื่อเกิดการรั่วไหล) และไม่มีพิษ ในสถานะปกติมีสภาพเป็นแก๊สหรือไอที่อุณหภูมิและความดันบรรยากาศ โดยมีค่าความถ่วงจำเพาะต่ำกว่าอากาศจึงมีน้ำหนักเบากว่าอากาศ เมื่อเกิดการรั่วไหลจะฟุ้งกระจายไปตามบรรยากาศอย่างรวดเร็ว จึงไม่มีการสะสมซึ่งทำให้เกิดลุกไหม้บนพื้นราบ

ความแตกต่างระหว่างแก๊สธรรมชาติ (Natural Gas: NG) และแก๊สปิโตรเลียมเหลว (Liquefied Petroleum Gas: LPG) ก็คือ แก๊สธรรมชาติ เป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอนซึ่งมีองค์ประกอบของแก๊สมีเทน (Methane) เป็นส่วนใหญ่ จึงเป็นแก๊สที่มีน้ำหนักเบากว่าอากาศ การขนส่งไปยังผู้ใช้จะขนส่งผ่านทางท่อในรูปแก๊สภายใต้ความดันสูง จึงไม่เหมาะสำหรับการขนส่งไกลๆ หรืออาจบรรจุใส่ถังในรูปแก๊สธรรมชาติอัดโดยใช้ความดันสูง หรือที่เรียกว่า CNG แต่ปัจจุบันมีการส่งแก๊สธรรมชาติในรูปของเหลวโดยทำแก๊สให้เย็นลงถึง -160 องศาเซลเซียส จะได้ของเหลวที่เรียกว่า Liquefied Natural Gas หรือ LNG ซึ่งสามารถขนส่งทางเรือไปที่ไกลๆ ได้ และเมื่อถึงปลายทางก่อนนำมาใช้ก็จะทำให้ของเหลวเปลี่ยนสถานะกลับเป็นแก๊สอย่างเดิม แก๊สธรรมชาติมีค่าออกเทนสูงถึง 120 RON จึงสามารถนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงในยานยนต์ได้ สำหรับแก๊สปิโตรเลียมเหลว (LPG) เป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอน ซึ่งมีองค์ประกอบของแก๊สโพรเพน (Propane) เป็นส่วนใหญ่ จึงเป็นแก๊สที่มีน้ำหนักหนักกว่าอากาศ โดยตัว LPG เองไม่มีสี ไม่มีกลิ่นเช่นเดียวกับแก๊สธรรมชาติ แต่เนื่องจากเป็นแก๊สที่หนักกว่าอากาศจึงมีการสะสมและลุกไหม้ได้ง่าย ดังนั้น จึงมีข้อกำหนดให้เติมสารมีกลิ่น เพื่อเป็นการเตือนภัยหากเกิดการรั่วไหล LPG ส่วนใหญ่จะใช้เป็นเชื้อเพลิงในครัวเรือนและกิจการอุตสาหกรรม โดยบรรจุเป็นของเหลวใส่ถังที่ทนความดันเพื่อให้ขนถ่ายง่าย นอกจากนี้ยังนิยมใช้แทนน้ำมันเบนซินในรถยนต์เนื่องจากราคาถูกกว่า และมีค่าออกเทนสูงถึง 105 RON

2.2.3 แก๊สธรรมชาติสำหรับยานยนต์ ยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ[4] หรือภาษาอังกฤษเรียกว่า Natural Gas Vehicles หรือเรียกย่อๆ ว่า NGV หมายถึงยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติอัด (Compressed Natural Gas: CNG) เป็นเชื้อเพลิง ซึ่งก็เหมือนกับแก๊สธรรมชาติ ที่นำมาใช้ในบ้านอยู่อาศัยในหลายๆ ประเทศ เช่น ออสเตรเลีย เพื่อการประกอบอาหาร การทำความร้อน และการทำน้ำร้อนเป็นต้น ยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติได้มีการพัฒนาและนำมาใช้ตั้งแต่ปี ค.ศ. 1860 (พ.ศ. 2403) โดยชาว ฝรั่งเศสชื่อ Jean Etienne Lenoir แต่ยังไม่เป็นที่นิยม จนกระทั่งในช่วงสงครามโลกครั้งที่ 2 และช่วงที่เกิดวิกฤตการณ์น้ำมันในปี ค.ศ. 1973 ซึ่งทำให้ราคาน้ำมันเพิ่มสูงขึ้น จึงส่งผลให้การใช้แก๊สธรรมชาติในยานยนต์เริ่มแพร่หลายมากขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งในประเทศออสเตรเลีย แคนาดา นิวซีแลนด์ และสหรัฐอเมริกา

ในปัจจุบันการเลือกใช้เชื้อเพลิงที่มีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมน้อยในยานยนต์ เช่น แก๊สธรรมชาติ กำลังได้รับการสนับสนุนมากขึ้นในหลายๆประเทศ อันเนื่องมาจากปัญหาคูณภาพอากาศ

และปัญหาแก๊สเรือนกระจกที่เกิดขึ้นทั่วโลก และด้วยคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของแก๊สธรรมชาติ ที่ใช้ในยานยนต์พบว่ามัลพิษน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงอื่นๆ อย่างไรก็ตามการพัฒนากระบวนการควบคุมมลพิษสำหรับยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาตินับว่ายังล่าช้ากว่ายานยนต์ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง เนื่องจากยานยนต์ที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงได้มีการพัฒนา เทคโนโลยีของเครื่องยนต์ และการปรับปรุงสูตรของน้ำมันเชื้อเพลิง เพื่อลดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมมานานกว่า แต่ด้วยข้อได้เปรียบทางด้านสภาพแวดล้อม แก๊สธรรมชาติจึงเป็นทางเลือกเชื้อเพลิงหนึ่งสำหรับยานยนต์ที่จะมีการใช้แพร่หลายมากขึ้น

2.2.4 ยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติกับผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม จากปัญหาสภาวะที่อุณหภูมิของโลกร้อนขึ้น และนานาประเทศก็มุ่งไปสู่การลดปัญหาแก๊สเรือนกระจก รวมทั้งการให้ความใส่ใจกับปัญหามลพิษ และคุณภาพอากาศในประเทศของตน จึงทำให้มีการปรับปรุงมาตรฐานการระบายมลสารจากยานพาหนะที่เข้มงวดขึ้น แต่ก็ยังไม่เพียงพอต่อการปรับปรุงคุณภาพอากาศให้ดีขึ้นจนกว่าจะมีการเลือกใช้เชื้อเพลิงที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมด้วย

แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงที่มีการเผาไหม้ที่สะอาดกว่าเชื้อเพลิงประเภทฟอสซิลทุกชนิด ในหลายๆประเทศทั่วโลกจึงมีการส่งเสริมและสนับสนุนให้มีการใช้ยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงด้วยข้อได้เปรียบของการเป็นเชื้อเพลิงที่สะอาดไม่ส่งผลกระทบต่อสภาพแวดล้อม โดยประเทศที่มีการใช้ยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติอยู่แล้วก็มีแนวโน้มที่จะขยายการใช้มากขึ้น ได้แก่ ออสเตรเลีย ญี่ปุ่น อินโดนีเซีย เกาหลี เป็นต้น ส่วนประเทศที่ยังไม่เริ่มใช้ รัฐบาลกำลังจัดส่งเสริมให้มีการใช้ในอนาคต ได้แก่ ฮองกง และสิงคโปร์

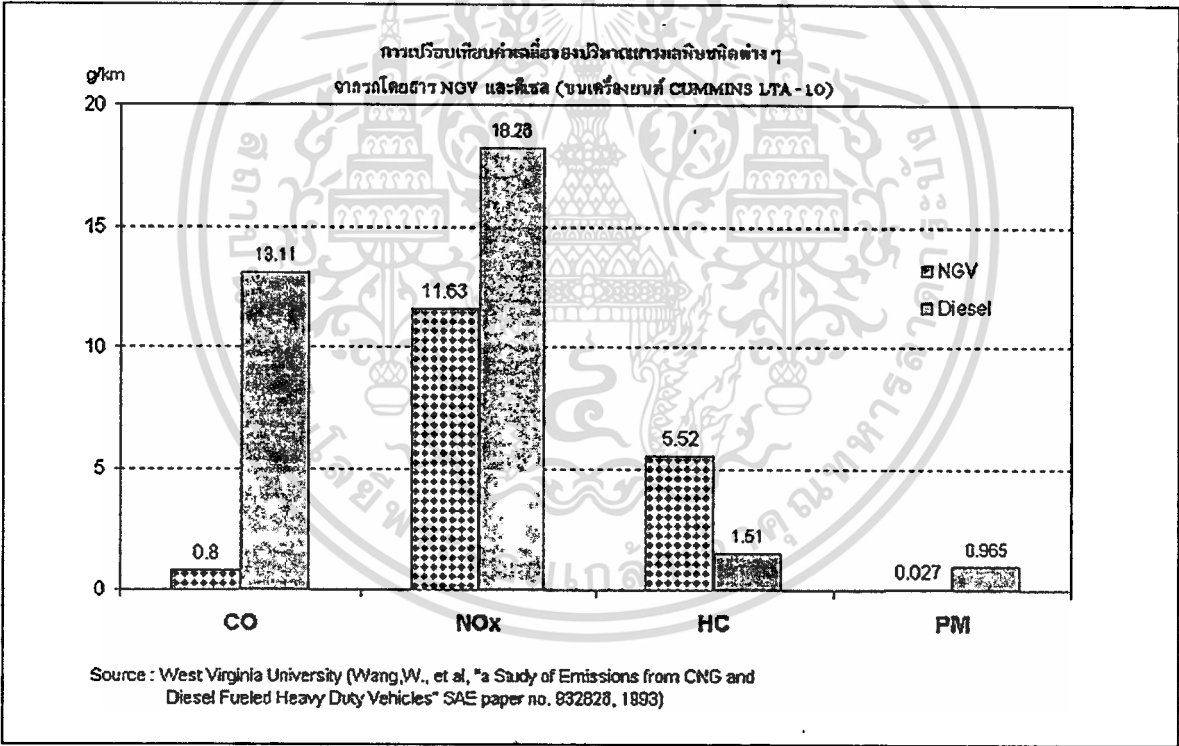
รัฐบาลในหลายๆประเทศ ได้ส่งเสริมและสนับสนุนให้มีการใช้ยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ โดยมีมาตรการลดภาษีนำเข้าทั้งในส่วนที่เป็นอุปกรณ์ดัดแปลงเครื่องยนต์ คอมเพรสเซอร์ ตลอดจนการยกเว้นภาษีการค้า ให้แก่อุตสาหกรรมยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ จากการสำรวจ (ณ สิ้นปี พ.ศ. 2542) มีการใช้ยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ (NGV) ทั่วโลกเป็นจำนวน 1,250,886 คัน [5] ประเทศที่มีการใช้ NGV มากที่สุด 5 อันดับแรก ได้แก่ อาร์เจนตินา จำนวน 450,000 คัน อิตาลี จำนวน 320,000 คัน รัสเซีย จำนวน 205,000 คัน สหรัฐอเมริกา จำนวน 88,594 คัน และบราซิล จำนวน 60,000 คัน

จากการทดสอบปริมาณการปล่อยมลสารจากไอเสียของเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงอื่นเปรียบเทียบกับแก๊สธรรมชาติของ Research and Development Institute Saibu Gas Co., Ltd. พบว่า รถ NGV ปล่อยแก๊ส คาร์บอนมอนอกไซด์ ไฮโดรคาร์บอน ไนโตรเจนออกไซด์ และ คาร์บอนไดออกไซด์ น้อยกว่ารถที่ใช้น้ำมันเบนซิน โดยเฉพาะการปล่อยแก๊สไนโตรเจนออกไซด์ เพียง 300 ppm [6] ในขณะที่รถเบนซินมีการปล่อยสูงถึง 1,400 ppm อย่างไรก็ตาม เมื่อเปรียบเทียบกับรถที่ใช้ LPG แล้ว รถ NGV จะปล่อยแก๊ส ไฮโดรคาร์บอนมากกว่ารถ LPG เล็กน้อย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.1 เปรียบเทียบมลสารจากไอเสียของเครื่องยนต์ที่ความเร็ว 300 รอบต่อนาที

ชนิดมลสาร	แก๊สธรรมชาติ (NG)	แก๊สปิโตรเลียม เหลว (LPG)	เบนซิน (Gasoline)
คาร์บอนมอนอกไซด์ (ร้อยละ โดยปริมาตร)	0.04	0.04	0.08
ไฮโดรคาร์บอน (ส่วนในล้านส่วน)	1,700	1,600	2,200
ไนโตรเจนออกไซด์ (ส่วนในล้านส่วน)	300	900	1,400
คาร์บอนไดออกไซด์ (ร้อยละ โดยปริมาตร)	8.5	11.7	14.5



รูปที่ 2.8 เปรียบเทียบปริมาณมลพิษจากรถโดยสาร NGV และ ดีเซลล์

นอกจากนี้ยังมีการศึกษาของ West Virginia University สหรัฐอเมริกา ซึ่งศึกษาเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยของปริมาณมลสารจากรถโดยสารเครื่องยนต์ CUMMINS LTA – 10 ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ และน้ำมันดีเซล พบว่ารถโดยสารที่ใช้แก๊สธรรมชาติ หรือ NGV มีการปล่อยแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ ไนโตรเจนออกไซด์ และฝุ่นละออง น้อยกว่ารถที่ใช้ดีเซล โดยเฉพาะฝุ่น

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ละอองมีค่าเฉลี่ยเพียง 0.027 กรัม/กิโลเมตร ในขณะที่รถดีเซลมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 0.965 กรัม/กิโลเมตร อย่างไรก็ตาม รถ NGV มีการปล่อยแก๊สไฮโดรคาร์บอนสูงกว่ารถดีเซล โดยมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 5.52 กรัม/กิโลเมตร ในขณะที่รถดีเซลมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 1.51 กรัมต่อกิโลเมตร

จากผลการศึกษาดังกล่าวข้างต้นจะพบว่าเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติจะมีระดับการปล่อยสารพิษที่ต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้เบนซินและดีเซล โดยเฉพาะคาร์บอนมอนอกไซด์ และไนโตรเจนออกไซด์ นอกจากนี้ยังมีข้อมูลสนับสนุนจาก The Australian Greenhouse Office ซึ่งเปรียบเทียบรถ NGV กับรถที่ใช้น้ำมันเป็นเชื้อเพลิงแล้ว พบว่ารถ NGV สามารถลดแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ได้ถึงร้อยละ 50 – 80 ลดแก๊สไนโตรเจนออกไซด์ได้ ร้อยละ 60 - 90 ลดแก๊สไฮโดรคาร์บอนได้ร้อยละ 60 – 80 ส่วนฝุ่นละอองนั้นแทบจะไม่มีฝุ่นละอองปล่อยออกมาเลย ดังนั้นรถ NGV จึงได้รับความสนใจมากขึ้น โดยเฉพาะข้อได้เปรียบทางด้านสภาพแวดล้อม

2.2.5 ระบบโครงสร้างพื้นฐานของยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ ปัจจัยสำคัญที่ส่งเสริมการใช้รถ NGV ก็คือ การมีระบบท่อส่งแก๊สและสถานีเติมแก๊สโดยเฉพาะ โครงสร้างพื้นฐานในการจัดตั้งสถานีเติมแก๊สซึ่งมีค่าลงทุนสูง ดังนั้น ในการจัดตั้งสถานีเติมแก๊สจึงมักคำนึงถึงการ อยู่ใกล้แหล่งที่จัดหาแก๊สธรรมชาติ หรือมีเครือข่ายระบบท่อส่งแก๊สธรรมชาติอยู่แล้ว ต้นทุนในการสร้างสถานีเติมแก๊สสำหรับเคมรจจำนวนมากจะมืค่าใช้จ่ยตั้งแต่ 250,000 – 3,000,000 เหรียญสหรัฐฯ ทั้งนี้ ขึ้นอยู่กับทำเลที่ตั้ง ราคาที่ดิน และปัจจัยอื่นๆ ประกอบกัน

ระบบสถานีเติมเชื้อเพลิงยานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติในรูปของแก๊สธรรมชาติอัด (Compressed Natural Gas : CNG) มีอยู่ 2 ระบบด้วยกัน คือ

2.2.5.1 Fast-fill CNG System เป็นระบบที่ออกแบบมาเพื่อให้สามารถเติมแก๊สให้กับรถได้พร้อมกันถึง 2 คัน โดยใช้เวลาเพียง 3-5 นาที ระบบนี้จะใช้คอมเพรสเซอร์ขนาดเล็กจนถึงขนาดกลาง คือ 25 – 100 ลูกบาศก์ฟุต/นาที และใช้แรงดันแก๊สสูงถึง 5,000 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว โดยมีขนาดถังบรรจุแก๊สประมาณ 20,000 - 60,000 ลูกบาศก์ฟุต

2.2.5.2 Slow-fill CNG System เป็นระบบที่ออกแบบมาเพื่อเป็นศูนย์กลางในการเติมแก๊สให้กับรถจำนวนมากๆ โดยใช้ระยะเวลาในการเติมประมาณ 6 - 8 ชั่วโมง (ขึ้นอยู่กับปริมาณรถที่เข้ามาเติมด้วย) ระบบนี้ ใช้คอมเพรสเซอร์แรงดันปกติทั่วไปประมาณ 3,000 – 3,600 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว และมีขนาดคอมเพรสเซอร์ ใหญ่มากประมาณ 100 – 300 ลูกบาศก์ฟุต/นาที เพื่ออัดแก๊สขึ้นสู่ถังบรรจุของรถโดยตรง

โดยทั่วไประบบของสถานีเติมแก๊สจะประกอบด้วย คอมเพรสเซอร์ มอเตอร์ ระบบควบคุม และระบบช่วยเหลืออื่นๆ ปัจจุบันมีการพัฒนานำระบบไมโครคอมพิวเตอร์มาใช้ในการควบคุมคอมเพรสเซอร์เพื่อตั้งโปรแกรมการทำงานตามที่ต้องการ และเพื่อให้คอมเพรสเซอร์มีประสิทธิภาพไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มากยิ่งขึ้นควรออกแบบสถานีเติมแก๊สเป็น ระบบผสมระหว่าง Fast - fill System และ Slow-fill System โดยใช้ระบบเติมเร็วในช่วงกลางวัน และใช้ระบบเติมช้าในช่วงกลางคืนซึ่งเป็นช่วงที่มีการใช้ไฟฟ้าต่ำจะเป็นการช่วยลดต้นทุนในการดำเนินงานลง

จากข้อมูลของ The International Association for Natural Gas Vehicles (IANGV) เมื่อเดือน ธันวาคม 2542 แสดงสถิติข้อมูลจำนวนสถานีเติมแก๊สทั่วโลกมีประมาณ 3,535 สถานี โดยสหรัฐอเมริกา มีสถานีเติมแก๊สมากที่สุด จำนวน 1,287 สถานี รองลงมาคือ อาร์เจนตินา 744 สถานี อิตาลี 308 สถานี แคนาดา 222 สถานี และสหภาพโซเวียตเดิม 187 สถานี สำหรับประเทศไทยในขณะนี้ มีเพียงสถานีเดียวอยู่ที่รังสิต

2.2.6 ตลาดและการพัฒนายานยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ ยานยนต์ส่วนใหญ่สามารถดัดแปลงมาใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงได้ทั้งสิ้น ไม่ว่าจะเป็นรถยนต์นั่ง รถส่งของ รถโดยสาร รถยกของ หรือรถบรรทุกขนาดใหญ่ เครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติมีการพัฒนามา 3 แบบ ด้วยกัน คือ (1) เครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงอย่างเดียว เรียกว่า Dedicated Engine (2) เครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ หรือน้ำมันเป็นเชื้อเพลิง เรียกว่า Bi-fuel Engine โดยในระหว่างการขับเคลื่อนรถยนต์สามารถเลือกใช้เชื้อเพลิงอย่างหนึ่งอย่างใดได้โดยการกดสวิทช์ที่แผง หน้าปัดรถยนต์ (3) เครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติกับดีเซลเป็นเชื้อเพลิงร่วมกัน เรียกว่า Dual-fuel Engine โดย การใช้เชื้อเพลิงผสมในสัดส่วนของแก๊สธรรมชาติอัดประมาณร้อยละ 85 และดีเซลร้อยละ 25 แต่เมื่อใดที่แรงดันแก๊สต่ำเกินไป เครื่องยนต์ก็จะเปลี่ยนมาใช้ดีเซลได้โดยอัตโนมัติ

อุตสาหกรรมการผลิตเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติในช่วงที่ผ่านมา จึงมีการดำเนินการใน 2 ลักษณะ คือ อุตสาหกรรมการผลิตเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติโดยเฉพาะ และอุตสาหกรรมการดัดแปลงเครื่องยนต์ที่ใช้ เบนซินหรือดีเซลมาเป็นเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติ ซึ่งส่วนใหญ่เป็นการดัดแปลงเครื่องยนต์มากกว่าผลิตขึ้นใหม่ แต่ในปัจจุบันมีการผลิตเครื่องยนต์และโครงรถที่ใช้แก๊สธรรมชาติโดยเฉพาะมากขึ้น ซึ่งมีตั้งแต่รถบรรทุก ขนาดเล็ก รถโดยสาร ไปจนถึงรถบรรทุกขนาดใหญ่ ในปัจจุบันมีผู้ผลิตอุปกรณ์ดัดแปลงและเครื่องยนต์ที่ใช้ แก๊สธรรมชาติไม่มากนัก ได้แก่ Volvo, Caterpillar, Cummins, MAN, Daimler – Chrysler (Mercedes Benz), Scania และ Renault

เครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติมีระบบการควบคุมเชื้อเพลิงโดยอาศัยหลักการเดียวกับระบบของ เครื่องยนต์เบนซิน ซึ่งมีการพัฒนามาตั้งแต่ระบบที่ใช้คาร์บูเรเตอร์ จนถึงระบบหัวฉีดซึ่งควบคุมด้วยระบบดิจิตอล อย่างไรก็ตาม การพัฒนาระบบควบคุมเชื้อเพลิงที่ใช้แก๊สธรรมชาติเป็นระบบหัวฉีดยังล้าหลังเครื่องยนต์เบนซิน โดยเพิ่งจะมีผู้ผลิตเพียง 2 ถึง 3 ราย ที่เริ่มดัดแปลงมาใช้ระบบหัวฉีด และเนื่องจากแก๊สธรรมชาติมีความหนาแน่นต่ำกว่าน้ำมันเชื้อเพลิง ดังนั้นจึงยังต้องมีการปรับปรุงแก้ไขในเรื่องของกำลังเครื่องยนต์ที่ลดลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในด้านต้นทุนการผลิต NGV จะสูงกว่าต้นทุนการผลิตที่ใช้แก๊สธรรมชาติ จึงทำให้ตลาด NGV ถูกจำกัดต้นทุนในการคิดแปลงรถจะขึ้นอยู่กับเทคโนโลยีที่ใช้ ขนาดของรถและถังบรรจุแก๊ส โดยรถยนต์ขนาดเล็กจะมีต้นทุนในการคิดแปลงตั้งแต่ 900 – 3,500 เหรียญสหรัฐ ส่วนรถโดยสารจะมีต้นทุนตั้งแต่ 14,000 – 40,000 เหรียญสหรัฐ สำหรับต้นทุนในการผลิตใหม่ จะมีปัญหาเรื่องราคาวัตถุดิบและปริมาณการผลิตที่มีจำนวนน้อย การลดต้นทุนการผลิตโดยการเพิ่มปริมาณการผลิตให้มากขึ้น จะทำได้ต่อเมื่อสามารถขยายตลาด NGV ได้มากขึ้น โดยรัฐบาลในแต่ละประเทศที่ส่งเสริมให้มีการใช้รถ NGV เพื่อลดปัญหามลพิษทางอากาศจะต้องให้การสนับสนุนในรูปของเงินอุดหนุน หรือในรูปของภาษี หรือส่วนลดในการซื้ออุปกรณ์การผลิต หรือ อุปกรณ์ดัดแปลงต่างๆ เพื่อช่วยลดต้นทุนในการดำเนินงานลง ซึ่งจะส่งผลให้มีการลงทุนในอุตสาหกรรมรถ NGV เพิ่มมากขึ้น

2.2.7 มาตรฐานของถังบรรจุแก๊ส ดังที่ใช้บรรจุแก๊สธรรมชาติสำหรับรถ NGV โดยทั่วไปจะแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิดหลักๆ คือ ถังที่ทำด้วย เหล็กหรืออลูมิเนียม และถังที่ทำด้วยพลาสติกและเสริมด้วยวัสดุใยแก้ว แต่เนื่องจากถังบรรจุแก๊สมักมีขนาดใหญ่ และน้ำหนักมาก จึงมีการพัฒนาเพื่อให้มีน้ำหนักเบาลงและมีความทนทานมากขึ้น ซึ่งในปัจจุบันภาคอุตสาหกรรม มีการผลิตถังอยู่ 4 ชนิดด้วยกัน คือชนิดที่ 1 ทำด้วยเหล็ก หรือ อลูมิเนียม ชนิดที่ 2 ทำด้วยเหล็ก หรือ อลูมิเนียม และหุ้มด้วยวัสดุใยแก้ว หรือเส้นใยคาร์บอน ล้อมรอบตัวถัง ชนิดที่ 3 ทำด้วยแผ่นอลูมิเนียมที่บางกว่าชนิดที่ 2 และหุ้มด้วยวัสดุใยแก้วหรือเส้นใยคาร์บอนตลอดตัวถัง ชนิดที่ 4 ทำด้วยแผ่นพลาสติกและหุ้มด้วยวัสดุใยแก้วและเส้นใยคาร์บอนผสมกัน ชนิดแรกจะมีน้ำหนักมากที่สุด แต่ต้นทุนต่ำสุด ส่วนชนิดที่ 3 และ 4 มีน้ำหนักเบากว่า แต่ต้นทุนค่อนข้างสูง โดยสามารถเปรียบเทียบเป็นอัตราส่วนร้อยละให้เห็นความแตกต่างได้ดังนี้

ตารางที่ 2.2 เปรียบเทียบต้นทุนการผลิตกับน้ำหนักของถังแก๊ส

ชนิดที่	วัสดุที่ใช้ทำตัวถัง	ต้นทุน (%)	น้ำหนัก (%)
1	เหล็ก	40	100
2	เหล็ก, วัสดุใยแก้ว	80	65
	อลูมิเนียม, วัสดุใยแก้ว	95	55
3	อลูมิเนียม, วัสดุใยแก้ว	90	45
	อลูมิเนียม, เส้นใยคาร์บอน	100	25
4	พลาสติก, วัสดุใยแก้วผสมเส้นใยคาร์บอน	90	30

การรับรองมาตรฐานของถังบรรจุแก๊สมีหน่วยงานทั้งที่เป็นภาครัฐและหน่วยงานอาสาสมัคร เข้ามา ดำเนินการ ได้แก่ มาตรฐาน NGV2, FMVSS 304, CSA B-51 Part 2 และ ISO/DIS 11439 เป็นต้นโดยหน่วยงานเหล่านี้ได้มี การปรับปรุงมาตรฐานให้มีความสอดคล้องกับมาตรฐานที่จำเป็นต้องมีการทดสอบ โดยครอบคลุมถึงสภาพการใช้งาน การรับประกันคุณภาพ การทดสอบวัสดุที่ใช้ การทดสอบการผลิต และการทดสอบคุณสมบัติของถังหลังจากการผลิต จึงมั่นใจได้ว่าถังเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติมีความปลอดภัยที่สูงมาก

เนื่องจากแก๊สธรรมชาติมีความหนาแน่นน้อยกว่าน้ำมัน รถ NGV จึงควรมีถังบรรจุแก๊สติดตั้งที่รถ ประมาณ 2-4 ถัง เพื่อให้สามารถวิ่งได้ระยะทางเกินกว่า 250 ไมล์ หรือเกินกว่า 400 กิโลเมตรโดยประมาณ และ เนื่องจากถังบรรจุแก๊สมีขนาดใหญ่และน้ำหนักมากจึงเป็นปัญหาหลักของรถ NGV ถึงแม้ว่าในปัจจุบันได้มีการ พัฒนาถังบรรจุแก๊สให้น้ำหนักเบาลง แต่ก็ยังมีความใหญ่และน้ำหนักมากกว่าถังน้ำมันเชื้อเพลิงทั่วไป โดยมีขนาดและน้ำหนักแตกต่างกันไปแล้วแต่ผู้ผลิตแต่ละราย ซึ่งสามารถเทียบขนาดของถังกับปริมาตรความจุเป็นน้ำ หรือแก๊ส หรือน้ำมันเบนซิน ให้ความจุที่แตกต่างกันตามปริมาตรความหนาแน่นได้ดังนี้

ตารางที่ 2.3 ขนาดของถังบรรจุแก๊สที่ระดับแรงดัน 3,000 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว (207 บาร์)

ขนาดถัง (นิ้ว)	น้ำหนัก (กิโลกรัม)	ปริมาตรความจุ		
		ความจุน้ำ (ลิตร)	ความจุแก๊ส (ลบ.ฟ.)	ความจุเทียบเท่า น้ำมันเบนซิน (ลิตร)
13.7 x 35	27.2	55.5	504	15.5
13.7 x 40	30.9	64.8	592	18.1
13.7 x 45	34.5	74.4	681	20.8
13.7 x 55	42.2	93.8	857	26.2
15.7 x 35	33.1	72.3	661	20.3
15.7 x 52	49.0	116.2	1,063	32.5
15.7 x 55	51.7	123.9	1,133	34.7

2.2.8 ยานยนต์แก๊สธรรมชาติในประเทศไทย ประเทศไทยได้มีการนำแก๊สปิโตรเลียมเหลว (LPG) มาใช้ในยานยนต์ตั้งแต่ ปี พ.ศ. 2513 และเป็นที่แพร่หลายมากขึ้นในปี พ.ศ. 2523 เนื่องจาก ราคา LPG มีราคาถูกกว่าน้ำมัน ส่วนใหญ่จะใช้ในรถแท็กซี่และ รถสามล้อเครื่อง โดยมีการดัดแปลงเครื่องยนต์ที่นำเข้ามาจากญี่ปุ่น อย่างไรก็ตาม วิธีการดัดแปลงยังอยู่ในขั้นพื้นฐาน และมาตรฐานเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฐานทางด้านความปลอดภัยยังไม่ดีพอ รวมทั้งกฎระเบียบในด้านความปลอดภัยยังไม่รัดกุม จึงมักก่อให้เกิดอุบัติเหตุเพลิงไหม้หรือเกิดระเบิดได้ นอกจากนี้ สถานีเติม LPG ก่อนข้างขาดแคลน เนื่องจาก ต้นทุนในการก่อสร้างและราคาที่ดินในกรุงเทพฯ จึงส่งผลให้ตลาดรถยนต์ที่ใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิงไม่ได้รับการส่งเสริมและพัฒนาเท่าที่ควร แต่ในปัจจุบันเนื่องจากราคาน้ำมันที่เพิ่มสูงขึ้น จึงมีรถแท็กซี่เปลี่ยนไปใช้ LPG เป็นเชื้อเพลิงมากขึ้นถึงร้อยละ 70 - 80 ของจำนวนแท็กซี่ที่มีอยู่ขณะนี้ประมาณ 58,000 คัน

ต่อมาองค์การขนส่งมวลชนกรุงเทพ (ขสมก.) ได้นำรถโดยสารปรับอากาศที่ใช้แก๊สธรรมชาติอัด (Compressed Natural Gas : CNG) ยี่ห้อ BENZ และ MAN จากเยอรมัน จำนวน 82 คัน มาให้บริการแก่ ประชาชนตั้งแต่เดือนตุลาคม 2536 โดยถือเป็นโครงการทดลองการใช้เชื้อเพลิงที่สะอาดและสามารถผลิตเองได้ภายในประเทศ และหลังจากได้ดำเนินการมาระยะหนึ่งแล้ว ได้มีการประเมินผลของการใช้รถดังกล่าว โดยการเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง ระดับความดังของเสียงภายในห้องโดยสาร และปริมาณสารพิษ ผลการทดสอบพอจะสรุปได้ว่า รถโดยสาร CNG มีอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงมากกว่ารถโดยสารที่ใช้น้ำมันดีเซลเล็กน้อย ในด้านความดังของเสียงปรากฏว่า เมื่อเทียบกันระหว่างตำแหน่งที่มีความดังของเสียงสูงที่สุด รถโดยสารที่ใช้น้ำมันดีเซลมีระดับความดังของเสียงสูงกว่ารถโดยสาร CNG (ระดับความดัง 86.4 เดซิเบล และ 80.9 เดซิเบล ตามลำดับ) ปริมาณสารมลพิษจากรถโดยสาร CNG และดีเซลในทุกความเร็วของการทดสอบ ระดับคาร์บอนมอนอกไซด์ของรถ CNG - BENZ และรถ Diesel - BENZ มีปริมาณใกล้เคียงกัน ส่วนรถ CNG - MAN มีระดับคาร์บอนมอนอกไซด์สูงกว่ารถ CNG - BENZ ในช่วงความเร็ว 10 - 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง นอกจากนี้ยังพบว่ารถ CNG ทั้งสองยี่ห้อ มีระดับควันดำต่ำกว่ารถโดยสาร ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง อย่างเห็นได้ชัด

ปัญหาและอุปสรรคของโครงการนี้ก็คือ การขาดทุนอันเนื่องมาจากต้นทุนของรถสูงมาก เมื่อเทียบกับรถดีเซล และสถานีเติมแก๊สที่สร้างขึ้นมีขนาดใหญ่เกินจำนวนรถที่มารับบริการ ทำให้มีต้นทุนสูง นอกจากนี้ยังมีปัญหาในการเติมแก๊สของรถ ขสมก. เนื่องจากมีสถานีเติมแก๊สเพียงแห่งเดียวที่รังสิต ทำให้รถโดยสารต้องเสียเวลา เดินทางไปเติมแก๊สที่สถานีรังสิต

ในปี พ.ศ. 2537 ธนาคารโลกได้ให้ความช่วยเหลือทางวิชาการแก่กระทรวงคมนาคม และสำนักงานคณะกรรมการนโยบายพลังงานแห่งชาติ (สพช.) ในการว่าจ้างบริษัทที่ปรึกษาศึกษา การใช้แก๊สธรรมชาติในยานยนต์ในเชิงพาณิชย์ โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อลดปริมาณฝุ่นละอองควันดำ (Particulate Matter : PM) ที่ออกมาจากไอเสียของยานยนต์ โดยเฉพาะในเขตกรุงเทพมหานคร ให้อยู่ในระดับที่ไม่เป็นอันตรายต่อสุขภาพของประชาชน โดยจะต้องลดร้อยละ 85 ของจำนวนฝุ่นละอองที่ออกมาในปี พ.ศ. 2536 และเพื่อศึกษาเปรียบเทียบต้นทุน ทางด้านเศรษฐศาสตร์ของรถยนต์ที่ใช้แก๊สกับรถยนต์ดีเซล ในระดับการปล่อยมลพิษที่ใกล้เคียงกัน การศึกษานี้ได้ใช้มาตรฐานรถยนต์เครื่องดีเซลของรถโดยสาร/รถบรรทุกในระดับ 3 (Euro III) ซึ่งคาดว่าจะมีการบังคับใช้ในปี 2540 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2543 มาเปรียบเทียบกับต้นทุนกับรถที่จะใช้แก๊สธรรมชาติ และผลการศึกษาได้แล้วเสร็จเมื่อกลางปี 2539

ผลการศึกษาดังกล่าวได้แนะนำว่าตลาดเป้าหมายหลักที่จะนำแก๊สธรรมชาติมาใช้ได้คุ้มค่า ในเชิงพาณิชย์ ได้แก่ รถโดยสารและรถบรรทุกหนัก ซึ่งประกอบกิจการเดินรถภายในและรอบๆ จุด ศูนย์กลางกรุงเทพมหานคร เท่านั้น ทั้งนี้เพราะมีข้อจำกัดในด้านท่อแก๊สธรรมชาติ และเป็นแหล่ง กำเนิดไอเสียที่มีปัญหามากกว่าพื้นที่อื่นๆ กลุ่มเป้าหมายรองลงมา ได้แก่ รถบรรทุกของ รถแท็กซี่ และ รถสั้ว ส่วนรถปิกอัพที่ใช้เครื่องยนต์เซลนั้น การศึกษานี้ แนะนำว่าการเปลี่ยนมาใช้แก๊สจะไม่คุ้มค่า แต่ให้เปลี่ยนมาใช้เครื่องเบนซินหรือใช้ LPG จะเหมาะสมกว่า

นอกจากนี้บริษัทที่ปรึกษาได้เสนอแนวทางในการพัฒนาเพื่อให้สามารถดำเนินการด้าน ธุรกิจแก๊สธรรมชาติในยานยนต์ได้ โดยเสนอให้มีการจัดตั้งองค์กรที่สนับสนุนให้เกิดการพัฒนา เทคโนโลยี และการวิเคราะห์ตลาดแก๊สธรรมชาติ รวมทั้งควรมีการพัฒนาข้อบังคับและปรับปรุงกฎ ระเบียบที่เกี่ยวข้อง เพื่อให้เกิดความปลอดภัย ในการใช้แก๊สธรรมชาติ ทั้งในสถานบริการ และใน รถยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง โดยโครงสร้างองค์กร ควรเป็นรูปแบบบริษัท ซึ่งการ ปิโตรเลียมแห่งประเทศไทย (ปตท.) จะเป็นบริษัทแม่ที่เหมาะสมที่สุด และควรให้การสนับสนุน ทางด้านการเงิน จนกว่าธุรกิจจะมีรายได้โดยไม่ต้องรับความช่วยเหลือจากรัฐอีกต่อไป

ปตท. ได้มีการจัดทำแผนการขยายการใช้แก๊สธรรมชาติในยานยนต์ต่างๆ โดยในระยะแรก เป็นการดำเนินการดัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลเป็นระบบเชื้อเพลิงร่วม (Dual-fuel System) ซึ่งใช้ได้ทั้ง น้ำมันดีเซล และแก๊สธรรมชาติ รวม 16 คัน และดัดแปลงเครื่องยนต์เบนซินเป็นระบบเชื้อเพลิงสอง ชนิด (Bi-fuel System) ซึ่งใช้ได้ทั้งน้ำมันเบนซินและแก๊สธรรมชาติ รวม 12 คัน ซึ่งการดัดแปลง และติดตั้งอุปกรณ์ได้แล้วเสร็จเมื่อเดือนมีนาคม 2543 และได้มีการทดสอบเครื่องยนต์บนถนนแล้ว คาดว่าจะประเมินผลการทดสอบแล้วเสร็จในเดือนสิงหาคม 2543 นอกจากนี้ ได้มีการประสานงาน กับ ขสมก. และ กทม. ในการจัดทำข้อเสนอแผนงาน โครงการ เพื่อรับการสนับสนุนจากกองทุนเพื่อ ส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน โดยจะนำผลการทดสอบโครงการดังกล่าว ยืนยันประโยชน์ของการใช้ แก๊สธรรมชาติในการลดปัญหามลพิษทางอากาศ

ในส่วนของการสร้างบริการพื้นฐาน ปตท. จะพิจารณาสร้างสถานบริการแก๊สธรรมชาติ 6 สถานีแรก ในปี 2543 โดย 3 สถานีจะสร้างเพื่อรองรับรถโดยสารของ ขสมก. และรถเก็บขยะของ กรุงเทพมหานคร ขณะนี้อยู่ระหว่างการหาสถานที่ตั้ง และอีก 3 สถานีจะสร้างที่ ปตท. สำนักงาน ใหญ่ ศูนย์ปฏิบัติการชลบุรี และโรงแยกแก๊สฯ จังหวัดระยอง พร้อมกันนี้ ปตท. ได้จัดทำแผนงาน เบื้องต้นในการก่อสร้างสถานบริการแก๊สธรรมชาติ จำนวน 30 สถานี (รวม 6 สถานีแรก) ภายในปี 2543 - 2547 เพื่อให้บริการรถโดยสาร ขสมก. รถเก็บขยะของกรุงเทพมหานคร และรถเอกชนที่จะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ส่งมอบให้สำหรับการใช้ในองค์กรเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่หรือใช้โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คัดแปลงเพิ่มในอนาคต นอกจากนี้ ปตท. กำลังดำเนินการศึกษาความเป็นไปได้ โครงการระบบท่อจำหน่ายแก๊สธรรมชาติ รอบกรุงเทพฯ และปริมณฑล (Bangkok Ring Gas Pipeline Project) เพื่อพัฒนาโครงสร้างการบริการพื้นฐาน ในการสนับสนุนการใช้แก๊สธรรมชาติในภาคขนส่ง รวมไปถึงภาคอุตสาหกรรม และภาคการผลิตไฟฟ้าในอนาคตอีกด้วย

2.3 โปรแกรมคำนวณการไหลพลศาสตร์กับเครื่องยนต์สันดาปภายใน

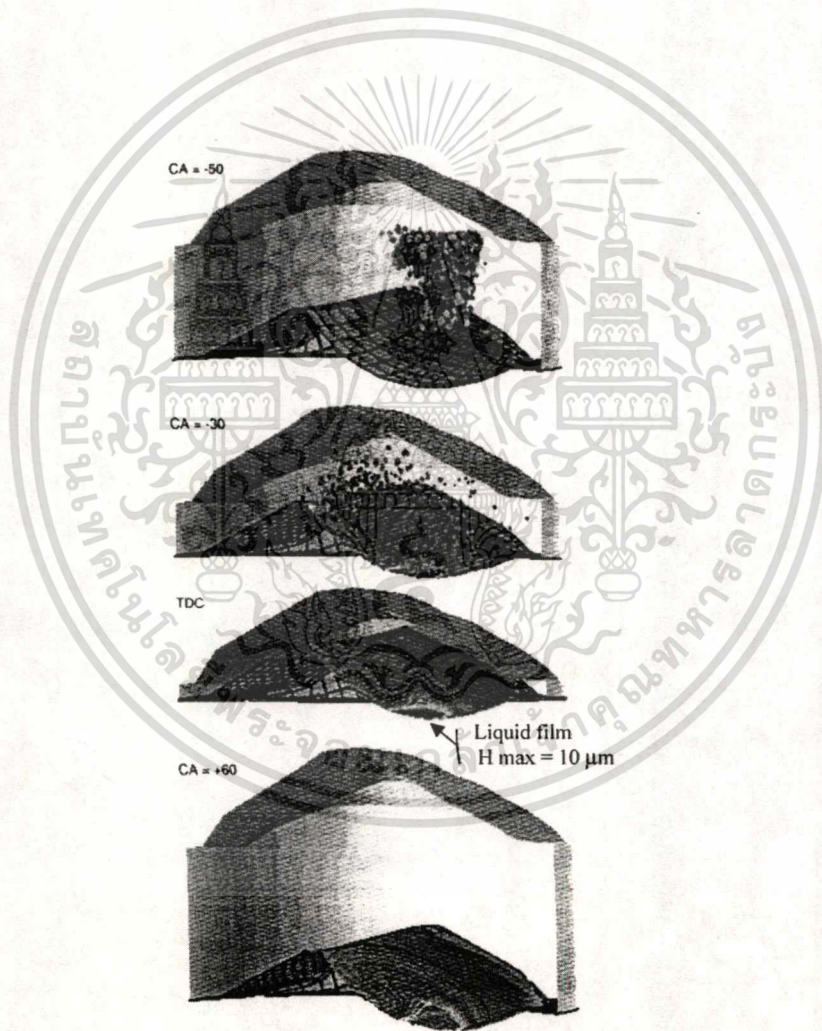
ได้มีการใช้โปรแกรมการจำลองการไหลในการวิเคราะห์การไหลภายในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์สันดาปภายในมากมายหลายรูปแบบ เช่น ใช้ในการทำนายการไหลผ่านวาล์วไอดี-ไอดีใช้ในการทำนายการสเปิร์กของเชื้อเพลิง ใช้ในการวิเคราะห์การกระจายของเปลวไฟในกระบวนการเผาไหม้ ใช้ในการทำนายปริมาณไอดีที่เครื่องยนต์จะปล่อยออกมาหลังจากการเผาไหม้และการวิเคราะห์ในลักษณะอื่นๆ ประโยชน์หลักของการใช้โปรแกรมการจำลองการไหลก็คือเพื่อเอาไว้ใช้ออกแบบห้องเผาไหม้ รวมไปถึงอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องต่างๆ ให้เหมาะสมที่สุด หรืออาจจะใช้ในการวิเคราะห์ถึงปัญหาหรือข้อผิดพลาดต่างๆ ที่เครื่องยนต์เก่ามีอยู่แล้ว ในบางครั้งอาจใช้โปรแกรมช่วยในการออกแบบเพื่อลดต้นทุนเมื่อต้องการเครื่องยนต์แบบใหม่ ในบางครั้งอาจใช้โปรแกรมในการวิเคราะห์ถึงปัญหาบางอย่างที่อาจมองไม่เห็นจากเครื่องมือวัด ซึ่งตัวอย่างการวิจัยที่ใช้โปรแกรมคำนวณการไหลพลศาสตร์กับเครื่องยนต์สันดาปภายในที่น่าสนใจจะได้กล่าวถึงในลำดับต่อไป

Habchi, C. et. al.[7] ได้ทำการศึกษาถึงผลกระทบของอุณหภูมิของผนังลูกสูบในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนแบบฉีดตรง พวกเขาได้ทำการทดสอบฉีดเชื้อเพลิงไปตกกระทบกับผนังเพื่อดูการเกิดฟิล์มของเชื้อเพลิงที่ผนังซึ่งเกิดจากการที่เชื้อเพลิงไม่ระเหยดังแสดงในรูปที่ 2.9 หลังจากนั้นได้ทำการยืนยันความถูกต้องของแบบจำลองด้วยการฉีดเชื้อเพลิงไปกระทบกับแผ่นกั้นเอียง พร้อมทั้งใช้โปรแกรมจำลองลักษณะเฉพาะการสเปิร์กที่เกิดขึ้นตามเงื่อนไขจริง ซึ่งผลที่ได้แบบจำลองค่อนข้างแม่นยำ จากนั้นจึงทำการจำลองห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนแบบฉีดตรง และจำลองการฉีดเชื้อเพลิงเข้าห้องเผาไหม้โดยที่มีอุณหภูมิที่ผนังเป็นตัวแปรตาม การวิจัยนี้ทำให้พบว่า ที่อุณหภูมิของผนังลูกสูบที่สูงกว่า 400 K จะทำให้เกิดเชื้อเพลิงที่เป็นของเหลวได้ถึง 20 % ของปริมาณเชื้อเพลิงที่ฉีดออกมาทั้งหมดบนหลุมของลูกสูบ ซึ่งเป็นข้อเสียเนื่องจากเชื้อเพลิงที่ไม่ระเหยนี้จะไม่สามารถเผาไหม้ได้ ซึ่งจะเกิดเป็นมลภาวะออกมาทางไอดีในที่สุด

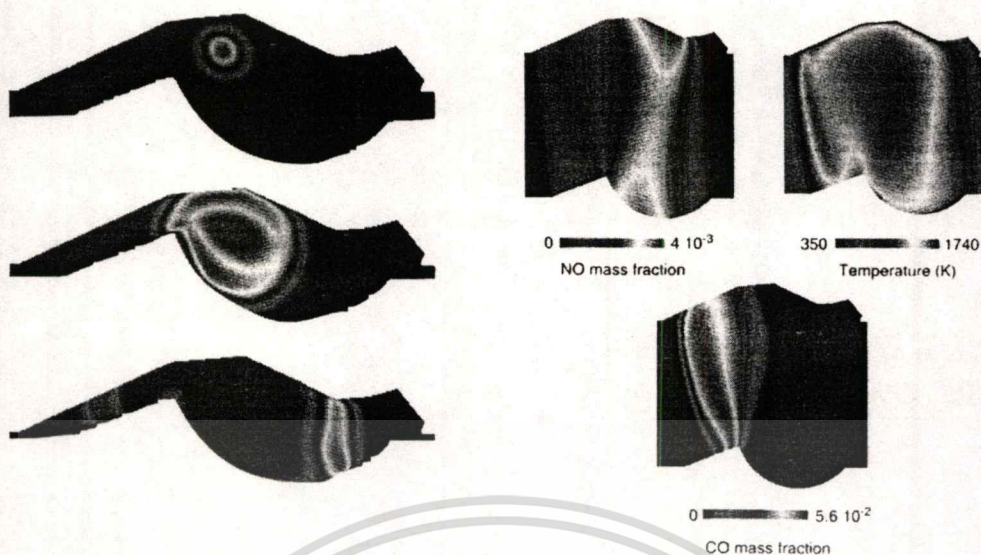
Duclos, M. J. et. al. [8] ได้ใช้โปรแกรมการจำลองการไหลทำนายกระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนแบบฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้ พวกเขาศึกษาทั้งในกรณีที่เป็นส่วนผสมแบบเนื้อเดียวและส่วนผสมแบบแยกชั้น ผลจากแบบจำลองสามารถแสดงให้เห็นถึงการกระจายของเปลวไฟจากการระเบิด และเห็นถึงความเร็วในการเผาไหม้ ดังแสดงในรูปที่ 10 งานวิจัยนี้ยังสามารถทำนาย

ถึงปริมาณไอเสียที่ปล่อยออกมาได้ด้วย ซึ่งเมื่อเทียบผลของแบบจำลองกับการทดลองแล้ว แสดงให้เห็นว่าแบบจำลองค่อนข้างแม่นยำ แต่จะผิดพลาดอย่างมากในการทำนายปริมาณมลพิษ

นอกจากการใช้โปรแกรมคำนวณการไหลเพื่อศึกษาการแยกชั้นของส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศในเครื่องยนต์ GDI แบบเก่า [10] ยังมีการใช้โปรแกรมคำนวณการไหลมาช่วยในการพัฒนาเครื่องยนต์ฉีดตรงแบบใหม่ [11] หรือในบางงานวิจัยก็มีการพัฒนาแบบจำลองขึ้นใหม่โดยเฉพาะ [12] ในด้านงานทดลองเกี่ยวกับเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติทั้งแบบใช้คาบูเรเตอร์ [13] และแบบฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้ ทั้งในลักษณะส่วนผสมแยกชั้น [14] และส่วนผสมเนื้อเดียว [15]



รูปที่ 2.9 แบบจำลองสเปรย์เชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้และการเกิดชั้นเชื้อเพลิงของเหลวที่ไม่ระเหย



รูปที่ 2.10 แบบจำลองการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ GDI

จะเห็นว่าโปรแกรมการคำนวณการไหลได้เข้ามามีบทบาทกับการศึกษาทั้งการไหลในห้องเผาไหม้ กระบวนการสันดาป กระบวนการสเปรย์จากหัวฉีดแบบพิเศษ [16] และงานเกี่ยวกับเครื่องยนต์สันดาปภายในอื่นๆ เนื่องจากจะช่วยลดต้นทุนและเวลาไปได้มาก การทำการทดลองเกี่ยวกับเครื่องยนต์แต่ละครั้งมีค่าใช้จ่ายสูง ยิ่งในการพัฒนาเครื่องยนต์รุ่นใหม่ๆแล้วย่อมมีค่าใช้จ่ายที่สูงมาก โปรแกรมการคำนวณจึงมีบทบาทอย่างมาก เช่นแทนที่จะต้องทำการทดลองทั้งหมดก็อาจจะใช้โปรแกรมคำนวณในหลายๆเงื่อนไข แล้วเลือกเงื่อนไขที่ดีที่สุดมาทดสอบอีกครั้งหนึ่ง ในบางครั้งการทดลองเป็นไปได้ยาก ทำการทดลองได้ลำบาก หรือบางครั้งการทดลองอาจเป็นไปได้เลย โปรแกรมการคำนวณการไหลก็อาจจะเป็นอีกทางเลือกหนึ่งในงานวิจัยเกี่ยวกับการไหล

บทที่ 3

สมการพื้นฐานของการไหล

ในบทนี้จะทำการแสดงสมการพื้นฐานที่ใช้ในการเขียนโปรแกรม ซึ่งจะไม่ต้องแสดงถึงที่มาของสมการ โดยจะแสดงสมการดิฟเฟอเรนเชียล แสดงอยู่ใน สมการอนุพันธ์ มวล โมเมนตัม และพลังงาน สมการเหล่านี้จะมุ่งหมายเพื่อใช้ประยุกต์กับของไหลสถานะเดียว ตัวอย่างเช่นของไหลในสถานะแก๊ส หรือของไหลในสถานะของเหลวอย่างเดียว การทำปฏิริยาระหว่างของไหลกับอนุภาคอื่นที่อยู่ต่างสถานะ จะแสดงอยู่ในรูปของซอร์สเทอมที่แสดงให้เห็นในแต่ละสมการ

3.1 สมการพื้นฐานที่เกี่ยวข้อง

3.1.1 สมการอนุพันธ์มวล การอนุพันธ์มวลภายในปริมาตรคงที่เล็กๆแสดงได้ดังนี้

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x} S_{m,p} \quad (2.1)$$

เมื่อ ρ คือความหนาแน่นเฉพาะที่ของ ของไหล t คือเวลา x_i ตำแหน่งในแต่ละทิศทาง u_i คือความเร็วในแต่ละทิศทาง $S_{m,p}$ คืออัตราการเปลี่ยนแปลงต่อปริมาตรหนึ่งหน่วยซึ่งมวลจะถูกถ่ายเทไปยังของไหลโดยซอร์สใดๆ ตัวอย่างเช่น การระเหยของอนุภาค

3.1.2 สมการอนุพันธ์โมเมนตัม กฎข้อที่สองของนิวตันจะถูกประยุกต์กับของไหลที่ผ่านภายในปริมาตรคงที่เล็กๆ แสดงเป็นสมการได้ดังนี้

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho B_i + S_{ui,p} \quad (2.2)$$

เมื่อ B_i คือแต่ละองค์ประกอบ total Body Force ต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร (เช่นแรงโน้มถ่วงของโลก) ซึ่งกระทำต่อของไหลในทิศทาง i ต่างๆ p คือ local thermodynamic pressure; $S_{ui,p}$ คือ momentum source/sink; τ_{ij} คือ viscous stress tensor ซึ่งมีค่าดังนี้

$$\tau_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \quad (2.3)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ μ คือ dynamic viscosity ของของไหลเนื่องจากการกระจาย การไหลแบบราบเรียบ δ_{ij} คือ Kronecker delta function ($\delta_{ij} = 1$ if $i = j$; $\delta_{ij} = 0$ if $i \neq j$)

3.1.3 สมการอนุรักษ์พลังงาน กฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิก จะถูกประยุกต์เข้ากับของไหลที่ผ่านภายในปริมาตรคงที่เล็กๆ แสดงเป็นสมการอนุรักษ์ได้ดังนี้

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{u}_i H)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\kappa}{C_p} \frac{\partial H}{\partial x_i} \right] + \frac{\partial p}{\partial t} + u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + \Phi + Q + S_{H,p} \quad (2.4)$$

เมื่อ H คือ local density-weighted mean static fluid enthalpy, Φ คือ Stoke molecular dissipation function ซึ่งมีนิยามดังนี้

$$\Phi = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2.5)$$

เมื่อ Q คืออัตราการถ่ายเทความร้อนซึ่งถ่ายเทให้กับของไหลต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร, κ คือค่าการนำความร้อน (Thermal conductivity), C_p สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความดันคงที่ต่อหน่วยมวล และ $S_{H,p}$ คือ Enthalpy source/sink term สำหรับกรณีของไหลหลายชนิด จะสมมติให้ H เป็นผลรวมของ เอนทาลปีของของไหลแต่ละชนิดดังนี้

$$H = \sum_{n=1}^N Y_n H_n \quad (2.6)$$

เมื่อ N คือจำนวนทั้งหมดของของไหลในส่วนผสม, Y_n คือ mean mass fraction ต่อหน่วยความหนาแน่นของ n^{th} species และ H_n คือ Local component enthalpy ซึ่งมีนิยามดังนี้

$$H_n = H_{n,0} + \int_{T_0}^T C_{p,n} dT \quad (2.7)$$

ซึ่ง $C_{p,n}$ คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ความดันคงที่ของสาร n , $H_{n,0}$ คือเอนทาลปีอ้างอิงที่อุณหภูมิ T_0 และ T คืออุณหภูมิเฉพาะที่ของของไหล

3.1.4 สมการอนุรักษ์ Species Mass Fraction การอนุรักษ์ของ Mass fraction Y_n สำหรับสาร n ใดๆ สามารถแสดงเป็นสมการอนุรักษ์ได้ดังนี้

$$\frac{\partial \rho Y_n}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{u}_i Y_n)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[D_n \frac{\partial Y_n}{\partial x_i} \right] + \Omega_n + S_{Y_n,p} \quad (2.8)$$

เมื่อ D_n และ $D_{n,T}$ คืออัตราค่าการแพร่ของสาร (SI unit: kg/m/s) สำหรับสาร n ใดๆเนื่องจากการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนตามลำดับ $S_{Y_n,p}$ คือ mass source ของสาร n ใดๆ ตัวอย่างเช่น การระเหยของอนุภาค หรือปฏิกิริยาเคมีภายในการไหล

3.1.5 สมการอนุรักษ์ Turbulence Quantities สมการอนุรักษ์สำหรับ Turbulent kinetic energy k (SI unit: m^2/s^2) และ Turbulent kinetic energy dissipation rate ε (m^2/s^3) เป็นดังนี้

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{u}_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \mu_T G - \rho \varepsilon + S_{k,p} \quad (2.9)$$

และ

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{u}_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 \mu_T G - C_2 \rho \varepsilon) + S_{\varepsilon,p} \quad (2.10)$$

เมื่อ C_1 และ C_2 คือค่าคงที่ไร้มิติ Pr_k และ Pr_ε คือ Turbulent Prandtl number สำหรับ kinetic energy และ dissipation rate ตามลำดับ $S_{k,p}$ และ $S_{\varepsilon,p}$ คือ source terms สำหรับ kinetic energy และ dissipation rate ($C_1=1.44$, $C_2=1.92$, $Pr_k=1.0$, $Pr_\varepsilon=1.3$) และ

$$G = \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial \rho}{\partial x_j} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \left(\frac{\rho k}{\mu_T} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2.11)$$

ซึ่ง G คือ turbulent production rate (SI unit: s^{-2})

3.1.6 สมการอนุรักษ์ในรูปทั่วไป สมการอนุรักษ์ทั้งหมดที่ได้เสนอไปนั้น แต่ละส่วนประกอบไปด้วยสมการที่อยู่ในรูปของ Partial differential ซึ่งจะนำไปใช้ในการหาผลเฉลย โดยหลักการแล้วสมการแต่ละสมการสามารถแยกให้อยู่ในรูปสมการแบบเป็นช่วง (discretize equation) แล้วทำการแก้สมการแต่ละสมการก็จะได้ผลลัพธ์ออกมา หากลองสังเกตแต่ละสมการให้ดีจะเห็นได้ว่า สมการทั้งหมดอยู่ในรูปแบบเดียวกัน ถ้าให้ ϕ คือตัวแปรตามใดๆที่สนใจ สมการอนุรักษ์ต่างๆจะสามารถลดให้เป็นสมการเดียวซึ่งเป็น สมการอนุรักษ์ การพา-การแพร่ [16] ได้ดังนี้

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \phi \bar{u}_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right] + S_\phi \tag{2.12}$$

เมื่อ Γ_ϕ คือสัมประสิทธิ์การแพร่ ของปริมาณ ϕ , S_ϕ คือ source term สำหรับสองเทอมทางด้านซ้ายของสมการ เทอมแรกคืออัตราการเปลี่ยนแปลงของปริมาณ ϕ เทอมที่สองคือเทอมของการพา และสำหรับเทอมแรกของสมการทางด้านขวาคือเทอมของการพา

ตารางที่ 3.1 สรุปสมการอนุรักษ์

Conservation of	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Continuity	1	0	S_m
X_1 -momentum	$\bar{u}_1$	μ_{eff}	$\frac{\partial \tau_{1j}}{\partial x_1} - \frac{\partial p}{\partial x_1} + \rho B_1 + S_{\bar{u}_1}$
X_2 -momentum	$\bar{u}_2$	μ_{eff}	$\frac{\partial \tau_{2j}}{\partial x_2} - \frac{\partial p}{\partial x_2} + \rho B_2 + S_{\bar{u}_2}$
X_3 -momentum	$\bar{u}_3$	μ_{eff}	$\frac{\partial \tau_{2j}}{\partial x_2} - \frac{\partial p}{\partial x_2} + \rho B_2 + S_{\bar{u}_3}$
Enthalpy	H	K/C_p	$\frac{\partial p}{\partial t} + u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + \Phi + Q + S_H$
Mass fraction	Y_n	D_n	$\Omega_n + S_{Y_n}$
Turbulent kinetic energy	k	$\mu + \frac{\mu_T}{Pr_k}$	$\mu_T G - \rho \epsilon + S_k$
Turbulent dissipation rate	ϵ	$\mu + \frac{\mu_T}{Pr_\epsilon}$	$\frac{\epsilon}{k} (C_1 \mu_T G - C_2 \rho \epsilon + S_\epsilon)$

3.2 การกำหนดสูตรให้กับปริมาตรควบคุม

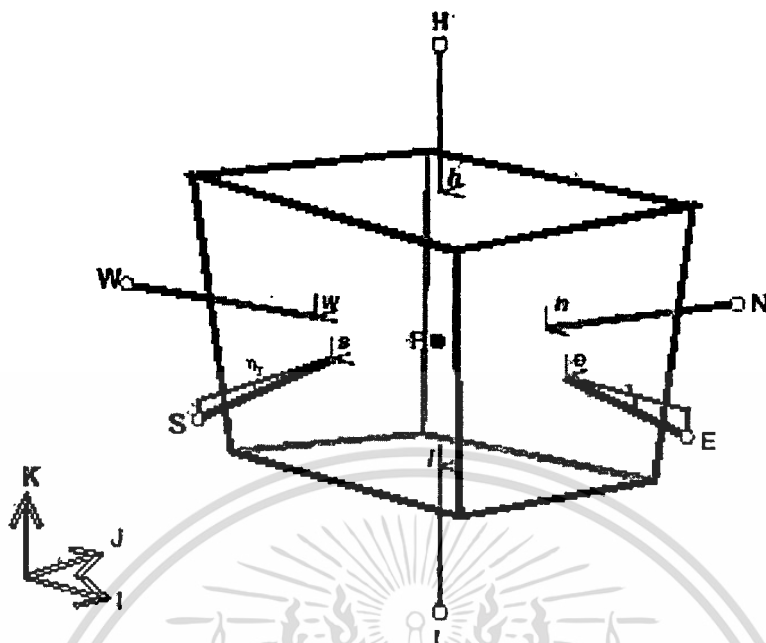
การทำ finite-volume discretization จะทำการอินทิเกรตสมการอนุรักษ์ภายในปริมาตรควบคุม เมื่อสมการเหล่านี้จะถูกแบ่งให้เป็น หน่วยเล็กๆของปริมาตรควบคุมหลายๆหน่วยสมการที่อยู่ในรูปของสมการอินทิกรัล ก็จะถูกเปลี่ยนให้เป็นสมการของผลรวม ซึ่งก็จะสามารถนำไปใช้เขียนโปรแกรมได้

3.2.1 สมการทรานสปอร์ทในรูปทั่วไป สำหรับตัวแปร ϕ ใดๆ สมการทรานสปอร์ทสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\underbrace{\frac{\partial \rho \phi}{\partial t}}_{(T)} + \underbrace{\frac{\partial (\rho \phi \bar{u}_i)}{\partial x_i}}_{(C)} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right]}_{(D)} + \underbrace{S_\phi}_{(S)} \quad (13)$$

เมื่อ Γ_ϕ คือสัมประสิทธิ์การแพร่ ของปริมาณ ϕ , S_ϕ คือ source term สำหรับทั้งสี่เทอมของสมการจะถูกอ้างอิงตามตัวอักษรที่เขียนไว้คือ Transient term (T), Convection term (C), Diffusion term (D) และ Source term (S)

3.2.2 ระบบการตั้งชื่อของผิวเซลล์ ทุกๆเซลล์ภายในโดเมนของการคำนวณจะอยู่ในรูปทรงหกหน้า ซึ่งมีทั้งหกหน้าผิวเซลล์ ดังแสดงในรูปที่ (3.1) สัญลักษณ์ e หมายถึงผิวเซลล์ในทิศ east ซึ่งจะอยู่ในทิศทางของแกน X สัญลักษณ์ n หมายถึงผิวเซลล์ในทิศ north ซึ่งจะอยู่ในทิศทางของแกน Y สัญลักษณ์ h หมายถึงผิวเซลล์ในทิศ high ซึ่งจะอยู่ในทิศทางของแกน Z สำหรับสัญลักษณ์ w, s และ l หมายถึงผิวเซลล์ในทิศ west, south และ low ตามลำดับ สำหรับจุดที่อยู่ตรงกึ่งกลางเซลล์จะใช้สัญลักษณ์ P สำหรับศูนย์กลางของเซลล์ใกล้เคียงจะใช้สัญลักษณ์ N, S, E, W, H และ L ดังแสดงอยู่ในรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 การตั้งชื่อผิวเซลล์

3.2.3 การทำให้เป็นช่วงของสมการถาวรสเปด สมการอนุพันธ์จะถูกทำให้เป็นช่วงด้วยวิธีการ Discretization[17] สิ่งสำคัญ สมการเหล่านี้จะประกอบไปด้วย การอินทิเกรต สมการอนุพันธ์ ทั้งทั้งปริมาตรที่แสดงในรูปที่ (3.1) ปริมาตรอินทิเกรตจะถูกเปลี่ยนไปเป็น พื้นผิวอินทิเกรต สำหรับ ปริมาตรควบคุมโดยการใช้ทฤษฎีของ Green หลังจากนั้นค่าการไหลเฉพาะในแต่ละพื้นผิว จะทำการหาโดยใช้ วิธีการประมาณค่าที่เหมาะสม การอินทิเกรตตลอดทั้งปริมาตร v ของแต่ละพื้นผิว และการประยุกต์ใช้ ทฤษฎีของ Green ดังนั้นรูปแบบของสมการที่อยู่ในรูปของสมการอินทิเกรตในสมการที่ (3.12) จะเป็น

Transient Term:
$$T = \iiint_V \frac{\partial \phi}{\partial t} dV = V(\phi^{new} - \phi^{old}) / \Delta t \quad (3.14)$$

Convection Term:
$$C = \iiint_V (\nabla \cdot (\rho \vec{V} \phi)) dV = \iint_A (\rho \vec{V} \phi) dA = \sum_{AllFace} \rho \vec{V} \phi A \quad (3.15)$$

Diffusion Term:
$$D = \iiint_V (\nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi)) dV = \iint_A (\Gamma \nabla \phi) dA = \sum_{AllFace} \Gamma \nabla \phi A \quad (3.16)$$

Source Term:
$$S = \iiint_V S_\phi dV = V C_\phi (\phi_0 - \phi) \quad (3.17)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ ϕ^{old}, ϕ^{new} คือค่าของปริมาณใดๆที่เวลาต่างกัน $\vec{V}$ คือเวกเตอร์ความเร็ว V คือปริมาตร dA คืออนุพันธ์ของพื้นที่ของพื้นผิว C คือสัมประสิทธิ์เริ่มต้นของตัวแปรชอร์ส และ ϕ_0 เป็นค่าคงที่

3.3 Interface fluxes

เป็นที่ชัดเจนจากหัวข้อที่ผ่านมาแล้วว่า อัตราการพาต่อหน่วยพื้นที่และอัตราการแพร่ต่อหน่วยพื้นที่ สำหรับแต่ละพื้นผิวเซลล์จะหาได้จากค่าของตัวแปรที่ศูนย์กลางเซลล์ใกล้เคียง

3.3.1 Convective Flux การพาจะสนับสนุน อัตราการเปลี่ยนแปลงของปริมาณ ϕ ภายในปริมาตรควบคุม ดังแสดงในรูปที่(3.1) สามารถเขียนได้ดังนี้

$$C = G_e \phi_e - G_w \phi_w + G_n \phi_n - G_s \phi_s + G_h \phi_h - G_l \phi_l \quad (3.18)$$

ยกตัวอย่างเช่น

$$G_e = \rho_e u_e A_e \quad (3.19)$$

แสดงถึงมวลการไหลต่อพื้นที่ของ ของไหลข้ามพื้นผิวของปริมาตรย่อยในทิศตะวันออก A_e พื้นที่ของพื้นผิว ρ_e และ ϕ_e คือ ความหนาแน่นและตัวแปรเชิงปริมาณ ที่ถูกนิยามที่ตำแหน่งกลางของปริมาตรย่อย และ u_e คือขนาดของความเร็วที่ตั้งฉากกับผิวของปริมาตรย่อย คำจำกัดความในลักษณะนี้จะใช้กับปริมาณต่างๆที่ผิว ตะวันตก เหนือ ใต้ สูง และต่ำ เช่นเดียวกัน

3.3.1.1 Hybrid Scheme [18] จะทำการเปรียบเทียบค่าขนาดของตัวแปร การพา และการแพร่ที่แต่ละ ผิวของปริมาตรย่อย เพื่อกำหนดว่าตัวแปรใดที่มีผลต่อการไหลมากกว่ากัน ตัวเลข Peclet (อัตราส่วนระหว่างการแพร่ต่อการพา) จะถูกใช้ในการกำหนดค่าสัมประสิทธิ์ที่เหมาะสมในการประมาณ ซึ่งภายใต้วิธีการนี้ สัมประสิทธิ์สำหรับผิวของปริมาตรย่อยในทิศตะวันออกคือ

$$G_e = \max\left(\left|\frac{C_e}{2}\right|, D_e\right) - \frac{C_e}{2} \quad (3.20)$$

เมื่อ C_e คือค่าการพาที่พื้นผิวด้านทิศตะวันออกซึ่งหาได้จากสมการที่ (19) และ D_e คือค่าการแพร่ ที่พื้นผิวด้านทิศตะวันออกซึ่งกำหนดให้เป็น

$$D_e = \frac{A_e \Gamma_e}{\delta x_e} \quad (3.21)$$

เมื่อ δx_e คือระยะทางระหว่างศูนย์กลางปริมาตรย่อย กับศูนย์กลางของปริมาตรย่อยทิศตะวันออกที่อยู่ติดกัน

3.3.1.2 First-Order Upwind Scheme [19] โดยสมมุติฐานที่ว่า ค่าคุณสมบัติของการพาที่ผิวเซลล์ จะเป็นผลมาจากอิทธิพลของเซลล์ที่อยู่ก่อนหน้า วิธีนี้จะเหมาะสำหรับกรณีที่ อิทธิพลของการพามีมากกว่าอิทธิพลของการแพร่ (ตัวอย่างเช่น Peclet Number สูงๆ) ตัวอย่างเช่น สัมประสิทธิ์ของผิวเซลล์ในทิศ east คำนวณจาก

$$G_e = \text{Max}(-C_e, 0) + D_e \quad (3.22)$$

เมื่อ C_e และ D_e มีนิยามเช่นเดียวกับ Hybrid Scheme

3.3.1.3 Second-Order และ Third-Order Upwind Schemes เพื่อที่จะลดการแพร่เชิงตัวเลขสืบเนื่องจาก First-Order Upwind Scheme จึงได้มีการพัฒนา Higher-Order Upwind Scheme ขึ้น ซึ่งทั้งสองสมการจะใช้ central differencing กับเทอมการแพร่ สิ่งหลักๆในการปรับปรุงก็คือ เทอมของการพา ซึ่งไม่เหมือนกับ First-Order Upwind Scheme ที่ใช้ค่าที่เซลล์ก่อนหน้าเพียงเซลล์เดียวเท่านั้น Higher-Order Upwind Scheme จะใช้ค่าที่เซลล์ใกล้เคียงหลายจุดในการกำหนดค่าของ convection flux ดังนี้

$$\begin{aligned} (\text{higher order flux})_e = & (\text{first order flux})_e + \frac{(1+\eta)}{4} df_e^+ - \frac{(1-\eta)}{4} df_e^- \\ & + \frac{(1+\eta)}{4} df_w^+ - \frac{(1-\eta)}{4} df_{ee}^- \end{aligned} \quad (3.23)$$

เมื่อ df_e^+, df_e^-, df_w^+ และ df_{ee}^- คือความชันที่ถูกจำกัดบนผิว w, ee และ ee ตามลำดับ และตัวแปร η คือตัวกำหนดอันดับของ scheme โดยเฉพาะถ้า $\eta = -1$ จะเป็น Second-Order Upwind Scheme ถ้า $\eta = 1/3$ จะเป็น Third-Order Upwind Scheme

3.3.2 Diffusion Flux ในการหาค่าของ diffusion flux ที่ถูกเก็บไว้ที่ศูนย์กลางเซลล์จะต้องใช้สัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทต่างๆ อย่างไรก็ตาม ที่ผิวเซลล์จะต้องการค่าของ diffusion flux เพราะฉะนั้น การประมาณค่าเป็นสิ่งที่ต้องใช้ในการหาค่าของสัมประสิทธิ์เหล่านั้น

3.3.2.1 Arithmetic Mean วิธีนี้จะใช้การประมาณค่าเชิงเส้นตรงจากค่าที่ศูนย์กลางเซลล์ในการหาค่าของการแพร่ที่ผิวเซลล์ ตัวอย่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทที่ผิวเซลล์ east สามารถหาได้จากค่าที่ศูนย์กลางเซลล์ P และ E ดังนี้

$$\Gamma_e = f_e \Gamma_P + (1 - f_e) \Gamma_E \quad (3.24)$$

เมื่อ f_e สัมประสิทธิ์ของการประมาณค่าเชิงเส้นตรง สำหรับที่ผิวเซลล์อื่นๆ ก็จะใช้สูตรนี้เช่นเดียวกัน วิธีนี้เหมาะกับการไหลที่มีการเปลี่ยนแปลงสัมประสิทธิ์การถ่ายเทที่ค่อนข้างราบเรียบซึ่งจะกินเวลาในการคำนวณน้อยกว่าวิธี Harmonic Mean

3.3.2.2 Harmonic Mean วิธีนี้จะใช้การประมาณค่าของสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทแบบที่สองสำหรับที่ผิวเซลล์ east สามารถหาได้ดังนี้

$$\Gamma_e = \left(\frac{1 - f_e}{\Gamma_P} + \frac{f_e}{\Gamma_E} \right)^{-1} \quad (3.25)$$

วิธีนี้สมควรใช้เมื่อสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทเกิดการเปลี่ยนแปลงอย่างรวดเร็ว วิธีการประมาณค่าแบบนี้จะกินเนื้อที่ในการคำนวณ แต่จะประมาณค่าของ diffusion flux ได้แม่นยำในการไหลที่ไม่เป็นระเบียบอย่างมาก

3.4 การวางตำแหน่งความดันและความเร็วให้เหมาะสม

โปรแกรมการคำนวณการไหล Stom ใช้กริดที่ถูกจัดวางอย่างเหมาะสม ซึ่งส่วนของความเร็วจะถูกวางไว้ที่ศูนย์กลางของแต่ละช่องการคำนวณเทียบกับรูปแบบการวางกริดแบบสับหลัก (Staggered grid scheme) ที่ซึ่งส่วนของความเร็วการไหลจะถูกวางไว้ที่ผิวของแต่ละเซลล์ วิธีกริดนี้มีเพื่อลดหน่วยความจำของคอมพิวเตอร์ในการคำนวณ ตัวอย่างเช่น ในปัญหาแบบสามมิติ วิธีการวางกริดแบบสับหลักต้องเก็บข้อมูลของรูปร่างสำหรับสี่ส่วนของปริมาตรควบคุม ส่วนหนึ่งสำหรับค่าที่ศูนย์กลางเซลล์ อีกหนึ่งส่วนสำหรับเก็บค่าความเร็วในสามทิศทาง สำหรับการวางกริดที่เหมาะสมจะต้องการเพียงหนึ่งส่วนเท่านั้น นั่นคือทุกตัวแปรจะถูกเก็บไว้ที่ศูนย์กลางเซลล์

อย่างไรก็ตาม การลดหน่วยความจำในกรณีนี้ก็มิมีอุปสรรคในตัวเอง สิ่งสำคัญที่สุดระหว่างสิ่งเหล่านี้ คือความโน้มเอียง สำหรับความดันและความเร็ว ในเซลล์เล็กๆ ที่จะไม่ ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เชื่อมต่อนี้เมื่อใช้ Collocated scheme [17] ผลในลักษณะนี้จะเรียกว่า ความไม่เสถียร "checkerboard" ซึ่งตลอดเวลาสามารถทำให้ผลลัพธ์ที่ได้ผิดพลาด

เพื่อที่จะลดความเป็นไปได้ของ การเกิด "Checkerboard" ขณะที่ยังคงรักษาความได้เปรียบของ colocate scheme โปรแกรมนี้จะใช้วิธีการที่คล้ายคลึงกันซึ่งเสนอโดย Rhie และ Chow [20] และถูกปรับปรุงโดย Pric [21] และ Chen [22] วิธีการนี้เรียกว่า วิธี Rhie - Chow โดยการใช้สูตรพิเศษสำหรับการคำนวณส่วนของความเร็วที่ผิวเซลล์ สูตรนี้ทำการใช้ " $2\Delta\xi$ " ในการเทียบค่าการเปลี่ยนแปลงของความดัน เทียบกับ ความดันที่ศูนย์กลางเซลล์ ด้วย " $1\Delta\xi$ " เท่าของความแตกต่างจากความดันที่เซลล์ใกล้เคียง สำหรับความเร็วที่พื้นผิวด้านทิศตะวันออก จะมีสูตรเป็น

$$u_e = \bar{u} + A \left[\frac{P_E - \bar{P}_P}{\Delta\xi} - \left(\frac{\partial p}{\partial \xi} \right) \right] \quad (3.26)$$

เมื่อ u_e คือ เร็วที่พื้นผิวด้านทิศตะวันออก ในทิศของ ξ เมื่อ A คือสัมประสิทธิ์ที่ขึ้นอยู่กับสถานะของของไหลและรูปร่างของกริด เครื่องหมายบาร์บนหัว หมายถึงหารเทียบค่าระหว่าง ศูนย์กลางเซลล์ E และเซลล์ P วิธีการนี้จะทำให้ ความดันและความเร็วเข้าคู่กันได้อย่างดีเยี่ยม และ ลดความไม่เสถียร checkerboard ได้อย่างดี

3.5 SIMPLE และ PISO อัลกอริทึม

วิธี SIMPLE ใช้สำหรับ ปัญหาที่มีตัวแปรความดันมาเกี่ยวข้อง อัลกอริทึมนี้ได้เสนอโดย Patankar [17] หลักสำคัญของวิธีนี้คือใช้วิธี เดลาและแก้ค่าสำหรับการคำนวณความดันบนกริดแบบสลับหลัก ขั้นตอนการคำนวณของวิธีนี้แสดงในรูปที่ 3.2 วิธี PISO (Pressure Implicit with Splitting of operator) algorithm สำหรับแก้ปัญหาของระบบที่ใช้สมการอนุพันธ์หลายสมการ วิธีนี้ในแต่ละขั้นเวลาจะทำการคำนวณสมการโมเมตัมและ สมการความต่อเนื่องบนฐานของความดัน สลับกัน หรือเรียกว่าวิธี predictor-corrector ซึ่งวิธีการนี้จะได้เปรียบกว่าวิธี SIMPLE ขั้นตอนการคำนวณของ PISO แสดงในรูปที่ 3.3

3.6 Linear Equation Solvers

3.6.1 Direct Method วิธีการตรงสำหรับหาผลเฉลยของของสมการเชิงเส้น จะทำการแก้ระบบเชิงเส้นของสมการ ซึ่งอยู่ในสัญลักษณ์เมตริกซ์ สามารถเขียนได้เป็น $AX=B$ เพื่อให้บรรทัดเป็นเมตริกซ์ A จะถูกเตรียมให้อยู่ในรูปแบบที่ถูกรวมไว้ ด้วยช่วงกว้างที่ถูกเลือกไว้ เพื่อเก็บข้อมูลให้น้อยที่สุดและเพื่อให้ได้เวลาที่สั้นที่สุดสำหรับให้คอมพิวเตอร์ปฏิบัติการ อันดับต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมตริกซ์ A จะถูกแสดงด้วย Lower-upper decomposition นั่นคือ $A=LU$ การแก้ปัญหของ $AX=B$ ทำด้วยการลดรูปด้วย forward elimination เป็น $LY=B$ และ backward substitution $UX=Y$

3.6.2 Alternating Direction Implicit Method วิธีการ Alternating Direction Implicit (ADI คือวิธีการทำซ้ำซึ่งสมการจะถูกแก้ที่แต่ละขั้นตอนด้วยการใช้วิธี Implicit ในหนึ่งทิศทาง ตลอดเวลา ขณะที่จะคลายความต้องการในอีกสองทิศทางที่เหลือ [23] สำหรับแต่ละทิศทางผลลัพธ์ของระบบเชิงเส้นแบบ tri-diagonal จะถูกแก้อย่างมีประสิทธิภาพ วิธีนี้แนะนำสำหรับทุกทุกๆสมการยกเว้นสมการความดันที่ถูกใช้ในการแก้ปัญหาคด้วยวิธีการ PISO ข้อจำกัดนี้เกิดขึ้นจากการสังเกตวิธี ADI บ่อยครั้งที่ทำได้ค่อนข้างแย่สำหรับระบบที่เป็น elliptic ซึ่งถูกสร้างจากสมการความดัน (ดูตัวอย่างได้จาก [24])

3.6.3 Incomplete LU Factorization วิธี Incomplete LU Factorization (หรือเรียกว่า incomplete LU decomposition) จะทดลองแยกองค์ประกอบ LU ตามวิธีตรง ขณะที่ยังรักษาเมตริกซ์ L U ที่เบาบางไว้เพื่อลดหน่วยความจำ [25] ดังนั้น A จะถูกแยกให้เป็น LU อีกครั้ง แต่เฉพาะตำแหน่งที่ไม่มีค่าเป็นศูนย์ใน A เท่านั้นที่จะเก็บไว้ใน L และ U สำหรับตัวอย่าง ในกรณีปัญหาสองมิติ ห้าจุดการคำนวณ เมตริก A กำหนดให้เป็นดังนี้

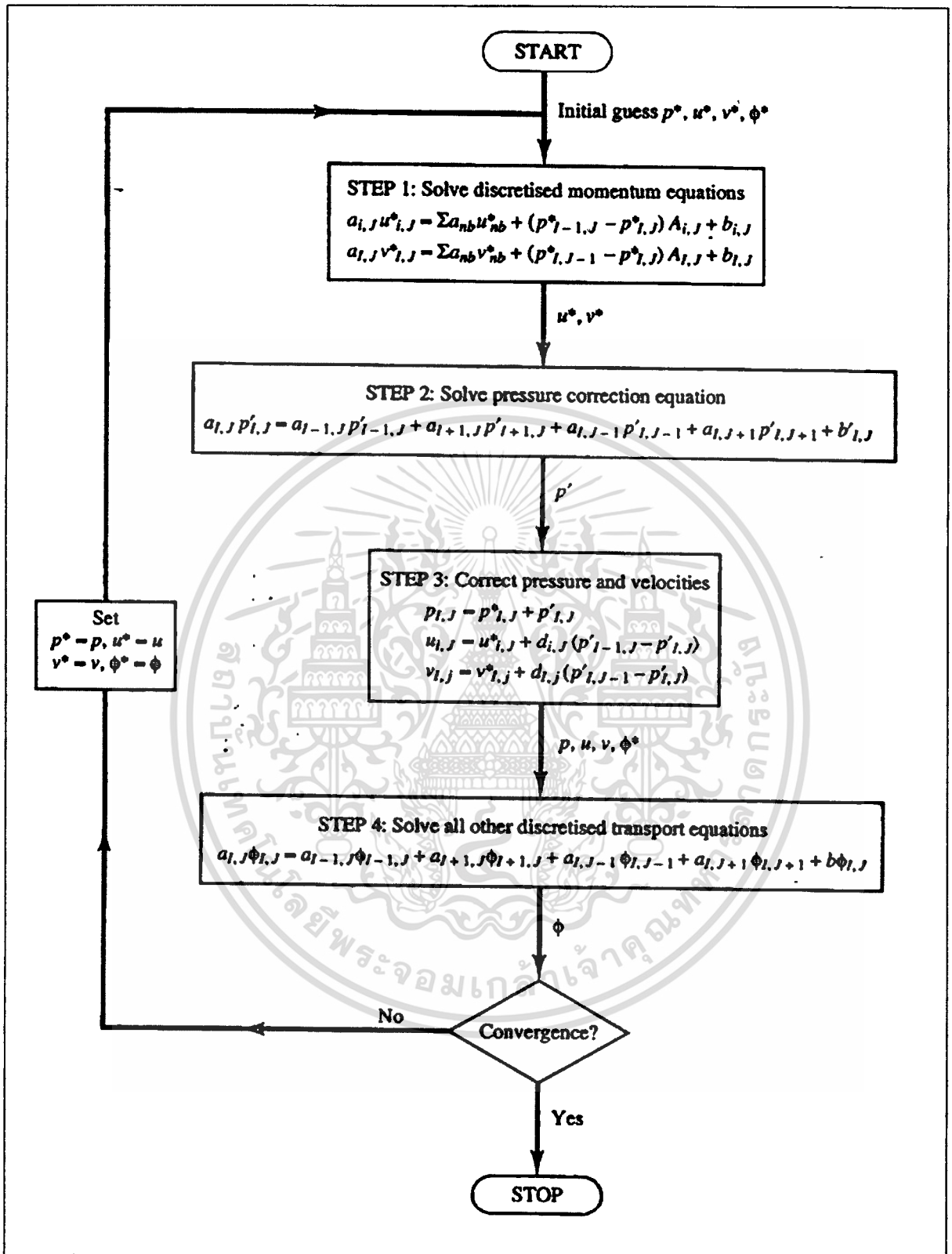
$$(Au)_{i,j} = a_P u_{i,j} + a_E u_{i+1,j} + a_W u_{i-1,j} + a_N u_{i,j+1} + a_S u_{i,j-1} \quad (3.27)$$

ในกรณีนี้ ตัวดำเนินการ L และ U กำหนดให้เป็น

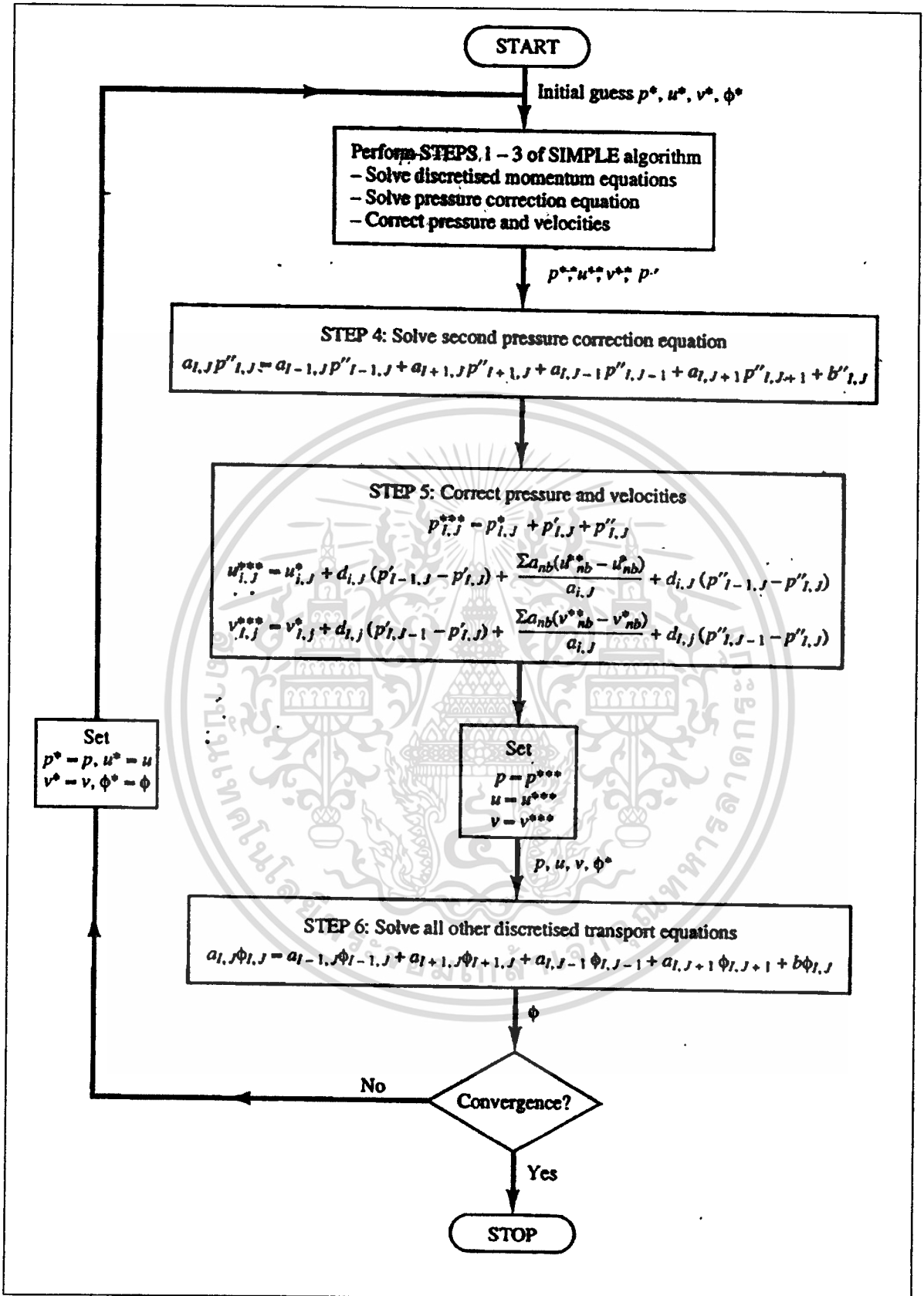
$$(Lu)_{i,j} = b_P u_{i,j} + b_W u_{i-1,j} + b_S u_{i,j-1} \quad (3.28)$$

$$(Uu)_{i,j} = u_{i,j} + c_E u_{i+1,j} + c_N u_{i,j+1} \quad (3.29)$$

วิธีนี้แนะนำสำหรับปัญหาที่มีสมการความดันสำหรับกรณี ปัญหาสามมิติ วิธีนี้สามารถทำได้ดีกว่าวิธี ADI เพราะว่าวิธีนี้ทำการคำนวณพร้อมกันในทุกทั้งสามทิศทาง



รูปที่ 3.2 SIMPLE Algorithm [17]



รูปที่ 3.3 PISO Algorithm [16]

3.7 การคำนวณค่าคุณสมบัติต่างๆ

3.7.1 ความหนาแน่น (Density) เมื่อแก๊สเนื้อเดียวเป็นส่วนผสมของแก๊สหลายๆชนิด เช่น ในกรณีการไหลแบบ chemical reacting หรือ multi-species flows จำเป็นที่จะต้องคำนวณมวลโมเลกุลยังผลสำหรับแก๊สสถานะเนื้อเดียวก่อนที่จะใช้สูตรของแก๊สในอุดมคติ

$$\frac{1}{M_{eff}} = \sum_{i=1}^N \frac{X_i}{M_i} \quad (3.30)$$

เมื่อ X_i และ M_i คือ เศษส่วนมวลและมวลโมเลกุลสำหรับสาร i^{th} ใดๆ ตามลำดับ หลังจากได้ค่ามวลโมเลกุลยังผลแล้วจะสามารถหาค่าความหนาแน่นได้จาก

$$\rho = \frac{M_{eff} P}{RT} \quad (3.31)$$

3.7.2 ความหนืด (Viscosity) สำหรับแก๊สและเกือบทั้งหมดของของเหลวเนื้อเดียว ความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นเฉือนกับความเครียดเฉือนจะเป็นแบบเส้นตรง ซึ่งแสดงไว้อย่างชัดเจนด้วยกฎความหนืดของนิวตัน

$$\tau_{ij} = \tau_{ji} = \mu \dot{\gamma} \quad (3.32)$$

เมื่อ ความหนืด เป็นฟังก์ชันของสถานะทางเทอร์โมไดนามิกของของไหลเท่านั้น(เช่น P และ T) และ

$$\dot{\gamma} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (i \neq j) \quad (3.33)$$

และสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน

$$\mu_T = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (3.34)$$

เมื่อ C_μ คือค่าคงที่ไร้มิติมีค่าเป็น 0.09 ค่า ρ คือความหนาแน่น ค่า k คือTurbulent kinetic energy k

(SI unit: m^2/s^2) และ ε คือ อัตราการสลายตัวของ Turbulent kinetic energy ε (m^2/s^3)

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.7.3 ค่าความร้อนจำเพาะ (Specific Heat) เมื่อแก๊สเนื้อเดียวเป็นส่วนผสมของแก๊สหลายๆชนิด เช่นในกรณีการไหลแบบ chemical reacting หรือ multi-species flows จำเป็นที่จะต้องคำนวณค่าความร้อนจำเพาะยังผลดังนี้

$$C_{P,eff} = \sum_{i=1}^N X_i C_{P,i} \quad (3.35)$$

เมื่อ X_i และ $C_{P,i}$ คือ เศษส่วนมวลและความร้อนจำเพาะสำหรับสาร i^{th} ใดๆ ตามลำดับ

3.7.4 ค่าการนำความร้อน (Thermal Conductivity) เมื่อแก๊สเนื้อเดียวเป็นส่วนผสมของแก๊สหลายๆชนิด เช่นในกรณีการไหลแบบ chemical reacting หรือ multi-species flows จำเป็นที่จะต้องคำนวณค่าการนำความร้อนยังผลดังนี้

$$K_{eff} = \sum_{i=1}^N X_i K_i \quad (3.36)$$

เมื่อ X_i และ K คือ เศษส่วนมวลและค่าการนำความร้อนสำหรับสาร i^{th} ใดๆ ตามลำดับ สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน ความสามารถในการส่งผ่านความร้อนภายในของของไหล จะถูกทำให้เพิ่มขึ้นบางส่วนมาจากในส่วนที่เป็นกระแสวนไหลวน(eddies) โดยทั่วไปจะมีขนาดที่เพิ่มขึ้นจากปกติ ค่าการนำความร้อนสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน K_T จะหาได้จาก

$$K_T = \frac{K}{Pr_T} \quad (3.37)$$

เมื่อ Pr_T คือ turbulent Prandtl number โดยจะสมมติให้เท่ากับ 0.9

บทที่ 4

แบบจำลองห้องเผาไหม้

ในบทนี้อธิบายถึงลักษณะรูปร่างของแบบจำลองในการศึกษาห้องเผาไหม้ซึ่งเป็นแบบจำลองเชิงคณิตศาสตร์ และแบบจำลองที่ใช้ในการทดสอบยืนยันผลการคำนวณรวมทั้งเครื่องมือที่ใช้ในการทดลอง แบบจำลองเชิงคณิตศาสตร์จะใช้เป็นตัวหลักของการศึกษาพฤติกรรมการณ์การไหลของแก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ ซึ่งจะทำการจำลองให้ค่อนข้างเหมือนจริงกับห้องเผาไหม้จริง สำหรับในการทดสอบเพื่อยืนยันผลนั้นจะลดเงื่อนไขลงเพื่อให้สะดวกต่อการทดสอบที่สามารถทำได้

4.1 ลักษณะแบบจำลองเชิงคณิตศาสตร์

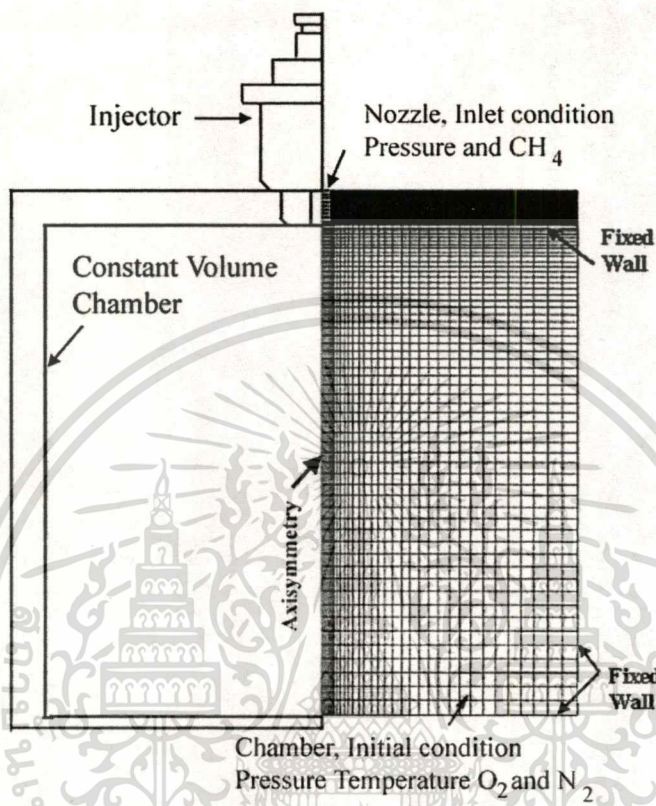
สำหรับแบบจำลองเชิงคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการศึกษาในครั้งนี้ จะกำหนดให้เป็นสองลักษณะคือ แบบจำลองสองมิติ และแบบจำลองสามมิติ สำหรับแบบจำลองสองมิตินั้นจะใช้สำหรับจำลองคุณลักษณะการฉีดแก๊สธรรมชาติจากหัวฉีดในท่อปัดปริมาตรคงที่ เพื่อศึกษาถึงตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อคุณลักษณะการฉีดแก๊สธรรมชาติจากหัวฉีด เหตุที่ต้องใช้แบบจำลองสองมิติในการศึกษาก่อนนั้นเนื่องจากจะทำให้สะดวกและจะทำให้การศึกษาเป็นขั้นตอนยิ่งขึ้น เมื่อเข้าถึงตัวแปรที่มีผลต่อการการฉีดแก๊สธรรมชาติจากหัวฉีดแล้ว จึงทำการจำลองคุณลักษณะการฉีดแก๊สธรรมชาติจากหัวฉีดในห้องเผาไหม้จริงในสามมิติ เพื่อศึกษาพฤติกรรมการณ์จริงของแก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดในห้องเผาไหม้ต่อไป

4.1.1 ลักษณะแบบจำลองสองมิติ ลักษณะของแบบจำลองนี้จะเป็นสองมิติ ทรงกระบอกสมมาตรตามแนวแกนสำหรับจำลองห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่ขนาด 30 x 100 มิลลิเมตร ซึ่งแบบจำลองจะทำการจำลองหัวฉีดเชื้อเพลิงและห้องเผาไหม้ ลักษณะของการแบ่งกริดจะเป็นแบบไม่คงตัวโดยที่บริเวณทางออกหัวฉีดจะมีความหนาแน่นของกริดสูง และจะลดลงตามความยาวตามแนวแกนและตามแนวรัศมีที่เพิ่มขึ้น โดยที่ภายในครึ่งของหัวฉีดจะแบ่งช่องการคำนวณเป็น 5 ช่อง ใช้ 30 ช่องการคำนวณสำหรับด้านตามรัศมีและใช้ 60 ช่องการคำนวณสำหรับด้านตามแนวแกน ดังแสดงในรูปที่ 4.1

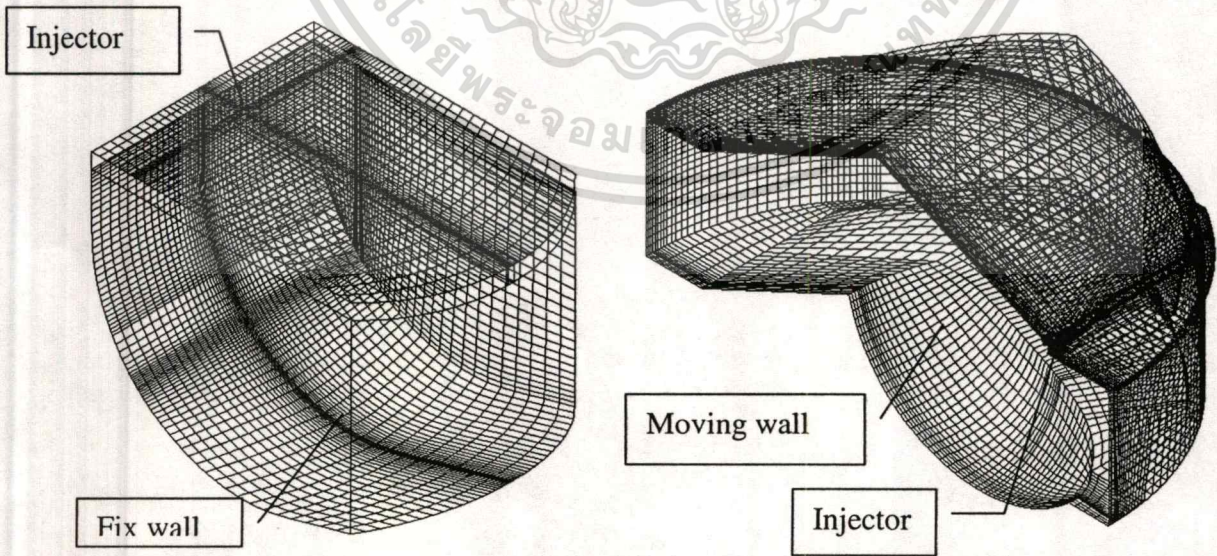
4.1.2 ลักษณะแบบจำลองสามมิติ ลักษณะของแบบจำลองนี้จะมีสองลักษณะ ลักษณะแรกสำหรับศึกษาการไหลของเชื้อเพลิงผิวโค้งสำหรับศึกษาในขั้นต้นซึ่งจะมีปริมาตรคงที่ ดังแสดงในรูป 4.2 (ก) อีกลักษณะจะมีรูปร่างเหมือนกับห้องเผาไหม้จริงดังแสดงในรูปที่ 4.2 (ข) แบบจำลองห้องเผาไหม้สามมิติเหมือนจริงนี้จะทำการจำลองหัวฉีดเชื้อเพลิงและห้องเผาไหม้เช่นเดียวกัน แต่

ห้องเผาไหม้ในกรณีนี้จะมีปริมาตรไม่คงที่ เนื่องจากมีการเคลื่อนที่ของลูกสูบเกี่ยวข้องด้วย รูปร่างการคำนวณต่างๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบจำลองเป็นห้องเผาไหม้แบบ Pen roof โดยที่ด้านล่างจะเป็นลูกสูบแบบหมุนลักษณะของการแบ่งกริดจะเป็นแบบไม่คงตัวโดยที่บริเวณทางออกหัวฉีด จะมีความหนาแน่นของกริดสูงเช่นเดียวกับแบบจำลองสองมิติ



รูปที่ 4.1 รูปร่างแบบจำลองสองมิติ



(ก) แบบจำลองห้องเผาไหม้จำลองปริมาตรคงที่แบบผิวโค้ง

(ข) แบบจำลองห้องเผาไหม้แบบลูกสูบมีการเคลื่อนที่

เอกสารที่ 4.2 รูปร่างแบบจำลองสามมิติการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 ตัวแปรและเงื่อนไขในการศึกษา

4.2.1 ตัวแปรและเงื่อนไขของแบบจำลองสองมิติ ตารางที่ 4.1 แสดงเงื่อนไขต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณเพื่อศึกษาถึงตัวแปรที่ต้องการทราบค่าคือ ระยะการทะลุทะลวงของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดออกมาจากหัวฉีด และรูปร่างของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดออกมาจากหัวฉีด ซึ่งค่าต่างๆในตารางที่ 2 นั้นเกิดขึ้นได้จริงในทางปฏิบัติ สำหรับกรณีที่ 1 ใช้เป็นฐานของการเปรียบเทียบ กรณีที่ 2 และ 3 ใช้สำหรับศึกษาผลของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางรูหัวฉีด กรณีที่ 4 สำหรับศึกษาผลของความดันการฉีด กรณีที่ 5 สำหรับศึกษาผลของความดันในห้องเผาไหม้ กรณีที่ 6 สำหรับศึกษาผลของความดันสัมผัสระหว่างความดันการฉีดและความดันในห้องเผาไหม้โดยที่ประมาณอุณหภูมิของเชื้อเพลิงที่ทางเข้าเป็น 300 K ขนาดความยาวของหัวฉีดจะมีค่าเป็น 2 เท่าของเส้นผ่าศูนย์กลางรูหัวฉีด

ตารางที่ 4.1 เงื่อนไขของการศึกษา

Case	P_{inj} (MPa)	$P_{cylinder}$ (MPa)	Nozzle hole diameter (mm)	$T_{cylinder}$ (K)
1	1	0.5	1	300
2	1	0.5	2	300
3	1	0.5	3	300
4	3	0.5	1	300
5	1	0.5	1	450
6	0.2	0.1	1	300

ตารางที่ 4.2 ลักษณะเครื่องยนต์สำหรับแบบจำลองสามมิติเหมือนจริง

Fuel	Methane(CH_4)
Bore x Stroke	81 mm x 86 mm
Compression ratio	12.0 : 1
Injection Timing	60 BTDC
Injection Duration	1.5 ms, 2 ms (1 MPa only)
Injection Pressure	1 MPa , 2 MPa, 3MPa
Connecting rod length	165 mm
Engine speed	3000 RPM

4.2.2 ตัวแปรและเงื่อนไขของแบบจำลองสามมิติ จุดประสงค์หลักของงานวิจัยนี้คือ ออกแบบห้องเผาไหม้แบบสเตรคไฟด์ชาร์จ สำหรับเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ โดยอาศัยข้อมูลที่ได้จากการฉีดแก๊สธรรมชาติจากหัวฉีดของแบบจำลองสองมิติที่ได้ศึกษามาก่อนให้เป็นประโยชน์ อย่างไรก็ตามจะต้องศึกษาลักษณะการฉีดแก๊สธรรมชาติจากหัวฉีดในห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่ผิวโค้ง เพื่อสังเกตคุณลักษณะบางประการ ศึกษาลักษณะการฉีดแก๊สธรรมชาติจากหัวฉีดในห้องเผาไหม้แบบสเตรคไฟด์ชาร์จที่มีอยู่แล้วก่อน ซึ่งได้ถูกออกแบบมาเพื่อเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน ดังนั้นจึงต้องทดลองฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติเข้าไปในห้องเผาไหม้สเตรคไฟด์ชาร์จแบบดั้งเดิมนี้ เพื่อศึกษาปัญหาที่เกิดขึ้น เพื่อใช้ในการออกแบบและปรับปรุงต่อไป

สำหรับแบบจำลองห้องเผาไหม้สามมิติแบบปริมาตรคงที่ จะใช้อุณหภูมิการฉีดและความดันการฉีดจะเท่ากันเป็นค่าที่อุณหภูมิห้อง 300 K ความดันการฉีดและความดันในห้องเผาไหม้เป็น 0.2 MPa และ 0.1 MPa จากหัวฉีดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2 mm เวลาในการฉีดเชื้อเพลิงเป็น 3 ms ทั้งนี้เพื่อสะดวกต่อการทดลอง สำหรับเงื่อนไขของแบบจำลองสามมิติแบบลูกสูบเคลื่อนที่(แบบเหมือนจริง) จะทำการฉีดเชื้อเพลิงจากหัวฉีดเชื้อเพลิงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 มิลลิเมตร ที่ความเร็ว 3000 รอบต่อนาที โดยใช้เวลาในการฉีด 1.5 และ 2.0 มิลลิวินาที เริ่มฉีดที่จังหวะ 60 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ความดันในการฉีด 1 MPa 2 MPa และ 3 MPa ค่าลักษณะเครื่องย่นอื่นๆแสดงในตารางที่ 4.2

4.3 การกำหนดค่าที่ขอบและค่าเริ่มต้น

สำหรับเงื่อนไขค่าขอบ ที่ทางเข้าหัวฉีดเป็นความดันที่ใช้ในการฉีด ที่ผนังให้เป็นผนังแบบคงที่ไม่มีการสั่นไถลสำหรับแบบจำลองสองมิติ และจะให้ผนังด้านล่างของแบบจำลองสามมิติแบบลูกสูบเคลื่อนที่ เคลื่อนที่ด้วยฟังก์ชันการเคลื่อนที่ของลูกสูบ[26] โดยสมการการเคลื่อนที่ของลูกสูบตามสมการ (4.1)

$$U_p = \bar{U}_p \left(\frac{\pi}{2} \right) \sin \theta \left[1 + \left(\frac{\cos \theta}{\sqrt{R^2 - \sin^2 \theta}} \right) \right] \quad (4.1)$$

เมื่อ

$$\bar{U}_p = 2SN$$

$$R = r/a$$

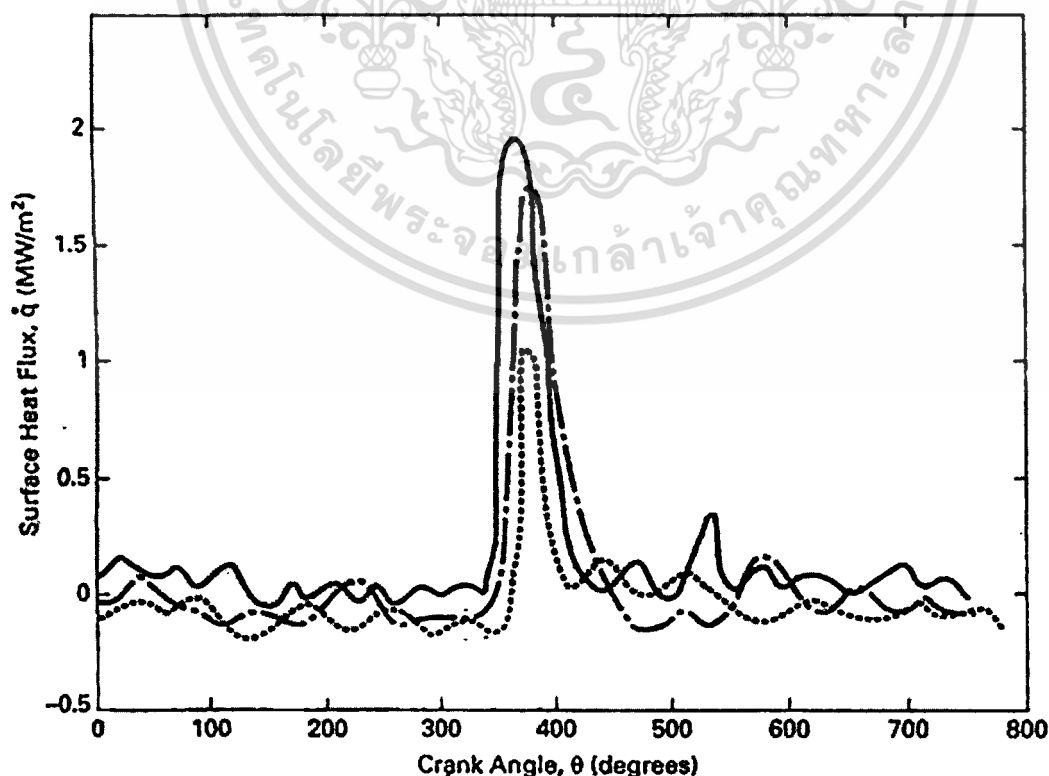
U_p และ $\bar{U}_p$ คือความเร็วชั่วขณะและความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ(m/s) S คือความยาวช่วงชัก (m) N คือความเร็วรอบต่อนาที r คือความยาวก้านสูบ a คือรัศมีของเพลาคือข้อเหวี่ยง ทั้งนี้สมการที่ (4.1) ไม่สามารถใส่ลงในโปรแกรมการคำนวณได้โดยตรง เนื่องจากในโปรแกรมจะต้องใส่ค่าของความเร็ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่อยู่ใน ฟังก์ชันของเวลา ซึ่งสามารถแทนด้วย $\theta = \omega t$ ดังนี้

$$U_p = \bar{U}_p \left(\frac{\pi}{2} \right) \sin \theta \left[1 + \left(\frac{\cos(\omega t)}{\sqrt{R^2 - \sin^2(\omega t)}} \right) \right] \quad (4.2)$$

สำหรับเงื่อนไขเริ่มต้นทางเคมี แก๊สที่ติดเป็นแก๊สธรรมชาติ (CH_4) 100 % โดยที่ติดเข้าไปในห้องเผาไหม้ที่มีออกซิเจน 26.3 % และ ไนโตรเจน 73.7 % โดยน้ำหนัก เงื่อนไขเริ่มต้นในห้องเผาไหม้เป็นความดันและอุณหภูมิตามตารางที่ 4.1 สำหรับเงื่อนไขที่ขอบสำหรับอุณหภูมิที่ผนังห้องเผาไหม้ เพื่อความสะดวกแล้วจะกำหนดให้เป็นผนังที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน ทั้งนี้พิจารณากราฟการถ่ายเทความร้อนจากผนังห้องเผาไหม้ในรูปที่ 4.3 ที่ได้จากการทดลอง จะเห็นได้ว่าการถ่ายเทความร้อนที่ผนังห้องเผาไหม้มีค่าขึ้นลงอยู่ที่ใกล้ศูนย์ ในช่วง 0 ถึง 350 องศาเพลซฮ์วี่ง ดังนั้นการประมาณให้ ผนังห้องเผาไหม้สำหรับแบบจำลองเป็นผนังที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนนั้นก็ยังคงให้ความแม่นยำ



รูปที่ 4.3 การถ่ายเทความร้อนจากผนังห้องเผาไหม้ [26] เอกสารนี้เป็นเอกสารของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 การยืนยันความถูกต้องของแบบจำลอง

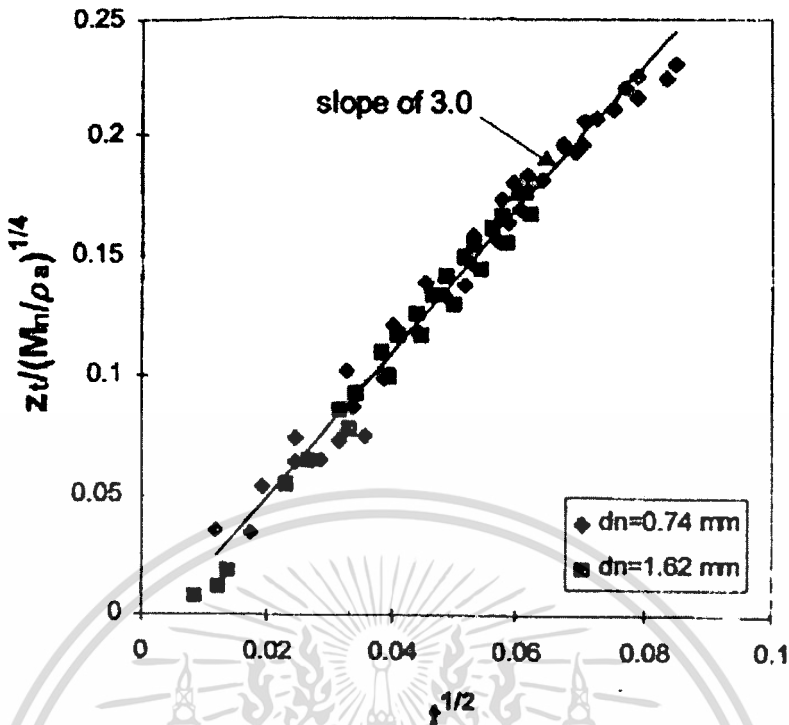
ในการศึกษานี้จะนำผลที่ได้จากแบบจำลองสองมิติไปเปรียบเทียบกับหาความถูกต้องในสองลักษณะคือ เปรียบเทียบระยะทะลุทะลวงกับสมการการทะลุทะลวงของแก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีด และเปรียบเทียบรูปร่างของแก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดกับการถ่ายภาพด้วยชุดเครื่องมือซูร์เร็นที่ได้ทดสอบไว้ Ouellette และ Hill [27,28] ได้ทำการศึกษาศึกษาและทดลองเกี่ยวกับการฉีดแก๊สแบบปั่นป่วนภายใต้เงื่อนไขที่เหมือนกับการฉีดเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์แบบฉีดตรงโดยใช้ความสัมพันธ์ของตัวแปรแบบไร้มิติและได้เสนอความสัมพันธ์ของระยะการทะลุทะลวงของของไหลที่ถูกฉีดจากหัวฉีดไว้ดังนี้

$$\frac{z_t}{(\dot{M}_n / \rho_a)^{1/4} t^{1/2}} = \Gamma \quad (4.3)$$

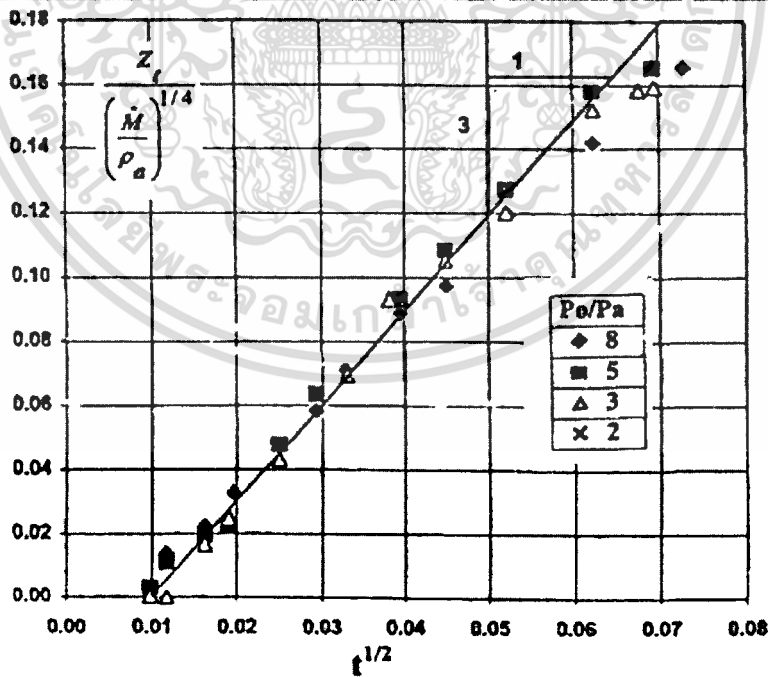
เมื่อ z_t คือระยะการทะลุทะลวงของของไหลที่ถูกฉีดจากหัวฉีด $\dot{M}_n$ คือ อัตราโมเมนตัมของการไหลที่หัวฉีด มีค่าเป็น $\rho_n U_n U_n$ ค่า ρ_a คือความหนาแน่น ภายในกระบอกสูบ t คือระยะเวลาของการฉีด และ Γ เป็นค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 3 ± 0.1 โดยที่สมการนี้ได้มาจากการหาความสัมพันธ์แบบไร้มิติของการฉีดแก๊ส ผลจากการทดลองได้แสดงให้เห็นในรูปที่ 4.4 และ รูปที่ 4.5 ซึ่งค่า Γ ก็คือความชันของกราฟนั่นเอง สมการ (2) สามารถเขียนได้ในอีกรูปหนึ่งคือ

$$z_t = \Gamma \left(\frac{\pi}{4} \right)^{1/4} (d_{eq} U_n t)^{1/2} \quad (4.4)$$

โดยที่ d_{eq} มีค่าเท่ากับ $d_n (\rho_n / \rho_a)^{1/2}$ เมื่อ d_n คือเส้นผ่านศูนย์กลางกลางของหัวฉีด ρ_n และ U_n คือความหนาแน่นและความเร็ว ของแก๊สที่หัวฉีด โดยที่สูตรนี้จะแม่นยำที่ระยะทะลุทะลวงตั้งแต่ 20 เท่าของ ขนาดหัวฉีดขึ้นไป

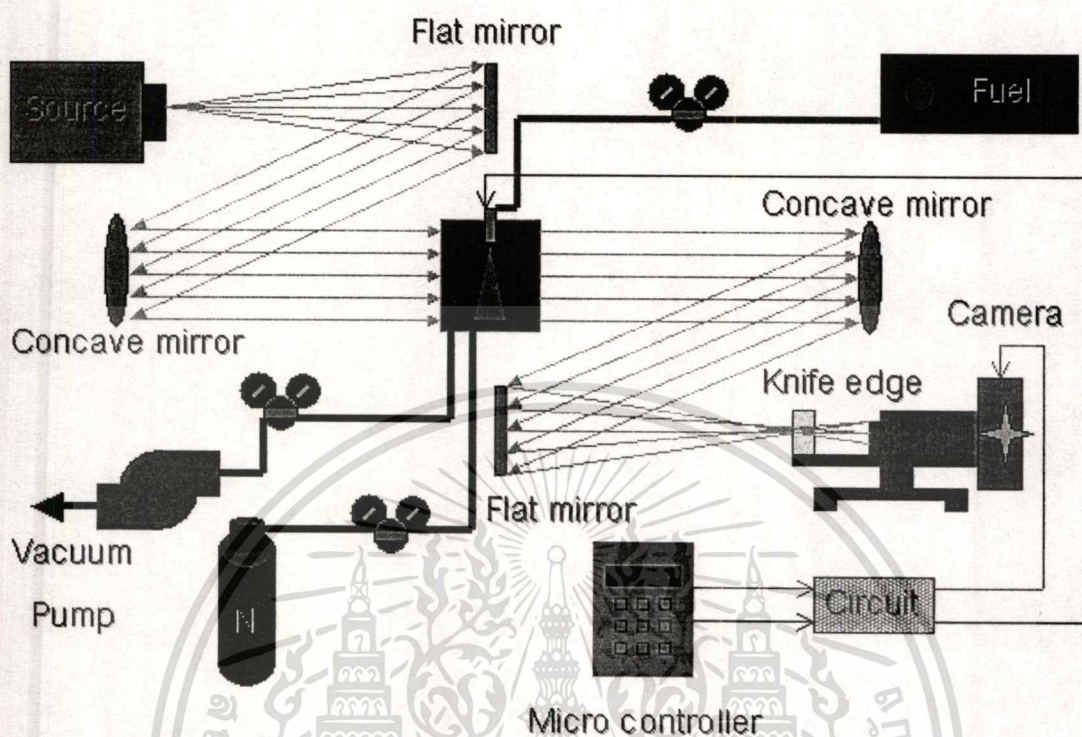


รูปที่ 4.4 ความสัมพันธ์แบบ ไร้มิติ ของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดไปสู่อากาศ จากหัวฉีดสองขนาด

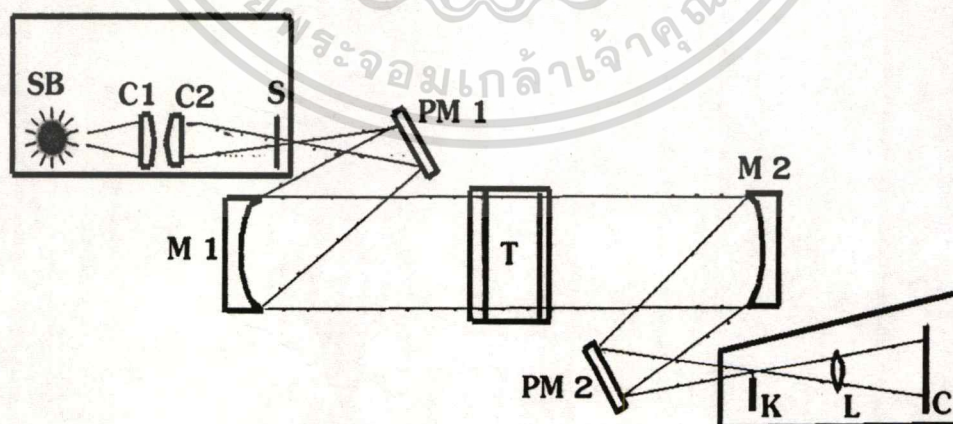


รูปที่ 4.5 ความสัมพันธ์แบบ ไร้มิติ ของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดไปสู่อากาศ ที่อัตราส่วนของความดันต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

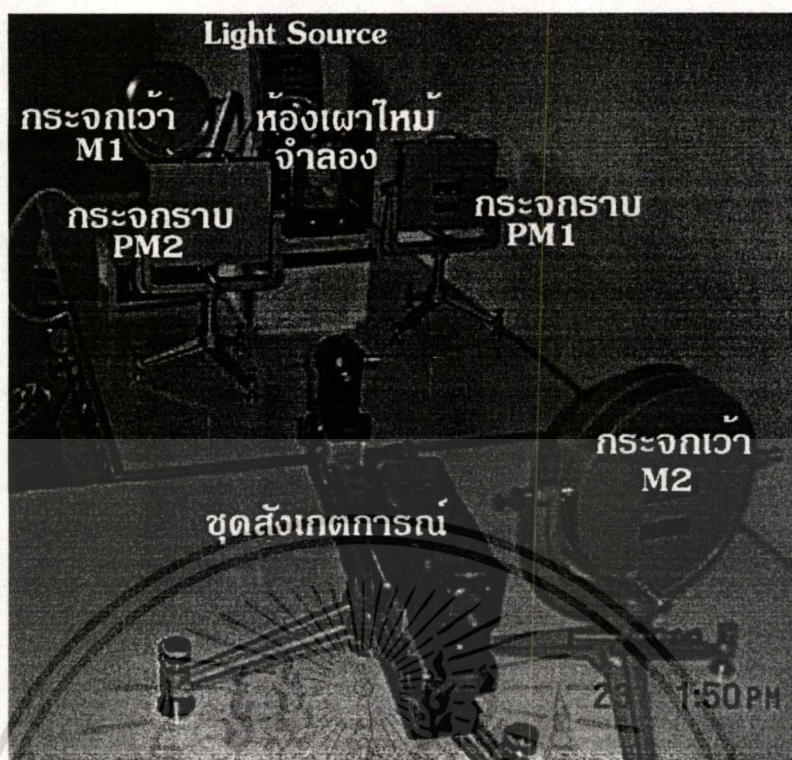


รูปที่ 4.6 ชุดอุปกรณ์การทดสอบ



รูปที่ 4.7 หลักการทำงานของเครื่องมือ Schlieren

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.8 ชุดอุปกรณ์การทดสอบจริง

ชุดเครื่องมือที่ใช้ในการถ่ายภาพการเกิดแก๊สธรรมชาติจากหัวฉีดแสดงในอยู่ในรูปที่ 4.6 ชุดเครื่องมือการถ่ายภาพแบบ Schlieren นี้ จะใช้หลักการของการหักเหของแสงผ่านตัวกลางสองชนิด ซึ่งจะทำให้สังเกตแก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดที่มีความหนาแน่นต่ำได้ง่ายขึ้น รูปที่ 4.7 แสดงภาพการทำงานของชุดเครื่องมือโดยมีหลักการโดยคร่าวๆดังนี้

- (1) ลำแสงจากแหล่งกำเนิดแสงส่องผ่าน pin hole แล้วถ่างออก
- (2) แสงตกกระทบกระจกราบ PM1 และสะท้อนโดย PM1
- (3) แสงตกกระทบ กระจกเว้า M1
- (4) M1 เปลี่ยนแสงที่ถ่างออกให้เป็นแสงขนาน
- (5) แสงขนานส่องไปที่ กระจกเว้า M2 และเบนเข้าหากัน โดย M2
- (6) M2 รวมแสงและจะเกิดโฟกัสโดยกระจกราบ PM2
- (7) วางตำแหน่งของ knife edge ที่จุดโฟกัส
- (8) จะเกิดภาพขึ้นบนฉาก C หลังจากผ่านเลนส์ L

สิ่งที่ต้องการศึกษาควรจะวางไว้ระหว่างตำแหน่ง M1 และ M2 อุปกรณ์จริงที่ใช้ในการทดสอบแสดงในรูปที่ 4.8

บทที่ 5

ผลและการวิเคราะห์

เนื่องจากแบ่งการศึกษาจากแบบจำลองออกเป็นสองส่วนคือแบบจำลองสองมิติสำหรับศึกษาพฤติกรรมของการฉีดแก๊สธรรมชาติจากหัวฉีดโดยทั่วไป แบบจำลองสามมิติเพื่อศึกษาถึงเทคนิคในการออกแบบห้องเผาไหม้แบบสเตรดิไฟด์ชาร์จสำหรับแก๊สธรรมชาติ ดังนั้นในบทนี้จะแบ่งผลของแบบจำลองที่ได้เป็นสองส่วนหลัก

5.1 ผลและการวิเคราะห์สำหรับแบบจำลองสองมิติ

รูปที่ 5.1 แสดงเวกเตอร์ของความเร็วบริเวณปลาย ของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีด พร้อมทั้ง ภาพขยายเพื่อสังเกตถึงลักษณะการหมุนวน ที่เวลา 0.05 ms แก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดเริ่มหลุดออกจากปลายหัวฉีดซึ่งพุ่งออกมาด้วยความเร็วที่สูง และกระจายออกไปด้านข้าง การหมุนวนจะเกิดที่ด้านข้างของแก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดออกมาอย่างรุนแรง ที่เวลา 0.2 ms แก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดพุ่งออกไปในระยะทางที่ไกลขึ้น ความเร็วปลายจะลดลงเล็กน้อย ขนาดแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดในแนวรัศมีขยายออกบริเวณ ด้านข้างของแก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดออกมาจากหัวฉีด ยังคงเกิดการหมุนวนอยู่แต่ความรุนแรงของการหมุนวนนั้นลดลงเมื่อเทียบกับที่ 0.05 ms ซึ่งหลังจากนี้ความยาวของแก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดจะยาวมากขึ้นและขยายออกมากขึ้นตามลำดับ ความแรงของการหมุนก็ลดลงตามลำดับ แต่ปริมาตรของแก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดจะมากขึ้น ดังนั้นสามารถอธิบายการผสมกันของเชื้อเพลิงกับอากาศจากผลลัพธ์ของแบบจำลองได้ว่า เกิดจากการที่แก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดพุ่งเข้าไปสู่อากาศด้วยความเร็วที่สูงซึ่งจะทำให้เกิดการหมุนวนเกิดขึ้นบริเวณด้านข้างของแก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีด ซึ่งการหมุนวนที่เกิดขึ้นนี้จะเป็นตัวเหนี่ยวนำให้อากาศเข้ามาผสมกับเชื้อเพลิงด้วย

ผลของการคำนวณจากแบบจำลองจะแสดงให้เห็นถึงรูปร่างของแก๊สธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีด ซึ่งสามารถวิเคราะห์ของการทะลุทะลวงจะวัดจากปลายของหัวฉีดไปจนถึงปลายของตัวแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดจากรูปร่างของแก๊สธรรมชาติที่ได้จากแบบจำลอง รูปที่ 5.2 แสดงระยะการทะลุทะลวงของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดที่ได้จากแบบจำลองและสมการที่ (4.4) จะเห็นได้ว่า ผลที่ได้จากแบบจำลองมีความแม่นยำในช่วงแตกต่างกันในแต่ละกรณี สำหรับกรณีที่ 1, 2, 3, 5, และ 6 จะให้ความแม่นยำในช่วงเวลากลางๆของการฉีดและจะผิดพลาดในช่วงเวลาใกล้ๆจะสิ้นสุดการฉีด แต่สำหรับกรณีที่ 4 จะให้ความแม่นยำที่ เวลาท้ายๆแต่จะมีความผิดพลาดที่เวลาในช่วงแรก ซึ่งแสดงให้เห็นว่าผลของความแตกต่างของความดันการฉีดที่มาก จะทำให้แบบจำลองมีความแม่นยำในช่วงเวลาการฉีดที่เวลาใกล้ๆสิ้นสุดการฉีด สำหรับกรณีที่ขนาดของหัวฉีดที่การคำนวณว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

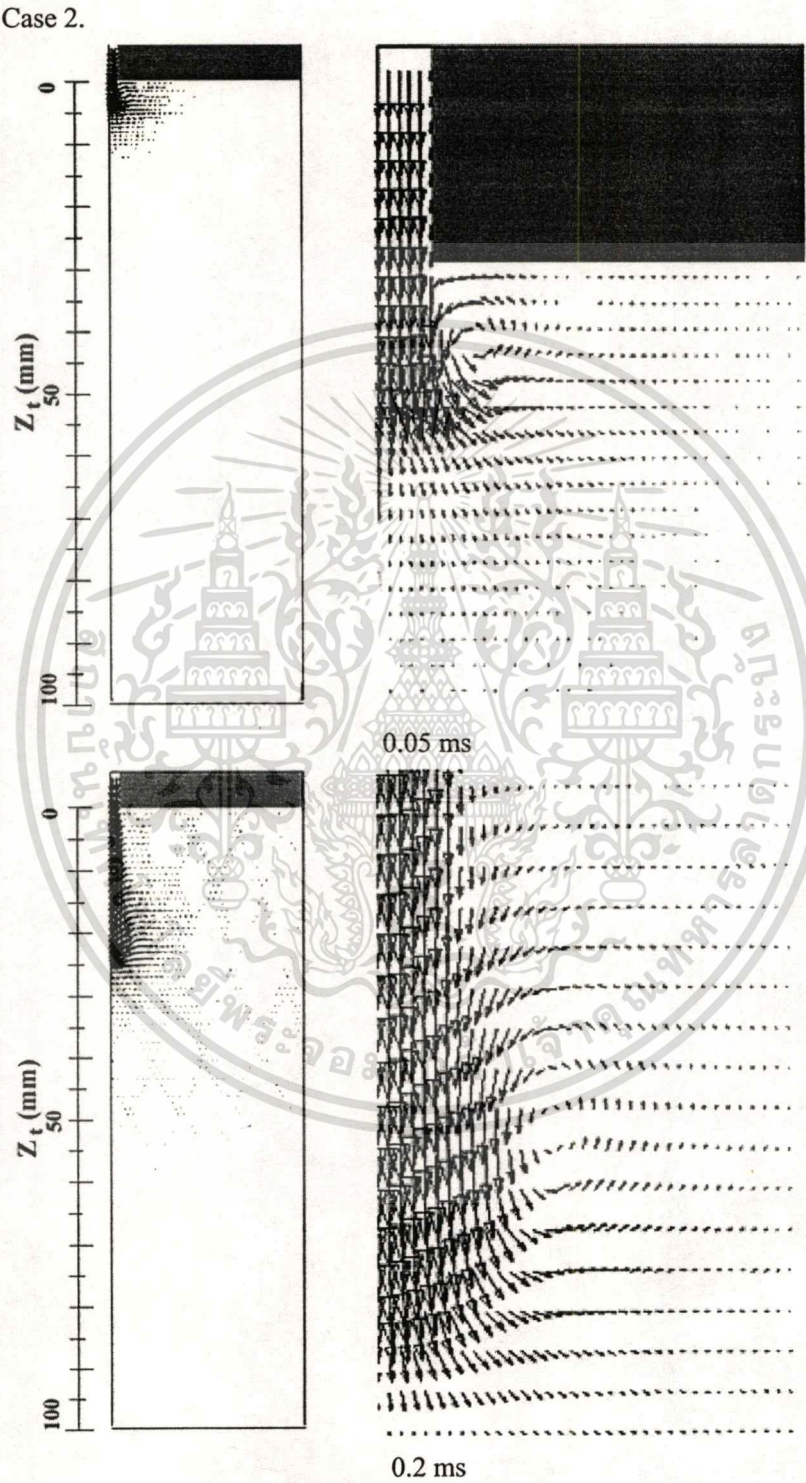
เพิ่มขึ้นจะมีผลให้แบบจำลองเกิดการผิดพลาดอย่างมากในช่วงเวลาสั้นๆหลังเริ่มฉีด ทั้งนี้การเปรียบเทียบผลในช่วงเวลาสั้นๆนี้สมการ (4.4) ก็มีความผิดพลาดเช่นกัน อย่างไรก็ตามเมื่อเวลาผ่านไปมากขึ้นผลที่ได้จากแบบจำลองยังคงให้ความแม่นยำ

พิจารณาถึงปัจจัยที่มีผลต่อการทะลุทะลวงของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดจะเห็นได้ว่าขนาดของรูหัวฉีดที่เพิ่มขึ้นนั้น มีอิทธิพลต่อการทะลุทะลวงของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดมากกว่าความดันการฉีดที่เพิ่มขึ้น พิจารณา กรณีที่ 3 ซึ่งขนาดของรูหัวฉีดเพิ่มขึ้นสามเท่าจากกรณีที่ 1 เทียบกับกรณีที่ 4 ซึ่งความดัน การฉีดเพิ่มขึ้นสามเท่าจากกรณีที่ 1 จะเห็นได้ว่า แก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดของกรณีที่ 3 จะพุ่งไปได้ไกลกว่ากรณีที่ 4 เมื่อพิจารณาตามสมการที่ 3 ระยะการทะลุทะลวงจะมากขึ้นตามรากที่สองของเส้นผ่าศูนย์กลางสมมูลของหัวฉีดและรากที่สองของความเร็วที่ทางออกหัวฉีด เมื่อความดันการฉีดเพิ่มขึ้นสามเท่าไม่ได้หมายความว่าจะทำให้ความเร็วที่ทางออกหัวฉีดเพิ่มขึ้นสามเท่าด้วยจึงทำให้ แก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดในกรณีที่ 4 พุ่งไปได้น้อยกว่า

ผลของอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ที่สูงขึ้นทำให้การกระจายของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดเพิ่มขึ้นตามกรณีที่ 5 เนื่องมาจากอุณหภูมิที่สูงขึ้นจะทำให้ความหนาแน่นของอากาศภายในห้องเผาไหม้ลดลง ซึ่งจะมีผลทำให้ขนาดของเส้นผ่าศูนย์กลางเสมือนของหัวฉีดเพิ่มขึ้นตามสมการที่ (4.3) จึงทำให้แก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดพุ่งไปได้ไกลมากขึ้น หรืออาจจะอธิบายได้ว่าความหนาแน่นของอากาศในห้องเผาไหม้ที่ลดลงทำให้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่มีความหนาแน่นคงเดิมกระจายไปสู่อากาศรอบๆที่มีความหนาแน่นต่ำลงได้ดีกว่า

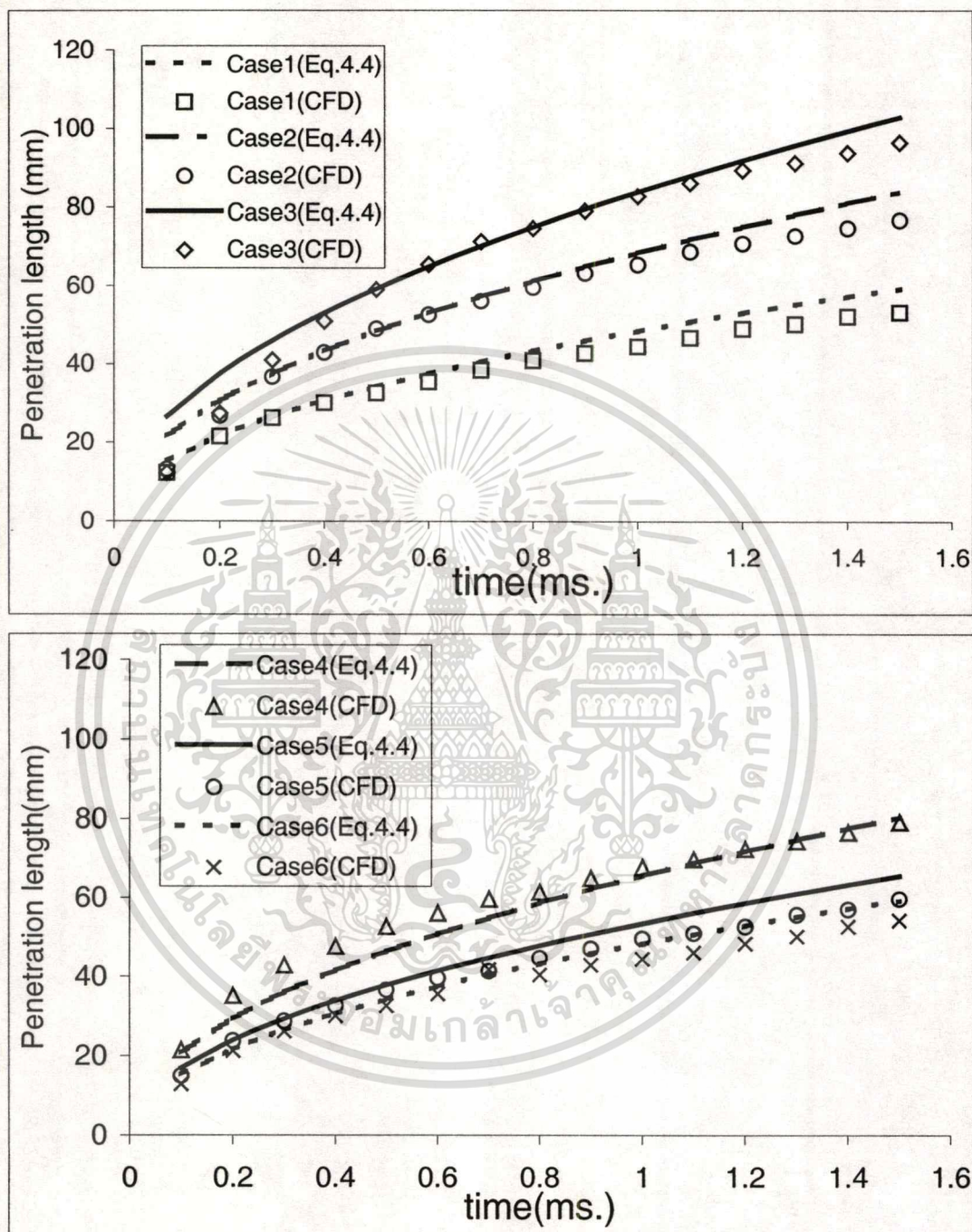
เปรียบเทียบผลที่ได้จากกรณีที่ 1 กับกรณีที่ 6 ที่มีอัตราส่วนของความดันการฉีดกับความดันในห้องเผาไหม้ที่เท่ากัน ผลที่ได้จะเห็นว่าระยะการทะลุทะลวง เท่ากันในทุกช่วงเวลา (ความเร็วทางออกและความหนาแน่นแตกต่างกันเล็กน้อยซึ่งไม่ได้แสดงในที่นี้) รูปร่างของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดที่เวลาสิ้นสุดการฉีดแสดงอยู่ในรูปที่ 6 จะเห็นได้ว่ารูปร่างของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดในกรณีที่ 1 และ 6 จะเหมือนกันทุกประการ ขนาดของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดกรณีที่ 3 จะมีขนาดใหญ่ที่สุด ทั้งนี้ผลจากแบบจำลองยังแสดงให้เห็นว่าที่บริเวณทางออกของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดจะมีแกนกลางความหนาแน่นสูงของแก๊สธรรมชาติ และจะกระจายความหนาแน่นออกรอบๆแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีด ซึ่งผลที่ได้จากการถ่ายภาพแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีด จะไม่สามารถแสดงให้เห็นถึงแกนความหนาแน่นสูงได้ เมื่อเปรียบเทียบรูปร่างของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดจากแบบจำลองกับการทดลองในรูปที่ 7 ซึ่งในการทดลองจะใช้ ความดันในลักษณะสัมพัทธ์เช่นเดียวกับกรณีที่ 6 เพราะจะทำการทดลองได้สะดวกกว่า และได้พิสูจน์มาแล้วในขั้นต้นว่าลักษณะแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดจะขึ้นกับความดันสัมพัทธ์ จากผลที่ได้จะเห็นว่ารูปร่างแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดคล้ายกันมาก แต่ทั้งนี้รูปร่างแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดจากแบบจำลองจะไม่แสดงให้เห็นถึงรอยหยักรอบแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีด ซึ่งรอยหยักนี้เกิดจากการไหลแบบปั่นป่วนที่เกิดขึ้น ทั้งนี้การที่ผลจากแบบจำลองแสดงรอยหยักที่น้อยกว่าเนื่องจาก สมการไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่ใช้จำลองการปั่นป่วนที่ใช้ไม่สามารถจำลองการไหลแบบปั่นป่วนได้อย่างสมบูรณ์ จึงเห็นผลของการปั่นป่วนจากแบบจำลองได้ไม่ชัดเจนนัก



รูปที่ 5.1. เวกเตอร์ความเร็วของแก๊สที่พุ่งออกมาและการหมุนวนของเวกเตอร์ พร้อมภาพขยาย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.2 กราฟแสดงระยะการทะลุทะลวงของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีด เปรียบเทียบระหว่าง สมการ(4.4) กับ แบบจำลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 ผลและการวิเคราะห์สำหรับแบบจำลองสามมิติ

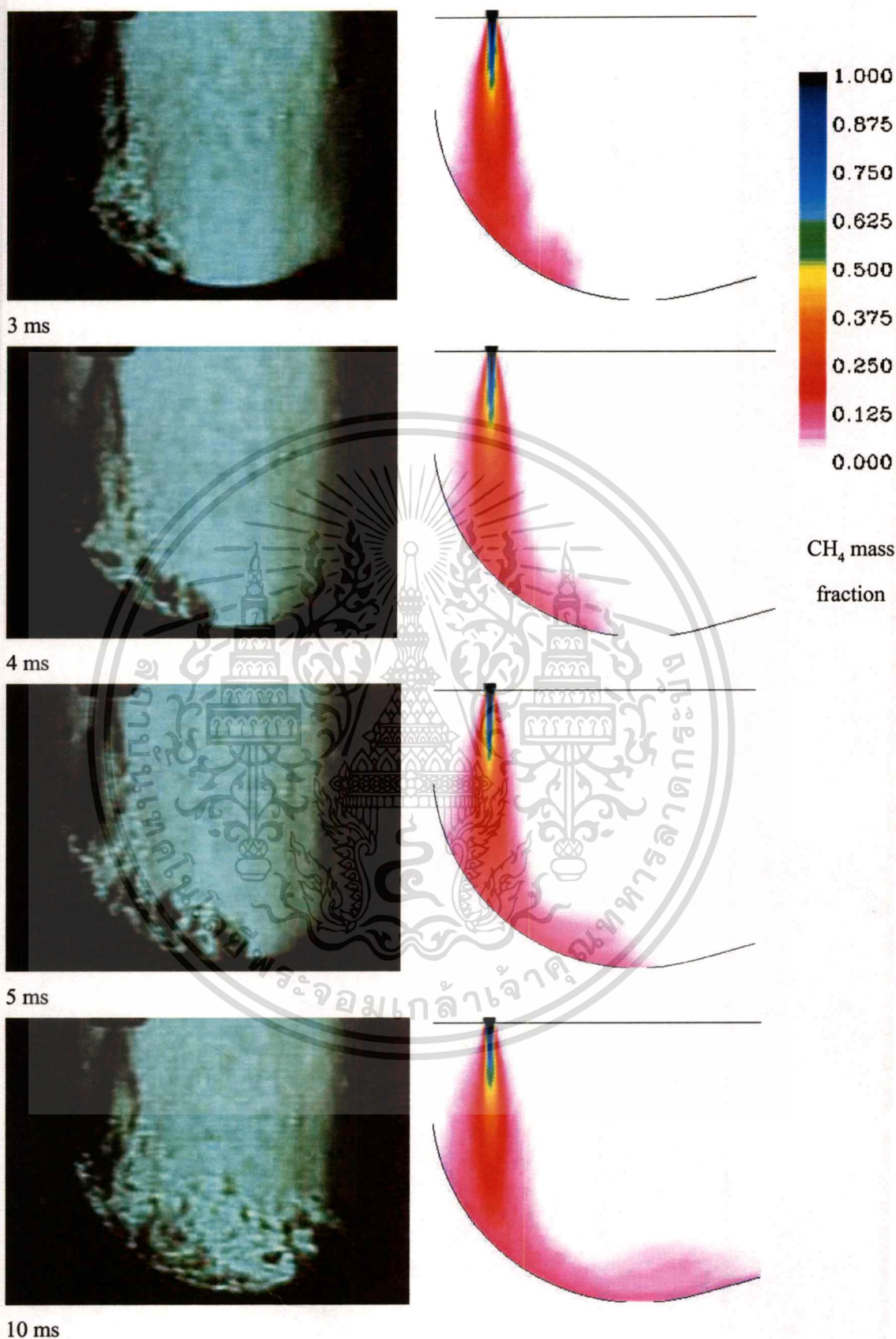
การไหลของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในห้องเผาไหม้จำลองแบบปริมาตรคงที่ผิวโค้ง ที่เวลาการฉีดต่างๆแสดงในรูปที่ 5.5 ผลที่ได้แสดงให้เห็นถึงลักษณะการไหลของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติไหลไปตามผิวโค้ง เมื่อเปรียบเทียบผลที่ได้จากทดลองด้วยการถ่ายภาพด้วยชุดเครื่องมือ Schlieren กับผลที่ได้จากแบบจำลองเชิงตัวเลข จะเห็นได้ว่าผลที่ได้นั้นสอดคล้องกันอย่างมากที่เวลาการฉีดเป็น 3ms, 4ms, และ 5 ms แต่สำหรับที่เวลาการฉีด 10 ms นั้นเกิดความผิดพลาดอย่างมาก อย่างไรก็ตามลองพิจารณาผลการแสดงผลในสามมิติของการกระจายของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในห้องเผาไหม้จำลองแบบผิวโค้งในรูปที่ 5.6 ที่เวลา 6 ms เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติกระจายไปทั่วห้องเผาไหม้และเริ่มชนผนังด้านข้างทำให้เชื้อเพลิงก่อตัวสูงขึ้นที่บริเวณติดกับผนังด้านข้าง ที่เวลา 10 ms เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติกระจายไปทั่วห้องเผาไหม้และชนผนังด้านข้างมากขึ้นทำให้เชื้อเพลิงก่อตัวเป็นชั้นสูงขึ้นอย่างมากที่บริเวณติดกับผนังด้านข้าง ดังนั้นถ้าหากทำการแสดงผลที่เวลา 10 ms นี้อีกครั้งโดยนำค่าที่บริเวณติดกับผนังห้องเผาไหม้ด้านข้างนี้มาแสดงผลด้วยก็จะสามารถแสดงได้ดังในรูปที่ 5.7 ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบเมื่อเปรียบเทียบผลที่ได้จากทดลองด้วยการถ่ายภาพด้วยชุดเครื่องมือ Schlieren กับผลที่ได้จากแบบจำลองเชิงตัวเลข จะเห็นได้ว่าผลที่ได้นั้นยังคงสนับสนุนกันอยู่ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าแบบจำลองเชิงตัวเลขที่ใช้ยังคงให้ความแม่นยำ

การไหลของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในห้องเผาไหม้สแตนด์ไฟด์ชาร์จของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนแบบฉีดตรงแบบดั้งเดิมแสดงในรูปที่ 5.8 เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติพุ่งออกมาจากหัวฉีดด้วยความเร็วสูง พุ่งไปกระทบกับหลุมลูกสูบแล้วกระจายออกด้านข้างของหลุมลูกสูบ หลังจากสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงยังคงไหลต่อไปในแนวเดิม สังเกตได้ว่าการไหลของเชื้อเพลิงบนหัวลูกสูบแบบดั้งเดิมนี้ไม่ทำให้เกิดการก่อตัวเป็นชั้นๆรอบหัวเทียน พิจารณารูปที่ 5.9 ซึ่งแสดงการกระจายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่หน้าตัดต่างๆ จะเห็นได้ว่าเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาตินั้นไปก่อตัวเป็นชั้นบริเวณผนังฝาสูบเช่นกัน แต่ไม่อยู่บริเวณกึ่งกลางซึ่งเป็นตำแหน่งที่ตั้งหัวเทียน ดังนั้นลูกสูบแบบดั้งเดิมนี้ไม่สามารถใช้เป็นห้องเผาไหม้สแตนด์ไฟด์ชาร์จสำหรับเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ ให้เหมือนกับเชื้อเพลิงแก๊สโซลีนได้

พิจารณาต่อถึงรูปร่างของหัวลูกสูบแบบดั้งเดิม จะเห็นว่าหัวลูกสูบแบบดั้งเดิมมีขนาดหลุมบนลูกสูบที่ใหญ่และกว้างมากซึ่งอาจจะเหมาะกับเชื้อเพลิงที่เป็นของเหลวอย่างแก๊สโซลีน ซึ่งสเปรย์ของแก๊สโซลีนที่ฉีดจากหัวฉีดที่พุ่งไปยังลูกสูบแบบดั้งเดิมได้พอดี นอกจากนี้การเกิดการสะท้อนกลับของ Droplet บนผนังยังช่วยให้เชื้อเพลิงแก๊สโซลีนพุ่งไปก่อตัวเป็นชั้นรอบหัวเทียนได้เนื่องจากคุณลักษณะที่แตกต่างของเชื้อเพลิงแก๊ส โดยเฉพาะสถานะของการไหลของแก๊สที่มีลักษณะเป็นลำเจ็ท ซึ่งจะไหลไปตามรูปร่างของวัตถุที่กระทบ จึงทำให้เชื้อเพลิงแก๊สแก๊สธรรมชาติไหลกระจายออกไปตามหลุมลูกสูบที่กว้าง ซึ่งผลในลักษณะนี้ก็แสดงให้เห็นในการทดสอบการฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในห้องเผาไหม้จำลองแบบปริมาตรคงที่ผิวโค้งที่ได้ทดสอบมาก่อนหน้าด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานานาชาติ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

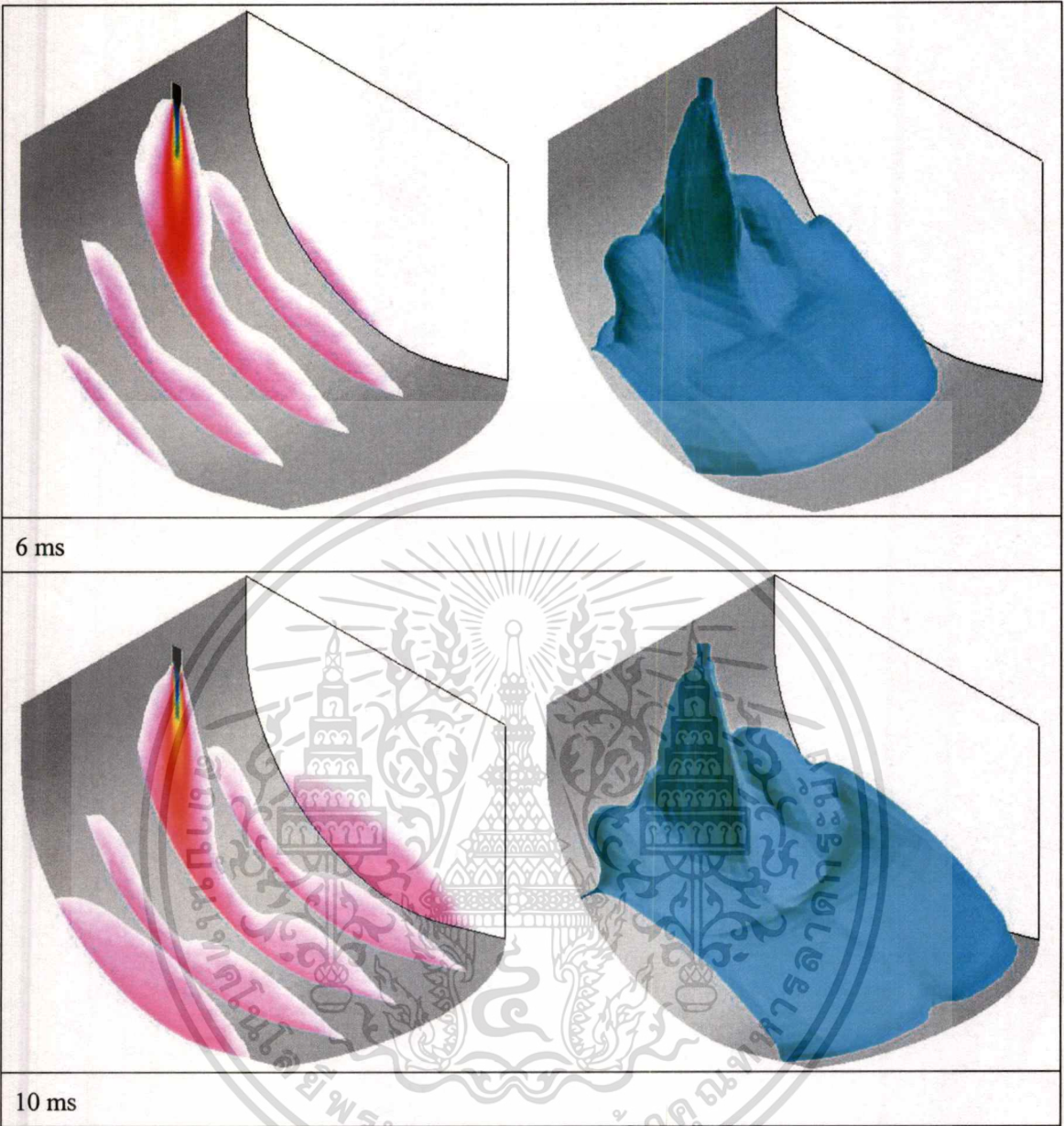
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.5 เปรียบเทียบการไหลของเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้จำลองแบบโค้ง ระหว่างภาพถ่ายschlieren

กับแบบจำลอง ที่ความดันการฉีด 0.25 MPa ความดันในห้องเผาไหม้ 0.22 MPa

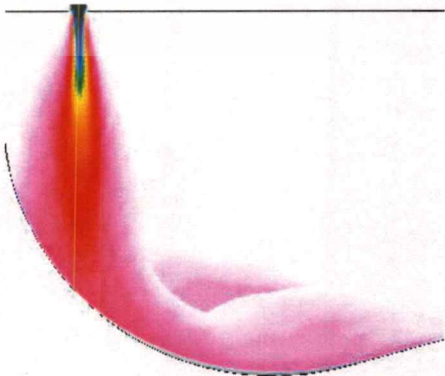
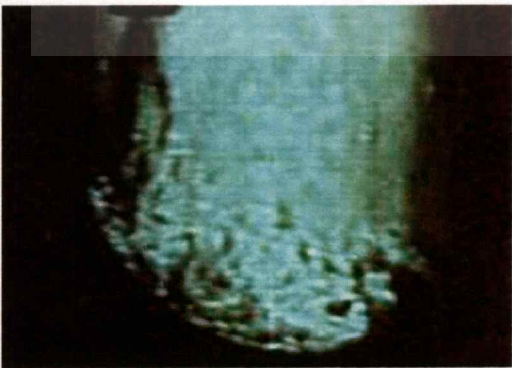
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



6 ms

10 ms

รูปที่ 5.6 การกระจายของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในห้องเผาไหม้จำลองแบบผิวโค้งสามมิติ



รูปที่ 5.7 การกระจายของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติหลังทำการปรับปรุงการแสดงผลที่ได้จากแบบ

จำลองเชิงคณิตศาสตร์เทียบกับการทดลอง ที่เวลา 10 ms

เอกสารนี้เป็นเอกสารทสงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากปัจจัยที่กล่าวมาจึงทำให้ต้องออกแบบหัวลูกสูบแบบใหม่ที่เหมาะสมกับเชื้อเพลิงแก๊ส ดังนั้นจึงต้องพิจารณาถึงคุณสมบัติการไหลของแก๊สนี้ จากการศึกษาคุณลักษณะการฉีดของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติจากแบบจำลองสองมิติในขั้นต้น ทำให้เห็นลักษณะการไหลของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดและรูปร่างของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีด ดังนั้นหัวลูกสูบแบบใหม่จะต้องมีลักษณะที่เหมาะสมกับการไหลของแก๊ส นั่นคือหลุมลูกสูบควรจะมีขนาดความกว้างพอดีกับแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีด ลักษณะลูกสูบแบบใหม่ที่ได้ออกแบบในการศึกษารั้งนี้แสดงในรูปที่ 5.10 ความกว้างของหลุมลูกสูบลดลงครึ่งหนึ่งแต่ยังคงความโค้งในหลุมลูกสูบไว้

รูปที่ 5.11 แสดงการไหลของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในห้องเผาไหม้แบบใหม่ที่มีความดันการฉีด 1 MPa เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติพุ่งออกมาจากหัวฉีดด้วยความเร็วสูง เช่นเดียวกับในห้องเผาไหม้แบบดั้งเดิม แก๊สพุ่งไปกระทบกับหลุมลูกสูบแล้วกระจายออกด้านข้างของหลุมลูกสูบ หลังจากสิ้นสุดการฉีด เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติไหลไปตามส่วนโค้งของลูกสูบใหม่ และไปก่อตัวเป็นชั้นที่ผนังฝาสูบตรงบริเวณกึ่งกลางซึ่งเป็นบริเวณที่ติดตั้งหัวเทียน ดังนั้นห้องเผาไหม้แบบใหม่นี้สามารถทำให้เกิดแบบแยกชั้น โดยที่ส่วนผสมที่ค่อนข้างหนาก่อตัวเป็นชั้นรอบๆหัวเทียนได้ ซึ่งน่าจะทำให้เกิดการเผาไหม้ตามหลักการของเครื่องยนต์สเตรดิไฟด์ชาร์จได้

รูปที่ 5.12 และ รูปที่ 5.13 แสดงการไหลของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่ฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้แบบใหม่ที่มีความดันการฉีด 2 MPa และ 3 MPa ตามลำดับ เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติพุ่งออกมาจากหัวฉีดด้วยความเร็วสูงกว่าที่ความดันการฉีด 1 MPa และมีความเร็วสูงสุดที่ความดันการฉีด 3 MPa การไหลด้วยความเร็วสูงนี้ทำให้เชื้อเพลิงแก๊สมีโมเมนตัมที่สูงขึ้นด้วย ซึ่งทำให้การไหลบนหลุมลูกสูบมีความรุนแรงด้วย จะเห็นได้ว่าที่ความดันการฉีด 2 MPa เมื่อเชื้อเพลิงพุ่งขึ้นไปที่ผนังฝาสูบ เชื้อเพลิงที่มีพลังงานจลน์สูงจะอัดกันเองจนทำให้เป็นการก่อตัวชั้นบางๆแต่มีความหนาแน่นสูงที่กึ่งกลางผนังฝาสูบ โดยที่พลังงานของแก๊สที่สูงมากของการฉีดที่ 3 MPa ทำให้เชื้อเพลิงเกิดการหมุนกลับมาที่หลุมลูกสูบอีกครั้ง

รูปที่ 5.14 แสดงเวกเตอร์การกระจายของเชื้อเพลิงที่เศษส่วนมวล 0.1 ที่ใช้ค่านีมาแสดงก็เพราะเป็นบริเวณปลายของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดซึ่งจำทำให้เห็นขอบเขตที่กว้างขึ้น เวกเตอร์ความเร็วบนลูกสูบแบบดั้งเดิมจะกระจายไปรอบๆหลุมลูกสูบที่มีขนาดใหญ่จนทำให้เชื้อเพลิงแก๊สไหลออกนอกหลุมลูกสูบออกไป ลูกสูบแบบใหม่จะทำให้การกระจายของเวกเตอร์ความเร็วถูกบังคับให้อยู่ในบริเวณแคบๆในหลุมลูกสูบ เมื่อแก๊สไม่มีทางออกบริเวณด้านข้างก็จะไหลตามส่วนโค้งแล้วไปออกที่ใกล้ๆกับผนังฝาสูบด้านบน ถึงแม้ว่าแก๊สจะมีพลังงานที่สูงขึ้นก็จะไม่สามารถกระจายออกด้านข้างที่ถูบบังคับไว้ด้วยผนังหลุมลูกสูบแบบใหม่ ซึ่งก็ต้องไปไหลออกที่ปลายของส่วนโค้งของผนังสูบ แต่พลังงานการไหลของแก๊สที่สูงนี้จะทำให้แก๊สไหลออกจากหลุมลูกสูบ

เอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หลังจากที่ทราบแล้วว่าการฉีดเชื้อเพลิงด้วยความดันที่ 1 MPa สามารถทำให้เกิดส่วนผสมแยกชั้นตามลักษณะของเครื่องยนต์แบบสเตรคไฟคาร์จได้ ดังนั้นลองศึกษาถึงอิทธิพลของระยะเวลาในการฉีดดูบ้าง รูปที่ 5.15 การไหลของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติเปรียบเทียบกับที่ระยะเวลาการฉีด 1.5 ms และ 2.0 ms ที่ความดันการฉีด 1 MPa ที่ 24.3 องศาอุณหภูมิห้อง แก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดจากกรณีฉีดที่ 1.5 ms เกิดไหลออกไปส่งผนังฝาสูบด้านบนแล้ว ในขณะที่ แก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดจากกรณีฉีดที่ 2.0 ms เพิ่งจะฉีดสุด ที่ 17.1 องศาอุณหภูมิห้อง เกิดการก่อตัวเป็นชั้นอย่างมาก ในกรณีที่ระยะเวลาการฉีด 1.5 ms ในขณะที่แก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดจากกรณีฉีดที่ 2.0 ms เริ่มก่อตัวรอบหัวเทียน เมื่อเวลาผ่านไปจนถึงที่จังหวะ 10.8 องศาอุณหภูมิห้อง ส่วนที่เป็นเชื้อเพลิงรอบหัวเทียนนั้นกระจายออกมากขึ้น แต่แก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดจากแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดจากกรณีฉีดที่ 2.0 ms มีขนาดใหญ่กว่า ทั้งนี้เนื่องมาจากปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงที่มากกว่าแสดงให้เห็นว่า ที่ปริมาณการฉีดมากขึ้นลูกสูบแบบใหม่นี้ยังคงสามารถใช้งานได้ แต่การจังหวะจุดระเบิดล่วงหน้าอาจเปลี่ยนไป

อัตราส่วนระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศในการจุดระเบิดที่เหมาะสมสำหรับเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาตินั้นมีค่าอยู่ที่ อากาศ 17.2 ส่วน ต่อเชื้อเพลิง 1 ส่วนโดยมวล หรืออาจแสดงให้อยู่ในรูปของค่า Equivalence ratio เท่ากับ 1 นั่นคือบริเวณใดที่มีส่วนผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศที่ค่า Equivalence ratio เท่ากับ 1 บริเวณนั้นจะสามารถจุดติดไฟได้ง่าย ซึ่งในทางปฏิบัติจะนิยมให้ค่า Equivalence ratio มากกว่า 1 เล็กน้อย เพื่อให้จุดติดได้ง่ายขึ้น รูปที่ 5.16 แสดงการเปรียบเทียบ Equivalence Ratio กรณีศึกษาต่างๆ ที่ตำแหน่ง 10.8 องศาอุณหภูมิห้อง จะเห็นได้ว่าทุกกรณีศึกษามีค่า Equivalence Ratio อยู่ในช่วงที่น่าจะจุดระเบิดได้ทั้งสิ้น ซึ่งอาจจะมีส่วนผสมที่ค่อนข้างหนาในบางส่วน โดยที่การฉีดเชื้อเพลิงที่ความดันสูงๆจะยังทำให้เชื้อเพลิงกระจายและไหลวนในหลุมลูกสูบมาก รูปที่ 5.17 แสดงการเปรียบเทียบ Iso-Surface ที่ค่า Equivalence Ratio เท่ากับ 1 กรณีศึกษาต่างๆ ที่ตำแหน่ง 10.8 องศาอุณหภูมิห้อง จะเห็นได้ว่าการฉีดเชื้อเพลิงที่ความดันสูงๆ จะยังทำให้เชื้อเพลิงกระจายออกไปด้านข้างที่อยู่นอกหลุมลูกสูบด้วย จากผลเหล่านี้จะแสดงให้เห็นถึงข้อดีข้อเสียต่างกันในแต่ละกรณี การฉีดเชื้อเพลิงที่ความต่ำทำให้เชื้อเพลิงไม่หนามากทำให้เผาไหม้ได้หมดจดกว่า การฉีดเชื้อเพลิงที่ความดันสูงจะทำให้เชื้อเพลิงค่อนข้างหนาซึ่งอาจทำให้การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ แต่ก็ทำให้เชื้อเพลิงกระจายออกไปด้านข้างได้มากขึ้นด้วยซึ่งจะให้ผลดีในแง่การกระจายเปลวไฟไปทั่วห้องเผาไหม้ ซึ่งอาจจะช่วยในการใช้เทคนิคการฉีดเชื้อเพลิงแบบสองจังหวะ

รูปที่ 5.18 เปรียบเทียบการไหลของเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้จำลองแบบใหม่ ระหว่างภาพถ่าย Schlieren กับแบบจำลองเชิงตัวเลข โดยในการทดลองจะให้ลูกสูบอยู่นิ่งไม่มีการเคลื่อนที่ อุณหภูมิการฉีดและความดันการฉีดจะเท่ากันเป็นค่าที่อุณหภูมิห้อง ความดันการฉีดและความดันในห้องเผาไหม้เป็น 0.2 MPa และ 0.1 MPa ระยะห่างจากผิวลูกสูบถึงผนังฝาสูบด้านบนเป็น 1 cm.

ทั้งนี้เพื่อสะดวกต่อการทดลอง สำหรับเวลาในการฉีดก็เพิ่มขึ้นเป็น 3 ms เพื่อให้สะดวกต่อการถ่าย

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาพเนื่องจากการฉีดเชื้อเพลิงในปริมาณน้อยๆนั้นจะทำให้สังเกตการไหลได้ยากเนื่องจากเชื้อเพลิงที่เบาบางทำให้ภาพที่เกิดจากอุปกรณ์ทดลองไม่ชัดเจน ผลที่ได้แสดงให้เห็นถึงความสอดคล้องกันระหว่างแบบจำลองห้องเผาไหม้กับแบบจำลองเชิงตัวเลขเป็นอย่างดี แสดงให้เห็นว่าโปรแกรมการคำนวณยังให้ความแม่นยำในแง่ของการนำห้องเผาไหม้ที่ออกแบบได้นี้ไปใช้จริงซึ่งจะการไหลวนที่ขึ้นเกิดก่อนหน้าจังหวะ 60 องศาก่อนศูนย์ตายบนที่ได้ศึกษาไว้ ซึ่งการไหลวนดังกล่าวอาจรบกวนการก่อตัวเป็นชั้นของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติในห้องเผาไหม้ที่ได้ออกแบบไว้ ในแง่นี้การฉีดเชื้อเพลิงที่ความดันสูงอาจช่วยได้มากเพราะเมื่อความดันการฉีดสูง ความเร็วการไหลของเชื้อเพลิงก็จะสูงขึ้นด้วย ซึ่งผลของการไหลอื่นๆที่จะเข้ามารบกวนการไหลของเชื้อเพลิงอาจเกิดได้ยาก อย่างไรก็ตามสำหรับการศึกษาในงานวิจัยนี้ก็น่าจะเพียงพอต่อการนำไปใช้งานจริง เนื่องจากจะทำให้สะดวกกว่าการศึกษาด้วยแบบจำลอง และจากการศึกษานี้ก็เพียงพอที่จะบอกได้ว่าการฉีดเชื้อเพลิงไปบนลูกสูบแบบใหม่นี้จะทำให้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติไหลไปก่อตัวรอบหัวเทียนอย่างแน่นอน แต่ว่าเวลาในการฉีดและความดันการฉีดรวมไปถึงจังหวะการฉีดจะเหมาะสมหรือไม่นั้น การทดสอบกับเครื่องยนต์จริงจะทำให้สะดวกกว่า

ผลจากการเปรียบเทียบระหว่างแบบจำลองห้องเผาไหม้กับแบบจำลองเชิงตัวเลข แม้ว่าในทุกๆการเปรียบเทียบผลที่ได้จะค่อนข้างใกล้เคียงกันแต่ก็ยังแสดงให้เห็นถึงความผิดพลาดในบางส่วน ทั้งนี้เหตุผลหนึ่งก็คือการใช้แบบจำลอง k- ϵ ซึ่งไม่ใช่แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนที่ดีที่สุด แต่เนื่องด้วยข้อจำกัดทางด้านงบประมาณจึงไม่สามารถหาโปรแกรมคำนวณการไหลที่มีแบบจำลองการไหลปั่นป่วนอื่นๆได้เนื่องจากมีราคาที่สูงมาก ทั้งนี้ผลที่ได้จากการคำนวณด้วยโปรแกรม STORM/CFD2000 นี้ก็ให้ความแม่นยำพอสมควรดังแสดงให้เห็นในเรื่องความสอดคล้องจากผลลัพธ์ด้วยโปรแกรมและการทดลอง ดังแสดงในงานวิจัยนี้

บทที่ 6

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลการวิจัย

จากที่ได้ทำการศึกษาคุณลักษณะการฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติจากหัวฉีด ในห้องเผาไหม้ จำลองแบบปริมาตรคงที่ โดยใช้แบบจำลองเชิงคณิตศาสตร์สองมิติ ทรงกระบอก สมมาตรตามแนวแกน ใช้แบบจำลองสามมิติเพื่อการศึกษาส่วนผสมแบบแยกชั้นสำหรับเครื่องยนต์เชื้อแก๊สธรรมชาติแบบฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้ โดยใช้สมมุติฐานของแบบจำลอง เป็นการไหลแบบอัดตัวได้ การไหลแบบไม่คงตัว และการไหลแบบปั่นป่วนโดยใช้แบบจำลองการไหลปั่นป่วน k-ε มาตรฐาน ทำการยืนยันความถูกต้องของแบบจำลองด้วยการเปรียบเทียบรูปร่างแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดที่ได้จากแบบจำลองกับการทดลองด้วยการถ่ายภาพด้วยชุดเครื่องมือ Schlieren และเปรียบเทียบระยะเวลาการทะลุทะลวงของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดตามแนวแกนการฉีด ที่ได้จากแบบจำลองกับผลการการทะลุทะลวงของ Ouellette และ Hill

1. ผลที่ได้จากแบบจำลองสองมิติทำให้ทราบถึงการผสมกันของเชื้อเพลิงกับอากาศเกิดจากการที่เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดพุ่งไปสู่อากาศ และการหมุนวนที่บริเวณด้านข้างของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดทำให้อากาศเข้าไปผสมกับเชื้อเพลิงได้ ซึ่งผลที่ได้จากแบบจำลองสอดคล้องกับผลการการทะลุทะลวงเป็นอย่างดี แต่จะมีความผิดพลาดในบางช่วงสำหรับแต่ละกรณี แสดงให้เห็นถึง ความแม่นยำที่น่าพอใจของแบบจำลองในระดับหนึ่ง ขนาดของรูหัวฉีดที่ใหญ่ขึ้น อัตราส่วนของความดันการฉีดต่อความดันในห้องเผาไหม้ที่เพิ่มขึ้น อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ที่สูงขึ้นเป็นปัจจัยที่ทำให้การทะลุทะลวงเพิ่มมากขึ้น ทั้งนี้ปัจจัยที่ผลอย่างมากกับความสามารถในการการทะลุทะลวงของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีดคือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูหัวฉีด

2. ผลของการฉีดเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติเข้าไปในห้องเผาไหม้แบบดั้งเดิม ที่ได้จากแบบจำลองสามมิติ แสดงให้เห็นว่า เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติจะไหลราบไปตามผิวโค้งของห้องเผาไหม้ ซึ่งมีลักษณะราบไปกับพื้นผิว เมื่อเชื้อเพลิงไหลไปสู่ผนังด้านข้างจึงเกิดการก่อตัวเป็นชั้นที่สูงขึ้นบริเวณขอบด้านข้างของห้องเผาไหม้

3. สำหรับห้องเผาไหม้เครื่องยนต์สเตรดิไฟด์ชาร์จแบบดั้งเดิม ไม่สามารถทำให้เกิดส่วนผสมแยกชั้นที่บริเวณรอบๆหัวเทียนได้สำหรับแก๊สธรรมชาติ จึงไม่เหมาะเป็นห้องเผาไหม้แบบสเตรดิไฟร์ชาร์จสำหรับแก๊สธรรมชาติ

4. จากการสังเกตคุณลักษณะของการฉีดแก๊สธรรมชาติจากหัวฉีด ที่ได้จากแบบจำลองสองมิติและสามมิติ แล้วทำการออกแบบหัวลูกสูบแบบใหม่ โดยให้ขนาดความกว้างของหลุมลูกสูบมีขนาดพอเหมาะกับความกว้างของแก๊สธรรมชาติที่ฉีดออกมาจากหัวฉีด ซึ่งหัวลูกสูบแบบใหม่ที่ได้

เอกรสิทธิ์สงวนลิขสิทธิ์โดยมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี การนำข้อมูลไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย

แม้ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทำการปรับปรุงนี้สามารถทำให้เกิดส่วนผสมแยกชั้นโดยที่ส่วนผสมที่ค่อนข้างหนาก่อตัวอยู่รอบๆ หัวเทียนตามหลักการของเครื่องยนต์แบบสแตตติไฟร์ชาร์จ ทำให้บรรลุจุดประสงค์ของการวิจัยที่ต้องการออกแบบห้องเผาไหม้เครื่องยนต์สแตตติไฟร์ชาร์จสำหรับเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ ทั้งนี้ ความคันการฉีดและเวลาในการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสมต้องพิจารณาเป็นกรณีไป

5. เมื่อเปรียบเทียบผลที่ได้จากแบบจำลองเชิงตัวเลขกับการทดลอง ทั้งในกรณีของแบบจำลองสองมิติ แบบจำลองสามมิติแบบปริมาตรคงที่ และแบบจำลองสามมิติเหมือนจริง ผลที่ได้จากแบบจำลองกับการทดลองสอดคล้องกันเป็นอย่างดี แสดงให้เห็นถึงความแม่นยำของแบบจำลองที่ใช้

6.2 ข้อเสนอแนะ

1. เนื่องจากแบบจำลองที่ใช้นี้ได้ทำการศึกษาในช่วงสั้นๆ และตัดอิทธิพลต่างๆออกอันเนื่องมาจากความสามารถของโปรแกรม และต้องการลดความยุ่งยากลงไป หากมีโปรแกรมการคำนวณประสิทธิภาพสูงก็ควรจะศึกษาให้ครบทั้งวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์ แต่ทั้งนี้ต้องมีคอมพิวเตอร์ที่มีประสิทธิภาพสูงมากๆเช่นกัน หรือใช้การคำนวณแบบใช้คอมพิวเตอร์หลายเครื่องคำนวณขนานกันไป อย่างไรก็ตามก็ต้องพิจารณาถึงความจำเป็นและประโยชน์ด้วยว่าทำครบทั้งวัฏจักรแล้ว จะเกิดประโยชน์คุ้มค่าหรือไม่ เพราะในบางครั้งอาจใช้การทดลองเข้ามาช่วยได้

2. สำหรับความผิดพลาดที่เกิดขึ้นจากผลที่ได้จากแบบจำลองเชิงตัวเลขนั้น ส่วนหนึ่งมาจากข้อจำกัดของแบบจำลองการไหลปั่นป่วน $k-\epsilon$ ซึ่งอาจเปลี่ยนไปศึกษาโดยใช้แบบจำลองอื่นๆ เช่น LES หรือ Reynolds Stress ข้อเสียอีกอย่างหนึ่งของแบบจำลองที่ใช้ก็คือ การสร้าง mesh ที่เป็นแบบ structured และต้องตัด mesh เองทำให้เสียเวลามาก ถ้าเป็นไปได้ควรใช้โปรแกรมที่ทำ unstructured mesh ได้ซึ่งจะมีประสิทธิภาพสูงกว่าและสะดวกในการสร้างแบบจำลอง เนื่องจากส่วนใหญ่แล้วโปรแกรมที่ทำ unstructured mesh ได้ จะสามารถสร้าง mesh ได้โดยอัตโนมัติ อย่างไรก็ตามราคาของโปรแกรมประเภทนี้ก็จะสูงตามไปด้วย

3. สำหรับการศึกษาต่อไปควรนำแบบหัวลูกสูบที่ได้ออกแบบไว้ ไปทดสอบจริงกับเครื่องยนต์ เพื่อทดสอบถึงความเหมาะสมและปรับปรุงให้ใช้งานได้จริง เนื่องจากการศึกษาที่ผ่านมาค่อนข้างเพียงพอในระดับหนึ่งแล้ว ทั้งนี้จะเห็นได้ว่าการใช้โปรแกรมการคำนวณของไหลพลศาสตร์เข้ามาช่วยในการออกแบบจะช่วยลดความยากในการวิจัยมากกว่าการวิจัยด้วยการทดสอบเพียงอย่างเดียว อีกทั้งยังช่วยประหยัดค่าใช้จ่ายในการวิจัยอีกด้วย

4. การที่ผู้วิจัยจะนำโปรแกรมการคำนวณของไหลพลศาสตร์เข้ามาช่วยในการศึกษาวิจัยนั้น ผู้วิจัยควรมีความรู้ในวิชา Computational Fluid Dynamics พอสมควรและควรจะได้ทดลองเขียนโปรแกรมจำลองการไหลอย่างง่ายด้วยตัวเองมาก่อน จึงจะสามารถใช้งานโปรแกรมสำเร็จรูปได้ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อย่างมีประสิทธิภาพ เพราะหากเกิดปัญหาในการใช้โปรแกรมแล้ว ความรู้พื้นฐานและประสบการณ์ในการเขียนโปรแกรมจะช่วยให้แก้ปัญหาได้อย่างถูกต้อง

5. ในการถ่ายภาพการฉีดเชื้อเพลิงด้วยชุดเครื่องมือ Schlieren นั้น โดยปรกติจะใช้กล้องวีดีโอความเร็วสูง(ประมาณ 5000-200000 เฟรมต่อวินาที) ในการบันทึกภาพเนื่องจากเชื้อเพลิงที่ฉีดออกมาจะมีความเร็วสูงมาก ภาพที่ได้จากกล้องวีดีโอความเร็วสูงจะเรียงลำดับอย่างต่อเนื่อง ซึ่งผลที่ได้อาจสมบูรณ์ในการทดลองเพียงครั้งเดียวสามารถ แต่สำหรับงานวิจัยนี้ใช้กล้องถ่ายรูปแบบธรรมดาโดยใช้ไมโครคอนโทรลเลอร์มาช่วยในการตั้งถ่ายภาพ ทั้งนี้เนื่องจากข้อจำกัดทางด้านงบประมาณ ข้อเสียคือต้องทำการทดลองซ้ำหลายครั้ง ทั้งเพื่อหาเวลาในการหน่วงของวงจรและอุปกรณ์ถ่ายภาพ และเพื่อหาค่าเฉลี่ยของผลที่ได้ และกว่าจะได้ภาพครบทั้งหมดจะต้องทำการทดลองอย่างมาก จึงทำให้เปลืองเวลาและค่าใช้จ่ายสำหรับการล้าง-อัดรูป แต่หากเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายกับกล้องวีดีโอความเร็วสูงที่มีราคาในหลักล้านบาทแล้ว การถ่ายรูปด้วยกล้องธรรมดาใช้ค่าใช้จ่ายไม่เกินสามหมื่น(รวมราคากล้องถ่ายรูปและชุดควบคุม) จะเห็นได้ว่าประหยัดค่าใช้จ่ายได้อย่างมหาศาล อีกทั้งรูปที่ได้มีขนาดใหญ่และมีความละเอียดที่สูงกว่ามาก ซึ่งเป็นข้อดีของกล้องถ่ายรูปธรรมดา

เอกสารอ้างอิง

- [1] Heywood, B. J., 1988 **Internal Combustion Engine Fundamentals**. Singapore: McGraw - Hill.
- [2] Kume, T., et. al. 1996 "Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engine" **SAE Paper#960600**:
- [3] บริษัท ปตท. จำกัด มหาชน "Natural Gas Information." [Online]. เข้าถึงได้จาก :
 <http://www.pttplc.com/cscng/naturalgasinformation.asp>. 2002
- [4] วารสารนโยบายพลังงานแห่งชาติฉบับอินเตอร์เน็ต. "ก๊าซธรรมชาติสำหรับยานยนต์." [Online]. เข้าถึงได้จาก : <http://www.nepo.go.th/vrs/VRS49-02-NGV.html>. 2002
- [5] Australian Greenhouse Office "Compressed Natural Gas Infrastructure Program" Fact Sheet
- [6] Australasian Natural Gas Vehicles Council.1997 "The Natural Energy" Newsletter of the ANGVC. Issue 2
- [7] Habchi, C. et. al. 1999 "Influence of the Wall Temperature on the Mixture Preparation in DI Gasoline Engines." **Oil & Gas Science and Technology**. Vol. 54: 211-222
- [8] Duclos, M. J. et. al. 1999 "3D Modeling of Combustion for DI-SI Engine." **Oil & Gas Science and Technology**. Vol. 54: 259-264
- [9] Henriot, S. et. al. 1999 "CFD Aid Development of a SI-DI Engine." **Oil & Gas Science and Technology**. Vol. 54: 279-286
- [10] Assanis, N. D. et. al. 2000 "Studies of spray breakup and mixture stratification in a gasoline direct injection engine using KIVA-3V." **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. Transaction of the ASME. Vol.122: 145-151
- [11] Abraham, J. and Magi, V. 1999 "A virtual Liquid Source (VLS) Model for Vaporizing Diesel sprays" **SAE Paper# 1999-01-0911**
- [12] Gupta, M., Bell, R. S., and Tillman, T. S., 1996 "An Investigation of Lean Combustion in a Natural Gas-Fueled Spark-Ignited Engine." **Journal of Energy Resource Technology**. Vol. 118
- [13] Risi, D. A. et. al. "A Study of H₂, CH₄, C₂H₆ Mixing and Combustion in a Direct-Injection Stratified-Charge Engine." **SAE Paper#971710**
- [14] Goto, Y. 1999 "Mixture Formation and Ignition in a direct Injection Natural Gas Engine." **JSAE International journal** Vol.42: 268-274

- [15] Yamamoto, H. and Niimura, K. 1996 "Characteristics of fuel Sprays from Specially Shaped and Impinging Flow Nozzle." **SAE Paper# 950082**
- [16] Versteeg, K. H. and Malalasekera, W., 1995 **An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method**. Malaysia: Longman Scientific & Technical.
- [17] Patankar, S. V. 1980 **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. New York: Hemisphere Publishing Corporation.
- [18] Spalding, D.B. 1972 "A Novel Finite-Difference Formulation for Differential Expressions Involving both First and Second Derivatives." **International journal of Numerical Methods in Engineering**. 5 :551
- [19] Courant, R. 1952 "On the Solution of Non-Linear Hyperbolic Differential Equation by Finite Differences." **Communication on Pure and Applied Mathematics**. 5:243
- [20] Rhie, C. M. and Chow L. W. 1983 "Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Separation:" **AIAA Journal**. 21(11): 1525-1532
- [21] Peric, M. et. al. 1988 "Comparison of Finite-Volume Numerical Methods with Staggered and Collocated Grids." **Computer and Fluids**. 16(4): 389-403
- [22] Chen, C. P. et. al. 1991 **A Computer Code for Multiphase All-speed Transient Flows in Complex Geometry**. NASA Contract Report.
- [23] Peaceman, D. W. and Rachford W. W. 1995 "The Numerical Solution of Parabolic and Elliptic Differential Equations." **Journal of the Society of Industrial Applied Mathematic**. 3:28-41
- [24] Anderson, D.A. et. al. 1984 **Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer**. New York: McGraw-Hill
- [25] Meijeruk, J. A. and Vorst A. H. 1981 "Guideline for the usage of Incomplete Decompositions in Solving Set of Linear Equations as They Occur in Practical Problem." **Journal of computational Physics**. 44:134-155
- [26] Pulkrabek, W. W. 1997 **Engineering Fundamental of The Internal Combustion Engine**. Singapore: Prentice Hall
- [27] Ouellete, P. and Hill, G. P. 2000 "Turbulence Transient Gas Injections." **Journal of Fluids Engineering**, Transaction of ASME, Vol.122: 743-753
- [28] Hill, G. P and. Ouellete, P. 2000 "Transient Turbulence Gaseous Fuel Jets for Diesel Engines." **Journal of Fluids Engineering**, Transaction of the ASME. Vol.121: 93-101

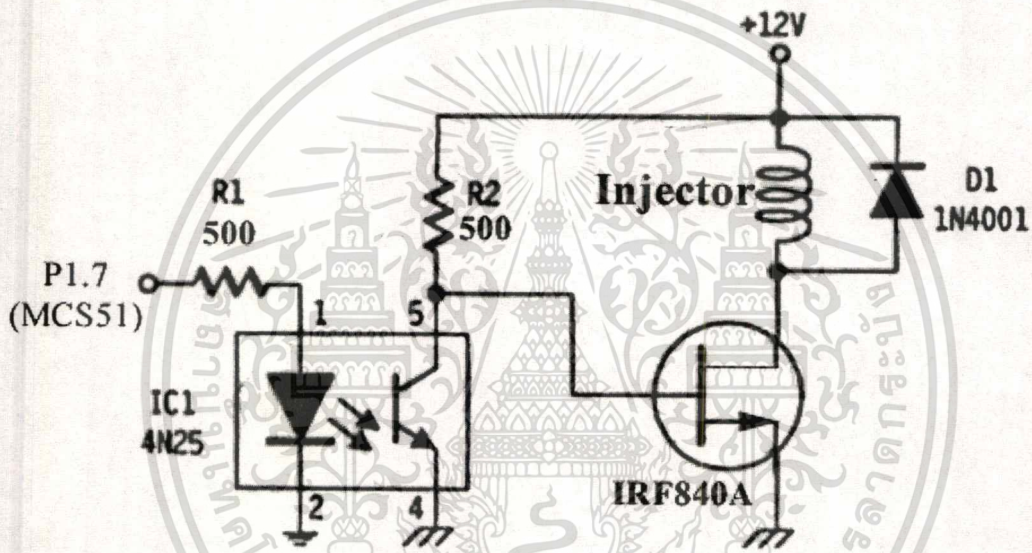
- [29] Turn, R. T. 1996 **An Introduction to Combustion Concept and Application**. Singapore: McGraw-Hill.
- [30] Rhine, M. J., and Tucker, J. K., 1991 **Modeling of Gas-Fired Furnaces and Boilers**. Singapore: McGraw-Hill.



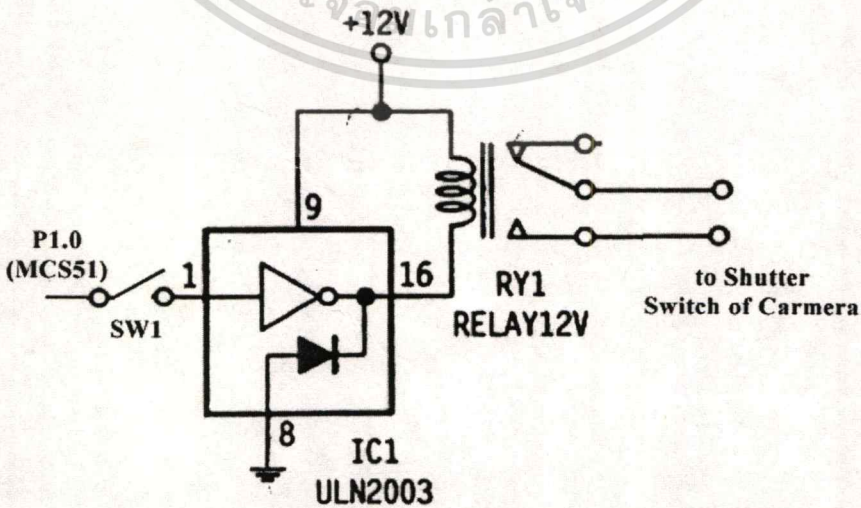
ภาคผนวก ก

วงจรควบคุมการฉีดและการถ่ายภาพ

ในการถ่ายภาพด้วยชุดเครื่องมือ Schlieren ในงานวิจัยนี้ เนื่องจากไม่มีกล้องวิดีโอความเร็วสูงจึงต้องใช้วงจรอิเล็กทรอนิกส์เข้าและไมโครคอนโทรลเลอร์มาช่วย ซึ่งแสดงให้เห็นในรูปที่ ก-1 และ รูปที่ ก-2 สำหรับ P1.0 และ P1.7 คือ สัญญาณจากพอร์ท 1 บิตที่ 0 และ บิตที่ 7 ของไมโครคอนโทรลเลอร์ MCS51 ตามลำดับ



รูปที่ ก-1 วงจรควบคุมหัวฉีด



รูปที่ ก-2 วงจรควบคุมกล้องถ่ายรูป

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับตัวไมโครคอนโทรลเลอร์ MCS51 ที่ใช้เป็นชุดสำเร็จรูปจากบริษัทลาร์เสิร์จ เป็น Single Board รุ่น JAZZ-31 ซึ่งมีการต่ออุปกรณ์สำหรับป้อนข้อมูลและแสดงผล จึงทำให้ง่ายต่อการใช้งาน สำหรับการทำงาน ไมโครคอนโทรลเลอร์จะส่งกล้องถ่ายรูปให้ ถ่ายภาพล่วงหน้าที่จะฉีดเชื้อเพลิงประมาณ 50 – 150 ms ก่อนจะสั่งให้ฉีดเชื้อเพลิง เนื่องจากมีการหน่วงเวลาของวงจรและกล้อง ซึ่งคำสั่งที่ใช้ในการสั่งงานแสดงในตารางที่ ก-1 เนื่องจากตัวไมโครคอนโทรลเลอร์จะมีไฟเลี้ยงที่พอร์ทสัญญาณตลอดเวลานั้นจึงต้องทำการสั่งให้ที่พอร์ทสัญญาณไม่มีไฟเลี้ยงก่อน เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการทำงาน คำสั่งที่ใช้ในการลบสัญญาณที่พอร์ทแสดงในตารางที่ ก-2 และทุกครั้งที่มีการเปิดเครื่องไมโครคอนโทรลเลอร์ ต้องทำการลบสัญญาณที่พอร์ทก่อนเสมอ

ตารางที่ ก-1 คำสั่งควบคุมการฉีดและถ่ายภาพ

ตำแหน่ง	Code	ภาษาแอสเซมบลี	ความหมาย
8100	7A	MOV R2, #00H	กำหนดค่ารีจิสเตอร์เพื่อเตรียมหน่วงเวลาในการกดสวิทช์ลั่นกล้อง
8101	00		
8102	7B	MOV R3, #0FH	
8103	0F		
8104	D2	SETB P1.0	กดสวิทช์กล้อง
8105	90		
8106	12	LCALL 003FH	เรียกโปรแกรมย่อยหน่วงเวลา DMSEC
8107	00		
8108	3F		
8109	C2	CLR P1.0	ปล่อยสวิทช์กล้อง
810A	90		
810B	7A	MOV R2, #00H	กำหนดค่ารีจิสเตอร์เพื่อเตรียมหน่วงเวลาก่อนฉีดเชื้อเพลิง(#0AH คือหน่วงก่อนฉีด 10 ms สามารถเปลี่ยนได้ตามความเหมาะสม)
810C	00		
810D	7B	MOV R3, #0AH	
810E	0A		
810F	12	LCALL 003FH	เรียกโปรแกรมย่อยหน่วงเวลา DMSEC
8110	00		
8111	3F		

ตารางที่ ก-1 คำสั่งควบคุมการฉีดและถ่ายภาพ(ต่อ)

ตำแหน่ง	Code	ภาษาแอสเซมบลี	ความหมาย
8112	7A	MOV R2, #00H	กำหนดค่ารีจิสเตอร์เพื่อเตรียมหน่วย เวลาในการฉีดเชื้อเพลิง (#05H คือ ฉีด 10 ms สามารถ เปลี่ยนได้ตามความเหมาะสม)
8113	00		
8114	7B	MOV R3, #05H	
8115	05		
8116	C2	CLR P1.7	สั่งฉีดเชื้อเพลิง (สำหรับหัวฉีดต้อง ขับเคลื่อนด้วยไฟดันลบ)
8117	97		
8118	12	LCALL 003FH	เรียกโปรแกรมย่อยหน่วยเวลา DMSEC สำหรับการฉีดเชื้อเพลิง
8119	00		
811A	3F		
811B	D2	SETB P1.7	หยุดฉีด
811C	97		
811E	02	LJMP 0036H	กลับสู่โปรแกรมย่อย มอนิเตอร์
811F	00		
8120	36		

ตารางที่ ก-2 คำสั่งลบสัญญาณที่พอร์ท

ตำแหน่ง	Code	ภาษาแอสเซมบลี	ความหมาย
8200	C2	CLR P1.0	Clear สัญญาณที่พอร์ท 1.0
8201	90		
8202	02	LJMP 0036H	กลับสู่โปรแกรมย่อย มอนิเตอร์
8203	00		
8204	36		

ภาคผนวก ข

การคำนวณระยะการทะลุทะลวงของของไหลที่ถูกฉีดจากหัวฉีด

สมการที่ใช้ในการคำนวณระยะการทะลุทะลวงของของไหลที่ถูกฉีดจากหัวฉีดคือสมการที่ 4.4 ดังนี้

$$z_t = \Gamma \left(\frac{\pi}{4} \right)^{1/4} (d_{eq} U_n t)^{1/2}$$
 (4.4)

โดยที่ d_{eq} มีค่าเท่ากับ $d_n(\rho_n / \rho_g)^{1/2}$ เมื่อ d_n คือเส้นผ่าศูนย์กลางกลางของหัวฉีด ρ_n และ U_n คือความหนาแน่นและความเร็ว ของก๊าซที่หัวฉีด ค่าความหนาแน่นอากาศและค่าความหนาแน่นของก๊าซที่ฉีด ต้องคำนวณจากกฎของโกลในอุดมคติ โดยต้องนำค่าความดันและอุณหภูมิที่ทางออกหัวฉีดที่ได้จากการคำนวณจากโปรแกรม มาใช้ในการหาค่าความหนาแน่นอีกที สำหรับความเร็วที่ทางออกก็เช่นกัน โดยจะต้องสั่งให้โปรแกรมเก็บค่า ความดัน อุณหภูมิ และ ความเร็ว ที่ทางออกหัวฉีดเพื่อใช้ในการคำนวณต่อไป สำหรับค่าต่างๆดังที่กล่าวมาแสดงในตารางที่ ข-1

ตารางที่ ข-1 ข้อมูลสำหรับคำนวณการทะลุทะลวงของก๊าซที่ฉีด

Case	P _{inj} (MPa)	d _n (mm)	P _{cyl} (MPa)	T _{cyl} (K)	U _n (m/s)	P _{out} (MPa)	T _{out} (K)
1	1.0	1	0.5	300	364.4	0.505	258.4
2	1.0	2	0.5	300	363.6	0.506	257.6
3	1.0	3	0.5	300	362.9	0.507	256.8
4	3.0	1	0.5	300	479.4	0.100	235.9
5	1.0	1	0.5	450	365.0	0.500	258.3
6	0.2	1	0.1	300	364.8	0.101	258.0

ตัวอย่างการคำนวณ ระยะการทะลุทะลวงของก๊าซธรรมชาติใน Case1 ที่เวลา 1.5 ms หลังเริ่มฉีด

ความหนาแน่นเชื้อเพลิง $\rho_n = \frac{P}{RT} = \frac{5.05 \times 10^5}{518.2 \times 258.4} = 3.771 \text{ kg/m}^3$

ความหนาแน่นของอากาศ $\rho_a = \frac{P}{RT} = \frac{5 \times 10^5}{287 \times 300} = 5.807 \text{ kg/m}^3$

เส้นผ่านศูนย์กลางสมมูลของหัวฉีด $d_{eq} = d_n \left(\frac{\rho_n}{\rho_a} \right)^{1/2}$
 $d_{eq} = 0.001 \left(\frac{3.771}{5.807} \right)^{1/2} = 8.058 \times 10^{-4} \text{ m}$

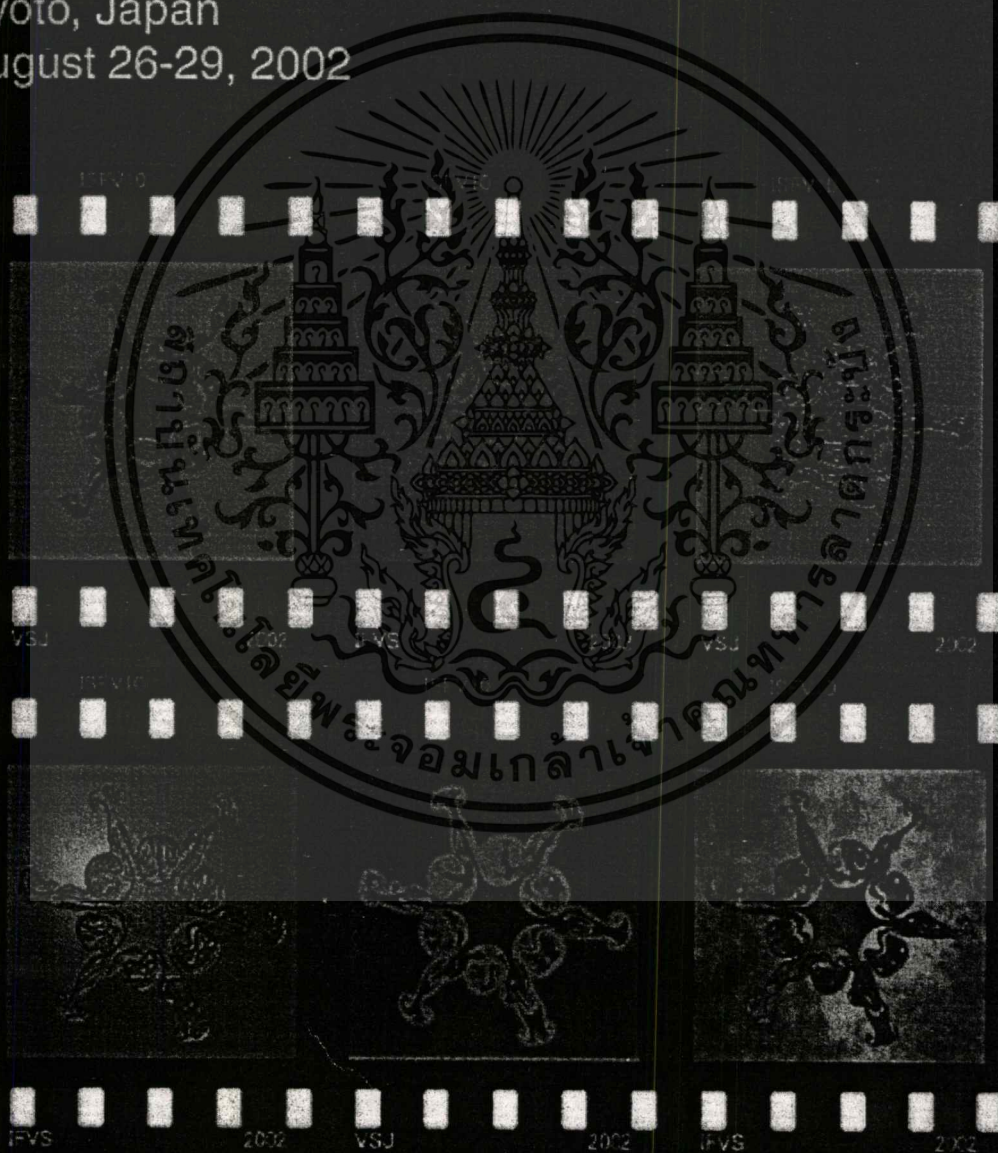
$\therefore z_t = \Gamma \left(\frac{\pi}{4} \right)^{1/4} (d_{eq} U_n t)^{1/2}$
 $= 3.0 \left(\frac{\pi}{4} \right)^{1/4} (8.058 \times 10^{-4} \times 364.4 \times 1.5 \times 10^{-3})^{1/2}$
 $= 5.927 \text{ cm}$

ISBN 4-906497-82-9

ISFV10

Book of Abstracts

10th International Symposium on Flow Visualization
Kyoto, Japan
August 26-29, 2002



Sponsored by
International Flow Visualization Society
Visualization Society of Japan

Simulation of Jet Characteristics in Natural Gas

Direct Injection Engine

Thrumtae, C. ^{*1}, Charoenphonphanich, C. ^{*1} and Iijima, T. ^{*2}

^{*1} Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, 10520 Thailand
Tel:+662 326-9987/ FAX:+662 326-9035
E-mail: chalothorn_t@hotmail.com, kchchind@kmitl.ac.th

^{*2} Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Tokai University, Hiratsuka,
259-1292, Japan

Keywords: Natural gas, Direct injection, Simulation, Piston cavity

Gasoline and Diesel oil have been the primary fuels for an internal combustion engine. However, decreasing resources of crude oil, uncertainty of fuel price, regulations of emission and fuel economy, have activated to research for other fuels (Gupta et al., 1996). The gasoline direct injection technique has improved for control of the emission and fuel economy (Kume et al., 1996). Natural gas fuel can attain low emission and it is an alternative fuel for spark ignition engine. Hence, natural gas direct injection engine is very interested. To apply natural gas in the direct injection engine, it is very important to know characteristics of natural gas jet. This paper describes some parameters, which have effect on the penetration length and shape of jet. When some characteristics of fuel jet are know, a new idea for developed stratified charge natural gas engine will follow. Computational fluid dynamics simulation techniques have been used as a tool for reducing cost and time of the research (e.g., Assanis et al., 2000) and this paper uses this technique as well.

Two-dimensional and cylindrical models are used to analyze characteristics of natural gas jet in a constant volume chamber. Three-dimensional ones are used to study mixture stratification for direct injection of natural gas. In the simulation the gases are assumed to be compressible, unsteady and turbulence flow based on standard $k-\epsilon$ model. Model validation was examined by comparing those with experimental results. The penetration length of the gas jet along the axis of injection and shape of fuel jet are obtained from the Schlieren photograph. The result shows this simulation model provides adequate agreement with experimental results in range of conditions considered. A new piston cavity has been developed for stratified charge natural gas direct injection engine by study from three-dimensional simulation model.

Jet characteristics of methane have been predicted by the CFD2000 code. The results from simulation have adequate agreement with experimental ones results. The penetration of jet is raised with increasing the nozzle hole diameter, injection pressure and temperature in the cylinder. The new piston cavity can control jet of methane and make stratified charge around the spark plug with appropriate equivalent ratio for ignition. Methane gas flows in the new piston cavity at difference times are show in Figure 1.

Injection Pressure 1 MPa, 3000RPM, Nozzle hole 1 mm

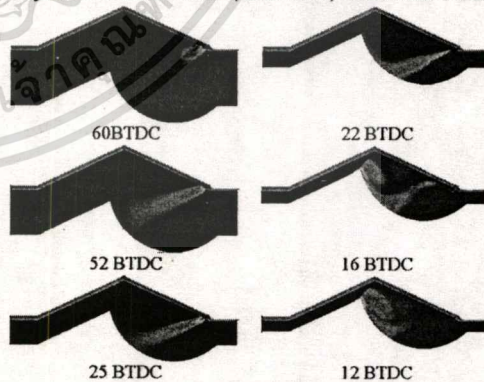


Fig. 1 Gas jet of methane direct injection on piston cavity

References

- Assanis, N. D., Hong, J. S., Nishimura, A., Papageorgakis, G., Vanzieleghe, B., 2000 "Studies of spray breakup and mixture stratification in a gasoline direct injection engine using KIVA-3V" Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 122, 11.
- Gupta, M., Bell, R. S., and Tillman, T. S., 1996 "An Investigation of Lean Combustion in a Natural Gas-Fueled Spark-Ignited Engine" Journal of Energy Resource Technology, Vol. 118, 145.
- Kume, T., Iwamoto, Y., Iida, K., Murakami, M., Akishino, K., and Ando H., 1996 "Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engine" SAE Paper#960600

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Simulation of Jet Characteristics in Natural Gas Direct Injection Engine

Thrumtae, C. ^{*1}, Charoenphonphanich, C. ^{*1} and Iijima, T. ^{*2}

^{*1} Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, 10520 Thailand
Tel:+662 326-9987/ FAX:+662 326-9035
E-mail: chalothorn_t@hotmail.com, kchchind@kmitl.ac.th

^{*2} Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Tokai University, Hiratsuka,
259-1292, Japan

Abstract: Two-dimensional and cylindrical models are used to analyze characteristics of natural gas jet in a constant volume chamber. Three-dimensional ones are used to study mixture stratification for direct injection of natural gas. In the simulation the gases are assumed to be compressible, unsteady and turbulence flow based on standard k- ϵ model. Model validation was examined by comparing those with experimental results. The penetration length of the gas jet along the axis of injection and shape of fuel jet are obtained from the Schlieren photograph. The result shows this simulation model provides adequate agreement with experimental results in range of conditions considered. A new piston cavity has been developed for stratified charge natural gas direct injection engine by study from three-dimensional simulation model.

Keywords: Natural gas, Direct injection, Simulation, Piston cavity

1. Introduction

Gasoline and Diesel oil have been the primary fuels for an internal combustion engine. However, decreasing resources of crude oil, uncertainty of fuel price, regulations of emission and fuel economy, have activated to research for other fuels (Gupta et al., 1996). The gasoline direct injection technique has improved for control of the emission and fuel economy (Kume et al., 1996). Natural gas fuel can attain low emission and it is an alternative fuel for spark ignition engine. Hence, natural gas direct injection engine is very interested. To apply natural gas in the direct injection engine, it is very important to know characteristics of natural gas jet. This paper describes some parameters, which have effect on the penetration length and shape of jet. When some characteristics of fuel jet are known, a new idea for developed stratified charge natural gas engine will follow. Computational fluid dynamics simulation techniques have been used as a tool for reducing cost and time of the research (e.g., Assanis et al., 2000) and this paper uses this technique as well.

2. The computational model

Computations are carried out using the STORM/CFD2000 code developed by Adaptive Research. Solution of the gas flow uses a finite-volume method to the unsteady equations of motion for compressible turbulence flows. The numbers of species are three; CH₄, O₂ and N₂. These gases do

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

not react and only mix each other and is treated as ideal gas. For study injected gas jet in constant chamber, two-dimensional chamber model is appropriated. In the chamber, the computations are carried out using a non-uniform grid with highest resolution near the orifice and with increasing grid sizes at increasing radial and axial distance from the orifice. In computational cell, 5-grid cells are arranged in half of orifice, 30 cells in radial direction and 60 cells in axial direction, which show in Figure 1 (a). For study of mixture stratification, three-dimensional model of combustion chamber with compact cavity in the piston surface is applied. The bore and stroke of the engine cylinder modeled are 8.3 cm and 8.6 cm, respectively. A computational grid is constructed using almost 30000 cells. The model can be divided into two parts, the injector and combustion chamber parts. The domain of moving grid reacted upon the combustion chamber part only, and it dose not has effect on the injector part. Figure 1 shows the computational mesh of both models.

Self-similarity observation is used in conjunction with a momentum conservation argument to establish that the penetration of jets can be expressed by (Ouellette et al., 2000)

$$\frac{z_t}{(\dot{M}_n / \rho_a)^{1/4} t^{1/2}} = \Gamma \quad (1)$$

where z_t is the jet penetration, $\dot{M}_n$ is the momentum injection rate at the nozzle, ρ_a is the density in the chamber, t is the time from the beginning of injection and Γ is a constant whose value is of 3 ± 0.1 in the turbulent jet issued from round nozzle. Equation (1) can be transformed directly to the following form.

$$z_t = \Gamma \left(\frac{\pi}{4} \right)^{1/4} (d_{eq} U_n t)^{1/2} \quad (2)$$

where the equivalent diameter d_{eq} is equal to $d_n (\rho_n / \rho_a)^{1/2}$, d_n is the nozzle diameter, ρ_n and U_n are density and velocity of the injected gas at the nozzle respectively. Equation (2) is used to validate the computational model.

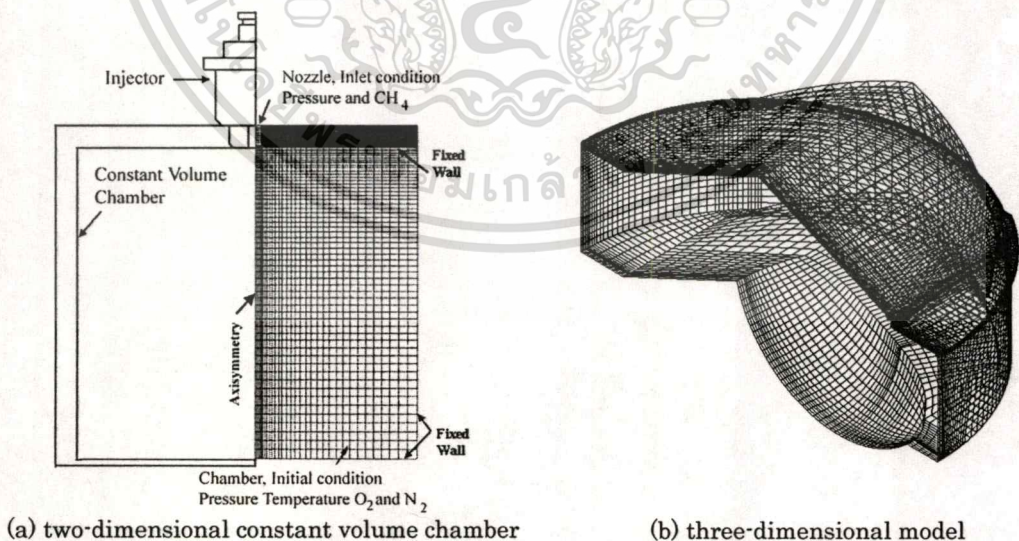


Fig. 1 Computational grids

3.The computational conditions

Table 1 lists the computational condition for two-dimensional constant volume model. The temperature of the injected gas is assumed to be 300 K. For chemical conditions, the injected gas is 100 % CH₄, and it is injected in to the chamber with initial 26.3 % of O₂ and 73.7% of N₂. For the three-dimensional model, the study starts at 50 degree BTDC to TDC. Case 1,2 and 3 are for examination of effect of nozzle hole diameter. Case 4 and 5 for effect of injection pressure and ambient temperature respectively.

Table 1. Computational conditions

Case	Injection pressure (MPa)	Gas-pressure in chamber (MPa)	Nozzle hole diameter (mm)	Gas temperature in chamber (K)
1	1	0.5	1	300
2	1	0.5	2	300
3	1	0.5	3	300
4	3	0.5	1	300
5	1	0.5	1	450

4. Results

Figure 2 shows methane penetration length calculated by CFD and Equation 2 at different times. The agreement of both results is fair, although there is a little difference of penetration in some stage. Figure 3 shows the mass fraction of methane that is injected into the constant volume chamber. The nozzle diameter gives the most effect on the penetration length and dispersing of methane. Comparing simulated shapes of methane jet with ones obtained from Schlieren photograph, it gives good comparison but it also contains difference of turbulence at side of jet. This computational error occurs because k- ϵ turbulence model can predict mean turbulence but it cannot predict turbulence fluctuation. From observation of jet shape, a new piston cavity has been developed for methane fuel by reducing size of the piston cavity to match with jet shape. The new piston design is shown in Figure 4 and methane gas flows in the new piston cavity at difference times are shown in Figure 5. Methane jet is injected from the nozzle directing to the combustion chamber and it impinges the piston cavity at about 50-degree BTDC. After end of the injection, natural gas jet is directed toward the top wall where the spark plug is installed. Figure 6 shows the mixture around the spark plug with appropriate equivalent ratio from the new piston head.

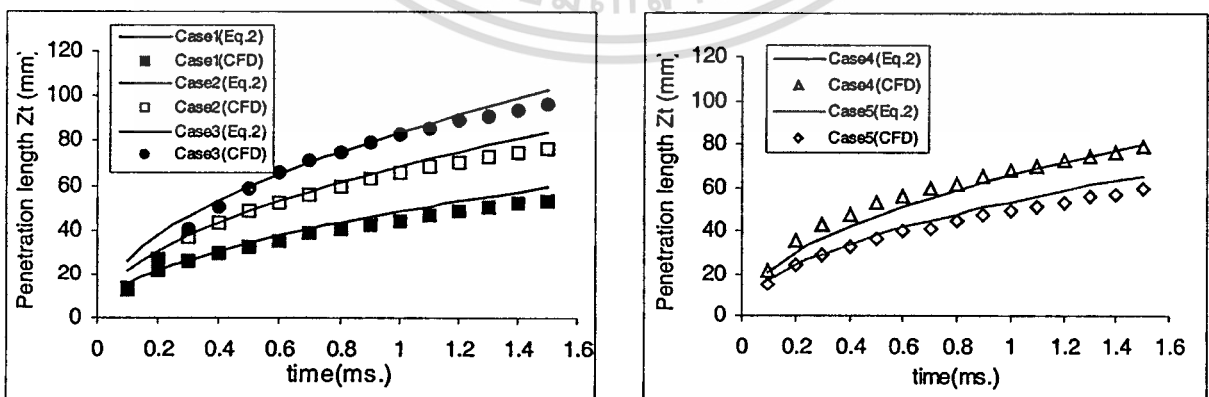


Fig. 2 Comparison of penetration length between results of the simulation and penetration formula by Ouellette

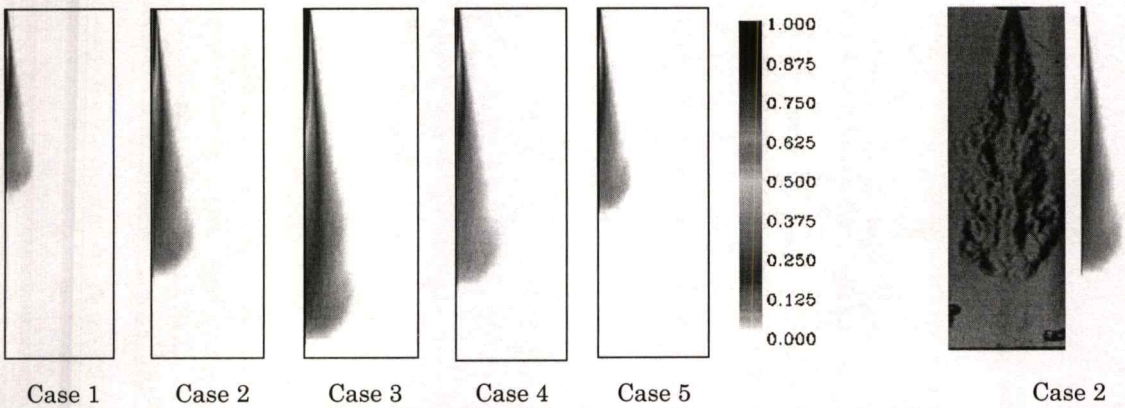
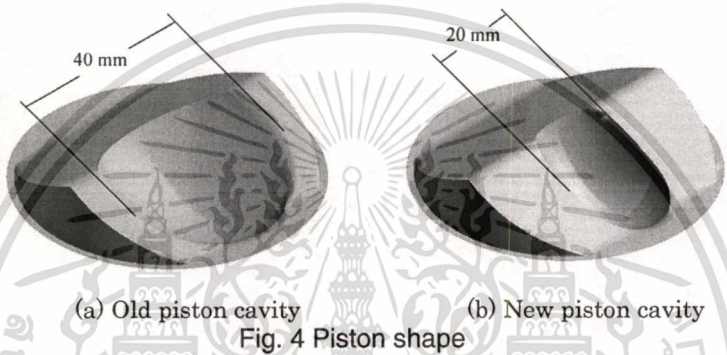


Fig. 3 Methane mass fraction at time 1.5 ms after injection start and comparison with Schlieren photograph



Injection Pressure 1 MPa, 3000RPM, Nozzle hole 1 mm



Fig. 5 Methane jet flow on piston cavity

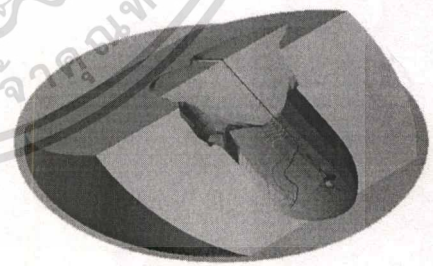


Fig. 6 Iso-value surface of methane, equivalent ratio = 1

5. Conclusion

Jet characteristics of methane have been predicted by the CFD2000 code. The results from simulation have adequate agreement with experimental ones results. The penetration of jet is raised with increasing the nozzle hole diameter, injection pressure and temperature in the cylinder. The new piston cavity can control jet of methane and make stratified charge around the spark plug with appropriate equivalent ratio for ignition.

References

- Assanis, N. D., Hong, J. S., Nishimura, A., Papageorgakis, G., Vanzielegthem, B., 2000 "Studies of spray breakup and mixture stratification in a gasoline direct injection engine using KIVA-3V" *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 122, 11.
- Gupta, M., Bell, R. S., and Tillman, T. S., 1996 "An Investigation of Lean Combustion in a Natural Gas-Fueled Spark-Ignited Engine" *Journal of Energy Resource Technology*, Vol. 118, 145.
- Kume, T., Iwamoto, Y., Iida, K., Murakami, M., Akishino, K., and Ando H., 1996 "Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engine" *SAE Paper#960600*.
- Ouellette, P., Hill G. P., 2000 "Turbulent Transient Gas Injections" *Journal of Fluids Engineering*, Vol, 122, 743.



การจำลองลักษณะการฉีดก๊าซธรรมชาติจากหัวฉีดในเครื่องยนต์ แบบฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้

Simulation of Jet Characteristics in Natural Gas Direct Injection Engine

ชโลธร ธรรมแท้ อธิเชฐ เตโชพิศาลวงศ์ และ จินดา เจริญพรพาณิชย์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
เลขที่ 3 ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520

โทร 0-2326-4197 โทรสาร 0-2326-4198 E-mail: Chalothorn_t@hotmail.com, kchchind@kmitl.ac.th

Chalothorn THRUMTAE Ittichet TECHOPHISANVONG and Chinda CHIAROENPHONPHANICH

Department of Mechanical Engineering , Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology Lardkrabang
3 Chalokkrung Rd. Lardkrabang Bangkok 10520

Tel: 0-2326-4197 Fax: 0-2326-4198 E-mail: Chalothorn_t@hotmail.com, kchchind@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

ศึกษาคุณลักษณะการสเปรย์ของการฉีดเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ ในห้องเผาไหม้จำลองแบบปริมาตรคงที่ โดยใช้แบบจำลองเชิงคณิตศาสตร์สองมิติ ทรงกระบอก สมมาตรตามแนวแกน ใช้แบบจำลองสามมิติเพื่อการศึกษาส่วนผสมแบบแยกชั้นสำหรับเครื่องยนต์เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติแบบฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้ สมมุติฐานของแบบจำลองคือ เป็นการไหลแบบอัดตัวได้ การไหลแบบไม่คงตัว และการไหลแบบปั่นป่วนโดยใช้แบบจำลองการไหลปั่นป่วน k-ε มาตรฐาน ทำการยืนยันความถูกต้องของแบบจำลองด้วยการเปรียบเทียบกับผลการทดลอง วัดระยะการทะลุทะลวงของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติตามแนวแกนการฉีดเชื้อเพลิงและรูปร่างสเปรย์ ด้วยการถ่ายภาพด้วยชุดเครื่องมือ Schlieren ซึ่งผลที่ได้จากแบบจำลองสนับสนุนกับผลจากการทดลอง พัฒนาหลุมลูกสูบแบบใหม่สำหรับเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติแบบฉีดตรงส่วนผสมแยกชั้นด้วยแบบจำลองสามมิติ

Abstract

Two-dimensional and cylindrical models are used to analyze characteristics of natural gas jet in a constant volume chamber. Three-dimensional ones are used to study mixture stratification for direct injection of natural gas. In the simulation the gases are assumed to be compressible, unsteady and turbulence flow based on standard k-ε model. Model validation was examined by comparing those with experimental results. The penetration length of the gas jet along the axis of injection and shape of fuel jet are obtained from the Schlieren

photograph. The result shows this simulation model provides adequate agreement with experimental results in range of conditions considered. A new piston cavity has been developed for stratified charge natural gas direct injection engine by study from three-dimensional simulation model.

1. บทนำ

เชื้อเพลิงหลักของเครื่องยนต์สันดาปภายในคือเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนและเชื้อเพลิงดีเซล การลดลงของแหล่งเชื้อเพลิงดิบ ความไม่แน่นอนของราคาเชื้อเพลิง ข้อกำหนดเกี่ยวกับมลพิษจากยานยนต์ และการประหยัดเชื้อเพลิง สิ่งเหล่านี้เป็นตัวกระตุ้นให้นักวิจัยหันมาทำการวิจัยเกี่ยวกับเชื้อเพลิงทดแทนกันมาก[1] เทคนิคการฉีดเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนโดยตรงเข้าห้องเผาไหม้สามารถปรับปรุงให้ประหยัดเชื้อเพลิงและควบคุมมลพิษได้ [2] เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติหรือมีเทน (CH_4) สามารถให้การเผาไหม้ที่หมดจดและมีมลพิษจากไอเสียต่ำ และยังเป็นเชื้อเพลิงทดแทนสำหรับเครื่องยนต์แบบจุดระเบิดด้วยประกายไฟอีกด้วย ดังนั้นเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติแบบฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้จึงเป็นที่น่าสนใจอย่างยิ่ง เพื่อที่จะนำเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติไปใช้กับเครื่องยนต์แบบฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงเข้าห้องเผาไหม้ จำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องรู้คุณลักษณะการฉีดก๊าซธรรมชาติจากหัวฉีด (Jet characteristics of natural gas) บทความนี้จะอธิบายถึงตัวแปรบางตัวที่มีผลต่อระยะการทะลุทะลวง (penetration length) และรูปร่างของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ถูกฉีดออกมา เมื่อรู้คุณลักษณะเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ถูกฉีดออกมาจากหัวฉีด บางอย่างแล้ว แนวคิดใหม่ที่จะพัฒนาเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติแบบส่วนผสมแยกชั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้ในงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(stratified charge natural gas engine) ก็จะทำให้เกิดตามมา เทคนิคการจำลองการไหลโดยใช้ Computational Fluid Dynamics ถูกใช้เป็นเครื่องมืออย่างหนึ่งที่จะช่วยลดค่าใช้จ่ายและเวลาในการวิจัย[3] และบทความนี้ก็ใช้เทคนิคนี้เช่นกัน

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

การวิเคราะห์การไหลในกรณีนี้เนื่องจากของไหลมีความเร็วสูง และมีการผสมกันของสารเคมี ดังนั้นสมมุติฐานการไหลของแบบจำลอง จึงเป็นการไหลแบบอัดตัวได้ เป็นการไหลแบบปั่นป่วน มีการถ่ายเทความร้อนและเป็นการไหลแบบไม่คงตัว ดังนั้นสมการที่ใช้ในการหาผลเฉลยจะประกอบไปด้วยสมการอนุพันธ์ต่าง ๆ ซึ่งสามารถเขียนให้อยู่ในรูปทั่วไปได้ดังสมการที่(1) และสมการที่ใช้ในการคำนวณทั้งหมดสำหรับกรณีนี้แสดงไว้ใน ตารางที่ 1

∂(ρϕ)/∂t + ∂(ρϕu_i)/∂x_i = ∂/∂x [Γ_ϕ ∂ϕ/∂x_i] + S_ϕ (1)

เมื่อ ρ คือความหนาแน่นของของไหล ϕ คือค่าคุณสมบัติใดๆที่สนใจต่อหน่วยมวล u_i คือความเร็วของของไหลที่พิกัดแกน i โดย x_i คือเวกเตอร์บอกตำแหน่งของของไหลที่พิกัดแกน i โดย Γ_ϕ คือ สัมประสิทธิ์การแพร่ของปริมาณ ϕ โดย S_ϕ ซอร์สเทอมของปริมาณ ϕ โดย

OuelletteและHill[4]ได้ทำการศึกษาและทดลองเกี่ยวกับการฉีดก๊าซแบบปั่นป่วนภายใต้เงื่อนไขที่เหมือนกับการฉีดเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์แบบฉีดตรง และได้เสนอความสัมพันธ์ของระยะการทะลุทะลวงของสเปรย์ไว้ดังนี้

z_t / ((Ṁ_n / ρ_a)^{1/4} t^{1/2}) = Γ (2)

เมื่อ z_t คือระยะการทะลุทะลวงของสเปรย์ Ṁ_n คือ อัตราโมเมนตัมของการไหลที่หัวฉีด ρ_a คือความหนาแน่นภายในกระบอกสูบ t คือระยะเวลาของการฉีด และ Γ เป็นค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 3 ± 0.1 โดยที่สมการนี้ได้มาจากการหาความสัมพันธ์แบบไร้มิติของการฉีดก๊าซ สมการ (2) สามารถเขียนได้ในอีกรูปหนึ่งคือ

z_t = Γ (π/4)^{1/4} (d_{eq} U_n t)^{1/2} (3)

โดยที่ d_{eq} มีค่าเท่ากับ d_n (ρ_n / ρ_a)^{1/2} เมื่อ d_n คือเส้นผ่าศูนย์กลางของหัวฉีด ρ_n และ U_n คือความหนาแน่นและความเร็ว ของก๊าซที่หัวฉีด สมการ(2)นี้จะใช้ในการยืนยันความถูกต้องของแบบจำลองต่อไป

ตารางที่ 1. สรุปสมการอนุพันธ์

Equation	ϕ	Γ _ϕ	S _ϕ
Continuity	1	0	S _m
x ₁ -momentum	u ₁	μ + μ _T	∂τ _{1j} /∂x ₁ - ∂p/∂x ₁ + ρB ₁ + S _{u₁}
x ₂ -momentum	u ₂	μ + μ _T	∂τ _{2j} /∂x ₂ - ∂p/∂x ₂ + ρB ₂ + S _{u₂}
x ₃ -momentum	u ₃	μ + μ _T	∂τ _{3j} /∂x ₃ - ∂p/∂x ₃ + ρB ₃ + S _{u₃}
Energy	H	K/C _p	∂p/∂t + u _i ∂p/∂x _i + Φ + Q + S _H
Species mass fraction	Y _n	D _n	S _{Y_n}
Turbulence Kinetic Energy	k	μ + μ _T /Pr _k	μ _T G - ρε + S _k
Turbulence Dissipation Rate	ε	μ + μ _T /Pr _ε	ε/k (C ₁ μ _T G - C ₂ ρε + S _ε)

Note:

τ_{ij} = μ [(∂u_i/∂x_j + ∂u_j/∂x_i) - 2/3 δ_{ij} ∂u_k/∂x_{k}] when δ_{ij} = 1 if i = j; δ_{ij} = 0 if i ≠ j}

Φ = μ [(∂u_i/∂x_j + ∂u_j/∂x_i) - 2/3 δ_{ij} μ ∂u_k/∂x_{k}] ∂u_i/∂x_j}

G = (∂u_i/∂x_j + ∂u_j/∂x_i) ∂u_i/∂x_j - 1/ρ² ∂ρ/∂x_j ∂ρ/∂x_i - 2/3 (μ_T/μ + ∂u_i/∂x_j) ∂u_i/∂x_j

μ_T = C_μ ρ k² / ε ; H = ∑_{n=1}^N Y_n H_n ; H_n = H_{n,0} + ∫_{T₀}^T C_{p,n} dT

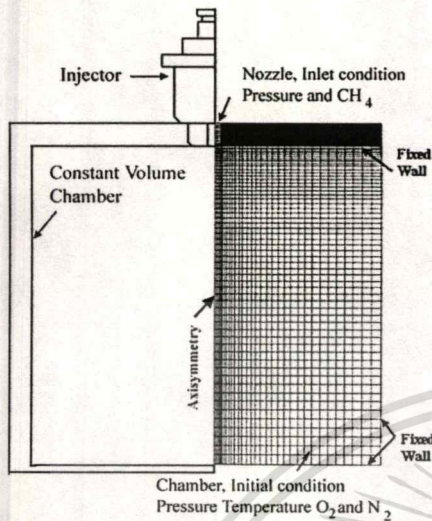
C_μ = 0.09 C₁ = 1.44 C₂ = 1.92 Pr_k = 1.0 Pr_ε = 1.3

3. แบบจำลองและเงื่อนไขการคำนวณ

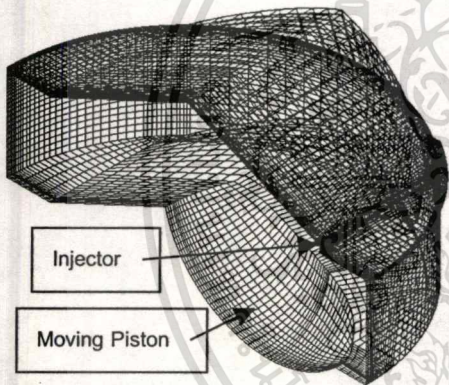
โปรแกรมการคำนวณการไหลพลศาสตร์ STORM/CFD2000 พัฒนาโดย Adaptive Research สำหรับจำลองการไหลของก๊าซโดยใช้วิธีปริมาตรจำกัด (Finite Volume Method)[5] สำหรับการศึกษาในครั้งนี้ประกอบไปด้วย สารเชิงเคมี 3 ชนิดคือ เชื้อเพลิง ก๊าซธรรมชาติ ออกซิเจน และ ไนโตรเจนโดยไม่มีการเกิดปฏิกิริยาเคมี ดังนั้นสารทั้งสามจะผสมกันเท่านั้นและไม่พิจารณาถึง การเผาไหม้

สำหรับแบบจำลองเชิงคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการศึกษาในครั้งนี้ จะกำหนดให้เป็นสองลักษณะคือ แบบจำลองสองมิติ และแบบจำลองสามมิติ สำหรับแบบจำลองสองมิตินั้นจะใช้สำหรับจำลองลักษณะเฉพาะการสเปรย์ของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในท่อปิดปริมาตรคงที่ เพื่อศึกษาถึงตัวแปรต่างๆที่มีผลต่อลักษณะเฉพาะการสเปรย์ของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ เหตุที่ต้องใช้แบบจำลองสองมิติในการศึกษาก่อนนั้นเนื่องจากจะทำให้สะดวกและจะทำให้การศึกษาเป็นขั้นตอนยิ่งขึ้น เมื่อเข้าถึงตัวแปรที่มีผลต่อการสเปรย์แล้ว จึงทำการจำลอง

ลักษณะเฉพาะการสเปรย์ของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในห้องเผาไหม้จริงในสามมิติ เพื่อศึกษาพฤติกรรมจริงของสเปรย์ในห้องเผาไหม้ต่อไป



รูปที่ 1. รูปร่างแบบจำลองสองมิติ



รูปที่ 2. รูปร่างแบบจำลองสามมิติ

ลักษณะแบบจำลองสองมิติ ลักษณะของแบบจำลองนี้จะเป็นสองมิติทรงกระบอกสมมาตรตามแนวแกนสำหรับจำลองห้องเผาไหม้แบบปริมาตรคงที่ขนาด 30 x 100 มิลลิเมตร ซึ่งแบบจำลองจะทำการจำลองหัวฉีดเชื้อเพลิงและห้องเผาไหม้ ลักษณะของการแบ่งกริดจะเป็นแบบไม่คงตัวโดยที่บริเวณทางออกหัวฉีดจะมีความหนาแน่นของกริดสูง และจะลดลงตามความยาวตามแนวแกน และตามแนวรัศมีที่เพิ่มขึ้น โดยที่ภายในครึ่งของหัวฉีดจะแบ่งช่องการคำนวณเป็น 5 ช่อง ใช้ 30 ช่องการคำนวณสำหรับด้านตามรัศมีและใช้ 60 ช่องการคำนวณสำหรับด้านตามแนวแกน ดังแสดงในรูปที่ 1

ตารางที่ 2 แสดงค่าตัวแปรต่างๆที่ใช้ในการศึกษาคุณลักษณะการฉีดก๊าซธรรมชาติจากหัวฉีด ของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติแบบสองมิติ ซึ่งแบ่งได้เป็น 6 กรณีศึกษา สำหรับกรณีที่ 1 ใช้เป็นฐานของการเปรียบเทียบ กรณีที่ 2 และ 3 ใช้สำหรับศึกษาผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูหัวฉีด กรณีที่ 4 สำหรับศึกษาผลของความดันการ

ฉีด กรณีที่ 5 สำหรับศึกษาผลของความดันในห้องเผาไหม้ กรณีที่ 6 สำหรับศึกษาผลของความดันสัมพัทธ์ ระหว่างความดันการฉีดและความดันในห้องเผาไหม้ โดยที่ประมาณอุณหภูมิของเชื้อเพลิงที่ทางเข้าเป็น 300 K ขนาดความยาวของหัวฉีดจะมีค่าเป็น 2 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลาง รูหัวฉีด สำหรับเงื่อนไขเริ่มต้นทางเคมี ก๊าซที่ฉีดเป็นก๊าซธรรมชาติ (CH_4) 100 % โดยที่ฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้ที่มีออกซิเจน 26.3 % และ ไนโตรเจน 73.7 % โดยน้ำหนัก เงื่อนไขเริ่มต้นในห้องเผาไหม้เป็นความดันและอุณหภูมิตามตารางที่ 2 สำหรับเงื่อนไขค่าขอบ ที่ทางเข้าหัวฉีดเป็นความดันที่ใช้ในการฉีด และที่ผนังให้เป็นผนังแบบคงที่ไม่มีมีการสั่นไหว

ตารางที่ 2. ตารางแสดงเงื่อนไขของการศึกษา

Case	P_{inj} (MPa)	P_{cyl} (MPa)	Hole(mm)	T_{cyl} (K)
1	1	0.5	1	300
2	1	0.5	2	300
3	1	0.5	3	300
4	3	0.5	1	300
5	1	0.5	1	450
6	0.2	0.1	1	300

ตารางที่ 3. ลักษณะเครื่องยนต์สำหรับแบบจำลองห้องเผาไหม้จริง

Fuel	Methane(CH_4)
Bore x Stroke	81 mm x 86 mm
Compression ratio	12.0 : 1
Injection Timing	60 BTDC
Injection Duration	1.5 ms
Injection Pressure	1 bar, 3bar
Nozzle hold diameter	1 mm
Connecting rod length	165 mm
Engine speed	3000 RPM

ลักษณะแบบจำลองสามมิติ ลักษณะของแบบจำลองนี้จะเป็นสามมิติ ซึ่งจะมีรูปร่างเหมือนกับห้องเผาไหม้จริง แบบจำลองจะทำการจำลองหัวฉีดเชื้อเพลิงและห้องเผาไหม้เช่นเดียวกัน แต่ห้องเผาไหม้ในกรณีนี้จะมีปริมาตรไม่คงที่ เนื่องจากการเคลื่อนที่ของลูกสูบเกี่ยวข้องกับ รูปร่างแบบจำลองเป็นห้องเผาไหม้แบบ Pen roof โดยที่ด้านล่างจะเป็นลูกสูบแบบหลุม ลักษณะของการแบ่งกริดจะเป็นแบบไม่คงตัวโดยที่บริเวณทางออกหัวฉีดจะมีความหนาแน่นของกริดสูงเช่นเดียวกับแบบจำลองสองมิติ ดังแสดงในรูปที่ 2 เงื่อนไขที่ขอบสำหรับในกรณีนี้จะต่างจากแบบจำลองสองมิติตรงที่จะให้ผนังด้านล่างของแบบจำลองสามมิติเคลื่อนที่ด้วยฟังก์ชันการเคลื่อนที่ของลูกสูบ[6] โดยสมการการเคลื่อนที่ของลูกสูบตามสมการ (4)

ไม่จำกัดเป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$U_p = \bar{U}_p \left(\frac{\pi}{2} \right) \sin \theta \left[1 + \left(\frac{\cos \theta}{\sqrt{R^2 - \sin^2 \theta}} \right) \right] \quad (4)$$

เมื่อ $\bar{U}_p = 2SN$ ค่า $R = r/a$ ค่า U_p และ $\bar{U}_p$ คือความเร็วชั่วขณะและความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ(m/s) S คือความยาวช่วงชัก (m) N คือความเร็วรอบต่อนาที r คือความยาวก้านสูบ a คือรัศมีของเพลาช้อเหวี่ยง ข้อมูลลักษณะเครื่องยนต์แสดงในตารางที่ 3

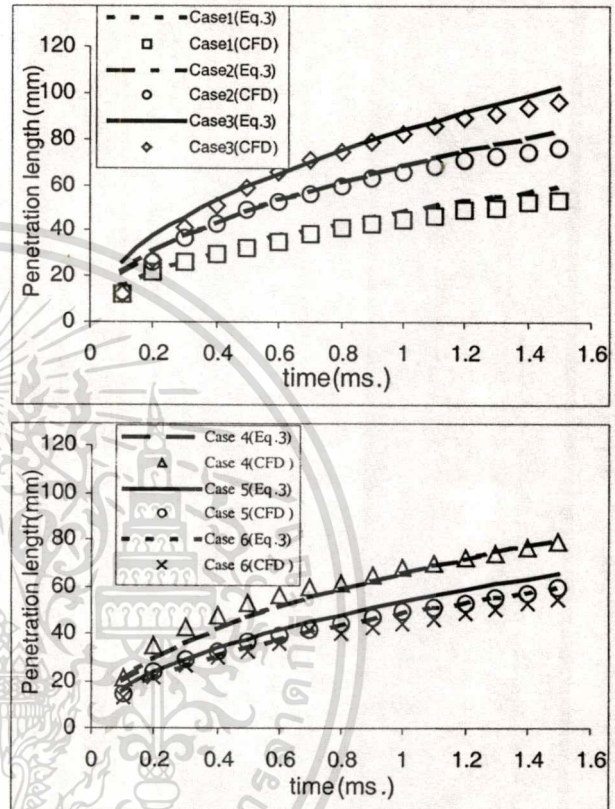
4. ผลและการวิเคราะห์

รูปที่ 3 แสดงระยะทะลุทะลวงของ เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดที่เวลาต่างๆ เปรียบเทียบกันระหว่าง CFD กับ สมการของ Ouellette ผลที่ได้แสดงให้เห็นว่า ผลการคำนวณจากแบบจำลองให้ความแม่นยำพอสมควร แต่ก็ยังมีความผิดพลาดในบางช่วง เปรียบเทียบรูปร่างเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดที่ได้จากแบบจำลองเปรียบเทียบการรูปจากการทดลองด้วยการถ่ายภาพด้วยชุดเครื่องมือ Schlieren ในรูปที่ 4 จะเห็นได้ว่ารูปร่างเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดที่ได้จากแบบจำลองค่อนข้างคล้ายกับการทดลอง จะมีส่วนผิดพลาดอยู่ในเรื่องของรอยหยักที่เกิดจากการไหลแบบปั่นป่วนบริเวณรอบๆขอบของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ถูกฉีดออกมา ทั้งนี้เนื่องจากแบบจำลอง k-ε ที่ใช้นั้นไม่ใช่แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนที่ดีที่สุด จึงให้ผลที่มีความผิดพลาดอยู่บ้าง รูปที่ 5 แสดงการกระจายของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในห้องเผาไหม้ปริมาตรคงที่ แสดงให้เห็นถึงขนาดของรูหัวฉีดที่เปลี่ยนไปมีผลอย่างมากต่อการทะลุทะลวงและการกระจายของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ถูกฉีดออกมา

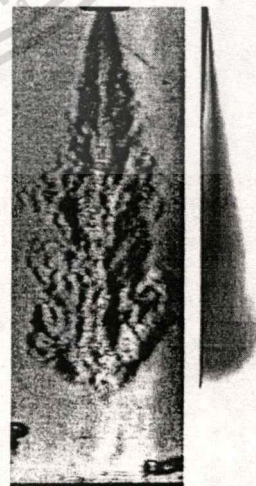
จากการศึกษาที่ผ่านมาทำให้รู้ถึงคุณลักษณะของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดบางอย่าง ต่อไปจึงควรจะศึกษาว่าถ้าลองฉีดเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติเข้าไปในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์ GDI แบบดั้งเดิมดูว่าผลจะเป็นอย่างไร รูปที่ 8(a) แสดงถึงการไหลของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์ก๊าซโซลีนชนิดตรงแบบดั้งเดิม ที่องศาเพลาช้อเหวี่ยงต่างๆ และรูปที่ 6 แสดงถึงการไหลของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในห้องเผาไหม้แบบดั้งเดิม ที่ 28.8 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ซึ่งจะเห็นว่า การฉีดเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในห้องเผาไหม้แบบดั้งเดิม ทำให้เชื้อเพลิงไปก่อตัวเป็นชั้นที่บริเวณไกลจากหัวเทียน แต่ไม่สามารถทำให้เชื้อเพลิงไปก่อตัวเป็นชั้นรอบๆหัวเทียนได้ จากการสังเกตลักษณะของเชื้อเพลิงก๊าซที่ฉีดเข้าไปในห้องเผาไหม้แบบดั้งเดิม จะเห็นได้ว่าเชื้อเพลิงจะไหลไปตามหลุมลูกสูบที่กว้าง จึงทำให้เชื้อเพลิงเชื้อเพลิงไปก่อตัวเป็นชั้นที่บริเวณไกลจากหัวเทียน ดังนั้นจึงมีแนวคิดที่ว่าถ้าทำให้หลุมลูกสูบมีขนาดที่แคบลงก็น่าจะทำให้เกิดการก่อตัวเป็นชั้นๆของเชื้อเพลิงที่บริเวณรอบๆหัวเทียนได้ หัวลูกสูบที่ได้ทำการออกแบบใหม่แสดงในรูปที่ 7(b) ซึ่งขนาดความกว้างของหลุมลูกสูบแบบใหม่จะมีขนาดพอดีกับความกว้างของ เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีด

การฉีดเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในห้องเผาไหม้แบบใหม่ ที่ความดันการฉีด 1 MPa สามารถทำให้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติไปก่อตัว

รอบหัวเทียนได้ ดังแสดงในรูปที่ 8(b) แต่เมื่อลองฉีดเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในห้องเผาไหม้แบบใหม่ ที่ความดันการฉีด 3 MPa ก็สามารทำให้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติไปก่อตัวรอบหัวเทียนได้เช่นกัน แต่ดูจะไม่เหมาะสมนัก เนื่องจากเชื้อเพลิงกระจายออกในวงกว้าง ทั้งนี้เนื่องจากปริมาณเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปมีมากกว่าและมีความเร็วที่สูงกว่าด้วย แต่ก็อาจจะเหมาะสมในกรณีที่ต้องการกำลังสูงๆ ดังแสดงในรูปที่ 8(c)

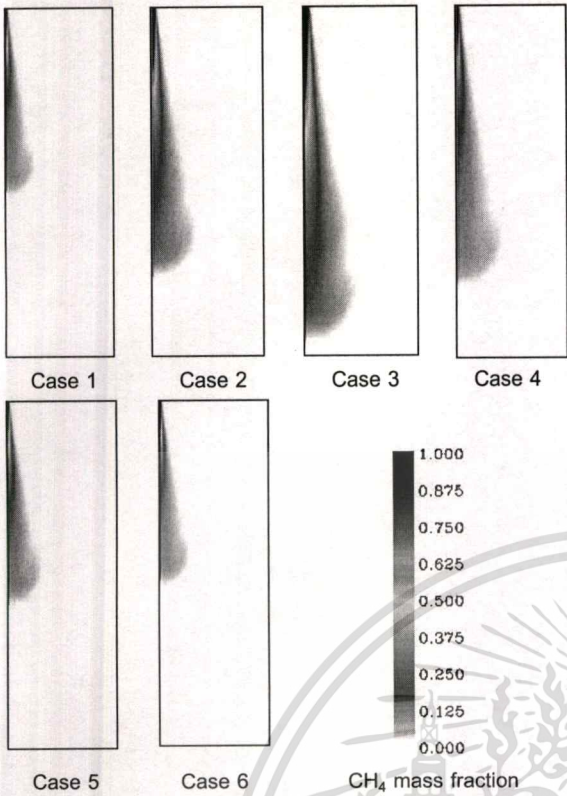


รูปที่ 3. กราฟแสดงระยะการทะลุทะลวงของสเปรย์ เปรียบเทียบระหว่าง สมการ(3) กับ แบบจำลอง

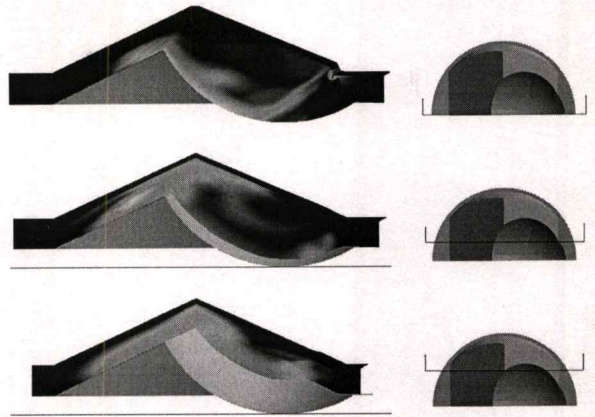


รูปที่ 4. เปรียบเทียบรูปร่างเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดกรณีที่ 2 กับการทดลอง

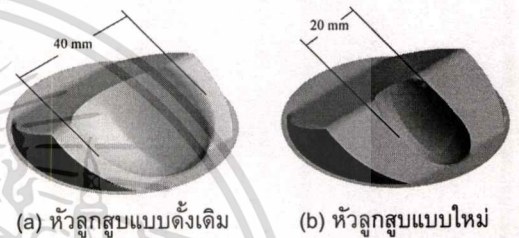
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



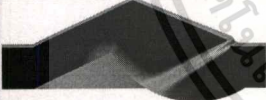
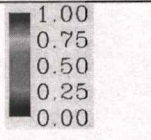
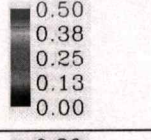
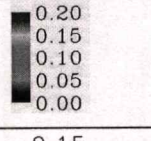
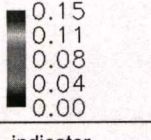
รูปที่ 5. การกระจายความหนาแน่นของเชื้อเพลิงที่เวลา 1.5 ms หลังเริ่มติด



รูปที่ 6. การไหลของเชื้อเพลิงมีเทนในห้องเผาไหม้แบบเก่าที่หน้าตัดต่างๆ ที่ 28.8 BTDC



รูปที่ 7. เปรียบเทียบรูปร่างของหัวลูกสูบเครื่องยนต์ติดตรงระหว่างแบบดั้งเดิมกับแบบใหม่

3000RPM			CH ₄ Mass fraction
Old Piston, Inj 1MPa	New Piston, Inj 1MPa	New Piston, Inj 3MPa	
 45.0 BTDC	 45.0 BTDC	 45.0 BTDC	
 33.3 BTDC	 33.3 BTDC	 33.3 BTDC	
 28.8 BTDC	 28.8 BTDC	 28.8 BTDC	
 24.3 BTDC	 24.3 BTDC	 24.3 BTDC	
 10.8 BTDC	 10.8 BTDC	 10.8 BTDC	
(a)	(b)	(c)	indicator

รูปที่ 8. ลักษณะการไหลของก๊าซธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีด ในกรณีต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษา ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. สรุป

ทำการจำลองลักษณะของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ฉีดจากหัวฉีด ด้วยโปรแกรม STORM/CFD2000 ผลที่ได้จากแบบจำลองมีความสอดคล้องกับการทดลอง แสดงให้เห็นถึงความแม่นยำของแบบจำลอง

ในการที่จะได้แนวคิดในการออกแบบห้องเผาไหม้แบบใหม่จำเป็นต้องทราบถึงคุณลักษณะของก๊าซธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดและการไหลของก๊าซธรรมชาติที่ถูกฉีดจากหัวฉีดในห้องเผาไหม้แบบเดิมก่อน เมื่อทราบข้อผิดพลาดของห้องเผาไหม้แบบเก่าแล้วจึงมาออกแบบห้องเผาไหม้แบบใหม่โดยใช้ค่าคุณลักษณะต่างๆที่ได้ศึกษามาก่อนหน้า

ห้องเผาไหม้เครื่องยนต์ก๊าซโซลีนแบบฉีดตรงไม่สามารถทำให้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติก่อตัวเป็นชั้นรอบหัวเทียนได้

การฉีดเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ความดันการฉีด 1 MPa และที่ความดัน 3 MPa ไปบนหัวลูกสูบแบบใหม่สามารถให้การก่อตัวเป็นชั้นของเชื้อเพลิงรอบหัวเทียนได้

6. รายการสัญลักษณ์

B_i	Body force on i^{th} component per unit volume	N/m^3
C_p	Constant pressure specific heat	$J/kg \cdot K$
D_n	Species mass diffusivity	$kg/m \cdot s$
H	Density-weight enthalpy	$J/kg/m^3$
K	Thermal conductivity	$W/m \cdot K$
Q	Heat rate per unit volume	W/m^3
Y_n	Mass fraction of n^{th} species	Mass of n^{th} species / Mass total
k	Turbulence kinetic energy	m^2/s^2
ε	Turbulence dissipation rate	m^2/s^3
μ	Laminar viscosity	$kg/s \cdot m$
μ_T	Turbulence viscosity	$kg/s \cdot m$
S_ϕ	Source term of ϕ quantity	

เอกสารอ้างอิง

- [1] Gupta, M., Bell R. S., and Tillman, T. S., "An Investigation of Lean Combustion in a Natural Gas-Fueled Spark-Ignited Engine" Journal of Energy Resource Technology: 1996
- [2] Kume, T., Iwamoto, Y., Iida, K., Murakami, M., Akishino, K., and Ando H., "Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engine" SAE Paper#960600: 1996
- [3] Assanis, N. D., Hong, J. S., and Nishimura, A., Papageorgakis, G., Vanzielegheem, B., 2000 "Studies of spray breakup and mixture stratification in a gasoline

direct injection engine using KIVA-3V" Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 122, 11.

- [4] Ouellete, P., and Hill, G. P., "Turbulence Transient Gas Injections" Journal of Fluids Engineering, Transaction of ASME, Vol.122: 2000
- [5] Versteeg, K. H., and Malalasekera, W., "An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method" Longman Scientific & Technical, Malaysia: 1995
- [6] Heywood, B. J., "Internal Combustion Engine Fundamentals" McGraw Hill, Singapore: 1988

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

นายชโลธร ธรรมแท้ เกิดเมื่อวันที่ 28 มีนาคม พ.ศ. 2523 ที่จังหวัดกาญจนบุรี สำเร็จการศึกษาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในปีการศึกษา 2543 และได้ศึกษาต่อที่สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังในปีเดียวกัน ปัจจุบันทำงานเกี่ยวกับระบบปรับอากาศแบบ Radiant Floor ของสนามบินแห่งชาติแห่งที่สอง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้