



ใบรับรองวิทยานิพนธ์  
บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

ปริญญา

วิศวกรรมเครื่องกล

วิศวกรรมเครื่องกล

สาขา

ภาควิชา

เรื่อง การศึกษาเชิงตัวเลขของปรากฏการณ์การไหลไอดีในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

A Numerical Study of Intake Flow Phenomena in Diesel Dual Fuel Engines

นามผู้วิจัย นายเอกวุฒิ ภัทรจารี

ได้พิจารณาเห็นชอบโดย

ประธานกรรมการ

( อาจารย์ธเนศ อรุณศรีโสภณ, Ph.D. )

กรรมการ

( ผู้ช่วยศาสตราจารย์เอกไท วิโรจน์สกุลชัย, Ph.D. )

หัวหน้าภาควิชา

( รองศาสตราจารย์ชวลิต กิตติชัยการ, Ph.D. )

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์รับรองแล้ว

( รองศาสตราจารย์กัญจนา ชีระกุล, D.Agr. )

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

วันที่ ..... เดือน ..... พ.ศ. ....

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิทยานิพนธ์

เรื่อง

การศึกษาเชิงตัวเลขของปรากฏการณ์การไหลไอดีในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

A Numerical Study of Intake Flow Phenomena in Diesel Dual Fuel Engines

โดย

นายเอกวุฒิ ภัทรจาริ

เสนอ

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

เพื่อความสมบูรณ์แห่งปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

พ.ศ. 2554

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

เอกวุฒิ ภัทรจารี 2554: การศึกษาเชิงตัวเลขของปรากฏการณ์การไหลไอดีในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม  
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชา  
วิศวกรรมเครื่องกล อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: อาจารย์ชรัสเนศ อรุณศรีโสภณ, Ph.D. 119 หน้า

ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วมถือเป็นโหมคการทำงานทางเลือกของเครื่องยนต์เผาไหม้ภายใน เครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมถูกอ้างถึงในหลายวิธีการ งานวิจัยนี้มุ่งเน้นศึกษาระบบเชื้อเพลิงร่วมที่ใช้การฉีดก๊าซธรรมชาติเข้าสู่ช่องไอดีและใช้การฉีดดีเซลโดยตรงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ โดยได้ทำการวิเคราะห์เพื่อศึกษาปรากฏการณ์การไหลในเครื่องยนต์สี่สูบสี่จังหวะภายใต้สภาวะการทำงานคงตัว โดยใช้แบบจำลองทางพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลข (CFD) ที่สร้างขึ้น

สภาวะการทำงานเครื่องยนต์ที่ทำการศึกษายู่ในช่วงภาระบางส่วนของความเร็วรอบ 1400 และ 2600 รอบต่อนาที โดยการศึกษาแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ส่วนที่หนึ่งเป็นการศึกษาผลกระทบของการปรับเปลี่ยนมุมองศาในการฉีดเชื้อเพลิงที่มีต่อพฤติกรรมการไหลและการกระจายตัวของเชื้อเพลิงภายในท่อร่วมไอดี ส่วนที่สองเป็นการศึกษาปรากฏการณ์การไหลภายในห้องเผาไหม้ก่อนจังหวะการฉีดดีเซลในช่วงปลายจังหวะการอัดซึ่งแบ่งออกเป็น 2 กรณีศึกษา ได้แก่ 1) ตำแหน่งการติดตั้งหัวฉีดก๊าซธรรมชาติที่ต่อผ่านท่อเข้าสู่ช่องไอดี ณ ท่อกลมหรือท่อสี่เหลี่ยมอย่างใดอย่างหนึ่ง และ 2) การใช้แผ่นบังค้ำหมุน (swirl control valve) ที่บริเวณช่องไอดีโดยทำการปรับมุมเปิดของแผ่นบังค้ำหมุนที่ตำแหน่งปิดสุด เปิด 30° และเปิด 60° โดยนำผลมาเปรียบเทียบกับกรณีที่ไม่มีการติดตั้งแผ่นบังค้ำหมุน และส่วนที่สามเป็นกรณีที่ทำมีการดัดแปลงเครื่องยนต์นี้เพื่อเป็นเครื่องยนต์ที่ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงเพียงอย่างเดียว โดยทำการวิเคราะห์ผลกระทบของการเปลี่ยนรูปทรงของหลุมลูกสูบที่มีต่อการกระจายตัวของเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้ก่อนจังหวะการจุดระเบิดด้วยประกายไฟ โดยในการจำลองการไหลในงานวิจัยนี้ ได้สมมุติให้ใช้มีเทน ( $CH_4$ ) บริสุทธิ์เป็นตัวแทนของก๊าซธรรมชาติ

ในส่วนที่หนึ่ง ผลการศึกษาบ่งชี้ว่าจังหวะสิ้นสุดการฉีด  $CH_4$  ภายในช่องไอดีในช่วงเวลาที่เหมาะสมที่สุดอยู่ที่ 270° ก่อนศูนย์กลางบนที่สิ้นสุดจังหวะอัดเพื่อลดความแตกต่างของปริมาณ  $CH_4$  ที่กักเก็บในกระบอกสูบหลังจากวาล์วไอดีปิด การฉีด  $CH_4$  ที่ช่องไอดีในจังหวะอื่นอาจส่งผลให้ปริมาณ  $CH_4$  ตกค้างภายในช่องไอดีและท่อร่วมไอดีเพิ่มขึ้นและบางส่วนไหลเข้าสู่กระบอกสูบอื่นซึ่งทำให้มีความแตกต่างของปริมาณ  $CH_4$  ภายในแต่ละกระบอกสูบมากขึ้นอย่างชัดเจน ในส่วนที่สองของการศึกษาพบว่าการเปลี่ยนตำแหน่งการฉีด  $CH_4$  ซึ่งต่อผ่านท่อเข้าสู่ช่องไอดีระหว่างท่อกลมและท่อสี่เหลี่ยม ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm การกระจายตัวภายในห้องเผาไหม้มีความแตกต่างกันแต่อย่างไรก็ตามที่ความเร็วรอบ 2600 rpm ไม่ส่งผลกระทบต่อที่ชัดเจนต่อการกระจายตัวของ  $CH_4$  ภายในห้องเผาไหม้ ในส่วนของการใช้แผ่นบังค้ำหมุนมีผลกระทบที่ชัดเจนต่อค่า TKE และ Mixture gradient ภายในห้องเผาไหม้ โดยเมื่อเปรียบเทียบตำแหน่งมุมเปิดของแผ่นบังค้ำหมุน ณ ตำแหน่ง 35° before firing TDC ตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนปิดสุดให้ค่า TKE ณ บริเวณภายในหลุมของลูกสูบสูงที่สุด และซึ่งเมื่อประกอบกับ Vorticity ที่สูงที่ตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนปิด ส่งผลให้แนวโน้มการผสมกันระหว่าง  $CH_4$  และอากาศดีที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีเปิดแผ่นบังค้ำหมุนที่ตำแหน่งมุมอื่นๆและในส่วนที่สามของการศึกษาพบว่าในสภาวะการทำงานที่  $\lambda = 1.6$  ลูกสูบรูปทรงดั้งเดิมให้ค่า  $\lambda$  ที่บริเวณรอบหัวเทียนเข้าใกล้ 1 มากที่สุด ผลจากงานวิจัยนี้จะใช้เป็นแนวทางเพื่อปรับปรุงและพัฒนาการดัดแปลงเครื่องยนต์ต่อไป

Ekkawut Pattarajaree 2011: A Numerical Study of Intake Flow Phenomena in Diesel Dual Fuel Engines. Master of Engineering (Mechanical Engineering), Major Field: Mechanical Engineering, Department of Mechanical Engineering. Thesis Advisor: Mr. Tanet Aroonsrisopon, Ph.D. 119 pages.

Diesel dual fuel is an alternative operating mode for internal combustion engines. Diesel dual fuel engines have been defined in several approached. The dual fuel system of interest in this research work was one with natural gas port fuel injection and diesel being directly injected into the combustion chamber. The computational fluid dynamics (CFD) simulation model was established to investigate flow phenomena in a four-cylinder four-stroke engine under steady-state engine operations.

In this study, the engine conditions were part-load operations at 1400 and 2600 rpm. This research work consisted of 3 parts. The first part was to study effects of port-injection timings on flow behavior and mixture distribution in an intake manifold. The second part was to investigate in-cylinder flow phenomena prior to the diesel injection timing. The investigation was performed for two case studies: 1) locations of natural gas injectors connected by rubber hoses to either a circular port or a rectangular port, and 2) use of a swirl control valve installed at intake ports. The swirl control valve was set at fully closed position, 30°, and 60° opening angles. The comparisons were also made for the condition without a swirl control valve installed. The final part was to examine the situation if this engine was converted to a dedicated natural gas engine. The investigation was on the effects of piston-bowl shape on mixture distribution in the combustion chamber prior to the spark timing. For all simulation runs, pure methane (CH<sub>4</sub>) was used as a surrogate fuel natural gas.

In the first part, results indicated that the most end of injection timing was at 270° before TDC of compression. If the port injection was at other timings, it could cause greater amounts of methane remained in ports and intake manifold. Moreover, some of these methane amounts entered other cylinders causing larger variations in methane trapped in each cylinder after IVC. In the second part, it was found that switching the CH<sub>4</sub> injection from a circular port to a rectangular port affected the CH<sub>4</sub> distribution in the cylinder under engine operation at 1400 rpm. However, at 2600 rpm, the effect on CH<sub>4</sub> distribution became less pronounced. Furthermore, use of the swirl control valve showed significant effects on the turbulence kinetic energy (TKE) and mixture gradient in the combustion chamber. By comparing the opening position of the swirl control valve, the fully closed position demonstrated the highest TKE in the piston bowl region. With the fully closed position, the mixing between CH<sub>4</sub> and the air could be improved as it produced high vorticity in the region with high mixture gradient. Finally, in the last part, engine operation using  $\lambda = 1.6$  with the original piston shape provided local  $\lambda$  around the spark plug closest to 1. Results from this research will be further used as a guideline for improvements and developments of engine modifications.

---

Student's signature

---

Thesis Advisor's signature

## กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณ อ.ดร.ชเนศ อรุณศรีโสภณ ประธานกรรมการที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.เอกไท วิโรจน์สกุลชัย กรรมการที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ให้ความรู้คำปรึกษาเกี่ยวกับทฤษฎี และแนวทางในการปฏิบัติตนให้เป็นคนดีในสังคมปัจจุบัน

ขอขอบคุณ ดร.กฤษฎา วรรณทอง และ คุณยืนยง พลสัมฤทธิ์ ฝ่ายเทคนิคพลังงานประยุกต์ และเครื่องยนต์ทดสอบ สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. จังหวัดอยุธยา ที่เอื้อเฟื้อในการใช้อุปกรณ์เครื่องคอมพิวเตอร์และเครื่อง Optical 3D scanner ที่ในการวิจัย ผศ.ดร.วิศนุรักษ์ เวชสกล สำหรับความรู้เกี่ยวกับทฤษฎีทาง CFD ผศ.ดร.เวชพงศ์ ชูติชูเดช สำหรับทฤษฎีทาง fluid mechanics เพื่อช่วยในการวิเคราะห์ผลที่ได้จากการจำลอง ที่ทีมงานบริษัท INOX (Innovative Extremist) Co., Ltd. สำหรับการติดตั้งระบบ Cluster สำหรับใช้ในการวิจัย คุณกิตติศักดิ์ คำสินลา คุณชนันชัย เดพิมพ์รัตน์ สำหรับกำลังใจในวันที่ข้าพเจ้าท้อแท้ คุณอนุรุทธิ์ น้อยเพ็ง สำหรับคำแนะนำในการใช้ชีวิต และเสียงหัวเราะที่มีให้เสมอ และมหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์สำหรับให้โอกาสได้ศึกษาหาความรู้ ตั้งแต่ปริญญาตรีจนถึงปริญญาโท

ท้ายสุดนี้ ข้าพเจ้าขอกล่าวคำขอบพระคุณแด่ บิดาและมารดาของข้าพเจ้า ที่เชื่อมั่นในตัวข้าพเจ้า และขอบคุณผู้ที่เกี่ยวข้องอีกหลายท่านที่ไม่ได้สามารถกล่าวนามได้ทั้งหมดที่มีส่วนช่วยให้วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลุล่วง

เอกวุฒิ ภัทรจารี

พฤษภาคม 2554

## สารบัญ

	หน้า
สารบัญ	(1)
สารบัญตาราง	(2)
สารบัญภาพ	(3)
คำนำ	1
วัตถุประสงค์	3
การตรวจเอกสาร	4
อุปกรณ์และวิธีการ	51
อุปกรณ์	51
วิธีการ	53
ผลและวิจารณ์	86
สรุปและข้อเสนอแนะ	112
สรุป	112
ข้อเสนอแนะ	114
เอกสารและสิ่งอ้างอิง	116
ประวัติการศึกษาและการทำงาน	119

## สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
1	แสดงแหล่งการเกิด THC ภายในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ	22
2	แสดงรายละเอียดเครื่องคอมพิวเตอร์ภายในระบบ	52
3	แสดงองค์ประกอบของเครื่องยนต์ที่ใช้ในการจำลอง	56
4	แสดงกรณีศึกษาทั้งหมดภายในงานวิจัย	57
5	แสดงองค์ประกอบของก๊าซธรรมชาติที่ใช้ในการทดสอบ	61
6	แสดงข้อมูล ระยะ squish และความลึก ของแต่ละหลุมลูกสูบ	84

## สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
1	แสดงปริมาณ NO, HC และ CO ในไอเสียของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟที่ใช้ไอดีผสมกันล่วงหน้า	5
2	แสดงตำแหน่งการฉีดเชื้อเพลิง และลักษณะของการฉีดเชื้อเพลิง	13
3	แสดงช่องไอดีแบบต่างๆ (a) ผนังเบี่ยงเบน (b) ช่องบังคับ (c) ช่องไอดีชนิดเป็นวงชั้นน้อย (d) ช่องไอดีชนิดเป็นวงชั้นมาก	14
4	แสดงช่องไอดีแบบต่างๆ ที่ใช้ในการจำลองการไหล	15
5	การกระจายตัวของ Velocity Vector ภายในช่องไอดีโดยเป็นภาพตัดขวางของช่องทางการไหล วงกลมตรงกลางในแต่ละภาพคือก้านวาล์วของไอดี	16
6	แสดงการไหลเข้าของอากาศในช่องไอดีต่างกัน	16
7	แสดงการปิดช่องเปิดของวาล์วไอดีโดย แผ่นปิดที่วาล์วไอดี และแผ่นปิดที่ฝาสูบ	17
8	แสดงการเคลื่อนที่ของลูกสูบทำให้เกิดการบีบ (a) ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (b) ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล	18
9	แสดงการไหลวนของแก๊สรอบแกนแนวราบ (Tumble) ภายในหลุมลูกสูบ	18
10	แสดงรูปทรงของหลุมลูกสูบที่ใช้ในการทดสอบ	19
11	แสดงรูปทรงของ swirl control valve ที่ใช้ในการทดสอบ	24
12	แสดงกริดแบบไม่มีโครงสร้าง (Unstructured Grid)	26
13	แสดงปริมาตรควบคุม 3 มิติ	42
14	แสดงการประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับหนึ่ง	45
15	แสดงการประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับสอง	46
16	แสดงการประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างแบบควิก	47
17	แสดงระบบคลัสเตอร์ที่ใช้ในการวิจัย	52
18	แสดงค่าพิกัดจากพื้นผิวของ ท่อร่วมไอดีและฝาสูบ (ก) พื้นผิวของช่องไอดี และ (ข) พื้นผิวของท่อร่วมไอดี	54
19	แสดงพื้นผิวที่สร้างจากโปรแกรม CATIA (ก) พื้นผิวของช่องไอดี และ (ข) พื้นผิวของท่อร่วมไอดี	54
20	แสดงแบบจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ภายในโปรแกรม AVL-BOOST	55

## สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
21	แสดงการทดสอบแบบ New European Driving Cycle (NEDC)	59
22	แสดงความล่าช้าที่เกิดจากการเคลื่อนที่ผ่านท่อที่รอบ 1400 rpm และ 2600 rpm	60
23	แสดงแบบจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดี	62
24	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 1 ความเร็วรอบ 1400 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)	63
25	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 2 ความเร็วรอบ 1400 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)	64
26	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 3 ความเร็วรอบ 1400 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)	64
27	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 4 ความเร็วรอบ 1400 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)	65
28	แสดงอัตราการไหลของ $\text{CH}_4$ ที่ฉีดเข้าสู่ช่องไอดีของแต่ละกระบอกสูบ ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)	65
29	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 1 ความเร็วรอบ 1400 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)	67
30	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 2 ความเร็วรอบ 1400 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)	67
31	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 3 ความเร็วรอบ 1400 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)	68
32	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 4 ความเร็วรอบ 1400 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)	68
33	แสดงอัตราการไหลของ $\text{CH}_4$ ที่ฉีดเข้าสู่ช่องไอดีของแต่ละกระบอกสูบ ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)	69

## สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
34	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 1 ความเร็วรอบ 2600 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)	70
35	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 2 ความเร็วรอบ 2600 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)	71
36	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 3 ความเร็วรอบ 2600 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)	71
37	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 4 ความเร็วรอบ 2600 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)	72
38	แสดงอัตราการไหลของ $CH_4$ ที่ฉีดเข้าสู่ช่องไอดีของแต่ละกระบอกสูบ ที่ความเร็วรอบ 2600 RPM EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)	72
39	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 1 ความเร็วรอบ 2600 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)	74
40	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 2 ความเร็วรอบ 2600 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)	74
41	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 3 ความเร็วรอบ 2600 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)	75
42	แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 4 ความเร็วรอบ 2600 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)	75
43	แสดงอัตราการไหลของ $CH_4$ ที่ฉีดเข้าสู่ช่องไอดีของแต่ละกระบอกสูบ ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)	76
44	แสดงแบบจำลองการไหลภายในท่อกระบอกสูบ	77
45	แสดงอัตราอากาศไหลที่ช่องไอดีเข้าสู่กระบอกสูบ ความเร็วรอบ 1400 RPM และ 2600 RPM	78

## สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
46	แสดงแสดงอัตราการไหลของ $\text{CH}_4$ ที่ฉีดเข้าสู่ห้องไอดี ความเร็วรอบ 1400 RPM และ 2600 RPM	78
47	แสดงตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนเมื่อแผ่นบังค้ำหมุนปิด (มุม $\Psi$ ทำมุมกับแนวตั้งเท่ากับ $22^\circ$ )	79
48	แสดงตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนเมื่อแผ่นบังค้ำหมุนเปิด $30^\circ$ (มุม $\Psi$ ทำมุมกับแนวตั้งเท่ากับ $52^\circ$ )	80
49	แสดงตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนเมื่อแผ่นบังค้ำหมุนเปิด $60^\circ$ (มุม $\Psi$ ทำมุมกับแนวตั้งเท่ากับ $82^\circ$ )	80
50	แสดงอัตราอากาศไหลที่ห้องไอดีเข้าสู่กระบอกสูบ เมื่อแผ่นบังค้ำหมุนปิด ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM	81
51	แสดงอัตราอากาศไหลที่ห้องไอดีเข้าสู่กระบอกสูบ เมื่อแผ่นบังค้ำหมุนเปิด $30^\circ$ ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM	82
52	แสดงอัตราอากาศไหลที่ห้องไอดีเข้าสู่กระบอกสูบ เมื่อแผ่นบังค้ำหมุนเปิด $60^\circ$ ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM	82
53	แสดงอัตราการไหลของ $\text{CH}_4$ ที่ฉีดเข้าสู่ห้องไอดี ความเร็วรอบ 1400 RPM	83
54	แสดงรูปทรงและขนาดของหลุมลูกสูบที่ใช้ในการจำลองการไหล	84
55	แสดงอัตราอากาศไหลที่ห้องไอดีเข้าสู่กระบอกสูบ ความเร็วรอบ 1400 RPM และ 2600 RPM	85
56	แสดงแสดงอัตราการไหลของ $\text{CH}_4$ ที่ฉีดเข้าสู่ห้องไอดี ความเร็วรอบ 1400 RPM และ 2600 RPM	85
57	แสดงปริมาณมวล $\text{CH}_4$ ที่ถูกกักเก็บในแต่ละกระบอกสูบเมื่อมีการเปลี่ยนมุมมองการฉีดที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	88
58	แสดง Streamline ของ $\text{CH}_4$ Mass fraction ภายในท่อร่วมไอดี ที่ $454^\circ$ (after exhaust TDC) EOI เท่ากับ $270^\circ$ (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	89

## สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
59	แสดง Streamline ของ CH <sub>4</sub> Mass fraction ภายในท่อร่วมไอดี ที่ 540° (after exhaust TDC) EOI เท่ากับ 270° (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	89
60	แสดง Streamline ของ CH <sub>4</sub> Mass fraction ภายในท่อร่วมไอดี ที่ 720° (after exhaust TDC) EOI เท่ากับ 150° (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	90
61	แสดง Streamline ของ CH <sub>4</sub> Mass fraction ภายในท่อร่วมไอดี ที่ 754° (after exhaust TDC) EOI เท่ากับ 150° (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	90
62	แสดง Streamline ของ CH <sub>4</sub> Mass fraction ภายในท่อร่วมไอดี ที่ 900° (after exhaust TDC) EOI เท่ากับ 150° (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	91
63	แสดง Streamline ของ CH <sub>4</sub> Mass fraction ภายในท่อร่วมไอดี ที่ 934° (after exhaust TDC) EOI เท่ากับ 150° (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	91
64	แสดง Streamline ของ CH <sub>4</sub> Mass fraction ภายในท่อร่วมไอดี ที่ 1080° (after exhaust TDC) EOI เท่ากับ 150° (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	92
65	แสดง Streamline ของ CH <sub>4</sub> Mass fraction ภายในท่อร่วมไอดี ที่ 1114° (after exhaust TDC) EOI เท่ากับ 150° (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	92
66	แสดง Streamline ของ CH <sub>4</sub> Mass fraction ภายในท่อร่วมไอดี ที่ 1260° (after exhaust TDC) EOI เท่ากับ 150° (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	93

## สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
67	แสดง Streamline ของ CH <sub>4</sub> Mass fraction ภายในท่อร่วมไอดี ที่ 1294° (after exhaust TDC) EOI เท่ากับ 150° (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	93
68	แสดงปริมาณมวล CH <sub>4</sub> ที่ถูกกักเก็บในแต่ละกระบอกสูบเมื่อมีการเปลี่ยนมุมมองจากการฉีดที่ความเร็วรอบ 2600 rpm	95
69	แสดงค่า Mass Fraction ของ CH <sub>4</sub> เมื่อมีการปรับเปลี่ยนขนาดกริดที่ใช้ในการคำนวณ	96
70	แสดงการแบ่ง zone ภายในกระบอกสูบ	97
71	แสดงการกระจายตัวของ CH <sub>4</sub> ที่บริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	98
72	แสดงการกระจายตัวของ CH <sub>4</sub> ที่บริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 2600 rpm	99
73	แสดงการแบ่ง zone ภายในกระบอกสูบ	100
74	แสดงการกระจายตัวของ CH <sub>4</sub> ที่บริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	101
75	แสดง Turbulence kinetic energy ที่บริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	101
76	แสดง Vorticity และ CH <sub>4</sub> mass fraction ภายในห้องเผาไหม้ที่ตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนปิดสุด ( $\Psi = 22^\circ$ ) ความเร็วรอบ 1400 rpm	102
77	แสดง Vorticity และ CH <sub>4</sub> mass fraction ภายในห้องเผาไหม้ที่ตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนเปิด 30° ( $\Psi = 52^\circ$ ) ความเร็วรอบ 1400 rpm	103
78	แสดง Vorticity และ CH <sub>4</sub> mass fraction ภายในห้องเผาไหม้ที่ตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนเปิด 60° ( $\Psi = 82^\circ$ ) ความเร็วรอบ 1400 rpm	103
79	แสดง Vorticity และ CH <sub>4</sub> mass fraction ภายในห้องเผาไหม้ในกรณีไม่ติดตั้งแผ่นบังค้ำหมุน ความเร็วรอบ 1400 rpm	103

## สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
80	แสดง Velocity vectors ภายในหลุมลูกสูบรูปทรงเดิมของเครื่องยนต์ ที่ตำแหน่ง 360° after exhaust TDC ความเร็วรอบ 1400 rpm	104
81	แสดง Velocity vectors ภายในหลุมลูกสูบรูปทรงกระบอก ที่ตำแหน่ง 360° after exhaust TDC ความเร็วรอบ 1400 rpm	105
82	แสดง Velocity vectors ภายในหลุมลูกสูบรูปทรงสี่เหลี่ยมจัตุรัส ที่ตำแหน่ง 360° after exhaust TDC ความเร็วรอบ 1400 rpm	105
83	แสดงการแบ่ง zone ภายในกระบอกสูบสำหรับหลุมลูกสูบรูปทรงสี่เหลี่ยม	106
84	แสดงบริเวณมุมของหลุมลูกสูบที่เกินออกมาจากวงแหวน	107
85	แสดงการแบ่ง zone ภายในกระบอกสูบ (ที่ตำแหน่ง TDC)	107
86	แสดงสัดส่วนโดยมวลของ CH <sub>4</sub> (%) ภายในบริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	109
87	แสดง Turbulence kinetic energy ภายในบริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	110
88	แสดง Contour Line ของ Turbulence kinetic energy ภายในห้องเผาไหม้ของ หลุมลูกสูบ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	110
89	แสดงค่า lambda ที่บริเวณตำแหน่งของเขี้ยวหัวเทียน (Zone4) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm	111

## การศึกษาเชิงตัวเลขของปรากฏการณ์การไหลไอตีในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม

### A Numerical Study of Intake Flow Phenomena in Diesel Dual Fuel Engines

#### คำนำ

ในปัจจุบันปัญหาด้านมลภาวะทางอากาศ เป็นปัญหาที่ทั่วโลกให้ความสำคัญ ในขณะที่เครื่องยนต์เผาไหม้ภายในยังคงเป็นเครื่องยนต์หลักที่ถูกใช้อย่างแพร่หลาย มลพิษที่ถูกปล่อยออกมาจากเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในจึงเป็นสิ่งที่หลีกเลี่ยงไม่ได้ การพัฒนาเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในจึงถูกพัฒนาอย่างต่อเนื่องเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์และเพื่อลดมลพิษที่เกิดขึ้น โดยการพัฒนาเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (Spark Ignition engines หรือเครื่องยนต์ SI) มุ่งเน้นในการลด คาร์บอนมอนนอกไซด์ (CO), ไนโตรเจนออกไซด์ (NOx), และสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เกิดการเผาไหม้ ขณะเดียวกันการพัฒนาเครื่องยนต์ดีเซลซึ่งจุดระเบิดด้วยการอัด (Compression Ignition engines หรือ เครื่องยนต์ CI) จะมุ่งเน้นในการลด ไนโตรเจนออกไซด์ (NOx) และ มลพิษอนุภาค (Particulates Matter, PM) ซึ่งทางเลือกหนึ่งเพื่อเป็นการลดมลพิษที่เกิดขึ้น คือ การใช้เชื้อเพลิงทางเลือก ซึ่ง ก๊าซธรรมชาติ ได้ถูกนำมาใช้อย่างแพร่หลายในการลดมลพิษ ทั้งกับ เครื่องยนต์ SI และ เครื่องยนต์ CI

เครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วมที่จะกล่าวถึงในงานวิจัยนี้เป็นการใช้เชื้อเพลิงร่วมกันระหว่าง น้ำมันดีเซลและก๊าซธรรมชาติในเครื่องยนต์ CI โดยเครื่องยนต์นี้จะใช้การฉีดก๊าซธรรมชาติผสมกับอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้และใช้การฉีดน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงที่ช่วยทำให้เกิดการจุดระเบิด ซึ่งพบว่า เมื่อใช้ก๊าซธรรมชาติร่วมกับน้ำมันดีเซล จะทำให้ปริมาณ ไนโตรเจนออกไซด์ (NOx) และ มลพิษอนุภาค (Particulates Matter, PM) ลดลงแต่ปริมาณ ไฮโดรคาร์บอน (HC) จะเพิ่มสูงกว่าเครื่องยนต์ CI ทั่วไป โดยวิธีการที่ช่วยในการลดปริมาณ ไฮโดรคาร์บอน (HC) นั้นอาจทำได้โดยการเพิ่ม การหมุนวน และ ความปั่นป่วน ของอากาศและเชื้อเพลิงในช่วงปลายของจังหวะการอัด และการปรับเปลี่ยนการฉีดก๊าซธรรมชาติ เพื่อลดปริมาณของก๊าซธรรมชาติที่อยู่ในบริเวณชั้นซิดผิว

งานวิจัยมุ่งเน้นศึกษาพฤติกรรมการใช้ไฟและการกระจายตัวของเชื้อเพลิงก่อนจังหวะเริ่มต้นกระบวนการเผาไหม้ เพื่อปรับปรุงไฟภายในเครื่องยนต์ที่บริเวณท่อร่วมไอดีและภายในห้องเผาไหม้ ให้เหมาะสมกับการทำงานของเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วมโดยการใช้หลักพลศาสตร์ของของไหลเชิงตัวเลข



## วัตถุประสงค์

1. เพื่อศึกษาพฤติกรรมการไหลของก๊าซธรรมชาติภายในท่อร่วมไอดีของเครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้เชื้อเพลิงร่วมกันระหว่างก๊าซธรรมชาติและน้ำมันดีเซล โดยการฉีดเชื้อเพลิงในจังหวะที่ต่างกัน
2. เพื่อศึกษาการกระจายตัวของก๊าซธรรมชาติภายในกระบอกสูบเมื่อมีการเปลี่ยนตำแหน่งในการฉีดก๊าซธรรมชาติจาก ช่องไอดี ท่อกลมเป็น ช่องไอดี ท่อสี่เหลี่ยม
3. เพื่อศึกษาการกระจายตัวของก๊าซธรรมชาติภายในกระบอกสูบเมื่อมีการเปลี่ยนรูปทรงของลูกสูบ เมื่อต้องการตัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลเป็นเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติ
4. เพื่อศึกษาการกระจายตัวของก๊าซธรรมชาติภายในกระบอกสูบเมื่อมีการใส่แผ่นบังค้ำหมุน (Swirl control valve) ที่บริเวณ ช่องไอดี ท่อกลม

## ขอบเขตงานวิจัย

1. ศึกษาพฤติกรรมการไหลภายในท่อร่วมไอดีสำหรับเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมที่ทำงานที่ความเร็วรอบ 1400 rpm และ 2600 rpm โดยไม่พิจารณาถึงผลกระทบจากการไหลผ่านวาล์วปีกผีเสื้อ (throttle valve)
2. ศึกษาพฤติกรรมไหลภายในกระบอกสูบเฉพาะที่ความเร็ว 1400 rpm ช่วงภาระต่ำ
3. งานวิจัยนี้ไม่พิจารณาถึงผลกระทบจากส่วนผสมแก๊สที่ตกค้างภายในกระบอกสูบ การใช้ไอเสียหมุนเวียน (Exhaust gas recirculation, EGR) และการฉีดเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้ต่อการกระจายตัวของเชื้อเพลิงภายในกระบอกสูบ
4. งานวิจัยนี้ไม่พิจารณาถึงผลกระทบจากช่องว่างระหว่างลูกสูบและผนังลูกสูบ

## การตรวจเอกสาร

การศึกษาพฤติกรรมการไหลภายในเครื่องยนต์ได้มีการศึกษาวิจัยกันอย่างแพร่หลาย ไม่ว่าจะเป็นพฤติกรรมการไหลภายในท่อร่วมไอดี หรือพฤติกรรมการไหลภายในห้องเผาไหม้ ซึ่งจากการศึกษาค้นคว้าพบว่าพฤติกรรมการไหลภายในเครื่องยนต์ นั้นส่งผลกระทบต่อเครื่องยนต์ เช่น เสถียรภาพของการเผาไหม้ และประสิทธิภาพเชิงปริมาตร เป็นต้น โดยผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้องนี้ทางผู้วิจัยได้ทำการมุ่งเน้น อธิบายถึง หลักการทำงานของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดแบบเชื้อเพลิงร่วม และพฤติกรรมการไหลภายในเครื่องยนต์ซึ่งส่งผลกระทบต่อการทำงานของเครื่องยนต์

### หลักการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ทั่วไป

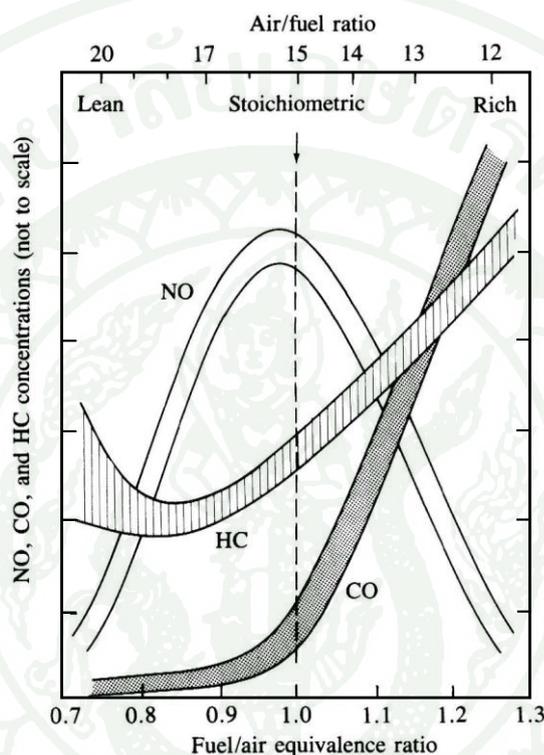
ในปัจจุบันเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในที่ใช้ทั่วไปได้ถูกแบ่งออกตามลักษณะกระบวนการเผาไหม้ โดยแบ่งได้เป็น 2 ประเภทคือ (1) เครื่องยนต์ SI ซึ่งใช้การจุดระเบิดด้วยประกายไฟจากหัวเทียน และ (2) เครื่องยนต์ CI หรือเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปซึ่งใช้การจุดระเบิดด้วยการอัด

#### เครื่องยนต์ SI

หลักการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ SI จะนำเชื้อเพลิงผสมเข้ากับอากาศล่วงหน้าก่อนจังหวะการจุดระเบิด การเผาไหม้เริ่มต้น เมื่อหัวเทียนให้ประกายไฟออกมาและเหนี่ยวนำให้เกิดการลุกไหม้ของไอดีและเปลวไฟจะลามไปในห้องเผาไหม้จนถึงสิ้นสุดกระบวนการเผาไหม้ เนื่องจากการใช้สารผสมที่ค่อนข้างเป็นเนื้อเดียวกันทำให้ต้องใช้อัตราส่วนการผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่พอเหมาะเพื่อให้มีเสถียรภาพในการเผาไหม้ สำหรับเครื่องยนต์ SI ทั่วไปจะมีการควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงต่ออากาศให้อยู่ในสัดส่วนโดยประมาณที่สารผสมพอดี (Stoichiometric air-fuel mixture)

อัตราส่วนสมมูลระหว่างเชื้อเพลิงต่ออากาศ (Fuel-air equivalence ratio,  $\phi$ ) เป็นหนึ่งในปัจจัยหลักที่ส่งผลโดยตรงต่อลักษณะและปริมาณมลพิษไอเสีย มลพิษหลักที่พบในแก๊สไอเสียจากเครื่องยนต์ SI โดยทั่วไปได้แก่  $\text{NO}_x$ , CO, HC และ PM โดย  $\text{NO}_x$  เป็นผลรวมระหว่างไนตริกออกไซด์ (Nitric oxide, NO) กับไนโตรเจนไดออกไซด์ (Nitrogen dioxide,  $\text{NO}_2$ ) ทั้งนี้สำหรับเครื่องยนต์ SI โดยทั่วไปมักพบว่าอัตราส่วนของ  $\text{NO}_2$  ต่อ NO มีค่าน้อยมาก การก่อตัวของ NO จะเพิ่มอัตราขึ้นอย่างรวดเร็วที่อุณหภูมิสูง ส่วน CO และ HC เกิดขึ้นได้จากหลายสาเหตุ เช่น ในบริเวณที่มีออกซิเจนไม่เพียงพอสำหรับการเผาไหม้ หรือในบริเวณที่มีอุณหภูมิไม่สูงพอต่อการทำ

ปฏิกิริยาออกซิเดชันอย่างสมบูรณ์ และปัจจัยอื่นๆ เป็นต้น สำหรับไอเสียของเครื่องยนต์ SI ที่ใช้เชื้อเพลิงผสมเข้ากับอากาศล่วงหน้า นั้นมักมี PM ขนาดเล็กมากเมื่อเทียบกับ PM ในไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซล ซึ่งรายละเอียดส่วนนี้จะอธิบายในลำดับต่อไป ภาพที่ 1 แสดงปริมาณ NO, HC และ CO ในไอเสียของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟที่ใช้ไออดีผสมกันล่วงหน้า (ชนศ, 2552)



ภาพที่ 1 ปริมาณความเข้มข้นของไนตริกออกไซด์ (NO) ไฮโดรคาร์บอน (HC) และคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ในไอเสียที่ออกจากห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ Premixed charge SI

ที่มา: Heywood (1988)

## เครื่องยนต์ดีเซล

การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลมีลักษณะของเปลวไฟที่แพร่กระจายอย่างปั่นป่วนและเคลื่อนตัวไม่สม่ำเสมอ (Turbulent unsteady diffusion flame) กระบวนการของสารทำงานเริ่มจากอากาศไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในช่วงจังหวะดูดและจังหวะอัดจนอยู่ที่สภาวะความดันสูงและอุณหภูมิที่สูงกว่าอุณหภูมิจุดระเบิดเอง (Autoignition temperature) ของเชื้อเพลิง หัวฉีดจะฉีดพ่นน้ำมันดีเซลด้วยความดันสูงออกไปปะทะกับอากาศ ที่ร้อนในช่วงปลายจังหวะอัด เชื้อเพลิงส่วนที่เป็นของเหลวจะแตกตัวเป็นละอองฝอยและระเหย โดยบางส่วนจะผสมเข้ากับอากาศก่อนการจุดระเบิดด้วยตัวเองเพื่อเริ่มต้นการเผาไหม้ ส่วนของสารผสมที่ผสมกันแล้วล่วงหน้า (Premixed portion) เหล่านี้จะเผาไหม้ก่อนอย่างรวดเร็วในช่วง “Premixed phase” จากนั้นส่วนที่เหลือที่ยังไม่ได้ผสมเข้ากับอากาศ (Non-premixed portion) จะเผาไหม้ในลักษณะของการแพร่กระจายของเปลวไฟในช่วง “Mixing controlled phase”

โหลดของเครื่องยนต์ควบคุมโดยใช้การปรับปริมาณการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงจึงไม่จำเป็นต้องใช้วาล์วลิ้นเร่ง นอกจากนี้ลักษณะที่สำคัญอีกประการคือ เครื่องยนต์ดีเซลใช้อัตราส่วนการอัดได้สูงกว่าเครื่องยนต์ SI ทำให้มีประสิทธิภาพการทำงานที่เหนือกว่า ปัญหาหลักของเครื่องยนต์ดีเซลคือการปล่อยไอเสียที่มีปริมาณมลพิษทางอากาศสูงและยากต่อการควบคุมเมื่อเทียบกับไอเสียจากเครื่องยนต์ SI มลพิษหลักจากเครื่องยนต์ดีเซลคือ  $\text{NO}_x$  และเขม่าควันดำ (Soot) ซึ่งเป็นสารมลพิษอนุภาคนาขนาดใหญ่ การฉีดเชื้อเพลิงโดยตรงสู่ห้องเผาไหม้ในช่วงปลายจังหวะอัดทำให้การกระจายตัวของเชื้อเพลิงเป็นไปอย่างไม่สม่ำเสมอและมีบางบริเวณที่มีสารผสมหนา เช่น บริเวณแกนในของสเปรย์น้ำมันดีเซลจะเป็นแหล่งที่เกิดการก่อตัวของมลพิษอนุภาคและนำไปสู่การเกิดเขม่าควันดำแก๊สที่เผาไหม้แล้วจากบริเวณที่มีสารผสมหนา เมื่อปะทะเข้ากับออกซิเจนที่อุณหภูมิสูงเพียงพอสำหรับการทำปฏิกิริยาออกซิเดชันจะก่อให้เกิด  $\text{NO}_x$  โดยทั่วไปไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลจะมีปริมาณ CO ไม่สูงเท่ากับของเครื่องยนต์ SI เนื่องจากเครื่องยนต์ดีเซลทำงานด้วยอัตราส่วนระหว่างเชื้อเพลิงต่ออากาศที่บาง (ชเนศ, 2552)

## หลักการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วม

การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วมไม่ใช่อาศัยเพียงการฉีดน้ำมันดีเซลเพื่อให้เกิดการจุดระเบิดด้วยตัวเองแบบเครื่องยนต์ดีเซลทั่วไปเท่านั้น แต่มีการนำเชื้อเพลิงร่วมผสมกับอากาศล่วงหน้าก่อนจะถูกดูดเข้าไปในห้องเผาไหม้ เหมือนเครื่องยนต์ SI โดยลักษณะการเผา

ไหม้ในเครื่องย่นระบบเชื้อเพลิงร่วมจะใช้เชื้อเพลิงร่วมเป็นเชื้อเพลิงหลักในการเผาไหม้โดยใช้ น้ำมันดีเซลเป็นตัวช่วยให้เกิดการเผาไหม้

Karim (1995) ได้ทำการศึกษาถึงลักษณะการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วม โดยแบ่งลักษณะการเผาไหม้เป็น 3 ช่วงดังนี้

1. ช่วงก่อนการฉีดน้ำมันดีเซล เชื้อเพลิงร่วมจะถูกนำไปผสมกับอากาศล่วงหน้าก่อนที่จะเข้าสู่ห้องเผาไหม้ โดยระหว่างกระบวนการอัดนั้นส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศจะถูกอัดให้มีอุณหภูมิและความดันสูงขึ้นส่งผลให้เกิดปฏิกิริยาทางเคมี และได้ผลิตภัณฑ์จำพวก intermediate species เช่น radicals, CO, formaldehyde เป็นต้น

2. ช่วงการฉีดน้ำมันดีเซล น้ำมันดีเซลจะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ด้วยแรงดันสูง ทำให้น้ำมันดีเซลแตกเป็นฝอยละอองและพุ่งเป็นลำรูปทรงกรวยเข้าสู่ห้องเผาไหม้ โดยก๊าซผสมที่อยู่รอบข้างเข้ามาผสมกับฝอยละอองน้ำมันดีเซล อยู่บริเวณขอบริมของลำสเปรย์ เนื่องจากเชื้อเพลิงก๊าซเข้ามามีส่วนร่วมในกระบวนการต่าง ๆ ด้วย ทำให้ลักษณะการจุดระเบิดและเผาไหม้ของน้ำมันดีเซลต่างจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดทั่วไป เชื่อว่าบริเวณที่ jet break up เป็นบริเวณที่เกิด flammable region โดยที่อัตราการเข้าผสมระหว่างฝอยละอองดีเซลและก๊าซผสมจะมากน้อยเพียงใดนั้นขึ้นอยู่กับคุณลักษณะของสเปรย์ ปริมาณการฉีดและความเข้มข้นของเชื้อเพลิงก๊าซในกระบอกสูบ

3. การจุดระเบิด การจุดระเบิดเกิดขึ้นครั้งแรกที่บริเวณ flammable region ซึ่งเป็นบริเวณที่มีอัตราการเกิดปฏิกิริยาร่วมระหว่างดีเซลและก๊าซผสมมากที่สุด หลังจากผ่านช่วงหน่วงการจุดระเบิด และเกิดการจุดระเบิดตามมา สามารถแบ่งรูปแบบการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นเป็นสองแบบคือ

3.1 Premixed burn เป็นการเผาไหม้แบบที่เปลวไฟลามไปตามส่วนผสมที่เป็น flammable region ซึ่งได้ผสมกันอยู่ก่อนแล้ว

3.2 Diffusion เป็นการเผาไหม้แบบที่เชื้อเพลิงและ Oxidizer ยังแยกกันอยู่ฝอยละอองดีเซลเกิดการระเหยและผสมกับอากาศที่ถูกโมเมนตัมของลำสเปรย์ดูดให้เคลื่อนที่เข้ามา ลักษณะการเผาไหม้แบบนี้เกิดที่บริเวณแกนกลางของลำสเปรย์ ที่มีส่วนผสมหนาเกินกว่าที่จะเกิดการลุกไหม้แบบ premixed burn ได้ในทันที

## มลพิษที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์จุดระเบิดภายใน

เครื่องยนต์เผาไหม้ภายในทั้ง เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟและเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ในปัจจุบันถือว่าเป็นแหล่งกำเนิดมลพิษทางอากาศที่สำคัญในเมืองและมีส่วนทำให้เกิดปรากฏการณ์โลกร้อน เกิดฝนกรด หมอกปนควัน กลิ่น รวมทั้งปัญหาระบบทางเดินหายใจและสุขภาพของมนุษย์ โดยในตอนนี้จะอธิบายถึงลักษณะเฉพาะของมลพิษที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบเชื้อเพลิงร่วม

### Carbon monoxide (CO)

คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) จะเกิดขึ้นระหว่างกระบวนการการเผาไหม้ ซึ่งการเกิด CO เป็นผลมาจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ โดยการเกิด CO จะขึ้นอยู่กับ air-fuel ratio เป็นหลัก โดยเกิดขึ้นเมื่อสารผสมหนา ทำให้มีออกซิเจน ไม่เพียงพอที่จะเผาไหม้คาร์บอนทั้งหมดในเชื้อเพลิงให้เป็น CO<sub>2</sub> และเกิดขึ้นในแก๊สที่เผาไหม้แล้วซึ่งมีอุณหภูมิสูงแม้ว่าจะเป็นกาเผาไหม้สารผสมที่บางก็ตาม โดยเกิดขึ้นจากการแตกตัวของ CO<sub>2</sub> เป็นหลัก หลังจากนั้นในจังหวะขยายตัว กระบวนการออกซิเดชันของ CO ก็จะหยุดเมื่ออุณหภูมิของแก๊สที่เผาไหม้แล้วต่ำลง โดยปกติแล้วกระบวนการเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดนั้น จะใช้สารผสมบางจึงทำให้ปัญหาการเกิด CO นั้นไม่ใช่ปัญหาหลักในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ซึ่งการเกิด CO ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดนั้นจะเกิดขึ้นจากการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศที่ไม่สม่ำเสมอ(การเผาไหม้เกิดขึ้นบริเวณที่เป็นสารผสมหนา)

### Hydrocarbons (HC)

ไฮโดรคาร์บอน (HC) เป็นมลพิษที่เกิดจากสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เกิดการเผาไหม้ หรือ เผาไหม้บางส่วน โดย HC ที่สถานะของแข็งจะเป็นส่วนประกอบของ มลพิษอนุภาค (Particulates Matter, PM) การเกิด HC ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดนั้นจะแตกต่างกับการเกิด HC ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ โดยในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟนั้นการเกิด HC เกิดขึ้นจากสารผสมบางส่วนไหลเข้าไปในซอกระหว่างลูกสูบ แหวนลูกสูบ และผนังกระบอกสูบ ในจังหวะการอัด ซึ่งแก๊สที่อยู่ในซอกนี้ส่วนใหญ่จะไม่ถูกเผาไหม้ในระหว่างกระบวนการเผาไหม้ เนื่องจากทางเข้าของซอกเหล่านี้แคบเกินกว่าที่เปลวไฟจะเข้าไปได้ โดยแก๊สที่อยู่ในซอกจะไหลออกจากซอกในช่วงหลังของกระบวนการขยายตัวและในช่วงกระบวนการคาย (ส่วนใหญ่ของแก๊สนี้

จะเป็นส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศที่ยังไม่เผาไหม้) การเกิด HC ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด เกิดขึ้นจากการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศที่ไม่สม่ำเสมอ และจะไม่ขึ้นกับ air-fuel ratio ซึ่งการเกิด HC ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดนั้นสามารถเกิดขึ้นได้จากสองสาเหตุหลัก ได้แก่ สาเหตุแรกสารผสมบางเกินไปที่จะเกิดการเผาไหม้ เนื่องจากลักษณะการจุดระเบิดของเครื่องยนต์ จุดระเบิดด้วยการอัดนั้น เชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่เข้าใกล้ศูนย์กลางบน ซึ่งส่งผลให้การผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศไม่สม่ำเสมอ ทำให้ภายในห้องเผาไหม้บางส่วน มีสารผสมหนา และบางส่วนมีสารผสมบาง ซึ่งการเผาไหม้จะเกิดขึ้นที่บริเวณที่มีสารผสมหนา แล้ว บางส่วนที่เป็นสารผสมบางนั้นอาจถูกเจือจางด้วยอากาศ จนทำให้สารผสมบางเกินไปเปลวไฟที่ แพร่ขยายมาถึงไม่สามารถเผาไหม้ได้ (Flame Quenching) จึงส่งผลให้เกิด HC ขึ้น สาเหตุที่สองเกิดจากระบบการฉีดเชื้อเพลิง ที่จังหวะการฉีดเชื้อเพลิงสิ้นสุดลงอาจมีเชื้อเพลิงบางส่วนเข้าไปในรูของ หัวฉีดซึ่งส่งผลให้การระเหยตัวของเชื้อเพลิงช้าลง และประสิทธิภาพในการผสมกับอากาศลดลง

#### Nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>)

ไนโตรเจนออกไซด์ (NO<sub>x</sub>) ประกอบไปด้วย ไนตริกออกไซด์ (NO) และ ไนโตรเจนไดออกไซด์ (NO<sub>2</sub>) โดยการเกิด NO<sub>x</sub> จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้โดยที่อุณหภูมิสูง อัตราการเกิด NO<sub>x</sub> ก็จะสูงขึ้น โดย NO<sub>x</sub> จะเกิดขึ้นอย่างรวดเร็วที่อุณหภูมิสูงกว่า 2000 K ขึ้นไป โดยปฏิกิริยาในการเกิด NO นั้นถูกอธิบายโดย Extended Zeldovich mechanism



โดยในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด NO<sub>x</sub> ที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่คือ ไนตริกออกไซด์ (NO) โดยการก่อตัวของ ไนตริกออกไซด์ (NO) ในเครื่องยนต์ CI จะเกิดจาก ไนโตรเจน และ ออกซิเจน ทำปฏิกิริยากันที่อุณหภูมิมากกว่า 1500 K โดยในช่วง steady state conditions การเกิด ไนตริกออกไซด์ จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น โดยการลดการเกิด ไนตริกออกไซด์ สามารถทำได้ 2 วิธีคือ ลดบริเวณที่มีสารผสมบางในกระบวนการเผาไหม้ และ ลดอุณหภูมิในการเผาไหม้ของสารผสมบาง

## Particulate Matter (PM)

มลพิษอนุภาค (Particulates Matter, PM) เป็นมลพิษหลักที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด โดย PM ประกอบด้วย เขม่า (Soot), extractable fraction และ inorganic compounds โดยในตอนนี้จะมุ่งเน้นอธิบาย เขม่า (Soot) เป็นหลักเนื่องจากส่วนประกอบหลักของ PM ที่ออกมาจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดคือ soot

Soot particles เกิดขึ้นจากอะตอมของคาร์บอนจัดเรียงตัวขึ้นเป็นกลุ่มหรือเป็นห่วงโซ่ soot จะก่อตัวขึ้นภายในห้องเผาไหม้ โดยเป็นการจับตัวกันระหว่าง อะตอมของคาร์บอนที่อยู่ในสภาวะแก๊สแล้วกลั่นตัวอยู่ในสภาวะของแข็ง โดยกระบวนการในการจับตัวกันนั้นจะเกิดขึ้นที่สภาวะที่มี oxygen ดำบริเวณแกนของสเปร์รี่ ซึ่งปฏิกิริยาของการเกิด soot เรียกว่า pyrolysis reaction



ซึ่งปัจจัยในการก่อให้เกิดปฏิกิริยา คือ ส่วนผสมหนาและอุณหภูมิสูง โดยการเกิดเขม่า (Soot) นั้นจะเปลี่ยนแปลงไปตาม engine design และ operating parameters

พฤติกรรมกาไหลภายในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบเชื้อเพลิงร่วม

การไหลภายในเครื่องยนต์นั้นส่งผลกระทบต่อ ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ และมลพิษที่เกิดขึ้น โดยการควบคุมการไหลภายในเครื่องยนต์ในเบื้องต้นคือ การออกแบบท่อร่วมไอดี ช่องไอดี ฝาสูบ และรูปทรงของหลุมลูกสูบ ให้เหมาะสม รวมถึงการควบคุมพฤติกรรมกาไหลภายในห้องเผาไหม้ แบบ swirl หรือ tumble สำหรับพฤติกรรมกาไหลภายในเครื่องยนต์ระบบเชื้อเพลิงร่วมจะมีพฤติกรรมเหมือนกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟผสมกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด กล่าวคือ เชื้อเพลิงซึ่งเป็นเชื้อเพลิงหลักในการเผาไหม้จะถูกฉีดผสมกับอากาศก่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ซึ่งมีลักษณะเหมือนกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟและเมื่อเชื้อเพลิงและอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในจังหวะที่เครื่องยนต์จุดระเบิด เชื้อเพลิงซึ่งเป็นเชื้อเพลิงร่วมจะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้เพื่อทำให้เกิดการเผาไหม้ซึ่งมีลักษณะเหมือนกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

ปัจจัยจากการไหลที่มีผลกระทบต่อเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบเชื้อเพลิงร่วม

การออกแบบท่อร่วมไอดี (Intake manifold)

ท่อไอดีมีหน้าที่ในการนำส่วนผสมอากาศกับเชื้อเพลิง (หรืออากาศเพียงอย่างเดียว) กระจายไปตามสูบต่างๆ โดยผ่านช่องไอดีและวาล์วไอดีเข้าไปในกระบอกสูบ โดยการออกแบบท่อไอดีมีหลักการที่สำคัญได้แก่

1. กระจายปริมาณอากาศของแต่ละสูบให้มีปริมาณเท่ากัน
2. ความต้านทานการไหลของอากาศภายในท่อร่วมไอดีมีค่าต่ำ
3. ออกแบบรูปร่างของท่อร่วมไอดีเพื่อให้ได้ประโยชน์จาก ram effect
4. ลดการเกิด turbulence ที่ไม่จำเป็นภายในท่อร่วมไอดี

โดยทั่วไปการออกแบบท่อร่วมไอดี เพื่อมาใช้ภายในเครื่องยนต์ใช้วิธี trial and error method ซึ่งเป็นวิธีที่มีประสิทธิภาพแต่อย่างไรก็ตามก็เป็นวิธีที่ต้องใช้ ต้นทุนในการผลิต และเวลาที่ใช้ในการทดสอบ มาก การวิเคราะห์โดยการใส่ พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ จึงเป็นทางเลือกหนึ่ง ที่ผู้ออกแบบท่อร่วมไอดี ใช้เพื่อเป็นการศึกษาการไหลที่เกิดขึ้น

Maftouni and Ebrahimi (2006) ได้ทำการศึกษาผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงขนาดของท่อร่วมไอดี ต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด โดยการใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ร่วมกับการใช้ engine cycle simulation โดยได้ทำการวิเคราะห์ท่อร่วมไอดีของเครื่องยนต์ XU7 ทั้งแบบ steady state และ unsteady state สำหรับ steady state ผลการทดลองที่ได้ถูกนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองจากเครื่องยนต์จริง และสำหรับการวิเคราะห์แบบ unsteady state ค่าเงื่อนไขขอบที่ใช้ในการวิเคราะห์ได้จากการ engine cycle simulation ซึ่งจากผลการทดลอง พบว่าเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความยาวของ ช่องไอดี ส่งผลกระทบบต่อค่า ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร โดยที่ความยาวของ ช่องไอดี 120% จากค่าความยาวเดิม ส่งผลให้ ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร มีค่าสูงขึ้น

นอกจากความยาวของ ช่องไอดี ที่ส่งผลกระทบต่อ ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร แล้ว Ceviz และ Akin (2009) ยังได้ทำการศึกษาผลกระทบจากความยาวและปริมาตรของท่อร่วมไอดี (intake plenum length/volume) ต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่มีการฉีดเชื้อเพลิงเข้าช่องไอดีหลายจุด (multipoint fuel injection system) ซึ่งทำการฉีดเชื้อเพลิงที่บริเวณ

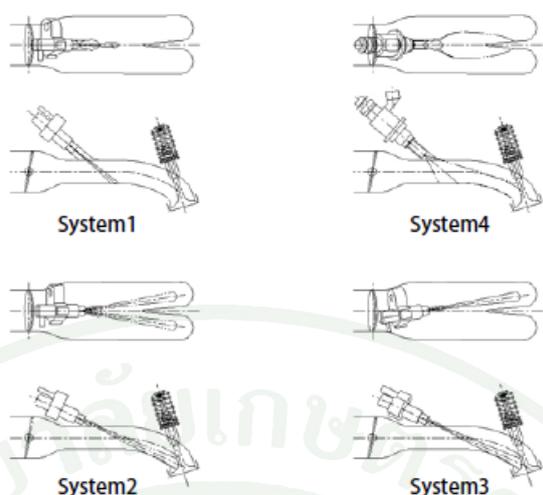
ว่าตัวไอดี โดยเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบคือ Ford MVH-418 จากผลการทดสอบพบว่า การเปลี่ยนความยาวและปริมาตรของท่อร่วมไอดี มีผลกับประสิทธิภาพของเครื่องยนต์โดย อัตราการใช้เชื้อเพลิง ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟลดลงเมื่อมีการเพิ่ม ความยาวของท่อร่วมไอดี ที่ภาระการทำงานสูงความเร็วรอบต่ำ

### ระบบฉีดเชื้อเพลิง

ระบบฉีดเชื้อเพลิงภายในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบเชื้อเพลิงร่วม จะประกอบด้วยการฉีดเชื้อเพลิง 2 ครั้ง ซึ่งได้แก่ที่บริเวณท่อร่วมไอดี และภายในห้องเผาไหม้ ซึ่งมีลักษณะการฉีดเชื้อเพลิงคล้ายกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟและเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ซึ่งโดยทั่วไป เครื่องยนต์หลายสูบที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟมักใช้การฉีดเชื้อเพลิงเข้าช่องปีกผีเสื้อจุดเดียว ซึ่งง่ายต่อการควบคุมแต่อาจมีความล่าช้าในการตอบสนองการทำงานของเครื่องยนต์ การฉีดเชื้อเพลิงเข้าช่องไอดีหลายจุดเป็นแนวทางหนึ่งซึ่งช่วยปรับปรุงการความเร็วในการตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงสภาวะเครื่องยนต์และช่วยเพิ่มประสิทธิภาพเชิงปริมาตรส่งผลให้ได้แรงบิดและกำลังเพิ่มขึ้นนอกจากนี้ยังให้การกระจายตัวของเชื้อเพลิงที่สม่ำเสมอมากขึ้น

Yamato *et al.* (1999) ได้ศึกษาถึงผลกระทบจาก จังหวะในการฉีดเชื้อเพลิง (Injection Timing) ต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติ ด้วยวิธีการทดสอบเครื่องยนต์ โดยใช้วิธีการเก็บค่าการกระจายตัวของเชื้อเพลิงด้วยวิธี laser induced fluorescence (LIF) ที่บริเวณจุดศูนย์กลางของกระบอกสูบเป็นระยะในแนวตั้ง ซึ่งผลพบว่าเมื่อมีการเปลี่ยน จังหวะในการฉีดเชื้อเพลิง การกระจายของเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้เปลี่ยนไป ส่งผลให้ในบางสภาวะการทำงานเมื่อทำการทดสอบ ไม่เกิดการเผาไหม้เกิดขึ้น

ต่อมาการศึกษาผลกระทบจากการฉีดเชื้อเพลิงต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์มีมากขึ้นและได้มีการนำวิธีการวิเคราะห์โดยการใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ มาใช้เพื่อช่วยในการวิเคราะห์ Shoichi *et al.* (2008) ได้ทำการศึกษาถึงผลกระทบจาก ระบบการฉีดเชื้อเพลิงซึ่งประกอบไปด้วย การเปลี่ยนตำแหน่งและมุมการฉีด (injection targeted area), จังหวะในการฉีด (injection timing), ขนาดของละอองเชื้อเพลิง (fuel droplet size) ต่อ เสถียรภาพของการเผาไหม้ (combustion stability) ภายในเครื่องยนต์ขนาดเล็ก โดยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ควบคู่กับการทดลอง ในการทดลองได้แบ่งการทดลองการฉีดทั้งหมดเป็น 4 ระบบ ซึ่งแบ่งตาม ตำแหน่งการฉีดเชื้อเพลิง และลักษณะของการฉีดเชื้อเพลิงดังภาพที่ 2



ภาพที่ 2 แสดงตำแหน่งการติดตั้งเซ็นเซอร์เลเซอร์ และลักษณะของการติดตั้งเซ็นเซอร์เลเซอร์

ที่มา: Shoichi *et al.* (2008)

โดยผลการศึกษาพบว่าระบบการติดตั้งเซ็นเซอร์เลเซอร์ส่งผลต่อการกระจายตัวของเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้ และผลกระทบจากระบบการติดตั้งเซ็นเซอร์เลเซอร์ต่อเสถียรภาพของการเผาไหม้ นั้นสามารถอธิบายได้จากการกระจายตัวของเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้โดยการใช้ พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ซึ่งเสถียรภาพของการเผาไหม้ นั้นสูงขึ้นเมื่อ เซ็นเซอร์เลเซอร์อยู่บริเวณตรงกลางของห้องเผาไหม้

การเคลื่อนที่ของแก๊สภายในกระบอกสูบ

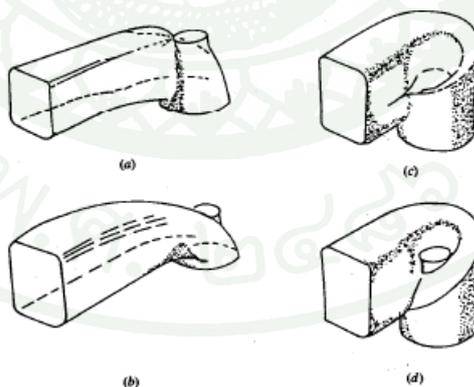
การเคลื่อนที่ของแก๊สในกระบอกสูบในช่วงการดูดและการอัดเป็นปัจจัยที่สำคัญประการหนึ่งในการควบคุมกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดระบบเชื้อเพลิงร่วม การไหลหรือการเคลื่อนที่ของแก๊สในกระบอกสูบนั้นเป็นการไหลปั่นป่วน (turbulence flow) ซึ่งรูปแบบของการไหลเกิดขึ้นในช่วงการดูดและเปลี่ยนไปในช่วงของการอัด ความปั่นป่วนนี้จะช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทโมเมนตัม อัตราการถ่ายเทความร้อน อัตราการถ่ายเทมวล รวมทั้งเป็นปัจจัยสำคัญที่ทำให้การทำงานของเครื่องยนต์เป็นไปอย่างราบเรียบ (Heywood, 1988)

### การไหลวนของแก๊สรอบแกนกระบอกสูบ (Swirl)

การไหลวนของแก๊สรอบแกนกระบอกสูบทำให้เกิดได้โดยไอดีที่มีโมเมนตัมเชิงมุมเข้าไปในกระบอกสูบ การไหลวนของแก๊สรอบแกนกระบอกสูบในเครื่องยนต์ดีเซลจะช่วยให้การผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าไปรวดเร็วยิ่งขึ้น โดยวิธีการทำให้เกิดการไหลวนในช่วงการดูด โดยทั่วไปมี 2 วิธี คือ

1. ทำให้การไหลของไอดีเข้าไปในกระบอกสูบในทิศทางสัมผัสกับผนังกระบอกสูบซึ่งไอดีจะหมุนวนลงในกระบอกสูบ
2. ทำให้เกิดการไหลวนภายในช่องไอดีซึ่งการไหลจะถูกบังคับให้ไหลวนรอบแกนของวาล์วก่อนที่จะเข้าไปในกระบอกสูบ

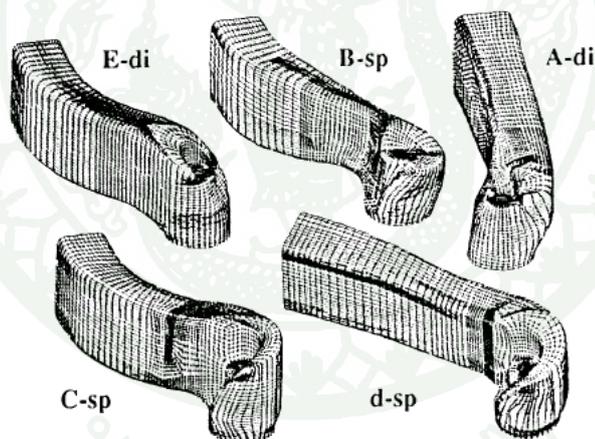
ภาพที่ 3 แสดงวิธีที่ใช้กันทั่วไปทั้ง 2 วิธีเพื่อทำให้เกิดการไหลวนในช่วงการดูด วิธีแรกได้แก่ การใช้ผนังเบี่ยงเบน (deflector wall) ของช่องไอดีเพื่อบังคับให้การไหลส่วนใหญ่ผ่านวาล์วออกไปในทิศทางสัมผัสกับผนังกระบอกสูบ และการใช้ช่องไอดีบังคับ (directed port) เพื่อให้การไหลไปยังช่องเปิดวาล์วในทิศทางสัมผัสกับผนังกระบอกสูบที่ต้องการ ส่วนวิธีที่สองก็คือการทำให้ช่องไอดีขดเป็นวง ซึ่งมีทั้งแบบลาดชันน้อยและแบบลาดชันมาก



ภาพที่ 3 ช่องไอดีแบบต่างๆ (a) ผนังเบี่ยงเบน (b) ช่องบังคับ (c) ช่องไอดีขดเป็นวงชันน้อย (d) ช่องไอดีขดเป็นวงชันมาก

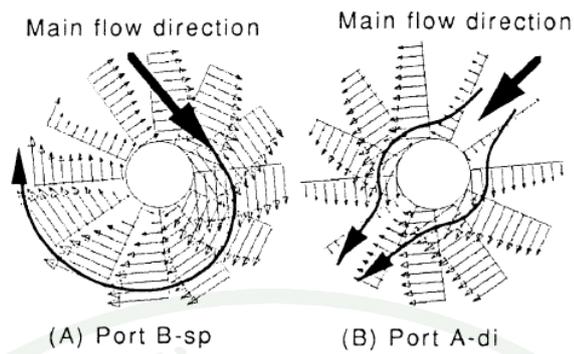
ที่มา: Heywood (1988)

Oishi *et al.* (1994) ทำการศึกษาผลกระทบจากการเปลี่ยนช่องไอดี ต่อการไหลในช่องไอดี และความรุนแรงของการเกิด Swirl ภายในห้องเผาไหม้ภายในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด โดยการใช้การวิเคราะห์ทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยใช้แบบจำลองความปั่นป่วน  $k-\epsilon$  ร่วมกับการทดลอง ซึ่งทำการใช้ช่องไอดีทั้งหมด 5 รูปทรง ดังภาพที่ 4 พบว่ารูปทรงของช่องไอดี ส่งผลต่อการไหลภายในช่องไอดี โดยสามารถแบ่งการไหลได้เป็น 2 แบบ สำหรับรูปทรงช่องไอดี แบบบังคับการกระจายตัวของความเร็วที่ไหลผ่านวาล์ว สมมาตรกันในแนวแกนของวาล์วไอดี และสำหรับ ช่องไอดีแบบขดเป็นวง ทิศทางการไหลของอากาศไหลเป็นวงตามรูปทรงของช่องไอดี ดังภาพที่ 5 นอกจากนี้เมื่อทำการศึกษาความรุนแรงของการเกิด Swirl โดยการวัดความเร็วเชิงมุม ภายในห้องเผาไหม้พบว่า ช่องไอดีแบบขดให้ค่า ความเร็วเชิงมุม สูงกว่าช่องไอดีแบบบังคับ เนื่องจากช่องไอดีแบบขดทำให้การไหลเข้าของอากาศสัมผัสกับผนังกระบอกสูบดังภาพที่ 6 และเมื่อทำการเปรียบเทียบผลที่ได้จากการวิเคราะห์ทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ กับผลจากการทดลองจริง พบว่าค่าที่ได้จากการวิเคราะห์ทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณให้ค่าที่คำนวณออกมาน้อยกว่าค่าที่ได้จากการทดลอง



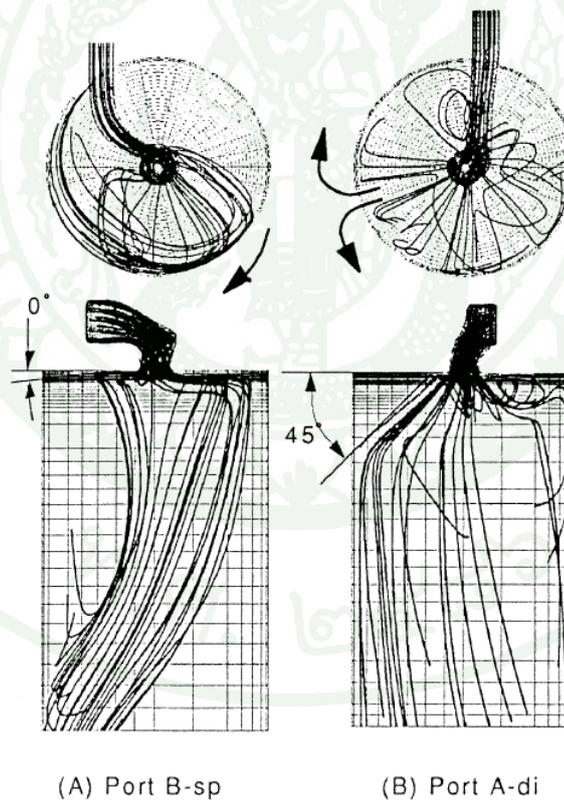
ภาพที่ 4 แสดงช่องไอดีแบบต่างๆ ที่ใช้ในการจำลองการไหล

ที่มา: Oishi *et al.* (1994)



ภาพที่ 5 การกระจายตัวของ Velocity Vector ภายในช่องไอดีโดยเป็นภาพตัดขวางของช่องทางไหลวงกลมตรงกลางในแต่ละภาพคือก้านวาล์วของไอดี

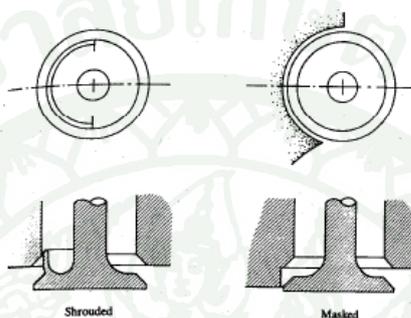
ที่มา: Oishi *et al.* (1994)



ภาพที่ 6 แสดงการไหลเข้าของอากาศในช่องไอดีต่างกัน

ที่มา: Oishi *et al.* (1994)

นอกจากรูปทรงของช่องไอดีที่เป็นตัวกำหนดการไหลของไอดีแล้ว วิธีที่ทำให้การไหลของไอดีเข้าไปในกระบอกสูบในทางสัมผัสกับผนังกระบอกสูบนั้นสามารถทำได้อีกลักษณะหนึ่ง คือ การปิดช่องเปิดของวาล์วไอดีบางส่วน ภาพที่ 7 แสดงการปิดช่องเปิดของวาล์วโดยใช้แผ่นปิดติดไว้ด้านหลังของหัววาล์ว (หรือทำเป็นชิ้นเดียวกับวาล์ว) และใช้แผ่นปิดติดไว้กับฝาสูบ (หรือทำเป็นชิ้นเดียวกับฝาสูบ) การใช้แผ่นปิดที่วาล์วไอดีเป็นวิธีที่ไม่นิยมใช้เนื่องจากวาล์วไอดีจะหมุนไม่ได้ (Heywood, 1988)

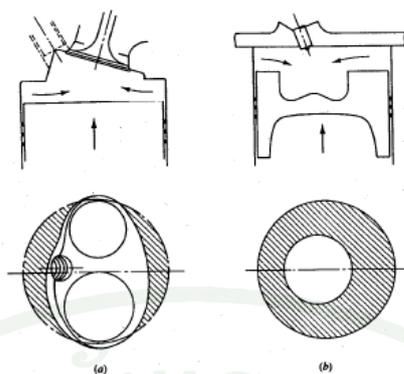


ภาพที่ 7 แสดงการปิดช่องเปิดของวาล์วไอดีโดย แผ่นปิดที่วาล์วไอดี และแผ่นปิดที่ฝาสูบ

ที่มา: Heywood (1988)

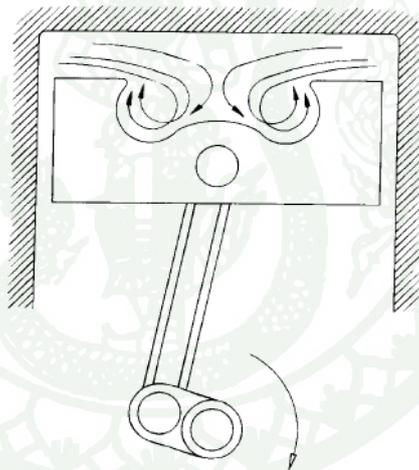
#### การบีบ (Squish), การไหลวนของแก๊สรอบแกนแนวราบ (Tumble)

การบีบ (squish) เป็นชื่อที่ใช้เรียกการเคลื่อนที่ของแก๊สในแนวรัศมีเข้าด้านในของกระบอกสูบซึ่งเกิดขึ้นที่ปลายของจังหวะอัดเมื่อส่วนของหัวลูกสูบและฝาสูบเข้าใกล้กันมาก ดังนั้นการเคลื่อนที่ของแก๊สแบบนี้จะเกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อมีการออกแบบห้องเผาไหม้ให้มีส่วนหัวลูกสูบและฝาสูบเข้าใกล้กันมากขณะที่ลูกสูบอยู่ที่ TC ภาพที่ 8 แสดงการบีบของแก๊สเข้าไปในห้องเผาไหม้ โดยที่ตำแหน่งลูกสูบใกล้ TDC การบีบของแก๊สจะก่อให้เกิดการหมุนวนรอบแกนแนวราบซึ่งขึ้นอยู่กับการออกแบบรูปทรงของหลุมลูกสูบ ดังภาพที่ 9



ภาพที่ 8 แสดงการเคลื่อนที่ของลูกสูบทำให้เกิดการบีบ (a) ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (b) ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล

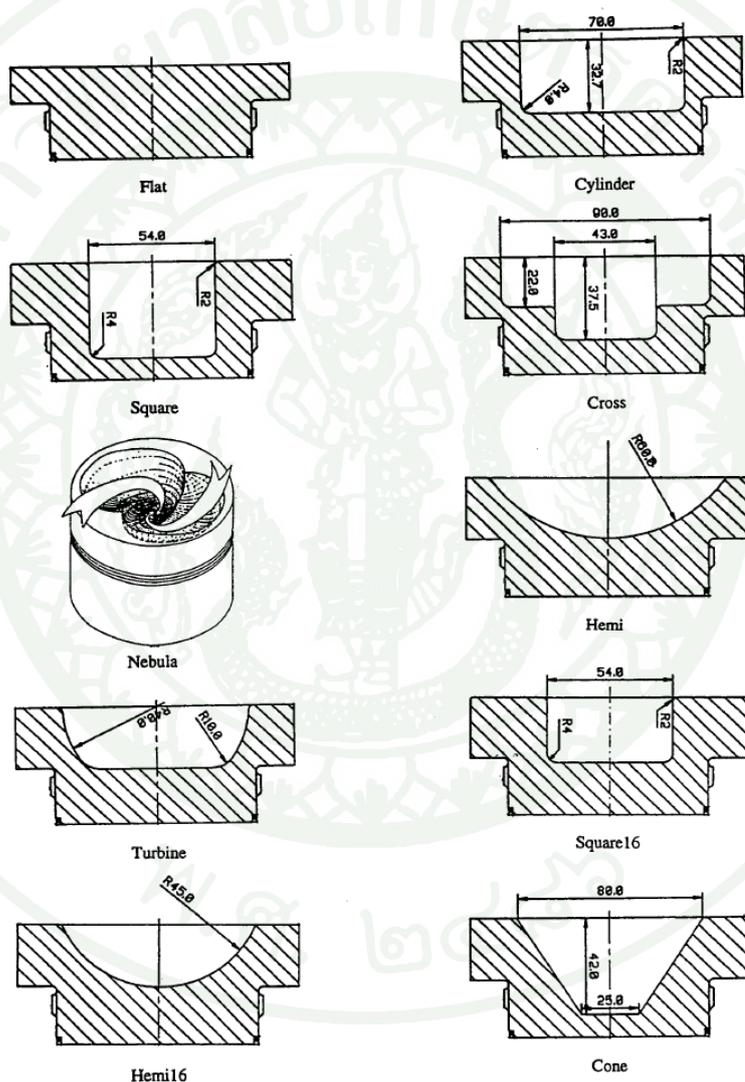
ที่มา: Heywood (1988)



ภาพที่ 9 แสดงการไหลวนของแก๊สรอบแกนแนวราบ (Tumble) ภายในหลุมลูกสูบ

ที่มา: Pulkrabek (1997)

จะเห็นว่าการเปลี่ยนแปลงรูปทรงของช่องไอดี และการเปลี่ยนแปลงหลุมลูกสูบส่งผลต่อพฤติกรรมการไหลภายในเครื่องยนต์ Johansson และ Olsson (1995) ได้ทำการศึกษาผลกระทบจากรูปทรงของหลุมลูกสูบของเครื่องยนต์ Volvo TD102 ที่ต้องการตัดแปลงจากเครื่องยนต์ดีเซลเป็นเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติ ต่อการเผาไหม้ภายในเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติ โดยได้ทำการเปลี่ยนรูปทรงของหลุมลูกสูบเป็นรูปทรงต่างๆดังภาพที่ 10 โดยทำการวัดค่าความเร็ว และความปั่นป่วนภายในห้องเผาไหม้โดยใช้วิธี Laser Doppler Velocimetry (LDV)



ภาพที่ 10 แสดงรูปทรงของหลุมลูกสูบที่ใช้ในการทดสอบ

ที่มา: Johansson and Olsson (1995)

โดยผลการทดลองพบว่าพฤติกรรมการไหลภายในห้องเผาไหม้นั้นเปลี่ยนไปเมื่อมีการเปลี่ยนรูปทรงของหลุมลูกสูบ ซึ่งหลุมลูกสูบแบบรูปทรงกระบอกและรูปทรงสี่เหลี่ยมจัตุรัสให้ค่าความปั่นป่วนภายในหลุมลูกสูบสูงที่สุดเมื่อเทียบกับหลุมลูกสูบรูปทรงอื่น และค่า Heat release ในช่วงกระบวนการเผาไหม้ (10-90% HR) ในแต่ละรูปทรงของหลุมลูกสูบนั้นมีค่าสูงขึ้นเมื่อความปั่นป่วนสูงขึ้น

Payri *et al.* (2003) ได้ศึกษาการใช้วิธีการ CFD analysis เพื่อช่วยในการวิเคราะห์พฤติกรรม การไหลภายในห้องเผาไหม้ภายในเครื่องยนต์ดีเซลซึ่ง turbulence model ที่ใช้ในการคำนวณคือ standard  $k - \epsilon$  turbulence model โดยทำการคำนวณในช่วงจังหวะการดูด และจังหวะการอัดเมื่อมีการเปลี่ยนรูปทรงของหลุมลูกสูบเปรียบเทียบกับค่าวัดค่าโดยการใช้วิธี Laser Doppler Velocimetry (LDV) ซึ่งพบว่าในช่วงจังหวะการอัดนั้นรูปทรงของหลุมลูกสูบไม่ส่งผลกระทบต่อ การไหลและการชนระหว่างอากาศกับผนังกระบอกสูบมากนัก และสำหรับช่วงจังหวะการอัดการ เปลี่ยนรูปทรงของหลุมลูกสูบส่งผลต่อพฤติกรรมการไหลที่เปลี่ยนไปในแต่ละหลุมลูกสูบ

เมื่อเปรียบเทียบผลระหว่างการวัดโดยใช้วิธี Laser Doppler Velocimetry (LDV) และผลที่ได้ จาก CFD analysis พบว่า ค่าความเร็ว และค่าความปั่นป่วน ที่ตำแหน่งเดียวกันภายในกระบอก สูบ การคำนวณหาการไหลในแนวรอบแกนกระบอกสูบ ให้ผลเป็นที่น่าพอใจที่ตำแหน่งใกล้ TDC สำหรับค่า turbulent velocities เมื่อทำการเปรียบเทียบผลที่ได้จาก CFD และการวัดแบบ LDV พบว่าให้ค่าเป็นที่ยอมรับได้โดยจะมีในบางกรณีที่ ค่าที่คำนวณได้จาก CFD นั้นน้อยกว่าการวัดแบบ LDV ซึ่งเกิดจากการจำลอง เกิดการไหลแบบ swirl/squish อย่างรุนแรง ซึ่งแบบจำลองความปั่นป่วน แบบ  $k - \epsilon$  นั้นไม่เหมาะที่จะใช้ในการคำนวณกรณีศึกษาที่มี แรงเฉือน (shear stresses) ที่รุนแรง แต่อย่างไรก็ตามผลการศึกษการไหลภายในกระบอกสูบที่ได้จากการใช้ CFD analysis ก็ถือว่าเป็น ค่าแม่นยำพอสมควร ซึ่งถือว่าเป็นเครื่องมือที่เหมาะสมเพื่อใช้เป็นแนวทางในการศึกษาพฤติกรรม ภายในห้องเผาไหม้

จากที่กล่าวข้างต้นปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อพฤติกรรมการไหลภายในห้องเผาไหม้ คือ การออกแบบช่องไอดี และการออกแบบรูปทรงของหลุมลูกสูบ โดยการออกแบบช่องไอดีและ รูปทรงของหลุมลูกสูบได้ถูกออกแบบเพื่อให้เหมาะสมกับการเผาไหม้ในแต่ละเครื่องยนต์ สำหรับ เครื่องยนต์ดีเซล การออกแบบช่องไอดีและรูปทรงของหลุมลูกสูบถูกออกแบบเพื่อให้เกิด การไหลวนรอบแกนกระบอกสูบ (Swirl) เพื่อให้เชื้อเพลิงที่ฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้สามารถผสมกับอากาศ ได้ดีขึ้นก่อนเข้าสู่กระบวนการเผาไหม้ (อากาศและเชื้อเพลิงผสมกันภายในห้องเผาไหม้) ซึ่ง

แตกต่างจากเครื่องยนต์ SI ที่ต้องการให้เชื้อเพลิงเข้าใกล้บริเวณหัวเทียนมากที่สุด (อากาศและเชื้อเพลิงผสมกันก่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้) ซึ่งการออกแบบช่องไอดีและรูปทรงของหลุมลูกสูบจึงต่างจากเครื่องยนต์ดีเซล

การเกิดมลพิษในเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วมเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์จุดระเบิดโดย ปริมาณ NOx ในไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมน้อยกว่าเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดเนื่องจากปริมาณออกซิเจนและอุณหภูมิในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมน้อยกว่าเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด (Papagiannakis *et al.*, 2004) ซึ่งเกิดจากการที่ส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงมีความเป็นเนื้อเดียวกันมากกว่าและช่วงการเผาไหม้ที่สั้นกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด นอกจากนี้ปริมาณ CO ในไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมมีมากกว่าเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดซึ่งในงานวิจัยของ Papagiannakis *et al.* ได้อธิบายไว้ว่าเป็นเพราะอุณหภูมิการเผาไหม้ในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมมีอุณหภูมิต่ำกว่าเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดทำให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ และปริมาณ THC ในไอเสียของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมจะมีมากกว่าเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด เนื่องจากมีการผสมล่วงหน้าระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศส่งผลให้เชื้อเพลิงบางส่วนได้หลุดเข้าไปตามร่องแหวนผสมกับน้ำมันหล่อลื่นในกระบอกสูบในช่วงจังหวะอัด ซึ่งทำให้เกิด Flame Quenching (การดับของเปลวไฟ) ที่บริเวณผนังกระบอกสูบและร่องแหวน ซึ่งเชื้อเพลิงที่ผสมกับน้ำมันหล่อลื่นจะหลุดกลับเข้ามาในกระบอกสูบในช่วงจังหวะขยายตัว

Ishizawa (1996) ได้ทำการศึกษาปัจจัยที่ส่งผลต่อระยะของการเกิด Flame Quenching ซึ่งเป็นสาเหตุของการเกิด THC ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟโดยศึกษาผลกระทบจากสัดส่วนเชื้อเพลิงต่ออากาศ, ปริมาณไอเสียหมุนเวียน (exhaust gas recycle, EGR), จังหวะการจุดระเบิด และ อุณหภูมิของผนังกระบอกสูบ ซึ่งผลการศึกษาพบว่าปัจจัยที่ส่งผลให้ระยะของการเกิด Flame Quenching มากขึ้นเมื่อ ส่วนผสมเชื้อเพลิงและอากาศบาง, ปริมาณ EGR rate สูงขึ้น, การจุดระเบิดล่าช้ามากขึ้น และ อุณหภูมิของผนังกระบอกสูบต่ำ นอกจากนี้ Alkidas (1999) ได้แสดงให้เห็นถึงการเกิด THC ที่บริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟเมื่อเทียบกับปริมาณ THC ทั้งหมดของไอเสีย ดังตารางที่ 1

## ตารางที่ 1 แหล่งการเกิด THC ภายในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ

แหล่งการเกิด THC	สัดส่วนการเกิด THC (% HC)
Combustion-chamber crevices	38
Single-wall flame quenching	5
Oil film layers	16
Combustion-chamber deposits	16
Exhaust-valve leakage	5
Liquid fuel	20

ที่มา: Alkidas (1999)

โดยงานวิจัยนี้จะแสดงให้เห็นถึงสัดส่วนของ ก๊าซธรรมชาติ ที่บริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ซึ่งรวมถึงบริเวณผนังกระบอกสูบซึ่งเป็นแหล่งกำเนิด THC ที่สำคัญภายในเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วม

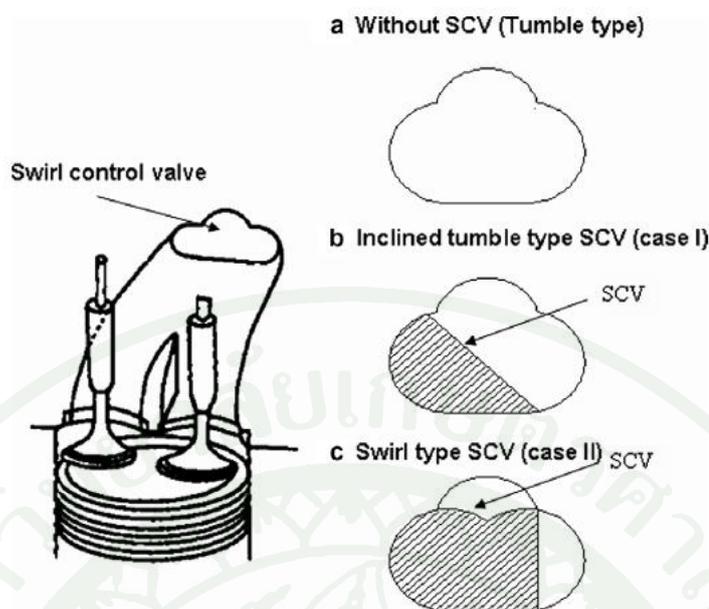
การไหลผ่านแผ่นบังคับหมุน (Swirl control valve system)

สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วม ก๊าซธรรมชาติถูกฉีดเข้าผสมกับอากาศที่บริเวณช่องไอดีก่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ และใช้การฉีดน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงที่ช่วยทำให้เกิดการจุดระเบิด เพราะฉะนั้นเครื่องยนต์ จึงต้องการการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบ (Swirl) ที่รุนแรงเพื่อให้อากาศและเชื้อเพลิงผสมกันได้ดีภายในห้องเผาไหม้ แต่อย่างไรก็ตาม ความรุนแรงของการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบ (Swirl) นั้นขึ้นอยู่กับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ซึ่งที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่ำความรุนแรงของการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบ (Swirl) มีค่าต่ำเนื่องจากความเร็วในการเคลื่อนที่ของอากาศและเชื้อเพลิงต่ำ ซึ่งแตกต่างจากที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์สูง ที่ความรุนแรงของการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบ (Swirl) มีค่าสูง เพราะฉะนั้นการเพิ่มความรุนแรงของการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบ (Swirl) ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่ำ จึงมีความสำคัญต่อการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศ โดยวิธีการในการเพิ่มความรุนแรงของการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบ (Swirl) สามารถทำได้โดยการติดตั้ง swirl control systems ภายในเครื่องยนต์

Kimbara *et al.* (1985) ได้ทำติดตั้ง swirl control systems ภายในเครื่องยนต์ดีเซลโดยการใช้ control valve เป็นตัวควบคุมปริมาณอากาศที่ไหลเข้าภายในกระบอกสูบซึ่งพบว่า เมื่อเปิด valve ให้ อัตราการไหลของอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้มากขึ้นส่งผลให้ การไหลวนรอบแกนกระบอกสูบ (Swirl) ภายในห้องเผาไหม้ลดลง แต่ในทางกลับกันเมื่อ ปิด valve การไหลวนรอบแกนกระบอกสูบ (Swirl) ภายในห้องเผาไหม้มีความรุนแรงเพิ่มขึ้น

นอกจากนี้ Takahashi *et al.* (1987) ได้ทำการศึกษาผลกระทบของการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบ (Swirl) ภายในห้องเผาไหม้เมื่อได้มีการติดตั้ง Variable Swirl System ซึ่งเป็นการติดตั้งช่องไอคิขนาดเล็ก (sub-port) เพิ่มเข้าไปในระบบที่บริเวณช่องไอคิรูปคดเป็นวง (helical intake port) พบว่า เมื่อติดตั้ง Variable Swirl System การไหลผ่าน sub-port ส่งผลต่อการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบ (Swirl) ภายในห้องเผาไหม้ โดยยิ่งอัตราการไหลของอากาศผ่าน sub-port สูงการไหลวนรอบแกนกระบอกสูบ (Swirl) ภายในห้องเผาไหม้ก็จะต่ำลง ซึ่งเกิดจากอากาศที่ไหลผ่าน sub-port ไปรบกวนการไหลภายในช่องไอคิส่งผลให้ angular momentum บริเวณช่องไอคิต่ำลง

การพัฒนา swirl control systems ยังได้ถูกนำมาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ โดย Lee *et al.* (2007) ได้ทำการศึกษา swirl control valve ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟเพื่อศึกษาผลกระทบจากการไหลแบบ tumble และ swirl ต่อการแพร่ขยายของเปลวไฟ โดยได้ทำการปรับเปลี่ยนรูปทรงของ swirl control valve ดังภาพที่ 11 โดยการวัดค่า mean velocity และ turbulence ภายในห้องเผาไหม้โดยใช้วิธี Laser Doppler Velocimetry (LDV) และจับภาพโดยใช้กล้อง CCD ซึ่งผลการศึกษาพบว่า การติดตั้ง swirl control valve มีส่วนช่วยให้การแพร่ขยายของเปลวไฟดีขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ไม่มีการติดตั้ง swirl control valve



ภาพที่ 11 แสดงรูปทรงของ swirl control valve ที่ใช้ในการทดสอบ

ที่มา: Lee *et al.* (2007)

### ทฤษฎีของวิธีปริมาตรจำกัดสำหรับพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

CFD (Computational Fluid Dynamics) หรือพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ คือ กระบวนการในการนำเอาระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Method) มาประยุกต์ใช้ในการแก้ระบบสมการ การเคลื่อนที่ของพลศาสตร์ของไหล (Fluid Dynamics) การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer) การถ่ายเทมวล (Mass Transfer) และอื่นๆ โดยใช้การเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ (Computer Programming) ช่วยในการคำนวณ โดยลักษณะการไหล การถ่ายเทความร้อน การถ่ายเทมวล และอื่นๆ ทั้งหมดสามารถจำลองผ่านคอมพิวเตอร์เพียงเครื่องเดียวส่วนมากการไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนจะมีสมการอยู่ในรูป PDE (Partial Differential Equations) ซึ่งเป็นสมการอนุพันธ์อันดับต่างๆ และเป็นสมการรูปแบบต่อเนื่องแล้วยากต่อการคำนวณทำให้ต้องทำสมการเป็นรูปแบบไม่ต่อเนื่องหรือสมการเชิงพีชคณิตเพื่อความง่ายต่อการคำนวณโดยอาศัยวิธีปริมาตรจำกัดมาช่วยในการเปลี่ยนสมการที่มีรูปแบบต่อเนื่องไปเป็นสมการเชิงพีชคณิต

ประโยชน์ของ CFD นั้น มีทั้งสำหรับวงการวิศวกรรมศาสตร์และวิทยาศาสตร์ ตัวอย่างของประโยชน์ของ CFD ในวงการวิศวกรรมศาสตร์นั้นคือ การใช้ CFD ในการช่วยลดค่าใช้จ่ายและเวลาในการออกแบบและปรับปรุงผลิตภัณฑ์ใหม่โดยสามารถเปลี่ยนรูปทรงและสภาวะต่างๆ ได้จากคอมพิวเตอร์โดยตรง ฉะนั้น CFD จึงเป็นกระบวนการที่ช่วยเสริมกระบวนการทดลอง ไม่ใช่กระบวนการที่มาแทนที่กระบวนการทดลองทั้งหมด ประโยชน์ของ CFD ในวงการวิศวกรรมศาสตร์ นอกเหนือจากการช่วยลดค่าใช้จ่ายและเวลาในการออกแบบแล้วกระบวนการ CFD ยังสามารถช่วยลดความเสี่ยง และความเป็นไปไม่ได้บางประการของกระบวนการทดลอง เช่น การจำลองระบบที่ใหญ่และซับซ้อน การจำลองระบบที่มีสภาวะแวดล้อมที่อันตราย

บทบาทของ CFD ในวงการอุตสาหกรรม คือ การเพิ่มขีดความสามารถในการแข่งขัน เพื่อออกแบบ พัฒนาปรับปรุง และการทำ optimization ผลิตภัณฑ์และกระบวนการผลิต เนื่องจาก CFD สามารถช่วยลดค่าใช้จ่าย เวลา และความเสี่ยง ที่อาจจะเกิดขึ้นได้จากการทดลองจริงโดยขั้นตอนของ CFD มีดังต่อไปนี้

#### 1. ขั้นตอนก่อนการคำนวณ

ขั้นตอนนี้จะเป็นการกำหนดปัญหาของการไหล โดยในแต่ละซอฟต์แวร์จะมีการรับค่าต่างๆ ในรูปแบบที่แตกต่างกันออกไป โดยส่วนใหญ่จะออกแบบให้ง่ายต่อการใช้งาน เช่น มีหน้าต่างแสดงข้อมูลต่างๆ ที่ต้องการในการคำนวณและให้ทำการใส่ค่า โดยเมื่อทำการค่าตัวแปรต่างๆ ที่ซอฟต์แวร์จำเป็นต้องใช้ในการคำนวณแล้ว ซอฟต์แวร์จะนำข้อมูลที่ผู้ใช้กรอกมาทำ การจัดรูปแบบให้เหมาะสม เพื่อใช้ในขั้นตอนการคำนวณต่อไป

#### 2. การสร้างขอบเขตของปัญหาที่ต้องการศึกษา

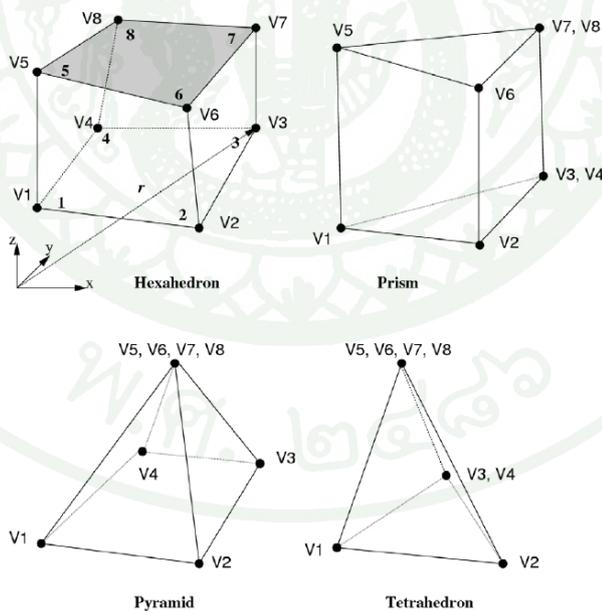
ขั้นตอนนี้คือ การสร้างรูปทรงภายนอกของบริเวณที่ต้องการจะศึกษา โดยส่วนใหญ่แล้วขั้นตอนนี้จะใช้ซอฟต์แวร์เฉพาะทาง CAD (Computer-Aided Design) เช่น AutoCAD, Pro/Engineer หรือ Solidworks ในการสร้างขอบเขต (Domain) ของปัญหาที่ต้องการศึกษา เช่น ถ้าต้องการศึกษาการไหลผ่านลำตัวรถยนต์ ก็จะต้องใช้ โปรแกรม CAD เหล่านี้ในการสร้างรูปร่างภายนอกของรถยนต์และขอบเขตของการไหลรอบตัวรถยนต์ก่อน เป็นต้น

### 3. การสร้างกริด (Grid Generation)

ขั้นตอนนี้คือ ขั้นตอนในการสร้างตำแหน่งให้แต่ละจุดกริด ภายในบริเวณขอบเขตของปัญหาที่ต้องการศึกษา ซึ่งขอบเขตนี้ถูกสร้างขึ้นไว้จากโปรแกรม CAD โดยตัวแปรต่างๆ ที่เราสนใจ เช่น ความเร็ว อุณหภูมิ และความดัน จะถูกเก็บไว้ในแต่ละจุดกริดที่กระจายตัวอยู่ภายในขอบเขตนี้ การสร้างกริดนั้นสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภทใหญ่ๆ ตามลักษณะของกริด คือ กริดแบบมีโครงสร้าง (Structured Grid)

กริดแบบมีโครงสร้างนั้น จะมีการกระจายตัวที่เป็นระเบียบโครงสร้างของกริดจะเป็นรูปสี่เหลี่ยมสามารถใช้งานง่าย ไม่ซับซ้อน ไม่ใช้หน่วยความจำของคอมพิวเตอร์มาก และใช้เวลาในการประมวลผลไม่นาน อย่างไรก็ตามกริดแบบมีโครงสร้างนั้นเหมาะกับปัญหาที่มีรูปร่างของขอบเขตไม่ซับซ้อนมากเกินไปนัก เนื่องจากข้อจำกัดทางโครงสร้างที่เป็นระเบียบของกริด

กริดอีกลักษณะหนึ่ง คือ กริดแบบไม่มีโครงสร้าง (Unstructured Grid) โดยตัวกริดแบบไม่มีโครงสร้างจะมีโครงสร้างเป็นรูปทรงต่างๆ ดังภาพที่ 12



ภาพที่ 12 แสดงกริดแบบไม่มีโครงสร้าง (Unstructured Grid)

ที่มา: AVL FIRE version 2009 1 User Guide (2009)

กริดแบบไม่มีโครงสร้างนั้นเหมาะสมกับปัญหาที่มีรูปร่างของขอบเขตที่ซับซ้อน เนื่องจากสามารถวางกระจายตัวของกริดได้เป็นอิสระตามรูปร่างของขอบเขตที่ต้องการศึกษา เนื่องจากโครงสร้างของกริดนั้นสามารถเข้าถึงในส่วนที่ซับซ้อนของปัญหาแต่กริดแบบไม่มีโครงสร้างนั้น ใช้หน่วยความจำในคอมพิวเตอร์ที่มากกว่าและใช้เวลาในการคำนวณที่นานกว่ากริดแบบมีโครงสร้าง

ขั้นตอนการสร้างกริดนี้มีผลต่อความถูกต้องของผลการคำนวณจาก CFD เป็นอย่างมาก โดยความถูกต้องของผลการคำนวณที่ได้จาก CFD นั้นขึ้นอยู่กับกริดในบริเวณที่สนใจ คือ ถ้าใช้จำนวนกริดที่มากขึ้นก็จะได้ผลการคำนวณที่ถูกต้องแม่นยำขึ้น แต่การใช้จำนวนกริดที่มากขึ้นจะต้องใช้เวลา และกำลังคอมพิวเตอร์ในการคำนวณที่สูงขึ้น ดังนั้น จึงต้องทำการแบ่งจำนวนกริดให้มีประสิทธิภาพสูงสุด โดยจะใช้กริดแบบไม่มีรูปลักษณะ (Non-Uniform Grid) หรือกริดที่มีการอัดตัว (Clustered Grid) เพื่อที่จะทำการแบ่งบริเวณที่เกิดการเปลี่ยนแปลงสูงให้มีความละเอียดมาก และทำการแบ่งกริดแต่เพียงหยาบๆ ในส่วนของบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงน้อยการดำเนินการในลักษณะนี้ทำให้เกิดวิธีที่จะพัฒนาซอฟต์แวร์ CFD ให้มีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นอีกระดับหนึ่งเรียกว่าวิธีการสร้างกริดแบบสามารถปรับตัวได้เองเพื่อให้เหมาะสมกับลักษณะการไหล (Adaptive Grid) โดยหลักการทำงาน คือ ซอฟต์แวร์สามารถตรวจจับการเปลี่ยนแปลงในบริเวณต่างๆ ระหว่างการคำนวณและทำการปรับปรุงกริดเดิมให้มีความละเอียดขึ้นในบริเวณนั้นๆ

ขั้นตอนการสร้างกริดนี้เองเป็นสิ่งที่ผู้พัฒนาซอฟต์แวร์ CFD ต่างๆ ให้ความสำคัญมาก เนื่องจากในการวิเคราะห์ทางอุตสาหกรรมโดยการใช้ CFD นั้นใช้เวลาในการดำเนินการสร้างกริดถึงครึ่งหนึ่งของเวลาที่ใช้ในขั้นตอนการดำเนินการทั้งหมด ดังนั้น ซอฟต์แวร์ CFD ส่วนใหญ่จึงมีความสามารถในการสร้างกริดในตัวเองโดยสามารถอ่านค่าข้อมูลขอบเขตต่างๆ จากโปรแกรมออกแบบสำเร็จรูปที่เป็นที่นิยมใช้ในงานต่างๆ

#### 4. การกำหนดคุณสมบัติทางกายภาพของสภาพแวดล้อม

ขั้นตอนนี้คือ การกำหนดลักษณะการไหลที่ต้องการจะพิจารณา เช่น

##### 4.1 มิติของการไหล 1 มิติ 2 มิติ และ 3 มิติ

4.2 รูปแบบของการไหล การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) หรือ การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow)

4.3 การไหลที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลา (Steady flows) หรือ การไหลที่มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลา (Unsteady flows)

4.4 การไหลที่ไม่มีการอัดตัว (Incompressible flows) หรือ การไหลที่มีการอัดตัว (Compressible flows)

4.5 การไหลที่มีสถานะเดียว (Single-phase flows) หรือ การไหลที่มีหลายสถานะ (Multi-phase flows)

4.6 การไหลที่ไม่มีปฏิกิริยาเคมี (Inert flows) หรือ การไหลที่มีปฏิกิริยาเคมี (Reacting flows) เป็นต้น

## 5. การกำหนดค่าคุณสมบัติต่าง ๆ ของของไหล

ขั้นตอนนี้คือ การกำหนดค่าของไหลที่พิจารณาเป็นของไหลชนิดใด มีค่าความหนาแน่น (Density) และความหนืด (Viscosity) เท่าไร เป็นต้น

## 6. การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นและเงื่อนไขขอบ

การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้น (Initial Conditions) และ เงื่อนไขขอบ (Boundary Conditions) เป็นการกำหนดลักษณะเฉพาะของแต่ละปัญหาที่ต้องการจะศึกษาและวิเคราะห์การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นนั้นเป็นการกำหนดค่าเริ่มต้นให้แต่ละตัวแปรที่เราสนใจสำหรับจุดกริดทุกจุดในขอบเขตที่ศึกษา ซึ่งการกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นจะมีความสำคัญต่อการคำนวณมากถ้าปัญหาที่ศึกษานั้นมีการเปลี่ยนแปลงขึ้นอยู่กัเวลา (Unsteady flows)

ส่วนการกำหนดเงื่อนไขขอบนั้น คือ การกำหนดค่าตัวแปร หรือเงื่อนไขการกระจายตัวของตัวแปรบนขอบทั้ง 4 ด้านของขอบเขตที่เราสนใจจะศึกษาในกรณีที่มีการไหลที่สนใจเป็น 2 มิติ เป็นต้น ซึ่งการกำหนดเงื่อนไขขอบนั้น มีความสำคัญต่อความถูกต้องของผลการคำนวณเป็นอย่างมาก

โดยการกำหนดเงื่อนไขขอบนั้น เราจะต้องกำหนดให้ถูกต้องตามหลักความเป็นจริง เงื่อนไขขอบที่เป็นที่นิยมใช้นั้นมี 4 แบบใหญ่ๆ ดังนี้

เงื่อนไขขอบทางเข้า (Inlet) ค่าที่กำหนดที่ขอบทางเข้าส่วนใหญ่จะได้อมาจากการวัดค่าของตัวแปรที่ต้องการกำหนดล่วงหน้าที่ยอมรับ ซึ่งส่วนใหญ่แล้ว ค่าที่กำหนดตรงขอบทางเข้าจะเป็นค่าความเร็วและอุณหภูมิ

เงื่อนไขทางออก (Outlet) เงื่อนไขที่กำหนดตรงขอบทางออกส่วนใหญ่แล้วจะใช้เงื่อนไขของการไม่มีการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรระหว่าง 2 จุดกริดที่อยู่ติดกันตรงบริเวณทางออก

เงื่อนไขขอบที่พื้นผิว (Wall) ส่วนใหญ่แล้ว จะกำหนดให้ค่าของตัวแปรที่ผิวมีค่าเท่ากับศูนย์

เงื่อนไขขอบที่ระนาบสมมาตร (Symmetry) เงื่อนไขขอบที่ระนาบสมมาตร คือ การกำหนดให้ไม่มีการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรระหว่าง 2 จุดกริดที่อยู่ติดกันตรงบริเวณระนาบสมมาตร และกำหนดให้ความเร็วที่มีทิศตั้งฉากกับระนาบสมมาตรมีค่าเท่ากับศูนย์ตรงขอบของระนาบสมมาตร

## 7. การจัดรูปสมการให้เหมาะสมกับปัญหาที่กำลังพิจารณา

ขั้นตอนนี้คือ การจัดรูปสมการเชิงอนุพันธ์ย่อย (Partial Differential Equations) ซึ่งเป็นสมการที่ใช้อธิบายลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อน ให้อยู่ในรูปแบบที่เหมาะสมกับสถานการณ์ที่กำลังพิจารณาอยู่

## 8. การทำให้สมการมีรูปแบบไม่ต่อเนื่อง (Discretisation)

การทำให้สมการมีรูปแบบไม่ต่อเนื่อง (Discretisation) คือ การแปลงสมการเชิงอนุพันธ์ย่อย ซึ่งเป็นสมการที่มีรูปแบบต่อเนื่องให้เป็นสมการเชิงพีชคณิต (Algebraic Equations) ที่มีรูปแบบไม่ต่อเนื่อง เพื่อให้เหมาะสมกับการใช้ในโปรแกรมคอมพิวเตอร์ วิธีการทำให้สมการไม่ต่อเนื่อง มีอยู่หลายวิธีในปัจจุบัน แต่วิธีที่เป็นที่นิยมใช้ในการแก้ปัญหาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนคือ วิธีปริมาตรจำกัด (Finite Volume Method) เนื่องจากวิธีนี้เป็นวิธีที่ไม่มีความซับซ้อนทาง

คณิตศาสตร์ทำวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element Method) ซึ่งเป็นที่นิยมในการศึกษาปัญหาทางกลศาสตร์ของแข็ง ทั้งนี้ สมการการเคลื่อนที่ทางของไหลและการถ่ายเทความร้อนมีความซับซ้อนทางคณิตศาสตร์มากกว่าสมการของกลศาสตร์ของแข็งอยู่แล้ว เนื่องจากพจน์การพาในสมการ มีลักษณะไม่เชิงเส้น และความไม่เชิงเส้นนี้จะเด่นชัดขึ้นเมื่อการไหลเป็นการไหลแบบปั่นป่วน ดังนั้นวิธีปริมาตรจำกัดซึ่งมีความซับซ้อนทางคณิตศาสตร์น้อยกว่าจึงเป็นที่นิยมใช้กับปัญหาทางของไหลและการถ่ายเทความร้อนมากกว่าวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ นอกจากนี้วิธีปริมาตรจำกัดเป็นวิธีที่ถูกต้องพิสูจน์แล้วว่าเป็นไปตามกฎอนุรักษ์ (Conservation Laws) จึงทำให้วิธีนี้เป็นวิธีที่เหมาะสมกับการแก้สมการทางของไหลและการถ่ายเทความร้อน ซึ่งอธิบายได้ด้วยสมการกฎทรงมวล สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการอนุรักษ์พลังงาน

#### 9. วิธีการหาผลเฉลย

วิธีการหาผลเฉลย คือการแก้ระบบสมการพีชคณิต หรือระบบสมการปริมาตรจำกัดด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Methods) ต่างๆ เช่น ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบตรง (Direct Methods) และระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำ (Iterative Methods) โดยวิธีการหาผลเฉลยที่นิยมใช้ในการแก้ระบบสมการพีชคณิตใน CFD คือ ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำ เนื่องจากวิธีนี้ใช้หน่วยความจำในการคำนวณน้อยกว่าระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบตรง (Direct Methods) มาก

#### 10. แบบจำลองความปั่นป่วนของการไหล (Turbulence Models)

แบบจำลองความปั่นป่วนของการไหล (Turbulence Models) เป็นแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับจำลองความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นในการไหล โดยแบบจำลองความปั่นป่วนของการไหลมีผลต่อความถูกต้องของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ CFD เป็นอย่างมาก ซึ่งแบบจำลองความปั่นป่วนที่มีอยู่ในปัจจุบันสามารถใช้ได้ดีกับปัญหาส่วนใหญ่ทางวิศวกรรม ยกเว้นบางปัญหาที่มีความซับซ้อนมากๆ

#### 11. การพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อหาผลเฉลยจากสมการพีชคณิต

การพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์เป็นส่วนที่ช่วยให้การหาผลเฉลยได้เร็วขึ้นและทำให้สามารถคำนวณปัญหาที่มีขนาดใหญ่และมีจำนวนข้อมูลมากได้ โดยภาษาทางคอมพิวเตอร์ที่เป็นที่

นิยมในการใช้เขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ทาง CFD เช่น ภาษา Fortran, ภาษา C และโปรแกรม Matlab เป็นต้น

## 12. ขั้นตอนหลังการคำนวณ

ขั้นตอนหลังการคำนวณ คือ การแสดงผลการคำนวณจากชุดข้อมูลดิบที่ได้มาจากการแก้ระบบสมการพีชคณิตด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำนั้น มาแสดงในรูปแบบต่างๆ เพื่อให้การวิเคราะห์ผลชัดเจนขึ้น โดยซอฟต์แวร์ CFD ที่นิยมใช้กันส่วนใหญ่สามารถแสดงผลได้ในหลายรูปแบบขึ้นอยู่กับวัตถุประสงค์ที่จะนำข้อมูลนั้นไปใช้งาน เช่น เวกเตอร์ (Vector) ของความเร็วภายในบริเวณขอบเขตที่พิจารณาเพื่อแสดงทิศทางของการไหล, คอนทัวร์ (Contour) ซึ่งแสดงค่าเป็นลักษณะลำดับสีที่เท่ากันของความเร็วหรือความดัน หรือเส้นกราฟ (Graph) ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ ที่สนใจ นอกจากนี้ซอฟต์แวร์ CFD ยังพัฒนาเครื่องมือต่างๆ ในการแสดงผล เช่น สามารถแสดงผลที่ละระนาบ และสามารถย่อขยายหรือหมุนในส่วนบริเวณที่สนใจได้

### ทฤษฎีการเคลื่อนที่ของการไหลโดยทั่วไป

#### การไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน

การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flows) เป็นการไหลที่พบได้ทั่วไปในธรรมชาติและในทางวิศวกรรม ความปั่นป่วนของการไหลมีทั้งข้อดีและข้อเสีย โดยขึ้นอยู่กับลักษณะการใช้งาน กล่าวคือ ความปั่นป่วนของการไหลทำให้มีการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้นในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน (Heat Exchangers) แต่ความปั่นป่วนของการไหลทำให้ความดันภายในท่อลดลงมากขึ้น ดังนั้นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนมักจะถูกออกแบบให้เป็นการไหลแบบปั่นป่วน แต่การไหลภายในท่อจะถูกควบคุมไม่ให้เกิดความปั่นป่วนขึ้น หรืออีกนัยหนึ่งก็คือ การไหลภายในท่อถูกควบคุมให้เป็นการไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flows) เป็นต้น

ลักษณะของการไหลแบบปั่นป่วนต่างกับลักษณะของการไหลแบบราบเรียบ คือ การไหลแบบปั่นป่วน เป็นการไหลที่มีลักษณะไม่เป็นระเบียบ มีการแพร่กระจายของการไหลได้เร็วกว่า โดยความปั่นป่วนจะมีค่าน้อยลงเรื่อยๆ เมื่อเวลาผ่านไป และเกิดขึ้นที่ค่าเรย์โนลด์ (Reynolds Number) ที่สูงกว่าการไหลแบบราบเรียบ ตัวอย่างของการไหลแบบราบเรียบ และการไหลแบบปั่นป่วน คือ ลักษณะการไหลของน้ำที่ออกมาจากก๊อกน้ำตามบ้านทั่วไป การไหลของน้ำมีลักษณะ

เป็นการไหลแบบราบเรียบเมื่อน้ำถูกเปิดด้วยความเร็วต่ำ และการไหลของน้ำมีลักษณะเป็นการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อน้ำถูกเปิดด้วยความเร็วที่สูงขึ้น เป็นต้น

### 1. สมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบราบเรียบ

สมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบราบเรียบนั้น ประกอบไปด้วย สมการกฎทรงมวล หรือเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation) และสมการโมเมนตัม โดยทั้งสองสมการนี้เป็นสมการที่มีพื้นฐานมาจากกฎทางฟิสิกส์ คือ กฎของการอนุรักษ์มวล และโมเมนตัม ตามลำดับ

สมการการเคลื่อนที่ของการไหลทั้งแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วน สามารถเขียนอยู่ในหลายรูปแบบทางคณิตศาสตร์ เช่น ในรูปของพิกัดคาร์ทีเซียน (Cartesian Coordinates) ในรูปของเมตริกซ์ (Metrics) หรือในรูปของเทนเซอร์ (Tensor) เป็นต้น ในที่นี้สมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบราบเรียบจะถูกเขียนทั้งอยู่ในรูปของพิกัดคาร์ทีเซียน และในรูปของเทนเซอร์ โดยหลักการใช้เทนเซอร์แบบคร่าวๆ

1.1 ถ้าตัวห้อย (Index) ซ้ำกัน ให้นำตัวห้อยที่เป็นไปได้ทั้งหมดมาบวกกัน เช่น

$$a_i \frac{\partial b}{\partial x_i} = a_1 \frac{\partial b}{\partial x_1} + a_2 \frac{\partial b}{\partial x_2} + a_3 \frac{\partial b}{\partial x_3} \quad (10)$$

1.2 ถ้าตัวห้อยไม่ซ้ำกัน ให้เขียนตัวห้อยที่เป็นไปได้ทั้งหมดแยกกัน เช่น

$$a_i \frac{\partial b}{\partial x_j} = a_1 \frac{\partial b}{\partial x_1}, a_1 \frac{\partial b}{\partial x_2}, a_1 \frac{\partial b}{\partial x_3},$$

$$a_2 \frac{\partial b}{\partial x_1}, a_2 \frac{\partial b}{\partial x_2}, a_2 \frac{\partial b}{\partial x_3}, \quad (11)$$

$$a_3 \frac{\partial b}{\partial x_1}, a_3 \frac{\partial b}{\partial x_2}, a_3 \frac{\partial b}{\partial x_3}$$

สมการกฎทรงมวลในรูปของเทนเซอร์สามารถเขียนได้ดังสมการ (12)

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (12)$$

สมการโมเมนตัมในรูปของเทนเซอร์สามารถเขียนได้ดังสมการ (13)

$$\underbrace{\frac{\partial U_i U_j}{\partial x_j}}_{\text{convection term}} + \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}}_{\text{diffusion term}} + \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i}}_{\text{source term}} = 0 \quad (13)$$

จะเห็นได้ว่า สมการการเคลื่อนที่ของโมเมนตัมสำหรับการไหลแบบราบเรียบ ประกอบไปด้วยสามพจน์คือ พจน์การพา (Convection Term) พจน์การแพร่ (Diffusion Term) และ พจน์การกำเนิด (Source Term) โดย

$$\tau_{ij} = -\mu \left\{ \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right\} \quad (14)$$

## 2. สมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบปั่นป่วน

สมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบปั่นป่วนนั้น ประกอบไปด้วย สมการกฎทรงมวล และสมการโมเมนตัม เช่นเดียวกับการไหลแบบราบเรียบ แต่ด้วยลักษณะที่ต่างกันของการไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน ที่ทำให้สมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบปั่นป่วนต่างจากสมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบราบเรียบ โดยสมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบปั่นป่วน มีความซับซ้อนมากกว่าเนื่องมาจากความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นในการไหล ซึ่งความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นนี้เป็นการเกิดขึ้นอย่างไม่มีระเบียบและไม่สามารถคาดเดาได้ว่าจะเกิดขึ้นมากน้อยเพียงใด แม้แต่ในขณะนี้ สาเหตุของการเกิดความปั่นป่วนในการไหล และพฤติกรรมของความปั่นป่วนในการไหล ก็ยังไม่เป็นที่ทราบแน่ชัด โดยความปั่นป่วนของการไหล ถือเป็นหนึ่งในปัญหาทางฟิสิกส์ที่ยังรอการค้นพบและการอธิบายอยู่ อย่างไรก็ตามในทางวิศวกรรม สิ่งที่วิศวกรสนใจ คือ ค่าเฉลี่ยของการไหล ดังนั้น วิธีการเฉลี่ยของ Reynolds (Reynolds averaging) จึงถูกนำมาใช้กับสมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบปั่นป่วน เพื่อแปลงสมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบปั่นป่วน ให้อยู่ในรูปของค่าเฉลี่ย ดังจะแสดงต่อไป โดยวิธีการเฉลี่ยของ Reynolds มีหลักการคร่าวๆ ดังนี้คือ

2.1 ให้แทนค่าตัวแปรใดๆ ในสมการการเคลื่อนที่ ด้วย ค่าเฉลี่ย และค่าความสั้นของตัวแปรนั้นๆ เช่น  $U_i = \bar{U}_i + u'_i$  และ  $P = \bar{P} + P'$  เป็นต้น

2.2 ทำการเฉลี่ยสมการการเคลื่อนที่ข้างต้นด้วยเวลา

2.3 ทำการจัดรูปสมการ โดยให้ใช้เงื่อนไข  $\bar{u}'_i = 0$

สมการกฎทรงมวลของการไหลแบบปั่นป่วนในรูปของเทนเซอร์สามารถเขียนได้ โดยแทนค่า  $U_i = \bar{U}_i + u'_i$  ลงในสมการ (12) จะได้สมการ (15)

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \text{ แทนค่า } U_i = \bar{U}_i + u'_i \text{ จะได้}$$

$$\frac{\partial(\bar{U}_i + u'_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (15)$$

ทำการเฉลี่ยสมการด้วยเวลาจะได้สมการที่ (16), (17), (18)

$$\overline{\frac{\partial(\bar{U}_i + u'_i)}{\partial x_i}} = 0 \quad (16)$$

$$\overline{\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i}} + \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_i}} = 0 \quad (17)$$

$$\overline{\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i}} + \overline{\frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_i}} = 0 \quad (18)$$

ทำการจัดรูปสมการ โดยให้ใช้เงื่อนไข  $\bar{u}'_i = 0$  จะได้สมการกฎทรงมวลของการไหลแบบปั่นป่วนที่ถูกเฉลี่ยด้วยวิธี Reynolds averaging ดังสมการที่ (19)

$$\overline{\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i}} = 0 \quad (19)$$

สมการโมเมนต์ของการไหลแบบปั่นป่วนในรูปของเทนเซอร์สามารถเขียนได้ โดยแทนค่า  $U_i = \bar{U}_i + u'_i$  ลงในสมการ (13)

แทนค่า  $U_i = \bar{U}_i + u'_i$  ในพจน์การพา (Convection Term)  $\frac{\partial U_i U_j}{\partial x_j}$  จะได้ตั้งสมการที่ (20)

$$\frac{\partial (\bar{U}_i + u'_i)(\bar{U}_j + u'_j)}{\partial x_j} \quad (20)$$

ทำการเฉลี่ยสมการที่ (20) ด้วยเวลาจะได้ตั้งสมการที่ (21)

$$\begin{aligned} &= \frac{\partial (\bar{U}_i + u'_i)(\bar{U}_j + u'_j)}{\partial x_j} \\ &= \frac{\partial (\bar{U}_i \bar{U}_j + \bar{U}_i u'_j + u'_i \bar{U}_j + u'_i u'_j)}{\partial x_j} \\ &= \frac{\partial (\bar{U}_i \bar{U}_j + \bar{U}_i \bar{u}'_j + \bar{u}'_i \bar{U}_j + \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (21)$$

หลังจากใช้เงื่อนไข  $\bar{u}'_i = 0$  จะได้พจน์การพาที่ถูกเฉลี่ยด้วยวิธี Reynolds averaging จะได้ตั้งสมการที่ (21)

$$\frac{\partial \left( \bar{U}_i \bar{U}_j + \underbrace{\overline{u'_i u'_j}}_{\text{Reynolds-stress term}} \right)}{\partial x_j} \quad (22)$$

แทนค่า  $U_i = \bar{U}_i + u'_i$  ในพจน์การแพร่ (Diffusion Term)  $\frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}$  ตั้งสมการที่ (23)

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \left[ \frac{\partial (\bar{U}_j + u'_j)}{\partial x_i} + \frac{\partial (\bar{U}_i + u'_i)}{\partial x_j} \right] \right\} \quad (23)$$

ทำการเฉลี่ยสมการที่ (23) ด้วยเวลาจะได้สมการที่ (24)

$$\overline{\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \left[ \frac{\partial(\bar{U}_j + u'_j)}{\partial x_i} + \frac{\partial(\bar{U}_i + u'_i)}{\partial x_j} \right] \right\}} \quad (24)$$

ทำการจัดรูปสมการจำไว้ดังสมการที่ (25)

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \left[ \frac{\partial(\bar{U}_j + \bar{u}'_j)}{\partial x_i} + \frac{\partial(\bar{U}_i + \bar{u}'_i)}{\partial x_j} \right] \right\} \quad (25)$$

ใช้เงื่อนไข  $\bar{u}'_i = 0$  จะได้พจน์การแพร่ที่ถูกเฉลี่ยด้วยวิธี Reynolds averaging จะได้  
 ดังสมการที่ (26)

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \left[ \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \right] \right\} \quad (26)$$

แทนค่า  $P = \bar{P} + p'$  ในพจน์กำเนิด (Source Term)  $\underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i}}_{\text{source term}}$  จะได้ดังสมการที่ (27)

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\bar{P} + p')}{\partial x_i} \quad (27)$$

ทำการเฉลี่ยสมการที่ (27) ด้วยเวลาจะได้ดังสมการที่ (28)

$$\overline{\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\bar{P} + p')}{\partial x_i}} \quad (28)$$

ทำการจัดรูปสมการที่ (28) ดังสมการที่ (29)

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\bar{\bar{P}} + \bar{p}')}{\partial x_i} \quad (29)$$

ใช้เงื่อนไข  $\overline{p'} = 0$  จะได้พจน์การกำเนิดที่ถูกเฉลี่ยด้วยวิธี Reynolds averaging จะได้  
 ดังสมการที่ (30)

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} \quad (30)$$

เมื่อนำเอาพจน์การพาสมการที่ (22) พจน์การแพร่ (26) และพจน์กำเนิด (30) ที่ถูกเฉลี่ย  
 ด้วยวิธี Reynolds averaging แล้วมารวมกันจะได้สมการโมเมนตัมสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน  
 ดังสมการที่ (31)

$$\frac{\partial \left( \overline{U_i U_j} + \underbrace{\overline{u'_i u'_j}}_{\text{Reynolds-stress term}} \right)}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \left[ \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} \right] \right\} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} = 0 \quad (31)$$

เมื่อเปรียบเทียบสมการโมเมนตัมที่ถูกเฉลี่ยด้วยวิธี Reynolds averaging กับสมการ  
 โมเมนตัมที่ยังไม่ถูกเฉลี่ย จะเห็นได้ว่ามีพจน์ที่เกิดขึ้นเนื่องจากการใช้วิธีเฉลี่ย Reynolds averaging  
 คือ พจน์ Reynolds Stresses ( $\overline{u'_i u'_j}$ ) ซึ่งพจน์ที่เกิดขึ้นนี้เป็นพจน์ที่เกิดมาจากความปั่นป่วนที่เกิดขึ้น  
 ในการไหลโดยแบบจำลองความปั่นป่วนของการไหล (Turbulence Models) เป็นแบบจำลองทาง  
 คณิตศาสตร์ ที่ถูกนำมาใช้เพื่อจำลองพจน์ Reynolds Stresses ที่เกิดขึ้น เนื่องจากการใช้วิธีเฉลี่ย  
 Reynolds averaging กับพจน์การพาในสมการโมเมนตัมนี้

### 3. แบบจำลองความปั่นป่วนของการไหล

แบบจำลองความปั่นป่วนของการไหล (Turbulence Models) คือ แบบจำลองทาง  
 คณิตศาสตร์ ที่ใช้จำลองพจน์ความปั่นป่วนของการไหล ซึ่งเกิดขึ้นเนื่องจากการใช้วิธีการเฉลี่ยของ  
 Reynolds กับสมการการเคลื่อนที่ของการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งพจน์ที่เกิดขึ้นจากการเฉลี่ยนี้เรียกว่า  
 พจน์ Reynolds Stresses ( $\overline{u'_i u'_j}$ ) ดังนั้น แบบจำลองความปั่นป่วนของการไหลจึงมีหน้าที่ในการ  
 จำลองพจน์ Reynolds Stresses ที่เกิดขึ้นนี้ โดยแบบจำลองความปั่นป่วนของการไหลนั้นมีหลาย  
 ชนิด แต่ชนิดที่นิยมใช้ในซอฟต์แวร์ CFD สำเร็จรูปคือ แบบจำลองความปั่นป่วนชนิด  $k - \epsilon$  ซึ่ง  
 แบบจำลองชนิดนี้ประกอบไปด้วยสมการ 2 สมการ คือ สมการการเคลื่อนที่ของพลังงานจลน์ของ  
 ความปั่นป่วน  $k$  และสมการการเคลื่อนที่ของอัตราการผลิตพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน

$\varepsilon$  โดยแบบจำลองความปั่นป่วนชนิด  $k-\varepsilon$  เองนั้นก็ยังมีหลายแบบ ซึ่งแบบจำลองความปั่นป่วนชนิด  $k-\varepsilon$  แต่ละแบบมีความแตกต่างกันที่ ค่าคงที่ (Constants) และฟังก์ชัน (Functions) ที่ใช้ในแบบจำลอง โดยแบบจำลองความปั่นป่วนชนิด  $k-\varepsilon$  ที่นิยมใช้ในปัจจุบัน คือ แบบจำลองความปั่นป่วนชนิด  $k-\varepsilon$  ของ Launder and Sharma (1974)

แบบจำลองความปั่นป่วนชนิด  $k-\varepsilon$

เป็นแบบจำลองหนึ่งในหลายแบบจำลองที่ใช้แนวความคิดของความหนืดหมุนวน (Eddy Viscosity) ที่นำเสนอโดย Boussinesq (1877) กล่าวคือ พจน์ Reynolds Stresses ( $\overline{u'_i u'_j}$ ) ที่เกิดขึ้นจากการใช้วิธีการเฉลี่ย Reynolds กับสมการโมเมนตัม จะถูกจำลองผ่านพจน์ความหนืดหมุนวน ( $\mu_t$ ) ดังสมการที่ (32)

$$\overline{u'_i u'_j} = \frac{2}{3} \delta_{ij} k - \frac{\mu_t}{\rho} \left\{ \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right\} \quad (32)$$

โดย  $\mu_t$  คือ ค่าความหนืดหมุนวน ซึ่งค่าความหนืดหมุนวนนี้ ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของการไหล (Flow) ไม่ได้ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของของไหล (Fluid) เหมือนค่าความหนืด  $\mu$  โดยสมการของค่าความหนืดหมุนวน  $\mu_t$  นี้ขึ้นอยู่กับชนิดของแบบจำลองความปั่นป่วนที่ใช้ โดยสำหรับแบบจำลองความปั่นป่วนชนิด  $k-\varepsilon$  ค่าความหนืดหมุนวนสามารถหาได้จากสมการที่ (33)

$$\mu_t = \rho C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (33)$$

โดยที่ค่าพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน  $k$  สามารถคำนวณหาได้จากสมการการเคลื่อนที่ของ  $k$  และค่าอัตราการลดลงของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน  $\varepsilon$  สามารถคำนวณหาได้จากสมการการเคลื่อนที่ของ  $\varepsilon$  โดย  $\varepsilon = \tilde{\varepsilon} + D$  และค่าเรย์โนลด์ส์ของความปั่นป่วน (Turbulence

Reynolds Number),  $Re_t = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon}$  ดังสมการที่ (34) และ (35)

$$\underbrace{U_i \frac{\partial k}{\partial x_i}}_{\text{convection term}} = \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\}}_{\text{diffusion term}} - \underbrace{\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}}_{\text{production term}} - \underbrace{(\tilde{\varepsilon} + D)}_{\text{destruction term}} \quad (34)$$

source term

$$\underbrace{U_i \frac{\partial \tilde{\epsilon}}{\partial x_j}}_{\text{convection term}} = \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \tilde{\epsilon}}{\partial x_j} \right\}}_{\text{diffusion term}} - \underbrace{C_{\epsilon 1} f_{\epsilon 1} \frac{\tilde{\epsilon}}{k} \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}}_{\text{production term}} - \underbrace{C_{\epsilon 2} f_{\epsilon 2} \frac{\tilde{\epsilon}^2}{k}}_{\text{destruction term}} + E$$

source term

(35)

โดยค่าคงที่ต่างๆ มีค่าดังนี้  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\epsilon = 1.3$ ,  $C_\mu = 0.09$ ,  $C_{\epsilon 1} = 1.44$ ,  $C_{\epsilon 2} = 1.92$ ,  $f_{\epsilon 1} = 1.0$  ค่าคงที่  $f_{\epsilon 2}$  คำนวณจากสมการที่ (36)

$$f_{\epsilon 2} = 1 - 0.3 \exp(-\text{Re}_t^2) \quad (36)$$

ค่าคงที่  $f_\mu$  คำนวณจากสมการที่ (37) และค่าคงที่ E และ D คำนวณจากสมการที่ (38) และ (39)

$$f_\mu = \exp \left( \frac{-3.4}{\left(1 + \frac{\text{Re}_t}{50}\right)^2} \right) \quad (37)$$

$$E = 2 \frac{\mu}{\rho} \frac{\mu_t}{\rho} \left( \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_k \partial x_m} \right)^2 \quad (38)$$

$$D = 2 \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial \sqrt{k}}{\partial x_i} \right)^2 \quad (39)$$

แบบจำลองความปั่นป่วนชนิด  $k-\zeta-f$  model

เป็นแบบจำลองที่ถูกพัฒนาขึ้น โดย Hanjalic, Popovac and Hadziabdic (2004) ซึ่งได้พัฒนา ค่าความหนืดหมุนวน จากสมการ Durbin's elliptic relaxation เพื่อปรับปรุงเสถียรภาพในการ คำนวณโดยการเปลี่ยน ค่า velocity scale ratio จาก  $\overline{v^2}$  เป็น  $\zeta = \overline{v^2} / k$  นอกจากนี้แบบจำลองความ ปั่นป่วนชนิด  $k-\zeta-f$  model ยังพัฒนาสำหรับการจำลองการไหลที่ซับซ้อน, สำหรับการไหลที่มีการ หมุน และ swirl แต่อย่างไรก็ตามแบบจำลองความปั่นป่วนชนิด  $k-\zeta-f$  model ยังคงให้ผลการ คำนวณที่แม่นยำน้อยกว่าเมื่อเทียบกับการใช้ second-moment และ advanced non-linear eddy

viscosity models ในการคำนวณแต่เมื่อเทียบกับแบบจำลองความปั่นป่วนชนิด  $k - \varepsilon$  แบบจำลองความปั่นป่วนชนิด  $k - \zeta - f$  model ให้ผลการคำนวณที่แม่นยำกว่าและเป็นทางเลือกที่ดีกว่าในการคำนวณ

สำหรับแบบจำลองความปั่นป่วนชนิด  $k - \zeta - f$  ค่าความหนืดหมุนวนสามารถหาได้จากสมการที่ (40)

$$v_t = C_\mu \zeta \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (40)$$

โดยตัวแปรอื่นๆสามารถอธิบายได้ดังสมการต่อไปนี้

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \rho(P_k - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (41)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \rho \frac{C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (42)$$

$$\rho \frac{D\zeta}{Dt} = \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right] \quad (43)$$

ทำการจัดรูปสมการให้อยู่ในเทอมของ ฟังก์ชัน  $f$  ได้ดังสมการที่ (44)

$$f - L^2 \frac{\partial f}{\partial x_j \partial x_j} = \left( C_1 + C_2 \frac{P_k}{\zeta} \right) \frac{(\frac{2}{3} - \zeta)}{T} \quad (44)$$

โดยค่าคงที่ต่างๆ มีค่าดังนี้  $C_\mu = 0.22$ ,  $C_{\varepsilon 1} = 1.4(1 + 0.012/\zeta)$ ,  $C_{\varepsilon 2} = 1.9$ ,  $C_1 = 0.4$ ,  $C_2 = 0.65$ ,  $\sigma_k = 1$ ,  $\partial\varepsilon = 1.3$  และ  $\partial\zeta = 1.2$

### วิธีการหาผลเฉลยด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

วิธีการแก้ระบบสมการพีชคณิต สามารถทำได้สองวิธี คือ ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบตรง และระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำ ซึ่งการแก้ระบบสมการโดยใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบตรงนั้นใช้หน่วยความจำในการเก็บค่าตัวแปรต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณทั้งหมดในคราวเดียวกัน ดังนั้น

การแก้ระบบสมการด้วยวิธีนี้จึงไม่เป็นที่นิยมใช้ใน CFD เนื่องจาก CFD มีระบบสมการพีชคณิต ที่มีจำนวนสมการและตัวแปรมาก ทำให้โปรแกรมต้องใช้หน่วยความจำสูงมากในการคำนวณ

ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำ จึงเป็นวิธีการที่นิยมใช้ใน CFD เนื่องจากวิธีนี้ใช้หน่วยความจำในการคำนวณน้อยกว่าระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบตรง โดยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบทำซ้ำมีหลักในการคำนวณ คือ จะทำการคำนวณจากจุดหนึ่งไปหาอีกจุดหนึ่งเลื่อนไปเรื่อยๆ จนครบทั้งขอบเขตของปัญหา การคำนวณในลักษณะนี้ทำให้ในแต่ละครั้งของการคำนวณค่าแต่ละจุดเสร็จแล้ว โปรแกรมสามารถคืนหน่วยความจำให้ระบบเพื่อที่จะนำมาใช้ในการคำนวณกับจุดถัดมาได้ โดยไม่ต้องทำการจองหน่วยความจำสำหรับค่าตัวแปรต่างๆ ของทั้งระบบสมการ หลังจากทำการคำนวณทั้งขอบเขตครบหนึ่งรอบแล้วจะเริ่มทำการคำนวณซ้ำในรอบถัดมา และจะหยุดการคำนวณต่อเมื่อค่าตัวแปรที่คำนวณได้เข้าสู่ค่าตอบหรือผลเฉลยแล้ว โดยจะทำการตรวจสอบจากค่าเศษตกค้าง (Residual) ลักษณะของการเข้าสู่ผลเฉลยนั้นเป็นไปได้สองแบบคือ ค่าของเศษตกค้างมีค่าน้อยกว่าค่าที่ทำการระบุไว้ หรือค่าของเศษตกค้างไม่มีการเปลี่ยนแปลงโดยในการคำนวณหาค่าเศษตกค้างสามารถคำนวณได้จากค่าตัวแปรในการคำนวณรอบก่อนหน้าเทียบกับค่าตัวแปรในการคำนวณรอบปัจจุบันโดยใช้สมการ (45)

$$residual = \frac{\sum |\phi - \phi_{old}|}{|\phi_{max} - 10^{-30}|} \quad (45)$$

ค่า  $\phi_{old}$  คือ ค่าของตัวแปรจากการคำนวณในรอบก่อนหน้า ส่วน  $\phi$  คือ ค่าของตัวแปรจากการคำนวณในรอบปัจจุบัน และ  $\phi_{max}$  คือ ค่าของตัวแปรที่มีค่ามากที่สุดของการคำนวณในรอบปัจจุบัน สำหรับการคำนวณค่าเศษตกค้างนั้นจะทำการบวกค่าน้อยมากๆ เช่น  $10^{-30}$  เข้าไปในสมการด้วยเพื่อป้องกันไม่ให้ตัวหารเป็นศูนย์

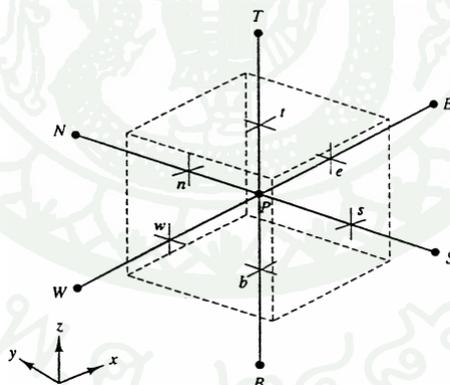
ในการหาผลเฉลยของสมการควบคุม (Governing equation) ซึ่งอยู่ในรูปของสมการเชิงอนุพันธ์ย่อยซึ่งคู่ควบกันอยู่ ได้ใช้หลักวิธีพื้นฐานของปริมาตรควบคุม ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลข โดยแบ่งขอบเขตการคำนวณออกเป็นปริมาตรควบคุมย่อยๆ ทำการอินทิเกรตสมการควบคุมในแต่ละปริมาตรควบคุม พร้อมทั้งจัดให้อยู่ในรูปของสมการพีชคณิต ทำการดีสครีตสมการควบคุม ซึ่งอยู่ในรูปอินทิกรัล และทำการเชื่อมโยงความสัมพันธ์ของปริมาตรต่างๆ ในปริมาตรควบคุมย่อยหนึ่งๆ กับปริมาตรต่างๆ ในปริมาตรควบคุมย่อยข้างเคียงให้อยู่ในรูปของสมการเชิงเส้น จากนั้นจึงทำการ

แก้สมการ เพื่อหาผลเฉลยต่อไป ซึ่งระเบียบวิธีดังกล่าวเรียกว่าวิธีการคำนวณแบบปริมาตรสี่บเนื่อง (Finite volume method) และจะได้อธิบายต่อไป

รูปทั่วไปของสมการการส่งถ่ายปริมาณสเกลลาร์ ( $\phi$ ) ในปริมาตรควบคุมใดๆ สามารถเขียนได้ดังสมการ (46)

$$\int_A \rho \phi \bar{u} \cdot \bar{n} dA = \int_A \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot \bar{n} dA + \int_{CV} S_\phi dV \quad (46)$$

โดยที่  $\rho$  คือ ความหนาแน่น  $\bar{u}$  คือ เวกเตอร์ความเร็ว  $A$  คือ พื้นที่ผิวของปริมาตร  $\Gamma_\phi$  คือ สัมประสิทธิ์การแพร่ของ  $\phi$   $\nabla \phi$  คือ ค่าความชันของ  $\phi$   $S_\phi$  คือ แหล่งกำเนิด (Source) ต่อหน่วยปริมาตร เทอมต่างๆ ในสมการที่ (46) มีความหมายดังนี้ เทอมแรกทางด้านซ้ายของสมการเป็นเทอมที่ขึ้นอยู่กับเวลา เทอมแรกทางด้านขวาของสมการเป็นเทอมของการพา ส่วนเทอมที่สองด้านขวาของสมการเป็นเทอมการแพร่ การหาค่าอินทิเกรตสมการข้างต้นเป็นขั้นตอนต่อไปของการคำนวณแบบปริมาตรสี่บเนื่อง ในการวิเคราะห์การไหลแบบ 3 มิติ จะกำหนดให้ค่า  $\phi$  มีค่าเป็น  $u, v$  และ  $w$  ต่อไปเราจะพิจารณาปริมาตรควบคุมใดๆ ในภาพที่ 13



ภาพที่ 13 ปริมาตรควบคุม 3 มิติ

ที่มา: วรารักษ์รัตน์ (2548)

จากภาพที่ 13 จุด  $P$  ตัวแทนของปริมาตรจะอยู่ตำแหน่งกลางของปริมาตร พื้นผิวแต่ละด้านของปริมาตรเขียนแทนด้วย  $e, w, n, s, t$  และ  $b$  ซึ่งหมายถึงพื้นผิวด้านทิศตะวันออก ทิศตะวันตก ทิศเหนือ ทิศใต้ ด้านบนและด้านล่างของจุด  $P$  ตามลำดับขั้นตอนต่อไปจะเป็นเป็นการดิสครีตสมการ (46) ให้อยู่ในรูปของสมการเชิงพีชคณิต

### การดิสครีตไพเซชัน (Discretisation)

สมการอนุพันธ์ย่อยไม่เชิงเส้นที่ใช้อธิบายการไหลของของไหลนั้นสามารถทำการดิสครีตในแต่ละเทอมให้อยู่ในรูปสมการเชิงพีชคณิตได้ดังนี้

#### 1. เทอมการพา (Convection term)

ทำการดิสครีตให้อยู่ในรูปสมการเชิงพีชคณิตได้ดังสมการที่ (47)

$$\int_A (\rho \bar{u}) \cdot \vec{n} dA = [(\rho \phi Au)_e - (\rho \phi Au)_w] + [(\rho \phi Au)_n - (\rho \phi Au)_s] + [(\rho \phi Au)_t - (\rho \phi Au)_b] \quad (47)$$

สามารถเขียนสมการของการพาที่ทำการดิสครีตแล้วให้ง่ายขึ้นโดยการแทนด้วย  $F = \rho u A$  โดยที่ค่า  $F$  คือ ฟลักซ์ของการพา (Convective flux) เขียนสมการ (47) ใหม่ได้ดังสมการที่ (48)

$$\int_A (\rho \bar{u}) \cdot \vec{n} dA = [(F \phi)_e - (F \phi)_w] + [(F \phi)_n - (F \phi)_s] + [(F \phi)_t - (F \phi)_b] \quad (48)$$

## 2. เทอมการแพร่ (Diffusion term)

ทำการดิสครีตให้อยู่ในรูปสมการเชิงพีชคณิตได้ดังสมการที่ (49)

$$\begin{aligned} & \left[ \left( A\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left( A\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \right] \\ & + \left[ \left( A\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n - \left( A\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \right] \\ & + \left[ \left( A\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right)_t - \left( A\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right)_b \right] + \bar{S}\Delta V = 0 \end{aligned} \quad (49)$$

เมื่อ  $\Gamma$  คือ ค่าของสัมประสิทธิ์ของการแพร่ เพื่อความสะดวกเราจะใช้ตัวแปร  $D = \frac{\Gamma A}{\delta x}$  แสดงแทนฟลักซ์ของการแพร่ (Diffusive flux) และสามารถเขียนสมการของการแพร่ที่ทำการดิสครีตแล้วได้ดังสมการที่ (50)

$$\begin{aligned} & [D_e(\phi_e - \phi_p) - D_w(\phi_p - \phi_w)] \\ & + [D_n(\phi_n - \phi_p) - D_s(\phi_p - \phi_s)] \\ & + [D_t(\phi_t - \phi_p) - D_b(\phi_p - \phi_b)] + (S_u + S_p)\phi_p = 0 \end{aligned} \quad (50)$$

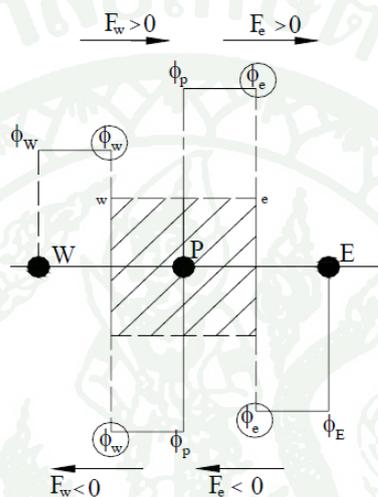
ค่า  $\phi_e$ ,  $\phi_n$ ,  $\phi_s$ ,  $\phi_t$  และ  $\phi_b$  เป็นค่าของ  $\phi$  ที่พื้นผิวผนังของปริมาตร ซึ่งหาได้โดยการประมาณค่า  $\phi$  และการประมาณค่า  $\phi$  ที่บริเวณผิวของปริมาตรนั้นมีหลายวิธีด้วยกัน เช่น ระเบียบวิธีผลต่างชั้นลมอันดับที่หนึ่ง (First order upwind scheme) ระเบียบวิธีผลต่างชั้นลมอันดับที่สอง (Second order upwind scheme) และระเบียบวิธีผลต่างแบบควิก (Quadratic upstream interpolation for convective kinetics differencing scheme, QUICK) เป็นต้น

### การประมาณค่าของอินทิกรัลพื้นผิว

ในการประมาณค่าเทอมที่เกิดการพานั้นมีระเบียบวิธีแบบต่างๆ ดังต่อไปนี้ ระเบียบวิธีผลต่างชั้นลมอันดับที่หนึ่ง ระเบียบวิธีผลต่างชั้นลมอันดับที่สอง และระเบียบวิธีผลต่างแบบควิก ซึ่งจะแสดงรายละเอียดต่อไป ซึ่งในงานวิจัยในครั้งนี้ได้เลือกใช้ระเบียบวิธีผลต่างชั้นลมอันดับที่สองมาใช้ในการประมาณค่าเทอมที่เกิดการพา

1. ระเบียบวิธีผลต่างอันดับที่หนึ่ง

สำหรับการประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างอันดับที่หนึ่งนั้น ค่าที่ต้องการหา คือ ค่า  $\phi$  ในกรณี  $F_e$  เป็นค่าบวก ค่าของ  $\phi_e$  จะถูกกำหนดให้เท่ากับค่า  $\phi_p$  สังเกตว่าจะให้เท่ากับค่าที่อยู่ทางด้านปลายลูกศร กรณีที่  $F_e$  เป็นค่าลบค่า  $\phi_e$  จะถูกกำหนดให้เท่ากับ  $\phi_E$  ดังแสดงในภาพที่ 14



ภาพที่ 14 การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างอันดับที่หนึ่ง

ที่มา: วรารัตน์ (2548)

$$\phi_e = \phi_p \quad ; F_e > 0, \quad \phi_e = \phi_E \quad ; F_e < 0$$

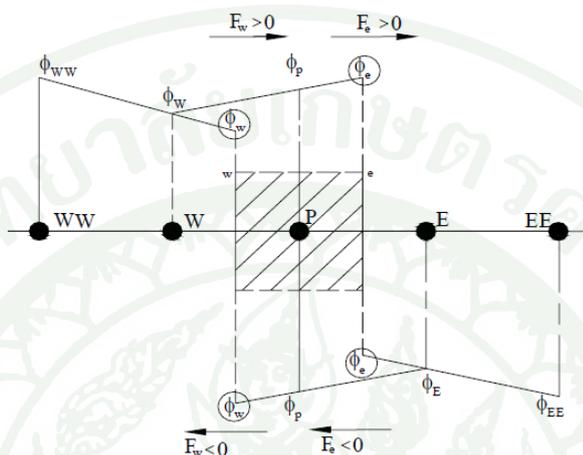
$$\phi_w = \phi_w \quad ; F_w > 0, \quad \phi_w = \phi_p \quad ; F_w < 0$$

จากระเบียบวิธีผลต่างอันดับที่หนึ่งสามารถเขียนสมการที่ (51) ได้ดังนี้

$$F_e \phi_e = \phi_p [F_e] + \phi_e [-F_e] \quad (51)$$

2. ระเบียบวิธีผลต่างอันดับสอง

ค่า  $\phi$  จะประมาณค่าภายในที่พื้นผิวของปริมาตรโดยใช้ตำแหน่งข้างเคียงอยู่ที่ท้ายลม  
 ดังภาพที่ 15



ภาพที่ 15 การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างอันดับสอง

ที่มา: วรารักษ์รัตน์ (2548)

$$\phi_e = \frac{3}{2}\phi_p - \frac{1}{2}\phi_w \quad ; \quad F_e > 0$$

$$\phi_w = \frac{3}{2}\phi_w - \frac{1}{2}\phi_{ww} \quad ; \quad F_w > 0$$

$$\phi_e = \frac{3}{2}\phi_E - \frac{1}{2}\phi_{EE} \quad ; \quad F_e < 0$$

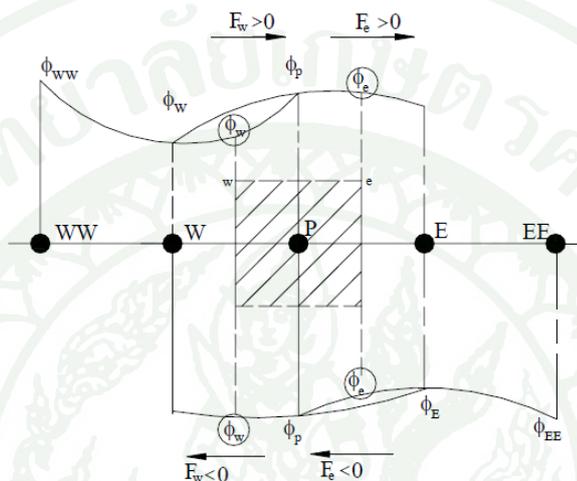
$$\phi_w = \frac{3}{2}\phi_p - \frac{1}{2}\phi_E \quad ; \quad F_w < 0$$

จากระเบียบวิธีผลต่างอันดับสองสามารถเขียนสมการที่ (52) ได้ดังนี้

$$F_e \phi_e = \left( \frac{2}{3}\phi_p - \frac{1}{2}\phi_w \right) [F_e] - \left( \frac{2}{3}\phi_E - \frac{1}{2}\phi_{EE} \right) [-F_e] \quad (52)$$

### 3. ระเบียบวิธีผลต่างแบบควก

การประมาณค่า  $\phi$  ด้วยระเบียบวิธีนี้ ตั้งสมมติฐานอยู่บนค่าเฉลี่ยของระเบียบวิธีผลต่าง  
 ต้นลมอันดับที่สอง การหาค่าพื้นผิวนั้นหาได้จาก 2 กริดข้างเคียงอยู่ที่ปลายลม (Downstream) และ  
 อีก 1 กริดที่อยู่ต้นลม (Upstream) ดังภาพที่ 16



ภาพที่ 16 การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างแบบควก

ที่มา: วรารักษ์รัตน์ (2548)

$$\phi_e = \frac{3}{8}\phi_E + \frac{3}{4}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_W \quad ; \quad F_e > 0$$

$$\phi_w = \frac{3}{8}\phi_P + \frac{3}{4}\phi_w - \frac{1}{8}\phi_{WW} \quad ; \quad F_w > 0$$

$$\phi_e = \frac{3}{8}\phi_P + \frac{3}{4}\phi_E + \frac{1}{8}\phi_{EE} \quad ; \quad F_e < 0$$

$$\phi_w = \frac{3}{8}\phi_w + \frac{3}{4}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_E \quad ; \quad F_w < 0$$

จากระเบียบวิธีผลต่างแบบควกสามารถเขียนสมการที่ (53) ได้ดังนี้

$$F_e \phi_e = \left( \frac{3}{8}\phi_E - \frac{3}{4}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_W \right) [F_e] - \left( \frac{3}{4}\phi_E - \frac{3}{8}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_{EE} \right) [-F_e] \quad (53)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปร  $\phi$  ของปริมาตรหนึ่งๆ กับตัวแปร  $\phi_{nb}$  ของปริมาตรข้างเคียง สามารถเขียนให้อยู่ในรูปเชิงเส้นได้ดังสมการ (54)

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (54)$$

โดยที่ตัวห้อย  $nb$  หมายถึง ปริมาตรข้างเคียงส่วน  $a_p$  และ  $a_{nb}$  เป็นสัมประสิทธิ์ของการทำให้อยู่ในรูปเชิงเส้นสำหรับตัวแปร  $\phi_p$  และ  $\phi_{nb}$  ตามลำดับ ซึ่งจำนวนของปริมาตรข้างเคียงมีค่าเท่ากับด้านที่ล้อมรอบปริมาตรที่พิจารณาส่วน  $b$  เป็นเทอมที่เพิ่มมาจากแหล่งกำเนิดอื่นๆ การหาผลเฉลยโดยวิธีการแยกพิจารณา (Segregated method) เป็นการแยกส่วนในการคำนวณระหว่างสมการโมเมนตัมและสมการความต่อเนื่อง แต่อย่างไรก็ตามค่าต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณต้องสอดคล้องกันสมการที่ (55) เป็นสมการโมเมนตัมที่ดิสครีตแล้วในแนวแกน  $x$  โดยได้พิจารณาผลของแรงที่เกิดจากความดัน ( $pA_f$ ) และกำหนดให้  $\phi = u$

$$a_p u_p = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb} + \sum pA_f + B \quad (55)$$

โดยที่  $A_f$  แทนพื้นที่ผิวที่พิจารณา  $B$  แทนแหล่งกำเนิดอื่นๆ ที่ปราศจากการกระจาย ความดันสำหรับสมการโมเมนตัมในแนวแกน  $y$  และแนวแกน  $z$  ก็มีลักษณะคล้ายคลึงกันส่วนสมการความต่อเนื่องที่ดิสครีตแล้วแสดงได้ดังสมการ (56)

$$\sum_f^{N_{face}} \rho u_n A_f = 0 \quad (56)$$

โดยที่  $N_{face}$  เป็นจำนวนผนังล้อมรอบปริมาตร  $u_n$  คือ ความเร็วที่ผนังปริมาตรการประมาณค่าของอินทิกรัลพื้นผิว

#### กระบวนการหาคำตอบ (Solution algorithm)

เพื่อให้ค่าความดันและความเร็วในสมการโมเมนตัมสอดคล้องกับสมการความต่อเนื่อง ดังนั้น กระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations), SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent) และ PISO

(Pressure Implicit with Splitting of Operators) จึงถูกนำมาใช้เพื่อตรวจสอบค่าความดัน และความเร็วให้มีความสอดคล้องกันจากสมการ (55) จะกำหนด  $P$  เพื่อให้ได้ค่าของ  $u$  และเพื่อปรับค่าที่ได้จากการคำนวณในรอบแรกเพื่อช่วยให้ผู้เข้าหาคำตอบจะทำการเพิ่ม  $P'$  ขึ้นมา ดังนั้นสมการสามารถเขียนได้ดังสมการที่ (57)

$$a_p u_p^* = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb}^* + \sum (p_w^* - p_e^*) A_f + B \quad (57)$$

โดยที่  $p_w^*$  และ  $p_e^*$  เป็นค่าความดันของแต่ละปริมาตรที่ติดกัน ในการแก้สมการจะเริ่มต้นด้วยการสมมติค่าความดัน  $P^*$  เพื่อให้ได้ค่า  $u^*, v^*$  และ  $w^*$  และค่าที่ได้จะต้องที่สอดคล้องกับสมการความต่อเนื่อง ดังนั้นความสัมพันธ์ที่ได้เพิ่มเติม  $p'$  เข้ามาเพื่อปรับค่า  $p^*$  ในการคำนวณรอบต่อไป ซึ่งมีดังสมการ (58)

$$p = p^* + p', u = u^* + u', v = v^* + v' \quad (58)$$

โดยที่  $p'$  เรียกว่าค่าการตรวจสอบค่าความดัน (Pressure correction) ดังนั้น สมการ (57) สามารถเขียนได้เป็นสมการ (59)

$$a_p u_p' = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb}' + \sum (p_w' - p_e') A_f + B \quad (59)$$

ในกระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLE จะไม่พิจารณาเทอม  $\sum_{nb} a_{nb} u_{nb}'$  ดังนั้น จะได้สมการที่คีสคริตของการตรวจสอบค่าความดันในปริมาตรเป็นดังสมการ (60)

$$u_p' = d_f (p_w^* - p_e^*) \quad (60)$$

โดยที่เทอม  $d_f$  มีค่าเท่ากับ  $d_f = \frac{A_f}{a_p}$  ในสมการโมเมนตัมที่คีสคริตแล้วการปรับค่าความดันและอัตราการไหลผ่านผนังปริมาตรในแต่ละครั้งนั้นจะเป็นไปตามสมการที่ (61)

$$p^{new} = p^* + \alpha_p p' \quad (61)$$

โดยที่  $\alpha_p$  เป็นค่าแฟกเตอร์ของการปรับค่าสำหรับกระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLIC นั้นเริ่มต้นจะเหมือนกับกระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLE ที่กล่าวมาข้างต้น แต่ต่างกันที่ได้นำเทอม  $\sum_{nb} a_{nb} u'_{nb}$  มาพิจารณาด้วย ซึ่งจะมีสัมประสิทธิ์ของ  $d_f$  เป็นฟังก์ชันของ  $1 - \sum a_{nb} / a_p$  ดังนั้น สมการที่ได้อธิบายของการตรวจสอบค่าความดันในปริมาตรที่พิจารณาจะเป็นดังสมการ (62)

$$u'_p = \frac{d_f}{1 - \sum a_{nb} / a_p} (p^*_w - p^*_e) \quad (62)$$

ส่วนกระบวนการหาคำตอบแบบ PISO นั้น ได้ปรับปรุงประสิทธิภาพของการคำนวณจาก SIMPLE โดยการเพิ่ม Neighbor correction และ Skewness correction ซึ่งได้เพิ่มวงจร (Loop) ในการคำนวณเพื่อให้ค่าความดันและความเร็วของสมการโมเมนตัมสอดคล้องกับสมการความต่อเนื่องเร็วขึ้นกระบวนการทำซ้ำนี้เรียกว่า การปรับค่าโมเมนตัม (Momentum correction) หรือ Neighbor correction กระบวนการหาคำตอบแบบ PISO นั้น ทำให้การใช้เวลาในการประมวลผลต่อรอบการคำนวณมากขึ้นเพียงเล็กน้อย แต่จะทำให้จำนวนรอบในการทำซ้ำเพื่อหาคำตอบลดลง สำหรับ Skewness correction นั้น เป็นตัวปรับค่าพลักซ์ของมวลที่ผนังของปริมาตรและค่าความแตกต่างของการตรวจสอบค่าความดัน

## อุปกรณ์และวิธีการ

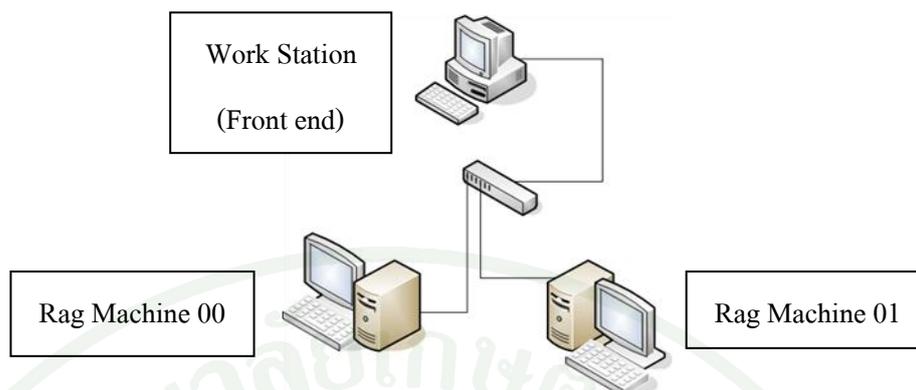
งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาพฤติกรรมการไหลของอากาศภายในท่อร่วมไอดีและภายในกระบอกสูบ โดยแบบจำลองของท่อร่วมไอดีและกระบอกสูบ ถูกสร้างขึ้นโดยใช้กระบวนการวิศวกรรมย้อนรอย (Reverse Engineering) โดยนำข้อมูลดิบที่ได้จากการวัดแบบเชิงทัศนศาสตร์ (3D Optical Measurement) ส่งผ่านข้อมูลแบบจุดที่ได้ไปยังโปรแกรม CATIA เพื่อสร้างพื้นผิวแบบรูปทรงอิสระ (Free-form Surface) ของชิ้นงาน และทำการส่งแบบจำลองไปยังโปรแกรม AVL-FIRE เพื่อทำการสร้างกริดในแบบจำลองและทำการแก้ปัญหของไหลโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) โดยใช้เงื่อนไขขอบเขตจากการจำลองเครื่องยนต์แบบ Engine Cycle Simulations ซึ่งใช้ซอฟต์แวร์ AVL-BOOST ในการวิเคราะห์

### อุปกรณ์

#### ระบบคลัสเตอร์ (Cluster Computing)

ระบบคลัสเตอร์ (Cluster Computing) คือระบบคอมพิวเตอร์ที่ประกอบด้วยคอมพิวเตอร์มากกว่า 1 เครื่องต่อเชื่อมกัน และแต่ละเครื่องอาจมีมากกว่า 1 หน่วยประมวลผล (CPU) โดยสามารถจัดสรรให้ใช้ CPU และ RAM ร่วมกันได้ ทำให้ได้ระบบที่มีประสิทธิภาพสูงเพื่อการใช้ทรัพยากรการคำนวณและเข้าถึงข้อมูล อย่างมีประสิทธิภาพและรวดเร็ว

คอมพิวเตอร์แต่ละเครื่องในระบบคลัสเตอร์จะถูกเรียกว่า “โหนด (Node)” และมีโหนดที่ทำหน้าที่ควบคุมการทำงานของโหนดอื่น ๆ ในระบบอีกชั้น เรียกว่า “Front-end Node” ส่วนโหนดอื่นจะทำหน้าที่ประมวลผลเป็นหลัก เรียกว่า “Compute Node” โดยระบบคลัสเตอร์ที่ใช้ในการวิจัยมีส่วนประกอบดังภาพที่ 17 โดยรายละเอียดของเครื่องคอมพิวเตอร์ แสดงไว้ดังตารางที่ 2



ภาพที่ 17 ระบบคลัสเตอร์ที่ใช้ในการวิจัย

ตารางที่ 2 รายละเอียดเครื่องคอมพิวเตอร์ภายในระบบ

รายการ	รายละเอียด
Work Station (Front-end in the cluster unit)	
Name:	ACL-HEAD
Platform:	CentOS 5.3
Processor:	Intel(R) Xeon(R) CPU E5520 @2.27 GHz 2.26 GHz (2 processors)
Memory (RAM):	8.0 GB
Rag Machine 00 (Cluster unit)	
Name:	COMPUTE-0-0
Platform:	CentOS 5.3
Processor:	Intel(R) Xeon(R) CPU E5504 @2.00 GHz (2 processors)
Memory (RAM):	16.0 GB
Rag Machine 01 (Cluster unit)	
Name:	COMPUTE-0-1
Platform:	CentOS 5.3
Processor:	Intel(R) Xeon(R) CPU E5504 @2.00 GHz (2 processors)
Memory (RAM):	16.0 GB

## โปรแกรม AVL-BOOST

โปรแกรม AVL-BOOST เป็นการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์แบบ 1 มิติ โดยการสร้างแบบจำลองการทำงานของเครื่องยนต์เป็นแผนผัง วิธีการในการสร้างแบบจำลองใช้วิธีการเลือกส่วนประกอบต่างๆ ของเครื่องยนต์มาเชื่อมต่อกัน ซึ่งสามารถจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ได้ทั้งระบบ รวมถึงการจำลองการเผาไหม้ภายในเครื่องยนต์ โดยใช้สมการ gas dynamic equations มาใช้เพื่อคำนวณหา ความดัน, อุณหภูมิ, ความเร็ว ภายในเครื่องยนต์ ซึ่งค่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมจะเป็นค่าเฉลี่ยของหน้าตัดที่ต้องการทราบค่าไม่ว่าจะเป็น ความดัน, อุณหภูมิ หรือ ความเร็ว

## โปรแกรม AVL-FIRE

โปรแกรม AVL-FIRE เป็นโปรแกรมวิเคราะห์การไหลโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ซึ่งใช้วิธีการการคำนวณแบบ Finite Volume โดยโปรแกรม AVL-FIRE แตกต่างจากโปรแกรม CFD อื่นๆเนื่องจากได้มีการปรับปรุงโปรแกรมให้มีความเหมาะสมกับการจำลองการไหลภายในเครื่องยนต์และกระบวนการเผาไหม้ภายในเครื่องยนต์ นอกจากนี้ยังเพิ่ม turbulence model แบบ k-zeta-f model เข้ามาภายในโปรแกรม ซึ่งมีการพิสูจน์แล้วว่ามีความเสถียรมากกว่าและแม่นยำมากกว่า  $k-\epsilon$  model ตามที่ได้กล่าวไว้ในตรวจสอบเอกสาร

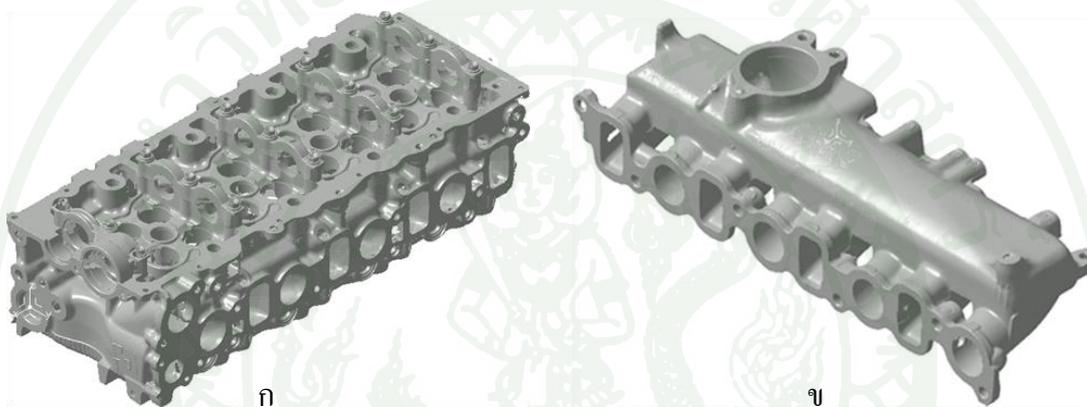
## วิธีการ

### วิศวกรรมย้อนรอย (Computer Aided Reverse Engineering, CARE)

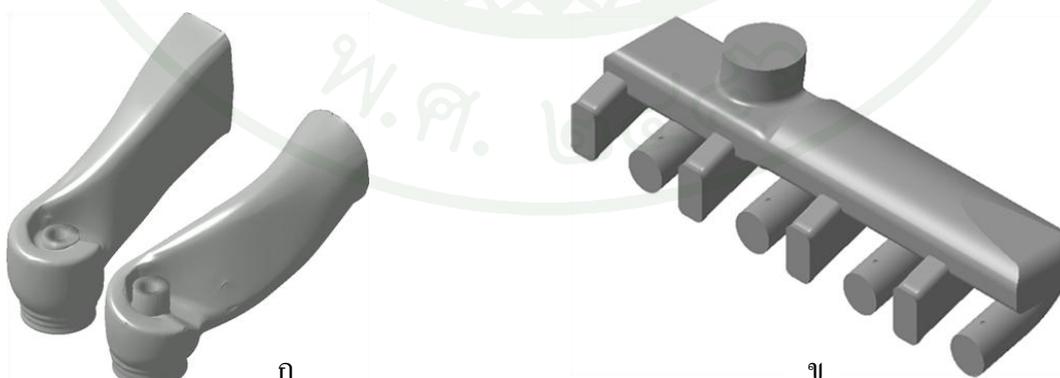
กระบวนการวิศวกรรมย้อนรอย คือ กระบวนการที่นำเอาเครื่องมือวัดแบบต่างๆ เข้ามาใช้เก็บค่าพิกัดจากต้นแบบทางกายภาพ (Physical Prototype) เพื่อนำค่าพิกัดเหล่านั้นย้อนกลับเข้าไปในระบบคอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบด้วยวิธีวิศวกรรมย้อนรอย เพื่อนำไปสู่การปรับปรุง หรือนำไปวิเคราะห์ทางวิศวกรรมของชิ้นส่วนต่างๆ

ขั้นตอนการทำงานในกระบวนการวิศวกรรมย้อนรอย ประกอบด้วย

1. เก็บค่าพิกัดจากพื้นผิวของ ท่อร่วมไอดีและฝาสูบ ที่ใช้ในการวิเคราะห์ โดยใช้เครื่องมือวัดแบบทัศนศาสตร์ (3D Optical Measurement) ดังแสดงในภาพที่ 18
2. ปรับค่าพิกัดจากการวัด โดยการปรับค่าความถูกต้องและความละเอียด เพื่อเตรียมสำหรับการสร้างแบบจำลองสามมิติ
3. สร้างแบบจำลองสามมิติ ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ (Catia) ดังแสดงในภาพที่ 19



ภาพที่ 18 ค่าพิกัดจากพื้นผิวของ ท่อร่วมไอดีและฝาสูบ (ก) พื้นผิวของช่องไอดี และ (ข) พื้นผิวของท่อร่วมไอดี



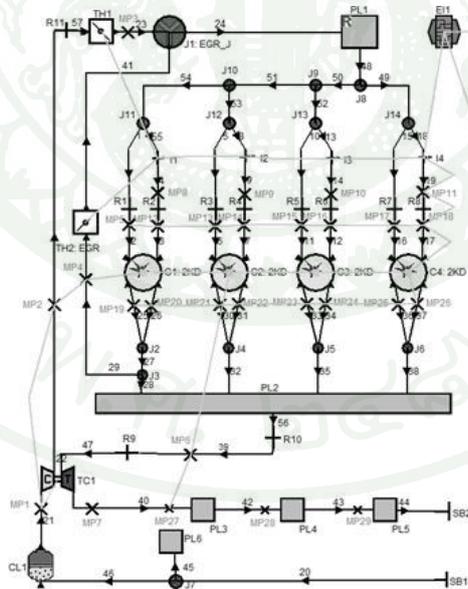
ภาพที่ 19 พื้นผิวที่สร้างจากโปรแกรม CATIA (ก) พื้นผิวของช่องไอดี และ (ข) พื้นผิวของท่อร่วมไอดี

### กระบวนการการสร้าง Grid (Grid Generation)

นำแบบจำลองสามมิติที่สร้างขึ้น เข้าโปรแกรม AVL-FIRE เพื่อทำการสร้าง Grid และทำการวิเคราะห์ โดยลักษณะ Grid ที่สร้างขึ้นจะเป็น Grid แบบ hexahedral cell โดยจำนวนของ Grid สำหรับ Manifold มีจำนวนประมาณ 800,000 cells และสำหรับ ท่อร่วมไอดีซึ่งมีการเคลื่อนที่ของ Intake valves และ ลูกสูบ มีจำนวนของ Grid ระหว่าง 500,000 cells (ที่ตำแหน่ง TDC) ถึง 800,000 cells (ที่ตำแหน่ง BDC)

### Engine Cycle Simulations (AVL BOOST)

สร้างแบบจำลองการทำงานของเครื่องยนต์และทำการเก็บค่า อัตราการไหลอากาศที่ไหลเข้าภายในแต่ละกระบอกสูบ, อุณหภูมิ และความดัน เพื่อเป็น Boundary condition สำหรับการวิเคราะห์โดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ต่อไป ภาพที่ 20 แสดงถึงการจำลองเครื่องยนต์ 4 สูบ ภายในโปรแกรม AVL-BOOST โดยเครื่องยนต์ที่ใช้ในการจำลองมีองค์ประกอบของเครื่องยนต์ดังตารางที่ 3



ภาพที่ 20 แบบจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ภายในโปรแกรม AVL-BOOST

ที่มา: Tepimonrat *et al.* (2011)

ตารางที่ 3 องค์ประกอบของเครื่องยนต์ที่ใช้ในการจำลอง

องค์ประกอบ	รายละเอียด
Engine type:	2KD-FTV
Number of cylinders:	4 cylinders, inline arrangement
Number of valves:	16 valves (DOHC)
Combustion chamber:	Direct Injection
Manifold:	Cross-flow with turbocharger
Fuel system:	Commonrail
Displacement volume:	2,494 cc
Bore:	92 mm
Stroke:	93.8 mm
Connecting rod:	158.5 mm
Compression ratio:	18.5:1
Max power [SAE-NET]:	75 kW at 3,600 rpm
Max torque [SAE-NET]:	260 N·m at 1,600 ~ 2,400 rpm
Valve timings:	
IVO	2° before TDC (+358° after compression TDC)
IVC	31° after BDC (-149° after compression TDC)
EVO	30° before BDC (+150° after compression TDC)
EVC	0° before TDC (+360° after compression TDC)
Firing order:	1-3-4-2
Cetane number requirement:	> 50

### แบบจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดีและภายในห้องกระบอกสูบ

การจำลองการไหลภายในงานวิจัยนี้ประกอบไปด้วยการจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดีและภายในห้องเผาไหม้โดยสำหรับการจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดี เป็นการศึกษาพฤติกรรมของก๊าซธรรมชาติที่ถุกฉีดบริเวณช่องไอดีเมื่อมีการเปลี่ยน Injection timing การจำลองการไหลภายในห้องเผาไหม้ เป็นการศึกษาการกระจายตัวของก๊าซธรรมชาติภายในห้องเผาไหม้ เมื่อมีการ

เปลี่ยนตำแหน่งการฉีดก๊าซธรรมชาติ, เมื่อการติดตั้งแผ่นบังค้ำหมุน (Swirl control valve) ที่บริเวณช่องไอดีที่อกลม และ เมื่อมีการปรับเปลี่ยนรูปทรงของหลุมลูกสูบ ในกรณีที่ต้องการตัดแปลงเครื่องยนต์ดีเซลเป็นเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติซึ่งสามารถสรุปกรณีศึกษาทั้งหมดได้ดังตารางที่ 4

ตารางที่ 4 แสดงกรณีศึกษาทั้งหมดภายในงานวิจัย

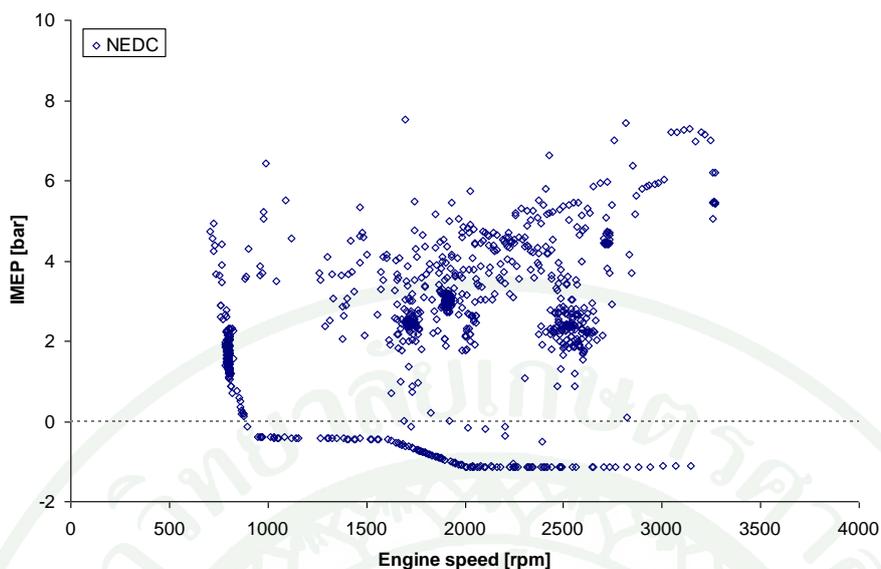
กรณีศึกษา		รายละเอียด			
การศึกษา	กรณี	ประเภทของเครื่องยนต์	คำอธิบาย	ความเร็วรอบ	IMEP (bar)
พฤติกรรมภายในท่อร่วมไอดี	1	DDF engine	EOI 270 deg before firingTDC	1400 rpm	2.44
	2	DDF engine	EOI 150 deg before firingTDC	1400 rpm	2.44
	3	DDF engine	EOI 270 deg before firingTDC	2600 rpm	4.47
	4	DDF engine	EOI 150 deg before firingTDC	2600 rpm	4.47
การศึกษาพฤติกรรมภายในกระบอกสูบที่ 1	1	DDF engine	ฉีดก๊าซธรรมชาติที่บริเวณช่องไอดีที่อกลม	1400 rpm	2.44
	2	DDF engine	ฉีดก๊าซธรรมชาติที่บริเวณช่องไอดีที่อกลม	1400 rpm	2.44
	3	DDF engine	ฉีดก๊าซธรรมชาติที่บริเวณช่องไอดีที่อัสี่เหลี่ยม	2600 rpm	4.47
	4	DDF engine	ฉีดก๊าซธรรมชาติที่บริเวณช่องไอดีที่อัสี่เหลี่ยม	2600 rpm	4.47
	5	DDF engine	เมื่อมีการติดตั้งแผ่นบังค้ำการหมุน (Swirl valve) ที่บริเวณช่องไอดี ที่อกลม	1400 rpm	2.44
	6	DDF engine	เมื่อมีการติดตั้งแผ่นบังค้ำการหมุน (Swirl valve) ที่บริเวณช่องไอดี ที่อกลม	1400 rpm	2.44
	7	DDF engine	เมื่อมีการติดตั้งแผ่นบังค้ำการหมุน (Swirl valve) ที่บริเวณช่องไอดี ที่อกลม	1400 rpm	2.44

## ตารางที่ 4 (ต่อ)

กรณีศึกษา		รายละเอียด			
การศึกษา	8	SI engine	เมื่อมีการเปลี่ยนรูปทรงของ	1400 rpm	2.44
พฤติกรรม			หุลมลูกสูบโดยใช้หุลมลูกสูบ		
ภายใน			รูปทรงเดิมของเครื่องยนต์		
กระบอก	9	SI engine	เมื่อมีการเปลี่ยนรูปทรงของ	1400 rpm	Part-load
สูบที่ 1			หุลมลูกสูบโดยใช้หุลมลูกสูบ		
(ต่อ)			รูปทรงกระบอก		
	10	SI engine	เมื่อมีการเปลี่ยนรูปทรงของ	1400 rpm	Part-load
			หุลมลูกสูบโดยใช้หุลมลูกสูบ		
			รูปทรงสี่เหลี่ยมจัตุรัส		

สำหรับกรณี SI engine เป็นการจำลองพฤติกรรมการไหลของแก๊สภายในห้องเผาไหม้ โดยใช้ท่อไอเสียเดิมและเปลี่ยนลูกสูบโดยใช้ค่าอัตราส่วนการอัดที่ 11.0:1 และเนื่องจากการจำลองสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ที่ยังไม่ได้ใช้งานจริง ผู้เขียนจึงระบุภาวะงานว่าเป็น Part-load

การเลือกสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ที่ใช้ในการจำลอง อ้างอิงจากการทดสอบมลพิษมาตรฐานแบบ New European Driving Cycle (NEDC) ดังแสดงไว้ในภาพที่ 21 เป็นมาตรฐานการวัดปริมาณไอเสียที่ออกจากเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในซึ่งมีทั้งหมด 13 cycle ต่อ 1 รอบการทดสอบ ซึ่งเป็นการทดสอบของรถยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมบน Chassis dynamometer จากสถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. พบว่ามีความดันยังผลเฉลี่ย (IMEP) ส่วนใหญ่ประมาณ 2 ถึง 5 bar ซึ่งเป็นการทำงานของเครื่องยนต์ในช่วงภาระปานกลาง (Wannatong *et al.*, 2009) โดยเลือกความเร็วรอบที่ใช้ในการจำลอง 1,400 rpm และ 2,600 rpm เนื่องจากเป็นความเร็วของเครื่องยนต์ที่ทำงานค่อนข้างบ่อย



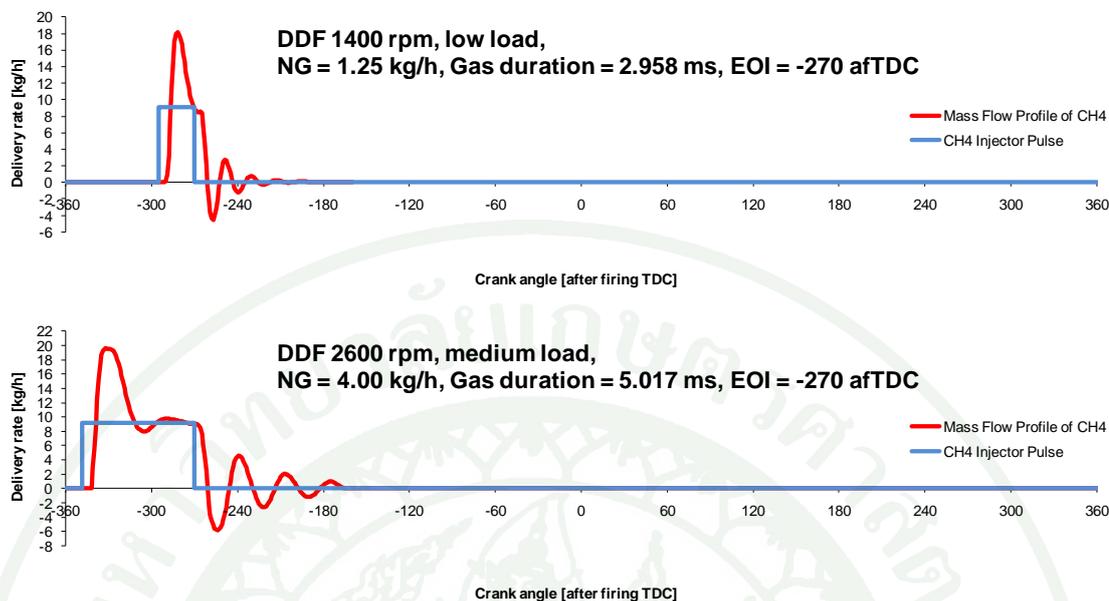
ภาพที่ 21 แสดงการทดสอบแบบ New European Driving Cycle (NEDC)

ที่มา: Wannatong *et al.* (2009)

#### 1. การจำลองการไหลภายในท่อฉีดก๊าซธรรมชาติ

เนื่องจากการติดตั้งหัวฉีดก๊าซธรรมชาติที่บริเวณท่อร่วมไอดีนั้นมีข้อจำกัดด้านพื้นที่ที่ใช้ในการติดตั้ง ในการทดลองจึงมีการติดตั้งหัวฉีดก๊าซธรรมชาติแล้วใช้การต่อท่อมายังท่อร่วมไอดีซึ่งมีความยาว 26.5 cm โดยความยาวของท่ออาจส่งผลให้เกิดความล่าช้าในจังหวะการฉีด

การจำลองการไหลภายในท่อฉีดก๊าซธรรมชาติจึงเป็นการจำลองเพื่อหาความล่าช้าที่เกิดจากการเคลื่อนที่ผ่านท่อซึ่งต่อจากหัวฉีดของก๊าซธรรมชาติจนถึงท่อร่วมไอดี โดยสมมุติให้ก๊าซธรรมชาติที่ใช้ในการวิเคราะห์มีส่วนประกอบเป็น  $\text{CH}_4$  100% และกำหนดให้อัตราการไหลที่บริเวณทางเข้าเป็นจังหวะการฉีดก๊าซธรรมชาติที่ออกจากหัวฉีด แล้วทำการเก็บค่าอัตราการไหลที่บริเวณทางออก ซึ่งพบว่าก๊าซธรรมชาติความล่าช้าที่เกิดจากการเคลื่อนที่ผ่านท่อที่รอบ 1400 rpm เท่ากับ 10 CA และ 2600 rpm เท่ากับ 5 CA ดังภาพที่ 22 อัตราการไหลของ  $\text{CH}_4$  ที่ได้จากการจำลองการไหลมีอัตราการไหลสูงในช่วงต้นของการฉีด ซึ่งเกิดจากปริมาณ  $\text{CH}_4$  ที่ตกค้างอยู่ภายในท่อ โดยในการจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดีและภายในกระบอกสูบ ได้ทำการตัดช่วงที่เกิดการแกว่งตัวของ  $\text{CH}_4$  ออกเพื่อช่วยเสถียรภาพในการคำนวณให้ดีขึ้น



ภาพที่ 22 แสดงความล่าช้าที่เกิดจากการเคลื่อนที่ผ่านท่อที่รอบ 1400 rpm และ 2600 rpm

## 2. แบบจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดี

ในแต่ละกระบอกสูบมีการติดตั้ง หัวฉีดก๊าซธรรมชาติ ที่บริเวณ ช่องไอดี ท่อกลม เพื่อให้มีความสอดคล้องกับเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบจริง ในการจำลองสมมติให้ก๊าซธรรมชาติมีองค์ประกอบของ  $\text{CH}_4$  100% ซึ่งต่างจากการทดสอบเครื่องยนต์จริง เนื่องจากก๊าซธรรมชาติที่ใช้ในการทดสอบเครื่องยนต์ มีองค์ประกอบอื่นด้วยนอกจาก  $\text{CH}_4$  ดังแสดงตามตารางที่ 5 โดยในการจำลองได้กำหนด EOI (End of injection) ของก๊าซธรรมชาติเท่ากับ 270 องศาและ 150 องศา (before firing TDC) ซึ่งเป็นจังหวะการฉีดก๊าซธรรมชาติที่เหมาะสมและไม่เหมาะสมตามลำดับ

รูปแบบการกำหนด injection timing ที่นิยมใช้โดยทั่วไปสำหรับการฉีดแบบ port fuel injection มักใช้การกำหนดเป็น EOI (End of injection) เนื่องจากลักษณะการฉีดแบบ port fuel injection เป็นการฉีดที่บริเวณช่องไอดี ซึ่งการไหลของเชื้อเพลิงเข้าสู่กระบอกสูบเป็นลักษณะการไหลเนื่องจากการพาของอากาศจึงจำเป็นต้องใช้ระยะเวลาในการเดินทางเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เพราะฉะนั้นการกำหนด injection timing โดยใช้ EOI (End of injection) จึงสามารถควบคุมอัตราการไหลของเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้สะดวกกว่าการใช้ SOI (Start of injection) ซึ่งการกำหนด

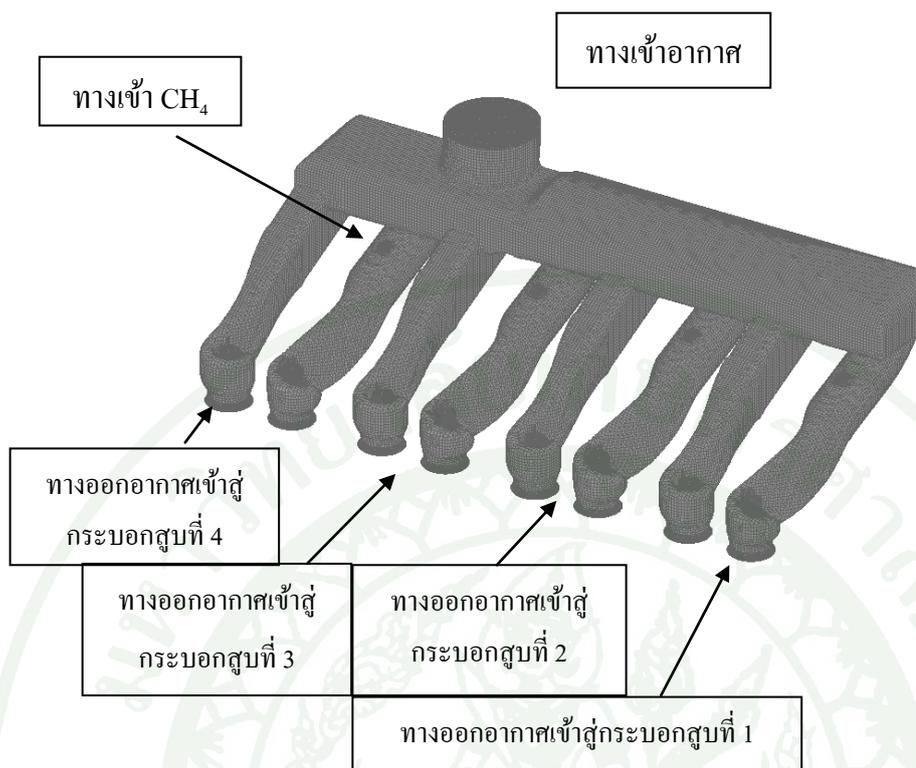
injection timing โดยใช้จังหวะเริ่มต้นในการฉีดเชื้อเพลิง ในบางสภาวะอาจมีเชื้อเพลิงบางส่วนไหลเข้าห้องเผาไหม้ไม่หมด ซึ่งเกิดจากจังหวะสิ้นสุดการฉีดเชื้อเพลิงไม่สอดคล้องกับจังหวะการปิดของวาล์วไอดี โดยการกำหนด injection timing ภายในงานวิจัยนี้ทำการกำหนดเทียบกับกระแกลื่อนที่ของกระบอกสูบที่ 1

ตารางที่ 5 แสดงองค์ประกอบของก๊าซธรรมชาติที่ใช้ในการทดสอบ

รายการ	รายละเอียด
Lower heating value, MJ/kg	34.14
Stoichiometric A/F	11.71
Specific gravity	0.77
MW, kg/kmole	22.20
Methane, % by mole	74.89
Ethane, % by mole	5.57
Propane, % by mole	2.10
n-Butane, % by mole	0.39
i-Butane, % by mole	0.48
n-Pentane, % by mole	0.06
i-Pentane, % by mole	0.12
Larger hydrocarbons (> C6), % by mole	0.12
CO <sub>2</sub> , % by mole	14.30
N <sub>2</sub> , % by mole	1.97

ที่มา: สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. (2553)

ในแบบจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดีดังภาพที่ 23 ท่อทางเข้าของอากาศมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 60 mm ความกว้างของท่อร่วมไอดีขนาด 78 mm ความยาวของท่อร่วมไอดีขนาด 419 mm ความยาวจากท่อร่วมไอดีถึงจุดศูนย์กลางทางออกของ ช่องไอดี ขนาด 105 mm โดยใช้ของไหลด้านทางเข้าเป็นอากาศ และมีการไหลเข้าของ CH<sub>4</sub> ที่บริเวณ ช่องไอดี ท่อกลมของแต่ละกระบอกสูบโดยในการจำลองการไหลใช้การจำลองการไหลแบบสามมิติที่สภาวะไม่คงตัว (Unsteady flow) และกำหนดขนาดของช่วงเวลาที่ใช้ในการคำนวณ  $\Delta t$  เท่ากับ 1 deg



ภาพที่ 23 แบบจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดี

2.1 แบบจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดี ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM เมื่อกำหนด EOI ของก๊าซธรรมชาติเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)

เงื่อนไขขอบเขตสำหรับท่อร่วมไอดีที่ความเร็วรอบ 1400 RPM EOI 270 deg before firing TDC

2.1.1 ทางเข้าของไหลเป็นอากาศ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางเข้าแบบ Mass flow rate

ก. กำหนดให้อัตราอากาศไหลเข้าเท่ากับ 0.021 kg/s

ข. อุณหภูมิอากาศทางเข้าเท่ากับ 412.468 K

2.1.2 ทางออกของไหลเป็นอากาศ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางออกแบบ Mass flow rate

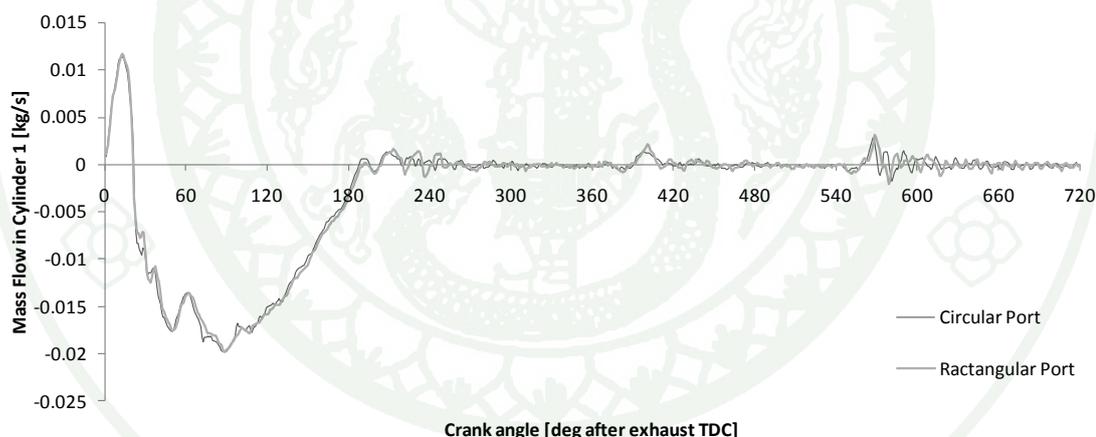
ก. โดยทางออกของท่อร่วมไอดีซึ่งเป็นช่องการไหลเข้าสู่แต่ละกระบอกสูบกำหนด Mass flow rate ดังภาพที่ 24, 25, 26 และ 27

### 2.1.3 ทางเข้า $\text{CH}_4$ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางออกแบบ Mass flow rate

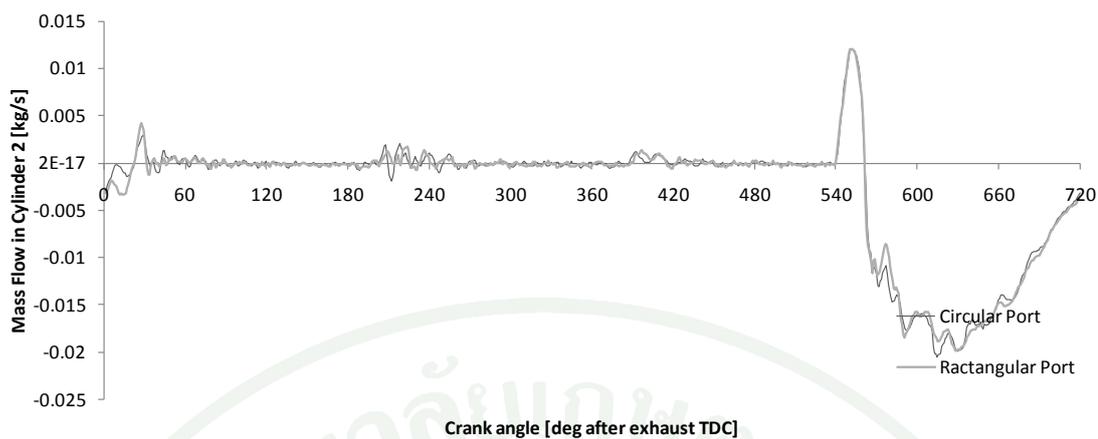
โดยอัตราการไหลของ  $\text{CH}_4$  ที่ฉีดเข้าสู่ช่องไอดีของแต่ละกระบอกสูบกำหนด Mass flow rate ดังภาพที่ 28 ซึ่งกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)

### 2.1.4 ผนัง กำหนดอุณหภูมิเท่ากับ 400 K

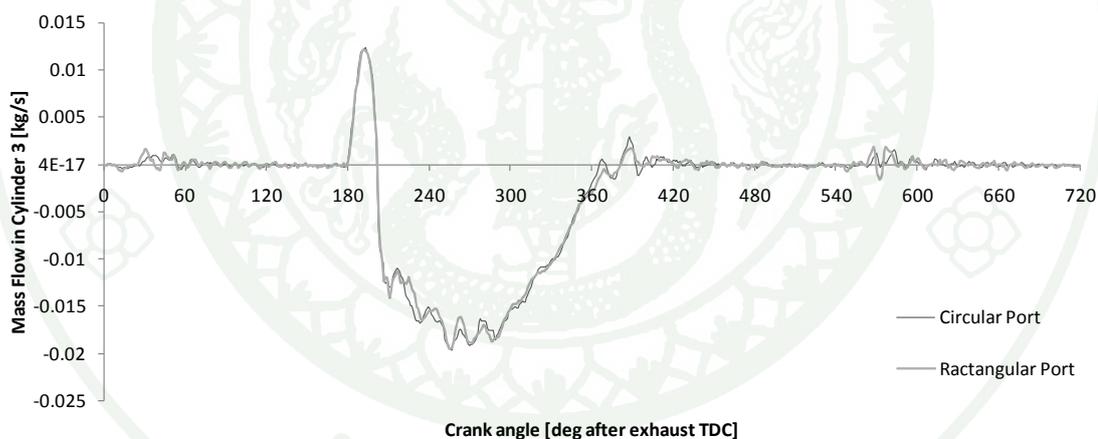
### 2.1.5 ใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนชนิด k-zeta-f Model



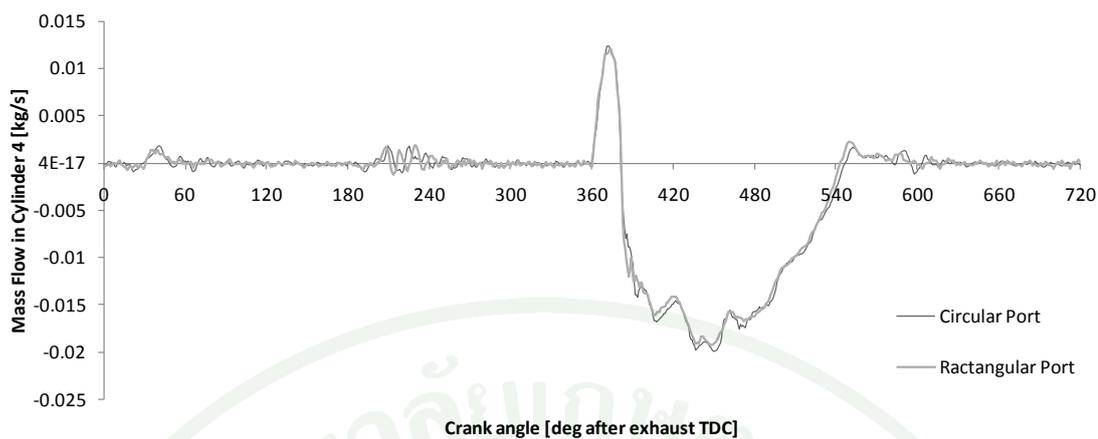
ภาพที่ 24 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 1 ความเร็วรอบ 1400 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)



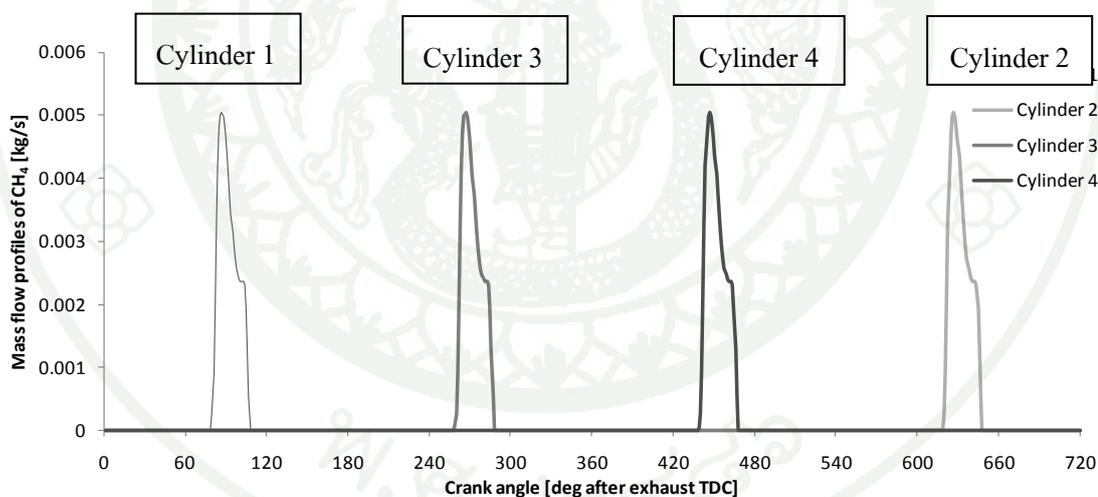
ภาพที่ 25 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 2 ความเร็วรอบ 1400 RPM  
เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)



ภาพที่ 26 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 3 ความเร็วรอบ 1400 RPM  
เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)



ภาพที่ 27 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 4 ความเร็วรอบ 1400 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)



ภาพที่ 28 แสดงอัตราการไหลของ  $\text{CH}_4$  ที่ฉีดเข้าสู่ช่องไอดีของแต่ละกระบอกสูบ ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)

2.2 แบบจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดี ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM เมื่อกำหนด EOI ของก๊าซธรรมชาติเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)

เงื่อนไขขอบเขตสำหรับท่อร่วมไอดีที่ความเร็วรอบ 1400 RPM EOI 150 deg before firing TDC

### 2.2.1 ทางเข้าของไหลเป็นอากาศ

- ก. กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางเข้าแบบ Mass flow rate
- ข. กำหนดให้อัตราอากาศไหลเข้าเท่ากับ 0.021 kg/s
- ค. อุณหภูมิอากาศทางเข้าเท่ากับ 412.468 K

2.2.2 ทางออกของไหลเป็นอากาศ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางออกแบบ Mass flow rate

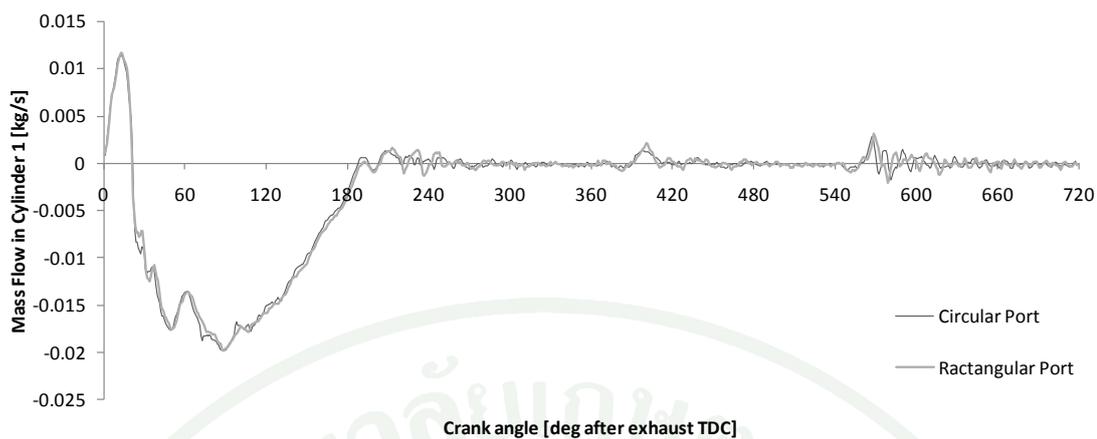
โดยทางออกของท่อร่วมไอดีซึ่งเป็นช่องการไหลเข้าสู่แต่ละกระบอกสูบ กำหนด Mass flow rate ดังภาพที่ 29, 30, 31 และ 32

### 2.2.3 ทางเข้า $\text{CH}_4$ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางออกแบบ Mass flow rate

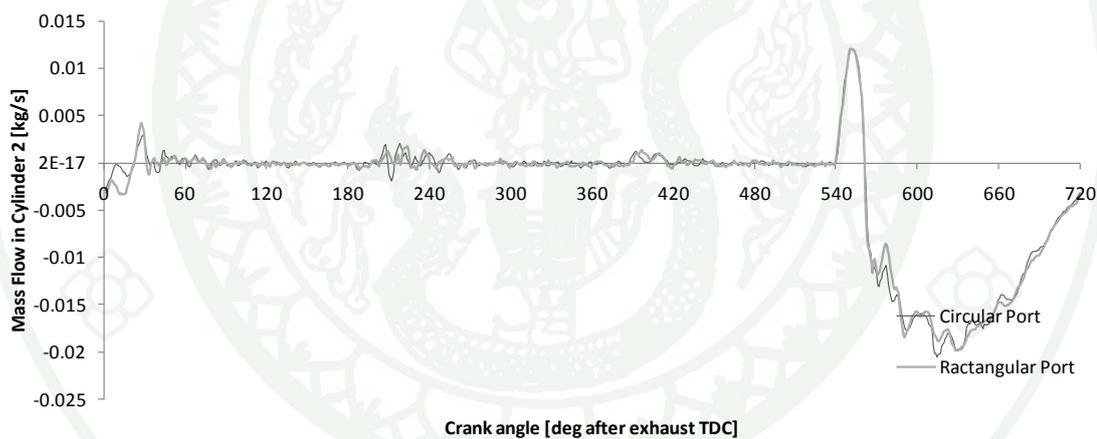
โดยอัตราการไหลของ  $\text{CH}_4$  ที่ฉีดเข้าสู่ช่องไอดีของแต่ละกระบอกสูบ กำหนด Mass flow rate ดังภาพที่ 33 ซึ่งกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)

### 2.2.4 ผนัง กำหนดอุณหภูมิเท่ากับ 400 K

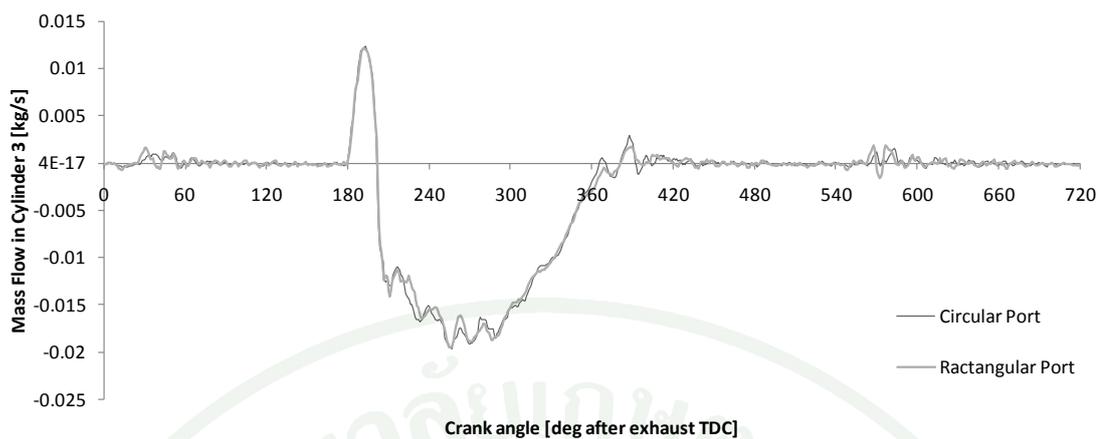
### 2.2.5 ใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนชนิด k-zeta-f Model



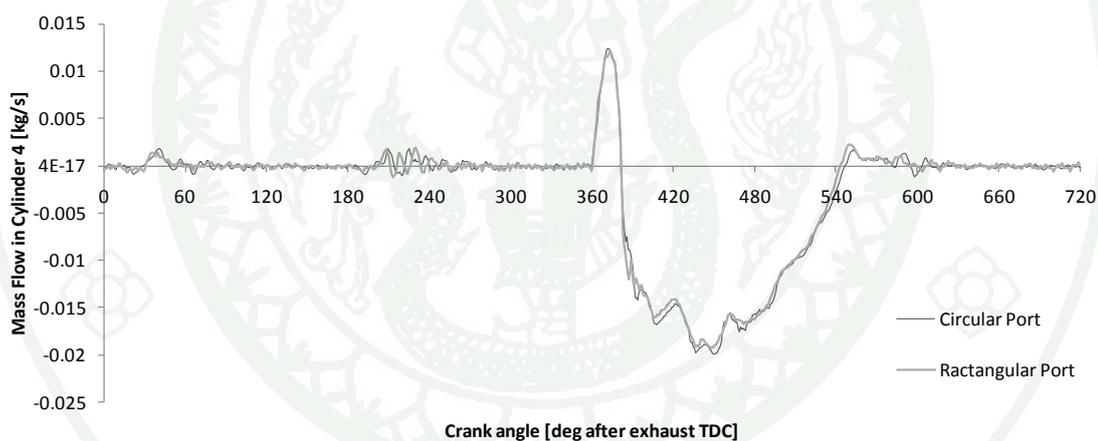
ภาพที่ 29 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 1 ความเร็วรอบ 1400 RPM  
เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)



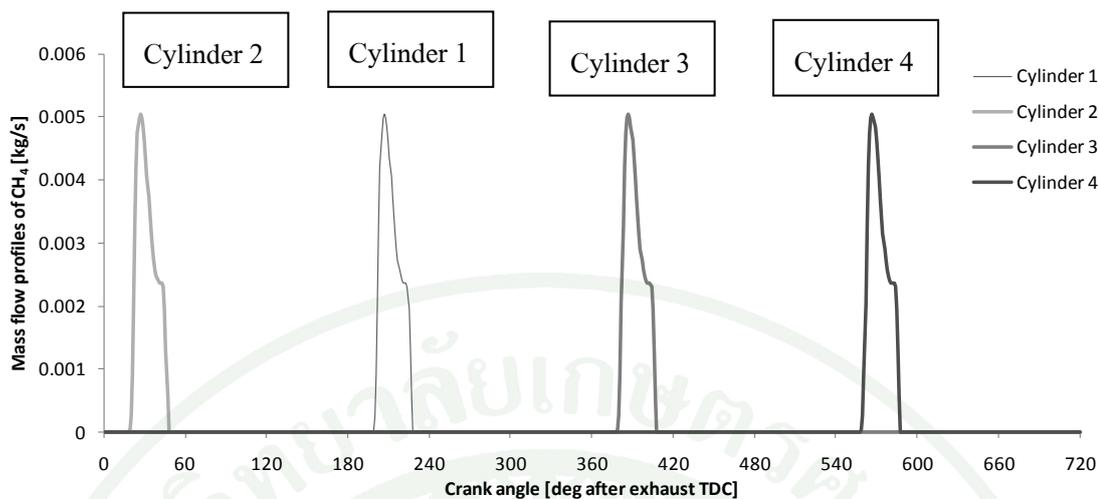
ภาพที่ 30 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 2 ความเร็วรอบ 1400 RPM  
เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)



ภาพที่ 31 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 3 ความเร็วรอบ 1400 RPM  
เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)



ภาพที่ 32 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 4 ความเร็วรอบ 1400 RPM  
เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)



ภาพที่ 33 แสดงอัตราการไหลของ  $\text{CH}_4$  ที่ฉีดเข้าสู่ห้องไอดีของแต่ละกระบอกสูบ ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)

2.3 แบบจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดี ที่ความเร็วรอบ 2600 RPM เมื่อกำหนด EOI ของก๊าซธรรมชาติเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)

เงื่อนไขขอบเขตสำหรับท่อร่วมไอดีที่ความเร็วรอบ 2600 RPM EOI 270 deg before firing TDC

2.3.1 ทางเข้าของไหลเป็นอากาศ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางเข้าแบบ Mass flow rate

ก. กำหนดให้อัตราอากาศไหลเข้าเท่ากับ 0.039 kg/s

ข. อุณหภูมิอากาศทางเข้าเท่ากับ 402.025 K

2.3.2 ทางออกของไหลเป็นอากาศ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางออกแบบ Mass flow rate

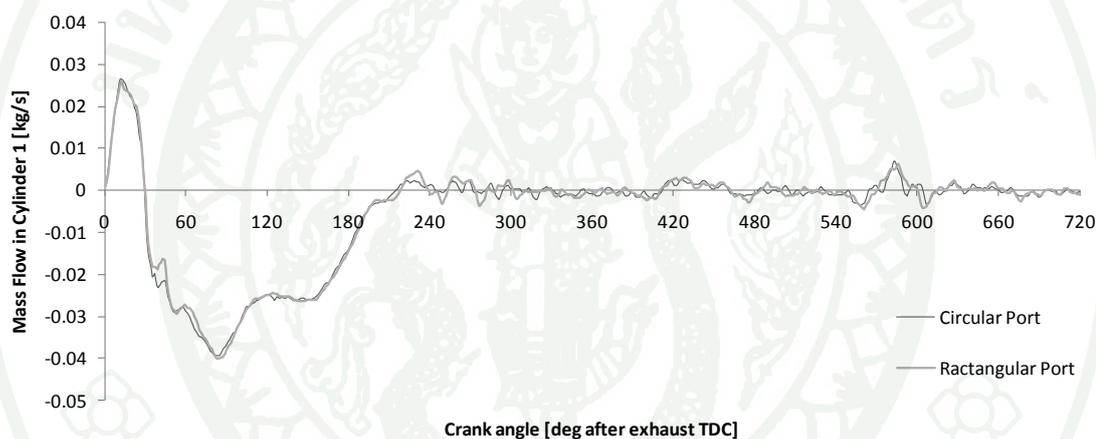
โดยทางออกของท่อร่วมไอดีซึ่งเป็นช่องการไหลเข้าสู่แต่ละกระบอกสูบ กำหนด Mass flow rate ดังภาพที่ 34, 35, 36 และ 37

### 2.3.3 ทางเข้า $\text{CH}_4$ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางออกแบบ Mass flow rate

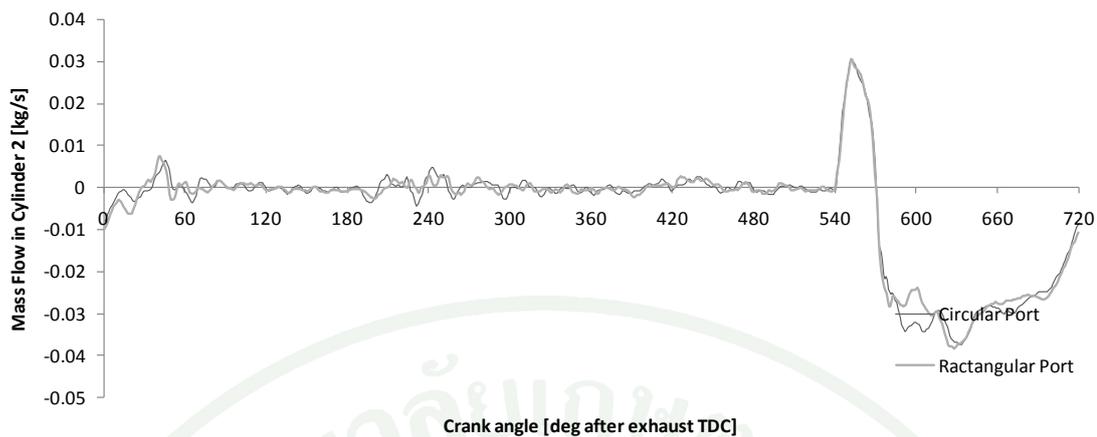
โดยอัตราการไหลของ  $\text{CH}_4$  ที่ฉีดเข้าสู่ช่องไอดีของแต่ละกระบอกสูบ กำหนด Mass flow rate ดังภาพที่ 38 ซึ่งกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)

### 2.3.4. ผนัง กำหนดอุณหภูมิเท่ากับ 400 K

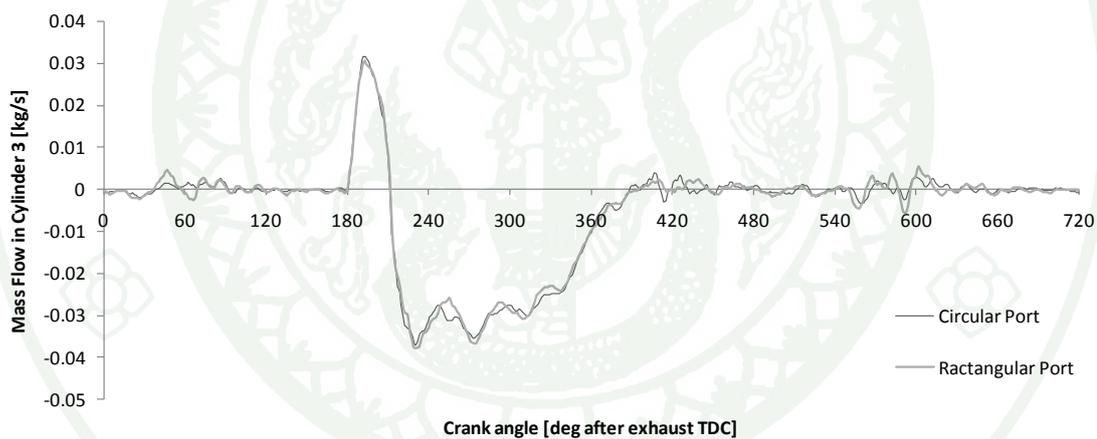
### 2.3.5 ใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนชนิด k-zeta-f Model



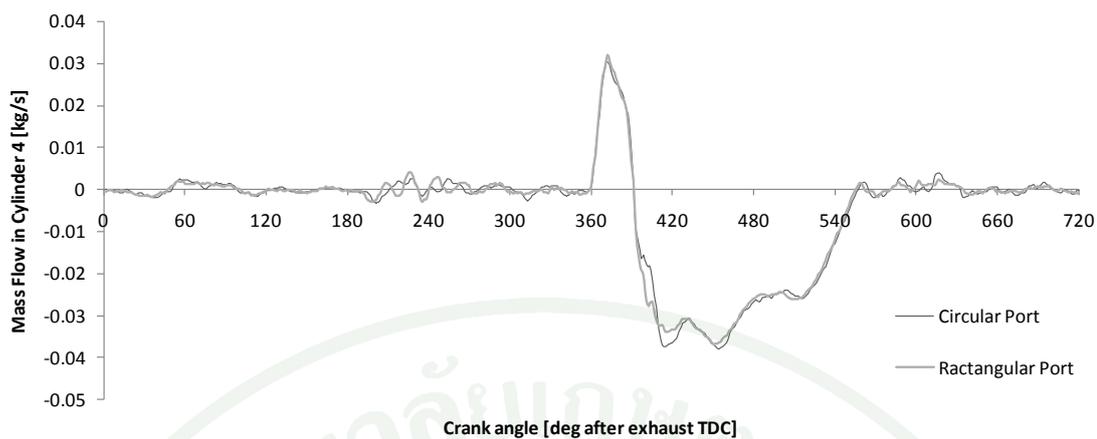
ภาพที่ 34 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 1 ความเร็วรอบ 2600 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)



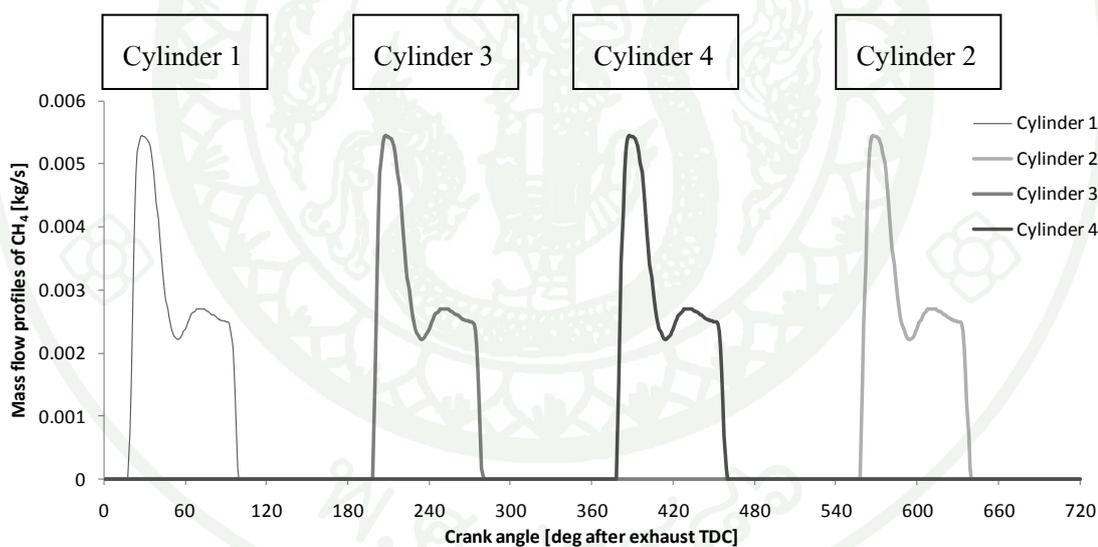
ภาพที่ 35 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 2 ความเร็วรอบ 2600 RPM  
เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)



ภาพที่ 36 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 3 ความเร็วรอบ 2600 RPM  
เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)



ภาพที่ 37 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอคิของกระบอกสูบที่ 4 ความเร็วรอบ 2600 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)



ภาพที่ 38 แสดงอัตราการไหลของ  $\text{CH}_4$  ที่ฉีดเข้าสู่ช่องไอคิของแต่ละกระบอกสูบ ที่ความเร็วรอบ 2600 RPM EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 270 องศา (before firing TDC)

2.4 แบบจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดี ที่ความเร็วรอบ 2600 RPM กำหนด EOI ของก๊าซธรรมชาติเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)

เงื่อนไขขอบเขตสำหรับท่อร่วมไอดีที่ความเร็วรอบ 2600 RPM EOI 150 deg before firing TDC

2.4.1 ทางเข้าของไหลเป็นอากาศ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางเข้าแบบ Mass flow rate

ก. กำหนดให้อัตราอากาศไหลเข้าเท่ากับ 0.039 kg/s

ข. อุณหภูมิอากาศทางเข้าเท่ากับ 402.025 K

2.4.2 ทางออกของไหลเป็นอากาศ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางออกแบบ Mass flow rate

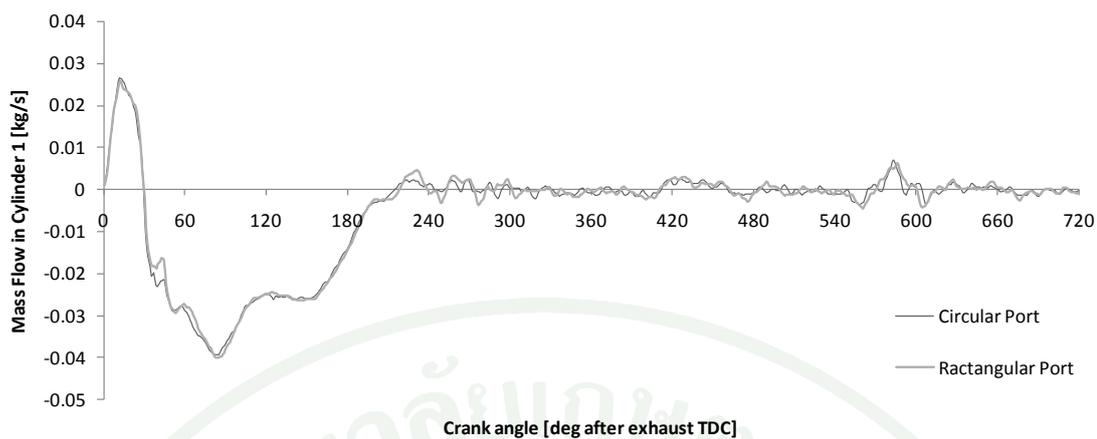
โดยทางออกของท่อร่วมไอดีซึ่งเป็นช่องการไหลเข้าสู่แต่ละกระบอกสูบ กำหนด Mass flow rate ดังภาพที่ 39, 40, 41 และ 42

2.4.3 ทางเข้า  $\text{CH}_4$  กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางออกแบบ Mass flow rate

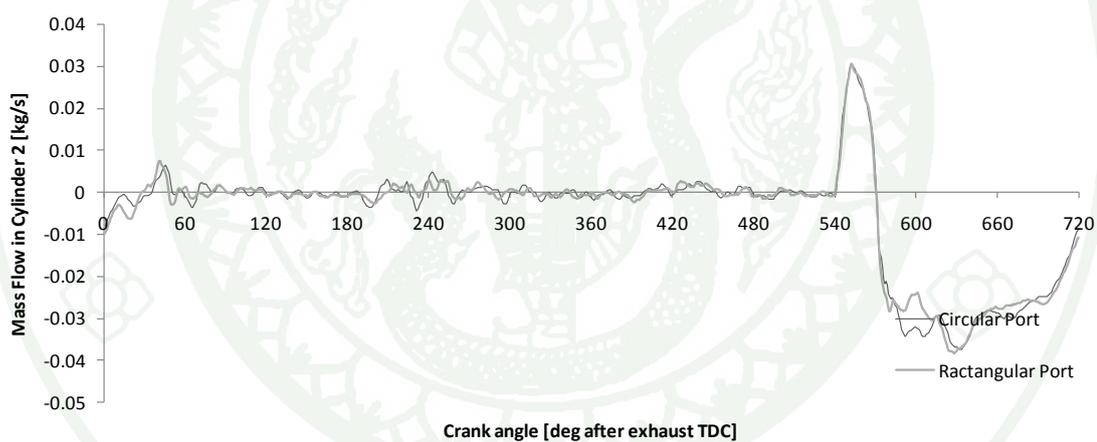
โดยอัตราการไหลของ  $\text{CH}_4$  ที่ฉีดเข้าสู่ช่องไอดีของแต่ละกระบอกสูบ กำหนด Mass flow rate ดังภาพที่ 43 ซึ่งกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)

2.4.4 ผนัง กำหนดอุณหภูมิเท่ากับ 400 K

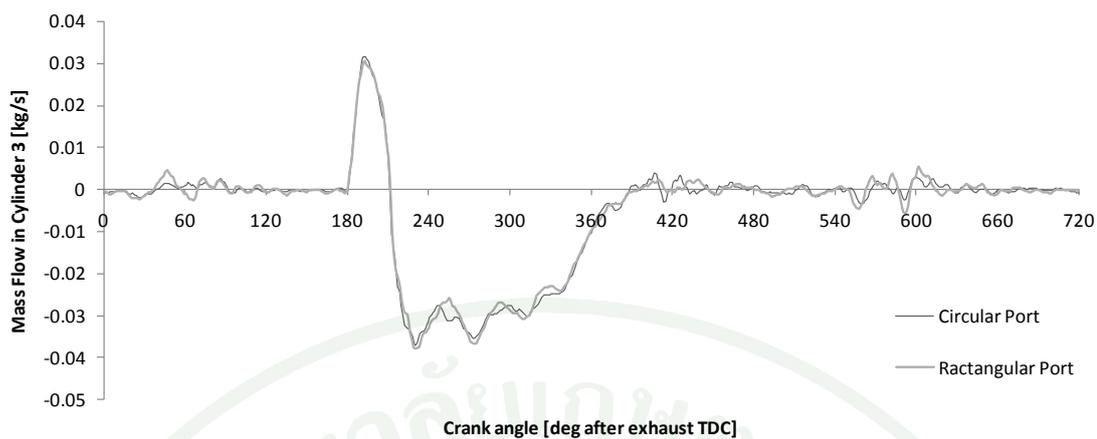
2.4.5 ใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนชนิด k-zeta-f Model



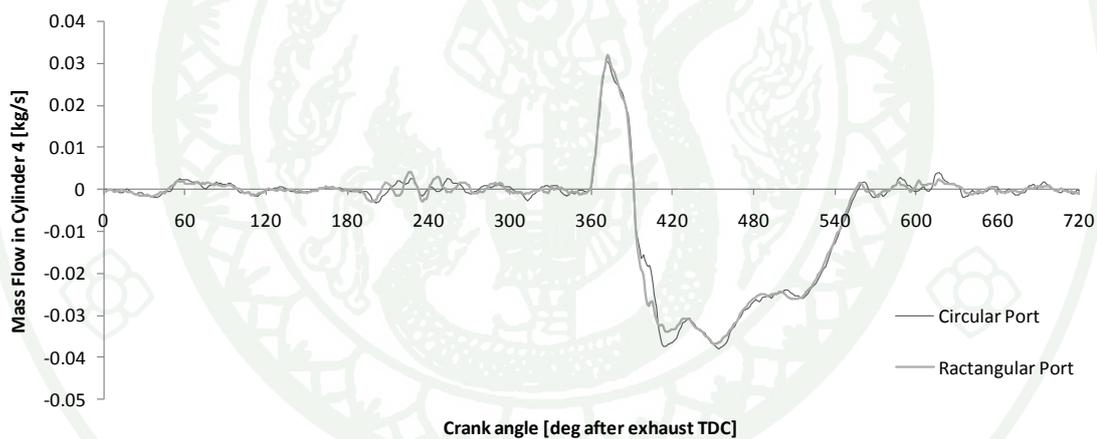
ภาพที่ 39 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 1 ความเร็วรอบ 2600 RPM  
เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)



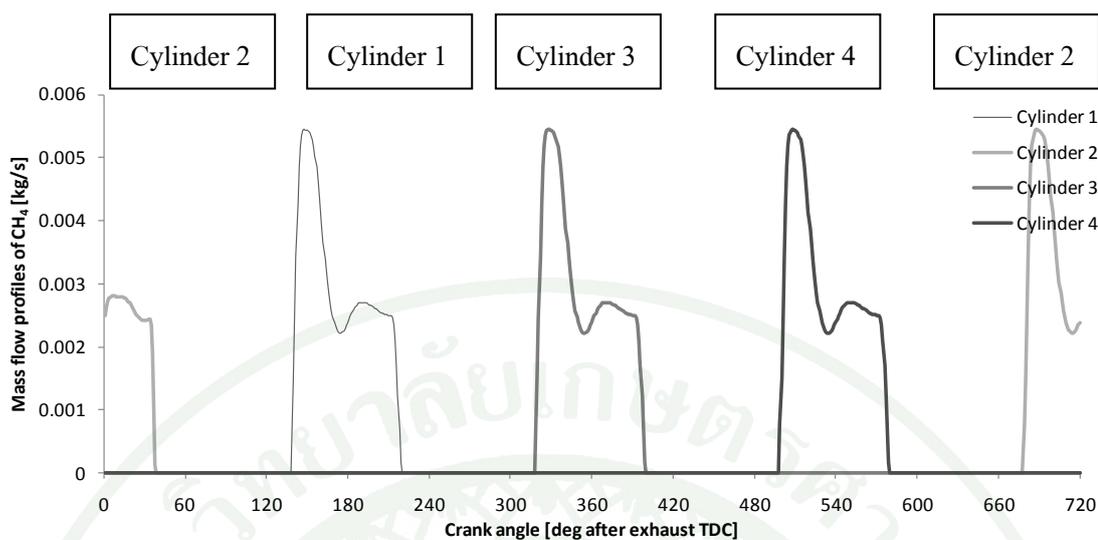
ภาพที่ 40 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 2 ความเร็วรอบ 2600 RPM  
เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)



ภาพที่ 41 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 3 ความเร็วรอบ 2600 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)



ภาพที่ 42 แสดงอัตราการไหลของอากาศที่ช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 4 ความเร็วรอบ 2600 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)



ภาพที่ 43 แสดงอัตราการไหลของ  $\text{CH}_4$  ที่ฉีดเข้าสู่ห้องไอดีของแต่ละกระบอกสูบ ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM เมื่อกำหนด EOI ของแต่ละสูบเท่ากับ 150 องศา (before firing TDC)

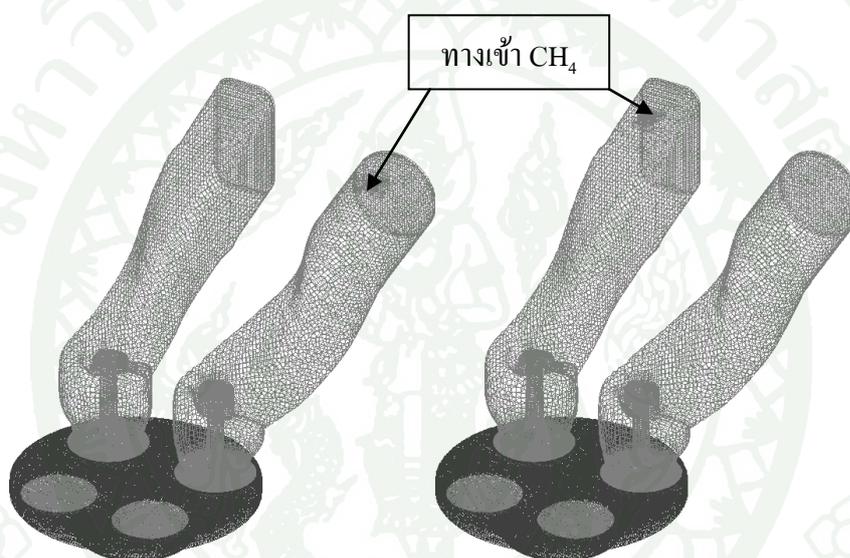
### 3. แบบจำลองการไหลภายใน กระบอกสูบ

ในการจำลองการไหลภายในกระบอกสูบ โดยพิจารณาที่กระบอกสูบที่ 1 เพียงกระบอกสูบเดียว ซึ่งจำนวนกริดที่ใช้ในการคำนวณมีจำนวนระหว่าง 500,000 cells (ที่ตำแหน่ง TDC) ถึง 800,000 cells (ที่ตำแหน่ง BDC) โดยในช่วงที่วาล์วไอดีเริ่มเปิดและปิด กริด ที่บริเวณบ่าวาล์ว (intake seats) จะถูกเพิ่มความละเอียดมากขึ้น เนื่องจากเป็นบริเวณที่ช่องการไหลมีขนาดเล็ก และมีการเปลี่ยนแปลงของความเร็วที่ไหลผ่านวาล์วเพิ่มสูงขึ้น แต่ในช่วงที่วาล์วไอดีเปิดมากขึ้น กริด บริเวณบ่าวาล์วก็จะถูกเพิ่มขนาดขึ้นเพื่อความเหมาะสมของเวลาในการคำนวณ ซึ่งในการจำลองการไหลภายในกระบอกสูบนี้จะกำหนดให้ วาล์วไอดี ปิดถึระยะในการเปิดของวาล์วไอดีน้อยกว่า 0.6 mm เนื่องจากการสร้างกริดที่ระยะการเปิดของวาล์วไอดีน้อยกว่า 0.6 mm ต้องใช้ขนาดกริดที่เล็กมากเกินไปซึ่งส่งผลต่อระยะเวลาในการคำนวณ

ช่วงเวลาที่ใช้ในการคำนวณกำหนด  $\Delta t$  เท่ากับ 1 deg ขณะที่วาล์วไอดีเปิด เมื่อถึงจังหวะที่มีการฉีด  $\text{CH}_4$  เข้าไปภายในกระบอกสูบได้ทำการลดช่วงเวลาในการคำนวณลงเหลือ 0.2 deg และเพิ่มช่วงเวลาคำนวณเป็น 1 deg อีกครั้งเมื่อสิ้นสุดการฉีด  $\text{CH}_4$  เนื่องจากในการฉีด  $\text{CH}_4$  เข้าบริเวณช่องไอดีด้วยอัตราการไหลสูง ส่งผลให้การเปลี่ยนแปลงการเคลื่อนที่ของ  $\text{CH}_4$  เป็นไปอย่างรวดเร็วและส่งผลให้การกำหนดช่วงเวลาในการคำนวณจำเป็นต้องใช้ช่วงเวลาที่สั้นกว่าช่วง

สิ้นสุดการฉีดเพื่อจับการเคลื่อนที่ของ  $\text{CH}_4$  ซึ่งในกรณีการกำหนดช่วงเวลาในการคำนวณยาวเกินไปอาจส่งผลให้ผลการคำนวณ ลู่ออก สำหรับค่า Turbulence kinetic energy และ Turbulence length scale สมมุติให้เป็น 10% ของความเร็วเฉลี่ย และ 10% ของ Hydraulic diameter ในแต่ละวัฏจักร ตามลำดับ (M. Furno Palumbo, 2007) โดยในการคำนวณเริ่มตั้งแต่วาล์วไอดีเริ่มเปิด จนถึงจังหวะสิ้นสุดการอัด (ระหว่าง  $18^\circ$  ถึง  $360^\circ$  CA สำหรับ 1400 rpm และ ระหว่าง  $-18^\circ$  ถึง  $360^\circ$  CA สำหรับ 2600 rpm โดย  $0^\circ$  CA อยู่ที่ตำแหน่ง TDC of exhaust stroke)

### 3.1 แบบจำลองการไหลภายในกระบอกสูบ เมื่อมีการเปลี่ยนตำแหน่งในการฉีด $\text{CH}_4$



ภาพที่ 44 แสดงแบบจำลองการไหลภายในท่อกระบอกสูบ

เงื่อนไขขอบเขตสำหรับการไหลที่บริเวณช่องไอดีความเร็วรอบ 1400 RPM และ 2600 RPM

#### 3.1.1 ทางเข้าของไหลเป็นอากาศ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางเข้าแบบ Mass flow rate

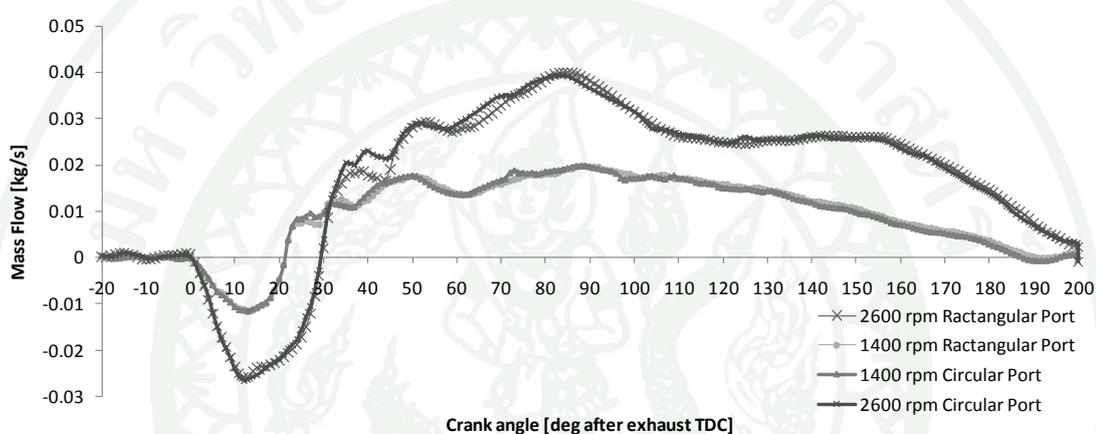
- ก. กำหนดให้อัตราอากาศไหลที่ช่องไอดีเข้าสู่กระบอกสูบ ดังภาพที่ 45
- ข. อุณหภูมิอากาศทางเข้าที่ความเร็วรอบ 1400 RPM เท่ากับ 412.468 K และที่ความเร็วรอบ 2600 RPM เท่ากับ 402.025 K

3.1.2 ทางเข้า  $\text{CH}_4$  กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางออกแบบ Mass flow rate

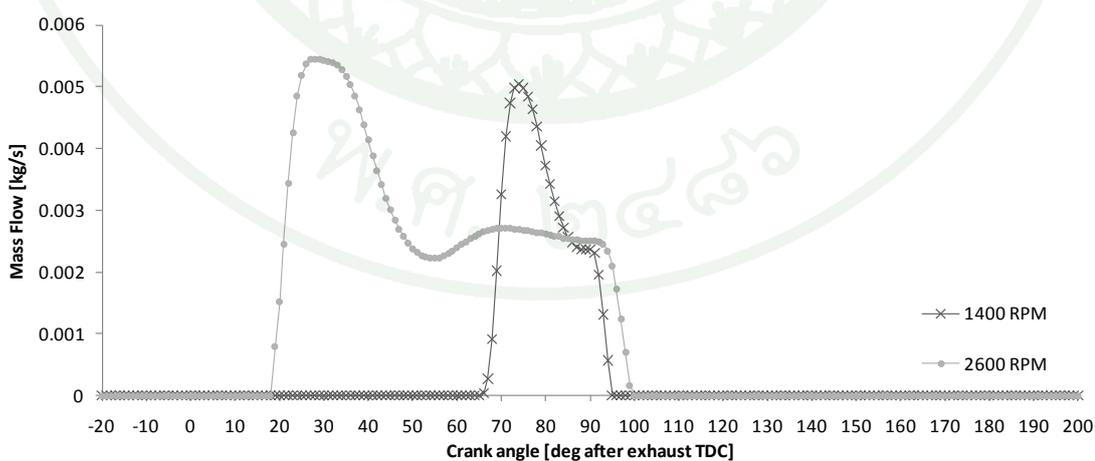
กำหนดให้อัตรา  $\text{CH}_4$  ไหลเข้าดังภาพที่ 46

3.1.3 ผนัง กำหนดอุณหภูมิเท่ากับ 400 K

3.1.4 ใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนชนิด k-zeta-f Model



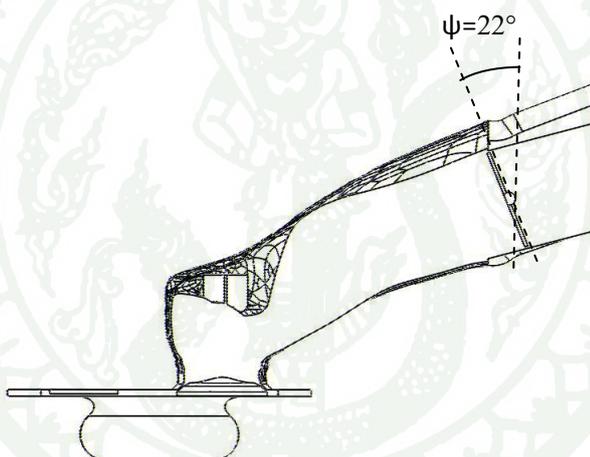
ภาพที่ 45 แสดงอัตราอากาศไหลที่ช่องไอดีเข้าสู่กระบอกสูบ ความเร็วรอบ 1400 RPM และ 2600 RPM



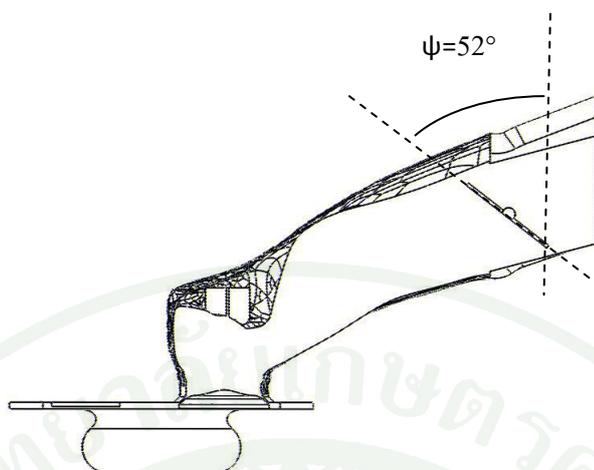
ภาพที่ 46 แสดงแสดงอัตราการไหลของ  $\text{CH}_4$  ที่ฉีดเข้าสู่ช่องไอดี ความเร็วรอบ 1400 RPM และ 2600 RPM

### 3.2 แบบจำลองการไหลภายในกระบอกสูบ เมื่อมีการติดตั้งแผ่นบังคับการหมุน (Swirl control valve) ที่บริเวณ ช่องไอดี ท่อกลม

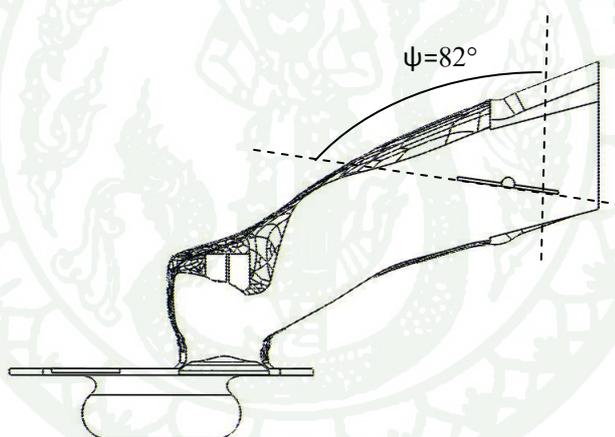
มุมของการเปิดแผ่นบังคับหมุนที่ใช้ในการจำลองการไหลทำการจำลองแผ่นบังคับหมุนที่ตำแหน่งแผ่นบังคับหมุนปิด ( $\psi = 22^\circ$ ), แผ่นบังคับหมุนเปิด  $30^\circ$  ( $\psi = 52^\circ$ ) และ แผ่นบังคับหมุนเปิด  $60^\circ$  ( $\psi = 82^\circ$ ) ดังภาพที่ 47, 48 และ 49 โดย Boundary condition ที่ใช้หาค่าจากโปรแกรม AVL-BOOST ซึ่งได้มีการปรับค่า Discharge coefficient (ค่า Cd) ของ ช่องไอดี ท่อกลม เพื่อเป็นตัวแทนของการติดตั้งแผ่นบังคับการหมุน ซึ่งค่า Cd ที่ปรับในโปรแกรม AVL-BOOST สำหรับ ตำแหน่งแผ่นบังคับหมุนปิด ( $\psi = 22^\circ$ ), แผ่นบังคับหมุนเปิด  $30^\circ$  ( $\psi = 52^\circ$ ) และ แผ่นบังคับหมุนเปิด  $60^\circ$  ( $\psi = 82^\circ$ ) ใช้ค่า Discharge coefficient = 0.01, 0.1 และ 0.5 ตามลำดับ



ภาพที่ 47 แสดงตำแหน่งแผ่นบังคับหมุนเมื่อแผ่นบังคับหมุนปิด (มุม  $\psi$  ทำมุมกับแนวตั้งเท่ากับ  $22^\circ$ )



ภาพที่ 48 แสดงตำแหน่งแผ่นบั้งค้ำหมุนเมื่อแผ่นบั้งค้ำหมุนเปิด 30° (มุม  $\psi$  ทำมุมกับแนวตั้ง เท่ากับ 52°)



ภาพที่ 49 แสดงตำแหน่งแผ่นบั้งค้ำหมุนเมื่อแผ่นบั้งค้ำหมุนเปิด 60° (มุม  $\psi$  ทำมุมกับแนวตั้ง เท่ากับ 82°)

เงื่อนไขขอบเขตสำหรับการไหลที่บริเวณช่องไอเดีความเร็รรอบ 1400 RPM

3.2.1 ทางเข้าของไหลเป็นอากาศ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางเข้าแบบ Mass flow rate

ก. กำหนดให้อัตราการไหลของอากาศในแต่ละตำแหน่งการเปิดแผ่น บั้งค้ำหมุน ตำแหน่งแผ่นบั้งค้ำหมุนปิด ( $\psi = 22^\circ$ ), แผ่นบั้งค้ำหมุนเปิด 30° ( $\psi = 52^\circ$ ) และ แผ่น บั้งค้ำหมุนเปิด 60° ( $\psi = 82^\circ$ ) ดังภาพที่ 50, 51 และ 52

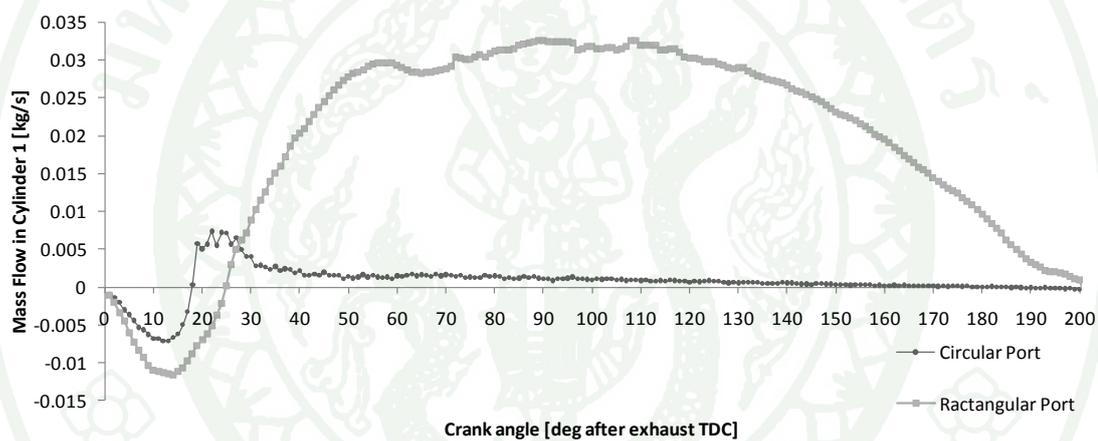
ข. อุณหภูมิอากาศทางเข้าที่ความเร็วรอบ 1400 RPM เท่ากับ 412.468 K

3.2.2 ทางเข้า  $\text{CH}_4$  กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางออกแบบ Mass flow rate

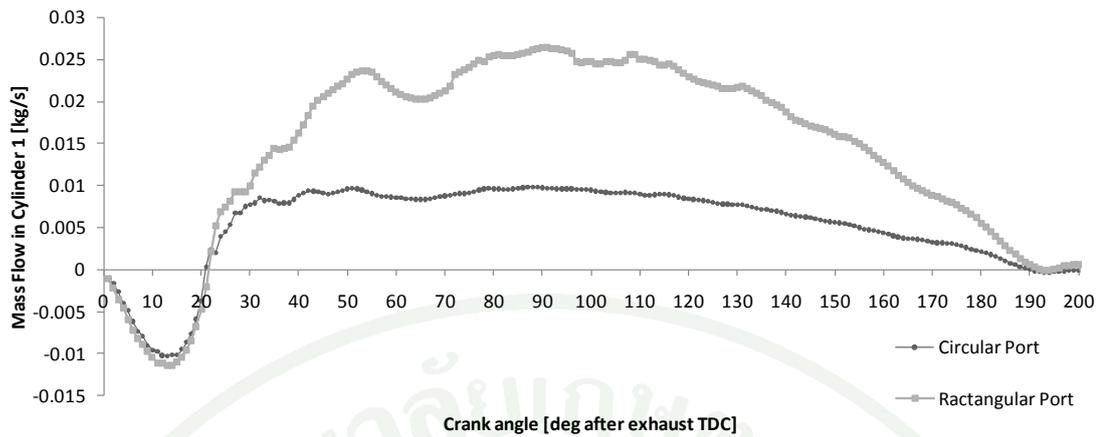
กำหนดให้อัตรา  $\text{CH}_4$  ไหลเข้าดังภาพที่ 53

3.2.3 ผนัง กำหนดอุณหภูมิเท่ากับ 400 K

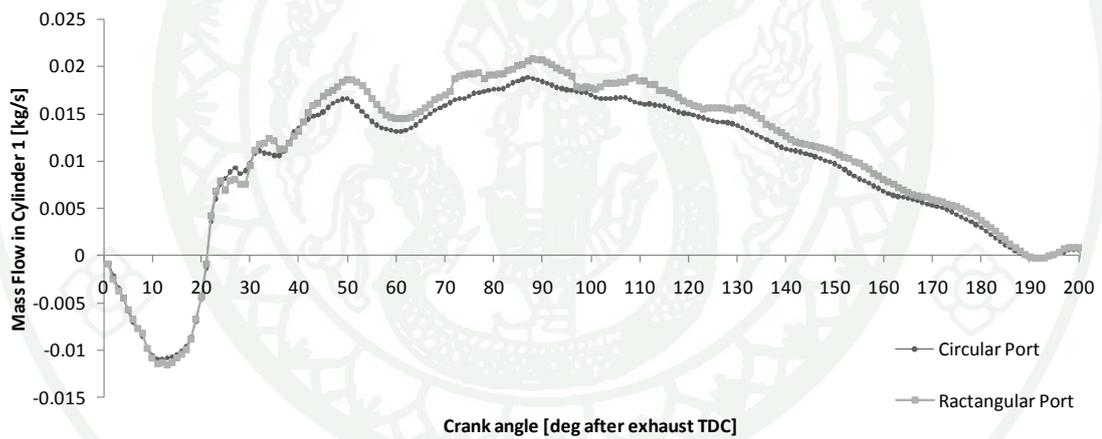
3.2.4 ใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนชนิด k-zeta-f Model



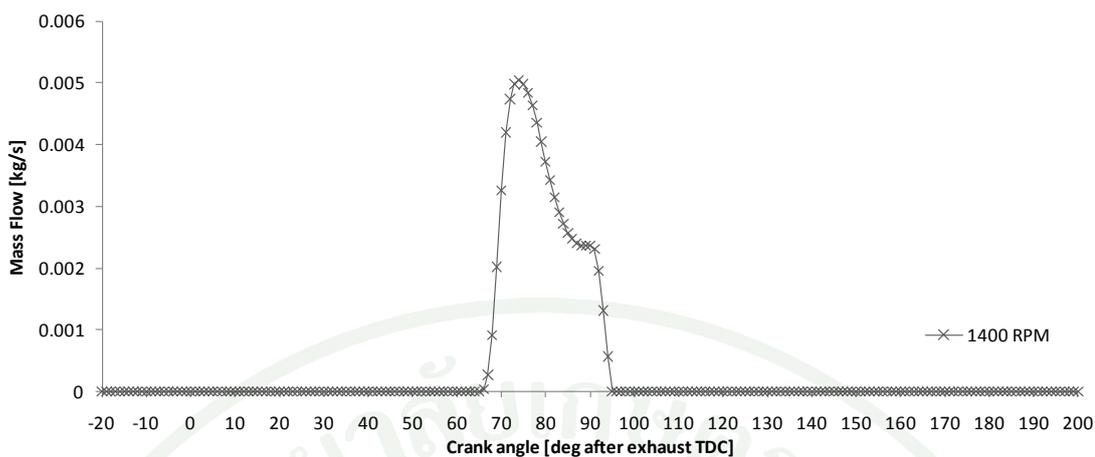
ภาพที่ 50 แสดงอัตราอากาศไหลที่ช่องไอดีเข้าสู่กระบอกสูบ เมื่อแผ่นบังค้ำหมุนปิด ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM



ภาพที่ 51 แสดงอัตราอากาศไหลที่ช่องไอดีเข้าสู่กระบอกสูบ เมื่อแผ่นบังค้ำหมุนเปิด  $30^\circ$  ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM



ภาพที่ 52 แสดงอัตราอากาศไหลที่ช่องไอดีเข้าสู่กระบอกสูบ เมื่อแผ่นบังค้ำหมุนเปิด  $60^\circ$  ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM



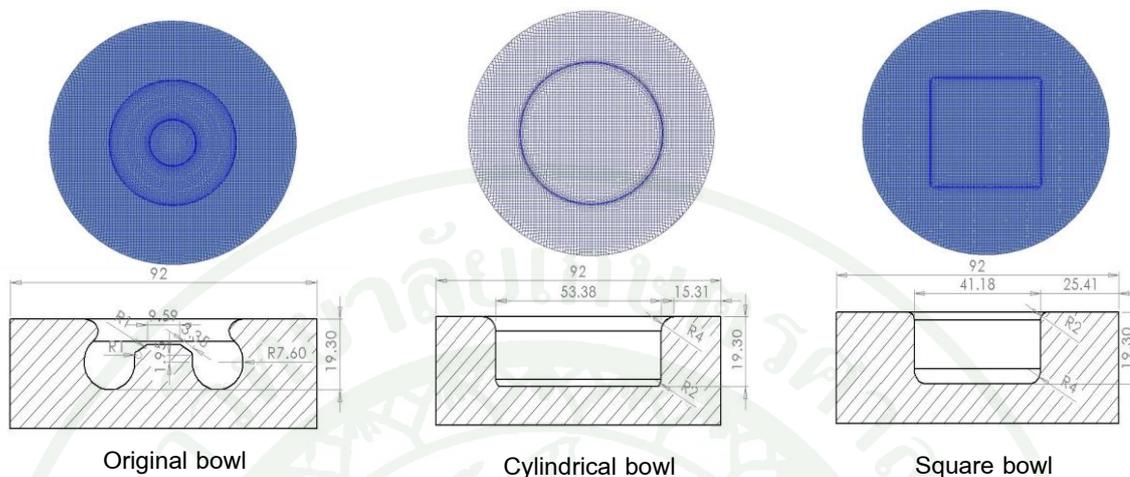
ภาพที่ 53 แสดงอัตราการไหลของ  $\text{CH}_4$  ที่ฉีดเข้าสู่ห้องไอดี ความเร็วรอบ 1400 RPM

3.3 แบบจำลองการไหลภายในกระบอกสูบ เมื่อมีการเปลี่ยนรูปทรงของหลุมลูกสูบ เพื่อแสดงกรณีที่เครื่องยนต์ดีเซลถูกดัดแปลงให้เป็นเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (SI engine)

รูปทรงของลูกสูบที่ใช้ในการจำลองการไหลมี 3 รูปทรง ดังภาพที่ 54 และเพื่อให้เครื่องยนต์เหมาะกับการใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง เครื่องยนต์ที่ใช้ในการจำลองจะถูกลด compression ratio ลงจาก 18.5:1 เหลือ 11.0:1 ซึ่งค่า compression ratio ที่ใช้ในการจำลองเป็นข้อมูลของเครื่องยนต์ดัดแปลงที่มีอยู่ในสถาบันวิจัยและเทคโนโลยี่ ปตท. โดยการเพิ่มระยะ squish และเพิ่มปริมาณการฉีดก๊าซธรรมชาติเพื่อให้เหมาะสมกับเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติ ซึ่งรูปทรงลูกสูบที่ใช้ในการจำลองการไหลจะถูกกำหนดระยะความลึกของหลุมลูกสูบให้เท่ากับความลึกของลูกสูบแบบเดิมเพื่อหลีกเลี่ยงการดัดแปลงที่อาจมีผลต่อความแข็งแรงของลูกสูบ โดยข้อมูลระยะความลึกและระยะ squish แสดงดังตารางที่ 6

รูปทรงและขนาดของหลุมลูกสูบที่ใช้ในการจำลองในงานวิจัยนี้ ทำการอ้างอิงจากงานวิจัยเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติซึ่งจุดระเบิดด้วยประกายไฟของ Johansson and Olsson (1995) โดยทำการเทียบอัตราส่วนขนาดของลูกสูบและขนาดของหลุมลูกสูบเพื่อให้มีอัตราส่วนเท่ากัน โดยทำการเลือกรูปทรงของหลุมลูกสูบเพื่อมาใช้ในการจำลอง 2 รูปทรงได้แก่ หลุมลูกสูบรูปทรงกระบอก และหลุมลูกสูบรูปทรงสี่เหลี่ยมจัตุรัส เนื่องจากผลงานวิจัยข้างต้นพบว่า หลุมลูกสูบรูปทรงกระบอก และหลุมลูกสูบรูปทรงสี่เหลี่ยมจัตุรัส เป็นรูปทรงหลุมลูกสูบที่มี Rate of

heat release และความปั่นป่วนภายในกระบอกสูบสูงซึ่งทำให้การเผาไหม้สั้นที่สุด ในการศึกษานี้ ผู้วิจัยได้ทำการจำลองร่วมกับหลุมลูกสูบเดิมของเครื่องยนต์



ภาพที่ 54 แสดงรูปทรงและขนาดของหลุมลูกสูบที่ใช้ในการจำลองการไหล

ตารางที่ 6 แสดงข้อมูล ระยะ squish และความลึก ของแต่ละหลุมลูกสูบ

ห้องเผาไหม้	ความกว้าง [mm]	ความลึก [mm]
Original bowl	6.04	19.30
Cylindrical bowl	3.45	19.30
Square bowl	5	19.30

เงื่อนไขขอบเขตสำหรับการไหลที่บริเวณช่องไอดีความเร็วรอบ 1400 RPM และ 2600 RPM

3.3.1 ทางเข้าของไหลเป็นอากาศ กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางเข้าแบบ Mass flow rate

ก. กำหนดให้อัตราอากาศไหลที่ช่องไอดีเข้าสู่กระบอกสูบ ดังภาพที่ 55

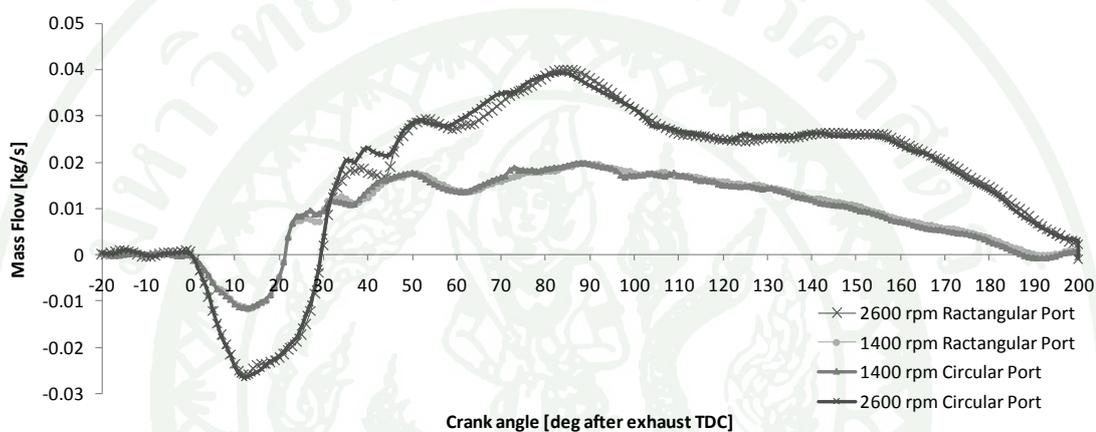
ข. อุณหภูมิอากาศทางเข้าที่ความเร็วรอบ 1400 RPM เท่ากับ 412.468 K และที่ความเร็วรอบ 2600 RPM เท่ากับ 402.025 K

3.3.2 ทางเข้า  $\text{CH}_4$  กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางออกแบบ Mass flow rate

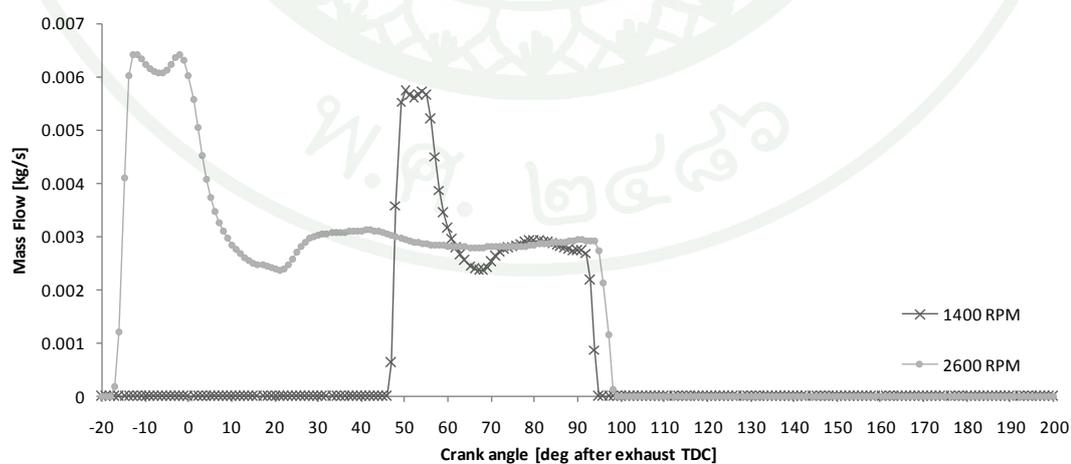
กำหนดให้อัตรา  $\text{CH}_4$  ไหลเข้าดังภาพที่ 56

3.3.3 ผนัง กำหนดอุณหภูมิเท่ากับ 400 K

3.3.4 ใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนชนิด k-zeta-f Model



ภาพที่ 55 แสดงอัตราการอากาศไหลที่ช่องไอดีเข้าสู่กระบอกสูบ ความเร็วรอบ 1400 RPM และ 2600 RPM



ภาพที่ 56 แสดงแสดงอัตราการไหลของ  $\text{CH}_4$  ที่ฉีดเข้าสู่ช่องไอดี ความเร็วรอบ 1400 RPM และ 2600 RPM

## ผลและวิจารณ์

### ผลการจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดีเมื่อมีการเปลี่ยนมุมการฉีด $\text{CH}_4$

1. ผลการจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดี โดย EOI ของ  $\text{CH}_4$  เท่ากับ  $270^\circ$  และ  $150^\circ$  (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

ภาพที่ 57 แสดงให้เห็นการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ในแต่ละกระบอกสูบเมื่อมีการเปลี่ยนมุมองศาการฉีด  $\text{CH}_4$  ซึ่งพบว่าที่มุม  $270^\circ$  (before firing TDC) การกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ในแต่ละกระบอกสูบมีปริมาณใกล้เคียงกัน แต่ที่มุม  $150^\circ$  (before firing TDC) ปริมาณของ  $\text{CH}_4$  ในแต่ละกระบอกสูบมีปริมาณแตกต่างกันโดยพบว่าปริมาณของ  $\text{CH}_4$  ที่กระบอกสูบที่ 1 และ 4 มีปริมาณเพิ่มขึ้นแต่ปริมาณของ  $\text{CH}_4$  ที่กระบอกสูบที่ 3 กลับมีปริมาณน้อยลง สำหรับการฉีด  $\text{CH}_4$  โดยกำหนด EOI เท่ากับ  $270^\circ$  (before firing TDC) ภาพที่ 58 แสดงให้เห็นถึงพฤติกรรมการไหลภายในท่อร่วมไอดีที่  $454^\circ$  (after exhaust TDC) ซึ่งเป็นจังหวะสิ้นสุดการฉีด  $\text{CH}_4$  ของกระบอกสูบที่ 4 และภาพที่ 59 แสดงให้เห็นถึงพฤติกรรมการไหลภายในท่อร่วมไอดีที่  $540^\circ$  (after exhaust TDC) ซึ่งเป็นจังหวะสิ้นสุดการดูดของกระบอกสูบที่ 4 พบว่าปริมาณ  $\text{CH}_4$  ตกค้างภายในช่องไอดีในจังหวะสิ้นสุดการฉีด  $\text{CH}_4$  และสิ้นสุดจังหวะการดูดของกระบอกสูบที่ 4 มีน้อยมากซึ่งเกิดจากจังหวะในการฉีด  $\text{CH}_4$  อยู่ในช่วงจังหวะการดูดของกระบอกสูบ ซึ่งพฤติกรรมที่เกิดขึ้นมีลักษณะเหมือนกันในทุกๆกระบอกสูบคือจังหวะการฉีด  $\text{CH}_4$  อยู่ในช่วงจังหวะการดูดส่งผลให้มีปริมาณ  $\text{CH}_4$  ตกค้างภายในท่อร่วมไอดีน้อยมาก แต่อย่างไรก็ตามภายใน ช่องไอดี ของแต่ละกระบอกสูบ ยังคงมี  $\text{CH}_4$  ค้างอยู่แต่ปริมาณที่ไหลย้อนกลับเข้าสู่ภายในท่อร่วมไอดีมีปริมาณน้อยจึงไม่ส่งผลกระทบต่อการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ในสูบอื่นๆ ซึ่งทำให้ปริมาณ  $\text{CH}_4$  ในแต่ละกระบอกสูบมีปริมาณใกล้เคียงกันเมื่อ EOI ของ  $\text{CH}_4$  เท่ากับ  $270^\circ$  (before firing TDC)

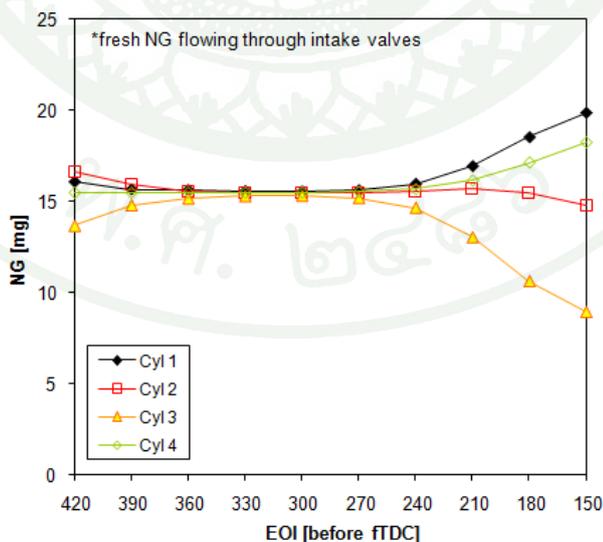
กรณีข้างต้นแตกต่างกับการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่  $150^\circ$  (before firing TDC) ซึ่งพบว่าปริมาณ  $\text{CH}_4$  ไหลกลับเข้ามาภายในท่อร่วมไอดี โดยภาพที่ 60 แสดงให้เห็นถึง พฤติกรรมการไหลภายในท่อร่วมไอดีที่  $720^\circ$  (after exhaust TDC) ซึ่งมีปริมาณ  $\text{CH}_4$  ตกค้างซึ่งเกิดจากจังหวะการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่ไม่เหมาะสมในแต่ละกระบอกสูบที่ไหลย้อนกลับเข้าสู่ท่อร่วมไอดี ภาพที่ 61 แสดงให้เห็นถึง พฤติกรรมการไหลภายในท่อร่วมไอดีที่  $754^\circ$  (after exhaust TDC) ซึ่งเป็นจังหวะสิ้นสุดการฉีด  $\text{CH}_4$  ในกระบอกสูบที่ 2 และเป็นช่วงจังหวะดูดในกระบอกสูบที่ 1 พบว่า  $\text{CH}_4$  บางส่วนที่ตกค้างอยู่ภายในช่องไอดีกระบอกสูบที่ 2, 3 และ 4 ไหลเข้าไปรวมกับ  $\text{CH}_4$  ที่ตกค้างภายในช่องไอดีกระบอก

สูบที่ 1 เข้าสู่กระบอกสูบที่ 1 ส่งผลให้ปริมาณ  $\text{CH}_4$  ภายในกระบอกสูบที่ 1 สูงขึ้น ภาพที่ 62 แสดงให้เห็นถึง พฤติกรรมการไหลภายในท่อร่วมไอดีที่  $900^\circ$  (after exhaust TDC) ซึ่งเป็นจังหวะสิ้นสุดการดูดในการดูดในกระบอกสูบที่ 1 พบว่า  $\text{CH}_4$  ที่ช่องไอดี กระบอกสูบที่ 4 ไหลย้อนกลับเข้ามาภายในท่อร่วมไอดี ภาพที่ 63 แสดงให้เห็นถึง พฤติกรรมการไหลภายในท่อร่วมไอดีที่  $934^\circ$  (after exhaust TDC) ซึ่งเป็นจังหวะสิ้นสุดการฉีด  $\text{CH}_4$  ในท่อ ไอดีที่เข้าสู่กระบอกสูบที่ 1 และเป็นช่วงจังหวะดูดในกระบอกสูบที่ 3 พบว่า  $\text{CH}_4$  ที่กระจายตัวอยู่ภายในท่อร่วมไอดีบริเวณ ช่องไอดี กระบอกสูบที่ 4 ไหลเข้าสู่กระบอกสูบที่ 3 และมี  $\text{CH}_4$  บางส่วนจากสูบที่ 1 และ 2 ไหลไปยังกระบอกสูบที่ 3 แต่ด้วยทิศทางการไหลของอากาศที่พยายามไหลไปยังกระบอกสูบที่ 1 และ 2 ทำให้ปริมาณ  $\text{CH}_4$  ที่ไหลย้อนกลับมายังกระบอกสูบที่ 3 มีปริมาณน้อยและด้วย  $\text{CH}_4$  บางส่วนที่ตกค้างในช่องไอดี ของกระบอกสูบที่ 3 ได้ไหลไปเข้ากระบอกสูบที่ 1 ส่งผลให้ปริมาณ  $\text{CH}_4$  ภายในกระบอกสูบที่ 3 มีปริมาณน้อย ภาพที่ 64 แสดงให้เห็นถึง พฤติกรรมการไหลภายในท่อร่วมไอดีที่  $1080^\circ$  (after exhaust TDC) ซึ่งเป็นจังหวะสิ้นสุดการดูดในกระบอกสูบที่ 3 พบว่ามี  $\text{CH}_4$  ตกค้างกระจายตัวภายในบริเวณช่องไอดีที่อวกลมไหลเข้าสู่กระบอกสูบที่ 4 และ บริเวณทางเข้ากระบอกสูบที่ 1 ภาพที่ 65 แสดงให้เห็นถึง พฤติกรรมการไหลภายในท่อร่วมไอดีที่  $1114^\circ$  (after exhaust TDC) ซึ่งเป็นจังหวะสิ้นสุดการฉีด  $\text{CH}_4$  ในช่องไอดีที่เข้าสู่กระบอกสูบที่ 3 และเป็นช่วงจังหวะดูดในกระบอกสูบที่ 4 พบว่า  $\text{CH}_4$  จากช่องไอดี กระบอกสูบที่ 3 ไหลเข้าสู่กระบอกสูบที่ 4 และ  $\text{CH}_4$  ภายในท่อร่วมไอดีบริเวณช่องไอดี ของกระบอกสูบที่ 4 ไหลเข้าสู่กระบอกสูบที่ 4 ภาพที่ 66 แสดงให้เห็นถึง พฤติกรรมการไหลภายในท่อร่วมไอดีที่  $1260^\circ$  (after exhaust TDC) ซึ่งเป็นจังหวะสิ้นสุดการดูดในกระบอกสูบที่ 4 พบว่า  $\text{CH}_4$  ที่ตกค้างภายในท่อร่วมไอดีบริเวณช่องไอดี ของกระบอกสูบที่ 4 ได้ไหลเข้าสู่กระบอกสูบที่ 4 ภาพที่ 67 แสดงให้เห็นถึง พฤติกรรมการไหลภายในท่อร่วมไอดีที่  $1294^\circ$  (after exhaust TDC) ซึ่งเป็นจังหวะสิ้นสุดการฉีด  $\text{CH}_4$  ในช่องไอดีของกระบอกสูบที่ 4 และเป็นช่วงจังหวะดูดในกระบอกสูบที่ 2 พบว่า  $\text{CH}_4$  บางส่วนที่ตกค้างในช่อง ไอดี ของกระบอกสูบที่ 3, 4 และ  $\text{CH}_4$  ที่อยู่ภายในท่อร่วมไอดีบริเวณช่องไอดี ของกระบอกสูบที่ 1 ไหลไปเข้าสู่กระบอกสูบที่ 2

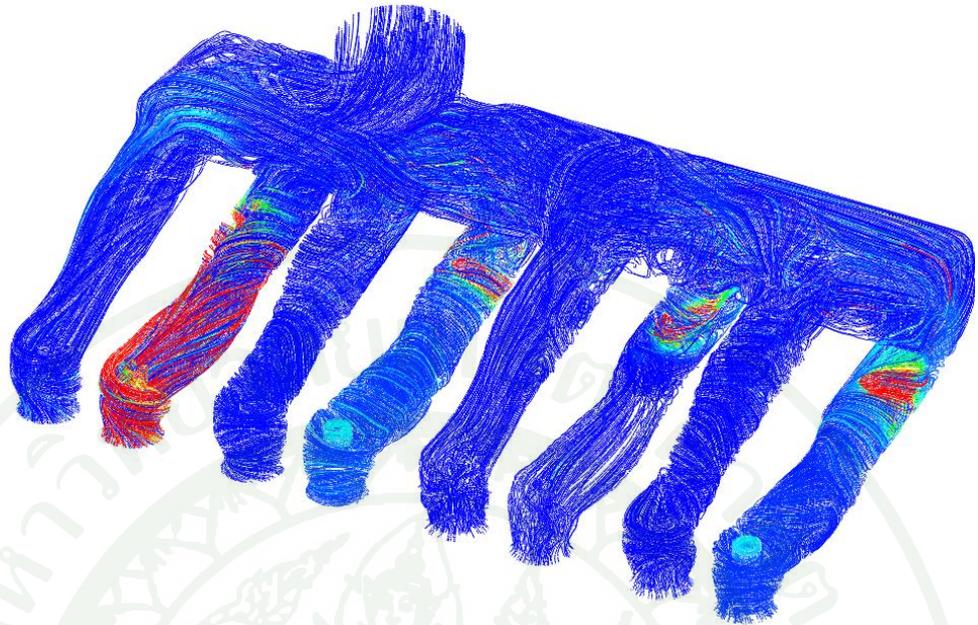
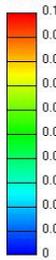
เมื่อทำการเปรียบเทียบ ค่า % ความแตกต่างของ  $\text{CH}_4$  ในแต่ละกระบอกสูบ กับค่าเฉลี่ยของมวล  $\text{CH}_4$  ที่ถูกกักเก็บในกระบอกสูบที่ 1 ในแต่ละช่วงจังหวะการฉีดพบว่า ในช่วงการจังหวะการฉีด EOI ระหว่าง  $420^\circ$  ถึง  $270^\circ$  before firing TDC ซึ่งเป็นจังหวะการฉีดที่เหมาะสม ค่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  ในกระบอกสูบที่ 2 มากกว่ากระบอกสูบที่ 1 เท่ากับ 0.58% ค่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  ในกระบอกสูบที่ 3 น้อยกว่ากระบอกสูบที่ 1 เท่ากับ 4.90% และค่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  ในกระบอกสูบที่ 4 น้อยกว่ากระบอกสูบที่ 1 เท่ากับ 1.21% ซึ่งจะเห็นได้ว่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  ไม่มีความแตกต่างกันมากนัก แต่เมื่อมีการฉีด  $\text{CH}_4$  ในช่วงการ

จังหวะการฉีด EOI ระหว่าง  $270^\circ$  ถึง  $150^\circ$  before firing TDC ซึ่งเป็นจังหวะการฉีดที่ไม่เหมาะสม พบว่าค่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  ในกระบอกสูบที่ 2 น้อยกว่ากระบอกสูบที่ 1 เท่ากับ 13.69% ค่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  ในกระบอกสูบที่ 3 น้อยกว่ากระบอกสูบที่ 1 เท่ากับ 33.58% และค่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  ในกระบอกสูบที่ 4 น้อยกว่ากระบอกสูบที่ 1 เท่ากับ 5.83% ซึ่งจะเห็นได้ว่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  มีความแตกต่างกันมากระหว่างกระบอกสูบที่ 1 และ 3

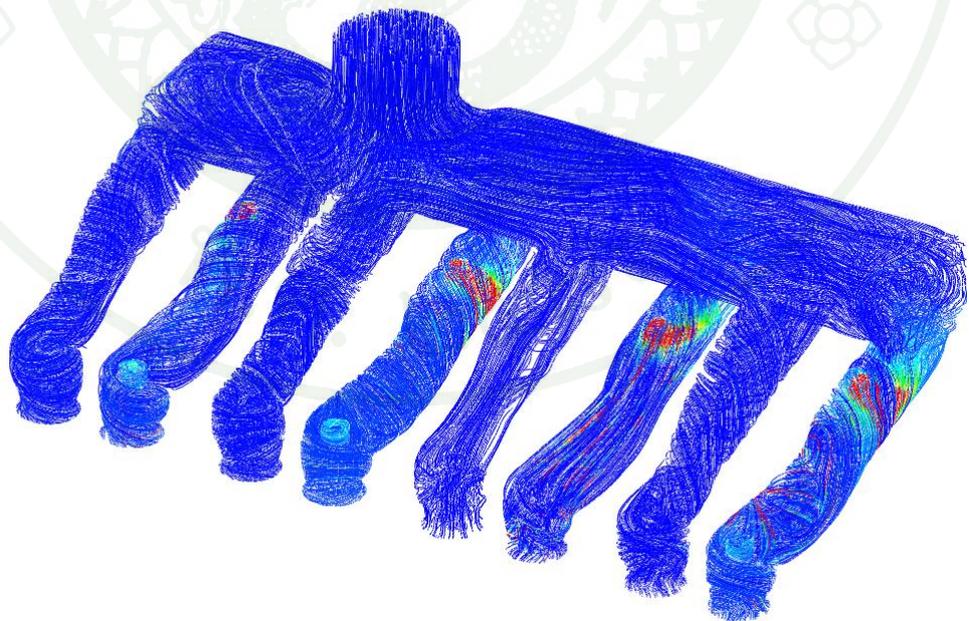
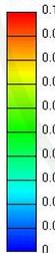
โดยผลการวิจัยพบว่าจังหวะในการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่เหมาะสม ควรฉีดที่  $270^\circ$  before firing TDC เพื่อให้ความแตกต่างระหว่าง  $\text{CH}_4$  ในแต่ละกระบอกสูบใกล้เคียงกัน โดยงานวิจัยที่ทำการศึกษาเกี่ยวกับผลกระทบจากการเปลี่ยนจังหวะในการฉีดเชื้อเพลิงที่บริเวณทอร่วมไอดีในเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ต่อการเกิดมลพิษ Lakshmanan และ Nagarajan (2011) พบว่า การปรับเปลี่ยนจังหวะในการฉีด Acetylene ( $\text{C}_2\text{H}_2$ ) ในทอร่วมไอดีของเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วม ส่งผลต่อมลพิษที่เกิดขึ้น โดยในการทดสอบใช้การฉีด  $\text{C}_2\text{H}_2$  ในทอร่วมไอดีในจังหวะต่างกันซึ่งพบว่าการฉีด  $\text{C}_2\text{H}_2$  จะเหมาะสมที่สุดที่จังหวะ  $275^\circ$  before firing TDC ( $5^\circ$  aTDC โดยใช้ช่วงเวลาในการฉีด  $90^\circ$  CA) ปริมาณ  $\text{NO}_x$ , HC, CO, และ  $\text{CO}_2$  จะมีปริมาณน้อยลงเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ดีเซลในสถานะเดียวกัน ซึ่งเมื่อทำการเปรียบเทียบจังหวะในการฉีดของ Lakshmanan และ Nagarajan กับงานวิจัยชิ้นนี้ พบว่าจังหวะในการฉีดเชื้อเพลิงในทอร่วมไอดีมีจังหวะที่ใกล้เคียงกัน แสดงให้เห็นถึงจังหวะการฉีดที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์ดีเซลเชื้อเพลิงร่วมโดยทั่วไปมีค่าใกล้เคียงกับผลที่ได้จากงานวิจัยชิ้นนี้



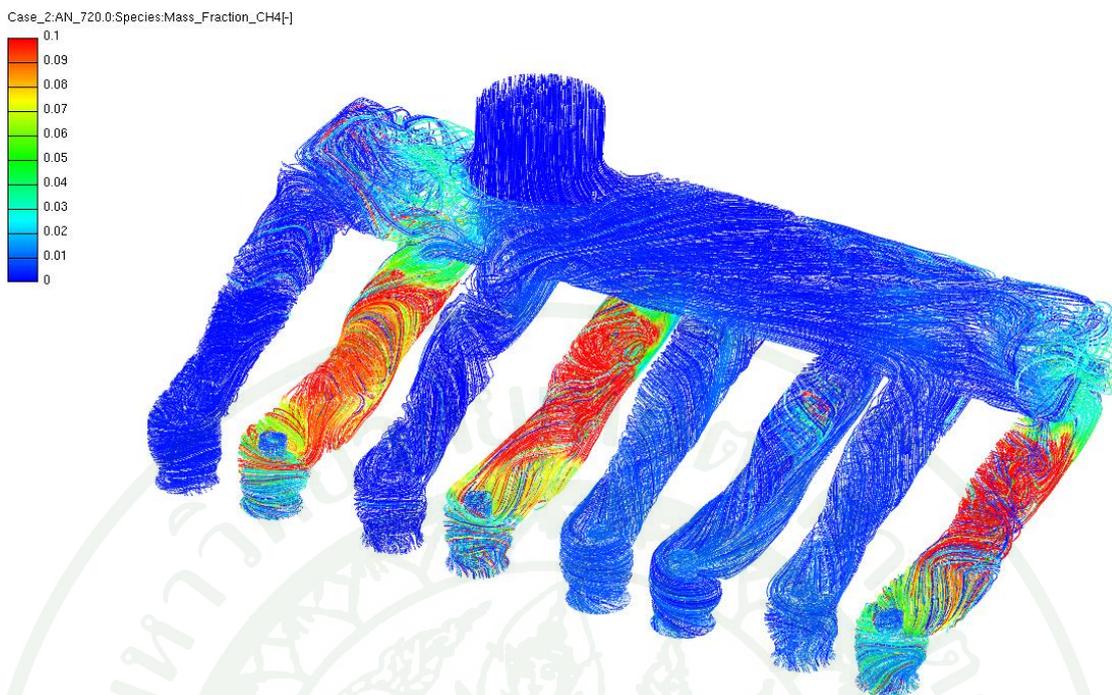
ภาพที่ 57 แสดงปริมาณมวล  $\text{CH}_4$  ที่ถูกกักเก็บในแต่ละกระบอกสูบเมื่อมีการเปลี่ยนมุมมองการฉีด ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

Case:AN\_454.0:Species:Mass\_Fraction\_CH4[ $\phi$ ]

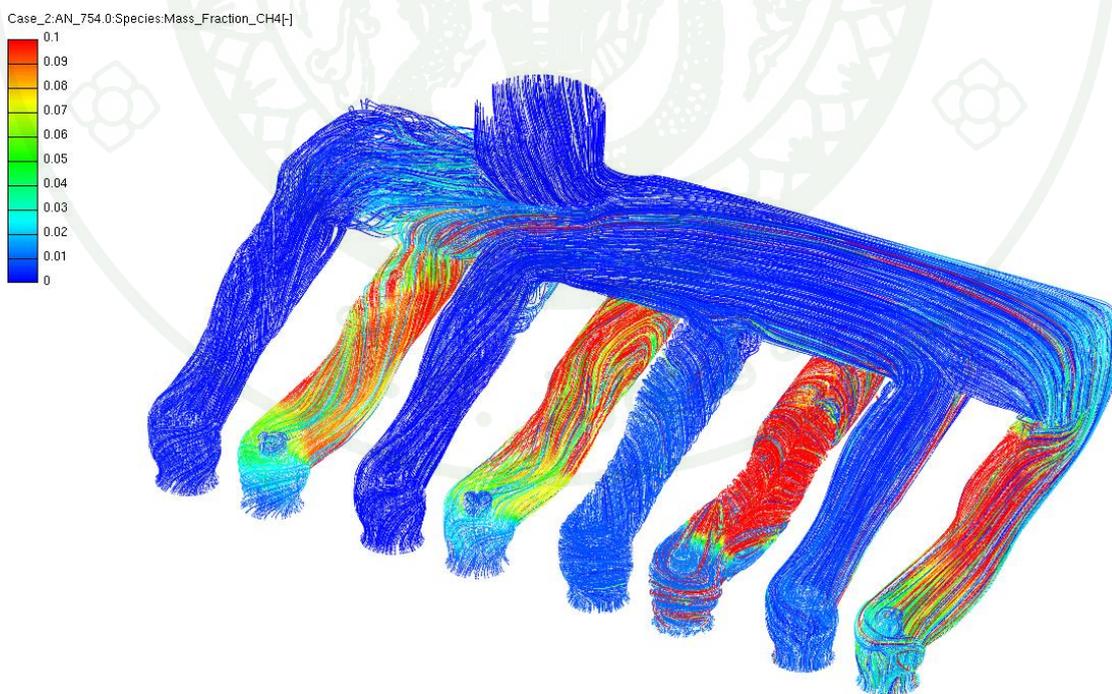
ภาพที่ 58 แสดง Streamline ของ  $\text{CH}_4$  Mass fraction ภายในห้องรวมไอดี ที่  $454^\circ$   
 (after exhaust TDC) EOI เท่ากับ  $270^\circ$  (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

Case:AN\_540.0:Species:Mass\_Fraction\_CH4[ $\phi$ ]

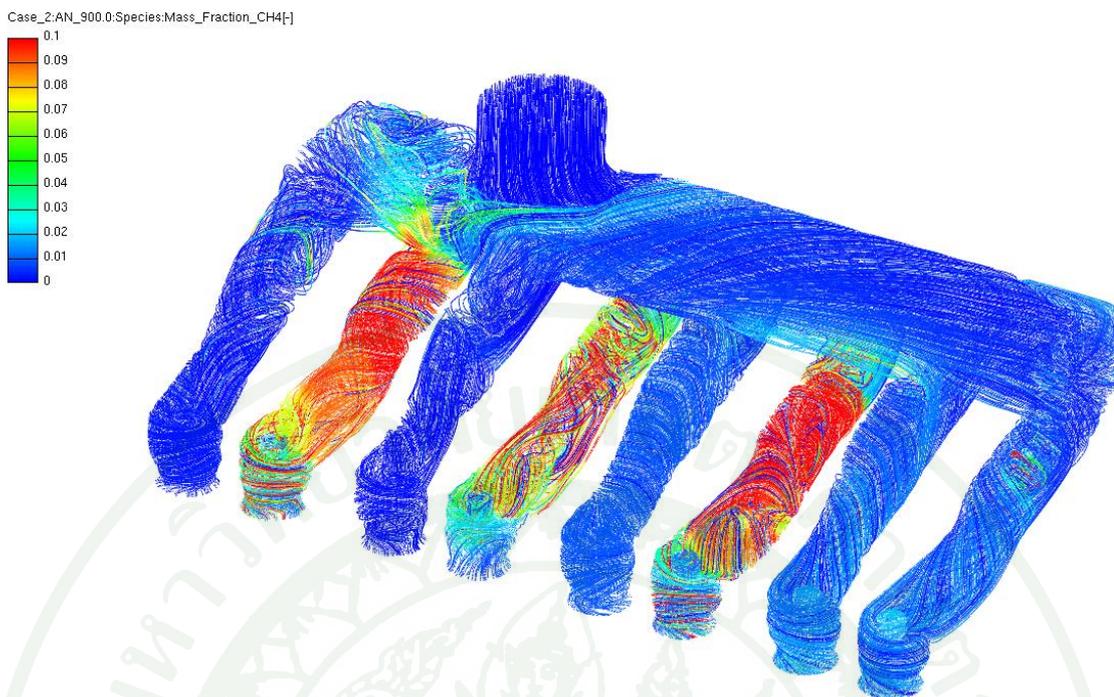
ภาพที่ 59 แสดง Streamline ของ  $\text{CH}_4$  Mass fraction ภายในห้องรวมไอดี ที่  $540^\circ$   
 (after exhaust TDC) EOI เท่ากับ  $270^\circ$  (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm



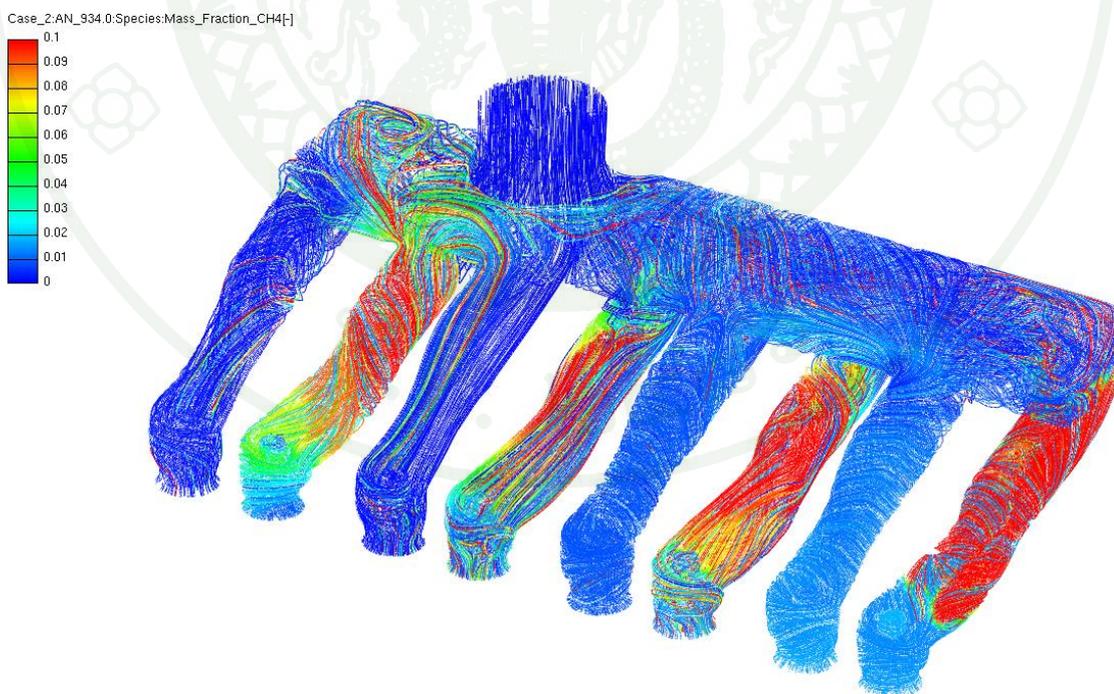
**ภาพที่ 60** แสดง Streamline ของ  $\text{CH}_4$  Mass fraction ภายในห้องรวมไอดี ที่  $720^\circ$   
(after exhaust TDC) EOI เท่ากับ  $150^\circ$  (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm



**ภาพที่ 61** แสดง Streamline ของ  $\text{CH}_4$  Mass fraction ภายในห้องรวมไอดี ที่  $754^\circ$   
(after exhaust TDC) EOI เท่ากับ  $150^\circ$  (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

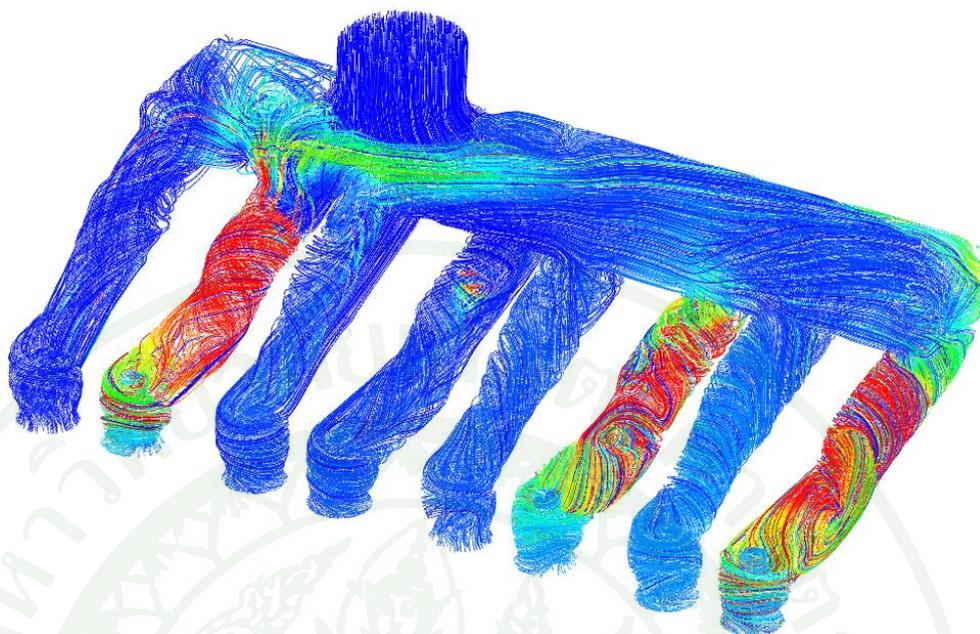
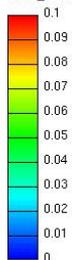


**ภาพที่ 62** แสดง Streamline ของ  $\text{CH}_4$  Mass fraction ภายในห้องรวมไอดี ที่  $900^\circ$   
(after exhaust TDC) EOI เท่ากับ  $150^\circ$  (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm



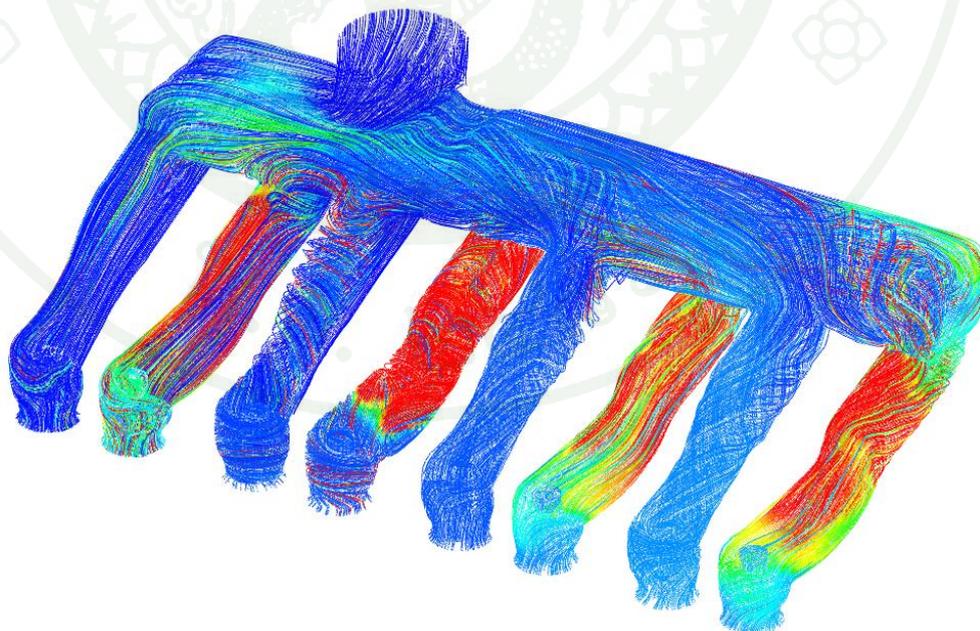
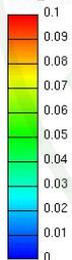
**ภาพที่ 63** แสดง Streamline ของ  $\text{CH}_4$  Mass fraction ภายในห้องรวมไอดี ที่  $934^\circ$   
(after exhaust TDC) EOI เท่ากับ  $150^\circ$  (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

Case\_2;AN\_1080.0:Species:Mass\_Fraction\_CH4[-]

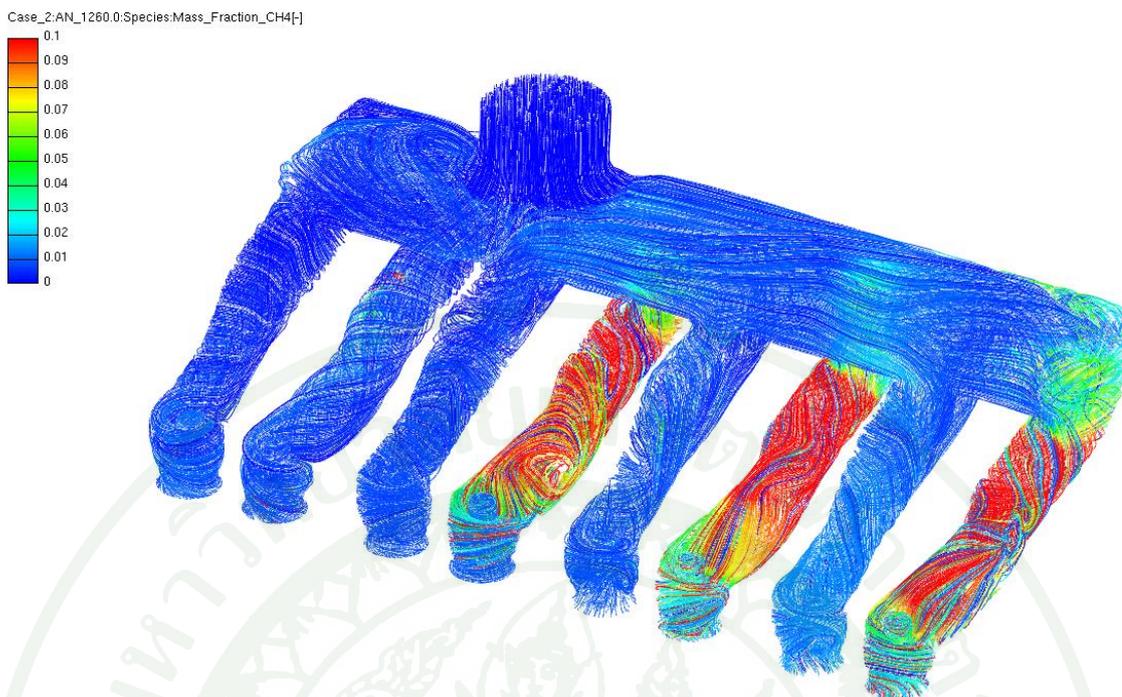


ภาพที่ 64 แสดง Streamline ของ  $\text{CH}_4$  Mass fraction ภายในห้องรวมไอดี ที่  $1080^\circ$   
(after exhaust TDC) EOI เท่ากับ  $150^\circ$  (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

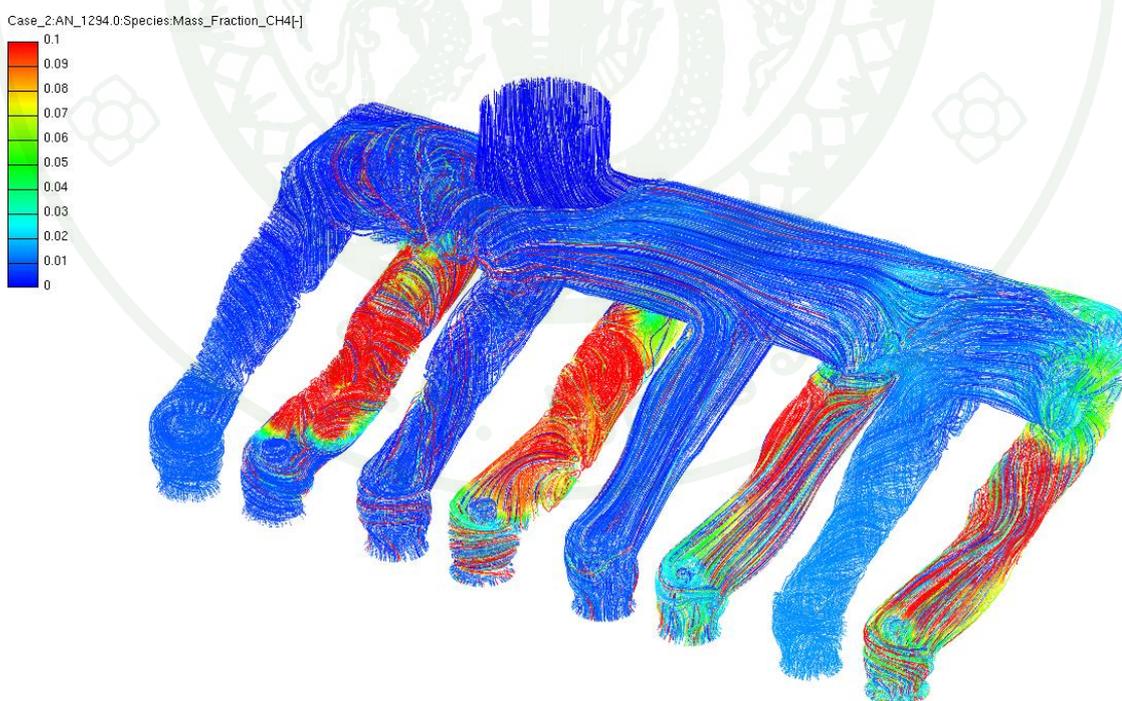
Case\_2;AN\_1114.0:Species:Mass\_Fraction\_CH4[-]



ภาพที่ 65 แสดง Streamline ของ  $\text{CH}_4$  Mass fraction ภายในห้องรวมไอดี ที่  $1114^\circ$   
(after exhaust TDC) EOI เท่ากับ  $150^\circ$  (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm



ภาพที่ 66 แสดง Streamline ของ  $\text{CH}_4$  Mass fraction ภายในห้องรวมไอดี ที่  $1260^\circ$   
(after exhaust TDC) EOI เท่ากับ  $150^\circ$  (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

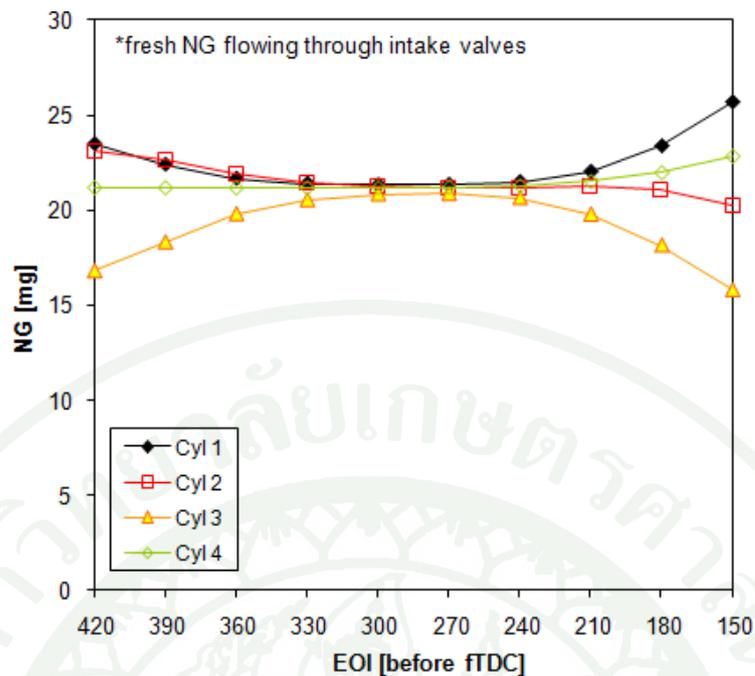


ภาพที่ 67 แสดง Streamline ของ  $\text{CH}_4$  Mass fraction ภายในห้องรวมไอดี ที่  $1294^\circ$   
(after exhaust TDC) EOI เท่ากับ  $150^\circ$  (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

2. ผลการจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดี โดย EOI ของ  $\text{CH}_4$  เท่ากับ  $270^\circ$  และ  $150^\circ$  (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 2600 rpm

สำหรับการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ในแต่ละกระบอกสูบเมื่อมีการเปลี่ยนมุมมองการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่ความเร็ว 2600 rpm มีพฤติกรรมคล้ายคลึงกับความเร็ว 1400 rpm โดยแตกต่างกันเพียงปริมาณของ  $\text{CH}_4$  ซึ่งมีปริมาณเพิ่มขึ้น ดังภาพที่ 68 ซึ่งผลที่ได้จากการจำลองการไหลให้พฤติกรรมไหลที่มีลักษณะเหมือนกับที่ความเร็ว 1400 rpm ดังที่ได้อธิบายไว้ในผลการจำลองการไหล โดย EOI ของ  $\text{CH}_4$  เท่ากับ  $270^\circ$  และ  $150^\circ$  (before firing TDC) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

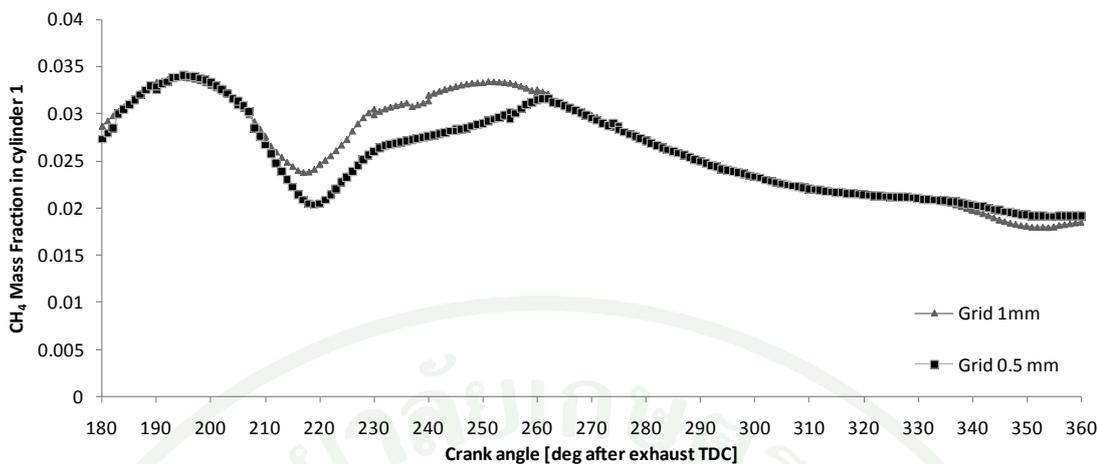
เมื่อทำการเปรียบเทียบ ค่า % ความแตกต่างของ  $\text{CH}_4$  ในแต่ละกระบอกสูบ กับค่าเฉลี่ยของมวล  $\text{CH}_4$  ที่ถูกกักเก็บในกระบอกสูบที่ 1 ในช่วงการจังหวะการฉีด EOI ระหว่าง  $420^\circ$  ถึง  $270^\circ$  before firing TDC ซึ่งเป็นจังหวะการฉีดที่เหมาะสม ค่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  ในกระบอกสูบที่ 2, 3 และ กระบอกสูบที่ 4 ไม่มีความแตกต่างกันมากนัก แต่เมื่อมีการฉีด  $\text{CH}_4$  ในช่วงการจังหวะการฉีด EOI ระหว่าง ระหว่าง  $270^\circ$  ถึง  $150^\circ$  before firing TDC ซึ่งเป็นจังหวะการฉีดที่ไม่เหมาะสม พบว่า ค่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  ในกระบอกสูบที่ 2 น้อยกว่ากระบอกสูบที่ 1 เท่ากับ 9.43% ค่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  ในกระบอกสูบที่ 3 น้อยกว่ากระบอกสูบที่ 1 เท่ากับ 19.65% และค่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  ในกระบอกสูบที่ 4 น้อยกว่ากระบอกสูบที่ 1 เท่ากับ 5.41% ซึ่งจะเห็นได้ว่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  มีความแตกต่างกันมากระหว่างกระบอกสูบที่ 1 และ 3



ภาพที่ 68 แสดงปริมาณมวล  $\text{CH}_4$  ที่ถูกกักเก็บในแต่ละกระบอกสูบเมื่อมีการเปลี่ยนมุมองศาการฉีด ที่ความเร็วรอบ 2600 rpm

#### ผลการจำลองการไหลภายในกระบอกสูบ เมื่อมีการเปลี่ยนตำแหน่งในการฉีด $\text{CH}_4$

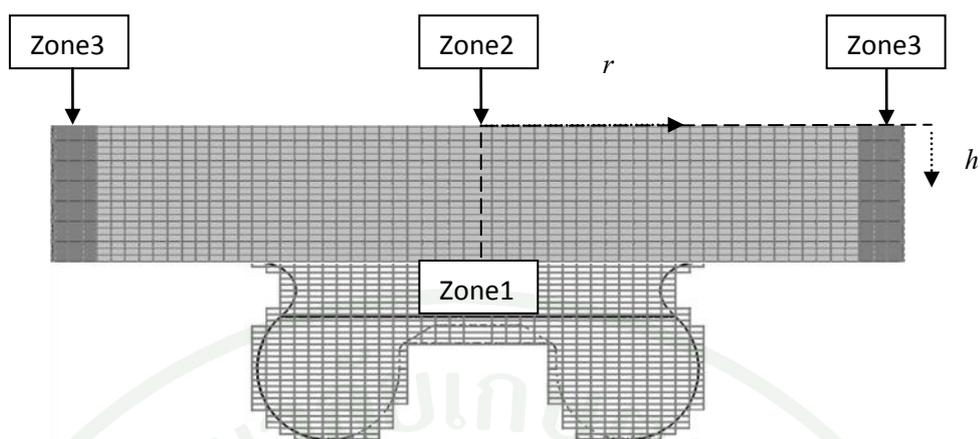
ในการจำลองการไหลภายในกระบอกสูบ ผู้วิจัยได้ตรวจสอบถึงผลกระทบจากขนาดของ Grid ที่แตกต่างกันต่อผลที่ได้จากการจำลองโดยกรณีศึกษาที่ใช้ในการเปรียบเทียบคือ แบบจำลองการไหลภายในกระบอกสูบ โดยกำหนดตำแหน่งการฉีดก๊าซธรรมชาติที่บริเวณช่องไอดีท่อนี่เหลี่ยม ซึ่งขนาดกริดที่ใช้ในการตรวจสอบคือ 1 mm และ 0.5 mm บริเวณภายในกระบอกสูบ โดยทำการเปรียบเทียบผลของ Mass fraction ของ  $\text{CH}_4$  ที่ตำแหน่งเดียวกัน ภาพที่ 69 แสดงให้เห็นถึงความคลาดเคลื่อนจากการเก็บค่าของ  $\text{CH}_4$  Mass fraction ซึ่งพบว่าค่าที่เก็บได้ในช่วงจังหวะอัด (ระหว่าง  $180^\circ$  ถึง  $360^\circ$  after exhaust TDC) มีค่าความคลาดเคลื่อนเป็นที่ยอมรับได้ เมื่อเทียบกับเวลาที่ใช้ในการคำนวณที่เพิ่มขึ้นโดยการจำลองการไหลภายในกระบอกสูบที่ขนาดกริดเท่ากับ 0.5 mm ใช้เวลาในการคำนวณทั้งหมด 21 ชั่วโมงจากเดิมที่ขนาดกริดเท่ากับ 1 mm ใช้เวลาเพียง 9 ชั่วโมง ทางผู้วิจัยจึงเลือกใช้ขนาดกริดเท่ากับ 1 mm เพื่อความเหมาะสมทั้งผลที่ได้จากการคำนวณ และระยะเวลาที่ใช้ในการคำนวณ



ภาพที่ 69 แสดงค่า Mass Fraction ของ  $\text{CH}_4$  เมื่อมีการปรับเปลี่ยนขนาดกริดที่ใช้ในการคำนวณ

การเก็บผลการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ภายในกระบอกสูบ ได้แบ่งปริมาตรภายในกระบอกสูบ ออกเป็น 3 zone ซึ่งได้แก่ (1) ปริมาตรภายในหลุมลูกสูบ, (2) ปริมาตรบริเวณเหนือหลุมลูกสูบ และ (3) ปริมาตรบริเวณใกล้ผนังลูกสูบ

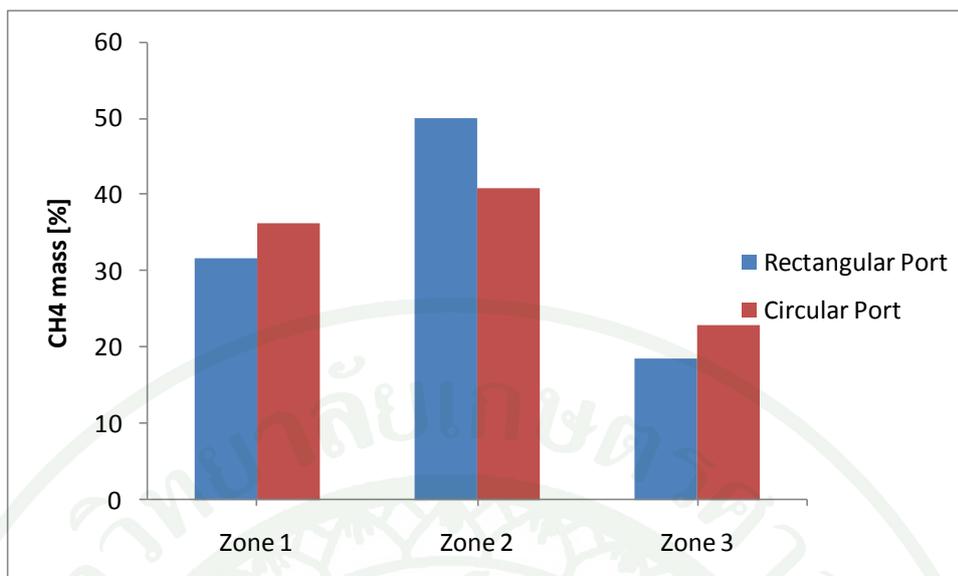
โดยในการแบ่ง zone แต่ละ zone จะทำการแบ่งปริมาตรภายในกระบอกสูบเป็นวงแหวน เล็กๆ แต่ละวงแหวนมีความกว้าง :  $dr = 1.53 \text{ mm}$  และมีความสูง :  $dh = 0.65 \text{ mm}$  ซึ่งจำนวนวงแหวนทั้งหมดในแนวรัศมี และในแนวตั้ง มีจำนวน 30 วงแหวน และ 50 วงแหวนตามลำดับ สำหรับใน zone 3 ประกอบด้วยวงแหวนจำนวน  $20 \times 3$  วงแหวนที่บริเวณผนังลูกสูบ ดังภาพที่ 70 แต่อย่างไรก็ตามวงแหวนทั้งหมดถูก กำหนดให้มีตำแหน่งคงที่ไม่มีการเคลื่อนที่ ตามการเคลื่อนที่ของลูกสูบ



ภาพที่ 70 แสดงการแบ่ง zone ภายในกระบอกสูบ

1. การกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ภายในกระบอกสูบ เมื่อมีการเปลี่ยนตำแหน่งการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM

การแสดงผลทำการแสดงผลที่ตำแหน่ง  $35^\circ$  before firing TDC ซึ่งเป็นช่วงที่เครื่องยนต์ที่ใช้ในการจำลอง ฉีดเชื้อเพลิง เข้าสู่ห้องเผาไหม้ โดยทำการเปรียบเทียบ %  $\text{CH}_4$  ภายในบริเวณต่างๆ ภายในห้องเผาไหม้ ระหว่างการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่ช่องไอดี ท่อกลม และ ท่อสี่เหลี่ยม จากภาพที่ 71 พบว่าเมื่อกำหนดตำแหน่งการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณท่อสี่เหลี่ยม การกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ภายในหลุมลูกสูบ (zone 1) มี %  $\text{CH}_4$  ภายในหลุมลูกสูบ เท่ากับ 31.63% และเมื่อทำการเปลี่ยนตำแหน่งการฉีด  $\text{CH}_4$  เป็นบริเวณท่อกลมมี %  $\text{CH}_4$  ภายในหลุมลูกสูบ เท่ากับ 36.29% นอกจากนี้เมื่อเปรียบเทียบ %  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณผนังลูกสูบ (zone 3) การฉีด  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณท่อกลมมี %  $\text{CH}_4$  บริเวณผนังลูกสูบ เท่ากับ 22.88% และเมื่อทำการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณท่อสี่เหลี่ยมมี %  $\text{CH}_4$  บริเวณผนังลูกสูบ เท่ากับ 18.45% ซึ่งจากผลการจำลองที่ได้แสดงให้เห็นว่าการเปลี่ยนตำแหน่งในการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่สภาวะการทำงานที่ความเร็วรอบ 1400 rpm นั้นส่งผลต่อการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ภายในห้องเผาไหม้โดยการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณท่อสี่เหลี่ยม ช่วยลดปริมาณ  $\text{CH}_4$  บริเวณผนังลูกสูบ ซึ่งเป็นบริเวณที่มีแนวโน้มในการเกิดสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เกิดการเผาไหม้



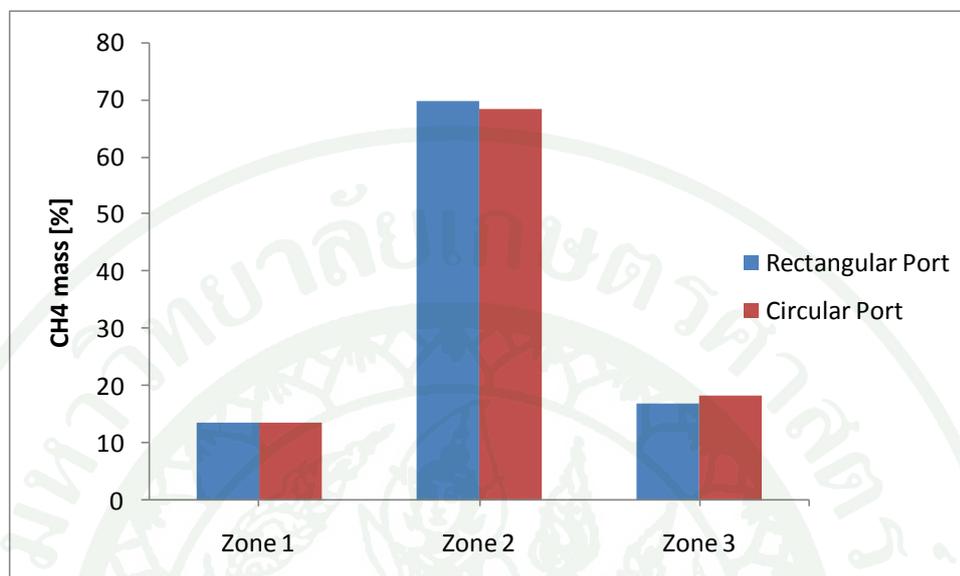
ภาพที่ 71 แสดงการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

## 2. การกระจายตัวของ $\text{CH}_4$ ภายในกระบอกสูบ ที่ความเร็วรอบ 2600 RPM

เมื่อทำการเปรียบเทียบ %  $\text{CH}_4$  ภายในหลุมลูกสูบระหว่างการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่ ช่องไอดี ท่อกลม และท่อสี่เหลี่ยม ภาพที่ 72 เมื่อกำหนดตำแหน่งการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณท่อสี่เหลี่ยม การกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ภายในหลุมลูกสูบที่ตำแหน่ง  $35^\circ$  before firing TDC มี %  $\text{CH}_4$  ภายในหลุมลูกสูบ (zone 1) เท่ากับ 13.58% และเมื่อทำการเปลี่ยนตำแหน่งการฉีด  $\text{CH}_4$  เป็นบริเวณท่อกลมเดียวกัน มี %  $\text{CH}_4$  ภายในหลุมลูกสูบ เท่ากับ 13.42% นอกจากนี้เมื่อเปรียบเทียบ %  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณผนังลูกสูบ (zone 3) พบว่า %  $\text{CH}_4$  ให้ค่าใกล้เคียงกันเมื่อทำการเปลี่ยนตำแหน่งการฉีด โดยเมื่อทำการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณท่อสี่เหลี่ยมมี %  $\text{CH}_4$  บริเวณผนังลูกสูบ เท่ากับ 16.79% และเมื่อทำการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณท่อกลมมี %  $\text{CH}_4$  บริเวณผนังลูกสูบ เท่ากับ 18.28% % ซึ่งจากผลการจำลองที่ได้แสดงให้เห็นว่าการเปลี่ยนตำแหน่งในการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่สภาวะการทำงานที่ความเร็วรอบ 2600 rpm ไม่ส่งผลกระทบต่อการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ภายในกระบอกสูบมากนัก

เมื่อทำการเปรียบเทียบผลที่ความเร็วรอบ 1400 rpm และ 2600 rpm พบว่าการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณผนังของห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 2600 rpm มีค่าต่ำกว่าที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ซึ่งอาจเกิดจากที่ความเร็วรอบ 2600 rpm อากาศที่ไหลเข้าภายในกระบอกสูบมีความเร็วสูง ความเร็วเชิงมุมของอากาศบริเวณผนังลูกสูบจึงสูงกว่าที่รอบ 1400 rpm ส่งผลให้อากาศซึ่งหนักกว่า

$\text{CH}_4$  จะถูกเหวี่ยงให้ไปอยู่ที่บริเวณผนังของห้องเผาไหม้มากขึ้นทำให้  $\text{CH}_4$  ซึ่งเบากว่าอากาศเข้าสู่บริเวณตรงกลางของห้องเผาไหม้มากขึ้น

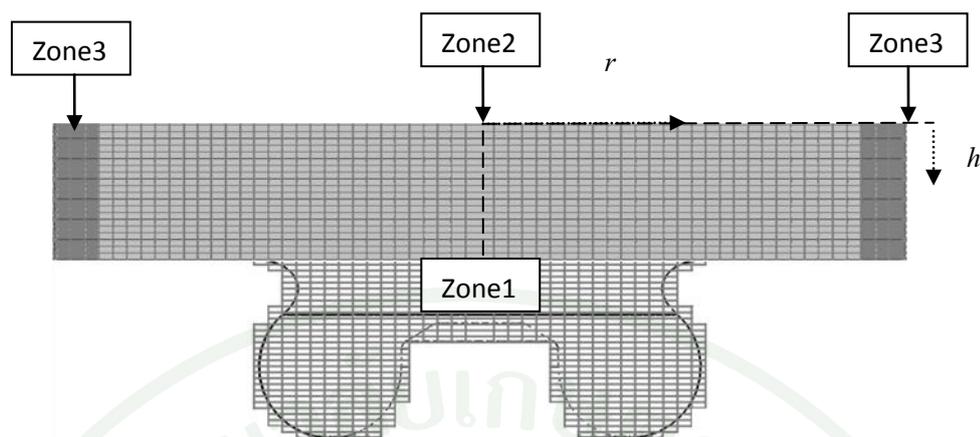


ภาพที่ 72 แสดงการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 2600 rpm

ผลการจำลองการไหลภายในกระบอกสูบ มีการใส่แผ่นบังคับการหมุน (Swirl valve) ที่บริเวณช่องไอดี ท่อกลม

การเก็บผลการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ภายในกระบอกสูบ ได้แบ่งปริมาตรภายในกระบอกสูบ ออกเป็น 3 zone ซึ่งได้แก่ (1) ปริมาตรภายในหลุมลูกสูบ, (2) ปริมาตรบริเวณตรงกลางเหนือหลุมลูกสูบ และ (3) ปริมาตรบริเวณขอบใกล้กับผนังกระบอกสูบ

โดยในการแบ่ง zone แต่ละ zone จะทำการแบ่งปริมาตรภายในกระบอกสูบเป็นวงแหวนเล็กๆ แต่ละวงแหวนมีความกว้าง :  $dr = 1.53 \text{ mm}$  และมีความสูง :  $dh = 0.65 \text{ mm}$  ซึ่งจำนวนวงแหวนทั้งหมดในแนวรัศมี และในแนวตั้ง มีจำนวน 30 วงแหวน และ 50 วงแหวนตามลำดับ สำหรับใน zone 3 ประกอบด้วยวงแหวนจำนวน  $20 \times 3$  วงแหวนที่บริเวณผนังลูกสูบ แต่อย่างไรก็ตามวงแหวนทั้งหมดถูก กำหนดให้มีตำแหน่งคงที่ไม่มี การเคลื่อนที่ ตามการเคลื่อนที่ของลูกสูบ ดังรายละเอียดที่กล่าวถึงแล้วก่อนหน้านี้ โดยภาพที่ 73 แสดงการแบ่ง zone ของวงแหวนภายในกระบอกสูบ

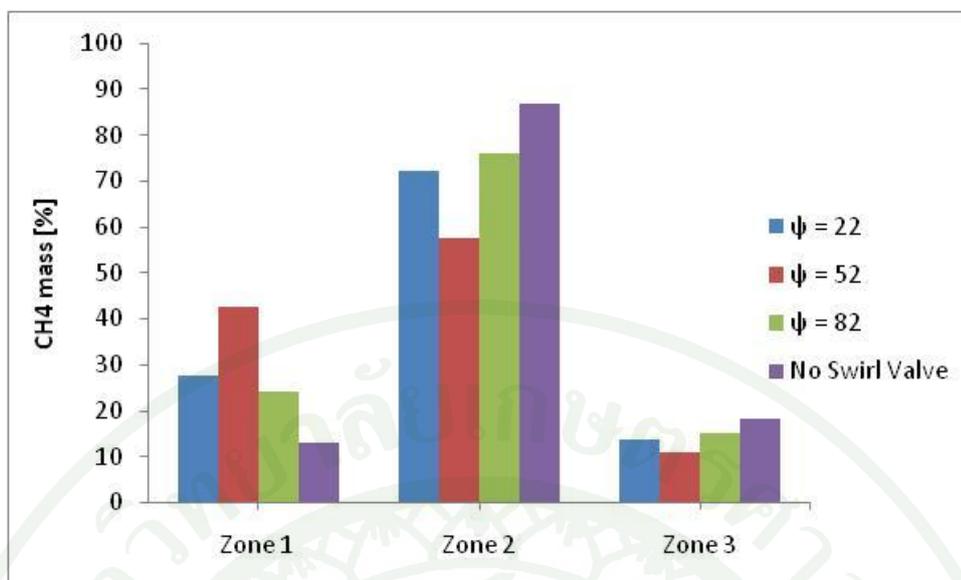


ภาพที่ 73 แสดงการแบ่ง zone ภายในกระบอกสูบ

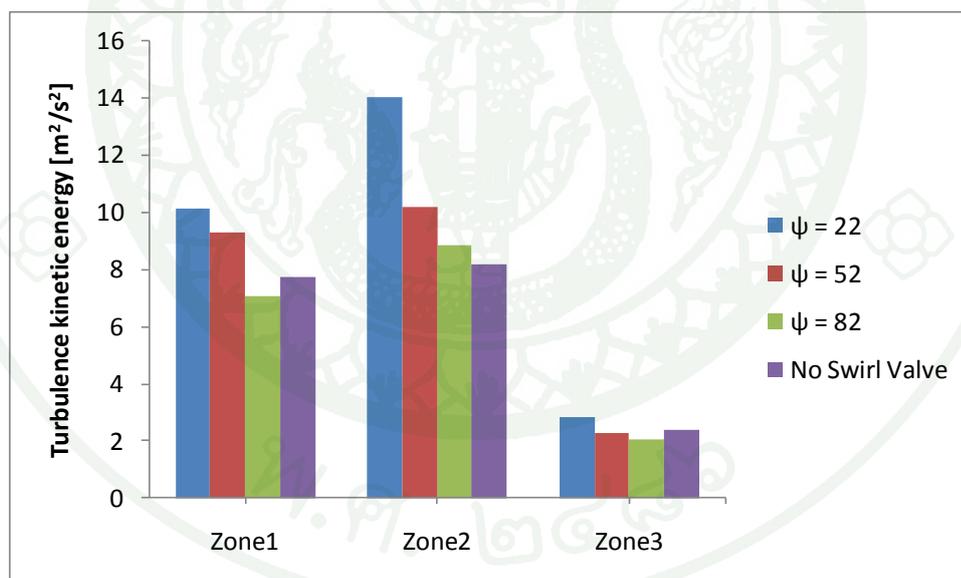
1. การกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ภายในกระบอกสูบ ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM

การแสดงผลทำการเปรียบเทียบ %  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณ zone ต่างๆภายในกระบอกสูบ เมื่อทำการเปลี่ยนมุมการเปิดของแผ่นบังค้ำหมุนที่ตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนปิด ( $\Psi = 22^\circ$ ), แผ่นบังค้ำหมุนเปิด  $30^\circ$  ( $\Psi = 52^\circ$ ), แผ่นบังค้ำหมุนเปิด  $60^\circ$  ( $\Psi = 82^\circ$ ) และไม่มีการติดตั้งแผ่นบังค้ำหมุน ภาพที่ 74 แสดงให้เห็น %  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณ ภายในหลุมลูกสูบ (zone 1) พบว่าที่ตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนปิด ( $\Psi = 52^\circ$ ) ที่ตำแหน่ง  $35^\circ$  before firing TDC มี %  $\text{CH}_4$  มากที่สุดโดยมีปริมาณ  $\text{CH}_4$  เท่ากับ 42.56% โดยที่กรณีการไม่มีการติดตั้งแผ่นบังค้ำหมุน มี %  $\text{CH}_4$  น้อยที่สุดโดยมีปริมาณ  $\text{CH}_4$  ภายในหลุมลูกสูบเท่ากับ 13.18% และเมื่อเปรียบเทียบการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณผนังลูกสูบ (zone 3) พบว่าการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณผนังของกระบอกสูบมีค่าน้อยที่สุดเมื่อตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนเปิด  $30^\circ$  ( $\Psi = 52^\circ$ ) ที่ 11.00% โดยในกรณีไม่มีการติดตั้งแผ่นบังค้ำหมุน การกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณผนังของกระบอกสูบมีปริมาณสูงที่สุดที่ 18.45%

เมื่อทำการเปรียบเทียบค่า turbulence kinetic energy ภายในหลุมลูกสูบ ดังภาพที่ 75 พบว่าตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนที่ตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนปิด ( $\Psi = 22^\circ$ ) ให้ค่า turbulence kinetic energy มากที่สุด และสำหรับกรณีแผ่นบังค้ำหมุนเปิด  $60^\circ$  ( $\Psi = 82^\circ$ ) ให้ค่า turbulence kinetic energy น้อยที่สุด โดยผลที่ได้จากการจำลองการไหล สอดคล้องกับงานวิจัยที่กล่าวไว้ข้างต้น ที่กล่าวโดย Kimbara *et al.* (1985) ซึ่งพบว่าเมื่อทำการติดตั้งแผ่นบังค้ำหมุนที่บริเวณช่องไอดีเมื่อทำการปิดแผ่นบังค้ำหมุนจะส่งผลให้เกิด swirl ภายในห้องเผาไหม้รุนแรงขึ้น



ภาพที่ 74 แสดงการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm



ภาพที่ 75 แสดง Turbulence kinetic energy ที่บริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

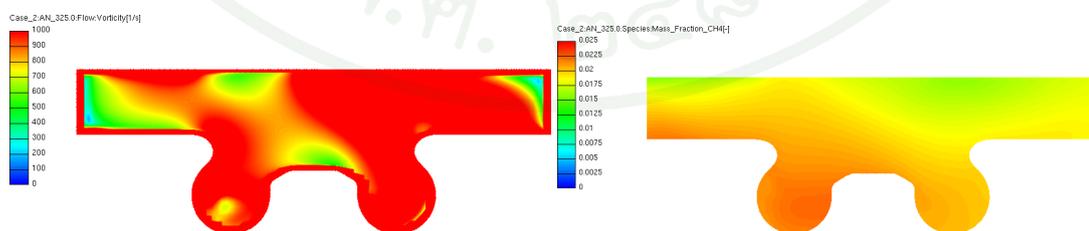
## 2. การผสมกันของ $\text{CH}_4$ และอากาศภายในกระบอกสูบ ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM

ในการผสมกันระหว่าง  $\text{CH}_4$  และอากาศได้พิจารณา การวิเคราะห์ตัวแปรร่วมกันระหว่าง Vorticity และ Mass fraction ของ  $\text{CH}_4$  โดยค่า Vorticity แสดงถึงแนวโน้มที่ส่วนย่อย (elements) ในของไหล ณ บริเวณต่างๆจะเกิดการหมุน

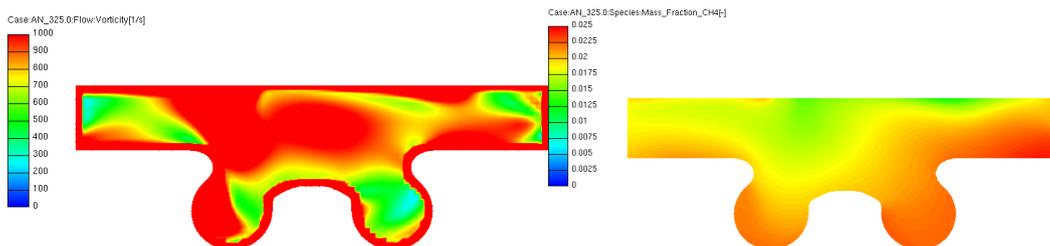
จากภาพที่ 76-79 เป็นภาพตัดขวางตามแนวเส้นผ่านศูนย์กลางของห้องเผาไหม้ ซึ่งแสดง Contour ของค่า Vorticity (ซ้าย) และ Mass fraction ของ  $\text{CH}_4$  (ขวา) เมื่อแผ่นบังค้ำหมุนอยู่ที่ตำแหน่งปิด ( $\Psi = 22^\circ$ ) จะพบว่าบริเวณซีกขวาของรูปมี Vorticity สูงและมีความแตกต่างของ  $\text{CH}_4$  Mass fraction ค่อนข้างชัดเจนความแตกต่างของ  $\text{CH}_4$  Mass fraction นี้บ่งบอกว่าบริเวณดังกล่าวมี Mixture gradient ค่อนข้างสูงซึ่งเมื่อค่า Vorticity สูงจะส่งผลให้มีแนวโน้มของการผสมกันระหว่าง  $\text{CH}_4$  และอากาศที่ดี

เมื่อเปรียบเทียบในแต่ละกรณีของตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนจะพบว่า Mixture gradient มีแนวโน้มลดลง เมื่อเปิดมุมของแผ่นบังค้ำหมุนกว้างขึ้น และ Mixture gradient ยังมีแนวโน้มลดลงเมื่อไม่มีการใช้แผ่นบังค้ำหมุน ดังภาพที่ 79 ด้วยเหตุนี้ผู้วิจัยวิเคราะห์ว่า การผสมกันระหว่าง  $\text{CH}_4$  และอากาศ น่าจะมีแนวโน้มดีขึ้นเมื่อมีการหริ่มุมการเปิดของแผ่นบังค้ำหมุนลงจนถึงปิดสุด เทียบกับกรณีที่ไม่ได้ติดตั้งแผ่นบังค้ำหมุน

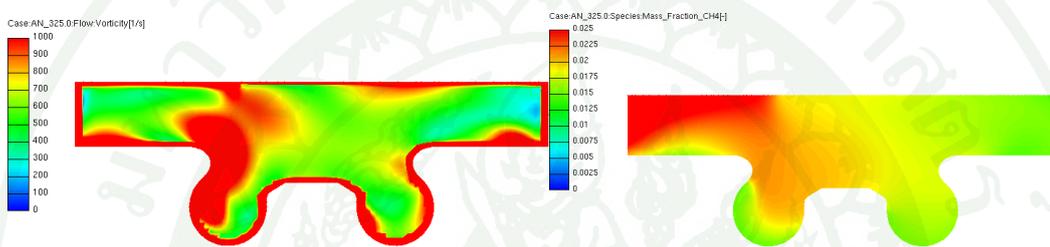
อนึ่งจะเห็นได้ว่าที่บริเวณของซึ่งติดกับผนังห้องเผาไหม้ จะมีค่า Vorticity สูงเนื่องจาก ณ บริเวณดังกล่าวมีการเปลี่ยนแปลงของความเร็วที่สูง (ที่ผนังความเร็วเป็นศูนย์)



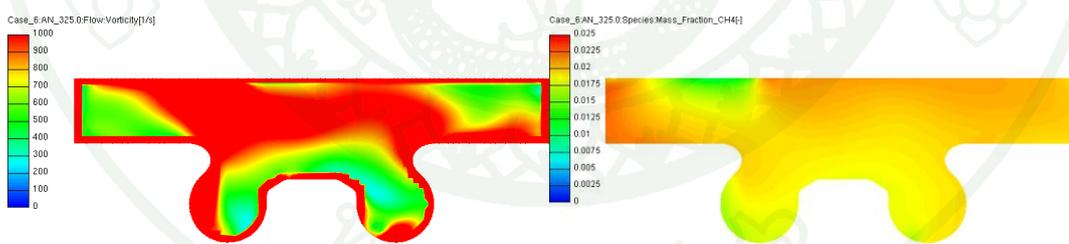
ภาพที่ 76 แสดง Vorticity และ  $\text{CH}_4$  mass fraction ภายในห้องเผาไหม้ที่ตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุนปิดสุด ( $\Psi = 22^\circ$ ) ความเร็วรอบ 1400 rpm



ภาพที่ 77 แสดง Vorticity และ  $\text{CH}_4$  mass fraction ภายในห้องเผาไหม้ที่ตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุน  
เปิด  $30^\circ$  ( $\psi = 52^\circ$ ) ความเร็วรอบ 1400 rpm



ภาพที่ 78 แสดง Vorticity และ  $\text{CH}_4$  mass fraction ภายในห้องเผาไหม้ที่ตำแหน่งแผ่นบังค้ำหมุน  
เปิด  $60^\circ$  ( $\psi = 82^\circ$ ) ความเร็วรอบ 1400 rpm

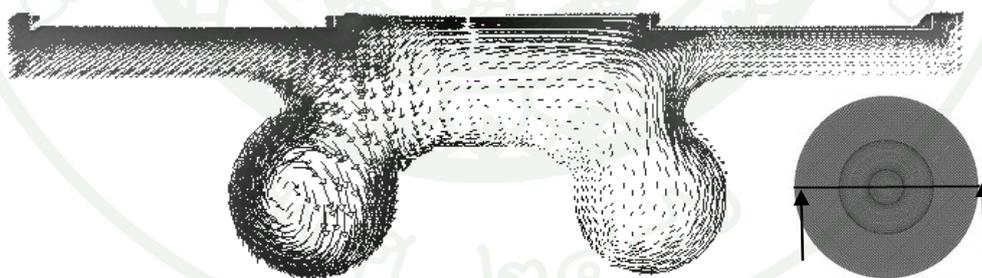


ภาพที่ 79 แสดง Vorticity และ  $\text{CH}_4$  mass fraction ภายในห้องเผาไหม้ในกรณีไม่ติดตั้งแผ่น  
บังค้ำหมุน ความเร็วรอบ 1400 rpm

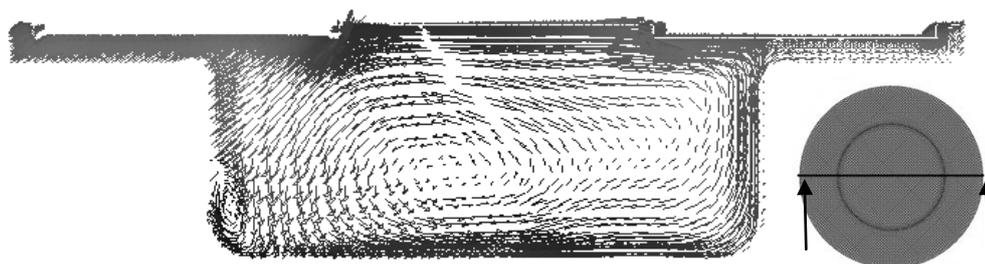
ผลการจำลองการไหลภายในกระบอกสูบ เมื่อมีการเปลี่ยนรูปทรงของหลุมลูกสูบ เพื่อแสดงกรณีที่เครื่องยนต์ดีเซลถูกดัดแปลงให้เป็นเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (SI engine)

### 1. Velocity vector distribution

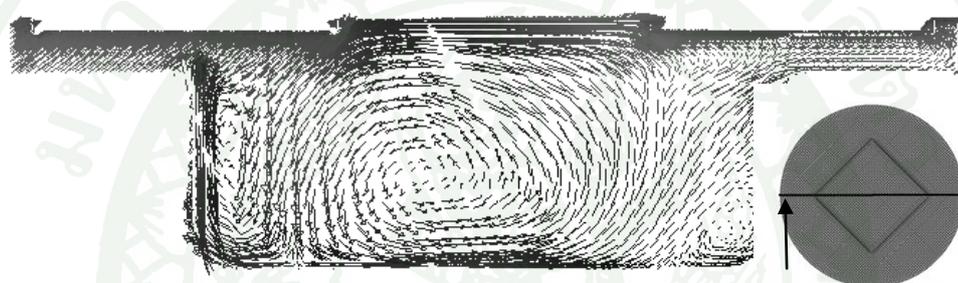
สำหรับหลุมลูกสูบรูปทรงเดิมของเครื่องยนต์นั้นถูกออกแบบมาเพื่อให้เหมาะสมกับการทำงานของเครื่องยนต์ดีเซล ซึ่งต้องการพฤติกรรมการหมุนวนของอากาศแบบ swirl และค่า turbulence kinetic energy สูง เพื่อเอื้ออำนวยต่อการผสมกันระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงภายในหลุมลูกสูบให้ดีขึ้น เมื่อนักวิจัยนำเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ โดยภาพที่ 80 แสดงให้เห็น Velocity vector ภายในหลุมลูกสูบรูปทรงเดิมของเครื่องยนต์ที่ตำแหน่ง  $360^\circ$  after exhaust TDC พบว่าเกิดพฤติกรรมการหมุนวนแบบ tumble ขึ้นภายในหลุมลูกสูบ สำหรับหลุมลูกสูบรูปทรงกระบอกผลจาก squish flow ส่งผลให้ส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงไหลเข้าสู่หลุมลูกสูบมากขึ้นและทำให้เกิดพฤติกรรมการไหลแบบ tumble ภายในหลุมลูกสูบ ดังภาพที่ 81 และ ภาพที่ 82 แสดงให้เห็นถึงพฤติกรรมการไหลภายในหลุมลูกสูบแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส ซึ่งจะเห็นว่าที่บริเวณมุมของหลุมลูกสูบและบริเวณศูนย์กลางของลูกสูบมีการเกิดพฤติกรรมการไหลแบบ tumble ซึ่งการไหลแบบ tumble จะช่วยพาให้เชื้อเพลิงวิ่งเข้าหาเชื้อหัวเทียนและช่วยให้การลามของเปลวไฟออกไปจากบริเวณเชื้อหัวเทียนรวดเร็วขึ้น



ภาพที่ 80 แสดง Velocity vectors ภายในหลุมลูกสูบรูปทรงเดิมของเครื่องยนต์ ที่ตำแหน่ง  $360^\circ$  after exhaust TDC ความเร็วรอบ 1400 rpm



ภาพที่ 81 แสดง Velocity vectors ภายในหลุมลูกสูบรูปทรงกระบอก ที่ตำแหน่ง  $360^\circ$   
after exhaust TDC ความเร็วรอบ 1400 rpm



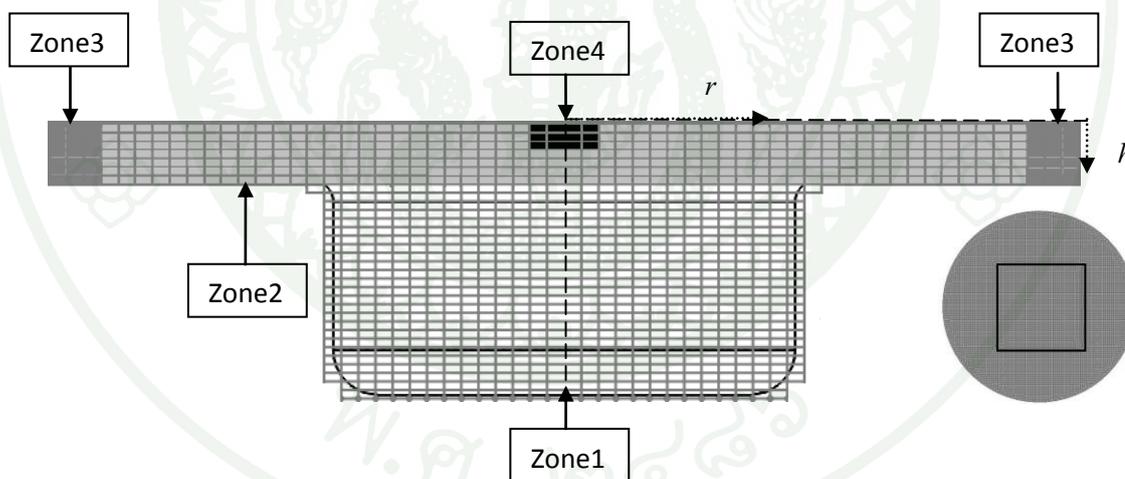
ภาพที่ 82 แสดง Velocity vectors ภายในหลุมลูกสูบรูปทรงสี่เหลี่ยมจัตุรัส ที่ตำแหน่ง  $360^\circ$   
after exhaust TDC ความเร็วรอบ 1400 rpm

2. การกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ภายในกระบอกสูบ เมื่อมีการเปลี่ยนรูปทรงของหลุมลูกสูบ ที่ความเร็วรอบ 1400 RPM

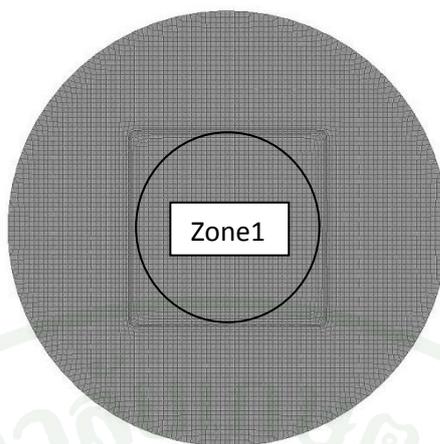
การเก็บผลการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ภายในกระบอกสูบ ได้แบ่งปริมาตรภายในกระบอกสูบออกเป็น 4 zone ซึ่งได้แก่ (1) ปริมาตรภายในหลุมลูกสูบ, (2) ปริมาตรบริเวณเหนือหลุมลูกสูบ, (3) ปริมาตรบริเวณผนังลูกสูบ และ (4) ปริมาตรบริเวณใกล้เคียงกับหัวเทียน โดยใน zone 4 จะเป็นส่วนหนึ่งของ zone ที่ 2

โดยในการแบ่ง zone แต่ละ zone จะทำการแบ่งปริมาตรภายในกระบอกสูบเป็นวงแหวนเล็กๆ แต่ละวงแหวนมีความกว้าง :  $dr = 1.53 \text{ mm}$  และมีความสูง :  $dh = 0.77 \text{ mm}$  ซึ่งจำนวนวงแหวนทั้งหมดในแนวนอนมีจำนวน 30 วงแหวน และวงแหวนในแนวตั้งแต่ละรูปทรงของหลุมลูกสูบจะมีจำนวนแตกต่างกัน สำหรับหลุมลูกสูบรูปทรงเดิมมีจำนวนวงแหวนในแนวตั้ง 48

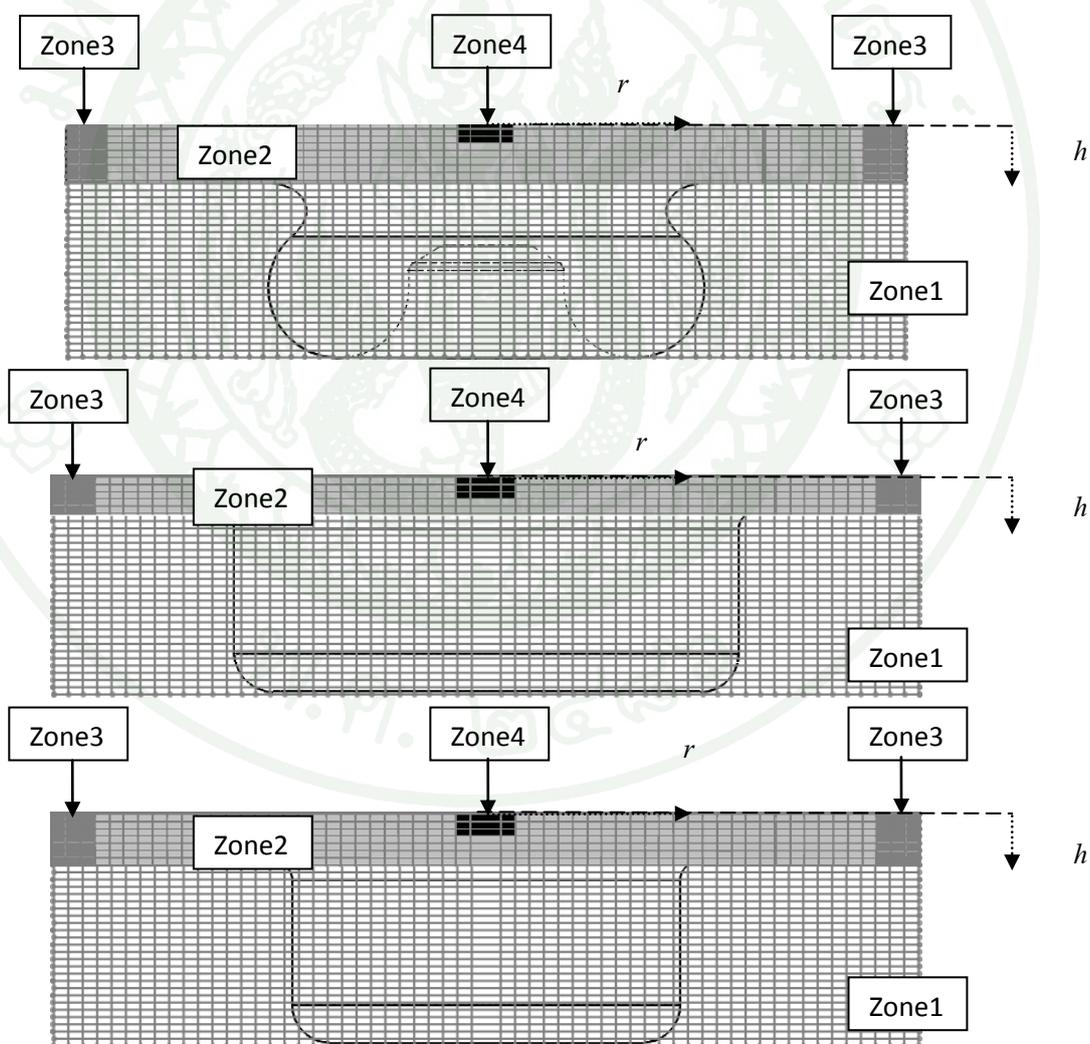
วงแหวน หลุมลูกสูบรูปทรงกระบอกมีจำนวนวงแหวนในแนวตั้ง 44 วงแหวน และหลุมลูกสูบรูปทรงสี่เหลี่ยมมีจำนวนวงแหวนในแนวตั้ง 47 วงแหวน โดยใน zone 3 จะทำการวิเคราะห์ผลที่ตำแหน่ง  $25^\circ$  (before firing TDC) ซึ่งประกอบด้วยวงแหวนจำนวน  $18 \times 3$  วงแหวน สำหรับหลุมลูกสูบรูปทรงเดิม  $14 \times 3$  วงแหวน สำหรับหลุมลูกสูบรูปทรงกระบอกและ  $17 \times 3$  วงแหวน สำหรับหลุมลูกสูบรูปทรงสี่เหลี่ยม และ zone 4 ประกอบด้วยวงแหวนจำนวน  $3 \times 3$  วงแหวนที่บริเวณรอบๆ เชี่ยวหัวเทียน แต่อย่างไรก็ตามวงแหวนทั้งหมดถูก กำหนดให้มีตำแหน่งคงที่ไม่มีเคลื่อนที่ ตามการเคลื่อนที่ของลูกสูบ ซึ่งในการเก็บค่า %  $\text{CH}_4$  ที่กระจายตัวใน zone ต่างๆสำหรับการจำลองการไหลเมื่อมีการเปลี่ยนรูปทรงของลูกสูบนั้นจะแตกต่างกับการกรณีศึกษาก่อนหน้านี้ เนื่องจากการเก็บค่าในโปรแกรม AVL-FIRE ใช้วิธีการสร้างวงแหวน แล้วจึงคำนวณหาค่าเฉลี่ยภายในแต่ละวงแหวนมาแสดงผลการคำนวณ ซึ่งในกรณีรูปทรงของหลุมลูกสูบเป็นสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่บริเวณมุมของหลุมลูกสูบ จะเกิดระยะการเก็บค่า ภาพที่ 83 แสดงให้เห็นถึงการแบ่ง zone ในการเก็บค่าของหลุมลูกสูบรูปทรงสี่เหลี่ยม และภาพที่ 84 แสดงให้เห็นถึงบริเวณที่เกิดระยะการเก็บค่า ที่บริเวณมุมของหลุมลูกสูบ เพราะฉะนั้นในการแบ่ง zone ในการเก็บผลจะแตกต่างจากในกรณีของการเปลี่ยนตำแหน่งการฉีด  $\text{CH}_4$  ภาพที่ 85 แสดงภาพการแบ่ง zone สำหรับลูกสูบทั้ง 3 รูปทรง



ภาพที่ 83 แสดงการแบ่ง zone ภายในกระบอกสูบสำหรับหลุมลูกสูบรูปทรงสี่เหลี่ยม



ภาพที่ 84 แสดงบริเวณมุมของหลุมลูกสูบที่เกินออกมาจากวงแหวน



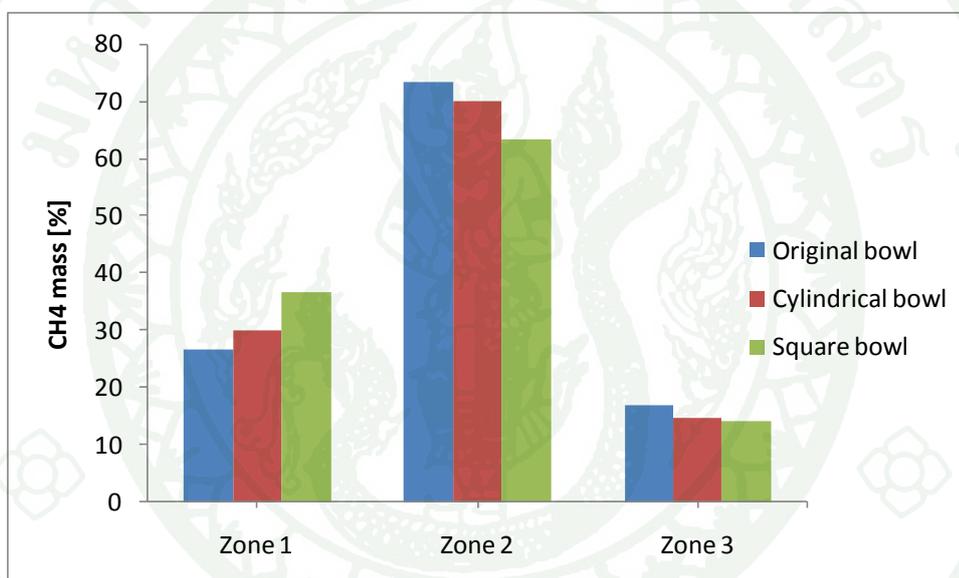
ภาพที่ 85 แสดงการแบ่ง zone ภายในกระบอกสูบ (ที่ตำแหน่ง TDC)

การเปรียบเทียบการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ที่ตำแหน่ง  $25^\circ$  before firing TDC บริเวณ zone 1 ดังภาพที่ 86 พบว่า หลุมลูกสูบรูปทรงสี่เหลี่ยมมีปริมาณ  $\text{CH}_4$  มากที่สุด โดยที่บริเวณ zone ที่ 2 พบว่า หลุมลูกสูบรูปทรงเดิมมีปริมาณ  $\text{CH}_4$  มากที่สุด และเมื่อเปรียบเทียบการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณผนังลูกสูบ (zone 3) พบว่า หลุมลูกสูบแบบเดิมของเครื่องยนต์มีปริมาณของ  $\text{CH}_4$  สูงที่สุด โดยมีปริมาณ  $\text{CH}_4$  เท่ากับ 16.92% ของปริมาณ  $\text{CH}_4$  ทั้งหมดในกระบอกสูบ เนื่องจากระยะ squish ที่มากกว่าหลุมลูกสูบรูปทรงอื่น ซึ่งจากผลที่กล่าวมานี้ หลุมลูกสูบแบบเดิมของเครื่องยนต์อาจมีแนวโน้มการเกิดสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เกิดการเผาไหม้ มากกว่าหลุมลูกสูบรูปทรงอื่น เนื่องจาก ที่บริเวณโดยรอบของผนังลูกสูบล้อมรอบกว่าภายในห้องเผาไหม้ซึ่งทำให้การเปลวไฟที่ลามไปยังบริเวณผนังกระบอกสูบดับก่อนที่จะเผาไหม้เชื้อเพลิงบริเวณผนังได้หมด (Flame Quenching) เพราะฉะนั้นการมี  $\text{CH}_4$  อยู่บริเวณผนังกระบอกสูบปริมาณมากนั้นอาจส่งผลกระทบต่อ การเกิด สารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เกิดการเผาไหม้ที่มากขึ้น

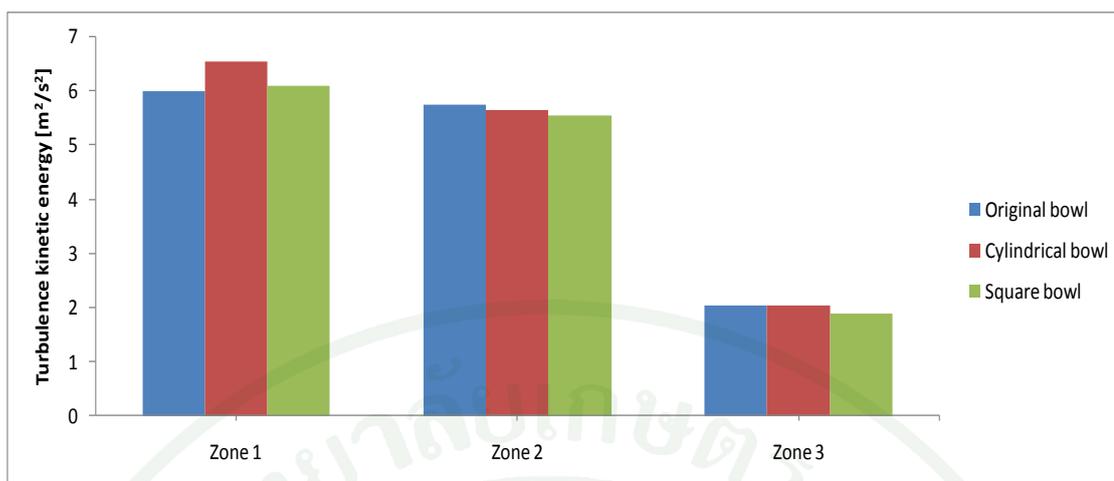
เมื่อทำการเปรียบเทียบ turbulence kinetic energy ในแต่ละรูปทรงของหลุมลูกสูบดังภาพที่ 87 พบว่า หลุมลูกสูบรูปทรงกระบอกให้ค่า turbulence kinetic energy สูงที่สุดที่บริเวณภายในหลุมลูกสูบ (zone 1) แต่อย่างไรก็ตามที่บริเวณส่วนอื่นๆภายในห้องเผาไหม้มีค่า turbulence kinetic energy ใกล้เคียงกันโดยได้แสดงค่า turbulence kinetic energy ในรูปแบบของ Contour Line ดังภาพที่ 88

สำหรับการทำงานของเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติ หรือเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ อัตราส่วนผสมกันระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง ที่เหมาะสมควรจะอยู่ที่ สารผสมพอดี (stoichiometric air-fuel ratio,  $\lambda = 1.0$ ) แต่เนื่องจากการจำลองการไหลได้กำหนด แก๊สที่ตกค้างภายในกระบอกสูบเป็นอากาศ ซึ่งส่งผลให้ส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง บางเกินไป สำหรับการดำเนินงานของเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติ โดยค่า  $\lambda$  ที่ใช้ในการจำลองการไหลเท่ากับ 1.6 แต่อย่างไรก็ตามผู้วิจัยคาดว่าความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากค่า  $\lambda$  ไม่น่าส่งผลกระทบมากนัก ต่อแนวโน้มการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ภาพที่ 89 แสดงค่า  $\lambda$  ใน zone ที่ 4 ของหลุมลูกสูบแต่ละรูปทรง พบว่า  $25^\circ$  before firing TDC (เป็นช่วงที่เครื่องยนต์ทั่วไปเริ่มต้นการจุดระเบิดด้วยประกายไฟ) หลุมลูกสูบแบบเดิมของเครื่องยนต์มีค่า  $\lambda$  เข้าใกล้สารผสมพอดีมากที่สุด ที่  $\lambda$  ประมาณ 1.4 ซึ่งน้อยกว่าค่า  $\lambda$  เฉลี่ยภายในห้องเผาไหม้ ซึ่งกล่าวได้ว่าหลุมลูกสูบแบบเดิมของเครื่องยนต์มีแนวโน้มในการจุดระเบิดได้ง่ายกว่าหลุมลูกสูบรูปทรงอื่น ซึ่งจะนำไปสู่กระบวนการเผาไหม้ที่มีเสถียรภาพ

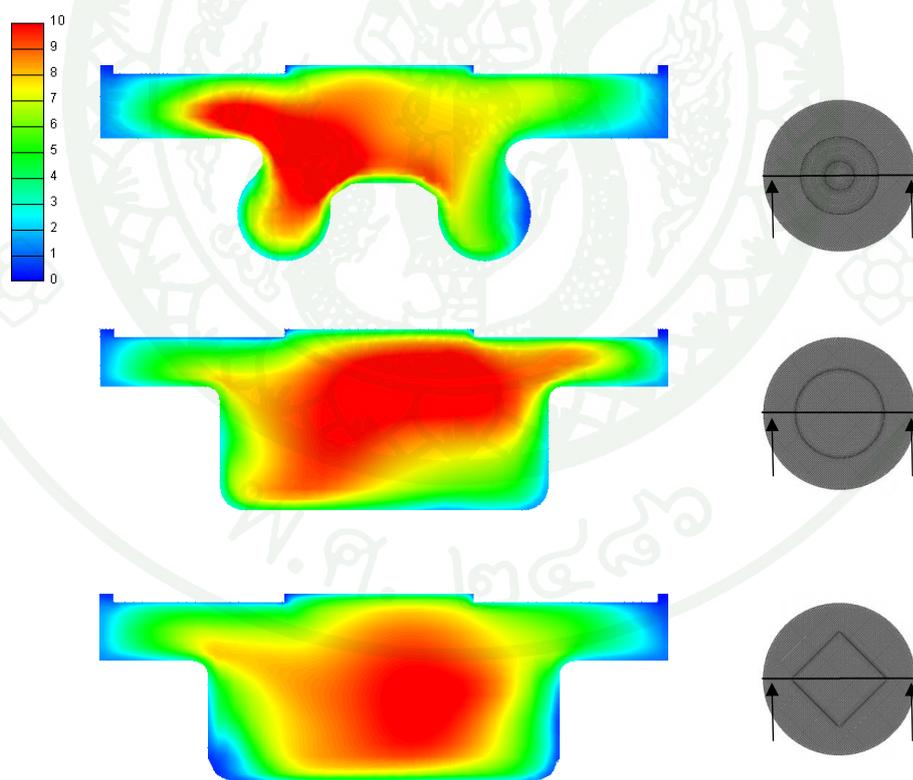
สำหรับผลการจำลองการไหลที่ได้แสดงไว้ข้างต้นสามารถสรุปได้ว่า หลุมลูกสูบแบบเดิมของเครื่องยนต์มีแนวโน้มการจุดระเบิด และการแพร่ขยายของเปลวไฟดีที่สุด แต่อย่างไรก็ตามสำหรับหลุมลูกสูบแบบเดิมของเครื่องยนต์นั้นอาจเกิดสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เกิดการเผาไหม้มากที่สุดด้วย เนื่องจาก ระยะ squish ของหลุมลูกสูบบรูปทรงเดิมของเครื่องยนต์นั้นมีระยะมากที่สุด ซึ่งแสดงให้เห็นว่า ระยะ squish ส่งผลโดยตรงกับปริมาณ  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณผนังกระบอกสูบ โดยเมื่อเปรียบเทียบหลุมลูกสูบทั้ง 3 แบบที่ศึกษา ผู้วิจัยคาดว่า หลุมลูกสูบแบบเดิมของเครื่องยนต์น่าจะเหมาะสมกับเครื่องยนต์ดีเซลซึ่งถูกดัดแปลงให้เป็นเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟมากที่สุด อนึ่งผลที่ได้จากการจำลองการไหลควรที่จะมีการเปรียบเทียบผลกับผลการทดสอบเครื่องยนต์จริงด้วย



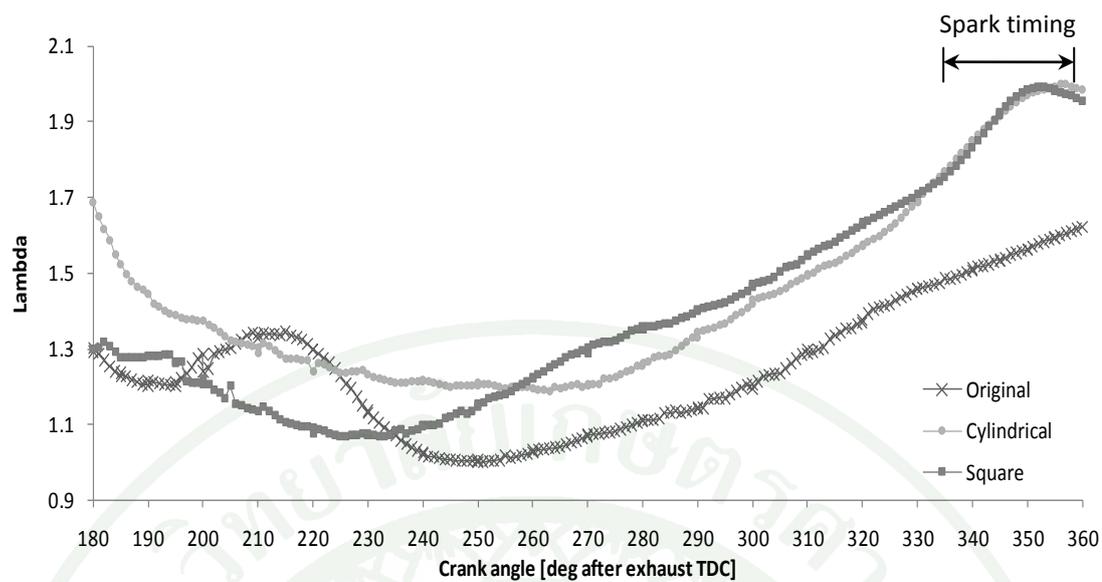
ภาพที่ 86 แสดงสัดส่วนโดยมวลของ  $\text{CH}_4$  (%) ภายในบริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm



ภาพที่ 87 แสดง Turbulence kinetic energy ภายในบริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm



ภาพที่ 88 แสดง Contour Line ของ Turbulence kinetic energy ภายในห้องเผาไหม้ของหลุมลูกสูบ รูปทรงต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm



ภาพที่ 89 แสดงค่า lambda ที่บริเวณตำแหน่งของเขี้ยวหัวเทียน (Zone4) ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

## สรุปและข้อเสนอแนะ

### สรุป

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาพฤติกรรมการไหลภายในท่อร่วมไอดีและการกระจายตัวของก๊าซธรรมชาติภายในห้องเผาไหม้ สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลระบบเชื้อเพลิงร่วม (DDF) โดยในการศึกษาได้สมมติให้ก๊าซธรรมชาติแทนด้วย  $\text{CH}_4$  จากผลการจำลองการไหลที่สถานะที่ความเร็วรอบ 1400 rpm และ 2600 rpm สำหรับการไหลภายในท่อร่วมไอดี และที่สถานะที่ความเร็วรอบ 1400 rpm สำหรับการไหลภายในห้องเผาไหม้ได้ข้อสรุปดังนี้

**ผลการจำลองการไหลภายในท่อร่วมไอดี พบว่า เมื่อมีการเปลี่ยนจังหวะการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่ EOI (End of injection) เท่ากับ 90 องศาและ 210 องศา (after exhaust TDC)**

1. จากผลการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่จังหวะ EOI (End of injection) เท่ากับ  $270^\circ$  before firing TDC พบว่าการไหลเป็นไปอย่างเหมาะสมคือไม่สามารถสังเกตเห็นการไหลย้อนกลับเข้ามาภายในท่อร่วมไอดี ของ  $\text{CH}_4$  โดยจากกราฟแสดงการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ภายในแต่ละกระบอกสูบ พบว่าปริมาณของ  $\text{CH}_4$  ของแต่ละกระบอกสูบมีปริมาณใกล้เคียงกันมากขึ้นกว่าที่ตำแหน่ง EOI อื่นๆ โดยเมื่อทำการเปรียบเทียบค่า % ความแตกต่างของ  $\text{CH}_4$  ในแต่ละกระบอกสูบ กับค่าเฉลี่ยของมวล  $\text{CH}_4$  ที่ถูกกักเก็บในกระบอกสูบที่ 1 พบว่าในช่วงการฉีดในช่วงการจังหวะการฉีด EOI ระหว่าง  $420^\circ$  ถึง  $270^\circ$  before firing TDC ซึ่งเป็นจังหวะการฉีดที่เหมาะสม พบว่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  ไม่มีความแตกต่างกันมากนัก ทั้งที่สถานะการทำงานที่ความเร็วรอบ 1400 rpm และ 2600 rpm

2. จากผลการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่จังหวะ EOI (End of injection) เท่ากับ  $150^\circ$  before firing TDC พบว่ามี  $\text{CH}_4$  ตกค้างภายในท่อร่วมไอดีซึ่งเกิดจากจังหวะการฉีดไม่เหมาะสม ส่งผลให้การกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ในแต่ละกระบอกสูบมีปริมาณไม่เท่ากัน เนื่องจากในจังหวะการฉีดที่ไม่เหมาะสม ส่งผลให้มี  $\text{CH}_4$  ตกค้างภายในช่องไอดีและไหลย้อนกลับเข้าสู่ท่อร่วมไอดี โดยเมื่อทำการเปรียบเทียบค่า % ความแตกต่างของ  $\text{CH}_4$  ในแต่ละกระบอกสูบ กับค่าเฉลี่ยของมวล  $\text{CH}_4$  ที่ถูกกักเก็บในกระบอกสูบที่ 1 พบว่าในช่วงการฉีดในช่วงการจังหวะการฉีด EOI ระหว่าง  $270^\circ$  ถึง  $150^\circ$  before firing TDC ค่า % ความแตกต่างของมวล  $\text{CH}_4$  ในกระบอกสูบที่ 3 จะมีค่า % ความแตกต่างของ  $\text{CH}_4$  มากที่สุดโดยที่สถานะการทำงานที่ความเร็วรอบ 1400 rpm กระบอกสูบที่ 3 มีค่าความ

แตกต่างจากกระบอกสูบที่ 1 เท่ากับ 33.58% และที่สภาวะการทำงานที่ความเร็วรอบ 2600 rpm กระบอกสูบที่ 3 มีค่าความแตกต่างจากกระบอกสูบที่ 1 เท่ากับ 19.65%

### ผลการจำลองการไหลภายในกระบอกสูบ เมื่อมีการเปลี่ยนตำแหน่งในการฉีด $\text{CH}_4$

จากผลการจำลองการไหลพบว่าเมื่อมีการเปลี่ยนตำแหน่งในการฉีด  $\text{CH}_4$  จาก ช่องไอดี ท่อกลม และ ท่อสี่เหลี่ยม ผลการกระจายตัวใน zone ต่างๆ ที่ความเร็วรอบ 1400 rpm มีการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  มีปริมาณต่างกัน โดยการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณช่องไอดีท่อสี่เหลี่ยมช่วยลดปริมาณการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณผนังลูกสูบ ซึ่งเป็นบริเวณที่มีแนวโน้มในการเกิด สารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เผาไหม้ ได้มากกว่าการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณช่องไอดีท่อกลม แต่อย่างไรก็ตาม ที่ความเร็วรอบ 2600 rpm การเปลี่ยนตำแหน่งในการฉีด  $\text{CH}_4$  ส่งผลไม่ชัดเจนนักต่อการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$

โดยที่รอบ 1400 rpm การฉีดที่ตำแหน่งช่องไอดีท่อสี่เหลี่ยม ช่วยให้การกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  บริเวณผนังกระบอกสูบลดลงซึ่งอาจเกิดจากการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่ช่องไอดีท่อสี่เหลี่ยมซึ่งทำหน้าที่เป็น ช่องไอดีที่สร้างการเกิดการหมุนวนภายในห้องเผาไหม้ ช่วยให้การกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณผนังของห้องเผาไหม้ลดลงเมื่อเทียบกับการฉีด  $\text{CH}_4$  ที่ช่องไอดีท่อกลม

เมื่อทำการเปรียบเทียบผลที่ความเร็วรอบ 1400 rpm และ 2600 rpm พบว่าการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณผนังของห้องเผาไหม้ที่ความเร็วรอบ 2600 rpm มีค่าต่ำกว่าที่ความเร็วรอบ 1400 rpm

### ผลการจำลองการไหลภายในกระบอกสูบ มีการใส่แผ่นบังค้ำบการหมุน (Swirl valve) ที่บริเวณ ช่องไอดี ท่อกลม

จากผลการจำลองการไหลพบว่าเมื่อมีการติดตั้งแผ่นบังค้ำบการหมุน (swirl valve) ที่บริเวณช่องไอดี ท่อกลมนั้นส่งผลกระทบต่อการกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณต่างๆภายในห้องเผาไหม้ ค่า turbulence kinetic energy และ Vorticity โดยเมื่อปรับมุมการเปิดของ แผ่นบังค้ำบการหมุน (swirl valve) การกระจายตัวของ  $\text{CH}_4$  และ ค่า turbulence kinetic energy และ Vorticity จะมีค่าเปลี่ยนไป ซึ่งจากการจำลองเปลี่ยนมุมการเปิดของแผ่นบังค้ำบการหมุนที่ตำแหน่งแผ่นบังค้ำบการหมุนปิด ( $\psi = 22^\circ$ ), แผ่นบังค้ำบการหมุนเปิด  $30^\circ$  ( $\psi = 52^\circ$ ) และ แผ่นบังค้ำบการหมุนเปิด  $60^\circ$  ( $\psi = 82^\circ$ ) เมื่อทำการเปรียบเทียบกับ

กรณีที่ไม่ติดตั้งแผ่นบังคัมหมุน ณ ตำแหน่ง  $35^\circ$  before firing TDC พบว่าที่ความเร็วรอบ 1400 rpm ในกรณีแผ่นบังคัมหมุนอยู่ที่ตำแหน่งปิด ( $\Psi = 22^\circ$ ) ให้ค่า turbulence kinetic energy ภายในห้องเผาไหม้สูงกว่าการเปิดแผ่นบังคัมหมุนที่มุมอื่น นอกจากนี้ในกรณีแผ่นบังคัมหมุนอยู่ที่ตำแหน่งปิด ( $\Psi = 22^\circ$ ) ส่งผลต่อ Mixture gradient ภายในห้องเผาไหม้ ซึ่งเมื่อประกอบกับ Vorticity ที่สูง ส่งผลให้แนวโน้มการผสมกันระหว่าง  $\text{CH}_4$  และอากาศที่ดี กว่าเปิดแผ่นบังคัมหมุนที่มุมอื่น ซึ่งมีแนวโน้มในการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศภายในหลุมลูกสูบดีที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีเปิดแผ่นบังคัมหมุนมุมอื่นๆ

### ผลการจำลองการไหลภายในกระบอกสูบ เมื่อมีการเปลี่ยนรูปทรงของหลุมลูกสูบ เพื่อปรับเปลี่ยนเครื่องยนต์ดีเซลเป็นเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติ

จากผลการจำลองการไหลพบว่าเมื่อมีการเปลี่ยนรูปทรงของหลุมลูกสูบ พฤติกรรมการไหลภายในห้องเผาไหม้ก็จะเปลี่ยนไป โดยหลุมลูกสูบแบบรูปทรงเดิมของเครื่องยนต์ให้ค่า  $\lambda$  บริเวณรอบหัวเทียนเข้าใกล้ stoichiometric air-fuel ratio ( $\lambda = 1.0$ ) มากที่สุดซึ่งแสดงถึงแนวโน้มการจุดระเบิด และการแพร่ขยายของเปลวไฟที่ดี เมื่อเปรียบเทียบกับลูกสูบรูปทรงอื่น แต่อย่างไรก็ตามสำหรับหลุมลูกสูบรูปทรงเดิมของเครื่องยนต์นั้นก็มีแนวโน้มการเกิดสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เกิดการเผาไหม้ มากที่สุดด้วยเนื่องจาก ระยะ squish ของหลุมลูกสูบรูปทรงเดิมของเครื่องยนต์นั้นมีระยะมากที่สุด

#### ข้อเสนอแนะ

1. ในการจำลองการไหลโดยใช้วิธีการพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) นั้นเป็นเพียงการวิเคราะห์เพื่อดูแนวโน้มของพฤติกรรมการไหลเท่านั้น ควรมีการทดลองควบคู่ไปเพื่อความแม่นยำของการจำลองการไหล
2. การลดความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นจากการจำลองการไหลนั้นสามารถทำได้โดยการลดขนาดของ กริด ให้มีขนาดเล็กลง แต่เนื่องจากการจำลองการไหลในงานวิจัยนี้เป็นการจำลองการไหลในสถานะไม่คงตัวซึ่งขึ้นกับเวลา ทำให้เวลาที่ใช้ในการคำนวณมากเกินไป
3. ระยะ squish ส่งผลโดยตรงกับปริมาณ  $\text{CH}_4$  ที่บริเวณผนังกระบอกสูบ กล่าวคือระยะ squish ยิ่งมากยังมีแนวโน้มการเกิดสารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เกิดการเผาไหม้ ที่บริเวณผนัง

กระบอกสูบมากขึ้นด้วย เพราะฉะนั้นในการจำลองการไหลภายในห้องเผาไหม้ควรจะกำหนดระยะ squish ให้คงที่เพื่อเปรียบเทียบผลได้ชัดเจนยิ่งขึ้น

4. ในงานวิจัยนี้ยังไม่ได้รวมผลกระทบที่เกิดจากการฉีด spray ของดีเซลเข้าภายในห้องเผาไหม้ซึ่งผลกระทบจากการฉีด spray ในห้องเผาไหม้จะส่งผลต่อการกระจายตัวของเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้ด้วย ซึ่งควรเป็นหนึ่งปัจจัยที่ควรนำมาศึกษาต่อไป

5. งานวิจัยนี้ยังไม่ได้รวมผลกระทบที่เกิดจาก EGR (Exhaust Gas Recirculation) และแก๊สที่ตกค้างภายในกระบอกสูบซึ่งอาจส่งผลกระทบต่อการทำงานของเชื้อเพลิงภายในห้องไอดีและห้องเผาไหม้ ซึ่งควรเป็นปัจจัยที่ควรนำมาศึกษาต่อไป

6. การศึกษาการไหลภายในห้องไอดีในงานวิจัยนี้พิจารณาเฉพาะที่ Steady-state operation สำหรับงานวิจัยต่อไป อาจพิจารณาการจำลองการไหลภายใต้สภาวะการทำงานแบบ Transient operation ซึ่งเป็นสภาวะที่มีการใช้งานจริง ในการทดสอบการขับขี่แบบ New European Driving Cycle (NEDC) เพื่อช่วยเป็นข้อมูลเสริมในการวิเคราะห์การทดสอบมาตรฐานมลพิษไอเสีย

## เอกสารและสิ่งอ้างอิง

- วรารัตน์ จันทสาโร. 2548. **วิธีปริมาตรจำกัดสำหรับพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ**. มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์, กรุงเทพฯ.
- ชเนศ อรุณศรีโสภณ. 2552. “กระบวนการเผาไหม้ทางเลือกสำหรับเครื่องยนต์”. **วิศวกรรมสาร มก.** 68(22): 1-14.
- Ceviz, M.A. and M. Akın. 2010. “Design of a new SI engine intake manifold with variable length plenum”. **Energy Conversion and Management** 58: 345-350.
- Durbin, P.A. 1991. “Near-wall Turbulence closure Modeling without Damping Functions”. **Theor. Comput. Fluid Dyn.** 3: 1–13.
- Furno, M.P. 2007. “CFD-Analysis of Intake-System Performances of Turbocharged Spark-Ignition Engine”. **SAE paper** 24: 0047.
- Greif, D., E.V. Berg, R. Tatschl, G. Corbinelli and M.D. Onofrio. 2005. “Integrated Cavitating Injector Flow and Spray Propagation Simulation in DI Gasoline Engine”. **SAE paper** 24: 085.
- Hanjalic, K., M. Popovac and M. Hadziabdic. 2004. “A robust near-wall elliptic relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD”. **Submitted to Int. J. Heat and Fluid Flow** 34: 241-248.
- Heywood, J.B. 1988. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. McGraw-Hill, Inc., New York.
- Jeng, Y.L., R.C. Chen and C.H. Chang. 1999. “Studies of Tumbling Motion Generated during Intake in a Bowl-in-piston Engine”. **Journal of Marine Science and Technology** 28: 15-16.

- Johansson, B. and K. Olsson. 1995. "Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines Part I: Fluid Flow and Combustion". **SAE paper** 1995: 950469.
- Kato, S., T. Hayashida and M. Iida. 2008. "The Influence of Port Fuel Injection on Combustion Stability". **Yamaha Motor Technical Review** 78: 351-359.
- Kimbara, Y., K. Shinoda, H. Koide and N. Kobayashi. 1985. "NO<sub>x</sub> Reduction is Compatible with Fuel Economy Through Toyota's Lean Combustion System". **SAE Technical Paper** 1985: 851210.
- Lakshmanan, T and G. Nagarajan. 2011. "Experimental investigation of port injection of acetylene in DI diesel engine in dual fuel mode". *Fuel* 90 (2011) 2571–2577
- Maftouni, N. and R. Ebrahimi. 2006. "The effect of Intake Manifold ports Length on the Volumetric Efficiency by 3-D CFD Model" **SAE paper** 32: 0118.
- Manivannan, A., P.T. Porai and S. Chandrasekaran. 2003. "Lean-Burn Natural Gas Spark Ignition Engine – An Overview," **Presented at SAE World Congress** 1: 638.
- Payri, F., J. Benajes, X. Margot and A. Gil. 2004. "CFD Modeling of the In-cylinder Flow in Direct-injection Diesel Engines". **Computers & Fluids** 33: 995–1021.
- Popovac, M. and K. Hanjalic. 2007. "Compound Wall Treatment for RANS Computation of Complex Turbulent Flows and Heat Transfer". **Springer Science + Business Media B.V.** 5: 17-18.
- Pulkrabek, W. n.d. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine.**
- Tepimonrat., T., K. Kamsinla, E. Wirojsakunchai, and Tanet Aroonsrisopon "Use of Exhaust Valve Timing Advance for High Natural Gas Utilization in Low-Load Diesel Dual Fuel Operation". **JSAE** 2011: 20119265.

Takahashi, H., T. Ishida and K. Sato. 1987. "Improvement of Diesel Engine Performance by Variable Swirl System". **SAE Technical Paper** 1987: 871618.

Tschöke, H., B. Naumann and L. Hartkopf. 2005. "Measurement and Simulation of Intake Port and In-Cylinder Air Flow of Diesel and Gasoline Engines". **SAE paper** 24: 072.

Wannatong., K., N. Akarapanyavit, S. Siengsanorh, T. Aroonsrisopon and S. Chanchaona. 2009. "New Diesel Dual Fuel Concepts: Part Load Improvement". **SAE International** 2009-01-1797.

Yamato, T., M. Hayashida, H. Sekino and K. Sugahara. 1999. "Effect of Injection Timing on the Performance of a Manifold Injection Gas Engine". **SAE paper** 01: 3295.

## ประวัติการศึกษา และการทำงาน

ชื่อ –นามสกุล	เอกวุฒิ ภัทรจารี
วัน เดือน ปี ที่เกิด	27 มิถุนายน 2528
สถานที่เกิด	เขตบางพลัด จังหวัดกรุงเทพ
ประวัติการศึกษา	ปริญญาตรี วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ (ศรีราชา) พ.ศ. 2540

