

การออกแบบห้องเผาไหม้เครื่องยนต์ดีเซลใช้น้ำมันพืช

นายณัฐพนธ์ ศักดิ์เจริญ 46010206
 นายมังกร ชันทะบุตร 46010604
 ผศ.ดร.จินดา เจริญพรพาณิชย์ อาจารย์ที่ปรึกษา
 ปีการศึกษา 2549

บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นการศึกษาและออกแบบห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล ให้ใช้กับน้ำมันพืชได้อย่างมีประสิทธิภาพและลดมลพิษจากการเผาไหม้ โดยการออกแบบห้องเผาไหม้นี้จะพิจารณาผลกระทบของหัวลูกสูบที่มีค่าความลึกและขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหลุมที่แตกต่างกัน จึงทำการออกแบบหัวลูกสูบทั้งหมด 4 แบบที่มีอัตราส่วนความกว้างต่อความลึกของหลุมเป็น 3.4, 4.2, 5.2 และหัวลูกสูบแบบหลุมเชื่อมศูนย์ จากนั้นพิจารณาผลกระทบของท่อไอดีในแนวสัมผัสและท่อไอดีแบบหมุนวน ที่มีผลต่อการไหลของอากาศภายในห้องเผาไหม้ โดยที่การสังเกตการไหลภายในห้องเผาไหม้จำลองจะใช้วิธีพีไอวี การสังเกตจะมองในระนาบแนวนอนเพื่อให้สามารถมองเห็นลักษณะการไหลของกระแสหมุนวนได้อย่างชัดเจน และนำภาพที่ได้จากการสังเกตการไหลของอากาศภายในห้องเผาไหม้ไปทำการพล็อตเวกเตอร์และหาเส้นทางการไหลของอากาศในห้องเผาไหม้เพื่อมาทำการวิเคราะห์หารูปแบบหัวลูกสูบที่เหมาะสม พบว่าหัวลูกสูบที่มีอัตราส่วนความกว้างต่อความลึกของหลุมเป็น 3.4 นั้นให้ค่าSwirl Ratio สูงสุด จุดศูนย์กลางการหมุนของอากาศภายในกระบอกสูบคงที่ เริ่มหมุนตัวเร็วและคงตัวอยู่ได้นานเหมาะสมในการนำไปใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลใช้น้ำมันพืช จากนั้นจึงทำการทดสอบกับเครื่องยนต์ดีเซลเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องยนต์และควันดำของหัวลูกสูบที่ได้ ออกแบบคือหัวลูกสูบที่มีอัตราส่วนความกว้างต่อความลึกของหลุมเป็น 3.4 และหัวลูกสูบแบบเดิมคือ แบบ Toroidal พบว่าแรงบิดและกำลังของหัวลูกสูบทั้งสองแบบมีค่าใกล้เคียงกันแตกต่างกันไม่เกิน 8.5 % อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและอุณหภูมิไอเสียของหัวลูกสูบที่ได้ออกแบบมีค่ามากกว่าหัวลูกสูบแบบเดิมเล็กน้อย และควันดำของหัวลูกสูบที่ได้ออกแบบมีค่าน้อยกว่าหัวลูกสูบแบบเดิมอย่างชัดเจนที่ความเร็วรอบมากกว่า 2000 รอบต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Designing combustion chamber of a diesel engine using neat vegetable oil

Nattapon Sakcharoen

Mangkom Khantaboot

Asst.Prof.Dr.Chinda Charoenphonphanich Advisor

Abstract

The objective of this paper is to study and design combustion chamber for diesel engine to use neat vegetable oil efficiently and reduce emissions. This design is considered the effect of piston head with different depth and diameter value of the bowl which has aspect ratio 3.4, 4.2, 5.2 and eccentric. The effect of tangent and pre-swirl type of intake port on flow pattern in combustion chamber was examined. The in-cylinder flow was investigated by using Particle Image Velocimetry (PIV). Two-dimensional PIV measurements were made in a horizontal plane. Optimizing the piston head, vector of velocity and streamline must be investigated. From observation, piston which aspect ratio 3.4 provide the highest swirl ratio. Center of swirl is stable. Swirl starts early and continue for a long period of time. So that optimize for diesel engine using neat vegetable oil. Designed piston was tested to compare performance and smoke with original piston which call "Toroidal". As the results, both piston provide torque and power with different less than 8.5 %. BSFC and exhaust temperature of designed piston are slightly more than conventional piston. Smoke in case of designed piston is dramatic less than that of conventional piston at engine speed more than 2000 rpm.

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาบัตรฉบับนี้คงไม่อาจเสร็จได้ด้วยดี หากไม่ได้รับความช่วยเหลือ และร่วมมือจากหลาย ๆ ฝ่ายด้วยกัน บุคคลแรกที่ต้องกล่าวถึงเพราะเป็นส่วนสำคัญที่ทำให้วิทยานิพนธ์นี้เสร็จลงได้ก็คือ ผศ.ดร.จินดา เจริญพรพาณิชย์ อาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาบัตร ที่ให้ความเอาใจใส่ แนะนำ และช่วยเหลือเสมอมา ซึ่งต้องขอขอบพระคุณเป็นอย่างมาก และขอขอบคุณ รศ.ดร.วิระเชษฐ์ จันทร์เงิน อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมไฟฟ้า พี่อิท พี่โอม พี่วิโรจน์ พี่ก้อย พี่เอ พี่เต็ม พี่แบ็ก พี่ฮัน ภู น้องปอและเพื่อน ๆ ทุกท่านตลอดจนที่บุคลากรทุกท่านสำหรับความช่วยเหลือและคำแนะนำ

สุดท้ายนี้ต้องขอขอบพระคุณบุคคลสำคัญที่สุดที่ทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้ ก็คือ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพรักยิ่ง ซึ่งได้เลี้ยงดูผู้เขียนมาเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่ และยังให้กำลังใจ เอาใจใส่เสมอมา ในทุก ๆ ด้านอันหาที่เปรียบมิได้ ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณ และขอกราบขอขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นายณัฐพันธ์ สักดิ์เจริญ
นายมังกร ชันทะบุตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้าที่
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญรูปภาพ	VII
สารบัญตาราง	XI
รายการสัญลักษณ์	XII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	1
1.3 ขอบเขตของโครงการ	2
1.4 วิธีการดำเนินงาน	2
1.5 ผลที่คาดว่าจะได้รับจากโครงการ	2
1.6 บทความเชิงวิชาการที่เกี่ยวข้อง	2
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	12
2.1 คำต่าง ๆ ในการทำงานของเครื่องยนต์	12
2.1.1 ตัวแปรของเครื่องยนต์	12
2.1.2 งาน	14
2.1.3 ความดันเฉลี่ย	16
2.1.4 แรงบิดและกำลัง	16
2.1.5 ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์	17
2.1.5 ประสิทธิภาพทางปริมาตร	18
2.1.5 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์	19
2.2 วัฏจักรดีเซล	20
2.3 มลภาวะของอากาศ	23
2.3.1 ไฮโดรคาร์บอน	23
2.3.2 คาร์บอนมอนอกไซด์	24
2.3.3 ออกไซด์ของไนโตรเจน	25

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

	หน้าที่
2.3.4 ละอองของแข็ง	25
2.3.5 กำมะถัน	26
2.4 คุณสมบัติของน้ำมันพืชเปรียบเทียบกับน้ำมันดีเซล	26
2.5 น้ำมันมะพร้าว	27
2.5.1 กรรมวิธีการผลิต	28
2.5.2 คุณสมบัติทางเคมีของน้ำมันมะพร้าว	29
2.6 หลักการ Particle Image Velocimetry	29
บทที่ 3 การออกแบบห้องเผาไหม้	30
3.1 ห้องเผาไหม้แบบเปิดหรือการฉีดแบบตรง	30
3.1.1 ห้องเผาไหม้แบบShallow dept	32
3.1.1 ห้องเผาไหม้แบบ Hemispherical	32
3.1.1 ห้องเผาไหม้แบบCylindrical	32
3.1.1 ห้องเผาไหม้แบบToroidal	32
3.2 ห้องเผาไหม้ช่วย	33
3.2.1 ห้องเผาไหม้ล่วงหน้า	34
3.2.2 ห้องเผาไหม้แบบอากาศหมุนวน	35
3.2.3 ห้องเผาไหม้แบบแอร์เซล	37
3.3 การพัฒนาห้องเผาไหม้	39
3.4 การกระจายตัวของเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้	40
3.5 การเคลื่อนที่ของของไหลภายในห้องเผาไหม้	41
3.5.1 การไหลแบบปั่นป่วน	41
3.5.2 การไหลแบบหมุนควง	42
3.5.3 ก๊าซที่ถูกกรดและก๊าซที่มีวนรอบแกนวงแหวน	44
บทที่ 4 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	46
4.1 บทนำ	46
4.2 ไคนาโมมิเตอร์(Dynamometer)	46

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

	หน้าที่
4.2.1 เอคตี้เคอร์เรนตีไดนาโมมิเตอร์	47
4.3 เครื่องจำลองกระแสการไหลของอากาศ	48
4.4 แบบของลูกสูบ	52
4.5 แบบของท่อไอดี	53
4.6 อุปกรณ์การทดสอบสมรรถนะ	53
4.7 เครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ	54
4.8 เครื่องวัดความเข้มของควันท้า	56
4.9 ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง	56
4.10 วิธีการทดลอง	57
4.10.1 วิธีการทดลองเพื่อสังเกตการไหลภายในห้องเผาไหม้	57
4.10.2 วิธีการทดสอบกับเครื่องยนต์	57
บทที่ 5 ผลการทดลอง	58
5.1 ผลการทดลองการดูการไหลภายในห้องเผาไหม้	58
5.1.1 รูปแวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ท่อไอดีแบบTangent	58
5.1.2 รูปแวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 4.2 ท่อไอดีแบบTangent	62
5.1.3 รูปแวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 5.2 ท่อไอดีแบบTangent	67
5.1.4 รูปแวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบ หลุมเยื้องศูนย์กลาง ท่อไอดีแบบTangent	72
5.1.5 รูปแวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ท่อไอดีแบบPre-Swirl	77
5.1.6 รูปแวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 4.2 ท่อไอดีแบบ Pre-Swirl	81
5.1.7 รูปแวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 5.2 ท่อไอดีแบบ Pre-Swirl	85
5.1.8 รูปแวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบ หลุมเยื้องศูนย์กลาง ท่อไอดีแบบ Pre-Swirl	90

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

	หน้าที่
5.1.9 ค่าSwirl Ratioของหัวลูกสูบแบบต่างๆจากเครื่องจำลองการไหล ของอากาศในกระบอกสูบ	94
5.2 ผลการทดสอบเครื่องยนต์	95
5.2.1 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์	95
5.2.2 ผลการทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องยนต์	96
บทที่ 6 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ	103
6.1 สรุปผลการจำลองการไหลภายในห้องเผาไหม้	103
6.2 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์หลังการปรับปรุงห้องเผาไหม้	103
6.3 ข้อเสนอแนะ	104
บรรณานุกรมและเอกสารอ้างอิง	105
ภาคผนวก	108
ภาคผนวก ก.	109
ภาคผนวก ข.	115
ภาคผนวก ค.	124

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปภาพ

รูปที่	หน้าที่
1-1 ลักษณะของหัวลูกสูบ.....	5
1-2 ผลของลักษณะหัวลูกสูบและค่าswirl ratioต่ออัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและไอเสีย	5
1-3 เปรียบเทียบลักษณะหัวลูกสูบต่อค่าNOx และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง	6
1-4 ประสิทธิภาพที่ภาระสูงสุด	6
1-5 เวกเตอร์ความเร็วของวาล์วที่ไม่มีลิ้นก้ำบังและวาล์วมีลิ้นก้ำบัง	7
1-6 ค่าswirl ratio และองศาเพลลาข้อเหวี่ยง	7
1-7 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังที่ได้ต่อค่าswirl ratio	8
1-8 ความสัมพันธ์ของค่าNOx และTHC ต่อค่าswirl ratio	8
1-9 ความสัมพันธ์ของค่าPT ต่อค่าswirl ratio	9
1-10 ความสัมพันธ์ของค่าCO ต่อค่าswirl ratio	9
1-11 ตัวแปรลักษณะของหลุมบนหัวลูกสูบและค่าของตัวแปรที่เหมาะสม	10
1-12 แผนภูมิ Pareto front	10
1-13 ผลกระทบของตัวแปรต่างๆในการออกแบบลักษณะของหัวลูกสูบ	11
2-1 แสดงความสัมพันธ์ตัวแปรต่าง ๆ ของลูกสูบและกระบอกสูบ	12
2-2 กราฟความเร็วต่อความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ บนมุมของเพลลาข้อเหวี่ยง	13
2-3 กราฟ P-V ของเครื่องยนต์ดีเซล 4 จังหวะ	15
2-4 กราฟแสดงลักษณะแรงบิดและกำลังบนความเร็วรอบของเครื่องยนต์	17
2-5 กราฟแสดงลักษณะการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพันธ์ในแต่ละความเร็วรอบ	19
2-6 วัฏจักรดีเซล	21
2-7 กราฟประสิทธิภาพบนความเข้มของไอดี	23
2-8 กราฟมลพิษของไอเสียบนความเข้มของไอดี	24
2-9 Schematic Diagram for Swirl	29
3-1 ลักษณะของห้องเผาไหม้แบบตรงในเครื่องยนต์ดีเซล	30
3-2 การหมุนวนของอากาศโดยใช้ท่อไอดีซึ่งมีลักษณะเป็นแบบท่อเอียง	31
3-3 การทำให้อากาศหมุนวนโดยลิ้นก้ำบังและช่องนำอากาศเข้าเครื่องยนต์	31
3-4 ห้องเผาไหม้แบบเปิดชนิดต่างๆ	33
3-5 ห้องเผาไหม้สว่างหน้า	34

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปภาพ(ต่อ)

รูปที่	หน้าที่
3-5 ห้องเผาไหม้แบบอากาศหมุนวน	35
3-6 ห้องเผาไหม้แบบฮิสปาโนซูซ่า	36
3-7 ห้องเผาไหม้แบบแอร์เซล	37
3-8 ชั้นคอนการเผาไหม้ของห้องเผาไหม้แบบแอร์เซล	37
3-9 ห้องเผาไหม้เคลือบเซรามิก	39
3-10 ภาพแสดงลักษณะการกระจายตัวของสเปรย์	40
3-11 ภาพแสดงลักษณะการกระจายตัวของสเปรย์ในห้องเผาไหม้ที่ไม่มีกรไหลของอากาศ ...	40
3-12 ภาพแสดงลักษณะการกระจายตัวของสเปรย์ในห้องเผาไหม้ที่มีการไหลของอากาศ	40
3-13 (1) การไหลควงของก๊าซภายในกระบอกสูบ	42
(2) การกระตุ้นให้เกิดการไหลควง	42
(3) อาศัยรูปทรงของท่อไอดี	42
(4) อาศัยรูปทรงของลิ้น	42
3-14 กราฟอัตราการไหลควงบนมุมของเพลาค้อเหวี่ยง	43
3-15 ภาพแสดงลักษณะของห้องเผาไหม้(หัวลูกสูบ)ในเครื่องยนต์ปัจจุบัน	43
3-16 ภาพแสดงความสัมพันธ์ที่เหมาะสมระหว่างกรไหลควงของอากาศ ระยะเวลา ที่ฉีดเชื้อเพลิงและจำนวนช่องที่ฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์จะเบ็ดด้วยการอัด	44
3-17 ภาพแสดงการถูกรีดให้เข้าสู่ศูนย์กลางของก๊าซ ใกล้เคียงกระบอกสูบ(Squish) และม้วนตัวลงในห้องเผาไหม้เป็นวงแหวน(Tumble)	45
4-1 หลักการของไดนาโมมิเตอร์	46
4-2 ไดนาโมมิเตอร์แบบเอดดีเคอร์เรนต์เบรก	47
4-3 ไดนาโมมิเตอร์แบบเอดดีเคอร์เรนต์ที่ใช้ในการทดลอง	47
4-4 เครื่องจำลองการไหล PIV	49
4-5 กล้อง CCD	50
4-6 ระบายแสง	50
4-7 เครื่องวัดความเร็วรอบ	50
4-8 โคอะแกรมเครื่องจำลองการไหล PIV	51
4-9 แสดงลูกสูบที่ได้ออกแบบ	52
4-10 แสดงท่อไอดีแบบ Tangent ในชุดทดลองการไหล	53
4-11 แสดงท่อไอดีแบบ Pre-Swirl ในชุดทดลองการไหล	53

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปภาพ(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4-12 แผนภาพการติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบเครื่องยนต์	54
4-13 เครื่องยนต์ที่นำมาใช้ในการทดสอบ	54
4-14 แสดงลักษณะของหัวลูกสูบแบบ Toroidal	55
4-15 แสดงลักษณะของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4	55
4-16 แสดงลักษณะของท่อไอดีของเครื่องยนต์ EDI	56
4-17 เครื่องวัดความเข้มของควันท้า	56
4-18 ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง	57
5-1 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 135 ° BTDC	59
5-2 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 120 ° BTDC	59
5-3 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 105 ° BTDC	60
5-4 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 90 ° BTDC	60
5-5 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 75 ° BTDC	61
5-6 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 60 ° BTDC	61
5-7 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 45 ° BTDC	61
5-8 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 135 ° BTDC.....	62
5-9 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 120 ° BTDC.....	63
5-10 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 105 ° BTDC.....	64
5-11 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 90 ° BTDC	64
5-12 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 75 ° BTDC	65
5-13 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 60 ° BTDC	66
5-14 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 45 ° BTDC	66
5-15 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 135 ° BTDC.....	67
5-16 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 120 ° BTDC.....	68
5-17 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 105 ° BTDC.....	69
5-18 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 90 ° BTDC	69
5-19 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 75 ° BTDC	70
5-20 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 60 ° BTDC.....	71
5-21 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 45 ° BTDC.....	71

สารบัญรูปภาพ(ต่อ)

รูปที่	หน้าที่
5-22 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 135° BTDC	72
5-23 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 120° BTDC	73
5-24 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 105° BTDC.....	74
5-25 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 90° BTDC	74
5-26 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 75° BTDC	75
5-27 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 60° BTDC.....	76
5-28 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 45° BTDC	76
5-29 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 135° BTDC	77
5-30 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 120° BTDC	78
5-31 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 105° BTDC	79
5-32 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 90° BTDC	79
5-33 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 75° BTDC	80
5-34 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 60° BTDC	80
5-35 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 45° BTDC	81
5-36 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 135° BTDC.....	82
5-37 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 120° BTDC.....	82
5-38 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 105° BTDC.....	83
5-39 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 90° BTDC	84
5-40 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 75° BTDC	84
5-41 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 60° BTDC	84
5-42 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 45° BTDC	85
5-43 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 135° BTDC.....	86
5-44 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 120° BTDC.....	86
5-45 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 105° BTDC.....	87
5-46 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 90° BTDC	88
5-47 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 75° BTDC	88
5-48 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 60° BTDC.....	89
5-49 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 45° BTDC.....	89

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปภาพ(ต่อ)

รูปที่	หน้าที่
5-50 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 135° BTDC	90
5-51 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 120° BTDC	91
5-52 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 105° BTDC.....	92
5-53 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 90° BTDC	92
5-54 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 75° BTDC	93
5-55 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 60° BTDC.....	93
5-56 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 45° BTDC	94
5-57 กราฟเปรียบเทียบแรงบิดเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish.....	95
5-58 กราฟเปรียบเทียบกำลังเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish	95
5-59 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish ที่โหลดคงที่ 3 กิโลกรัมเมตร.....	96
5-60 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish ที่โหลดคงที่ 6 กิโลกรัมเมตร.....	97
5-61 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish ที่โหลดคงที่ 9 กิโลกรัมเมตร.....	98
5-62 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish ที่โหลดคงที่ 12 กิโลกรัมเมตร.....	99
5-63 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish ที่โหลดคงที่ 15 กิโลกรัมเมตร.....	99
5-64 กราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ หัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish.....	100
5-65 กราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish	101
5-66 กราฟเปรียบเทียบวันค้ำเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish.....	101
5-67 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพทางความร้อนเครื่องยนต์ หัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish	102

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้าที่
2-1 แสดงคุณสมบัติและค่าความร้อนของน้ำมันต่าง ๆ	26
2-2 แสดงคุณสมบัติของน้ำมันมะพร้าว	27
4-1 แสดงข้อมูลจำเพาะของเครื่องจำลองการไหล PIV	50
4-2 แสดงข้อมูลของหัวลูกสูบแบบจานตัน	52
4-3 แสดงข้อมูลของหัวลูกสูบแบบหลุมเฉียงศูนย์	52
4-4 แสดงข้อมูลของเครื่องยนต์	55
5-1 แสดงค่า Swirl Ratio ของหัวลูกสูบแบบต่างๆ	94



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการสัญลักษณ์

A_p	พื้นที่หน้าตัดของกระบอกสูบ
a	ระยะข้อเหวี่ยง
B	เส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกสูบ
b_{mep}	ความดันเฉลี่ยของเพลาคข้อเหวี่ยง
c	ระยะห่างระหว่างหัวลูกสูบกับฝาสูบ
c_p	ค่าความจุความร้อนที่ความดันคงที่
c_v	ค่าความจุความร้อนที่ปริมาตรคงที่
d	เส้นผ่านศูนย์กลางของแองก์ที่หัวลูกสูบ
D	เส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกสูบ
F	ค่าของแรงที่อ่านได้จากสเกลขณะทำการทดสอบ
k	c_p / c_v
L	ความยาวของแกนรับแรงบิด
m_a	อัตราไหลคงที่ของอากาศที่เข้าสู่กระบอกสูบ
m_{ep}	ความดันเฉลี่ย
m_f	มวลของน้ำมันเชื้อเพลิง
\dot{m}_f	อัตราการไหลของมวลน้ำมันเชื้อเพลิง
n	จำนวนรอบต่อหนึ่งวัฏจักร
N	ความเร็วรอบของเครื่องยนต์
P_0	ความดันบรรยากาศ
P_1	ความดันที่จังหวะดูด
P_2	ความดันที่จังหวะอัด
Q_{2-3}	ค่าความร้อนที่ให้กับระบบ
Q_{4-5}	ค่าความร้อนที่ได้จากระบบ
q_{2-3}	ค่าความร้อนที่ให้ต่อมวล
Q_{LHV}	low heating value of fuel
R	$c_p - c_v$
r	ความยาวของก้านสูบ
r_c	อัตราส่วนการอัด
S	ระยะชัก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการสัญลักษณ์(ต่อ)

SR	swirl ratio
s	ระหว่างแกนเพลลาข้อเหวี่ยงและแกนสลักลูกสูบ
sfc	ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์
P_a	ความหนาแน่นของอากาศนอกเครื่องยนต์
T_0	อุณหภูมิอากาศนอกเครื่องยนต์
T_1	อุณหภูมิที่ต้นจังหวะอัด
T_2	อุณหภูมิที่ปลายจังหวะอัด
T_3	อุณหภูมิที่จังหวะระเบิด
T_5	อุณหภูมิต้นจังหวะคาย
U_p	ความเร็วของลูกสูบ
\bar{U}_p	ความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ
u_i	ความเร็วในแนวเส้นรอบวง
V_c	ปริมาตรของกระบอกสูบเมื่อลูกสูบอยู่ที่ตำแหน่งศูนย์ตายบน
V_d	ปริมาตรของกระบอกสูบจากศูนย์ตายบนถึงศูนย์ตายล่าง
V_p	ความเร็วของลูกสูบ
V_s	ความเร็วของอากาศที่หมุนวนในห้องเผาไหม้
v_1	ปริมาตรของกระบอกสูบที่ศูนย์ตายล่าง
v_2	ปริมาตรกระบอกสูบที่ศูนย์ตายบน
v_3	ปริมาตรที่จังหวะระเบิด
v_5	ปริมาตรของกระบอกสูบที่ศูนย์ตายล่าง
v_6	ปริมาตรของกระบอกสูบที่ศูนย์ตายบน
v_{BDC}	ปริมาตรของกระบอกสูบที่ศูนย์ตายล่าง
v_{TDC}	ปริมาตรของกระบอกสูบที่ศูนย์ตายบน
W	งานต่อหนึ่งวัฏจักร
\dot{W}	กำลังงาน
W_C	น้ำหนักที่ใส่เข้าไปเพื่อความสมดุลโมเมนต์ที่เกิดจากน้ำหนักของแขนรับแรงบิด
w_{1-2}	งานในจังหวะอัด
w_{2-3}	งานในจังหวะระเบิด
w_{5-6}	งานที่ใช้ในจังหวะคาย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการสัญลักษณ์(ต่อ)

w_{s-1}	งานในจังหวะคู
w_b	งานของเพลาค้อเหวี่ยงใน 1 วัฏจักรดีเซล
w_f	งานที่เกิดจากแรงเสียดทานใน 1 วัฏจักรดีเซล
w_{gross}	งานบ่งชี้รวบยอดใน 1 วัฏจักรดีเซล
w_i	งานบ่งชี้ใน 1 วัฏจักรดีเซล
w_{net}	$w_{gross} + w_{pump}$
w_{pump}	งานสูบใน 1 วัฏจักรดีเซล
λ	ค่าคงที่
α	มุมของเพลาค้อเหวี่ยงก่อนถูกสูบจะถึงศูนย์ตายบน
τ	แรงบิดของเครื่องยนต์
ω_s	ความเร็วเชิงมุมของอากาศในแนวระนาบ
η_c	ประสิทธิภาพการเผาไหม้
η_f	ประสิทธิภาพการแปลงพลังงานจากเชื้อเพลิง
η_m	ประสิทธิภาพเชิงกล
η_{th}	ประสิทธิภาพทางความร้อน
β	cut-off ratio

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

เนื่องจากในปัจจุบันโลกประสบปัญหาทางด้านราคาน้ำมันและมีปริมาณการใช้ที่มากขึ้น จึงจำเป็นต้องร่วมมือกันประหยัดพลังงานหรือหาพลังงานชนิดอื่นมาทดแทน โดยพลังงานที่นำมาทดแทนนั้นต้องมีราคาถูก หาง่าย มีประสิทธิภาพในการใช้งานสูงและมีมลพิษต่ำ ประเทศไทยมีความตื่นตัวในเรื่องของพลังงาน มีการหาแหล่งพลังงานทดแทนกันอย่างมากมาย อาทิ พลังงานชีวมวล (biomass) ไบโอดีเซล (biogas) และไบโอดีเซล เป็นต้น

ไบโอดีเซลที่ได้จากพืชเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่ได้รับ ความสนใจ เนื่องจากสามารถผลิตได้ในประเทศ ทำให้หาง่ายและมีราคาถูก สามารถเอามาใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลได้เลยโดยไม่ต้องผสม หรือเติมสารเคมีอื่นใด แต่ในปัจจุบันยังไม่มีการพัฒนาเครื่องยนต์ที่ใช้กับน้ำมันพืชอย่างจริงจัง อีกทั้งน้ำมันพืชยังมีค่าความร้อนน้อยกว่าน้ำมันดีเซล ทำให้เครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้กับน้ำมันพืชมีประสิทธิภาพลดลงจากเดิม จึงไม่เป็นที่นิยม

ดังนั้นคณะผู้จัดทำจึงมีการคิดค้นเพื่อที่จะออกแบบและพัฒนาห้องเผาไหม้เครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กที่สามารถใช้กับน้ำมันพืชได้แล้วซึ่งมีประสิทธิภาพที่ดี เพื่อสามารถนำไปใช้งานในภาคการเกษตรและทางอุตสาหกรรมได้อย่างแพร่หลาย อีกทั้งยังลดปริมาณการนำเข้าน้ำมันจากต่างประเทศ ซึ่งเป็นทางเลือกให้กับเกษตรกรอีกทางหนึ่งด้วย นอกจากนี้ยังช่วยส่งเสริมการวิจัยและพัฒนาในด้านเครื่องยนต์ได้อีกทางหนึ่ง

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1.2.1 เพื่อศึกษาการไหลของกระแสอากาศในห้องเผาไหม้ เมื่อมีการเปลี่ยนหัวลูกสูบและท่อไอเสียแบบต่างๆ

1.2.2 เพื่อออกแบบห้องเผาไหม้ให้มีความเหมาะสมกับน้ำมันพืช โดยนำข้อมูลที่ได้จากการศึกษาการไหลของกระแสอากาศในการเผาไหม้เมื่อเปลี่ยนหัวลูกสูบและท่อไอเสียวิเคราะห์ พัฒนาและออกแบบห้องเผาไหม้ใหม่ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพให้แก่เครื่องยนต์ในอีกทางหนึ่ง

1.2.3 เพื่อหาสมรรถนะในด้านต่างๆของเครื่องยนต์เมื่อผ่านการปรับปรุงแล้ว โดยใช้เครื่องโคนาโมมิเตอร์แบบไฟฟ้าวัดสมรรถนะทั้งหมดของเครื่องยนต์ เพื่อสามารถนำมาบันทึกผลและเป็นข้อมูลอ้างอิงต่อไป

1.3 ขอบเขตของโครงการ

1.3.1 ศึกษาลักษณะของหัวลูกสูบและท่อไอเสียที่มีผลต่อการไหลของอากาศในห้องเผาไหม้ โดยมี Particle Image Velocimeter (PIV) เป็นเครื่องมือที่สามารถทดสอบให้เห็นถึงอากาศภายในห้องเผาไหม้ว่าเคลื่อนที่ในลักษณะใด เพื่อจะเป็นข้อมูลในการออกแบบห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ต่อไป

1.3.2 หาประสิทธิภาพทางความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องเผาไหม้ โดยทดสอบกับเครื่องโคนาโมมิเตอร์แบบไฟฟ้า (Eddy Current Dynamometer) ซึ่งจะวัดค่าต่าง ๆ แล้วนำมาคำนวณเพื่อหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์โดยเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ที่ใช้น้ำมันพืชทั้งก่อนและหลังจากปรับปรุง

1.3.3 เปรียบเทียบปริมาณเขม่าที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ โดยสามารถวัดได้จากเครื่องที่ตรวจสอบปริมาณเขม่าว่ามีค่าเท่าใด

1.4 วิธีการดำเนินงาน

ในการออกแบบห้องเผาไหม้จะต้องคำนึงถึงปัจจัยหลายด้านตั้งแต่ ลักษณะของท่อไอเสียที่มีผลต่อการไหลของอากาศภายในห้องเผาไหม้ ลักษณะหัวลูกสูบที่มีผลต่อการไหลของอากาศภายในห้องเผาไหม้ องค์ประกอบในการฉีดน้ำมัน ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ขนาดของหัวฉีด

ดังนั้นทางคณะผู้จัดทำได้วางกระบวนการ ในการทำโครงการนี้โดยเริ่มจากการสังเกตการไหลของอากาศภายในห้องเผาไหม้ว่ามีอาการเคลื่อนที่ในลักษณะใดบ้างเมื่อมีการเปลี่ยนหัวลูกสูบและท่อไอเสียในลักษณะต่าง ๆ และเก็บข้อมูล จากนั้นจะนำเครื่องยนต์ที่เป็นเครื่องทดสอบมาประกอบเข้ากับเครื่องโคนาโมมิเตอร์แบบไฟฟ้า เพื่อวัดสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยเครื่องยนต์นี้จะทดสอบด้วยน้ำมันดีเซลก่อนเพื่อเปรียบเทียบค่า จากนั้นนำน้ำมันพืชบริสุทธิ์ที่นำมาเติมลงในเครื่องยนต์พร้อมทั้งบันทึกผล ต่อมานำข้อมูลที่ได้นี้มาวิเคราะห์และออกแบบห้องเผาไหม้ให้เหมาะสมกับน้ำมันพืชบริสุทธิ์ แล้วนำห้องเผาไหม้ที่ออกแบบเรียบร้อยแล้วมาใส่ลงในเครื่องยนต์เครื่องเดิม จากนั้นทดสอบและบันทึกผลเพื่อคำนวณประสิทธิภาพต่าง ๆ แล้วนำมาเปรียบเทียบกัน

1.5 ผลที่คาดว่าจะได้รับจากโครงการ

ห้องเผาไหม้ที่ออกแบบใหม่มีประสิทธิภาพดีกว่าห้องเผาไหม้ก่อนปรับปรุง อีกทั้งยังสามารถช่วยประเทศชาติในเรื่องการประหยัดน้ำมันที่นำเข้ามาจากต่างประเทศ ทำให้การขยายตัวทางเศรษฐกิจดีขึ้น และไม่ต้องกังวลกับราคาน้ำมันที่กำลังขึ้นลงอยู่ในขณะนี้ เนื่องจากเชื้อเพลิงที่ใช้กับเครื่องยนต์ชนิดนี้เป็นเชื้อเพลิงที่สามารถหาพบได้ในประเทศ อีกทั้งเป็นการริเริ่มให้นักวิจัยมาพัฒนาเครื่องยนต์มากขึ้นอีกด้วย

1.6 บทความเชิงวิชาการที่เกี่ยวข้อง

1.6.1 E.M.Elshenawy , "Insights from Particle Image Velocimetry Measurements" , Tanta University. งานวิจัยนี้ศึกษาเกี่ยวกับกระแสการไหลภายในห้องเผาไหม้ซึ่งมีผลต่อการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศซึ่งเปลี่ยนแปลงลักษณะหัวลูกสูบโดยใช้ Swirl Ratio และ Tumble Ratio เป็นตัวเปรียบเทียบ ดังนั้นผู้วิจัยได้มีวิธีการสังเกตโดยใช้เครื่องมือจำลองสังเกตกระแสการไหลภายในกระบอกสูบ คือ Particle Image Velocimeter(PIV) โดยวิธี PIV นั้นสามารถตรวจวัดการเคลื่อนที่จากอากาศโดยใช้อนุภาค (Particle) ผสมกับอากาศในท่อร่วมไอเสีย ไปกระทบกับแผ่นเลเซอร์(Laser Light Sheet) ทำให้เกิดการกระเจิงของแสงเลเซอร์จนกลายเป็นจุด ผลที่ได้ คือ Swirl Ratio ลดลงเมื่อ Bowl กว้างขึ้นและตื้นขึ้น แต่ Tumble Ratio เพิ่มขึ้น และ Swirl Ratio เพิ่มขึ้นเมื่อ อัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้น

1.6.2 Herchel Thaddeus C. and Yutaka Matsumoto , "The effect of coconut oil and diesel fuel blends on diesel engine performance and exhaust emission", Gunma University, 2001 งานวิจัยนี้ศึกษาผลของการใช้น้ำมันมะพร้าวที่เป็นน้ำมันทางเลือกและน้ำมันผสมระหว่างน้ำมันมะพร้าวกับดีเซลถูกทดสอบโดยใช้เครื่องยนต์ดีเซลหนึ่งกระบอกสูบและเป็นแบบการฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้(Direct-

Injection) การสังเกตลักษณะของการกระจายของน้ำมันที่ผู้วิจัยได้ทำให้อยู่ในรูปของเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยที่เป็นละอองน้ำมัน (Mean Droplet Diameter) โดยใช้เครื่องแอนนาโมมิเตอร์สำหรับวัดละอองน้ำมัน (Doppler Anemometer) การทดสอบเครื่องยนต์กับน้ำมันมะพร้าวบริสุทธิ์และน้ำมันมะพร้าวผสมกับดีเซล โดยไม่มีการปรับปรุงเครื่องยนต์ ผลที่ได้แสดงให้เห็นว่า น้ำมันมะพร้าวบริสุทธิ์ให้เขม่าและ NO_x ที่น้อยกว่า

1.6.3 Yoshihiro H. and Kiyomi N. , "Smoke Reduction methods using shallow-dish combustion chamber in an HSDI Common-Rail Diesel Engine" , Toyota R&D , Japan , 2002 งานวิจัยนี้ศึกษาเกี่ยวกับการลดลงของควันเขม่าสำหรับเครื่องยนต์ common-rail สภาวะรอบสูงและ load สูง โดยใช้ห้องเผาไหม้แบบจานตื้น (Shallow-dish) เมื่อเปรียบเทียบกับหลุมลึก (Deep-Bowl) ซึ่งเป็นแบบเดิม โดยใช้ 3 วิธี คือ 1. การจำลองในเครื่องคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรม KIVAII 2. การทดสอบในเครื่องยนต์จำลอง และ 3. การทดสอบในเครื่องยนต์จริง โดยหัวลูกสูบที่ออกแบบมีค่า Aspect ratio เท่ากับ 2.8, 3.4, 4.2 และ 5.2 และหัวฉีดที่ใช้ทดสอบมี 2 ขนาด คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูฉีดเท่ากับ 0.14 และ 0.17 mm ผลที่ได้คือ หัวแบบจานตื้น (Shallow-Dish) มีควันเขม่าและ NO_x น้อยกว่าหัวลูกสูบแบบหลุมลึก (Deep-Bowl) ที่สภาวะรอบสูง และ load สูง เหตุผลที่เป็นเช่นนี้เพราะ โมเมนต์คัมของอากาศของหัวลูกสูบที่เป็นแบบหลุมลึกมีค่ามาก และรูหัวฉีดเครื่อง common-rail มีขนาดเล็ก ทำให้น้ำมันกระจายตัวไม่สม่ำเสมอ การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์

1.6.4 Takahiro Ueda, Long Zhang, Toshitaka Minami, Kaoru Sato and Katsuhiko Yokota. 1999. "Application of PIV to The flow fields inside a DI engine chamber." SAE paper 1999-07-7-1185, pp287-292 UEDA และคณะ ได้ศึกษาถึงสนามการไหลเฉลี่ย 25 วัฏจักรโดยการถ่ายภาพจากด้านล่างของลูกสูบ โดยใช้เครื่องยนต์ดีเซลระบบ DI ที่มีลูกสูบแบบไฮ ถ่ายภาพด้วยวิธี PIV โดยการทดลองมีการเปลี่ยนท่อไอดีที่เป็นแบบที่ทำให้เกิด การไหลวนแบบ Swirl และแบบไม่เกิด Swirl เปรียบเทียบสนามการไหลในกระบอกสูบแบบที่ใช้ท่อไอดีที่ทำให้เกิด Swirl กับแบบ ท่อไอดีที่ไม่เกิด Swirl ถ่ายภาพการไหลที่ 4.5 3.0 1.5 และ 0 องศา ก่อนศูนย์กลางตายบน ในท่อไอดีที่ไม่เกิด Swirl เปรียบเทียบกับภาพการไหลที่ 3.0 2.0 1.0 และ 0 องศา ก่อนศูนย์กลางตายบน ในท่อไอดีที่ทำให้เกิด Swirl จำนวนแบบละ 25 วัฏจักร แล้วนำมาหาค่าเฉลี่ย เปรียบเทียบสนามการไหล ผลการวิจัยเปรียบเทียบสนามการไหลในห้องเผาไหม้แบบที่ใช้ท่อไอดีที่ทำให้เกิด Swirl จะให้การไหลในห้องเผาไหม้เร็วกว่าแบบที่ใช้ท่อไอดีที่ไม่เกิด Swirl และลักษณะของสนามการไหลของแบบที่ทำให้เกิด Swirl จะมีสภาวะที่ใกล้เคียงกันทั้ง 25 วัฏจักร ในขณะที่แบบที่ไม่เกิด Swirl สภาวะภายในห้องเผาไหม้ไม่สม่ำเสมอ

1.6.5 C.-W. Hong and S.-D. Tang. 2001. "In-Cylinder Tumble Flow Field Measurements and Predictions." ASME paper Vol. 123, pp139-145 C.-W. Hong และ S.-D. Tang ได้เปรียบเทียบผลของการไหลในกระบอกสูบโดยการไหลผ่านวาล์วไอดี ซึ่งจะช่วยให้เข้าใจการไหลภายในกระบอกสูบได้ โดยทำนายการไหลภายในกระบอกสูบด้วยโปรแกรม KIVA3V ซึ่งสามารถทำนายการเคลื่อนไหวของการไหลได้ นำมาเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ 1 สูบ 4 จังหวะ โดยนำเอา

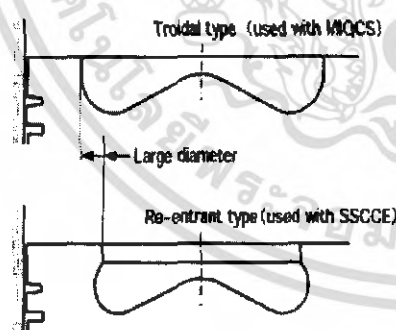
Acrylic Plastic มาทำเป็นกระบอกสูบ เพื่อจะทำให้มองเห็นการไหล และการเคลื่อนที่ของลูกสูบ การศึกษาการไหลโดยใช้ Laser Doppler Velocimeter (LDV) จับภาพจุดต่อจุด และใช้คอมพิวเตอร์ในการคำนวณหาการไหลในกระบอกสูบ การเปรียบเทียบจะทำการเปรียบเทียบ ความเร็ว, ความรุนแรงของการไหลแบบปั่นป่วน, อัตราส่วนการไหลวน, อัตราการหมุนวนและการกระจายของการหมุนวน ผลการวิจัยแสดงการเปรียบเทียบการไหลในรูปแบบเวกเตอร์ที่ระนาบแนวนอนต่ำกว่า TDC 10 mm, 20 mm, 40 mm, และ 60 mm. จากผลการเปรียบเทียบรูปแบบการไหลใกล้เคียงกันโดยการทดลองจะมีการไหลภายใต้วาล์วไอดีน้อยกว่าการใช้โปรแกรมเล็กน้อย และมีความคล้ายคลึงกันในการเปรียบเทียบ โดยเส้น Streamlines ในแนวตั้งที่กลางกระบอกสูบ ทั้งสองวิธีสามารถวัดสนามการไหลภายในกระบอกสูบได้ทั้งวิธี LDV และการทำนายการไหลด้วยโปรแกรม จึงสามารถนำไปเป็นเครื่องมือในการออกแบบเครื่องยนต์ในเบื้องต้นได้

1.6.6 M Reeves, M J Haste, C P Garner and N A Halliwell. 1999. "Barrel swirl breakdown in spark-ignition engines: insights from particle image velocimetry measurements." IMechE Vol. 213 part D pp.595-609 M Reeves และคณะ ได้นำวิธี PIV มาใช้ในการศึกษาการก่อตัว และการ breakdown ของ barrel swirl ภายในเครื่องยนต์ SI ที่สามารถมองเห็นภายในได้แบบ 4 สูบ 4 วาล์วขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ สามารถแปรผันท่อไอดีให้เกิดการไหลวนแบบ Barrel Swirl Ratio (BSR) ได้โดยใช้ port face inducer gasket ซึ่งในงานวิจัยแสดงภาพทั้งในแนวขนาน และตั้งฉากกับแกนของกระบอกสูบที่ crank angle ที่สนใจในช่วง induction และ compression stroke ที่ความเร็วรอบของมอเตอร์ 1000 rpm โดยเปิด throttle กว้างสุด ทั้งในกรณีที่มี BSR สูงและต่ำ ภาพที่บันทึกได้จะถูกนำมาปรับแก้ ซึ่งจะได้เป็นผังความเร็วในสองมิติ ทั้งในกรณีที่มี BSR สูงและต่ำ barrel หรือ tumbling vortex จะเกิดขึ้นในช่วง induction และจะยังคงอยู่ในช่วง compression stroke รายละเอียดของการก่อตัวในช่วง induction และการเปลี่ยนแปลงในช่วง compression จะแตกต่างกันมาก ในทั้งสองกรณี โดยความแตกต่างนี้สามารถอธิบายได้เป็นสองลักษณะ คือในช่วง induction ความแรง vorticity จะไม่เท่ากัน และ large-scale swirl และ local flow field ที่ถูกสร้างขึ้นโดยการเคลื่อนที่ของลูกสูบใน compression stroke ในกรณีที่ BSR ต่ำ การแพร่กระจายของการไหล จะเกิดจาก large-scale motion ซึ่งมี mean velocity ที่ต่ำกว่า ในขณะที่กรณีของ BSR สูง จะเกิด vertical vortex ที่มีความเร็วสูง ซึ่งจะเคลื่อนที่ขึ้นไปในส่วนบนของห้องเผาไหม้ และจะยังอยู่จนกระทั่งตำแหน่ง 40 องศา ก่อนศูนย์ตายบน

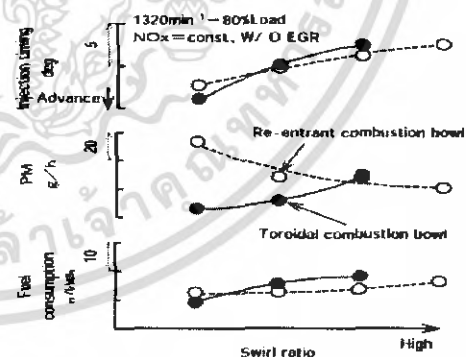
1.6.7 Mario Amelio Sergio Bova and Carmine De Bartolo. 2000. "The Separation Between Turbulence and Mean Flow in ICE LDV Data: The Complementary Point-of-View of Different Investigation Tools." ASME Vol. 122 pp.579-587 Mario Amelio และคณะ ได้ใช้วิธี LDV

ภายในห้องเผาไหม้แบบ Disk ของเครื่องยนต์ Reciprocating แบบ 4 จังหวะ โดยจะทำการบันทึกความเร็วใน 2 แกนอย่างไม่พร้อมกัน ที่ตำแหน่งต่าง ๆ กัน 3 ตำแหน่ง บนระนาบที่อยู่กึ่งกลาง TDC clearance ในช่วง Intake และ Compression stroke ที่ความเร็วต่าง ๆ กัน 3 ค่า (600, 800 และ 1000 rpm) แต่ละตำแหน่งที่วัดจะพิจารณาที่เงื่อนไขการไหลที่แตกต่างกัน (ใกล้กับ intake valve ที่แกนของกระบอกสูบ และใกล้กับ Exhaust valve) จากการพิจารณาที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์หลาย ๆ ค่า และตำแหน่งภายในห้องเผาไหม้หลาย ๆ ตำแหน่ง ทำให้ทราบถึงพฤติกรรมโดยรวมของการไหล และรายละเอียดของการไหลแบบปั่นป่วนที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา จุดมุ่งหมายของงานวิจัยนี้คือ การหาความถี่ ที่จะนำพิจารณาจำแนกการไหลแบบปั่นป่วนที่แท้จริงออกจากการเปลี่ยนแปลงของการไหลเฉลี่ยในแต่ละรอบ และวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงของความถี่ที่ตำแหน่งการวัด และความเร็วรอบของเครื่องยนต์ โดยการวิเคราะห์จะอาศัยวิธีที่แตกต่างกัน: non-stationary velocity autocorrelation function, power spectrum และ cycle-resolved analysis based on the frequency filter ซึ่งในแต่ละวิธีให้ผลที่เหมือนกัน จากผลการทดลองพบว่า cut-off frequency จะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น และเมื่อตำแหน่งที่วัดอยู่ห่างจากลำการไหลที่ออกจาก intake valve

1.6.8 Hiroshi Jotaki, Kazutoshi Mori, Kenji Sakai and Seiji Okada . "Development of Quiescent Combustion System (MIQCS) for Low Exhaust Emissions and Low Fuel Consumption with Heavy- Duty Diesel Engine.", JSAE 2003 งานวิจัยนี้ศึกษาเกี่ยวกับการพัฒนาห้องเผาไหม้สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลให้มีมลพิษในไอเสียและอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงต่ำ โดยใช้ห้องเผาไหม้แบบ Toroidal ซึ่งใช้กับระบบ Mitsubishi Innovative Quiescent Combustion System (MIQCS) เปรียบเทียบกับห้องเผาไหม้แบบ Re-entrant ซึ่งใช้กับระบบ Swirl-supported combustion system (SSCS)



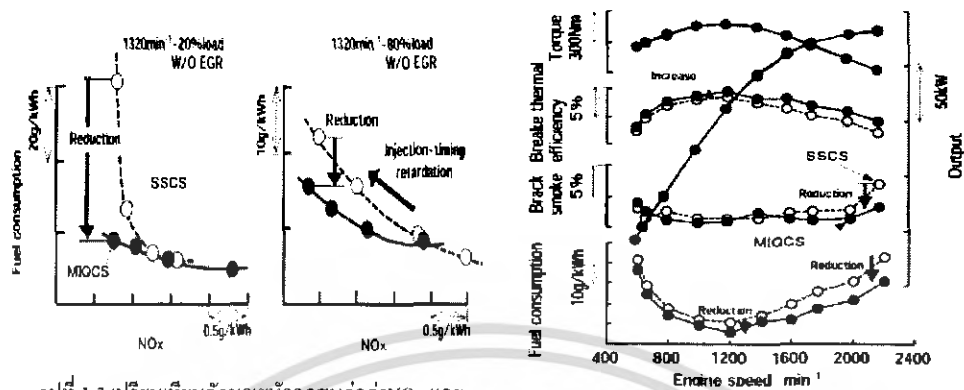
รูปที่ 1-1 ลักษณะของหัวลูกสูบ



รูปที่ 1-2 ผลของลักษณะหัวลูกสูบและค่า swirl ratio ต่ออัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและไอเสีย

หัวลูกสูบทั้ง 2 แบบใช้กับท่อไอเสียที่มีค่า swirl ratio ต่างๆ โดยการเปรียบเทียบที่ค่า swirl ratio ต่างๆ ผลที่ได้คือ เมื่อค่า swirl ratio ลดลง ทำให้อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของหัวลูกสูบทั้ง 2 แบบ

ลดลง แต่ทำให้ค่า PM เพิ่มขึ้นสำหรับแบบ re-entrant และ ลดลงสำหรับแบบ toroidal ดังนั้นเมื่อใช้การฉีดสเปรย์ด้วยแรงดันสูง ร่วมกับท่อไอเสียที่มีค่า swirl ratio ต่ำ หัวลูกสูบแบบ toroidal ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางของหลุมกว้างกว่า จึงเหมาะสมกว่าในแง่ของการประหยัดเชื้อเพลิงและค่า PM



รูปที่ 1-3 เปรียบเทียบลักษณะหัวลูกสูบต่อค่า NOx และอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

รูปที่ 1-4 ประสิทธิภาพที่ภาระสูงสุด

เมื่อใช้ระบบ common rail system ร่วมกับท่อไอเสียที่มีค่า swirl ratio ต่ำ หัวลูกสูบแบบ toroidal มีประสิทธิภาพที่ดีกว่าเมื่อเปรียบเทียบค่าของ NO_x กับอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ระดับของค่า NO_x ต่ำๆ เพราะหัวลูกสูบแบบ toroidal จะทำให้ความล่าช้าในการจุดระเบิดลดลง การเผาไหม้เกิดขึ้นและสิ้นสุดลงอย่างรวดเร็ว พื้นที่ที่ใช้ในการเผาไหม้ลดลง ทำให้อุณหภูมิสูงสุดของห้องเผาไหม้ลดลง เมื่อทำการทดสอบที่ภาระสูงสุด หัวลูกสูบแบบ toroidal มีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยกว่าแบบ re-entrant ทุกความเร็วรอบ ให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนสูงถึง 45% และมีปริมาณของควันดำที่เกิดขึ้นน้อยกว่าในทุกความเร็วรอบของเครื่องยนต์

1.6.9 Bassem Ramadan." A Study of Swirl Generation in DI Engine Using KIVA-3V", Kettering University งานวิจัยนี้ศึกษาเกี่ยวกับการเกิด swirl ในเครื่องยนต์แบบฉีดตรง โดยใช้โปรแกรม KIVA-3V เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบมีท่อไอเสีย 2 ท่อ โดยทำการทดสอบ 2 ชั้น คือ ชั้นแรกทดสอบโดยการใส่วาล์วแบบเดิม ชั้นที่ 2 ทดสอบโดยการใส่วาล์วที่มีลิ้นก้ำบัง และดูผลของขนาดท่อไอเสียต่อการไหล โดยใช้ท่อไอเสียที่มีขนาดต่างกันและใช้ท่อไอเสียแบบท่อเดียว เครื่องยนต์แบบฉีดตรงขนาดเล็กความเร็วรอบสูงต้องการค่า swirl ratio ไม่ต่ำกว่า 10 ในการทำงานภายใต้ภาระบางส่วน โดยเครื่องยนต์มีเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ 97.5 mm ระยะชัก 95.5 mm มีท่อไอเสีย 2 ท่อ ฝาสูบแบบเรียบ และ หัวลูกสูบแบบ re-entrant การจำลองการไหลทำในเฉพาะจังหวะดูดและอัดเท่านั้น ไม่พิจารณาในระบบไอเสีย โดยจังหวะดูดเริ่มต้นที่ 15 องศา ก่อน TDC โดยศึกษาผลของ ท่อไอเสียแบบท่อเดียวหรือ 2 ท่อ วาล์วที่มีลิ้นก้ำบัง และที่ไอเสียที่มีขนาดต่างกัน การทดลองแบ่งออกเป็น 6 กรณี คือ

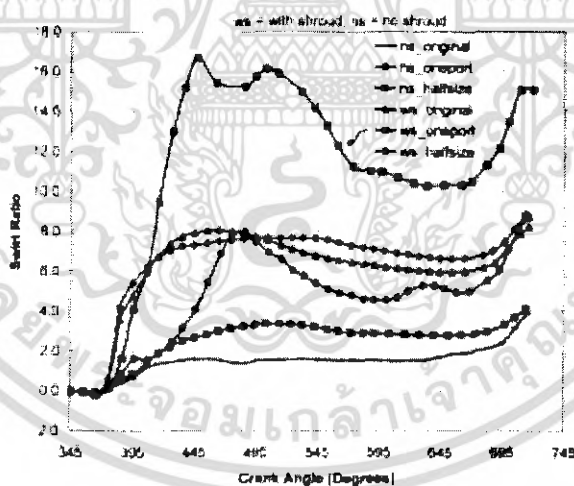
1. ท่อไอเสีย 2 ท่อและวาล์วไม่มีลิ้นก้ำบัง
2. ท่อไอเสียท่อเดียวและวาล์วไม่มีลิ้นก้ำบัง

3. ท่อไอศขนาดลดลงครึ่งหนึ่งและวาล์วไม่มีลิ้นก้ำบัง
4. ท่อไอศ 2 ท่อและวาล์วมีลิ้นก้ำบัง
5. ท่อไอศที่ท่อเดียวและวาล์วมีลิ้นก้ำบัง
6. ท่อไอศขนาดลดลงครึ่งหนึ่งและวาล์วไม่มีลิ้นก้ำบัง



รูปที่ 1.5 เวกเตอร์ความเร็วของวาล์วไม่มีลิ้นก้ำบังและวาล์วมีลิ้นก้ำบัง

ผลที่ได้คือ กรณีที่ใช้ท่อไอศที่ท่อเดียวและวาล์วมีลิ้นก้ำบังให้ค่า swirl ratio มากที่สุด และ กรณีที่ใช้ท่อไอศ 2 ท่อและวาล์วไม่มีลิ้นก้ำบังให้ค่า swirl ratio ต่ำที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกรณีที่มีลิ้นก้ำบังและไม่มีลิ้นก้ำบังพบว่ากรณีที่มีลิ้นก้ำบังให้ค่า swirl ratio สูงกว่าเสมอและเกิดการ swirl ขึ้นก่อนเสมอ การลดขนาดของท่อไอศไม่ส่งผลต่อค่า swirl ratio มากนัก โดยค่า swirl ratio เพิ่มสูงขึ้นเล็กน้อยในระยะสุดท้ายของการอัดแต่ pumping losses สูงขึ้นมากเมื่อใช้ท่อขนาดเล็กจึงไม่เหมาะสมที่จะนำมาใช้ การใช้ท่อไอศแบบแนวสัมผัสท่อเดียวให้ค่า swirl ratio มากกว่าการใช้ท่อไอศ 2 ท่อ

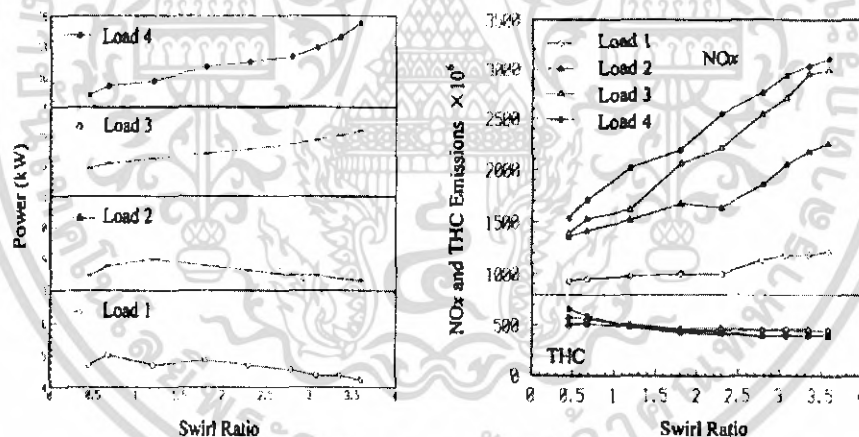


รูปที่ 1-6 ค่า swirl ratio และองศาเหล้าข้อเหวี่ยง

1.6.10 Zhongchang Liu, Xunjun Liu and Zhaohe Zhang." Reducing Exhaust Emissions from an Automotive D.I. Diesel Engine by Means of Air Injection Variable Swirl Inlet System" Jilin University of Technology. งานวิจัยนี้ศึกษาเกี่ยวกับการฉีดอากาศเข้าไปในท่อไอศ เพื่อปรับเปลี่ยนค่าความแรงของการ swirl เนื่องจากความแรงของการ swirl ในกระบอกสูบของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

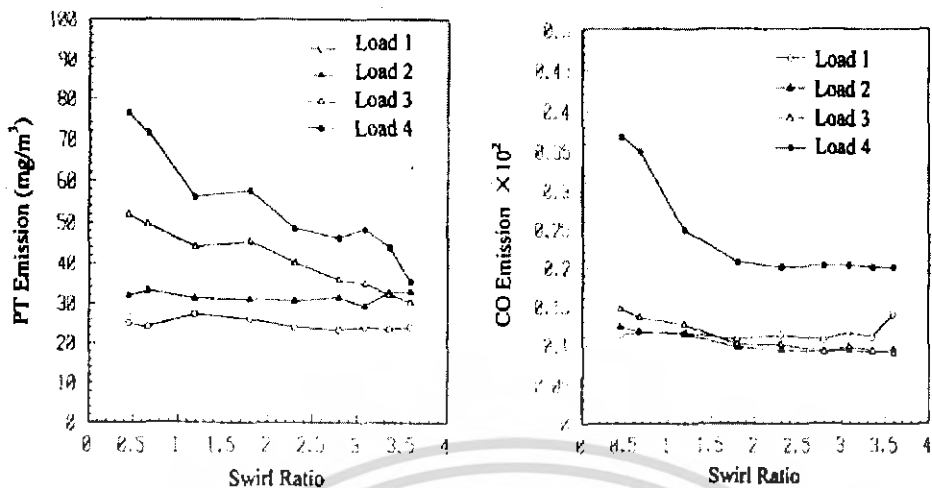
เครื่องยนต์ดีเซลแบบฉีดตรงท่อไอเสียแบบหมุนวนมักไม่พอดีเพราะรอบการทำงานที่กว้างของเครื่องยนต์ เช่น ที่รอบต่ำๆ ภาระสูง การswirl ของอากาศมักจะน้อยเกินไป แต่ที่ความเร็วรอบสูงๆ ภาระต่ำๆ การ swirl ของอากาศมักจะมากเกินไป โดยมุมของการฉีดเลือกที่ 0 องศา ซึ่งเป็นค่าที่เหมาะสมสำหรับการหมุนวนเข็มและตามเข็ม หัวฉีดที่มีรูฉีดขนาด 2 ม.ม. แรงดันในการฉีดเท่ากับ 0.2 MPa ค่า swirl ratio ที่ได้มีค่าอยู่ระหว่าง 1.6 - 2.67 หัวฉีดที่มีรูฉีดขนาด 4 ม.ม. ได้ค่าswirl ratio อยู่ระหว่าง 0.45 – 3.59 การทดสอบหาความดันในการฉีดที่เหมาะสมพบว่า ความดันในการฉีด 0.1 MPa เป็นค่าวิกฤติ คือเมื่อเพิ่มความดันแล้วแต่ค่าความเร็วของอากาศยังเท่าเดิม การเพิ่มของโมเมนตัมที่ความดันสูงๆไม่มากเท่ากับที่ความดันต่ำๆ และที่ความดันสูงๆจะมีเสียงดัง ดังนั้นเพื่อต้องการประสิทธิภาพ ความดันในการฉีดจึงกำหนดให้ต่ำไว้เท่าที่จะทำได้ ในโครงการนี้จึงกำหนดให้ต่ำกว่า 0.2 MPa การทดลองที่ 1500 rpm ที่ภาระ 4 ระดับ คือที่อัตราส่วนของอากาศและเชื้อเพลิงเท่ากับ 53.1, 38.2, 2.8 และ 21.5 และอากาศถูกฉีดเข้าไปที่ความดัน 0.0, 0.05, 0.1, 0.15 และ 0.2 MPa โดยการวัดค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์, NOx, THC, CO และ PT ผลคือการเปลี่ยนค่าความแรงของ swirl ratio แทนไม่มีผลต่อค่าอัตราส่วนของอากาศต่อเชื้อเพลิง นั่นคือประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ขึ้นอยู่กับค่าความแรงของ swirl ratio เพียงอย่างเดียว NOx เพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มค่า swirl ratio เมื่อค่า swirl ratio ลดลง จาก 2.4 เป็น 0.45 ค่า NOx ลดลงประมาณ 20-40% แต่ค่า THC เพิ่มขึ้นเล็กน้อย เมื่อค่า swirl ratio เพิ่มขึ้นจาก 2.3 เป็น 3.59 ค่า NOx จะเพิ่มขึ้นประมาณ 40% และ THC ลดลงเล็กน้อย



รูปที่ 1-7 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังที่ได้ ต่อค่า swirl ratio

รูปที่ 1-8 ความสัมพันธ์ของค่า NOx และ THC ต่อค่า swirl ratio

ที่ภาระโหลดเบาๆเมื่อ swirl ratio ลดลงจาก 2.3 เป็น 0.45 ค่า PT เปลี่ยนแปลงไม่มากนัก แต่ที่ภาระโหลดสูงๆเมื่อ swirl ratio เพิ่มขึ้นจาก 2.3 เป็น 3.59 ค่า PT จะลดลงประมาณ 25% ทุกภาระโหลดที่กระทำ ค่า THC ลดลงประมาณ 20 – 30% เมื่อเพิ่มค่า swirl ratio จาก 0.45 เป็น 3.59 ที่ภาระโหลดสามระดับแรก การเปลี่ยนค่า swirl ratio แทนไม่ส่งผลต่อ CO แต่ที่ภาระโหลดสูงสุดค่า CO เพิ่มขึ้นประมาณ 85% เมื่อค่า swirl ratio ลดลง



รูปที่ 1-9 ความสัมพันธ์ของค่าPT ต่อค่า swirl ratio

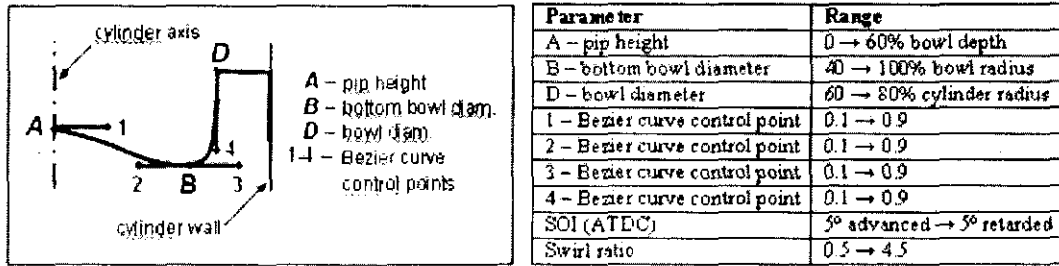
รูปที่ 1-10 ความสัมพันธ์ของค่าCO ต่อค่า swirl ratio

กล่าวโดยสรุปคือ การฉีดอากาศเข้าไปในท่อยอดสามารถเปลี่ยนแปลงค่าความแรงของการ swirl ได้ในการใช้ท่อยอดแบบหมุนวน การฉีดอากาศเข้าไปในท่อยอดไม่มีผลต่อประสิทธิภาพทางปริมาตรของเครื่องยนต์ ในกรณีที่โหลดต่ำๆ ประสิทธิภาพ, NO_x, PT และ BSFC ถูกปรับปรุงโดยวิธีการฉีดอากาศเข้าไปในท่อยอดเพื่อลดระดับการ swirl ในกระบอกสูบ แต่ CO ไม่แย่งมากนักและ THC เพิ่มขึ้นเล็กน้อย ในกรณีที่โหลดสูงๆ PT และประสิทธิภาพถูกปรับปรุงให้ดีขึ้นโดยการฉีดอากาศในท่อยอดเพื่อเพิ่มการ swirl ในกระบอกสูบ ค่า THC, CO ไม่แย่งแต่ค่า NO_x เพิ่มขึ้นเล็กน้อย

1.6.11 C.Genzele, D.Wickman and R.D.Reitz (2005) Advanced Optimization Methodology for Understanding the Effects of Piston Bowl Design in Late Injection Low-Temperature Diesel Combustion. Engine Research Center, University of Wisconsin-Madison and Wisconsin Engine Research Consultants. ได้การผสมผสานวิธี multi-objective microgenetic algorithm กับวิธี statistical regression analysis ทั้งสองวิธีนี้ทำให้เราทราบผลลัพธ์ภายในเครื่องยนต์ได้ดีขึ้น ทั้งสองวิธีนี้เราทราบข้อมูลมากขึ้น เกี่ยวกับอิทธิพลของตัวแปรเสริมแต่ละตัว และทราบถึงความไวของแต่ละตัวแปรเสริมแต่ละตัว วิธีใหม่นี้ถูกนำมาใช้เพื่อหารูปร่างของหลุมของหัวลูกสูบที่เหมาะสมสำหรับ เครื่องยนต์ดีเซลอุณหภูมิต่ำแบบฉีดตรงการฉีดคอนปลาย โดยค่าที่ได้คำนวณทาง CFD จาก โปรแกรม KIVA-3V

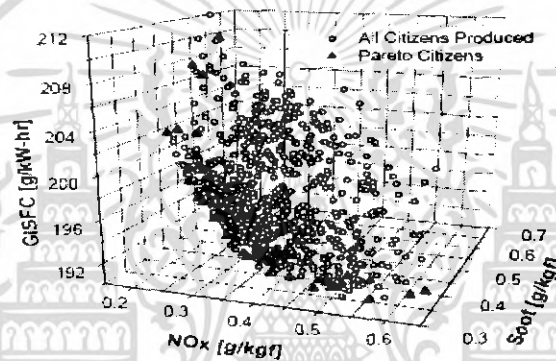
เป้าหมาย (Objective) ของการออกแบบเครื่องยนต์มีด้วยกัน 3 ตัว คือ 1.NO_x 2.Soot 3.BSFC ให้ได้น้อยที่สุด ทั้งนี้เป้าหมายแต่ละตัวไม่ได้ให้ผลที่สอดคล้องกัน ดังนั้นขึ้นอยู่กับผู้ออกแบบแต่ละท่านว่าต้องการเครื่องยนต์วัตถุประสงค์อย่างไร หรือใช้งานในลักษณะอย่างไร โดยที่ผ่านมามีแต่ผู้ศึกษาตัวแปรเสริมแต่ละตัว เพื่อหาเครื่องยนต์ที่เหมาะสมที่สุด แต่งานวิจัยฉบับนี้ได้คิดตัวแปรเสริม

(Parameter) ของรูปร่างหลุมถึง 8 ตัว (โดยให้ขนาดของ bore, stroke, squish height, compression ratio คงที่)



รูปที่ 1-11 ตัวแปรลักษณะของหลุมบนหัวลูกสูบและค่าของตัวแปรที่เหมาะสม

รวมทั้ง swirl ratio ด้วย โดยใช้วิธี multi-objective microgenetic algorithm หรือ วิธี Pareto Front เป็นวิธีแรก ทำการ plot เป็นกราฟ 3 แกน (Objective 3 ค่า) ที่ตัวแปรเสริมแตกต่างกัน จะได้รับการออกแบบที่เหมาะสม 73 แบบ ที่ 1.NOx 2.Soot 3.BSFC แตกต่างกัน แล้วแต่ความสนใจแต่ละอย่าง



รูปที่ 1-12 แผนภูมิ Pareto front

จากกราฟสรุปแนวโน้มต่างๆ ได้ดังนี้

1. NOx

- NOx แปรผกผันตาม swirl ratio คือถ้า swirl ratio มาก NOx จะเกิดสูง แต่จะไม่แปรผันเป็นเส้นตรง กล่าวคือ เพิ่ม swirl ratio เพียงเล็กน้อย NOx จะเกิดสูง (NOx ไวต่อการเปลี่ยนแปลง swirl ratio มาก)
- รูปร่างของหลุม ถ้าลดความกว้างหลุม หรือ เพิ่มความลึกหลุม จะลด NOx ได้

สรุป ถ้าต้องการ NOx น้อย ทำได้โดย ลด swirl ratio, ลดความกว้างหลุม, เพิ่มความลึกของหลุม

2. Soot

- Soot แปรผกผันกับ swirl ratio ทั้งนี้แปรผันเป็นเส้นตรงอีกด้วย
- Soot แปรผกผันกับความกว้างของหลุม

- นอกจากนี้พบว่า Soot ยังแปรผกผันกับ NOx ด้วย ดังนั้นขึ้นอยู่กับผู้ออกแบบว่าต้องการอย่างไร

3. BSFC

- BSFC แปรผกผันกับ swirl ratio
- BSFC แปรผกผันกับความกว้างของหลุม

- พบว่า BSFC แปรผันตาม Soot

วิธี Pareto Front รู้เพียงว่าตัวแปรเสริมตัวใดมีอิทธิพลต่อเป้าหมายหรือมีแนวโน้มเป็นอย่างไรบ้าง แต่หากที่จะตัดสินใจว่าตัวแปรเสริมใดมีความไว (sensitive) มากกว่ากัน ระหว่าง รูปทรงของหลุมกับ swirl ratio ดังนั้นจึงใช้วิธีที่ 2 เข้ามาช่วย คือ Non-Parametric Regression Method โดยใช้โปรแกรม the Component Selection and Smoothing Operator (COSSO) จากวิธีนี้เหลือตัวแปรเสริมที่มีผลเพียง 4 ตัว คือ 1.swirl ratio 2.ความกว้างของกันหลุม 3. central pipe height 4.ความกว้างของหลุม

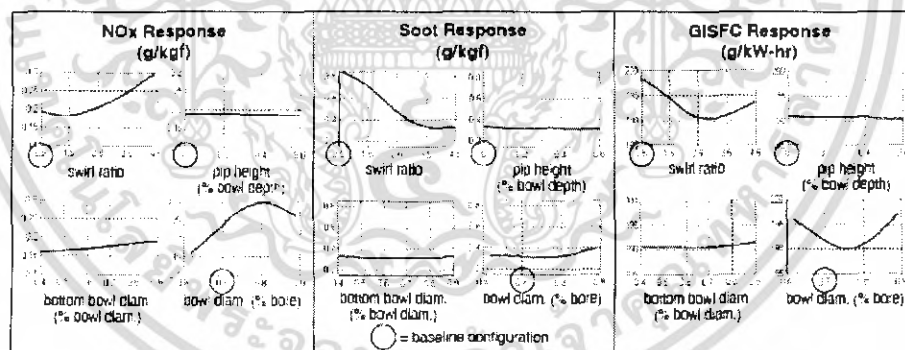
สรุปแนวโน้มต่างๆ ได้ดังนี้

1.swirl ratio ส่งผลต่อเป้าหมายทั้ง 3 ตัว คือ NOx, Soot, BSFC

2.bowl diameter ส่งผลต่อเป้าหมาย 2 ตัว คือ NOx, BSFC

3.pip height และ ความกว้างของกันหลุม ส่งผลเล็กน้อยต่อตัวแปรเสริมทั้ง 3 ตัว

จากวิธีนี้เราจะ ได้ข้อมูลมากกว่าวิธีแรก คือ ทราบเส้นโค้งความสัมพันธ์ ซึ่งให้ผลที่สอดคล้องกับวิธีแรก ดังนี้



รูปที่ 1-13 ผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ในการออกแบบลักษณะของหัวลูกสูบ

1. **NOx** swirl ratio ที่เหมาะสมอยู่ระหว่าง 0.5-2.5 และ ความกว้างหลุมที่เหมาะสมควรน้อยกว่า 0.7 ของขนาด Bore
2. **Soot** มีเพียง swirl ratio ที่มีผล ดังรูป
3. **BSFC** swirl ratio ที่เหมาะสมอยู่ระหว่าง 1.5-3.5 กว้างหลุมที่เหมาะสมควรอยู่ระหว่าง 0.7-0.8 ของขนาด Bore

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 ค่าต่าง ๆ ในการทำงานของเครื่องยนต์

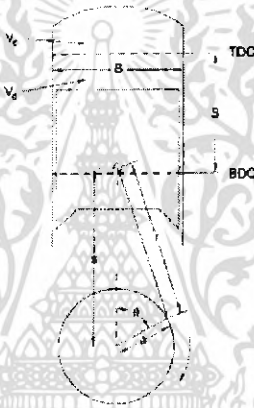
2.1.1 ตัวแปรของเครื่องยนต์

สำหรับเครื่องยนต์เครื่องหนึ่ง ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ B ดังรูปที่ ระยะข้อเหวี่ยง a ระยะชัก S และทำงานที่ความเร็วรอบ N

$$S = 2a \quad (2.1)$$

ความเร็วของลูกสูบเฉลี่ย

$$\bar{U}_p = 2SN \quad (2.2)$$



รูปที่ 2.1 แสดงความสัมพันธ์ตัวแปรต่าง ๆ ของลูกสูบและกระบอกสูบ

ความเร็วลูกสูบเฉลี่ยของเครื่องยนต์โดยทั่วไป มีค่าประมาณ 5 ถึง 15 เมตร/วินาที โดยเครื่องยนต์ดีเซลขนาดใหญ่มีค่า \bar{U}_p ต่ำ ส่วนเครื่องยนต์สมรรถนะสูงจะมีค่า \bar{U}_p สูง ซึ่งมีเหตุผล 2 ประการที่ทำให้ค่าของ \bar{U}_p ถูกจำกัดอยู่ในระดับนี้เนื่องจาก

ประการที่ 1 คือ การถูกจำกัดโดยความแข็งแรงของวัสดุ ทุกรอบที่เครื่องยนต์มีการทำงานลูกสูบจะถูกเร่งความเร็วจากสภาพหยุดนิ่ง เป็นจำนวนถึง 2 ครั้ง คือ ศูนย์ตายบน (Top Dead Center) และศูนย์ตายล่าง (Bottom Dead Center) ถ้าสมมติที่ความเร็ว 3000 รอบ / นาที เครื่องยนต์จะหมุนหนึ่งรอบในเวลาเพียง 0.02 วินาที หากเครื่องยนต์หมุนเร็วเกินไปอาจทำให้เกิดการชำรุดที่ลูกสูบและก้านสูบได้ อันเนื่องมาจากความเร่งหรือความหน่วง จากสมการที่ (2.2) จะเห็นได้ว่าความเร็วของลูกสูบจะขึ้นอยู่กับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และขนาดของเครื่องยนต์อีกด้วย ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วของเครื่องยนต์จะแปรผกผันกับขนาดของเครื่องยนต์ เพราะฉะนั้นเครื่องยนต์ขนาดใหญ่จะทำงานในความเร็วรอบที่ต่ำ ในขณะที่เครื่องยนต์ขนาดเล็กจะทำงานที่ความเร็วรอบสูง

ประการที่ 2 คือ การไหลเข้าและออกของก๊าซจากกระบอกสูบ เนื่องจากความเร็วลูกสูบเป็นตัวกำหนดอัตราการไหลของไอคิงสู่กระบอกสูบในจังหวะดูด และอัตราการไหลของไอเสียออกจากกระบอกสูบในจังหวะคาย หากความเร็วของลูกสูบเพิ่มขึ้น เราจะต้องขยายขนาดลิ้นตามไปด้วย

เส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกสูบ มีขนาดอยู่ในช่วง 0.5 เมตร ถึง 0.5 เซนติเมตร อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบต่อระยะชัก (B/S) เครื่องยนต์ขนาดเล็ก มีค่าประมาณ 0.8 ถึง 1.2 เครื่องยนต์ที่มีค่า $B=S$ เราเรียกว่า Square เครื่องยนต์ที่มีระยะชักยาวกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ เราเรียกว่า Under Square ส่วนเครื่องยนต์ที่มีระยะชักสั้นกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ เราเรียกว่า Over Square เครื่องยนต์ที่มีขนาดใหญ่มาก จะเป็นเครื่องยนต์ Under Square เสมอ โดยอาจจะมีระยะชักได้ถึง 4 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ

ระยะ s ระหว่างแกนเพลลาข้อเหวี่ยงและแกนสลักลูกสูบ มีค่าดังนี้

$$s = a \cos \theta + \sqrt{r^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad (2.3)$$

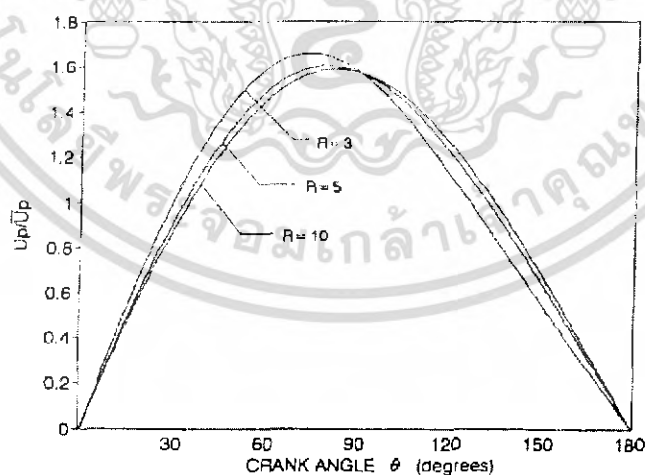
เมื่อสามารถหาค่าอนุพันธ์ของ S อันเนื่องมาจากเวลาจะได้ความเร็วของลูกสูบ \bar{U}_p

$$U_p = \frac{ds}{dt} \quad (2.4)$$

และได้อัตราส่วนความเร็วลูกสูบ (U_p) ต่อความเร็วเฉลี่ยลูกสูบ (\bar{U}_p)

$$\frac{U_p}{\bar{U}_p} = \left(\frac{\pi}{2} \right) \sin \theta \left[1 + \left(\frac{\cos \theta}{\sqrt{R^2 - \sin^2 \theta}} \right) \right] \quad (2.5)$$

โดยมี $R = r/a$ มีค่าประมาณ 3 ถึง 4 สำหรับเครื่องยนต์ขนาดเล็ก และ 5 ถึง 10 สำหรับเครื่องยนต์ใหญ่ ดังรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 กราฟความเร็วต่อความเร็วเฉลี่ยของลูกสูบ บนมุมของเพลลาข้อเหวี่ยง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความจุกระบอกสูบ V_d คือ ปริมาตรส่วนที่ถูกถูกสูบแทนที่ขณะเคลื่อนที่จากศูนย์กลางไปยังศูนย์กลางบน

$$V_d = V_{BDC} - V_{TDC} \quad (2.6)$$

ปริมาณที่เคลื่อนที่ในกระบอกสูบ (V_d) สำหรับลูกสูบเชิงวง คือ

$$V_d = \frac{\pi}{4} B^2 S \quad (2.7)$$

หรือสำหรับเครื่องยนต์ที่มี N_c ลูกสูบ

$$V_d = N_c \frac{\pi}{4} B^2 S \quad (2.8)$$

กรณีที่กำหนดปริมาตร (V_d) ของเครื่องยนต์ตายตัว เครื่องยนต์แบบ Undersquare จะส่งผลให้เกิดการสูญเสียความร้อนน้อย เนื่องจากพื้นที่ผิวห้องเผาไหม้มีขนาดเล็กจึงทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนในห้องเผาไหม้สูง อย่างไรก็ตาม ระยะเวลา (Stroke) ยาวจะส่งผลให้ความเร็วและแรงเสียดทานของลูกสูบสูงขึ้นตามไปด้วย ทำให้กำลังที่ถูกนำไปใช้งานโดยเพลาช้อเหวี่ยงลดลง ถ้าเป็นเครื่องยนต์แบบ Oversquare การสูญเสียพลังงานจากแรงเสียดทานก็จะลดลง แต่การสูญเสียพลังงานความร้อนเพิ่มขึ้น เพราะฉะนั้นเครื่องยนต์ที่มีสมรรถนะสูงจึงมีการออกแบบเครื่องยนต์เป็นแบบ Square เนื่องจากสัดส่วนที่พอเหมาะคือกำลังของเครื่องยนต์ไม่ลดลงมากและไม่สูญเสียพลังงานความร้อนมากเกินไป โดยผู้ผลิตอาจจะคำนึงทางด้านเทคนิคในการออกแบบซึ่งเป็นเหตุผลที่ทำให้กระบอกสูบไม่เท่ากับระยะชัก ($B \neq S$)

ปริมาตรในห้องเผาไหม้ มีค่าน้อยที่สุดเมื่อลูกสูบอยู่ที่ศูนย์กลางบน เราเรียกปริมาตรนี้ว่า ปริมาตรอัด (Clearance Volume, V_c)

$$V_{TDC} = V_c \quad (2.9)$$

$$V_{BDC} = V_d + V_c \quad (2.10)$$

อัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ มีค่าดังนี้

$$r_c = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (2.11)$$

สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลมีค่าอัตราส่วนการอัดอยู่ระหว่าง 12 ถึง 24

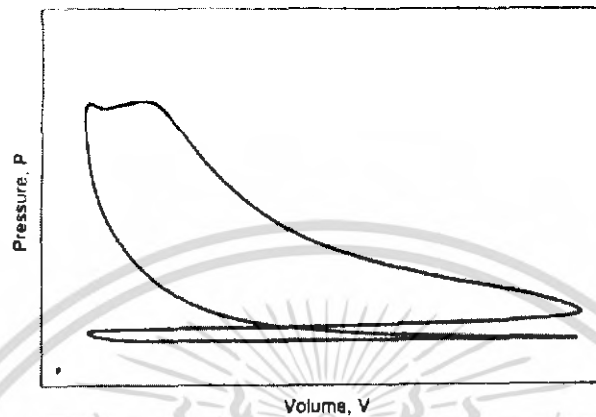
2.1.2 งาน (Work)

งาน คือ การให้พลังงานของเครื่องยนต์ความร้อน งานในเครื่องยนต์สันดาปภายในแบบลูกสูบชักหรือลูกสูบที่เคลื่อนที่สลับทิศ ก็คืองานที่เกิดจากการขยายตัวของก๊าซในห้องเผาไหม้ งานคือผลของแรงกระทำผ่านระยะทาง แรงกระทำซึ่งเกิดจากความดันที่กระทำต่อลูกสูบที่กำลังเคลื่อนที่ จึงทำให้เกิดงานสันดาปภายใน

$$W = \int F dx = \int PA_p dx \quad (2.12)$$

โดยที่ $A_p dx = dV$ เพราะฉะนั้นจะได้สมการ

$$W = \int PdV \quad (2.13)$$



รูปที่ 2.3 กราฟ $P-V$ ของเครื่องยนต์สี่จังหวะ

จากรูปที่ 2.3 แสดงวัฏจักรของเครื่องยนต์ด้วยกราฟ $P-V$ ซึ่งเรียกว่า Indicator Diagram เครื่องยนต์ส่วนใหญ่ มีจำนวนกระบอกสูบมากกว่าหนึ่งสูบ จึงเป็นการง่ายกว่า หากเราวิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์ต่อหน่วยมวลของก๊าซ m ภายในกระบอกสูบ โดยการใช้ปริมาตรสัมพัทธ์ v แทนปริมาตร V และงานสัมพัทธ์ w แทนงาน W เพราะฉะนั้นจะได้

$$w = \int PdV \quad (2.14)$$

งานสัมพัทธ์ w จึงเท่ากับพื้นที่ใต้กราฟ $P-V$ ของเครื่องยนต์ ถ้า P เป็นค่าความดันในห้องเผาไหม้จากสมการที่ (2.14) และพื้นที่ในกราฟของรูปที่ 2.3 จึงเป็นงานในห้องเผาไหม้ เราเรียกงานนี้ว่า งานบ่งชี้ (Indicated Work) ส่วนงานที่ได้จากเพลาคือจะน้อยกว่างานบ่งชี้เสมอ เนื่องจากถูกหักล้างด้วยแรงเสียดทานของกลไกและโหลดพ่วงเช่น แหวน-กระบอกสูบ, ลูกสูบ-Pin, Pin-Connecting Rod, ป้อนน้ำมันเครื่อง เป็นต้น เราเรียกงานที่เครื่องยนต์ให้กับเพลาคือว่า งานเพลา(Brake Work, w_b) เพราะฉะนั้นจะได้สมการดังนี้

$$w_b = w_i - w_f \quad (2.15)$$

พื้นที่ในช่วงบนของกราฟวัฏจักรเครื่องยนต์ดังรูปที่ คืองานที่เกิดจากจังหวะอัดและจังหวะให้กำลัง โดยประกอบด้วยพื้นที่ A และ C เราเรียกงานนี้ว่า งานบ่งชี้รวมยอด(Gross Indicated Work, w_{gross})

พื้นที่ในช่วงล่าง คืองานที่เกิดจากจังหวะการดูดไอคี่และคายไอเสีย เป็นงานที่เครื่องยนต์ใช้ไปโดย

ประกอบด้วยพื้นที่ B และ D เราเรียกงานนี้ว่า งานสูบ(Pump Work , w_{pump}) เพราะฉะนั้น งานบ่งชี้สุทธิ (Net Indicated Work , w_{net}) คือ

$$w_{net} = w_{gross} + w_{pump} \quad (2.16)$$

ส่วนประสิทธิภาพเชิงกล(Mechanical Efficiency , η_m) คืออัตราส่วนระหว่างงานของเพลลาข้อเหวี่ยงต่องานบ่งชี้ในห้องเผาไหม้

$$\eta_m = \frac{w_b}{w_i} = \frac{W_b}{W_i} \quad (2.17)$$

โดยทั่วไปประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์ในปัจจุบันนี้มีค่าประมาณร้อยละ 75 ถึง 95 เมื่อวัดที่ความเร็วรอบสูงและลิ้นสี่เสื่อเปิดกว้างสุด

2.1.3 ความดันเฉลี่ย (Mean Effective Pressure)

ในรูปที่ 2.3 จะเห็นได้ว่าความดันในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ มีค่าแปรเปลี่ยนอย่างต่อเนื่องในวัฏจักร เราจึงให้ค่าจำกัดความความดันผลเฉลี่ย(mep)ดังนี้

$$w = (mep)\Delta v \quad (2.18)$$

โดยที่ $\Delta v = V_d = v_{BDC} - v_{TDC}$ จะได้สมการ

$$mep = \frac{w}{\Delta v} = \frac{W}{V_d} \quad (2.19)$$

ความดันผลเฉลี่ย (mep) เป็นตัวแปรที่เหมาะสมในการเปรียบเทียบเครื่องยนต์โดยพิจารณาแรงบิด (Torque) โดยเราสามารถให้ค่าจำกัดความของความดันผลเฉลี่ยได้หลายแบบ โดยใช้สมการ เช่น ถ้าใช้งานเพลลาในสมการนี้ เราจะได้ ความดันผลเฉลี่ยเพลลา(Brake mean effective pressure)ดังนี้

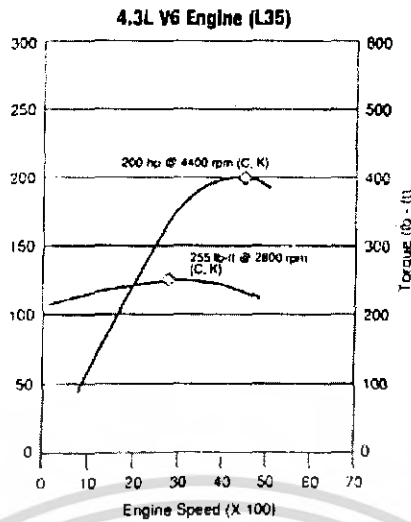
$$bmep = \frac{w_b}{\Delta v} \quad (2.20)$$

2.1.4 แรงบิดและกำลัง(Torque and Power)

แรงบิด(Torque , τ) คือค่าบ่งชี้ความสามารถในการทำงานของเครื่องยนต์ เป็นผลของแรงที่กระทำกับค่าความยาวแขนหมุน อีกทั้งแรงบิด(Torque , τ) ยังมีความสัมพันธ์กับงานดังนี้

$$2\pi\tau = W_b = (bmep) \times V_d / n \quad (2.21)$$

จากสมการที่ (2.21) เราจะใช้ความดันผลเฉลี่ยของเพลลา(bmep) และงานเพลลา(W_b) เนื่องจากสามารถวัดแรงบิดที่เพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์ได้



รูปที่ 2.4 กราฟแสดงลักษณะแรงบิดและกำลังบนความเร็วรอบของเครื่องยนต์

เครื่องยนต์ในปัจจุบันมีค่าแรงบิดสูงสุดประมาณ 200 ถึง 300 N-m ที่ความเร็วรอบประมาณ 4,000 ถึง 6,000 รอบต่อนาที เราเรียกตำแหน่งที่เครื่องยนต์ให้แรงบิดสูงสุดว่า ความเร็วรอบแรงบิดสูงสุด (Maximum Brake Torque Speed, MBT) ส่วนเป้าหมายในการออกแบบเครื่องยนต์ในปัจจุบัน คือการทำให้กราฟแรงบิดเป็นเส้นราบ และมีค่าสูงทั้งช่วงความเร็วรอบสูงและความเร็วรอบต่ำ โดยเครื่องยนต์ดีเซลมักมีแรงบิดสูงกว่าเครื่องยนต์แก๊สโซลีนในขนาดเดียวกัน

กำลัง (Power) คือ อัตรางานต่อหน่วยเวลาของเครื่องยนต์ ถ้าให้ n = จำนวนรอบต่อหนึ่งวัฏจักร และ N = ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ เราจะได้

$$\dot{W} = WN/n \tag{2.22}$$

$$\dot{W} = 2\pi N\tau \tag{2.23}$$

$$\dot{W} = (mep)A_p\bar{U}_p/4 \tag{2.24}$$

แรงบิดและกำลังเป็นฟังก์ชันของความเร็วรอบ ที่รอบต่ำแรงบิดจะเพิ่มเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นจนถึงจุดสูงสุด และหลังจากนั้นแรงบิดก็จะลดลงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นดังรูปที่ 2.5 เพราะเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ไอคี่ที่เข้าห้องเผาไหม้จะลดลง เนื่องมาจากช่วงเวลาในการเปิดลิ้นไอคี่สั้นลง

กำลังบ่งชี้ (Indicated Power) เพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ส่วนกำลังเพลลา (Brake Power) จะเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบจนถึงค่าสูงสุด แล้วลดลงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น อันเนื่องมาจากถูกหักล้างด้วยแรงเสียดทานภายในเครื่องยนต์ซึ่งจะเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบ

2.1.5 ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ (Engine Efficiencies)

ช่วงเวลาสำหรับการสันดาปในแต่ละวัฏจักรของเครื่องยนต์นั้นสั้นมาก โมเลกุลของเชื้อเพลิงจึงไม่สามารถจับคู่โมเลกุลของออกซิเจนได้อย่างครบถ้วน และอุณหภูมิบางตำแหน่งก็ไม่เอื้อให้เกิดปฏิกิริยา

ดังกล่าวเสมอ ไปด้วย ดังนั้นเชื้อเพลิงส่วนหนึ่งจึงไม่ถูกเผาไหม้ และถูกคายออกจากเครื่องยนต์พร้อมไอเสีย เราจึงใช้ประสิทธิภาพการสันดาป (Combustion efficiency, η_c) ในการกำหนดสัดส่วนเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ หากเครื่องยนต์ทำงานได้อย่างสมบูรณ์ในสภาวะปกติ η_c จะมีค่าระหว่าง 0.95 ถึง 0.98

สำหรับการทำงานต่อหนึ่งสูบและหนึ่งวัฏจักร ความร้อนที่ได้จากการสันดาป คือ

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c \quad (2.25)$$

ที่ความเร็วรอบและโหลดคงที่ :

$$Q_m = m_f Q_{HV} \eta_c \quad (2.26)$$

และประสิทธิภาพความร้อน (thermal efficiency)

$$\eta_t = \frac{W}{Q_m} = \frac{W}{Q_{in}} = \frac{W}{m_f Q_{HV} \eta_c} = \frac{\eta_f}{\eta_c} \quad (2.27)$$

เราสามารถกำหนดประสิทธิภาพความร้อนได้ สองแบบ คือ ประสิทธิภาพความร้อนบ่งชี้โดยใช้กำลังบ่งชี้ หรือประสิทธิภาพความร้อนเพลลา โดยการใช้กำลังเพลลาแทนค่าในสมการ (2-26) และสัดส่วนของค่าทั้งสอง คือประสิทธิภาพเชิงกล η_m

$$\eta_m = \frac{(\eta_t)_b}{(\eta_t)_i} \quad (2.28)$$

ประสิทธิภาพความร้อนบ่งชี้ของเครื่องยนต์ทั่วไปมีค่าประมาณ 50 % ถึง 60 % ส่วนประสิทธิภาพความร้อนเพลลา ประมาณ 30 % เครื่องยนต์ดีเซลหมุนช้าขนาดใหญ่อาจมีประสิทธิภาพความร้อนเพลลา มากกว่า 50 %

เรากำหนดประสิทธิภาพการแปลงพลังงานจากเชื้อเพลิงดังนี้

$$\eta_c = \frac{W}{m_f Q_{HV}} = \frac{W}{m_f Q_{HV}} \quad (2.29)$$

$$\eta_f = \frac{1}{(sfc) Q_{HV}} \quad (2.30)$$

เราสามารถเขียนสมการประสิทธิภาพความร้อนสำหรับหนึ่งสูบหนึ่งวัฏจักร ได้ดังนี้

$$\eta_c = \frac{W}{m_f Q_{HV} \eta_c} \quad (2.31)$$

ซึ่งก็คือค่าประสิทธิภาพความร้อน ในตำราอุณหพลศาสตร์ทั่วไปนั่นเอง บางตำราอาจเรียกว่า ประสิทธิภาพเอนทาลปี (enthalpy efficiency)

2.1.6 ประสิทธิภาพปริมาตร (Volumetric Efficiency)

กระบวนการที่สำคัญที่สุดอย่างหนึ่ง ต่อการให้กำลังและสมรรถนะของเครื่องยนต์ คือ การประจุอากาศให้เข้ากระบอกสูบให้มากที่สุดในแต่ละวัฏจักร เพราะการประจุอากาศได้มากย่อมหมายถึงการที่เชื้อเพลิงถูกเผาไหม้ในปริมาณที่มาก และถูกแปลงเป็นกำลังของเครื่องยนต์ได้มากนั่นเอง การป้อนเชื้อเพลิงสู่

ห้องเผาไหม้นั้นง่ายกว่าการประจุอากาศมาก หากเป็นไปได้ เราต้องการให้อากาศภายใต้ความดันเท่ากับบรรยากาศนอกเครื่องยนต์ เข้าสู่กระบอกสูบได้เท่ากับปริมาตรกระบอกสูบ แต่ระยะเวลาในจังหวะ “ดูด” มีจำกัด และการไหลของอากาศถูกกีดขวางด้วยไส้กรองอากาศ ท่อไอติ และลิ้นไอติ จึงไม่สามารถป้อนอากาศในปริมาณดังกล่าวต่อวัฏจักรได้ ยกเว้นที่ความเร็วรอบบางตำแหน่งเท่านั้น ที่อาจบรรจุก๊าซเข้ากระบอกสูบได้เท่าหรือเกินกว่าค่านี้ โดยอาศัยความยาวท่อไอติที่เหมาะสม และปรับค่าได้อัตโนมติ (variable intake manifold) ในรถยนต์ใหม่บางรุ่น ทำให้เกิดคลื่นความดันสูงในจังหวะที่ลิ้นไอติเปิดพอดี

เรากำหนด ประสิทธิภาพปริมาตร (Volumetric Efficiency) ดังนี้ :

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} \quad (2.32)$$

$$\eta_v = \frac{nm_a}{\rho_a V_d N} \quad (2.33)$$

การคำนวณประสิทธิภาพปริมาตรในภาคปฏิบัติ ซึ่งสภาวะแวดล้อมต่างจากมาตรฐานเราต้องปรับค่าต่างๆ โดยคำนึงถึงอุณหภูมิความชื้นของอากาศด้วย

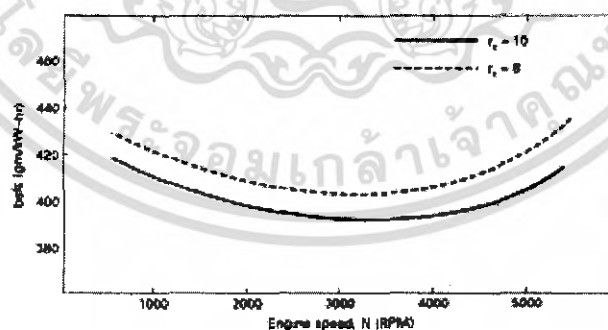
2.1.7 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์ (specific fuel consumption)

ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์ ดังนี้

$$sfc = \dot{m}_f / \dot{W} \quad (2.34)$$

หากใช้กำลังเพลาในการคำนวณ เราจะได้ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เพลา (brake specific fuel consumption)

$$bsfc = \dot{m}_f / \dot{W}_b \quad (2.35)$$



รูปที่ 2.5 กราฟแสดงลักษณะการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์ในแต่ละความเร็วรอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่ความเร็วรอบต่ำ ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เพลาจะลดลงเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้นจนถึงค่าที่ดีที่สุด แล้วจะเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ ในช่วงความเร็วรอบสูง เนื่องจากจะต้องใช้พลังงานจากเชื้อเพลิงไปชดเชยกับแรงเสียดทานภายในเครื่องยนต์ ซึ่งเพิ่มขึ้นตามความเร็ว ส่วนที่ความเร็วต่ำความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจะสูงเพราะ

1) การทำงานต่อหนึ่งวัฏจักรใช้เวลานาน ทำให้สูญเสียพลังงานความร้อนทางผนังกระบอกสูบและผนังห้องเผาไหม้

2) การออกแบบลูกเบี้ยว (camshaft) ซึ่งเน้นแรงบิดที่ความเร็วปานกลาง และกำลังที่ความเร็วสูง ทำให้การประจุไอดีและการคายไอเสียที่ความเร็วต่ำ ไม่เหมาะสมเท่าที่ควร

3) หากวัดความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ความเร็วต่ำขณะที่ลิ้นผีเสื้อเปิดเพียงเล็กน้อย จะได้ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงมาก เพราะเครื่องยนต์สูญเสียพลังงานไปในรูปของงานสูบ

2.2 วัฏจักรดีเซล

วัฏจักรเครื่องยนต์ดีเซลในรูปที่ 2.6 ซึ่งมีส่วนอื่นเหมือนกับวัฏจักรออตโต โดยเราสามารถเรียกวัฏจักรดีเซลได้อีกแบบหนึ่งว่า วัฏจักรความดันคงที่ (Constant-Pressure Cycle)

ในการพิจารณาวัฏจักรการทำงานที่เกิดขึ้นในกระบอกสูบของเครื่องยนต์สันดาปภายในนั้น มีความสลับซับซ้อนเป็นอย่างมาก หากแก่การวิเคราะห์ ดังนั้นเพื่อให้ง่ายแก่การวิเคราะห์ เราจึงอนุโลมให้ใช้วัฏจักรแบบอุดมคติแทนวัฏจักรจริง ซึ่งมีความแตกต่างดังนี้

2.2.1 เราพิจารณาก๊าซต่าง ๆ ในกระบอกสูบเสมือนเป็นอากาศและจากนั้นใช้คุณสมบัติของอากาศเป็นตัววิเคราะห์ ซึ่งใช้งานได้ดีในครั้งแรกของวัฏจักร โดยให้ก๊าซในกระบอกสูบยังเป็นอากาศเกือบทั้งหมดผสมกับไอของเชื้อเพลิงไม่เกินร้อยละ 7 เท่านั้น แม้ในครั้งหลังของวัฏจักรซึ่งประกอบไปด้วย คาร์บอนไดออกไซด์ น้ำ และไนโตรเจน ก็ยังสามารถใช้คุณสมบัติของอากาศในการวิเคราะห์ได้โดยมีความคลาดเคลื่อนไม่มากนัก อากาศจะถูกใช้ในการคำนวณเสมือนเป็นก๊าซอุดมคติที่มีค่าความร้อนจำเพาะคงที่

2.2.2 วัฏจักรเปิดในความจริงจะถูกอนุโลมให้เป็นวัฏจักรปิด โดยป้อนไอเสียกลับสู่ระบบไอดี ทำให้สามารถทำการวิเคราะห์ได้ง่ายขึ้น โดยให้ไอดีและไอเสียเป็นอากาศในวัฏจักรแบบอุดมคติ

2.2.3 ขั้นตอนการสันดาป จะถูกทดแทนโดยการป้อนพลังงานความร้อน (Q_{in}) ค่าเท่ากัน เพราะอากาศเพียงอย่างเดียวไม่สามารถทำให้เกิดการสันดาปได้

2.2.4 กระบวนการคายไอเสีย ซึ่งเป็นการพาอนธาลฟิออกจากกระบอกสูบ จะถูกทดแทนโดยการปล่อยพลังงานความร้อน (Q_{out}) ออกจากระบบปิด

2.2.5 กระบวนการจริงของเครื่องยนต์ จะถูกพิจารณาให้เป็นกระบวนการแบบอุดมคติดังนี้

1) จังหวะดูดและจังหวะคาย ซึ่งมีความดันค่อนข้างคงที่ ถูกอนุโลมให้มีความดันคงที่ในช่วงที่ลิ้นผีเสื้อเปิดกว้าง สมมติให้ความดันในจังหวะดูดเท่ากับความดันบรรยากาศ ส่วนในช่วงลิ้นผีเสื้อเปิดแคบ หรือใช้อุปกรณ์ช่วยประจุไอดี ความดันจะมีค่าแตกต่างออกไป แต่เป็นค่าคงที่ ส่วนจังหวะคายไอเสีย อนุโลมให้ความดันคงที่และเท่ากับความดันบรรยากาศ

2) จังหวะอัดและจังหวะระเบิดเป็นกระบวนการแบบไอเซนโทรฟิก ซึ่งเป็นการทำงานแบบอะไดแบติกและย้อนกลับได้ ไม่มีการสูญเสียความร้อนออกนอกระบบแรงเสียดทานระหว่างลูกสูบและกระบอกสูบมีน้อยมากจนมีค่าเท่ากับศูนย์

แรงเสียดทานจากการไหลของก๊าซในกระบอกสูบ ก็มีค่าน้อยมากเช่นเดียวกัน จึงทำให้การถ่ายเทความร้อนในแต่ละจังหวะก็น้อยมากเนื่องจากเกิดขึ้นในเวลาที่ยาวนาน ดังนั้นกระบวนการอะไดแบติกจึงให้มีค่าเท่ากับกระบวนการแบบไอเซนโทรฟิก

3) ให้กระบวนการสันดาปแบบวัฏจักรดีเซล เป็นกระบวนการความดันคงที่

4) อนุโลมให้การระบายไอเสีย เป็นกระบวนการปริมาตรคงที่

5) อนุโลมให้ทุกกระบวนการ เป็นแบบย้อนกลับได้(Reversible)

สำหรับกรณีวิเคราะห์จังหวะการทำงานและจังหวะคายไอเสีย มีค่าต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

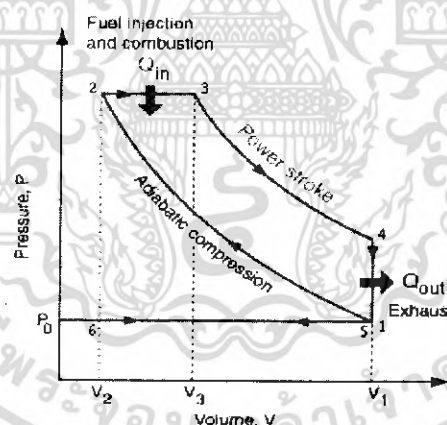
$$c_p = 1.108 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$c_v = 0.821 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$k = c_p / c_v = 1.108 / 0.821 = 1.35$$

$$R = c_p - c_v = 0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

การวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์ของวัฏจักรดีเซลอากาศมาตรฐาน(Thermodynamic Analysis of Air-Standard Diesel Cycle)



รูปที่ 2.6 วัฏจักรดีเซล

กระบวนการ 6-1 ดูดอากาศความดันคงที่ ลึ้นไอดีเปิด ลึ้นไอเสียปิด

$$w_{6-1} = P_0(v_1 - v_6) \quad (2.36)$$

กระบวนการ 1-2 จังหวะอัดแบบไอเซนโทรฟิก(Isentropic) ลึ้น ไอดีและลึ้น ไอเสียปิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T_2 = T_1(v_1/v_2)^{k-1} = T_1(V_1/V_2)^k = T_1(r_c)^{k-1} \quad (2.37)$$

$$P_2 = P_1(v_1/v_2)^k = P_1(V_1/V_2)^k = P_1(r_c)^k \quad (2.38)$$

$$V_2 = V_{TDC} \quad (2.39)$$

$$q_{1-2} = 0 \quad (2.410)$$

$$\begin{aligned} w_{1-2} &= (P_2 v_2 - P_1 v_1)/(1-k) = R(T_2 - T_1)/(1-k) \\ &= (u_1 - u_2) = c_v(T_1 - T_2) \end{aligned} \quad (2.41)$$

กระบวนการ 2-3 รับพลังงานความร้อน(การสันดาป) แบบความดันคงที่ ลึ้นไอดีและลึ้นไอเสียปิด

$$Q_{2-3} = Q_{in} = m_f Q_{LHV} \eta_c = m_m c_p (T_3 - T_2) = (m_a + m_f) c_p (T_3 - T_2) \quad (2.42)$$

$$Q_{LHV} \eta_c = (AF+1) c_p (T_3 - T_1) \quad (2.43)$$

$$q_{2-3} = q_{in} = c_p (T_3 - T_2) = h_3 - h_2 \quad (2.44)$$

$$w_{2-3} = q_{2-3} - (u_3 - u_2) = P_2 (v_3 - v_2) \quad (2.45)$$

$$T_3 = T_{max} \quad (2.46)$$

กระบวนการ 3-4 จ้งหะทำงานหรือจ้งหะให้ก้าด้งแบบไอเซนโทรพิก(Isentropic) ลึ้นไอดีและไอเสียปิด

$$q_{3-4} = 0 \quad (2.47)$$

$$T_4 = T_3 (v_3/v_4)^{k-1} = T_3 (V_3/V_4)^{k-1} \quad (2.48)$$

$$P_4 = P_3 (v_3/v_4)^k = P_3 (V_3/V_4)^k \quad (2.49)$$

$$\begin{aligned} w_{3-4} &= (P_4 v_4 - P_3 v_3)/(1-k) = R(T_4 - T_3)/(1-k) \\ &= (u_3 - u_4) = c_v(T_3 - T_4) \end{aligned} \quad (2.50)$$

กระบวนการ 4-5 การคายพลังงานความร้อนแบบปริมาตรคงที่ (ระบายไอเสีย) ลึ้นไอเสียเปิด ลึ้นไอดีปิด

$$v_5 = v_4 = v_1 = v_{BDC} \quad (2.51)$$

$$w_{4-5} = 0 \quad (2.52)$$

$$Q_{out} = Q_{4-5} = Q_{4-1} = m_m c_v (T_5 - T_4) = (U_5 - U_4) = m_m c_v (T_1 - T_4) \quad (2.53)$$

$$q_{out} = c_v (T_5 - T_1) = u_5 - u_4 = c_v (T_1 - T_4) \quad (2.54)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กระบวนการ 5-6 จังหวะคายไอเสียความดันคงที่ ลั่นไอเสียเปิด ลั่นไอตีปิด

$$w_{5-6} = P_0(v_6 - v_5) = P_0(v_6 - v_1) \quad (2.55)$$

ประสิทธิภาพความร้อนของวัฏจักรดีเซล

$$\begin{aligned} (\eta_r)_{diesel} &= |w_{net}|/|q_{in}| = 1 - (|q_{out}|/|q_{in}|) \\ &= 1 - [c_v(T_4 - T_3)/c_p(T_3 - T_2)] \end{aligned} \quad (2.56)$$

และสามารถเปลี่ยนรูปได้ดังนี้

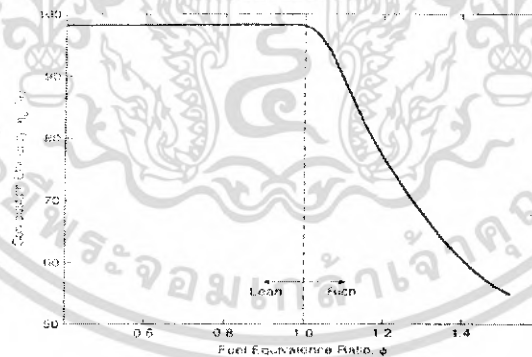
$$(\eta_r)_{diesel} = 1 - (1/r_c)^{k-1}[(\beta^k - 1)/\{k(\beta - 1)\}] \quad (2.57)$$

2.3 มลภาวะของอากาศ (Air Pollution)

2.3.1 ไฮโดรคาร์บอน (HC)

ไฮโดรคาร์บอนในไอเสียที่ออกมาผสมกับอากาศจะส่งกลิ่นและทำลายอวัยวะต่างๆ ระบายเคืองและ บางส่วนก็เป็นสารก่อมะเร็งด้วย ไฮโดรคาร์บอนเหล่านี้ (ยกเว้นมีเทน) จะทำปฏิกิริยากับอากาศและทำให้เกิด หมอกควัน

เครื่องขนต์จุดระเบิดด้วยการอัดมีปริมาณไฮโดรคาร์บอนในไอเสียเพียง 1 ใน 5 ของเครื่องขนต์จุด ระเบิดด้วยประกายไฟเท่านั้น เนื่องจากทำงานด้วยไอดีที่เจือจาง เชื้อเพลิงดีเซลมีสารประกอบโมเลกุลหนักกว่า โมเลกุลของสารประกอบในเชื้อเพลิงแก๊สโซลีน จึงมีจุดเดือดและจุดกลั่นตัวสูงกว่า จึงเหลือเพียงเขม่า คาร์บอนส่วนน้อยมากเท่านั้นที่ออกจากกระบอกสูบไปสู่ท่อไอเสีย



รูปที่ 2.7 กราฟประสิทธิภาพหนควมเข้มของไอดี

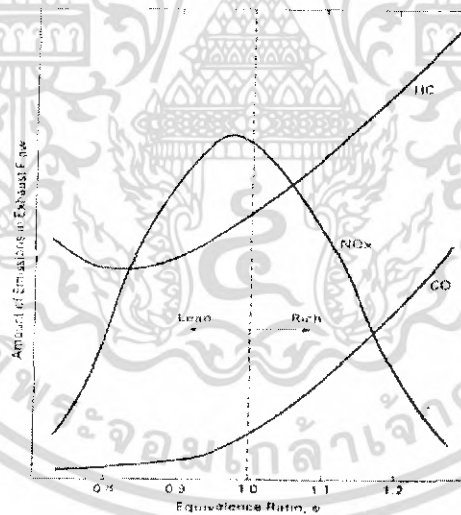
โดยทั่วไปเครื่องขนต์จุดระเบิดด้วยการอัดมีประสิทธิภาพเผาไหม้ประมาณ 98% นั่นคือ 2% ของ เชื้อเพลิงซึ่งเป็นไฮโดรคาร์บอน จะกลายเป็นมลพิษในไอเสีย (ภาพประกอบ 2.7) บางตำแหน่งในห้องเผาไหม้ จะมีไอดีเจงกินไป และบางตำแหน่งก็มีไอดีเข้มกินไปซึ่งไม่มีออกซิเจนเพียงพอสำหรับเชื้อเพลิงทั้งหมด การ เผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์นี้อาจมีสาเหตุมาจากการผสมขาด (undermixing) หรือ การผสมเกิน (overmixing) ไอดี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟนั้นมีความเข้มข้นสม่ำเสมอทั่วถึงกัน และมีเปลวไฟขณะสันดาปเพียงเปลวเดียว ส่วนไอของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดมีความเข้มข้นแตกต่างกันในแต่ละตำแหน่งเพราะเชื้อเพลิงยังคงถูกฉีดออกมาในขณะที่เกิดการสันดาป บางตำแหน่งมีไอที่เข้มข้นมาก เปลวไฟของการสันดาปก็เกิดขึ้นพร้อมกันหลายๆตำแหน่ง การผสมขาด (undermixing) เกิดขึ้นเมื่อเชื้อเพลิงในตำแหน่งที่ไอที่เข้มข้นไม่สามารถจับคู่กับออกซิเจนเพื่อทำปฏิกิริยาได้ หรือเกิดจากไอที่เจือจางเกินไปในบางตำแหน่ง การสันดาปจึงเกิดขึ้นอย่างจำกัด และเหลือเชื้อเพลิงบางส่วนที่ไม่ถูกเผาไหม้ ส่วนการผสมเกิน (overmixing) เกิดขึ้นเมื่อเชื้อเพลิงบางส่วนผสมกับก๊าซซึ่งถูกเผาไหม้แล้ว และทำให้การสันดาปไม่สมบูรณ์เช่นกัน

2.3.2 คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO)

คาร์บอนมอนอกไซด์ไม่มีสี ไม่มีกลิ่น เป็นก๊าซพิษซึ่งเกิดขึ้นในเครื่องยนต์ที่ทำงานด้วยไอที่ที่มีความเข้มข้นสูง ดังแสดงในภาพประกอบ 2.8 เมื่อไม่มีออกซิเจนเพียงพอในการทำปฏิกิริยากับคาร์บอนให้ได้คาร์บอนไดออกไซด์ เชื้อเพลิงบางส่วนจึงไม่ถูกสันดาปและทำปฏิกิริยากับออกซิเจนเป็นคาร์บอนมอนอกไซด์ เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟส่วนใหญ่มีปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ประมาณ 0.2-5 % คาร์บอนมอนอกไซด์มิได้เป็นสารพิษไม่พึงประสงค์ในไอเสียเท่านั้น การมีคาร์บอนมอนอกไซด์หมายถึงการสูญเสียพลังงานส่วนหนึ่งไปเพราะคาร์บอนมอนอกไซด์ก็เป็นเชื้อเพลิงที่สามารถให้พลังงานความร้อนได้ดังสมการต่อไปนี้



รูปที่ 2.8 กราฟมลพิษของไอเสียบนความเข้มของไอ

ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ในไอเสียมีค่าสูงสุดเมื่อไอของเครื่องยนต์มีความเข้มข้นมาก เช่น ขณะคิดเครื่องยนต์ หรือ เมื่อเร่งเครื่องยนต์ขณะมีโหลด และแม้ว่าไอที่จะมีความเข้มข้นเหมาะแก่การสันดาปที่สุดหรือเจือจาง ก็ยังคงเกิดคาร์บอนมอนอกไซด์ในเครื่องยนต์ได้จากการผสมคลุกเคล้าไม่ทั่วของไอ หรือมีบางตำแหน่งความเข้มข้นสูง รวมทั้งการสันดาปที่ไม่สมบูรณ์จริงด้วย

2.3.3 ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x)

ไอเสียของรถยนต์ทั่วไปมีปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจนประมาณ 200 ppm หรือต่ำกว่านั้น โดยส่วนใหญ่เป็นไนโตรเจนออกไซด์ (NO) มีไนโตรเจนไดออกไซด์ (NO₂) ปนอยู่เป็นส่วนน้อยเท่านั้น และที่เหลือซึ่งมีปริมาณน้อยมากเป็นส่วนประกอบต่างๆ ระหว่างไนโตรเจนและออกซิเจน ออกไซด์เหล่านี้รวมเรียกกันว่า NO_x (หรือ NO_x) โดยใช้พหุคูณ x แทนค่าตัวเลขต่างๆ NO_x เป็นสารพิษในไอเสียที่ไม่พึงประสงค์อย่างยิ่ง กฎหมายควบคุมมลพิษจะยิ่งเข้มงวดมากขึ้นในการลดปริมาณสารนี้ NO_x ที่ทำปฏิกิริยากับอากาศก่อให้เกิดโอโซนซึ่งเป็นสาเหตุหลักที่ก่อให้เกิดหมอกควันเมื่อมีแสงอาทิตย์เข้าร่วมทำปฏิกิริยาคือ

NO_x เกิดจากปฏิกิริยากับไนโตรเจนในอากาศเป็นส่วนใหญ่ มีบางส่วนที่ปนอยู่ในเชื้อเพลิงซึ่งอยู่ในรูปของ NH₃, NC และ HNC แต่ก็มีปริมาณที่น้อยมาก NO เกิดขึ้นได้จากการทำปฏิกิริยาหลายแบบในระหว่างกระบวนการสันดาป หรือเมื่อสิ้นสุดการสันดาปทันทีทันใด

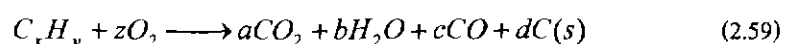
แม้อุณหภูมิสูงสุดของเปลวไฟจะเกิดขึ้นเมื่อไอดีมีความเข้มข้นแบบสโตยคิโอมेटริก ($\phi=1$) แต่ปริมาณสูงสุดของ NO_x จะเกิดขึ้นเมื่อ NO_x จะเกิดขึ้นเมื่อไอดีจางเล็กน้อยประมาณ $\phi=0.95$ ตามภาพประกอบ 2.8 เพราะที่สภาวะนี้ อุณหภูมิเปลวไฟยังคงสูงมาก และขณะเดียวกันก็มีปริมาณออกซิเจนส่วนเกินเพียงพอในการทำปฏิกิริยากับไนโตรเจนและกลายเป็นไนโตรเจนออกไซด์ต่างๆ นอกจากนี้จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิแล้วการเกิด NO_x ยังขึ้นอยู่กับความดัน อัตราส่วนอากาศเชื้อเพลิง และช่วงเวลาที่เกิดการสันดาปภายในกระบอกสูบ เพราะปฏิกิริยาทางเคมีบางอย่างมิได้เกิดขึ้นทันทีทันใด

เครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดมีแนวโน้มในการก่อให้เกิด NO_x สูงกว่าเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ โดยเฉพาะรุ่นที่มีห้องเผาไหม้แบบแยกส่วนและการฉีดเชื้อเพลิงแบบอ้อม (Indirect injection) ซึ่งใช้อัตราส่วนการอัดสูงกว่า และมีอุณหภูมิและความดันสูงกว่าอีกด้วย

2.3.4 ละอองของแข็ง (Particulate)

ไอเสียของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดมีละอองเขม่าจากคาร์บอนในสถานะของแข็งปนอยู่ด้วยซึ่งเกิดขึ้นบริเวณที่ไอดีมีความเข้มข้นสูงภายในกระบอกสูบขณะเกิดการสันดาปซึ่งเรามองเห็นในรูปของควันดำจากท่อไอเสีย พร้อมกับส่งกลิ่นไม่พึงประสงค์ต่อสิ่งแวดล้อมด้วย ละอองคาร์บอนในไอเสียนี้จะมีความเข้มข้นสูงสุดเมื่อเครื่องยนต์มีโหลดสูงที่สภาวะนี้เชื้อเพลิงจะถูกฉีดด้วยอัตราสูงสุดเพื่อให้เครื่องยนต์ให้กำลังสูงสุด ไอดีจึงมีความเข้มข้นมากและความดันเปลี่ยนแปลงเชื้อเพลิงสูง

เขม่าชั้นเล็กๆเหล่านี้เป็นการรวมตัวเกาะกันเป็นก้อนของคาร์บอนเม็ดกลมในสถานะของแข็งจำนวนมาก โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 10 nm ถึง 80 nm โดยส่วนใหญ่มีขนาด 15-30 nm คาร์บอนเม็ดกลมในสถานะของแข็งเหล่านี้ถูกดูดซับไฮโดรคาร์บอนและสารประกอบอื่นๆไว้ที่ผิว ชั้นเขม่าเล็กๆหนึ่งชั้นอาจประกอบด้วยเม็ดคาร์บอนเหล่านี้จำนวนถึง 4,000 เม็ด คาร์บอนเม็ดกลมเหล่านี้เกิดขึ้นในย่านที่ไอดีภายในห้องเผาไหม้ซึ่งไม่มีออกซิเจนเพียงพอในการทำปฏิกิริยากับคาร์บอนให้กลายเป็นคาร์บอนไดออกไซด์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แต่หลังจากนั้นคาร์บอนเหล่านี้จะถูกก๊าซซึ่งไหลปั่นป่วนให้ห้องเผาไหม้คูลูกเตล้าให้ผสมกับออกซิเจนส่วนที่เหลือและทำปฏิกิริยากันจนกลายเป็น CO_2



2.3.5 กำมะถัน (Sulfur)

เชื้อเพลิงส่วนใหญ่ที่ใช้กับเครื่องยนต์จรวดระเบิดด้วยการอัดมีปริมาณกำมะถันเล็กน้อยปนอยู่ ซึ่งเมื่อผสมอยู่ในไอเสียของรถยนต์ และถูกปล่อยสู่บรรยากาศ จะทำให้เกิดฝนกรด ซึ่งเป็นปัญหาใหญ่ระดับโลก เชื้อเพลิงดีเซลมีกำมะถันอยู่สูงที่สุดถึง 5,000 ppm แต่ในสหรัฐอเมริกา และบางประเทศที่มีการพัฒนาแล้ว จะมีกฎหมายควบคุมปริมาณกำมะถันมิให้มีค่าเกิน 1 ใน 10 ของค่าที่กล่าวมาแล้ว ที่อุณหภูมิสูง กำมะถันจะทำปฏิกิริยากับไฮโดรเจนกลายเป็น H_2S และทำปฏิกิริยากับออกซิเจนเป็น SO_2 :



ไอเสียเครื่องยนต์อาจมี SO_2 อยู่ถึง 20 ppm ซึ่งเมื่อทำปฏิกิริยากับออกซิเจนในอากาศจะกลายเป็น SO_3 :



และเมื่อทำปฏิกิริยากับไอน้ำในอากาศจะกลายเป็นกรดกำมะถัน (H_2SO_4 และ H_2SO_3) ซึ่งเป็นสารในฝนกรด

2.4 คุณสมบัติของน้ำมันพืชเปรียบเทียบกับน้ำมันดีเซล

น้ำมันพืชมีค่าความร้อนประมาณ 83-85 % ของน้ำมันดีเซล แต่มีความหนืดมากกว่าน้ำมันดีเซลเป็น 10 เท่า ที่อุณหภูมิห้องยังมีความหนืดมากขึ้นเป็นลำดับ จนเป็นไขเช่น น้ำมันปาล์ม ซึ่งเป็นอุปสรรคต่อการป้อนน้ำมันเชื้อเพลิง คุณสมบัติของน้ำมันชนิดต่างๆแสดงไว้ในตารางที่ 2-1

น้ำมัน	ความด่างจำเพาะ (กรัม/มิลลิลิตร)	ความหนืด (เซนติพอยส์)	ค่าความร้อน (กิโลจูล/กิโลกรัม)
ดีเซล	0.845	3.8	46800
มะพร้าว	0.915	51.9	37540
ปาล์ม	0.898	88.6	39550
เมล็ดในปาล์ม	0.904	66.3	39720

ตารางที่ 2-1 แสดงคุณสมบัติและค่าความร้อนของน้ำมันต่างๆ

ข้อมูลจาก NAS (1980)

น้ำมันพืชมีความหนืดมากกว่าน้ำมันดีเซล ทำให้หัวฉีดน้ำมัน ฉีดน้ำมันเป็นฝอยได้ยาก เกิดเป็นอุปสรรคต่อการป้อนน้ำมันเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ และเกิดการสันดาปที่ไม่สมบูรณ์ นอกจากนั้นแล้ว น้ำมันพืชมีคุณสมบัติที่ระเหยตัวกลายเป็นไอช้า และน้อยมาก ยังทำให้เกิดการจุกตะกอนได้ยาก เวลาเครื่องยนต์

เป็นสารที่เครื่องซักและหลงเหลือคราบเขม่าเกาะที่หัวแค ผนังเสื้อสูบ แหวนและวาล์ว ทั้งยังทำให้น้ำมันเครื่องเสื่อมสภาพเร็วยิ่งขึ้นเนื่องจากต้องชะล้างปริมาณเขม่าที่มากขึ้น เพราะฉะนั้นการใช้น้ำมันพีซีในเครื่องชนิดนี้จึงจำเป็นต้องมีการปรับปรุงเครื่องชนิดหรือน้ำมันอย่างใดอย่างหนึ่งเพื่อให้การเผาไหม้มีประสิทธิภาพ

2.5 น้ำมันมะพร้าว

มะพร้าวมีชื่อทางวิทยาศาสตร์ว่า *cocosnucifera* Linn เป็นพืชตระกูลปาล์ม เป็นไม้ยืนต้นที่มีลำต้นสูงชะลูดประมาณ 20-30 เมตร ใบออกเป็นใบรวม มีใบย่อยเป็นแผ่นแคบยาว เรียงสลับกันเป็นรูปขนนก ปลายใบแหลม กว้างประมาณ 1.0-2.5 นิ้ว ดอกออกเป็นช่อตามบริเวณกาบที่หุ้ม ดอกย่อยขนาดเล็ก ดอกหนึ่งมีกลีบ ดอกประมาณ 6 กลีบ ผลเป็นรูปกลมหรือรี ยาวประมาณ 8-14 นิ้ว เส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 8.0-9.5 นิ้ว เปลือกนอกเรียบเกลี้ยง ผลอ่อนมีสีเขียว เมื่อแก่มีสีน้ำตาล เปลือกชั้นกลางเป็นเส้นใยนุ่ม ๆ ชั้นในจะแข็งเป็นกะลา ชั้นต่อไปเป็นเนื้อผลมีสีขาวนุ่ม ชั้นในจะเป็นกะลา และภายในมีน้ำใส ในเนื้อมะพร้าวสดจะมีปริมาณน้ำอยู่ร้อยละ 60-70 ส่วนในเนื้อมะพร้าวแห้งมีปริมาณน้ำมันอยู่ร้อยละ 60-65 ซึ่งมีการค่น้ำมันหลายชนิด ดังนั้นโรงงานผลิตมะพร้าวส่วนใหญ่จึงใช้เนื้อมะพร้าวแห้งเป็นวัตถุดิบสำคัญในการผลิต แต่ข้อเสียของน้ำมันมะพร้าวคือจะเกิดการเน่าเสียเนื่องจากแบคทีเรีย คุณสมบัติของน้ำมันมะพร้าวดังแสดงในตารางที่ 2.2

Properties	Value
Saponification value	242-254
Iodine value	16-19
Nonsaponifiable matter	0.2-0.8%
Melting point, °C	23-30
Specific gravity at 99/115.5 °C	0.869-0.874
At 25/15.5 °C	0.917-0.919
Smoke point, °C	150-200
Flash point, °C	270-300
Fire point, °C	329
Density, g/cm ³	0.869-0.874
Surface tension, mN/m at 20 °C	33.4
Viscosity, mPas at 30 °C	39
at 40 °C	26
at 50 °C	19

ตารางที่ 2 -2 แสดงคุณสมบัติของน้ำมันมะพร้าว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.5.1 กรรมวิธีการผลิต

การผลิตน้ำมันมะพร้าวสามารถแยกออกได้เป็น 3 ขั้นตอนดังนี้

1) การเตรียมวัตถุดิบ เนื้อมะพร้าวแห้งก่อนที่นำเข้าเครื่องสกัดน้ำมันมะพร้าวนั้นจะต้องตรวจสอบความชื้นเสียก่อนว่ามากน้อยเพียงใด ถ้ามีความชื้นเกินกว่าร้อยละ 6 จะต้องนำไปอบแห้งเสียก่อน ความชื้นโดยทั่วไปที่เหมาะสมในการบีบหรืออัดจะต้องไม่เกินร้อยละ 5 เพราะถ้ามากกว่านี้จะทำให้อัตราส่วนของน้ำมันน้อยลง จากนั้นจะนำเข้าเครื่องบด (Hammer Mill) โดยจะบดเนื้อมะพร้าวให้เป็นชิ้นเล็ก ๆ เพื่อสกัดน้ำมันขั้นต่อไป

2) การสกัดน้ำมันดิบ (Crude Oil) การสกัดน้ำมันมะพร้าวอาจทำได้ 3 วิธี

2.1) การสกัดโดยใช้เครื่องบีบอัด (Expeller)

นำเนื้อมะพร้าวที่ได้จากการเตรียมวัตถุดิบในขั้นแรกเข้าเครื่องบีบแบบสกรู (Screw Press) ซึ่งอย่างน้อย 4 เครื่องติดต่อกันไป เพื่อบีบเอาน้ำมันออกมา ส่วนกากมะพร้าวที่ยังมีมะพร้าวซึ่งยังมีน้ำมันเหลืออยู่ประมาณร้อยละ 15-20 เข้าเครื่องบีบอัดแบบไฮดรอลิก (Hydraulic Press) ตามลำดับ จะได้กากมะพร้าวออกมาเป็นก้อนกลม ๆ นำไปจำหน่าย

2.2) การสกัดด้วยตัวทำละลาย (Solvent Extraction)

เป็นวิธีที่สกัดน้ำมัน ได้มีประสิทธิภาพสูงกว่าขั้นตอนแรก เพราะใช้ Hexane เข้ามาช่วยในการสกัดน้ำมัน จึงทำให้อัตราของการตกค้างของน้ำมันจากมะพร้าวมีน้อยมาก โรงงานสกัดน้ำมันมะพร้าวมักนิยมใช้ เพราะได้ผลผลิตมากกว่าและให้ผลตอบแทนสูง กรรมวิธีการผลิตโดยวิธีนี้อาจทำได้หลายวิธี คือ

- แบบแช่ (Immersion) เป็นการสกัดโดยนำเนื้อมะพร้าวที่ผ่านขั้นการเตรียมวัตถุดิบ แล้วแช่ในสารตัวทำละลาย Hexane เมื่อน้ำมันถูกสกัดออกมาจะถูกผสมกับตัวทำละลาย เมื่อแช่ไว้ตามระยะเวลาจนครบตามระยะเวลาที่กำหนดด้วยความร้อน ก็จะทำให้ตัวทำละลายระเหยจนเหลือแต่น้ำมันดิบไว้
- แบบซึมผ่าน (Percolation) วิธีนี้ใช้พ่นตัวทำละลายจนท่วมเนื้อมะพร้าวแล้วปล่อยให้ตามกำหนดเวลาให้ซึมเข้าไปในเนื้อมะพร้าว เพื่อสกัดน้ำมันดิบออกมา
- แบบผสมระหว่างการซึมแช่และการซึมผ่าน (Percolation Immersion) คือ การพ่นแล้วทิ้งเนื้อมะพร้าวแช่อยู่ในตัวทำละลายตามกำหนดเวลา แล้วแยกน้ำมันดิบออกโดยวิธีระเหยความร้อน

2.3) การสกัดโดยใช้เครื่องบีบและตัวทำละลาย

เป็นการสกัดน้ำมันด้วยเครื่องบีบ แล้วนำกากที่เหลือมาสกัดด้วยตัวทำละลายเพื่อเก็บน้ำมันส่วนที่เหลืออยู่ในกากอีกครั้งหนึ่ง

3) การทำน้ำมันให้บริสุทธิ์ (Refining) คือ การกลั่นน้ำมันโดยใช้วิธีทางเคมี เพื่อปรับสภาพของน้ำมันไม่ให้มีสี กลิ่น รส และกำจัดสารเจือปนอยู่ เพื่อให้เหมาะแก่การใช้งานในอุตสาหกรรม โดยการกำจัดกรดไขมันอิสระ (Refining) ด้วยโซดาไฟ (Caustic soda) ซึ่งจะแยกน้ำมันที่ปราศจากกรดไขมันอิสระ ส่วนหนึ่งจะได้เป็นสบู่ซึ่งมีสิ่งสกปรกหรือสารเจือปนออกมาด้วย ฉะนั้นน้ำมันที่ได้จะสะอาดและไม่มีสารเจือปน

2.5.2 คุณสมบัติทางเคมีของน้ำมันมะพร้าว

ปฏิกิริยาเคมีของน้ำมันมะพร้าวซึ่งมีองค์ประกอบเป็นพวกไขมัน (Fats) ซึ่งเป็นเอสเทอร์ที่เกิดขึ้นโดยธรรมชาติของกรดคาร์บอกซิลิกโซ่ยาวและไตรกลีเซอไรด์ โดยที่โมเลกุลไขมันอาจเรียกว่า “กลีเซอไรด์”

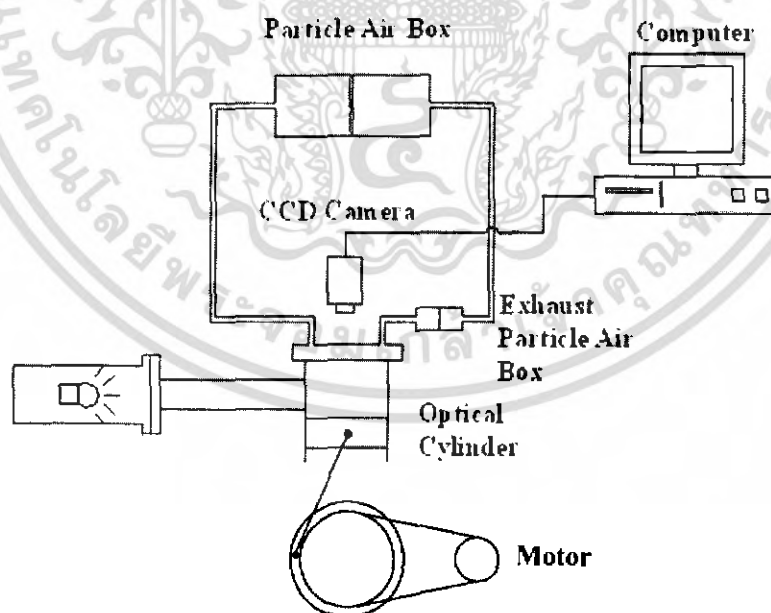
- Hydrolysis ไฮโดรลีสเป็นปฏิกิริยาเฉพาะที่มีความสำคัญที่สุดสำหรับอนุพันธ์ของกรดคาร์บอกซิลิกคืออนุพันธ์ของกรดคาร์บอกซิลิกทำปฏิกิริยากับน้ำแล้วได้กรดคาร์บอกซิลิก ดังนี้

เมื่อเอสเทอร์ทำปฏิกิริยากับน้ำจะได้กรดคาร์บอกซิลิกและแอลกอฮอล์ โดยที่ปฏิกิริยาที่เกิดขึ้นช้า ๆ แต่จะเร็วขึ้นเมื่อใช้กรดเป็นตัวเร่งปฏิกิริยา ซึ่งเป็นปฏิกิริยาผันกลับของปฏิกิริยาการเตรียมเอสเทอร์ ปฏิกิริยาดังกล่าวเป็นกระบวนการที่เข้าสู่สมดุล แต่สามารถทำให้ปฏิกิริยาเกิดสมบูรณ์ได้โดยใช้น้ำมากเกินพอ

- Amidation เมื่อกรดคาร์บอกซิลิกทำปฏิกิริยากับเอมีนจะได้แอมไนด์

2.6 หลักการทำงานของเครื่องจำลองการไหลของอากาศภายในกระบอกสูบ

การสังเกตการณ์เคลื่อนที่ของอากาศภายในกระบอกสูบมี 2 ระนาบ คือ 1.ระนาบแนวนอน เพื่อดู Swirl และ 2.ระนาบแนวตั้ง เพื่อดู Tumble ซึ่งทั้ง 2 ระนาบที่กล่าวมานั้นมีลักษณะหลักการทำงานของชุดจำลองเหมือนกันแต่แตกต่างกันที่มุมในการวางกล้อง โดยหลักการทั้ง 2 แบบนี้คือ การฉายระนาบแสงให้ตกกระทบกับอนุภาคที่อยู่ภายในอากาศทำให้เกิดภาพ จากนั้นภาพที่ปรากฏอยู่จะถูกบันทึกโดยกล้องวิดีโอหรือกล้องถ่ายภาพคุณภาพสูง ภาพหน้าตัดของ Streamline และเวกเตอร์ของความเร็วจะแสดงลักษณะโครงสร้างของการไหล ปริมาณความเข้มของกระแสหมุนวนใน 2 ระนาบจะแสดงโดยการใช้ตัวแปรไร้หน่วยที่เรียกว่า Swirl ratio และ Tumble ratio แผนผังการเชื่อมต่ออุปกรณ์สำหรับการสังเกตการไหลในระนาบแนวนอนแสดงไว้ดังรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 Schematic Diagram of Experimental Apparatus.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

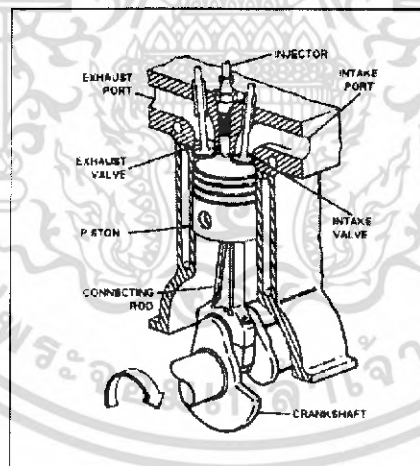
การออกแบบห้องเผาไหม้

ห้องเผาไหม้(Combustion Chamber) นับว่ามีส่วนสำคัญอย่างยิ่งต่อการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซล เพื่อจะทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ดี จึงได้มีการออกแบบห้องเผาไหม้ให้มีลักษณะต่าง ๆ กันออกไป ห้องเผาไหม้ที่มีการสร้างขึ้นและพัฒนา มาจนถึงปัจจุบัน โดยแบ่งออกเป็น 2 แบบ คือ

1. ห้องเผาไหม้แบบเปิดหรือการฉีดแบบตรง(Open Combustion Chamber or Direct Injection Chamber)
2. ห้องเผาไหม้ช่วย(Indirect Injection Chamber)

3.1 ห้องเผาไหม้แบบเปิดหรือการฉีดแบบตรง(Open Combustion Chamber or Direct Injection Chamber)

การออกแบบสร้างห้องเผาไหม้แบบเปิดในระยะแรกนั้น จะออกแบบเพื่อใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลขนาดใหญ่เท่านั้น เนื่องจากกระบอกสูบที่มีขนาดเล็กกว่านั้นจะมีปัญหาจากเชื้อเพลิงที่ฉีดออกมาจะไปกระทบกับผนังกระบอกสูบหรือหัวลูกสูบ ซึ่งเป็นผลให้การผสมคลุกเคล้าของเชื้อเพลิงและอากาศไม่ดีเท่าที่ควร การเผาไหม้ก็จะไม่สมบูรณ์ แต่ในปัจจุบันได้มีการพัฒนาและปรับปรุงลักษณะของห้องเผาไหม้แบบเปิดนี้ให้นำมาใช้กับเครื่องยนต์ที่มีขนาดเล็กลง พร้อมทั้งปรับปรุงประสิทธิภาพการทำงานของหัวฉีดให้เหมาะสมกับห้องเผาไหม้แบบเปิดให้ดีขึ้นด้วย

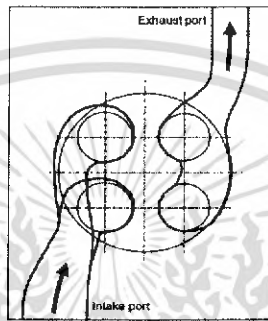


รูปที่ 3.1 ลักษณะของห้องเผาไหม้แบบฉีดตรงในเครื่องยนต์ดีเซล

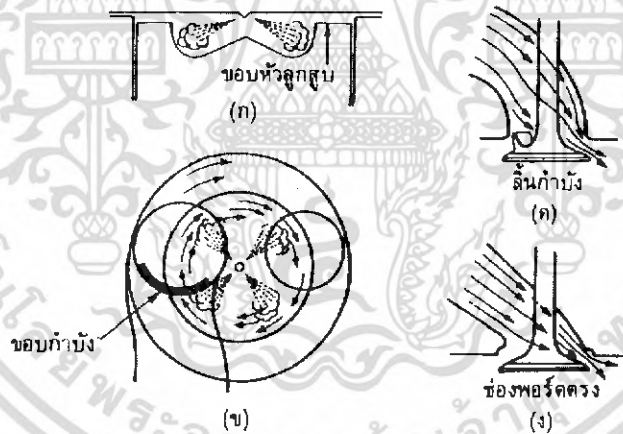
เครื่องยนต์ดีเซลที่ใช้ห้องเผาไหม้แบบเปิด และใช้หัวฉีดแบบหลายรู เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกไปจะกระจายออกไปรอบแฉ่งหัวลูกสูบภายในห้องเผาไหม้เท่านั้น ส่วนบริเวณตรงกลางของแฉ่งหัวลูกสูบจะไม่มีฝอยเชื้อเพลิงเลย จึงทำให้อากาศในบริเวณนั้นไม่ได้คลุกเคล้ากับเชื้อเพลิง จึงไม่มีการเผา

โหม้ในบริเวณดังกล่าว ช่วงบริเวณที่เกิดอาการนี้เรียกว่า ห้องอากาศตาย(Dead Air Space) วิธีการแก้ไขบริเวณห้องอากาศตายจะทำได้โดยการออกแบบหัวลูกสูบให้มีหัวเว้าลงไปแล้วทำบริเวณศูนย์กลางของลูกสูบที่เว้าอยู่ให้เป็นเนินสูงขึ้นมาคล้ายกับ หมวกเม็กซิกัน(Mexican Hat)

การทำให้อากาศที่เข้าห้องเผาไหม้เกิดการหมุนวนเพื่อการผสมเชื้อเพลิงกับอากาศที่ดี สำหรับห้องเผาไหม้แบบเปิด จะสร้างให้ท่อไอศมีรูปร่างเป็นลักษณะบิคคล้ายเกลียว ทำให้อากาศที่ไหลเข้าห้องเผาไหม้มีการหมุนวน เมื่อหัวฉีดฉีดเชื้อเพลิงออกมาก็จะคลุกเคล้าผสมกับอากาศที่กำลังหมุนวนได้เป็นอย่างดี สำหรับท่ออากาศเข้าทำให้ห้องอากาศหมุนวนได้นี้จะเรียกว่า ท่ออากาศเอียง เพราะช่องทางที่อากาศไหลเข้าหัวสูบลักษณะเป็นแบบท่อเอียง ดังรูปที่ 3.2 และ 3.3



รูปที่ 3.2 การหมุนวนของอากาศโดยใช้ท่อ ไอศที่มีลักษณะเป็นแบบท่อเอียง



รูปที่ 3.3 การทำให้ห้องอากาศหมุนวนโดยดัดบังและช่องนำอากาศเข้าเครื่องยนต์

จากรูปที่ 3.4 แสดงช่องนำอากาศเข้ากระบอกลูกสูบ(Intake Passage) ส่วนรูปที่ 3.5 มีหลายวิธีที่จะทำให้ห้องอากาศในกระบอกลูกสูบเกิดการหมุนวน รูปที่ 3.5 (ก) ใช้หัวลูกสูบทำให้เกิดอากาศหมุนวน รูปที่ 3.5 (ข) และ (ค) เป็นการใช้ดัดบังกำบังทำให้ห้องอากาศหมุนวน และรูปที่ 3.5 (ง) ใช้ท่อไอศตรงไม่มีขอบดัดบัง เมื่อนำมาเปรียบเทียบกันทั้ง 2 แบบจะเห็นได้ว่า แบบที่ใช้ท่อเอียงและแบบที่ใช้ดัดบังกำบังจะช่วยเสริมให้อากาศที่เข้ากระบอกลูกสูบเกิดการหมุนวนได้ดีขึ้น และถ้าทั้ง 2 แบบมาใช้ร่วมกันก็จะช่วยให้เกิดการ

หมุนวนได้มากขึ้น แต่ที่นิยมใช้กันมากคือแบบท่อเอียงนำอากาศเข้ามากกว่าการใช้ลิ้นกำกับ เพราะลิ้นกำกับจะไปปิดกั้นทางเดินของอากาศให้เข้ากระบอกสูบไม่สะดวกเท่าที่ควร

ความเร็วของลูกสูบทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของอากาศ ซึ่งเกิดจากการถูกอัดตัวไล่ที่ขอบหัวลูกสูบ จะแตกต่างกันไปตามอัตราส่วนของเนื้อที่ถูกอัดต่อเนื้อที่ในห้องเผาไหม้ และจะมีเกณฑ์ประมาณ 30 – 120 เมตร / วินาที

การเคลื่อนที่ของอากาศที่หัวลูกสูบ

$$V_s = \frac{(D^2 - d^2)V_p}{(s+c)4d} = \frac{(\pi N(D^2 - d^2) \sin \alpha) + \lambda \sin 2\alpha}{\left[d(1 - \cos \alpha) + \lambda \sin^2 \alpha + \frac{2c}{s} \right] - 1000} \quad (3.1)$$

$$\text{โดยที่ } \lambda = \frac{5}{4L}$$

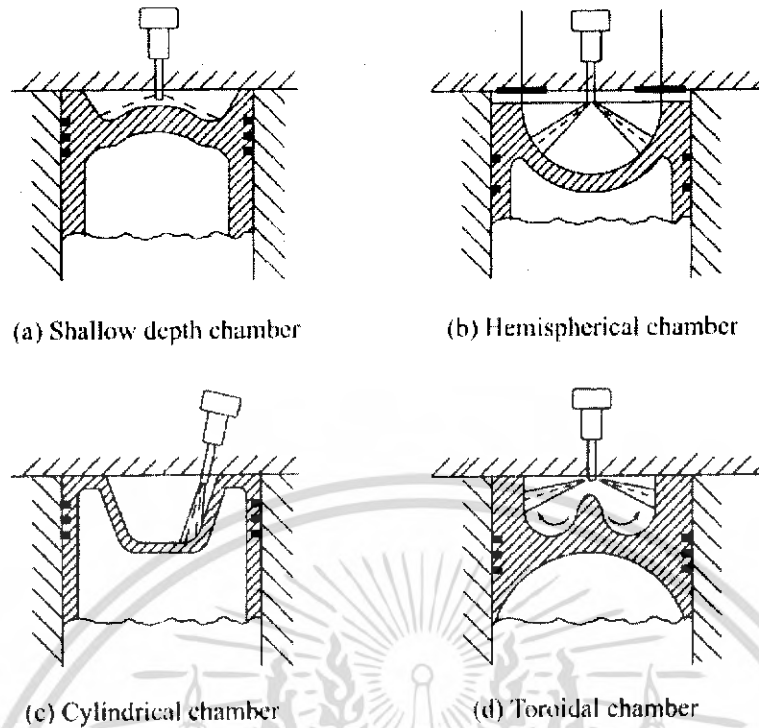
ห้องเผาไหม้แบบเปิดแบ่งออกเป็น

3.1.1 ห้องเผาไหม้แบบ Shallow Dept ห้องเผาไหม้แบบนี้หตุมจะมีความลึกเพียงเล็กน้อย มักถูกนำมาใช้กับเครื่องยนต์ขนาดใหญ่ที่ใช้ความเร็วรอบต่ำๆ ถ้าขนาดหตุมกว้างมากๆ การsquishจะไม่เกิดขึ้น

3.1.2 ห้องเผาไหม้แบบ Hemispherical ห้องเผาไหม้แบบนี้จะทำให้เกิดการ squish เล็กน้อย แต่อัตราส่วนของความลึกและขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหตุมสามารถปรับค่าได้ตามการ squish ที่ต้องการ

3.1.3 ห้องเผาไหม้แบบ Cylindrical ห้องเผาไหม้แบบนี้ถูกออกแบบมาสำหรับเครื่องยนต์ดีเซล ในยุคที่ผ่านมา ห้องเผาไหม้แบบนี้ออกแบบมาจากการคัดลอกของกรวยที่มีมุม 30 องศาสามารถทำให้เกิดการไหลแบบหมุนควงได้โดยการใช้ลิ้นกำกับที่วาล์วเกือบ 180 องศาของเส้นรอบวง การ squish สามารถเปลี่ยนค่าได้โดยการปรับเปลี่ยนความลึกของหตุม

3.1.4 ห้องเผาไหม้แบบ Toroidal การออกแบบห้องเผาไหม้แบบนี้ก็เพื่อที่จะทำให้เกิดการ squish ที่รุนแรงตามการเคลื่อนที่ของอากาศ เนื่องจากมีการ squish ที่รุนแรงจึงมีการใช้ลิ้นกำกับเพียงเล็กน้อย และการใช้ประโยชน์จากออกซิเจนดีกว่า มุมกรวยของสเปรย์สำหรับห้องเผาไหม้แบบนี้คือ 150° - 160°



รูปที่ 3.4 ห้องเผาไหม้แบบเปิดชนิดต่างๆ

ข้อดีของห้องเผาไหม้แบบเปิด คือ

1. ได้ประสิทธิภาพทางความร้อนสูง ทำให้สตาร์ทเครื่องได้ง่ายโดยไม่ต้องมีหัวเผา(Glow Plug)
2. พลังงานความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงทั้งหมด จะกระทำโดยตรงกับหัวลูกสูบทำให้ไม่สูญเสียพลังงานไปยังส่วนอื่น

3. กระบอกสูบและลูกสูบได้รับผลกระทบน้อย จากการเผาไหม้อัจฉริยะการอัดค้ำ

4. ไม่ต้องสร้างอุปกรณ์ช่วยสตาร์ท คือไม่ต้องมีหัวเผาก็ได้

ข้อเสียของห้องเผาไหม้แบบเปิด คือ

1. ยากต่อการควบคุมการเผาไหม้
2. เครื่องยนต์เดินไม่เรียบเพราะไม่มีการหน่วงเวลาเป็นผลทำให้เกิดการเผาไหม้เร็วและแรงดันสูง
3. มีความไวต่อการเปลี่ยนแปลงการจุดระเบิด
4. หัวฉีดแบบหลายรูมักจะมีรูหนึ่งรูโคตัน ทำให้การผสมน้ำมันกับอากาศไม่ดีเท่าที่ควร
5. ต้องใช้หัวฉีดที่มีแรงดันสูง ทำให้ชิ้นส่วนสึกหรอเร็ว

3.2 ห้องเผาไหม้ช่วย(Indirect Injection Chamber)

คือห้องเผาไหม้ที่มีการออกแบบให้มีห้องเผาไหม้มากกว่าหนึ่งห้อง โดยให้ห้องเผาไหม้ส่วนหนึ่งซึ่งเรียกว่าห้องเผาไหม้ช่วยอยู่บริเวณฝาสูบ แล้วมีช่องทางเล็ก ๆ ต่อมายังห้องเผาไหม้หลักอีกทางหนึ่ง จึงทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์ยิ่งขึ้น อีกทั้งเกิดกระแสของการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศเป็น

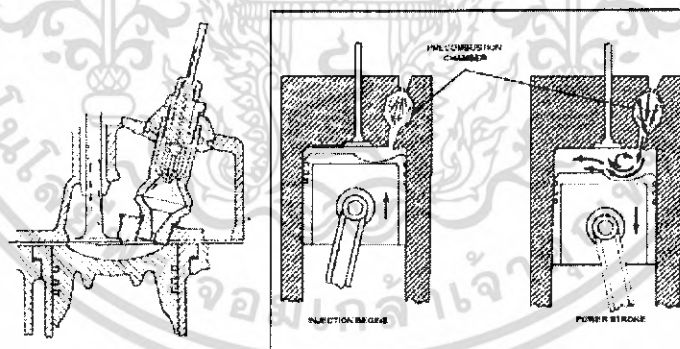
2 กระแส (Stratification) คือ กระแสที่มีการผสมหนา (Rich Mixture) ที่ห้องเผาไหม้ช่วย และกระแสที่มีการผสมบาง (Lean Mixture) ที่ห้องเผาไหม้หลัก การฉีดเชื้อเพลิงจะฉีดเข้าไปยังห้องเผาไหม้ช่วย ช่องทางที่ต่อระหว่างห้องเผาไหม้ช่วยกับห้องเผาไหม้หลัก จะช่วยทำให้อากาศบริเวณทางออกจะเกิดกระแสหมุนวน (Wake) ได้มาก ในขณะที่อากาศถูกอัดรีดเข้าไปยังห้องเผาไหม้ช่วย ถ้าอากาศที่ถูกอัดเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงในห้องเผาไหม้ช่วย จะเรียกว่า ห้องเผาไหม้แบบล่วงหน้า (Precombustion Chamber)

ห้องเผาไหม้ช่วยบางแบบจะออกแบบให้มีลักษณะเป็นทรงกลมอยู่ในฝาสูบและมีช่องทางเอียงออกมาสู่ห้องเผาไหม้หลัก ซึ่งช่องทางเอียงนี้จะช่วยให้อากาศผสมของอากาศด้วยความเร็วสูง ห้องเผาไหม้ช่วยแบบนี้ก็จะเรียกว่า ห้องเผาไหม้แบบอากาศหมุนวน (Turbulence or Swirl Chamber)

3.2.1 ห้องเผาไหม้ล่วงหน้า (Precombustion Chamber)

ห้องเผาไหม้แบบนี้จะมีปริมาตรร้อยละ 25-40 ของปริมาตรรวมของห้องเผาไหม้ทั้งหมด ปกติห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะมีประสิทธิภาพทางความร้อนต่ำกว่าห้องเผาไหม้ตรง (Direct Injection) เพราะเนื่องจากมีพื้นที่ของห้องเผาไหม้มากกว่า ทำให้ความร้อนของอากาศที่ถูกอัดตัวต้องสูญเสียไป ส่วนการสตาร์ทของเครื่องยนต์จึงต้องใช้หัวเผา (Glow Plug) ช่วยให้ความร้อนเพิ่มเติมในการจุดระเบิดครั้งแรก

ขณะที่ถูกสูบล้ออากาศในห้องเผาไหม้ อากาศบางส่วนก็จะไหลเข้าไปอยู่ในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าและเมื่อถูกสูบเลื่อนขึ้นเกือบถึงศูนย์กลางบน หัวฉีดจะเริ่มฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเข้าไปยังห้องเผาไหม้ล่วงหน้า การเผาไหม้ก็จะเกิดขึ้น แรงดันในห้องเผาไหม้ล่วงหน้าจะสูงขึ้นทันทีทันใด และพุ่งออกมายังห้องเผาไหม้หลักโดยผ่านช่องทางแคบ ๆ ออกมาพร้อมกับช่วยพ่น้ำมันเชื้อเพลิงบางส่วนที่ยังไม่ได้เผาไหม้ มาผสมกับอากาศที่ถูกอัดอยู่ในห้องเผาไหม้หลัก ก็จะทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ในห้องเผาไหม้หลักนี้



รูปที่ 3.5 ห้องเผาไหม้ล่วงหน้า

ข้อดีของห้องเผาไหม้แบบล่วงหน้า ห้องเผาไหม้แบบล่วงหน้ามีข้อดีดังต่อไปนี้คือ

1. กำลังสูงสุดในปริมาตรกระบอกสูบต่ำ เพราะเผาไหม้ค่อนข้างเป็นเวลานาน
2. สามารถใช้อัตราส่วนการอัดได้สูงถึง 22 ต่อ 1
3. ใช้เชื้อเพลิงที่มีค่าซีเทนต่ำได้ เพราะการเผาไหม้ส่วนใหญ่เกิดในห้องเผาไหม้ช่วย

4. ใช้ระบบอัดฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงชนิดแรงดันต่ำได้ เพราะเชื้อเพลิงไม่จำเป็นต้องเป็นฝอยมากนัก จึงทำให้การสีกหรือช้าลง

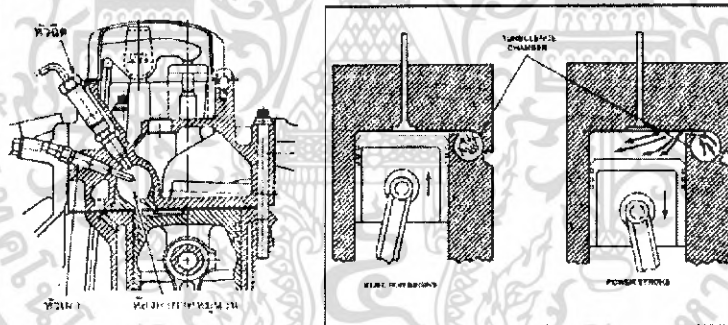
ข้อเสียของห้องเผาไหม้แบบล่องหน้า ห้องเผาไหม้ล่องหน้ามีข้อเสียดังต่อไปนี้

1. ประสิทธิภาพทางความร้อนต่ำเพราะเนื้อที่ห้องเผาไหม้มาก
2. ต้องใช้หัวเผาช่วยสตาร์ท
3. ต้องใช้อัตราส่วนการอัดสูงเพื่อชดเชยความร้อนที่สูญเสีย
4. การไล่ไอเสียไม่หมดโดยเฉพาะในห้องเผาไหม้ล่องหน้า

3.2.2 ห้องเผาไหม้แบบอากาศหมุนวน(Turbulence or Swirl Combustion Chamber)

ห้องเผาไหม้แบบนี้จะมีห้องเผาไหม้ช่วยปริมาตรประมาณร้อยละ 50-90 ของปริมาตรห้องเผาไหม้ทั้งหมด ช่องทางระหว่างห้องเผาไหม้ช่วยกับห้องเผาไหม้หลักจะมีขนาดใหญ่ อากาศกับน้ำมันเชื้อเพลิงจะผสมกันโดยการหมุนวนของอากาศด้วยความเร็วสูง ขณะอัดอากาศจะเข้าไปในห้องเผาไหม้หมุนวน โดยผ่านทางช่องทางที่ต่อระหว่างห้องเผาไหม้หมุนวนกับห้องเผาไหม้หลัก แล้วเกิดการหมุนวน

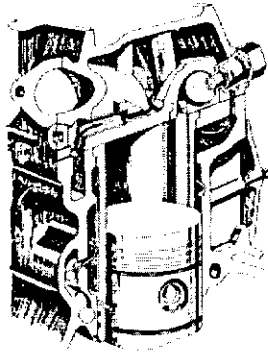
ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ยิ่งสูงการหมุนวนของอากาศในห้องเผาไหม้ยิ่งมีมากขึ้น ซึ่งจะช่วยให้อากาศกับน้ำมันเชื้อเพลิงผสมกันได้เร็วยิ่งขึ้น เป็นการช่วยลดการล่าช้าของการเผาไหม้ให้น้อยลง ห้องเผาไหม้แบบนี้มักจะออกแบบให้ทำงานที่ความเร็วรอบประมาณ 1200-3000 รอบ/นาที และต้องมีหัวเผา (Glow Plug) สำหรับอุ่นอากาศให้ร้อนก่อนสตาร์ทเครื่องยนต์



รูปที่ 3.5 ห้องเผาไหม้แบบอากาศหมุนวน

จากรูปที่ 3.5 เป็นห้องเผาไหม้แบบอากาศหมุนวน ซึ่งมีช่องทางที่ต่ออยู่ระหว่างห้องเผาไหม้หมุนวนกับห้องเผาไหม้หลัก โดยจะทำมุมให้เอียงไปด้านหนึ่งเพื่อให้อากาศที่ถูกอัดหมุนวนอยู่ในห้องหมุนวน และระหว่างการเผาไหม้จะทำให้เกิดการหมุนวนที่ห้องเผาไหม้หลักหัวฉีดที่ใช้จะใช้หัวฉีดแบบรูเดียว

ห้องเผาไหม้อากาศหมุนวนแบบฮิสปาโนซูซ่า(Hispanosuzi) ประกอบด้วยส่วนบนของห้องเผาไหม้จะหล่อเป็นเนื้อเดียวกับฝาสูบ ส่วนล่างและช่องทางที่ต่อไปยังห้องเผาไหม้เหนือหัวลูกสูบเป็นชิ้นส่วนที่ประกอบเข้าไป ดังรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 ห้องเผาไหม้แบบฮิสปาโนซูซ่า

น้ำมันเชื้อเพลิงจะถูกฉีดให้พุ่งตรงไปยังส่วนกลางของห้องเผาไหม้รูปทรงกลมหรือ 90 องศา กับทิศทางของอากาศที่หมุนวน ในกรณีเช่นนี้ฝอยละอองน้ำมันจากหัวฉีดแบบเดี่ยวจะกระทบกับห้องและปากช่องทางที่ร้อน จึงเป็นการช่วยในการกลายเป็นไอและจุดระเบิดของน้ำมัน สิ่งสำคัญเกี่ยวกับการสร้างห้องเผาไหม้แบบนี้ได้แก่

1. รูปร่างของชิ้นส่วนของห้องเผาไหม้ที่ได้เข้าไป(ส่วนล่างและช่องทาง)
 2. โดหะผสมที่ใช้ทำชิ้นส่วนห้องเผาไหม้เพื่อควบคุมอุณหภูมิที่ผิว และช่วยในการจุดระเบิด
- เครื่องยนต์ที่ใช้ห้องเผาไหม้แบบนี้จะเดินเรียบแม้จะให้กำลังใช้งานสูง ๆ ก็ตาม

ข้อดีของห้องเผาไหม้แบบอากาศหมุนวน

1. แรงดันสูงสุดและอัตราการเพิ่มของแรงดันขณะเผาไหม้ต่ำ เมื่อเปรียบเทียบกับห้องเผาไหม้แบบลวงหน้า
2. การใช้ประโยชน์ของอากาศกระทำได้เต็มที่ ทำให้ไอเสียมีค่าน้อยมากเมื่อสัมประสิทธิ์ของอากาศส่วนเกินมีค่าเท่ากับ 1.15 – 1.25
3. การเผาไหม้เกิดขึ้นเร็วและสมบูรณ์ เนื่องจากการหมุนวนของอากาศมีความเร็วสูงเหมาะกับการทำงานของเครื่องยนต์ที่รอบสูง
4. มีเสียงน้อยของเครื่องยนต์น้อย
5. มีการควบคุมระยะเวลาล่าช้า(Delay Period)ทำให้แรงบิดใช้งานยืดหยุ่นได้ โดยมีควันไอเสียเกิดขึ้นเพียงเล็กน้อย

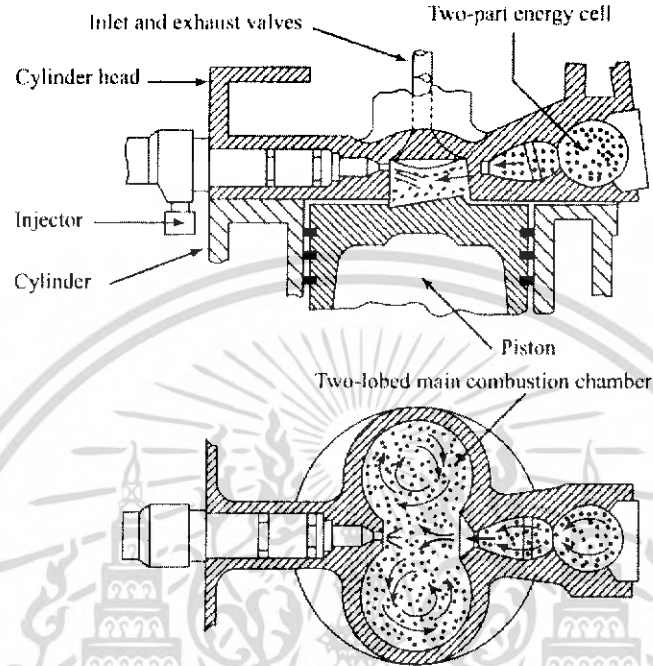
ข้อเสียของห้องเผาไหม้แบบอากาศหมุนวน

1. ไม่สามารถใช้เชื้อเพลิงได้หลายเกรด
2. ความสิ้นเปลือง(sfc)ของเครื่องยนต์สูงกว่า เนื่องจากการสูญเสียความร้อนขณะที่ก๊าซที่เกิดจากการเผาไหม้แล้วผ่นรูท่อต่อไปยังห้องเผาไหม้หลัก
3. ดัดเครื่องยากขณะเครื่องเย็น เพราะมีการสูญเสียความร้อนไปกับห้องเผาไหม้มาก จึงต้องใช้หัวเผาช่วยในการติดเครื่อง
4. ต้องการน้ำมันที่เป็นละอองมากกว่า ดังนั้นจึงต้องการกำลังค้ำของหัวฉีดสูงกว่าแบบห้องเผาไหม้ลวงหน้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

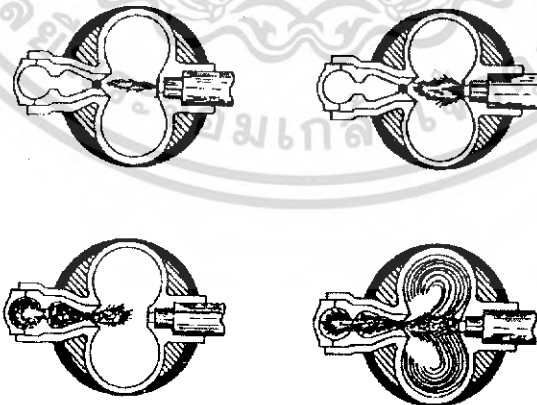
3.2.3 ห้องเผาไหม้แบบแอโรเซลล์ (Air Cell Combustion Chamber)

ประกอบด้วยห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้แบบแอโรเซลล์ ทั้งห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้แอโรเซลล์จะอยู่ในฝาสูบ โดยห้องเผาไหม้แบบแอโรเซลล์จะอยู่ตรงข้ามกับหัวฉีด ห้องเผาไหม้แบบนี้มักนิยมใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลความเร็วสูง เส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกสูบอยู่ระหว่าง 120 – 180 มิลลิเมตร



รูปที่ 3.7 ห้องเผาไหม้แบบแอโรเซลล์

ห้องเผาไหม้หลัก มีลักษณะเป็นรูปทรงกระบอกคล้ายเลข 8 ซึ่งอยู่ในฝาสูบ จะอยู่ส่วนบนตรงกับห้องเผาไหม้หลัก ลิ้นไอดีจะอยู่ที่ส่วนราบของฝาสูบ ห้องแอโรเซลล์จะมีปริมาตรร้อยละ 20 ของปริมาตรกระบอกสูบทั้งหมด หัวฉีดจะใช้หัวฉีดแบบเดือย (Pintle) ติดตั้งอยู่คนละด้านกับห้องแอโรเซลล์ และจะทำหน้าที่ฉีดน้ำมันตรงไปยังคอคอดของห้องแอโรเซลล์



รูปที่ 3.8 ขั้นตอนการเผาไหม้ของห้องเผาไหม้แบบแอโรเซลล์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้แบบแอร์เซล คือ

1. เริ่มฉีด เมื่อน้ำมันเชื้อเพลิงฉีดออกจากหัวฉีดด้วยความเร็วสูง จะพุ่งผ่านห้องเผาไหม้หลักไปยังห้องแอร์เซล

2. เริ่มเผาไหม้ ขณะที่ผ่านห้องเผาไหม้หลัก ซึ่งมีความร้อนจากการอัดอากาศสูง ละอองน้ำมันที่อยู่รอบนอกของลำน้ำมันจากหัวฉีดซึ่งเป็นฝอยละอองที่เล็กมาก จึงทำให้จุดขีดความร้อนได้เร็วและเริ่มติดไฟการฉีดน้ำมันของหัวฉีดยังคงฉีดต่อไปและใกล้สิ้นสุดการฉีด

3. เผาไหม้ในห้องเผาไหม้แอร์เซล ระหว่างเผาไหม้ในห้องใหญ่ขณะนี้ จะเผาไหม้เฉพาะรอบนอกของละอองน้ำมัน และเกิดการเผาไหม้เพียงเล็กน้อย เพราะน้ำมันส่วนใหญ่พุ่งแรงเข้าไปในห้องเผาไหม้แอร์เซล ดังนั้นการติดไฟจึงติดตามเข้าไปในห้องแอร์เซลด้วย การเผาไหม้จะเกิดขึ้นในห้องแอร์เซล แต่การเผาไหม้จะยังไม่สมบูรณ์ เพราะมีอากาศในห้องแอร์เซลเพียงเล็กน้อยเท่านั้น และจะสิ้นสุดการฉีดที่นี่

4. การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้หลัก เมื่อเกิดการเผาไหม้ในห้องแอร์เซลจะเกิดแรงดันพาทั้งน้ำมันเชื้อเพลิงและเปลวไฟพุ่งมาสู่ห้องเผาไหม้หลัก โดยผสมกับอากาศที่ห้องเผาไหม้หลักเกิดการเผาไหม้อย่างต่อเนื่อง ระหว่างที่พุ่งออกมาจากห้องเผาไหม้แอร์เซล การผสมระหว่างน้ำมันเชื้อเพลิงที่เหลือกับอากาศในห้องเผาไหม้หลักจะผสมกันได้ดี และเกิดการเผาไหม้ต่อเนื่องเป็นการอุ่นละอองน้ำมันให้ร้อนจนพร้อมที่จะเผาไหม้ จึงทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์กว่าห้องเผาไหม้แบบอื่น จนสิ้นสุดการเผาไหม้

ข้อดีของห้องเผาไหม้แบบแอร์เซล

1. ให้สมรรถนะสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ห้องเผาไหม้ตรง หรือแบบอากาศหมุนวน
2. การคลุกเคล้าของเชื้อเพลิงที่เผาไหม้กับอากาศเป็นไปอย่างต่อเนื่อง ไม่ขาดระยะคล้ายกับห้องเผาไหม้แบบลว่งหน้า

3. สามารถควบคุมการเผาไหม้ได้ เป็นการป้องกันไม่ให้เกิดแรงดันที่สูงมากเกินไป หรือเกิดการเดินไม่เรียบอย่างเช่นที่เกิดขึ้นในบางครั้งกับห้องเผาไหม้แบบเบียด

4. ติดเครื่องยนต์ได้ง่าย ไม่ต้องใช้หัวเผา

5. ใช้มอเตอร์สตาร์ทได้ดี เพราะมีอัตราส่วนความอัดต่ำ(13 – 15 ต่อ 1)

6. ปริมาณอากาศที่ตักค้างอยู่น้อย

7. ใช้ได้ดีกับงานที่ต้องเปลี่ยนความเร็วบ่อย ๆ และต้องการความเร็วสูง

8. ให้กำลังงานสูง โดยที่ในห้องเผาไหม้หลักมีแรงดันต่ำ

ข้อเสียของห้องเผาไหม้แบบแอร์เซล

1. เป็นระบบที่ยุ่งยากซับซ้อนกว่าห้องเผาไหม้แบบอื่น ๆ

2. ไม่เหมาะที่จะสร้างเป็นเครื่องยนต์ขนาดใหญ่

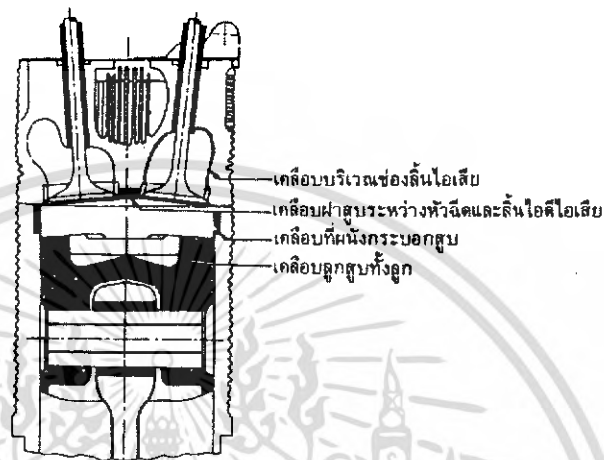
3. ความสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิงสูงกว่าแบบที่ใช้ของเผาไหม้ตรง

4. ราคาสร้างตลอดจนค่าบำรุงรักษาซ่อมแซมสูง

5. การระบายความร้อนของห้องแอร์เซลยาก จึงทำให้ชำรุดเสียหายง่าย

3.3 การพัฒนาห้องเผาไหม้

ปัจจุบันได้มีการพัฒนาห้องเผาไหม้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพแก่เครื่องยนต์ ซึ่งกระทำโดยการเอาเซรามิก(Ceramic)เข้ามาเสริมสร้างห้องเผาไหม้ เพราะเซรามิกมีคุณสมบัติแข็งกว่าเหล็ก เป็นฉนวนกันความร้อนได้ดี และทนต่อความกดดันและความร้อนได้สูง จึงนำเซรามิกมาเคลือบบริเวณห้องเผาไหม้ เนื่องจากเซรามิกเป็นฉนวนความร้อนทำให้การถ่ายเทความร้อนไปยังส่วนอื่นได้ยาก จึงทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนสูง



รูปที่ 3.9 ห้องเผาไหม้เคลือบเซรามิก

จากรูปที่ 3.9 แสดงห้องเผาไหม้เคลือบเซรามิก โดยมีการเคลือบเซรามิกในส่วนของห้องเผาไหม้ดังนี้

1. ใช้เซรามิกเคลือบบริเวณช่องลิ้นไอเสียและท่อทางไอเสียที่อยู่ในฝาสูบ ทำให้เพิ่มกำลังของไอเสียไปขับเคลื่อนเทอร์โบชาร์จ จึงได้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สูงขึ้น
2. ใช้เซรามิกเคลือบฝาสูบระหว่างหัวฉีดและลิ้นไอเสีย เพื่อป้องกันความร้อนขึ้นไปยังฝาสูบ อุณหภูมิในห้องเผาไหม้จึงสูง ทำให้การเผาไหม้เชื้อเพลิงทำได้ง่ายและได้ประสิทธิภาพสูง
3. การเคลือบเซรามิกที่ผนังกระบอกสูบบริเวณห้องเผาไหม้ช่วยป้องกันความร้อนสูญเสีย ทำให้ได้ประสิทธิภาพทางความร้อนสูง
4. การเคลือบเซรามิกแก่ลูกสูบทั้งลูกสามารถเพิ่มพลัง (ประสิทธิภาพทางความร้อนสูง) และความคงทนให้แก่เครื่องยนต์ เมื่อเทียบราคาค่าสร้างที่เพิ่มขึ้นแล้ว ยังได้เปรียบกว่าลูกสูบแบบเดิม

ความต้องการในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ดีเซลนั้นคือ การผสมคลุกเคล้าเข้าด้วยกันได้ดีระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศ เพราะจะทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ภายในห้องเผาไหม้ เป็นผลทำให้ไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้มีอันตรายน้อยลง และได้กำลังจากเครื่องยนต์ได้อย่างเต็มที่ ในการผสมเชื้อเพลิงกับอากาศจะดีเพียงใดนั้นขึ้นอยู่กับ

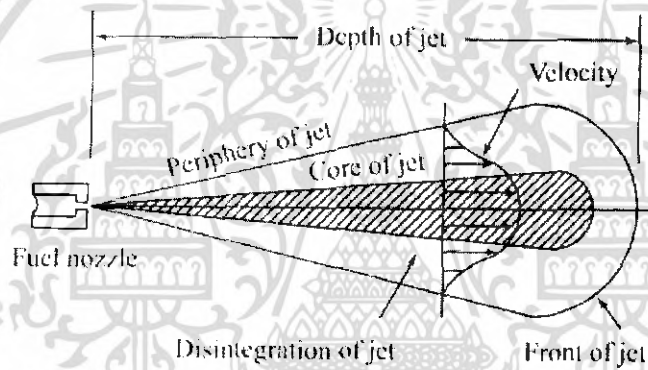
1. การกระจายตัวของเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้
2. การไหลเวียนของอากาศภายในห้องเผาไหม้

3.4 การกระจายตัวของเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้

ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด มีเพียงอากาศเท่านั้นที่ถูกอัดด้วยอัตราส่วนการอัดที่สูงถึงประมาณ 16 : 1 - 20 : 1 จนมีความดันและอุณหภูมิที่สูงขึ้น เชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ที่มีความดันสูง เชื้อเพลิงที่ถูกฉีดออกมาจะเป็นรูปกรวยและถูกล้อมรอบด้วยสเปรย์ของเชื้อเพลิงที่คลุกเคล้ากับอากาศ ดังรูปที่ 3.10 โดยสเปรย์นั้นเกิดขึ้นจากการแตกตัวและการระเหยตัวของเชื้อเพลิง การไหลของอากาศในห้องเผาไหม้ผ่านลำของเชื้อเพลิงจะพัดพาให้อนุภาคของเชื้อเพลิงไปตามการไหลของอากาศ ทำให้เกิดการคลุกเคล้าผสมกันของอากาศและเชื้อเพลิง

ถ้าไม่มีการไหลของอากาศในห้องเผาไหม้ ดังรูปที่ 3.11 จะทำให้ไม่มีออกซิเจนเพียงพอในบริเวณที่มีการเผาไหม้ และทำให้การเผาไหม้เกิดขึ้นล่าช้าและไม่สมบูรณ์

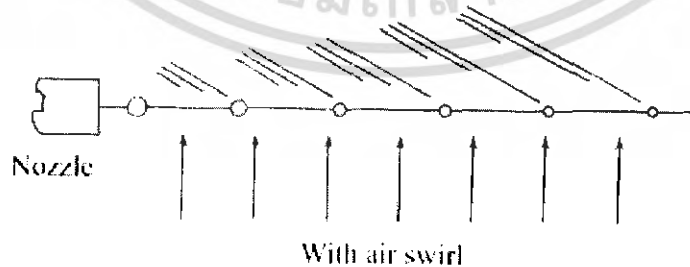
ถ้าอากาศในห้องเผาไหม้มีการไหลอย่างต่อเนื่องและทั่วถึง จะทำให้มีปริมาณของออกซิเจนเพียงพอต่อการเผาไหม้ การเผาไหม้จะเกิดขึ้นอย่างสมบูรณ์ ดังรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.10 ภาพแสดงลักษณะการกระจายตัวของสเปรย์



รูปที่ 3.11 ภาพแสดงลักษณะการกระจายตัวของสเปรย์ในห้องเผาไหม้ที่ไม่มีการไหลของอากาศ



รูปที่ 3.12 ภาพแสดงลักษณะการกระจายตัวของสเปรย์ในห้องเผาไหม้ที่มีการไหลของอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5 การเคลื่อนที่ของของไหลภายในห้องเผาไหม้

3.5.1 การไหลแบบปั่นป่วน(Turbulence)

เนื่องจากการเคลื่อนที่แบบความเร็วสูง การไหลเข้ากระบอกสูบจึงเป็นการไหลแบบปั่นป่วน ทั้งสิ้น ยกเว้นในมุมอับหรือช่องแคบที่อากาศไม่สามารถไหลเร็วได้เท่านั้น การไหลแบบปั่นป่วนทำให้อัตราการถ่ายเทของปริมาณต่าง ๆ ทางอุณหพลศาสตร์เพิ่มขึ้น ตั้งแต่การถ่ายเทความร้อน การระเหย การผสมคลุกเคล้า และการสันดาปล้วนเพิ่มปริมาณขึ้น เมื่อความเร็วของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น อัตราการไหลของไอดีก็จะเพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกับการไหลแบบปั่นป่วนการรีดและการม้วน ไอดีในห้องเผาไหม้ ซึ่งทำให้การระเหยของเชื้อเพลิง การผสมอากาศ และการสันดาปเร็วขึ้น

มวลแต่ละตำแหน่งของก๊าซซึ่งไหลแบบปั่นป่วน จะมีการเคลื่อนที่แบบไม่มีกฎเกณฑ์ทุกทิศทางในระนาบชั้น ๆ ผสมปนไปกับการเคลื่อนที่หลักของมวลทั้งสอง เราจึงไม่สามารถคำนวณหรือกำหนดการไหลแบบล่วงหน้าได้ ไม่ว่าตำแหน่งใดและเวลาใด เราจึงต้องเฉลี่ยทางสถิติของหลายวัฏจักรที่เครื่องยนต์ทำงาน และผลที่ได้ก็คือค่าต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ที่แปรเปลี่ยนไปในแต่ละวัฏจักร (เช่น ความดันกระบอกสูบ, อุณหภูมิ, ช่วงเวลาการสันดาป)

วิธีคำนวณการไหลแบบปั่นป่วนมีหลายวิธีคือ วิธีที่หนึ่งซึ่งง่าย คือการใช้ค่าความเร็วที่แปรเปลี่ยน เช่น u' ในแนว X , v' ในแนวแกน Y และ w' ในแนวแกน Z ซึ่งเป็นความเร็วแปรเปลี่ยนนอกเหนือความเร็วหลัก u , v และ w ในแนวแกน X , Y และ Z แล้วคำนวณค่าการไหลปั่นป่วนด้วยค่าเฉลี่ยกำลังสอง (root mean square) เพราะหากใช้ค่าเฉลี่ยแบบเชิงเส้น (Linear) จะได้ค่าเฉลี่ยเป็นศูนย์

ภายในเครื่องยนต์มีการไหลแบบปั่นป่วนหลายระดับ ขนาดใหญ่ที่สุดคือการไหลวนทั้งช่องทางเดินของอากาศ (เช่น รอบลิ้น ภายในท่อไอดี ห้องเผาไหม้) แม้การแปรเปลี่ยนจะไม่เป็นไปตามกฎเกณฑ์ (random) แต่ก็ยังมีทิศทางหลักไปในทิศที่อากาศไหลและมีขนาดเล็ที่สุด ซึ่งเป็นแบบไร้กฎเกณฑ์เช่นเดียวกัน แต่มีความสม่ำเสมอกระจายไปทั่วถึง (Homogeneous) แบบไม่มีทิศทางที่แน่นอน

ไอดีจะไหลปั่นป่วนมากในจังหวะดูด และลดระดับลงเมื่อใกล้ศูนย์ตายล่าง และจะเพิ่มระดับขึ้นอีกครั้งในจังหวะอัดจากการเพิ่มระดับการไหลแบบหมุนควง แบบรีด และแบบหมุนวนใกล้ศูนย์ตายบน การไหลแบบหมุนควงช่วยให้ไอดีคลุกเคล้ากันได้อย่างสม่ำเสมอทั่วทั้งกระบอกสูบ

การไหลแบบปั่นป่วนอย่างแรงเมื่อใกล้ศูนย์ตายบนในช่วงปลายของจังหวะอัด จำเป็นอย่างยิ่งต่อการสันดาป เพราะช่วยเพิ่มความเร็วและการแผ่เปลวไฟได้หลายเท่าตัว ไอดีจะถูกเผาไหม้เป็นเวลานานมาก ทำให้ไม่เกิดการชิงจุดระเบิดก่อน (self-ignition) หรือการน็อก (knock) ความเร็วในการลามเปลวไฟในแต่ละจุด ยังขึ้นอยู่กับความเร็วของปั่นป่วนระดับเล็กเฉพาะที่อีกด้วย การขยายตัวของก๊าซที่ถูกไหม้ ก็มีส่วนช่วยเพิ่มอัตราการไหลแบบปั่นป่วนได้อีกทางหนึ่งด้วย รูปทรงของห้องเผาไหม้มีผลในการช่วยให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนอย่างมาก ซึ่งช่วยเร่งความเร็วของการสันดาปได้

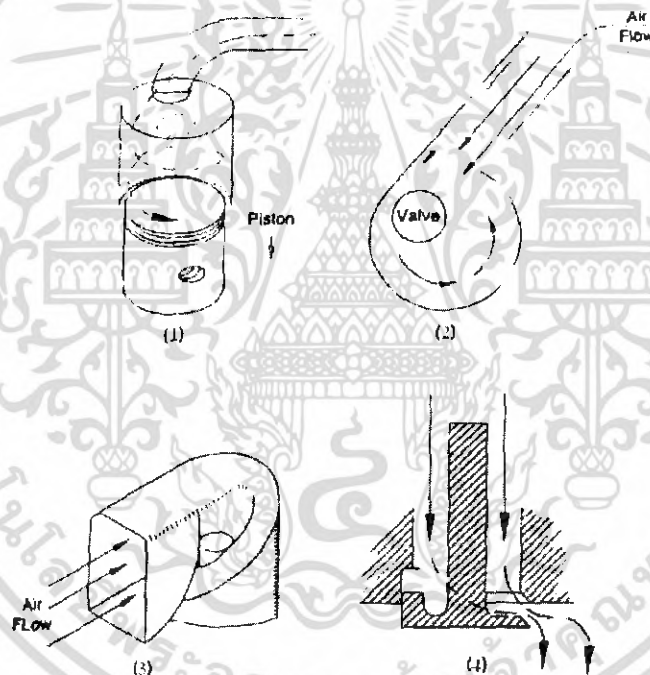
ระดับการไหลปั่นป่วน ซึ่งขึ้นอยู่กับความเร็วของเครื่องยนต์เป็นอย่างมากคือ เมื่อความเร็วของเครื่องยนต์เพิ่ม ระดับการไหลปั่นป่วนจะเพิ่มขึ้นตาม อัตราการระเหยและคลุกเคล้าของเชื้อเพลิง รวมทั้งความเร็วของการเผาไหม้ก็เพิ่มขึ้นด้วย ซึ่งมีผลทำให้มุมเผาไหม้ค่อนข้างคงที่ไม่ว่าเครื่องยนต์จะมีความเร็วสูงหรือต่ำ (เราเรียกมุมที่เพลาข้อเหวี่ยงหมุนไปในช่วงเวลาที่เกิดการเผาไหม้หรือการสันดาปว่า

มุมเผาไหม้(burn angle)) ยกเว้นขั้นต้นคนเดียวที่ไม่เพิ่มความเร็วตามระดับการไหลของการปั่นป่วนนั้นก็ คือการล่าช้าของการจุดระเบิด(Ignition Delay) เราจึงต้องเพิ่มการจุดระเบิดล่วงหน้า(advance) ตาม ความเร็วที่เพิ่มขึ้นของเครื่องยนต์

กรณีที่การไหลแบบปั่นป่วนในขณะเกิดการสันดาป ซึ่งทำให้ก๊าซร้อนเกิดการถ่ายเทพลังงาน ความร้อนให้กับผนังกระบอกสูบได้ดีขึ้น แต่เป็นความร้อนที่สูญเสียไป และจะทำให้ประสิทธิภาพความ ร้อนของเครื่องยนต์ลดลง

3.5.2 การไหลแบบหมุนควง(Swirl)

การไหลของมวลก๊าซในกระบอกสูบ เป็นการไหลแบบหมุนวนรอบแนวแกนของกระบอกสูบ โดยให้อากาศหรือไอดี ไหลเข้าสู่กระบอกสูบในแนวเส้นรอบวง(Tangential) ซึ่งทำได้โดยการออกแบบ ท่อไอดี ช่องลิ้น หรืออาจใช้รูปทรงของหัวลูกสูบช่วยกระตุ้นการไหลแบบนี้ด้วย การไหลแบบหมุนควง ของไอดี ช่วยให้ละอองเชื้อเพลิงคอกูกด้าเป็นเนื้อเดียวกันสม่ำเสมอทั่วห้องเผาไหม้ ซึ่งเป็นช่วงเวลาที่สำคัญ มาก



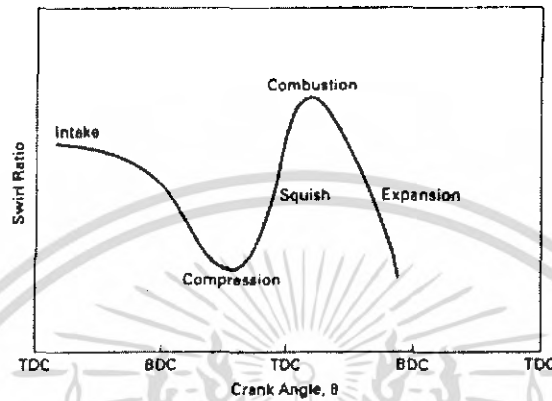
รูปที่ 3.13 (1) การไหลควงของก๊าซภายในกระบอกสูบ (2) การกระตุ้นให้เกิดการไหลควง
(3) อาศัยรูปทรงของท่อไอดี (4) อาศัยรูปทรงของลิ้น

นอกจากนี้การไหลแบบนี้จะช่วยให้เปลวไฟลามแผ่ไปอย่างรวดเร็วทั่วทั้งห้องเผาไหม้ในช่วงเกิด การสันดาป อัตราส่วนการไหลแบบหมุนวนในแนวอน(swirl ratio) เป็นค่าที่ไม่มีหน่วย ใช้บอกระดับ การไหลแบบหมุนควงภายในกระบอกสูบ โดยมีวิธีคำนวณที่นิยมใช้ในตำราต่าง ๆ คือ

$$SR = \omega / N = u_r / \bar{U}_p \quad (3.2)$$

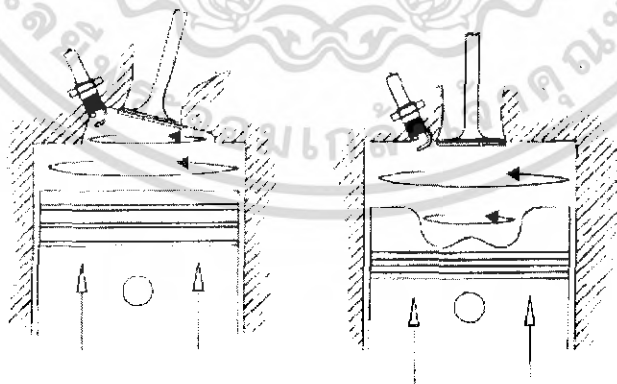
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยใช้ค่าเฉลี่ยของความเร็วเชิงมุม และความเร็วในแนวเส้นรอบวงของก๊าซ ความเร็วเชิงมุมของก๊าซตำแหน่งต่าง ๆ ในกระบอกสูบจะไม่เท่ากัน โดยมีค่าสูงสุดที่ระยะห่างจากผนังกระบอกสูบ เนื่องจากแรงเสียดทานของการไหล ความแตกต่างของความเร็วก๊าซในตำแหน่งต่าง ๆ นี้มีทั้งในแนวรัศมี (radial) จากแรงเสียดทานที่ผนังกระบอกสูบ และในแนวตั้ง จากแรงเสียดทานของการไหลที่หัวลูกสูบและฝาสูบ



รูปที่ 3.14 กราฟอัตราการไหลควงบนมุมของเพลาช้อเหวียง

รูปที่ 3.14 แสดงการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนการไหลแบบหมุนควง ตลอดการทำงานหนึ่งวัฏจักรของเครื่องยนต์ โดยมีค่าสูงในจังหวะดูด และต่ำลงในจังหวะอัดหลังศูนย์ตายล่าง จากแรงเสียดทานการไหลที่ผนังกระบอกสูบ หัวลูกสูบ และฝาสูบ การสันดาปทำให้ก๊าซขยายตัวและเกิดการหมุนควงแรงขึ้นจนมีค่าสูงสุดในช่วงต้นของจังหวะการทำงานจากนั้นการขยายตัวของก๊าซและแรงเสียดทานการไหล จะลดค่านี้ลงอย่างรวดเร็วก่อนการระบายไอเสีย ค่าอัตราส่วนการไหลแบบหมุนควง ซึ่งคำนวณได้จากสมการที่ 3.2 จะมีค่าสูงประมาณ 5 ถึง 10 สำหรับเครื่องยนต์สมัยนี้โดยโมเมนตัมเชิงมุม (Angular Momentum) ของก๊าซจะลดลง 1 ใน 4 หรือ 1 ใน 3 ระหว่างจังหวะอัด



รูปที่ 3.15 ภาพแสดงลักษณะของห้องเผาไหม้(หัวลูกสูบ)ในเครื่องยนต์ปัจจุบัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ในปัจจุบันจะเป็นลักษณะดังรูปที่ 3.15 โดยมีส่วนที่เป็นปริมาตรอัด (clearance volume) อยู่กึ่งกลางกระบอกสูบ เพื่อลดระยะเวลาเปลวไฟที่ต้องลามเผาไหม้ไอดีให้สั้นที่สุด ปริมาตรอัดแสดงดังรูปที่ 3.15 ห้องเผาไหม้ดังกล่าว ช่วยลดรัศมีของก๊าซทรงกระบอกที่กำลังหมุนควงให้สั้นลง เมื่อถูกสูบเกือบถึงศูนย์ตายบน แรงแฉียงของก๊าซในรูปโมเมนตัมเชิงมุม (angular velocity) ของก๊าซเพิ่มขึ้นราว 3 ถึง 5 เท่าที่ศูนย์ตายบน แม้จะถูกหน่วงโดยแรงเสียดทานของการไหลที่ผนังห้องเผาไหม้แล้วก็ตาม ความเร็วเชิงมุมที่เพิ่มขึ้นนี้ ช่วยให้การลามของเปลวไฟทั่วห้องเผาไหม้ได้อย่างรวดเร็วที่ศูนย์ตายบน

สำหรับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด ช่วงเวลาที่อากาศหมุนควงหนึ่งรอบและจำนวนรอบคิดเฉลี่ยสัมพันธ์กับช่วงเวลานิดเฉลี่ยดังนี้:

เวลาในการคิดเฉลี่ย = เวลาที่อากาศหมุนควงหนึ่งรอบ / จำนวนรอบคิดเฉลี่ย

ซึ่งจะทำให้เฉลี่ยเพลิงที่ถูกฉีดกระจายทั่วห้องเผาไหม้ และไม่ทับซ้อน (overlap) กันด้วย ดังรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 ภาพแสดงความสัมพันธ์ที่เหมาะสมระหว่างการไหลควงของอากาศ ระยะเวลาที่ฉีดเชื้อเพลิง และจำนวนรอบที่ฉีดเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด

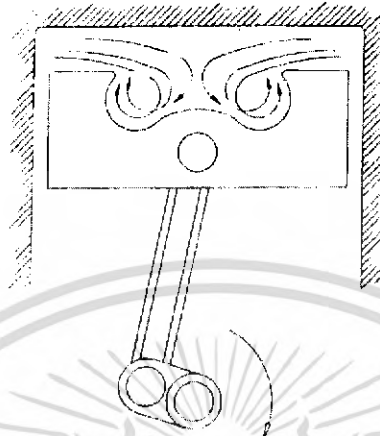
3.5.3 ก๊าซที่ถูกอัดและก๊าซที่หมุนรอบแกนวงแหวน (Squish and Tumble)

ขณะที่ถูกสูบเคลื่อนที่เข้าใกล้ศูนย์ตายบน ในช่วงปลายของการอัดปริมาตรที่ขอบนอกของห้องเผาไหม้จะถูกกดลงอย่างมากในเวลาอันสั้น เครื่องยนต์สมัยใหม่ถูกออกแบบให้มีปริมาตรอัดเกือบทั้งหมดอยู่ตรงกลางกระบอกสูบ ดังรูปที่ 3.20 เมื่อถูกสูบเกือบถึงศูนย์ตายบน ไอศิบบริเวณนอกสุดโดยรอบ จะถูกไล่ที่โดยลดปริมาตรลงเกือบเป็นศูนย์ เพราะถูกสูบเกือบสัมผัสกับฝาสูบ อากาศที่ทะลักพุ่งเข้าสู่ศูนย์กลางของห้องเผาไหม้ในแนวรัศมี (radial) นี้เรียกว่า Squish เป็นการเคลื่อนที่ของอากาศที่เสริมการเคลื่อนที่แบบอื่นอยู่ก่อนของไอดี (เช่น Swirl Turbulence) ทำให้ไอดีระเหยตลุกเกล้าได้ดียิ่งขึ้น ช่วยให้เปลวไฟแผ่ลามอย่างรวดเร็ว ความเร็วของก๊าซที่ถูก Squish นี้ มักมีค่าสูงในช่วง 10 องศาก่อนศูนย์ตายบน

ขณะเกิดการสันดาป ในช่วงเริ่มต้นจึงหะการทำงานปริมาตรของห้องเผาไหม้ขยายตัวขึ้น ไอดีซึ่งกำลังถูกไหม้จะถูกผลักกลับไปยังกระบอกสูบ เนื่องจากพื้นที่โดยรอบมีการขยายตัวเพิ่มปริมาตร การ

ถูกกระชากกลับของก๊าซ (reverse squish)นี้ ช่วยหาเปลวไฟให้กระจายตามทั่วในช่วงสุดท้ายของการสันดาป

ย้อนกลับมาในช่วงปลายของจังหวะอัด อากาศที่ถูก Squish จากรอบห้องเผาไหม้สู่ศูนย์กลาง จะม้วนตัวรอบแกนซึ่งเป็นวงแหวน บริเวณขอบของหลุมที่หัวลูกสูบ(Tumble) ดังรูปที่ 3.17



รูปที่ 3.17 ภาพแสดงการถูกรีดให้เข้าสู่ศูนย์กลางของก๊าซ ใกล้เคียงกระบอบอกสูบ(Squish) และม้วนตัวลงในห้องเผาไหม้เป็นวงแหวน(Tumble)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

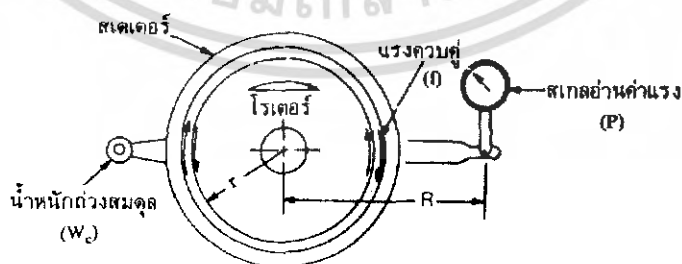
4.1 บทนำ

สมรรถนะของเครื่องยนต์ คือ ความสามารถในการทำงานของเครื่องยนต์ในด้านต่าง ๆ เช่น ประสิทธิภาพ แรงบิด กำลังงาน ความเร็ว ความสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิง เป็นต้น แต่ในกรณีการศึกษาเพื่อใช้ในการออกแบบจะต้องมีการสังเกตการณ์ไหลวนของอากาศ และการกระจายตัวของเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้ด้วย ส่วนการที่จะศึกษาเรื่องต่าง ๆ ดังกล่าวนี้นั้นจำเป็นต้องใช้เครื่องมือทดสอบและวิธีการต่าง ๆ อย่างถูกต้องเหมาะสม เพื่อสามารถคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ คือ อัตราส่วนของพลังงานที่เครื่องยนต์ทำได้ต่อค่าของพลังงานทั้งหมดที่ถูกใช้ไปในเครื่องยนต์นั้นๆ ขณะที่แรงบิดของเครื่องยนต์แสดงถึงความสามารถในการทำงานของเครื่องยนต์ว่าขณะนั้นเครื่องยนต์กำลังทำงานมากหรือน้อย และกำลัง (Power) ของเครื่องยนต์ จะบอกถึงความสามารถของเครื่องยนต์นั้นๆว่าสามารถทำงานดังกล่าวได้เร็วหรือช้าเพียงใด

เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์คือ ไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer) เครื่องมือชนิดนี้จะวัดแรงบิดของเครื่องยนต์ จากนั้นนำค่าแรงบิดนี้ไปคิดคำนวณหาแรงม้าของเครื่องยนต์ได้ และเครื่องจำลองกระแสการไหลของอากาศ (Particle Image Velocimeter) ซึ่งเครื่องนี้จะเป็นเครื่องที่สามารถสังเกตอากาศภายในห้องเผาไหม้ โดยการจำลองห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ออกมาเป็นชุดทดสอบ และสามารถนำภาพที่ได้จากชุดทดสอบไปคำนวณออกมาเป็นอัตราส่วนการไหลวนของอากาศภายในห้องเผาไหม้ (Swirl Ratio) ได้

4.2 ไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer)

ไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer) มีหลายประเภท โดยแต่ละประเภทมีหลักการทำงานเหมือนกันคือ วัดค่าแรงบิดของเครื่องยนต์ เพื่อที่จะนำค่าแรงบิด (Torque) นี้ไปคำนวณหาแรงม้า (Horsepower) ของเครื่องยนต์ พิจารณาหลักการการทำงานของไดนาโมมิเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 4-1



รูปที่ 4.1 หลักการของไดนาโมมิเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อเครื่องยนต์ขับให้โรเตอร์ (Rotor) หมุนไป แรงคู่ควบ(Couple Force) ระหว่างโรเตอร์ กับสเตเตอร์(Stator) จะเกิดขึ้นเนื่องจากวิธีการใดวิธีการหนึ่งดังต่อไปนี้คือ วิธีการทางกล ไฮดรอลิกส์ แม่เหล็ก และไฟฟ้า

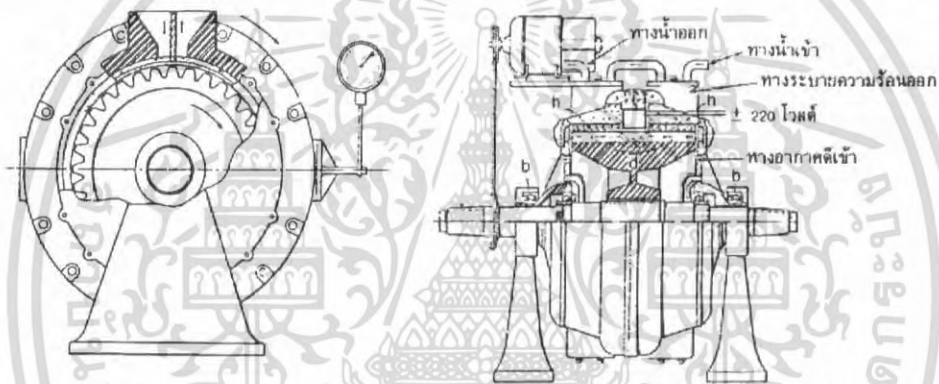
แรงคู่ควบจะทำให้เกิดโมเมนต์การหมุน ($M = fr$) แต่โมเมนต์การหมุน = โมเมนต์ที่มากกระทำให้หมุน (PR) = แรงบิดของเครื่องยนต์ (T) แรงคู่ควบจะทำให้เราสามารถคำนวณค่าแรงบิดของเครื่องยนต์ได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$T = (P - W_c)R \quad (4.1)$$

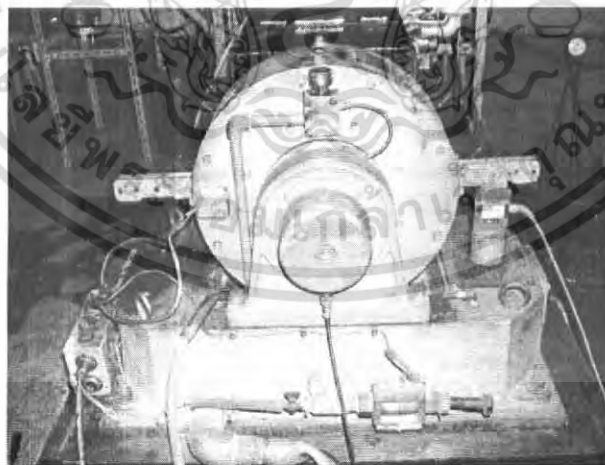
ไดนาโมมิเตอร์แบ่งออกได้หลายประเภท ดังนี้

4.2.1 เอดดี้เคอร์เรนต์ไดนาโมมิเตอร์ (Eddy Current Dynamometer)

ประกอบด้วยจานหมุน ซึ่งขับโดยเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ ขณะที่จานหมุนหมุนไปจะไปตัดกับสนามแม่เหล็กซึ่งควบคุมความเข้ม โดยการปรับกระแสไฟฟ้าที่ไหลเข้าสู่ขดลวด



รูปที่ 4-2 ไดนาโมมิเตอร์แบบเอดดี้เคอร์เรนต์เบรค



รูปที่ 4-3 ไดนาโมมิเตอร์แบบเอดดี้เคอร์เรนต์ที่ใช้ในการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

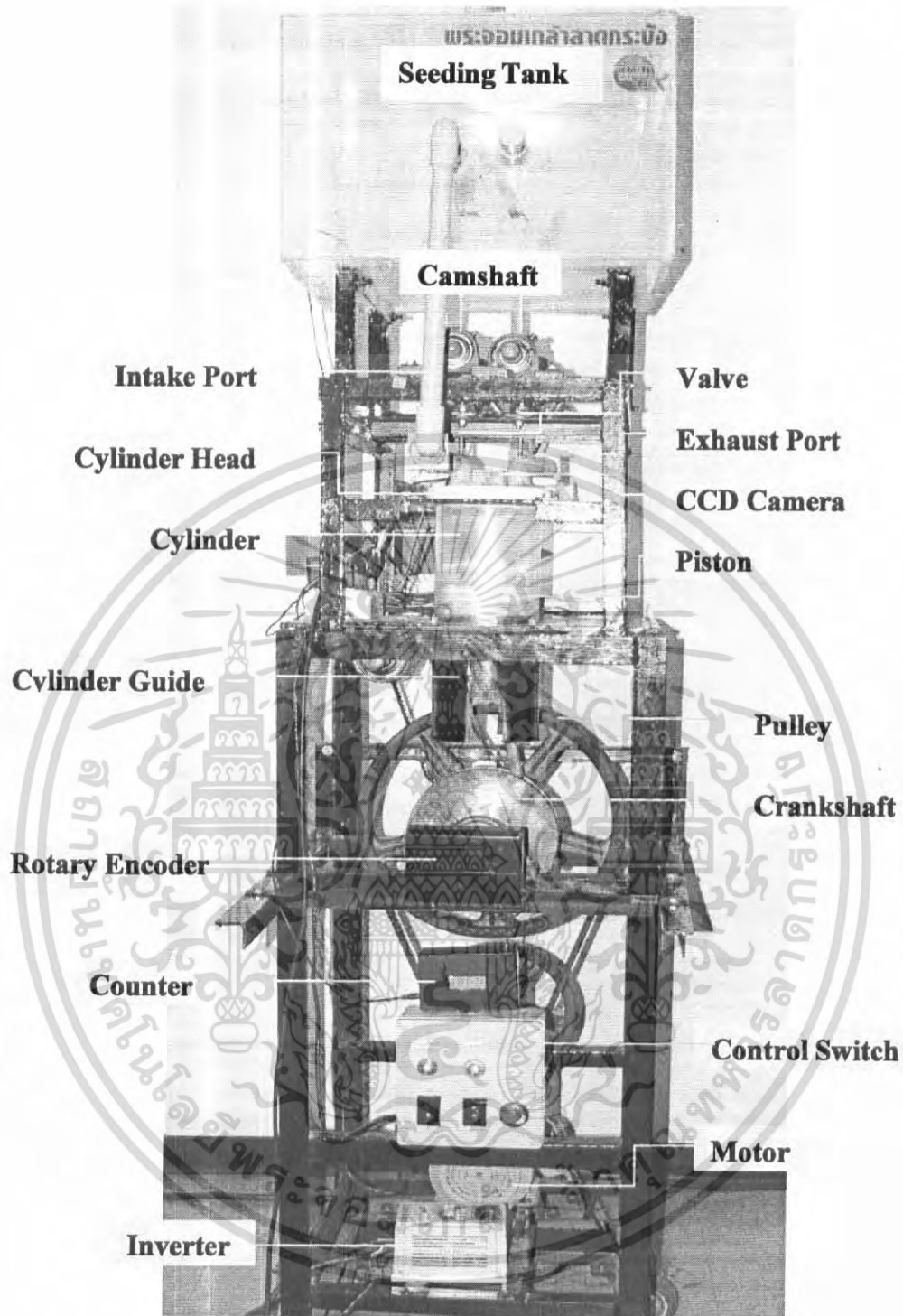
เมื่อโรเตอร์หมุนตัดกับสนามแม่เหล็กก็จะเกิดกระแสไฟฟ้าเหนี่ยวนำขึ้นที่สเตเตอร์
กระแสไฟฟ้าเหนี่ยวนำที่เกิดขึ้นนี้ทำให้สเตเตอร์มีความร้อนสูงจึงต้องใช้น้ำหล่อเย็น

ขณะที่โรเตอร์หมุนไปอำนาจแม่เหล็กระหว่างโรเตอร์กับสเตเตอร์จะมีผลทำให้สเตเตอร์
พยายามหมุนไปในทางเดียวกับโรเตอร์ ซึ่งเราสามารถวัดแรงบิดเนื่องมาจากการหมุนนี้ได้จากสเกล
แล้วนำมาคำนวณหาแรงม้าของเครื่องยนต์ได้

4.3 เครื่องจำลองกระแสการไหลของอากาศ (Particle Image Velocimeter)

ในกระบอกสูบ การเคลื่อนที่ของอากาศมีผลต่อการเผาไหม้ ทำให้เกิดความถี่ของการที่จะสังเกต
การกระจายตัวของอากาศภายในปริมาตรเล็ก ๆ ที่ทำให้เกิดการจุดระเบิดและการถูกกลืนเปลวไฟที่ได้
อย่างรวดเร็ว อย่างไรก็ตามในทุก ๆ รอบของจังหวะในห้องเผาไหม้จะมีความเปลี่ยนแปลงของการไหล
ของอากาศอยู่เสมอ โดยจะนำมาพิจารณาการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นในแต่ละจังหวะในการขบวนการเผา
ไหม้ ในเครื่องยนต์ Gasoline Direct Injection (GDI), การไหลในกระบอกสูบมีการควบคุมดูแลการ
เคลื่อนที่ของเชื้อเพลิงจากหัวฉีดถึงหัวเทียนดีเท่ากับการอัตราการเผาไหม้ในกระบอกสูบ นักออกแบบ
เครื่องยนต์ได้มีการรวมข้อมูลเครื่องยนต์และ โปรแกรมทำนายการเคลื่อนที่ของของไหล (CFD) มา
ปรับแต่งเครื่องยนต์เพื่อการผสมของเชื้อเพลิงในอากาศบริเวณหัวเทียนกับของของเปลวเชื้อเพลิงให้
เหมาะสมกันซึ่งจะได้กำลังดีขึ้น อย่างไรก็ตาม , ถ้าการไหลของอากาศในแต่ละรอบมีการเปลี่ยนแปลง
มากทำให้การปรับแต่งเครื่องยนต์ก็จะไม่ดีเท่าที่ควร สิ่งที่สำคัญมากกฎหมายที่ควบคุมมลพิษทั้ง
ปัจจุบันและอนาคตต้องการให้การเผาไหม้ในเครื่องยนต์ให้มีความสมบูรณ์ใกล้เคียงกับร้อยละ 90
ให้มากที่สุด ดังนั้นผู้ออกแบบเครื่องยนต์ต้องตระหนักถึงพื้นที่การไหลของอากาศและความ
เปลี่ยนแปลงในแต่ละรอบการทำงานเพื่อให้เกิดประสิทธิภาพมากที่สุด การเพิ่มขึ้นของการไหลถูก
คาดหวังว่าให้มีความสัมพันธ์กับการเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพความดัน เครื่องตรวจวัดที่เหมาะสมที่สุด
กับการใช้ทดสอบนี้คือ PIV โดย PIV เป็นเครื่องที่ตรวจวัดความเร็วของอากาศการไหลภายในกระบอก
สูบต่อการทำงานในแต่ละรอบ โดยอาศัยแผ่นระนาบของแสงเป็นตัวสังเกต ซึ่งค่าที่คำนวณได้นั้นเป็น
Swirl Ratio(SR) และ Tumble(TR)

เครื่องนี้เป็นเครื่องที่สังเกตการไหลของอากาศภายในห้องเผาไหม้ โดยอาศัยการกระเจิงของ
แสงเมื่อระนาบแสงกระทบกับอนุภาคที่ใส่เข้าไปในกระบอกสูบ (Particle) สิ่งที่แสดงออกมาจะบันทึก
ลงในกล้อง ส่วนการเคลื่อนที่ของอนุภาคจะเล็กมาก โดยจะแบ่งระนาบแสงตามเวกเตอร์ความเร็วของ
การไหลของอนุภาค โดยรูปภาพจะถูกส่งไปยังกล้องตามกระบวนการทางเทคนิค



รูปที่ 4-4 เครื่องจำลองการไหล PIV

การวัดจะทำบนเครื่องยนต์ที่ต้องการสังเกต ซึ่งเป็นแบบกระบอกสูบเดี่ยว ซึ่งมีข้อมูลจำเพาะของเครื่อง ดังตารางที่ 4-1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4-1 แสดงข้อมูลจำเพาะของเครื่องจำลองการไหล PIV

Cylinder Bore	144 mm
Stroke	150 mm
Connecting Rod Length	365 mm
Inlet Valve Diameter	50 mm
Exhaust Valve Diameter	45 mm
Maximum Valve Lift	8 mm
Degree of Valve	0°
Compression Ratio	18
Numbers of Valve	2



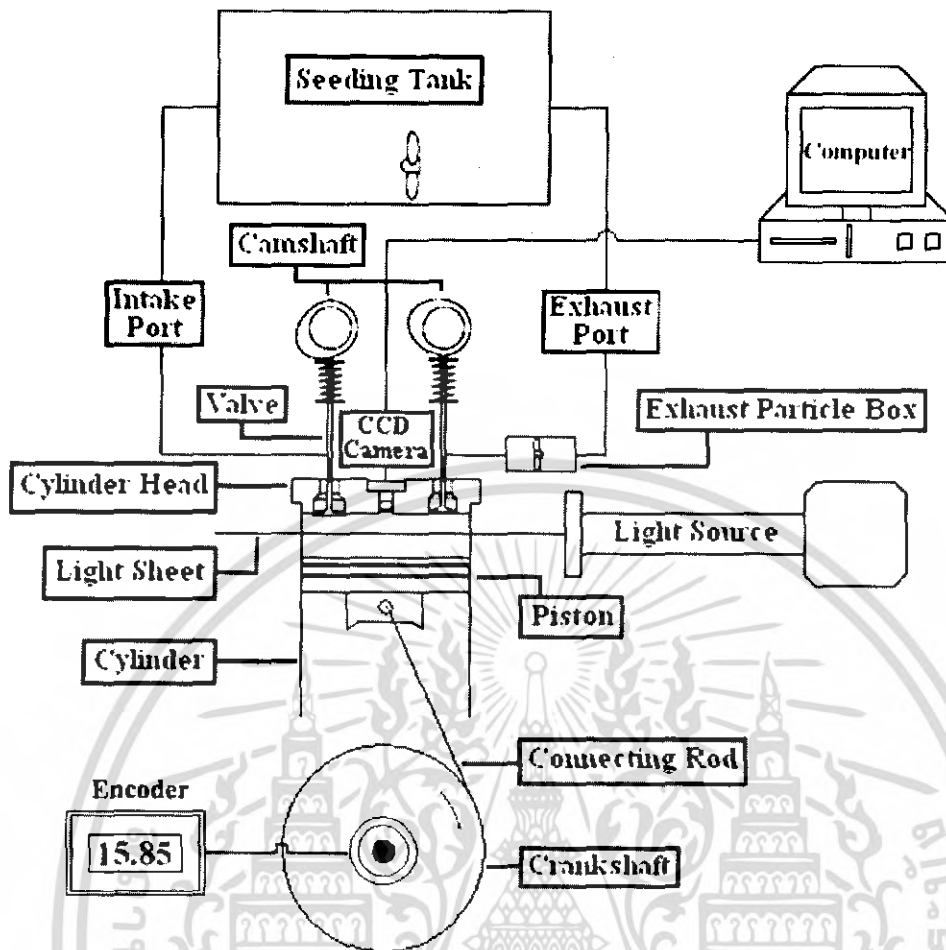
รูปที่ 4-5 กล้อง CCD

รูปที่ 4-6 ระบายแสง



รูปที่ 4-7 เครื่องวัดความเร็วรอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-8 แสดงไดอะแกรมเครื่องจำลองการไหล PIV

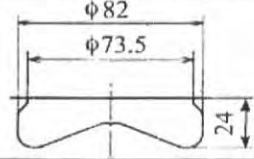
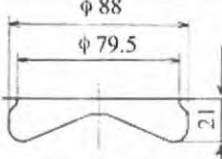
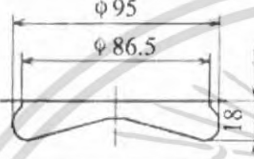
ชุดอุปกรณ์ของเครื่องจำลองการไหล (Particle Image Velocimeter) มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

- | | |
|-------------------|---------------------------|
| 1. Camshaft | 9. Encoder |
| 2. CCD Camera | 10. Inverter |
| 3. Control Switch | 11. Intake/Exhaust Port |
| 4. Computer | 12. Inlet / Exhaust Valve |
| 5. Counter | 13. Light Source |
| 6. Crankshaft | 14. Motor 3 Phases |
| 7. Cylinder Head | 15. Pulley |
| 8. Cylinder | 16. Seeding Tank |

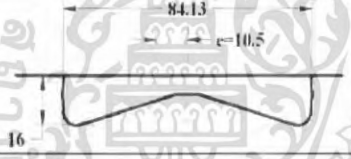
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 แบบของลูกสูบ

ตารางที่ 4-2 แสดงข้อมูลของหัวลูกสูบแบบจานตัน

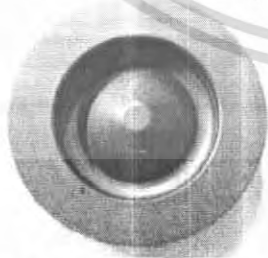
Schematic chamber Configuration	Chamber Diameter	Aspect Ratio
	Ø 82	3.4
	Ø 88	4.2
	Ø 95	5.2

ตารางที่ 4-3 แสดงข้อมูลของหัวลูกสูบแบบหลุมเยื้องศูนย์กลาง

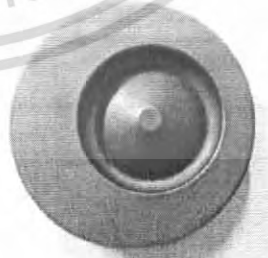
Schematic chamber Configuration	Chamber Diameter	Eccentric
	Ø 84	10.5

(A) Shallow Dish Aspect ratio. 3.4

(B) Shallow Dish Aspect ratio. 4.2



(C) Shallow Dish Aspect ratio. 5.2



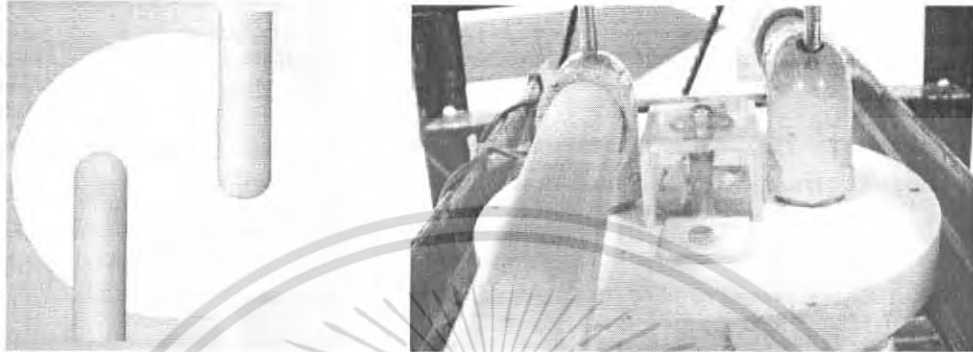
(D) เยื้องศูนย์กลาง

รูปที่ 4-9 แสดงลูกสูบที่ได้ออกแบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5 แบบของท่อไอดี

แบบของท่อไอดีที่ใช้ในการทดสอบการไหลจะมีลักษณะ 2 แบบคือเป็นแบบ Tangent และแบบ Pre-Swirl ซึ่งมีข้อดีแตกต่างกันออกไป โดยการไหลแบบSwirlจะทำให้อากาศที่เข้ามาในห้องเผาไหม้มีการหมุนวนสูงเหมาะกับเครื่องยนต์รอบต่ำๆ



รูปที่ 4-10 แสดงท่อไอดีแบบ *Tangent* ในชุดทดลองการไหล



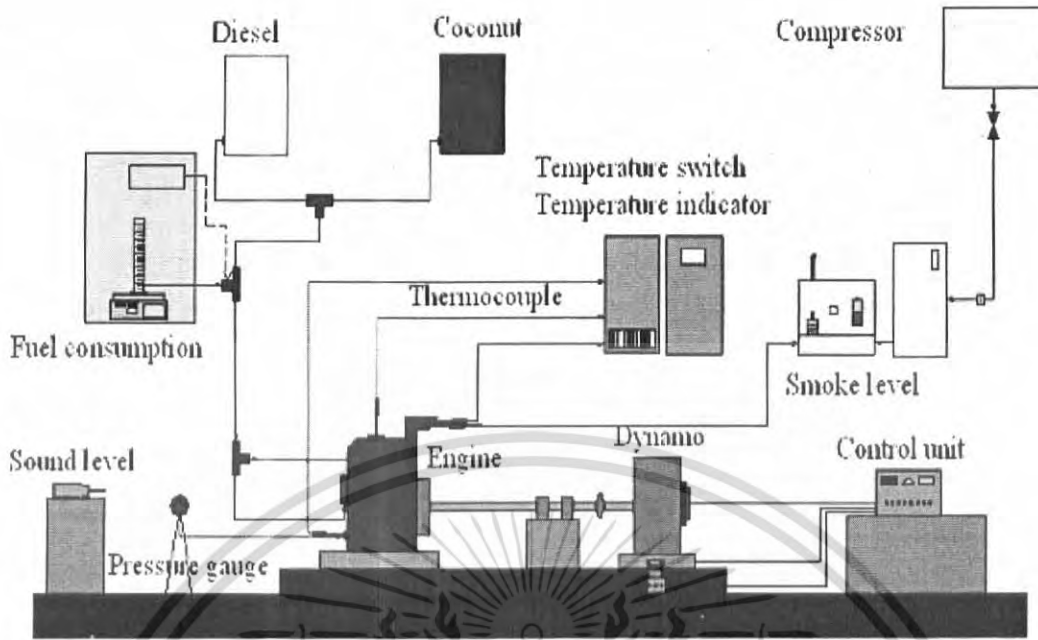
รูปที่ 4-11 แสดงท่อไอดีแบบ *Pre-Swirl* ในชุดทดลองการไหล

4.6 อุปกรณ์การทดสอบสมรรถนะ

ชุดอุปกรณ์ในการติดตั้งการทดสอบเครื่องยนต์มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

- | | |
|-------------------------------|--|
| 1. Diesel engine | 9. Temperature switch |
| 2. Control unit | 11. Compressor |
| 3. Dynamometer (Eddy current) | 10. Temperature indicator |
| 4. Fuel consumption | 14. Gasket plate |
| 5. Pressure gauge | 13. Fuel tank (Diesel, Palm, Coconut) |
| 6. Smoke level | 12. Sound level |
| 7. Thermocouple | 16. Injection pressure gauge |
| 8. Timing light | 15. Zimp plate |

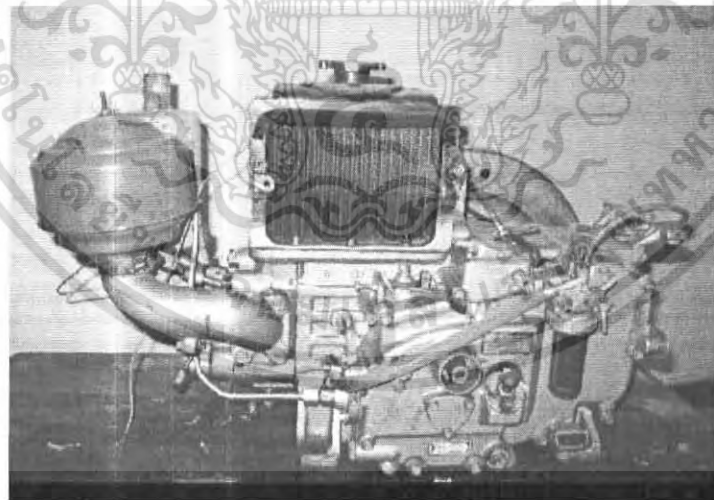
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-12 แผนภาพการติดตั้งอุปกรณ์การทดสอบเครื่องยนต์

4.7 เครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ

เครื่องยนต์ที่นำมาใช้ในการทดสอบ เป็นเครื่องยนต์ของ EDI รุ่น EDI 120D มีกำลังสูงสุด 7.72 kw เป็นเครื่องยนต์ระบบ direct injection แสดงในรูปที่ 4-13



รูปที่ 4-13 เครื่องยนต์ที่นำมาใช้ในการทดสอบ

และมีรายละเอียดของข้อมูลทางเทคนิคแสดงในตารางที่ 4-2

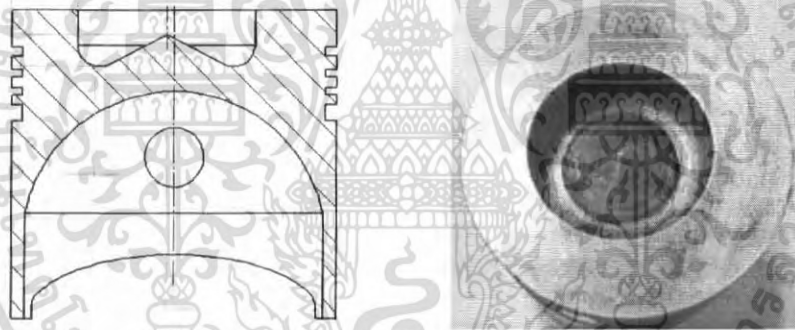
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4-4 แสดงข้อมูลของเครื่องยนต์

แบบ	เครื่องยนต์ดีเซล 4 จังหวะ ระบายความร้อนด้วยน้ำ
รหัสรุ่น	EDI 120D
หมายเลขเครื่องยนต์	D0240115
กำลังที่กำหนดต่อเครื่อง	7.72 KW @ 2400 rpm
จำนวนกระบอกสูบ	1
เส้นผ่าศูนย์กลางกระบอกสูบ	94 mm.
ช่วงชัก	90 mm.
อัตราส่วนกำลังอัด	18 : 1
ชนิดห้องเผาไหม้	เผาไหม้ตรง
ระบบระบายความร้อน	หม้อน้ำรังผึ้ง
หัวฉีดชนิด	ZCK14S S428
ความดันในการฉีด	210 Kg/Cm ²

หัวลูกสูบของเครื่องยนต์ EDI ก่อนการปรับปรุง

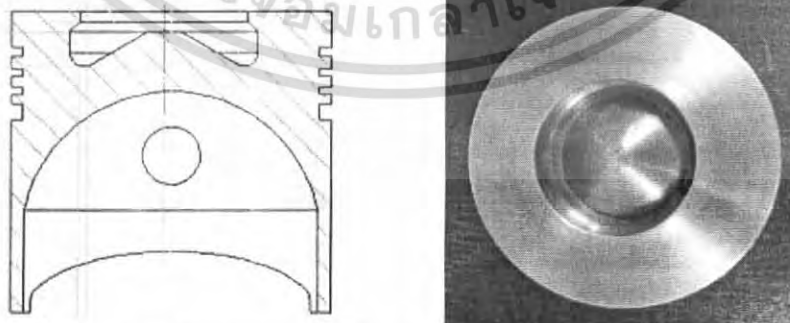
- แบบ Toroidal



รูปที่ 4-14 แสดงลักษณะของหัวลูกสูบแบบ Toroidal

หัวลูกสูบของเครื่องยนต์ EDI หลังการปรับปรุง

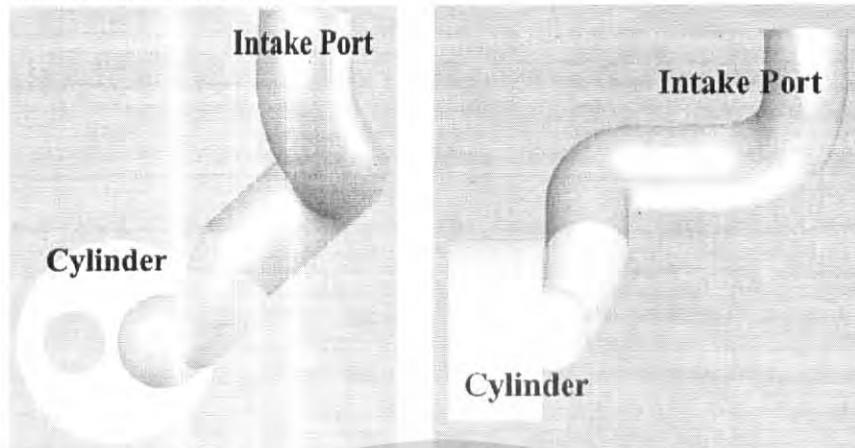
- แบบ Shallow Dish Aspect ratio 3.4



รูปที่ 4-15 แสดงลักษณะของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบจำลองของท่อไอเสียของเครื่องยนต์ EDI



รูปที่ 4-16 แสดงลักษณะของท่อไอเสียของเครื่องยนต์ EDI

4.8 เครื่องวัดความเข้มของควันทำ

เครื่องมือวัดความเข้มของควันทำที่ใช้ในการทดลองเป็นแบบเครื่องวัดความเข้มควันทำของเครื่องยนต์ดีเซล ยี่ห้อ QKUDA รุ่น DSM-240 มีหน่วยวัดความเข้มของควันทำเป็นเปอร์เซ็นต์ (%) จากการทะลุผ่านของแสงจากเครื่องผ่านกระดาษที่ติดเขม่าที่ผ่านการดูดไอเสียมาแล้ว โดยที่ค่ากระดาษมาตรฐานของเครื่องวัดจะมีค่าความเข้มอยู่ที่ 48.3 % ซึ่งใช้สอบเทียบค่ามาตรฐานกับตัวเครื่อง และตัวกระดาษวัดความเข้มควันทำ ยี่ห้อ KITCHA



รูปที่ 4-17 เครื่องวัดความเข้มของควันทำ

4.9 ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

อุปกรณ์การวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงนั้นประกอบด้วย คราซึ่งแบบคิจิตอล ความละเอียด 0.1g สามารถวัดมวลได้มากที่สุด 3 kg ใช้ชั่งมวลน้ำมันในบีกเกอร์, บีกเกอร์ขนาด 500 ml, Timer แบบคิจิตอลซึ่งใช้เป็นตัวควบคุมการปิดเปิดวาล์วและกำหนดเวลาในการวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงในแต่ละครั้ง(70 วินาที), solenoid valve ชนิด 2 ทางแบบปกติปิด จำนวน 2 ตัว ใช้ควบคุมการวัดปริมาณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

น้ำมันในบีกเกอร์, สายน้ำมัน, ถังน้ำมันจำนวน 2 ถังประกอบด้วย ถังน้ำมันดีเซล และถังน้ำมันมะพร้าว 100%, ball valve 4 ทางใช้สำหรับสับเปลี่ยนชนิดน้ำมันเชื้อเพลิง ball valve 3 ทางใช้ควบคุมเส้นทางน้ำมันไหลเข้าและไหลกลับจากตัวเครื่องยนต์



รูปที่ 4-18 ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

4.10 วิธีการทดลอง

การทดลองได้แบ่งออกเป็น 2 ส่วนด้วยกันคือ ในส่วนแรกเป็นการทดลองเพื่อดูการไหลภายในห้องเผาไหม้ ส่วนที่สองคือการนำลูกสูบที่ออกแบบมาทดสอบกับเครื่องยนต์จริง

4.10.1 วิธีการทดลองเพื่อสังเกตการไหลภายในห้องเผาไหม้

- นำหัวลูกสูบที่ได้รับการออกแบบที่มีลักษณะต่างกัน 4 แบบ มาติดตั้งเข้ากับเครื่องจำลองกระแสการไหล
- เดินเครื่องและบันทึกภาพ
- ทำการเปลี่ยนลักษณะของท่อไอเสีย
- เดินเครื่องและบันทึกภาพอีกครั้ง
- ทำการวิเคราะห์ลักษณะการไหล โดยการวาดรูปเวกเตอร์ความเร็ว

4.10.2 วิธีการทดสอบกับเครื่องยนต์

- ทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องยนต์เดิม
- นำหัวลูกสูบที่ได้รับการออกแบบมาติดตั้ง
- ทำการทดสอบเครื่องยนต์ที่ได้รับการติดตั้งหัวลูกสูบใหม่
- เปรียบเทียบประสิทธิภาพระหว่างเครื่องยนต์ที่มีหัวลูกสูบแบบเดิมกับหัวเครื่องยนต์ที่มีลูกสูบใหม่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

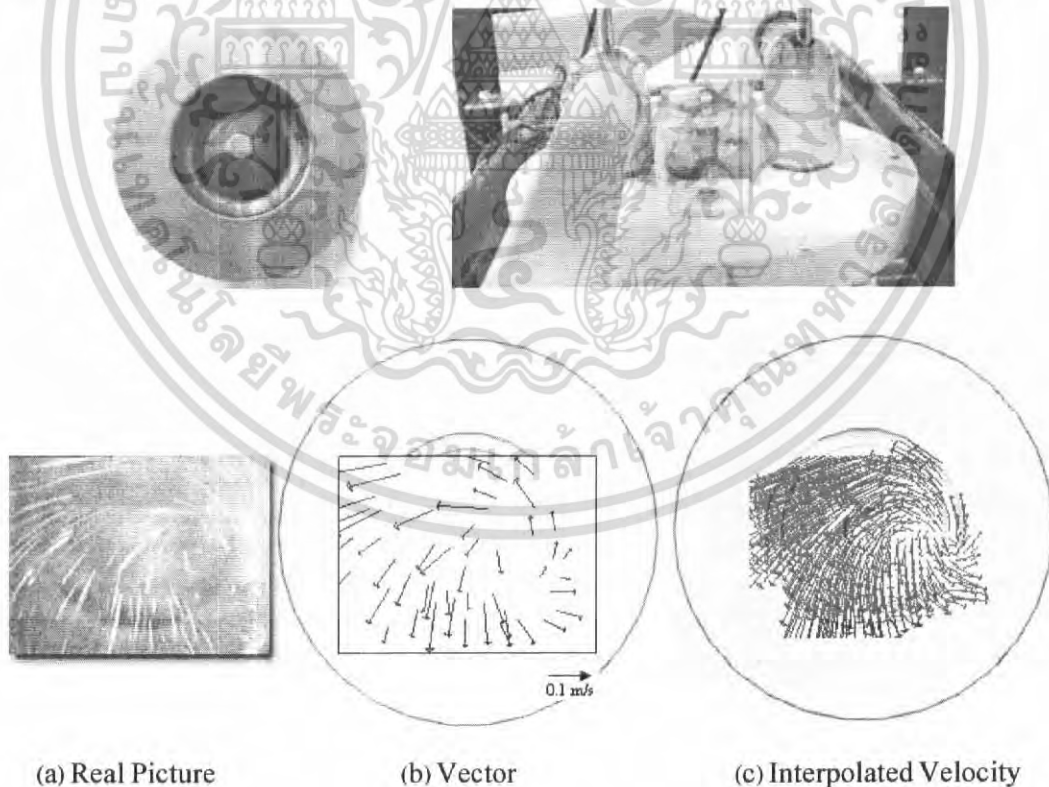
ผลการทดลอง

การทดลองจะแบ่งออกเป็นสองช่วง ช่วงแรกคือการทดลองถ่ายภาพการไหลภาพในห้องเผาไหม้ของหัวลูกสูบทั้งสี่หัว โดยทำการเปลี่ยนแบบท่อไอดีสองแบบ และนำผลมาวิเคราะห์หาลูกสูบที่เหมาะสม เพื่อนำมาติดตั้งในเครื่องยนต์ ช่วงที่สองคือทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ได้รับการติดตั้งหัวลูกสูบที่ออกแบบ แล้วนำผลที่ได้มาเปรียบเทียบกับหัวลูกสูบแบบเดิม

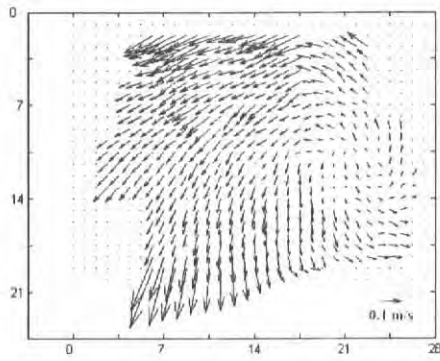
5.1 ผลการทดลองการสังเกตการไหลของอากาศภายในห้องเผาไหม้

การทดลองการสังเกตการไหลของอากาศภายในห้องเผาไหม้จะทำการทดลองกับหัวลูกสูบสี่หัว คือ หัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect ratio 3.4, 4.2, และ 5.2 และหัวลูกสูบแบบหลุมเยื้องศูนย์ โดยเปลี่ยนท่อไอดีสองแบบ ซึ่งการทดลองจะพิจารณาที่จังหวะอัดของหัวลูกสูบแต่ละแบบและท่อไอดีแต่ละอัน แล้วนำภาพที่ได้จากการถ่ายภาพมาวัดเวกเตอร์ความเร็วเพื่อหาทิศทางการไหลของอากาศภายในห้องเผาไหม้

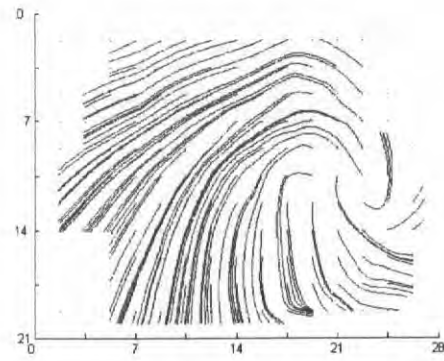
5.1.1 รูปเวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ท่อไอดีแบบ Tangent



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



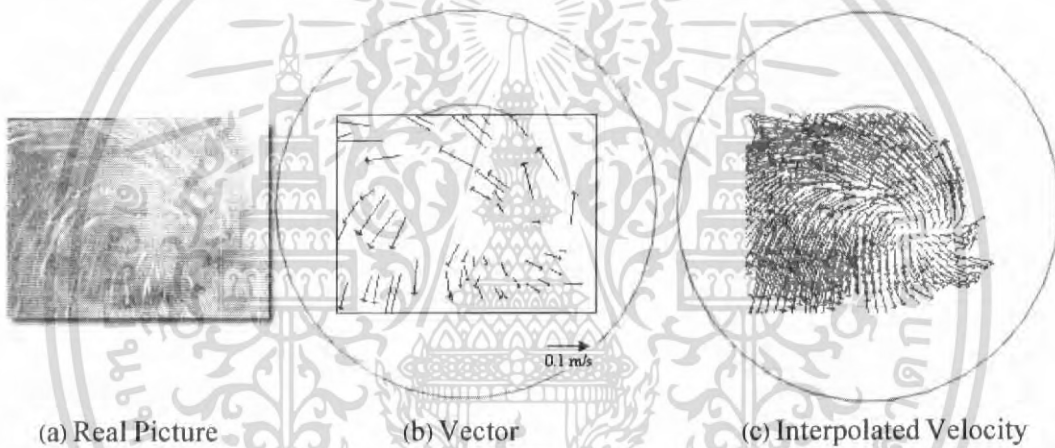
(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-1 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 135° BTDC

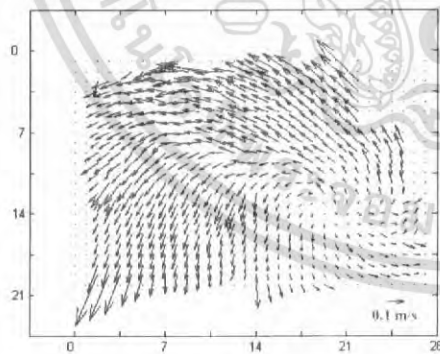
จากรูปที่ 5-1 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศมีการเคลื่อนที่มาก (เส้นอนุภาคยาว ความเร็วมาก) หมุนวนทวนเข็มนาฬิกา และจากภาพ Interpolated และ Streamline จะเห็นศูนย์กลางการหมุนชัดเจน



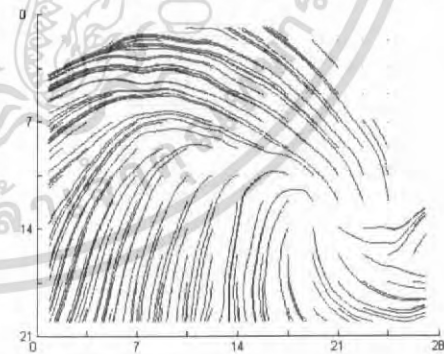
(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

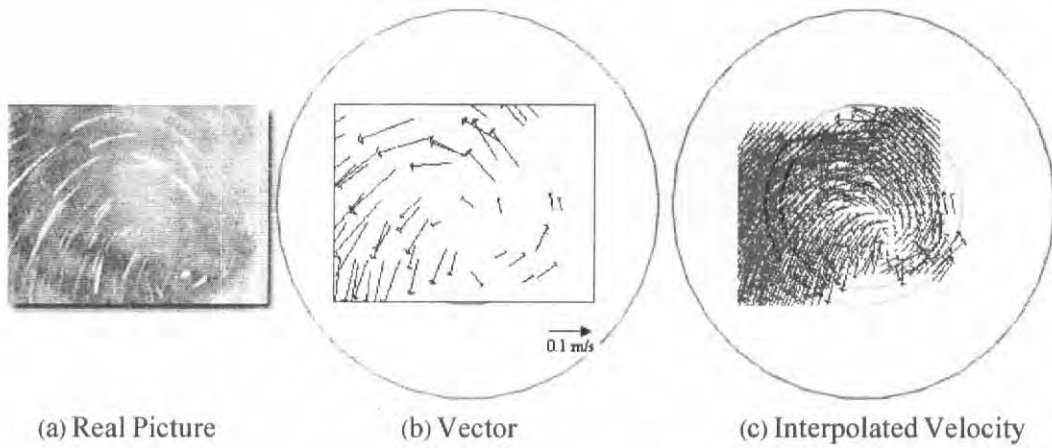


(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-2 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ที่ 120° BTDC

จากรูปที่ 5-2 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่มาก หมุนวนต่อเนื่องมาจากรูป 5-1 ตำแหน่งศูนย์กลางใกล้เคียงบริเวณเดิมมาก

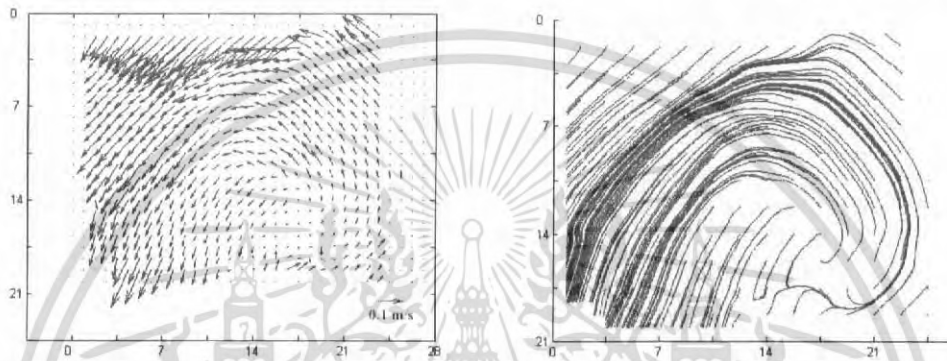
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity



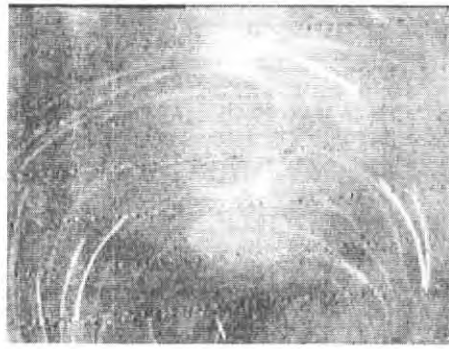
(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

(e) Streamline (by MATLAB)

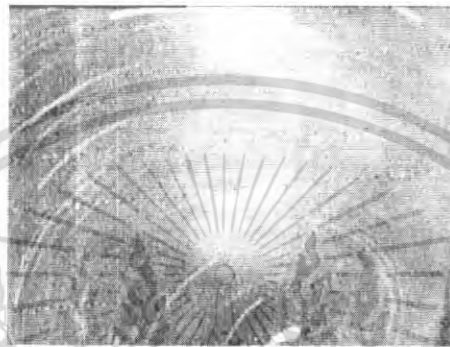
รูปที่ 5-3 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 3.4* ที่ 105° BTDC
จากรูปที่ 5-3 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่มาก หมุนวนต่อเนื่องมาจากรูป 5-2
ตำแหน่งศูนย์กลางต่ำลงเล็กน้อย

รูปที่ 5-4 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 3.4* ที่ 90° BTDC

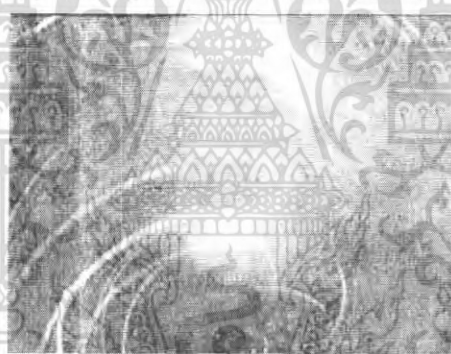
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5-5 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 3.4* ที่ 75° BTDC



รูปที่ 5-6 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 3.4* ที่ 60° BTDC

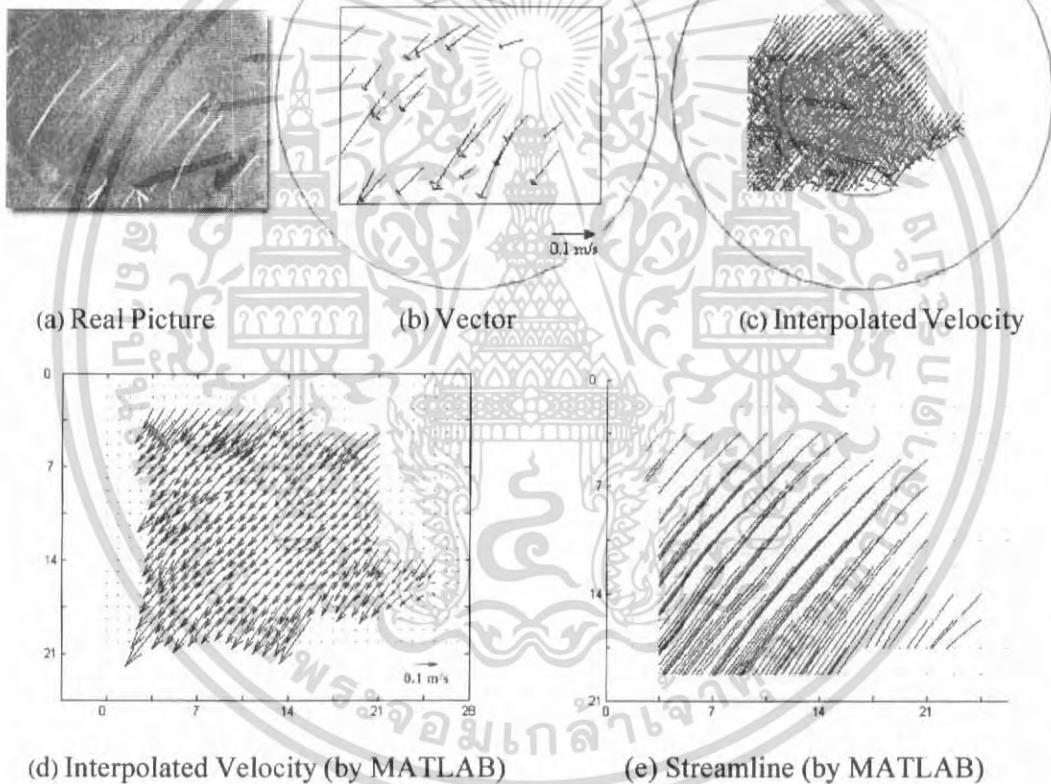
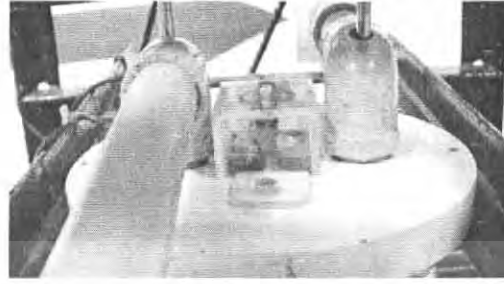
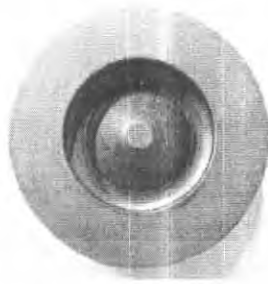


รูปที่ 5-7 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 3.4* ที่ 45° BTDC

กระแสน้ำอากาศจะหมุนวนในทิศทวนเข็มนาฬิกาออกจากจุดศูนย์กลางของหลุมบนหัวลูกสูบ กระแสน้ำอากาศมีความเร็วสูงและเริ่มหมุนตัวเร็ว กระแสน้ำอากาศจะหมุนอยู่ใต้จนถึงองศาของเพลลาข้อเหวี่ยงใกล้ๆ ศูนย์ตายบน โดยตำแหน่งศูนย์กลางการหมุนจะอยู่ที่ศูนย์กลางของหลุมบนหัวลูกสูบ ที่ตำแหน่ง 75, 60 และ 45 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ไม่สามารถพล็อตเวกเตอร์ได้ เนื่องจากมีอากาศความเร็วมาก เส้นอนุภาคเป็นเส้นยาวเกินไป

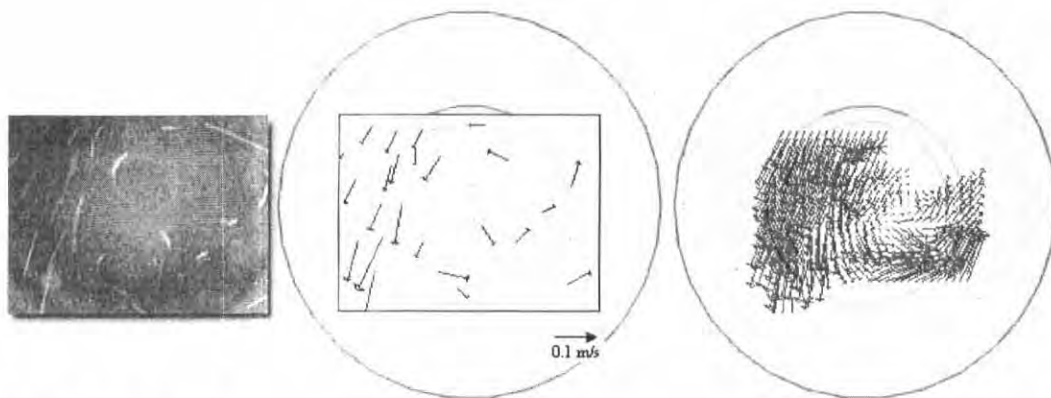
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.2 รูปเวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบ **Shallow Dish Aspect Ratio 4.2**
 ท่อไอเสียแบบ **Tangent**



รูปที่ 5-8 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ **Shallow Dish Aspect Ratio 4.2** ที่ 135° BTDC
 จากรูป 5-8 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่มาก เคลื่อนที่เป็นเส้นตรงจากมุมขวาบนสู่
 มุมซ้ายล่าง ยังไม่มีการก่อดวงของกระแสหมุนวน

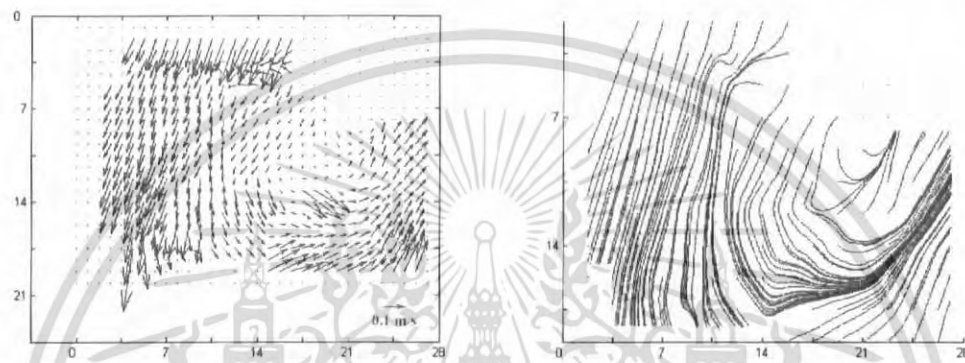
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity

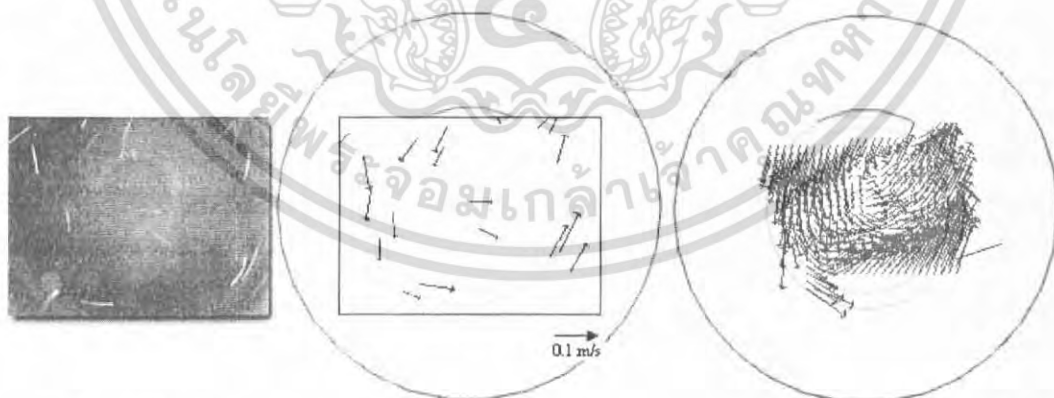


(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-9 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 4.2* ที่ 120° BTDC

จากรูป 5-9 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศมีการเคลื่อนที่มากอยู่ แต่เริ่มเปลี่ยนแนวการเคลื่อนที่จากเส้นตรงเป็นหมุนวนทวนเข็มนาฬิกา แต่ความเร็วยังไม่มากนัก (เส้นอนุภาคสั้น) ศูนย์กลางการหมุนไม่ชัดเจน

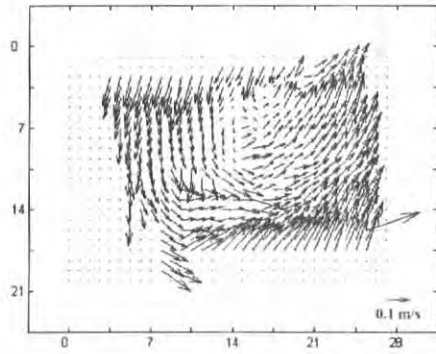


(a) Real Picture

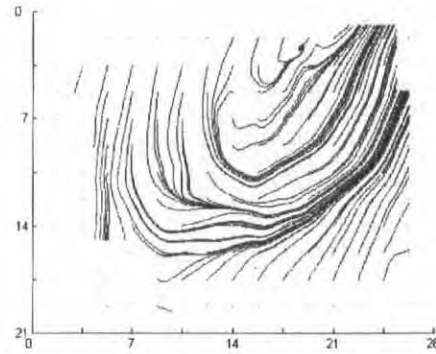
(b) Vector

(c) Interpolated Velocity

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



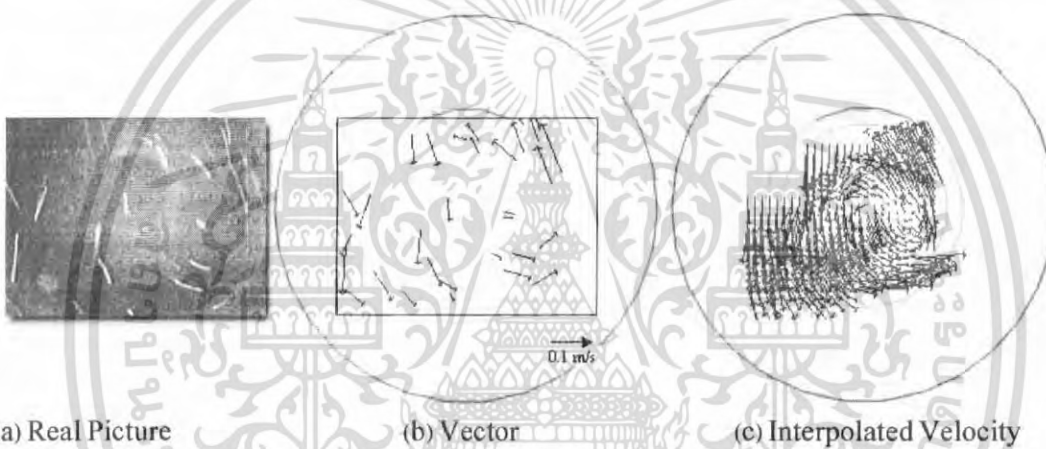
(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-10 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 4.2* ที่ 105° BTDC

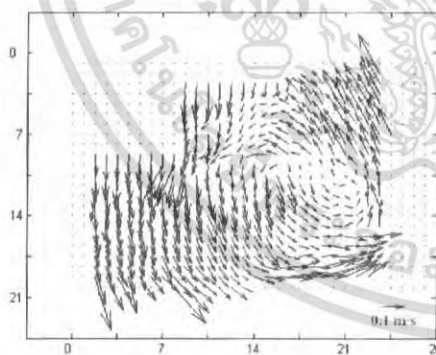
จากรูป 5-10 แสดงให้เห็นว่า อากาศหมุนวนอย่างต่อนื่องจากรูปที่ 5-9 ความเร็วกระแสอากาศน้อย ทำให้อากาศหมุนวนไม่มาก และยังไม่เห็นศูนย์กลางการหมุน



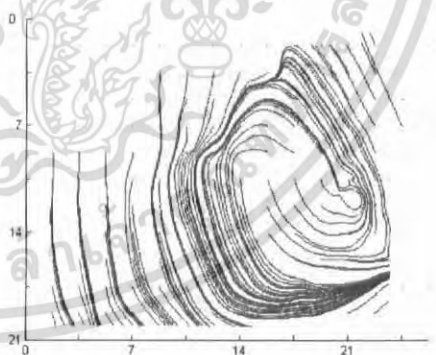
(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

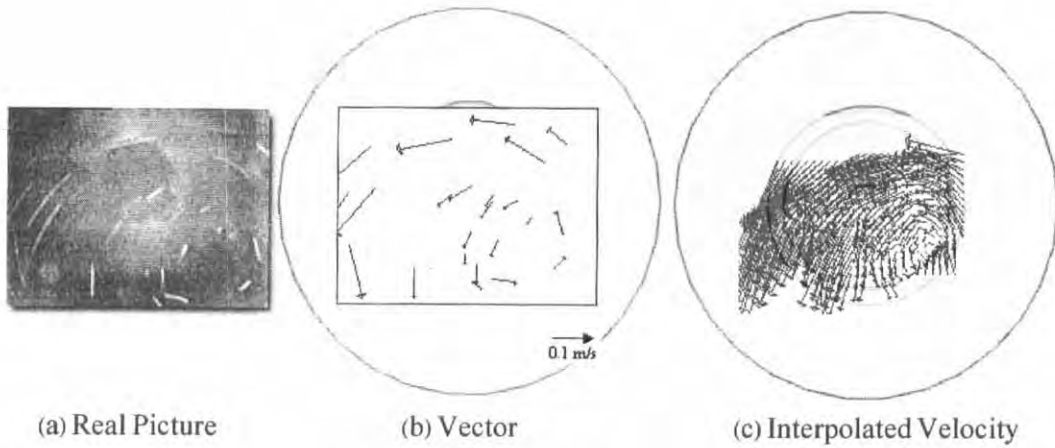


(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-11 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 4.2* ที่ 90° BTDC

จากรูป 5-11 แสดงให้เห็นว่า อากาศหมุนวนอย่างต่อนื่องจากรูปที่ 5-9 ความเร็วกระแสอากาศน้อย ทำให้อากาศหมุนวนไม่มาก แต่เริ่มศูนย์กลางการหมุนจากภาพ Interpolated และ Streamline

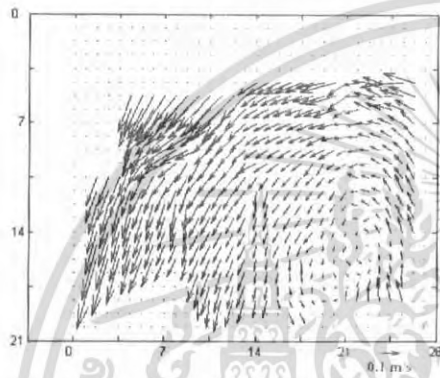
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity



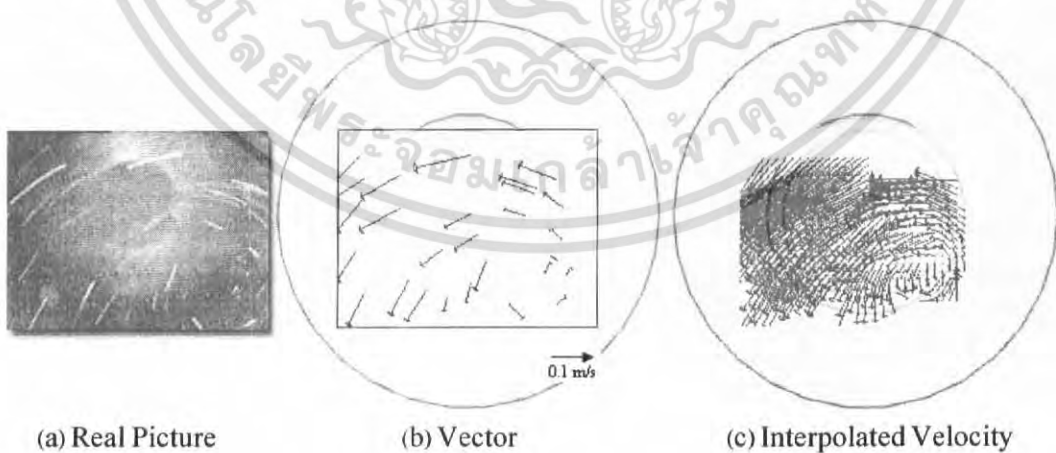
(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-12 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 4.2 ที่ 75° BTDC

จากรูป 5-12 แสดงให้เห็นว่า อากาศหมุนวนมากขึ้น ซึ่งเห็นศูนย์กลางการหมุนจากภาพ Vector ได้เลย แต่เมื่อเปรียบเทียบกับรูป 5-11 Interpolated (by MATLAB) ศูนย์กลางการหมุนเคลื่อนที่ต่ำลง

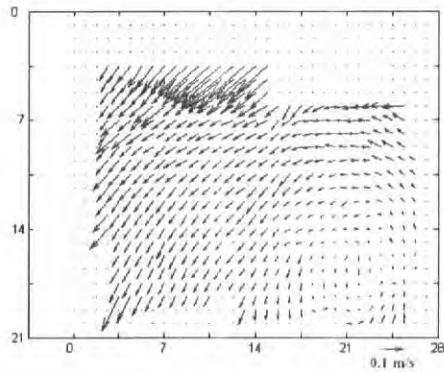


(a) Real Picture

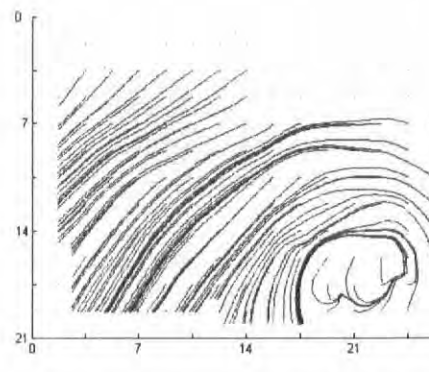
(b) Vector

(c) Interpolated Velocity

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



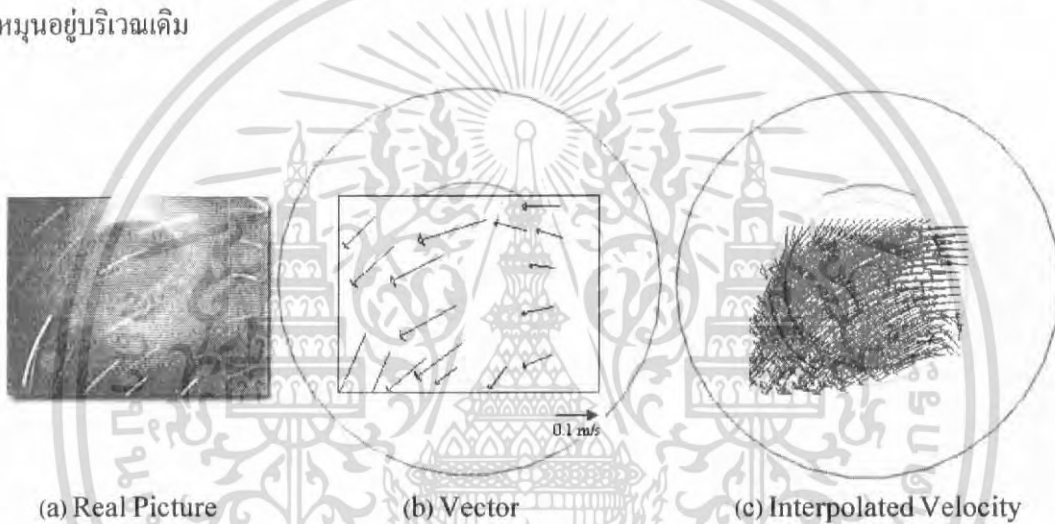
(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-13 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 4.2* ที่ 60° BTDC

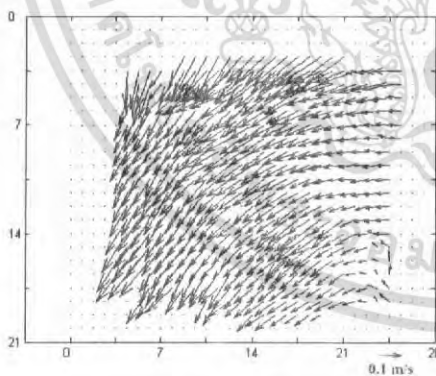
จากรูป 5-13 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศมีการหมุนวนต่อเนื่องมาจากรูป 5-12 ศูนย์กลางการหมุนอยู่บริเวณเดิม



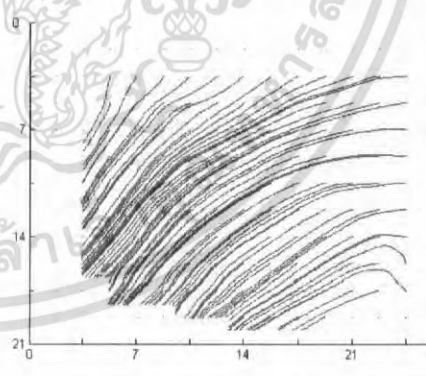
(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

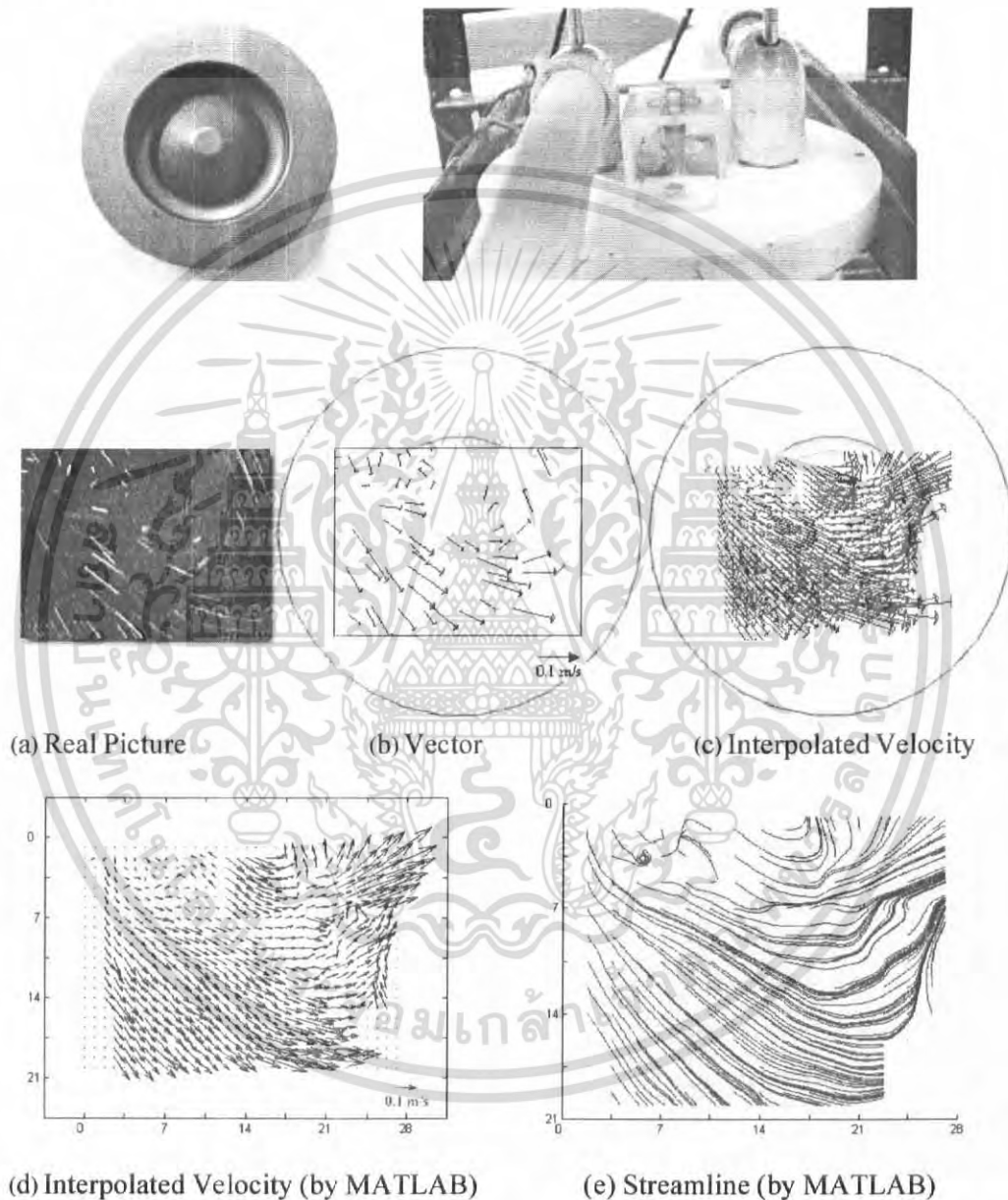
รูปที่ 5-14 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 4.2* ที่ 45° BTDC

จากรูป 5-14 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเริ่มมีการคลายตัว ไม่อยู่ในลักษณะหมุนวนอีกต่อไป เปลี่ยนเป็นเคลื่อนที่เป็นเส้นโค้งจากขวาไปซ้าย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กระแสอากาศจะหมุนวนในทิศทวนเข็มนาฬิกาออกจากจุดศูนย์กลางของหลุมบนหัวลูกสูบ ความเร็วของกระแสอากาศน้อยกว่าหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ดังเหตุได้จากความยาวของเส้นอนุภาคที่สั้นกว่า กระแสของอากาศหมุนวนก่อดำช้า และหมุนวนไม่นานก็คลายตัวไป

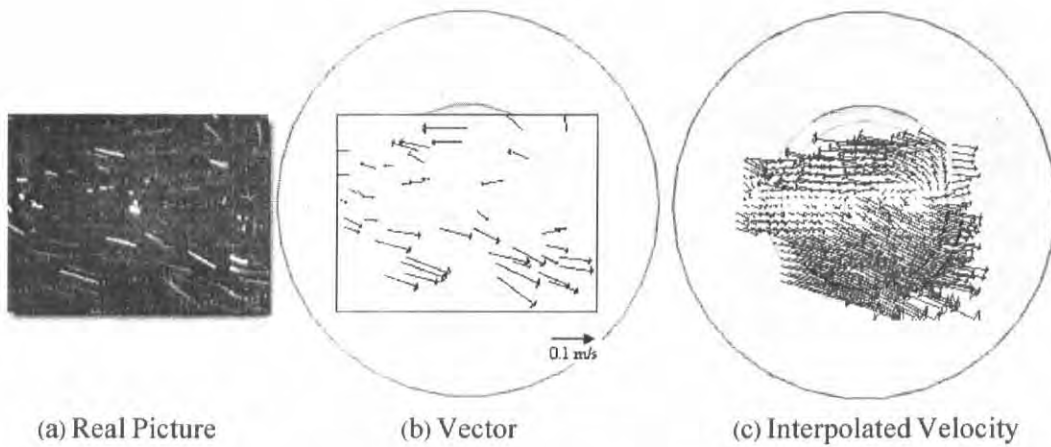
5.1.3 รูปเวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่เอียงแบบ Tangent



รูปที่ 5-15 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 5.2 ที่ 135° BTDC

จากรูป 5-15 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศมีความเร็วไม่สม่ำเสมอ มีความเร็วมากน้อยแตกต่างกันไป และจากภาพ Interpolated ทิศทางของเวกเตอร์แต่ละตัวก็ไม่ไปในแนวเดียวกัน

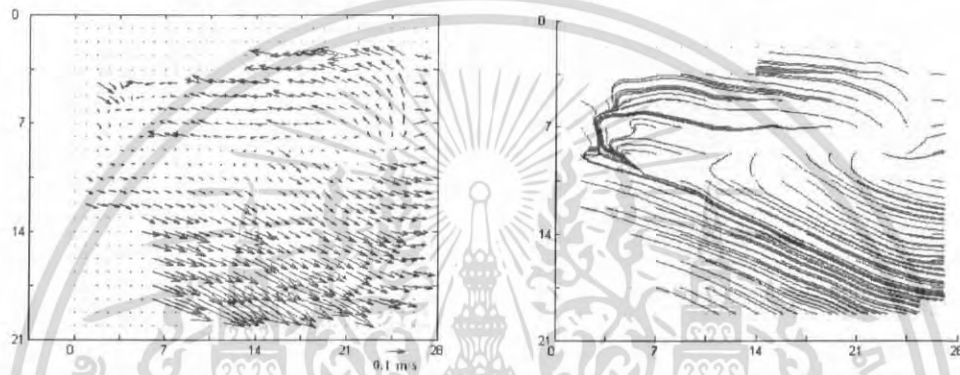
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity

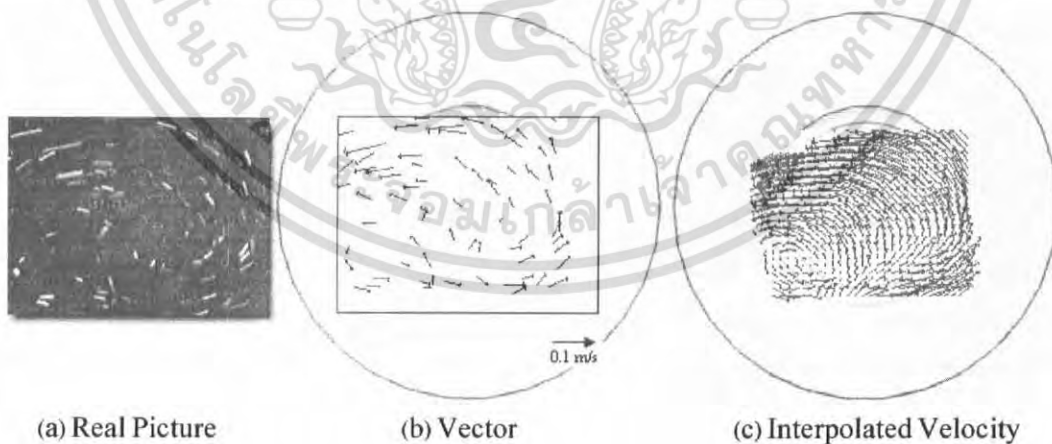


(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-16 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 5.2* ที่ 120° BTDC

จากรูป 5-16 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศยังคงมีทิศทางและความเร็วไม่สม่ำเสมอ อีกทั้งทิศทางการเคลื่อนที่ของอากาศยังเปลี่ยนไปจากรูป 5-15 อีกด้วย

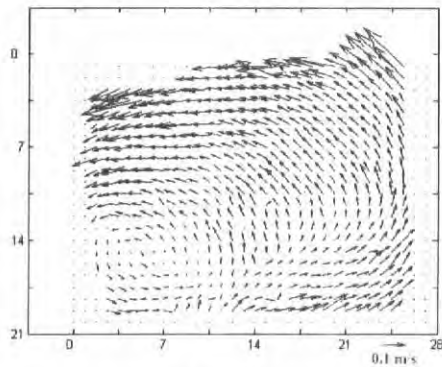


(a) Real Picture

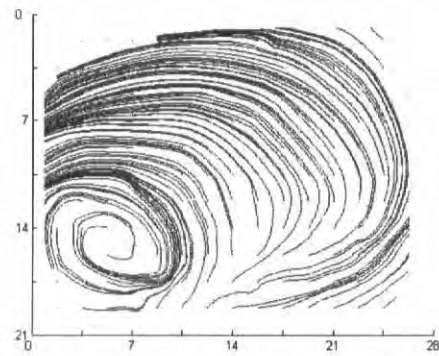
(b) Vector

(c) Interpolated Velocity

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-17 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 5.2* ที่ 105° BTDC

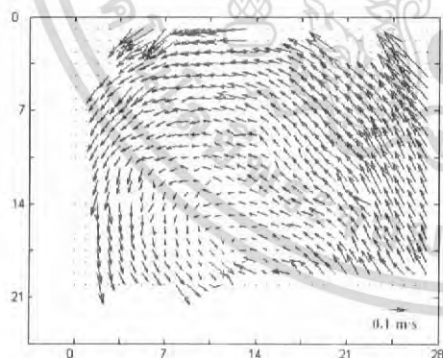
จากรูป 5-17 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเริ่มมีความเร็วสม่ำเสมอ แต่ระยะการเคลื่อนที่ของกระแสอากาศลดลง เริ่มมีการก่อตัวของกระแสหมุนวนโดยหมุนทวนเข็มนาฬิกา ศูนย์กลางอยู่บริเวณมุมซ้ายล่าง



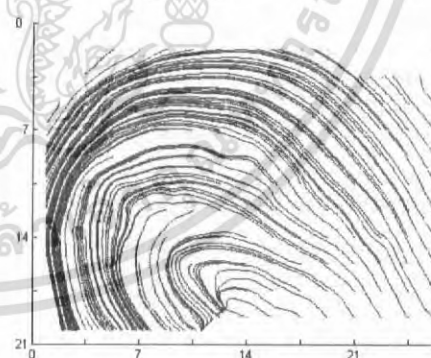
(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

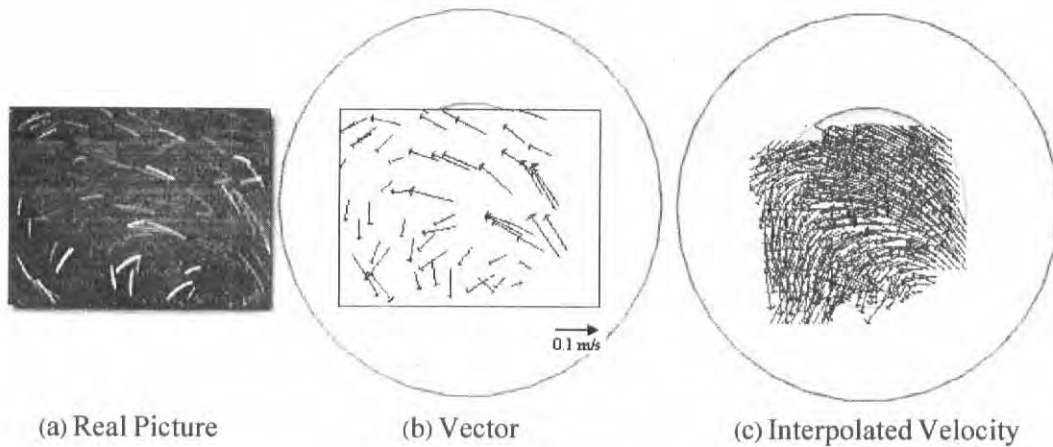


(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-18 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 5.2* ที่ 90° BTDC

จากรูป 5-18 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่น้อย หมุนต่อเนื่องจากรูป 5-17 แต่เริ่มมีการคลายตัว ไม่มีศูนย์กลางการหมุนแล้ว

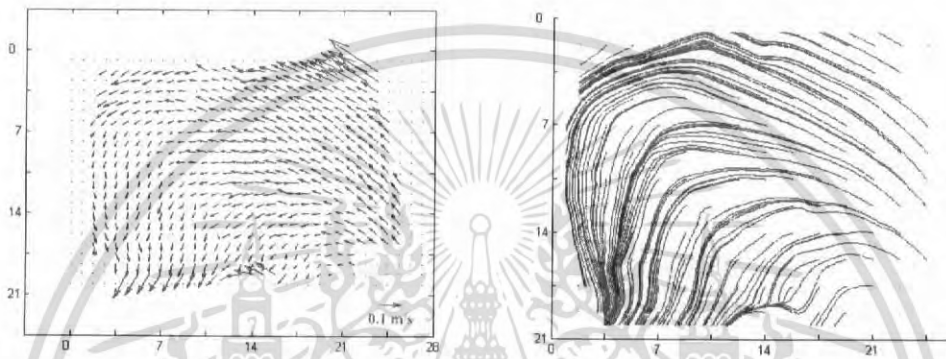
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity

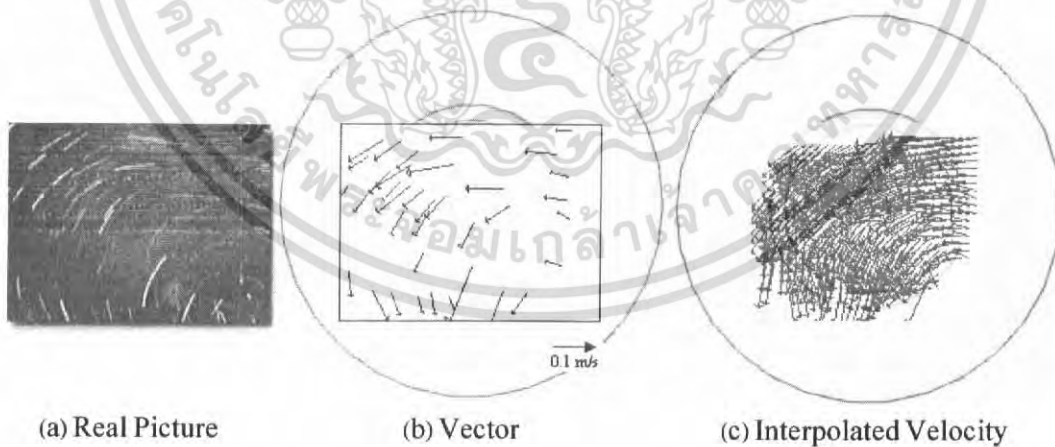


(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-19 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 5.2* ที่ 75° BTDC

จากรูป 5-19 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่น้อย อากาศไหลต่อเนื่องจากรูป 5-18 มีการคลายตัวอย่างต่อเนื่อง

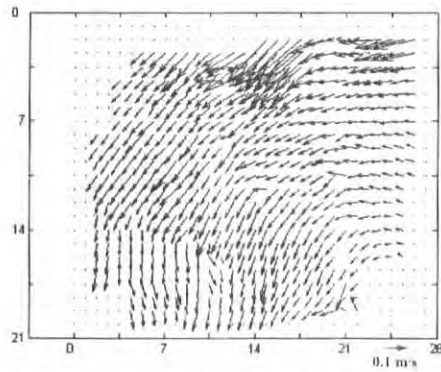


(a) Real Picture

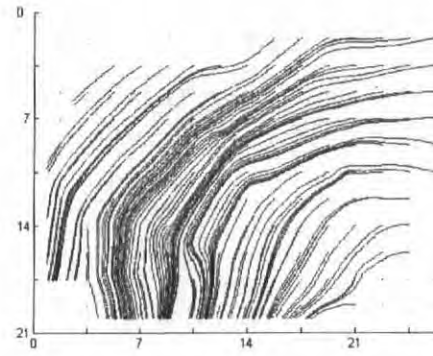
(b) Vector

(c) Interpolated Velocity

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



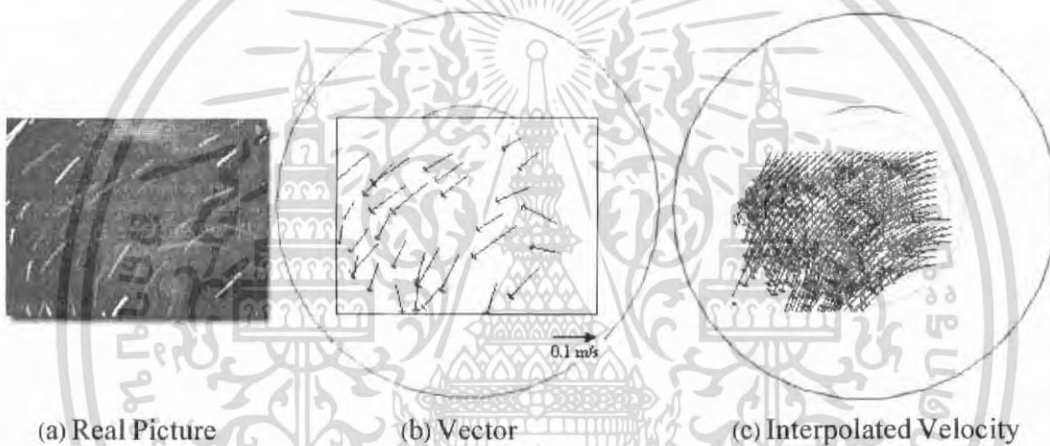
(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-20 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 5.2* ที่ 60° BTDC

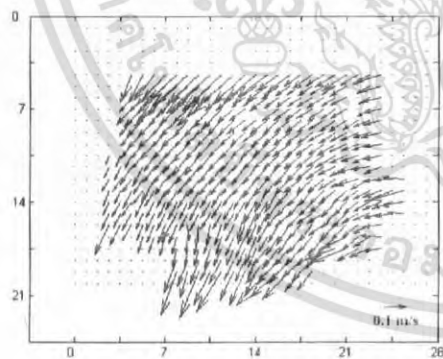
จากรูป 5-20 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศไหลต่อเนื่องมาจากรูป 5-19 มีการคลายตัวของ กระแสอากาศมากกว่าเดิม คือ ความโค้งลดลงเริ่มเคลื่อนที่เป็นแนวเส้นตรงมากขึ้น



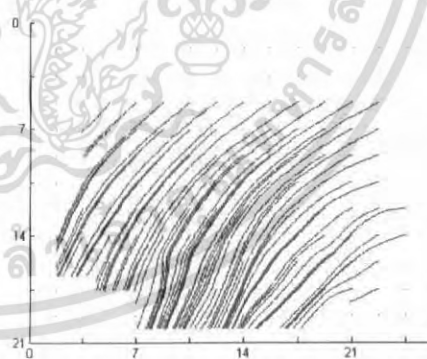
(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

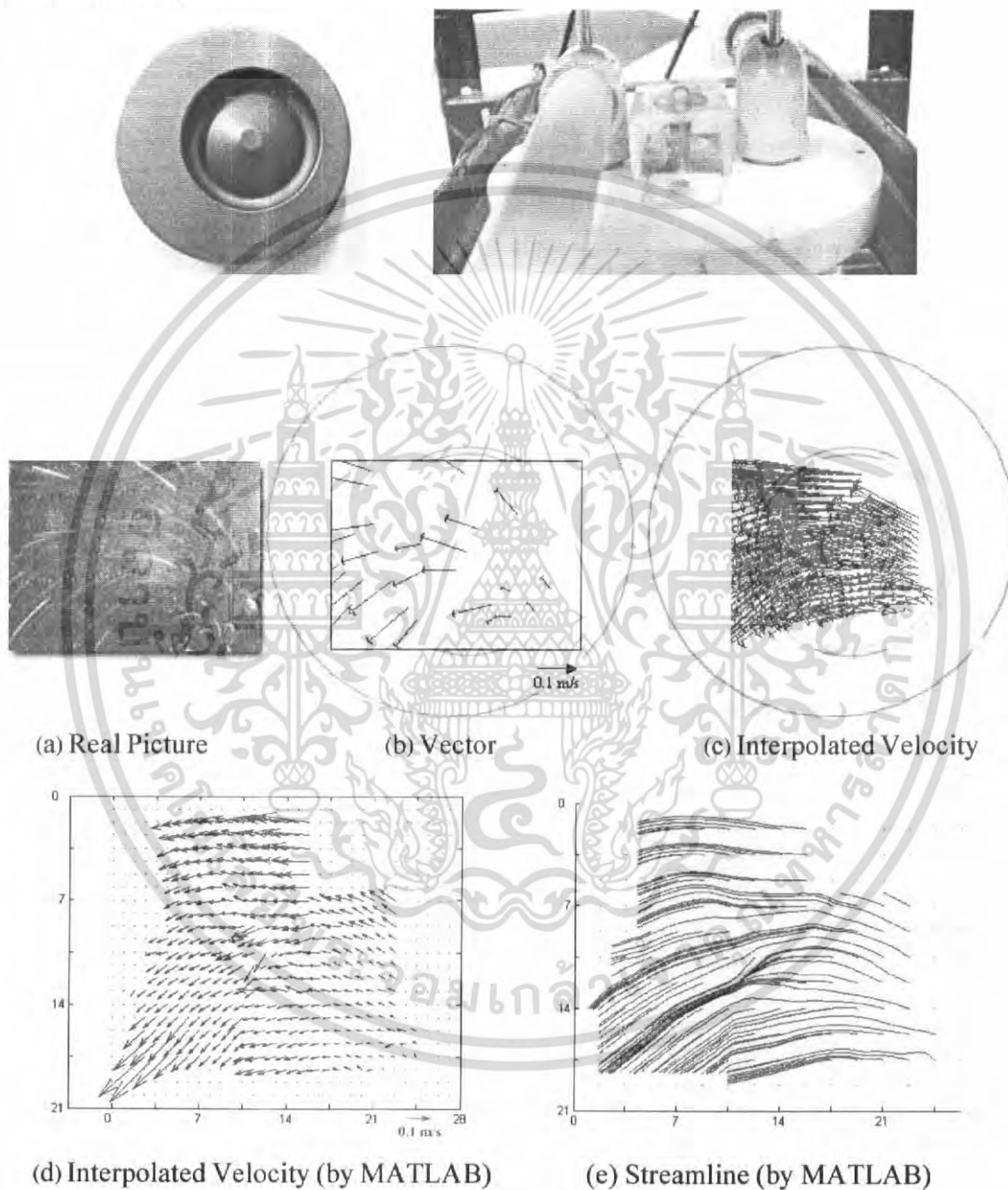
รูปที่ 5-21 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 5.2* ที่ 45° BTDC

จากรูป 5-21 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศไหลต่อเนื่องมาจากรูป 5-20 มีการคลายตัวของ กระแสอากาศมากกว่าเดิม ไหลเกือบเป็นเส้นตรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กระแสหมุนวนของอากาศมีความเร็วช้ามาก สังเกตได้จากความยาวของเส้นอนุภาคน้อยกว่าหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 และ 4.2 อย่างชัดเจน กระแสอากาศมีการหมุนวนเพียงเล็กน้อย ศูนย์กลางการหมุนเคลื่อนที่ไปมาไม่นิ่ง กระแสอากาศอากาศเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา และการหมุนของกระแสอากาศคล้ายตัวเร็วไม่คงตัวจนถึงองศาใกล้ๆ ศูนย์ตายบน

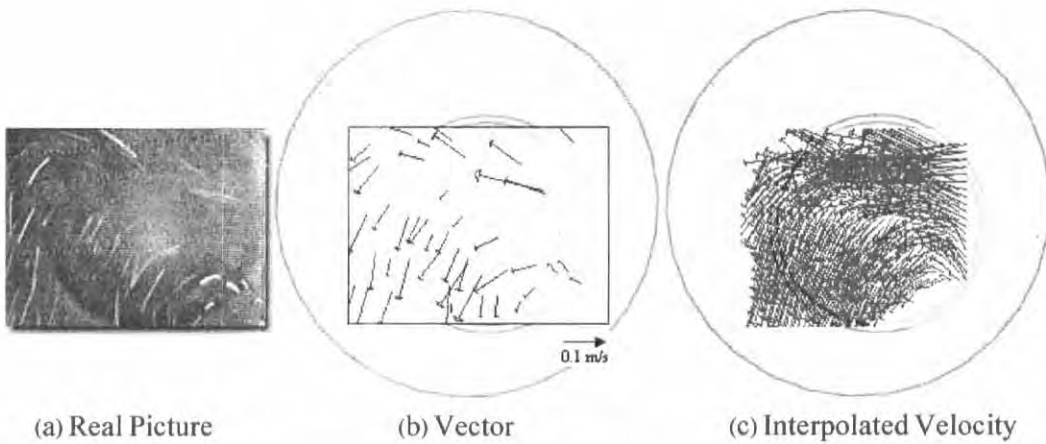
5.1.4 รูปเวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบหลุมเยื้องศูนย์ ท่อไอดีแบบ Tangent



รูปที่ 5-22 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเยื้องศูนย์ ที่ 135° BTDC

จากรูป 5-22 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศมีการเคลื่อนที่มาก เคลื่อนที่เป็นเส้นโค้งจากขวาไปซ้าย ยังไม่มีการก่อตัวของกระแสหมุนวน

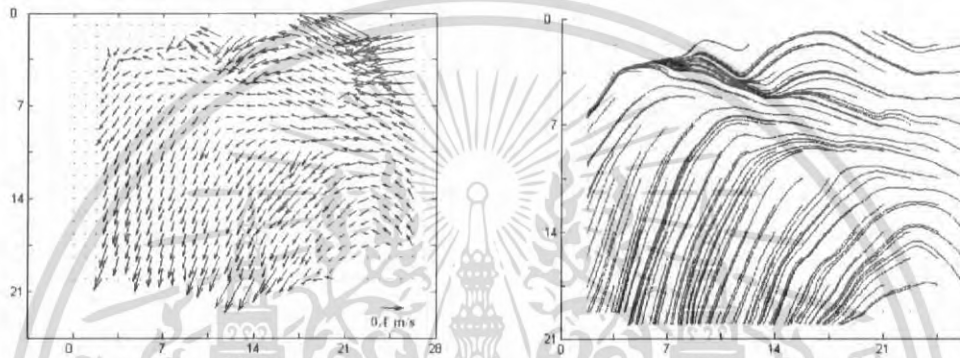
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity

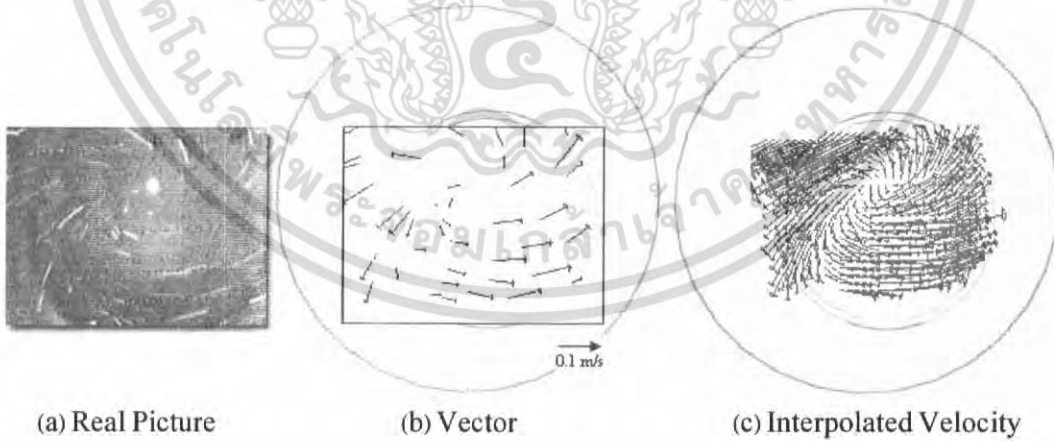


(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-23 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหมุนเอียงศูนย์ ที่ 120° BTDC

จากรูป 5-23 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่โค้งมากกว่าเดิมเมื่อเทียบกับรูป 5-22 แต่ยังไม่ถึงกับหมุนวน

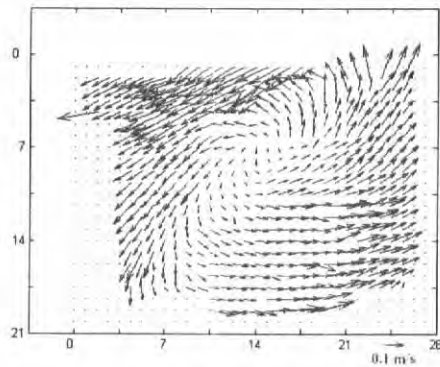


(a) Real Picture

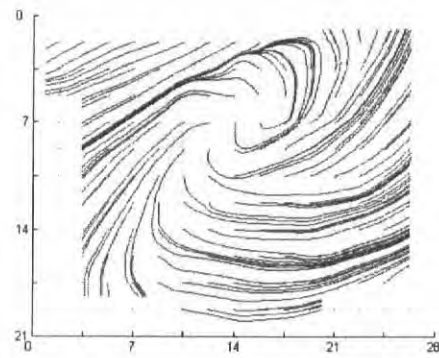
(b) Vector

(c) Interpolated Velocity

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



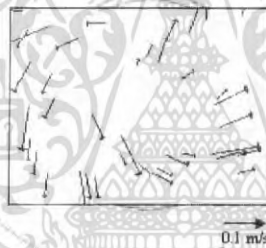
(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-24 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 105° BTDC

จากรูป 5-24 แสดงให้เห็นว่า เริ่มมีการก่อตัวของกระแสหมุนวนขึ้น โดยหมุนวนเข็มนาฬิกา กระแสอากาศเคลื่อนที่ได้ระยะปานกลาง คือ น้อยกว่าหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect ratio 3.4 และมากกว่าหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect ratio 4.2



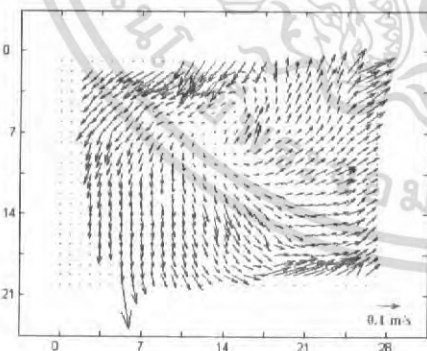
(a) Real Picture



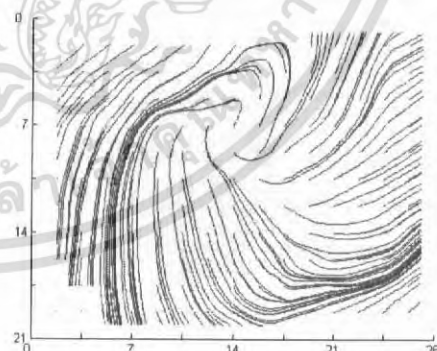
(b) Vector



(c) Interpolated Velocity



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

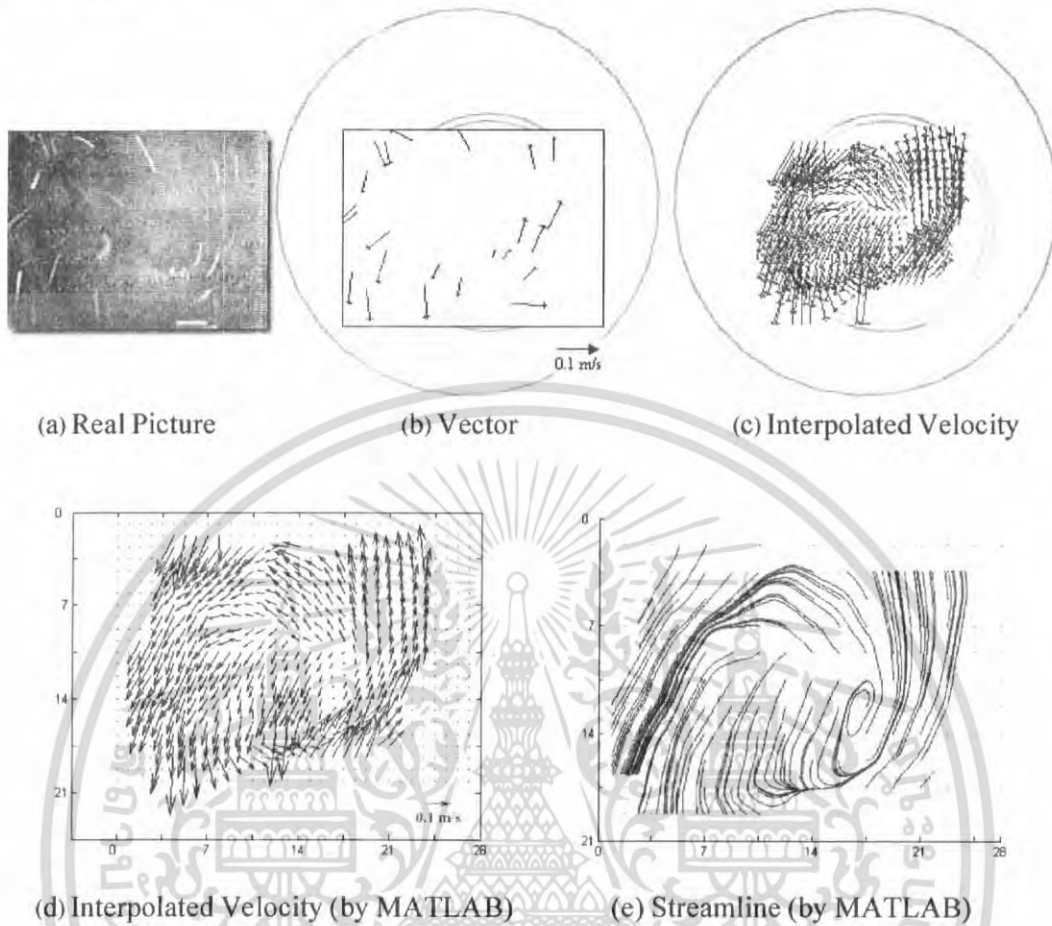


(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-25 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเอียงศูนย์ ที่ 90° BTDC

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูป 5-25 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศหมุนต่อเนื่องจากรูป 5-24 ศูนย์กลางการหมุนอยู่ตำแหน่งเดิม



(a) Real Picture

(b) Vector

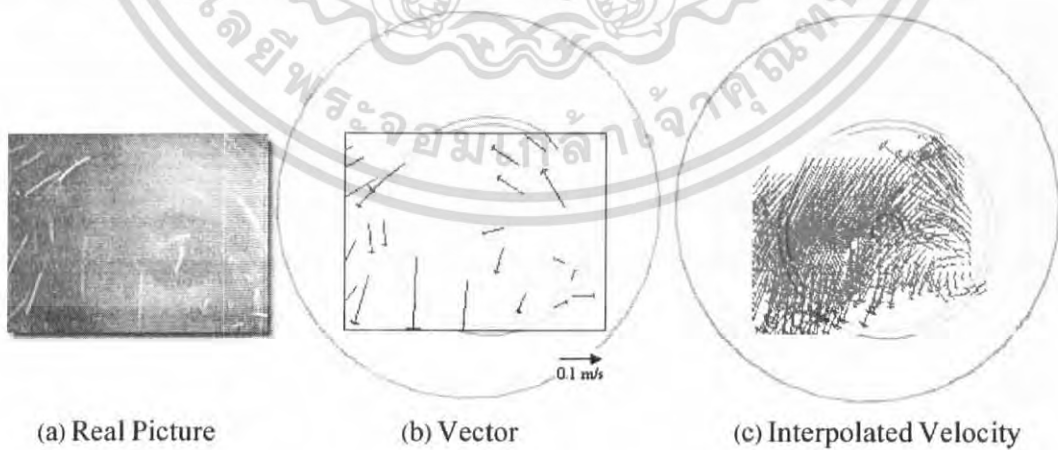
(c) Interpolated Velocity

(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-26 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบทูลุมเยื้องศูนย์ ที่ 75° BTDC

จากรูป 5-26 แสดงให้เห็นว่า ระยะการเคลื่อนที่ของกระแสอากาศลดลงและทิศทางเริ่มไม่สม่ำเสมอ ไม่เป็นระเบียบเหมือนรูปที่ 5-25 ศูนย์กลางการหมุนอยู่ในบริเวณมุมขวาล่าง

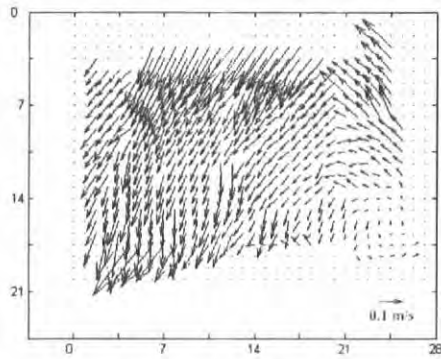


(a) Real Picture

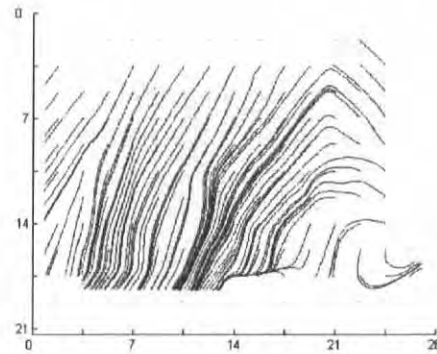
(b) Vector

(c) Interpolated Velocity

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-27 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเฉียงศูนย์ ที่ 60° BTDC

จากรูป 5-27 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศยังคงหมุนวนอยู่ แต่ยังคงเคลื่อนที่ไม่สม่ำเสมอ และทิศทางยังไม่เป็นระเบียบ ศูนย์กลางการหมุนขยับไปอยู่มุมขวาล่าง



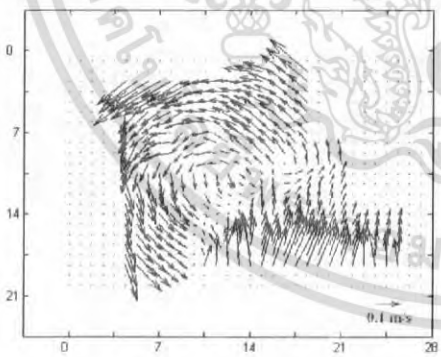
(a) Real Picture



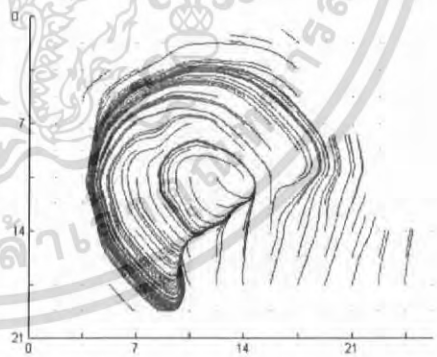
(b) Vector



(c) Interpolated Velocity



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

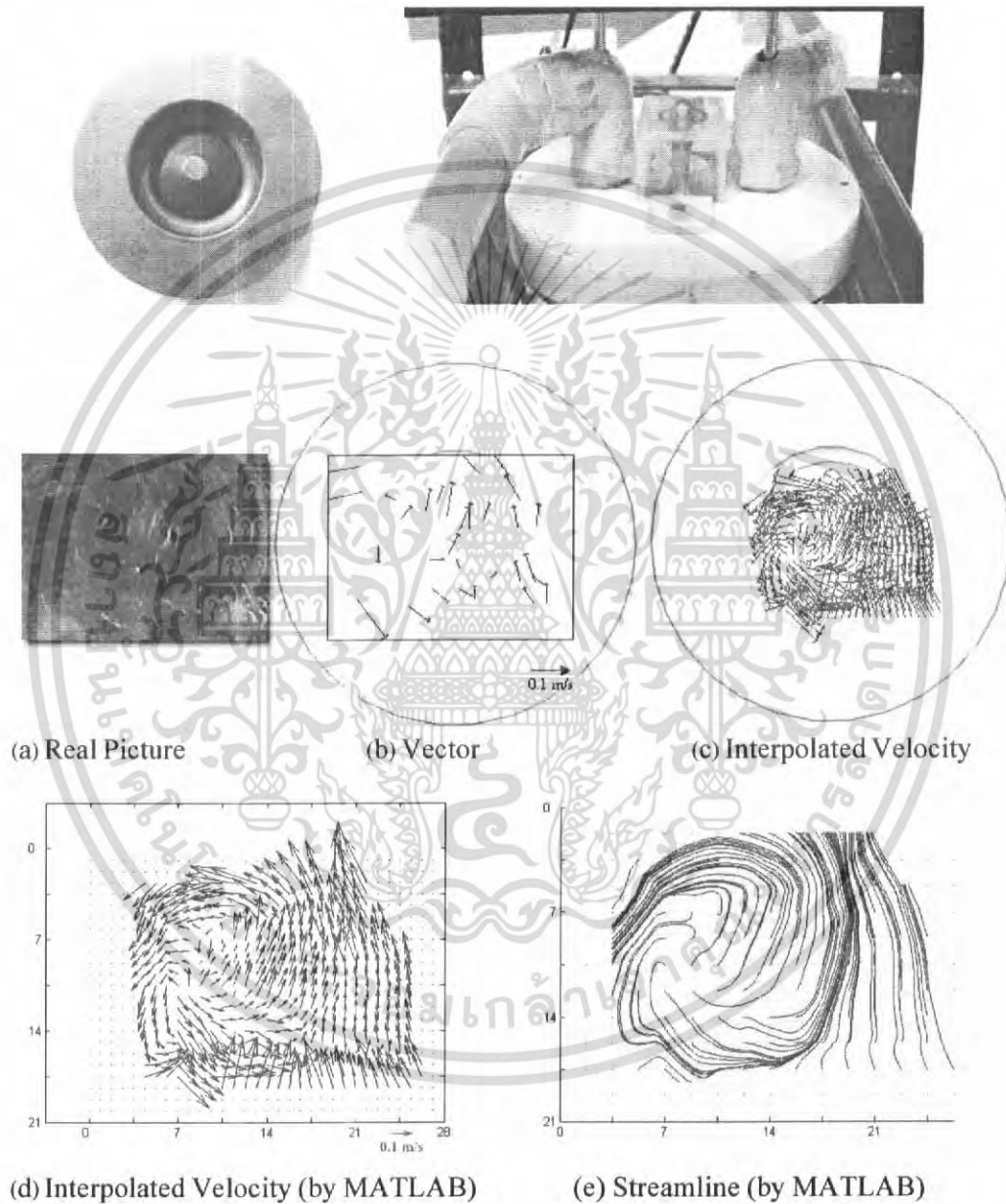
รูปที่ 5-28 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเฉียงศูนย์ ที่ 45° BTDC

จากรูป 5-28 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศยังคงหมุนวนอยู่ แต่ยังคงเคลื่อนที่ไม่สม่ำเสมอ และทิศทางยังไม่เป็นระเบียบ ศูนย์กลางการหมุนขยับมาตรงกลาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กระแสหมุนวนของอากาศหมุนทวนเข็มนาฬิกาออกจากจุดศูนย์กลางของหลุมบนหัวลูกสูบ ซึ่ง
 เชื่อมกับศูนย์กลางกระบอกสูบ กระแสอากาศมีความเร็วสูง เริ่มหมุนตัวเร็ว และยังคงหมุนวนอยู่จนถึง
 ตำแหน่งใกล้เคียง ศูนย์ตายบน แต่ศูนย์กลางการหมุนไม่นิ่ง เคลื่อนที่ไปมา

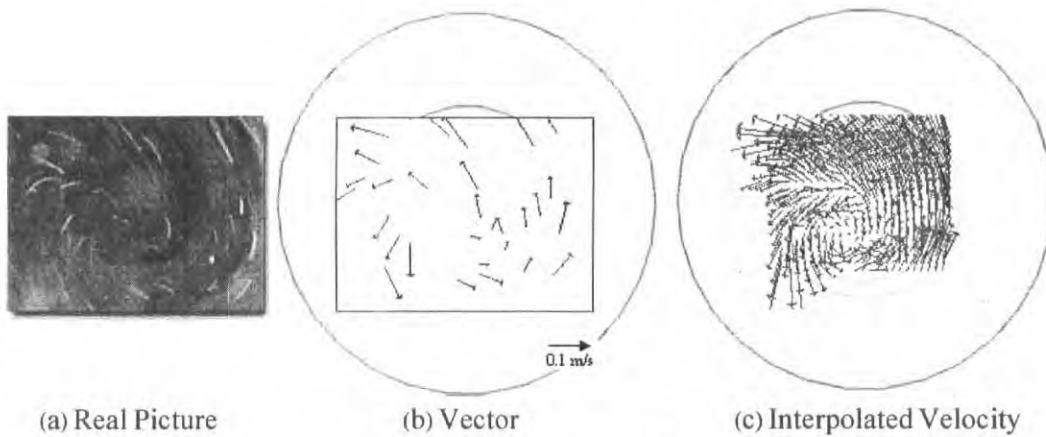
5.1.5 รูปเวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบ **Shallow Dish Aspect Ratio 3.4** ท่อไอดีแบบ **Pre-Swirl**



รูปที่ 5-29 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ **Shallow Dish Aspect Ratio 3.4** ที่ 135° BTDC

จากรูป 5-29 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่ได้ไม่น้อยเมื่อเทียบกับท่อไอดีแบบ Tangent
 แต่ก็มีกระแสหมุนวนอยู่แล้ว ในทิศทวนเข็มนาฬิกา และเห็นศูนย์กลางการหมุนชัดเจน

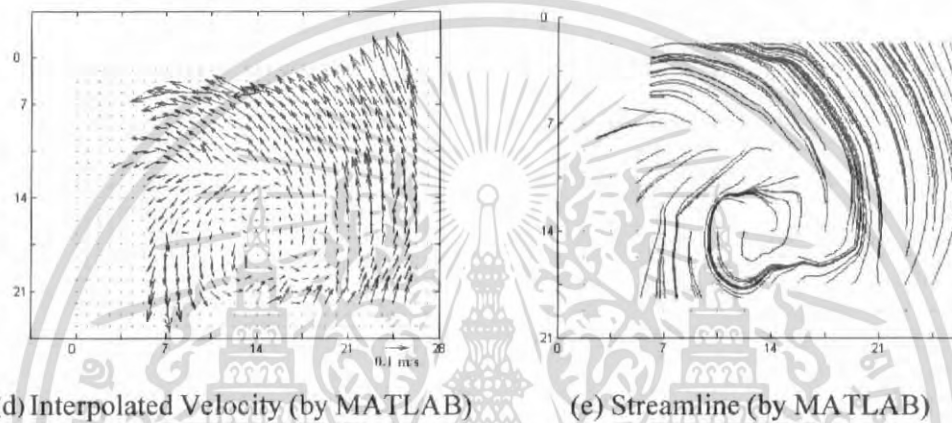
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(a) Real Picture

(b) Vector

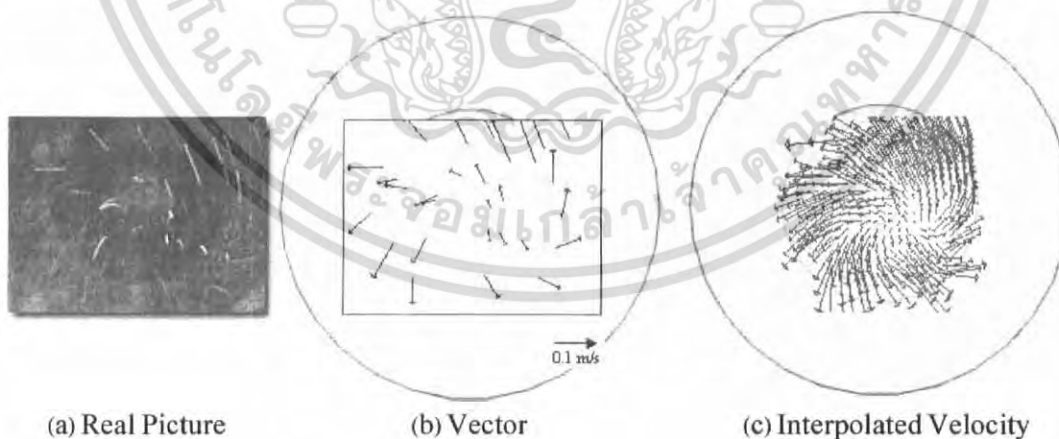
(c) Interpolated Velocity



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-30 เวกเตอร์ความเร็วของหัวตุกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 3.4* ที่ 120° BTDC
 จากรูปที่ 5-30 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่ได้ น้อย หมุนวนต่อเนื่องมาจาก รูป 5-29
 ตำแหน่งศูนย์กลางเปลี่ยนตำแหน่งจากเดิมเล็กน้อย

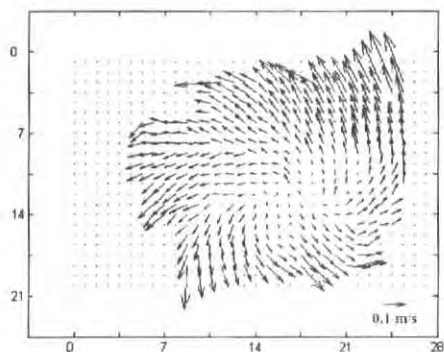


(a) Real Picture

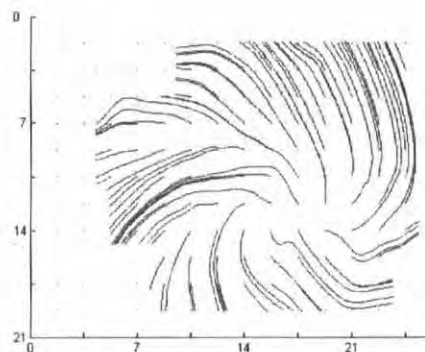
(b) Vector

(c) Interpolated Velocity

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



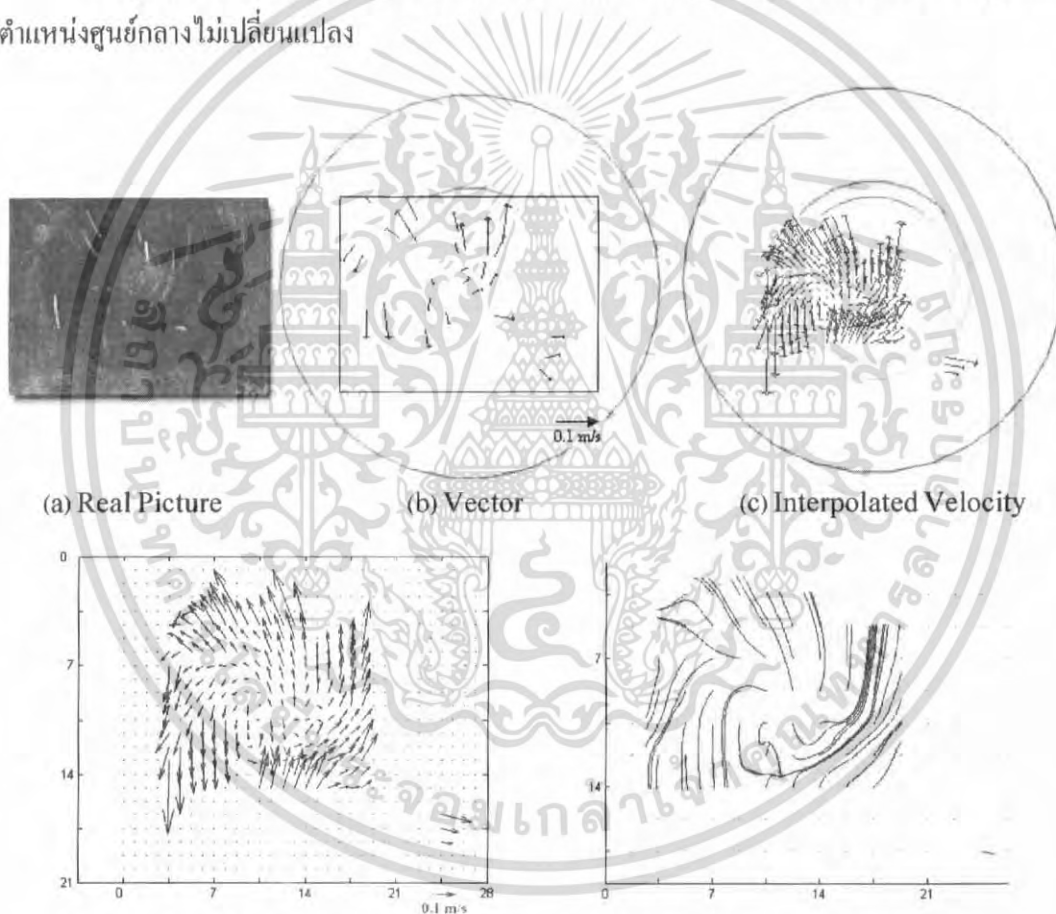
(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-31 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 3.4* ที่ 105° BTDC

จากรูปที่ 5-31 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่ได้น้อย หมุนวนต่อเนื่องมาจากรูป 5-30 ตำแหน่งศูนย์กลางไม่เปลี่ยนแปลง



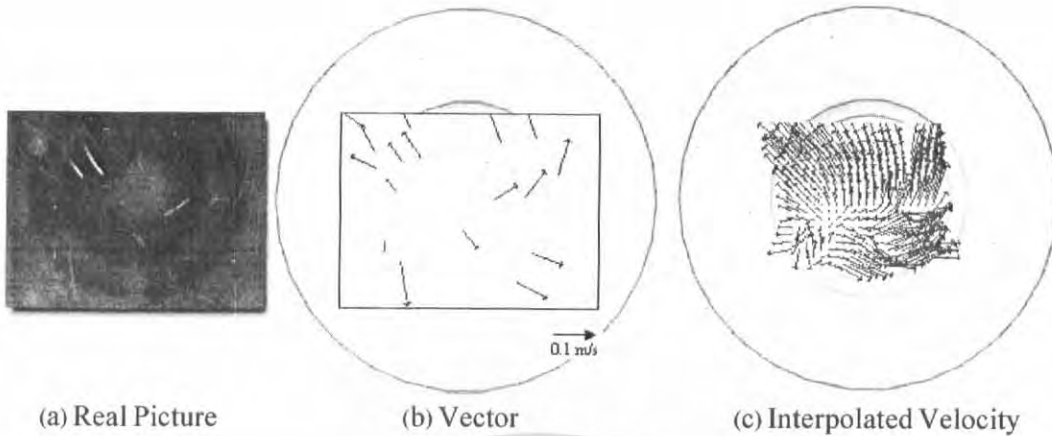
(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-32 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 3.4* ที่ 90° BTDC

จากรูปที่ 5-32 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่ได้น้อย หมุนวนต่อเนื่องมาจากรูป 5-31 ตำแหน่งศูนย์กลางเปลี่ยนแปลงเล็กน้อย เนื่องจากอนุภาคคามีจำนวนน้อย จึงเห็นสนามความเร็วไม่ทั่วทั้งสนาม

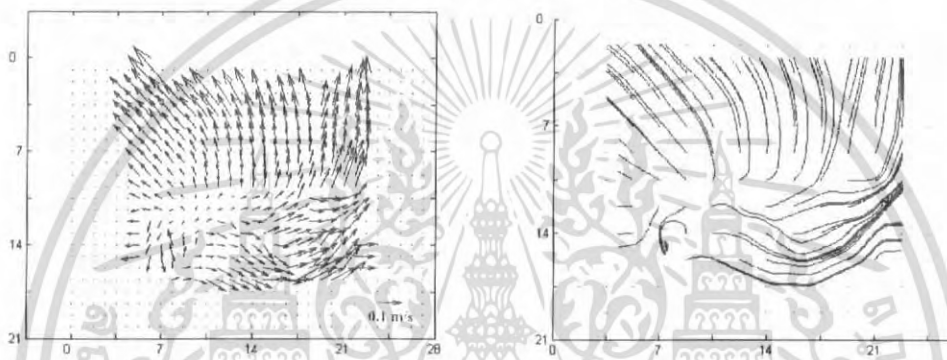
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-33 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 3.4* ที่ 75° BTDC

จากรูปที่ 5-33 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่ได้น้อย หมุนวนต่อเนื่องมาจากรูป 5-32 ตำแหน่งศูนย์กลางไม่เปลี่ยนแปลง เนื่องจากอนุภาคอากาศมีจำนวนน้อย จึงเห็นสนามความเร็วไม่ทั่วทั้งสนาม

รูปที่ 5-34 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 3.4* ที่ 60° BTDC

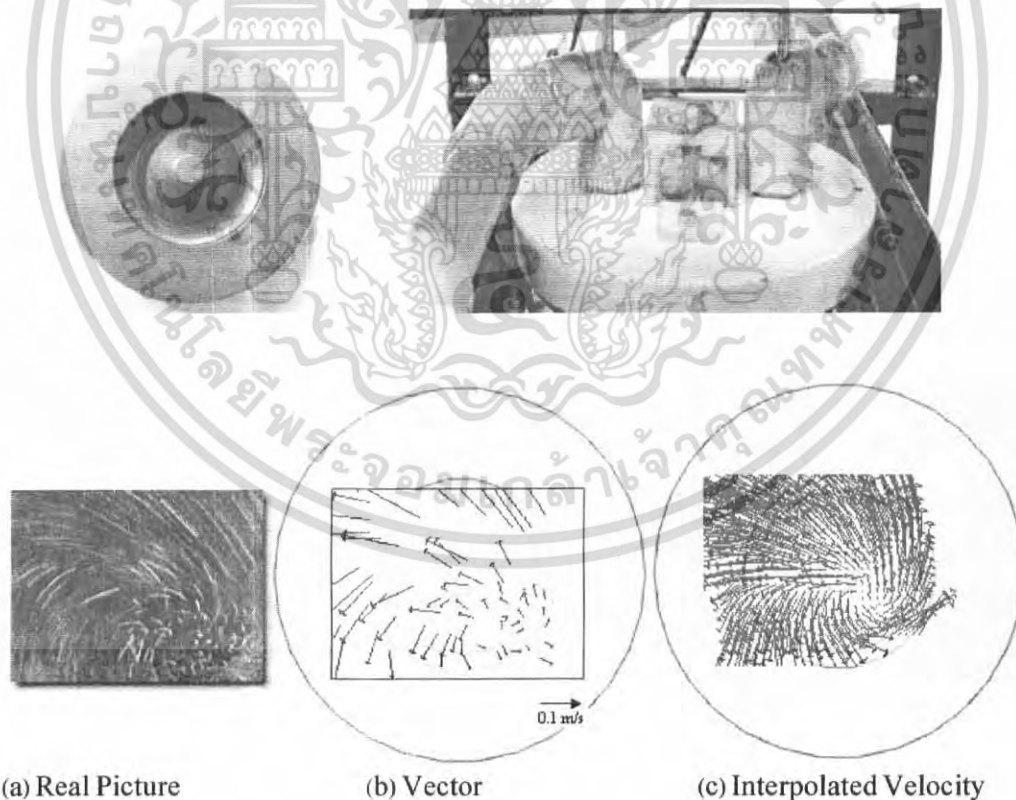
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



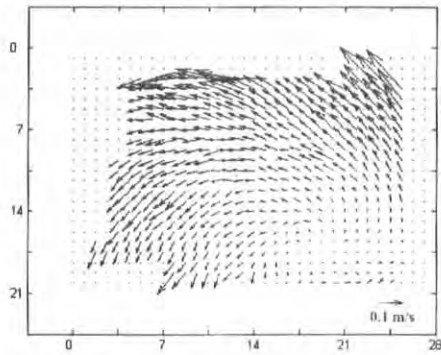
รูปที่ 5-35 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 3.4* ที่ 45° BTDC

กระแสอากาศหมุนวนในทิศทวนเข็มนาฬิกาออกจากจุดศูนย์กลางของหลุมบนหัวลูกสูบ กระแสอากาศมีความเร็วสูง เริ่มหมุนตัวเร็วและหมุนอยู่ได้จนถึงองศาใกล้ๆ ศูนย์ตายบน ตำแหน่งศูนย์กลางการหมุนอยู่ที่ศูนย์กลางของหลุมบนหัวลูกสูบ ที่ตำแหน่ง 60 และ 45 องศา ก่อนศูนย์ตายบน ไม่สามารถพล็อต เวกเตอร์ได้เนื่องจากกระแสอากาศมีความเร็วมากเส้นอนุภาคเป็นเส้นยาวเกินไป

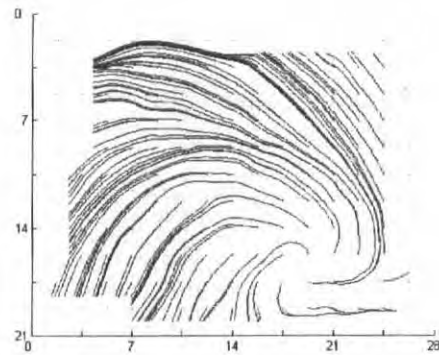
5.1.6 รูปเวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 4.2* ที่ไอดีแบบ *Pre-Swirl*



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



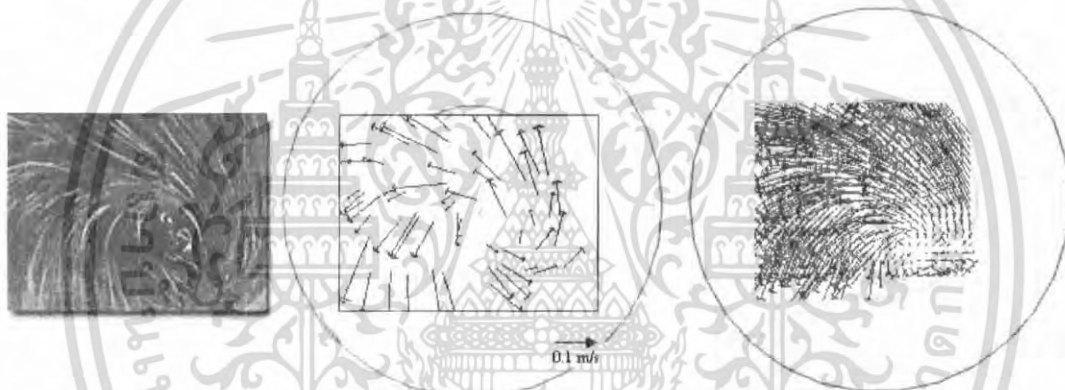
(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-36 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 4.2* ที่ 135° BTDC

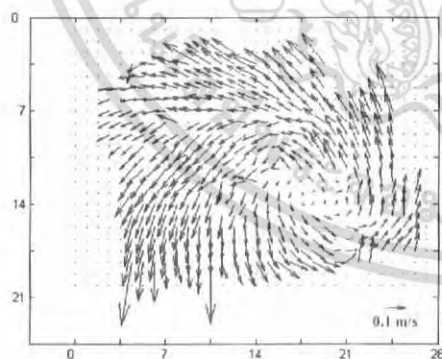
จากรูป 5-36 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่ได้ช้าเมื่อเทียบกับท่อไอเสียแบบ Tangent และมีการก่อตัวของกระแสหมุนวนเร็วกว่าที่องศาเดียวกัน หมุนวนทวนเข็มนาฬิกา และเห็นศูนย์กลางการหมุนชัดเจน



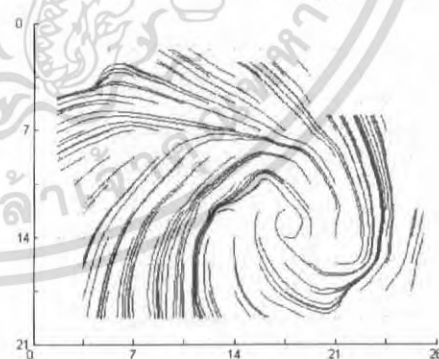
(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

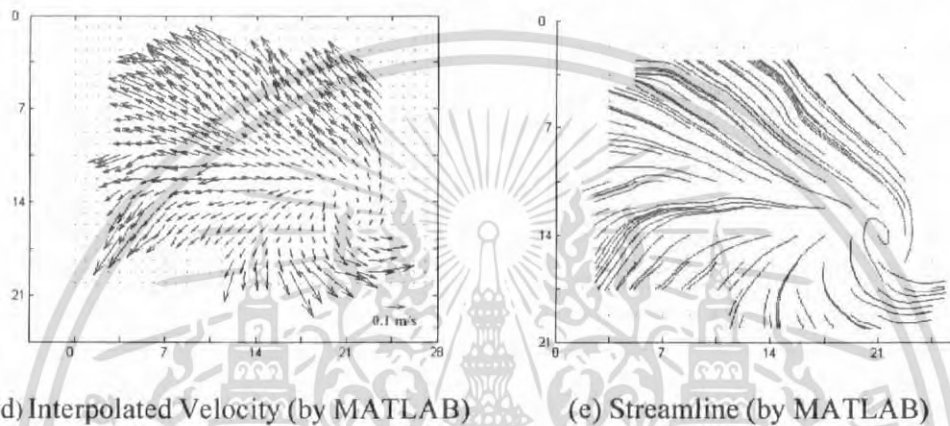
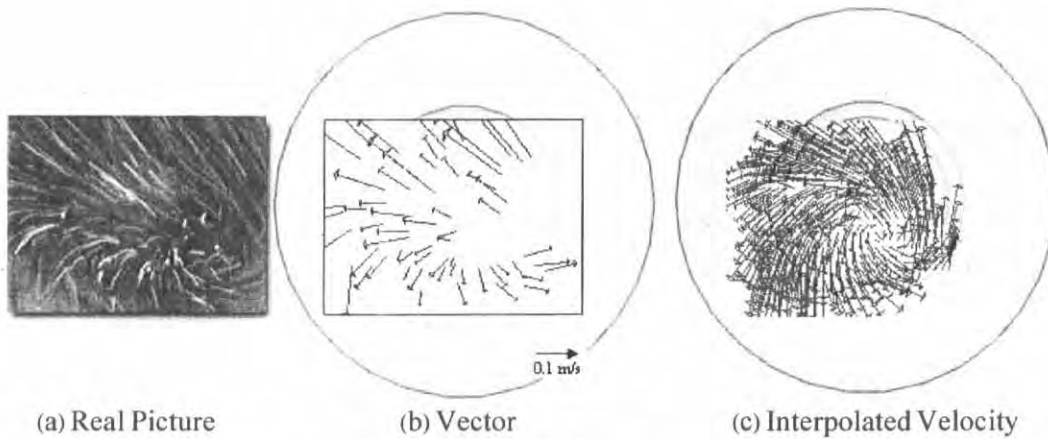


(e) Streamline (by MATLAB)

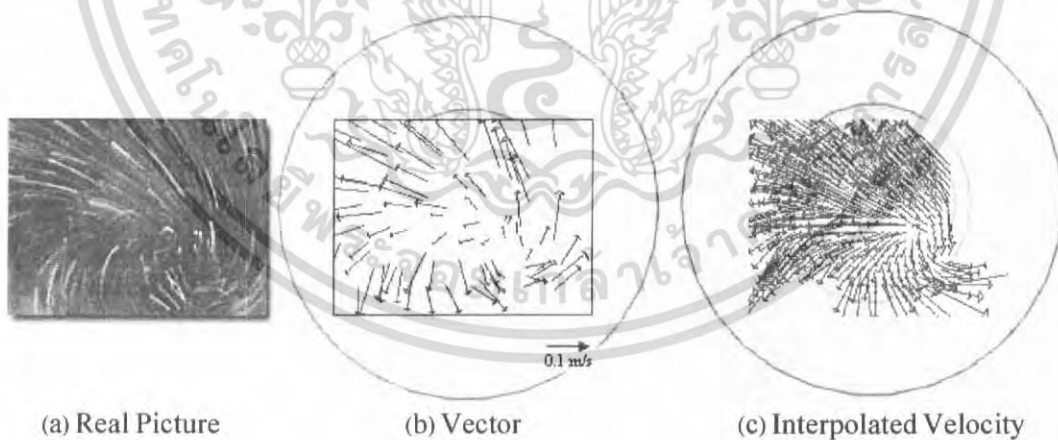
รูปที่ 5-37 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 4.2* ที่ 120° BTDC

จากรูปที่ 5-37 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่ได้ช้า หมุนวนต่อเนื่องมาจากรูป 5-36 ตำแหน่งศูนย์กลางเปลี่ยนแปลงเล็กน้อย

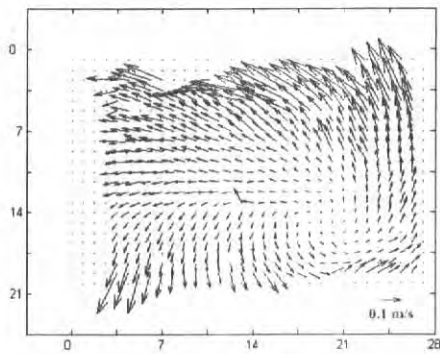
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



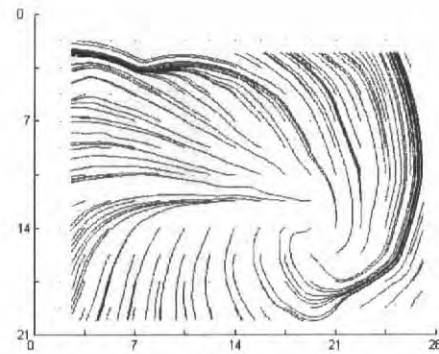
รูปที่ 5-38 เวกเตอร์ความเร็วของหัวถูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 4.2* ที่ 105° BTDC
 จากรูปที่ 5-38 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่ได้น้อย หมุนวนต่อเนื่องมาจากรูป 5-37
 ตำแหน่งศูนย์กลางเปลี่ยนแปลงเล็กน้อย



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



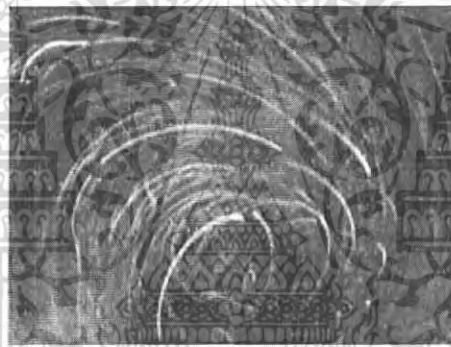
(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-39 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 4.2* ที่ 90° BTDC

จากรูปที่ 5-38 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเคลื่อนที่ได้น้อย หมุนวนต่อเนื่องมาจากรูป 5-37 ตำแหน่งศูนย์กลางไม่เปลี่ยนแปลง



รูปที่ 5-40 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 4.2* ที่ 75° BTDC



รูปที่ 5-41 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 4.2* ที่ 60° BTDC

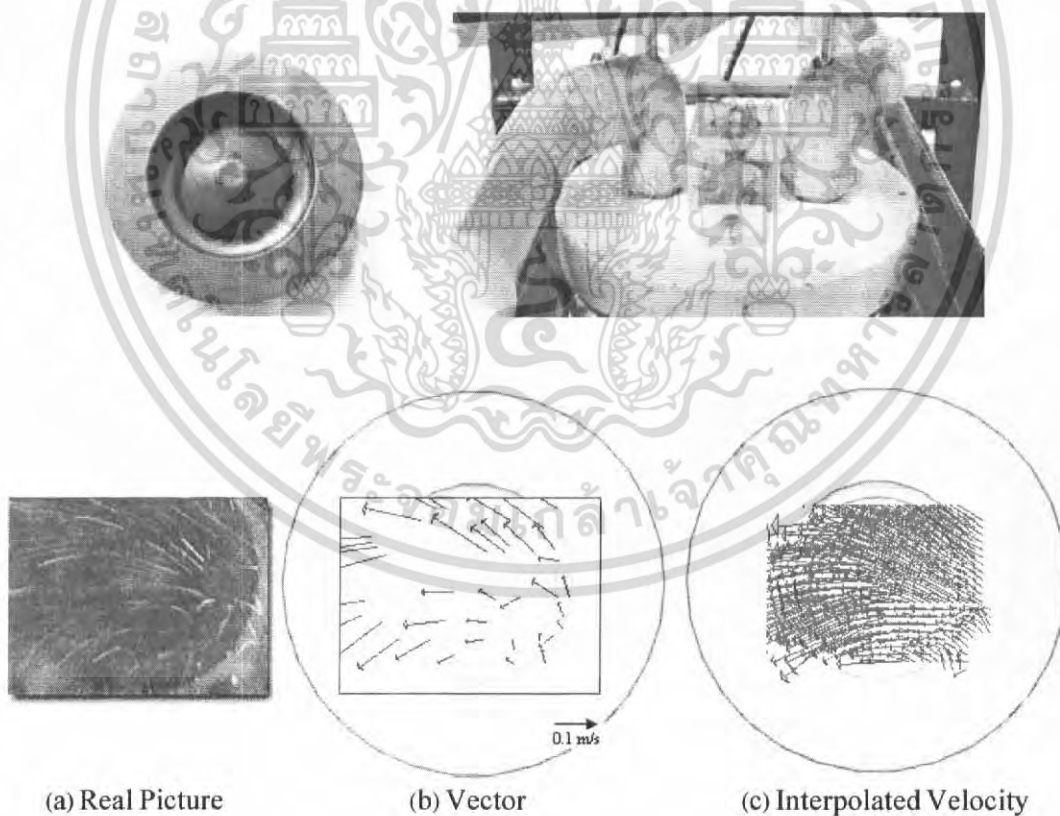
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



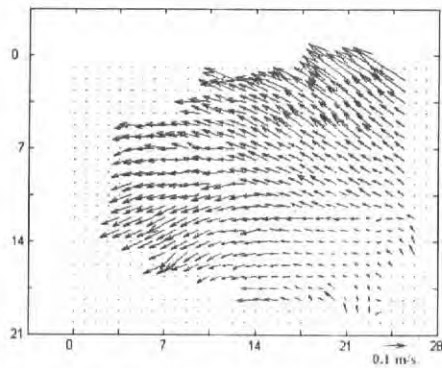
รูปที่ 5-42 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 4.2* ที่ 45° BTDC

กระแสอากาศหมุนวนในทิศทวนเข็มนาฬิกาออกจากจุดศูนย์กลางของหลุมบนหัวลูกสูบคล้ายกับท่อไอดีแบบ Tangent แต่มีการหมุนวนที่มากกว่า กระแสอากาศเริ่มหมุนเร็วขึ้น และหมุนอยู่ได้จนถึงองศาใกล้ๆ ศูนย์ตายบน

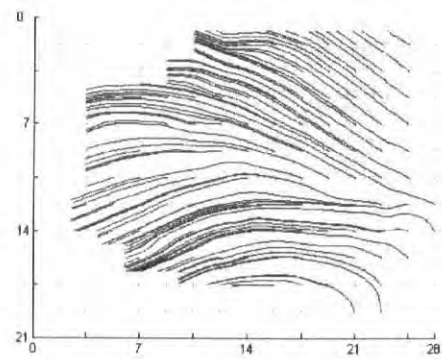
5.1.7 รูปเวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 5.2* ท่อไอดีแบบ Pre-Swirl



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



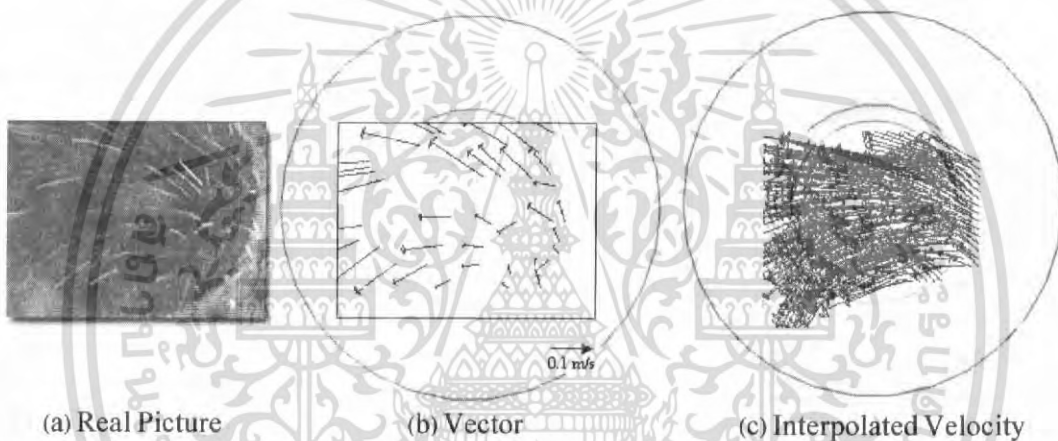
(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-43 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 5.2* ที่ 135° BTDC

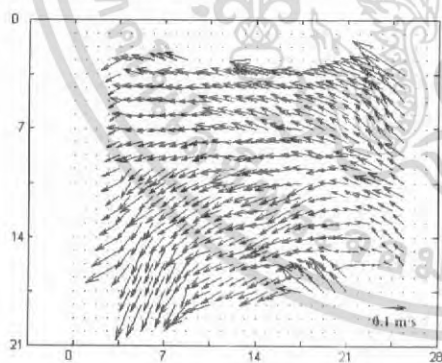
จากรูป 5-43 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศมีการเคลื่อนที่มาก เคลื่อนที่เป็นเส้นโค้งจากขวาไปซ้าย ยังไม่มีการก่อตัวของกระแสหมุนวน



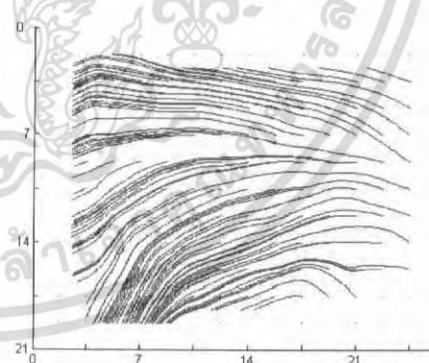
(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

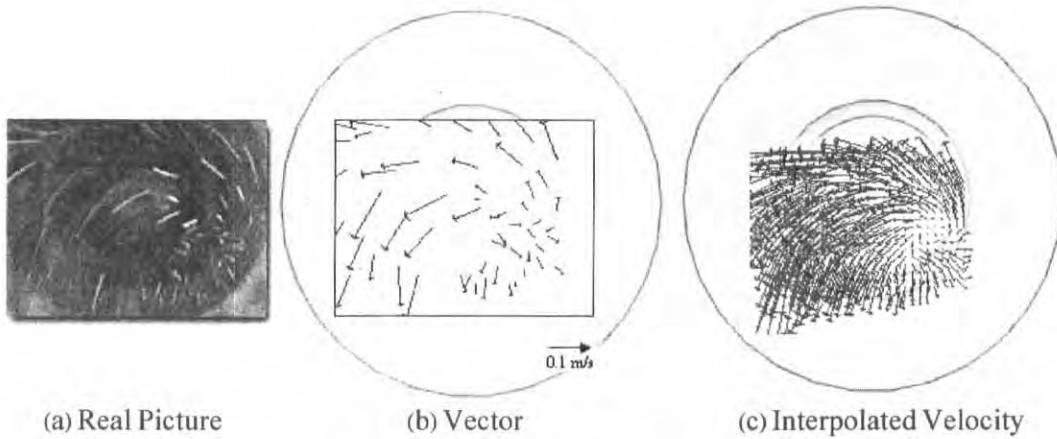


(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-44 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 5.2* ที่ 120° BTDC

จากรูป 5-44 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศมีการเคลื่อนที่มาก เคลื่อนที่เป็นเส้นโค้งจากขวาไปซ้าย ยังคงไม่มีการก่อตัวของกระแสหมุนวน

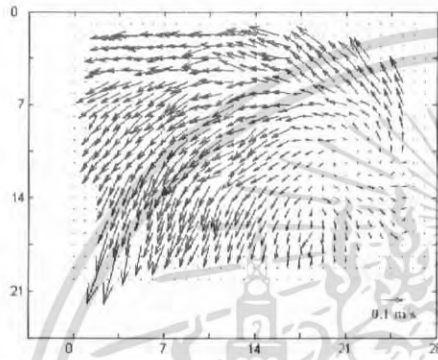
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



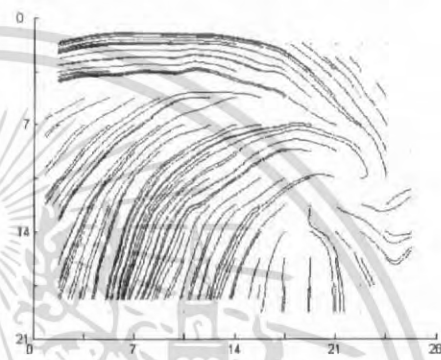
(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity

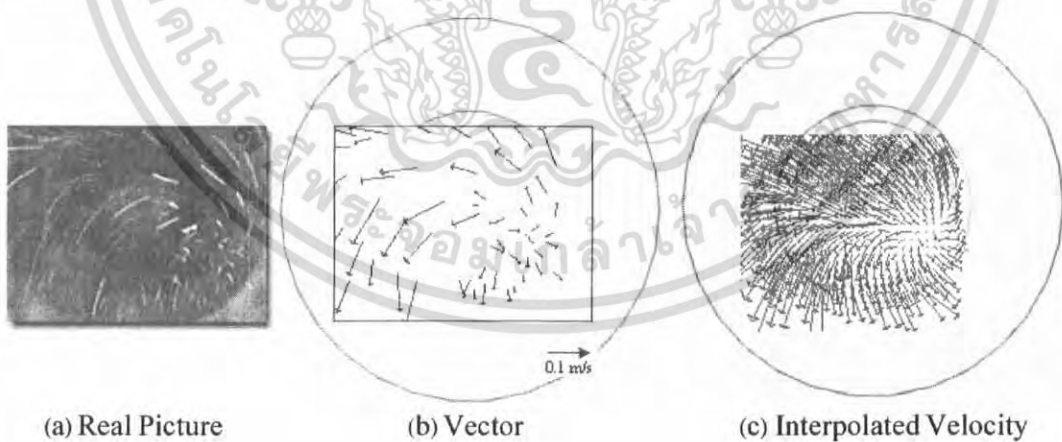


(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-45 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 5.2* ที่ 105° BTDC
 จากรูป 5-45 แสดงให้เห็นว่า เริ่มมีการก่อตัวของกระแสหมุนวนขึ้น โดยหมุนทวนเข็มนาฬิกา
 กระแสอากาศเคลื่อนที่ได้ระยะปานกลาง เห็นศูนย์กลางการหมุนชัดเจน

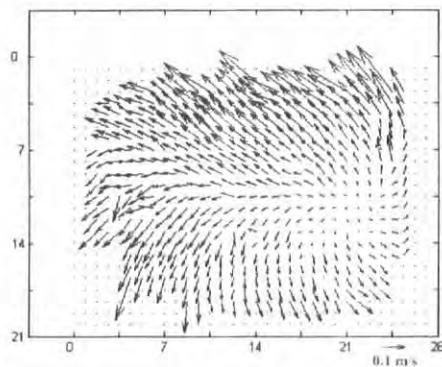


(a) Real Picture

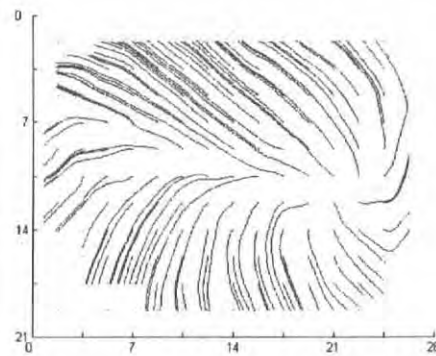
(b) Vector

(c) Interpolated Velocity

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



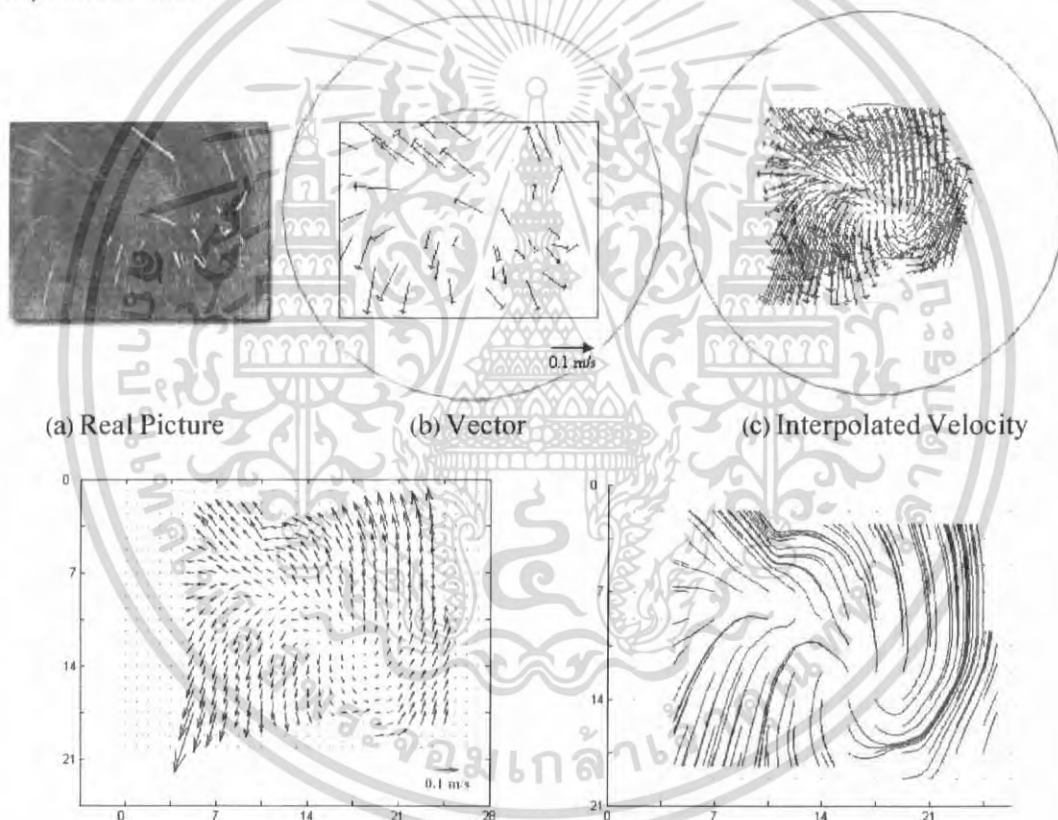
(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-46 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 5.2* ที่ 90° BTDC

จากรูป 5-46 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศหมุนต่อเนื่องจากรูป 5-45 ตำแหน่งศูนย์กลางการหมุนไม่เปลี่ยนแปลง



(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity

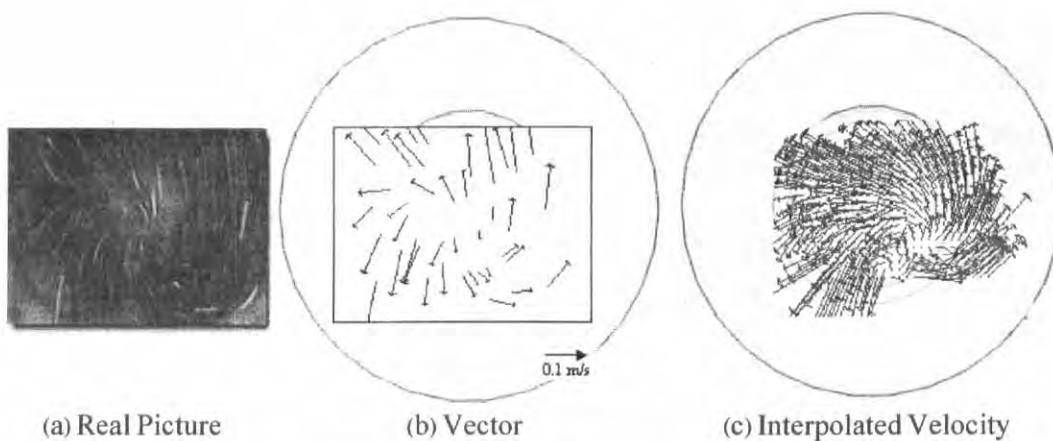
(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-47 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 5.2* ที่ 75° BTDC

จากรูป 5-47 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศหมุนต่อเนื่องจากรูป 5-46 ตำแหน่งศูนย์กลางการหมุนเล็กน้อยเปลี่ยนแปลง

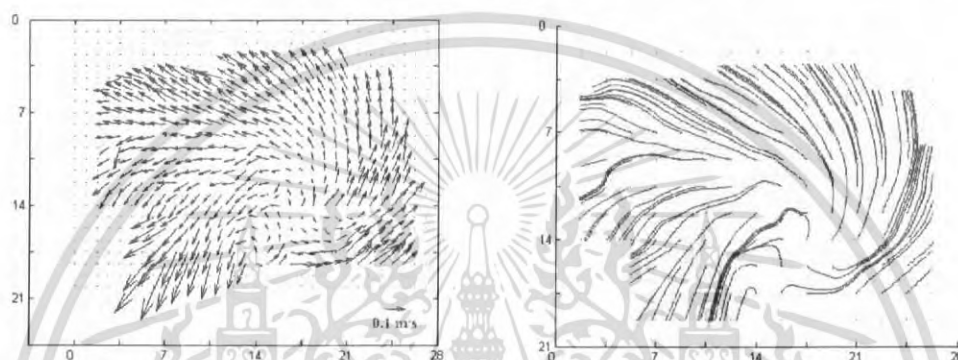
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-48 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 5.2* ที่ 60° BTDC
จากรูป 5-48 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศหมุนต่อเนื่องจากรูป 5-47 ตำแหน่งศูนย์กลางการ
หมุนไม่เปลี่ยนแปลง

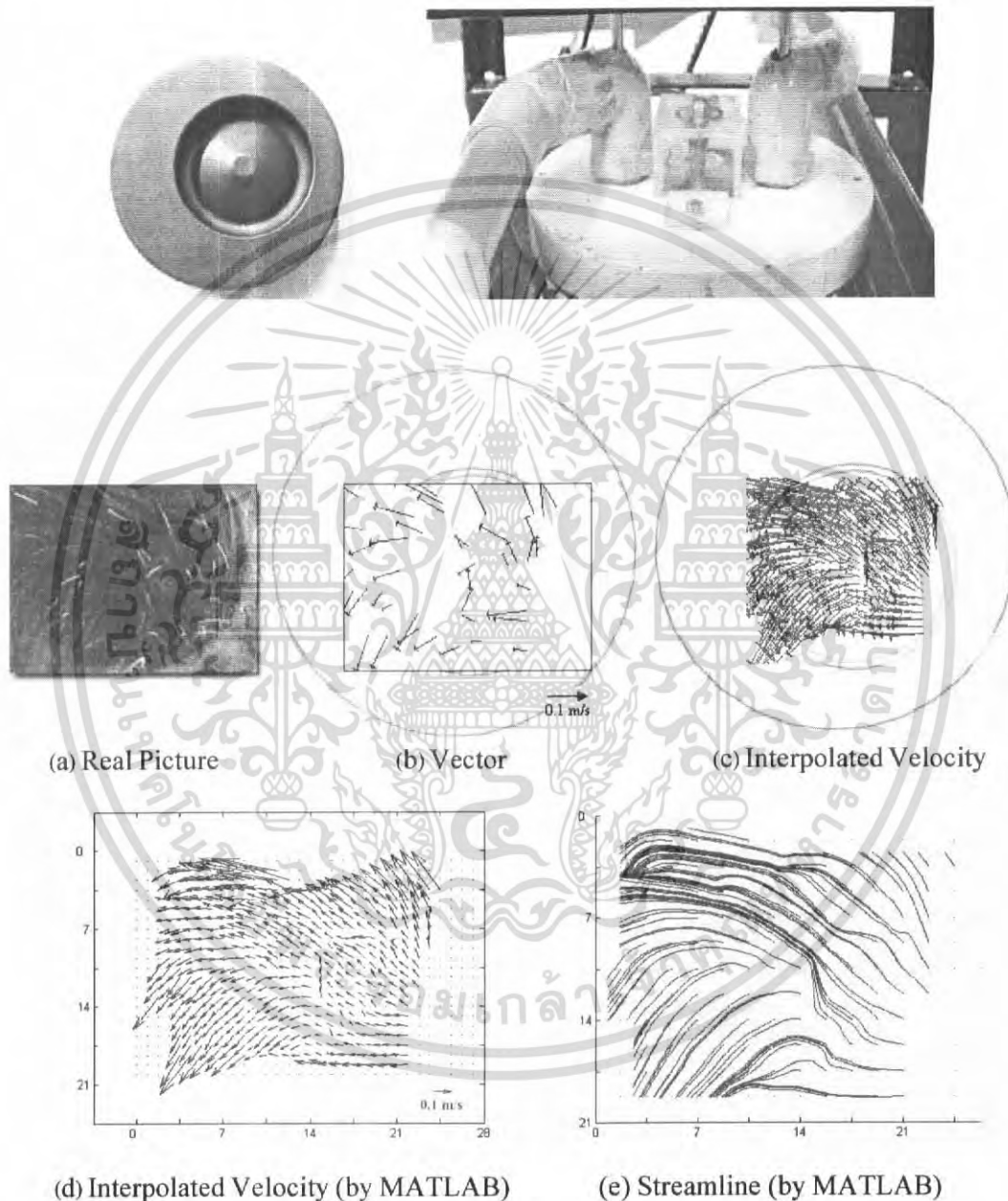
รูปที่ 5-49 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 5.2* ที่ 45° BTDC

กระแสอากาศหมุนวนในทิศทวนเข็มนาฬิกาออกจากจุดศูนย์กลางของหลุมบนหัวลูกสูบ
กระแสอากาศมีการหมุนวนมากกว่าท่อไอเสียแบบ Tangent อย่างชัดเจน คือ กระแสอากาศเริ่มหมุนตัวเร็ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขึ้นและหมุนคงตัวอยู่ได้จนถึงองศาใกล้ๆ ศูนย์ตายบน แต่จุดศูนย์กลางการหมุนไม่นิ่งเหมือนกับหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4

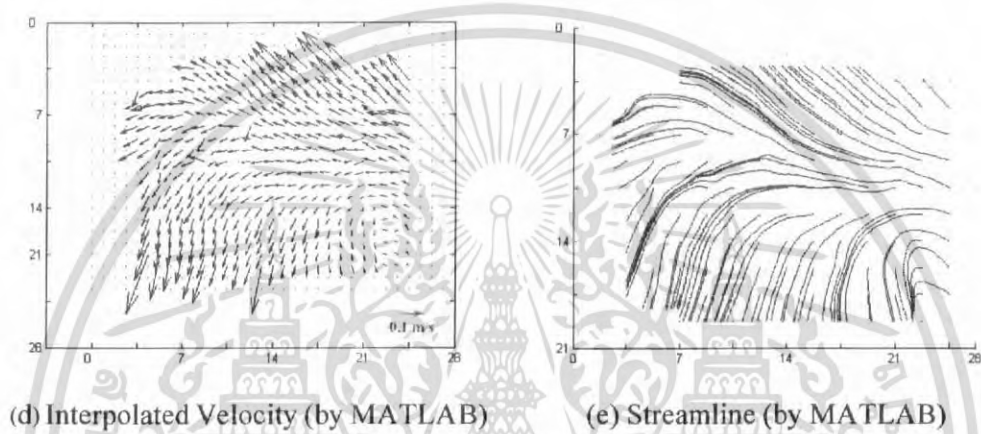
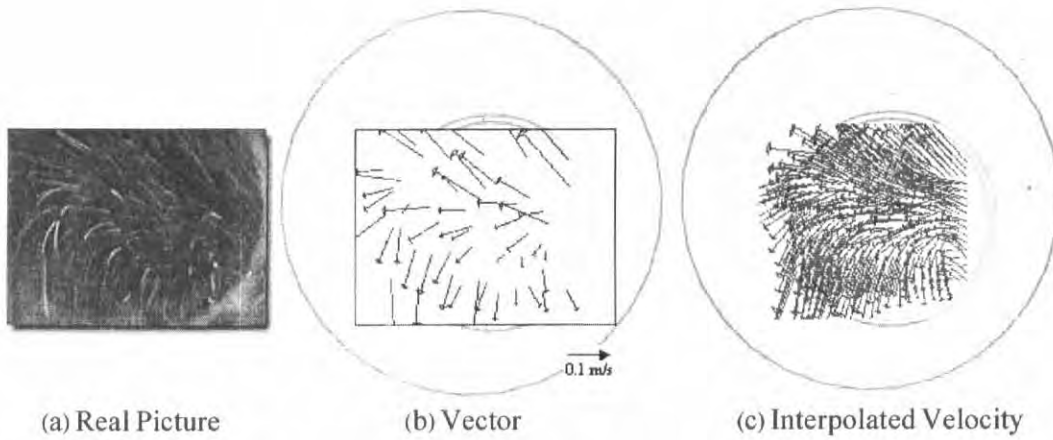
5.1.8 รูปเวกเตอร์ความเร็วของเครื่องจำลองการไหลของหัวลูกสูบแบบหลุมเยื้องศูนย์ ท่อไอดีแบบ Pre-Swirl



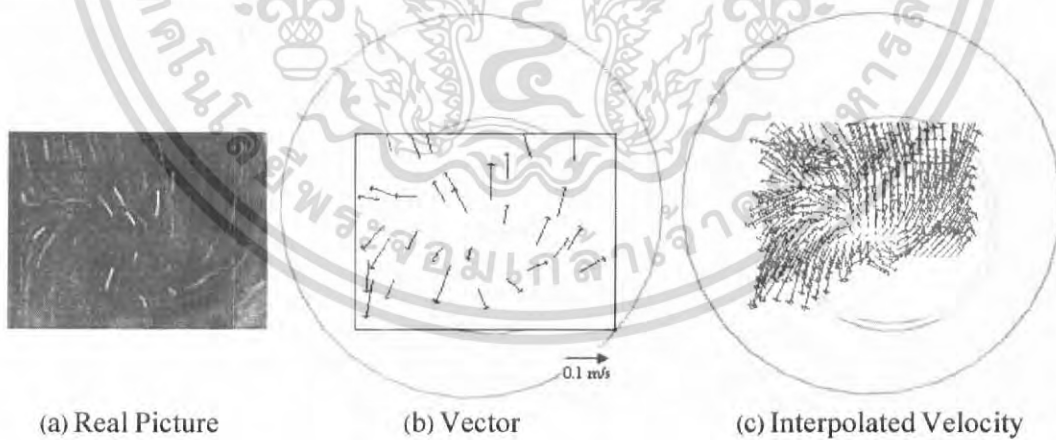
รูปที่ 5-50 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเยื้องศูนย์ ที่ 135° ก่อน TDC

จากรูป 5-50 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศมีความเร็วต่ำ ทิศทางการไหลของอากาศแต่ละตำแหน่งไม่ไปในแนวเดียวกัน ยังไม่มีการกีดตัวของกระแสหมุนวน

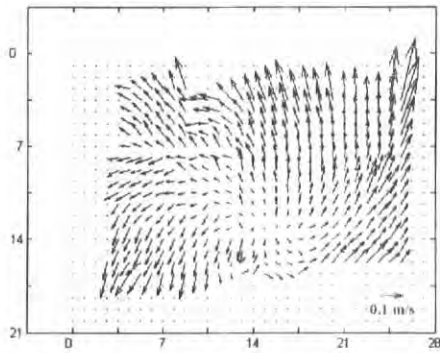
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



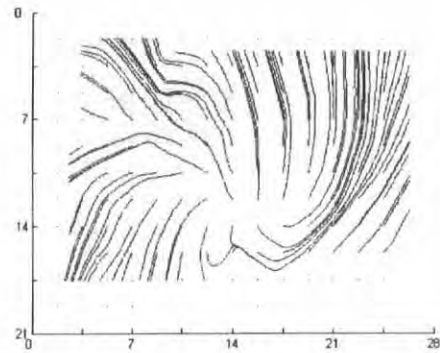
รูปที่ 5-51 เวกเตอร์ความเร็วของหัวตูดูแบบหอดุมยั้งศูนย์ ที่ 120° BTDC
 จากรูป 5-51 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศเริ่มเคลื่อนที่โค้ง แต่ยังไม่ถึงกับหมุนวน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)



(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-52 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหมุนเยื้องศูนย์กลาง ที่ 105° BTDC

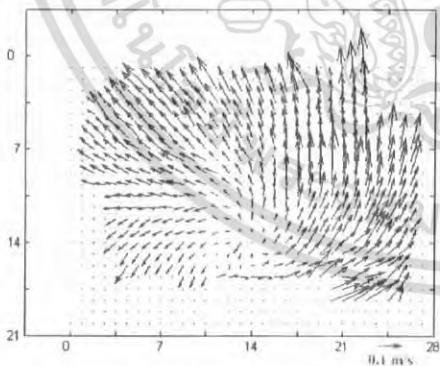
จากรูป 5-52 แสดงให้เห็นว่า เริ่มมีการก่อตัวของกระแสหมุนวนขึ้น โดยหมุนทวนเข็มนาฬิกา กระแสอากาศเคลื่อนที่ได้น้อย เห็นศูนย์กลางการหมุนชัดเจน



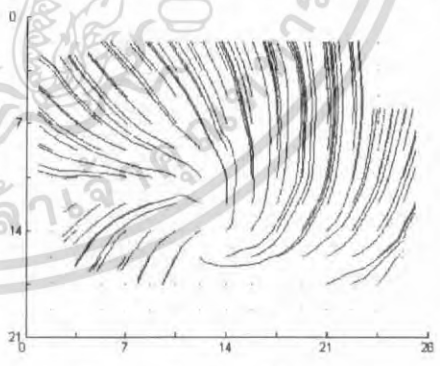
(a) Real Picture

(b) Vector

(c) Interpolated Velocity



(d) Interpolated Velocity (by MATLAB)

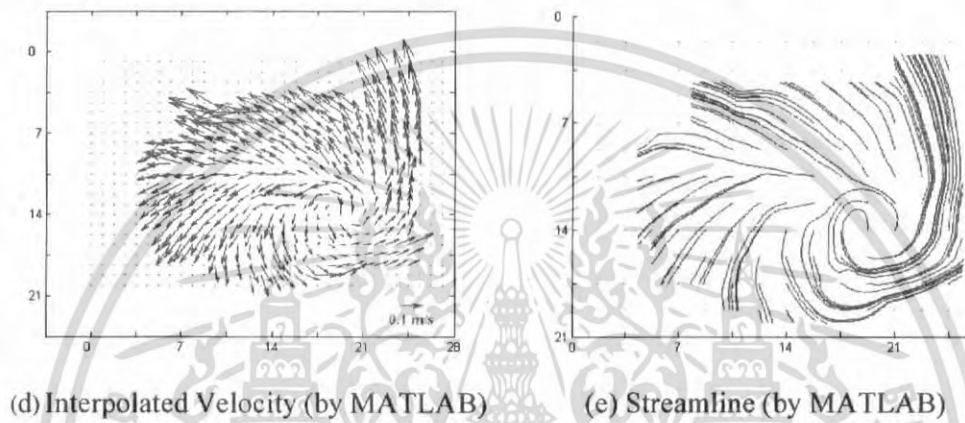
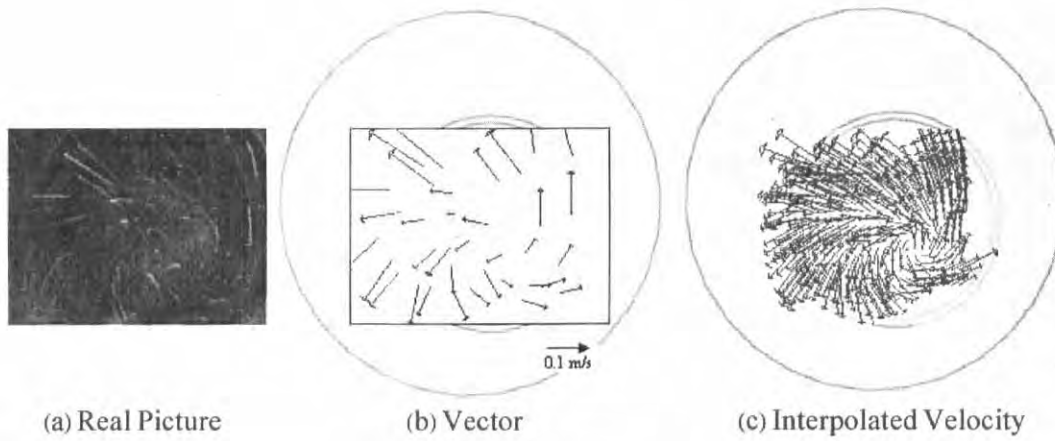


(e) Streamline (by MATLAB)

รูปที่ 5-53 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหมุนเยื้องศูนย์กลาง ที่ 90° BTDC

จากรูป 5-53 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศหมุนต่อเนื่องจากรูป 5-52 แต่เคลื่อนที่ได้ระยะทางมากขึ้น ตำแหน่งศูนย์กลางการหมุนไม่เปลี่ยนแปลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



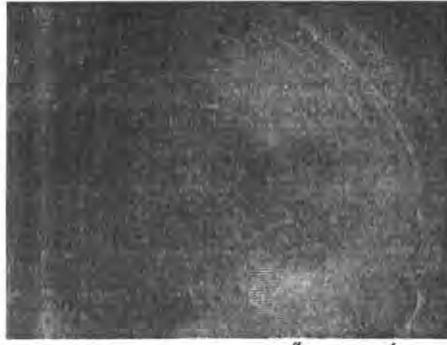
รูปที่ 5-54 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเฉียงศูนย์ ที่ 75° BTDC

จากรูป 5-54 แสดงให้เห็นว่า กระแสอากาศหมุนต่อเนื่องจากรูป 5-53 แต่เคลื่อนที่ได้ระยะทางมากขึ้น และยังหมุนวนมากกว่าเดิมอีกด้วย ตำแหน่งศูนย์กลางการหมุนเปลี่ยนแปลงไปอยู่บริเวณกึ่งกลางหลุมซึ่งเชื่อมกับศูนย์กลางกระบอกสูบ



รูปที่ 5-55 เวกเตอร์ความเร็วของหัวลูกสูบแบบหลุมเฉียงศูนย์ ที่ 60° BTDC

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5-56 ภาพถ่ายของหัวลูกสูบแบบหลุมเยื้องศูนย์ ที่ 45° BTDC

กระแสหมุนวนของอากาศหมุนวนเข้ามาพิก้าออกจากจุดศูนย์กลางของหลุมบนหัวลูกสูบ ซึ่งเยื้องกับจุดศูนย์กลางของกระบอกสูบ กระแสอากาศมีความเร็วสูง เริ่มหมุนตัวเร็ว และยังคงหมุนวนอยู่จนถึงตำแหน่งใกล้ๆ ศูนย์ตายบน เช่นเดียวกับท่อไอดีแบบ Tangent แต่มีการหมุนวนมากกว่าและศูนย์กลางของการหมุนเคลื่อนที่น้อยลง

5.1.9 ค่าSwirl Ratioของหัวลูกสูบแบบต่างๆจากเครื่องจำลองการไหลของอากาศในกระบอกสูบ

จากภาพการInterpolate ด้วยโปรแกรมMATLAB ของหัวลูกสูบแต่ละแบบสามารถนำมาคำนวณหาค่าSwirl Ratio ของแต่ละภาพแล้วนำมาหาค่าเฉลี่ยของหัวลูกสูบแต่ละแบบดังแสดงในตารางที่ 5-1

ชนิดของหัวลูกสูบ	ท่อไอดีแบบTangent	ท่อไอดีแบบPre-Swirl
Shallow Dish Aspect Ratio 3.4	3.1	3.5
Shallow Dish Aspect Ratio 4.2	2.8	3.0
Shallow Dish Aspect Ratio 5.2	2.4	2.6
หลุมเยื้องศูนย์	2.9	3.2

ตารางที่ 5 -1 แสดงค่า Swirl Ratio ของหัวลูกสูบแบบต่างๆ

จากตาราง 5-1 พบว่าหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 3.4 ให้ค่าSwirl Ratio สูงสุด และท่อไอดีแบบPre-Swirl ช่วยให้ค่าSwirl Ratio สูงขึ้น

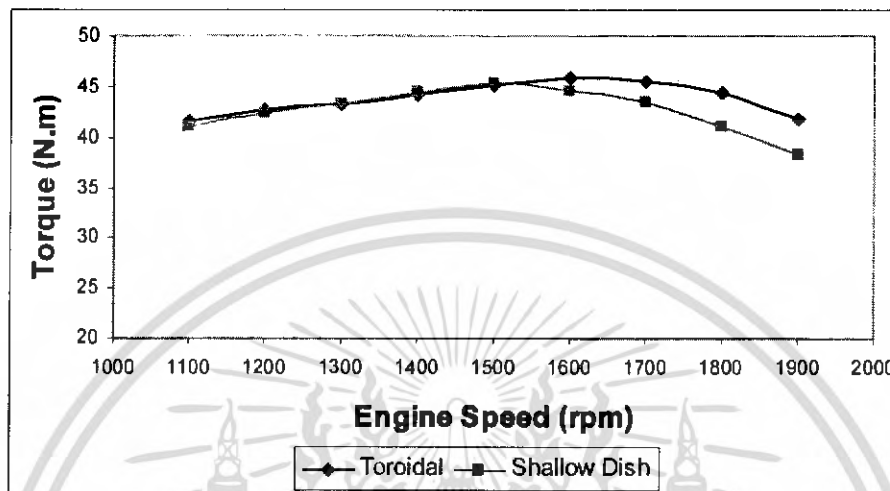
5.1.10 บทวิเคราะห์

จากข้อมูลตั้งแต่หัวข้อ 5.1.1 ถึง 5.1.8 จะเห็นได้ว่าหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 เป็นหัวลูกสูบที่ทำให้อากาศภายในหมุนวนอย่างสม่ำเสมอ มีศูนย์กลางการหมุนอยู่ใกล้เคียงบริเวณเดิมตลอด และไม่มีกรคลายตัวของกระแสหมุนวนเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ถึงศูนย์ตายบน และเมื่อพิจารณาหัวข้อ 5.1.9 กับบทความเชิงวิชาการหัวข้อ 1.6.11 จึงเลือกหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 นี้มาทำการคิดแปลงในเครื่องยนต์จริง เพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพก่อนและหลังปรับปรุงต่อไป

5.2 ผลการทดสอบเครื่องยนต์

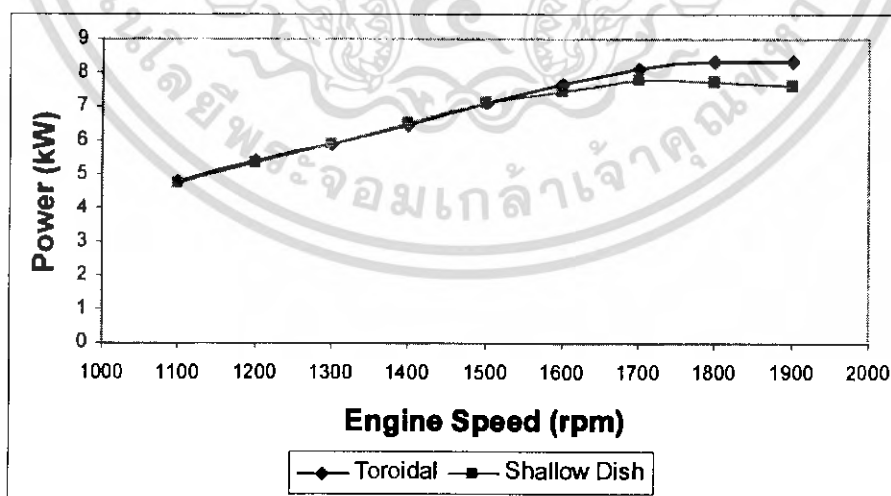
การทดสอบเครื่องยนต์จะทำการทดสอบสมรรถนะต่าง ๆ ของเครื่องยนต์คือ แรงบิด กำลัง อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง เหม้าจากการเผาไหม้ และอุณหภูมิไอเสีย ของหัวลูกสูบแบบเดิม(แบบ Toroidal) และหัวลูกสูบที่ออกแบบ (แบบShallow Dish Aspect Ratio 3.4) แล้วนำมาเปรียบเทียบกัน

5.2.1 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์



รูปที่ 5-57 กราฟเปรียบเทียบแรงบิดเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ *Toroidal* และแบบ *Shallow Dish*

จากรูป 5-57 พบว่าเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นแรงบิดที่ได้จะเพิ่มขึ้นจนถึงค่าสูงสุดค่าหนึ่งแล้วจึงลดลง โดยแรงบิดสูงสุดของหัวลูกสูบแบบToroidalจะอยู่ที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อ นาที แต่ของหัวลูกสูบแบบShallow Dish จะอยู่ที่ความเร็วรอบ 1500 รอบต่อนาที หัวลูกสูบทั้งสองแบบแรงบิดเท่ากันที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 1500 รอบต่อนาที แต่ที่ความเร็วรอบมากกว่า 1500 รอบต่อนาที หัวลูกสูบแบบShallow Dish ให้แรงบิดน้อยกว่าหัวลูกสูบแบบToroidalและลดลงอย่างต่อเนื่องเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น



รูปที่ 5-58 กราฟเปรียบเทียบกำลังเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ *Toroidal* และแบบ *Shallow Dish*

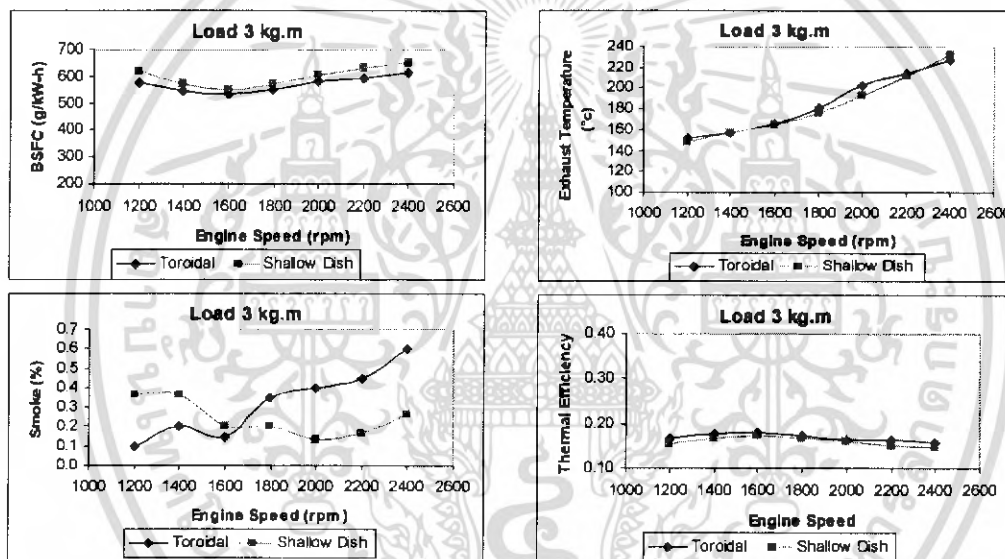
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 5-58 เมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นกำลังที่ได้จะเพิ่มขึ้นจนถึงค่าสูงสุดค่าหนึ่งแล้วจึงลดลงเล็กน้อย โดยกำลังสูงสุดของหัวลูกสูบแบบToroidalจะอยู่ที่ความเร็วรอบ 1800 รอบต่อนาที แต่ของหัวลูกสูบแบบShallow Dish จะอยู่ที่ความเร็วรอบ 1700 รอบต่อนาที หัวลูกสูบทั้งสองแบบกำลังเท่ากันที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 1500 รอบต่อนาที แต่ที่ความเร็วรอบมากกว่า 1500 รอบต่อนาที หัวลูกสูบแบบShallow Dish ให้กำลังน้อยกว่าหัวลูกสูบแบบToroidalเป็นผลมาจากกราฟของแรงบิด

5.2.2 ผลการทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องยนต์

การทดสอบประสิทธิภาพที่โหลดคงที่ที่แตกต่างกัน 5 ค่า ได้แก่ 3, 6, 9, 12 และ 15 กิโลกรัมเมตร โดยทำการวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง อุณหภูมิไอเสีย และความเข้มของไอเสีย เพื่อนำมาเปรียบเทียบกันระหว่างหัวลูกสูบแบบเดิมคือชนิด Toroidal และหัวลูกสูบที่ได้ออกแบบมาคือแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4

ผลการทดสอบที่โหลดคงที่ 3 กิโลกรัมเมตร

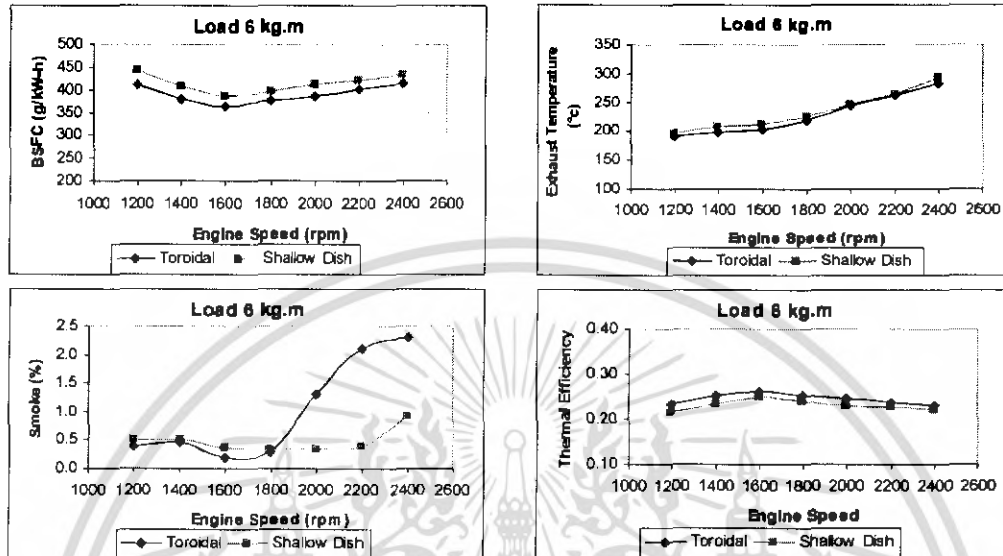


รูปที่ 5-59 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish ที่โหลดคงที่ 3 กิโลกรัมเมตร

จากรูป 5- 59 พบว่า อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish มีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบ Toroidal เล็กน้อย อุณหภูมิไอเสียมีค่าใกล้เคียงกัน ประสิทธิภาพทางความร้อนของหัวลูกสูบแบบ Toroidal มีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish เล็กน้อย เนื่องจากอัตราการสิ้นเปลืองที่น้อยกว่า ความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบToroidalมีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น แต่ความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบShallowDishมีค่าลดลงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นจนถึงค่าต่ำสุดแล้วจึงเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 1600 รอบต่อนาทีความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบShallow Dish มีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบToroidal แต่ที่ความเร็วรอบมากกว่า1600 รอบ

ก่อนหน้า ที่ความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบToroidalมีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบShallow Dish เนื่องจากที่รอบสูงๆ ความรุนแรงของการหมุนควงของกระแสดอากาศมีค่าสูงขึ้นเพียงพอต่อการที่จะพัดพาละอองของเชื้อเพลิงให้เกิดการผสมผสานระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศที่ดีขึ้น

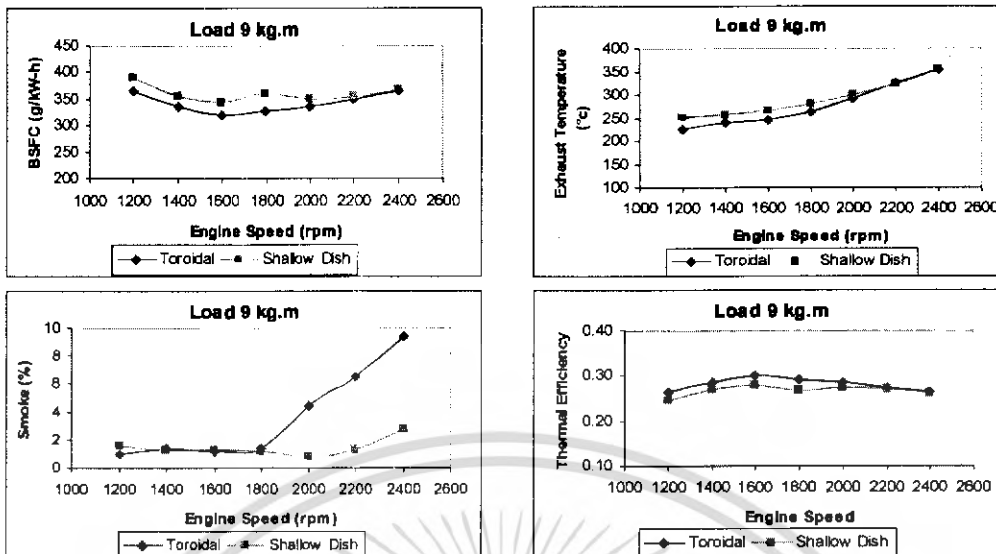
ผลการทดสอบที่โหลดคงที่ 6 กิโลกรัมเมตร



รูปที่ 5-60 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish ที่โหลดคงที่ 6 กิโลกรัมเมตร

จากรูป 5-60 พบว่า อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและอุณหภูมิไอเสียของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish มีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบ Toroidal เล็กน้อย ประสิทธิภาพทางความร้อนของหัวลูกสูบแบบ Toroidal มีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish เล็กน้อย เนื่องจากอัตราการสิ้นเปลืองที่น้อยกว่า ความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบToroidalมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วที่ความเร็วรอบมากกว่า 1800 รอบต่อนาที ตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น แต่ความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dishมีค่าลดลงเล็กน้อยเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นจนถึงความเร็วรอบที่ 2200 รอบต่อนาที จึงเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 1800 รอบต่อนาทีความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบShallow Dish มีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบToroidal เล็กน้อย แต่ที่ความเร็วรอบมากกว่า1800 รอบต่อนาที ความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบToroidalมีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบShallow Dish มาก เนื่องจากเกิดการผสมผสานระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศที่ดีขึ้น

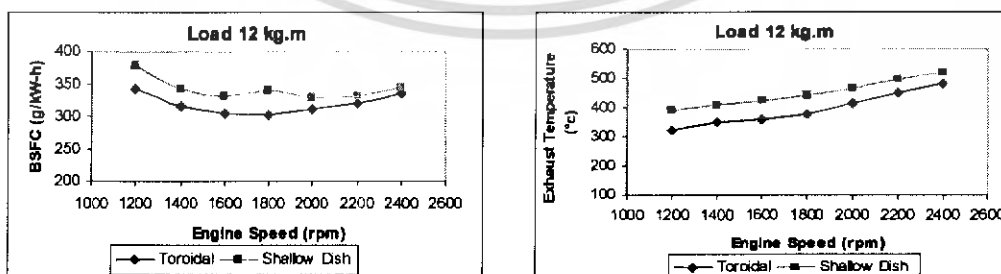
ผลการทดสอบที่โหลดคงที่ 9 กิโลกรัมเมตร

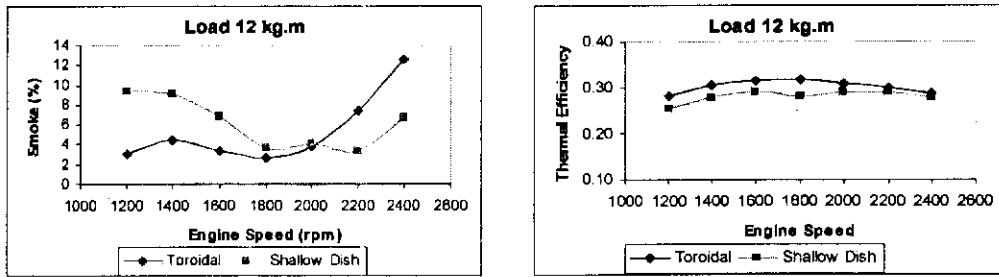


รูปที่ 5-61 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish ที่โหลดคงที่ 9 กิโลกรัมเมตร

จากรูป 5- 61 พบว่า ที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 2000 รอบต่อนาที อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและอุณหภูมิไอเสียของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish มีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบ Toroidal แต่จะมีค่าใกล้เคียงกันที่ความเร็วรอบมากกว่า 2000 รอบต่อนาที ประสิทธิภาพทางความร้อนของหัวลูกสูบแบบ Toroidal มีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish เล็กน้อยที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 2000 รอบต่อนาที และจะมีค่าใกล้เคียงกันที่ความเร็วรอบมากกว่า 2000 รอบต่อนาที สอดคล้องกับอัตราการสิ้นเปลืองความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบทั้งสองแบบมีค่าใกล้เคียงกันที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 1800 รอบต่อนาที แต่ที่ความเร็วรอบมากกว่า 1800 รอบต่อนาที ความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบ Toroidal มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น แต่ความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish มีค่าลดลงเล็กน้อยเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นจนถึงความเร็วรอบที่ 2200 รอบต่อนาที จึงเพิ่มขึ้น ดังนั้นความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish จึงมีค่าน้อยกว่าของหัวลูกสูบแบบ Toroidal มาก เนื่องจากมีการผสมผสานระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศที่ดีกว่า

ผลการทดสอบที่โหลดคงที่ 12 กิโลกรัมเมตร

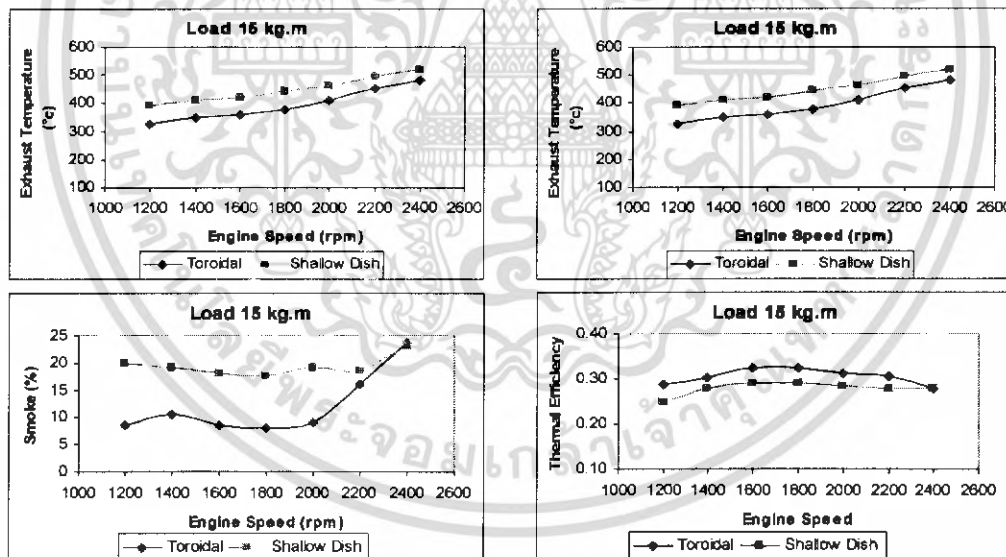




รูปที่ 5-62 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ *Toroidal* และแบบ *Shallow Dish* ที่โหลดคงที่ 12 กิโลกรัมเมตร

จากรูป 5- 62 พบว่า ที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 2000 รอบต่อนาที อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและอุณหภูมิไอเสียของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish* มีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบ *Toroidal* แต่จะมีค่าใกล้เคียงกันที่ความเร็วรอบมากกว่า 2000 รอบต่อนาที ประสิทธิภาพทางความร้อนของหัวลูกสูบแบบ *Toroidal* มีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish* เล็กน้อยที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 2000 รอบต่อนาที และจะมีค่าใกล้เคียงกันที่ความเร็วรอบมากกว่า 2000 รอบต่อนาที สอดคล้องกับอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish* มีค่ามากกว่าหัวลูกสูบแบบ *Toroidal* ที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 2000 รอบต่อนาที แต่ที่ความเร็วรอบมากกว่า 2000 รอบต่อนาที ความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบ *Toroidal* มีค่ามากกว่าหัวลูกสูบแบบ *Toroidal*

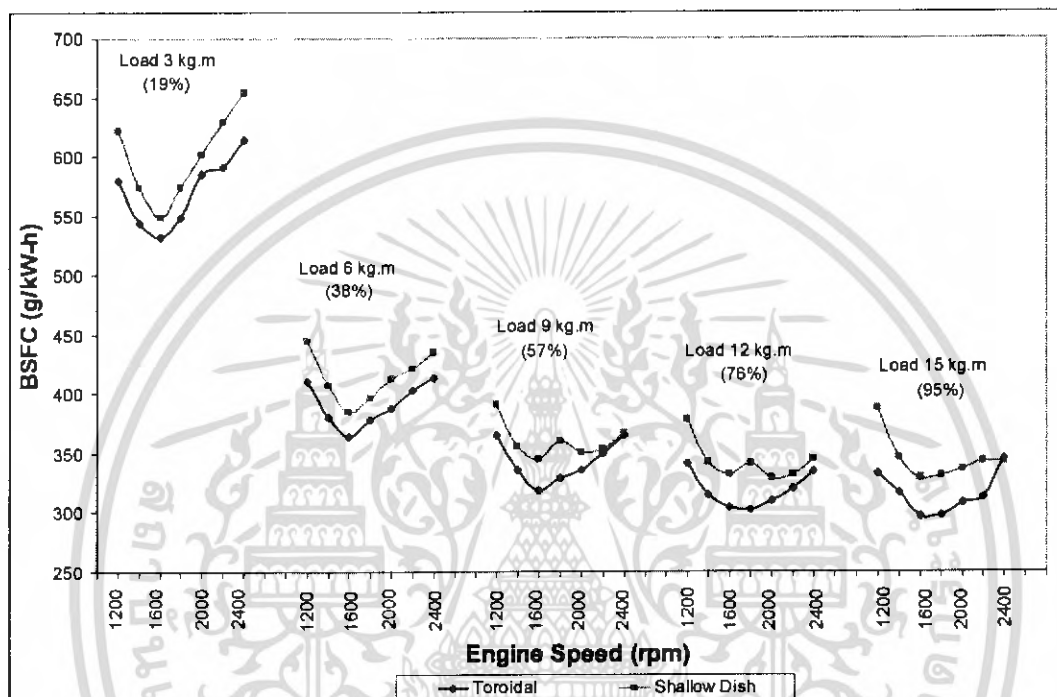
ผลการทดสอบที่โหลดคงที่ 15 กิโลกรัมเมตร



รูปที่ 5-63 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ *Toroidal* และแบบ *Shallow Dish* ที่โหลดคงที่ 15 กิโลกรัมเมตร

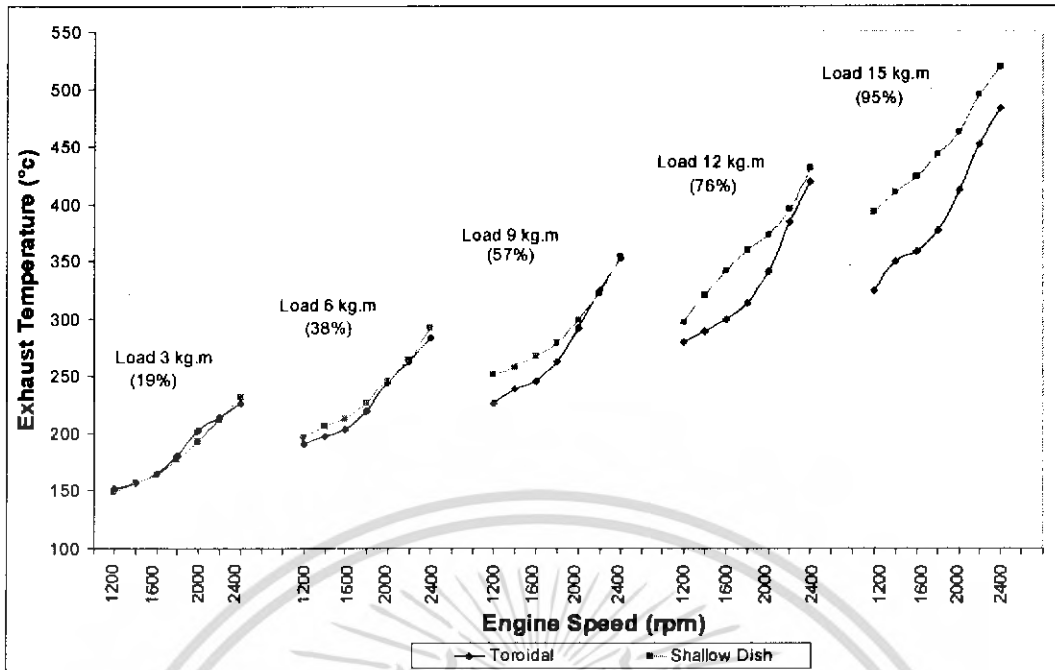
จากรูป 5- 63 พบว่า ที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 2200 รอบต่อนาที อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและอุณหภูมิไอเสียของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish* มีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบ *Toroidal* แต่จะมีค่า

ใกล้เคียงกันที่ความเร็วรอบมากกว่า 2200 รอบต่อนาที ประสิทธิภาพทางความร้อนของหัวลูกสูบแบบ Toroidal มีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish ที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 2200 รอบต่อนาที และจะมีค่าใกล้เคียงกันที่ความเร็วรอบมากกว่า 2200 รอบต่อนาที สอดคล้องกับอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ความเร็วรอบน้อยกว่า 2000 รอบต่อนาที ความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish มีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบ Toroidal มากเนื่องจากโมเมนต์ของเชื้อเพลิงมีค่ามากกว่าโมเมนต์ของอากาศมากทำให้การผสมผสานระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศไม่ดีเท่าที่ควร แต่จะมีค่าใกล้เคียงกันที่ความเร็วรอบมากกว่า 2200 รอบต่อนาที



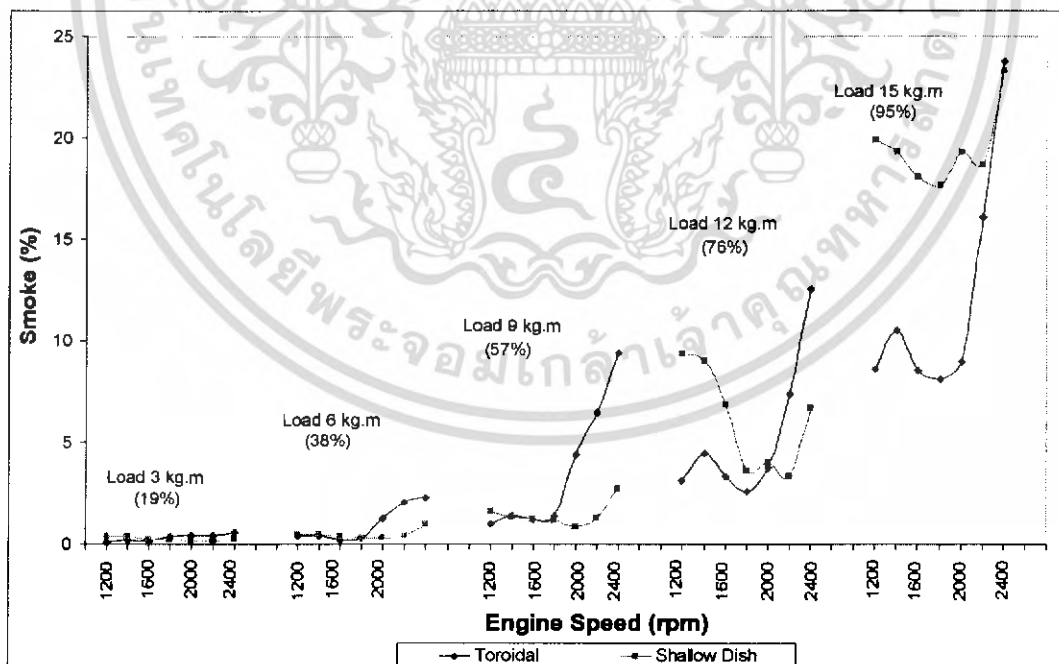
รูปที่ 5-64 กราฟเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของ เครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish

จากรูปที่ 5-64 กราฟอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกับโหลดพบว่าเมื่อโหลดเพิ่มขึ้น อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจะลดลงเรื่อยๆ จนกระทั่งถึงจุดหนึ่งถึงแม้โหลดจะเพิ่มขึ้นแต่อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงแทบจะไม่เปลี่ยนแปลง เมื่อเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงกับ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์พบว่าจะเป็นรูปประมัยงหาย โดยมีค่าต่ำสุดอยู่ที่ 1600 รอบต่อนาที และเมื่อเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของหัวลูกสูบทั้งสองแบบพบว่าหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish มีค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมากกว่าแบบ Toroidal และจะมากกว่าอย่างชัดเจนที่ความเร็วรอบระหว่าง 1600-2000 รอบต่อนาที เมื่อโหลดสูงๆ แต่ที่โหลดสูงๆและความเร็วรอบมากกว่า 1600 รอบต่อนาที ค่า อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish จะมีการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น



รูปที่ 5-65 กราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ *Toroidal* และแบบ *Shallow Dish*

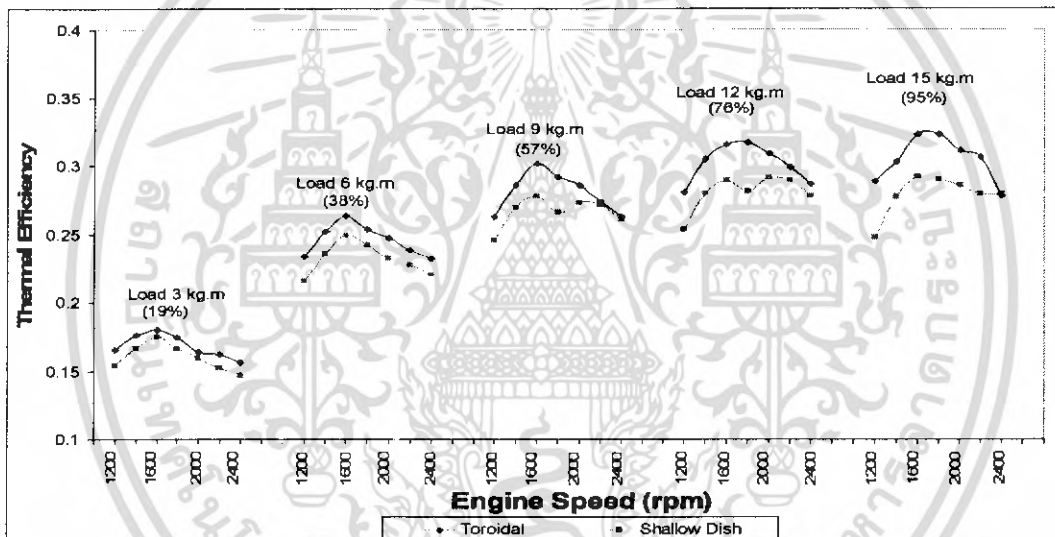
จากรูปที่ 5-65 อุณหภูมิไอเสียของหัวลูกสูบทั้งสองแบบจะเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบของเครื่องยนต์และโหลดที่เพิ่มสูงขึ้น เมื่อเปรียบเทียบหัวลูกสูบทั้งสองแบบพบว่า ที่โหลดต่ำๆอุณหภูมิไอเสียของหัวลูกสูบทั้งสองแบบมีค่าใกล้เคียงกัน แต่ที่โหลดปานกลางและโหลดสูงๆหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish* มีอุณหภูมิไอเสียสูงกว่าหัวลูกสูบแบบ *Toroidal* โดยเฉพาะที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 2000 รอบต่อนาที เนื่องจากอัตราการใช้น้ำมันสูงขึ้นที่รอบเท่ากัน



รูปที่ 5-66 กราฟเปรียบเทียบความเข้มของไอเสียเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ *Toroidal* และแบบ *Shallow Dish*

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูป 5-66 พบว่าความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบToroidalจะสูงขึ้นเล็กน้อยที่ความเร็วรอบ 1400 รอบต่อนาที จากนั้นจะลดลงเล็กน้อยและเพิ่มสูงขึ้นอีกครั้งเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น และที่ความเร็วรอบมากกว่า 1800 รอบต่อนาที ความเข้มของ ไอเสียมีแนวโน้มสูงขึ้นอย่างชัดเจน ส่วนหัวลูกสูบแบบShallow Dish ที่โหลดต่ำๆความเข้มของไอเสียเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก แต่ที่โหลดสูงๆ ความเข้มของไอเสียจะลดลงเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นจนถึงความเร็วรอบที่มากกว่า 2000 รอบต่อนาที ความเข้มของไอเสียจะเพิ่มสูงขึ้นอย่างชัดเจน เมื่อเปรียบเทียบหัวลูกสูบทั้งสองแบบพบว่าที่โหลดต่ำๆ ความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบทั้งสองแบบมีค่าใกล้เคียงกัน ที่ภาระโหลดปานกลางและความเร็วรอบสูงๆ ความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบShallow Dish มีค่าต่ำกว่าของหัวลูกสูบแบบToroidal อย่างเห็นได้ชัด แต่ที่ภาระโหลดสูงสุดและความเร็วรอบน้อยกว่า 2200 รอบต่อนาที ความเข้มของไอเสียของหัวลูกสูบแบบShallow Dish มีค่าสูงกว่าหัวลูกสูบแบบToroidal อย่างชัดเจนเช่นกัน เนื่องจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์มีน้ำมันตกค้างเหลืออยู่ไม่ถูกเผาไหม้ทำให้มีปริมาณเขม่ามากขึ้น



รูปที่ 5-67 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพทางความร้อนเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ Toroidal และแบบ Shallow Dish

จากรูป 5-67 พบว่าประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์มีค่าสูงขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นจนถึงค่าหนึ่งซึ่งเป็นค่าสูงสุดจากนั้นประสิทธิภาพทางความร้อนก็จะลดลง เมื่อโหลดเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพทางความร้อนก็จะเพิ่มขึ้นจนมีค่าเกือบคงที่ที่โหลดสูงๆ หัวลูกสูบแบบToroidalให้ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนสูงกว่าหัวลูกสูบแบบShallow Dish และสูงสุดที่ความเร็วรอบ 1600 รอบต่อนาที ที่โหลดสูงๆคือที่ 12-15 กิโลกรัมเมตรและความเร็วรอบต่ำๆค่าประสิทธิภาพทางความร้อนของหัวลูกสูบแบบShallow Dish มีค่าต่ำกว่าประสิทธิภาพทางความร้อนของหัวลูกสูบแบบToroidal มาก เนื่องจากมีอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสูงกว่ามาก

บทที่ 6

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

งานวิจัยนี้ได้ทำ การศึกษาการไหลของอากาศภายในห้องเผาไหม้ โดยทดลองโดยเปลี่ยนท่อไอคือ 2 แบบ คือ Tangent และ Pre-Swirl รวมทั้งหัวลูกสูบอีก 4 แบบ คือ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4, 4.2, 5.2 และแบบหลุมเยื้องศูนย์ หลังจากทำการทดลองนำภาพที่ได้มาหาความเร็วแต่ละตำแหน่งโดยใช้วิธี PIV แล้วพล็อตเป็นเวกเตอร์ความเร็ว, Interpolated Velocity Field และ Streamline ตามลำดับ แล้ววิเคราะห์หาหัวลูกสูบที่มีการไหลเหมาะสม หลังจากนั้นนำไปดัดแปลงกับหัวลูกสูบในเครื่องยนต์จริงเพื่อทดสอบเปรียบเทียบ สมรรถนะ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง คิว้นค่า ก่อนและหลังปรับปรุงต่อไป

6.1 สรุปผลการจำลองการไหลภายในห้องเผาไหม้

จากการทดลองการจำลองการไหลของอากาศด้วยวิธี PIV พบว่า กระแสอากาศจะไหลคล้ายกันทุกหัว คือไหลหมุนวนในทิศวนเข็มนาฬิกาออกจากจุดศูนย์กลางของหลุมบนหัวลูกสูบ แต่องศาที่เริ่มก่อตัวและคลายตัวแตกต่างกันไป และมีค่า Swirl Ratio แตกต่างกันไป ถ้าพิจารณาที่ท่อไอดีพบว่า ท่อไอดีแบบ Pre-Swirl มีความแรงน้อยกว่าแบบ Tangent (สังเกตจาก ความยาวของเส้นอนุภาคสั้นกว่า) เนื่องจากมีความเสียหายจากรูปร่างของท่อ (Major Loss) แต่มีการหมุนวนที่มากกว่า เนื่องจากมีการหมุนวนตั้งแต่ในท่อก่อนเข้ากระบอกสูบ โดยพิจารณาได้จากค่า Swirl Ratio ดังนี้

- หัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ค่า Swirl Ratio เพิ่มขึ้นจาก 3.1 เป็น 3.5
- หัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 4.2 ค่า Swirl Ratio เพิ่มขึ้นจาก 2.8 เป็น 3.0
- หัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 5.2 ค่า Swirl Ratio เพิ่มขึ้นจาก 2.4 เป็น 2.6
- หัวลูกสูบแบบเยื้องศูนย์ ค่า Swirl Ratio เพิ่มขึ้นจาก 2.9 เป็น 3.2

พิจารณาที่แต่ละหัวลูกสูบ ถ้าเพิ่มความลึกและลดความกว้างของหลุมบนหัวลูกสูบ (ลดค่า Aspect Ratio) จะทำให้กระแสอากาศมีความเร็วสูงขึ้น เริ่มหมุนตัวเร็วและหมุนอยู่ได้จนถึงองศาของเพลลาข้อเหวี่ยงใกล้ๆ ศูนย์ตายบน (60 และ 45 องศาก่อนศูนย์ตายบน) โดยดูได้จากค่า Swirl Ratio ดังนี้

- ท่อไอดีแบบ Tangent เมื่อลดค่า Aspect Ratio จาก 5.2, 4.2 และ 3.4 ค่า Swirl Ratio เพิ่มขึ้นเป็น 2.4, 2.8 และ 3.1 ตามลำดับ
- ท่อไอดีแบบ Pre-Swirl ค่า Swirl Ratio เพิ่มขึ้นเป็น 2.6, 3.0 และ 3.5 ตามลำดับ

6.2 สรุปผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์หลังการปรับปรุงห้องเผาไหม้

จากการทดลองสมรรถนะของเครื่องยนต์ด้วยไดนาโมมิเตอร์แบบเอดคี่เคอร์เรนตพบว่าลักษณะของห้องเผาไหม้ที่ออกแบบมีผลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์โดยตรง ทั้งกำลัง แรงบิด เมฆาจากการเผาไหม้หรือแม้แต่อัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงโดย

-แรงบิดและกำลังของเครื่องยนต์หัวลูกสูบทั้งสองแบบมีค่าใกล้เคียงกันที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 1500 รอบต่อนาที แต่ที่ความเร็วรอบมากกว่า 1500 รอบต่อนาที แรงบิดและกำลังของเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 มีค่าน้อยกว่าแรงบิดและกำลังของเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ Toroidal ไม่เกิน 8.5 %

-อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 มีค่ามากกว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ Toroidal เล็กน้อย

-อุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 มีค่ามากกว่าอุณหภูมิไอเสียของเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ Toroidal เล็กน้อย

-ที่ความเร็วรอบมากกว่า 2000 รอบต่อนาทีและ โหลดไม่เกิน 12 กิโลกรัม ควันท่อเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 มีค่าน้อยกว่าควันท่อเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ Toroidal เล็กน้อย แต่ที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 2000 รอบต่อนาทีและ โหลดตั้งแต่ 12 กิโลกรัมเมตรขึ้นไป ควันท่อเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 มีค่ามากกว่าควันท่อเครื่องยนต์หัวลูกสูบแบบ Toroidal อย่างชัดเจน

ที่โหลด 15 กิโลกรัมเมตร(95 % ของโหลดสูงสุด) ความเร็วรอบ 1800 รอบต่อนาที อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 มีค่ามากกว่าของหัวลูกสูบแบบ Toroidal อยู่ 10.2 % มีอุณหภูมิไอเสียสูงขึ้น 15 % และ ควันท่อสูงขึ้น 9.5 %

ห้องเผาไหม้ที่ออกแบบทำให้สมรรถนะของเครื่องยนต์ลดลง อันเนื่องมาจากความแรงของการหมุนของอากาศไม่เพียงพอ ไม่สามารถพัดพาเอาเชื้อเพลิงให้เกิดการผสมผสานที่ดีได้ ทำให้ประสิทธิภาพในการเผาไหม้ลดลง อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจึงมากขึ้น กำลังและแรงบิดลดลง การเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ทำให้เกิดเขม่า ซึ่งอาจรวมไปถึงน้ำมันที่ตกค้างไม่ถูกเผาไหม้และน้ำมันเชื้อเพลิงเสื่อมสภาพทำให้ความหนืดของน้ำมันมากขึ้น หัวฉีดจ่ายน้ำมันมากกว่าเดิมแต่พลังงานความร้อนน้อยลง

6.3 ข้อเสนอแนะ

- ควรปรับปรุงท่อไอเสียของเครื่องยนต์ที่ให้ความเร็วของอากาศที่เหมาะสมกับการใช้น้ำมันพืชแต่ละชนิด
- ควรปรับปรุงระบบการฉีดเชื้อเพลิงให้เหมาะสมกับการใช้น้ำมันพืชเพื่อเพิ่มการกระจายตัวของน้ำมันพืชและองศาการฉีดเชื้อเพลิงที่เหมาะสม

บรรณานุกรมและเอกสารอ้างอิง

- [1] Charoenphonphanich Chinda, "Flow and Mixture Formation of Gas in Cylinder of a Stratified Charge Engine with Two Intake Valves" Tokai University ,Japan 2001
- [2] Herchel Thaddeus C. and Yutaka Matsumoto , "The effect of coconut oil and diesel fuel blends on diesel engine performance and exhaust emission", Gunma University, 2001
- [3] Pulkrabek W.W., "Engineer Fundamentals of the Internal Combustion Engine" , Prentice Hall
- [4] V Ganesan . Internal Combustion Engine 2nd Ed International Edition . McGraw-Hill :Singapore,2004.
- [5] E.M.Elshenawy , "Insights from Particle Image Velocimetry Measurements" , Tanta University
- [6] Heywood, J.B., "Internal Combustion Engine Fundamentals" ,McGraw-Hill Book Co.,New York, 1988
- [7] Techopisanwong I., Charoenphonphanich C. and Iijima T., "Visualization of In-cylinder Flow of an Engine by PIV Technique (Effects of Combustion Chamber and Intake Port Configuration)", 7th Asian Symposium on Visualization, November 2003, Singapore
- [8] Kanok-on Rodjanakid and Chinda Charoenphonphanich, "Performance of an Engine Using Biodiesel from Refined Palm Oil Stearin and Biodiesel from Crude Coconut Oil", The Joint International Conference on Sustainable Energy and Environment (SEE), December 2004, Hua Hin, Thailand
- [9] Yoshihiro H. and Kiyomi N. , "Smoke Reduction methods using shallow-dish combustion chamber in an HSDI Common-Rail Diesel Engine" , Toyota R&D , Japan , 2002
- [10] Takahiro Ueda, Long Zhang, Toshitaka Minami, Kaoru Sato and Katsuhiko Yokota. 1999. "Application of PIV to The flow fields inside a DI engine chamber." SAE paper 1999-07-7-1185, pp287-292
- [11] C.-W. Hong and S.-D. Tarng. 2001. "In-Cylinder Tumble Flow Field Measurements and Predictions." ASME paper Vol. 123, pp139-145
- [12] M Reeves, M J Haste, C P Garner and N A Halliwell. 1999. "Barrel swirl breakdown in spark-ignition engines: insights from particle image velocimetry measurements." IMechE Vol. 213 part D pp.595-609

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [13] Mario Amelio Sergio Bova and Carmine De Bartolo. 2000. "The Separation Between Turbulence and Mean Flow in ICE LDV Data: The Complementary Point-of-View of Different Investigation Tools." ASME Vol. 122 pp.579-587
- [14] Jin-soo Kim, Jun-hyun Park, Mun-soo Chon and Jeong-eui Yun. 2000. "A Study on the In-cylinder Flow Characteristics of GDI High-pressure Fuel Injector Using a Transparent Engine System." Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress. F2000A051
- [15] Ken Y. Kang, Rolf D. Reitz. 2000. "Intake Flow Structure and Swirl Generation in a Four-Valve Heavy-Duty Diesel Engine." ASME paper Vol.122, pp570-578
- [16] Hiroshi Jotaki, Kazutoshi Mori, Kenji Sakai and Seiji Okada . "Development of Quiescent Combustion System (MIQCS) for Low Exhaust Emissions and Low Fuel Consumption with Heavy- Duty Diesel Engine.", JSAE 2003
- [17] Zhongchang Liu, Xunjun Liu and Zhaohe Zhang." Reducing Exhaust Emissions from an Automotive D.I. Diesel Engine by Means of Air Injection Variable Swirl Inlet System" Jilin University of Technology.
- [18] C.Geniale, D.Wickman and R.D.Reitz (2005) Advanced Optimization Methodology for Understanding the Effects of Piston Bowl Design in Late Injection Low-Temperature Diesel Combustion, Engine Research Center, University of Wisconsin-Madison and Wisconsin Engine Research Consultants.
- [19] กิตติ เขี่ยมปรมจิต และ จินดา เจริญพรพาณิชย์, "การศึกษาลักษณะการฉีดเชื้อเพลิงพลังงานทดแทนชนิดต่างๆ สำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายใน" การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17, 15-17 ตุลาคม 2546 จังหวัดปราจีนบุรี
- [20] อธิเชษฐ เตโชพิศาลวงศ์, จินดา เจริญพรพาณิชย์, พงษ์ศักดิ์ คำมูล, "พฤติกรรมกรไหลในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ส่วนผสมบาง", การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17, 15-17 ตุลาคม 2546 จังหวัดปราจีนบุรี
- [21] อภิชาติ เสมศรี และ จินดา เจริญพรพาณิชย์, "การปรับแต่งเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กเพื่อใช้น้ำมันพืช", การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17, 18-20 ตุลาคม 2546 จังหวัดปราจีนบุรี
- [22] กนกอร รจนากิจ และ จินดา เจริญพรพาณิชย์, "ผลกระทบจากการใช้น้ำมันพืชดิบต่อสมรรถนะและการสึกหรอของเครื่องยนต์การเกษตร", การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 19, 19-21 ตุลาคม 2548 จังหวัดภูเก็ต

[23] กิตติ เอี่ยมเปรมจิต, คำรึห์ จันทรแสงสุก และ จินดา เจริญพรพาณิชย์, “สเปรย์เชื้อเพลิงของน้ำมันพืชสำหรับเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็ก”, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 19, 19-21 ตุลาคม 2548 จังหวัดภูเก็ต

[24] อีรเดช ช่างทองและคณะ, “การศึกษาพฤติกรรมการไหลของอากาศในกระบอกสูบของเครื่องยนต์สี่จังหวะ” 2000



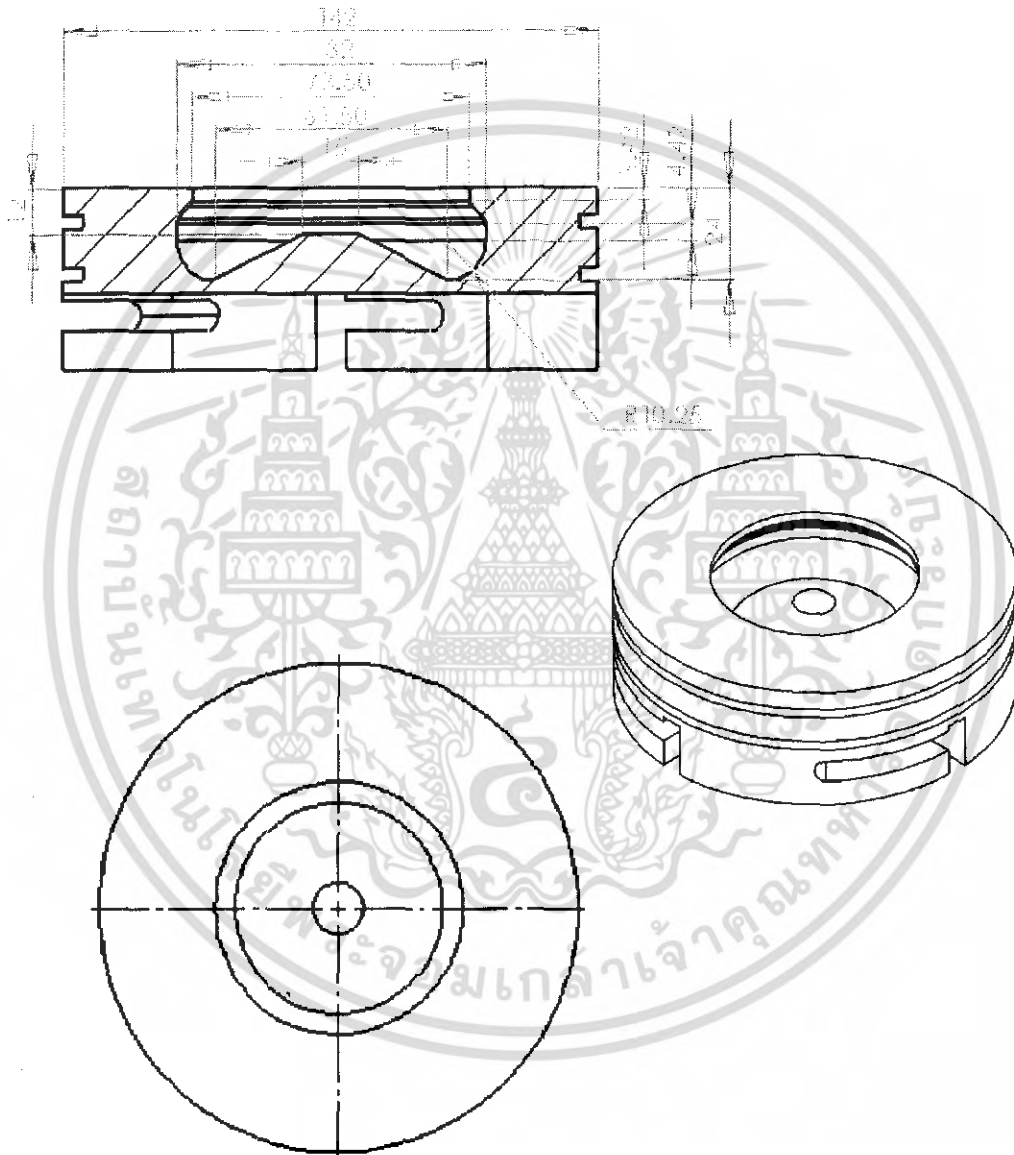
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

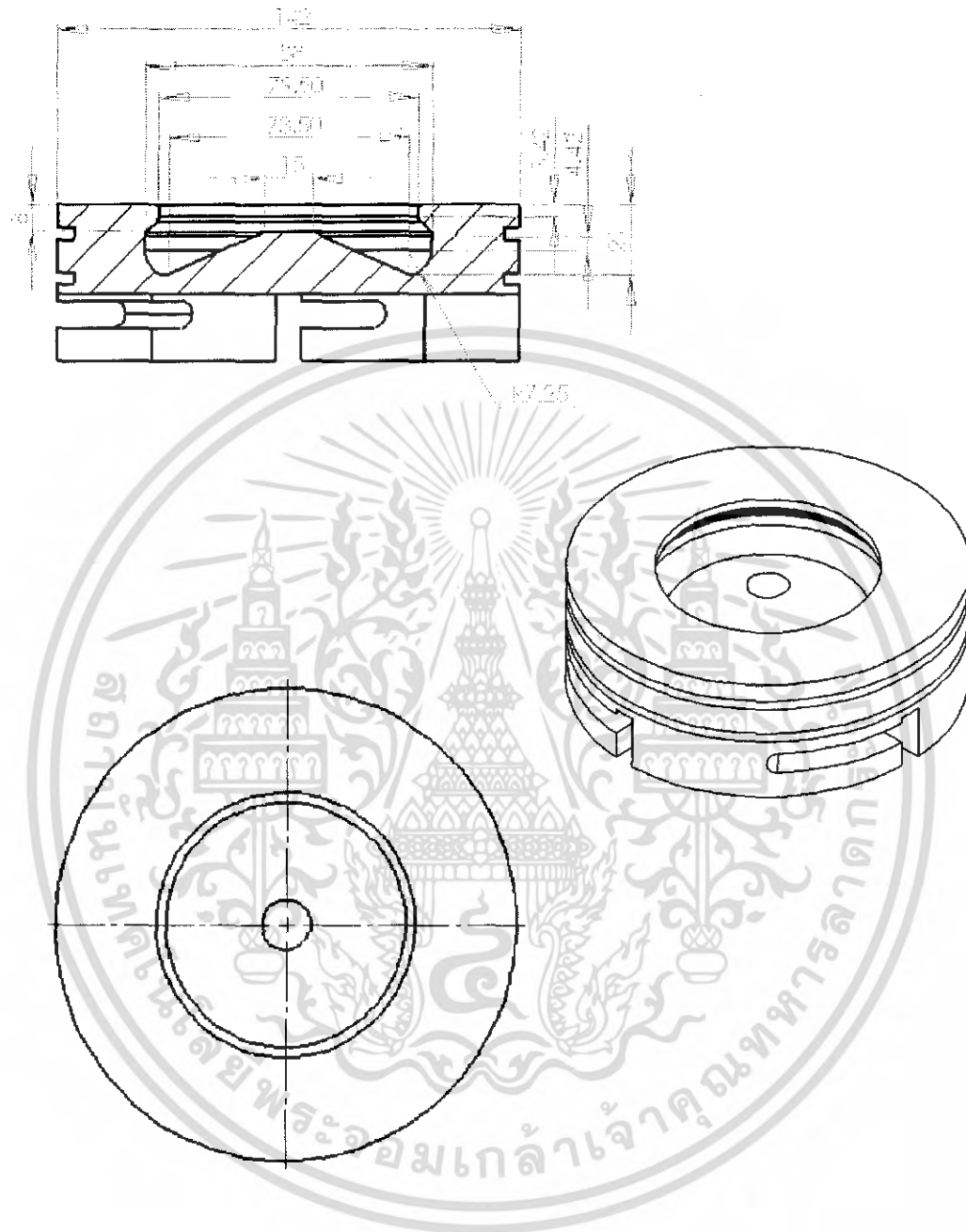
ภาคผนวก ก.

ภาพแบบของหัวลูกสูบเครื่องจ่ายการไหลภายในกระบอกลูกสูบและ
เครื่องยนต์ EDI 120D



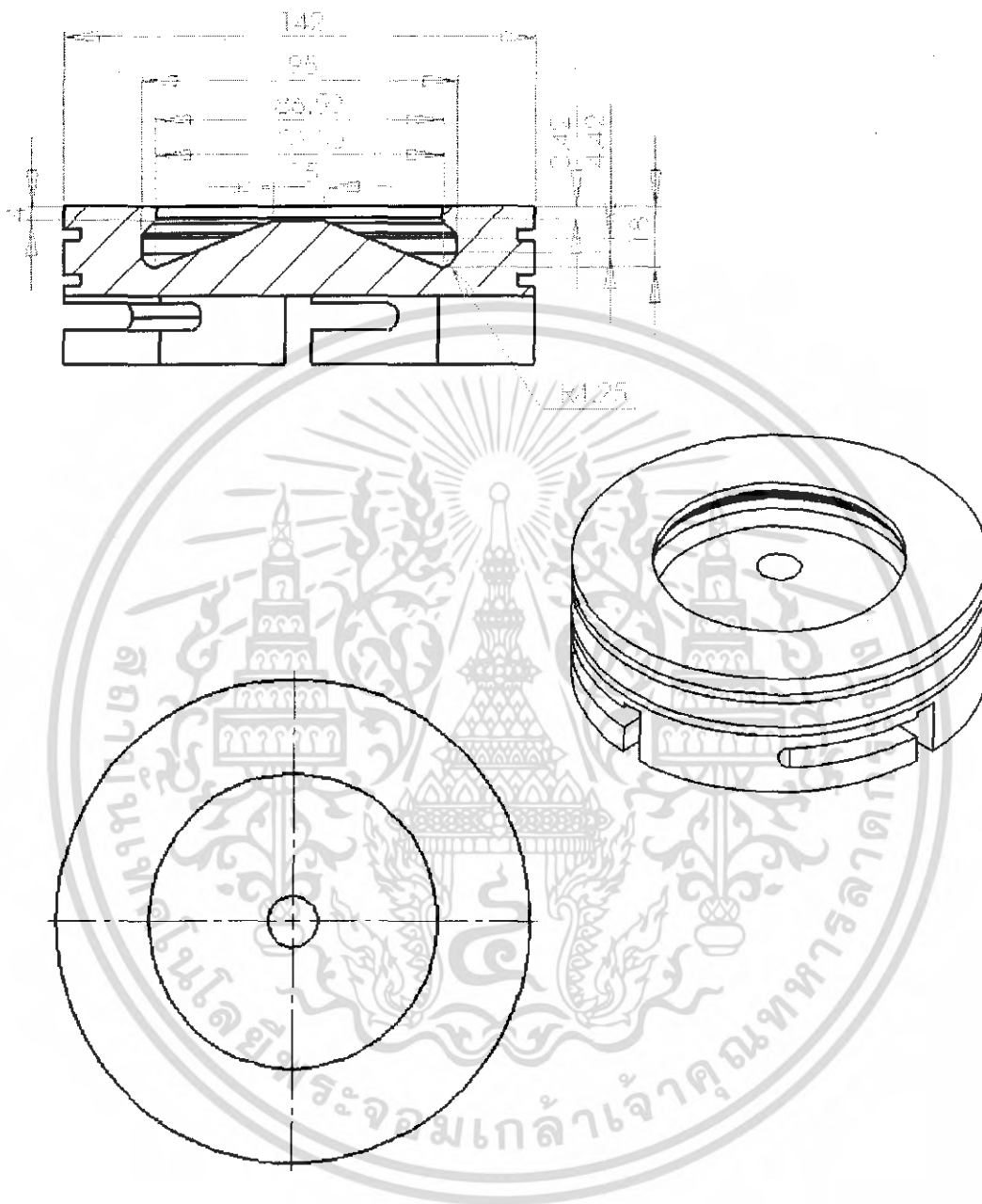
รูปที่ 1 แบบของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 3.4* ของเครื่องจ่ายการไหลภายในกระบอกลูกสูบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



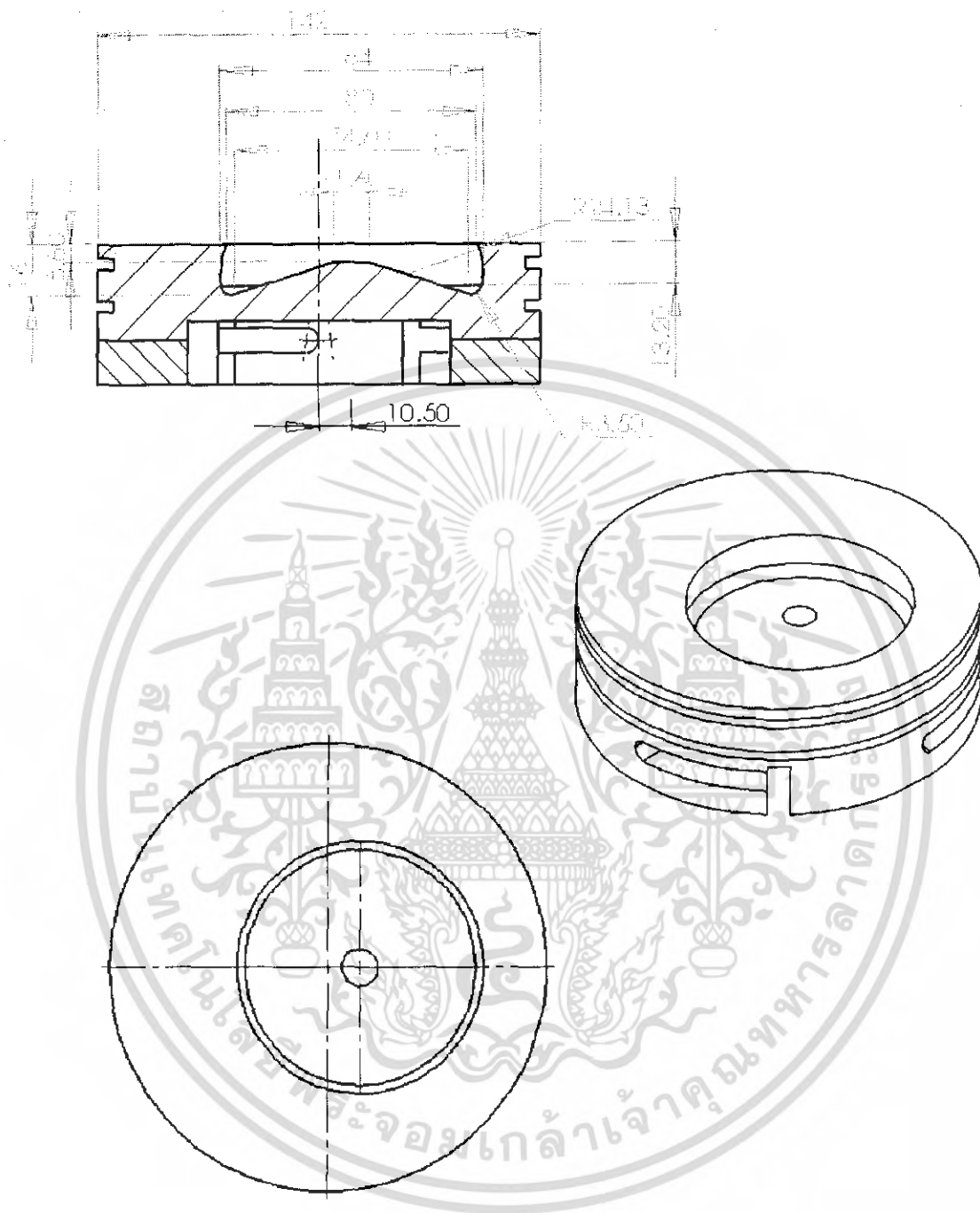
รูปที่ 2 แบบของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 4.2* ของเครื่องจ่ายการไหลภายในกระบอบสูบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



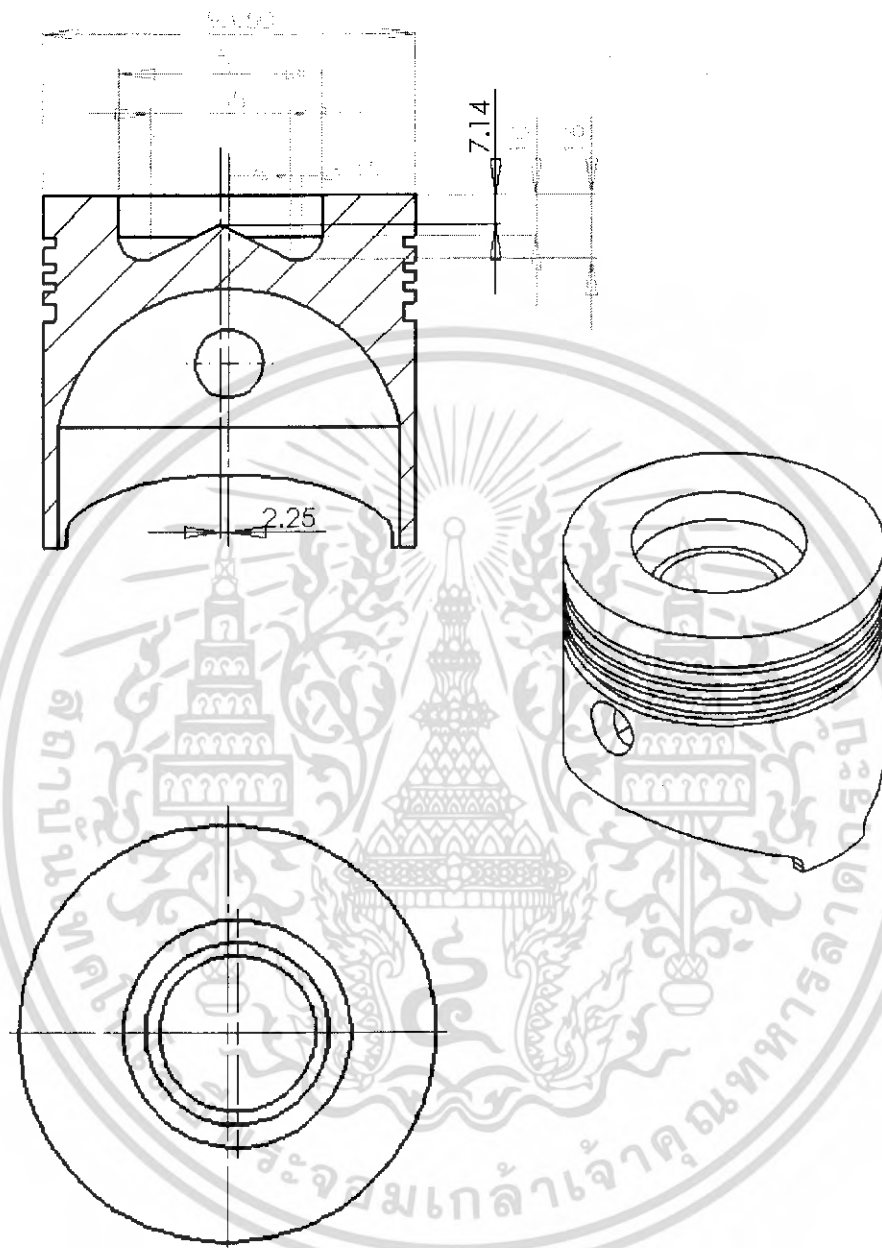
รูปที่ 3 แบบของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Disk Aspect Ratio 5.2* ของเครื่องจ่ายการไหลภายในกระบอกลูกสูบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



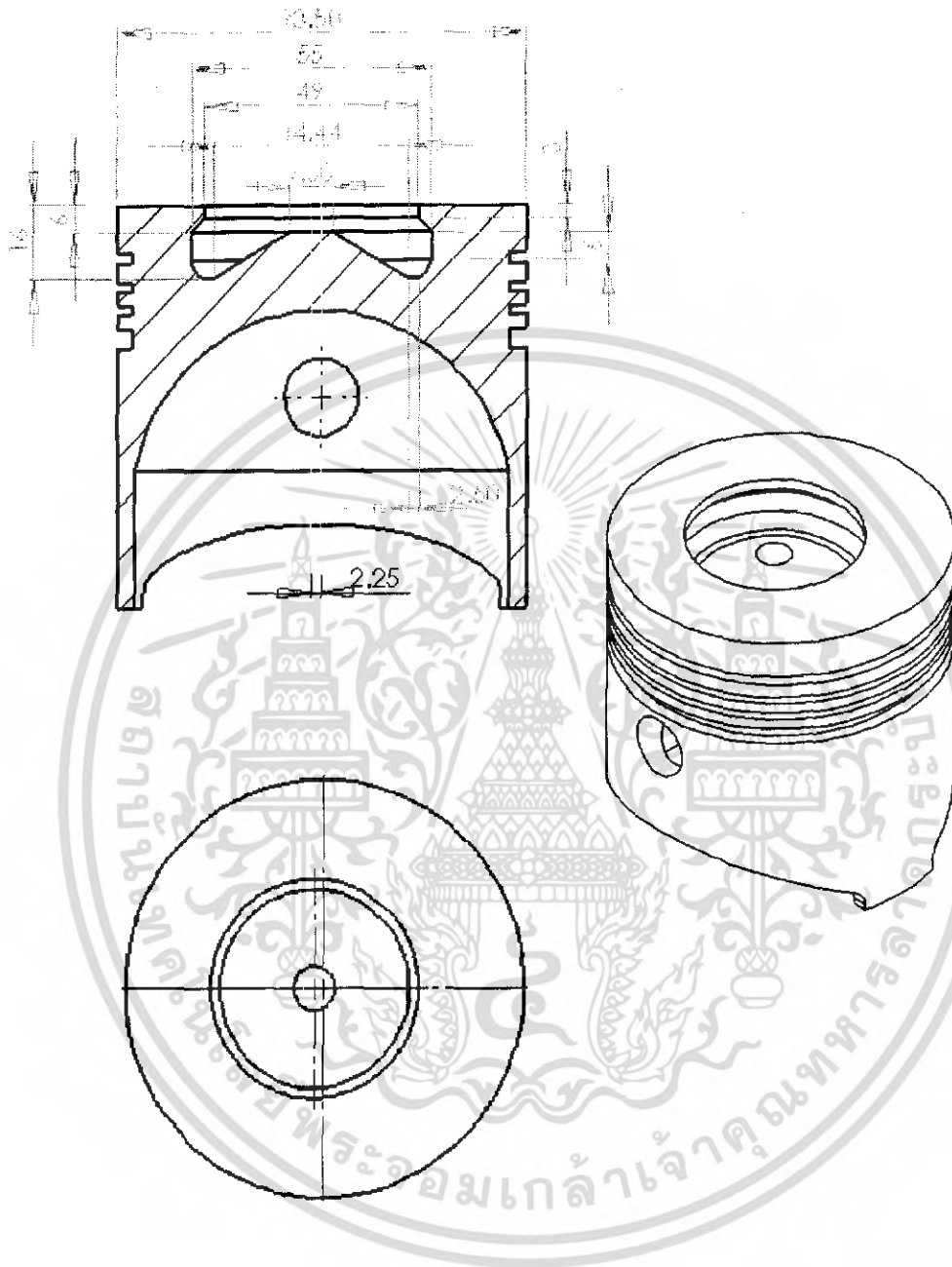
รูปที่ 4 แบบของหัวลูกสูบแบบเยื้องศูนย์กลางของเครื่องจำลองการไหลภายในกระบอบลูกสูบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5 แบบของหัวลูกสูบแบบToroidal ของเครื่องยต์EDI 120D

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6 แบบของหัวลูกสูบแบบ *Shallow Dish Aspect Ratio 3.4* ของเครื่องยนต์ *EDI I20D*

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข.

ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์

ตารางที่ 1 แสดงสมรรถนะเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบToroidal ด้วยน้ำมันดีเซล

rpm	Load cell (kg.m*5)	Torque(Nm)	Power(kw)
1100	21.2	41.59	4.79
1200	21.8	42.77	5.37
1300	22.1	43.36	5.90
1400	22.6	44.34	6.50
1500	23.4	45.91	7.21
1600	23.5	46.11	7.72
1700	23.3	45.71	8.13
1800	22.7	44.54	8.39
1900	20.9	41.01	8.15

ตารางที่ 2 แสดงสมรรถนะเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบToroidal ด้วยน้ำมันมะพร้าว

rpm	Load cell (kg.m*5)	Torque(Nm)	Power(kw)
1100	21.2	41.59	4.79
1200	21.8	42.77	5.37
1300	22.1	43.36	5.90
1400	22.5	44.15	6.47
1500	23.0	45.13	7.08
1600	23.4	45.91	7.69
1700	23.2	45.52	8.10
1800	22.6	44.34	8.35
1900	21.3	41.79	8.31

ตารางที่ 3 แสดงสมรรถนะเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 3.4 ด้วยน้ำมันมะพร้าว

rpm	Load cell (kg.m*5)	Torque(Nm)	Power(kw)
1100	20.9	41.01	4.72
1200	21.6	42.38	5.32
1300	22.1	43.36	5.90
1400	22.6	44.34	6.50
1500	23.1	45.32	7.12
1600	22.7	44.54	7.46
1700	22.2	43.56	7.75
1800	20.9	41.01	7.73
1900	19.5	38.26	7.61

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบToroidal ด้วยน้ำมันดีเซล ที่ โหลด3 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_{th}	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	31	62	161	73	3.0	1.0	94.5	0.140	548.65	25.677
1400	32	66	164	73	3.2	1.1	94.2	0.153	502.33	23.509
1600	32	66	171	74	3.3	1.1	95.4	0.158	485.71	22.731
1800	31	64	190	75	3.4	2.6	96.5	0.154	500.90	23.442
2000	31	64	207	77	3.4	3.3	97.4	0.149	515.45	24.123
2200	32	66	220	80	3.5	3.7	98.8	0.147	522.96	24.475
2400	32	68	243	84	3.5	4.8	99.4	0.140	548.65	25.677

ตารางที่ 5 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบToroidal ด้วยน้ำมันดีเซล ที่ โหลด6 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_{th}	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	31	66	182	74	3.0	1.0	95.3	0.219	351.35	16.443
1400	32	64	199	75	3.2	1.1	95.3	0.235	327.91	15.346
1600	32	66	202	77	3.2	1.4	96.5	0.238	322.84	15.109
1800	32	67	222	78	3.4	1.8	97.2	0.238	323.42	15.136
2000	32	68	253	82	3.4	5.9	98.1	0.232	331.71	15.524
2200	32	70	273	85	3.4	7.1	98.9	0.222	346.86	16.233
2400	33	72	293	89	3.4	11.8	99.8	0.218	353.38	16.538

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบToroidal ด้วยน้ำมันดีเซล ที่ โหลด 9 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_{th}	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	31	68	227	76	2.3	2.8	94.2	0.247	311.71	14.588
1400	32	70	237	78	2.4	3.3	94.6	0.279	275.68	12.902
1600	32	71	248	82	2.4	3.5	97.5	0.290	264.86	12.396
1800	32	72	266	84	2.5	4.5	96.6	0.284	270.87	12.677
2000	32	73	310	86	2.7	14.3	98.4	0.269	285.95	13.382
2200	33	75	340	89	2.8	25.1	99.9	0.256	300.74	14.074
2400	33	78	370	93	2.9	24.0	99.7	0.248	310.61	14.537

ตารางที่ 7 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบToroidal ด้วยน้ำมันดีเซล ที่ โหลด12 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_{th}	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	32	73	254	79	1.9	4.1	96.4	0.269	286.49	13.408
1400	33	75	277	87	2.0	7.8	96.2	0.295	260.87	12.209
1600	33	76	292	86	2.2	6.8	96.4	0.307	250.76	11.736
1800	33	78	306	89	2.3	7.4	97.4	0.302	254.63	11.917
2000	33	79	340	93	2.4	14.4	98.2	0.291	264.10	12.360
2200	34	93	392	96	2.5	24.8	96.7	0.272	282.66	13.228
2400	34	89	427	98	2.6	30.3	98.7	0.261	294.93	13.803

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 8 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบToroidal ด้วยน้ำมันดีเซล ที่ โหลด15 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_{th}	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	32	74	316	84	2.0	17.3	90.9	0.274	280.54	13.129
1400	32	77	326	85	2.1	16.0	95.0	0.290	264.97	12.400
1600	33	80	345	90	2.1	14.1	95.8	0.294	262.07	12.265
1800	33	84	362	94	2.2	14.8	96.0	0.302	254.87	11.928
2000	33	85	401	99	2.1	21.1	96.4	0.300	256.82	12.019
2200	33	88	446	103	2.2	32.3	96.6	0.286	269.03	12.590
2400	34	95	496	106	2.2	45.0	97.2	0.268	287.30	13.446

ตารางที่ 9 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบToroidal ด้วยน้ำมันมะพร้าว ที่ โหลด3 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_{th}	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	30	63	152	74	2.7	0.1	94.4	0.166	579.73	21.763
1400	30	63	157	75	2.8	0.2	95.5	0.176	544.19	20.429
1600	30	63	166	76	2.9	0.2	96.1	0.180	532.65	19.996
1800	30	63	181	77	3.0	0.4	96.6	0.175	548.65	20.596
2000	30	66	203	79	3.1	0.4	98.1	0.164	585.37	21.975
2200	30	67	214	82	3.2	0.5	98.8	0.162	591.11	22.190
2400	30	72	227	86	3.3	0.6	99.0	0.156	614.19	23.057

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 10 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบToroidal ด้วยน้ำมันมะพร้าว ที่ โหลด6 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_{th}	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	30	69	191	79	2.2	0.4	96.0	0.234	410.81	15.422
1400	30	69	198	79	2.3	0.5	96.3	0.252	380.23	14.274
1600	30	70	204	81	2.5	0.2	97.3	0.264	363.96	13.663
1800	30	71	220	82	2.6	0.3	97.6	0.254	378.38	14.204
2000	30	72	245	84	2.9	1.3	99.4	0.248	387.80	14.558
2200	30	77	263	87	3.0	2.1	98.7	0.238	402.95	15.127
2400	30	79	284	90	3.1	2.3	100.3	0.232	413.51	15.523

ตารางที่ 11 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบToroidal ด้วยน้ำมันมะพร้าวที่ โหลด9 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_{th}	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	30	72	227	83	2.1	1.0	96.4	0.263	364.86	13.697
1400	30	74	239	84	2.2	1.4	96.9	0.286	335.91	12.610
1600	30	74	246	85	2.3	1.2	97.5	0.302	318.24	11.947
1800	31	72	263	86	2.6	1.4	98.6	0.292	328.83	12.344
2000	32	74	292	88	2.8	4.4	99.9	0.286	335.68	12.601
2200	32	77	325	91	2.9	6.5	99.2	0.274	350.12	13.144
2400	33	80	353	94	2.9	9.4	99.9	0.263	365.01	13.703

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 12 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบToroidal ด้วยน้ำมันมะพร้าวที่ โหลด12 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_{th}	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	33	79	280	86	2.0	3.2	96.2	0.281	341.55	12.822
1400	34	77	289	87	2.0	4.5	96.8	0.305	314.78	11.817
1600	34	78	300	89	2.1	3.4	97.0	0.316	303.81	11.405
1800	34	80	314	91	2.3	2.6	97.9	0.317	302.71	11.364
2000	34	80	342	94	2.4	3.8	101.1	0.309	310.34	11.650
2200	34	80	384	97	2.4	7.4	99.8	0.300	320.48	12.031
2400	35	89	420	99	2.4	12.6	99.7	0.287	334.46	12.556

ตารางที่ 13 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบToroidal ด้วยน้ำมันมะพร้าวที่ โหลด15 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_{th}	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	34	79	325	86	1.7	8.6	96.2	0.289	332.43	12.480
1400	34	80	350	90	1.7	10.5	97.3	0.303	316.71	11.889
1600	35	80	359	92	1.7	8.6	97.9	0.323	296.96	11.148
1800	35	81	377	94	1.8	8.1	97.7	0.323	297.29	11.160
2000	35	90	412	98	1.8	9.0	101.5	0.311	308.28	11.573
2200	35	94	452	101	2.0	16.1	100.4	0.307	312.83	11.744
2400	36	94	483	102	2.2	23.8	101.4	0.278	345.00	12.951

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 14 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 3.4 ด้วยน้ำมันมะพร้าว
ที่โหลด 3 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_{th}	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	32	62	149	73	2.9	0.4	88.5	0.154	621.62	23.336
1400	32	65	157	75	2.9	0.4	89.7	0.167	574.42	21.564
1600	32	70	165	78	2.9	0.2	90.8	0.175	548.98	20.609
1800	32	69	177	80	2.9	0.2	92.5	0.167	574.77	21.577
2000	32	75	193	83	3.0	0.1	94.9	0.160	601.63	22.585
2200	32	78	212	88	3.0	0.2	96.0	0.152	629.63	23.636
2400	32	80	232	92	3.0	0.3	97.0	0.147	654.05	24.553

ตารางที่ 15 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 3.4 ด้วยน้ำมันมะพร้าว
ที่โหลด 6 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_{th}	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	32	72	197	83	1.7	0.5	90.0	0.216	444.59	16.690
1400	33	73	207	84	1.8	0.5	91.0	0.236	406.98	15.278
1600	33	76	213	85	2.0	0.4	92.2	0.249	384.77	14.444
1800	33	78	227	88	2.2	0.3	94.1	0.242	396.40	14.881
2000	34	79	247	90	2.3	0.3	96.5	0.232	413.01	15.504
2200	34	82	265	93	2.5	0.4	97.0	0.228	421.40	15.819
2400	33	84	292	99	2.4	0.9	97.1	0.221	435.14	16.335

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 16 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 3.4 ด้วยน้ำมันมะพร้าว
ที่โหลด 9 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_{th}	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	32	75	251	86	1.9	1.6	91.3	0.246	390.99	14.678
1400	32	76	258	90	1.8	1.3	92.3	0.270	355.98	13.364
1600	32	78	267	93	1.8	1.3	93.5	0.278	345.27	12.961
1800	32	80	279	95	2.0	1.2	94.9	0.266	360.36	13.528
2000	32	82	299	97	2.0	0.8	96.1	0.274	350.81	13.169
2200	33	84	323	99	2.1	1.3	96.6	0.271	353.81	13.282
2400	33	87	354	102	2.1	2.8	97.9	0.261	367.49	13.796

ตารางที่ 17 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบShallow Dish Aspect Ratio 3.4 ด้วยน้ำมันมะพร้าว
ที่โหลด 12 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_{th}	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	32	79	297	88	1.8	9.4	92.2	0.254	378.38	14.204
1400	32	81	321	90	1.8	9.1	92.5	0.280	342.61	12.862
1600	33	82	342	92	1.8	6.9	93.9	0.290	331.47	12.443
1800	34	85	360	95	1.8	3.6	96.0	0.282	340.86	12.796
2000	35	87	373	98	1.7	4.1	96.9	0.291	329.41	12.366
2200	35	90	396	101	1.6	3.4	97.2	0.290	331.37	12.439
2400	35	93	431	103	1.8	6.7	98.7	0.278	344.93	12.949

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 18 การทดสอบเครื่องยนต์ของหัวลูกสูบแบบ Shallow Dish Aspect Ratio 3.4 ด้วยน้ำมันมะพร้าว
ที่โหลด 15 kg.m

rpm	Air Temp (°C)	Water Temp. (°C)	Exhaust Temp. (°C)	Oil Temp. (°C)	Oil Press. (Kg/cm ²)	% smoke	noise (dB)	η_h	BSFC (g/kw.h)	BSEC (MJ/kw.h)
1200	33	81	393	90	1.5	19.9	93.0	0.248	387.57	14.549
1400	33	82	410	91	1.5	19.3	93.6	0.277	346.17	12.995
1600	34	84	423	96	1.5	18.1	94.6	0.292	329.01	12.351
1800	35	85	443	99	1.5	17.7	97.1	0.290	331.05	12.428
2000	35	88	462	98	1.6	19.3	98.0	0.285	336.69	12.639
2200	36	94	495	102	1.7	18.7	98.7	0.280	343.36	12.890
2400	39	96	520	105	1.7	23.3	99.7	0.279	343.51	12.895

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก.

การหาค่า Swirl Ratio

ค่า Swirl Ratio หาได้จากสมการ $R_s = \frac{\omega}{2\pi N}$

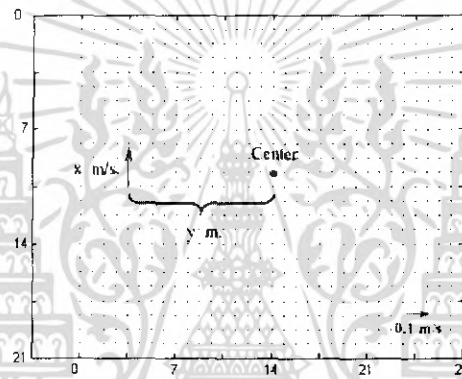
R_s คือ Swirl Ratio

ω คือ ความเร็วเชิงมุมของอากาศ (เรเดียนต่อวินาที)

N คือ ความเร็วรอบของเพลาค้อเหวี่ยง (รอบต่อวินาที)

โดย N สามารถดูได้จาก Encoder (หน่วย รอบต่อนาที)

แต่การหาค่า ω หาได้จากภาพ Interpolate ด้วย โปรแกรม MATLAB ดังนี้



$$\text{โดย } \omega = \frac{v}{r}$$

v คือ ความเร็วของอากาศ (เมตรต่อวินาที)

r คือ รัศมีจากจุดศูนย์กลางการหมุน (เมตร)

จากรูป $\omega = \frac{x}{y}$ rad/s.

ค่า x และ y หาได้โดยเทียบสเกลจากรูป