

การพัฒนาเครื่องยนต์กังหันแก๊สเพื่อนำมาใช้เป็นต้นกำเนิดพลังงานกล

POWER GAS TURBINE ENGINE



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2545

เลขหมู่.....

เลขทะเบียน 50147

วัน เดือน ปี 21 เม.ย. 2547

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

b.....
f.....

การพัฒนาเครื่องยนต์กังหันแก๊สเพื่อนำมาใช้เป็นต้นกำเนิดพลังงานกล
POWER GAS TURBINE ENGINE



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2545

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2545

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การพัฒนาเครื่องยนต์กังหันแก๊สเพื่อนำมาใช้เป็นต้นกำเนิดพลังงานกล

POWER GAS TURBINE ENGINE

ผู้จัดทำ

1. นาย โกศล ไชยวุฒิภัทร รหัสประจำตัว 42010466
2. นาย จิระศักดิ์ แซ่ลิ่ม รหัสประจำตัว 42010476
3. นาย ฐานิสร์ สุรภาพวงษ์ รหัสประจำตัว 42010499



อาจารย์ที่ปรึกษา

(ศศ.ดร. อรุณวิตร เจริญสุข)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การพัฒนาเครื่องยนต์กังหันแก๊สเพื่อนำมาใช้เป็นต้นกำเนิดพลังงานกล

นาย โกศล ไชยวุฒิภัทร	42010466
นาย จิระศักดิ์ แซ่ลิ่ม	42010476
นาย ฐานิสร์ สุรภาพวงส์	42010499
ผศ.ดร. จารุวัตร เจริญสุข อาจารย์ที่ปรึกษา ปีการศึกษา 2545	

บทคัดย่อ

บทความฉบับนี้เป็นการศึกษาการทำงานของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์และการติดตั้ง Power Turbine Unit เข้ากับชุดเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ เพื่อนำพลังงานส่วนที่เหลือใช้จากเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์มาใช้ในการขับ Generator เพื่อให้เกิดพลังงานไฟฟ้า โดยจะนำเครื่องเทอร์โบชาร์จเจอร์ที่ใช้ในรถยนต์มาใช้ร่วมกับห้องเผาไหม้ที่ทำงาน โดยจะรวมกันเป็นส่วนหนึ่งของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส ไอเสียที่ถูกขับออกจากเครื่องยนต์กังหันแก๊สจะผ่านไปยังชุด Power Turbine ซึ่งจะเชื่อมต่อกับชุดเบรค และเปลี่ยนรูปพลังงานเป็นแรงดึงตางค์สปริง และไอเสียที่ผ่าน Power Turbine แล้วก็จะผ่านท่อไอเสียออกสู่บรรยากาศ โดยจะทำการศึกษาหาค่า แรงบิด กำลังงาน และความเร็วรอบ เพื่อนำไปหาขนาดของ Generator ที่เหมาะสมต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Power Gas Turbine Engine

Kosol Chaiwuttipat

Jirasak Saelim

Thanis Surapapwong

Assist. Prof. Dr. Jaruwat Jareonsuk Advisor

ABSTRACT

This article concern a study on the function of Gas Turbine Engine and the installation of Power Turbine Unit with the set of Gas Turbine Engine. The reason of this study is to convert the spare power from the Gas Turbine Engine into the mechanical power for driving an electrical generator. The equipment employs an automotive turbocharger together with a gaseous fuelled combustion chamber to form the gas generator section of the engine. The exhaust from the gas generator is directed through a radial power turbine which drives brake system which dissipates the generated power in a tension load. From the power turbine the gases pass through a exhaust pipe to be discharged into the atmosphere. This can be done by studying the mechanical output of Power Turbine i.e. Torque-rpm for further specification of an electrical generator.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้คงไม่อาจเสร็จได้ด้วยดี หากไม่ได้รับการช่วยเหลือ และร่วมมือจากหลายๆฝ่ายด้วยกัน บุคคลแรกที่ต้องกล่าวถึงเพราะเป็นส่วนสำคัญที่ทำให้วิทยานิพนธ์นี้เสร็จลงได้ก็คือ ผศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ให้ความเอาใจใส่ แนะนำ และคอยช่วยเหลือมาตลอดจนโครงการนี้สำเร็จได้ดี รวมทั้ง อาจารย์ คำริห์ จันทรแสงสุก ที่ช่วยเหลือด้านอุปกรณ์ อำนวยความสะดวกต่างๆ และคำแนะนำที่มีประโยชน์มากมาย ขอบคุณพี่มลฑาและพีโก้ ที่ช่วยเหลือในงานทางด้านช่างต่างๆ ขอบคุณเพื่อนๆภาควิชาเครื่องกลที่คอยเป็นกำลังใจให้เสมอมา

และต้องขอขอบพระคุณบุคคลสำคัญที่สุดที่ทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้ ก็คือ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพรักยิ่ง ซึ่งได้เลี้ยงดูผู้เขียนมาเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่ และยังให้กำลังใจ เอาใจใส่เสมอมา ในทุกๆด้านอันหาที่เปรียบมิได้ ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นาย โกลล ไชยวุฒิภัทร
นาย จิระศักดิ์ แซ่ถิ่ม
นาย จุานิสร์ สุรภาพวงค์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VII
สารบัญภาพ	VIII
บทที่ 1. บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 วัตถุประสงค์	2
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย	2
1.4 วิธีการดำเนินงาน	3
บทที่ 2. เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์	4
2.1 หลักการทำงานของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์	4
2.2 วัฏจักร ไอคิล	5
2.2.1 วัฏจักรเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์	5
2.2.2 วัฏจักรเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์	6
2.3 วัฏจักรที่แท้จริง	7
2.4 ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์	8
2.5 การสูญเสียความดัน	10
2.6 การสูญเสียทางกล	10
2.7 การเปลี่ยนแปลงค่าความร้อนจำเพาะ	10
2.8 การวัดประสิทธิภาพของเครื่องยนต์	12
บทที่ 3. เครื่องมือที่ใช้และการออกแบบชุดทดลอง	16
3.1 อุปกรณ์และเครื่องมือวัด	16
3.2 รายละเอียดอุปกรณ์	17
3.3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	18
3.3.1 เชื้อเพลิงก๊าซ	18
3.3.2 การเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊ส	23
3.3.2.1 เปลวไฟแก๊ส	23
3.3.2.2 ระบบการเผาไหม้ในเตาห้องต้มและอุตสาหกรรม	35
3.3.2.3 หัวเผาในบรรยากาศเปิด	36
3.3.2.4 หัวเผาแก๊สผสมอากาศชนิดอากาศดึงแก๊ส	42

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

	3.3.2.5 หัวเผาแก๊สผสมอากาศชนิดผสมในอุโมงค์	43
	3.3.2.6 หัวเผาชนิดแก๊สผสมอากาศภายหลังหรือเปลวไฟชนิดแพร่	44
	3.3.3 ทฤษฎีการออกแบบเทอร์ไบน์	45
	3.3.3.1 ทฤษฎีของเทอร์ไบน์ชนิดไหลตามแนวรัศมี	46
บทที่	4. การทดลองและผลการทดลอง	50
	4.1 วัตถุประสงค์การทดลอง	50
	4.2 การทดลอง	50
	4.2.1 ขั้นตอนการสตาร์ทเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์	50
	4.2.2 ขั้นตอนการเก็บผลการทดลอง	51
	4.2.3 ขั้นตอนการปิดเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์	52
	4.3 รูปจากการทดลอง	52
	4.4 การคำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ทาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์	58
	4.4 ผลการทดลอง	60
บทที่	5. สรุปผลการทดลอง	71
	5.1 สรุปผลการทดลอง	71
	5.2 แนวทางการพัฒนา	71
ภาคผนวก		
บรรณานุกรม		



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 3.1 ซีดจำกัดของการเกิดเปลวไฟ และ ความเร็วของเปลวไฟของแก๊สเชื้อเพลิงชนิดต่าง ๆ	27
ตารางที่ 3.2 าระยะดับเปลวไฟของแก๊สเชื้อเพลิง	32
ตารางที่ 4.1 ผลการทดลองที่อัตราการไหลต่าง ๆ ขณะที่เปิดที่ระบายความดัน	60
ตารางที่ 4.2 งานและประสิทธิทางความร้อนที่อัตราการไหลต่าง ๆ ขณะที่เปิดที่ระบายความดัน	60
ตารางที่ 4.3 ผลการทดลองที่อัตราการไหลต่าง ๆ ขณะที่ปิดที่ระบายความดัน	61
ตารางที่ 4.4 งานและประสิทธิภาพทางความร้อนที่อัตราการไหลต่าง ๆ ขณะที่ปิดที่ระบายความดัน	61
ตารางที่ 4.5 งานและประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์พาวเวอร์เทอร์ไบน์	62
ตารางที่ 4.6 กำลังงานและประสิทธิภาพทางกลของเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์	62



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญภาพ

	หน้า
รูปที่ 2.1 วัฏจักรเครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์	4
รูปที่ 2.2 การทำงานของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ และแผนภาพ T-s	5
รูปที่ 2.3 การทำงานของเครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ และแผนภาพ T-s	6
รูปที่ 2.4 วัฏจักรทางทฤษฎีของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์	8
รูปที่ 2.5 ค่า c_p และ γ ของอากาศและแก๊สที่เกิดจากการเผาไหม้	11
รูปที่ 2.6 ชุดเครื่องมือการวัดค่าแรงบิด	12
รูปที่ 2.7 แรงระหว่างผ้าเบรกกับจานเบรก	13
รูปที่ 2.8 Free body diagram ของจานเบรก	13
รูปที่ 2.9 Free body diagram ของกลองยึดเบรก	14
รูปที่ 2.10 Free body diagram ของกลองยึดเบรกขณะสมดุล	14
รูปที่ 3.1 เปลวไฟอุดมคติที่อยู่กับที่	24
รูปที่ 3.2 เส้นโค้งอุณหภูมิและความเข้มข้นขององค์ประกอบในเปลวไฟอะเดียเบติกแก๊สผสมแบบราบเรียบหนึ่งมิติ	25
รูปที่ 3.3 ความเร็วของเปลวไฟที่ส่วนผสมแก๊สเชื้อเพลิงชนิดต่าง ๆ	26
รูปที่ 3.4 ก) ตะเกียงบุนเซนและลักษณะเปลวไฟที่เกิดขึ้น ข) การพิสูจน์เปลวไฟแยกเป็นสองชั้นโดยวิธี สมิทเทลส์	28
รูปที่ 3.5 เส้นกระแสผ่านเปลวไฟแก๊สผสมอากาศแบบราบเรียบและความสัมพันธ์ของความเร็วยังเปลวไฟและมุมของกรวยแนวเปลวไฟ	29
รูปที่ 3.6 เส้นโค้งการเปลี่ยนแปลงความเร็วของเปลวไฟและของแก๊สผสมอากาศบริเวณขอบหัวเผา	30
รูปที่ 3.7 ผังรูปแสดงขีดจำกัดของปรากฏการณ์เปลวไฟแก๊สผสมอากาศ	31
รูปที่ 3.8 ขีดจำกัดความเร็วเฉลี่ยของแก๊สและเส้นผ่านศูนย์กลางหัวเผาบุนเซนเพื่อให้ได้เปลวไฟอยู่ตัว	33
รูปที่ 3.9 เส้นโค้งความเข้มข้นของเชื้อเพลิง ออกซิเจน และผลผลิตปฏิกิริยาตามแนวตัดขวางของเปลวไฟชนิดแพร่	34
รูปที่ 3.10 ผังรูปแสดงโครงสร้างของเปลวไฟชนิดแพร่แบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนที่สัมพันธ์กับอัตราเร็วของการไหล	34
รูปที่ 3.11 ภาพแสดงส่วนประกอบหัวเผาดิ่งอากาศเข้าในบรรยากาศเปิด	36
รูปที่ 3.12 การดิ่งอากาศเข้าผสมโดย confine jet ในตะเกียงบุนเซน	38
รูปที่ 3.13 สัดส่วนของคอคอดและท่อผสม	39
รูปที่ 3.14 ช่องเปลวไฟรูปร่างและลักษณะต่าง ๆ กัน	40
รูปที่ 3.15 หัวเผาและหัวฉีดแก๊สผสมอากาศชนิดความดันต่ำบางแบบ	41
รูปที่ 3.16 หลักการและเทอมที่ใช้กับหัวเผาแก๊สผสมอากาศชนิดอากาศดิ่งแก๊ส	42
รูปที่ 3.17 ระบบการป้อนแก๊สที่ความดันบรรยากาศสู่หัวเผาแก๊สผสมอากาศชนิดอากาศดิ่งแก๊ส	43

รูปที่ 3.18 ตัวอย่างหัวเผาชนิดผสมในท่ออุโมงค์	43
รูปที่ 3.19 หัวเผาเบรย์ที่ใช้ในอุตสาหกรรม	44
รูปที่ 3.20 หัวเผารูเข็ม	44
รูปที่ 3.21 หัวเผาเมทริกซ์	45
รูปที่ 3.22 แสดงรูปสามเหลี่ยมความเร็วที่เกิดขึ้นจากความสัมพันธ์ของความเร็วภายในใบพัด	45
รูปที่ 3.23 แสดงลักษณะของใบ rotor	46
รูปที่ 3.24 แสดงการไหลในเทอร์ไบน์แบบไหลตามแนวรัศมี	46
รูปที่ 3.25 โค้ดแกรมแสดงการทำงานของเทอร์ไบน์ชนิดไหลตามแนวรัศมี	47
รูปที่ 4.1 เครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์	52
รูปที่ 4.2 เทอร์โบชาร์จ IHI C9 นำมาเป็นเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์	53
รูปที่ 4.3 เทอร์โบชาร์จ IHI C9 รุ่นใหม่นำมาประกอบเป็นฟาวเวอร์เทอร์ไบน์	53
รูปที่ 4.4 ฟาวเวอร์เทอร์ไบน์ ถอดใบพัดคอมเพลกซ์เซอร์	54
รูปที่ 4.5 ชุดเบรกแกนเพลลาฟาวเวอร์เทอร์ไบน์	54
รูปที่ 4.6 ระบบเบรกเพื่อหากำลังงานที่ได้จากแกนเพลลา	54
รูปที่ 4.7 ห้องเผาไหม้ที่ใช้ในการทดลอง	55
รูปที่ 4.8 ท่อระบายความดันขณะเปิด	55
รูปที่ 4.9 ท่อระบายความดันขณะปิด	55
รูปที่ 4.10 ระบบน้ำมันหล่อลื่น	56
รูปที่ 4.11 อุปกรณ์การวัดต่างๆ	57
รูปที่ 4.12 ความเร็วรอบของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ที่อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิงต่างๆ	63
รูปที่ 4.13 ความเร็วรอบของฟาวเวอร์เทอร์ไบน์ที่อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิงต่างๆ	63
รูปที่ 4.14 ประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงต่างๆ	64
รูปที่ 4.15 ประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์และเครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ที่อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิงต่างๆ	65
รูปที่ 4.16 ประสิทธิภาพทางกล และประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ที่อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิงต่างๆ	65
รูปที่ 4.17 ประสิทธิภาพทางกลของเครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ที่อัตราการไหลต่างๆ	66
รูปที่ 4.18 กำลังงานจากแกนเพลลาของฟาวเวอร์เทอร์ไบน์ที่อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิงต่างๆ	67
รูปที่ 4.19 แรงบิดที่ความเร็วรอบ 2000 rpm ที่อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิงต่างๆ	67
รูปที่ 4.20 ความดันสูญเสียในห้องเผาไหม้ที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงต่างๆ	68
รูปที่ 4.21 ความดันทางเข้าห้องเผาไหม้ที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงต่างๆ	69
รูปที่ 4.22 อุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์ที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงต่างๆ	69
รูปที่ 4.23 ความดันในห้องเผาไหม้เทียบกับประสิทธิภาพของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์	70

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

ในปัจจุบันและในอนาคตข้างหน้าเชื้อเพลิงเป็นสิ่งที่มีความจำเป็นอย่างมากในการขับเคลื่อนของเครื่องยนต์หรือเป็นเชื้อเพลิงในเครื่องต้นกำลัง เช่น เครื่องบิน เรือ เครื่องกำเนิดไฟฟ้า เป็นต้น เครื่องยนต์เหล่านี้ส่วนใหญ่แล้วใช้น้ำมันเป็นเชื้อเพลิง ซึ่งนับวันกำลังจะหมดไปจากโลก ดังนั้นมนุษย์เราจำเป็นต้องหาเชื้อเพลิงอื่นมาทดแทน และมีเครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพสูง สามารถให้กำลังงานมากขึ้นกว่าเดิม

เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์เป็นเครื่องยนต์ชนิดหนึ่ง ซึ่งถูกพัฒนาอย่างต่อเนื่อง ดังนั้นในโรงงานนี้จะศึกษาการทำงาน และสร้างเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ขึ้นมาเพื่อทดสอบหาประสิทธิภาพ โดยเครื่องยนต์ที่นำมาประยุกต์ใช้ในการสร้างนั้นได้มาจากเครื่องเทอร์โบชาร์จของรถยนต์ จากนั้นจึงทำการออกแบบ โดยอาศัยหลักการพื้นฐานของเทอร์โมไดนามิกส์ (thermodynamics)

เครื่องยนต์สันดาปส่วนใหญ่จะใช้น้ำมันเป็นเชื้อเพลิงในกระบวนการสันดาป ซึ่งในการเพิ่มกำลังให้กับเครื่องยนต์เครื่องหนึ่งนั้นจะต้องเพิ่มปริมาณอากาศและเชื้อเพลิงเข้าไปภายในห้องเผาไหม้ เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ในโครงการนี้จะอาศัยหลักการพื้นฐานเดียวกัน โดยเครื่องยนต์ที่สร้างขึ้นจะใช้ก๊าซ LPG เป็นเชื้อเพลิง ซึ่งสามารถหาซื้อได้ง่ายและมีราคาถูก

เครื่องยนต์กังหันแก๊สเป็นเครื่องยนต์ความร้อน (Heat Engine) ซึ่งทำงานโดยมีกระบวนการทำงานติดต่อกันไป ประกอบด้วยกระบวนการอัดอากาศจากบรรยากาศ แล้วเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นโดยการเผาไหม้เชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงที่ใช้ส่วนมากเป็นน้ำมันก๊าด แก๊สที่มีอุณหภูมิสูงจะไปขับเคลื่อนกังหันให้หมุนเพื่อไปขับงานเพลาคือต่อหนึ่ง ซึ่งการทำงานก็คล้ายกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนและเครื่องยนต์ดีเซลแต่จะแตกต่างกันที่การทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊สนั้นจะทำงานติดต่อกันไปตลอดเวลา งานที่ได้จากเครื่องยนต์กังหันแก๊สจะเป็นงานในลักษณะเป็นงานของกระบวนการที่ไหลสม่ำเสมอ (Flow Work)

เครื่องยนต์กังหันแก๊สอย่างง่าย จะประกอบด้วยเครื่องอัดอากาศหรือคอมเพรสเซอร์ (Compressor) ห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber) และชุดกังหันแก๊สหรือเทอร์ไบน์ (Turbine Unit)

ในส่วนพาวเวอร์เทอร์ไบน์ จะนำพลังงานจลน์ที่เหลือจากเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ มาเปลี่ยนรูปพลังงานให้ปรากฏอย่างชัดเจนในรูปพลังงานกล ซึ่งเราอาจนำพลังงานนี้ไปใช้ในงานด้านต่าง ๆ ได้

1.1.1 ข้อดีของเครื่องยนต์กังหันแก๊สเมื่อติดตั้งพาวเวอร์เทอร์ไบน์

1. ได้งานจากแกนเพลามากกว่าเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์
2. ได้ประสิทธิภาพสูงเกินกว่าเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ทั่วไป
3. แก๊สไอเสียสามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้อย่างมีประสิทธิภาพ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. เครื่องยนต์กังหันแก๊สจะให้ความเร็วของเพลาดำกว่าเมื่อติดตั้งพาวเวอร์เทอร์ไบน์ ทำให้เพลารับภาระน้อยลง
3. เมื่อติดตั้งพาวเวอร์เทอร์ไบน์จะใช้ความดันในห้องเผาไหม้ต่ำ ดังนั้นจะมีข้อดีตรงที่ว่าวัสดุชิ้นส่วนที่ใช้เกี่ยวกับห้องเผาไหม้ก็ไม่ต้องคำนึงถึงความดันสูงจากการจุดระเบิดที่เกิดขึ้น
4. เครื่องยนต์กังหันแก๊สสามารถใช้เชื้อเพลิงคุณภาพต่ำได้ ซึ่งแม้แต่ถ่านหินที่บดละเอียดเป็นผงก็สามารถนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้ได้

1.1.2 ข้อเสียของเครื่องยนต์กังหันแก๊สเมื่อติดตั้งพาวเวอร์เทอร์ไบน์

1. ทำให้เครื่องยนต์มีเสถียรภาพน้อยลง
2. ชุดกังหันแก๊สไบพัดที่ถูกขับเคลื่อนจากแก๊สร้อนมีลักษณะบางมาก ดังนั้นวัสดุที่ใช้สร้างจึงต้องออกแบบเป็นพิเศษเพื่อให้ทนต่ออุณหภูมิที่สูงของแก๊สร้อน
3. ต้องเดินเครื่องในสภาพที่ต้องใช้เชื้อเพลิงสูงกว่าปกติ
4. เนื่องจากเครื่องยนต์กังหันแก๊สมีความร้อนสูงมาก ดังนั้นเมื่อต้องการใช้งานความเร็วรอบต่ำ จำเป็นต้องใช้เครื่องลดรอบ (Speed Reduction Devices)

1.1 วัตถุประสงค์

- 1.2.1 ศึกษาการทำงานของเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ เพื่อทำการออกแบบอุปกรณ์ต่างๆ ให้สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพและมีความปลอดภัยต่อเครื่องยนต์รวมทั้งผู้ทำการทดลอง
- 1.2.2 ทำการสร้างเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ โดยการนำอุปกรณ์ต่างๆ ที่มีขายในท้องตลาดและหาซื้อได้ง่ายมาทำการประกอบและติดตั้ง
- 1.2.3 คำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ รวมทั้งคุณสมบัติต่างๆ เพื่อเป็นฐานข้อมูลในการพัฒนาโครงการต่อไป

1.2 ขอบเขตของงาน

- 1.3.1 หากำลังงาน แรงบิด ความเร็วรอบที่ได้จากเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์
- 1.3.2 หาประสิทธิภาพทางความร้อนและประสิทธิภาพทางกลของเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ เพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนาโครงการต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.4 วิธีการดำเนินงาน

นำความรู้ที่ได้ศึกษามาแล้ว มาประยุกต์ใช้ในการสร้างส่วนประกอบต่างๆจากนั้นจึงทำการทดลองและพิจารณาพฤติกรรมของเครื่องยนต์ว่ามีแนวโน้มไปในทิศทางใด ถ้าพฤติกรรมของเครื่องยนต์ไม่เป็นไปตามวัตถุประสงค์แล้ว ก็ต้องมีการปรับปรุงส่วนประกอบบางส่วน เพื่อให้พฤติกรรมของเครื่องยนต์เป็นไปตามวัตถุประสงค์ที่ได้ตั้งไว้โดยแนวทางการปรับปรุงส่วนประกอบนั้นต้องเป็นไปทฤษฎีที่ได้ศึกษามาแล้ว

เมื่อการทดลองเป็นไปตามวัตถุประสงค์ที่ตั้งไว้แล้ว จากนั้นก็เก็บข้อมูลต่างๆที่ได้จากการทดลองไว้เพื่อเป็นฐานข้อมูลใช้พัฒนาโครงการต่อไปให้มีประสิทธิภาพที่ดียิ่งขึ้นไป



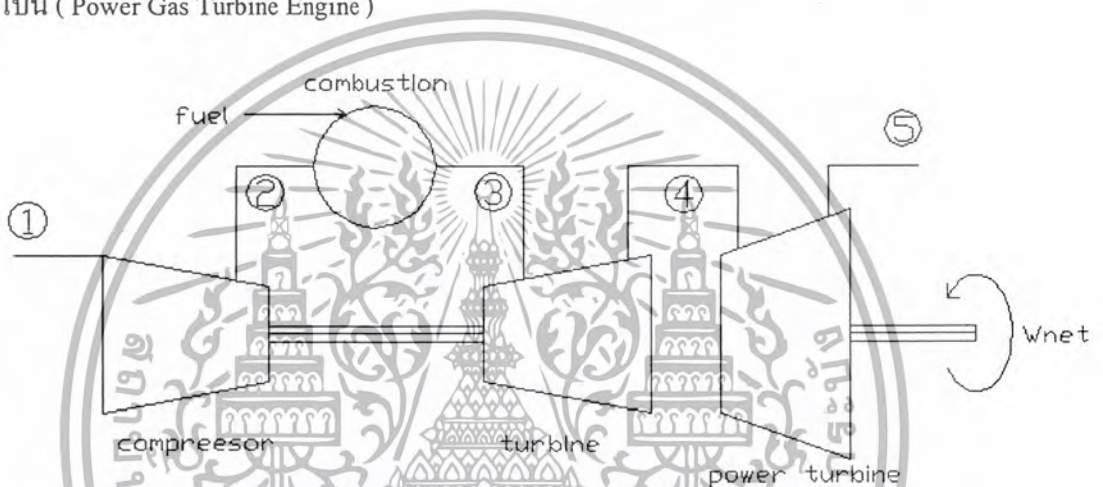
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์

2.1 หลักการทำงานของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์

เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ที่นำมาทดสอบนี้ ซึ่งเป็นการนำเทอร์โบชาร์จเจอร์ของรถบรรทุกมาดัดแปลง โดยเป็นเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์แบบไหลตามแนวรัศมี (Radial Flow) มาทำการประกอบและติดตั้งเข้ากับห้องเผาไหม้ หลังจากนั้นจึงนำมาประกอบกับเทอร์โบชาร์จเจอร์อีกตัวหนึ่งได้เป็นเครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ (Power Gas Turbine Engine)



รูปที่ 2.1 วงจรเครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์

โดยหลักการทำงานของเครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์สามารถสรุปได้เป็น 4 ขั้นตอน ดังนี้

- 2.1.1 ขบวนการอัด (Compression) เริ่มจากอากาศจากภายนอก(จุด 1)ที่ อุณหภูมิและความดันบรรยากาศ จะถูกคอมเพรสเซอร์ทำการดูดและอัดให้มีความดันเพิ่มมากขึ้น เพื่อส่งต่อไปยังห้องเผาไหม้(จุด2) โดยกระบวนการอัดที่เกิดขึ้นเป็นแบบอะไดแบติก (Adiabatic) ซึ่งจะทำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นอีกด้วย
- 2.1.2 ขบวนการสันดาป (Combustion) ภายในห้องเผาไหม้หัวฉีดแก๊สเชื้อเพลิงจะทำการจ่ายเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้เพื่อไปผสมกับอากาศที่ถูกดูดเข้ามาด้วยความเร็วจากการอัดของคอมเพรสเซอร์ และจุดระเบิด ทำให้เกิดการสันดาปภายในห้องเผาไหม้ เกิดแก๊สร้อนไปยังทางทางเข้าเทอร์ไบน์(จุด3)
- 2.1.3 ขบวนการขยายตัวครั้งที่ 1 (Expansion) แก๊สที่เกิดจากการเผาไหม้ซึ่งมีความดันและอุณหภูมิที่สูง จะขยายตัวผ่านเทอร์ไบน์ทำให้ใบพัดเทอร์ไบน์หมุน ซึ่งเป็นการเปลี่ยนพลังงานของของไหลให้เป็นพลังงานกล โดยงานที่ได้จะถูกส่งกลับไปให้คอมเพรสเซอร์เพื่อทำการอัดอากาศเข้าห้องเผาไหม้เป็นวัฏจักรต่อไป และพลังงานที่เหลือซึ่งอยู่ในรูปของไอเสียยังคงมีความเร็วและอุณหภูมิที่สูง จะถูกปล่อยเข้าสู่ทางเข้าฟาวเวอร์เทอร์ไบน์(จุด4) แทนที่จะปล่อยออกสู่บรรยากาศโดยตรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.1.4 ขบวนการขยายตัวครั้งที่ 2 (Expansion) ไอเสียที่เหลือจะขยายผ่านพาวเวอร์เทอร์ไบน์ ทำให้ใบพัดพาวเวอร์เทอร์ไบน์หมุนทำให้ได้พลังงานกลออกมาจากแกนเพลลาเทอร์ไบน์ และปล่อยไอเสียที่เหลือออกสู่ภายนอกที่ความดันบรรยากาศ(จุด5)

2.2 วัฏจักรในอุดมคติ (Ideal Cycle)

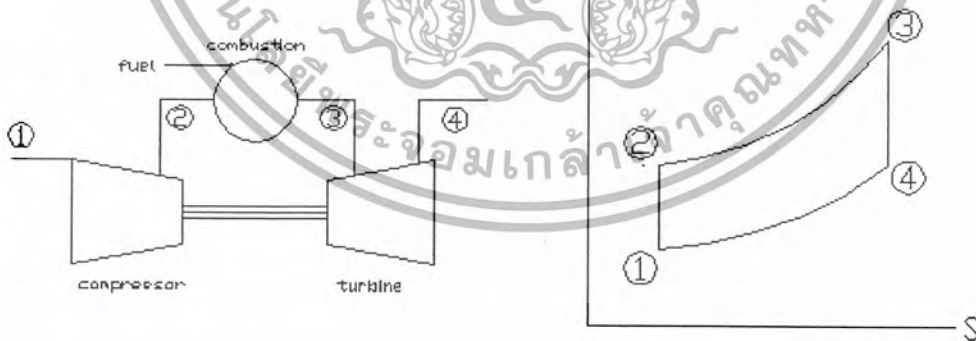
การพิจารณาพลังงานที่ได้ และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์เพื่อให้ง่ายจึงต้องคิดในลักษณะของวัฏจักรไอเดิลก่อน ซึ่งในสภาวะนี้แต่ละองค์ประกอบของเครื่องยนต์จะแยกกันคิดงานที่ได้ของแต่ละชนิด (Specific Work) และประสิทธิภาพของวัฏจักรขึ้นอยู่กับอัตราส่วนความดันและอุณหภูมิสูงสุดของวัฏจักรเท่านั้น หลังจากนั้นจึงทำการพิจารณาให้ถูกต้องมากขึ้นในภายหลัง

จากเทอร์โมไดนามิกส์ที่กล่าวถึงเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ได้ตั้งข้อสมมุติฐานไว้ดังนี้

- 1) ขบวนการอัดและการขยายตัวเป็นแบบอะไดแบติกชนิดย้อนกลับได้
- 2) ไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ของสารตัวกลางระหว่างทางเข้าและทางออกของแต่ละส่วนของอุปกรณ์
- 3) ไม่มีการสูญเสียความดันในอุปกรณ์ต่างๆ
- 4) กำหนดให้สารตัวกลางมีองค์ประกอบไม่เปลี่ยนแปลงตลอดวัฏจักรและเป็นแก๊สสมบูรณ์ ที่มีค่าความร้อนเฉพาะ (Specific Heat) คงที่
- 5) มวลที่ไหลตลอดวัฏจักรมีค่าคงที่

โดยเราจะแยกพิจารณาระหว่างเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์กับเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์

2.2.1 วัฏจักรเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์



รูปที่ 2.2 การทำงานของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ และแผนภาพ T-s

เมื่อทำการพิจารณาในแต่ละอุปกรณ์จะได้

จากจุดที่ 1 – 2 เป็นขบวนการอัดตัวแบบอะไดแบติก จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์จะได้

$$W_{12} = -(h_2 - h_1) = -c_p(T_2 - T_1) \quad (2.1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากจุดที่ 2-3 เป็นขบวนการให้ความร้อนในแบบความดันคงที่ จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกจะได้

$$Q_{23} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \tag{2.2}$$

จากจุดที่ 3-4 เป็นขบวนการขยายตัวแบบอะไดแบติก จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกจะได้

$$W_{34} = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4) \tag{2.3}$$

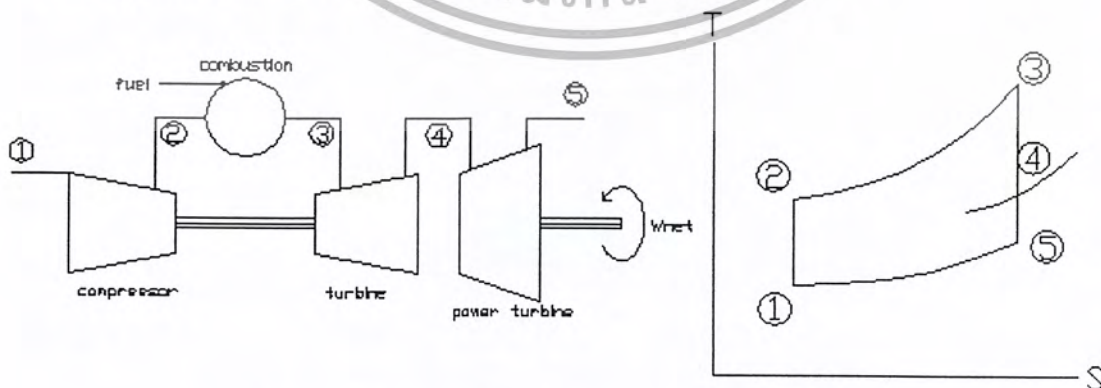
จากจุดที่ 4-1 เป็นขบวนการคายความร้อนในแบบความดันคงที่ จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกจะได้

$$Q_{41} = -(h_4 - h_1) = -c_p(T_4 - T_1) \tag{2.4}$$

เมื่อ Q และ W เป็นความร้อนและงานที่ถ่ายเทจากระบบต่อหนึ่งหน่วยมวล ทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนของวัฏจักร (Thermal Efficiency, η_t) เป็น

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{W_{34} - W_{12}}{Q_{23}} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \tag{2.5}$$

2.2.2 วัฏจักรเครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์



รูปที่ 2.3 การทำงานของเครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ และแผนภาพ T-s

เอกสารนี้เป็นพินิจความเห็นเหมือนกับเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ แต่จะมีขบวนการขยายตัวเพิ่มมาอีก 1 ขบวนการ ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากจุดที่ 4 – 5 เป็นขบวนการขยายตัวแบบอะไดแบติก จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์จะได้

$$W_{45} = h_4 - h_5 = c_p (T_4 - T_5) \quad (2.6)$$

ดังนั้นทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนของวัฏจักรเป็น

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{W_{34} + W_{45} - W_{12}}{Q_{23}} \\ &= \frac{c_p (T_3 - T_4) + c_p (T_4 - T_5) - c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} \end{aligned} \quad (2.7)$$

2.3 วัฏจักรที่แท้จริง (Actual Cycle)

ข้อแตกต่างของการทำงานของวัฏจักรที่แท้จริง ของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์จะไม่เป็นไปตามวัฏจักรในอุดมคติ ทั้งนี้เป็นเพราะว่าในวัฏจักรที่เกิดขึ้นจริง ๆ นั้น มีตัวแปรหลายอย่างที่ทำให้วัฏจักรไม่เป็นไปตามทฤษฎี ดังนั้นในการคำนวณหาค่าต่างๆ ของวัฏจักรจึงต้องคำนึงถึงข้อแตกต่างเหล่านั้น ดังนี้

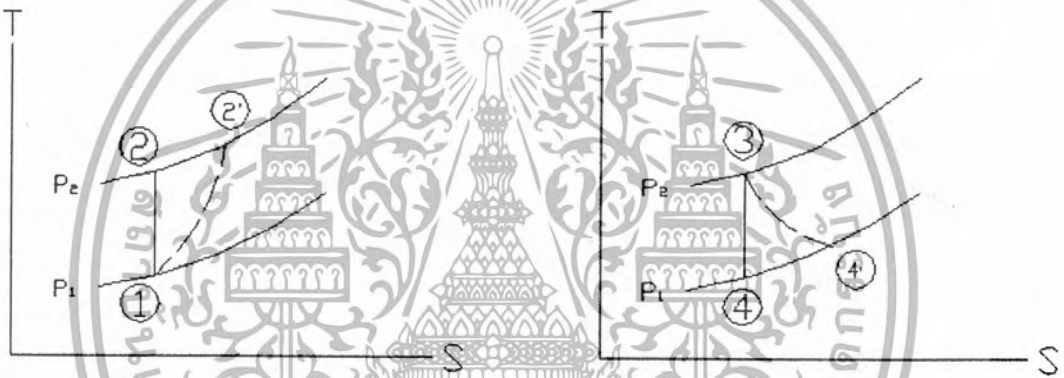
- 1) เนื่องจากการไหลของมวลในอุปกรณ์มีความเร็วสูง มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ระหว่างทางเข้าและทางออกมาก ดังนั้นเราจึงจำเป็นต้องออกแบบเครื่องมื่อวัดความดันและอุณหภูมิ ที่สแตกเนชัน (Stagnation) ซึ่งเป็นการพิจารณาพลังงานที่เกิดขึ้นทั้งหมด
- 2) ขบวนการที่เกิดขึ้นในขณะที่มีการอัดตัวในคอมเพรสเซอร์และการขยายตัวในเทอร์ไบน์เป็นขบวนการอะไดแบติกแบบย้อนกลับไม่ได้ จึงเป็นการเพิ่มเอนโทรปี (Entropy)
- 3) ผลจากความเสียด จึงทำให้มีการสูญเสียความดันในห้องเผาไหม้ ตลอดจนในท่อทางเข้าและทางออกของห้องเผาไหม้
- 4) ต้องป้อนงานให้กับคอมเพรสเซอร์มากกว่าทางทฤษฎีเนื่องจากการสูญเสียพลังงานที่แท้จริง การต้านของแรงลม และการสูญเสียในระบบการส่งกำลังระหว่างคอมเพรสเซอร์
- 5) ค่าของ c_p และ γ ของสารตัวกลาง ขณะทำงานตลอดวัฏจักรเปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิ และตามองค์ประกอบทางเคมีของสารของไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 6) การเผาไหม้ ไม่มีความสมบูรณ์ ดังนั้นประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ไม่ถึง 100 % จึงมีผลต่อการสิ้นเปลืองแก๊สเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น
- 7) มวลของแก๊สที่ไหลออกจากห้องเผาไหม้มีมากกว่ามวลของอากาศที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ เนื่องจากมวลของเชื้อเพลิงที่ผสมเข้าไป ในทางปฏิบัติ มวลจะมีเพิ่มขึ้นประมาณ 1-2 % เนื่องจากมีค่าเล็กน้อยจึงเป็นการสมมุติว่า มวลไหลผ่านคอมเพรสเซอร์ และเทอร์ไบน์เท่ากัน

2.4 ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์

เนื่องจากการอัดอากาศในคอมเพรสเซอร์และการขยายตัวของแก๊สในเทอร์ไบน์ เป็นไปตามขบวนการอะไดแบติกแบบย้อนกลับไม่ได้ ซึ่งมีผลทำให้ค่าเอนโทรปีเพิ่มขึ้น ในวัฏจักรที่แท้จริง จากรูป 2.4 (ก) การอัดตัวจะอัดจากสภาวะที่ 1 ไป 2' และจากรูป 2.4 (ข) การขยายตัวจะขยายจากสภาวะที่ 3 ไป 4'



รูปที่ 2.4 วัฏจักรทางทฤษฎีของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์

ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์ทั่วไป จะอยู่ในรูปอัตราส่วนของงานจริงต่องานทางทฤษฎี ซึ่งอาจจะเขียนในเทอมของ เอนทัลปีสแตกเนชัน (Stagnation Enthalpy) หรือ อุณหภูมิสแตกเนชัน (Stagnation Temperature) ซึ่งเป็นผลรวมพลังงานจลน์ที่เปลี่ยนแปลงของของไหลระหว่างทางเข้าและทางออก

$$\begin{aligned}
 \text{ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์} \quad \eta_{\text{com}} &= \frac{W_{\text{ทฤษฎี}}}{W_{\text{จริง}}} = \frac{W'}{W} \\
 &= \frac{\Delta h'_0}{\Delta h_0} = \frac{c_p \Delta T'_0}{c_p \Delta T_0} = \frac{T'_{02} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \\
 \eta_{\text{com}} &= \frac{1}{T_{02} - T_{01}} (T_{01}) \left(\frac{T'_{02}}{T_{01}} - 1 \right)
 \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการอัดแบบ ไอเซนโทรปิก ระหว่างทางเข้า 1 และทางออก 2' จะได้

$$\frac{T'_{02}}{T_{01}} = \left(\frac{P'_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}$$

ดังนั้น

$$\eta_{\text{com}} = \frac{T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \left(\left(\frac{P'_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} - 1 \right) \quad (2.8)$$

เมื่อ $\gamma =$ ค่าคงที่ของอากาศมีค่าเท่ากับ 1.4

ประสิทธิภาพของเทอร์ไบน์

$$\eta_{\text{tur}} = \frac{W_{\text{จริง}}}{W_{\text{ทฤษฎี}}} = \frac{W}{W'}$$

$$= \frac{\Delta h_0}{\Delta h'_0} = \frac{c_p \Delta T_0}{c_p \Delta T'_0} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T'_{04}}$$

$$\eta_{\text{tur}} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T'_{04}} \left[\frac{1}{T_{03} \left(1 - \frac{T'_{04}}{T_{03}} \right)} \right]$$

จากการขยายแบบ ไอเซนโทรปิก ระหว่างทางเข้า 3 และทางออก 4' จะได้

$$\frac{T'_{04}}{T_{03}} = \left(\frac{P'_{04}}{P_{03}} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}$$

ดังนั้น

$$\eta_{\text{tur}} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T'_{04}} \left[\frac{1}{T_{03} \left(1 - \left(\frac{P'_{04}}{P_{03}} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right)} \right] \quad (2.9)$$

เมื่อ $\gamma =$ ค่าคงที่ของแก๊สผสมมีค่าเท่ากับ 1.35

โดยเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ที่นำมาทดสอบนี้มีท่อทางเข้าสั้นมากจนอาจไม่คิดได้ จึงสามารถเริ่มคำนวณที่คอมเพรสเซอร์ได้เลย ทำให้เทอม P_0 และ T_0 จากสมการ 2.8 จะมีค่าเท่ากับ P_2 และ T_2 ตามลำดับ เนื่องจากความเร็วของอากาศที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์เป็น 0

โดยสมการข้างต้นเป็นการเกิดการอัดตัวและขยายตัวแบบอะไดเบติก ซึ่งไม่สามารถนำมาใช้ในโครงการนี้ได้ เนื่องจากมีความร้อนสูญเสีย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.5 การสูญเสียความดัน

ความดันที่สูญเสียในเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบวิน เกิดขึ้นได้ทางด้านไอดี ไอเสีย และในห้องเผาไหม้ ทำให้เกิดการสูญเสียเป็นแบบ ความดันสแตกเนชั่น ซึ่งเกิดจากความต้านทานไดนามิกของอุปกรณ์ อีกทั้งการเปลี่ยนโมเมตัมที่เกิดจากปฏิกิริยาการเผาไหม้ ความดันที่สูญเสียนี้มีผลทำให้อัตราส่วนความดันในเทอร์โบวินลดลง เมื่อเปรียบเทียบกับที่คอมเพรสเซอร์ จึงมีส่วนทำให้งานที่ได้จากเทอร์โบวินลดลง วิศวกรของแก๊สเทอร์โบวินมีโอกาสเป็นขบวนการที่ย้อนกลับไม่ได้มาก เนื่องจากงานสุทธิที่ได้แตกต่างจากทฤษฎีมาก (อัตราส่วนของงานต่ำ) ดังนั้นความดันที่สูญเสียจึงมีผลอย่างชัดเจนต่อสมรรถนะของวัฏจักร ดังนั้นเพื่อความถูกต้องยิ่งขึ้นจึงทำการติดตั้งเครื่องมือวัดความดันที่ทางเข้าและทางออกของห้องเผาไหม้ ทำให้สามารถนำค่าที่ได้ไปคำนวณได้เลย

2.6 การสูญเสียทางกล

เครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบวินทุกประเภท กำลังที่เอาไปขับคอมเพรสเซอร์จะได้อาจมาจากการต่อกำลังผ่านมาจากเทอร์โบวินโดยใช้เพลลา และไม่มีเกียร์ทด ดังนั้นการสูญเสียทางกลจึงเกิดจากความเสียดทานของแบริ่งและการต้านลมเท่านั้น ดังนั้นงานที่ใช้ขับคอมเพรสเซอร์ หาได้จาก

$$W_{ic} = \frac{1}{\eta_m} c_{p12} (T_{02} - T_{01}) \quad (2.10)$$

เนื่องจากเทอร์โบชาร์จที่นำมาใช้นั้นเป็นของมือสองซึ่งไม่อาจทราบข้อมูลทางเทคนิคของเทอร์โบชาร์จ ดังนั้นจึงกำหนดประสิทธิภาพทางกลของการส่งกำลัง η_m ให้มีค่าเท่ากับ 90 %

2.7 การเปลี่ยนแปลงค่าความร้อนจำเพาะ

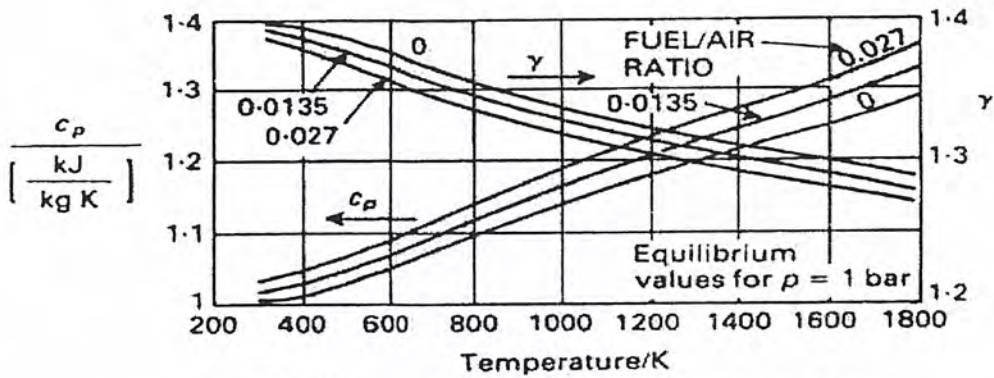
คุณสมบัติของ c_p และ γ เป็นส่วนสำคัญในการประมาณสมรรถนะของวัฏจักร และจำเป็นต้องใช้ค่าซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงนี้ในการหาสถานะของวัฏจักร วิสัยโดยทั่วไปของจริงที่ทำงานในช่วงของอุณหภูมิและความดัน ค่าของ c_p เป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิแต่เพียงอย่างเดียวและทำให้ค่าของ γ เปลี่ยนแปลงไปเช่นเดียวกันกับ c_p ตามสมการต่อไปนี้

$$\frac{(\gamma-1)}{\gamma} = \frac{R_0}{M \cdot c_p} \quad (2.11)$$

เมื่อ R_0 คือ ค่าคงที่ของแก๊สใดๆ (Universal Gas Constant)

และ M คือ มวลโมเลกุล (Molecular Weight)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.5 ค่า c_p และ γ ของอากาศและแก๊สที่เกิดจากการเผาไหม้

การเปลี่ยนแปลงค่า c_p และ γ เมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลง แสดงไว้ในรูปที่ 2.5 เปรียบเทียบกับค่า F/A เปลี่ยนแปลง พิจารณาว่า γ มีค่าลดลงในทุก F/A ratio ขณะที่อุณหภูมิสูง ส่วน c_p มีค่าเพิ่มขึ้นในทุก F/A ratio ขณะที่อุณหภูมิสูง

ในเทอร์ไบน์ของวัฏจักรเปิด สารตัวกลางเป็นส่วนผสมของแก๊สในห้องเผาไหม้ โดยมีองค์ประกอบเป็น $C_n H_m$ ใช้ c_p และ γ เฉลี่ยในการคำนวณอย่างง่าย ค่า c_p และ γ จะเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่ม F/A ratio ตามรูปที่ 2.5 แต่อย่างไรก็ตามค่าของไฮโดรคาร์บอนแตกต่างจากอากาศน้อยมาก ดังนั้น c_p และ γ

จึงมีความสัมพันธ์กันอย่างใกล้ชิด ตามสมการ (2.10) โดยที่ $R_0/M = R_{air} = 0.287 \frac{kJ}{kg \cdot K}$

การคำนวณค่าเพื่อวิเคราะห์ไอเสียจะยากขึ้นเมื่อพิจารณาการแยกตัวขององค์ประกอบไอเสีย c_p และ γ จะกลายเป็นฟังก์ชันของความดันเช่นเดียวกับอุณหภูมิ การคำนวณที่ถูกต้องจะต้องใช้คอมพิวเตอร์มาช่วยคิด การแยกตัวออกจะเกิดขึ้นที่อุณหภูมิประมาณ 1500 K และที่อุณหภูมิสูงกว่านี้ ตามรูปที่ 2.5 สามารถใช้งานได้เพียงที่ความดัน 1 bar เท่านั้น ในความจริงแล้ว ที่อุณหภูมิ 1800 K ทั้งอากาศและองค์ประกอบไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้เกิดขึ้นที่ส่วนผสมบาง การลดความดันเป็น 0.01 bar จะเพิ่มค่า c_p โดยประมาณ 4 % และเมื่อเพิ่มความดันเป็น 100 bar ค่า c_p จะลดลงโดยประมาณ 1 % ส่วนการเปลี่ยนแปลงของ γ นั้นน้อยกว่า ในการพิจารณาต่อไปจะไม่คิดการเปลี่ยนแปลง c_p และ γ เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงความดัน เพราะว่ามีเฉพาะเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ที่ใช้กับเครื่องบินเท่านั้น ที่มีอุณหภูมิแก๊สเข้าเทอร์ไบน์สูงถึง 1500 K

การคำนวณที่ต้องการความถูกต้องมากยิ่งขึ้นต้องใช้วิธีทาง Numerical เพื่อหาค่าของ γ เฉลี่ยที่ถูกต้อง ในทางปฏิบัติความถูกต้องจะมากขึ้นเมื่หาค่าในตารางหรือจากกราฟของเอนทัลปีและเอนโทรปี อย่างไรก็ตามเพื่อความสะดวกอาจสมมุติให้ค่าของ c_p และ γ คงที่ ดังนี้

อากาศ $c_{pA} = 1.005 \frac{kJ}{kg \cdot K}$, $\gamma_a = 1.40$ หรือ $\left[\frac{\gamma}{\gamma-1} \right]_a = 3.5$

แก๊สจากการเผาไหม้ $c_{pG} = 1.147 \frac{kJ}{kg \cdot K}$, $\gamma_g = 1.35$ หรือ $\left[\frac{\gamma}{\gamma-1} \right]_g = 4.0$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการวิเคราะห์ เราสนใจในการหางานของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์ จากผลของ $c_p \Delta T$ สมมุติว่า อุณหภูมิที่มีค่า c_p และ γ ถูกต้องและต่ำกว่าอุณหภูมิเฉลี่ยจริง ทำให้ γ สูงกว่าค่าที่ควรจะเป็น และค่า ΔT สูงกว่าที่คาดไว้ เหล่านี้จะชดเชยผลจาก $c_p \Delta T$ ซึ่งมี c_p ต่ำกว่าที่ควรจะเป็น แต่อุณหภูมิจริงที่จุดต่างๆ ของวัฏจักรจะไม่ถูกต้องนัก อย่างไรก็ตามรายละเอียดของการออกแบบอุปกรณ์นั้น จะต้องรู้เงื่อนไขที่แท้จริงของสารตัวกลางจะทำให้ได้ความถูกต้องมากขึ้น

2.8 การวัดประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ (η)

การวัดประสิทธิภาพของเครื่องยนต์นั้นสามารถหาได้จากการเปรียบเทียบพลังงานที่ป้อนให้กับเครื่องยนต์กับงานที่เครื่องยนต์สามารถผลิตออกมาได้ซึ่งจะได้ว่า

$$\eta = \frac{W_{output}}{W_{input}} \tag{2.12}$$

ในการศึกษาในครั้งนี้พลังงานที่ป้อนให้กับเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์นี้จะอยู่ในรูปของพลังงานความร้อนซึ่งเกิดจากเผาไหม้ของแก๊สธรรมชาติ ดังนั้นพลังงานที่ให้ จะได้ว่า

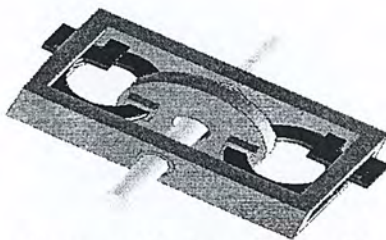
$$W_{input} = Q_{in} = \dot{m}_{fuel} (LHV) \quad \frac{kJ}{s}, kW \tag{2.13}$$

โดย Q_{in} = พลังงานความร้อนที่ให้แก่ระบบ (kW)

\dot{m}_{fuel} = อัตราการไหลโดยมวลของแก๊สธรรมชาติ $\left(\frac{kg}{s}\right)$

LHV = ความร้อนสัมผัสของแก๊สธรรมชาติมีค่าเท่ากับ $43100 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$

ส่วนทางด้านงานที่ได้ออกมาจากแกนเพลาก็อยู่ในรูปของพลังงานกล นั้นจะได้มาจากการวัดแรงบิด (Torque) ของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ที่ผลิตออกมาได้ โดยจะใช้ชุดเบรกเป็นเครื่องมือวัดแรงบิดดังรูปที่ 2.6 จากแกนเพลของพาวเวอร์เทอร์ไบน์



รูปที่ 2.6 ชุดเครื่องมือการวัดค่าแรงบิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อออกแรงเบรกจะทำให้เกิดแรงกดกระทำกับจานเบรกทั้งสองด้าน และเกิดแรงที่จานเบรกกระทำกับเบรกซึ่งถูกส่งกำลังมาจากเพลา

พิจารณา แรงกดที่เกิดขึ้นกับจานเบรก



รูปที่ 2.7 แรงระหว่างผ้าเบรกกับจานเบรก

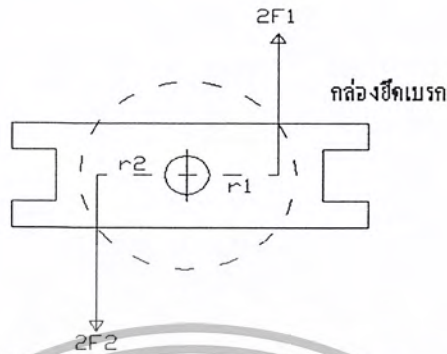
จากรูปที่ 2.7 พิจารณา แรงในแนวแกน X จะเห็นได้ว่าแรงที่กระทำกับจานเบรก คือ R_1 และ R_2 ซึ่งแรง R_1 และ R_2 นี้มีขนาดเท่ากัน ดังนั้นแรงในแนวแกน X จึงเท่ากับศูนย์

รูปที่ 2.8 Free body diagram ของจานเบรก

จากรูปที่ 2.8 พิจารณาแรงที่เกิดขึ้นในแนวแกน Y แรง F_1 และ F_2 เป็นแรงที่เบรกกระทำกับจานเบรกในแนวแกน Y ซึ่งมีค่าเท่ากับแรงที่จานเบรกกระทำกับผ้าเบรกซึ่งผ้าเบรคนั้นยึดติดอยู่กับกล่อ่งยึดเบรก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พิจารณา FBD ของกล่องยึดเบรก



รูปที่ 2.9 Free body diagram ของกล่องยึดเบรก

จากรูปที่ 2.9 เนื่องจากแรงที่เบรกกระทำกับจานเบรกเท่ากับแรงที่จานเบรกกระทำกับเบรกซึ่งยึดติดกับกล่อง ดังนั้น แรงที่กระทำกับกล่องจึงเท่ากับแรงที่จานเบรกกระทำกับเบรก ดังนั้น แรงบิดที่เกิดขึ้นที่กล่องจึงเท่ากับแรงบิดที่เกิดขึ้นที่จานเบรก

$$T_{\text{จานเบรก}} = T_{\text{กล่องยึดเบรก}} = (2F_1 \times r_1) + (2F_2 \times r_2)$$

พิจารณา FBD ของกล่องยึดเบรกเมื่ออยู่ในสภาวะสมดุล(ใส่แรง F เพื่อให้กล่องไม่เกิดการหมุน)



รูปที่ 2.10 Free body diagram ของกล่องยึดเบรกขณะสมดุล

จากรูปที่ 2.10 เมื่อเราพิจารณาแรงบิดที่เกิดขึ้น โดยให้จุด O เป็นจุดหมุน จะได้ว่า

$$F \times R = (2F_1 \times r_1) + (2F_2 \times r_2) = T_{\text{กล่องยึดเบรก}}$$

เอกสารนี้
 ดังนั้น ค่าแรงบิดที่เกิดขึ้นที่จานเบรกซึ่งก็คือแรงบิดของเพลาก็สามารถหาได้จาก
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T_{\text{แกนเพลลา}} = F \times R \quad (2.14)$$

โดย $F =$ แรงที่ใช้ในการเบรค (N)

$R =$ ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางเพลลา กับจุดกลางของผ้าเบรค (m)

เมื่อเราสามารถหาแรงบิดของแกนเพลลาได้แล้วก็จะสามารถนำไปคำนวณหาค่าพลังงานของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ได้ นั่นก็คือพลังงานที่ได้รับ จะได้ว่า

$$W_{\text{output}} = P = \frac{2\pi NT}{60} \frac{\text{kJ}}{\text{s}}, \text{ kW} \quad (2.15)$$

โดย $T =$ แรงบิดของเครื่องยนต์ (N·m)

$N =$ ความเร็วรอบของแกนเพลลาขณะที่ทำการเบรค (rpm)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

เครื่องมือที่ใช้และการออกแบบชุดทดลอง

3.1 อุปกรณ์และเครื่องมือวัด

3.1.1 ลักษณะทั่วไป

1. Gas Generator

จะประกอบไปด้วย คอมเพรสเซอร์แบบหอยโข่ง ห้องเผาไหม้ 1 ห้อง และ ไบเทอร์ไบน์แบบไหลตามแนวรัศมี ซึ่งคอมเพรสเซอร์และไบเทอร์ไบน์จะถูกยึดให้เคลื่อนที่ไปด้วยกัน โดยเพลาลูกเบี้ยวที่มีขนาดสั้น ซึ่งจะได้รับการรองรับโดยเจอร์นัลแบร์ริง โดยไบคอมเพรสเซอร์มีขนาด Impeller Tip Diameter 72 mm. ไบเทอร์ไบน์มีขนาด Tip Diameter 70 mm. โดย Gas Generator จะทำงานที่ อัตราส่วนการอัดประมาณ 2 : 1 และมีความเร็วรอบประมาณ 30,000 ถึง 80,000 รอบ/นาที

2. Power Turbine

จะมี Tip Diameter 90 mm. ไบเทอร์ไบน์จะเป็นแบบไหลตามแนวรัศมีโดยมีความเร็วรอบในช่วงการทำงานที่ 10,200 ถึง 36,000 รอบโดยประมาณ และจะสามารถให้กำลังได้ประมาณ 2 กิโลวัตต์

3. ชุดเบรก

จะใช้การเบรกแบบเดียวกับจักรยาน ประกอบไปด้วย งานเบรก เบรกค้ำปู คับปลิงที่หล่อจากเรซิน ชุดแบร์ริงรองรับชุดเบรก และตาชั่งสปริงที่ใช้ในการอ่านค่า โดยจะสามารถอ่านค่าทอร์กในช่วงการทำงานได้ประมาณ 1 ถึง 10 กิโลกรัม

4. การวัด

4.1 ความดันที่วัดได้

0 – 16 bar	ที่ถังเชื้อเพลิงแก๊ส	
0 – 2 bar	ความดันก่อนเข้าห้องเผาไหม้	P ₃
0 – 0.4 bar	ความดันก่อนเข้า Power Turbine	P ₄
0 – 3 bar	ความดันของน้ำมันหล่อลื่น	

4.2 อัตราการไหลที่วัดได้

0 – 0.003 Kg/s	อัตราการไหลเชื้อเพลิงแก๊ส
0 – 0.5 Kg/s	อัตราการไหลของอากาศ

4.3 อุณหภูมิที่วัดได้

0 – 1,000 °C	อากาศเข้า	T ₁
	ออกจากคอมเพรสเซอร์	T ₂
	เข้าเทอร์ไบน์ Gas Generator	T ₃
	เข้า Power Turbine	T ₄

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ในเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ออก Power Turbine

T₅

4.4 ความเร็วรอบที่วัดได้

0 – 60,000 rpm ความเร็วที่ Gas Generator

0 – 45,000 rpm ความเร็วที่ Power Turbine

โดยได้จากการอ่านที่เครื่อง Tachometer

3.2 รายละเอียดอุปกรณ์

3.2.1 Gas Generator

ประกอบด้วย คอมเพรสเซอร์แบบหอยโข่ง ห้องเผาไหม้ และเทอร์ไบน์แบบไหลตามแนวแกน โดยที่คอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์จะหมุนไปพร้อมกันโดยมีแกนเพลลาอยู่ตรงกลาง ซึ่งจะรองรับโดยเจอร์นัลเบริง (Hydrodynamic bearing)

1 Compressor จะเป็นคอมเพรสเซอร์แบบอัด 1 ชั้น โดยที่ใบ Impeller ทำจาก Aluminium Alloy

2 Combustion Chamber

3 Turbine ด้านใบเทอร์ไบน์จะเป็นเทอร์ไบน์แบบหมุนตามแนวรัศมี และประกอบด้วยสี่ชั้น นอกที่ออกแบบให้มีการวนแบบหอยโข่งเช่นเดียวกับคอมเพรสเซอร์

3.2.2 Power Turbine

ชุด Power Turbine ก็ยังคงนำ เครื่องเทอร์ไบน์ของรถยนต์มาดัดแปลงเช่นเดียวกับ Gas Generator แต่ได้นำส่วนทางด้านคอมเพรสเซอร์ออก โดยแทนที่ด้วยแกนเพลลาที่นำเข้ามาประกอบโดยผ่านการทำ Balance ใหม่เพื่อที่จะได้นำมาต่อกับชุดเครื่องมือถัดต่อไป

3.2.3 โหลดที่นำมาต่อกับ Power Turbine

โหลดที่เราได้นำมาต่อกับชุด Power Turbine คือชุดเบรกที่สร้างขึ้น โดยใช้หลักการสร้างแรงเสียดทานขึ้นที่จานเบรก แล้วทำการวัดค่าน้ำหนักที่เกิดขึ้นจากค่าแรงเสียดทานนั้น โดยเราจะสามารถเพิ่มหรือลดแรงเบรกที่กระทำต่อจานเบรกโดยคลายสลกรอกหรือขันสลกรูให้แน่นขึ้นที่เบรกก้ามปู

3.2.4 อุปกรณ์ที่ใช้สตาร์ทเครื่อง

โดยเครื่อง Gas Generator จะทำการสตาร์ทโดยใช้การฉีดลมจากปั๊มลม หรืออาจใช้มอเตอร์ในการสตาร์ท โดยจะทำการเพิ่มปริมาณลมขึ้นเรื่อยๆจนกระทั่งเครื่องมีความเร็วรอบที่สามารถเพิ่มขึ้นเองในจังหวะที่มีการเร่งเชื้อเพลิง จากนั้นก็จะทำการปิดลมเมื่อเครื่องสามารถที่จะดูดลมเข้าได้เอง และจะใช้การฉีดลมอีกครั้งเมื่อเราจะหยุดเดินเครื่อง เพื่อที่จะทำการลดอุณหภูมิของอุปกรณ์ลงจนถึงอุณหภูมิที่ต้องการ

3.2.5 ระบบการจุดหัวเทียน

การจุดหัวเทียนภายในห้องเผาไหม้นั้น จะใช้หัวเทียนเขียวเดียวที่ใช้กัน โดยทั่วไปในรถยนต์ ซึ่งจะทำการควบคุมการจุดโดยใช้แผงวงจรควบคุม

3.2.6 การหล่อลื่นภายในระบบ

เบริงที่อยู่ภายใน Gas Generator และใน Power Turbine จะถูกหล่อลื่นโดย ระบบการหล่อลื่นแบบหมุนวนต่อเนื่อง ซึ่งระบบนี้จะประกอบไปด้วย ถังน้ำมันหล่อลื่น เกียร์ปั๊มแบบแยกกับมอเตอร์ ที่ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรองน้ำมันเครื่อง และ ชุดระบายความร้อนน้ำมันหล่อลื่น โดยระบบจะทำงานโดยเริ่มจากปั๊มน้ำมันคูดน้ำมันจากถังเก็บ ผ่านที่กรองน้ำมัน เมื่อเข้าปั๊มแล้วน้ำมันจะมีความดันสูงขึ้นซึ่งจะผ่านระบบระบายความร้อนและผ่านเกจวัดความดันน้ำมันก่อนที่จะเข้าไปหล่อลื่นแบร์ริงที่ Gas Generator และ Power Turbine เมื่อออกจากชุดแบร์ริงแล้วก็จะถูกระบายผ่านท่อกลับไปที่ตั้งพักตามปกติ ระบบนี้จะมีการระบายน้ำมันออกได้เมื่อเกจวัดความดันน้ำมันมีค่ามากเกินไป โดยน้ำมันที่ใช้ในการหล่อลื่นนี้เราใช้น้ำมันเครื่องทั่วไปที่มีค่าความหนืด SAE 40 ซึ่งสามารถใช้กับเทอร์โบชาร์จเจอร์ได้ โดยทั่วไปความดันน้ำมันที่ใช้ในระบบหล่อลื่นจะใช้ประมาณ 0.5 bar (วัดก่อนเข้าแบร์ริง) เมื่อเริ่มสตาร์ทเครื่องและจะเพิ่มขึ้นเป็น 1 bar เมื่อน้ำมันร้อนขึ้น

3.3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.3.1 เชื้อเพลิงก๊าซ

เชื้อเพลิงก๊าซ (Gaseous Fuel) หมายถึง ก๊าซทุกชนิดที่ทำปฏิกิริยากับออกซิเจนแล้วเกิดการเผาไหม้ ทำให้ได้พลังงานความร้อนที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ ก๊าซที่นำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงส่วนใหญ่จะเป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอน

3.3.1.1 ประเภทของก๊าซ

ก๊าซที่นำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงมีหลายชนิดและมีชื่อเรียกแตกต่างกันออกไป บางชนิดมีส่วนประกอบคล้ายกัน แต่มีชื่อแตกต่างกัน

1. ก๊าซชีวมวล (Bio Mass) เป็นก๊าซเชื้อเพลิงที่ได้จากกระบวนการผลิตโดยการใช้ถ่านหินเป็นวัตถุดิบ
2. ก๊าซชีวภาพ (Bio-Gas) คือ ก๊าซที่เกิดจากการหมัก และการย่อยสลายของสารอินทรีย์ (Organic Substance) เช่น มูลสัตว์ประเภทต่างๆ ตลอดจนวัสดุเหลือใช้ทางการเกษตรและอุตสาหกรรม เช่น วัชพืชและเศษอาหาร
3. ก๊าซธรรมชาติ (Natural Gas) เป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอนชนิดหนึ่ง โดยที่ธาตุคาร์บอนกับธาตุไฮโดรเจนจับตัวกันเป็นโมเลกุลเช่นเดียวกับน้ำมันแต่มีสถานะในรูปของแก๊ส แบ่งออกเป็นชนิดใหญ่ๆ ได้ 2 ชนิด คือ ก๊าซธรรมชาติแห้ง (Dry Natural Gas) และก๊าซธรรมชาติชื้นหรือเปียก (Wet Natural Gas)
4. ก๊าซน้ำมัน (Oil Gas) เป็นก๊าซเชื้อเพลิงที่ได้จากกระบวนการผลิต โดยใช้น้ำมันหรือก๊าซจากการเผา โดยมีอากาศและไอน้ำเป็นตัวสำคัญในการผลิต โดยใช้น้ำมันหรือก๊าซจากการเผา โดยมีอากาศและไอน้ำเป็นตัวสำคัญในการผลิต
5. ก๊าซที่ได้จากการกลั่นน้ำมันดิบ หรือที่เรียกย่อๆว่า ก๊าซ LPG (Liquefied Petroleum Gas) หรือ ก๊าซหุงต้ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3.1.2 ก๊าซ LPG

ปัจจุบันนี้เชื้อเพลิงก๊าซได้เข้ามามีบทบาททดแทนเชื้อเพลิงแข็งและเชื้อเพลิงเหลวมากขึ้นอันเนื่องมาจากได้มีการพัฒนาเทคโนโลยีเกี่ยวกับอุปกรณ์และเครื่องควบคุมก๊าซ จึงทำให้ผู้ใช้มีความสะดวกและปลอดภัยมากขึ้น โดยเฉพาะ ก๊าซที่ได้จากการกลั่นน้ำมันปิโตรเลียม ซึ่งจะประกอบไปด้วย ก๊าซโพรเพนและก๊าซบิวเทน ก๊าซหุงต้มที่ใช้กันในปัจจุบันนี้เป็นผลิตภัณฑ์ที่ได้จากการกลั่นน้ำมันดิบหรือที่เรียกว่า ก๊าซปิโตรเลียมเหลว อันเป็นส่วนประกอบของ ก๊าซโพรเพนและก๊าซบิวเทน ในอัตราส่วน 30:70 ก๊าซทั้งสองชนิดดังกล่าวนี้ สามารถนำมาแยกเป็นก๊าซหุงต้มได้ โดยนำก๊าซธรรมชาติมาผ่านกระบวนการแยกก๊าซในโรงแยกก๊าซ

คำว่า LPG เป็นศัพท์ทางการที่ใช้ในการเรียกก๊าซปิโตรเลียมเหลว แต่ที่เรารู้จักกันทั่วไปคือ ก๊าซหุงต้ม ก๊าซชนิดนี้จะมีสถานะเป็น ไอ (Vapour) แต่ถ้าอยู่ภายใต้ความดันสูงก๊าซจะมีลักษณะเป็นของเหลว

1 กระบวนการผลิตก๊าซ LPG

ก๊าซ LPG มี 2 ชนิด คือ ชนิดก๊าซบ่อน้ำมัน ที่ได้จากการแยก และกลั่นก๊าซธรรมชาติกับชนิดก๊าซโรงกลั่นน้ำมัน ที่ได้จากการแยกก๊าซ ซึ่งเป็นผลพลอยได้ ที่เกิดจากการกลั่นน้ำมันดิบเนื่องจากก๊าซ LPG มีสภาพ เป็นก๊าซที่อุณหภูมิสูงและความดันปกติ จึงต้องทำให้เป็นของเหลวอยู่เสมอ โดยการอัดความดันหรือแช่แข็ง และต้องขนส่งด้วยเรือที่ทำการขึ้น เพื่อใช้บรรทุก๊าซ LPG

2 คุณสมบัติของก๊าซ LPG

1. สี ก๊าซ LPG จะไม่มีสี เมื่อก๊าซเกิดการรั่วจากถังเราจึงไม่สามารถที่จะมองเห็นก๊าซที่รั่วออกมาได้ นอกจากก๊าซจะรั่วออกมามาก เราจึงจะเห็นเป็นละอองขาว ซึ่งละอองขาวนี้ก็คือไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศ ทำการกลั่นตัวเป็นละอองเมื่อได้รับความเย็นจัด จากการระเหยตัวของก๊าซ

2. ความเป็นพิษ ก๊าซชนิดนี้จะไม่มีพิษ เมื่อนำไปเผาไหม้อย่างสมบูรณ์จะไม่ทำให้เกิดก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์หรือก๊าซพิษ เนื่องจากก๊าซนี้มีน้ำหนักมากกว่าอากาศ ดังนั้นเมื่อเกิดการรั่วภายในห้องแคบแล้ว มันจะเข้าไปแทนที่อากาศ ทำให้ออกซิเจนในบริเวณนั้นมีไม่เพียงพอ ผู้ที่สูดดมก๊าซเข้าไปอาจจะมีอาการวิงเวียนคลื่นเหียนและเป็นลมได้

3. กลิ่น เป็นก๊าซที่ไม่มีกลิ่น เนื่องจากก๊าซที่ผลิตได้นี้ไม่มีกลิ่น จึงมีความจำเป็นต้องใส่สารที่มีกลิ่นฉุนลงไปเพื่อเป็นการเตือนเมื่อเกิดก๊าซรั่ว สารที่เติมในส่วนมากจะใช้ เอทิลเมอร์แคปแทน (C_2H_5SH)

4. น้ำหนัก เป็นก๊าซที่เบากว่าน้ำและหนักกว่าอากาศ เมื่อก๊าซอยู่ในสถานะที่เป็นของเหลว ก๊าซจะมีน้ำหนักครึ่งหนึ่งของน้ำ ดังนั้น ก๊าซเหลวจะลอยอยู่เหนือน้ำ หากก๊าซรั่วลงในคูน้ำ ท่อน้ำ หรือแม่น้ำ มันอาจลอยไปติดไฟ ณ จุดที่ห่างออกไป แล้วลุกลามมายังจุดที่ก๊าซรั่วได้อย่างรวดเร็ว เมื่ออยู่ในสถานะที่เป็นไอ ไอก๊าซจะหนักเกือบประมาณ 2 เท่าของอากาศ ดังนั้น เมื่อก๊าซรั่ว ก๊าซจะเคลื่อนตัวไหลไปรวมตัวในที่ต่ำกว่า

5. จุดเดือด จุดเดือดของก๊าซจะต่ำ มีจุดเดือดประมาณ 0 องศาเซลเซียส แต่อุณหภูมิเฉลี่ยของบ้าน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับสมาชิกซึ่งหาซื้อเพื่อการศึกษาเท่านั้น ใบอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า เราประมาณ 20 องศาเซลเซียส ดังนั้น เมื่อก๊าซถูกปล่อยออกจากภาชนะบรรจุก๊าซจะเดือด โดยเปลี่ยนสถานะไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากของเหลว ที่ถูกกดดันอยู่กลายเป็นไอทันที การที่ก๊าซเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอ จำเป็นต้องดึงความร้อนจากบริเวณใกล้เคียง ซึ่งจะทำให้บริเวณนั้นหรือบริเวณปลายท่อที่ปล่อยไอก๊าซออกจะมีน้ำแข็งเกาะจนทำให้ท่อเกิดการตัน

6. ความชื้นใน ก๊าซ LPG มีความชื้นในต่ำ จึงทำให้ก๊าซรั่วได้ง่าย ดังนั้น อุปกรณ์ใช้กับก๊าซจึงต้องออกแบบให้แข็งแรง ทนต่อความดันสูง ดังนั้น การใช้ภาชนะ เช่น ถังบรรจุก๊าซที่ไม่ได้มาตรฐานตามที่กำหนดอาจจะเกิดอุบัติเหตุร้ายแรงขึ้นได้

7. อัตราการขยายตัว ก๊าซ LPG มีอัตราการขยายตัวสูง ดังนั้น การเติมก๊าซใส่ลงในภาชนะจึงไม่ควรเติมให้เต็ม ต้องมีช่องว่างสำหรับการขยายตัวของก๊าซ เมื่อได้รับความร้อน อัตราการขยายตัวจากก๊าซที่สถานะของเหลวกลายเป็นก๊าซที่สถานะไอ คือ ก๊าซเหลว 1 หน่วยปริมาณจะเปลี่ยนเป็นไอก๊าซได้ประมาณ 250 หน่วยปริมาณ ดังนั้น เมื่อก๊าซเหลวรั่วจะมีอันตรายมากกว่าไอก๊าซรั่ว

8. ส่วนผสมของก๊าซกับอากาศที่ทำให้ติดไฟได้ อัตราส่วนของก๊าซในอากาศที่ทำให้ติดไฟคือ ประมาณ 1.5 – 9 ส่วนในส่วนผสม 100 ส่วน จะเห็นได้ว่าหากมีอากาศน้อยหรือมากกว่าสัดส่วนดังกล่าว ก๊าซจะไม่ติดไฟ

9. ค่าออกเทนัมเบอร์ (Octane Number) ก๊าซ LPG มีค่าออกเทนัมเบอร์สูงเมื่อวัดโดยวิธีงานจับ จะได้ค่าออกเทนัมเบอร์ของโพรเพนเท่ากับ 111.4 ไอโซบิวเทนเท่ากับ 102.4 และนอร์มัลบิวเทนเท่ากับ 94.0 ซึ่งสูงกว่าของน้ำมันเบนซินโดยทั่วไปประมาณ 10 – 20 ฉะนั้น ก๊าซ LPG จึงเหมาะกับการใช้เป็นเชื้อเพลิงของรถยนต์มาก

10. คุณสมบัติทางปฏิกิริยาเคมี เนื่องจากก๊าซ LPG มีคุณสมบัติละลายสารจำพวกยางธรรมชาติได้ดี ฉะนั้นจึงควรใช้สารที่มีความทนต่อก๊าซ LPG อนึ่ง ถ้าเก็บก๊าซ LPG ซึ่งมี โพรพิลีนและบิวทิลีนผสมอยู่ไว้ในถัง อาจเกิดสารพวยกยางหรือน้ำมันดิน (TAR) ขึ้นได้

3 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนผสมกับอุณหภูมิและความดันไอ

ก๊าซ LPG ที่บรรจุอยู่ในถัง จะมีโมเลกุลของโพรเพนและบิวเทนเคลื่อนตัวอยู่ และจะต้องมีการเคลื่อนตัวไปชนกับผนังของถังด้วย ความแรงของการชนคิดเป็นกิโลกรัม / ตารางเซนติเมตรเรียกค่านี้ว่า ความดันไอของก๊าซ ซึ่งสามารถถือได้ว่าเป็นความดันของก๊าซ LPG ในถังนั่นเองและที่อุณหภูมิเดียวกัน ถ้าปริมาณของก๊าซโพรเพนเพิ่มขึ้น จะทำให้ความดันไอเพิ่มขึ้น เช่น ที่อุณหภูมิ 20 องศาเซลเซียส ก๊าซผสมที่มีอัตราส่วนระหว่างโพรเพนกับบิวเทนเป็น 30 : 70 จะมีความดันไอประมาณ 3.8 กิโลกรัม / ตารางเซนติเมตร ถ้าเปลี่ยนอัตราส่วนเป็น 40 : 60 จะมีความดันไอประมาณ 4.3 กิโลกรัม / ตารางเซนติเมตร และถ้าอุณหภูมิของก๊าซเพิ่มขึ้น ก็จะมีผลให้ก๊าซผสมนั้นมีความดันไอสูงขึ้นด้วย ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับอัตราส่วนปริมาตรของก๊าซโพรเพนและบิวเทน (นอร์มัลบิวเทน) แสดงได้ดังตาราง ซึ่งเป็นอัตราส่วนปริมาตร เมื่อให้ปริมาตรของก๊าซ LPG เหลว ที่ 15 องศาเซลเซียส เป็น 100 ลูกบาศก์เซนติเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชื่อ อุณหภูมิ ($^{\circ}\text{C}$)	-20	0	10	15	20	30	40	50	60
โพรเพน	91.4	96.2	98.7	100	101.7	104.9	109.1	113.8	119.3
นอร์มัลบิวเทน	94.3	97.4	99.0	100	101.1	103.0	105.2	107.5	109.8

จากตารางสามารถสรุปความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับอัตราส่วนปริมาตร ได้ดังนี้

1. เมื่ออุณหภูมิสูง ความดันก็สูงด้วย เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นการเคลื่อนที่ของโมเลกุลจะเกิดขึ้น โมเลกุลจะชนกับฝาผนังของภาชนะแรงขึ้น ผลก็คือ ความดันจะสูงขึ้น หนึ่ง ในทางกลับกัน ถ้าอุณหภูมิต่ำลง การเคลื่อนที่ก็จะช้าลงเรื่อยๆและเมื่อทำให้อุณหภูมิต่ำมากขึ้น การเคลื่อนที่ก็จะช้าลง

2. ถ้ามีส่วนประกอบของโพรเพนมากความดันจะสูงขึ้น เนื่องจากโมเลกุลของโพรเพนเคลื่อนที่ได้ดีกว่าโมเลกุลของบิวเทน ดังนั้นในกรณีที่อุณหภูมิเท่ากัน ก๊าซ LPG ที่มีส่วนประกอบของโพรเพนมากกว่าจะมีความดันสูงกว่า

3. ปริมาตรของของเหลวไม่มีความสัมพันธ์กับความดัน ไม่ว่าจะมิก๊าซ LPG อยู่เต็มถังหรือมีเหลืออยู่เพียงเล็กน้อยก็ตาม ถ้าอุณหภูมิและองค์ประกอบไม่เปลี่ยนแปลงแล้ว ความดันก็ไม่เปลี่ยน ดังนั้น สิ่งที่จะทำให้ความดันภายในถังเปลี่ยนไป จะมีแค่อุณหภูมิและอัตราส่วนของก๊าซผสมเท่านั้น เนื่องจากโดยทั่วไป อุณหภูมิจะเป็นอุณหภูมิของบรรยากาศ ฉะนั้น สิ่งที่จะเปลี่ยนแปลงได้โดยฝีมือคนก็คือ อัตราส่วนผสมเท่านั้น

การขยายตัวของก๊าซ เนื่องจากก๊าซ LPG มีอัตราการขยายตัวในสถานะที่เป็นของเหลวสูงเมื่อเทียบกับน้ำ ดังนั้นการบรรจุใส่ภาชนะจำเป็นต้องทิ้งที่ว่างไว้ในระดับที่ถึงที่เพื่อการขยายตัว

ความถ่วงจำเพาะ ก๊าซ LPG มีความถ่วงจำเพาะ 2 ชนิด คือ ในสถานะที่เป็นของเหลวและสถานะที่เป็นก๊าซ ความถ่วงจำเพาะในสถานะของเหลว จะเปรียบเทียบกับน้ำที่ 4 องศาเซลเซียส ซึ่งให้ความถ่วงจำเพาะ 1.0 ส่วนความถ่วงจำเพาะในสถานะก๊าซ จะเปรียบเทียบกับอากาศที่ 0 องศาเซลเซียส และความดัน 1 บรรยากาศ ซึ่งให้ความถ่วงจำเพาะเป็น 1.0

ความถ่วงจำเพาะในสถานะที่เป็นของเหลว จะมีค่าเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิ ถ้าสัมประสิทธิ์ของการขยายตัวตามอุณหภูมิมิค่าตัวสูงขึ้น ค่าความถ่วงจำเพาะก็จะยิ่งลดลง ที่อุณหภูมิปกติ (15 องศาเซลเซียส) โพรเพนเหลวมีความถ่วงจำเพาะเป็น 0.508 ส่วนบิวเทนเหลวมีความถ่วงจำเพาะเป็น 0.584 ลักษณะการเปลี่ยนแปลงของความถ่วงจำเพาะในสถานะที่เป็นของเหลวตามอุณหภูมิ

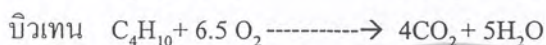
ความถ่วงจำเพาะในสถานะที่เป็นก๊าซหรือไอ ความถ่วงจำเพาะในสถานะที่เป็นก๊าซของโพรเพนเป็น 1.55 และของบิวเทนเป็น 2.07 ซึ่งหนักเกือบเป็น 2 เท่าของอากาศ ก๊าซที่รั่วออกมาจะสะสมอยู่ที่ต่ำ ฉะนั้นจำเป็นต้องระวังให้มาก ตัวอย่างเช่น ที่ความดันบรรยากาศ จะเกิดก๊าซโพรเพนประมาณ 0.5 ลูกบาศก์เมตร จากโพรเพนเหลว 1 กิโลกรัม และก๊าซบิวเทนประมาณ 0.4 ลูกบาศก์เมตรจากบิวเทนเหลว 1 กิโลกรัม นั่นคือ ในกรณีของเหลว 1 ลิตรเกิดรั่วขึ้น ก็จะกลายเป็นก๊าซได้ ประมาณ 0.25 ลูกบาศก์เมตร ฉะนั้นต้องระวังเกี่ยวกับการรั่วไหลของของเหลวให้มาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4 คุณสมบัติการสันดาป

1. ค่าความร้อน เป็นตัวเลขสำคัญที่บอกให้รู้ถึงคุณค่า และสรรถนะของเชื้อเพลิง ค่าความร้อนของก๊าซ LPG มีประมาณ 12000 kcal / kg เมื่อเปรียบเทียบกับน้ำมันเบนซินแล้ว จะมากกว่าอยู่ประมาณ 600 – 800 kcal / kg เพื่อให้เกิดพลังงานจำนวนเท่ากัน ปริมาณการใช้เชื้อเพลิง (ต่อหน่วย นน.) ของก๊าซ LPG จะน้อยกว่าของน้ำมันเบนซิน จึงพูดได้ว่าประหยัดกว่า

2. ปริมาณอากาศที่ใช้ในการสันดาป ถ้าสันดาป ก๊าซ LPG อย่างสมบูรณ์ ทั้งหมดจะกลายเป็นก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์และไอน้ำ การเปลี่ยนแปลงนี้เขียนเป็นสมการเคมีได้ดังนี้



ดังนั้นได้จากสมการเหล่านี้ ปริมาณออกซิเจนที่จำเป็นต่อการสันดาปอย่างสมบูรณ์จะเป็น 5 เท่าในกรณีของโพรเพน และ 6.5 เท่าในกรณีของบิวเทน เนื่องจากปริมาณออกซิเจนในอากาศมีประมาณ 21% ฉะนั้นในการสันดาปโพรเพนอย่างสมบูรณ์ จะต้องใช้อากาศ 24 m³ ต่อโพรเพน 1 m³ และอากาศ 31 m³ ต่อบิวเทน 1 m³ ดังนั้น เมื่อเปรียบเทียบกับน้ำมันเบนซินแล้วก๊าซ LPG ต้องการปริมาณอากาศมากกว่าเล็กน้อย

3. ช่วงการลุกไหม้ ก๊าซที่สันดาปได้จะมีช่วงส่วนผสมกับอากาศเพียงช่วงเดียวที่จุดไฟแล้วลุกไหม้ได้ เพราะมีอากาศผสมอยู่ในปริมาณพอเหมาะ ช่วงการลุกไหม้ จะแสดงค่าเป็นอัตราส่วนร้อยละ (%) ของปริมาตรก๊าซต่ออากาศ

4. จุดวาบไฟ (Flash Point), จุดติดไฟ (Ignition Point) ช่วงการลุกไหม้จะมีค่าคงที่สำหรับเชื้อเพลิงและชนิดเช่น ในกรณีของน้ำมันเบนซิน อุณหภูมิที่สูงพอที่ทำให้เกิด ไอจากน้ำมันเบนซิน ไปผสมกับอากาศกลายเป็นก๊าซผสมในช่วงการลุกไหม้ เรียกว่า จุดวาบไฟ แต่ถ้าไม่มีสาเหตุให้เกิดการติดไฟ เชื้อเพลิงที่จุดวาบไฟก็จะไม่เกิดการลุกไหม้หรือติดไฟขึ้น อาจกล่าวได้ว่าก๊าซ LPG ที่อุณหภูมิปกติอยู่เหนือจุดวาบไฟเสมอ

อนึ่งเมื่อค่อยๆเพิ่มอุณหภูมิให้กับเชื้อเพลิงจนเลยอุณหภูมิต่ำหนึ่งแล้ว แม้จะไม่มีสาเหตุของการติดไฟ เชื้อเพลิงก็จะเริ่มลุกไหม้ตามธรรมชาติ อุณหภูมิต่ำสุดที่เริ่มเกิดการลุกไหม้ตามธรรมชาตินี้เรียกว่า จุดติดไฟ เนื่องจากจุดติดไฟของโพรเพนคือ 490 – 550 °C และของบิวเทนคือ 470 – 540 °C ก๊าซ LPG จึงติดไฟได้ยากเมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซินซึ่งมีจุดติดไฟ 360 – 380 °C เมื่อคิดรวมเรื่องนี้กับช่วงการลุกไหม้แล้ว จึงพูดได้ว่าก๊าซ LPG มีความปลอดภัยค่อนข้างสูง

5. ส่วนประกอบของก๊าซ LPG

ถ้าทราบอุณหภูมิและความดัน ก็จะสามารถบอกส่วนประกอบของก๊าซ LPG ได้อย่างคร่าวๆ อนึ่ง เพื่อให้ส่วนประกอบของก๊าซ LPG เป็นอันหนึ่งอันเดียวกัน มาตรฐานอุตสาหกรรมของญี่ปุ่น ได้กำหนดมาตรฐานคุณภาพของก๊าซ LPG ไว้ดังแสดงในตาราง

ประเภท	ลักษณะส่วนประกอบ	การใช้งานส่วนใหญ่
เบอร์ 1	โพรเพนเป็นองค์ประกอบหลัก	เป็นเชื้อเพลิงในอุตสาหกรรม
เบอร์ 2	โพรเพนและโพรพิลีนเป็นองค์ประกอบหลัก	เป็นเชื้อเพลิงในอุตสาหกรรม
เบอร์ 3	ปริมาณของโพรเพนและโพรพิลีนมีมากกว่าของบิวเทนและบิวทีลีน	เป็นเชื้อเพลิงในครัวเรือน , เชื้อเพลิงในสำนักงาน
เบอร์ 4	ปริมาณของโพรเพนและโพรพิลีนมีมากกว่าของบิวเทนและบิวทีลีนมาก	เป็นเชื้อเพลิงใช้กับรถยนต์
เบอร์ 5	บิวเทนและบิวทีลีนเป็นองค์ประกอบหลัก	เป็นเชื้อเพลิงในอุตสาหกรรม , เชื้อเพลิงใช้กับรถยนต์
เบอร์ 6	บิวเทนเป็นองค์ประกอบหลัก	เป็นเชื้อเพลิงในอุตสาหกรรม , เชื้อเพลิงใช้กับรถยนต์ใช้เป็นสารช่วยสเปรย์

หากส่วนประกอบของก๊าซ LPG มีเพียงตัวเดียว ความดันไอของก๊าซ LPG ในภาชนะจะไม่เปลี่ยนแปลงไม่ว่าจะมีปริมาณของของเหลวในถังมากน้อยเท่าไรก็ตาม แต่โดยทั่วไปเนื่องจากก๊าซ LPG เป็นสารผสม การระเหยจะเริ่มจากสารที่ระเหยได้ง่าย ดังนั้นความดันไอของก๊าซ LPG ที่เหลือจะค่อยๆ ลดลง

3.3.2 การเผาไหม้เชื้อเพลิงแก๊ส

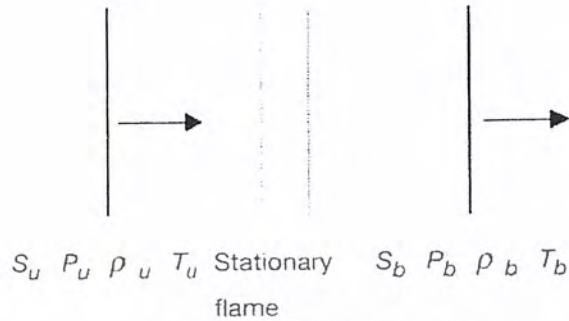
3.3.2.1 เปลวไฟแก๊ส

ถ้ามีส่วนผสมระหว่างแก๊สเชื้อเพลิงและอากาศที่อยู่ในช่วงขีดจำกัดของการเกิดเปลวไฟอยู่ จะสามารถจุดระเบิดให้เกิดการเผาไหม้ได้ และถ้ามีการไหลของส่วนผสมเข้าสู่ระบบอย่างต่อเนื่อง การเผาไหม้นั้นก็จะดำเนินไปได้เอง (spontaneous combustion) ถ้าระบบการเผาไหม้อยู่ที่ความดันปกติ บริเวณที่เกิดปฏิกิริยาจะเป็นบริเวณที่สุกสว่าง (luminous) สามารถมองเห็นได้ด้วยตาเปล่า เรียก เปลวไฟ (flames) เราสามารถทำให้เกิดเปลวไฟได้สองลักษณะ คือให้เปลวไฟเคลื่อนที่เข้าหาส่วนผสมซึ่งอยู่กับที่เช่นมีส่วนผสมอยู่ในท่อผสม แล้วจุดระเบิดให้เกิดเปลวไฟซึ่งจะเคลื่อนที่ (propagate) จากจุดเริ่มต้นเข้าหาส่วนผสมที่เหลืออยู่ในท่อ หรือ ป้อนส่วนผสมให้แก่เปลวไฟซึ่งอยู่กับที่ ในกรณีนี้เปลวไฟจะอยู่กับที่ได้ต่อเมื่อมีอัตราการป้อนและส่วนผสมระหว่างแก๊สเชื้อเพลิงและอากาศให้แก่เปลวไฟตลอดเวลาด้วยอัตราคงที่ ซึ่งกระทำโดยใช้ หัวเผา (burner) ภาพของหัวเผาที่คุ้นตาได้แก่ หัวเผาของเตาหุงต้มด้วยแก๊สที่ใช้ตามบ้านเรือนและตามร้านค้าทั่วไป และเปลวไฟที่เห็นว่าอยู่กับที่ ก็คือบริเวณที่เรียกกันทั่วไปว่าหัวเตานั้นเอง

1 เปลวไฟของแก๊สผสมอากาศแบบราบเรียบ (laminar premixed flames)

คุณมวลและพลังงานเบื้องต้นลองพิจารณาท่อผสมที่มีส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศบรรจุอยู่ในท่อ และมีเปลวไฟเกิดขึ้นอยู่กับที่ที่ตำแหน่งหนึ่งภายในท่อ ถ้าไม่คำนึงถึงการสูญเสียและแรงต้านทานการไหลที่ผนังท่อถือเป็นกรณีอุดมคติเบื้องต้นของเปลวไฟที่อยู่กับที่ ซึ่งมีแก๊สผสมระหว่างเชื้อเพลิง เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และอากาศไหลเข้าสู่เปลวไฟ และมีแก๊สผลผลิตจากการเผาไหม้ไหลออกจากเปลวไฟอยู่อย่างต่อเนื่องและอยู่ในสภาวะคงที่ได้เปลวไฟแบบราบเรียบหนึ่งมิติ (one dimensional laminar flame) ดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 เปลวไฟอุดมคติที่อยู่กับที่

แนวเปลวไฟ (flame front) ที่เกิดขึ้นเป็นแนวแบนราบ (planar) และตั้งฉากกับแนวการไหลของแก๊สผสม

จากกฎอนุรักษ์มวล (law of the conservation of mass) ได้ว่า

$$\rho_u S_u = \rho_b S_b = m \tag{3.1}$$

เมื่อ m = อัตราเร็ว (ในกรณีนี้มีค่าคงที่) ของมวลแก๊สผสมต่อพื้นที่ที่พิจารณาอยู่ (เปลวไฟ)

ρ_u = ความหนาแน่นของแก๊สผสม (unburned gas)

S_u = อัตราเร็วของแก๊สผสม

ρ_b = ความหนาแน่นของแก๊สผลผลิต (burned gas) และ

S_b = อัตราเร็วของแก๊สผลผลิต

นั่นคือ ณ เวลาใด ๆ ที่สภาวะคงที่ มวลรวมของแก๊สผสมที่ป้อนเข้าสู่พื้นที่เปลวไฟ ย่อมเท่ากับมวลรวมของแก๊สผลผลิตจากการเผาไหม้ที่ออกจากพื้นที่เปลวไฟนั้น

การที่เปลวไฟหยุดอยู่กับที่ (stationary) ได้ แสดงว่าเปลวไฟเคลื่อนที่เข้าหาแก๊สผสมในแนวตั้งฉากด้วยอัตราเร็ว เท่ากับ อัตราเร็วของแก๊สผสมที่เคลื่อนที่เข้าหาเปลวไฟ แต่ในทิศทางตรงกันข้ามกัน นั่นคือ เท่ากับ S_u จึงเรียกค่านี้ว่า ความเร็วของเปลวไฟ (flame velocity หรือ burning velocity)

จากกฎการอนุรักษ์โมเมนตัม (law of the conservation of momentum) ได้ว่า

$$P_u + \rho_u S_u^2 = P_b + \rho_b S_b^2 \tag{3.2}$$

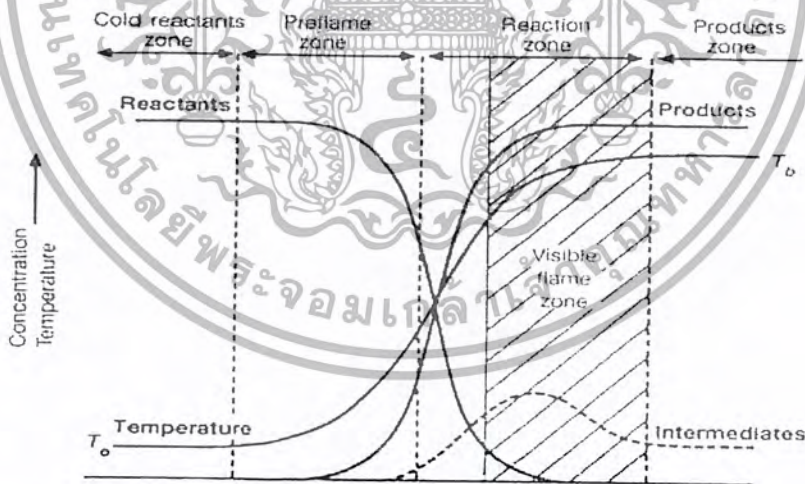
เมื่อ P_u, P_b = ความดันของแก๊สผสมที่ไหลเข้าสู่เปลวไฟ และ ของแก๊สผลผลิตที่ไหลออกจากเปลวไฟตาม

ลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากความสัมพันธ์ของสมการ แสดงว่า ความดันของแก๊สผลิตภัณฑ์ต้องลดลงและความเร็วต้องเพิ่มขึ้น ซึ่งถูกต้อง เพราะหลังการเผาไหม้ได้แก๊สผลิตภัณฑ์ที่อุณหภูมิสูง จึงไหลออกจากพื้นที่เปลวไฟด้วยความเร็วสูงขึ้นในขณะที่ความดันลดลงและความหนาแน่นลดลงเช่นเดียวกัน เนื่องจากแก๊สร้อนขยายตัวแต่ในความเป็นจริง ความแตกต่างระหว่างความดันและความหนาแน่นของแก๊สกระแสน้ำเข้าและออกน้อยมาก

ถ้ามองภาพขยายบริเวณเปลวไฟ จะสามารถแบ่งบริเวณและแสดงเส้นโค้งการเปลี่ยนแปลง (profile) ของพารามิเตอร์ต่าง ๆ ได้ดังแสดงในรูป คือ บริเวณด้านหน้า (cold reactants zone) บริเวณก่อนถึงเปลวไฟ (preflame zone) บริเวณปฏิกิริยา (reaction zone) และบริเวณด้านหลัง (products zone) โดยเส้นโค้งการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความเข้มข้นของตัวทำปฏิกิริยาและผลผลิตจากสภาวะเริ่มต้นไปยังสภาวะสุดท้ายลดลงและเพิ่มขึ้นตามลำดับอย่างสม่ำเสมอ คือ ในบริเวณปฏิกิริยาตัวทำปฏิกิริยาถูกใช้หมดไปพร้อม ๆ กับเกิดผลิตภัณฑ์ขึ้น ในขณะที่เส้นโค้งอุณหภูมิเพิ่มขึ้นช้าในบริเวณก่อนเกิดเปลวไฟ เพิ่มขึ้นรวดเร็วในบริเวณปฏิกิริยาจนกระทั่งเข้าสู่ค่าคงที่ในช่วงหลังปฏิกิริยา การกำหนดบริเวณต่าง ๆ นี้พิจารณาจากจุดเปลี่ยนความชัน (point of inflection) ของเส้นโค้งอุณหภูมิ การเปลี่ยนแปลงทั้งอุณหภูมิ ปริมาณตัวทำปฏิกิริยาและผลผลิตถูกควบคุมโดยทั้งการถ่ายโอนมวลและความร้อน และจลนพลศาสตร์ของปฏิกิริยา ส่วนที่มองเห็นเป็นเปลวไฟนั้นอยู่ภายในบริเวณปฏิกิริยา การเปลวแสงที่ตามองเห็นเกิดจากอนุโมลที่ถูกเร่งขึ้นไปสู่ระดับพลังงานที่สูงกว่าตกกลับสู่สภาวะพื้น (ground state) เช่นอนุโมล CH , CN , C_2 , CHO รวมทั้ง CO_2 ที่ให้แสงได้



รูปที่ 3.2 เส้นโค้งอุณหภูมิและความเข้มข้นขององค์ประกอบในเปลวไฟอะเดียเบติกแก๊สผสมแบบราบเรียบหนึ่งมิติ

ความเข้มข้นขององค์ประกอบต่าง ๆ ในผลิตภัณฑ์ควรต้องเข้าสู่สมดุลทางอุณหพลศาสตร์ แต่เนื่องจากระยะเวลาสั้น และการหยุดยั้งปฏิกิริยาถูกโซ่ที่อุณหภูมิสูงต้องอาศัยการชนกันของอนุโมลอิสระสามอนุโมลเป็นหลัก ซึ่งช้า ดังนั้นในที่สุดแล้วพบว่าความเข้มข้นของอนุโมลอิสระและอนุโมลกึ่งกลางกลับมีค่าสูง

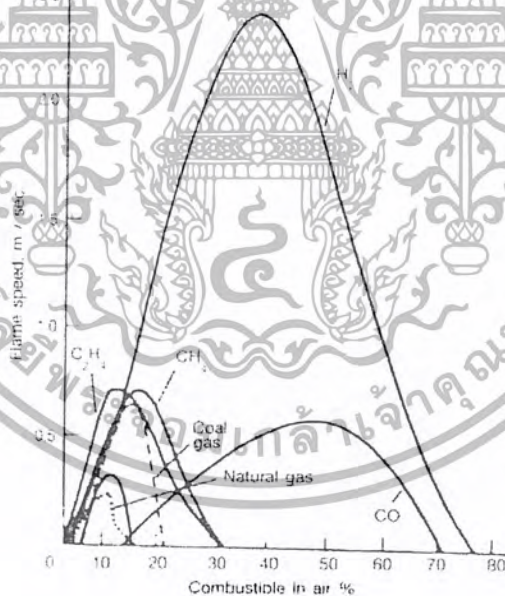
กว่าที่สมดุลที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เข้าไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า แม้ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2 ความเร็วของเปลวไฟ

สมบัติเฉพาะตัวที่สำคัญมากชนิดหนึ่งของเปลวไฟแก๊สผสมอากาศแบบราบเรียบ คือ ความเร็วของเปลวไฟ

ความเร็วของเปลวไฟผสมอากาศชนิดราบเรียบ คือ ความเร็วในแนวตั้งฉากที่แนวเปลวไฟเคลื่อนที่เข้าหาแก๊สผสม (เชื้อเพลิง+อากาศ) ที่ยังไม่เผาไหม้ที่อยู่ชิดกับแนวเปลวไฟนั้น (velocity with which a plane flame front moves normal to its surface through the adjacent unburned gas)

เนื่องจากส่วนผสมที่เผาไหม้ได้ระหว่างแก๊สเชื้อเพลิงชนิดหนึ่งกับอากาศมีได้เป็นช่วงกว้างคือภายในช่วงขีดจำกัดของการเกิดเปลวไฟ และส่วนผสมหนึ่ง จะให้ความเร็วของเปลวไฟค่าหนึ่ง เชื้อเพลิงชนิดหนึ่งจึงมีความเร็วเปลวไฟได้หลายค่าตลอดช่วงส่วนผสม ส่วนผสมที่มีเชื้อเพลิงเจือจาง หรือ เข้มข้น ความเร็วของเปลวไฟจะมีค่าต่ำและจะมีค่าสูงที่สุดที่ส่วนผสมอยู่ระหว่างนั้น เมื่อแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วของเปลวไฟและความเข้มข้นของเชื้อเพลิงในส่วนผสมเป็นกราฟจึงมีรูปคล้ายระฆังคว่ำ ดังแสดงในรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 ความเร็วของเปลวไฟที่ส่วนผสมแก๊สเชื้อเพลิงชนิดต่าง ๆ

เมื่อเปรียบเทียบกับส่วนผสมที่มวลสารสัมพันธ์พบว่าความเร็วของเปลวไฟมีค่าสูงที่สุดที่ส่วนผสมที่มีเชื้อเพลิงเข้มข้นกว่าที่มวลสารสัมพันธ์เล็กน้อย เพื่อความสะดวกมักแสดงส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศขณะนั้น เทียบกับ ส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศตามมวลสารสัมพันธ์ (ตามทฤษฎี) เรียก

อัตราส่วนนี้ว่า อัตราส่วนสมมูล (เชื้อเพลิง-อากาศ) (equivalence ratio, Φ) โดยเรียกแก๊สผสมที่มีเชื้อเพลิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้โดยไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มากกว่าที่ต้องการตามมวลสารสัมพันธ์ว่า fuel-rich นั่นคือ ค่า ϕ มากกว่า 1 เช่นเดียวกันเรียกแก๊สผสมที่มีเชื้อเพลิงน้อยกว่าที่ต้องการตามมวลสารสัมพันธ์ว่า fuel-lean นั่นคือ ค่า ϕ น้อยกว่า 1 ดังนั้นในการระบุความเร็วของเปลวไฟแก๊สเชื้อเพลิงจึงต้องระบุถึงความเร็วสูงสุดและระบุส่วนผสมที่วัดความเร็วนั้น อีกประการหนึ่ง ค่าความเร็วของเปลวไฟยังขึ้นอยู่กับวิธีที่ใช้ด้วย ในการรายงานค่าจึงต้องระบุรายละเอียดและเงื่อนไขการทดลองไว้เสมอ ดังแสดงในตารางที่ 3.1

Reactants	Flammability limits (% fuel by volume)		Stoichiometric composition (% fuel by volume)	Flame temperature (K)	Maximum burning velocity (m s ⁻¹)
	Lower	Upper			
H ₂ + O ₂	4.0	94	66	3083	11.0
CO + O ₂	15.5	94	66	2973	1.08
CH ₄ + O ₂	5.1	61	33	3010	4.5
C ₂ H ₂ + O ₂	—	—	—	3431	11.4
H ₂ + air	4.0	75	28.5	2380	3.1
CO + air	12.5	74	28.5	2400	0.45
CH ₄ + air	5.3	15	9.0	2222	0.45
C ₂ H ₂ + air	2.5	80	7.4	2513	1.58
C ₂ H ₄ + air	3.1	32	6.25	2375	0.75
C ₂ H ₆ + air	3.1	15	5.4	2244*	0.40
C ₃ H ₈ + air	2.2	9.3	3.8	2250*	0.43
n-C ₄ H ₁₀ + air	1.9	8.5	3.1	2365*	0.41
C ₆ H ₆ + air	1.5	7.5	2.7	2365*	0.41
C ₂ H ₄ O + air	3.0	80	7.75	2411*	1.05

* The flammability limits (after Coward and Jones [18]) apply to upward propagation in tubes. The flame temperatures refer to stoichiometric mixtures, except those marked* which are maximum values.

ตารางที่ 3.1 ขีดจำกัดของการเกิดเปลวไฟและ ความเร็วของเปลวไฟของแก๊สเชื้อเพลิงชนิดต่าง ๆ

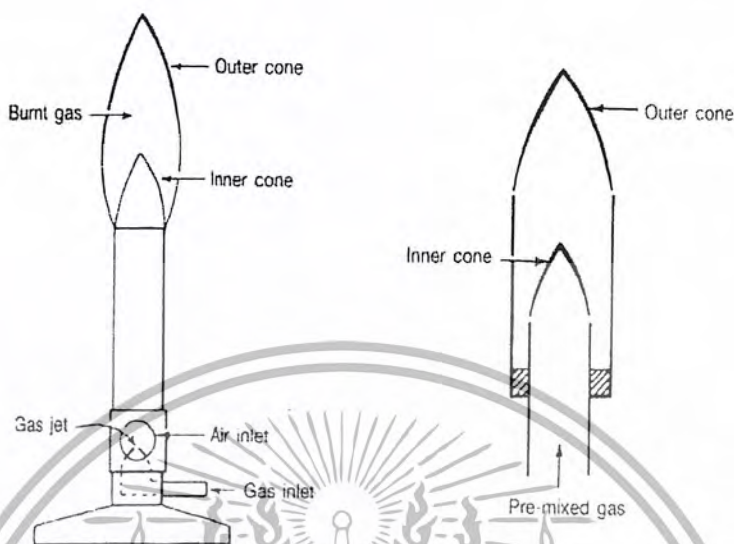
3 ความอยู่ตัวของเปลวไฟบนหัวเผา

ในทางปฏิบัติเราสามารถทำให้เปลวไฟอยู่กับที่ได้โดยใช้หัวเผา และในการใช้งานของแก๊สเชื้อเพลิงจำเป็นอย่างี่ที่ต้องทำให้เปลวไฟอยู่ตัว (stable) ไม่ดับ หรือเปลี่ยนสภาพไปเมื่อสภาวะการใช้งานเปลี่ยนแปลง เช่นเมื่อเพิ่มหรือลดอัตราการป้อนแก๊ส หรือเมื่อมีกระแสอากาศที่ป้อนเปลี่ยนแปลง การทำให้เปลวไฟอยู่ตัวนี้ มีปัจจัยหลายประการ ส่วนหนึ่งขึ้นอยู่กับพฤติกรรมของเปลวไฟ อีกส่วนหนึ่งขึ้นอยู่กับเชื้อเพลิงและส่วนผสม

4 ตะเกียงบุนเซน (Bunsen burner)

ก่อนอื่น ลองทำความเข้าใจเกี่ยวกับเปลวไฟ และความอยู่ตัวของเปลวไฟบนหัวเผา ก่อน หัวเผาชนิดที่ง่ายที่สุดที่เป็นที่คุ้นเคยกันดี โดยเฉพาะในห้องปฏิบัติการคือ ตะเกียงบุนเซน ดังรูปที่ 3.4 แก๊สเชื้อเพลิงถูกป้อนผ่านท่อเข้าสู่หัวฉีด (nozzle) หรือออริฟิซที่ฐานของตะเกียง เมื่อพ่นผ่านออกมาเกิดเป็นกระแสพุ่งผ่านออกจากหัวฉีดด้วยความดันสูง (gas jet) ทำให้เกิดความดันลดที่บริเวณปลายหัวฉีด อากาศที่อยู่รอบ ๆ จึงถูกดึงเข้ามาโดยไหลผ่านช่องเปิด (air inlet) แล้วเกิดการผสมด้วย Venturi effect ขณะไหลขึ้นไปที่คอขวดของท่อ กลายเป็นส่วนผสมไหลขึ้นสู่ด้านบนของท่อที่เป็นปากหัวเผาส่วนผสมนี้อยู่ในช่วงที่เกิดเปลว

ไฟได้ แต่จะมีเชื้อเพลิงเข้มข้น

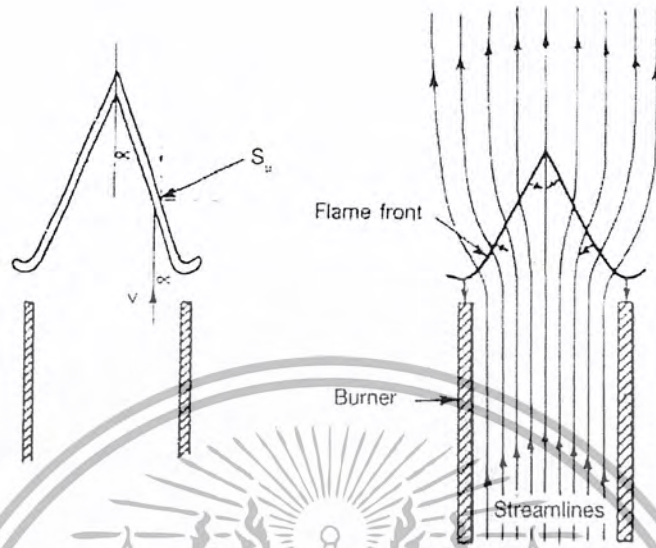


รูปที่ 3.4 ก) ตะเกียงเบนเซนและลักษณะเปลวไฟที่เกิดขึ้น
ข) การพิสูจน์เปลวไฟแยกเป็นสองชั้นโดยวิธี สมิทเทลล์

เมื่อจุดด้วยไม้ขีด หรือแหล่งจุดระเบิดอื่น ก็จะทำให้เกิดเปลวไฟขึ้น เปลวไฟที่เกิดขึ้นจะเป็นเปลวไฟสองชั้น เปลวไฟชั้นใน (inner cone) เป็นเปลวไฟแก๊สผสมอากาศ (premixed flame) ที่ออกมาจากปากท่อหรือหัวเผา แต่เป็นการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์เพราะอากาศไม่เพียงพอ กลายเป็นผลผลิตที่ยังไหม้ได้ (combustibles) ซึ่งจะเผาไหม้ต่อไปในเปลวไฟชั้นนอก (outer cone) เปลวไฟนี้เกิดจากการแพร่เข้าหากันระหว่างผลผลิตที่ยังเผาไหม้ได้จากเปลวไฟชั้นในและอากาศที่อยู่โดยรอบ เรียกว่า เปลวไฟชนิดแพร่ (diffusion flame) ฐานของเปลวไฟทั้งสองมาจรดกันที่ปากหัวเผา แต่สามารถพิสูจน์ได้ว่ามีการเผาไหม้แยกออกจากกันอย่างอิสระโดยใช้หัวเผาทดลองของสมิทเทลล์ (Smithells separator) ซึ่งใช้หลอดแก้วต่างขนาดกันสองหลอดสวมกันเป็นปากหัวเผา เมื่อเกิดเปลวไฟแล้วค่อย ๆ ยกหลอดแก้วชั้นนอกขึ้นทำให้เปลวไฟชั้นนอกถูกยกตามปากหลอดแก้วขึ้นไปแยกออกจากเปลวไฟชั้นในอย่างสมบูรณ์ ฐานของเปลวไฟไม่อยู่ติดกับปากหัวเผา ระยะห่างนี้เรียกว่า ระยะตายตัว (dead space)

รูปร่างของเปลวไฟที่เกิดขึ้นนี้เมื่อพิจารณาอย่างใกล้ชิดจะพบว่า มีรูปคล้ายกรวยคว่ำและสัมพันธ์กับเส้นโค้งความเร็วพาราโบลของการไหลของแก๊สแบบราบเรียบ (laminar parabolic velocity profile) ซึ่งมีความเร็วสูงสุดที่กลางท่อและเข้าสู่ศูนย์ที่ริมท่อดังรูปที่ 3.5 แต่รูปร่างของเปลวไฟมีด้านยอดมนและที่ฐานบานออกคล้ายรูประฆังคว่ำ ที่ทุก ๆ จุดบนแนวเปลวไฟ ยกเว้นที่ยอดและที่ฐานความเร็วของแก๊สในแนวตั้งสูงกว่าความเร็วของเปลวไฟ ดังนั้นแนวเปลวไฟจึงถูกดันขึ้นจนกระทั่งความเร็วของเปลวไฟมีค่าเท่ากับความเร็วของแก๊สที่แตกในแนวตั้งฉากกับแนวเปลวไฟ นั่นคือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



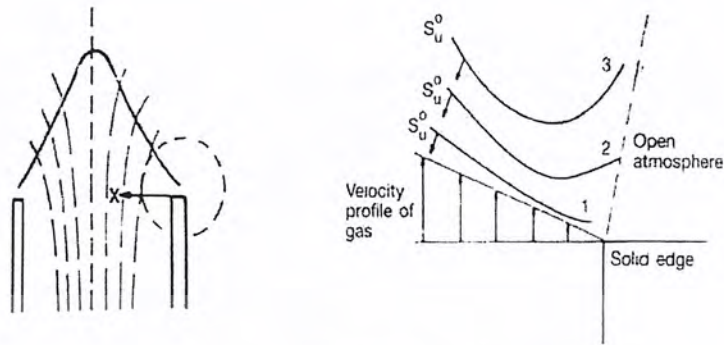
รูปที่ 3.5 เส้นกระแสผ่านเปลวไฟแก๊สผสมอากาศแบบราบเรียบ และความสัมพันธ์ของความเร็วของเปลวไฟและมุมของกรวยแนวเปลวไฟ

$$S_u = U_g \sin \alpha \tag{3.3}$$

- เมื่อ S_u = ความเร็วของเปลวไฟ
- U_g = ความเร็วของแก๊สในแนวตั้ง
- α = มุมของกรวยแนวเปลวไฟที่ทำกับแนวตั้ง

เราสามารถใช้ความสัมพันธ์นี้หาความเร็วของเปลวไฟได้โดยใช้หัวฉีดพิเศษที่ทำให้เส้นโค้งแนวเปลวไฟที่เบน ทำให้กำหนดแนวเปลวไฟและวัดมุม α ได้ชัดเจน จัดเป็นวิธีหนึ่งที่ใช้วัดความเร็วของเปลวไฟได้

การที่เปลวไฟถูกยึดติดอยู่ได้ทีเหนือปากหัวเผาที่ตำแหน่งคงที่เนื่องจากอิทธิพลของขอบหรือริมของหัวเผา (burner rim) ซึ่งทำหน้าที่ทำลายอนุภาคนิวเคลียสที่ว่องไว และเป็นแอ่งรับความร้อน (heat sink) จากเปลวไฟ ถ้าเปลวไฟอยู่ในตำแหน่งสูงกว่าเดิม อนุภาคนิวเคลียสวิ่งมาชนขอบหัวเผาและถูกทำลายน้อยลงและขอบหัวเผารับความร้อนจากเปลวไฟน้อยลง เนื่องจากอยู่ห่างจากขอบหัวเผามากขึ้น ความเร็วของเปลวไฟจะเพิ่มขึ้นจนสูงกว่าความเร็วของแก๊ส ณ ตำแหน่งเดียวกัน ซึ่งจะดันเปลวไฟให้ตกกลับลงมาอีก แต่ถ้าเปลวไฟอยู่ในตำแหน่งต่ำลงมากกว่าเดิม อนุภาคนิวเคลียสวิ่งมาชนขอบหัวเผาและถูกทำลายมากขึ้นและขอบหัวเผารับความร้อนมากขึ้น เนื่องจากอยู่ชิดกับขอบหัวเผามากขึ้น ความเร็วของเปลวไฟจะลดลงจนต่ำกว่าความเร็วของแก๊ส ณ บริเวณเดียวกัน เปลวไฟจะถูกดันกลับขึ้นไฟอีก จึงมีตำแหน่งที่เปลวไฟอยู่กับที่ได้เพียงตำแหน่งเดียวคือตำแหน่งเดิมนั่นเอง อิทธิพลของขอบหัวเผานี้สามารถใช้อธิบายปรากฏการณ์อื่น ๆ ของเปลวไฟแก๊สผสมอากาศได้ ดังรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 เส้นโค้งการเปลี่ยนแปลงความเร็วของเปลวไฟและของแก๊สผสมอากาศบริเวณขอบหัวเผา

เปลวไฟของแก๊สผสมอากาศสามารถถูกยึดอยู่กับที่เหนือขอบหัวเผาได้ในช่วงความเร็วหนึ่งเท่านั้นจึงเกิดปรากฏการณ์ทำให้เปลวไฟไม่อยู่นิ่งหรือดับไปได้หลายประการ

เปลวไฟย้อนกลับ (flash back)

ถ้าลดความเร็วของแก๊สผสมอากาศลงมากจนถึงจุดจุดหนึ่งที่มีความเร็วของเปลวไฟสูงกว่าความเร็วของแก๊สผสมอากาศ ณ ตำแหน่งหนึ่งตำแหน่งใด เปลวไฟจะดันกลับเข้าไปในท่อผสมเพื่อใช้แก๊สผสมซึ่งไหลออกมาช้ากว่าอัตราเร็วของการเผาไหม้แล้วเปลวไฟจะดับ เรียกว่า เกิดเปลวไฟย้อนกลับ (ก่อนเกิดเปลวไฟย้อนกลับอาจเกิดเปลวไฟเอียง (tilted flame) ก่อนเนื่องจากเมื่อลดความเร็วลง แนวเปลวไฟย้อนเข้าไปในบริเวณผนังภายในท่อซึ่งมีความเร็วต่ำกว่าบริเวณกลางท่อ จึงยึดเปลวไฟอยู่ในตำแหน่งเอียง)

เปลวไฟถูกเป่าดับ (blow-off)

ในเชิงเปลวไฟอยู่ตัวถ้าเพิ่มความเร็วของแก๊สผสมอากาศขึ้น ในช่วงแรกจะเกิดปรากฏการณ์ เปลวไฟยกตัว (flame lift) เนื่องจากเมื่อความเร็วของแก๊สเพิ่มขึ้น ความเร็วของเปลวไฟจะเพิ่มขึ้นตามไปด้วยเปลวไฟจึงต้องยกตัวขึ้น (เพื่ออยู่ห่างจากขอบหัวเผามากขึ้น) มีผลให้เกิดการดึงอากาศเข้าผสมที่บริเวณฐานเปลวไฟมากขึ้น ซึ่งทำให้ความเร็วของเปลวไฟกลับลดลงไปอีก เนื่องจากส่วนผสมเจือจาง ดังนั้นเราจะเห็นเปลวไฟยกตัวสูงขึ้นและอยู่ในตำแหน่งที่ยกตัวนั้นได้ (lift flame) เมื่อเพิ่มความเร็วแก๊สอย่างต่อเนื่องจะถึงจุดหนึ่งซึ่งเปลวไฟยกตัวแล้วหลุดออกไปจากปากหัวเผาอย่างฉับพลันคือปรากฏการณ์เปลวไฟถูกเป่าดับ เปลวไฟยกตัวนี้อาจเกิดการเปลี่ยนแปลงได้สองแบบ คือ ถ้าลดความเร็วของแก๊สลงเปลวไฟจะลดต่ำลง (drop back) แต่เปลวไฟยกตัวที่ความเร็วสูงอาจดับไปเลย (blowout)

ในบริเวณใกล้กับขอบหัวเผา (1 มิลลิเมตร) เมื่อมองภาพขยายแสงคงได้ว่า เส้นโค้งแสดงการเปลี่ยนแปลงความเร็วของแก๊สเป็นเส้นตรง จะได้ความสัมพันธ์

$$U_g = gy \tag{3.4}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ U_g = ความเร็วของแก๊สที่ยังไม่เผาไหม้

y = ระยะทางจาก stream boundary

g = ค่าคงที่ (ค่าความชัน) เรียกว่า boundary velocity gradient

$$g = dU_g / dy \tag{3.5}$$

ในกรณีเปลวไฟย้อนกลับ ความเร็วของแก๊สลดลง เส้นโค้งการเปลี่ยนแปลงแบนราบลงจนถึงจุดที่ต่ำกว่าความเร็วเปลวไฟ ค่าความชัน ณ จุดนี้คือ critical boundary velocity gradient at flashback, g_F ซึ่งสามารถแสดงได้ว่าเปลวไฟของหัวเผาที่เป็นทอกลม g_F มีค่าเท่ากับ $8U_{AV} / d$ เช่นเดียวกัน

ความเร็วของเปลวไฟของแก๊สเชื้อเพลิงชนิดหนึ่งขึ้นอยู่กับ อัตราส่วนเชื้อเพลิง-อากาศ หรือร้อยละของเชื้อเพลิง ในอากาศด้วย ดังนั้นความอยู่ตัวของเปลวไฟจึงขึ้นอยู่กับทั้งความเร็วและอัตราส่วนเชื้อเพลิง-อากาศ ดังรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 ผังรูปแสดงขีดจำกัดของปรากฏการณ์เปลวไฟแก๊สผสมอากาศ

เปลวไฟดับ (flame quenching)

การเคลื่อนที่ของเปลวไฟกระทำได้สองวิธี คือ ให้เปลวไฟเคลื่อนที่เข้าหาส่วนผสมแก๊สและอากาศที่ไหลอยู่ภายในท่อ หรือให้ส่วนผสมไหลออกมาสู่ปากท่อแล้วจึงให้เกิดเปลวไฟขึ้นเหนือปากท่อ ซึ่งทำหน้าที่เป็นหัวเผา เปลวไฟจะอยู่ตัวได้ต่อเมื่ออัตราการสูญเสียอนุโมลอิสระที่วงไวและความร้อนน้อยกว่าอัตราการผลิต บริเวณพื้นผิวที่อยู่ใกล้กับแนวเปลวไฟจะทำหน้าที่ทำลายอนุโมลอิสระที่วงไวเนื่องจากจะวิ่งมาชนและถูกจับไว้ และพื้นผิวจะทำหน้าที่เป็นแอ่งรับความร้อนทำให้เปลวไฟเย็นลงจนดับไป ระยะว่างระหว่างพื้นผิวกับแนวเปลวไฟที่ทำให้เปลวไฟดับนี้ เรียกว่า ระยะดับเปลวไฟ (quenching distance, D_q) ซึ่งได้จากการทดลองให้แก๊สผสมอากาศไหลตามช่องว่างระหว่างแผ่นวัสดุสองแผ่น จุดระเบิดให้แนว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์โดย บริษัท อีทีอี จำกัด ไม่สามารถนำเอกสารนี้ไปเผยแพร่หรือทำซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต การนำเอกสารนี้ไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย

เปลวไฟไหลผ่าน แล้วลกระยะระหว่างแผ่นวัสดุจนกระทั่งเปลวไฟไม่สามารถไหลผ่านได้ เป็นระดับเปลวไฟ ดังแสดงค่าที่ได้จากการทดลองในตารางที่ 3.2

ตัวทำปฏิกิริยา	D_q , mm	ตัวทำปฏิกิริยา	D_q , mm
$H_2 + O_2$	0.2	$H_2 + \text{air}$	0.6
$CH_4 + O_2$	0.3	$CH_4 + \text{air}$	2.5
$C_2H_2 + O_2$	0.2	$C_2H_2 + \text{air}$	0.5
$C_2H_4 + O_2$	0.1	$C_2H_4 + \text{air}$	1.25
$C_3H_8 + O_2$	0.25	$C_3H_8 + \text{air}$	2.1
		$i-C_8H_{18} + \text{air}$	2.6
		$C_6H_6 + \text{air}$	1.9

ตารางที่ 3.2 ระดับเปลวไฟของแก๊สเชื้อเพลิง (การทดลองที่ 101 กิโลปาสกาล 20 องศาเซลเซียส)

ถ้าทำการทดลองให้เกิดเปลวไฟเหนือปากท่อ จะได้เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่เปลวไฟไม่สามารถเกิดเหนือปากท่อได้เช่นเดียวกัน เรียกว่า เส้นผ่านศูนย์กลางดับเปลวไฟ (quenching diameter, D_q) ระยะทางดังกล่าวมีความสัมพันธ์กันคือ

$$D_q = 1.54 D_0 \quad (3.6)$$

การที่พื้นที่ผิวทำหน้าที่ดับเปลวไฟได้ขึ้นอยู่กับสัมประสิทธิ์การแพร่ความร้อนของแก๊สที่ยังไม่เผาไหม้ (thermal diffusivity, α) และความเร็วเปลวไฟ โดยสัมพันธ์กับระดับเปลวไฟเป็นเลขไร้หน่วย คือ เลขเพกเลต (Peclet no.)

$$Pe = D_0 S_u / \alpha \quad (3.7)$$

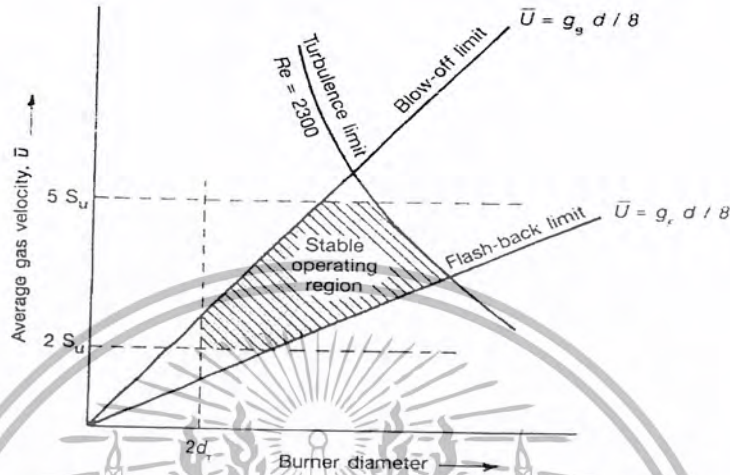
การแพร่และการถ่ายโอนความร้อนสัมพันธ์เป็นส่วนกลับของความดัน ในขณะที่ความเร็วเปลวไฟไม่ขึ้นอยู่กับความดัน ดังนั้นระดับเปลวไฟจึงขึ้นอยู่กับส่วนกลับของความดัน เปลวไฟที่มีความเร็วสูงมีค่า ระดับเปลวไฟต่ำ ซึ่งพบว่าตรงกับค่าการทดลอง ส่วนเลขเพกเลตมีค่าระหว่าง 40-50

5 ความอยู่ตัวของเปลวไฟตะเกียงเบนเซน

เมื่อคำนึงถึงพารามิเตอร์ต่าง ๆ ที่มีผลต่อความอยู่ตัวของเปลวไฟที่กล่าวมาแล้ว รวมทั้งข้อจำกัดของเส้นผ่านศูนย์กลางดับเปลวไฟ (เพื่อเป็น 2 เท่าของค่า D_q) พฤติกรรมการไหลแบบราบเรียบ (เลขเรโนลด์ ไม่เกิน 2,300) และการเกิดเปลวไฟที่ติดบนหัวเผาเบนเซน (ความเร็วของแก๊สอยู่ระหว่าง $2S_u$ และ $5S_u$) สามารถแสดงข้อจำกัดด้วยกราฟดังรูปที่ 3.8 ดังนั้น จึงมีบริเวณที่จำกัดความเร็วของแก๊สและเส้นผ่านศูนย์กลาง

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กลางหัวเผาเพื่อให้ได้เปลวไฟอยู่ตัว ซึ่งใช้ออกแบบหัวเผาพื้นฐานได้ เช่น สำหรับไฮโดรคาร์บอน ผสมอากาศ ความเร็วเปลวไฟประมาณ 0.4 เมตร/วินาที ดังนั้นความเร็วแก๊สสูงสุดที่ใช้ออกแบบหัวเผาแบบนั้นคือ 2.0 เมตร/วินาที เป็นต้น



รูปที่ 3.8 ขีดจำกัดความเร็วเฉลี่ยของแก๊สและเส้นผ่านศูนย์กลางหัวเผาแบบนั้นเพื่อให้ได้เปลวไฟอยู่ตัว

6 เปลวไฟแก๊สชนิดแพร่ (diffusion flame)

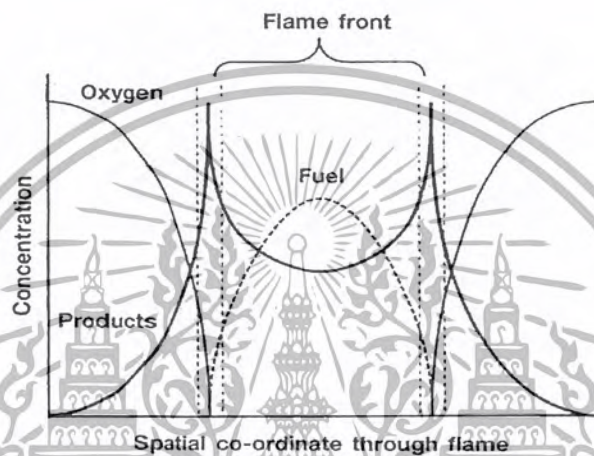
เป็นเปลวไฟที่เกิดจากการผสมระหว่างแก๊สกับอากาศเหนือปากหัวเผา โดยแยกป้อนแก๊สกับอากาศหัวเผาเพียงแต่ทำหน้าที่ป้อนแก๊ส การผสมเกิดขึ้นเนื่องจากการแพร่ (diffusion) ของโมเลกุลของเชื้อเพลิงและอากาศเข้าหากัน ถ้าเป็นการไหลแบบราบเรียบ (laminar flow) การแพร่เป็นระดับโมเลกุลซึ่งจะช้ามาก เช่นเปลวไฟของเทียนไข การผสมเกิดขึ้นโดยไอของโมเลกุลที่แตกตัวจากเทียนไขที่ระเหยออกจากไส้เทียนไขพบกับอากาศที่อยู่รอบ ๆ สำหรับแก๊สเชื้อเพลิงและในงานอุตสาหกรรม ใช้การไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow) ทำให้การผสมเร็วขึ้นมาก เช่นในหัวเผาอุตสาหกรรม และกักเก็บแก๊ส ใช้หัวฉีดพ่นเชื้อเพลิงด้วยความเร็วสูงและนำอากาศปั่นเข้าผสม การผสมเป็นระดับใหญ่กว่าโมเลกุลซึ่งเกิดจาก อากาศพลศาสตร์ (aerodynamics) ของระบบ

หัวเผามีบทบาทน้อยมากในการทำให้เปลวไฟอยู่ตัว เมื่อเทียบกับหัวเผาของเปลวไฟแก๊สผสมอากาศ เพราะเปลวไฟเกิดตลอดบริเวณที่มีการผสมกันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศในสัดส่วนที่พอเหมาะ ไม่สามารถเกิดเปลวไฟย้อนกลับได้ ยกเว้นหัวฉีดที่มีขนาดเล็กมาก และ เมื่อเพิ่มความเร็วแก๊ส เปลวไฟจะไม่ถูกเป่าดับแต่ความสูงจะเพิ่มขึ้น

ถ้าพิจารณาส่วนตัดขวางของเปลวไฟชนิดนี้จะพบว่าความเข้มข้นของเชื้อเพลิงสูงสุดที่แนวแกนและลดลงอย่างรวดเร็วที่ขอบเขตเปลวไฟ เช่นเดียวกัน ความเข้มข้นของออกซิเจนลดลงในบริเวณใกล้เปลวไฟ และถูกใช้หมดไปที่ขอบเขตเปลวไฟ ในขณะที่ผลผลิตปฏิกิริยาเกิดสูงสุดที่ขอบเขตและลดลงเมื่อเข้าสู่แนวแกนและสู่บรรยากาศล้อมรอบ ดังรูปที่ 3.9 ขอบเขตเปลวไฟเป็นบริเวณพื้นผิวที่ปฏิกิริยาเกิดสมบูรณ์ แต่เนื่องจากปฏิกิริยาเกิดเร็วมาก จึงกำหนดให้เป็นแนวที่เชื้อเพลิงและอากาศเข้าผสมกันได้พอดีตามมวล

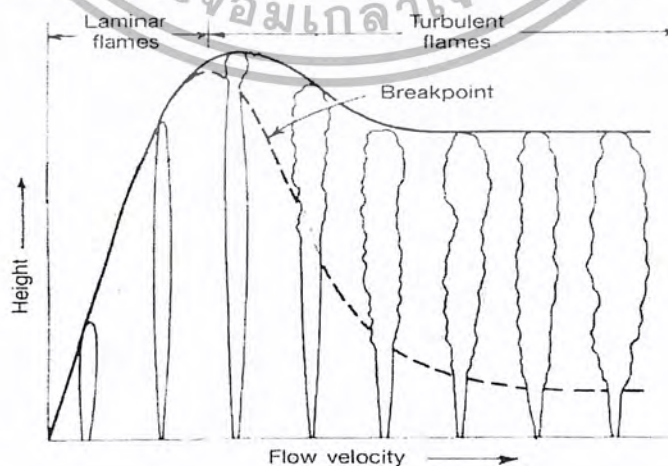
เอกสารนี้ได้รับการสนับสนุนเนื่องจากเชื้อเพลิงถูกใช้ในขอบเขตเปลวไฟไปตามแนวแกน ขอบเขตเปลวไฟจึงรวมเข้าหาไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กันเมื่อเชื้อเพลิงถูกใช้หมดไป เปลวไฟจึงมีรูปร่างเป็นกรวยยาว ขอบเขตเปลวไฟมีลักษณะเป็นแนวเปลวไฟบางและราบเรียบคล้ายกับเปลวไฟแก๊สผสมอากาศ เปลวไฟนี้เกิดขึ้นได้เมื่อทั้งแก๊สและอากาศไหลขึ้นสู่ด้านบนด้วยความเร็วเท่ากันซึ่งได้จากหัวเผาทั้งสองชั้น (concentric burners) แต่โดยทั่วไปมักใช้หัวเผาที่เป็นหัวฉีด (nozzle) ฉีดเชื้อเพลิงออกมาสู่บรรยากาศ ในลักษณะดังกล่าวที่ขอบเขตเปลวไฟจะเกิดกระแสหมุนวนเล็ก ๆ ที่เรียกว่า eddies ชั่วขณะซึ่งทำให้การแพร่เข้าหากันช้าลงมีผลให้เปลวไฟสูงขึ้น แต่เมื่อกระแสหมุนวนหมดไปการแพร่จะกลับรวดเร็วขึ้นทำให้เปลวไฟสั้นลง ผลที่เกิดขึ้นคือเราจะเห็นเปลวไฟไหว (flicker) ซึ่งเป็นลักษณะเฉพาะของเปลวไฟชนิดนี้



รูปที่ 3.9 เส้นโค้งความเข้มข้นของเชื้อเพลิง ออกซิเจน และผลผลิตปฏิกิริยาตามแนวตัดขวางของเปลวไฟชนิดแพร่

การศึกษาเกี่ยวกับเปลวไฟชนิดแพร่กระทำไต่ยากมากเพราะเปลวไฟชนิดนี้ไม่มีลักษณะและพารามิเตอร์เฉพาะดังเช่นเปลวไฟแก๊สผสมอากาศ ซึ่งมีค่าความเร็วเปลวไฟเป็นค่าเฉพาะที่สำคัญ อย่างไรก็ตามเราสามารถแสดงค่า ความสูงของเปลวไฟ ซึ่งมีความสัมพันธ์กับความเร็วก๊าซและเลขเรโนลด์ในช่วงการไหลแบบราบเรียบและเข้าสู่ค่าคงที่เมื่อมีการไหลเปลี่ยนเป็นแบบปั่นป่วน ดังรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 ผังรูปแสดงโครงสร้างของเปลวไฟชนิดแพร่แบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนที่สัมพันธ์กับอัตราเร็วของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานี้เท่านั้น เมื่อผู้ดูแลเห็นข้อบกพร่องหรือข้อผิดพลาดในการดำเนินการใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในช่วงการไหลแบบราบเรียบ ความสูงของเปลวไฟเพิ่มขึ้นไปตามอัตราเร็วเป็นสัดส่วนเส้นตรง จนกระทั่งเริ่มเข้าสู่การไหลแบบปั่นป่วน จะเห็นแนวเปลวไฟที่ยอดไม่ราบเรียบเกิดรอยย่น (wrinkle) ขึ้น ความสูงของเปลวไฟเริ่มลดลงจนเข้าสู่ค่าคงที่ ในขณะที่ช่วงเปลวไฟไม่ราบเรียบกว้างขึ้น รอยต่อระหว่างเปลวไฟที่ราบเรียบกับเปลวไฟที่มีรอยย่นเรียกว่า จุดหัก (break point) ซึ่งจะลดตำแหน่งลงตามลำดับจนเข้าสู่ค่าคงที่เช่นกัน ดังนั้นเปลวไฟแบบแพร่ของเชื้อเพลิงชนิดหนึ่งจะมีความสูงเข้าสู่ค่าคงที่ค่าหนึ่งไม่ว่าจะเพิ่มความเร็วมากขึ้นเพียงใดก็ตาม อย่างไรก็ตาม อย่างไรก็ตามในความเป็นจริงแล้ว ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนจะเกิดปรากฏการณ์เปลวไฟยกตัวได้เช่นเดียวกับเปลวไฟแก๊สผสมอากาศ ซึ่งน่าจะมีสาเหตุมาจากโมเมนตัมของแก๊สที่พุ่งออกจากหัวฉีดที่สูงขึ้น จึงดึงอากาศเข้ามาผสมมากขึ้นจนเกิดส่วนผสมในช่วงขีดจำกัดของการเกิดเปลวไฟ จึงมีปรากฏการณ์คล้ายกันเมื่อเพิ่มความเร็วต่อไปอีก จะเกิดเปลวไฟยกตัวอย่างถาวรนั่นคือเกิดเปลวไฟดับ ในทางปฏิบัติควบคุมไม่ให้เกิดเปลวไฟดับโดยบังคับทิศทางการไหลของแก๊สและอากาศให้เกิดการปะทะกัน หรือให้กระแสหนึ่งกระแสใดไหลอย่างปั่นป่วน หรือ ปั่นหมุนวน (swirl) เข้ามา

ในช่วงการไหลแบบราบเรียบ (เลขเรย์โนลด์ ไม่เกิน 2,300) Hottel แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสูงของเปลวไฟกับอัตราเร็วของแก๊ส ไว้ดังนี้

$$H = \frac{1}{\sqrt{g}} (\pi d_n^2 U_0 / 4)^{1/2} \tag{3.8}$$

- เมื่อ H = ความสูงของเปลวไฟ
- d_n = เส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีด
- U_0 = ความเร็วของแก๊สที่ยังไม่เผาไหม้

3.3.2.2 ระบบการเผาไหม้ในเตาหุงต้มและอุตสาหกรรม

แก๊สเชื้อเพลิงต่างจากเชื้อเพลิงชนิดอื่นเนื่องจากเป็นเชื้อเพลิงที่รู้จักกันดีและมีการใช้งานกันแพร่หลาย ตั้งแต่การใช้งานขนาดเล็กตามบ้านเรือนเพื่อหุงต้ม ทำน้ำร้อน ทำอากาศอุ่นในบ้าน การใช้งานขนาดปานกลางเพื่อการพาณิชย์เพื่อประโยชน์เดียวกัน ไปจนถึงการใช้งานขนาดใหญ่ในอุตสาหกรรม ทั้งนี้เพราะแก๊สเชื้อเพลิงมีข้อได้เปรียบหลายประการ ได้แก่

1. เป็นเชื้อเพลิงที่สะอาด องค์กรประกอบไม่เปลี่ยนแปลงมาก ให้ค่าความร้อนสูง
2. การผสมระหว่างแก๊สและอากาศง่าย ทำให้เผาไหม้ได้สมบูรณ์โดยไม่ต้องใช้อากาศเกินพอหรือใช้เพียงเล็กน้อย
3. การใช้และควบคุมอัตราการป้อนแก๊สเข้าสู่อุปกรณ์กระทำได้ง่าย
4. การเผาไหม้สะอาด ได้ฟลูแก๊สที่สะอาด ไม่มีเถ้า ไม่มีแก๊สกรด จึงไม่ต้องมีค่าใช้จ่ายด้านการกำจัดสารมลพิษ
5. สามารถควบคุมบรรยากาศหลังการเผาไหม้ได้ง่าย (ในกรณีหัวเผาอุตสาหกรรม) จึงเหมาะสำหรับการ

เอกสารนี้เป็นที่ขอการควบคุมบรรยากาศภายในเตาให้เกิดปฏิกิริยาตามต้องการ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

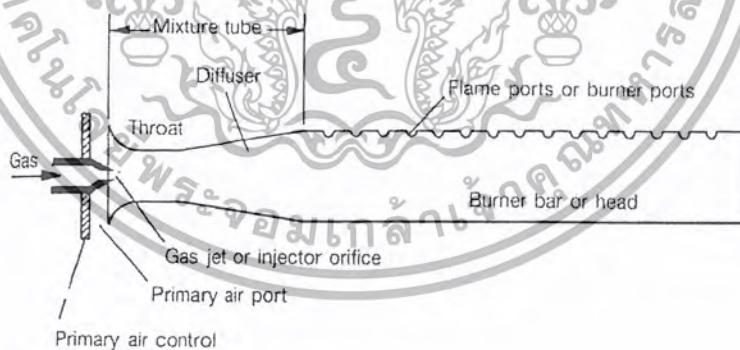
แก๊สเชื้อเพลิงมีข้อจำกัดอยู่บ้าง ได้แก่ ราคาสูงที่สุดเปรียบเทียบกับเชื้อเพลิงอื่น การขนส่งและการเก็บต้องคำนึงถึงความปลอดภัย และใช้อุปกรณ์ที่มีมาตรฐานสูงและต้องตรวจสอบเป็นประจำ เพื่อป้องกันอันตรายจากการรั่วไหล และการเกิดอัคคีภัย นอกจากนี้เปลวไฟจากการเผาไหม้แก๊สเชื้อเพลิงให้ความร้อนชนิดแผ่รังสีต่ำกว่าเชื้อเพลิงเหลวและเชื้อเพลิงแข็ง ประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อนจึงต่ำกว่า อย่างไรก็ตาม เนื่องจากความสะดวกและความสะอาด ตลอดจนบรรยากาศการเผาไหม้ควบคุมง่าย แก๊สเชื้อเพลิงจึงเป็นเชื้อเพลิงที่ดีที่สุดในการให้ความร้อนในภาคเศรษฐกิจต่าง ๆ

3.3.2.3 หัวเผาในบรรยากาศเปิด (Atmospheric (open) burners)

หัวเผากลุ่มนี้ มีให้เห็นทั่วไป เช่น หัวเตาแก๊สหุงต้มที่มีช่องเปลวไฟออกเป็นรูวงกลมโดยรอบเหมือนโดนัท หัวเตาอบแก๊สที่ใช้อบขนม ที่มีช่องเปลวไฟออกเป็นแนวยาวหลายแนวขนานกัน ทั้งที่ทำในประเทศและที่นำเข้า หัวเผากลุ่มนี้เป็นหัวเผาชนิดเปลวไฟแก๊สผสมอากาศ (premixed flames) ใช้หลักการเดียวกับตะเกียงเบนเซน คือใช้โมเมนตัมของแก๊สที่พุ่งผ่านหัวฉีดออกมาถึงอากาศส่วนแรกเข้าผสมเป็นส่วนผสมแรก เกิดเปลวไฟขึ้นในเหนือหัวเผา แล้วเกิดเปลวไฟขึ้นนอกโดยการแพร่ของอากาศที่อยู่ล้อมรอบเข้าหาผลผลิตที่ยังเผาไหม้ได้ที่ออกมาจากเปลวไฟขึ้นใน เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์ เนื่องจากเป็นหัวเผาที่ใช้งานกันทั่วไป จึงควรทำความเข้าใจเกี่ยวกับหลักการเบื้องต้นก่อน

การออกแบบเบื้องต้น

หลักการของตะเกียงเบนเซนคือการดึงอากาศเข้าผสมกับเชื้อเพลิงโดยอาศัยโมเมนตัมของเชื้อเพลิง จึงเรียกหัวเผานี้ว่า หัวเผาดึงอากาศเข้าในบรรยากาศเปิด (atmospheric aerated burners) รูปที่ 3.11 แสดงส่วนประกอบหลักของหัวเผานี้



รูปที่ 3.11 ภาพแสดงส่วนประกอบหัวเผาดึงอากาศเข้าในบรรยากาศเปิด

ส่วนประกอบสำคัญของหัวเผาดึงอากาศเข้าในบรรยากาศเปิด มี 5 ส่วนคือ

1. หัวฉีดแก๊ส
2. ช่องเปิดให้อากาศส่วนแรกเข้า (primary air port)
3. ท่อผสม (ส่วนคอคอด และ ท่อเวนทูรี) (throat and diffuser)
4. ส่วนหัวเตา (burner head)
5. ช่องเปลวไฟ (flame port or burner port)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. หัวฉีดแก๊ส

เตาหุงต้มทั่วไปใช้แก๊สที่ความดันต่ำ ประมาณ 625-2,000 ปาสกาล (2.5-8 นิ้วน้ำ) ป้อนแก๊สผ่านท่อเข้ามาที่หัวฉีด (nozzle หรือ orifice) อัตราเร็วของแก๊สที่ไหลออกจากหัวฉีดแสดงได้โดยใช้สมการของ Bernoulli

$$Q = f A_0 (H_0 / \text{sp gr})^{1/2} \quad (3.9)$$

เมื่อ Q = อัตราเร็วโดยปริมาตรของแก๊ส (volumetric flow rate) m^3/hr

A_0 = พื้นที่หน้าตัดของหัวฉีด (injector orifice cross sectional area) mm^2

H_0 = ความดันในท่อแก๊สที่หัวฉีด (static gas pressure at the orifice) mbar

Sp gr = ความถ่วงจำเพาะของแก๊ส (specific gravity of gas (air = 1))

เนื่องจากการไหลของแก๊สผ่านหัวฉีดมีแรงต้านทานเนื่องจากความเสียดทาน ซึ่งมีผลต่อการต้านทานการไหลของแก๊สต่างกัน และมีการออกแบบหัวฉีดให้ท่อทำมุมสอบเข้าหาปลายหัวฉีดได้ต่าง ๆ กัน ดังนั้นจึงมีผลกับค่าพื้นที่หน้าตัดของเจ็ท โดยมีเทอมสัมประสิทธิ์การปล่อยแก๊สผ่านของหัวฉีด (discharge coefficient of orifice, C_{d0}) เพิ่มเข้าไปในสมการ เมื่อแทนค่าในระบบหน่วย เอส ไอ ได้ว่า

$$Q = 0.046 A_0 C_{d0} (H_0 / \text{sp gr})^{1/2} \quad (3.10)$$

นั่นคือ $A_j = A_0 C_{d0}$ และ C_{d0} มีค่าอยู่ระหว่าง 0.85-0.95

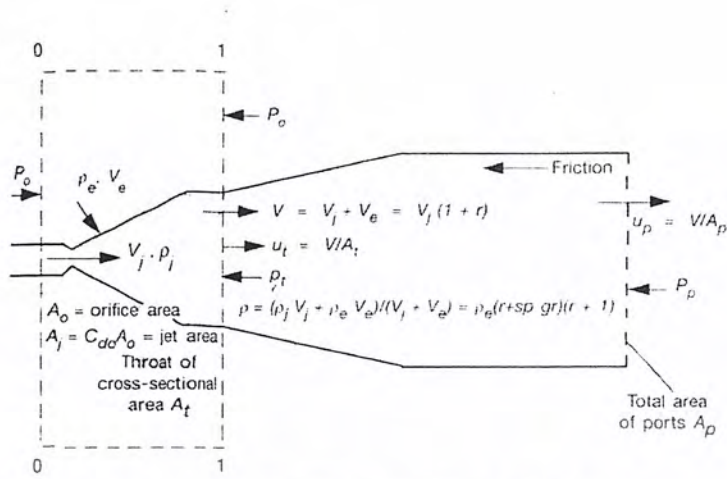
เมื่อแทน Q ด้วย I โดยคูณสมการด้วยค่าความร้อนของแก๊สและแทนด้วยค่าออบเบ

$$\begin{aligned} (Q) (\text{HHV}) &= 0.046 A_0 C_{d0} \text{HHV} (H_0 / \text{sp gr})^{1/2} \\ I &= 0.046 A_0 C_{d0} W (H_0)^{1/2} \end{aligned} \quad (3.11)$$

เมื่อ I = ความร้อนที่เข้าไปในหัวเผา (heat input to burner) MJ/hr

2. ช่องเปลวไฟและช่องเปิดให้อากาศส่วนแรกเข้า

การฉีดแก๊สผ่านออกมาจากหัวฉีด เข้าไปในส่วนที่เป็นคอคอด เป็นกรณีของ confined jet ซึ่งจะมี ความดันลดที่บริเวณปลายหัวฉีด อากาศจึงถูกดึงเข้ามาผสมรูปที่ 3.12 แสดงบริเวณและสัญลักษณ์ของตัวแปรต่าง ๆ



รูปที่ 3.12 การดึงอากาศเข้าผสมโดย confined jet ในตะเกียงเบนเซน

จากทฤษฎี confined jet เมื่อทำคูลโมเมนต์ระหว่างตำแหน่งปลายหัวฉีด และ ตำแหน่งปลายท่อผสมหลังคอคอด สามารถแสดงได้ว่า ถ้าความดันที่ทั้งสองตำแหน่งเท่ากัน (เท่ากับบรรยากาศ) อัตราส่วนระหว่างอากาศที่ถูกดึงเข้ามาผสมต่อแก๊สที่ผ่านหัวฉีด จะไม่ขึ้นอยู่กับอัตราเร็วของแก๊สและจะสัมพันธ์กับพื้นที่หน้าตัดของเจ็ท คอคอด และปลายท่อผสม ดังสมการ

$$(r + 1)(r + sp\ gr) = \frac{2\ sp\ gr \cdot (A_t / A_o)}{[1 + K(A_t / A_p)]^2} \tag{3.12}$$

- เมื่อ r = อัตราส่วนระหว่าง อากาศที่ถูกดึงเข้ามาผสมและแก๊สที่ผ่านหัวฉีด
- $sp\ gr$ = ความถ่วงจำเพาะของแก๊สเชื้อเพลิง
- A_t = พื้นที่หน้าตัดของคอคอด
- A_j = พื้นที่หน้าตัดของหัวฉีด
- A_p = พื้นที่หน้าตัดของส่วนปลายท่อผสม (นั่นคือช่องเปลวไฟ)
- K = เป็นค่าคงที่ ซึ่งขึ้นอยู่กับสัมประสิทธิ์การปล่อยผ่านของแก๊สที่ท่อผสม (C_{dp}) และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (friction coefficient, C_f) มีค่า

$$K = C_{dp}^{-2} + C_f$$

เราต้องการค่า r ที่สูงสุด นั่นคือ differentiate เทียบค่า A ได้

$$1 - K(A_t / A_p)^2 = 0$$

$$(A_t / A_p) = K^{-1/2}$$

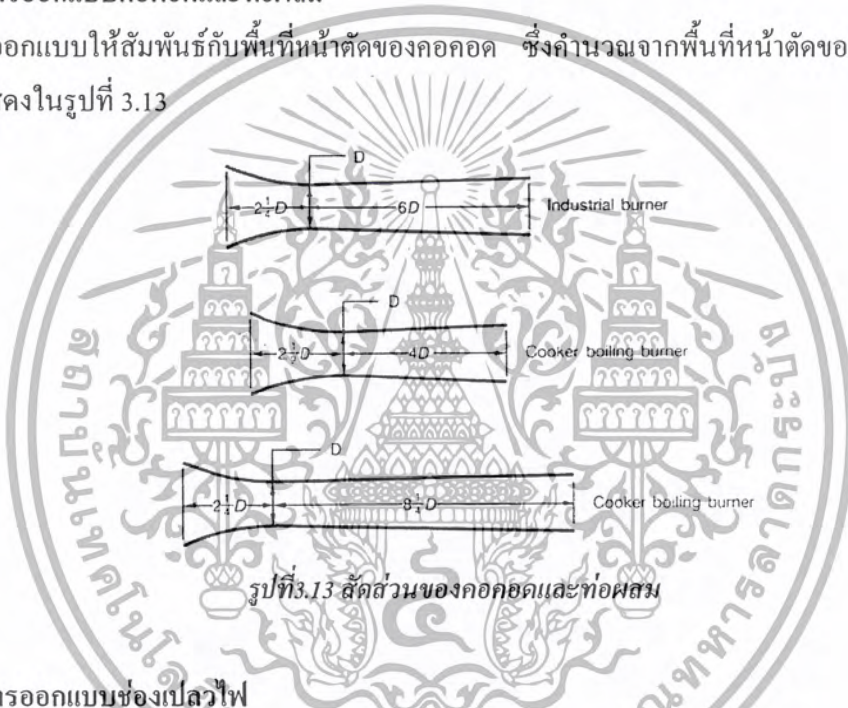
รวมสมการเข้าด้วยกันได้ว่า

$$(r + 1)(r + sp gr) = (sp gr \cdot A_p) / A_j \quad (3.13)$$

ซึ่งใช้หาค่า พื้นที่หน้าตัดของคอคอด A_p ได้ ถ้ารู้ค่า r เช่นเดียวกันถ้ามีหัวเผาอยู่แล้วสามารถหา อัตราการดึงอากาศเข้าผสมได้ โดยทั้งไปค่า r ประมาณ 50-70% ของอากาศที่ต้องการตามทฤษฎี และ C_{dp} มีค่าประมาณ 0.65 และ C_f มีค่าประมาณ 2 ดังนั้นจะได้ว่า ค่า $K^{-1/2}$ อยู่ระหว่าง 0.45-0.65 และใช้สมการหาค่า A_p ได้

3. การออกแบบคอคอดและท่อผสม

ออกแบบให้สัมพันธ์กับพื้นที่หน้าตัดของคอคอด ซึ่งคำนวณจากพื้นที่หน้าตัดของเจ็ท มักใช้สัดส่วนดังแสดงในรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.13 สัดส่วนของคอคอดและท่อผสม

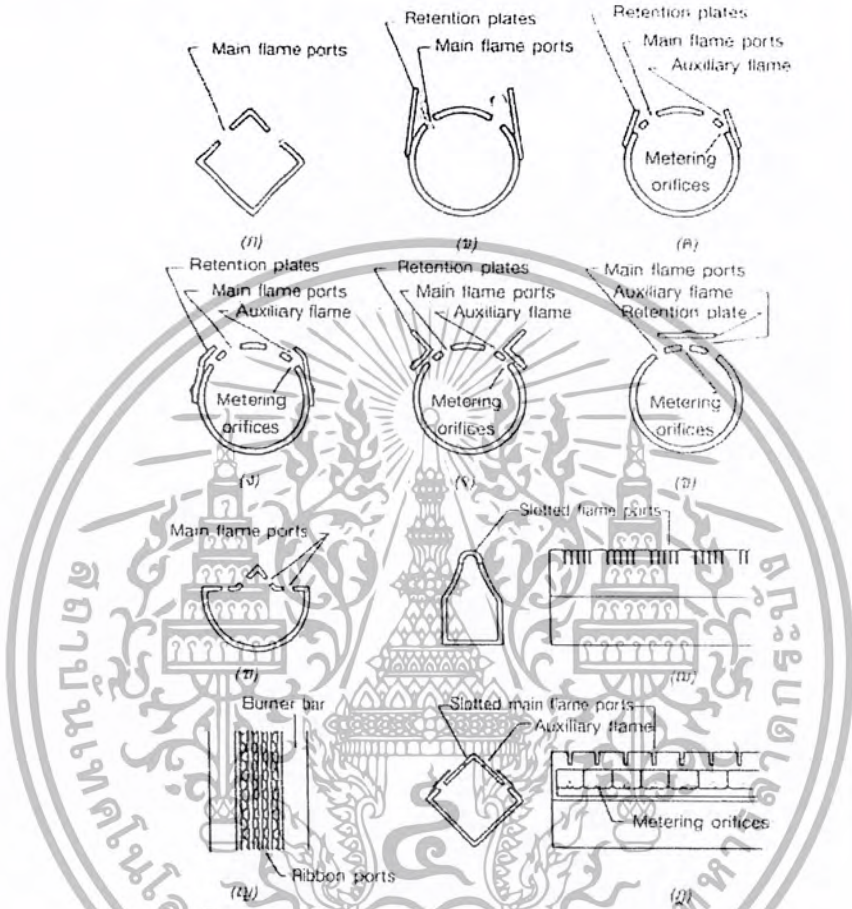
4. การออกแบบช่องเปลวไฟ

ตามหลักการเปลวไฟอยู่ตัว ช่องเปลวไฟต้องมีขนาดเล็ก (เล็กกว่า ระยะดับเปลวไฟ) เพื่อป้องกันเปลวไฟไหลย้อนกลับเข้าไปในท่อผสม แต่ในทางปฏิบัติสร้างได้ยาก และอุดค้นได้ง่ายขณะใช้งาน จึงถือเป็นแนวปฏิบัติให้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2.5-3.0 มิลลิเมตร แต่ละช่องห่างกันเป็นสัดส่วนกับขนาดของช่องเปลวไฟ คือ

เส้นผ่านศูนย์กลางช่องเปลวไฟ มิลลิเมตร	ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางช่องเปลวไฟ มิลลิเมตร
1.6	8.4
2.4	11.4
3.2	16.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการป้องกันเปลวไฟถูกเป่าดับ โดยเฉพาะแก๊สที่มีความเร็วของเปลวไฟต่ำ เช่น แก๊สธรรมชาติ แก๊สปิโตรเลียมเหลว จำเป็นต้องมีการออกแบบที่ช่วยให้ความร้อน (และอนุโมลอิสระ) สะท้อนกลับไปทีเปลวไฟ เช่นมีแผ่นโลหะเล็ก ๆ (retention plates) ที่ฐานเปลวไฟ หรือมีเปลวไฟเล็ก ๆ (auxiliary flames) หรือออกแบบให้เปลวไฟปะทะกันเพื่อช่วยยึดเปลวไฟไว้บนหัวเผา ดังรูปที่ 3.14



รูปที่ 3.14 ช่องเปลวไฟรูปร่างและลักษณะต่าง ๆ กัน

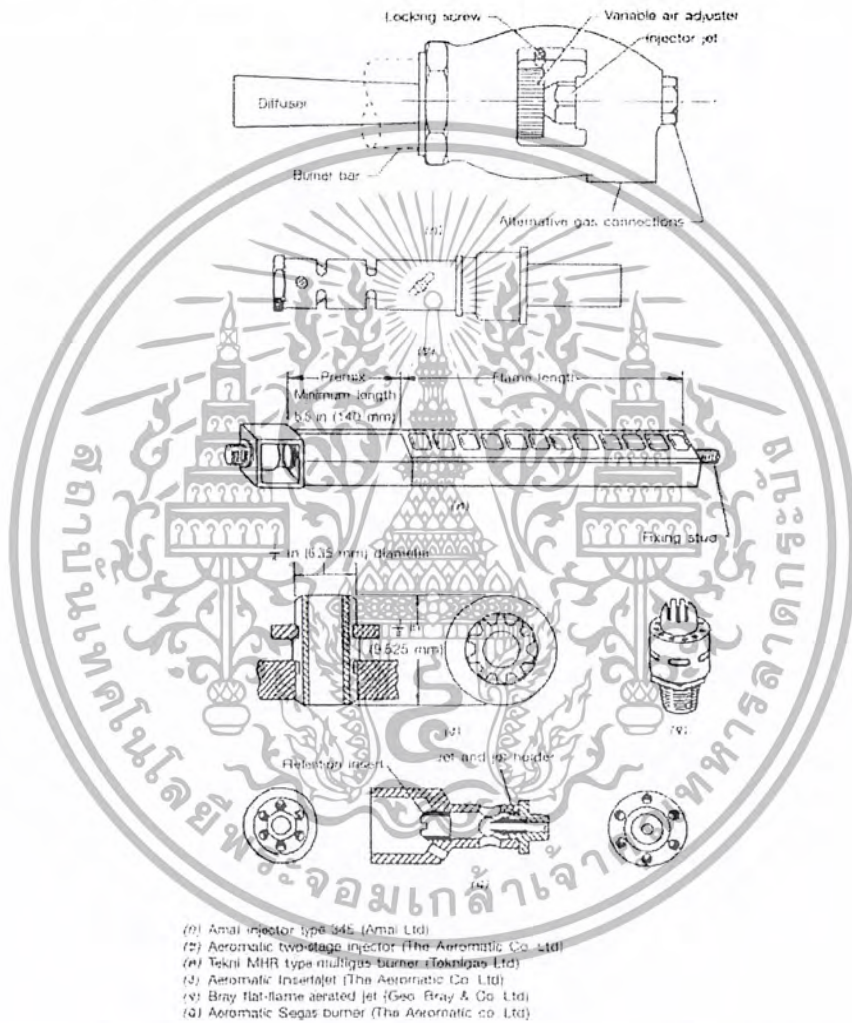
การออกแบบรูปร่างลักษณะ และการจัดวางช่องเปลวไฟ ต้องสอดคล้องกับขนาดหัวเผาและลักษณะการใช้งานด้วย เช่น เตากลม (ring burner) อาจออกแบบให้มีช่องเปลวไฟสองชั้น เพื่อไม่ให้ขนาดของหัวเผาใหญ่เกินไป และเพื่อให้การใช้งานสะดวกสามารถควบคุมการป้อนแก๊สแยกกันได้ เตาขาว (bar burner) อาจออกแบบหัวเผาให้เป็นที่อกกลม หรือเป็นแท่งแบนยาว และช่องเปลวไฟเป็นร่องลึกแบน เพื่อให้เปลวไฟยาวสูง เหมาะกับการใช้งาน เช่น ผ่านขึ้นไประหว่างช่องว่างของท่อน้ำเพื่อทำน้ำร้อน ช่องว่างในเตาอบขนม หรือเตาเผาต่าง ๆ เป็นต้น

จากค่า A_p ซึ่งเป็นพื้นที่รวมของช่องเปลวไฟ ต้องนำมาจัดแบ่งและจัดวางให้เป็นช่องเปลวไฟเล็ก ๆ ที่มีรูปร่างและลักษณะเปลวไฟที่เหมาะสมกับการใช้งาน โดยพื้นที่หน้าตัดของช่องเปลวไฟเล็ก ๆ รวมกันทั้งหมดแล้วต้องเท่ากับพื้นที่รวมของช่องเปลวไฟที่คำนวณได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. หัวเผาแก๊สผสมอากาศในบรรยากาศเปิดแบบต่าง ๆ

แบบความดันต่ำ (low – pressure aerated burner) ใช้แก๊สที่ความดันต่ำ ประมาณ 625-2,000 ปาสกัล (2.5-8 นิ้วน้ำ) มีแบบและบริษัทผู้ผลิตจำหน่ายอยู่มากมาย โดยมีหลักการออกแบบคล้ายกับที่แสดงไว้แล้ว มีบางแบบออกแบบให้เปลี่ยนหัวฉีดได้เอง หรือสวมหัวฉีดซ้อนเข้าไป เพื่อให้สามารถปรับใช้กับแก๊สเชื้อเพลิงที่มีค่าวอบเบ และความเร็วของเปลวไฟต่างกันได้ เช่น สลับใช้ระหว่างแก๊สธรรมชาติ และแก๊สปิโตรเลียมเหลวได้ ดังรูปที่ 3.15



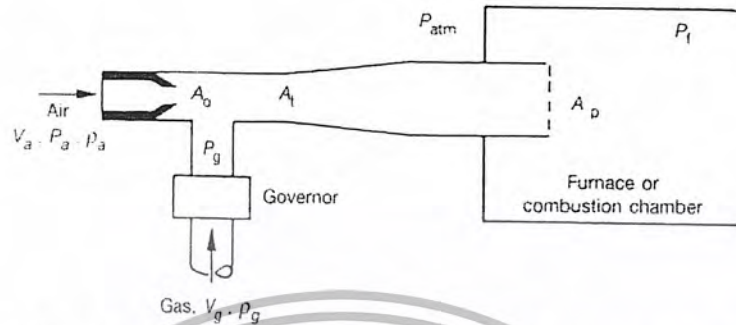
รูปที่ 3.15 หัวเผาและหัวฉีดแก๊สผสมอากาศชนิดความดันต่ำบางแบบ

แบบความดันสูง (high – pressure aerated burner) ใช้แก๊สที่ความดันสูง เช่นแก๊สธรรมชาติที่ขนส่งในท่อมีความดันสูงประมาณ 69-100 กิโลปาสกัล (20.3-29.5 นิ้วปรอท) ซึ่งจะดึงอากาศเข้ามาผสมได้อัตราส่วนสูงมากจนเท่ากับที่ต้องการตามทฤษฎี และให้เปลวไฟที่มีอุณหภูมิสูงกว่าการออกแบบคล้ายกับแบบความดันต่ำแต่ที่ช่องเปลวไฟต้องมีที่อุปกรณ์ช่วยยึดเปลวไฟ ซึ่งคล้ายกับที่ให้ในหัวเผาชนิดอากาศดึงแก๊ส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3.2.4 หัวเผาแก๊สผสมอากาศชนิดอากาศดึงแก๊ส (premixed air blast burner)

หัวเผานชนิดนี้ใช้อากาศป้อนผ่านท่อเข้ามาที่หัวฉีดและใช้ความดันของอากาศดึงเชื้อเพลิงเข้ามาผสมดังแสดงในรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 หลักการและเทอมที่ใช้กับหัวเผาแก๊สผสมอากาศชนิดอากาศดึงแก๊ส

โดยที่การเผาไหม้ต้องใช้ปริมาณของอากาศสูงมากเพื่อเทียบกับของแก๊สเชื้อเพลิง การใช้โมเมนต์ของอากาศดึงเชื้อเพลิงเข้าผสมจึงเป็นหลักการทำงานของพลังงานจลน์ที่ถูกต้อง หัวเผานชนิดนี้ใช้กันมากในอุตสาหกรรมเพราะ

1. ได้สัดส่วนการผสมที่ต้องการตามทฤษฎี
2. ปรับอัตราการป้อน (throughput) ได้ง่ายโดยปรับเพียงอากาศ
3. มีอัตราส่วนการป้อนระหว่างสูงที่สุดต่อต่ำที่สุด (turn down ratio) สูง
4. ส่วนผสมที่ของเปลวไฟมีความดันสูงจึงทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์ เปลวไฟสั้นต้องการปริมาณห้องเผาไหม้น้อย
5. พลูแก๊สมีโมเมนต์สูงทำให้เกิดการกระจายของแก๊สร้อนไปทั่วเตาเผา และการถ่ายโอนความร้อนโดยการพาดีกว่า
6. เปลี่ยนชนิดของเชื้อเพลิงได้สะดวก

หลักการดึงแก๊สเข้ามาผสมกับเชื้อของอากาศเช่นเดียวกับการดึงอากาศเข้ามาผสมกับเชื้อของแก๊ส แต่ในบริเวณปลายหัวฉีดมีท่อ นำแก๊สเข้ามาแทนช่องอากาศ ดังนั้นสามารถใช้สมการมาปรับปรุงได้เป็น

$$Q_{\text{air}} = 0.046 A_0 C_{\text{dao}} (H_0 / \text{sp gr})^{1/2} \quad (3.14)$$

เมื่อ C_{dao} = มีค่าระหว่าง 0.85-0.95

H_0 = เป็นความดันของอากาศที่ป้อนเข้าออร์ฟิซ ประมาณ 2.5-7.5 กิโลปาสกัล

Sp gr = เป็นความถ่วงจำเพาะของอากาศ ซึ่ง = 1

และ เนื่องจาก

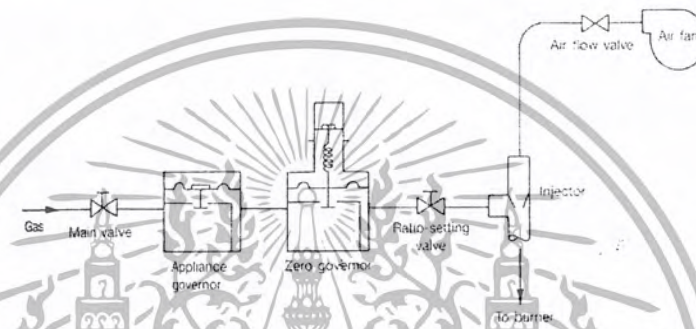
$$Q_{\text{air}} = r Q_{\text{gas}}$$

ดังนั้น

$$r Q_{\text{gas}} = 0.046 A_0 C_{\text{dao}} (H_0)^{1/2} \quad (3.15)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

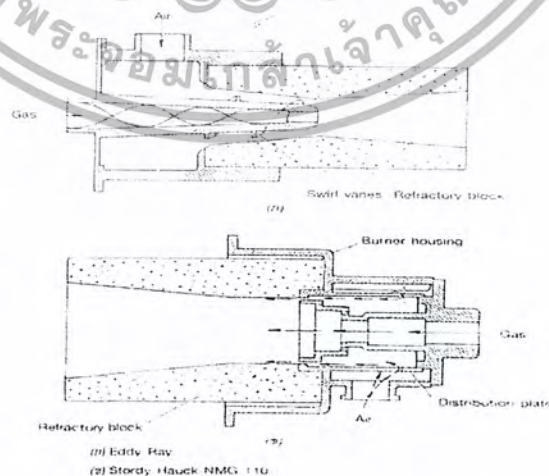
จากรูปทฤษฎี confined jet แสดงได้ว่าถ้าความดันที่ปลายหัวฉีดเท่ากับความดันที่ปลายท่อผสม (ช่องเปลวไฟ) แล้วค่า r จะไม่ขึ้นอยู่กับอัตราการป้อนอากาศผ่านหัวฉีด (Q_{air}) นั่นคือ ถ้าแก๊สเข้าที่ความดันบรรยากาศ (P_g) และช่องเปลวไฟ (ซึ่งอยู่ในเตาเผา) อยู่ที่ความดัน (P_c) เช่นกันแล้ว อากาศจะสามารถดึงแก๊สเข้ามาผสมที่อัตราส่วนระหว่างอากาศและแก๊สคงที่ตลอดเวลา การจัดให้แก๊สเข้ามาผสมที่ความดันบรรยากาศกระทำได้โดยให้แก๊สผ่านอุปกรณ์ควบคุมความดันคงที่ที่เรียกว่า zero governor ซึ่งใช้หลักการของลวดสปริง (tension-spring type) หรือแผ่นไดอะแฟรม (diaphragm type) ดันให้วาล์วเปิดหรือปิด เพื่อปล่อยให้แก๊สผ่านไปยังหัวฉีดที่ความดันคงที่ตลอดเวลา ดังนั้นระบบการป้อนแก๊สสู่หัวเผาแก๊สผสมอากาศชนิดอากาศดึงแก๊สจะเป็นดังแสดงในรูปที่ 3.17



รูปที่ 3.17 ระบบการป้อนแก๊สที่ความดันบรรยากาศสู่หัวเผาแก๊สผสมอากาศชนิดอากาศดึงแก๊ส

3.3.2.5 หัวเผาแก๊สผสมอากาศชนิดผสมในอุโมงค์ (Tunnel mixing air blast burners)

การผสมระหว่างแก๊สและอากาศกระทำได้ โดยพ่นทั้งแก๊สและอากาศเข้ามา กระแสทั้งสองถูกบีบให้เข้าผสมกันภายในท่อที่มีลักษณะแคบยาวเหมือนอุโมงค์แล้วเกิดการเผาไหม้ ณ บริเวณนั้น หัวเผากลุ่มนี้มีข้อดี ที่จะไม่เกิดเปลวไฟย้อนกลับ ช่วยให้เปลวไฟอยู่ตัวและยึดอยู่กับที่ได้ในช่วงกว้าง สามารถใช้อากาศที่อุ่นก่อนและมีความดันต่ำได้ รูปที่ 3.18 แสดงหัวเผาที่ใช้หลักการดังกล่าว



รูปที่ 3.18 ตัวอย่างหัวเผานิดผสมในท่ออุโมงค์

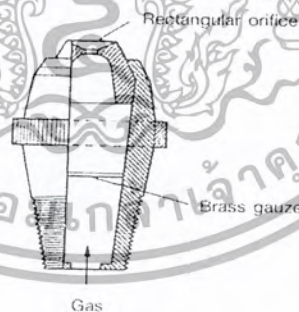
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- แบบ ก แก๊สถูกป้อนเข้ามาในหัวฉีด อากาศถูกป้อนเข้ามาโดยครีบบั่น (swirl vanes) ที่ติดอยู่โดยรอบหัวฉีด แต่การป้อนอากาศมีน้อย ส่วนใหญ่ของอากาศไหลในแนวแกน
- แบบ ข อากาศเข้ามาแยกกันถึง 3 ตำแหน่ง ในแนวสัมผัส แนวแกนตรงกลาง และแนวแกนในช่องว่างระหว่างท่อ นำแก๊สเข้า

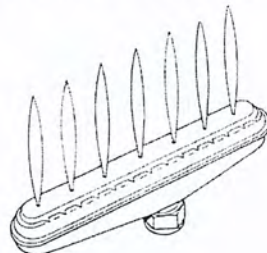
3.3.2.6 หัวเผาชนิดแก๊สผสมอากาศภายหลังหรือเปลวไฟชนิดแพร่ (Post arated หรือ diffusion flame burners)

หัวเผานี้ฉีดแก๊สเข้ามาบริเวณปากหัวเผาแล้วจึงมาพบกับอากาศจากภายนอก หรืออากาศที่นำเข้ามาผสม มีทั้งชนิดที่มีการไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน ลักษณะสำคัญของหัวเผานี้คือ ให้เปลวไฟสุกสว่าง ไม่เกิดเปลวไฟย้อนกลับ จึงให้อัตราส่วนการป้อนสูงที่สุดต่อต่ำที่สุด นอกจากนี้ยังมีขนาดกระทัดรัดและไม่มีเสียงดังเหมือนหัวเผาชนิดแก๊สผสมอากาศ (เสียงที่เกิดจากการดึงอากาศเข้าผสม) รวมทั้งหัวเผาไม่ร้อนจึงไม่เกิดการอุดตันที่ช่องเปลวไฟ เนื่องจากการเผาไหม้ไม่เข้มข้นเฉพาะบริเวณปากหัวเผาแต่เกิดขึ้นตลอดความยาวของเตาเผา

เนื่องจากหัวเผาในกลุ่มนี้ไม่มีผลต่อความอยู่ตัวของเปลวไฟ มีผลต่อรูปร่างและขนาดเท่านั้น จึงขอยกตัวอย่างเฉพาะชนิดการไหลแบบราบเรียบซึ่งใช้กันมากในการใช้งานขนาดเล็กตลอดจนการใช้งานในอุตสาหกรรมด้วย รูปที่ 3.19 แสดงหัวเผาเบรย์ (Bray burner) ที่นิยมใช้กันมาก รูปที่ 3.20 แสดงหัวเผารูเข็ม (pinhole burner) และรูปที่ 3.21 แสดงหัวเผาเมตริกซ์ (matrix burner) ตามลำดับ

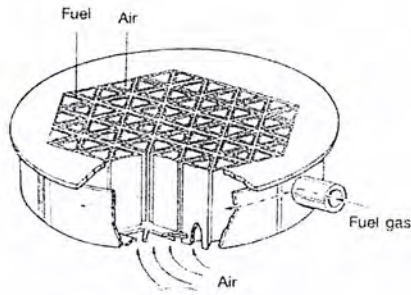


รูปที่ 3.19 หัวเผาเบรย์ที่ใช้ในอุตสาหกรรม



รูปที่ 3.20 หัวเผาเข็ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.21 หัวเผาเมทริกซ์

หัวเผาเบรย์มักทำด้วยทองเหลือง มีปลายเป็นเซรามิก รูฉีคมีรูปร่างแน่นอนทำให้เกิดเปลวไฟแผ่เป็นรูปพัด หรือทำให้เกิดเป็นรูปร่างอื่นตามต้องการได้ง่าย ใช้ความดันแก๊สประมาณ 250-625 ปาสกัล อัตราเร็วระหว่าง 0.018-0.39 ลูกบาศก์เมตร/ชั่วโมง ที่ความดัน 380 ปาสกัล

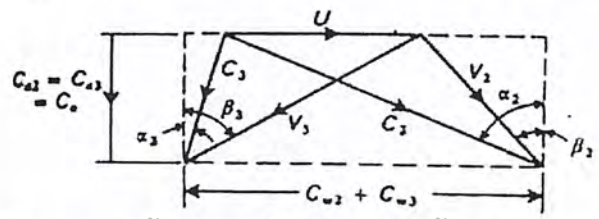
หัวเผารูเข็มทำด้วยเหล็กกล้าเจาะรูขนาด 0.3-0.4 มิลลิเมตร เป็นเปลวไฟหลักและมีเปลวไฟเสริมที่ฐานโดยรอบ

หัวเผาเมทริกซ์มีการออกแบบที่น่าสนใจ โดยจัดวางให้ช่องแก๊สออกจากช่องว่างโดยรอบช่องอากาศที่จัดเป็นรูปสามเหลี่ยมซึ่งด้านล่างเปิดให้อากาศจากด้านล่างไหลผ่านขึ้นมาได้เนื่องจากผลของ chimney effects เพราะขณะเกิดการเผาไหม้ด้านบนจะร้อนกว่าด้านล่าง อากาศที่เย็นกว่าจะไหลขึ้นมาแทนที่ตลอดเวลา การออกแบบเป็นเมทริกซ์ทำให้ขยายพื้นที่เกิดเปลวไฟออกไปได้มาก และสามารถสลับใช้เชื้อเพลิงได้หลายชนิดตั้งแต่ที่มีอัตราการเกิดเปลวไฟต่ำเช่นไฮโดรคาร์บอน ไปจนถึงสูงเช่นไฮโดรเจน โดยเปลวไฟมีความสูงไม่กี่มิลลิเมตร แต่หัวเผานี้สร้างได้ยาก จึงมีราคาแพง และเปลวไฟที่เกิดไม่ค่อยอยู่ตัว ด้บง่าย

3.3.3 ทฤษฎีการออกแบบเทอร์ไบน์

เช่นเดียวกับคอมเพรสเซอร์ เทอร์ไบน์มีอยู่ 2 แบบ คือ แบบที่ไหลตามแนวแกนและไหลตามแนวรัศมี เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ส่วนมากใช้แบบไหลตามแนวแกน การออกแบบเทอร์ไบน์ชนิดนี้แตกต่างไปจากการออกแบบเทอร์ไบน์ที่ใช้ในไอน้ำ ก่อนอื่นคงต้องมีการกล่าวถึงทฤษฎี vortex เพื่อให้การออกแบบเป็นไปอย่างสมบูรณ์ ตามขบวนการไอเซนโทโรปิก ความเครียดของใบต้องมีการพิจารณาเนื่องจากมีการปะทะโดยตรง อีกทั้งต้องเป็นไปตามทฤษฎีอากาศพลศาสตร์อีกด้วย

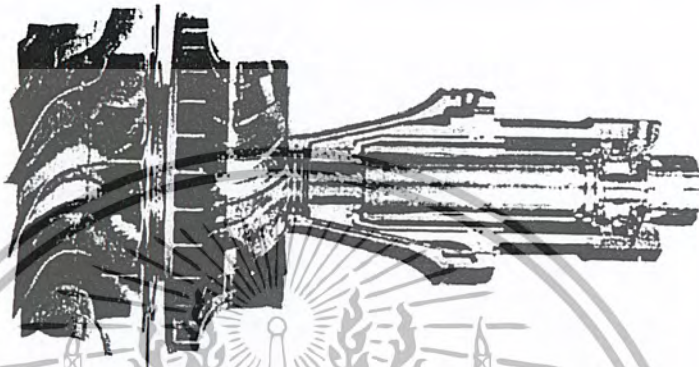
เทอร์ไบน์ชนิดไหลตามแนวรัศมี มีการไหลของมวลต่ำ มีประสิทธิภาพสูงกว่าชนิดไหลตามแนวแกนนิยมใช้กันในโรงงานอุตสาหกรรมและในรถยนต์แต่มีข้อเสียคือได้กำลังงานต่ำ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่รวบรวมโดยศูนย์วิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์อากาศยานของกองทัพอากาศไทยในโครงการวิจัยด้านการศึกษาและพัฒนาเครื่องยนต์อากาศยานที่ทันสมัย ซึ่งได้รับการสนับสนุนจากกองทัพอากาศไทยและสำนักงานคณะกรรมการการอุดมศึกษาและวิทยาศาสตร์ (สกอ.) กระทรวงศึกษาธิการ

3.3.3.1 ทฤษฎีของเทอร์ไบน์ชนิดไหลตามแนวรัศมี

จากรูปที่ 3.23 เป็นใบเทอร์ไบน์ซึ่งถูกยึดติดกับคอมเพรสเซอร์ ซึ่งในใบเทอร์ไบน์จะมีแก๊สวิ่งในแนวเส้นรอบวงด้วยความเร็วสูงและจะออกจากใบด้วยความเร็วที่เกิดการหมุนวนเล็กน้อย ผลที่ตามมาคือใบเทอร์ไบน์จะมีลักษณะคล้ายคลึงกับคอมเพรสเซอร์แบบไหลในแนวรัศมีมาก แต่จะถูกแทนที่ ring of nozzle vanes ด้วย diffuser vanes ดังรูปที่ 3.24 จะเห็นว่า diffuser จะลดความเร็วที่ช่องทางออกให้น้อยลงจนเหลือเพียงเล็กน้อย



รูปที่ 3.23 แสดงลักษณะของใบ rotor



รูปที่ 3.24 แสดงการไหลในเทอร์ไบน์แบบไหลตามแนวรัศมี

รูปสามเหลี่ยมความเร็วถูกวาดขึ้นจากเงื่อนไขการออกแบบโดยทั่วไป ซึ่งความเร็วสัมพัทธ์ที่ปลายใบพัดจะเป็นแบบตามรัศมี ส่วนความเร็วสัมบูรณ์ที่ทางออกจะเป็นแบบตามแนวแกน เป็นเพราะค่า C_{w3} มีค่าเป็นศูนย์ โดยค่า specific work output, W จะได้

$$W = C_p(T_{01} - T_{03}) = C_{w2} U_2 = U_2^2 \tag{3.16}$$

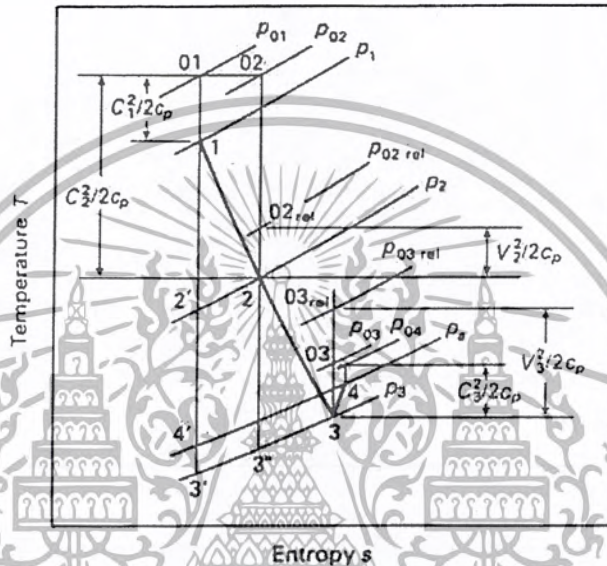
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยในทาง ideal isentropic turbine with perfect diffuser ค่า specific work output จะได้

$$W' = C_p(T_{01} - T'_4) = C_0^2/2 \tag{3.17}$$

ค่า C_0 สามารถเรียกว่า 'spouting velocity' สำหรับกรณีไอคิล จะได้

$$U_2^2 = C_0^2/2 \text{ หรือ } U_2/C_0 = 0.707 \tag{3.18}$$



รูปที่ 3.25 คือแอมแกรมแสดงการทำงานของเทอร์ไบน์ชนิดไหลตามแนวรัศมี

ในการทดลองพบว่าค่าประสิทธิภาพรวมที่ดี จะได้นำมาใช้ค่าสัดส่วนความเร็วเท่ากับ 0.68 และ 0.71 โดยในเทอมของ turbine pressure ratio ค่า C_0 จะได้

$$C_0^2/2 = C_p T_{01} (1 - (1/(p_{01}/p_a)^{\gamma-1/\gamma})) \tag{3.19}$$

ค่า overall isentropic efficiency ของ turbine และ diffuser จะได้

$$\eta_0 = (T_{01} - T_{03}) / (T_{01} - T'_4) \tag{3.20}$$

เพราะ $(T_{01} - T'_4)$ เป็นอุณหภูมิเทียบเท่าของกำลังงานสูงสุดซึ่งสามารถผลิตขึ้นจาก การขยายตัวทางไอเซนโทรปิกจากสถานะทางเข้า (p_{01}, T_{01}) ไป p_a เมื่อเราพิจารณาเทอร์ไบน์ตัวเดียว อย่างไรก็ตาม สูตรที่เหมาะสมในการคำนวณประสิทธิภาพจะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับภาควิชาฯ เท่านั้น (T_{01} - T_{03}) / (T_{01} - T_3)) มอนูญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ (3.21) การค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากเทอร์ไบน์แบบไหลตามแนวแกน ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียที่ nozzle จะกำหนดได้ดังนี้

$$\lambda_N = (T_2 - T'_2) / (C_2^2 / 2C_p) \quad (3.22)$$

ซึ่งคล้ายคลึงกับการสัมประสิทธิ์การสูญเสียของ rotor ดังนี้

$$\lambda_R = (T_3 - T'_3) / (V_3^2 / 2C_p) \quad (3.23)$$

โดยเทอมของ η_i ในรูปของ λ_N และ λ_R จะได้ดังนี้ เมื่อนำสมการ (7.48) มาขยายได้

$$\begin{aligned} T_{01} - T'_3 &= (T_{01} - T_{03}) + (T_{03} - T_3) + (T_3 - T'_3) + (T'_3 - T'_3) \\ &= (T_{01} - T_{03}) + (C_3^2 / 2C_p) + (\lambda_R V_3^2) / (2C_p) + (\lambda_N C_2^2 T'_3) / (2C_p T'_2) \end{aligned}$$

ดังนั้นจะได้

$$\eta_i = [1 + (1 / (2C_p(T_{01} - T_{03}))) \cdot (C_3^2 + \lambda_R V_3^2 + \lambda_N C_2^2 T'_3 / T'_2)]^{-1} \quad (3.24)$$

จากสามเหลี่ยมความเร็วจะได้

$$C_2 = U_2 \operatorname{cosec} \alpha_2, V_3 = U_3 \operatorname{cosec} \beta_3, C_3 = U_3 \cot \beta_3$$

α_2 เป็นมุมที่แก๊สเข้าสู่ใบพัดจนถึงมุมออกของ nozzle vanes โดยที่ β เป็นมุมออกของ impeller vanes นอกจากนี้ $U_3 = U_2 r_3 / r_2$ และ $C_p(T_{01} - T_{03}) = U_2^2$ ดังนั้นสูตรสุดท้ายสำหรับค่าประสิทธิภาพคือ

$$\eta_i = [1 + (1/2)(r_3/r_2)^2 (\cot^2 \beta_3 + \lambda_R \operatorname{cosec}^2 \beta_3) + (\lambda_N T'_3 \operatorname{cosec}^2 \alpha_2) / T'_2]^{-1} \quad (3.25)$$

และเป็น ค่าประสิทธิภาพที่ประกอบไปด้วยเทอมของ มุมทางออกของ nozzle และ impeller, สัมประสิทธิ์การสูญเสีย, อัตราส่วนอุณหภูมิ โดยอัตราส่วนอุณหภูมิ T'_3 / T'_2 สามารถเปลี่ยนเป็นเทอมของตัวแปรการออกแบบหลักได้ ถึงแม้ว่าค่านี้มักจะไม่มีควมน่าสนใจเพราะมีอิทธิพลต่อสมการประสิทธิภาพน้อยมาก ซึ่งเราสามารถเขียนได้ว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 $(T'_3 / T'_2) \approx (T'_3 / T_2) = 1 - (T_2 - T'_3) / T_2 = 1 - [(T_2 - T_3) + (T_3 - T'_3)] / T_2$
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดย $(T_2 - T_3)$ จะพบที่สมการ (7.46) และใช้สามเหลี่ยมความเร็ว จะได้ $T_{01} = T_{02}$

$$\begin{aligned} U_2^2 &= C_p(T_2 - T_3) + (C_2^2 - C_3^2)/2 \\ &= C_p(T_2 - T_3) + (V_2^2 + U_2^2)/2 - (V_3^2 - U_3^2)/2 \end{aligned}$$

$$(T_2 - T_3) = (1/2C_p)[(V_3^2 - V_2^2) + (U_2^2 - U_3^2)]$$

โดยค่า $T_{0rel} = T + V^2/2C_p$ จะมีค่าไม่เท่าของ rotor ใน การไหลในแนวแกน เพราะ $U_3 \neq U_2$ จะได้

$$\begin{aligned} (T_3 / T_2) &\approx (T'_{3'} / T_2) = 1 - (1/2C_p T_2)[(V_3^2 - V_2^2) + (U_2^2 - U_3^2) + \lambda_R V_3^2] \\ &= 1 - (U_2^2 / 2C_p T_2) [(r_3/r_2)^2 \{(1 + \lambda_R) \operatorname{cosec}^2 \beta_3 - 1\} - \cot^2 \alpha_2] \end{aligned}$$

และสุดท้ายจะได้ค่า T_2 คือ

$$T_2 = T_{01} - (U_2^2 \operatorname{cosec}^2 \alpha_2) / 2C_p \quad (3.26)$$



บทที่ 4

การทดลองและผลการทดลอง

4.1 วัตถุประสงค์การทดลอง

- 1) เพื่อศึกษาการทำงานของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ชนิดไหลตามแนวรัศมี
- 2) เพื่อทำการเก็บผลการทดลองเพื่อนำผลการทดลองไปคำนวณหาค่ากำลังที่ได้และค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์
- 3) เพื่อหาปัญหาข้อบกพร่องและแนวทางในการพัฒนาโครงการต่อไป

4.2 การทดลอง

เราจะแบ่งการทดลองออกเป็น 3 ขั้นตอน ได้แก่ ขั้นตอนการติดเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ ขั้นตอนการเก็บผลการทดลอง และสุดท้ายคือ ขั้นตอนปิดเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์

4.2.1 ขั้นตอนการสตาร์ทเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์

ขั้นตอนที่ 1 หลังจากประกอบและติดตั้งอุปกรณ์เสร็จเรียบร้อยแล้วเพื่อปลอดภัยต่อผู้ทดลองและต่อเครื่องยนต์ควรตรวจสอบความพร้อมของอุปกรณ์แต่ละอุปกรณ์ก่อนที่จะทำการทดลอง หลังจากนั้นจึงทำการเปิดสวิตช์ปั้มน้ำมันหล่อลื่นแกนเพลลาของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์โดยปกติแล้วเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ต้องใช้แรงดันน้ำมันในการหล่อลื่นประมาณ 1.5 – 2.5 bar แต่ในตอนแรกนั้นปรับความดันของน้ำมันในระบบ ไว้ที่ประมาณ 0.5 bar เนื่องจากถ้าเราปรับความดันน้ำมันไว้สูง แกนเพลลาจะมีความหนักมากอันเนื่องมาจากคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นเองและความดันที่ตั้งไว้ ทำให้เราไม่สามารถเร่งรอบของเครื่องยนต์ที่เครื่องยนต์จะสามารถทำงานได้โดยทั่วไปเครื่องยนต์จะเริ่มทำงานที่ความเร็วรอบประมาณ 30000 rpm

ขั้นตอนที่ 2 ทำการฉีดลมเข้าทางฝั่งคอมเพรสเซอร์เพื่อให้อากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ แล้วทำการเปิดสวิตช์หัวเทียน โดยปริมาณลมที่ฉีดเข้าไปนั้นไม่ควรน้อยหรือมากเกินไป เพราะถ้าน้อยเกินไปเวลาเปิดเชื้อเพลิงทำให้เชื้อเพลิงค้างอยู่ในห้องเผาไหม้มากเกินไปอาจเกิดการระเบิดภายในห้องเผาไหม้ได้ แต่ถ้าเปิดมากเกินไปจะทำให้อากาศพัดพาเชื้อเพลิงออกไปโดยไม่เกิดการเผาไหม้ได้

ขั้นตอนที่ 3 จากนั้นจึงเริ่มเปิดเชื้อเพลิง เข้าไปผสมคลุกเคล้ากับอากาศในห้องเผาไหม้จนเกิดการจุดระเบิดลุกไหม้แล้วจึงปิดสวิตช์หัวเทียน

ขั้นตอนที่ 4 เปิดลมให้มากขึ้นเพื่อให้อากาศเข้าผสมกับเชื้อเพลิงให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ขึ้น ผลจากการเผาไหม้ทำให้อุณหภูมิและความดันในห้องเผาไหม้สูงขึ้น เกิดแก๊สร้อน

ออกจากห้องเผาไหม้ไปขับใบพัดเทอร์โบให้หมุนเร็วขึ้นส่งผลให้ใบพัดคอมเพรสเซอร์ดูดอากาศเข้ามากขึ้น

- ขั้นตอนที่ 5 จากนั้นให้รักษาอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ประมาณ 700 - 900 องศาเซลเซียส และให้ควบคุมปริมาณลมให้คงที่ไว้ ในขณะที่รอบของเครื่องยนต์จะค่อยเพิ่มมากขึ้น ให้ดูอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ถ้าอุณหภูมิในห้องเผาไหม้เริ่มลดลง นั้นแสดงว่าไบพัดฝั่งคอมเพรสเซอร์สามารถดูดและอัดอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้มากขึ้นทำให้เปลวไฟสั้นลงแปลว่าไบพัดเทอร์ไบน์สามารถให้งานแก่ไบพัดคอมเพรสเซอร์เพียงที่ดูดอากาศเข้ามาโดยไม่ต้องอาศัยลมฉีดช่วย นั่นก็คือ เครื่องยนต์สตาร์ทติดแล้ว
- ขั้นตอนที่ 6 ค่อย ๆ ปิดวาล์วบี๊บลม และปรับความดันของน้ำมันหล่อลื่นเป็น 1.5 bar เปิดระบบหล่อเย็นน้ำมันหล่อลื่นแล้วทำการเร่งอัตราการผลิตของเชื้อตามต้องการ

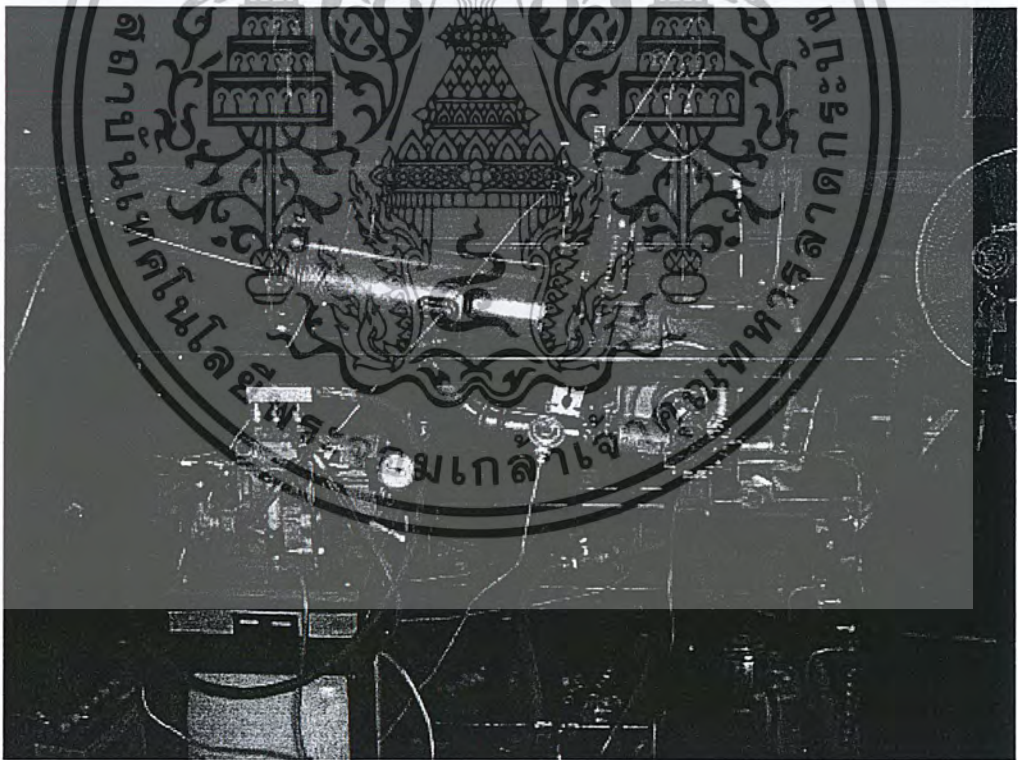
4.2.2 ขั้นตอนการเก็บผลการทดลอง

- ขั้นตอนที่ 1 เมื่อเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์สตาร์ทติดแล้ว ปรับอัตราการผลิตของเชื้อเพลิงโดยเริ่มจากค่าน้อยที่สุด เนื่องจากถ้าเริ่มทดลองที่อัตราการผลิตของเชื้อเพลิงมากที่สุดเราจะได้จุดอุณหภูมิที่จุดต่างสูงมาก เมื่อทำการลดอัตราการผลิต อุณหภูมิที่วัดได้จะลดลงมาเพียงน้อยเท่านั้นเนื่องการถ่ายเทความร้อนขณะที่ลดอัตราการผลิตไม่ดีพอทำให้เราได้ผลการทดลองที่ผิดพลาด
- ขั้นตอนที่ 2 จากนั้นรอให้เครื่องยนต์อยู่ในสภาวะคงที่ (Steady Stage) จึงทำการวัดความเร็วรอบของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์และพาวเวอร์เทอร์ไบน์ อุณหภูมิทั้ง 4 จุด ดังนี้คือ ทางเข้าห้องเผาไหม้ ทางออกห้องเผาไหม้ ทางออกเทอร์ไบน์ ทางออกพาวเวอร์เทอร์ไบน์ โดยใช้เทอร์โมคัปเปิ้ลที่สามารถวัดเป็นอุณหภูมิตดแทนกันได้
- ความดันทั้ง 3 จุด ดังนี้คือ ทางออกจากคอมเพรสเซอร์ ทางออกจากห้องเผาไหม้ ทางออกจากเทอร์ไบน์ ส่วนทางออกจากพาวเวอร์เทอร์ไบน์ให้คิดที่ความดันบรรยากาศ
- ขั้นตอนที่ 3 ทำการปิดท่อระบายความดัน (By-Pass) และรอให้เครื่องยนต์อยู่ในสภาวะคงที่อีกครั้งหนึ่ง แล้วจึงทำการวัดค่าต่างๆ เหมือนในขั้นตอนที่ 2
- ขั้นตอนที่ 4 จากนั้นจึงทำการเบรกแกนเพลลาของพาวเวอร์เทอร์ไบน์ และวัดน้ำหนักที่ใช้ในการเบรกและความเร็วรอบของแกนเพลลาในขณะที่ทำการเบรก
- ขั้นตอนที่ 5 ทำการเปิดท่อระบายความดัน และทำการเพิ่มอัตราการผลิตของเชื้อเพลิง แล้วทำตามขั้นตอนที่ 2 -4 อีกครั้งหนึ่ง โดยขอบเขตของการทดลอง คือ ไม่ให้อุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์สูงกว่า 900 องศา เนื่องจากอาจเกิดความเสียหายแก่ไบพัดทางฝั่งเทอร์ไบน์ได้ และความเร็วรอบของเครื่องยนต์ไม่เกิน 55000 rpm และที่อัตราการผลิตของแก๊สเชื้อเพลิงที่สามารถจ่ายได้

4.2.3 ขั้นตอนการปิดเครื่องยนต์แกสเทอร์ไบน์

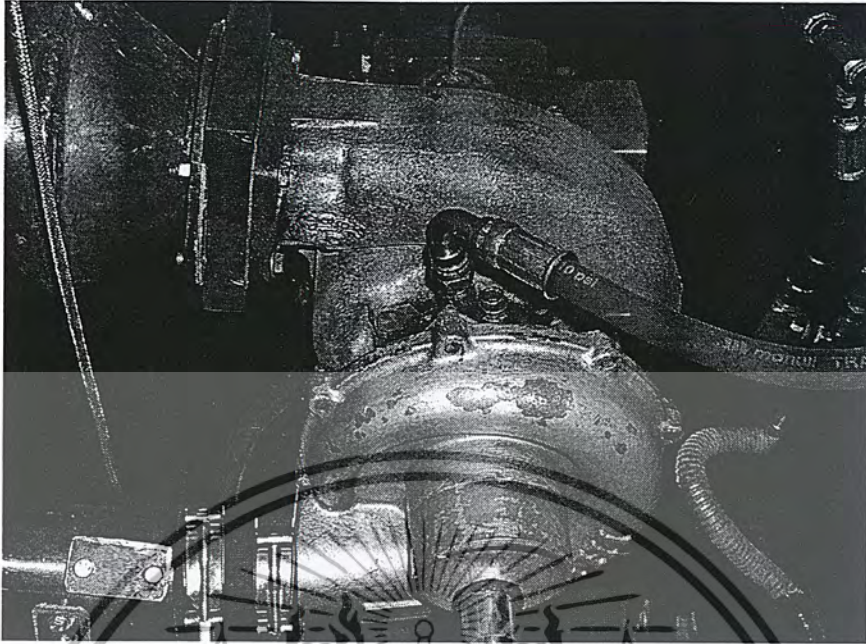
เมื่อเราได้ผลการทดลอง 2 อัตราการไหลซึ่งใช้เวลาในการทดลองประมาณ 20 – 30 นาที มีผลทำให้ทำคั้นในถึงแก่สลดลงไม่สามารถที่จะเร่งอัตราการไหลเพิ่มขึ้นได้จึงจำเป็นต้องหยุดการทดลองไว้ก่อน โดยค่อยๆ ปิดเชื้อเพลิง และฉีดลมเข้าทางคอมเพรสเซอร์ แต่ยังไม่ต้องปิดปั้มน้ำมันหล่อลื่น และระบบหล่อเย็นน้ำมันหล่อลื่น เพื่อให้แกนเพลายังคงหมุนอยู่บนอุณหภูมิในห้องเผาไหม้ลดลงเหลือประมาณ 50 – 70 องศาเซลเซียส จึงทำการหยุดลมและปิดปั้มน้ำมันหล่อลื่น เหตุผลที่ต้องปฏิบัติดังนี้ น้ำมันหล่อลื่นที่ไหลผ่านแกสเทอร์ไบน์มี 2 หน้าที่ คือ หล่อลื่นแกนเพลาลดการสึกหรอที่เกิดขึ้น และเพื่อระบายความร้อน (Cool Down) ออกจากแกสเทอร์ไบน์ ซึ่งขณะที่หยุดทำการทดลองนั้นแกสเทอร์ไบน์ยังมีความร้อนสะสมอยู่ถ้าร้อนจัด น้ำมันหล่อลื่นที่เคลือบแกนเพลายู่บนจะหยดลงไปเรื่อยๆ เหลือค้างอยู่บนแกสเทอร์ไบน์แบบเคลือบเท่านั้น ถ้าแกสเทอร์ไบน์ร้อนจัด หรือน้ำมันหล่อลื่นไม่ทนความร้อนพอ น้ำมันหล่อลื่นก็จะไหม้เป็นตะกรันแข็งเกาะบนแกสเทอร์ไบน์และชิ้นส่วนใกล้เคียง เช่น ซีลกันน้ำมันหล่อลื่น นานๆเข้าซีลกันน้ำมันอาจจะรั่วได้ หรือ แกสเทอร์ไบน์หมุนติดขัด ตะกรันขูดขีดกับแบร์ริงได้ มีผลทำให้เครื่องยนต์เสียหายได้

4.3 รูปจากการทดลอง

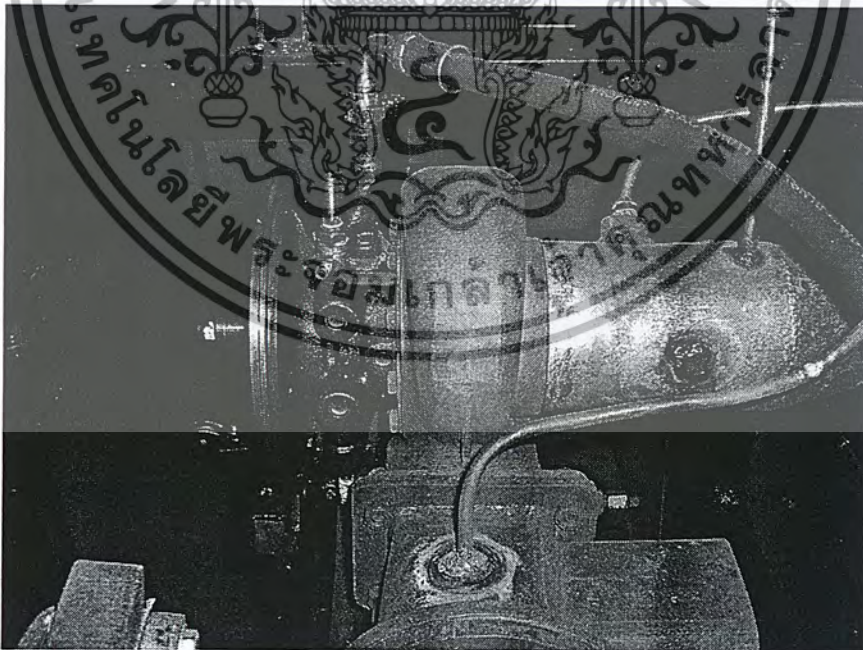


รูปที่ 4.1 เครื่องยนต์ฟาวเวอร์แกสเทอร์ไบน์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

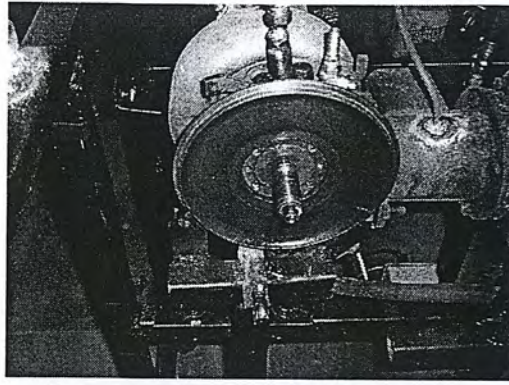


รูปที่ 4.2 เทอร์โบชาร์จ IHI C9 นำมาเป็นเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์

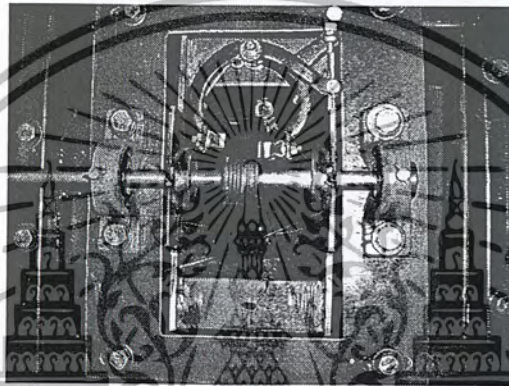


รูปที่ 4.3 เทอร์โบชาร์จ IHI C9 รุ่นใหม่นำมาประกอบเป็นพาวเวอร์เทอร์ไบน์

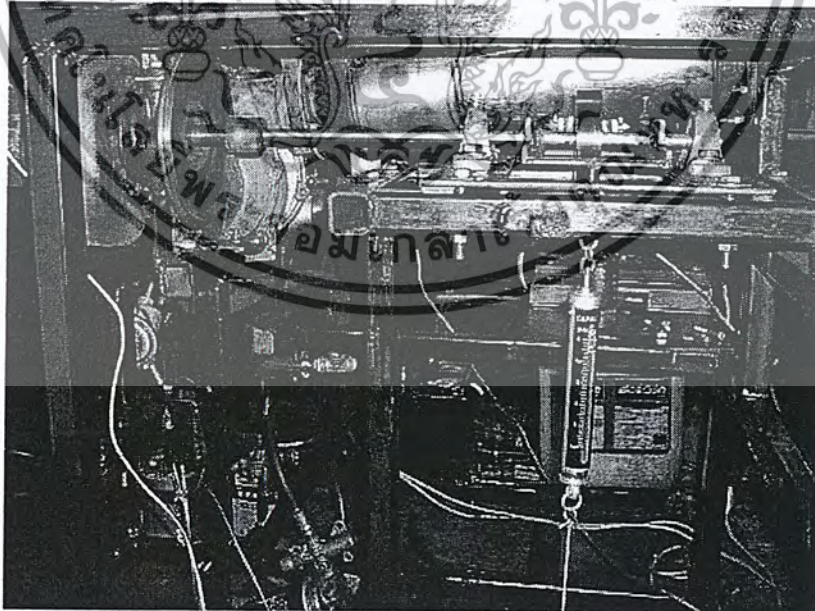
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.4 พาวเวอร์เทอร์ไบน์ ถอดใบพัดคอมเพรสเซอร์

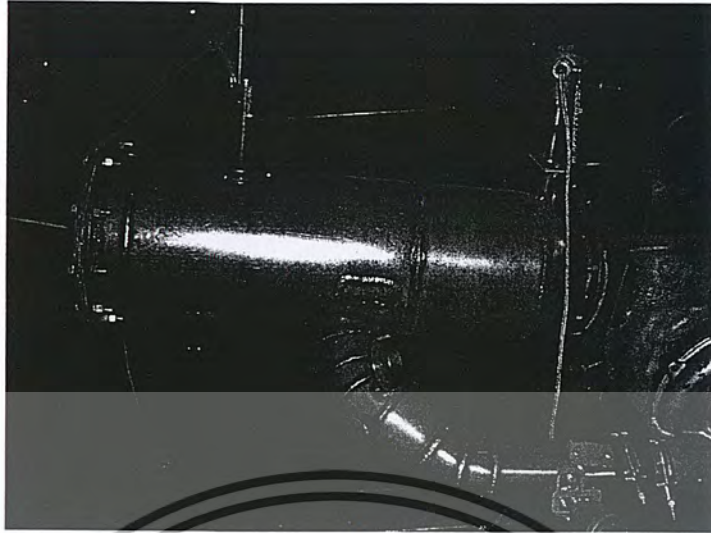


รูปที่ 4.5 ชุดเบรกแกนเพลापาวเวอร์เทอร์ไบน์

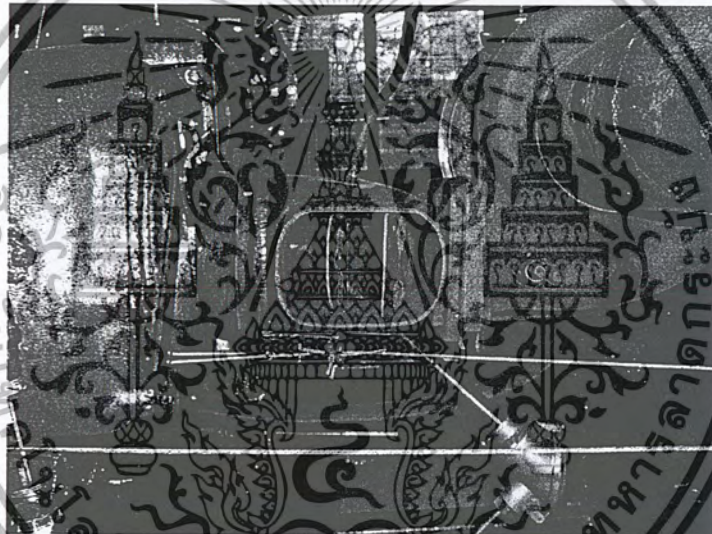


รูปที่ 4.6 ระบบเบรกเพื่อกำกำลังงานที่ได้จากแกนเพล

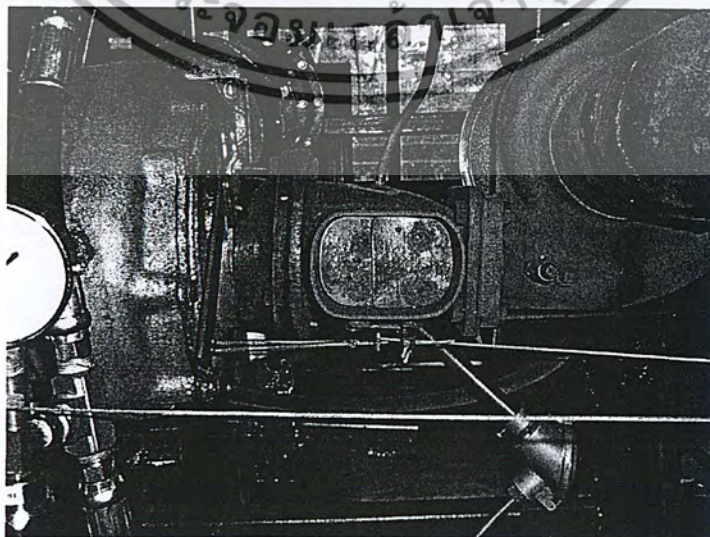
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.7 ห้องเผาไหม้ที่ใช้ในการทดลอง

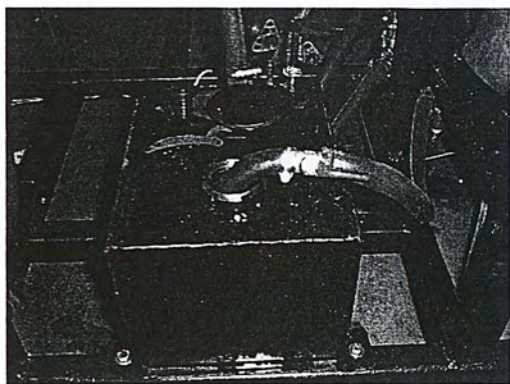


รูปที่ 4.8 ท่อระบายความดันขณะเปิด

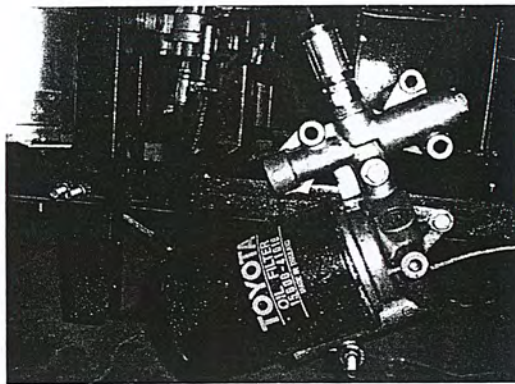


รูปที่ 4.9 ท่อระบายความดันขณะเปิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาก็เท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ก. ถังพักน้ำมัน



ข. กรองน้ำมัน



ค. เกียร์ปั๊ม

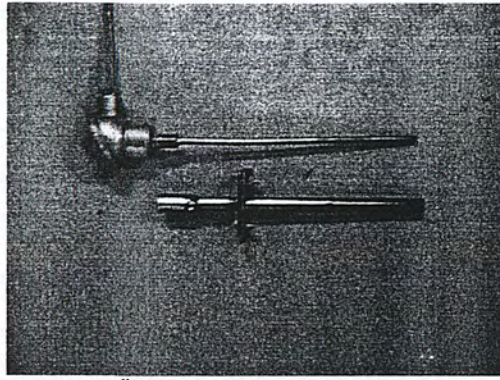
ง. ระบบหล่อเย็น



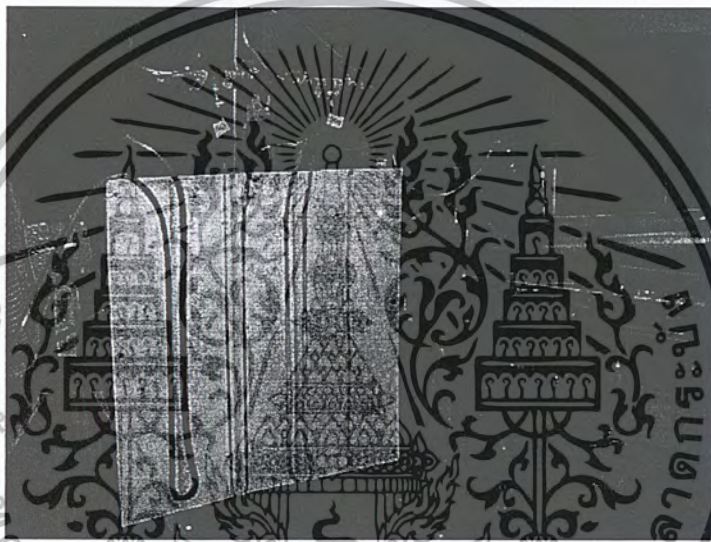
จ. เกจวัดความดันน้ำมัน

รูปที่ 4.10 ระบบน้ำมันหล่อลื่น

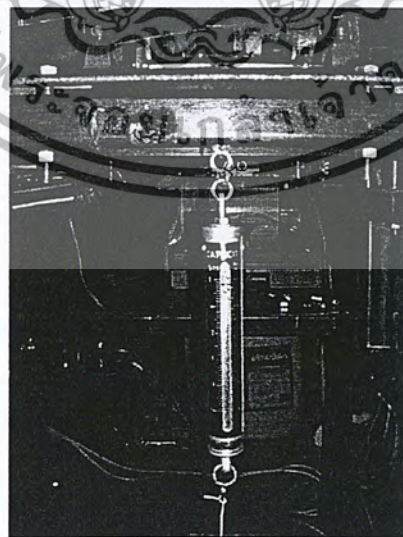
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ก. เทอร์โมคัมเปียมพร้อมปลดกวดอุณหภูมิแบบสแตกเนชั่น



ข. นาโนมิเตอร์วัดความดันแบบสแตกเนชั่น



ค. ตาชั่งสปริงวัดน้ำหนักที่ใช้ในการเบรก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้รูปที่ 4.11 อุปกรณ์การวัดต่างๆ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 การคำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์

จากผลการทดลองที่อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิงที่ 0.0023 kg/s นำมาคำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ โดยจะทำการแยกเป็นประสิทธิภาพของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์และเครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ ดังนี้

เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์

งานที่ขับเคลื่อนเพรสเซอร์

$$\text{จากสมการที่ (2.1)} \quad W_c = c_p (T_2 - T_1)$$

$$\text{จะได้} \quad W_c = 1.005(356 - 302) = 54.27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

งานของเทอร์ไบน์ที่ขับเคลื่อนเพรสเซอร์

$$\text{จากสมการที่ (2.10)} \quad W_{tc} = \frac{1}{\eta_m} c_p (T_{02} - T_{01})$$

$$\text{จะได้} \quad W_{tc} = \frac{1}{0.9} (54.27) = 60.30 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

งานที่เทอร์ไบน์ทำได้

$$\text{จากสมการที่ (2.3)} \quad W_t = c_p (T_3 - T_4)$$

$$\text{จะได้} \quad W_t = 1.147(935 - 687) = 284.45 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

ค่าความร้อนที่ให้แก่วัสดุจก

$$\text{จากสมการที่ (2.2)} \quad Q_{in} = c_p (T_3 - T_2)$$

$$\text{จะได้} \quad Q_{in} = 1.147(935 - 356) = 664.11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

ประสิทธิภาพทางความร้อนในอุดมคติของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์

$$\text{จากสมการที่ (2.5)} \quad \eta_t = \frac{W_t - W_{tc}}{Q_{in}}$$

$$\text{จะได้} \quad \eta_t = \frac{284.45 - 60.30}{664.11} = 0.3375 \quad , \quad 33.75\%$$

ประสิทธิภาพทางกลของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์

หาค่าไม่ได้เพราะเราไม่สามารถวัดกำลังงานที่ได้จากแกนเพลลา

เครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์

งานที่ฟาวเวอร์เทอร์ไบน์ทำได้

$$\text{จากสมการที่ (2.6)} \quad W_{pt} = c_p (T_4 - T_5)$$

$$\text{จะได้} \quad W_{pt} = c_p (687 - 632) = 63.08 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

ประสิทธิภาพทางความร้อนในอุดมคติของเครื่องยนต์ฟาวเวอร์เทอร์ไบน์

$$\text{จากสมการที่ (2.7)} \quad \eta_t = \frac{W_{pt} + W_t - W_{tc}}{Q_{in}}$$

$$\text{จะได้} \quad \eta_t = \frac{63.08 + 284.45 - 60.30}{664.11} = 0.432, 43.25\%$$

กำลังงานที่ได้จากแกนเพลลาฟาวเวอร์เทอร์ไบน์

$$\text{จากสมการที่ (2.15)} \quad P = \frac{2\pi NT}{60}$$

$$\text{จะได้} \quad P = \frac{2\pi(33258)(0.3532)}{60} = 1229.975 \text{ watt}$$

พลังงานความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์

$$\text{จากสมการที่ (2.13)} \quad Q_{in} = \dot{m}_{fuel} (\text{LHV})$$

$$\text{จะได้} \quad Q_{in} = (0.0023)(43100) = 99.13 \text{ kw}$$

ประสิทธิภาพทางกลของเครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์

$$\text{จากสมการที่ (2.12)} \quad \eta = \frac{W_{output}}{W_{input}} = \frac{P}{Q_{in}}$$

$$\text{จะได้} \quad \eta = \frac{1.229}{99.13} = 0.01239, 1.239\%$$

4.4 ผลการทดลอง

Fuel mass flow rate	P01	P02	P03	%P drop	P04	T01	T02	T03	T04	T05
kg/s	bar	bar	bar	%	bar	K	K	K	K	K
0.0011	1.000	1.175	1.167	0.6941	1.000	302	323	776	637	593
0.0013	1.000	1.208	1.198	0.8495	1.001	302	328	803	651	603
0.0015	1.000	1.270	1.258	0.9326	1.001	302	334	826	658	604
0.0017	1.000	1.349	1.334	1.0732	1.001	302	340	840	625	560
0.0019	1.000	1.400	1.382	1.3251	1.002	302	345	848	618	549
0.0021	1.000	1.511	1.489	1.3937	1.002	302	358	859	609	550
0.0023	1.000	1.547	1.525	1.4286	1.003	302	366	867	608	553
0.0025	1.000	1.620	1.595	1.5435	1.003	302	368	884	606	551

ตารางที่ 4.1 ผลการทดลองที่อัตราการไหลต่าง ๆ ขณะที่เปิดที่ระบายความดัน

Fuel mass flow rate	ความเร็วรอบของ Engine	W_{com}	η_m	W_{tc}	W_t	W_{net}	Q_{in}	η_c (เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์)
kg/s	rpm	kJ/kg	%	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	%
0.0011	29920	21.11	90	23.450	159.433	135.983	519.591	26.171
0.0013	34850	26.13	90	29.033	174.344	145.311	544.825	26.671
0.0015	36679	32.16	90	35.733	192.696	156.963	564.324	27.814
0.0017	40830	38.19	90	42.433	246.605	204.172	573.500	35.601
0.0019	45643	43.22	90	48.017	263.810	215.793	576.941	37.403
0.0021	47368	56.28	90	62.533	286.750	224.217	574.647	39.018
0.0023	49013	64.32	90	71.467	297.073	225.606	574.647	39.260
0.0025	53484	66.33	90	73.700	318.866	245.166	591.852	41.424

ตารางที่ 4.2 งานและประสิทธิภาพความร้อนที่อัตราการไหลต่าง ๆ ขณะที่เปิดที่ระบายความดัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Fuel mass flow rate	P01	P02	P03	%P drop	P04	T01	T02	T03	T04	T05
kg/s	bar	Bar	bar	%	bar	K	K	K	K	K
0.0011	1.000	1.138	1.133	0.4624	1.00212	302	320	801	677	658
0.0013	1.000	1.153	1.145	0.6849	1.00277	302	326	825	683	659
0.0015	1.000	1.188	1.179	0.7752	1.00338	302	328	842	642	608
0.0017	1.000	1.228	1.216	0.9646	1.00440	302	332	870	646	606
0.0019	1.000	1.289	1.276	1.0204	1.00525	302	338	895	633	591
0.0021	1.000	1.366	1.350	1.1368	1.00670	302	345	923	651	606
0.0023	1.000	1.412	1.394	1.2582	1.00720	302	356	935	687	632
0.0025	1.000	1.459	1.439	1.3081	1.00820	302	358	948	730	678

ตารางที่ 4.3 ผลการทดลองที่อัตราการไหลต่างๆ ขณะที่ปิดท่อระบายความดัน

Fuel mass flow rate	ความเร็วรอบของ Engine	Wcom	η_m	Wtc	Wt	Wnet	Qin	η_i (เครื่องยนต์ แก๊สเทอร์ไบน์)
kg/s	Rpm	kJ/kg	%	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	%
0.0011	26494	18.09	90	20.100	142.228	122.128	551.707	22.136
0.0013	31530	24.12	90	26.800	162.874	136.074	572.353	23.774
0.0015	32740	26.13	90	29.033	229.400	200.367	589.558	33.986
0.0017	34231	30.15	90	33.500	256.928	223.428	617.086	36.207
0.0019	37556	36.18	90	40.200	300.514	260.314	638.879	40.745
0.0021	41352	43.215	90	48.017	311.984	263.967	662.966	39.816
0.0023	44192	54.27	90	60.300	284.456	224.156	664.113	33.753
0.0025	47531	56.28	90	62.533	250.046	187.513	676.730	27.709

ตารางที่ 4.4 งานและประสิทธิภาพทางความร้อนที่อัตราการไหลต่างๆ ขณะที่ปิดท่อระบายความดัน

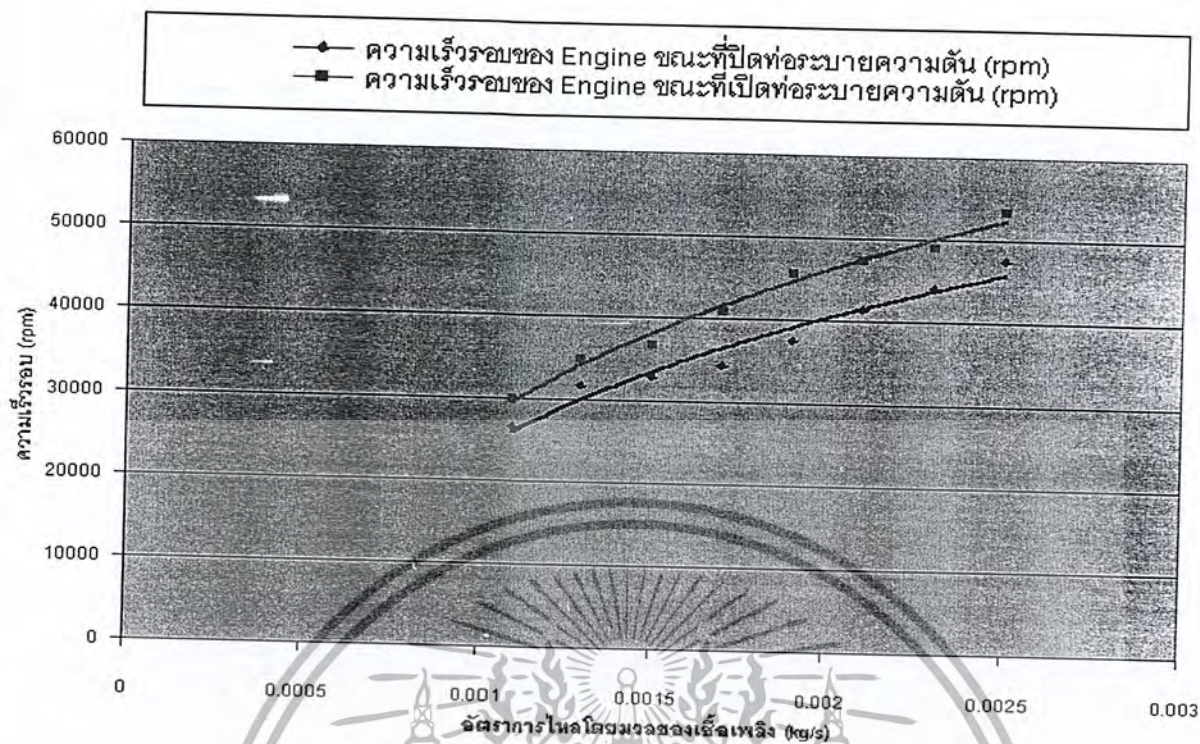
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Fuel mass flow rate	ความเร็วรอบของ Power turbine	W _{pt}	W _{net}	Q _{in}	η_t (เครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์)
kg/s	rpm	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	%
0.0011	8520	21.793	143.921	142.228	26.086
0.0013	11966	27.528	163.602	162.874	28.584
0.0015	19540	38.998	239.365	229.400	40.601
0.0017	24939	45.880	269.308	256.928	43.642
0.0019	31054	48.174	308.488	300.514	48.286
0.0021	33121	51.615	315.582	311.984	47.602
0.0023	36506	63.085	287.241	284.456	43.252
0.0025	40612	59.644	247.157	250.046	36.522

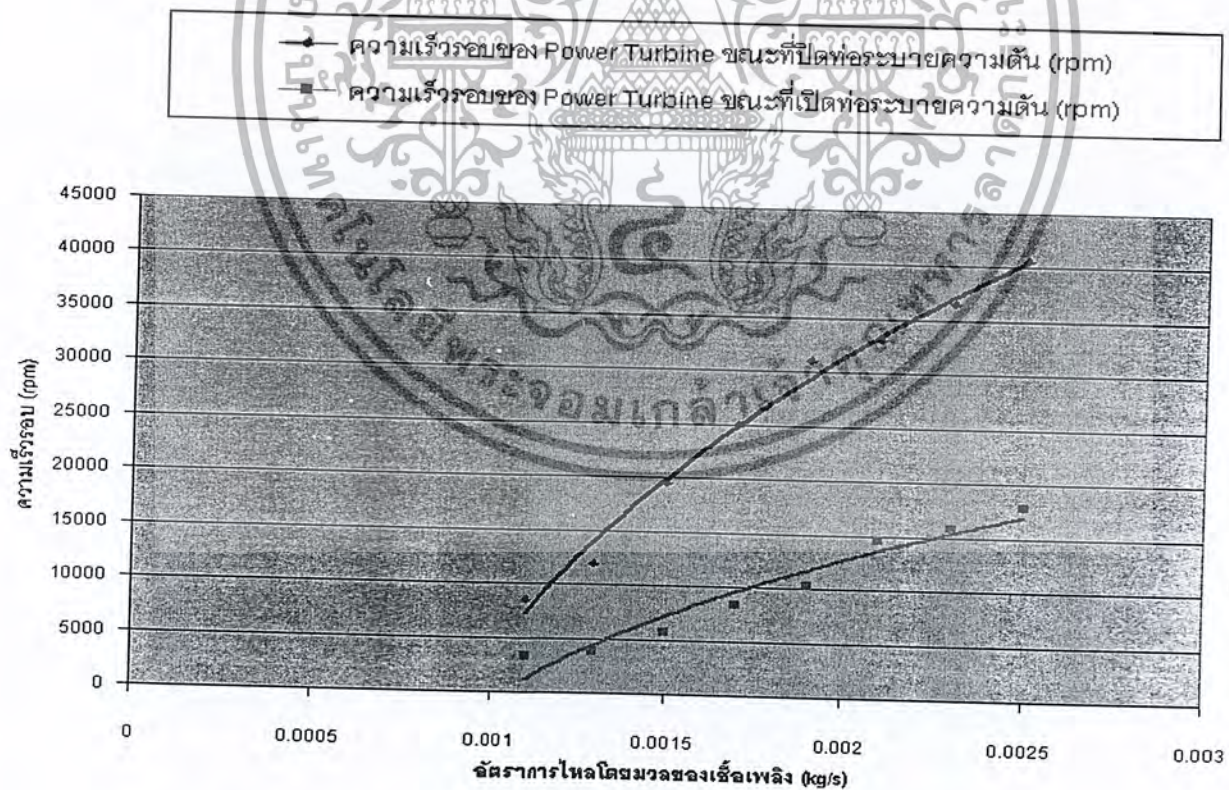
ตารางที่ 4.5 งานและประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ฟาวเวอร์เทอร์ไบน์

Fuel mass flow rate	ความเร็วรอบของ Power หลังเบรก	น้ำหนักที่วัดได้	ระยะ R	Torque	กำลังงาน	ประสิทธิภาพทางกล
kg/s	rpm	kg	m	N·m	W	%
0.0011	1600	0.38	0.045	0.1678	28.107	0.059
0.0013	4700	0.30	0.045	0.1324	65.182	0.116
0.0015	16900	0.40	0.045	0.1766	312.505	0.483
0.0017	14610	0.60	0.045	0.2649	405.239	0.553
0.0019	15600	1.00	0.045	0.4415	721.165	0.881
0.0021	15249	1.20	0.045	0.5297	845.927	0.935
0.0023	33258	0.80	0.045	0.3532	1229.975	1.241
0.0025	14100	1.80	0.045	0.7946	1173.280	1.089

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์และประสิทธิภาพทางกลของเครื่องยนต์ฟาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.12 ความเร็วรอบของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ที่อัตราการใช้เชื้อเพลิงต่างๆ



รูปที่ 4.13 ความเร็วรอบของพาวเวอร์เทอร์ไบน์ที่อัตราการใช้เชื้อเพลิงต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 4.12 จะเห็นได้ว่าที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงเดียวกันความเร็วรอบของเครื่องยนต์แก๊สขณะที่เปิดที่ระบายความดันจะมีความเร็วรอบที่สูงกว่าขณะที่ปิดที่ระบายความดัน เนื่องจากขณะที่ทำการปิดที่ระบายความดันนั้นจะเกิดการอันของแก๊สร้อนภายในท่อทำให้เกิดความดันย้อนกลับไปด้วยไปด้านกับใบพัดทางฝั่งเทอร์ไบน์ทำให้หมุนช้าลง

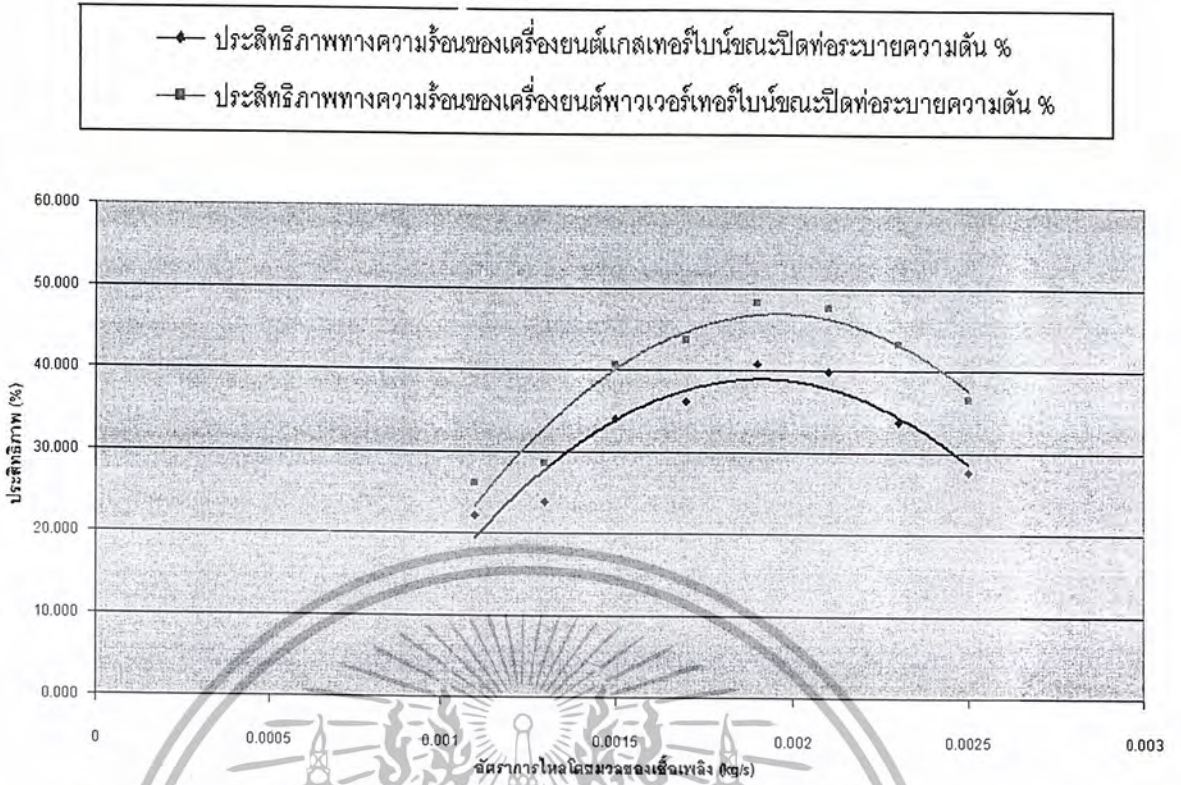
จากรูปที่ 4.13 ที่อัตราการไหลโดยมวลของเชื้อเพลิงเดียวกันความเร็วรอบของพาวเวอร์เทอร์ไบน์ขณะที่ปิดที่ระบายความดันจะมีความเร็วรอบสูงกว่าขณะที่ไม่ปิด เพราะขณะที่ไม่ได้ปิดที่ระบายความดันนั้นจะมีแก๊สร้อนส่วนระบายออกจากท่อทำให้อุณหภูมิและความดันทางเข้าพาวเวอร์เทอร์ไบน์มีค่าน้อยลง ทำให้งานที่ได้จากการขยายตัวของแก๊สร้อนผ่านพาวเวอร์เทอร์ไบน์มีค่าน้อยลงตามไปด้วย



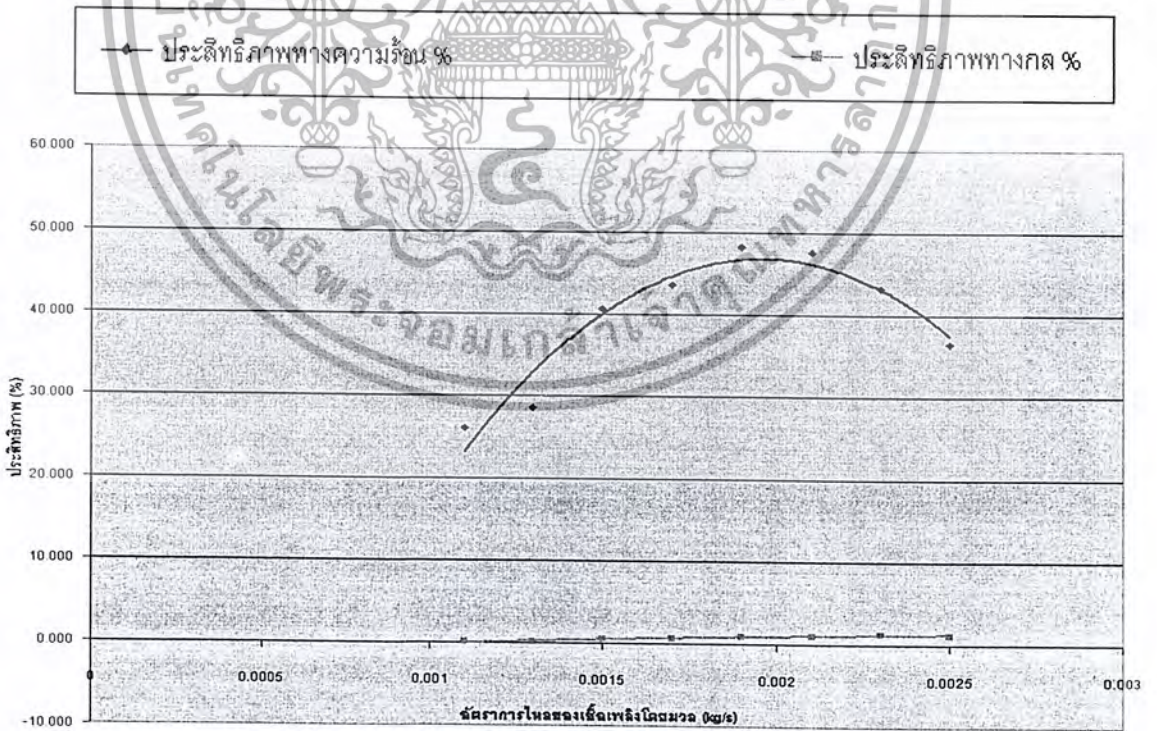
รูปที่ 4.14 ประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงต่างๆ

จากรูปที่ 4.14 ประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ขณะที่เปิดที่ระบายความดันจะเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ แต่เมื่อทำการปิดที่ระบายความดันแล้วจะพบว่าประสิทธิภาพทางความร้อนจะเพิ่มขึ้นในช่วงแรกและจะลดลงที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงสูงขึ้นเนื่องจากผลของความดันย้อนกลับภายในที่ระบายความดันมีค่ามากขึ้น จึงส่งผลให้ประสิทธิภาพทางร้อนลดลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.15 ประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบไบน์และเครื่องยนต์ฟาวเวอร์เทอร์โบไบน์ที่อัตรา
การไหลโดยมวลของเชื้อเพลิงต่างๆ



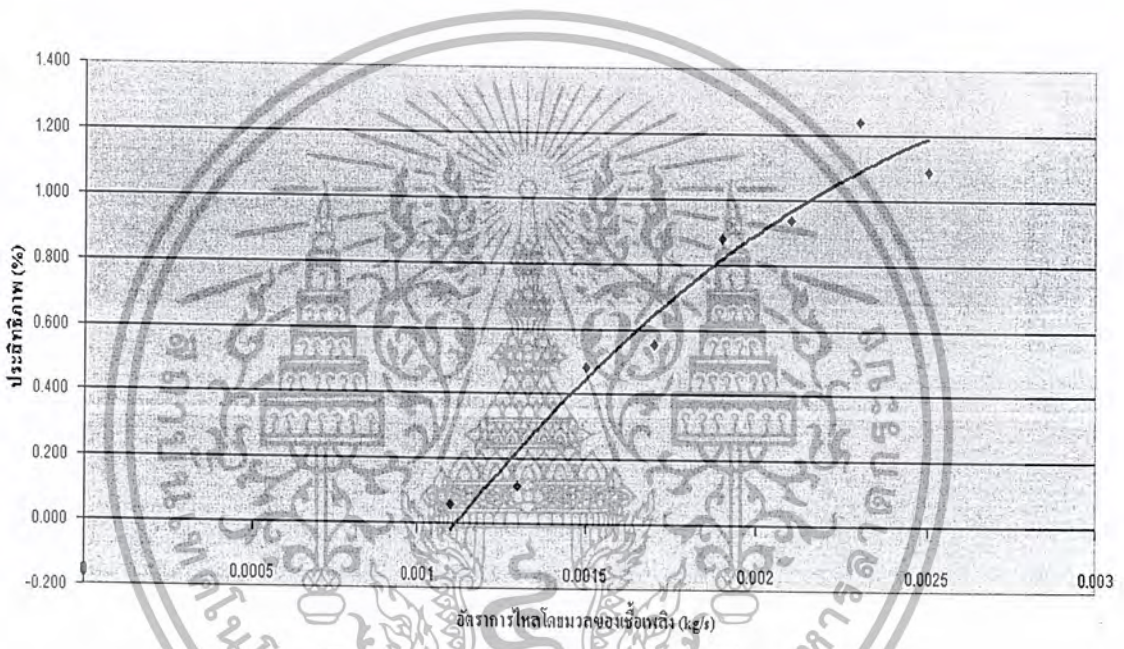
รูปที่ 4.16 ประสิทธิภาพทางกล และประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ฟาวเวอร์เทอร์โบไบน์ที่อัตรา

การไหลโดยมวลของเชื้อเพลิงต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

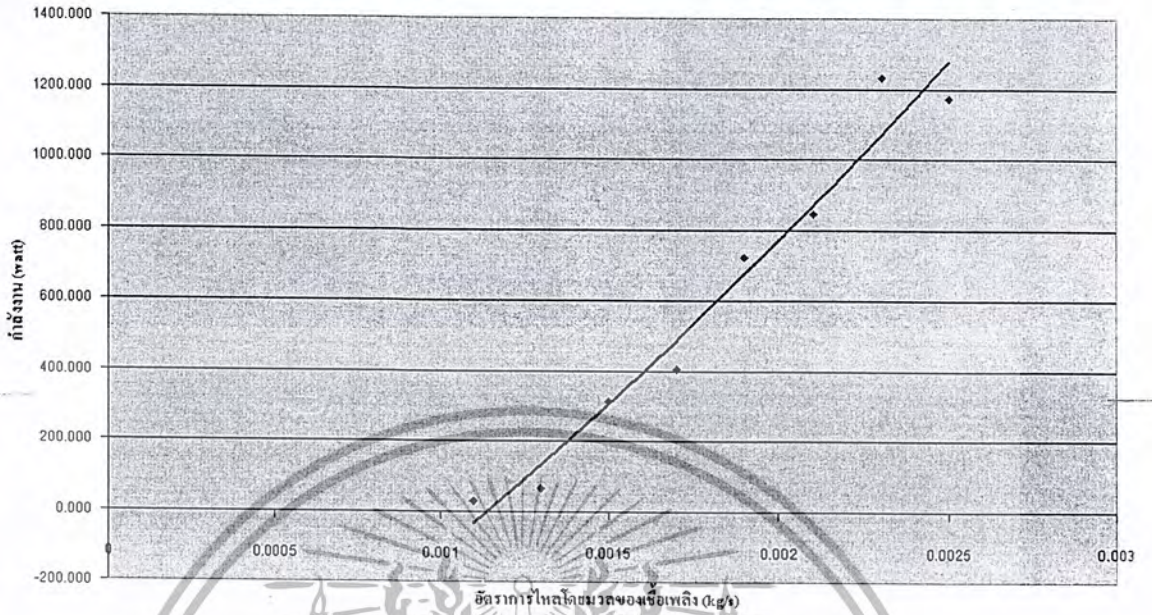
จากรูปที่ 4.15 เมื่อทำการปิดท่อระบายความดันแล้วกลายเป็นเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์แล้วจะเห็นได้ชัดว่ามีประสิทธิภาพทางความร้อนมากกว่าเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ เนื่องจากแก๊สร้อนที่ขยายตัวผ่านพาวเวอร์เทอร์ไบน์ ทำให้ได้งานเพิ่มมาอีกส่วนหนึ่ง

จากรูปที่ 4.16 จะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพทางกลของเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์เมื่อเปรียบเทียบกับประสิทธิภาพทางความร้อนนั้นมีย่าน้อยมาก เหตุผลสำคัญคืองานที่ได้จากแกนเพลานั้นเราได้จากพาวเวอร์เทอร์ไบน์เท่านั้น เพราะส่วนเครื่องยนต์เทอร์ไบน์นั้นเราไม่สามารถวัดค่าออกมาได้เนื่องจากเหตุผลต่างๆ เช่น การเสียดต่อการไม่บาลานซ์ของแกนเพลานี้ของเครื่องยนต์

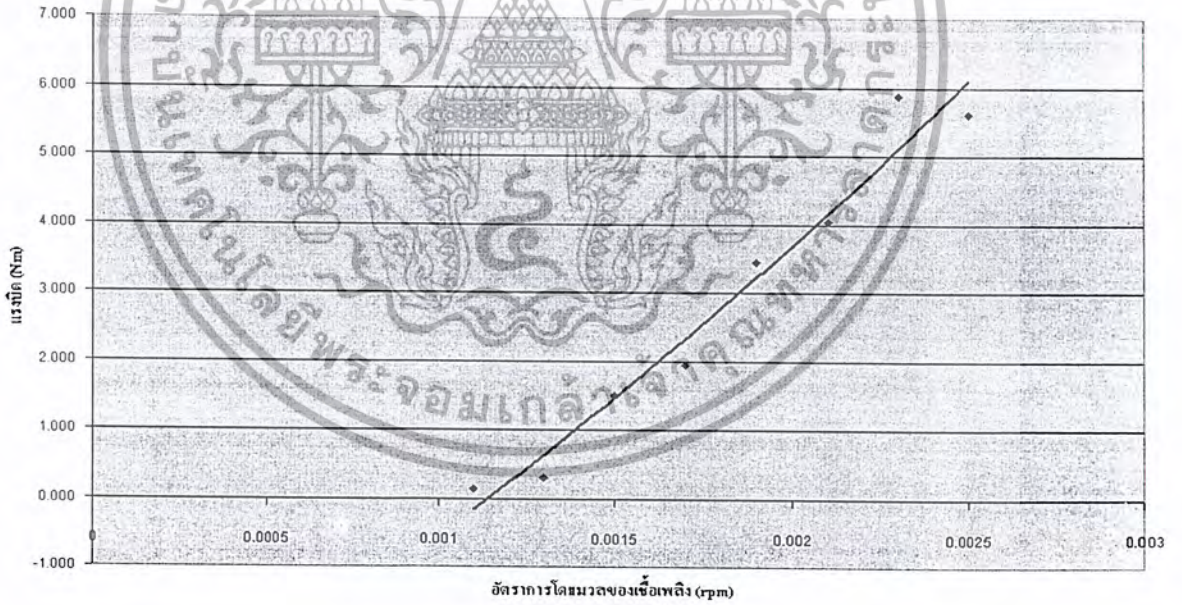


รูปที่ 4.17 ประสิทธิภาพทางกลของเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ที่อัตราการไหลต่างๆ

ในทางทฤษฎีเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์จะมีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นตลอดและจะเริ่มลดลงที่ความเร็วรอบสูงๆ แต่จากรูปที่ 4.17 และตารางที่ 4.5 ประสิทธิภาพเริ่มลดลงขณะที่ความเร็วรอบของพาวเวอร์เทอร์ไบน์อยู่ในช่วง 38000 – 40000 rpm ซึ่งน้อยเกินไป เหตุผลที่ประสิทธิภาพลดลงมีสาเหตุสำคัญจากการผิดพลาดในการวัดค่ากำลังงานที่ได้จากแกนเพลานี้ เนื่องจากในการจ่ายเชื้อเพลิงที่ 0.0025 kg/s นั้นเป็นค่าที่สูงมาก ทำให้ความดันในถังแก๊สเชื้อเพลิงลดลงอย่างรวดเร็ว ซึ่งการเก็บผลทดลองนั้นใช้เวลาค่อนข้างมาก และการวัดค่าแรงบิดที่เกิดขึ้นเป็นขั้นตอนสุดท้ายของการเก็บผล ดังนั้นกำลังงานที่วัดได้จากแกนเพลานี้จึงมีค่าน้อยกว่าที่ 0.0023 kg/s ซึ่งสามารถดูได้จากรูปที่ 4.18 และรูปที่ 4.19

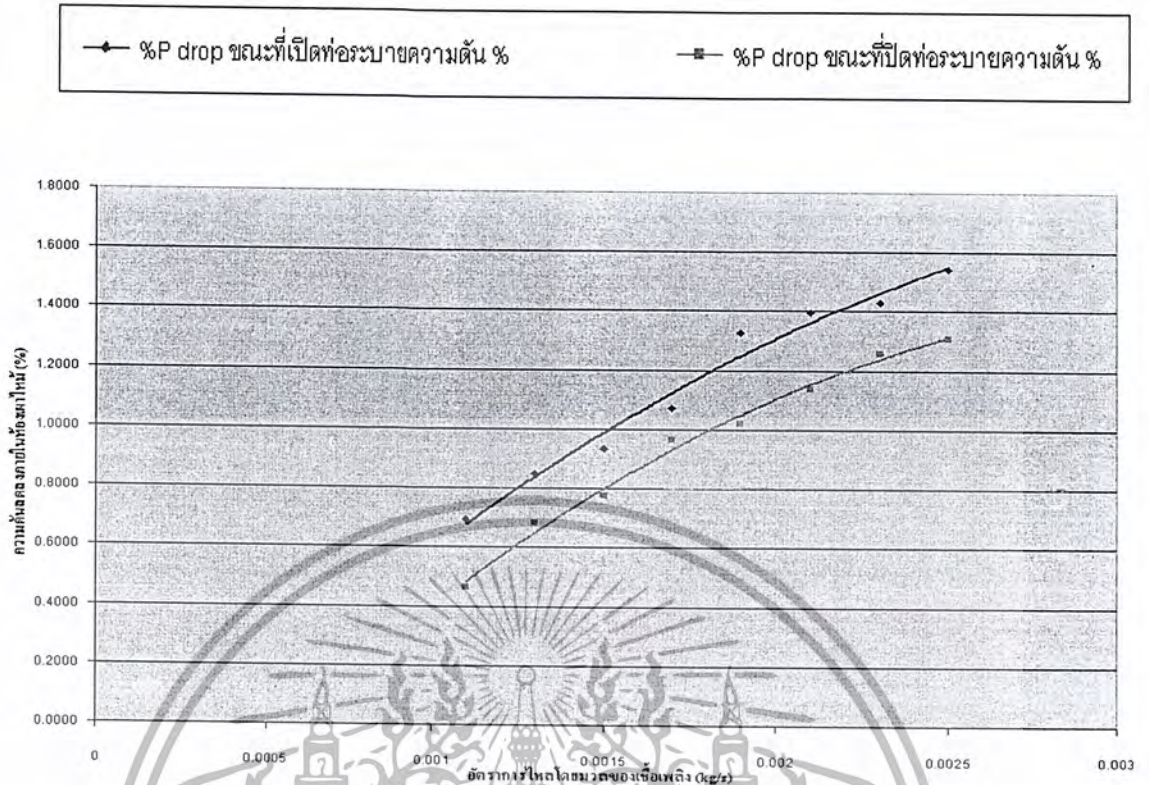


รูปที่ 4.18 กำลังงานจากแกนเพลลาของพาวเวอร์เทอร์ไบน์ที่อัตราการใช้ความเร็วโดยมวลของเชื้อเพลิงต่างๆ



รูปที่ 4.19 แรงบิดที่ความเร็วรอบ 2000 rpm ที่อัตราการใช้ความเร็วโดยมวลของเชื้อเพลิงต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

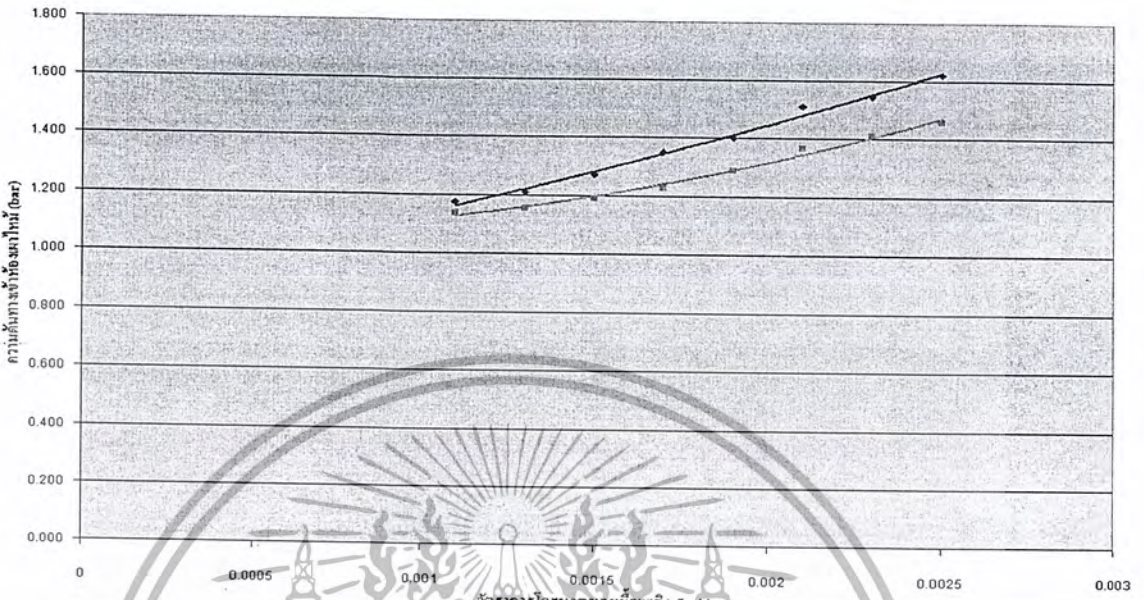


รูปที่ 4.20 ความดันสูญเสียในห้องเผาไหม้ที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงต่างๆ

จากรูปที่ 4.20 ความดันที่สูญเสียในห้องเผาไหม้ขณะที่เปิดที่ระบายความดันนั้นมีเปอร์เซ็นต์ที่สูงกว่าขณะที่ปิด เพราะขณะที่ปิดที่ระบายความดันนั้น คอมเพรสเซอร์จะดูดและอัดอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ได้น้อยกว่า ความดันที่อัดได้ต่ำกว่า (ดังรูปที่ 4.21) อากาศที่ถูกอัดเข้ามาจึงมีความเร็วต่ำกว่า ดังนั้นแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจึงมีค่าต่ำกว่า

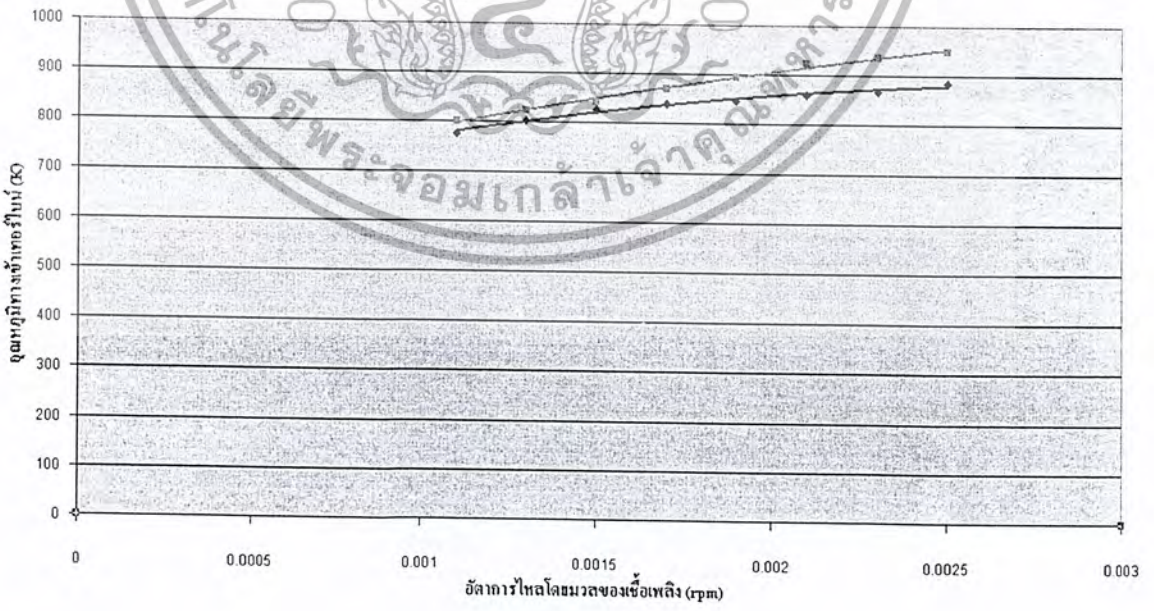
และผลของการปิดที่ระบายความดันนอกจากจะทำให้ได้กำลังอัดที่ต่ำกว่าแล้ว ยังส่งผลให้อุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์สูงขึ้น ดังรูปที่ 4.22 อีกด้วย เนื่องจากอากาศที่ถูกอัดเข้าห้องเผาไหม้มีปริมาณที่น้อยกว่าทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ช้าลง ซึ่งนั่นก็คือเปลวไฟยาวขึ้นทำให้อุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์สูงขึ้น ซึ่งเปลวไฟที่ยาวขึ้นนี้อาจจะทำความเสียหายให้แก่ใบพัดทางฝั่งเทอร์ไบน์ได้

◆ ความดันทางเข้าห้องเผาไหม้ขณะที่เปิดท่อระบายความดัน bar
 ■ ความดันทางเข้าห้องเผาไหม้ขณะที่ปิดท่อระบายความดัน bar



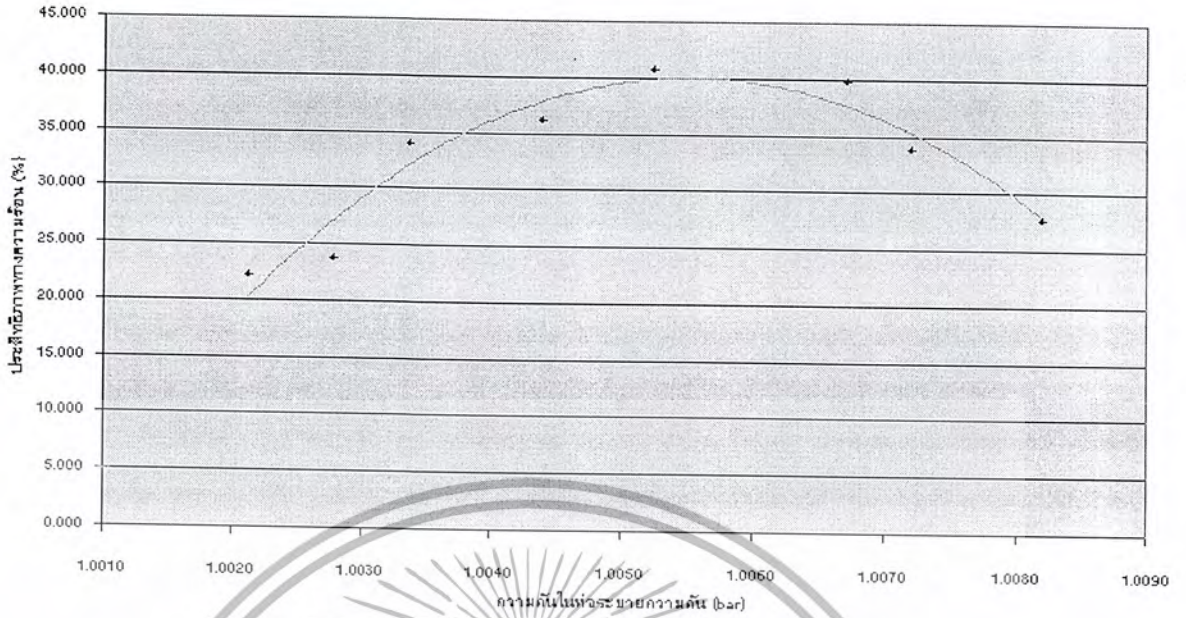
รูปที่ 4.21 ความดันทางเข้าห้องเผาไหม้ที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงต่างๆ

◆ อุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์ขณะที่เปิดท่อระบายความดัน K
 ■ อุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์ขณะที่ปิดท่อระบายความดัน K



รูปที่ 4.22 อุณหภูมิทางเข้าเทอร์ไบน์ที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.23 ความดันในห้องเผาไหม้ที่เกี่ยวกับประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์

จากรูปที่ 4.23 เราควรรักษาความดันในท่อระบายความดันไว้ไม่เกิน 1.006 bar โดยการคิดวาล์วระบายความดันไว้ที่ท่อระบายความดันเพื่อให้ประสิทธิภาพต่างๆดีขึ้น

จากการคำนวณค่าของประสิทธิภาพทางความร้อนในอุดมคติที่ได้นั้นมีค่าผิดพลาดเนื่องจากตัวแปรต่างๆดังที่กล่าวไว้ในบทที่ 2 ทำให้มีประสิทธิภาพทางความร้อนในอุดมคติที่ได้มีค่าสูงเกินความเป็นจริง แต่เราสามารถดูแนวโน้มของประสิทธิภาพของวัฏจักรได้

บทที่ 5

สรุปผลการทดลอง

5.1 สรุปผลการทดลอง

เครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์จะทำงานได้ดีหรือไม่ขึ้น ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของเครื่อง ยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ โดยประสิทธิภาพของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ขึ้นอยู่กั้อัตราส่วนความดันที่ เครื่องยนต์สามารถทำได้ โดยปัจจัยต่างๆที่ทำให้ประสิทธิภาพลดลงได้แก่

- เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ เนื่องจากเทอร์โบชาร์จที่นำมาเป็นเครื่องยนต์นั้นเป็นของมือสอง ซึ่งเราไม่สามารถจะทราบย่านในการทำงานได้ จึงมีผลต่อการออกแบบห้องเผาไหม้ และ อุปกรณ์ ต่างๆ รวมการคัดแปลงไม่สามารถจะทำได้มากนัก เช่น การต่อแกนเพลานเทอร์โบชาร์จ
- ห้องเผาไหม้ เนื่องจากห้องเผาไหม้ได้ออกแบบมาสำหรับใช้กับเชื้อเพลิงเอทานอล ทำให้ได้ ห้องเผาไหม้ที่ยาวขึ้น และมีขนาดใหญ่ มีผลทำให้ความดันในห้องเผาไหม้ไม่สูงนัก และการ จ่ายเชื้อเพลิงต้องจ่ายในปริมาณที่มากซึ่งห้องเผาไหม้นี้สามารถทนต่อความดันและอุณหภูมิ ได้ดีอีก แต่ไม่สามารถจะแก๊สจ่ายเชื้อเพลิงเข้าไปได้เนื่องจากถังแก๊สเชื้อเพลิงมีแรงดันไม่พอ
- ท่อระบายความดัน เพราะเมื่อเราทำการปิดท่อระบายความดันแล้วจะเกิดการอื่นของแก๊ส ร้อนขึ้นภายในท่อเกิดความดันย้อนกลับไปด้านกับใบพัดทางฝั่งเทอร์ไบน์ทำให้ คอมเพรสเซอร์ทำการดูดและอัดอากาศได้น้อยลงส่งผลให้อัตราส่วนความดันต่ำลง อากาศเข้าสู่ ห้องเผาไหม้น้อยลงประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงทำให้เปลวไฟยาวขึ้น อาจเกิดความเสียหายต่อใบพัดเทอร์ไบน์ได้
- การสูญเสียพลังงานส่วนใหญ่ซึ่งเกิดจากการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัด ท่อโค้ง การขวางการ ไหลของเครื่องมือวัด รวมทั้งพลังงานความร้อนถูกถ่ายเทออกสู่อากาศรอบๆด้วย

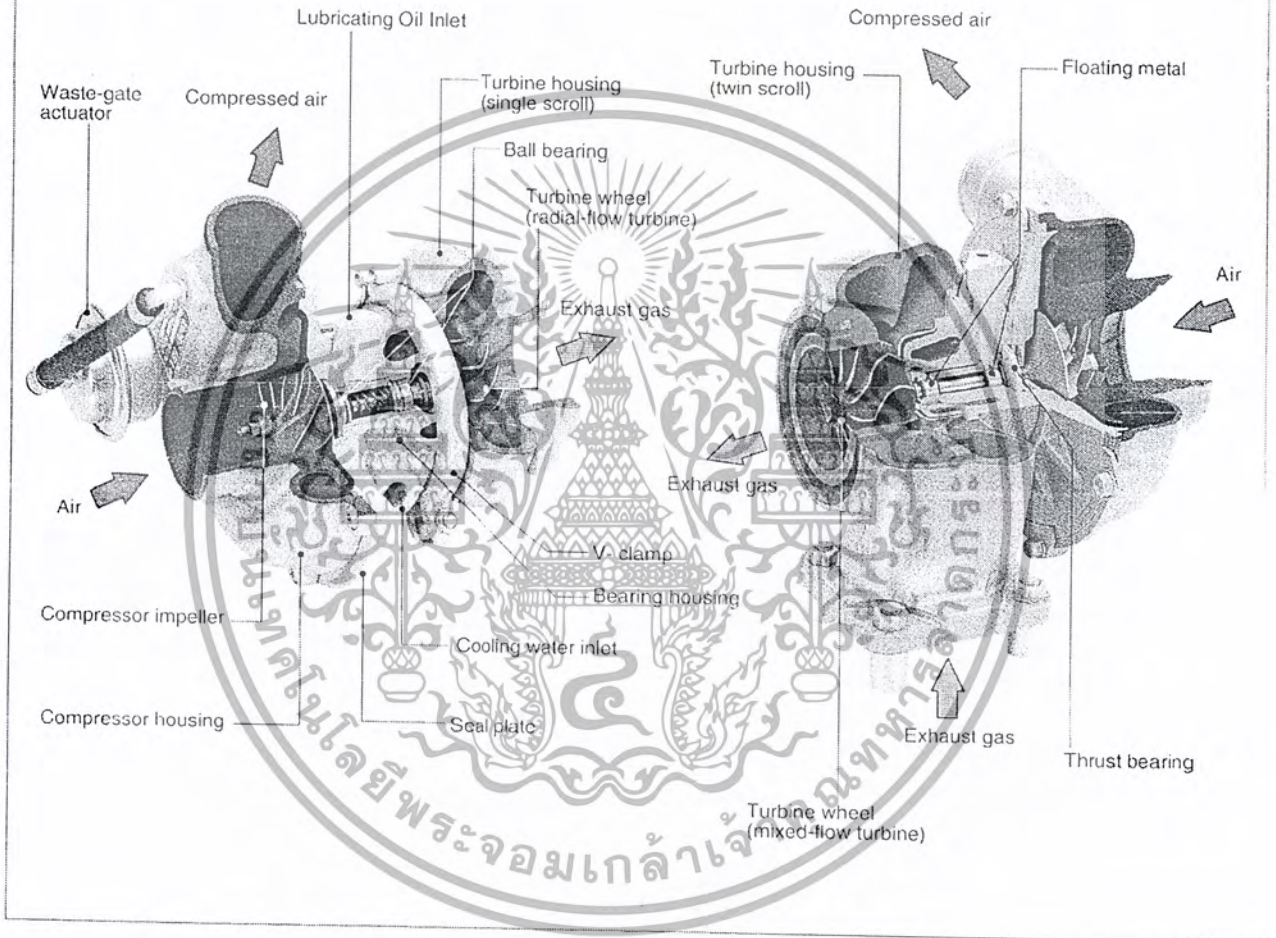
5.2 แนวทางการพัฒนา

- ออกแบบระบบการฉีดเชื้อเพลิง และการควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงที่ดี โดยอาจจะใช้เอทานอล เป็นเชื้อเพลิงโดยใช้ปั๊มในการจ่ายเชื้อเพลิงแต่จะต้องทำการ Preheat เอทานอลก่อนเข้าห้อง เผาไหม้ให้กลายเป็นไอเสียก่อน เพื่อการคลุกเคล้าผสมกับอากาศที่ดี ทำให้ประสิทธิภาพเผา ใหม้ดีขึ้น
- การพัฒนาในส่วนท่อระบาย ควรทำการติดตั้งวาล์วระบายความดันออกด้วยเพื่อไม่ให้เกิด ความดันย้อนกลับมากเกินไป
- เนื่องจากงานที่ได้มีค่าน้อยเกินไปเราสามารถเพิ่มงานได้โดยการทำการ Reheat ก่อนเข้าพาวเวอร์เทอร์ไบน์ เพื่อเพิ่มความดันและอุณหภูมิทำให้ได้งานเพิ่มขึ้น

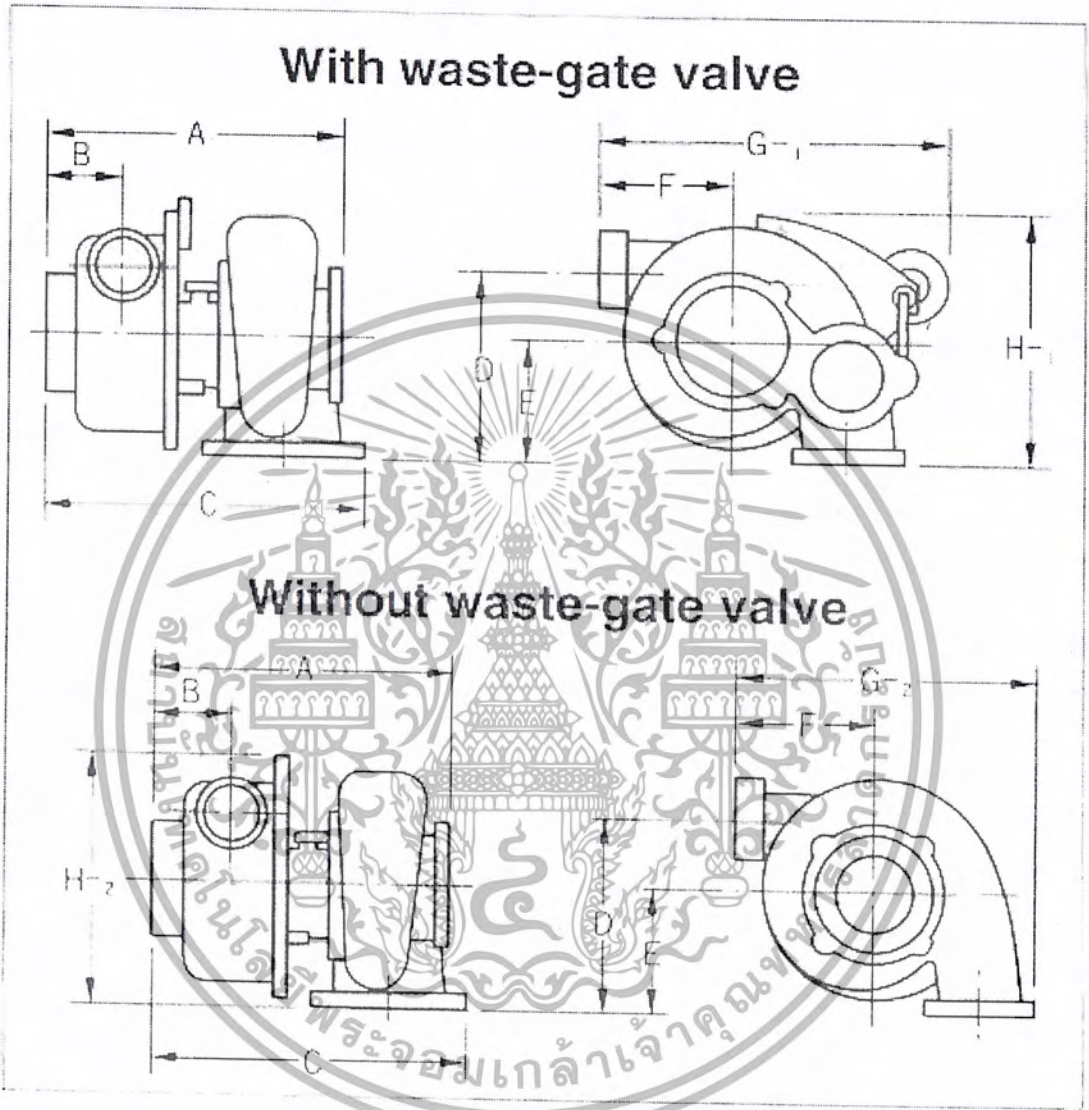
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้ภายในเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ยืมได้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

RHF Series
(Ball Bearing Type)

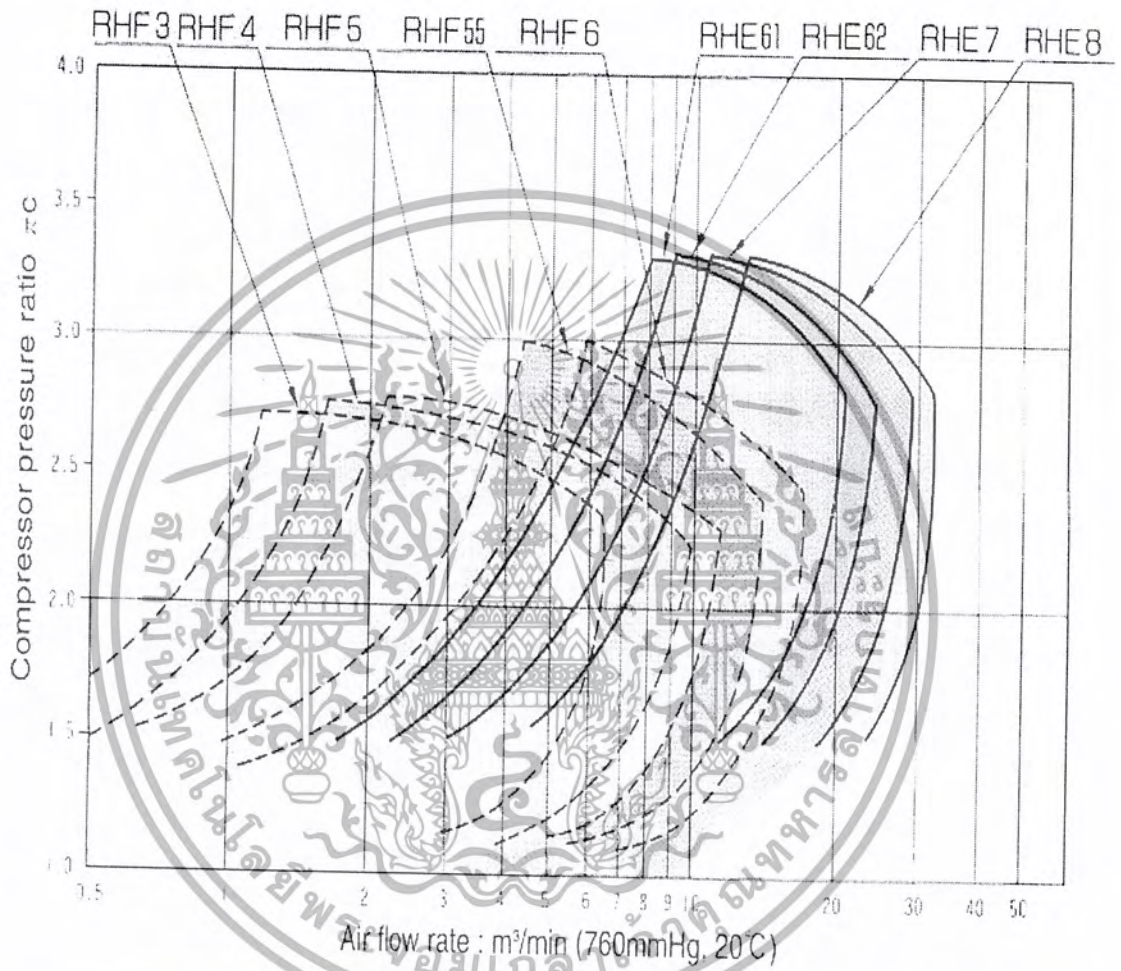
RHE Series



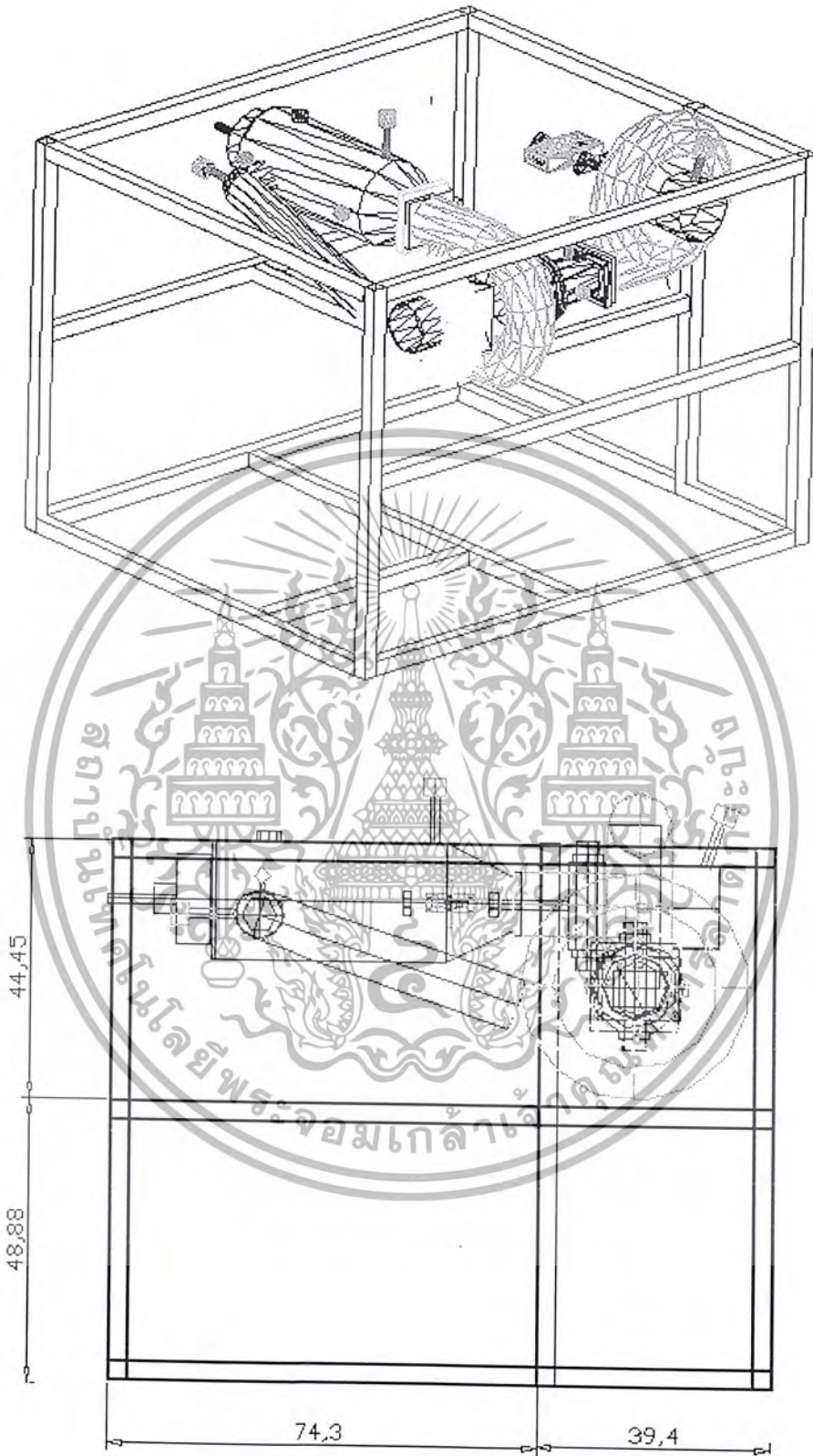
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



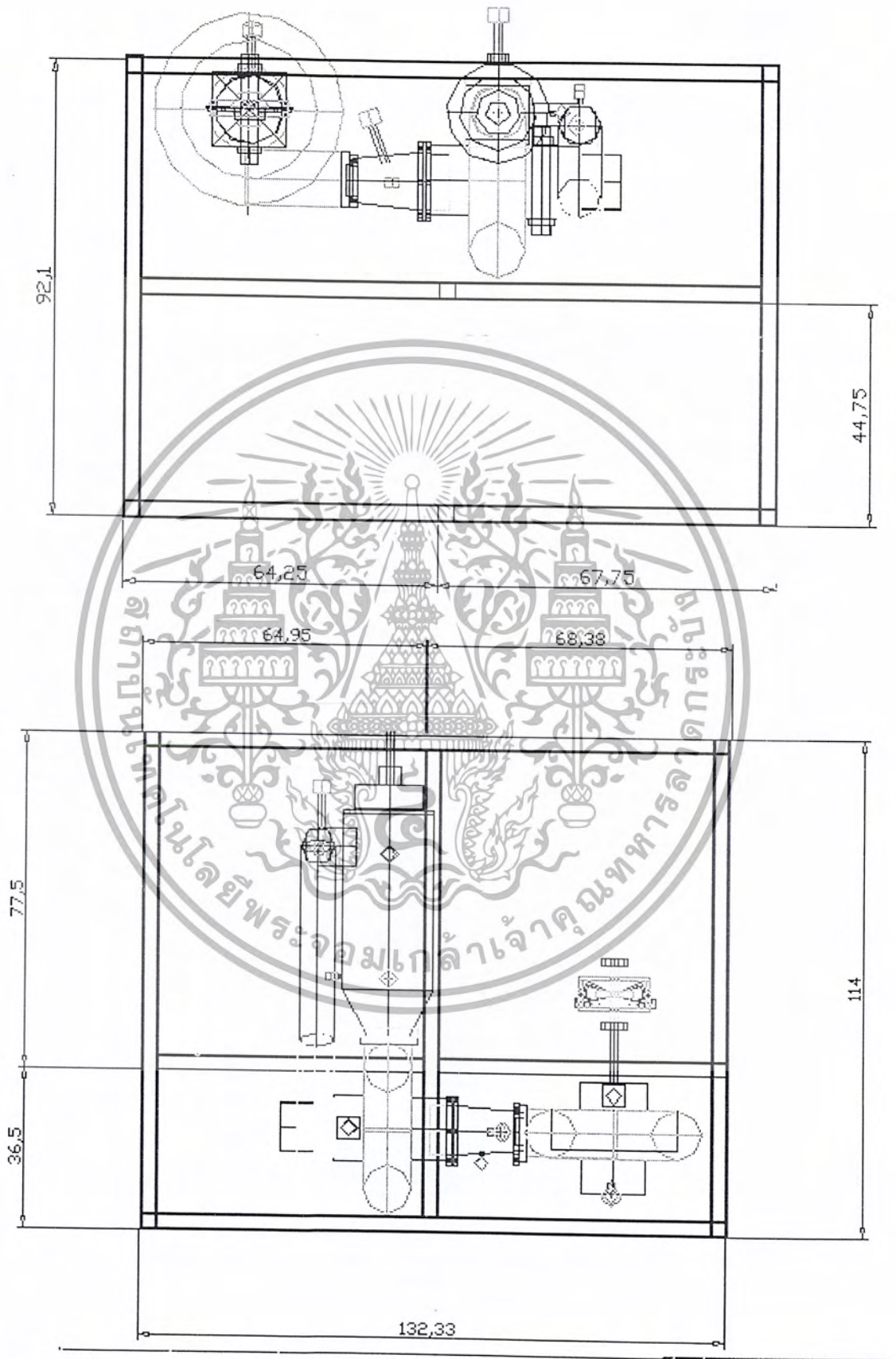
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- [1] Arthur H. Lefebvre, "Gas Turbine Combustion", Thermal Science and Propulsion Center, School of Mechanical Engineering Purdue University, West Lafayette Indiana, 1983
- [2] M.V. Heitor, "Velocity and Scalar Measurement in Model and Real Gas Turbine Combustors", Proceeding of the Nato Advance Study Institute on Instrumentation for Combustion and Flow in Engines Vimeira, Portugal, September 13-26, 1987
- [3] Bach T. Vu and F.C. Gouldin, "Flow Measurement in a Model Swirl Combustor", AIAA Journal, Vol. 20, No.5, November 1981, pp. 642-651
- [4] HAWTHORNE, W. R., ed. Aerodynamics of Turbines and Compressor. Oxford U.P., 1964
- [5] Aerodynamic Performance of Radial Inflow Turbines. First (1963) and Second (1964) Reports, Motor Industry Research Association. (Alternatively, the work is summarized in: HIETT, G.F. and JOHNSTON, I.H. 'Experiments concerning the aerodynamic performance of inward radial flow turbine', Proc. Instn mech. Engrs, 178, Part 3I(ii), 1964.)
- [6] FIELDING, D. and TOPPS, J. E. C. Thermodynamic Data for the Calculation of Gas Turbine Performance. H.M.S.O., A.R.C., R. & M. No. 3099, 1959
- [7] BENSON, R. S. 'Prediction of performance of radial gas turbine in automotive turbochargers', Am. Soc. Mech. Engrs paper 71-GT-66, 1971
- [8] BENSON, R. S. 'A review of methods for assessing loss coefficients in radial gas turbines', Int. J. mech. Sci., 12, 1970, 905-32.
- [9] MOWILL, J. and STROM, S. 'An advanced radial-component in industrial gas turbine', Trans. ASME Jnl of Engng for Power, 105, 1983, 947-52