

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การศึกษาเชิงการทดลองของความเป็นไปได้ในการนำไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์

แก๊สเทอร์ไบน์ไปใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้า

(FEASIBILITY STUDY ON UTILIZATION OF TURBINE EXHAUST GAS

FOR THE PRODUCTION OF ELECTRICITY)



T119358



เลขหมู่.....
เลขทะเบียน..... 119358
วัน,เดือน,ปี..... - 7 S.A. 2554

b. 119358
i.

ปฏิยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2553

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2553

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาเชิงการทดลองของความเป็นไปได้ของการนำไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์
แก๊สเทอร์โบไปใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้า

ผู้จัดทำ

1.นายธีรพล สีสาดิตย์

รหัสประจำตัว 50010699

2.นายนพดล สীগำเน็ด

รหัสประจำตัว 50010737

3.นายสุริยา ภาณุมาส

รหัสประจำตัว 50011773



อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ.ดร. จารุวัตร เจริญสุข)

การศึกษาเชิงการทดลองของความเป็นไปได้ในการนำไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์
แก๊สเทอร์โบไปใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้า

นายธีรพล สีสอาดิตย์ 50010699
 นายนพดล สีกาเน็ด 50010737
 นายสุรียา ภาณุมาส 50011773
 รศ.ดร. จารุวัตร เจริญสุข อาจารย์ที่ปรึกษา
 ปีการศึกษา 2553

บทคัดย่อ

ในขณะที่เครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบทำงานจะเกิดไอเสียจากการเผาไหม้และถูกปล่อยทิ้งออกมา ซึ่งในไอเสียนี้ยังคงมีพลังงานอยู่ โครงการนี้เป็นการศึกษาความเป็นไปได้ของการผลิตกระแสไฟฟ้าโดยมีต้นกำลังมาจากไอเสียดังกล่าว มีขั้นตอนเริ่มจากการดูด Power Turbine เข้ากับทางออกไอเสียที่ถูกขับออกจากเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบ เมื่อเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบทำงานไอเสียที่ถูกขับออกมาจะผ่านไปยังชุด Power Turbine และสลักใบพัดของ Power Turbine ให้หมุนเกิดแรงบิดที่เพลลาโดยวัดได้จากชุดอุปกรณ์วัดแรงบิดที่สร้างขึ้น และไอเสียที่ผ่าน Power Turbine ก็จะผ่านท่อไอเสียออกสู่บรรยากาศ โดยใช้ค่าที่วัดได้เพื่อทำการกำหนดขนาดเจนเนอเรเตอร์ให้เหมาะสมกับสภาวะการทำงานของพาวเวอร์เทอร์โบ เมื่อทำการติดตั้งเจนเนอเรเตอร์ที่ปลายเพลลาจะทำให้เกิดกระแสไฟฟ้าขึ้นจากหลักของการหมุนขดลวดผ่านสนามแม่เหล็ก ทำการคำนวณหาประสิทธิภาพของพาวเวอร์เทอร์โบและเจนเนอเรเตอร์จากค่าที่วัดได้ จากการทดสอบพบว่าความเป็นไปได้ในการนำไอเสียมาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้านั้นน้อยมาก เนื่องจากค่าทอร์คที่เกิดขึ้นมีค่าน้อยกว่าที่ควรจะเป็นมาก กำลังงานที่ได้นั้นมีค่าน้อยตามไปด้วย และเมื่อกำลังที่ได้ออกมามีค่าน้อยจึงส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงกลมีค่าน้อยตามไปด้วย

Feasibility Study on Utilization of Turbine Exhaust Gas
for the Production of Electricity

Theerapol	Leela-adisai	50010699
Noppadon	Seegumnurd	50010737
Suriya	Panumas	50011773
Assoc.Prof.Dr. Jaruwat Charoensuk		Advisor

ABSTRACT

While the gas turbine engine is working, the exhaust from combustion – which still has the energy – is generated and released from the engine. This project is to study about the feasibility of producing electricity from using the exhaust as the source of energy. Firstly, the connection of power turbine and a pipe – where the exhaust is released from the gas turbine engine – is very important. Whereas the gas turbine engine is working, the exhaust will be released to the part of power turbine and make the power turbine propellers spin around. The measurement of the torque on the shaft will be used to design the size of generator to be suitable to the operation of the power turbine. After the generator is connected at the end of the shaft, there will be a current occurs according to the theory of spinning the spiral in the magnetic field. The efficiencies of power turbine and electrical generator are calculated from the measured data. It was found that from the experiment, the feasibility of using the exhaust to generate the current is very low because the value of torque is much lower than the value it should be. As a consequence, the power of work gain has a small value too. Due to the low power for an outcome, the mechanical efficiency is also small as well.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จเรียบร้อยได้ด้วย คำแนะนำ และความร่วมมือจากบุคคลหลายฝ่าย ตลอดจน สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ได้สนับสนุนทุนในการศึกษา ทดลอง และทำการวิจัยในครั้งนี้ คณะผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงมา ณ ที่นี้

ขอกราบขอบพระคุณ รศ.ดร.จาวุวัตร เจริญสุข สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชา วิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ได้คำปรึกษา คำแนะนำ และความช่วยเหลือ ทั้งในด้านความรู้ แนวความคิด ตลอดจนแนวทางการแก้ไขปัญหาต่างๆ จนโครงการสำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี

ขอขอบคุณ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและเพื่อนสาขาทุกคน สำหรับ คำแนะนำ กำลังใจ และความช่วยเหลือต่างๆ โดยเฉพาะเพื่อนกลุ่มโครงการเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ ทั้งกลุ่มหัวฉีด และกลุ่ม HR ที่ช่วยกันทำงานและแก้ไขปัญหาเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์เป็นอย่างดีตลอดระยะเวลาที่ผ่านมา ทำให้โครงการแก๊สเทอร์ไบน์ทั้ง 3 กลุ่ม สำเร็จลุล่วงเป็นไปตามวัตถุประสงค์ของทุกกลุ่ม

คุณความดีและความปลื้มใจซึ่งบังเกิดจากความสำเร็จของโครงการนี้ เป็นผลมาจาก ความเมตตา กรุณา ของบิดา มารดาที่ได้ให้โอกาสในการศึกษาเล่าเรียน คอยให้กำลังใจและการสนับสนุนในทุกๆด้าน จึงได้มีความรู้ความสามารถมาใช้ในการทำโครงการนี้ให้สำเร็จได้ จึงขอยกความดี และความสำเร็จเหล่านี้มอบให้แก่ บิดา มารดา ด้วยความเคารพ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นาย ชีรพล ลีลาอดิศัย
นาย นพดล สีกำเนิด
นาย สุริยา ภาณุมาส

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อ	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญภาพ	VII
ระบบจำแนกชื่อ	VIII
บทที่ 1. บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	2
1.2 วัตถุประสงค์	2
1.3 ขอบเขตของโครงการ	2
1.4 วิธีการดำเนินงาน	2
บทที่ 2. เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์	3
2.1 หลักการทำงานของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์	3
2.2 วัฏจักรในอุดมคติ	4
2.2.1 วัฏจักรเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์	5
2.2.2 วัฏจักรเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์	6
2.3 วัฏจักรที่แท้จริง	6
2.4 ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์	7
2.5 การวัดประสิทธิภาพเครื่องยนต์	9
2.6 การสูญเสียความดัน	10
2.6.1 ลักษณะการสูญเสียความดัน	10
2.7 การสูญเสียทางกล	12
2.8 การเปลี่ยนแปลงค่าความร้อนจำเพาะ	12
2.9 คุณสมบัติ สแตกเนชั่น	14
บทที่ 3. การวัดและการคำนวณคุณสมบัติของของไหลที่ตำแหน่งต่างๆของเครื่องยนต์	16
3.1 การวัดอุณหภูมิของของไหล	16
3.2 การวัดความดันของของไหล	16
3.3 ทฤษฎีการหาอัตราการไหลของเชื้อเพลิง	17
3.4 ทฤษฎีการวัดแรงบิด	19
3.5 การคำนวณหาความดันของของไหล	21

3.6	การคำนวณหาความเร็วการไหล	22
3.7	การคำนวณหาความหนาแน่นของอากาศหลังจากขยายตัวโดยประมาณ	24
3.8	การคำนวณหางานจากแกนเพลลา	24
3.9	การคำนวณหางานทางไฟฟ้า	25
3.10	ค่ากำลังความร้อนของเชื้อเพลิง	25
3.11	การวัดประสิทธิภาพเชิงความร้อนของพาวเวอร์เทอร์ไบน์	25
3.12	การวัดประสิทธิภาพเชิงกลของพาวเวอร์เทอร์ไบน์	26
3.13	การวัดค่าความผิดพลาดของมวล	28
บทที่ 4	อุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการทดลอง	30
4.1	รายละเอียดอุปกรณ์	30
4.1.1	เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์	30
4.1.2	พาวเวอร์เทอร์ไบน์	31
4.1.3	ชุดวัดแรงบิด	31
4.1.4	ชุดวัดค่าทางไฟฟ้า	31
4.1.5	เครื่องมือวัดความเร็วรอบ	31
4.1.6	เครื่องมือวัดความดันทางไฟฟ้า	31
4.2	ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	32
4.2.1	เครื่องกำเนิดไฟฟ้า	32
4.2.2	ประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า	33
4.2.3	การสูญเสียในเครื่องกำเนิดไฟฟ้า	33
บทที่ 5	การทดลองและผลการทดลอง	34
5.1	วัตถุประสงค์ของการทดลอง	34
5.2	ขั้นตอนการทดลอง	34
5.3	รูปจากการทดลอง	35
5.4	การคำนวณ	40
5.4.1	การคำนวณหาค่าแรงบิด	40
5.5	ตารางผลการทดลอง	42
บทที่ 6	สรุปผลการทดลอง	51
6.1	สรุปผลการทดลอง	51
6.2	แนวทางการพัฒนา	51
บรรณานุกรม		

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 5.1 ตารางความดันทางเข้าและทางออกของพาวเวอร์เทอร์ไบน์	42
ตารางที่ 5.2 ตารางอุณหภูมิทางเข้าและออกของพาวเวอร์เทอร์ไบน์	42
ตารางที่ 5.3 ตารางค่า V (m/s) และ \dot{m} (kg/s) ที่ทางออกพาวเวอร์เทอร์ไบน์	43
ตารางที่ 5.4 ตารางค่า V (m/s) และ \dot{m} (kg/s) ที่ทางเข้าพาวเวอร์เทอร์ไบน์	43
ตารางที่ 5.5 ค่า % การ Error ของมวล	44
ตารางที่ 5.6 ตารางค่า $Q_{\text{loss}} + W$ จากการคำนวณทางทฤษฎี	44
ตารางที่ 5.7 ตารางค่า Q_{in} ของกำลังทางความร้อน	45
ตารางที่ 5.8 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน	45
ตารางที่ 5.9 ตารางข้อมูลกำลังงานที่ได้จากเพลापาวเวอร์เทอร์ไบน์	46
ตารางที่ 5.10 ค่าประสิทธิภาพเชิงกล %	46
ตารางที่ 5.11 ตารางค่าข้อมูลกำลังงานทางไฟฟ้า	47



สารบัญภาพ

	หน้า
รูปที่ 2.1 วัฏจักรเครื่องยนต์พาวเวอร์เทอร์ไบน์	3
รูปที่ 2.2 การทำงานของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ และแผนภาพ T-s	5
รูปที่ 2.3 การทำงานของเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ และแผน T-s	6
รูปที่ 2.4 วัฏจักรทางทฤษฎีของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์	7
รูปที่ 2.5 ค่า C_p และ γ ของอากาศและแก๊สที่เกิดจากการเผาไหม้	12
รูปที่ 3.1 Pilot Static Tube	17
รูปที่ 3.2 เครื่องมือวัดอัตราการไหล LPG	18
รูปที่ 3.3 ชุดวัดแรงบิด	19
รูปที่ 3.4 มาโนมิเตอร์	21
รูปที่ 3.5 เครื่องมือวัดความเร็วลมแบบดิจิตอล	23
รูปที่ 3.6 กระบวนการขยายตัวโดยเทอร์ไบน์	24
รูปที่ 5.1 เครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์	35
รูปที่ 5.2 เทอร์ไบน์ที่นำมาประกอบเป็นพาวเวอร์เทอร์ไบน์	36
รูปที่ 5.3 ข้อต่อสแตนเลส	37
รูปที่ 5.4 ชุดวัดแรงบิดที่สร้างขึ้นแบบง่าย	38
รูปที่ 5.5 ชุดวัดแรงดันทางไฟฟ้า	39
รูปที่ 5.6 กราฟค่าคงที่ของสปริง	40
รูปที่ 5.7 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับความเร็วรอบในอัตราการไหลเชื้อเพลิงต่างๆ	48
รูปที่ 5.8 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานเพลากับความเร็วรอบที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่างๆ	48
รูปที่ 5.9 ความสัมพันธ์ระหว่างกระแสไฟฟ้ากับความเร็วรอบที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่างๆ	49
รูปที่ 5.10 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังทางไฟฟ้ากับความเร็วรอบ	49
รูปที่ 5.11 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชื้อเพลิงกับประสิทธิภาพเชิงกล	50
รูปที่ 5.12 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชื้อเพลิงกับประสิทธิภาพเชิงความร้อน	50
รูปที่ 6.1 กราฟแสดงพลังงานต่างๆที่ออกจาก Power Turbine	52

ระบบการจำแนกชื่อ

A	Area
$A_{h,geom}$	Hole area,geometric
$A_{h,eff}$	Total effective liner hole area
C_D	Discharge coefficient
d	Diameter, m
\dot{m}	Air mass flow rate
\dot{m}_f	Fuel flow rate
n	Number of hole
P	Pressure
ρ	Density
V	Velocity
T	Temperature, K

Subscripts

0	Initial value
diff	Diffuser
ref	Reference value
sw	Swirler
3	combustion inlet plane
4	combustion outlet plane



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ในปัจจุบันนี้เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ได้มีการศึกษาและทดลองเพื่อพัฒนาประสิทธิภาพให้ดีขึ้น ทั้งในด้านตัวห้องเผาไหม้เอง และทางด้านเชื้อเพลิง ซึ่งเชื้อเพลิงนับวันก็ยิ่งน้อยลงไปเรื่อยๆ ดังนั้นมนุษย์เราจำเป็นต้องหาเชื้อเพลิงอื่นมาทดแทน และต้องมีเครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพสูง สามารถให้กำลังงานได้มากขึ้นกว่าเดิม

เนื่องจากการทำงานของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ หลังจากการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้แล้ว จะได้ไอเสียที่มีอุณหภูมิสูง ซึ่งไอเสียเหล่านี้สามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้หลายวิธี เช่น นำไอเสียไปอุ่นน้ำ นำไอเสียไปอุ่นอากาศไอดีเพื่อช่วยให้การเผาไหม้ดีขึ้น นำไอเสียไปขับเทอร์ไบน์เพื่อนำกำลังงานเพลลาไปใช้ในการขับ Generator ทำให้ได้กระแสไฟฟ้าออกมาใช้ เป็นต้น ซึ่งในโครงการนี้ได้นำไอเสียไปขับใบพัดของ Power Turbine ให้หมุน และนำกำลังเพลลานั้นไปขับ Generator และศึกษาความเป็นไปได้ของการผลิตกระแสไฟฟ้าว่าไอเสียที่ได้จากเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ที่มีอยู่นั้นสามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้ และการวัดประสิทธิภาพถือว่าเป็นส่วนที่สำคัญในการศึกษานี้ จึงต้องมีการศึกษาทฤษฎีและหลักการที่จำเป็นในการวัดประสิทธิภาพในส่วนต่างๆของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ เพื่อที่จะทำให้ได้ค่าที่ได้จากการทดลองออกมาใกล้เคียงกับความเป็นจริงมากที่สุด จึงจำเป็นต้องสนใจในวิธีการวัดค่าต่างๆจากเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ด้วย เพื่อจะนำมาวัดประสิทธิภาพการทำงาน และความเป็นไปได้ของการผลิตไฟฟ้าออกมา ด้วยการทำชุดทดลองการปฏิบัติการขึ้นมา ใช้ในการเปลี่ยนแปลงพลังงานทางกลมาเป็นพลังงานทางไฟฟ้า แต่จะไม่ครอบคลุมถึงหลักการออกแบบอุปกรณ์ และจะใช้ตัวเทอร์ไบน์ที่มีอยู่ในห้องปฏิบัติการ โดยทำการติดตั้งอุปกรณ์เครื่องมือวัดกำลังงานกล และกำลังงานไฟฟ้า โดยใช้ตัวความดันทานเป็นอุปกรณ์จำลองภาระทางไฟฟ้า ซึ่งถ้าสามารถผลิตไฟฟ้าออกมาได้นั้น ทำให้นอกจากการวัดประสิทธิภาพออกมาได้แล้ว ยังได้กำลังไฟฟ้าออกมาใช้ประโยชน์อย่างอื่นได้อีกด้วย ได้แก่เราสามารถที่จะนำหลักการเหล่านี้ไปประยุกต์ใช้กับอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ที่มีไอเสียเป็นจำนวนมาก ซึ่งสามารถลดต้นทุนในการผลิตได้

1.2 วัตถุประสงค์

- 1.2.1 เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ของการนำไอเสียที่ปล่อยสู่บรรยากาศมาใช้ให้เป็นประโยชน์ โดยการนำเอาอุปกรณ์ที่มีอยู่มาประกอบและติดตั้งเพื่อทำการทดลอง
- 1.2.2 ทำการสร้างชุด Power Turbine โดยการนำอุปกรณ์ที่มีอยู่แล้ว และอุปกรณ์ที่หาซื้อได้ง่ายในท้องตลาดมาทำการประกอบและติดตั้ง
- 1.2.3 คำนวณหาค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ เพื่อเป็นฐานข้อมูลในการพัฒนาต่อไป

1.3 ขอบเขตของโครงการ

- 1.3.1 หากำลังงาน แรงบิด ความเร็วรอบ ค่าทางไฟฟ้าที่ได้จากการทดลองของเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์
- 1.3.2 หาประสิทธิภาพทางกล และประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ เพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนาต่อไป

1.4 วิธีการดำเนินงาน

เริ่มจากการศึกษาระบบการทำงานของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์แบบที่มีการติดตั้งชุดพาวเวอร์เทอร์ไบน์เข้าไปแล้ว จากนั้นก็นำความรู้มาประยุกต์ใช้ในการประกอบและติดตั้งอุปกรณ์เพื่อทำการทดลอง และศึกษาความเป็นไปได้ของการนำเอาไอเสียที่ปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศมาใช้ในการผลักไบพัดเทอร์ไบน์ให้หมุน และเกิดกำลังเพลาไปขับเพลาเจนเนอเรเตอร์ จนได้กระแสไฟฟ้าออกมาได้ โดยการทดลองนั้นจะทดลองหาแนวการทำงานที่ทำให้เครื่องยนต์ให้กำลังงานมากที่สุด ซึ่งมีผลต่อการเกิดกระแสไฟฟ้าด้วย

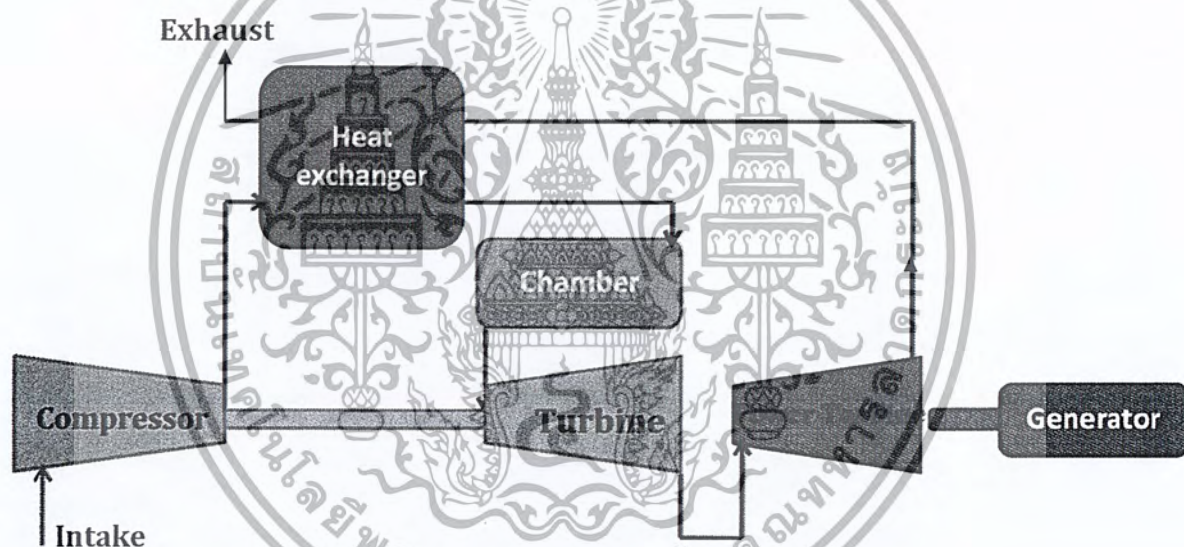
เมื่อทำการทดลองได้ความวัตถุประสงค์แล้ว จากนั้นก็เก็บข้อมูลต่างๆที่ได้จากการทดลองไว้เพื่อเป็นฐานข้อมูล ใช้ในการพัฒนาโครงการต่อไป

บทที่ 2

เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์

2.1 หลักการทำงานของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์

เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ที่นำมาทดสอบนี้ เป็นการนำเทอร์โบชาร์จเจอร์ของรถยนต์มาดัดแปลงโดยเป็นเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์แบบไหลตามแนวรัศมี (Radial Flow) มาทำการประกอบและติดตั้งเข้ากับห้องเผาไหม้ หลังจากนั้นจึงนำมาประกอบกับเทอร์โบชาร์จเจอร์อีกตัวหนึ่ง ได้เป็นเครื่องยนต์แก๊สพาวเวอร์เทอร์ไบน์ (Power Gas Turbine Engine) โดยมีการติดตั้งการแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เข้าไปเพื่อไปอุ่นอากาศไอดีที่จะเข้าห้องเผาไหม้ และเรายังได้ทำการต่อแกนเพลลาของพาวเวอร์เทอร์ไบน์เข้ากับแกนเพลลาของเจนเนอเรเตอร์ เพื่อทำการวัดค่าทางไฟฟ้าอีกด้วย



รูปที่ 2.1 วัฏจักรเครื่องยนต์พาวเวอร์เทอร์ไบน์

โดยหลักการทำงานของเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์สามารถสรุปได้เป็น 5 ขั้นตอน ดังนี้
 กระบวนการอัด (Compression) เริ่มจากอากาศจากภายนอกที่อยู่อุณหภูมิและความดันบรรยากาศจะถูกคอมเพรสเซอร์ทำการดูดอากาศเข้ามาเพื่ออัดเข้าห้องเผาไหม้ให้มีความดันเพิ่มมากขึ้น โดยขบวนการอัดที่เกิดขึ้นเป็นแบบอะเดียเบติก (Adiabatic) ซึ่งจะทำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นอีกด้วย
 กระบวนการสันดาป (Combustion) เมื่ออากาศถูกอัดเข้ามาแล้ว ในห้องเผาไหม้จะมีหัวฉีดแก๊สเชื้อเพลิงที่ทำหน้าที่ในการจ่ายเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ไปผสมกับอากาศที่ได้มาจากการอัดเข้า

มาโดยคอมเพรสเซอร์ และมีหัวเทียนช่วยในการจุดระเบิด ทำให้เกิดการสันดาปขึ้นภายในห้องเผาไหม้ ซึ่งได้แก๊สร้อนที่จะผ่านไปยังทางเข้าเทอร์ไบน์ตัวแรกต่อไป

กระบวนการขยายตัวครั้งที่ 1 (Expansion) แก๊สร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ภายในห้องเผาไหม้ อยู่ในสถานะที่มีอุณหภูมิสูง และความดันสูง จะขยายตัวผ่านเทอร์ไบน์ทำให้ใบพัดเทอร์ไบน์หมุน ซึ่งเป็นการเปลี่ยนพลังงานของไหลให้กลายเป็นพลังงานกล โดยงานที่ได้จะถูกส่งกลับไปยังคอมเพรสเซอร์ เพื่อทำการอัดอากาศเข้าห้องเผาไหม้เป็นวัฏจักรต่อไป และพลังงานที่เหลืออยู่ในรูปของไอเสียซึ่งยังมีอุณหภูมิและความดันสูงอยู่จะถูกปล่อยเข้าสู่ทางเข้าของพาวเวอร์เทอร์ไบน์

กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ไอเสียที่ออกมาจากเทอร์ไบน์ตัวแรกนั้น นอกจากจะนำไปเข้าพาวเวอร์เทอร์ไบน์แล้ว เรายังนำมาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอีกด้วยเพื่อไปอุ่นอากาศไอดีให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น ทำให้การเผาไหม้นั้นดีขึ้นด้วย

กระบวนการขยายตัวครั้งที่ 2 (Expansion) ไอเสียที่เหลือจะขยายตัวผ่านพาวเวอร์เทอร์ไบน์ ทำให้ใบพัดพาวเวอร์เทอร์ไบน์หมุน ซึ่งจะได้พลังงานงานกลออกมาทางเพลลาของพาวเวอร์เทอร์ไบน์ และปล่อยไอเสียออกสู่บรรยากาศ

จากการทดลองครั้งนี้เราได้นำพลังงานกลมาใช้ในการปั่นเจนเนอเรเตอร์เพื่อวัดค่าทางไฟฟ้าออกมาอีกด้วย ซึ่งเป็นการเปลี่ยนรูปพลังงานจากพลังงานกลไปเป็นพลังงานไฟฟ้า โดยการต่อแกนเพลลาของพาวเวอร์เทอร์ไบน์เข้ากับแกนเพลลาของเจนเนอเรเตอร์ โดยใช้คัปปลิงในการเชื่อมเพลลาทั้งสอง ซึ่งคัปปลิงที่ใช้ก็ต้องสามารถทนแรงบิดและเรื่องของการเยื้องศูนย์ได้ดีด้วย

2.2 วัฏจักรในอุดมคติ (Ideal Cycle)

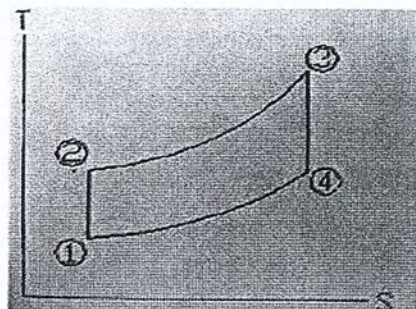
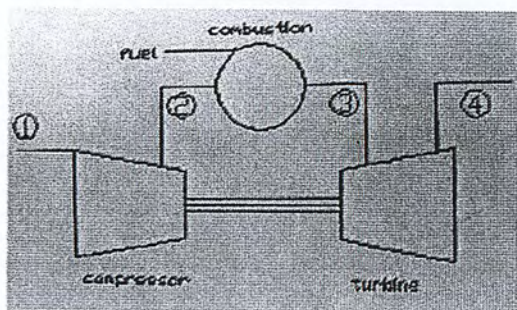
การพิจารณาพลังงานที่ได้และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ เพื่อให้ง่ายจึงต้องคิดในลักษณะของวัฏจักรอุดมคติก่อน ซึ่งในสถานะนี้แต่ละองค์ประกอบของเครื่องยนต์จะแยกกันคิดงานที่ได้ของแต่ละชนิด (Specific Work) และประสิทธิภาพที่ได้ของวัฏจักรขึ้นอยู่กับอัตราส่วนความดันและอุณหภูมิสูงสุดของวัฏจักรเท่านั้น หลังจากนั้นจึงทำการพิจารณาให้ถูกต้องมากขึ้นในภายหลัง

จากเทอร์โมไดนามิกส์ที่กล่าวถึงเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ได้ตั้งข้อสมมติฐานไว้ดังนี้

1. กระบวนการอัดและการขยายตัวเป็นอะเดียเบติกชนิดย้อนกลับได้
2. ไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ของสารตัวกลางระหว่างทางเข้าและทางออกของแต่ละส่วนของอุปกรณ์
3. ไม่มีการสูญเสียความดันในอุปกรณ์ต่างๆ
4. กำหนดให้สารตัวกลางมีองค์ประกอบไม่เปลี่ยนแปลงตลอดวัฏจักรและ เป็นแก๊สสมบูรณ์ที่มีค่าความร้อนเฉพาะ (Specific Heat) คงที่
5. มวลที่ไหลตลอดวัฏจักรมีค่าคงที่

โดยเราจะแยกพิจารณาระหว่างเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์กับเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์

2.2.1 วัฏจักรเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์



รูปที่ 2.2 การทำงานของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ และแผนภาพ T-s

เมื่อทำการพิจารณาในแต่ละอุปกรณ์จะได้

จากจุดที่ 1-2 เป็นกระบวนการอัดตัวแบบอะเดียเบติก จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์จะได้

$$w_{12} = -(h_2 - h_1) = -c_p(T_2 - T_1) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.1)$$

จากจุดที่ 2-3 เป็นกระบวนการให้ความร้อนในแบบความดันคงที่ จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์จะได้

$$Q_{23} = (h_3 - h_2) = c_p(T_3 - T_2) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.2)$$

จากจุดที่ 3-4 เป็นกระบวนการขยายตัวแบบอะเดียเบติก จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์จะได้

$$w_{34} = (h_3 - h_4) = c_p(T_3 - T_4) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.3)$$

จากจุดที่ 4-1 เป็นกระบวนการคายความร้อนในแบบความดันคงที่ จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์จะได้

$$Q_{41} = -(h_4 - h_1) = -c_p(T_4 - T_1) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.4)$$

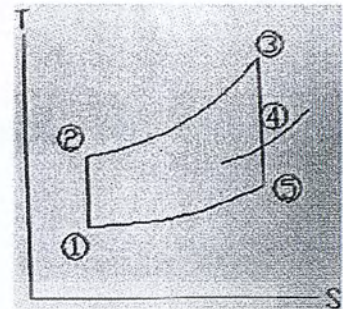
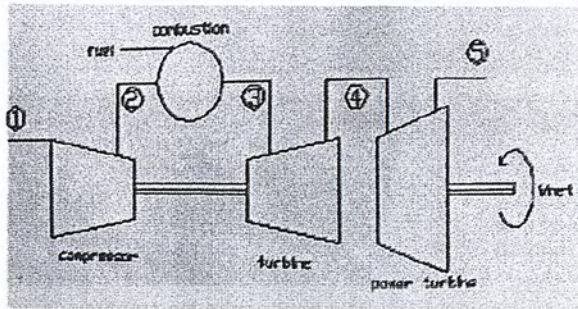
เมื่อ Q และ W เป็นความร้อนและงานที่ถ่ายเทจากระบบต่อหนึ่งหน่วยมวล

ทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนของวัฏจักร (Thermal Efficiency, η_t) เป็น

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} \\ &= \frac{w_{34} - w_{12}}{Q_{23}} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \end{aligned} \quad (2.5)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.2 วัฏจักรเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์



รูปที่ 2.3 การทำงานของเครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์ และแผนภาพ T-s

พิจารณาเหมือนกับเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ แต่จะมีขบวนการขยายตัวเพิ่มมาอีก 1 ประการ จากจุดที่ 4-5 เป็นขบวนการขยายตัวแบบอะเดียเบติก จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์จะได้

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

ดังนั้นทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนของวัฏจักรเป็น

$$\eta_c = \frac{W_{34} + W_{45} - W_{12}}{Q_{23}} = \frac{c_p(T_3 - T_4) + c_p(T_4 - T_5)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad (2.7)$$

2.3 วัฏจักรที่แท้จริง (Actual Cycle)

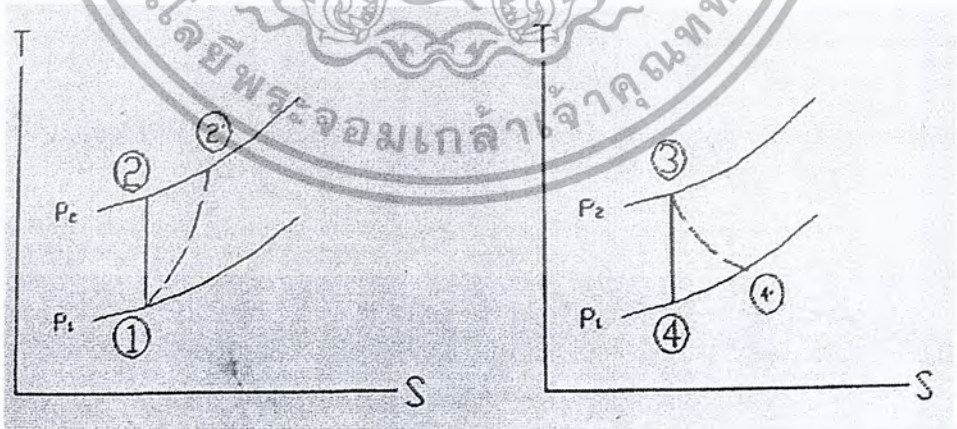
ข้อแตกต่างของการทำงานของวัฏจักรที่แท้จริง ของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์จะไม่เป็นไปตามวัฏจักรในอุดมคติ ทั้งนี้เป็นเพราะว่าในวัฏจักรที่เกิดขึ้นจริง ๆ นั้น มีตัวแปรหลายอย่างที่ทำให้วัฏจักรไม่เป็นไปตามทฤษฎี ดังนั้นในการคำนวณหาค่าต่างๆของวัฏจักรจึงต้องคำนึงถึงข้อแตกต่างเหล่านั้น ดังนี้

1. เนื่องจากการไหลของมวลในอุปกรณ์มีความเร็วสูง มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ระหว่างทางเข้าและทางออกมาก ดังนั้นเราจึงจำเป็นต้องออกแบบเครื่องมือวัดความดันและอุณหภูมิที่สแตกเนชั่น (Stagnation) ซึ่งเป็นการพิจารณาพลังงานที่เกิดขึ้นทั้งหมด

2. กระบวนการที่เกิดขึ้นในขณะที่มีการอัดตัวในคอมเพรสเซอร์และการขยายตัวในเทอร์ไบน์เป็นกระบวนการอะเดียเบติกแบบย้อนกลับไม่ได้ จึงเป็นการเพิ่มเอนโทรปี (Entropy)
3. ผลจากความฝืด จึงทำให้มีการสูญเสียความดันในห้องเผาไหม้ตลอดจนในท่อทางเข้าและออกของห้องเผาไหม้
4. ต้องป้อนงานให้กับคอมเพรสเซอร์มากกว่าทางทฤษฎีเนื่องจากการสูญเสียพลังงานที่แท้จริง ความเสียดทานของอากาศกับช่องการไหล และการสูญเสียในระบบการส่งกำลังระหว่างคอมเพรสเซอร์
5. ค่าของ C_p และ γ ของสารตัวกลางขณะทำงานตลอดวัฏจักรเปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิ และตามองค์ประกอบทางเคมีของสารของไหล
6. การเผาไหม้ไม่มีความสมบูรณ์ จึงมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงแก๊สเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น
7. มวลของแก๊สที่ไหลออกจากห้องเผาไหม้มีมากกว่ามวลของอากาศที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ เนื่องจากมวลของเชื้อเพลิงที่ผสมเข้าไป ในทางปฏิบัติ มวลจะมีเพิ่มขึ้นประมาณ 1-2 % เนื่องจากมีค่าเล็กน้อยจึงเป็นการสมมติว่า มวลไหลผ่านคอมเพรสเซอร์ และเทอร์ไบน์เท่ากัน

2.4 ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์

เนื่องจากการอัดอากาศในคอมเพรสเซอร์และการขยายตัวของแก๊สในเทอร์ไบน์ เป็นไปตามกระบวนการอะเดียเบติกแบบย้อนกลับไม่ได้ ซึ่งมีผลทำให้ค่าเอนโทรปีเพิ่มขึ้น ในวัฏจักรที่แท้จริงจากรูป 2.4 (ก) การอัดตัวจะอัดจากสภาวะที่ 1 ไป 2' และจากรูป 2.4 (ข) การขยายตัวจะขยายจากสภาวะที่ 3 ไป 4'



รูปที่ 2.4 วัฏจักรทางทฤษฎีของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์

ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์ทั่วไป จะอยู่ในรูปอัตราส่วนของงานจริงต่องานทางทฤษฎี ซึ่งอาจจะเขียนในเทอมของเอนทัลปีสแตกเนชัน (Stagnation Enthalpy) หรือ อุณหภูมิสแตกเนชัน (Stagnation Temperature) ซึ่งเป็นผลรวมพลังงานจลน์ที่เปลี่ยนแปลงของของไหลระหว่างทางเข้าและทางออก

ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์

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

$$= \frac{\Delta h'_0}{\Delta h_0} = \frac{c_p \Delta T'_0}{c_p \Delta T_0} = \frac{T'_{02} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}}$$

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

จากการอัดแบบไอเซนโทรประหว่างทางเข้า 1 และออก 2' จะได้

ดังนั้น

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

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

ประสิทธิภาพของเทอร์ไบน์

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

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

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

จากการขยายแบบ ไอเซนโทรปิกระหว่างทางเข้า 3 และทางออก 4' จะได้

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

ดังนั้น

$$\eta_{tur} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} \left[1 - \left(\frac{P'_{04}}{P_{03}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} \quad (2.9)$$

เมื่อ γ = ค่าคงที่ของอากาศมีค่าเท่ากับ 1.40

โดยเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ที่นำมาทดสอบนี้มีทางเข้าสั้นมากจนอาจไม่คิดได้ จึงสามารถเริ่มคำนวณที่คอมเพรสเซอร์ได้เลยทำให้เทอม P_0 และ T_0 จากสมการ 2.8 จะมีค่าเท่ากับ P_a และ T_a ตามลำดับ เนื่องจากความเร็วของอากาศที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์เป็น 0

โดยสมการข้างต้นเป็นการเกิดการอัดตัวและขยายตัวแบบอะเดียเบติก ซึ่งไม่สามารถนำมาใช้ในโครงการนี้ได้ เนื่องจากมีความร้อนสูญเสีย

2.5 การวัดประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ (η)

การวัดประสิทธิภาพของเครื่องยนต์นั้นสามารถหาได้จากการเปรียบเทียบพลังงานที่ป้อนให้กับเครื่องยนต์กับงานที่เครื่องยนต์สามารถผลิตออกมาได้ซึ่งจะได้ว่า

$$\eta = \frac{W_{output}}{W_{input}} \quad (2.10)$$

ในการศึกษาในครั้งนี้พลังงานที่ป้อนให้กับเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์นี้จะอยู่ในรูปของพลังงานความร้อนซึ่งเกิดจากเผาไหม้ของแก๊สธรรมชาติ ดังนั้นพลังงานที่จะได้ว่า

$$W_{input} = Q_{in} = \dot{m}_{fuel} \times (LHV) \quad (kW) \quad (2.11)$$

โดย Q_{in} = พลังงานความร้อนที่ให้แก่ระบบ (kW)

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

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

2.6 การสูญเสียความดัน

ความดันที่สูญเสียในเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบเกิดขึ้นได้ทางด้านไอดี ไอเสีย และในห้องเผาไหม้ ทำให้เกิดการสูญเสียเป็นแบบ ความดันสแตกเนชั่น ซึ่งเกิดจากการต้านทานไดนามิกส์ของอุปกรณ์ อีกทั้งการเปลี่ยนโมเมนตัมที่เกิดจากปฏิกิริยาการเผาไหม้ ความดันที่สูญเสียนี้มีผลทำให้อัตราส่วนความดันในเทอร์โบลดลง เมื่อเปรียบเทียบกับที่คอมเพรสเซอร์ จึงมีส่วนทำให้งานที่ได้จากเทอร์โบลดลง วัฏจักรของแก๊สเทอร์โบมีโอกาสเป็นกระบวนการที่ย้อนกลับไม่ได้มาก เนื่องจากงานสุทธิที่แตกต่างจากทฤษฎีมาก (อัตราส่วนของงานต่ำ) ดังนั้นความดันที่สูญเสียจึงมีผลอย่างชัดเจนต่อสมรรถนะของวัฏจักร ดังนั้นเพื่อความถูกต้องยิ่งขึ้นจึงทำการติดตั้งเครื่องมือวัดความดันที่ทางเข้าและทางออกของห้องเผาไหม้ ทำให้สามารถนำค่าที่ได้ไปคำนวณได้เลย

2.6.1 ลักษณะการสูญเสียความดัน (Pressure losses parameter)

ใน 2 มิติ ตัวแปรที่สำคัญที่ทำให้เกิดการสูญเสียความดัน (Pressure loss) ในการออกแบบห้องเผาไหม้หนึ่งนั้นคืออัตราส่วนความดันลดลง (Pressure drop) ในหน้าตัดของห้องเผาไหม้ ผลรวมความดัน $\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}\right)$ ตรงทางเข้าและอัตราส่วนของผลรวมของห้องเผาไหม้ ซึ่งมาจากความดันไดนามิกส์ $\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}\right)$ ซึ่ง 2 ตัวแปรจะมีความสัมพันธ์ดังสมการ

$$\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}\right) = \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \times \frac{R}{2} \times \left(\frac{m_3 T_3^{0.5}}{A_{ref} P_3}\right)^2 \quad (2.12)$$

จากสมการ ทางด้านซ้ายมือโดยปกติจะกล่าวถึงการสูญเสียความดันทั้งหมด(Overall pressure loss) ปกติจะบอกเป็นเปอร์เซ็นต์ ค่าจะอยู่ในช่วง 4-10% ปกติมันจะไม่รวมกันกับการสูญเสียความร้อน (Heat loss) ความดันที่สูญเสียจะเป็นตัวบ่งบอกสมรรถนะของห้องเผาไหม้

ในเทอมของ $\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}\right)$ จะเรียกว่าตัวประกอบการสูญเสียความดัน (Pressure loss factor) มีความสำคัญในการเผาไหม้วิศวกรต้องให้ความสำคัญ ดังนั้นมันจะเป็นตัวบ่งบอกถึงการต้านทานการไหลในช่วงแรก ลักษณะ Airstream ระหว่างทางออกของคอมเพรสเซอร์(Compressor) และทางเข้าเทอร์โบ(Turbine)การไหลของอากาศจะถูกมองเหมือนเป็นสัมประสิทธิ์แรงต้าน (Drag coefficient) ซึ่งมันจะไม่เหมือนกับการสูญเสียความดันรวม (Overall pressure loss) ซึ่งจะต้องอาศัยการสูญเสียความดัน (Pressure loss) จะเป็นตัวแปรในการกำหนดคุณสมบัติของการเผาไหม้ มันใช้แสดงผลรวม 2 เทอมของการสูญเสียความดัน 1) ความดันลดลงในการกระจาย(Diffusion) 2) ความดันลดลงในพื้นที่หน้าตัดในผนังด้านใน

$$\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}\right) = \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} + \frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \quad (2.13)$$

ค่าดังกล่าว ควรให้มีน้อยที่สุด เนื่องจากการสูญเสียความดันใน Diffuser จะเป็นอุปสรรคต่อการเผาไหม้ ในทางปฏิบัติควรทำความเข้าใจการสูญเสียใน Diffuser ให้น้อยที่สุด การสูญเสียความดันห้องเผาไหม้ชั้นในต้อง น้อยที่สุดเหมือนกัน ปัจจัยการสูญเสียความดันหาได้โดยผลของพื้นที่รูทั้งหมดในห้องเผาไหม้ชั้นใน

$$\frac{\Delta P_L}{P_3} = \frac{U_j^2}{2} \quad (2.14)$$

หรือ

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} = \frac{R}{2} \left(\frac{m^3 T_3^{0.5}}{A_{h,eff} P_3} \right)^2 \quad (2.15)$$

แทนทางขวามือของสมการ (2.15) ในสมการ (2.12) จะได้

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} = \left(\frac{A_{ref}}{A_{h,eff}} \right)^2 \quad (2.16)$$

ผลทั้งหมดของพื้นที่รูของห้องเผาไหม้ชั้นในถูกควบคุมโดยพื้นที่ห้องเผาไหม้ชั้นนอก

$$A_{h,eff} = \frac{A_{ref}}{\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \frac{\Delta A_{diff}}{q_{ref}} \right)^{0.5}} \quad (2.17)$$

ผลของพื้นที่รูของห้องเผาไหม้ชั้นในอาจจะคำนวณจาก

$$A_{h,eff} = \sum_{i=0}^{i=n} C_{D,i} A_{h,i} \quad (2.18)$$

เมื่อ $C_{D,i} A_{h,i}$ = ผลพื้นที่ของรู
 n = จำนวนรูทั้งหมด

2.7 การสูญเสียทางกล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบโพรทุกประเภท กำลังที่เอาไปขับคอมเพรสเซอร์จะได้มาจากการต่อกำลังผ่านมาจากเทอร์โบโพรโดยใช้เพลลา และไม่มีเกียร์ทด ดังนั้นการสูญเสียทางกลจึงเกิดจากความเสียดทานของแบร์ริงและการต้านลมเท่านั้น ดังนั้นงานที่ใช้ขับคอมเพรสเซอร์หาได้จาก

$$W_{tc} = \frac{1}{\eta_m} c_{p12}(T_{02} - T_{01}) \tag{2.22}$$

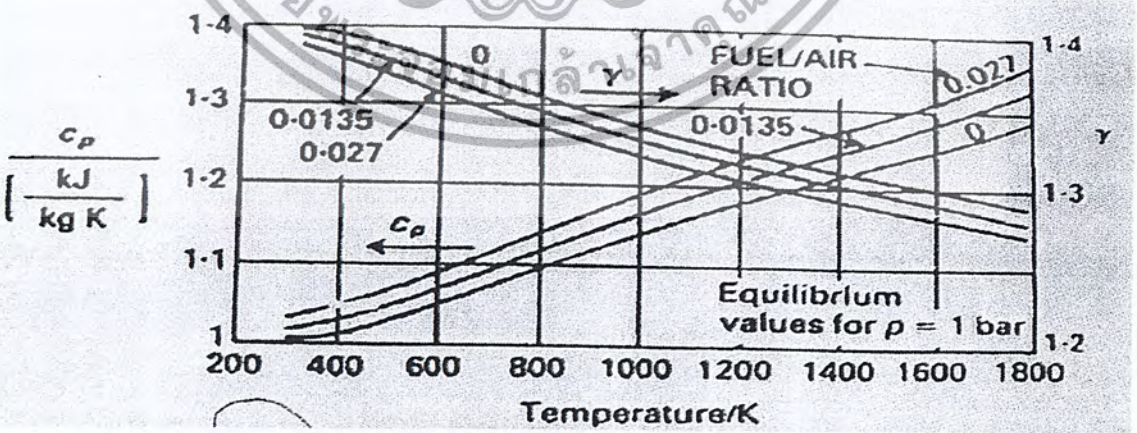
เนื่องจากเทอร์โบชาร์จที่นำมาใช้นั้นเป็นของมือสองซึ่งไม่อาจทราบข้อมูลทางเทคนิคของเทอร์โบชาร์จ ดังนั้นจึงกำหนดประสิทธิภาพทางกลของการส่งกำลัง η_m ให้มีค่าเท่ากับ 90 %

2.8 การเปลี่ยนแปลงค่าความร้อนจำเพาะ

คุณสมบัติของ C_p และ γ เป็นส่วนสำคัญในการประมาณสมรรถนะของวัฏจักร และจำเป็นต้องใช้ค่าซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงนี้ในการหาสภาวะของวัฏจักร วิสัยโดยทั่วไปของจริงที่ทำงานในช่วงอุณหภูมิและความดัน ค่าของ C_p เป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิแต่เพียงอย่างเดียวและทำให้ค่าของ γ เปลี่ยนแปลงไปเช่นเดียวกับ C_p ตามสมการ

$$\frac{(\gamma-1)}{\gamma} = \frac{R_0}{M \cdot c_p} \tag{2.23}$$

- เมื่อ R_0 = ค่าคงที่ของแก๊สใดๆ (Universal Gas Constant)
- M = มวลโมเลกุล (Molecular Weight)
- γ = อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ



รูปที่ 2.5 ค่า C_p และ γ ของอากาศและแก๊สที่เกิดจากการเผาไหม้

การเปลี่ยนแปลงค่า C_p และ γ เมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลง แสดงไว้ในรูปที่ 2.5 เปรียบเทียบที่ค่า F/A เปลี่ยนแปลง พิจารณาว่า γ มีค่าลดลงในทุกๆ F/A ratio ขณะที่อุณหภูมิสูง ส่วน C_p มีค่าเพิ่มขึ้นในทุก F/A ratio ขณะที่อุณหภูมิสูง

ในเทอร์โบของวัฏจักรเปิด สารตัวกลางเป็นส่วนผสมของแก๊สในห้องเผาไหม้ โดยมีองค์ประกอบเป็น C_nH_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 $\frac{R_0}{M} = R_{air} = 0.287 \frac{kJ}{kg \cdot K}$

การคำนวณค่าเพื่อวิเคราะห์ไอเสียจะยากขึ้นเมื่อพิจารณาการแยกตัวขององค์ประกอบไอเสีย C_p และ γ จะกลายเป็นฟังก์ชันของความดันเช่นเดียวกับอุณหภูมิ การคำนวณที่ถูกต้องจะต้องใช้คอมพิวเตอร์มาช่วยคิด การแยกตัวออกจะเกิดขึ้นที่อุณหภูมิประมาณ 1500 K และอุณหภูมิที่สูงกว่านี้ 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 เพราะว่ามีเฉพาะเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบที่ใช้กับเครื่องบินเท่านั้นที่มีอุณหภูมิแก๊สเข้าเทอร์โบสูงถึง 1500 K

การคำนวณที่ต้องการความถูกต้องมากยิ่งขึ้นต้องใช้วิธีทาง Numerical เพื่อหาค่าของ γ เฉลี่ยที่ถูกต้อง ในทางปฏิบัติความถูกต้องจะมากขึ้นก็ต่อเมื่อใช้ค่าในตารางหรือจากกราฟของเอนทาลปีและเอนโทรปี อย่างไรก็ตามเพื่อความสะดวกอาจสมมติให้ค่าของ C_p และ γ ดังที่

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

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

ในการวิเคราะห์ เราสนใจในการหางานของคอมเพรสเซอร์และเทอร์โบไบน จากผลของ $C_p \Delta T$ สมมติว่าอุณหภูมิมีค่า C_p และ γ ถูกต้องและต่ำกว่าอุณหภูมิเฉลี่ยจริง ทำให้ γ สูงกว่าค่าที่ควรจะเป็นและค่า ΔT สูงกว่าที่คาดไว้ เหล่านี้จะชดเชยผลจาก $C_p \Delta T$ ซึ่งมี C_p ต่ำกว่าที่ควรจะเป็นอุณหภูมิจริงที่จุดต่างๆของวัฏจักรจะไม่ถูกต้องนัก อย่างไรก็ตามรายละเอียดของการออกแบบอุปกรณ์นั้น จะต้องรู้เงื่อนไขที่แท้จริงของสารตัวกลางจะทำให้ความถูกต้องมากขึ้น

2.9 คุณสมบัติ Stagnation

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คุณสมบัติ Stagnation

ในขณะที่แก๊สมีความเร็วไหลผ่านอุปกรณ์นั้น พลังงานที่เกิดขึ้นทั้งหมดไม่ได้มีแต่เอนทาลปี หากแต่มีพลังงานจากมวลของแก๊สที่มีความเร็วรวมอยู่ด้วย ในการพิจารณาจึงต้องพิจารณาในเทอมของ Stagnation หรือ เอนทาลปีรวม, h_0 เรียกว่า Stagnation enthalpy เป็นการรวมเอาเอนทาลปีและความเร็วเข้าไว้ในเทอมเดียวกันและไม่มีการถ่ายเทความร้อน และงานจากระบบ ทำให้สมการของกฎข้อที่หนึ่งลดรูปเป็น

$$(h_0 - h) + \frac{1}{2}(0 - V^2) = 0 \quad (2.24)$$

หรือ
$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \quad (2.25)$$

ถ้าของไหลเป็น perfect gas แทนค่า h ด้วย $C_p T$ จะได้

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2}(C_p T) \quad (2.26)$$

เทอม $\frac{V^2}{2}(C_p T)$ เรียกว่า อุณหภูมิไดนามิก (Dynamic temperature)
โดยที่ T เรียกว่า Static temperature

จากสมการพลังงาน ถ้าไม่มีงานและความร้อนถ่ายเทเกิดขึ้น T_0 จะมีค่าคงที่ ถ้าท่อมีเส้นผ่าศูนย์กลางเปลี่ยนแปลง หรือ มีการเปลี่ยนแปลงความเสียดทาน ซึ่งมีผลโดยตรงต่อพลังงานจลน์ ทำให้ Static Temperature เปลี่ยนแปลงแต่ T_0 จะไม่เปลี่ยนแปลง เมื่อพิจารณาในขบวนการอัดแบบอาไดเบติก ทำให้สมการพลังงานเป็น

$$W = -C_p(T_2 - T_1) - \frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2) = -C_p(T_{02} - T_{01}) \quad (2.27)$$

ทำนองเดียวกัน กระบวนการให้ความร้อน โดยไม่มีงานเกิดขึ้นจะได้

$$Q = C_p(T_{02} - T_{01}) \quad (2.28)$$

ดังนั้น ถ้าคิดในเทอมของ Stagnation Temperature แล้ว ก็ไม่จำเป็นต้องอ้างถึงเทอมของพลังงานจลน์ ซึ่งมีประโยชน์ในทางปฏิบัติเพราะทำให้ง่ายต่อการหา Stagnation Temperature ของลำการไหลความเร็วสูงมากกว่า Static Temperature

เมื่อแก๊สมีความเร็วช้าลง และมีอุณหภูมิสูงขึ้น จะมีผลทำให้ความดันสูงขึ้น การหา Stagnation Pressure หรือความดันรวม P_0 ก็สามารถหาได้โดยอ้างถึง T_0 แต่ก็มีข้อจำกัดอยู่ว่า แก๊สที่สมมุติไว้นั้น จะต้องเป็นไอเดเบติกที่ย้อนกลับได้ ดังนั้น

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.29)$$

ความไม่เหมือนกันระหว่าง Stagnation Pressure และ Stagnation Temperature เกิดขึ้นที่มีค่าคงที่ ในลำการไหลที่ไม่มีความร้อนและงาน มีแต่ความเสียหายที่มีอยู่เท่านั้น การลดลงของ Stagnation Pressure สามารถใช้วัดความเสียหายของการไหลได้ สามารถเปรียบได้กับการวัดด้วย Pilot Tube ซึ่งกำหนดเป็น Pilot Pressure, P_0 โดยพิจารณาจากของไหลที่อัดตัวไม่ได้ ดังนี้

$$P_0 = P + \rho \left(\frac{v^2}{2} \right) \quad (2.30)$$



บทที่ 3

การวัดและการคำนวณคุณสมบัติของของไหลที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของเครื่องยนต์

3.1 การวัดอุณหภูมิของของไหล (Fluid temperature)

เพื่อเป็นการเริ่มต้นของการประเมินและวิเคราะห์เครื่องยนต์โดยอาศัยทฤษฎีของวัฏจักรเบรตัน (Brayton's cycle) โดยจะวัดอุณหภูมิในรูปของอุณหภูมิสถิต (Static Temperature) ซึ่งนิยามจาก

$$T_0 = T + V^2/2(C_p) \quad (3.1)$$

โดย T_0 คืออุณหภูมิสถิต (K)

T คืออุณหภูมิสถิตที่ได้จากการวัด (K)

V คือความเร็วการไหลของของไหล ในที่นี้คืออากาศ (m/s)

C_p คือค่าความจุความร้อนของของไหลที่ความดันคงที่ (อากาศ = 1.405 kJ/kg.k)

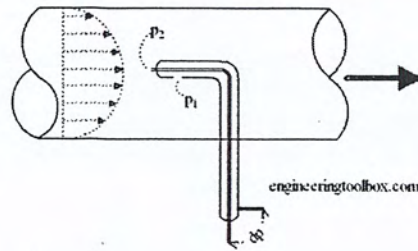
ตำแหน่งของการวัดอุณหภูมิประกอบด้วยตำแหน่งก่อนทางเข้า Power turbine (01) กับตำแหน่งทางออกไอเสียของ Power turbine (02)

การวัดอุณหภูมินั้นเครื่องมือที่ใช้วัดและอ่านค่าอุณหภูมิประกอบไปด้วยเทอร์โมคัปเปิลสำหรับวัดอุณหภูมิและเครื่องอ่านค่าอุณหภูมิ (Data logger) โดยค่าที่วัดได้เป็น Static temperature ซึ่งต้องมีการคำนวณเพื่อให้ได้ค่า Stagnation temperature

3.2 การวัดความดันของการไหลของของไหล (Fluid flow pressure)

เนื่องจากการวิเคราะห์ โดยหลักการของวัฏจักรเบรตันนั้นตั้งอยู่บนเงื่อนไขว่ากระบวนการอัดตัวและการขยายตัว เป็นกระบวนการไอเซนโทรปิก (Isentropic process) หรือกระบวนการอเดียเบติกแบบย้อนกลับได้ (Reversible adiabatic process) ซึ่งเกิดกระบวนการเอนโทรปีคงที่ขึ้นทำให้สามารถคำนวณค่าของอุณหภูมิและความดันหลังการอัดและการขยายตัวได้โดยไม่ต้องทำการวัดแต่ในความเป็นจริงไม่เป็นไปตามนั้น กระบวนการจริงเกิดขึ้น โดยกระบวนการซึ่งกำหนดโดยค่าประสิทธิภาพทางไอเซนโทรปิก ดังนั้นเราจึงทำการวัดค่าความดันการไหลแบบสถิตที่ตำแหน่งก่อนและหลังการอัดและขยายตัว โดยการใช้ Pilot Static Tube ในการวัดค่า Stagnation Pressure

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง



รูปที่ 3.1 Pilot Static Tube

3.3 ทฤษฎีการหาอัตราการไหลของเชื้อเพลิง (Fuel mass flow rate)

ทฤษฎีการคำนวณหาอัตราการไหลของเชื้อเพลิงนั้นจะสามารถคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิงได้โดยการใช้แผ่นออร์ฟิสจะมีลักษณะเป็นแผ่นบางติดตั้งอยู่ระหว่างครีบของท่อ เนื่องจากลักษณะการออกแบบเป็นการออกแบบอย่างง่ายทำให้มีราคาถูกและง่ายในการติดตั้งและถอดเปลี่ยนซึ่งที่ขอบแหลมของออร์ฟิสไม่สกรปรกท่อแยกความดันของออร์ฟิสจะติดตั้งอยู่ในตำแหน่งเฉพาะที่ เนื่องจากตำแหน่งของท่อแยกความดันมีผลกระทบต่อผลการทดลองเพื่อหาสัมประสิทธิ์การไหลต้องเลือกค่า K และค่า C โดยสมการที่ใช้ ออร์ฟิสแบบแนวศูนย์กลางรวมที่ประกอบท่อแยกที่มุม คือ

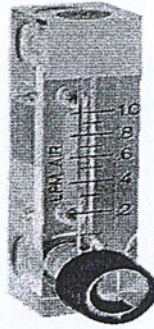
$$C = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + \frac{91.71\beta^{2.5}}{Re_{D1}^{0.75}}$$

$$K = \frac{C}{\sqrt{1+\beta^4}}$$

ในเทอมของสัมประสิทธิ์อัตราการไหลจริงดังสมการนี้

$$\dot{m} = K A_t \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)}$$

ในส่วนการทดลองนั้นเพื่อความสะดวกในการวัดอัตราการไหลได้นำเอาเครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศ ที่เรียกว่า โรดามิเตอร์ ซึ่งใช้วัดอัตราการไหลเชิงปริมาตรซึ่งมีหน่วยเป็น SCFH นั้นจึงนำเอาค่าที่ได้จากอ่านค่ามาแปลงหน่วยเป็นอัตราการไหลเชิงมวลเพื่อใช้ในการคำนวณ



รูปที่ 3.2 เครื่องมือวัดอัตราการไหล LPG

ค่าการวัดของเครื่องมือวัดอัตราการไหลนั้นจะเป็น ft^3/hr ดังนั้นค่าที่ใช้ในการคำนวณจะต้องนำมาแปลงค่าเพื่อใช้ในการคำนวณในหน่วย kg/s ซึ่งสามารถได้จากสมการนี้

$$m_{LPG} = 0.472 \frac{\text{lite}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ lite}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \times 1.164 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.737 \times Q(\text{scfh}) \quad (\text{kg/s}) \quad (3.2)$$

เมื่อ Q = อัตราการไหลที่อ่านได้จาก โรตاميเตอร์ $\left(\frac{\text{ft}^3}{\text{hr}}\right)$

3.4 ทฤษฎีการวัดแรงบิด

จากชุดวัดทอร์กที่สร้างขึ้น

หาค่า K ของสปริงที่ใช้

$$\text{จาก } F = Kx$$

(3.3)

โดยที่ F = แรงที่กระทำต่อสปริง

K = ค่าคงที่ของสปริง

x = ระยะยืดของสปริง

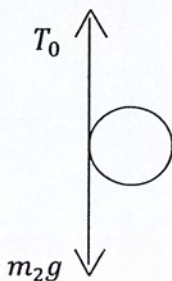
หาแรงที่กระทำที่ Pulley



รูปที่ 3.3 ชุดวัดแรงบิด

เมื่อไม่มีการหมุนของ Pulley

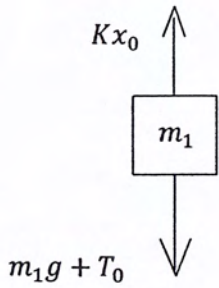
- คิดสมดุลของแรงที่ Pulley ที่มีค่าความตึงเชือก T_0 และแรง m_2g มากระทำ



$$\text{จาก } \Sigma F = 0$$

$$\text{ได้ } T_0 = m_2g$$

- คิดสมดุลของแรงที่มวล m_1 ที่มีแรงสปริง Kx_0 แรงดึงเชือก T_0 และแรง m_1g มากกระทำ



จาก $\sum F = 0$
 ได้ $F_{spring} = T_0 + m_1g$

เมื่อ $F_{spring} = Kx_0$
 ได้ $Kx_0 = T_0 + m_1g$

แทนค่า $T_0 = m_2g$ ลงในสมการ

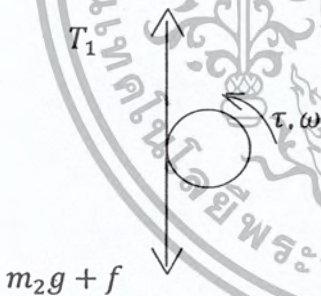
จะได้ $Kx_0 = m_1g + m_2g$

เป็นสมการที่สภาวะสมดุลของชุดวัตถุที่เมื่อไม่มีการหมุนของ Pulley โดย x_0 คือ ระยะยืดของสปริง

เมื่อมีการหมุนของ Pulley

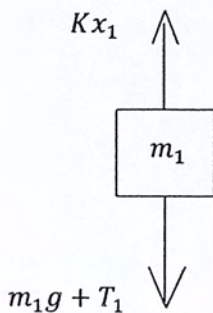
เกิดแรงเสียดทาน f ระหว่าง Pulley และเชือก

- คิดสมดุลของแรงบนเชือกที่ Pulley โดยมีความดึงเชือก T_1 แรงแ m_2g และแรงเสียดทานเนื่องจากการหมุนของ Pulley เท่ากับ f มากกระทำ



จาก $\sum F = 0$
 ได้ $T_1 = m_2g + f$

- คิดสมดุลของแรงที่มวล m_1 ที่มีแรงสปริง Kx_1 แรงดึงเชือก T และแรง m_1g มากกระทำ



จาก $\sum F = 0$
 ได้ $F_{spring} = T_1 + m_1g$

เมื่อ $F_{spring} = Kx_1$
 ได้ $Kx_1 = T_1 + m_1g$

แทนค่า $T_1 = m_2g + f$ ลงในสมการ
จะได้ $Kx_1 = m_1g + m_2g + f$

จาก $Kx_0 = m_1g + m_2g$
จะได้ $Kx_1 = Kx_0 + f$
ดังนั้น $f = K(x_1 - x_0)$

ให้ x_0 เป็นจุดอ้างอิง และ $(x_1 - x_0) = x_{1-0}$
จะได้สมการ $f = Kx_{1-0}$

(3.4)

เมื่อทราบค่า x_{1-0} ที่ได้จากการทดลอง เราสามารถคำนวณหาค่า f เพื่อนำไปหาค่า τ ได้

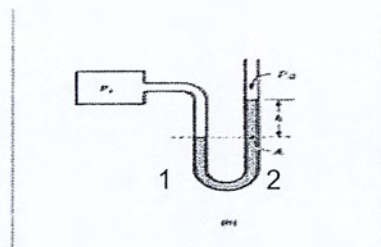
จาก $\tau = fr$

โดย $r =$ ระยะจากจุดกึ่งกลางของ Pulley กับขอบของ Pulley ที่สัมผัสเชือก

3.5 การคำนวณหาความดันของของไหล (Pressure)

จากหัวข้อที่ผ่านมา Pilot Static Tube สามารถหาค่าความดันสถิต (Static pressure) และสแตกเนชัน (Stagnation pressure) โดยค่าที่สามารถวัดได้นั้นจะอยู่ในรูปของ ผลต่าง Δh (m) ค่าที่ได้มาสามารถนำมาคำนวณหาค่า ความดันเกจ (Gage pressure) และ ความดันสมบูรณ์ (Absolute pressure) โดยใช้หลักการของ มาโนมิเตอร์

มาโนมิเตอร์ (Manometer) เป็นเครื่องมือวัดความดันสำหรับของเหลวและแก๊สมีลักษณะเป็นหลอดรูปตัวยู ซึ่งบรรจุของเหลว เช่น ปรอท น้ำ แอลกอฮอล์ หรือน้ำมันเอาไว้ รูปแบบของมาโนมิเตอร์อย่างง่ายคือ



รูปที่ 3.4 มาโนมิเตอร์ (manometer)

พิจารณามาตรวัดความดันในถังแก๊ส เนื่องจากความดันแตกต่างกันเนื่องจากน้ำหนักของแก๊สมีผลน้อยมาก จึงสามารถกล่าวได้ว่าความดันที่ตำแหน่งใดๆ ในถังแก๊สมีค่าเท่ากับความดันที่ตำแหน่งที่ 1 ในขณะเดียวกันความดันของของเหลวที่ระดับเดียวกันมีค่าเท่ากัน ดังนั้น $P_1 = P_2$ สำหรับ P_2 สามารถพิจารณาได้จากความสัมพันธ์ในสมการ คือ

$$P_2 = P_{atm} + \rho gh \quad (3.5)$$

โดยที่ P_{atm} = ความดันบรรยากาศ มีค่า 101.325 kPa, 1.01325 bars
 ρ = ความหนาแน่นของของเหลวในหลอด
 g = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลกเฉพาะที่ 9.81 m/s²
 h = ผลต่างของระดับของเหลว (m)
 P_2 = ความดันสมบูรณ์ (kPa)

3.6 การคำนวณหาความเร็วการไหล (Velocity flow)

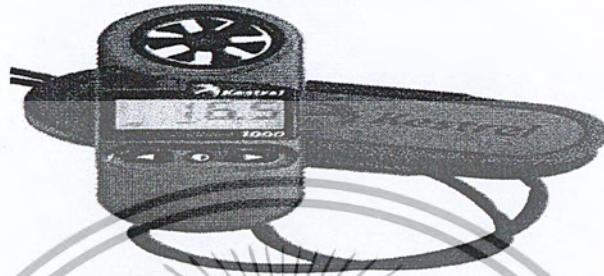
จากหัวข้อที่ผ่านมา Pilot Static tube จะสามารถวัดความดันสถิต (Static pressure) และสแตกเนชั่น (Stagnation pressure) ได้พร้อมกันเมื่อหาค่าความแตกต่างของความดัน (Pressure different) ระหว่างความดันสถิตกับความดันสแตกเนชั่น จะได้ความดันไดนามิก (Dynamic pressure) ซึ่งอยู่ในรูปของความเร็วในการไหลดังสมการ

$$P_0 = P + \rho \left(\frac{V^2}{2} \right) \quad (3.6)$$

โดย P_0 = ความดันสแตกเนชั่น (K)
 P = ความดันสถิตที่ได้จากการวัด (K)
 V = ความเร็วการไหลของอากาศที่ทางเข้า (m/s)
 ρ = ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m³)

โดยที่ $\rho \left(\frac{V^2}{2} \right)$ คือความดันไดนามิก ดังนั้นเมื่อหาความแตกต่างของ P_0 และ P ได้ก็จะสามารถหาความเร็วในการไหลได้

ตั้งที่ได้กล่าวมาแล้วนั้นการคำนวณหาความเร็วการไหลของห้องเผาไหม้นั้นสามารถคำนวณหาได้โดยใช้ท่อ Pilot Static Tube เพื่อหาค่าความเร็วได้ดังสมการที่กล่าวมาและจะสามารถหาค่าได้โดยการหาค่าสามารถหาได้อีกหลายวิธี เช่น การใช้เครื่องมือวัดความเร็วลมเป็นแบบดิจิตอลเพื่อความสะดวกดังภาพ



รูปที่ 3.5 เครื่องมือวัดความเร็วลมแบบดิจิตอล (Anemometer)

การคำนวณอัตราการไหลเชิงมวลของของไหล (Fluid mass flow rate)

$$\dot{m} = \rho V_{avg} A_c \quad (\text{kg/s}) \quad (3.7)$$

โดย \dot{m} = อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)

ρ = ค่าความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)

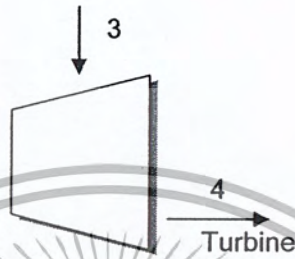
V_{avg} = ความเร็วเฉลี่ยของของไหล (m/s)

A_c = พื้นที่หน้าตัดของการไหล (m^2)

ดังนั้นเมื่อวัดความเร็วการไหลของอากาศได้ก็จะสามารถคำนวณค่าอัตราการไหลโดยมวลของอากาศได้จากสมการดังที่กล่าวมา

3.7 การคำนวณหาความหนาแน่นของอากาศหลังจากขยายตัวโดยประมาณ (Expansion air approximated density)

เนื่องจากอากาศไหลผ่านกระบวนการขยายตัวในเครื่องขยายตัว (Turbine) ดังรูป ทำให้ค่าความหนาแน่นเปลี่ยนไปเมื่อสมมุติโดยประมาณให้อากาศที่สภาวะนี้เป็นก๊าซอุดมคติคำนวณได้จากสมการของก๊าซอุดมคติ



รูปที่ 3.6 กระบวนการขยายตัวโดย Turbine

โดยมีความสัมพันธ์ของสมการดังนี้

$$P = \rho RT$$

(3.8)

โดย P = ความดันสมบูรณ์ (kPa)
 ρ = ค่าความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)
 R = ค่าคงที่ของก๊าซ (kJ/kg.K), อากาศ = 0.2870 kJ/kg.K
 T = อุณหภูมิ (K)

3.8 การคำนวณหางานจากแกนเพลลา (Shaft work)

งานเพลลา (Shaft work, W_{sh}) คืองานในรูปของการหมุนของเพลลา ซึ่งสามารถพบได้ทั่วไปโดยทั่วไปทอร์ก (Torque, τ) ให้แก่เพลลาจะมีค่าคงที่ ซึ่งหมายความว่าแรงที่ให้ก็คงที่ด้วยเช่นกัน ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับทอร์ก เป็นดังแสดงในสมการต่อไปนี้

$$\tau = Fr$$

เมื่อ τ = แรงบิด (N.m)
 F = แรงที่กระทำต่อเพลลา (N)
 r = รัศมีของแกนเพลลาที่มีแรงมากระทำ (m)

กำลังที่ส่งผ่านเพลาคืองานเพลาในหน่วยเวลา เป็นดังนี้

$$W_{sh} = \tau\omega = 2\pi n\tau \quad (\text{kW}) \quad (3.9)$$

เมื่อ ω = อัตราเร็วเชิงมุม (rad/s)
 n = จำนวนรอบต่อหน่วยเวลา (rps)

3.9 การคำนวณหางานทางไฟฟ้า (Electrical work)

งานไฟฟ้า (Electrical work, W_e) คือ พลังงานไฟฟ้าซึ่งเกิดจากการเคลื่อนที่ของอิเล็กตรอนในสนามไฟฟ้าเนื่องจากผลของแรงดันไฟฟ้าหรือความต่างศักย์ โดยเมื่ออิเล็กตรอน N คูลอมบ์เคลื่อนที่ผ่านบริเวณที่มีความต่างศักย์ V กำลังทางไฟฟ้าจะมีค่าเป็นดังนี้

$$W_e = \frac{V^2}{R} \quad (\text{kW}) \quad (3.10)$$

เมื่อ W_e \equiv กำลังไฟฟ้า (kW)
 V \equiv ความต่างศักย์ทางไฟฟ้า (V)
 R \equiv ความต้านทานทางไฟฟ้า (Ω)

3.10 ค่ากำลังความร้อนของเชื้อเพลิง (Throughput power)

ค่ากำลังความร้อนของเชื้อเพลิง คือ ค่าพลังงานความร้อนของเชื้อเพลิงที่ใส่เข้าในการทำปฏิกิริยาการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงในทางทฤษฎีหาได้ดังนี้

$$\text{Through power} = \dot{m}_{fuel} \times LHV_{fuel} \quad (\text{kW}) \quad (3.11)$$

3.11 การวัดประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency)

คืออัตราส่วนระหว่าง งานทางไฟฟ้าที่ได้ออกมา กับ ค่าพลังงานความร้อนที่ใส่เข้าไปในการทำปฏิกิริยาเผาไหม้

$$\eta_{th} = \frac{W_{out}}{Q_{in}} = \frac{\frac{V^2}{R}}{\dot{m}_{fuel} \times LHV_{fuel}} \times 100 \% \quad (3.12)$$

เมื่อ	I	= ปริมาณกระแสไฟฟ้า	(A)
	V	= ความต่างศักย์ไฟฟ้า	(V)
	\dot{m}_{fuel}	= อัตราการไหลของเชื้อเพลิง	(kg/s)
	LHV_{fuel}	= ค่าความร้อนทางต่ำ	(kJ/kg)

3.12 การวัดประสิทธิภาพเชิงกลของ Power Turbine

นิยามของพลังงานกล (Mechanical energy) คือรูปแบบของพลังงานที่สามารถเป็นงานกล (Mechanical work) ได้อย่างโดยตรงอย่างสมบูรณ์โดยอุปกรณ์เชิงกลในอุดมคติ สำหรับพลังงานจลน์และพลังงานศักย์สามารถจัดเป็นพลังงานกลได้ ส่วนความร้อนนั้นไม่จัดเป็นพลังงานกลเพราะไม่สามารถเปลี่ยนเป็นงานได้โดยตรงและสมบูรณ์ ซึ่งในการทำงานของกังหันมีการถ่ายโอนพลังงานกลออกจากของไหล ทำให้ความดันของไหลลดลง ดังนั้นความดันของไหลจึงสัมพันธ์กับพลังงานกล

พลังงานกลรวมคือผลรวมของพลังงานเนื่องจากการไหล พลังงานจลน์และพลังงานศักย์ ในกรณีที่พิจารณาต่อหนึ่งหน่วยมวลได้

$$e_{mech} = P\mathcal{V} + \frac{v^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg})$$

ในกรณีที่พิจารณาในรูปอัตราการถ่ายโอน จะได้

$$\dot{E}_{mech} = \dot{e}_{mech} = (P\mathcal{V} + \frac{v^2}{2} + gz) \quad (\text{kJ})$$

สำหรับพลังงานรวมของสารทำงานที่มีการไหลผ่านขอบเขตของระบบจะมีพลังงานภายใน (Internal energy, u) ด้วยเมื่อกำหนดให้ θ เป็นพลังงานรวมของสารทำงานที่มีการไหลโดยพิจารณาต่อหน่วยมวล จะได้ความสัมพันธ์ดังนี้

$$\theta = u + e_{mech} = P\mathcal{V} + \frac{v^2}{2} + gz + u \quad (\text{kJ/kg})$$

เนื่องจาก $P\mathcal{V} + u = h$

ดังนั้น
$$\theta = h + \frac{v^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg})$$

จากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ซึ่งเป็นกฎที่ใช้แสดงหลักการอนุรักษ์พลังงานหรือหลักการสมดุลพลังงานสำหรับระบบใด ๆ ในระหว่างกระบวนการใด ๆ สามารถเขียนในรูปสมการได้ดังนี้

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{system} \quad (kJ)$$

หรือเขียนในรูปของอัตรา (rate) ได้ดังนี้

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \frac{dE_{system}}{dt} \quad (kW)$$

เนื่องจากในกระบวนการที่มีการไหลแบบคงตัว พลังงานในระบบมีค่าคงที่ ($E_{system} = \text{คงที่}$) ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงพลังงานของระบบจึงเป็นศูนย์ ($E_{system} = 0$) นั่นคือพลังงานรวมที่เข้าสู่ระบบจะเท่ากับพลังงานที่ออกจากระบบ สมดุลพลังงานต่อหน่วยเวลาเป็นดังนี้

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \quad (kW)$$

เมื่อแจกแจงรูปแบบของพลังงานที่เกิดการถ่ายโอนในสมการ จะได้

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \sum_{in} \dot{m} \theta = \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{out} + \sum_{out} \dot{m} \theta \quad (kW)$$

เนื่องจากพลังงานของสารที่มีการไหลต่อหน่วยมวลคือ $\theta = h + \frac{v^2}{2} + gz$ ดังนั้น

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \sum_{in} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{out} + \sum_{out} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)$$

จากเงื่อนไขในการกำหนดเครื่องหมายการถ่ายโอนพลังงาน คือ เครื่องหมายความร้อนเป็นบวกเมื่อมีการถ่ายโอนความร้อนเข้าสู่ระบบ (\dot{Q}_{in}) ส่วนเครื่องหมายของงานเป็นบวกเมื่อระบบทำงานเอง (การถ่ายโอนงานออกจากระบบ, \dot{W}_{out}) ดังนั้นจะได้สมการสมดุลพลังงานหรือสมการกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์เป็นดังนี้

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{out} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) - \sum_{in} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad (kW)$$

เนื่องจาก Power Turbine ไม่มีการหุ้มฉนวน จะทำให้เกิด \dot{Q}_{loss} เกิดขึ้นในระบบ และการเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์มีการแตกต่างของระดับความสูงเพียงเล็กน้อย ($\Delta gz = 0$) สมการสมดุลพลังงานลดรูปเป็นดังนี้

$$-\dot{Q}_{loss} - \dot{W}_{out} = \sum_{out} \left(h + \frac{v^2}{2} \right) - \sum_{in} \left(h + \frac{v^2}{2} \right) \quad (\text{kW}) \quad (3.13)$$

ดังนั้นประสิทธิภาพเชิงกลของเทอร์ไบน์

$$\eta_{turbine} = \frac{\text{พลังงานกลที่ได้}}{\text{พลังงานกลที่ลดลงของของไหล}}$$

$$= \frac{\dot{W}_{shaft,out}}{\Delta E_{mech,fluid}} = \frac{\tau \omega}{\sum_{out} \left(h + \frac{v^2}{2} \right) - \sum_{in} \left(h + \frac{v^2}{2} \right)} \times 100 \% \quad (3.14)$$

โดย τ = แรงบิด (N.m)

ω = ความเร็วเชิงมุม (rad /s)

= อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

h = เอนทัลปี (kJ/kg)

v = ความเร็ว (m/s)

3.13 การวัดค่า Error ของมวล

จากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ (The first law of thermodynamics) หรือกฎการอนุรักษ์พลังงาน (The conservation of energy) มีหลักการว่า “พลังงานไม่สามารถถูกสร้างให้เพิ่มขึ้นหรือทำลายให้ลดลงไปได้แต่สามารถเปลี่ยนรูปหรือถ่ายโอนจากที่หนึ่งไปยังอีกที่หนึ่งได้” ในการศึกษาในครั้งนี้ให้วิเคราะห์กระบวนการที่เกิดขึ้นในระบบเป็น ระบบเปิด (Open system) หรือเรียกอีกอย่างหนึ่งว่า ปริมาตรควบคุม (Control volume ,CV) และเป็นกระบวนการที่มีการไหลคงตัว (Steady – flow process)

กฎอนุรักษ์มวล

[มวลที่เข้าสู่ระบบในช่วงเวลา Δt] - [มวลที่ออกจากระบบในช่วงเวลา Δt] = [มวลในระบบที่เปลี่ยนแปลงไปช่วงเวลา Δt]

$$m_{in} - m_{out} = \Delta m_{cv} \quad (\text{kg})$$

เมื่อพิจารณากฎอนุรักษ์มวลในรูปอัตราการถ่ายโอนมวลจะได้

$$\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \frac{dm_{cv}}{dt} \quad (\text{kg/s})$$

โดย \dot{m} เรียกว่าอัตราไหลเชิงมวล (mass flow rate) หมายถึง มวลที่ไหลผ่านพื้นที่หน้าตัดต่อหน่วยเวลา ในเทอม \dot{m}_{in} และ \dot{m}_{out} เป็นอัตราการไหลเข้าและอัตราการไหลออกจากระบบเปิด ตามลำดับ ส่วน $\frac{dm_{cv}}{dt}$ เป็นอัตราการเปลี่ยนแปลงมวลในระบบเปิด สำหรับ \dot{m} สามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ต่อไปนี้

$$\dot{m} = \rho v_{avg} A_c = \frac{V_{avg} A_c}{\nu} \quad (\text{kg/s})$$

ρ = ความหนาแน่นของของไหล

ν = ปริมาตรจำเพาะ = $1/\rho$

A_c = พื้นที่หน้าตัดที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลนั้น

V_{avg} = ความเร็วเฉลี่ยของการไหลตลอดหน้าตัด

ในกระบวนการที่มีการไหลแบบคงตัว มวลภายในระบบจะไม่มีเปลี่ยนแปลง ($m_{cv} = \text{คงที่}$) นั่นคือมวลที่ไหลเข้าสู่ระบบเท่ากับมวลที่ไหลออกจากระบบ

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \quad (\text{kg/s})$$

$$(\rho V_{avg} A_c)_{in} = (\rho V_{avg} A_c)_{out} \quad (\text{kg/s}) \quad (3.14)$$

ในการไหลของมวลนั้น \dot{m}_{in} อาจมีค่าไม่เท่ากับ \dot{m}_{out} ซึ่งค่า Error ของมวลที่สูญเสียไปอาจมีสาเหตุมาจากการรั่วของชิ้นงาน การวัดที่คลาดเคลื่อน สามารถหาได้โดย

$$\text{Mass Error} = \frac{|\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}|}{\dot{m}_{in}} \times 100 \quad \% \quad (3.15)$$

บทที่ 4

อุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการทดลอง

4.1 รายละเอียดอุปกรณ์

4.1.1 เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์

ประกอบด้วยคอมเพรสเซอร์แบบหอยโข่ง ห้องเผาไหม้ เทอร์ไบน์ รวมถึงระบบการสตาร์ทเครื่องยนต์ และระบบการหล่อลื่นภายในระบบด้วย โดยที่คอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์จะมีแกนเพลลาเป็นแกนเดียวกัน ทำให้หมุนไปพร้อมกันเพื่อให้เครื่องยนต์สามารถเดินเครื่องได้ต่อเนื่องอย่างเป็นวัฏจักร โดยไม่ต้องช่วยอัดอากาศเข้าไป

- Compressor เป็นแบบหอยโข่ง ทำหน้าที่ในการอัดอากาศเข้าห้องเผาไหม้
- Combustion Chamber ทำหน้าที่เป็นห้องเผาไหม้เพื่อส่งอากาศควาร้อนสูง และแรงดันไปผลักใบพัดเทอร์ไบน์ให้หมุน
- Turbine เป็นแบบหอยโข่งเช่นเดียวกับคอมเพรสเซอร์ ทำหน้าที่ขับคอมเพรสเซอร์ให้หมุนตามเพื่ออัดอากาศเข้าห้องเผาไหม้อีก
- ระบบสตาร์ทเครื่องยนต์ เราจะใช้หัวเทียนในการจุดระเบิด และใช้ปั้มลมในการช่วยเพิ่มปริมาณความเร็วรอบเครื่องพร้อมกับการฉีดเชื้อเพลิงเข้าไปจนเครื่องสามารถทำงานได้ด้วยตัวเอง
- ระบบหล่อลื่นภายใน โดยแปร็งที่อยู่ภายในถูกหล่อลื่นโดย ระบบการหล่อลื่นแบบหมุนวนต่อเนื่อง ซึ่งในระบบจะประกอบด้วย ถังน้ำมันหล่อลื่น เกียร์ปั้มแบบแยกมอเตอร์ ที่กรองน้ำมันเครื่อง และชุดระบายความร้อนน้ำมันหล่อลื่น โดยระบบจะทำงานโดยเริ่มจากปั้มน้ำมันดูดน้ำมันหล่อลื่นจากถังเก็บ ผ่านที่กรองน้ำมัน เมื่อเข้าปั้มแล้วน้ำมันจะมีความดันสูงขึ้น ซึ่งจะผ่านระบบระบายความร้อน ก่อนที่จะเข้าไปหล่อลื่นแปร็ง เมื่อออกจากชุดแปร็งแล้ว ก็จะถูกระบายผ่านท่อกลับไปถังพักตามปกติ

4.1.2 Power Turbine

ก่อนที่จะไปถึงชุดพาวเวอร์เทอร์ไบน์นั้น ต้องมีข้อต่อก่อนเพราะทางออกของไอเสียที่ออกมาจากเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์นั้นมีหน้าตัดเป็นวงกลม แต่ทางเข้าเทอร์ไบน์ของชุดพาวเวอร์เทอร์ไบน์นั้นมีหน้าตัดเป็นสี่เหลี่ยม เราจึงทำข้อต่อสแตนเลสขึ้นมา สำหรับชุดพาวเวอร์เทอร์ไบน์นั้น เราได้นำเครื่องเทอร์ไบน์เดิมที่มีอยู่มาดัดแปลงใช้โดยนำส่วนของคอมเพรสเซอร์ออก ทำให้เหลือส่วนของแกนเพลลาเดิมที่เคยต่อกับใบพัดของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งส่วนนี้เราจะดัดแปลงเพื่อจะประกอบเข้ากับเครื่องมือวัดค่าแรงบิด และต่อเข้ากับแกนเพลลาของเจนเนอเรเตอร์ต่อไป

4.1.3 ชุดวัดแรงบิด

เป็นโพลด์ที่สร้างขึ้นมา โดยใช้หลักการสร้างแรงเสียดทาน และมีการเปลี่ยนมวลถ่วง เพื่อเป็นการเพิ่มและลดแรงเบรก ซึ่งมีอุปกรณ์ในการสร้างชุดวัดแรงบิดดังนี้

- Pulley ทำหน้าที่คล้ายจานเบรก คือเราจะนำ pulley นี้ ไปสวมเข้ากับแกนเพลลาของ เทอร์ไบน์ โดยให้หมุนพร้อมกับแกนเพลลาเทอร์ไบน์ ใช้สำหรับรองรับแรงเสียดทาน ที่มาจากการถ่วงมวลน้ำหนัก
- สปริง ทำหน้าที่เป็นตัวใช้หาระยะยืดที่เกิดจากแรงบิดที่ได้ ซึ่งเราต้องทำการหาค่าคงที่ของสปริงนี้ด้วย
- เชือกทนแรงเสียดทาน ปลายข้างหนึ่งใช้ผูกเข้ากับสปริง ส่วนอีกข้างหนึ่งใช้ผูกกับมวลถ่วงขนาดต่างๆ
- ท่อสเกลวัดระยะยืดของสปริง จะติดอยู่กับสปริง เพื่อวัดระยะยืดที่ได้จากการใช้เชือกคล้องกับ Pulley แล้วถ่วงมวลขนาดต่างๆ
- มวลถ่วง ใช้ในการเพิ่ม และลดแรงเบรก

4.1.4 ชุดวัดค่าทางไฟฟ้า

เป็นโพลด์เช่นกัน ใช้หลักการสร้างแรงต้านทานซึ่งเป็นแรงเหนี่ยวนำทางไฟฟ้า โดยแรงต้านนั้นมาจากการต่อตัวต้านทานเข้ากับวงจรที่ต่อออกมาจากเซ็นเซอร์เรเตอร์ เพื่อเพิ่มและลดแรงเบรก ซึ่งอุปกรณ์ที่ใช้ในการสร้างชุดวัดค่าทางไฟฟ้ามีดังนี้

- ตัวต้านทาน ที่ใช้ในการทดลองเป็นตัวต้านทานแบบกระเบื้อง ทำหน้าที่เป็นโพลด์ทางไฟฟ้า โดยจะต่อวงจรแบบอนุกรม และสามารถเพิ่มโพลด์ได้โดยการใส่ตัวต้านทานเพิ่มเข้าไปแบบอนุกรมกับวงจรเดิม
- สายไฟ ใช้ต่อวงจรทางไฟฟ้า

4.1.5 เครื่องวัดความเร็วรอบ

ในการทดลองนี้เราใช้เครื่องมือวัดความเร็วรอบแบบยิงเลเซอร์ โดยจะมีสัญลักษณ์ติดอยู่ที่ Pulley แล้วใช้เครื่องวัดยิงเลเซอร์เข้าที่จุดสัญลักษณ์นั้นในขณะที่ Pulley กำลังหมุน ความเร็วรอบในขณะนั้นก็จะปรากฏขึ้นมาที่หน้าจอเครื่องมือวัด เราก็สามารถวัดค่าความเร็วรอบได้

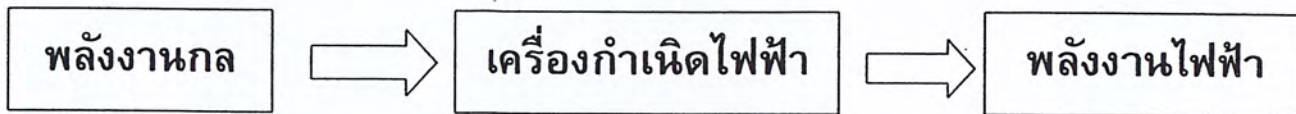
4.1.6 เครื่องมือวัดแรงดันทางไฟฟ้า

ในการทดลองนี้เราใช้มัลติมิเตอร์ในการวัดค่าแรงดันทางไฟฟ้า โดยการวัดจะเป็นวงจรแบบอนุกรม คือวัดคร่อมที่ค่าความต้านทานที่ต้องการ

4.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

4.2.1 เครื่องกำเนิดไฟฟ้า

หลักการเบื้องต้นของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า



โดยพื้นฐานแล้ว เครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสตรงจะผลิตไฟฟ้าออกมาโดยการหมุนของขดลวดตัวนำที่เคลื่อนที่ผ่านไปบนสนามแม่เหล็ก ดังนั้นพลังงานที่ต้องจ่ายให้กับเครื่องกำเนิดจึงเป็นพลังงานกลที่ต้องการเพื่อที่จะนำไปใช้ในการหมุนขดลวดตัวนำ พลังงานกลนี้สามารถได้มาจากหลายทางด้วยกัน เช่น เครื่องยนต์แก๊สโซลีน เครื่องยนต์ดีเซล เครื่องกังหันไอน้ำ มอเตอร์ไฟฟ้า การไหลของน้ำ หรือแม้แต่เครื่องปฏิกรณ์ปรมาณู ในความเป็นจริงแล้วทุกอย่างที่สามารถนำมาใช้เพื่อทำให้แกนของเครื่องกำเนิดหมุนแล้ว ก็สามารถที่จะเป็นพลังงานอินพุตให้กับเครื่องกำเนิดได้ทั้งนั้น โดยเอาท์พุทของเครื่องกำเนิดจะเป็นแรงเคลื่อนเหนี่ยวนำที่เกิดขึ้นในขดลวดตัวนำเมื่อมันเคลื่อนที่ผ่านไปบนสนามแม่เหล็ก และเนื่องจากเครื่องกำเนิดไฟฟ้าต้องการสนามแม่เหล็กสำหรับในการทำงานของมัน ดังนั้นจึงกล่าวได้ว่าเครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสตรงเป็นเครื่องกลไฟฟ้าที่เปลี่ยนพลังงานกลไปเป็นพลังงานไฟฟ้าโดยการใช้สนามแม่เหล็กเป็นตัวกลาง หรือโดยการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า ซึ่งแรงดันไฟฟ้าเหนี่ยวนำที่เกิดขึ้นในขดลวดตัวนำนั้น สามารถวัดได้โดยการต่อโวลต์มิเตอร์เข้าไปที่ขั้วทั้งสองของตัวนำนั้น แต่ถ้าตัวนำนั้นมีหลายขั้วมาต่ออนุกรมกัน ค่าของแรงดันไฟฟ้าเหนี่ยวนำที่เกิดขึ้นจะเท่ากับผลบวกของแรงดันไฟฟ้าเหนี่ยวนำที่เกิดในแต่ละตัวนำ ค่าของแรงดันไฟฟ้าจะขึ้นอยู่กับความเข้มของสนามแม่เหล็ก และตัวนำที่เคลื่อนที่ตัดกับสนามแม่เหล็ก ถ้าความเข้มของสนามแม่เหล็กมากแรงดันไฟฟ้าเหนี่ยวนำก็จะเกิดขึ้นมาก เช่นเดียวกัน ถ้าความเร็วในการเคลื่อนที่ตัดมาก แรงดันไฟฟ้าเหนี่ยวนำที่เกิดขึ้นก็จะมากด้วย

ดังนั้นจะเห็นว่างค์ประกอบที่ทำให้เกิดแรงดันไฟฟ้าเหนี่ยวนำขึ้นในเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

กระแสตรงมี 3 ประการคือ

- 1 เส้นแรงแม่เหล็ก
- 2 ตัวนำ
- 3 การตัดเส้นแรงแม่เหล็กโดยตัวนำ

4.2.2 ประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

ประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสตรงคือ อัตราส่วนของกำลังที่เครื่องกำเนิดไฟฟ้าจ่ายออกหรือกำลังเอาต์พุตต่อกำลังที่เครื่องกำเนิดไฟฟ้าได้รับ หรือกำลังอินพุต โดยอัตราส่วนนี้คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ ถ้าค่าของเปอร์เซ็นต์ที่ได้มีค่าสูงก็แสดงว่าเครื่องกำเนิดไฟฟ้ามีประสิทธิภาพสูง แต่ถ้าได้ค่าเปอร์เซ็นต์ออกมาต่ำก็แสดงว่าเครื่องกำเนิดไฟฟ้านั้นมีประสิทธิภาพต่ำ ประสิทธิภาพใช้คำย่อ Eff. ย่อมาจากคำว่า Efficiency และสัญลักษณ์ η และประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดสามารถหาได้จากสูตรดังนี้คือ

$$\text{ประสิทธิภาพ} = \frac{\text{กำลังที่จ่ายออก}}{\text{กำลังที่ได้รับ}} \times 100\%$$

$$\text{หรือ ประสิทธิภาพ} = \frac{\text{กำลังเอาต์พุต}}{\text{กำลังอินพุต}} \times 100\%$$

$$\text{หรือ Efficiency (Eff.)} = \frac{\text{Power output}}{\text{Power input}} \times 100\%$$

$$\begin{aligned} \text{เมื่อ กำลังเอาต์พุต} &= V_L I_L \text{ Watts} \\ \text{กำลังอินพุต} &= \text{กำลังเอาต์พุต} + \text{กำลังสูญเสีย} \end{aligned}$$

4.2.3 การสูญเสียในเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

เนื่องจากพลังงานที่ป้อนให้กับทางด้านอินพุตไม่เท่ากับพลังงานที่ได้รับทางด้านเอาต์พุต ทั้งนี้เพราะมีพลังงานส่วนหนึ่งที่ได้สูญเสียหรือสูญหายไป ซึ่งส่วนที่สูญเสียหรือสูญหายไปนี้คือ ค่าการสูญเสียที่เกิดขึ้นในการเปลี่ยนรูปพลังงานนั่นเอง

การสูญเสียที่เกิดขึ้นในเครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสตรง แบ่งออกเป็น 2 ชนิดคือ

1. การสูญเสียที่เกิดจากขดลวดทองแดง (copper loss)
2. การสูญเสียที่เกิดจากการหมุน (rotational loss)
 - 2.1 การสูญเสียที่เกิดขึ้นในแกนเหล็ก (iron loss หรือ core loss)
 - 2.1.1 การสูญเสียที่เกิดจากกระแสไหลวน
 - 2.1.2 การสูญเสียที่เกิดจากฮิสเตอรีซิส
 - 2.2 การสูญเสียทางกล (mechanical loss)

บทที่ 5

การทดลองและผลการทดลอง

5.1 วัตถุประสงค์ของการทดลอง

- 1) เพื่อทำการเก็บผลการทดลองเพื่อนำผลการทดลองไปคำนวณหาค่ากำลังที่ได้ และค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์
- 2) เพื่อหาปัญหาข้อบกพร่องและแนวทางในการพัฒนาโครงการต่อไป

5.2 ขั้นตอนการทดลอง

หลังจากที่ได้ทำการประกอบ และติดตั้งอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองเสร็จเรียบร้อยแล้ว เราได้แบ่งการทดลองออกเป็น 2 แบบ คือการทดลองเพื่อวัดค่าแรงบิด กับ การทดลองเพื่อวัดค่าแรงดันทางไฟฟ้า ซึ่งต้องทำการทดลองแยกกัน

5.2.1 การทดลองเพื่อวัดค่าแรงบิด

ขั้นตอนที่ 1 เมื่อเครื่องยนต์สตาร์ทติดแล้ว ปรับอัตราความเร็วของเชื้อเพลิงโดยเริ่มจากค่าน้อยสุดก่อน เนื่องจากถ้าเริ่มทดลองที่อัตราความเร็วของเชื้อเพลิงมากที่สุดก่อน เราจะได้อุณหภูมิที่จุดต่างๆสูงมาก เมื่อทำการลดอัตราความเร็วของเชื้อเพลิงลง อุณหภูมิที่วัดได้จะลดลงมากเพียงเล็กน้อยเท่านั้น เพราะการถ่ายเทความร้อนขณะลดอัตราเร็วเหล่านั้นยังไม่ดีพอ ทำให้ผลการทดลองของเราผิดพลาดได้

ขั้นตอนที่ 2 เมื่อเครื่องยนต์เริ่มอยู่ในสภาวะคงที่ จึงทำการวัด

- อุณหภูมิทั้งหมด 4 ตำแหน่ง คือ ก่อนเข้าห้องเผาไหม้ (T_2) ,ทางออกห้องเผาไหม้ (T_3) ทางออกเทอร์ไบน์ตัวแรก (T_4) และทางออกพาวเวอร์เทอร์ไบน์ (T_5)
- ความดันทั้งหมด 3 ตำแหน่ง คือ ทางออกห้องเผาไหม้ (P_3) ทางออกเทอร์ไบน์ตัวแรก (P_4) และทางออกของพาวเวอร์เทอร์ไบน์ (P_5) โดยทางออกเทอร์ไบน์ตัวแรกกับทางออกของพาวเวอร์เทอร์ไบน์นั้นต้องวัดความดันสแตกเนชันด้วย
- ความเร็วรอบของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ (n_{t1}) และความเร็วรอบของพาวเวอร์เทอร์ไบน์ (n_{t2})

ขั้นตอนที่ 3 จากนั้นทำการวัดแรงบิด เบรกแกนเพลลาของพาวเวอร์เทอร์ไบน์ โดยการถ่วงมวล ซึ่งมีตั้งแต่ 10 ,20 ,30 ,40 และ 50 กรัมและวัดค่าความเร็วรอบกับระยะยัดของสปริงในแต่ละมวลที่ถ่วงไป

ขั้นตอนที่ 4 ทำการเพิ่มอัตราการไหลของเชื้อเพลิงไปเรื่อยๆ ในแต่ละอัตราการไหลของเชื้อเพลิงต้องทำการเก็บค่าข้อมูลตามขั้นตอนที่ 1-3 เหมือนเดิม โดยขอบเขตของการทดลอง คือ ไม่ให้อุณหภูมิทางออกห้องเผาไหม้สูงเกิน 1000 องศาเซลเซียส เนื่องจากอาจทำให้เกิดความเสียหายกับใบพัดของเทอร์ไบน์ตัวแรกได้

5.2.2 การทดลองเพื่อวัดค่าแรงดันทางไฟฟ้า

การทดลองเพื่อวัดแรงดันทางไฟฟ้านี้ ต้องเอาชุดวัดแรงบิดออกก่อน เนื่องจากต้องทำการต่อเพลลาของพาวเวอร์เทอร์ไบน์เข้ากับเพลลาเจนเนอเรเตอร์ด้วยคัปปลิง เพื่อทำการแปลงกำลังงานกลให้เป็นกำลังงานทางไฟฟ้า

ขั้นตอนที่ 1 ทำการต่อตัวต้านทานเป็นวงจรอนุกรม เพื่อสร้างโหลดทางไฟฟ้าเปรียบเสมือนแรงเบรก

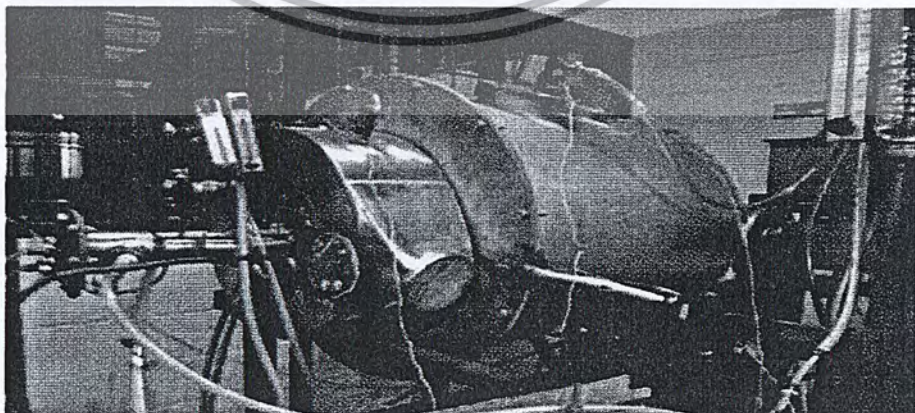
ขั้นตอนที่ 2 เมื่อเครื่องยนต์สตาร์ทติดแล้ว ปรับอัตราการไหลของเชื้อเพลิงโดยเริ่มจากค่าน้อยสุดก่อน

ขั้นตอนที่ 3 เมื่อเครื่องยนต์เริ่มอยู่ในสภาวะคงที่ จึงทำการวัดค่าอุณหภูมิ ความดันและความเร็วรอบ เหมือนกับการทดลองวัดแรงบิด

ขั้นตอนที่ 4 ทำการวัดแรงดันด้วยมัลติมิเตอร์ โดยการเก็บค่าแรงดันและความเร็วรอบในแต่ละโหลดความต้านทาน ดังนี้ 5, 10, 15, 20, 25 โอห์ม ซึ่งการวัดต้องวัดพร้อมค่าความต้านทานที่ต้องการวัด

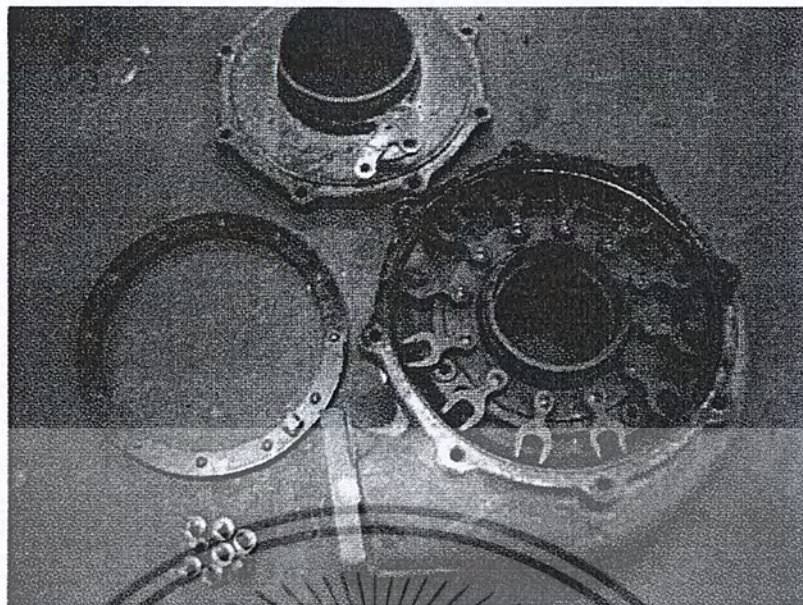
ขั้นตอนที่ 5 ทำการเพิ่มอัตราการไหลของเชื้อเพลิงไปเรื่อยๆ ในแต่ละอัตราการไหลของเชื้อเพลิงต้องทำการเก็บค่าข้อมูลตามขั้นตอนที่ 1-4 เหมือนเดิม โดยขอบเขตของการทดลอง คือ ไม่ให้อุณหภูมิทางออกห้องเผาไหม้สูงเกิน 1000 องศาเซลเซียส เนื่องจากอาจทำให้เกิดความเสียหายกับใบพัดของเทอร์ไบน์ตัวแรกได้

5.3 รูปจากการทดลอง



รูปที่ 5.1 เครื่องยนต์พาวเวอร์แก๊สเทอร์ไบน์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



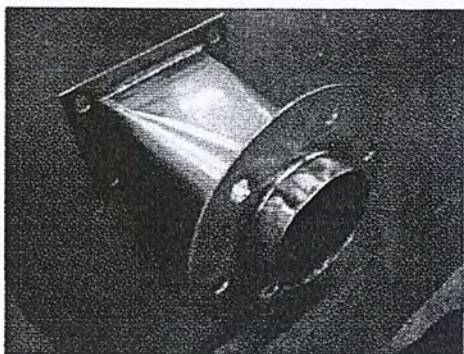
ก. ชิ้นส่วนเทอร์ไบน์



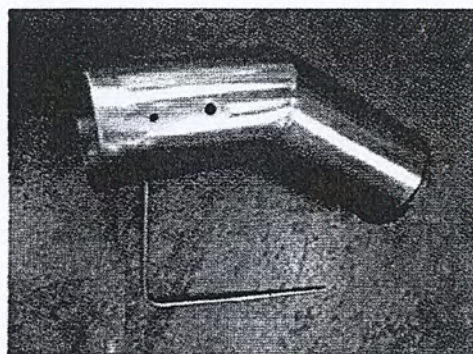
ข. ประกอบเป็นพาวเวอร์เทอร์ไบน์

รูปที่ 5.2 เทอร์ไบน์ที่นำมาประกอบเป็นพาวเวอร์เทอร์ไบน์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



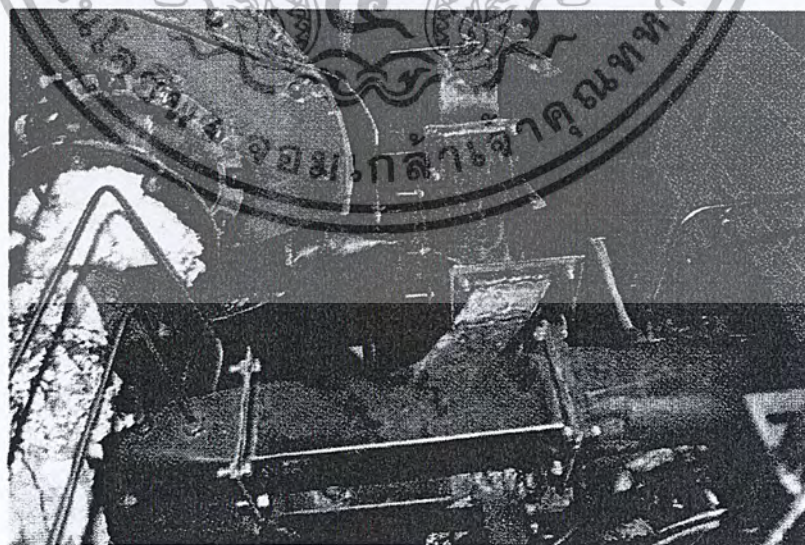
ก. ข้อต่อระหว่างทางออกท่อไอน้ำกับ
ทางเข้าพาวเวอร์เทอร์ไบน์



ข. ทางออกไอเสียพาวเวอร์เทอร์ไบน์



ค. ทางออกไอเสียทางที่ 2



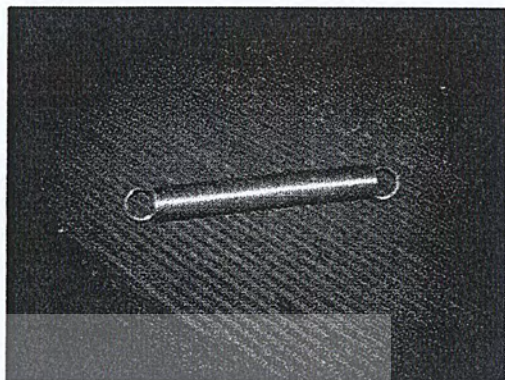
ง. ภาพรวมการประกอบ

รูปที่ 5.3 ข้อต่อสแตนเลส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ก.มวลถ่วงขนาดต่างๆ



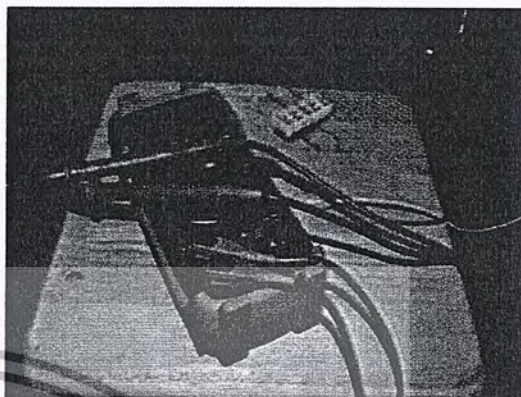
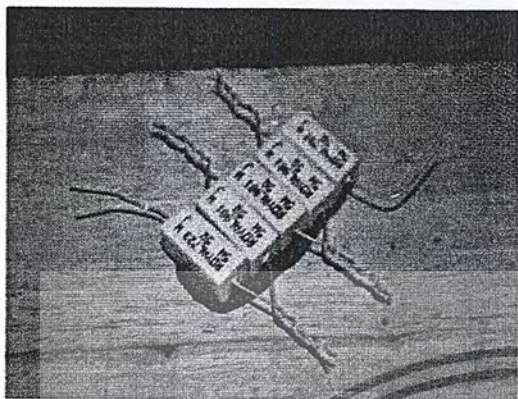
ข.สปริงชนิดตั้ง



ค.ติดตั้งชุดวัดแรงบิด

รูปที่ 5.4 ชุดวัดแรงบิดที่สร้างขึ้นแบบง่าย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ก. ตัววัดงานทางกระเบื้อง

ข. มัลติมิเตอร์



ค. การต่อวงจรอนุกรมแบบง่าย

รูปที่ 5.5 ชุดวัดแรงดันทางไฟฟ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.4 การคำนวณ

5.4.1 การคำนวณหาค่าแรงบิด

จากการทดลองหาค่าแรงบิด มีการคำนวณตั้งแต่ทำชุดวัดแรงบิด ซึ่งมีการคำนวณทั้งหมดดังนี้

5.4.1.1 การหาค่าคงที่ของสปริงที่ใช้ในการทำชุดวัดแรงบิด

เราต้องทำการหาค่าคงที่ของสปริง ในที่นี้เราใช้สปริงแบบแรงดึง เนื่องจากสปริงที่เราหาซื้อมาใช้มันไม่ทราบค่าคงที่ของสปริง เราจึงได้ทำการทดลองเพื่อหาค่าคงที่ของสปริงนี้ โดยการนำสปริงมาถ่วงมวลเพื่อหาน้ำหนักที่สามารถชนะความเค้นของสปริงก่อน เนื่องจากสปริงทุกตัวจะมีความเค้นที่ค่าหนึ่งก่อนที่จะยืด จากนั้นก็ถ่วงมวลไปเรื่อยๆพร้อมกับการบันทึกค่ามวลที่ใช้ถ่วงกับระยะยืดของสปริง เพื่อนำไปเขียนกราฟความสัมพันธ์ระหว่างมวลถ่วงกับระยะยืดของสปริง ซึ่งได้ค่าคงที่ของสปริง คือ 99.74003 N/m โดยคิดจากความชันของกราฟ

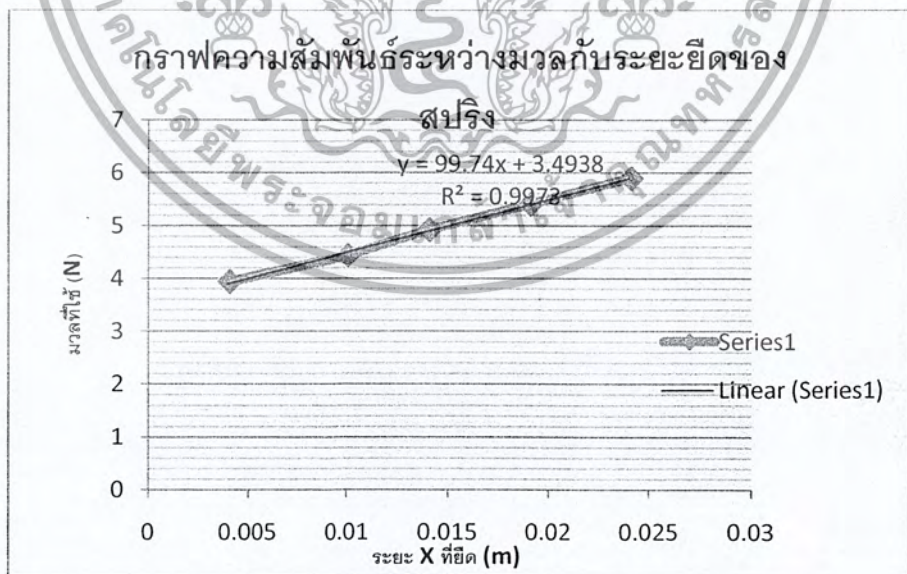
จากสมการ

$$F = kx$$

ได้เป็น

$$k = \frac{F}{x}$$

นั่นก็คือความชันของกราฟความสัมพันธ์ระหว่างมวลถ่วงกับระยะยืดของสปริงนั่นเอง และจากการเขียนกราฟความสัมพันธ์ทำให้เราได้สมการเส้นตรง คือ $y = 99.74003x + 3.493$ ซึ่งทำให้ได้ค่าคงที่ของสปริง คือ 99.74003 N/m โดยหาจากความชันของกราฟนั่นเอง



รูปที่ 5.6 กราฟค่าคงที่ของสปริง

5.4.1.2 การคำนวณหาแรงบิด

จากผลการทดลองที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงที่ 90 SCFH มวลถ่วง 40 g ซึ่งได้ระยะยึดของสปริง คือ 0.037 m นำมาคำนวณหาแรงบิดของเพลापาวเวอร์เทอร์ไบน์ ดังนี้

$$\begin{aligned} \text{จากสมการ} \quad T &= F r \\ &= (k \times) r \\ &= (99.740 \times 0.037) (0.0165) = 0.06089 \text{ N.m} \end{aligned}$$

และที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงที่ 90 SCFH มวลถ่วง 40 g ซึ่งได้ความเร็วรอบคือ 996.5 rpm ซึ่งสามารถคำนวณหา กำลังงานของเพลาได้ดังนี้

$$\text{จากสมการ} \quad P = T \omega = 0.06089 \times \frac{(2\pi) 996.5}{60} = 6.3542 \text{ w}$$



5.5 ตารางผลการทดลอง

Flow rate LPG (SCFH)	ทางเข้า Turbine		ทางออก Turbine	
	P_{stag} (kPa)	P_{static} (kPa)	P_{stag} (kPa)	P_{static} (kPa)
50	101.7174	101.46234	102.2079	101.45253
60	101.82531	101.47215	102.28638	101.46234
70	101.90379	101.48196	102.36488	101.47125
80	101.95284	101.49177	102.47277	101.48196
90	102.04113	101.5215	102.65916	101.51139

ตารางที่ 5.1 ตารางความดัน ทางเข้า และทางออกของ Power Turbine

Flow rate LPG (SCFH)	Turbine 1 (°C)		Turbine 2 (°C)	
	T_3	T_4	T_4	T_5
50	677.5	434.9	434.9	124.4
60	919.5	480	480	153.7
70	916	546.8	546.8	221.4
80	944.7	594.1	594.1	272.9
90	999.7	690.8	690.8	272.8

ตารางที่ 5.2 ตารางอุณหภูมิทางเข้าและออกของ Power Turbine

Flow rate LPG (SCFH)	P_{stag} (kPa)	P_{static} (kPa)	ความหนาแน่น (kg/m^3)	V (m/s)	พื้นที่หน้าตัด (m^2)	\dot{m} (kg/s)
50	102.2079	101.45253	0.889000166	41.22341279	0.0104	0.381135256
60	102.28638	101.46234	0.828068576	44.61244161	0.0104	0.384198474
70	102.36486	101.47215	0.714799948	49.97789285	0.0104	0.37153163
80	102.47277	101.48196	0.647456978	55.32287362	0.0104	0.372519478
90	102.65916	101.51139	0.647763352	59.52977562	0.0104	0.401036553

ตารางที่ 5.3 ตารางค่า V (m/s) และ \dot{m} (kg/s) ที่ทางออก Power Turbine

Flow rate LPG (SCFH)	P_{stag} (kPa)	P_{static} (kPa)	ความ หนาแน่น (kg/m^3)	V (m/s)	พื้นที่หน้าตัด (m^2)	\dot{m} (kg/s)
50	101.7174	101.46234	0.4992407	31.96547658	0.0044	0.070217254
60	101.82531	101.47215	0.469393808	38.7910981	0.0044	0.080116526
70	101.90379	101.48196	0.431198468	44.23287058	0.0044	0.083921843
80	101.95284	101.49177	0.40772239	47.55718608	0.0044	0.08531657
90	102.04113	101.5212	0.366930909	53.23475846	0.0044	0.085947305

ตารางที่ 5.4 ตารางค่า V (m/s) และ \dot{m} (kg/s) ที่ทางเข้า Power Turbine

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Flow rate LPG (SCFH)	\dot{m}_{in} (kg/s)	\dot{m}_{out} (kg/s)	ค่า Error %
50	0.070217254	0.3811353	442.7944
60	0.080116526	0.3841985	379.5496
70	0.083921843	0.3715316	342.7114
80	0.08531657	0.3725195	336.6321
90	0.085947305	0.4010366	366.6075

ตารางที่ 5.5 ค่า % การ Error ของมวล

Flow rate LPG (SCFH)	\dot{m}_{in} (kg/s)	\dot{m}_{out} (kg/s)	V_{in} (m/s)	V_{out} (m/s)	h (kJ/kg) @ T_4	h (kJ/kg) @ T_5	$Q_{loss} + W$ (kw)
50	0.0702173	0.3811353	31.9654766	41.22341279	436.5	125.97	17.64973347
60	0.080116526	0.3841985	38.7910981	44.61244161	482.49	154	20.83319809
70	0.083921843	0.3715316	44.23287058	49.97789258	550	223.4	37.22505119
80	0.08531657	0.3725195	47.55718608	55.32287362	601	274	51.26867517
90	0.085947305	0.4010366	53.23475846	59.52977562	702.52	275	50.49417515

ตารางที่ 5.6 ตารางค่า $Q_{loss} + W$ จากการคำนวณทางทฤษฎี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Flow rate LPG (SCFH)	แปลงหน่วย kg/s	สัดส่วน propane 70%	สัดส่วนบิวเทน 30%	ค่าLHV ,propane = 46857	ค่าLHV,บิวเทน = 45742	Q in (kW)
50	0.000337428	0.0002362	0.000101228	11.06760728	4.630390571	15.698
60	0.000404914	0.00028344	0.000121474	13.28112874	5.556468685	18.8376
70	0.000472399	0.00033068	0.00014172	15.49465019	6.482546799	21.9772
80	0.000539885	0.000377919	0.000161965	17.70817165	7.408624913	25.1168
90	0.000607371	0.000425159	0.000182211	19.92169311	8.334703027	28.2564

ตารางที่ 5.7 ตารางค่า Q_{in} ของกำลังทางความร้อน

Flow rate LPG (SCFH)	Q_{out} (kw)	Q_{in} (kw)	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน %
50	0.42693	15.698	0.002719646
60	1.1664	18.8376	0.006191872
70	1.58256	21.9772	0.007200917
80	1.64352	25.1168	0.006543509
90	2.09952	28.2564	0.007430246

หมายเหตุ Q_{out} คือ งานที่ได้ออกมาทางไฟฟ้า ($Q_{out} = IV$)

ตารางที่ 5.8 ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Flow rate LPG (SCFH)		ขนาดมวลที่ใช้ในการถ่วง (g)			
		10	20	30	40
50	Tourqe (N.m)	0.00987426	0.0164571	0.01974853	0.02139424
	ความเร็วรอบ (rpm)	813.5	627.4	312.4	0
	Power (w)	0.84118	1.08125	0.64606	0
60	Tourqe (N.m)	0.0082286	0.0197485	0.0246854	0.0296228
	ความเร็วรอบ (rpm)	1096.4	884.3	772.9	639.1
	Power (w)	0.944740	1.8288	1.99799	1.98154
70	Tourqe (N.m)	0.011519	0.19748	0.02797	0.03456
	ความเร็วรอบ (rpm)	1261.5	977.4	728.7	557.9
	Power (w)	1.52106	2.0203	2.13383	2.01808
80	Tourqe (N.m)	0.01646	0.02304	0.02962	0.03456
	ความเร็วรอบ (rpm)	1424.7	1137.5	978.4	785.4
	Power (w)	2.45406	2.7431	3.06145	2.84101
90	Tourqe (N.m)	0.018102	0.034559	0.046079	0.060891
	ความเร็วรอบ (rpm)	2213.9	1468.4	1246.3	996.5
	Power (w)	4.29481	5.3116	6.01094	6.35098

ตารางที่ 5.9 ตารางข้อมูลกำลังงานที่ได้จากเพลลา Power Turbine

Flow rate LPG (SCFH)	W_{output} (kw)	Q_{input} (kw)	ค่าประสิทธิภาพเชิงกล %
50	0.010825	17.64973347	0.061332371
60	0.019969	20.83319809	0.095851882
70	0.021338	37.22505119	0.057321614
80	0.030615	51.26867517	0.059714826
90	0.063510	50.49417515	0.125776884

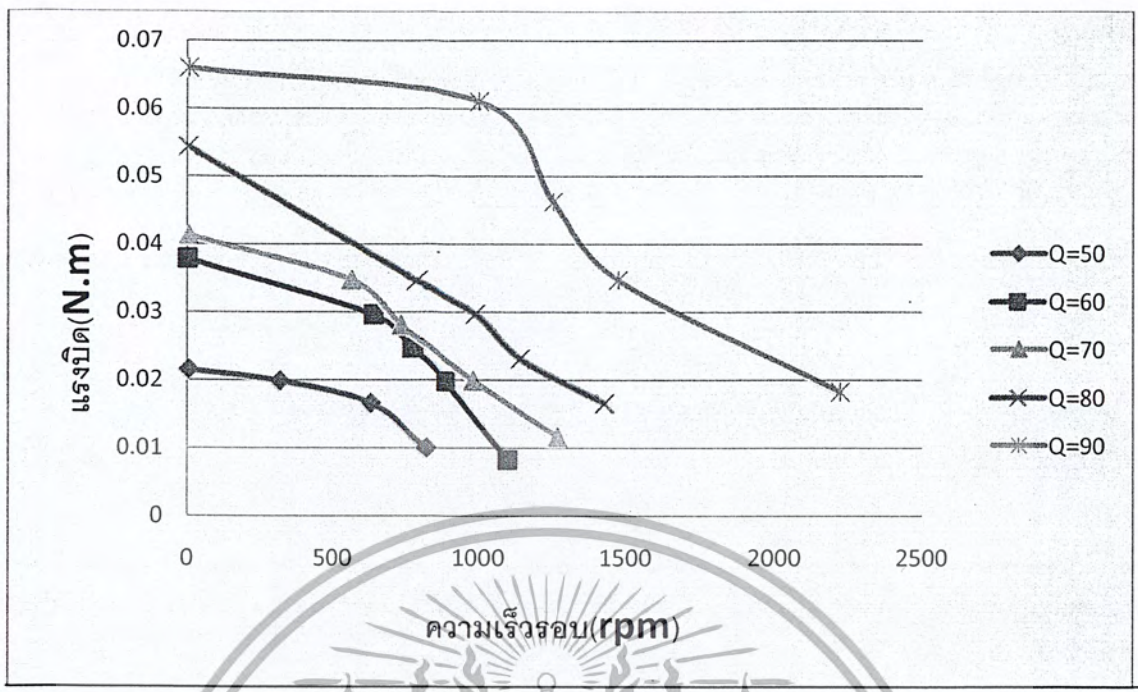
ตารางที่ 5.10 ค่าประสิทธิภาพเชิงกล %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

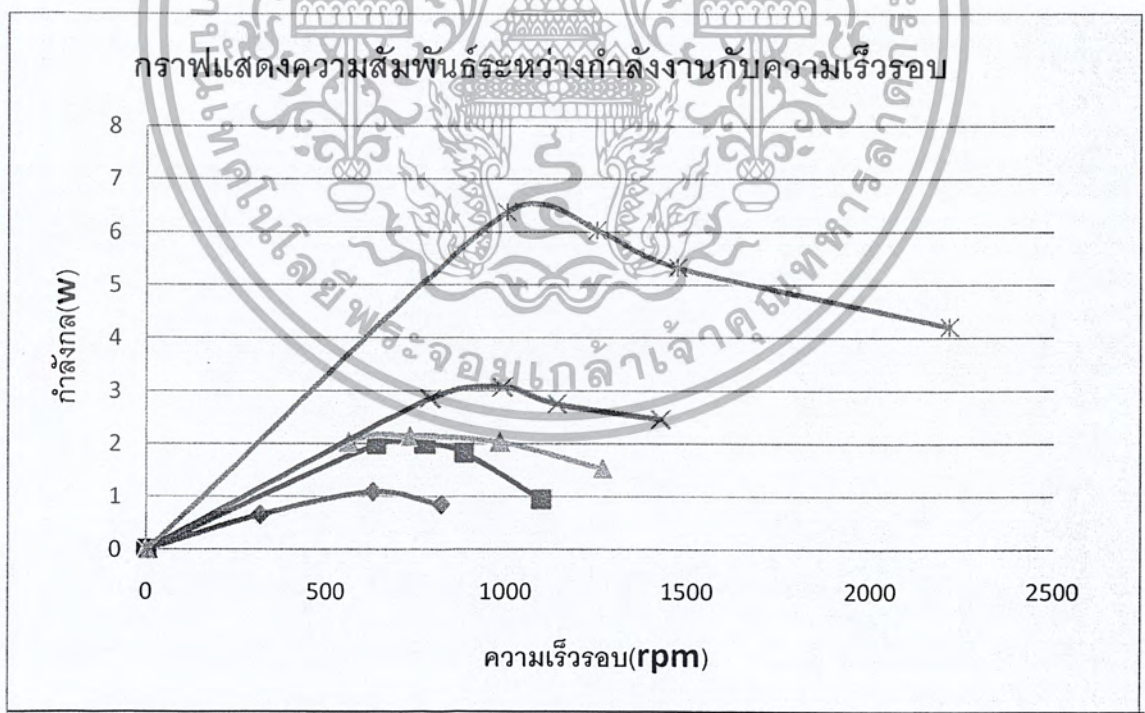
Flow rate LPG (SCFH)		โหลดความต้านทาน (Ω)				
		5	10	15	20	25
50	ความเร็วรอบ (rpm)	2379	1689	1368	1045	746
	Voltage (V)	1.100	1.780	2.255	2.741	3.267
	I (A)	0.22	0.178	0.1503	0.13705	0.1307
	Power (w)	0.242	0.3168	0.3390	0.3757	0.4269
60	ความเร็วรอบ (rpm)	5600	3961	3035	2378	1843
	Voltage (V)	1.65	2.770	3.730	4.520	5.400
	I (A)	0.33	0.277	0.2487	0.226	0.216
	Power (w)	0.5445	0.76729	0.9275	1.0215	1.1664
70	ความเร็วรอบ (rpm)	8746	6439	5268	4851	3268
	Voltage (V)	2.170	3.230	4.120	5.020	6.290
	I (A)	0.434	0.323	0.2747	0.251	0.2516
	Power (w)	0.9418	1.0433	1.1316	1.2600	1.5826
80	ความเร็วรอบ (rpm)	11686	7843	6490	5485	3913
	Voltage (V)	2.560	3.670	4.560	5.340	6.410
	I (A)	0.512	0.367	0.304	0.267	0.2564
	Power (w)	1.31072	1.34689	1.3862	1.4258	1.6435
90	ความเร็วรอบ (rpm)	13547	9360	8460	6280	4951
	Voltage (V)	2.990	3.780	4.670	5.780	6.740
	I (A)	0.598	0.378	0.31133333	0.289	0.2696
	Power (w)	1.78802	1.42884	1.45392667	1.67042	1.817104

ตารางที่ 5.11 ตารางค่าข้อมูลกำลังงานทางไฟฟ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



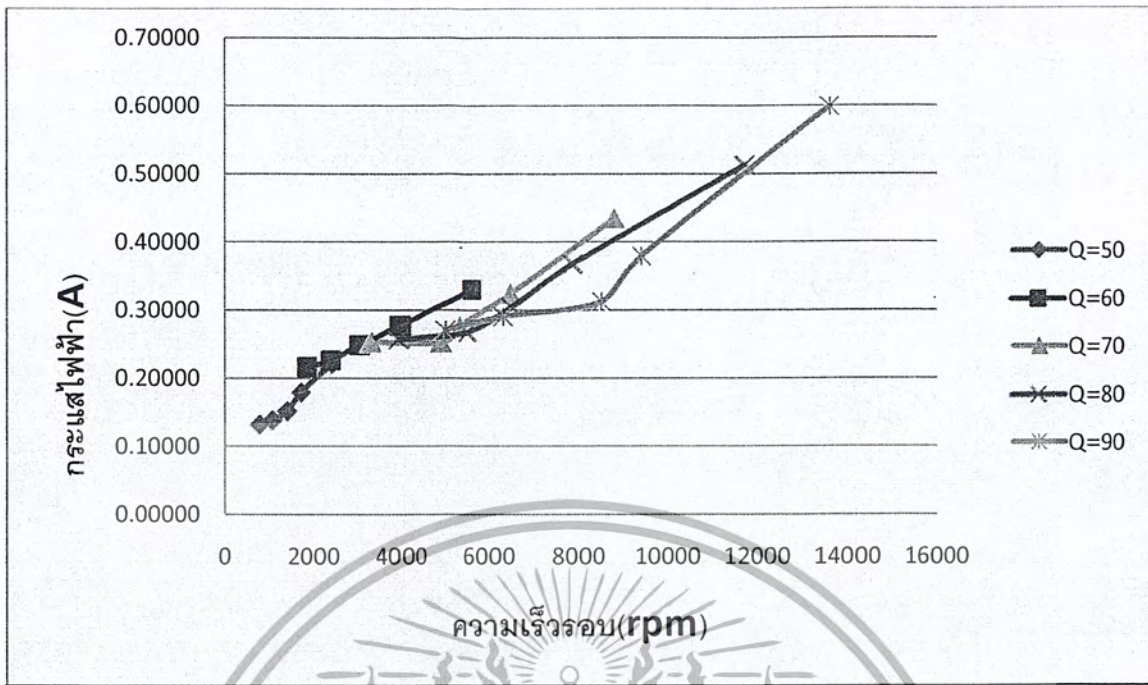
รูปที่ 5.7 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับความเร็วรอบในอัตราการไหลเชื้อเพลิงต่าง ๆ



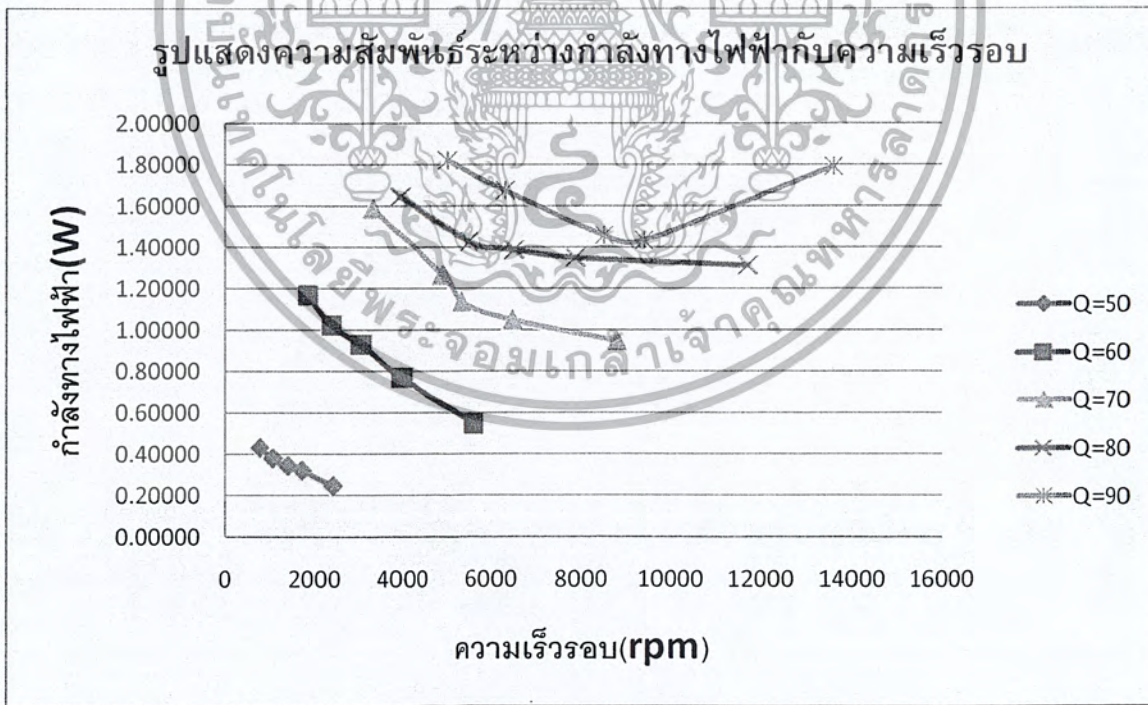
กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานกับความเร็วรอบ

รูปที่ 5.8 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังงานเพลากับความเร็วรอบที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

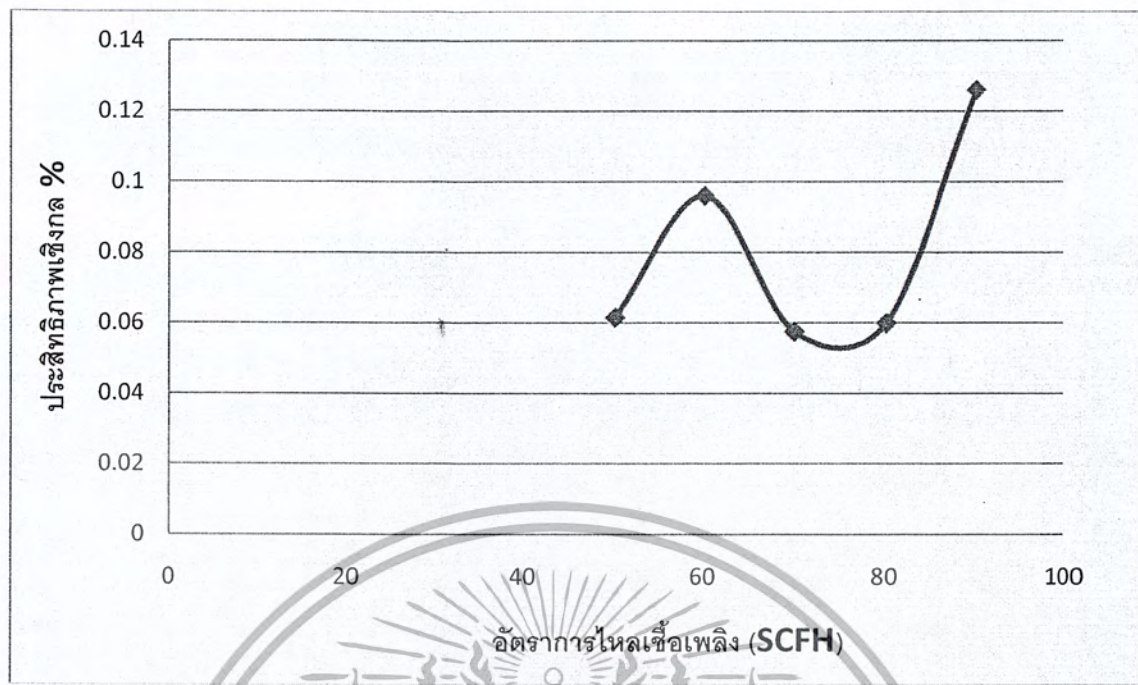


รูปที่ 5.9 ความสัมพันธ์ระหว่างกระแสไฟฟ้ากับความเร็วรอบที่อัตราการไหลเชื้อเพลิงต่าง ๆ

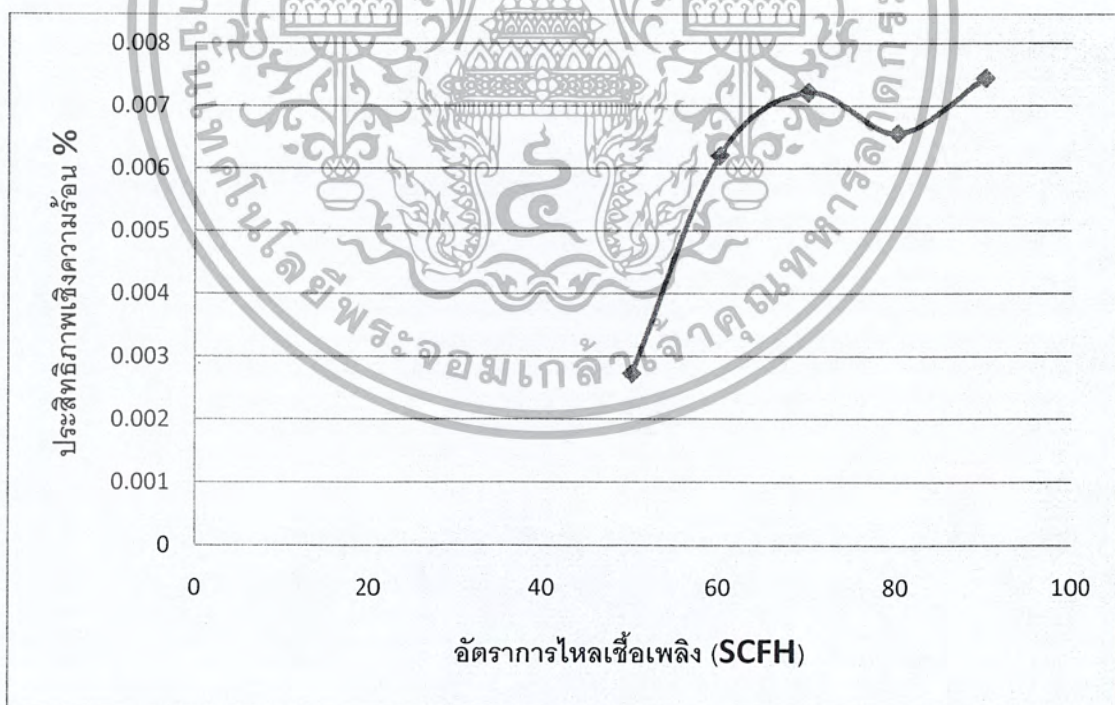


รูปที่ 5.10 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังทางไฟฟ้ากับความเร็วรอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.11 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตรการไหลเชื้อเพลิงกับประสิทธิภาพเชิงกล



รูปที่ 5.12 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตรการไหลเชื้อเพลิงกับประสิทธิภาพเชิงความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

สรุปผลการทดลอง

6.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองเครื่องยนต์ฟาวเวอร์เทอร์โบเน่ เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการนำไอเสียที่ถูกขับออกมาจากการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้นั้น มาใช้ในการขับฟาวเวอร์เทอร์โบเน่ให้เพลามากขึ้นทำให้เกิดกำลังงานเพลามาก แล้วนำกำลังงานเพลามาปั่นเจนเนอร์เรเตอร์เพื่อผลิตกระแสไฟฟ้าออกมา ซึ่งจากการทดลองพบว่าค่าทอร์กที่เกิดขึ้นมีค่าน้อยกว่าที่ควรจะเป็นมาก กำลังงานที่ได้มีค่าน้อยตามไปด้วย เนื่องจาก $P=TW$ เมื่อกำลังที่ได้ออกมามีค่าน้อยจึงส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงกลมีค่าน้อยตามไปด้วย ซึ่งมีสาเหตุมาจากการหลายปัจจัยด้วยกัน

- พลังงานสูญเสียความร้อนออกไปเป็นจำนวนมาก เนื่องจากไม่มีการหุ้มฉนวนความร้อนของฟาวเวอร์เทอร์โบเน่ และจากการคำนวณก็พบว่าปริมาณ Q_{loss} จำนวนมาก
- ความแตกต่างของความดันก่อนและหลังเข้าฟาวเวอร์เทอร์โบเน่มีค่าน้อย เนื่องจากตัวฟาวเวอร์เทอร์โบเน่ที่ใช้เป็นตัวเก่าที่มีอยู่แล้ว ยานการทำงานอาจจะไม่เหมาะสมกับเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบเน่ ทั้งความดัน ความเร็วและอัตราการไหลของไอเสีย
- การสูญเสียพลังงานระหว่างข้อต่อต่างๆ การเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดและระยะของข้อต่อ ซึ่งเป็นสิ่งที่ไม่สามารถหลีกเลี่ยงได้เนื่องจากข้อจำกัดเรื่องระยะทางของการต่อทางเดินไอเสียเข้ากับส่วนอื่นๆ

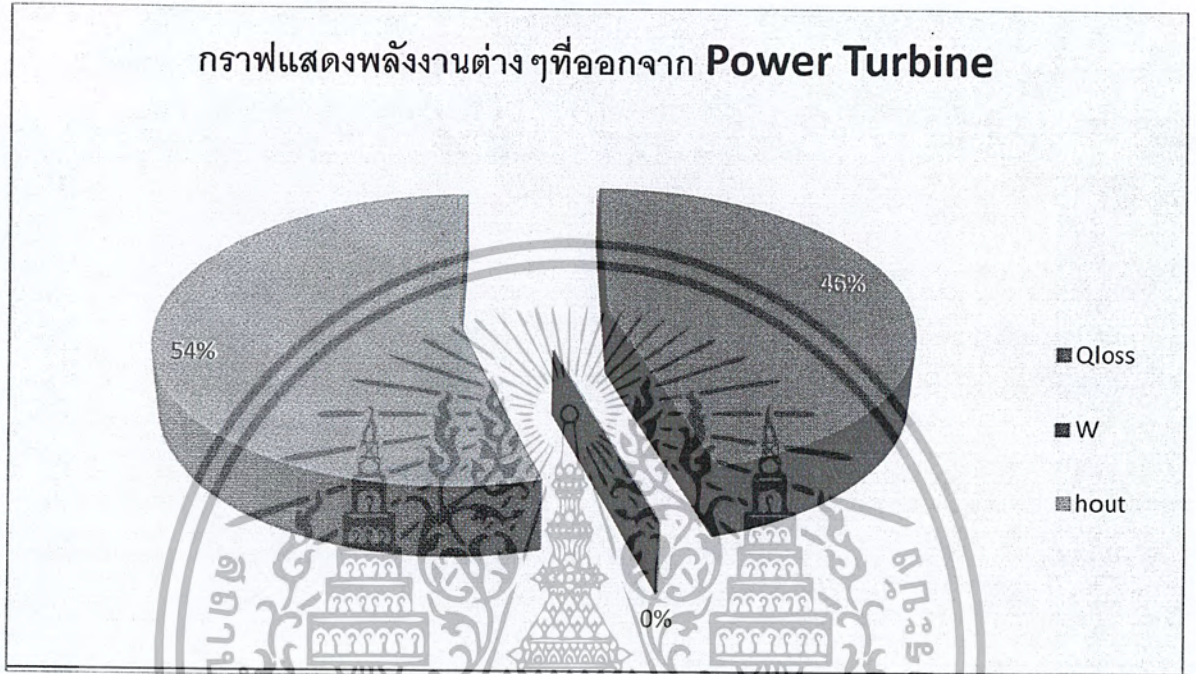
จากการศึกษาการทดลองนี้ทำให้ทราบว่าความเป็นไปได้ในการนำไอเสียมาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้านั้นน้อยมาก ถึงแม้ว่าจะสามารถผลิตกระแสไฟฟ้าออกมาได้แต่ปริมาณที่สามารถผลิตออกมาได้เมื่อเทียบกับต้นทุนแล้วจะไม่คุ้มค่าที่จะทำ

6.2 แนวทางการพัฒนา

ถึงแม้ว่าผลของการศึกษาความเป็นไปได้ในการนำฟาวเวอร์เทอร์โบเน่มาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าในครั้งนี้จะออกมาไม่คุ้มค่า แต่ก็ยังมีแนวทางในการพัฒนาเพื่อให้ฟาวเวอร์เทอร์โบเน่ได้ประสิทธิภาพที่มากขึ้นคือ

- การหุ้มฉนวนที่ตัวฟาวเวอร์เทอร์โบเน่ เนื่องจากว่าค่าพลังงานที่สูญเสียไปส่วนใหญ่จะอยู่ในรูปของพลังงานความร้อน หากเราลดการสูญเสียพลังงานในส่วนนี้ได้จะทำให้ได้ประสิทธิภาพเชิงกลเพิ่มมากขึ้น

- การเลือกใช้พาวเวอร์เทอร์ไบน์ที่มีย่านการทำงานใกล้เคียงกับไอเสียที่ออกมา ถึงแม้ค่าใช้จ่ายในส่วนนี้จะค่อนข้างสูง แต่หากได้กำลังงานและประสิทธิภาพเชิงกลเพิ่มมากขึ้น จะทำให้คุ้มทุนได้ในระยะยาว



รูปที่ 6.1 กราฟแสดงพลังงานต่างๆ ที่ออกจาก Power Turbine

จากกราฟได้ค่าข้อมูลต่างๆ ดังนี้

พลังงานความร้อนที่สูญเสียไป	$Q_{loss} = 45.54 \%$
กำลังงานกลที่ได้จากแกนเพลลา	$W = 0.0057 \%$
พลังงานเอนทาลปีทางออกพาวเวอร์เทอร์ไบน์	$h_{out} = 54.54 \%$

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.