

การออกแบบและสร้างต้นแบบ เครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก

ปริญญานิพนธ์

ของ

ชานันท์ ชัยสุข

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

มีนาคม 2550

การออกแบบและสร้างต้นแบบ เครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก

ปริญญานิพนธ์

ของ

ชานันท์ ชัยสุข

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

มีนาคม 2550

การออกแบบและสร้างต้นแบบเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก

ปริญญานิพนธ์

ของ

ชานันท์ ชัยสุข

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

มีนาคม 2550

ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

ปริญญานิพนธ์
เรื่อง

การออกแบบและสร้างต้นแบบเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก

ของ

ชานันท์ ชัยสุข

ได้รับอนุมัติจากบัณฑิตวิทยาลัยให้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญามหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
ของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

..... คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. เพ็ญศิริ จิระเดชากุล)

วันที่ เดือน พ.ศ. 2550

คณะกรรมการควบคุมปริญญานิพนธ์

คณะกรรมการสอบปากเปล่า

..... ประธาน

(ดร. พิชัย อัยภูมิมงคล)

..... ประธาน

(ผศ. ดร. สันชัย ชินวรรตน์)

..... กรรมการ

(ผศ. ดร. สุภฤกษ์ ศิริเวทิน)

..... กรรมการ

(ดร. พิชัย อัยภูมิมงคล)

..... กรรมการ

(ดร. สุภฤกษ์ ศิริเวทิน)

..... กรรมการ

(พ.ท. ผศ. ดร. อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง)

ประกาศคุณูปการ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้ สำเร็จได้ด้วยความกรุณาของ ดร.พิชัย อัมภมมงคล ประธาน
กรรมการควบคุมการทำปริญญานิพนธ์ และ ผศ.ดร.ศุภฤกษ์ ศิริเวทิน กรรมการควบคุมการทำ
ปริญญานิพนธ์ ที่กรุณาให้คำปรึกษา แนะนำ ให้แนวคิดในการวิเคราะห์ และช่วยแก้ไขปัญหาต่างๆ
ที่เกิดขึ้น ตลอดจนช่วยกรุณาตรวจแก้ปริญญานิพนธ์จนสมบูรณ์

ขอขอบพระคุณอาจารย์สมมาส แก้วล้วน ที่กรุณาให้ข้อเสนอแนะขั้นตอนวิธีการทำ
ปริญญานิพนธ์ และให้ข้อเสนอแนะที่เป็นประโยชน์ต่องานวิจัย

ขอขอบคุณเพื่อนร่วมชั้น โครงการความร่วมมือหลักสูตรปริญญาโท มศว. และ รร. จปร.
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล รุ่น 1 ทุกท่านที่ให้ความช่วยเหลือและเป็นกำลังใจ

ชานันท์ ชัยสุข

สารบัญ

บทที่	หน้า
1 บทนำ	
ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย.....	1
ขอบเขตของโครงการวิจัย.....	1
วิธีดำเนินการวิจัย.....	2
แผนการดำเนินงานตลอดโครงการวิจัย.....	2
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	
บทปริทัศน์วรรณกรรม.....	4
ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	5
วัฏจักรเชิงทฤษฎีของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส.....	7
วัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส.....	18
หลักการแรงดล	21
กังหันแรงดล.....	27
หลักการแรงปฏิกิริยา.....	34
กังหันแรงปฏิกิริยา	35
ระบบคอมเพรสเซอร์	42
3 การออกแบบและการคำนวณ	
การออกแบบอุปกรณ์บังคับการเคลื่อนที่ของอากาศ	51
การคำนวณและออกแบบชุดกังหัน	56
การเผาไหม้เชื้อเพลิง	60

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
4 การทดสอบและวิเคราะห์ผลการทดสอบ	
เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ	71
ขั้นตอนการเตรียมพร้อมการทดลอง	71
ขั้นตอนการสตาร์ทเครื่องยนต์เจ็ท	72
ขั้นตอนการดับเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก	73
การทดลอง	74
สรุปผลการทดลอง	84
ข้อควรระวังในการปฏิบัติ	84
5 สรุปและวิจารณ์ผลการทดสอบ	
สรุปและวิจารณ์ผลการทดสอบ	85
ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป	86
บรรณานุกรม	87
ภาคผนวก	89
ประวัติย่อผู้วิจัย	113

บัญชีตาราง

ตาราง

หน้า

- 1 แสดงผลการทดสอบของเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กที่ทำการทดสอบ..... 83

บัญชีภาพประกอบ

ภาพประกอบ	หน้า
1 การทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊สแบบระบบเปิด.....	5
2 การทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊สแบบระบบปิด.....	6
3 P-V ไดอะแกรมและ T-s ไดอะแกรม.....	6
4 แสดง P-V และ T-S ไดอะแกรม ของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส.....	8
5 แสดงกระบวนการ Adiabatic compression.....	8
6 แสดงกระบวนการ Heat added at pressure constant.....	9
7 แสดงกระบวนการ Adiabatic expansion.....	10
8 แสดงแผนภูมิอุณหภูมิ-เอนโทรปีของวัฏจักรทำงานจริง.....	19
9 แสดงการเปรียบเทียบวัฏจักรจริงกับวัฏจักรเชิงทฤษฎี.....	19
10 แรงดลของลำของไหลที่กระทำ.....	22
11 ภาพด้านบนของแฉกใบกังหันแรงดลที่ติดตั้งบนล้อ.....	24
12 แผนภาพความเร็วของใบกังหันแรงดล 1 ชั้นทำงาน.....	25
13 แสดงกังหันแรงดลแบบง่าย.....	28
14 ความดันและความเร็วสัมบูรณ์ของไอน้ำตลอดชั้นทำงานในกังหันแรงดลความเร็วผสมเชิงอุดมคติ.....	30
15 แผนภาพความเร็วของชั้นทำงานกังหันแรงดลความเร็วผสม.....	31
16 แผนภาพความเร็วและใบกังหันของกังหันแรงดลความเร็วผสมที่มีใบกังหันเคลื่อนที่ 3 แฉก.....	32
17 แสดงกังหันแรงดลความดันผสม 2 ชั้นทำงาน.....	33
18 แผนภาพความเร็ว หัวฉีดและใบกังหันของกังหันแรงดลความดันผสมชนิด 2 ชั้นทำงาน.....	34
19 แสดงกังหันแรงปฏิกิริยา 3 ชั้นทำงาน.....	36
20 แสดงแผนภาพความเร็วของกังหันแรงปฏิกิริยา 2 ชั้นทำงาน.....	37
21 แสดงเส้นโค้งแสดงสถานะของกังหันแรงปฏิกิริยา 2 ชั้นทำงานบนแผนภาพมอร์ลีย์.....	38
22 แสดงถึงผลการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิกับความดันที่สถานะต่างๆ.....	43
23 แสดง องค์ประกอบความเร็วในรูปเวกเตอร์.....	45

บัญชีภาพประกอบ (ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
24 แสดงแสดงองค์ประกอบความเร็วในรูปของเวกเตอร์.....	48
25 กราฟแสดงคุณลักษณะ.....	49
26 กราฟแสดงคุณลักษณะของคอมเพลสเซอร์.....	52
27 แสดงไดอะแกรมความเร็วของดิวไฟเซอร์.....	56
28 แสดงมุมของชุดกังหัน.....	56
29 แสดงชิ้นส่วนของเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก.....	64
30 แสดง Nozzle guide vane.....	64
31 แสดง Diffuser.....	65
32 แสดง Shaft Tunn.....	65
33 แสดง Intake Nozzle.....	66
34 แสดง Housing.....	66
35 แสดง Combustion Chamber.....	67
36 แสดง Compressor Wheel.....	67
37 แสดง Turbine Wheel.....	68
38 แสดง Accessories Part.....	68
39 แสดงขั้นตอนการประกอบเครื่องยนต์เจ็ท.....	69
40 แสดงด้านหลังของเครื่องยนต์เจ็ท.....	69
41 แสดงด้านหลังของเครื่องยนต์เจ็ท.....	70
42 แสดงด้านข้างของเครื่องยนต์เจ็ท.....	70
43 ไดอะแกรมแสดงการติดตั้งเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็กในการทดสอบ.....	71
44 แสดงการติดตั้งเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็กในการทดสอบ.....	72
45 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่1 ขณะเริ่มทำการสตาร์ทเครื่อง.....	74
46 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่2 ขณะเริ่มทำการสตาร์ทเครื่อง.....	75
47 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่2 ขณะเครื่องเริ่มเกิดการเสียดสีระหว่าง turbine wheel กับ NGV ทำให้เกิดสะเก็ดไฟออกมาทางด้านท้ายเครื่องยนต์...	76
48 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่3 ขณะเครื่องเริ่มติดและ ทำการปล่อยน้ำมันเข้าไปในห้องเผาไหม้.....	77

บัญชีภาพประกอบ (ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
49 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่3 เมื่อเริ่มเร่งความเร็วรอบอุณหภูมิเริ่มสูงขึ้นมาก.....	78
50 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่3 ขณะทำการดับเครื่องยนต์เนื่องจากอุณหภูมิสูงมาก.....	78
51 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่4 ขณะทำการเริ่มการสตาร์ทและปล่อยแก๊สเข้าไปในห้องเผาไหม้.....	79
52 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่4 ขณะเริ่มทำการปล่อยน้ำมันเข้าห้องเผาไหม้.....	80
53 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่4 เมื่อนำเอาสายลมที่ใช้ในการสตาร์ทออกความเร็วรอบเริ่มช้าลง.....	80
54 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่5 ขณะเริ่มทำการสตาร์ทเครื่องยนต์.....	81
55 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่5 ขณะเริ่มทำการปล่อยน้ำมันเข้าไปในห้องเผาไหม้.....	82
56 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่5 ขณะเริ่มทำการเร่งความเร็วให้ถึงรอบเดินเบา.....	82
57 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่4 เครื่องยนต์ทำงานที่รอบเดินเบา.....	83

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่หน้าตัดการไหล	m ²
α	มุมทางออกของแก๊ส	-
β	มุมทางออกของครีป	-
B ₂	ความสูงของใบพัดที่ทางออก	mm
C	ความเร็ว	m/s
C _p	ความร้อนจำเพาะของอากาศที่ความดันคงที่	J/kg · K
C _{1u}	ความเร็วในการไหลของแก๊สผ่านจานใบพัดทางเข้า	m/s
C _{2u}	ความเร็วในการไหลของแก๊สผ่านจานใบพัดทางออก	m/s
d	เส้นผ่านศูนย์กลาง	mm
Δh	เอนทัลปีที่เพิ่มขึ้น	kJ/kg
ΔKE	ผลต่างของพลังงานจลน์	J
ΔPE	ผลต่างของพลังงานศักย์	J
ΔT	ผลต่างของอุณหภูมิ	J
ΔW_u	ความเร็วแก๊สแตกต่าง	m/s
E	โมดูลัสความยืดหยุ่น	N/m ²
η	ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์	-
η_{th}	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency)	-
η_{all}	ประสิทธิภาพรวมของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส	-
ε	มุมที่ขยายออก	-
F	แรง	N
h	เอนทัลปี	kJ/kg
I	โมเมนต์ความเฉื่อยของพื้นที่	m ⁴
KE	พลังงานจลน์	J
m	มวล	kg

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ	kg/s
μ	Blade slip factor	-
ω	ความเร็วเชิงมุม	rad/s
P	ความดันสัมบูรณ์ของแก๊สในหน่วย Pascal	N/m ²
P	กำลังงาน	W, J/s
PE	พลังงานศักย์	J
PV	พลังงานจากการไหล	J
ψ	power input factor	-
Q	อัตราการไหล	m ³ / s
Q _{in}	อัตราการไหลเข้า	m ³ / s
Q _{out}	อัตราการไหลออก	m ³ / s
R	ค่าคงที่ของแก๊สสำหรับอากาศ	J/kg·K
r _p	อัตราส่วนความดัน (Pressure Ratio)	-
r _v	อัตราส่วนการอัดอากาศหรืออัตราส่วนปริมาตร	-
ρ	ความหนาแน่นของแก๊ส	kg/m ³
rpm	จำนวนรอบ/นาที	-
s	เอนโทรปี	J/kg·K
T	อุณหภูมิ	K
U	ความเร็วเฉลี่ยใบพัดเทอร์ไบน์	m/s
U ₁	ความเร็วใบพัดที่ทางเข้า	m/s
U ₂	ความเร็วใบพัดที่ทางออก	m/s
V	ความเร็ว	m/s
W	งาน	J

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
W_{net}	งานสุทธิที่ได้	J
W_t	งานที่ได้จากกังหัน	J
W_c	งานที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์	J
W_1	ความเร็วสัมผัสที่ทางเข้าโรเตอร์	m/s
W_2	ความเร็วสัมผัสที่ทางออกโรเตอร์	m/s
z	จำนวนใบพัด	-
ϕ	supply value	-

การออกแบบและสร้างต้นแบบ เครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก

บทคัดย่อ

ของ

ชานันท์ ชัยสุข

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา

ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

มีนาคม 2550

ชานันท์ ชัยสุข (2550). การออกแบบและสร้างต้นแบบเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก. ปรินซ์นิพนธ์
วศ.ม.(วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ : บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ.
คณะกรรมการควบคุม: ดร. พิชัย อัมมมงคล, ผศ.ดร. ศุภฤกษ์ ศิริเวทิน

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อสร้างเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก เพื่อให้สามารถใช้เป็นต้น
กำลังสำหรับการผลิตกระแสไฟฟ้าให้ใช้กับถิ่นทุรกันดารหรือต้นกำลังสำหรับอากาศยานไร้คนขับ
(UAV.) โดยมีข้อได้เปรียบสำหรับเครื่องยนต์ชนิดนี้คือ ความสามารถในการใช้กับเชื้อเพลิงเหลวได้
หลายชนิดเช่น เอทานอล เมทานอล เชื้อเพลิงเบนซิน เชื้อเพลิงเบนซิน เชื้อเพลิงดีเซล Jet A-1 และ
เชื้อเพลิง gas การออกแบบจะใช้ส่วนประกอบจากชิ้นส่วนของระบบเทอร์โบชาร์เจอร์ RB-20 ของ
รถยนต์มาขึ้นส่วนในการสร้างเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กในครั้งนี้ โดยชิ้นส่วนที่นำมาใช้คือ ตัว
คอมเพรสเซอร์ และ ชุดกังหัน โดยได้ผลจากการวิจัยดังนี้

การทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กที่ได้ออกแบบและสร้างขึ้น โดยแบ่งเป็นขั้นตอน
คือ การทดสอบการติดเครื่องยนต์ การทดสอบอุณหภูมิไอเสีย และ การทดสอบแรงขับ จากการ
ทดลองสรุปได้ว่า เครื่องยนต์นี้ยังไม่สามารถทำงานได้ด้วยตัวเองอย่างสมบูรณ์ แต่มีความเป็นไปได้
มากที่จะสามารถในการปรับปรุงให้เครื่องยนต์สามารถรักษาความเร็วรอบและให้กำลังมากขึ้น
เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กนี้สามารถให้แรงขับประมาณ 0.8 กิโลกรัม เครื่องยนต์สามารถจะ
รักษาความเร็วรอบเดินเบาที่ 50,000 รอบต่อนาที มีอุณหภูมิของไอเสียที่ 550 องศาเซลเซียส

The design and construction of a micro jet engine prototype

AN ABSTRACT

BY

CHANUN CHAISOOK

Presented in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Master of Engineering Degree in Mechanical Engineering
at Srinakharinwirot University

March 2007

Chanun Chaisook. (2007). *The design and construction of a micro jet engine prototype*.

Master thesis, M.Eng. (Mechanical Engineering).Bangkok: Graduate School, Srinakharinwirot University. Advisor Committee: Dr. Pichai Asadamongkon, Asst.Prof.Dr. Suparerk Sirivedin.

This research is to design and construction of a micro gas turbine engine. The uses of this kind of engine are power generator and power plant for the UAV. The advantage of this design is that the engine can be used with many types of liquid fuel for example ethanol, methanol, gasoline, diesel, jet-A1, and also gas fuel. The design is to use main part from car's turbo-charger, RB-20, such as compressor and turbine.

The engine parameter was tested in three steps, engine idle start-up, engine running speed and exhaust temperature. The results show that the engine wasn't running properly. However, engine can perform well at idle speed of approximately 50,000 rpm and exhaust temperature of nearly 550°C and the engine power can be measure

บทที่ 1

บทนำ

1. ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ด้วยเทคโนโลยีในปัจจุบันนี้ได้พัฒนาไปมากจึงมีผลทำให้อุปกรณ์ต่างๆ มีขนาดเล็กลง ดังเช่น เครื่องยนต์กังหันแก๊สที่มีขนาดเล็กลง เพื่อใช้ประโยชน์ในด้านต่างๆ ได้มากขึ้น ตัวอย่างเช่น Sangkyum Kang (Stanford University , 2000)⁽¹⁾ ได้พัฒนา เครื่องยนต์กังหันแก๊ส ของบริษัท M-DOT โดยทำการปรับปรุงและเปลี่ยนแปลงของวัสดุที่ใช้ในการสร้าง เพื่อให้เครื่องยนต์กังหันแก๊ส ขนาดเล็กนั้นมีประสิทธิภาพที่สูงขึ้น

ดังนั้น การประยุกต์ใช้เทคโนโลยีดังกล่าวจึงมีประโยชน์ต่อการพัฒนาประเทศ ยกตัวอย่าง เช่น ในด้านการทหาร สามารถนำไปปรับปรุงและประยุกต์เพื่อนำไปติดตั้งกับเครื่องบินสอดแนมไร้คนขับ (Unmanned aerial vehacal ; UAV.) อีกทั้งยังสามารถประยุกต์ไปใช้เป็นต้นกำลังเพื่อใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าขนาดเล็ก เป็นต้น ซึ่งเทคโนโลยีดังกล่าวนี้ เป็นเทคโนโลยีที่มีราคาค่อนข้างที่จะสูงมาก และจะต้องทำการนำเข้าจากต่างประเทศซึ่งจะมีผลกระทบต่อการเสียดุลการค้าแก่ต่างประเทศ ดังนั้นทางผู้จัดทำจึงมีความคิดที่จะศึกษาและพัฒนาเทคโนโลยีดังกล่าวเพื่อให้เกิดประโยชน์ยิ่งขึ้น

2. วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย

- 2.1 ออกแบบเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก
- 2.2 สร้างเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก
- 2.3 ใช้อุปกรณ์จากเทอร์โบชาร์จเจอร์ยนต์ เป็นส่วนประกอบในการสร้าง

3. ขอบเขตของโครงการวิจัย

- 3.1 ใช้คอมเพลสเซอร์และไบเทอร์ไบน์จากเทอร์โบชาร์จเจอร์ของเครื่องยนต์NISSANรุ่น RB-20
- 3.2 ในการทดลองสมรรถนะของเครื่องยนต์กังหันแก๊สใช้วิธีการวัดแรงขับ (Thrust) เพียงอย่างเดียว
- 3.3 ใช้ Jet A1 เป็นเชื้อเพลิง

4. วิธีดำเนินการวิจัยโดยย่อ

4.1 ศึกษาทฤษฎีด้านเครื่องยนต์กังหันแก๊ส และทฤษฎีที่เกี่ยวข้องเพื่อใช้ในการคำนวณและออกแบบสร้าง

4.2 ทำการออกแบบและเขียนแบบเครื่องต้นแบบ

4.3 ทำการสร้างเครื่องต้นแบบ

4.4 ทำการทดลอง และเก็บข้อมูล

4.5 ทำการแก้ไขข้อบกพร่อง และทำการทดลองซ้ำ

4.6 ทำการประเมินผลการวิจัย

4.7 สรุปผลการวิจัย และทำรายงานการวิจัย

5. แผนการดำเนินงานตลอดโครงการวิจัย (ให้ระบุขั้นตอนโดยละเอียด)

[illegible]

6. ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 6.1 เป็นการพัฒนาเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็กขึ้นใช้เองภายในประเทศ
- 6.2 เพื่อเป็นแนวทางกับผู้ที่สนใจเกี่ยวกับเครื่องยนต์เจ็ทและหน่วยงานทาง ราชการ
- 6.3 เป็นการประดิษฐ์เครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็กราคาถูกเพื่อใช้เป็นต้นกำลังที่สามารถพัฒนาไป

เพื่อใช้ในทางทหารและพลเรือน

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2. บทปริทัศน์วรรณกรรม (Literature Review)

Sangkyun Kang ; Jurgen Stempfli ; Alexander G. Cooper ; & Fritz B. Prinz⁽¹⁾ ได้ทำการศึกษาเรื่อง “การออกแบบ Mold SDM.” เพื่อการคิดค้นชิ้นส่วนโครงสร้างที่มีความซับซ้อนของเซรามิคในการใช้งานด้านต่างๆ ยกตัวอย่างเช่น เป็นส่วนประกอบของเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กสำหรับการเป็นองค์ประกอบของเครื่องยนต์นี้ ชิ้นส่วนเซรามิคจะต้องไม่เพียงแต่แข็งแรงทนทานเท่านั้น แต่ต้องมีขนาดที่ถูกต้อง และมีคุณภาพของผิวงานที่ดีเลิศ เครื่องยนต์กังหันแก๊สนั้นกำลังเป็นที่สนใจเนื่องจาก จะเป็นเครื่องยนต์ที่มีพลังมากขึ้นแต่ขนาดของเครื่องจะเล็กลง ความหนาแน่นของพลังงานจะเป็นอัตราส่วนกับแรงขับ ต่อน้ำหนัก อย่างไรก็ตามเมื่อขนาดของเครื่องยนต์ลดลงนั้น ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ก็อาจจะลดลงเช่นกัน ดังนั้นเพื่อที่จะทำให้สามารถเพิ่มประสิทธิภาพทางผู้จัดทำจึงเลือกใช้วัสดุ Si_3N_4 ซึ่งจัดเป็นวัสดุที่ดีที่สุดสำหรับการนำไปใช้ทำเทอร์ไบน์ของเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กเนื่องจากมีความหนาแน่นที่ต่ำกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับวัสดุชนิดอื่นๆ และยังมีคุณสมบัติทางความร้อนที่ดีกว่า

Thomas Baumgart⁽²⁾ ได้ทำการศึกษาเรื่อง “การออกแบบและสร้างเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็ก โดยใช้ชิ้นส่วนของระบบเทอร์ชาร์จเจอร์รุ่น 3K-Warner KP31” ซึ่งเป็นเทอร์โบชาร์จเจอร์ ที่มีขนาดเล็กที่สุดของเครื่องยนต์กรรมในปัจจุบัน โดยมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของคอมเพรสเซอร์เพียง 33 มิลลิเมตร และขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของไบเทอร์ไบน์ 31 มิลลิเมตร จากความคิดสร้างเครื่องยนต์กังหันแก๊สที่เล็กที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้โดยใช้โรเตอร์ที่มีอยู่ในปัจจุบันมาเป็นส่วนประกอบ อย่างไรก็ตามอาจจะเป็นการยากเกินไปที่จะออกแบบเครื่องยนต์ให้เป็น Compressor wheel อันเล็กๆ โดยมีประสิทธิภาพสูงสุด ดังนั้นอุปกรณ์ชนิดนี้จึงไม่ได้ถูกออกแบบมาเพื่อเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ขับเคลื่อน แต่สามารถใช้เป็นตัวเลือกในการเป็นต้นกำลังในการดำเนินการผลิตกระแสไฟฟ้านั่นเอง

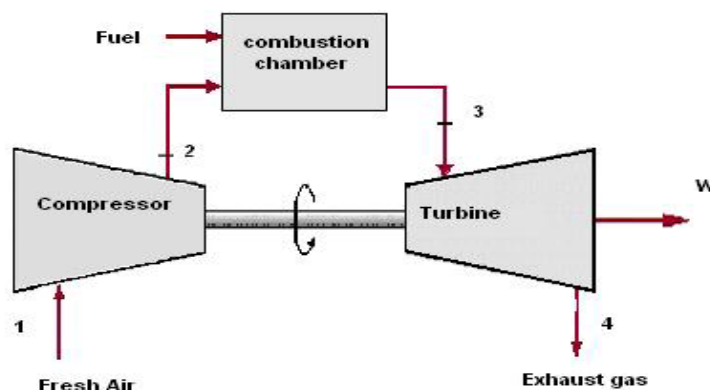
นายพยุงค์ศักดิ์ พิพัฒน์และนายอำพล อันรัตน์⁽³⁾ ได้ทำการศึกษาเรื่อง “การประกอบและทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็ก” ศึกษาการประกอบและทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็ก เครื่องยนต์ชนิดกังหัน ทำงานโดยใช้แก๊ส แก๊สที่ใช้หมุนกังหัน เป็นผลมาจากการเผาไหม้น้ำมันเชื้อเพลิงที่ผสมกับอากาศที่ไหลผ่านเครื่องยนต์ในอัตราที่พอเหมาะ เครื่องยนต์กังหันแก๊สเป็นเครื่องยนต์ที่ทำงานโดยนำหลักการและทฤษฎีของวัฏจักรเบรย์ตันมาประยุกต์ใช้งาน ซึ่งแบบที่เหมาะสมกับการใช้งาน คือ แบบที่มีการสันดาปที่ความดันคงที่และต่อเนื่อง

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

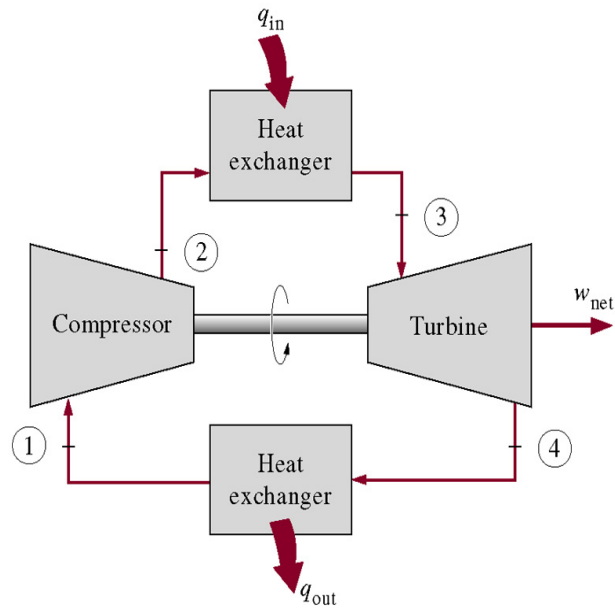
การทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส คือ การเปลี่ยนพลังงานจลน์ของแก๊สร้อน ที่ขยายตัวที่ความดันสูงให้เป็นพลังงานกล เพื่อนำไปหมุนชุดกังหันเครื่องยนต์กังหันแก๊สให้ทำงาน โดยเริ่มจากนำอากาศจำนวนมากเข้าสู่เครื่องยนต์ โดยอาศัยแรงดูดจากคอมเพรสเซอร์ จากนั้นอัดอากาศให้มีอุณหภูมิและความดันสูงขึ้นแล้วส่งเข้าห้องเผาไหม้ ขณะเดียวกันเชื้อเพลิงจะถูกฉีดเข้าห้องเผาไหม้ ซึ่งจะเกิดปฏิกิริยาเคมีระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศแล้วถูกจุดระเบิดขึ้น ทำให้แก๊สร้อนจากการสันดาปขยายตัวไปปะทะกับใบกังหัน เมื่อล้อกังหันหมุน จะทำให้เกิดการหมุนของเพลารเครื่องยนต์ขึ้น การหมุนนี้ส่วนหนึ่งจะนำกลับไปขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ที่ชุดกังหันนั่นเอง พลังงานจลน์ของแก๊สร้อนที่ขยายตัวส่วนใหญ่ จะถูกเปลี่ยนให้เป็นพลังงานกลอยู่ในลักษณะของการหมุนขึ้น การทำงานในลักษณะแบบนี้ เรียกว่า การทำงานแบบระบบเปิด เนื่องจากแก๊สที่ขยายตัวแล้วถูกปล่อยออกสู่บรรยากาศ

เครื่องยนต์กังหัน เป็นเครื่องยนต์ที่ทำงาน โดยนำหลักการและทฤษฎีของวัฏจักรเบรย์ตัน (Breyton Cycle) มาประยุกต์ใช้งาน ซึ่งแบบที่เหมาะสมกับการใช้งานจริง ๆ คือ แบบที่มีการสันดาปที่ความดันคงที่และต่อเนื่อง มีส่วนประกอบหลักสำคัญ ได้แก่ เครื่องอัดอากาศ (Air Compressor) ห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber) ชุดกังหัน (Turbine) และอุปกรณ์สำหรับป้อนเชื้อเพลิง

เนื่องจากเพลารของกังหัน (Turbine) และเพลารของเครื่องอัดอากาศ (Compressor) เป็นเพลารเดียวกัน ดังนั้นเพลารที่ได้จากกังหันจึงนำไปใช้อัดอากาศบางส่วน แต่งานส่วนใหญ่จะถูกส่งออกที่เพลารส่งกำลังออกเพื่อนำไปใช้งานตามต้องการ



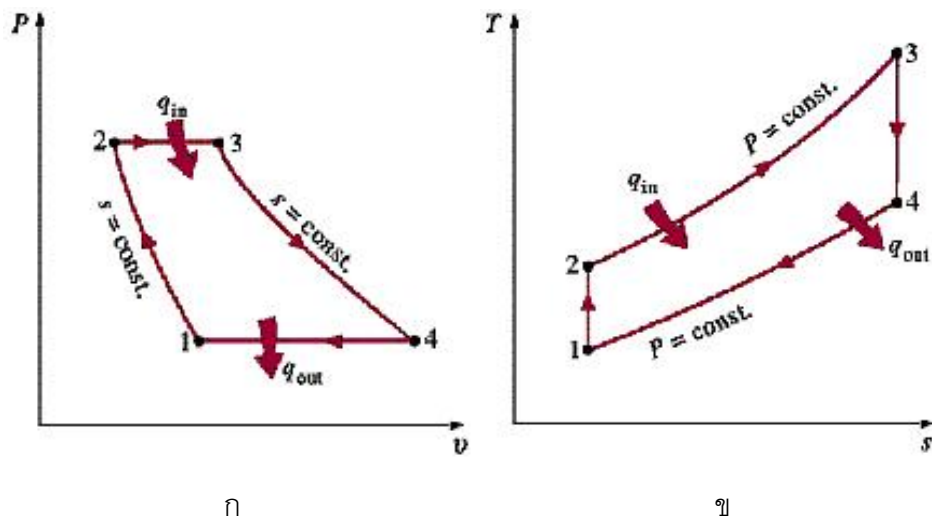
ภาพประกอบ 1 การทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊สแบบระบบเปิด



ภาพประกอบ 2 การทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊สแบบระบบปิด

2.1 ทฤษฎีและกระบวนการทำงานของวัฏจักรเบรย์ตัน

วัฏจักรเบรย์ตัน ถือว่าเป็นแม่แบบของวัฏจักรของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส ซึ่งวัฏจักรดังกล่าวมีกระบวนการทำงานดังต่อไปนี้



ภาพประกอบ 3 (ก) แสดง P-V ไดอะแกรม (ข) แสดง T-S ไดอะแกรม

กระบวนการ (1-2) อากาศจะถูกดูดจากภายนอกที่ความดันบรรยากาศ แล้วอัดให้มีความดัน และอุณหภูมิสูงขึ้นด้วยคอมเพรสเซอร์ จากระบบเป็นกระบวนการอัดแบบเอนเดียบาติก คือ ไม่มีความร้อนสูญเสียจากระบบเอนโทรปีคงที่

กระบวนการ (2-3) เมื่ออากาศถูกอัด จะทำให้เกิดความร้อนและความดัน ถูกส่งเข้าไปยังห้องเผาไหม้และสันดาปกับเชื้อเพลิงที่ถูกส่งเข้ามา กระบวนการดังกล่าว ถือว่าเป็นการให้ความร้อนแบบความดันคงที่

กระบวนการ (3-4) ภายหลังการสันดาป จะได้แก๊สไอเสียที่มีความร้อนและความดันสูงซึ่งแก๊สดังกล่าว จะถูกส่งเข้าสู่ชุดกังหัน ทำให้เกิดการขยายตัว กระบวนการนี้ เรียกว่า การขยายตัวแบบเอนเดียบาติก

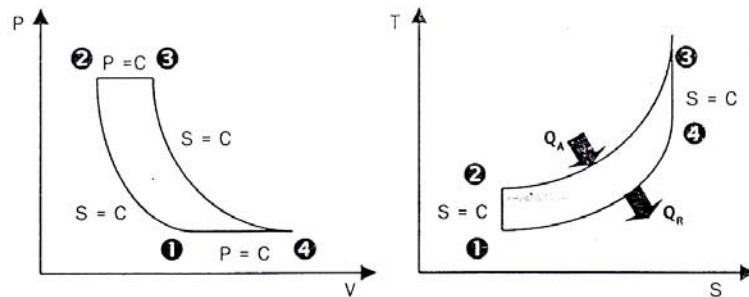
กระบวนการ (4-1) เป็นกระบวนการส่งความร้อนออกแบบความดันคงที่ กระบวนการนี้ไอเสียที่ผ่านการขยายตัวจะถูกขับออกสู่บรรยากาศ

จะเห็นว่าวัฏจักรเบรย์ตันเป็นวัฏจักรเชิงทฤษฎี เพราะพลังงานที่ได้กับพลังงานที่ให้มีความเท่ากัน ซึ่งในทางปฏิบัติไม่สามารถเป็นไปได้ เนื่องจากต้องเกิดการสูญเสียขึ้น เช่น การสูญเสียเนื่องจากความฝืด เป็นต้น

จากที่กล่าวมาแล้วว่า หากต้องการทราบงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส สามารถดูได้จาก P-V ไดอะแกรม และหากต้องการทราบปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท ก็สามารถดูได้จาก T-S ไดอะแกรม สำหรับการทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊สนั้น ใช้อากาศเป็นสารตัวกลาง ซึ่งสารตัวกลางมีการไหลสม่ำเสมอ ดังนั้นสมการในขณะที่มีการอัดตัวและขยายตัวของแก๊สร้อนเชิงทฤษฎีเมื่อวิเคราะห์จาก P-V ไดอะแกรม จะได้เท่ากับ $-\int V dp$ ส่วนความร้อนที่ให้หรือถ่ายเทออก วิเคราะห์จากพื้นที่ใต้กราฟ T-S ไดอะแกรม

2.2 วัฏจักรเชิงทฤษฎีของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

จากที่กล่าวมาแล้วว่าหากต้องการทราบงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส สามารถดูได้จาก P-V ไดอะแกรม และหากต้องการทราบปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทก็ดูได้จาก T-S ไดอะแกรม สำหรับการทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊สนั้นใช้อากาศเป็นสารตัวกลาง ซึ่งสารตัวกลางมีการไหลสม่ำเสมอ ดังนั้น สมการในขณะที่มีการอัดตัวและขยายตัวของแก๊สร้อนเชิงทฤษฎีเมื่อวิเคราะห์จาก P-V ไดอะแกรม จะได้เท่ากับ $-\int V dp$ ส่วนความร้อนที่ให้หรือถ่ายเทออก วิเคราะห์จากพื้นที่ใต้กราฟ T-S ไดอะแกรม



ภาพประกอบ 4 แสดง P-V และ T-S ไดอะแกรม ของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

จากภาพประกอบ 4 กระบวนการต่างๆ ของเครื่องยนต์กังหันแก๊สคือ

กระบวนการ (1 - 2) คือกระบวนการอัดแบบแอดิเยบาติก

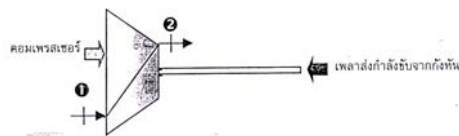
กระบวนการ (2 - 3) คือกระบวนการให้ความร้อนแบบความดันคงที่

กระบวนการ (3 - 4) คือกระบวนการขยายตัวแบบแอดิเยบาติก

กระบวนการ (4 - 1) คือกระบวนการถ่ายเทความร้อนออกแบบความดันคงที่

การวิเคราะห์เครื่องยนต์กังหันแก๊สนั้น ต้องพิจารณาถึงสารตัวกลางที่มีการไหลอย่างต่อเนื่องและเท่ากันตลอดเวลา จึงต้องใช้หลักของกระบวนการของระบบที่มีการไหลอย่างสม่ำเสมอ (Steady Flow) มาวิเคราะห์ดังนี้

กระบวนการ 1 - 2 (Adiabatic compression)



ภาพประกอบ 5 แสดงกระบวนการ 1 - 2

จากสมการพลังงาน

พลังงานเข้า = พลังงานออก

$$PE_1 + KE_1 + P_1 V_1 + U_1 + Q_{12} = PE_2 + KE_2 + P_2 V_2 + U_2 + W_{12}$$

เมื่อ $H = U + PV$ (เอนทาลปี = พลังงานภายใน + พลังงานจากการไหล)

กำหนด ที่คอมเพรสเซอร์

พลังงานศักย์ที่จุด (1) และ (2) มีค่าเท่ากัน ($\Delta PE = 0$)

พลังงานจลน์ที่จุด (1) และ (2) มีค่าเท่ากัน ($\Delta KE = 0$)

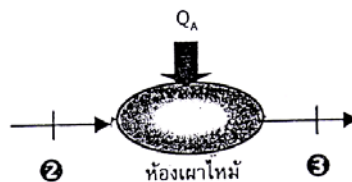
เนื่องจากกระบวนการแอดิยาติกไม่มีความร้อนเข้าหรือออกจากระบบ ($Q_{12} = 0$)

ดังนั้นสมการ
$$W_{12} = H_1 - H_2$$

เมื่อ
$$(\Delta H = mC_p \Delta T) = mC_p (T_1 - T_2)$$

$$W_{12} = W_C = -W$$

กระบวนการ 2-3 (Heat added at pressure constant)



ภาพประกอบ 6 แสดงกระบวนการ 2 – 3

จากสมการพลังงาน

$$\text{พลังงานเข้า} = \text{พลังงานออก}$$

$$PE_2 + KE_2 + H_2 + Q_{23} = PE_3 + KE_3 + H_3 + W_{23}$$

กำหนด ที่คอมเพรสเซอร์

พลังงานจลน์ที่จุด (2) และ (3) มีค่าเท่ากัน ($\Delta KE = 0$)

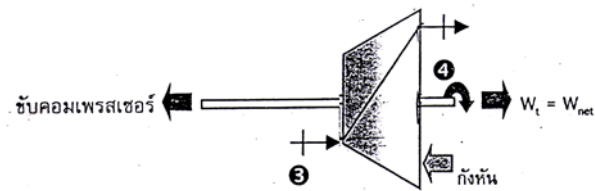
เนื่องจากเป็นห้องเผาไหม้แบบต่อเนื่องจึงไม่เกิดงานขึ้นในกระบวนการนี้ ($W_{23} = 0$)

ดังนั้นจะได้สมการ $Q_{23} = H_3 - H_2$

เมื่อ $(\Delta H = mC_p \Delta T) = mC_p (T_3 - T_2)$

$$Q_{23} = Q_A$$

กระบวนการ 3 – 4 (Adiabatic expansion)



ภาพประกอบ 7 แสดงกระบวนการ 3 – 4

จากสมการพลังงาน

$$\text{พลังงานเข้า} = \text{พลังงานออก}$$

$$PE_3 + KE_3 + H_3 + Q_{34} = PE_4 + KE_4 + H_4 + W_{34}$$

กำหนด ที่คอมเพรสเซอร์

พลังงานศักย์ที่จุด (3) และ (4) มีค่าเท่ากัน ($\Delta PE = 0$)

พลังงานจลน์ที่จุด (3) และ (4) มีค่าเท่ากัน ($\Delta KE = 0$)

กระบวนการแอดิยาติกไม่มีความร้อนเข้าหรือออกจากระบบ ($Q_{34} = 0$)

ดังนั้นจะได้สมการ $W_{34} = H_3 - H_4$

เมื่อ $(\Delta H = mC_p \Delta T) = mC_p (T_3 - T_4)$

$$W_{34} = W_t = W$$

กระบวนการ 4 – 1 (Heat rejected at pressure constant)

จากสมการพลังงาน

$$\text{พลังงานเข้า} = \text{พลังงานออก}$$

$$PE_4 + KE_4 + H_4 + Q_{41} = PE_1 + KE_1 + H_1 + W_{41}$$

กำหนดที่คอมเพรสเซอร์

พลังงานศักย์ที่จุด (4) และ (1) มีค่าเท่ากัน ($\Delta PE = 0$)

พลังงานจลน์ที่จุด (4) และ (1) มีค่าเท่ากัน ($\Delta KE = 0$)

ไม่มีงานเกิดขึ้นในกระบวนการนี้ ($W_{41} = 0$)

$$\text{ดังนั้น} \quad Q_{41} = H_1 - H_4$$

$$\text{เมื่อ} \quad (\Delta H = mC_p \Delta T) = mC_p (T_1 - T_4)$$

$$Q_{41} = Q_R$$

จาก T-S ไดอะแกรมในส่วนพลังงานความร้อนเราจะได้สมการดังนี้

ความร้อนที่ได้หรือป้อนเข้าระบบ (Heat addition)

$$Q_A = mC_p (T_3 - T_2)$$

ความร้อนที่สูญเสียหรือระบายออก (Heat rejected)

$$Q_R = mC_p (T_4 - T_1)$$

จากความสัมพันธ์ข้อที่ 1 ของอุณหพลศาสตร์ ที่ว่า

$$\text{ผลรวมความร้อนที่ให้} (\Sigma Q) = \text{ผลรวมของงานที่ได้} (\Sigma W)$$

แต่ในทางปฏิบัติระบบต้องมีการสูญเสียดังนั้น

$$\text{งานที่ได้สุทธิ} = \text{ความร้อนที่ให้} - \text{ความร้อนที่สูญเสีย}$$

ดังนั้น

$$\text{ประสิทธิภาพของวัฏจักร} = \frac{\text{งานสุทธิ}}{\text{ความร้อนที่ให้}}$$

หรือ

$$\begin{aligned}\text{ประสิทธิภาพของวัฏจักร} &= \frac{\text{ความร้อนที่ให้} - \text{ความร้อนสูญเสีย}}{\text{ความร้อนที่ให้}} \\ &= \frac{Q_A - Q_R}{Q_A} \\ &= \frac{mC_p(T_3 - T_2) - mC_p(T_4 - T_1)}{mC_p(T_3 - T_2)}\end{aligned}$$

$$\text{ประสิทธิภาพของวัฏจักร} = 1 - \frac{T_4 - T_3}{T_3 - T_2}$$

จาก P-V ไดอะแกรม จะเห็นได้ว่าที่ (1) และ (4) มีความดันเท่ากัน และที่จุด (2) และ (3) มีความดันเท่ากันนั่นก็หมายความว่า การอัดตัวและอัตราส่วนการขยายตัวจะเท่ากัน

เมื่อให้ $r_p = \text{อัตราส่วนความดัน (Pressure Ratio)}$

จะได้
$$r_p = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$$

จากกระบวนการ (1) ไป (2) เป็นการอัดแบบแอดิยาบัติก

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{(k-1)}$$

ดังนั้นจะได้ว่า

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = r_p^{\frac{(k-1)}{k}}$$

และ

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = r_p^{\frac{(k-1)}{k}}$$

ดังนั้น

$$T_3 = T_4 \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = T_4 \times r_p^{\frac{(k-1)}{k}}$$

และ

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = T_1 \times r_p^{\frac{(k-1)}{k}}$$

$$\begin{aligned}
 \therefore \text{ประสิทธิภาพวัฏจักร} &= 1 - \left(\frac{T_4 - T_3}{T_4 r_p^{\frac{(k-1)}{k}} - T_1 r_p^{\frac{(k-1)}{k}}} \right) \\
 &= 1 - \left(\frac{T_4 - T_1}{r_p^{\frac{(k-1)}{k}} (T_4 - T_1)} \right) \\
 &= 1 - \left(\frac{1}{r_p} \right)^{\frac{(k-1)}{k}}
 \end{aligned}$$

เมื่อให้ (η_{th}) คือประสิทธิภาพทางความร้อน (Thermal efficiency)

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{r_p} \right)^{\frac{(k-1)}{k}}$$

และจาก P-V ไดอะแกรม จะเห็นว่า

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$$

หมายความว่า $\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_4}$

เมื่อให้ r_v = อัตราส่วนการอัดอากาศหรืออัตราส่วนปริมาตร

$$r_v = \frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_4}$$

เมื่อกระบวนการ (1) – (2) และ (3) – (4) เป็นกระบวนการอัดและขยายตัวแบบปริมาตรคงที่

$$\therefore \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{(k-1)} = r_v^{(k-1)}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{(k-1)} = r_v^{(k-1)}$$

$$\therefore T_2 = T_1 \times r_v^{(k-1)}$$

$$\therefore T_3 = T_4 \times r_v^{(k-1)}$$

แทนค่าสมการ (2.5) และ (2.6) ในสมการ (2.1) จะได้

$$\therefore \text{ประสิทธิภาพวัฏจักร} = 1 - \left(\frac{T_4 - T_1}{T_4 r_v^{(k-1)} - T_1 r_v^{(k-1)}} \right)$$

$$= 1 - \left(\frac{T_4 - T_1}{r_v^{(k-1)} (T_4 - T_1)} \right)$$

$$\therefore \eta_t = 1 - \left(\frac{1}{r_p} \right)^{\frac{(k-1)}{k}}$$

ประสิทธิภาพรวมของเครื่องยนต์กังหันแก๊สหาได้จากงานสุทธิที่ได้จริงจากเครื่องยนต์หารด้วยความร้อนที่ให้กับเครื่องยนต์ (ความร้อนที่ได้จากการสันดาปเชื้อเพลิงที่เข้าห้องเผาไหม้)

$$\text{ประสิทธิภาพรวมของเครื่องยนต์} = \frac{\text{ความร้อนที่ให้} - \text{ความร้อนสูญเสีย}}{\text{ความร้อนที่ให้}}$$

$$\text{ซึ่งงานสุทธิที่ได้} = \text{งานที่ได้จากกังหัน} - \text{งานที่ใช้ขับเคลื่อนเพรสเซอร์}$$

$$W_{\text{net}} = W_t - W_c$$

$$W_{\text{net}} \text{ คือ งานสุทธิที่ได้}$$

$$W_t \text{ คือ งานที่ได้จากกังหัน}$$

$$W_c \text{ คือ งานที่ใช้ขับเคลื่อนเพรสเซอร์}$$

สำหรับความร้อนที่ให้ เป็นความร้อนที่ได้จากการสันดาปเชื้อเพลิง ในกระบวนการจาก (2) ไป (3) การหาปริมาณความร้อนอาศัยการเปลี่ยนแปลงความร้อนหรืออุณหภูมิสารตัวกลางที่เปลี่ยนไป (พลังงานภายในและพลังงานจากการไหล) คือ

$$\text{จาก} \quad Q_{23} = H_3 - H_2 = Q_A$$

$$\text{เนื่องจาก} \quad (\Delta H = mC_p \Delta T) \text{ ดังนั้น}$$

$$Q_{23} = mC_p (T_3 - T_2)$$

$$W_t = mC_p (T_3 - T_4)$$

$$W_c = mC_p (T_2 - T_1)$$

เมื่อให้ (η_{all}) คือประสิทธิภาพรวมของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

หมายเหตุ ปกติประสิทธิภาพรวม (η_{all}) ก็คือประสิทธิภาพทางความร้อน (η_{th}) ของวัฏจักร

$$\therefore (\eta_{\text{all}}) = \left(\frac{W_t - W_c}{Q_A} \right)$$

ในกรณีต้องการหาประสิทธิภาพทางความร้อนของวัฏจักร โดยเปรียบเทียบปริมาณ ความร้อนที่ให้กับความร้อนที่สูญเสีย ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการได้ คือ

$$\text{ประสิทธิภาพทางความร้อน} = \frac{\text{ความร้อนที่ให้} - \text{ความร้อนสูญเสีย}}{\text{ความร้อนที่ให้}}$$

ซึ่งความร้อนที่ให้อยู่ในช่วงกระบวนการจาก (2) ไป (3) ซึ่งก็คือ (Q_A)

$$\text{ดังนั้น} \quad Q_A = mC_p(T_3 - T_2)$$

และความร้อนสูญเสียจากกระบวนการ (4) ไป (1) ซึ่งก็คือ

$$Q_R = mC_p(T_4 - T_1)$$

$$(\eta_{th}) = \frac{Q_A - Q_R}{Q_A}$$

$$= \frac{mC_p(T_3 - T_2) - mC_p(T_4 - T_1)}{mC_p(T_3 - T_2)}$$

$$= \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

$$\therefore (\eta_{th}) = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

3. วงจรการทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

การทำงานในวัฏจักรเชิงทฤษฎี (Ideal cycle) ของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส ถือเป็นพื้นฐานเบื้องต้นในการทำงาน และทำให้ง่ายแก่การเข้าใจ ซึ่งในวัฏจักรการทำงานจริง (Actual cycle) จะมีความแตกต่างออกไปและกระบวนการต่าง ๆ ก็ไม่ได้เป็นไปตามเงื่อนไขของวัฏจักรเชิงทฤษฎี คือในกระบวนการจาก (1) ไป (2) และ (3) ไป (4) ไม่เป็นกระบวนการเอนเดียบาติก คือยังมีการถ่ายเทความร้อนเข้าหรือออกจากระบบ หรือมีการสูญเสียความร้อนในระบบการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ กระบวนการ (2) ไป (3) มีการสูญเสียความดัน จึงไม่เป็นกระบวนการการสันดาปแบบความดันคงที่ อีกทั้งมวลของสารตัวกลางที่ไหลผ่านคอมเพรสเซอร์และกังหันมีปริมาณที่ไม่เท่ากัน แต่เนื่องจากในทางปฏิบัติเราจำเป็นต้องคงค่าตัวแปรบางตัวเพื่อสะดวกในการแก้ปัญหา หรือถือว่าตัวแปรดังกล่าวมีอิทธิพลน้อยมาก เพื่อให้เห็นความแตกต่างที่ชัดเจนจึงสรุปลักษณะของวัฏจักรเครื่องยนต์กังหันแก๊สทำงานจริง (Actual Cycle) เมื่อเทียบกับวัฏจักรอุดมคติ ดังนี้

3.1 กระบวนการทุกกระบวนการไม่สามารถย้อนกลับได้ เนื่องจากระบบมีความเกิดการไหลของสารทำงานไม่ได้คงที่สม่ำเสมอการไหลเป็นแบบไม่คงที่ ซึ่งแต่ละอุปกรณ์ไม่สามารถทำงานได้ประสิทธิภาพ 100 เปอร์เซ็นต์

3.2 ค่าความร้อนจำเพาะมีการเปลี่ยนแปลง เนื่องจากอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลง และคุณลักษณะสารทำงานที่เปลี่ยนไป เช่น จากอากาศเป็นส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศและไอเสียที่ได้จากการสันดาป เป็นต้น

3.3 จำนวนของสารทำงานในระบบมีการเปลี่ยนแปลงไม่คงที่ หรือมีการไหลที่ต่อเนื่อง

3.4 เกิดการสูญเสียความร้อนที่ได้จากการสันดาปเชื้อเพลิงอาจเกิดจากการสันดาปที่ไม่สมบูรณ์ หรือการสันดาปไม่ได้เป็นไปตามกระบวนการความดันคงที่

3.5 เกิดการสูญเสียความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อม การอัดอากาศที่คอมเพรสเซอร์และการขยายตัวของแก๊สร้อนที่กังหันไม่ได้เป็นไปตามกระบวนการเอนเดียบาติก มีการสูญเสียความร้อนออกจากระบบ และสูญเสียความร้อนออกจากห้องเผาไหม้

เนื่องจากวัฏจักรเชิงทฤษฎี การอัดอากาศของคอมเพรสเซอร์และการขยายตัวของแก๊สร้อนในกังหันเป็นกระบวนการเอนเดียบาติก (ไม่มีความร้อนเข้าหรือออกจากระบบ) นั่นคือเอนโทรปี (S) มีค่าคงที่แต่ในทางปฏิบัติไม่อาจเป็นเช่นนั้น เพราะเกิดการสูญเสียให้กับผนังหรือชิ้นส่วนของคอมเพรสเซอร์และกังหัน เป็นต้น กระบวนการอัดตัวและขยายตัวในวัฏจักรการทำงานจริง เมื่อเปรียบเทียบกับวัฏจักรเชิงทฤษฎี

จากภาพประกอบ 9 จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิภายหลังจากการออกคอมเพรสเซอร์ของวัฏจักรทำงานจริงจะมีค่าสูงกว่าวัฏจักรเชิงทฤษฎี ทั้งนี้เนื่องจากในทางปฏิบัติจริง คอมเพรสเซอร์ต้องมีความฝืดจำนวนหนึ่งซึ่งมีผลทำให้อุณหภูมิภายหลังอัดสูงขึ้น หากจะกล่าวอีกนัยหนึ่งก็คือ ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์จำนวนหนึ่งแต่ในความเป็นจริงแล้วงานที่เป็นให้คอมเพรสเซอร์ต้องมากกว่าทางทฤษฎีเสมอ เพราะคอมเพรสเซอร์มีความฝืดดังที่กล่าวมาแล้วนั่นเอง เมื่อเรากำหนดให้ (T) เป็นอุณหภูมิของอากาศภายหลังออกจากคอมเพรสเซอร์เชิงทฤษฎี และ (T) เป็นอุณหภูมิอากาศอัดของของวัฏจักรทำงานจริง

ดังนั้น ประสิทธิภาพคอมเพรสเซอร์

$$(\eta_c) = \frac{\text{งานคอมเพรสเซอร์ทางทฤษฎี}}{\text{งานคอมเพรสเซอร์จริง}}$$

$$\text{หรือ } (\eta_c) = \frac{\text{งานคอมเพรสเซอร์กระบวนการแอดิยาติก}}{\text{งานคอมเพรสเซอร์จริง}}$$

$$\text{งานคอมเพรสเซอร์เชิงทฤษฎี} = mC_p (T_2 - T_1)$$

$$\text{งานคอมเพรสเซอร์จากวัฏจักรจริง} = mC_p (T_2' - T_1)$$

$$(\eta_c) = \frac{mC_p (T_2 - T_1)}{mC_p (T_2' - T_1)}$$

$$(\eta_c) = \frac{(T_2 - T_1)}{(T_2' - T_1)}$$

$$(\eta_c) = \frac{(H_2 - H_1)}{(H_2' - H_1)}$$

ในทำนองเดียวกันกังหันในวัฏจักรทำงานจริงก็มีค่าไม่ถึง 100% ดังภาพประกอบ (2.7ข.) ซึ่งจะเห็นได้ว่าอุณหภูมิภายหลังออกจากกังหันของวัฏจักร ทำงานจริงสูงกว่าวัฏจักรเชิงทฤษฎี หรืออีกนัยหนึ่งก็คือ งานที่ได้จากกังหันวัฏจักรทำงานจริงนั้นต่ำกว่าวัฏจักรเชิงทฤษฎี เมื่อกำหนดให้ (T) เป็นอุณหภูมิภายหลังออกจากกังหันเชิงทฤษฎี และ (T) เป็นอุณหภูมิภายหลังออกจากกังหันในทางปฏิบัติ

ดังนั้น ประสิทธิภาพของกังหัน

$$(\eta_t) = \frac{\text{งานที่ได้จากวัฏจักรจริง}}{\text{งานที่ได้จากวัฏจักรการทำงานทางทฤษฎี}}$$

$$(\eta_t) = \frac{\text{งานที่ได้จากวัฏจักรจริง}}{\text{งานกังหันในกระบวนการแอดิยาติก}}$$

$$\text{งานจากกังหันเชิงทฤษฎี} = mC_p (T_3 - T_4)$$

$$\text{งานจากกังหันจริง} = mC_p (T_3 - T_4')$$

$$\text{ดังนั้น } (\eta_t) = \frac{mC_p (T_3 - T_4')}{mC_p (T_3 - T_4)}$$

$$(\eta_t) = \frac{(T_3 - T_4')}{(T_3 - T_4)}$$

$$\text{ประสิทธิภาพกังหัน } (\eta_t) = \frac{(H_3 - H_4')}{(H_3 - H_4)}$$

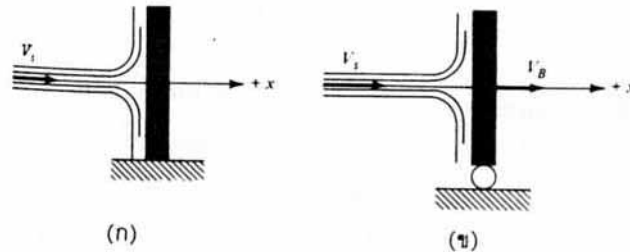
5. หลักการแรงดล (The Impulse Principle)

หลักการของกังหันแรงดล เป็นการถ่ายทอดจากลำของไหลความเร็วสูง (Jet) สู่วัตถุให้เคลื่อนที่ตามแนวแรงนั้น หากพิจารณาลำของไหลความเร็วสูงตามแนวระนาบที่กระทบแผ่นเรียบแนวตั้งอยู่กับที่ ของไหลจะแผ่ออกตามระนาบของแผ่นเรียบนั้น ทำให้ความเร็วตามแนวระนาบของลำของไหลลดลงเป็นศูนย์ แรงที่กระทำนี้คือ แรงดล มีค่าเท่ากับโมเมนตัมของลำของไหลตามแนวแกนนั้น ในที่นี้คือทิศทาง x เขียนสมการความสัมพันธ์ได้ดังนี้

	F	$=$	$m (V_s - 0)$
เมื่อ	F	$=$	แรงดล N
	m	$=$	อัตราการไหลของลำของไหล, kg/s
	V_s	$=$	ความเร็วในแนวแรง, m/s

สำหรับแผ่นวัตถุที่เคลื่อนที่อย่างอิสระตามแนวแรงด้วยความเร็ว V_B ถ้า $V_S - V_B$ เป็นความเร็วของลำของไหลสัมผัสกับแผ่นวัตถุ ฉะนั้นแรงที่กระทบบนแผ่นวัตถุคือ

$$F = m (V_S - V_B)$$



ภาพประกอบ 10 แรงดลของลำของไหลที่กระทำต่อ (ก) แผ่นวัตถุอยู่กับที่ (ข) แผ่นวัตถุเคลื่อนที่

และเพราะว่าแผ่นวัตถุเคลื่อนที่ งานที่ทำต่อแผ่นวัตถุจึงเท่ากับผลคูณของแรงคูณกับระยะทางนั้นในกรณีเวลา 1 หน่วย ระยะทางคือ V_B นั่นเอง ดังนั้นงานที่ทำต่อหน่วยเวลา หรือ กำลัง, วัตต์ คือ

$$W = FV_B = mV_B(V_S - V_B)$$

โดยประสิทธิภาพของแผ่นเรียบหาได้จากการหารงานในสมการด้วยกำลังเริ่มต้นของลำของไหล $mV_S^2/2$ (พลังงานต่อหน่วยเวลา) ดังนั้น

เมื่อ W = งานต่อหน่วยเวลา หรือกำลัง, วัตต์ สังเกตว่ากำลังมีค่าเป็นศูนย์ ถ้า V_B เป็นศูนย์ (กรณีแผ่นอยู่กับที่) หรือถ้า $V_B = V_S$ กรณีที่ไม่มีแรงกระทำโดยลำของไหล ฉะนั้นจึงนำมีความเร็วแผ่นวัตถุ V_B ที่ดีที่สุดค่าหนึ่งที่ทำให้ได้กำลังออกมามากที่สุด ซึ่งสามารถหาได้โดยดิฟเฟอเรนเชียล W ด้วย V_B และให้เท่ากับศูนย์ หรือ

$$\frac{dW}{dV_B} V_S - = m[(V_S V_B - V_B^2)] = mV_B(V_S - 2V_B) = 0$$

ดังนั้นความเร็วแผ่นวัตถุที่ดีที่สุดคือครึ่งหนึ่งของความเร็วของไหล

$$V_{B,OPT} = \frac{V_S}{2}$$

และกำลังที่มากที่สุดคือ

$$W_{max} = \frac{mV_S^2}{4}$$

ซึ่งคือครึ่งหนึ่งของกำลังหรือพลังงานจลน์ต่อหน่วยเวลาของลำของไหลนั่นเอง ดังนั้นประสิทธิภาพสูงสุดของการแปลงพลังงานของลำของไหลสู่แผ่นวัตถุเท่ากับ 50 เปอร์เซ็นต์

แต่แทนที่จะพิจารณาแผ่นเรียบถ้าเปลี่ยนให้ลำของไหลความเร็วสูงกระทบใบกังหันด้วยความเร็วสัมพัทธ์ $V_S - V_B$ แต่ถ้าคิดว่าใบกังหันไม่มีแรงเสียดทานและไม่มีการขยายตัวหรือหดตัวของไหลระหว่างเข้าและออกใบกังหัน ฉะนั้นความเร็วสัมพัทธ์ที่ออกใบกังหันเท่ากับ $V_S - V_B$ ด้วย ส่วนความเร็วสัมบูรณ์ของลำของไหลที่ออกเท่ากับ $V_B - (V_S - V_B) = (2V_B - V_S)$

$$F = m [V_S - (2V_B - V_S)] = 2m (V_S - V_B)$$

และงานต่อหน่วยเวลาคือ FV_B หรือ

$$W = 2m V_B (V_S - V_B)$$

สำหรับการหาความเร็วที่ดีที่สุดหรือเหมาะสมที่สุดของใบกังหันเพื่อให้ได้กำลังมากที่สุดหาได้ทำนองเดียวกับการหาในกรณีของแผ่นเรียบคือ ดิฟเฟอเรนทิเอท W ด้วย V_B และให้เท่ากับศูนย์ซึ่งได้

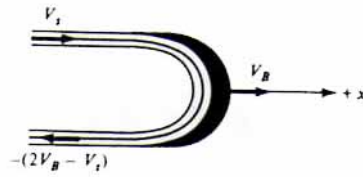
$$V_{B,OPT} = \frac{V_S}{2}$$

และ

$$W_{max} = \frac{mV_S^2}{4}$$

นั่นคือ ความเร็วที่เหมาะสมที่สุดของใบกังหันมีค่าครึ่งหนึ่งของความเร็วลำของไหลเช่นเดียวกับแผ่นเรียบ แต่กำลังมากที่สุดมากกว่าของแผ่นเรียบถึง 2 เท่าและเท่ากับพลังงานจลน์ทั้งหมดต่อหน่วยเวลาของลำของไหล หรือกล่าวได้ว่าประสิทธิภาพของใบกังหันมีค่าที่มากที่สุด $\eta_{B,max}$ คือ 100%

เนื่องจากใบกังหันเคลื่อนที่ออกจากลำของไหล หากต้องการกำลังที่ต่อเนื่องตลอดเวลา จำเป็นต้องติดตั้งใบกังหันอนุกรมกันไปบนเส้นรอบวงของล้อเพื่อว่าล้อสามารถหมุนอย่างต่อเนื่องรอบเท่าที่มีลำของไหลมากระทบใบกังหัน แต่ลำไหลของความเร็วสูงต้องการหัวฉีดเพื่อฉีดลำของไหลมากระทบใบกังหัน และขนาดของหัวฉีดทำให้ไม่สามารถติดตั้งขนานกับอนุกรมของใบพัดได้ จึงต้องติดตั้งให้ฉีดลำไหลด้วยมุมเอียง θ จากแนวระนาบซึ่งควรให้เอียงน้อยที่สุด แต่จะต้องไม่น้อยจนกระทั่งขัดขวางการเคลื่อนของใบกังหันอันถัดไป



ภาพประกอบ 11 แผนภาพด้านบนของแฉกไบกัณฑ์แรงดลที่ติดตั้งบนล้อ

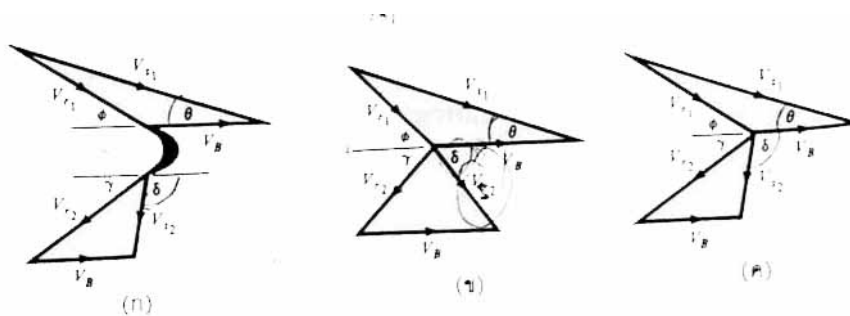
แผนภาพความเร็ว (The Velocity Diagram) ในการคำนวณหางานบนไบกัณฑ์ซึ่งอยู่ในทิศทางของการเคลื่อนที่จำเป็นต้องสร้างแผนภาพเวกเตอร์ความเร็ว ซึ่งในแผนภาพนี้สัญลักษณ์ต่างๆ มีความหมายดังนี้

- V_{s1} = ความเร็วสัมบูรณ์ของไหลที่ออกจากหัวฉีด
- V_B = ความเร็วไบกัณฑ์
- V_{r1} = ความเร็วสัมผัสของของไหลกระทบไบกัณฑ์ (ผู้สังเกตอยู่บนไบกัณฑ์)
- V_{r2} = ความเร็วสัมผัสของของไหลที่ออกจากไบกัณฑ์
- V_{s2} = ความเร็วสัมบูรณ์ของของไหลที่ออกจากไบกัณฑ์
- θ = มุมหัวฉีด
- ϕ = มุมทางเข้าไบกัณฑ์
- γ = มุมทางออกไบกัณฑ์
- δ = มุมทางออกของไหล

สำหรับงานบนไบกัณฑ์อาจหาได้จากกฎการเปลี่ยนโมเมนตัมดังกล่าวข้างต้นหรือจากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ก็ได้ ซึ่งทั้งสองวิธีให้ผลเชิงจำนวนที่เหมือนกัน

จากโมเมนตัมแรงดล แรงเป็นปริมาณเวกเตอร์ในทิศทางการเคลื่อนที่ของใบกังหันมีค่า เท่ากับการเปลี่ยนโมเมนตัมของของไหลในทิศทางการเคลื่อนที่ หรือ

$$F = m(V_{S1} \cos \theta - V_{S2} \cos \delta)$$



ภาพประกอบ 12 แผนภาพความเร็วของใบกังหันแรงดล 1 ชิ้นทำงาน

ซึ่งส่วนประกอบของความเร็วไอน้ำในทิศทางการเคลื่อนที่ของใบกังหันเรียกว่า ความเร็วของการหมุน (Velocity of Whirl) ดังนั้น $V_{S1} \cos \theta$ คือ ความเร็วเข้าของการหมุน V_{W1} และ $V_{S2} \cos \delta$ คือ ความเร็วออกของการหมุน V_{W2} ฉะนั้นแรงอาจเขียนใหม่ได้เป็น

$$F = m (V_{W1} - V_{W2})$$

และงานต่อหน่วยเวลา คือ ผลคูณของแรงกับระยะทางที่ใบกังหันเคลื่อนที่ในหนึ่งหน่วยเวลาหรือผลคูณของแรงกับความเร็ว ดังนั้น

$$W = m V_B (V_{S1} \cos \theta - V_{S2} \cos \delta)$$

พึงสังเกตว่าถ้าทั้ง θ และ δ เท่ากับศูนย์ $V_{S2} = V_B - (V_{S1} - V_B)$ ในทิศทาง X (สำหรับการไหลแบบไม่มีแรงเสียดทาน การขยายตัวหรือหดตัว)

สำหรับประสิทธิภาพของใบกังหัน นองเดียวกัน กำหนดโดยอัตราส่วนของงานบนใบกังหัน สมการกับพลังงานต่อหน่วยเวลาแรกเริ่มของลำของไหล $m V_{S1}^2/2$ หรือ

ความเร็วใบกังหันที่เหมาะสมที่สุด จากการวิเคราะห์ด้วยใบกังหัน 180° ฉะนั้นความเร็วสัมผัสของของไหลเข้าใบกังหันในทิศ x คือ $V_{S1} \cos \theta - V_B$ ถ้าไม่คิดแรงเสียดทาน การขยายตัว และหดตัวของของการไหล นั่นคือ เป็นค่าความสัมผัสออกใบกังหันด้วยแต่มีทิศตรงข้าม ส่วนความเร็วสัมผัสของของการไหลออกใบกังหันในทิศทาง X คือ $V_{S2} \cos \delta$ หรือมีค่าเท่ากับ $V_B - (V_{S1} \cos \theta - V_B) = (2V_B - V_{S1} \cos \theta)$ ดังนั้นสมการสามารถเขียนใหม่ได้ในรูป

$$W = 2m V_B (V_{S1} \cos \theta - V_B)$$

และจะได้ความเร็วใบกังหันที่เหมาะสมที่สุดเพื่อให้ได้งานมากที่สุดโดยการดิฟเฟอเรนทิเอท W ด้วย V_B และให้เท่ากับศูนย์ หรือ

$$V_{B,opt} = \frac{V_{s1} \cos \theta}{2}$$

และ

$$W_{max} = \frac{m}{2} (V_{s1} \cos \theta)^2 = 2mV_{B,opt}^2$$

ส่วนประสิทธิภาพใบกังหันมากที่สุดได้จากการหาร W_{max} ด้วย $mV_{s1}^2/2$ ได้

$$\eta_{Bmax} = (\cos \theta)^2$$

หากพิจารณาแผนภาพความเร็วพบว่า การไหลเชิงอุดมคติเกิดขึ้นเมื่อ $V_{r1} = V_{r2}$ และ $\phi = \gamma$ ฉะนั้นความเร็วใบกังหันเหมาะสมที่สุดซึ่งให้งานมากที่สุดพบว่าอยู่ที่ $\delta = 90^\circ$ เช่นกัน หรือคือ ความเร็วออกสัมผัสบุงอร์นในทิศทางตามแนวแกน ซึ่งในกรณีนี้ $V_{s2} \cos \delta$ ความเร็วของการหมุนคือศูนย์

การหากำลังงานและประสิทธิภาพใบกังหันอีกวิธีคือจากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ เมื่อไม่คิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์ การถ่ายเทความร้อน งานจะเท่ากับการลดลงในเอนทัลปี และพลังงานจลน์สมบรูณ์ของของไหล นั่นคือ

$$W = m(H_1 - H_2) + \left[\frac{V_{s1}^2}{2} - \frac{V_{s2}^2}{2} \right]$$

เมื่อ H_1 และ H_2 คือเอนทัลปีของของไหลเข้าและออกใบกังหันตามลำดับ และ $H_1 - H_2$ หาได้จากการพิจารณาการไหลของของไหลสัมผัสกับใบกังหัน (ผู้สังเกตอยู่บนกังหัน) ได้ ความสัมพันธ์ดังนี้

$$H_1 - H_2 = \left[\frac{V_{r1}^2}{2} - \frac{V_{r2}^2}{2} \right]$$

แทนค่าลงในสมการ

$$W = \frac{m}{2} [(V_{s1}^2 - V_{s2}^2) - (V_{r1}^2 - V_{r2}^2)]$$

สมการนี้ถือว่าเป็นสมการในรูปทั่วไปของงานในใบกังหันใด ๆ นั่นคือ รวมแรงเสียดทานการขยายตัว และการหดตัวของของไหลผ่านใบกังหัน ในกรณีของใบกังหันแรงดลสุทธิ ซึ่งไม่มีผลกระทบของสิ่งเหล่านี้จะได้ $H_1 = H_2$ $V_{r1} = V_{r2}$ และดังนั้น

$$W_{\text{pure impulse}} = \frac{m}{2} (V_{s1}^2 - V_{s2}^2)$$

ค่าของ V_{s1} และ V_{s2} หาได้จากสมการหัวฉีด V_B และค่ามุมต่างๆสำหรับใบกังหันแรงดลที่คิดแรงเสียดทาน วิธีทั่วไปที่ใช้อธิบายผลกระทบของแรงเสียดทานคือ การใช้สัมประสิทธิ์ความเร็ว (Velocity Coefficient) k_v กำหนดโดย

$$k_v = \frac{V_{r2}}{V_{r1}}$$

โดยค่า k_v นี้ต้องค่าน้อยกว่า 1 เสมอ

มีตัวแปรอีกตัวที่ควรทราบ ประสิทธิภาพขั้นทำงาน (Stage Efficiency) $\eta_{\Delta H}$ เนื่องจากการทำงานในกังหันแบ่งเป็นขั้นทำงานย่อยๆตามจำนวนแถวของใบกังหัน ฉะนั้นจึงมีเอนทัลปีตกตลอดช่วงทำงานซึ่งรวมถึงจากหัวฉีดและใบกังหันด้วย ถ้าให้การขยายตัวของของเหลวเป็นภาวะแอดิเอแบติกย้อนกลับได้ใช้สัญลักษณ์ ΔH_s ดังนั้น

$$\eta_{\Delta H} = \frac{W}{\Delta H_s} = \frac{W}{m\eta_{\Delta s}}$$

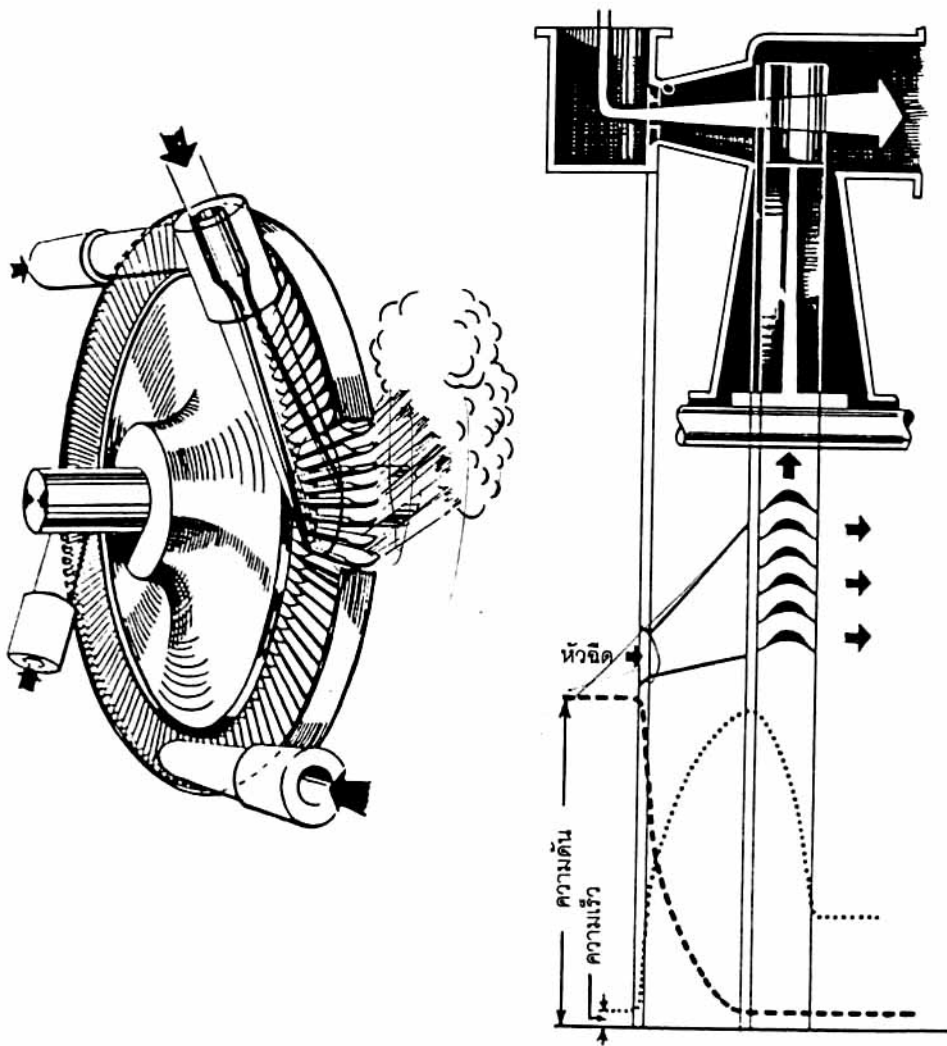
6. กังหันแรงดล (Impulse Turbines)

กังหันแรงดล เป็นกังหันแบบง่ายอาจมีโรเตอร์เดียวหรือหลายโรเตอร์ (ผสม) ซึ่งใบกังหันแรงดลเชื่อมติดอยู่ รูปร่างของใบกังหันประเภทนี้สามารถสังเกตได้ง่ายเนื่องจากลักษณะใบมีลักษณะสมมาตร มีมุมเข้าและออก ϕ และ γ ตามลำดับประมาณ 20° และเนื่องจากปกติใช้ในช่วงความดันสูงของกังหันไอน้ำ จึงมีปริมาตรจำเพาะของไอน้ำต่ำและต้องการพื้นที่การไหลน้อยกว่าที่ความดันต่ำ ใบกังหันแรงดลจึงสั้นและมีพื้นที่หน้าตัดคงที่

กังหันแรงดล มีคุณสมบัติจากความจริงที่ว่าเอนทัลปีเกือบทั้งหมด (หรือความดัน) ตกในหัวฉีด (หรือใบกังหันอยู่กับที่ซึ่งทำงานแบบเดียวกับหัวฉีด) มีค่าน้อย และไม่มีความดันตกในใบกังหันที่เคลื่อนที่โดยความดันตกที่อาจเกิดขึ้นบ้างในใบกังหันเคลื่อนที่เป็นผลจากแรงเสียดทานซึ่งกำหนดเป็นค่าสัมประสิทธิ์ความเร็ว k_v เพิ่มเข้ามา

6.1 กังหันแรงดลชั้นทำงานเดียว (The Single – Stage Impulse Turbine)

กังหันแรงดลชั้นทำงานเดียวหรืออาจเรียกว่า กังหัน De Laval ตามชื่อนักประดิษฐ์ ประกอบด้วย โรเตอร์เดี่ยวซึ่งใบกังหันแรงดลเชื่อมติดอยู่ ไอน้ำถูกป้อนผ่านหัวฉีดคอนเวอร์เจนไดเวอร์เจนท์ 1 หัวหรือหลายหัวซึ่งไม่ได้ติดตั้งตลอดเส้นรอบวงของโรเตอร์ ดังนั้นจึงมีบางส่วนของใบกังหันเท่านั้นที่รับล้าของไหล กระบะขณะเวลาหนึ่งๆ โดยหัวฉีดเป็นตัวควบคุมกังหันด้วยการปิดจ่ายน้ำของหัวฉีด 1 หัวหรือมากกว่า



ภาพประกอบ 13 แสดงกังหันแรงดลแบบง่าย

สำหรับแผนภาพความเร็วสำหรับกังหันแรงดลชั้นทำงานเดียว แสดงภาพความดันและ ความเร็วสัมบูรณ์ของไอน้ำตลอดชั้นทำงานในหัวฉีดและใบกังหันสำหรับกังหันเชิงอุดมคติ จะเห็นว่า ความดันตกขึ้นในหัวฉีดและไม่ตกในใบกังหัน ความเร็วสูงสุดหรือพลังงานจลน์ของไอน้ำเกิดขึ้นที่

ทางออกหัวฉีดและลดลงจาก V_{S1} เป็น V_{S2} ในใบกังหัน อย่างไรก็ตามการเปลี่ยนแปลงเชิงเส้นของความดันและความเร็วที่แสดงในภาพดังกล่าวเป็นลักษณะเชิงอุดมคติเท่านั้น

6.2 กังหันแรงดลผสม (Compounded – Impluse Turbines)

ในกังหันแรงดันชั้นทำงานเดียว ความเร็วใบกังหันเหมาะสมที่สุดคือ $0.5 V_{S1} \cos \theta$ หรืออย่างคร่าวๆ ครึ่งหนึ่งของความเร็วไอน้ำเข้าใบกังหันเมื่อ θ มีค่าเล็กๆ โดยไอน้ำขยายตัวจากสภาวะเครื่องกำเนิดไอน้ำรุ่นใหม่อประมาณ 16.56 MPa และ 540°C สู่อากาศเครื่องควบแน่นที่ 6.9 kPa (หรืออาจเป็นความดันบรรยากาศ) ในชั้นทำงานของหัวฉีดชั้นทำงานเดียวจะมีความเร็วประมาณ 1645 m/s หรือได้ความเร็วใบกังหันประมาณ 820 m/s ความเร็วนี้พบว่ามากเกินไปกว่าที่จำกัดความปลอดภัยอนุญาตให้ได้ เนื่องจากความเค้นหนีศูนย์กลางบนเนื้อวัสดุของโรเตอร์ อีกทั้งความเร็วไอน้ำที่มากมีผลให้เกิดความสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานมาก (เป็นปรากฏการณ์โดยตรงกับความเร็วกำลังสอง) และลดประสิทธิภาพของกังหัน ทั้งความเร็วโรเตอร์สูงจำเป็นต้องมีเกียร์ขนาดใหญ่เพื่อลดความเร็วให้เหมาะสมกับความเร็วของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ฉะนั้นเพื่อแก้ปัญหาเหล่านี้มีวิธีการอยู่ 2 วิธีที่ใช้ประโยชน์ได้ที่เรียกว่า การผสมหรือการแบ่งชั้นทำงาน (Compounding of Staging) วิธีหนึ่งคือ กังหันความเร็วผสม (Velocity – Compounded - Turbine) อีกวิธีหนึ่งคือ กังหันแรงดลความดันผสม (The Pressure Compounded Impulse Turbine)

กังหันแรงดลความเร็วผสม (Velocity – Compounded Turbine) ช่วยแก้ปัญหาของกังหันแรงดลชั้นทำงานเดียวที่ใช้ไอน้ำความดันและอุณหภูมิสูง กังหันแบบนี้อันแรกที่ประดิษฐ์โดย C.G. Curtis ประกอบด้วยชั้นการทำงานของหัวฉีด 1 ชั้นทำงานเช่นเดียวกับกังหันชั้นทำงานเดียว แต่ตามด้วยใบกังหันเคลื่อนที่ 2 แถวแทนที่จะเป็นแถวเดียวและมีใบกังหันอยู่กับที่ แถวระหว่างกลางติดอยู่กับสเตเตอร์ (Stator) ของกังหัน ซึ่งมีหน้าที่เป็นตัวกลับทิศทางการไหลของไอน้ำออกจากใบกังหันเคลื่อนที่แถวแรกสู่ใบกังหันเคลื่อนที่แถวที่สอง แสดงแผนภาพการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วไอน้ำสมบูรณ์ผ่านชั้นทำงานของกังหันแบบนี้ โดยในชั้นทำงานเอนทัลปีตกทั้งหมด (หรือความดันตก) เกิดขึ้นเชิงอุดมคติเฉพาะในหัวฉีด ดังนั้นความดันจึงคงที่ตลอดชั้นใบกังหันทั้งสามแถว อย่างไรก็ตามพลังงานจลน์ของไอน้ำเกิดจากหัวฉีดที่ V_{S1} สามารถใช้ประโยชน์ได้ในทั้งสองแถวของใบกังหันเคลื่อนที่แทนที่เป็นแถวเดียวเหมือนก่อนความเร็วสมบูรณ์ของไอน้ำลดลงจาก V_{S1} เป็น V_{S2} ในใบกังหันเคลื่อนที่แถวแรก และยังคงคงที่ตลอดในใบกังหันอยู่กับที่ และเข้าใบกังหันเคลื่อนที่แถวที่สองที่ V_{S3} และออกที่ V_{S4} ซึ่งในทางอุดมคติจะให้ $V_{S2} = V_{S3}$ และสัมพันธ์กันด้วยสัมประสิทธิ์ความเร็ว k_v

แผนภาพความเร็วไม่คิดความเสียดทานในใบกังหันเคลื่อนที่และอยู่กับที่ของใบกังหันแบบนี้ วิธีการสร้างแผนภาพเช่นเดียวกับกังหันแรงดลชั้นทำงานเดียว ในแผนภาพถ้าคิดผลของแรงเสียดทาน จะได้

$$V_{r2} < V_{r1} \quad ; \quad \frac{V_{r2}}{V_{r1}} = k_{v1}$$

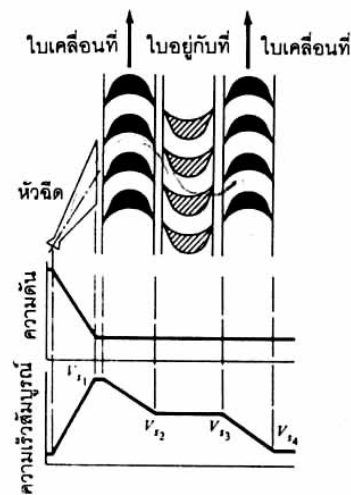
$$V_{r2} < V_{r1} \quad ; \quad \frac{V_{r2}}{V_{r1}} = k_{v1}$$

$$V_{r2} < V_{r1} \quad ; \quad \frac{V_{r2}}{V_{r1}} = k_{v1}$$

การวิเคราะห์ที่ใช้ทำนองเดียวกับกังหันแรงดลชั้นทำงานเดียว ซึ่งสามารถหาโดยใช้หลักการโมเมนตัมแรงดล หรือกฎข้อที่หนึ่ง ได้ผลดังนี้

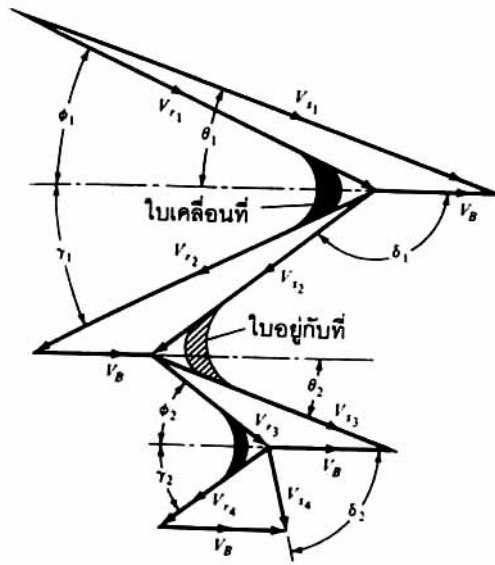
$$W = \frac{m}{2} [(V_{s1}^2 - V_{s2}^2) + (V_{r2}^2 - V_{r1}^2)] + [(V_{s3}^2 - V_{s4}^2) + (V_{r4}^2 - V_{r3}^2)]$$

เมื่อปริมาณของเช็ดของวงเล็บทั้งสองคือ งานของใบกังหันเคลื่อนที่แถวที่หนึ่งและแถวที่สองตามลำดับ สำหรับประสิทธิภาพของกังหันชนิดนี้ปกตินี้ได้จากการหาร W จากสมการด้วย $MV_{s1}^2/2$ และประสิทธิภาพของชั้นทำงานหาได้จากการหาร W ด้วยเอนทัลปีตกของชั้นทำงาน กระบวนการแอดีแบติกย้อนกลับได้



ภาพประกอบ 14 ความดันและความเร็วสัมบูรณ์ของไอน้ำตลอดชั้นทำงานในกังหันแรงดล

ความเร็วสมเชิงอุดมคติ



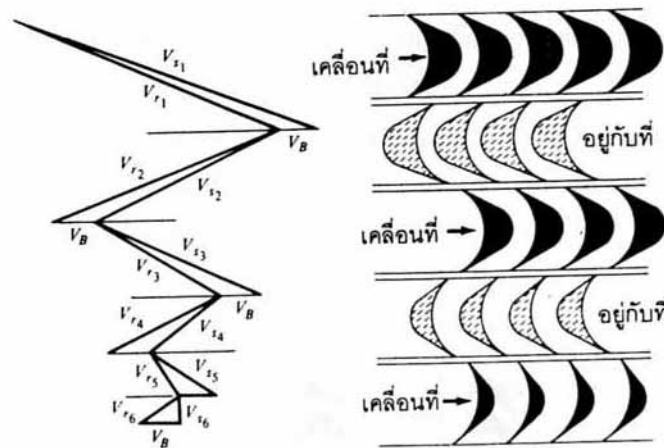
ภาพประกอบ 15 แผนภาพความเร็วของชิ้นทำงานกังหันแรงดลความเร็วผสม เมื่อใบกังหันเคลื่อนที่ด้วยความเร็ว V_s เท่ากันทั้งสองแถว และคิดแรงเสียดทานสังเกตว่าผลความเร็วเปลี่ยนบนมุมใบกังหัน

ถึงแม้กังหันของ Curtis ประกอบด้วยใบกังหันเคลื่อนที่ 2 แถว แต่กังหันความเร็วผสมสามารถประกอบด้วยจำนวนแถวใบกังหันที่มากขึ้น โดยกังหันทั้งหมดยังคงใช้พลังงานจลน์ของความเร็วไอน้ำที่เข้ามาที่ V_{s1} ซึ่งปกติชิ้นทำงานออกแบบให้มุมใบกังหันเพิ่มขึ้นตามลำดับชิ้นทำงาน ดังนั้นทำให้ใบกังหันโค้งน้อยลงและบางขึ้นจนถึงแถวสุดท้าย

สำหรับความเร็วเหมาะสมที่สุดอาจหาจากกังหันเชิงอุดมคติไม่คิดแรงเสียดทาน ได้ผลดังนี้

$$V_{Bopt} = \frac{V_{s1} \cos \theta}{2n}$$

เมื่อ θ_1 คือมุมหัวฉีด n ค่าจำนวนชิ้นทำงาน (แถวของใบกังหันเคลื่อนที่) ความเร็วออกของการหมุน (V_{56}) คือศูนย์ จะเห็นว่าความเร็วใบกังหันเหมาะสมที่สุดคือ $1/n^{th}$ ของกังหันแรงดลชิ้นทำงานชิ้นเดียว สำหรับใบกังหันจริงที่คิดแรงเสียดทาน V_{Bopt} จะน้อยกว่าที่หาได้จากสมการเล็กน้อย



ภาพประกอบ 16 แผนภาพความเร็วและใบกังหันของกังหันแรงดลความเร็วผสมที่มีใบกังหันเคลื่อนที่ 3 แถว

ในกังหันเชิงอุดมคติ อัตราส่วนการทำงานของชั้นทำงานความดันสูงสุดต่อความดันต่ำสุดพบว่าอยู่ในอัตราส่วน 3 : 1 สำหรับกังหันชั้นทำงาน 2 ชั้น (Curtis) 5 : 3 : 1 สำหรับกังหันชั้นทำงาน 3 ชั้น 7 : 5 : 3 : 1 สำหรับกังหันชั้นทำงาน 4 ชั้น ดังนี้ต่อไปเรื่อยๆ จุดนี้นับว่าเป็นอุปสรรคหลักจุดหนึ่งของกังหันความเร็วผสมซึ่งชั้นทำงานความดันต่ำกว่าให้ทำงานน้อยเกินไป ดังนั้นสำหรับชั้นทำงานที่เกินกว่า 2 ชั้นทำงานจึงไม่เป็นการประหยัด อุปสรรคอีกจุดหนึ่งคือความเร็วไอน้ำยังคงสูงอยู่ซึ่งเป็นผลให้เกิดความเสียหายสูง โดยเฉพาะอย่างยิ่งในชั้นทำงานความดันสูง

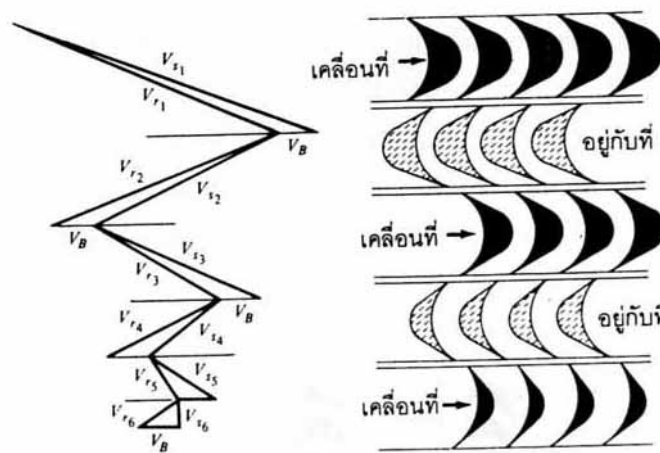
ถ้าความเร็วใบกังหันต้องลดลงภายหลังใช้มากกว่า 2 ชั้นทำงาน วิธีที่สองของกังหันผสมนับว่าสามารถแก้คืนได้

กังหันแรงดลความดันผสม (The Pressure – Compounded Impluse Turbine) เพื่อที่จะระงับหรือแบ่งเบาปัญหาความเร็วของใบกังหันที่สูงในกังหันแรงดลชั้นทำงานเดียว เอนทัลปีรวมคร่อมหัวฉีดของกังหันนั้นถูกแบ่งอย่างง่ายให้เท่ากันแบบอนุกรมระหว่างกังหันแรงดลชั้นทำงานเดียวหลายกังหัน กังหันแบบนี้อาจเรียกว่า กังหัน Rateau ตามชื่อผู้ประดิษฐ์ ดังนั้นความเร็วไอน้ำเข้าสู่ทุกชั้นทำงานจึงจำเป็นต้องเท่ากันและช่วยลด Δh ลงจากสมการหัวฉีด ฉะนั้นถ้าไม่คิดความเร็วเข้าหัวฉีดจะได้

$$V_{s1} = V_{s2} = \dots = \sqrt{\frac{2\Delta\Delta_{\text{tot}}}{N}}$$

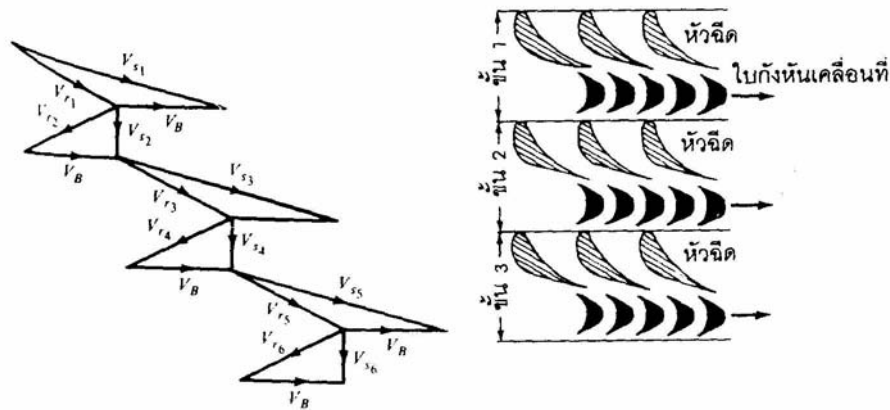
เมื่อ Δh_{tot} คือเอนทัลปีจำเพาะรวมที่ตกของกังหัน และ n คือจำนวนชั้นทำงาน

แสดงกัณฑ์ความดันผสม 2 ชั้นทำงาน สังเกตว่าถึงแม้ว่าเอนทัลปีตกต่อชั้นทำงานเท่ากัน แต่ความดันตกไม่เท่ากัน ซึ่งสามารถตรวจสอบด้วยแผนภาพมอลเลอร์ ดังตัวอย่างเช่น ถ้ามีเอนทัลปี ตกรวมจาก 6.9 MPa และ 540°C สู่ 6.9 kPa ในกระบวนการขยายตัวแบบไอเซนทรอปิก ประมาณ 1350 kJ/kg แบ่งออกเป็น 4 ส่วนเท่าๆกันได้ประมาณ 337.5 kJ/kg แต่ความดันตกใน ชั้นทำงานแรกถึงชั้นทำงานที่สี่จะได้ประมาณ 4485, 1794, 517.5 และ 103.5 kPa ตามลำดับ เป็นต้น



ภาพประกอบ 17 กัณฑ์แรงดลความดันผสม 2 ชั้นทำงาน

แสดงแผนภาพความเร็วของกัณฑ์แรงดลความดันผสม 3 ชั้นทำงานที่คิดความเสียดทาน ดังนั้น $V_{r2} < V_{r1}$ ฯลฯ สามเหลี่ยมแต่ละอันมีโครงสร้างในลักษณะเดียวกันกับแรงดลชั้นทำงานเดียว และสมการเหล่านั้นสามารถนำมาประยุกต์ใช้ในงานเดียวกันเพียงแต่ยกเว้น Δh ต่อชั้นทำงานที่ ลดลงมา ความเร็วออกของการหมุนสำหรับทุกชั้นทำงานเท่ากับศูนย์ซึ่งสมนัยกับความเร็วที่เหมาะสมที่สุด สังเกตด้วยว่าในการคำนวณหา V_{s3} พลังงานจลน์ใน V_{s2} อาจจะไม่เกี่ยวข้องดังเช่นในสมการ เพราะว่าหัวฉีดของทุกชั้นทำงานต้องรับไอน้ำที่ปล่อยจากชั้นทำงานอันก่อนแล้วขยายมันและกลับ ทิศทางเข้าสู่ใบกังหันเคลื่อนที่ กัณฑ์แรงดลความดันผสมมีข้อได้เปรียบในการลดความเร็วใบกังหัน ลดความเร็วไอน้ำ (นั่นคือลดความเสียดทาน) และให้งานที่เท่ากันในทุกชั้นการทำงานหรือได้งาน กระจายระหว่างชั้นทำงานซึ่งเป็นที่ต้องการของผู้ออกแบบ ส่วนข้อเสียเปรียบคือ มีความดันตกคร่อม แถวหัวฉีดอยู่กับที่ ทั้งต้องมีแผ่นกันอัดแน่นช่วยกันการรั่วของไอน้ำ และต้องใช้ชั้นทำงานหลายชั้น ทำงานมาก ดังนั้นกัณฑ์ความดันผสมจึงใช้งานในกังหันขนาดใหญ่ที่ประสิทธิภาพมีความสำคัญกว่า ราคาลงทุน



ภาพประกอบ 18 แผนภาพความเร็ว หัวฉีดและใบกังหันของกังหันแรงดลความดันผสม
ชนิด 2 ชั้นทำงาน

7. หลักการแรงปฏิกิริยา (The Reaction Principle)

หัวฉีดอยู่กับที่ จรวด ที่ร่อนน้ำสนามหญ้าแบบหมุน เป็นเครื่องมือซึ่งของไหลพุ่งออกจากหัวฉีดด้วยความเร็วทั้งนั้น โดยของไหลเริ่มจากความเร็วยิ่งในที่สุด และทำให้เกิดแรงในทิศทางการเคลื่อนที่ของของไหล F เท่ากับ

$$F = m V$$

ขณะเดียวกันก็ทำให้เกิดแรงที่สมมูลและเท่ากับแรงดังกล่าวพยายามที่จะเคลื่อนที่อุปกรณ์ไปในทิศทางตรงกันข้าม แรงนี้เรียกว่า แรงปฏิกิริยา ดังนั้นเครื่องมือดังกล่าวข้างต้นคือ อุปกรณ์แรงปฏิกิริยาที่อาจต้องใช้แรงยึดตรึงอยู่กับที่ (กรณีหัวฉีด) เคลื่อนที่เป็นเส้นตรง (กรณีจรวด) หรือหมุน (กรณีที่ร่อนน้ำสนามหญ้า) กรณีทั้งหมดนี้ความดันตก (สาเหตุโดยเอนทัลปีตก) เป็นเหตุให้ความเร็วสูงเกิดขึ้นภายในอุปกรณ์

ใบกังหันแรงดลไม่มีความดันตก (ยกเว้นเนื่องจากความเสียดทาน) เกิดขึ้นในใบกังหันเคลื่อนที่แต่ถ้าลองจินตนาการว่าไอน้ำที่ผ่านใบกังหันเกิดความดันตกขึ้นมาแสดงว่าใบกังหันจะมีแรงปฏิกิริยาเคลื่อนใบกังหันในทิศทางตรงกันข้ามกับทิศทางไอน้ำออก อย่างไรก็ตามเนื่องจากการไหลผ่านกังหันไม่ใช่แหล่งกำเนิดของไอน้ำ หรือที่ที่ไอน้ำมีความเร็วเป็นศูนย์ ฉะนั้นแรงปฏิกิริยาสุทธิของใบกังหันจึงไม่มีในความเป็นจริง ใบกังหันที่เรียกว่ากังหันแรงปฏิกิริยาจึงเป็นการรวมของแรงดลและแรงปฏิกิริยาเข้าด้วยกัน

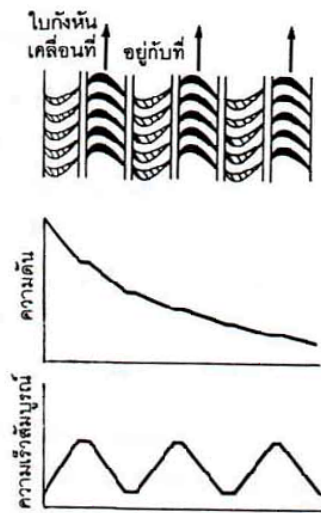
ดังนั้นกังหันแรงปฏิกิริยาจึงมีโครงสร้างของแฉวใบกังหันอยู่กับที่และแฉวใบกังหันเคลื่อนที่ โดยใบกังหันอยู่กับที่ทำหน้าที่เช่นเดียวกับหัวฉีด ส่วนใบกังหันเคลื่อนที่เคลื่อนที่เนื่องจากผลของแรงดลของไอน้ำที่ได้รับ (จากการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัม) และจากผลของการขยายตัวและความเร่งของไอน้ำที่สัมผัสกับใบกังหัน อาจกล่าวได้ว่าใบกังหันทำงานเช่นเดียวกับหัวฉีดด้วย และหากพิจารณาเอนทัลปีตกต่อชิ้นทำงานของแฉวของใบกังหันอยู่กับที่ 1 แฉวที่ถูกแบ่งให้เท่าๆกัน ฉะนั้นใบกังหันจะมีองศาแรงปฏิกิริยา 50 เปอร์เซ็นต์ หรือชิ้นทำงานแรงปฏิกิริยา 50 เปอร์เซ็นต์เป็นชิ้นทำงานหนึ่งซึ่งเอนทัลปีตกของชิ้นทำงานเกิดขึ้นในใบกังหันอยู่กับที่ครึ่งหนึ่งและในกังหันเคลื่อนที่ครึ่งหนึ่ง อย่างไรก็ตามความดันตกจะไม่เท่ากัน จะตกมากกว่าในใบกังหันอยู่กับที่และจะตกมากในชิ้นทำงานความดันสูงกว่าชิ้นทำงานความดันต่ำ ดังที่เคยอธิบายในกังหันแรงดลความดันผสม และถึงแม้ว่าจริงๆแล้วกังหันแรงปฏิกิริยาสุทธิไม่มีการสร้างขึ้นมาก็ตาม คำว่ากังหันแรงปฏิกิริยาก็ยังเป็นคำที่เรียกกังหันชนิดนี้เพื่อแยกจากกังหันแรงดล

8. กังหันแรงปฏิกิริยา (Reaction Turbines)

กังหันแรงปฏิกิริยาประดิษฐ์ขึ้นครั้งแรกโดย C.A Parsons มีลักษณะการทำงานเป็น 3 ชิ้น โดยแต่ละชิ้นทำงานประกอบด้วยใบกังหันอยู่กับที่ 1 แฉวและใบกังหันเคลื่อนที่ 1 แฉว ใบกังหันอยู่กับที่นิยมออกแบบให้มีการไหลผ่านระหว่างใบกังหันเสมือนไหลผ่านพื้นที่ของหัวฉีด ดังนั้นจึงถือว่าใบกังหันอยู่กับที่เป็นหัวฉีด ดังนั้นจึงถือว่าใบกังหันอยู่กับที่เป็นหัวฉีดที่ให้ไอน้ำไหลเต็มพิสัยรอบเส้นรอบนอกของโรเตอร์

ใบกังหันเคลื่อนที่ของกังหันแรงปฏิกิริยาแตกต่างจากใบของกังหันแรงดลคือ ไม่สมมาตร และเนื่องจากมีการทำงานบางส่วนเป็นเช่นหัวฉีดจึงมีลักษณะรูปร่างคล้ายคลึงกับใบกังหันอยู่กับที่เพียงแต่ส่วนโค้งจะอยู่ในทิศทางตรงกันข้าม

แผนภาพเส้นความดัน แสดงว่ามีความดันตกอย่างต่อเนื่องตลอดแนวทั้งหมดของใบกังหันทั้งแบบอยู่กับที่และเคลื่อนที่ แต่ถึงแม้ว่าความดันเปลี่ยนแปลงมากการเปลี่ยนแปลงของความเร็วสัมบูรณ์ของไอน้ำแต่ละชิ้นทำงานก็ยังช้าแบบเดิม



ภาพประกอบ 19 กังหันแรงปฏิกิริยา 3 ชั้นทำงาน แสดงความดันและความเร็วสัมบูรณ์ของไอน้ำตลอดช่วงการทำงาน

เป็นแผนแสดงภาพแสดงความเร็วของกังหันปฏิกิริยา 2 ชั้นทำงาน การสร้างแผนภาพเริ่มจากการหา Δh ต่อชั้นทำงานด้วยการหารเอนทัลปีตกคร่อมของกังหันด้วยจำนวนชั้นทำงาน ซึ่งค่า Δh นี้ยังต้องแบ่งออกระหว่างชั้นทำงานแต่ละชั้นของใบกังหันอยู่กับที่เป็น Δh_f และกังหันเคลื่อนที่เป็น Δh_m ด้วยการแบ่ง Δh ออกเป็นสองส่วนเท่าๆกัน จากนั้นหา V_{s1} จาก Δh_f ส่วนความเร็วใบกังหัน V_B เลือกให้สมนัยกับสภาวะเหมาะสมที่สุดซึ่งเท่ากับ $V_{s1} \cos \theta$ (เปรียบเทียบกับ $(V_{s1} \cos \theta)/2$ สำหรับกังหันแรงดล) และนำมาหา V_{r1} ได้ โปรดสังเกตว่า γ มีค่าใกล้เคียงกับ θ แต่ในที่นี้มีค่าน้อยกว่า ϕ มาก

ครั้งที่ 2 ของเอนทัลปีตก Δh_m เกิดขึ้นในใบกังหันเคลื่อนที่ เนื่องจาก Δh_m ในใบกังหันเคลื่อนที่เพิ่มความเร็วสัมพัทธ์ของใบกังหันให้มากขึ้น ดังนั้น V_{r1} เพิ่มขึ้นเป็น V_{r2} (ในกังหันแรงดล V_{r2} เท่ากับหรือน้อยกว่า V_{r1} เนื่องจากความเสียดทาน) สำหรับ V_B ที่เท่ากันจะได้ V_{s2} ค่าใหม่ซึ่งเข้ากังหันแถวต่อไปของใบกังหันอยู่กับที่เพิ่มความเร็วเป็น V_{s3} ดังนี้เรื่อยๆ ดังนั้น

$$\frac{V_{s3}^2 - V_{s2}^2}{2} = \Delta h_f$$

และ

$$\frac{V_{r3}^2 - V_{r2}^2}{2} = \Delta h_m$$

ส่วนงานของชิ้นทำงานแรงปฏิกิริยาสามารถหาได้จากโมเมนตัมแรงดลหรือกฎข้อที่หนึ่ง การเปลี่ยนโมเมนตัมบนใบกังหันในทิศทางการเคลื่อนที่ x มาจากการเปลี่ยนองค์ประกอบของความเร็วสัมผัส V_{r1} และ V_{r2} ในทิศทางนั้น โดยทั่วไปสำหรับชิ้นทำงานแรงปฏิกิริยาชิ้นหนึ่งได้

$$F = m(V_{r1}\cos\phi + V_{r2}\cos\gamma)$$

แต่ $V_{r1}\cos\phi = V_{s1}\cos\theta - V_s$

$$F = m(V_{s1}\cos\theta - V_B + V_{r2}\cos\gamma)$$

อัตราของงาน หรือกำลัง $W = FV_B$

$$W = mV_B(V_{s1}\cos\theta - V_B + V_{r2}\cos\gamma)$$

สำหรับกฎข้อที่ 1 สามารถใช้สมการ

$$W = m((V_{s1}^2 - V_{s2}^2) - (V_{r1}^2 - V_{r2}^2))$$

ความเร็วใบกังหันที่เหมาะสมที่สุด (Optimum Blade Speed) สามารถหาได้ง่ายๆจากกรณีที่ว่า ใบกังหันทั้งอยู่กับที่และเคลื่อนที่คล้ายคลึงกัน ดังนั้น $\theta = \gamma$ และสมการเขียนใหม่ได้เป็น

$$W = mV_s(2V_{s1}\cos\theta - V_B)$$

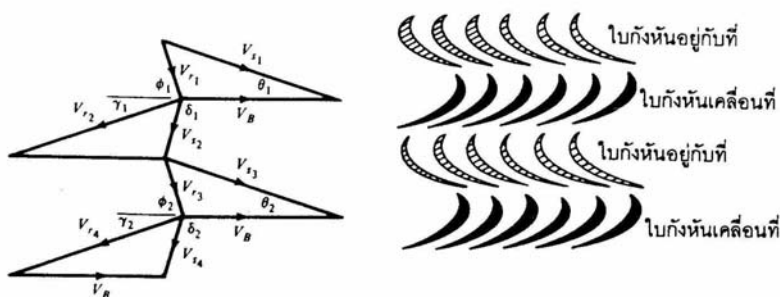
จากนั้นดิฟเฟอเรนทิเอท W ด้วย V_B และให้เท่ากับศูนย์

$$\frac{dW}{dV_s} = 2m(V_{s1}\cos\theta - V_s) = 0$$

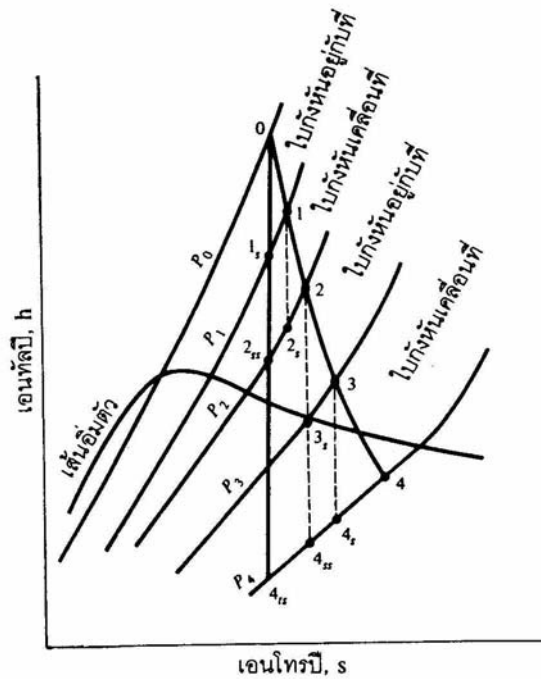
หรือ $V_{Bopt} = V_{s1}\cos\theta$

และ $W_{max} = m(V_{s1}\cos\theta)^2 = m(V_{Bopt})^2$

สำหรับประสิทธิภาพของชิ้นทำงานแรงปฏิกิริยาขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของใบกังหันอยู่กับที่ (หัวฉีด) และประสิทธิภาพของใบกังหันเคลื่อนที่สามารถอธิบายโดยอาศัยรูป



ภาพประกอบ 20 แผนภาพความเร็วของกังหันแรงปฏิกิริยา 2 ชิ้นทำงาน



ภาพประกอบ 21 เส้นโค้งแสดงสถานะของกังหันแรงปฏิกิริยา 2 ชั้นทำงานบน
แผนภาพมอร์ลีย์

เส้น P_0, P_1 ฯลฯ แทนเส้นความดันคงที่ซึ่งผายออกไปทางขวาบนแผนภาพมอร์ลีย์ เส้น
ขยายตัวจริง $0 - 1 - 2 - 3 - 4$ แทนสถานะจริงของไอน้ำใน 2 ชั้นทำงานเรียกว่า เส้นโค้งสถานะ
(Condition Curve)

ประสิทธิภาพของใบกังหันอยู่กับที่หรือหัวฉีด η_N คืออัตราส่วนของการเปลี่ยนแปลง
พลังงานจลน์กับการเปลี่ยนแปลงพลังงานในการบวนการแอเดียแบติกย้อนกลับได้ (ไอเซนทรอปิก)
คร่อมใบกังหันอยู่กับที่ ฉะนั้นสำหรับใบกังหันอยู่กับที่อันแรกได้

$$\eta_N = \frac{\frac{1}{2}(V_{s1}^2 - V_{s0}^2)}{\Delta h_{f,s}} = \frac{h_0 - h_1}{h_0 - h_{1s}}$$

ประสิทธิภาพของใบกังหันเคลื่อนที่ η_B คืออัตราส่วนของงานของใบกังหัน สมการ (5.22)
หรือ (5.34) กับพลังงานใช้ประโยชน์ได้รวมสู่ใบกังหันนั้น ซึ่งประกอบด้วยพลังงานจลน์ของไอน้ำเข้า
ที่ V_{s1} บวกเอนทัลปีตกแบบแอเดียแบติกย้อนกลับได้ (ไอเซนทรอปิก) คร่อมใบกังหัน จะเห็นว่า
เทอมหลังมากกว่า Δh_m เนื่องจากความเสียดทาน (ภาวะย้อนกลับไม่ได้) ในใบกังหันซึ่งเป็นเหตุให้
เอนโทรปีเพิ่มขึ้น ดังนั้น

$$\eta_s = \frac{W}{m[(V_{s1/2}^2) + \Delta h_{ms}]} = \frac{W}{m[(V_{s1/2}^2) + (h_1 - h_{2s})]}$$

ประสิทธิภาพชั้นทำงาน η_{stage} ของชั้นทำงานแรงปฏิกิริยาหนึ่งชั้น คือ งานของใบกังหันเคลื่อนที่ไยชั้นทำงานหารด้วยเอนทัลปีตกแบบแอดเดียแบบทิกย้อนกลับได้ (ไอเซนทรอปิก) สำหรับชั้นทำงานทั้งหมดซึ่งรวมใบกังหันอยู่กับที่และเคลื่อนที่ได้

$$\eta_{stage} = \frac{W}{m\Delta\Delta_s} = \frac{W}{m(h_0 - h_{2ss})}$$

เมื่อ Δh_{is} = เอนทัลปีตกแบบไอเซนทรอปิกคร่อมใบกังหันอยู่กับที่
 $= h_0 - h_{1s}$ (ชั้นทำงานแรก) $= h_2 - h_{3s}$ (ชั้นทำงานที่สอง) ฯลฯ
 Δh_{ms} = เอนทัลปีตกแบบไอเซนทรอปิกคร่อมใบกังหันเคลื่อนที่
 $= h_1 - h_{2s}$ (ชั้นทำงานแรก) $= h_3 - h_{4s}$ (ชั้นทำงานที่สอง) ฯลฯ
 Δh_s = เอนทัลปีตกแบบไอเซนทรอปิกคร่อมชั้นทำงานทั้งหมด
 $= h_0 - h_{2s}$ (ชั้นทำงานแรก) $= h_2 - h_{4ss}$ (ชั้นทำงานที่สอง) ฯลฯ

สังเกตว่าจากผลของการขยายออกของเส้นความดันคงที่ เอนทัลปีตกแบบไอเซนทรอปิกที่เกิดในแถวหรือชั้นทำงานสำหรับแถวต่อมาหรือสำหรับกังหันทั้งหมดมีค่ามากกว่าแถวหรือชั้นทำงานต้นๆ หรือ

$$h_1 - h_{2s} > h_{1s} - h_{2ss}$$

$$(h_0 - h_{2ss}) + (h_2 - h_{4ss}) > h_0 - h_{4ts}$$

กังหันแรงปฏิกิริยานับว่าเป็นเครื่องจักรกลประสิทธิภาพดีสำหรับเครื่องที่มีพิทช์มาก จากเหตุผลที่ว่าถ้ากำหนดความเร็วใบกังหันที่ต้องการจะมีข้อจำกัดเนื่องจากความเค้นหนีศูนย์กลางของวัสดุ และการมีความเร็วไอน้ำในกังหันแรงปฏิกิริยาประมาณครึ่งหนึ่งของกังหันแรงดลความดันผสม เป็นผลให้การสูญเสียในความเสียดทานต่ำ หรือกล่าวได้ว่างานของกังหันแรงปฏิกิริยา ณ ความเร็ว V_B ที่เท่ากันมีค่าประมาณครึ่งหนึ่งของชั้นทำงานแรงดล

และตรงข้ามกับชั้นทำงานแรงดล ชั้นทำงานแรงปฏิกิริยามีความดันตกคร่อมใบกังหันเคลื่อนที่ทำให้มีความเหมาะสมสำหรับงานในชั้นทำงานความดันสูงเนื่องจาก ΔP ต่่อน่วยเอนทัลปีตกที่ความดันสูงน้อยกว่าซึ่งเป็นผลให้มีการรั่วไหลของไอน้ำรอบปลายใบกังหัน อันก่อให้เกิดทรอตติลิ่งและสูญเสียภาวะใช้ประโยชน์ได้ผลดังกล่าวทำให้ภาวะชั้นทำงานแรงดลเหมาะสมกว่าในชั้นทำงานเข้ากังหัน เมื่อความดันสูงปริมาตรจำเพาะของไอน้ำต่ำ ชั้นทำงานแรงปฏิกิริยาเหมาะสมกว่า เพราะว่า ΔP คร่อมใบกังหันเคลื่อนที่น้อย ใบกังหันเริ่มยาวขึ้นเรื่อยๆ เพื่อว่าจะระบายปลายใบเล็กลงเมื่อ

เทียบกับความสูง นั่นคือสัมพันธ์กับปริมาตรไอน้ำด้วยความเร็วใบกังหัน V_B ที่เร็วขึ้น กังหันแรงปฏิกิริยาไม่เป็นผลในการลดลงของกำลังต่อชิ้นทำงานที่ต่ำกว่าชิ้นทำงานแรงดล ณ ความเร็ว V_B ที่เท่ากัน

แรงผลักดันตามแกน (Axial Thrust)

โรเตอร์ของกังหันจะมีแรงผลักดันตามแกนมากระทำ อันเนื่องมาจากผลของความดันคร่อมใบกังหันเคลื่อนที่ และมีการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมตามแกนของไอน้ำระหว่างทางเข้าและออก ฉะนั้นเพื่อให้โรเตอร์อยู่กับที่ต้องมีแรงในลักษณะตรงข้ามกับแรงผลักดันตามแกนมากระทำต่อโรเตอร์

ในกังหันแรงดล ถ้าให้กังหันเป็นแบบเชิงอุดมคติจะไม่มีความดันตกคร่อมใบกังหันเคลื่อนที่ และมีความดันตกเพียงเล็กน้อยเนื่องจากความเสียดทานในกังหันจริง รวมทั้งมีแรงตามแกนต่อแถวใบกังหันเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงในส่วนประกอบของโมเมนตัมตามแกนของไอน้ำจากทางเข้าสู่ทางออก ซึ่งมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$F_{\text{axial}} = m(V_{r1} \sin \phi - V_{r2} \sin \gamma)$$

แรงผลักดันตามแกนนี้เป็นผลในขณะที่มีงาน ในกรณีของใบกังหันแรงดลที่สมมาตรอย่างแท้จริง $V_{r1} = V_{r2}$ $\phi = \gamma$ ทำให้แรงผลักดันเท่ากับศูนย์ ในบางกรณีแรงผลักดันตามแกนรวมต่อโรเตอร์กังหันแรงดลถือว่าเล็กน้อยและไม่นับเป็นปัญหาที่รุนแรง

กรณีของกังหันแรงปฏิกิริยามีข้อแตกต่างออกไป ส่วนประกอบของไอน้ำที่เข้าและออกตามแกนของกังหันแรงปฏิกิริยาเกือบเท่ากัน ดังนั้นแรงผลักดันตามแกนเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมตามแกนของไอน้ำจำเป็นต้องเท่ากับศูนย์ เช่นเดียวกับกังหันแรงดล อย่างไรก็ตามมีค่าความดันตกคร่อมใบกังหันเคลื่อนที่ต่อเนื่องกันไปและมีค่ามาก ถึงแม้ว่าความดันตกลดลงในชิ้นทำงานความดันต่ำแต่ผลกระทบถูกด้านสมดุลด้วยการเพิ่มความสูงของใบกังหันและนั่นคือเพิ่มพื้นที่ผลที่ตามมาของแรงผลักดันตามแกนค่อนข้างสูงและต้องได้รับการแก้ไข ในกังหันขนาดเล็กจะทำได้โดยใช้แบริงแรงผลักดันกับเพลลาของโรเตอร์ หรือโดยใช้กระบอกสูบ (แผ่นจาน) นำจำนวน 1 อันหรือมากกว่าใส่ข้างในปลอกที่มีพื้นที่เพียงพอด้วยไอน้ำความดันสูงที่ผิวด้านหนึ่งเท่านั้น อีกด้านหนึ่งผนึกด้วยปะเก็นวงแหวน

ประสิทธิภาพของกังหัน

จำแนกภาพมอลเลียร์จะเห็นว่าเส้นความดันคงที่บนแผนภาพผายออกไปทางด้านขวา (เช่นเดียวกับก๊าซ) จึงทำให้เอนทัลปีตกแบบไอเซนทรอปิกในกังหันชั้นทำงานเดียวมีค่ามากกว่าในหลายชั้นทำงานของกังหันโดยส่วนรวม ซึ่งมีผลทำให้ประสิทธิภาพของกังหันชั้นทำงานเดียวน้อยกว่าด้วย ดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพของ 2 ชั้นทำงาน } \frac{h_0 - h_4}{h_0 - h_{4ts}} > \text{ประสิทธิภาพของ 1 ชั้นทำงาน } \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_{4ss}}$$

ทั้งนี้อัตราส่วนของผลรวมเอนทัลปีตกแบบไอเซนทรอปิกแต่ละอันกับเอนทัลปีตกของส่วนของกังหันหรือของกังหันของระบบเรียกว่า ตัวประกอบให้ความร้อนซ้ำ (Reheat Factor) R_h โดยค่า R_h จะมากกว่า 1 เสมอโดยมีค่าระหว่าง 1 กับ 1.065 ขึ้นอยู่กับช่วงของความดัน สำหรับกังหัน 2 ชั้นทำงาน

$$R_h = \frac{(h_0 - h_{2ss}) + (h_2 - h_{4ss})}{h_0 - h_{4ts}}$$

ผู้ออกแบบต้องการให้ได้งานเท่ากันในแต่ละชั้นทำงานจะไม่สามารถหาจากการแบ่งเอนทัลปีตกแบบไอเซนทรอปิกของกังหันทั้งระบบให้เท่าๆกันได้ ต้องนำผลของการผายออกของเส้นความดันคงที่บนแผนภาพมอลเลียร์มาคิด เนื่องจาก $h_0 - h_{2ss} = h_{2ss} - h_{4ts}$ แต่ $h_0 - h_2 \neq h_s - h_4$

พบด้วยว่าชั้นทำงานของกังหันที่ทำงานในย่านไอดงมีประสิทธิภาพมากกว่าทำงานในย่านของผสม 2 สถานะ จึงเห็นว่าสมรรถนะและประสิทธิภาพของชั้นทำงานหรือของกังหันทั้งระบบเป็นฟังก์ชันที่ค่อนข้างซับซ้อนของตัวแปรหลายๆตัว ฉะนั้นจำเป็นต้องศึกษาเส้นโค้งสถานะของกังหันอย่างถูกต้องเนื่องจากมีผลกระทบจากประสิทธิภาพชั้นทำงานแต่ละชั้นทำงานแต่ละชั้นมากกว่าจากประสิทธิภาพของทั้งระบบ เช่น วิเคราะห์วัฏจักรในการให้ความร้อนซ้ำและกังหันดัดทอนความชื้น ส่วนวิธีที่จะทำนายสมรรถนะและประสิทธิภาพของกังหันไอน้ำแบบต่างๆ ปกติจะทราบจากข้อมูลผู้ผลิตกังหันนั้นๆ

9. ระบบคอมเพรสเซอร์

คอมเพรสเซอร์เป็นอุปกรณ์เพิ่มอัตราส่วนความดันให้อากาศที่ผ่านเข้าห้องเผาไหม้ อากาศจะถูกอัดให้มีปริมาตรเล็กลงประมาณ 3 – 12 เท่า จากปริมาตรเดิมโดยปกติอากาศที่ส่งไปยังห้องเผาไหม้หากมีปริมาณมากขึ้นจะทำให้ได้ปริมาณแก๊สร้อนเพิ่มขึ้น ปริมาณอากาศขึ้นอยู่กับองค์ประกอบ 3 ประการ คือความเร็วในการหมุนของคอมเพรสเซอร์ ความเร็วของตัวเครื่อง และความหนาแน่นของอากาศ

สูตรที่ใช้ในการออกแบบและคำนวณ

$$\Delta h = T \times c_p (\pi^{0.286} - 1)$$

Δh คือ เอนทาลปีที่เพิ่มขึ้น (J/kg)

T คือ อุณหภูมิเข้า (K)

c_p คือ ความร้อนจำเพาะของอากาศที่ความดันคงที่ 1,000 J/(kg.K)

π คือ อัตราส่วนความดัน (ความดันที่ทางออก / ความดันที่ทางเข้า)

(0.286) เป็นค่าที่ได้มาจากสูตร Coefficient polytropic (n) ซึ่ง $n = 1.4$

อธิบายได้จากสูตร $(n-1) / n = 0.28571 \approx 0.286$

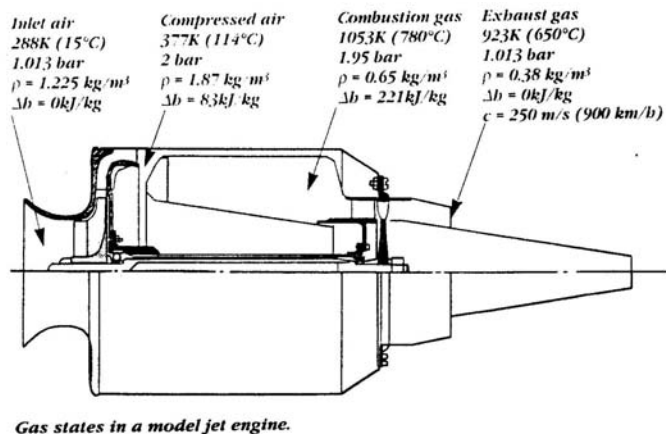
กำลังงานที่คอมเพรสเซอร์คำนวณได้จากสูตร

$$\dot{P} = \dot{m} \times \frac{\Delta h}{\eta}$$

$\dot{P}$ คือ กำลังงานที่คอมเพรสเซอร์ (W , J/s)

$\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (kg/s)

η คือ ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์



ภาพประกอบ 22 แสดงถึงผลการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิกับความดันที่สภาวะต่างๆ

ในเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบขนาดเล็กประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์จะไม่คงที่แต่อยู่ในช่วงขอบเขต 65 % -75 % พลังงานที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์มีมากและทำให้อุณหภูมิที่คอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้นได้จากสูตร

$$\Delta T = \frac{\Delta h}{C_p \times \eta} = \frac{T}{\eta} \left(\pi^{0.286} - 1 \right)$$

สมการนี้มีความสำคัญมากใช้ในการคำนวณคอมเพรสเซอร์และทั้งหมดของเครื่องยนต์และสามารถหาอัตราการไหลเชิงมวลของแก๊สได้จากสมการต่อเนื่อง

- $m = C \times A \times \rho$
- m คือ อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)
- C คือ ความเร็ว (m/s)
- A คือ พื้นที่หน้าตัดการไหล (m^2)
- ρ คือ ความหนาแน่นของแก๊ส (kg/m^3)

ในตอนนี้อาจคำนวณหาความเร็วในการไหลและพื้นที่หน้าตัดจึงทำให้ทราบค่าอัตราการไหลเชิงมวลกับสภาวะของแก๊ส การคำนวณหาค่าความหนาแน่นของแก๊สจำเป็นต้องรู้ค่าความดันและอุณหภูมิของแก๊สเสียก่อน

$$\rho = \frac{P}{(R \times T)}$$

P คือ ความดันสัมบูรณ์ของแก๊สในหน่วย Pascal (N/m²)

T คือ อุณหภูมิสัมบูรณ์ของแก๊ส (K)

R คือ ค่าคงที่ของแก๊สสำหรับอากาศ (0.287) J/(kg.K)

ρ คือ ความหนาแน่นของแก๊ส (kg/m³)

คอมเพรสเซอร์แบบไหลตามแนวรัศมี (radial compressor)

สำหรับแบบจำลองของ เครื่องยนต์กังหันแก๊สจะใช้เครื่องอัดอากาศแบบไหลตามแนวรัศมี เพราะเป็นแบบที่มีความทนทานที่สุดและลักษณะโครงสร้างที่ออกแบบง่าย จึงเป็นลักษณะเด่นที่ปัจจุบันนิยมใช้เครื่องอัดแบบไหลตามแนวรัศมี

เครื่องอัดแบบไหลตามแนวรัศมีสามารถสร้างได้หลายรูปแบบ แต่ละแบบจะแสดงคุณลักษณะที่หลากหลายแต่ที่นิยมหลักๆ มี 2 แบบ คือ แบบมี Cover plate และแบบไม่มีลักษณะเด่นของเครื่องอัดแบบนี้คือมีแผ่นเพลทคลุมใบพัดซึ่งออกแบบมาเพื่อหลีกเลี่ยงการสูญเสียตามช่อง เป็นผลให้เครื่องอัดเป็นแบบ enclosed wheel ลักษณะเด่นอีกข้อ คือ ส่วนโค้งของใบพัด

จากการทดลองในทางปฏิบัติได้แสดงให้เห็นว่ารูปแบบของใบพัด ทุกแบบเหมาะสมกับแบบจำลองถ้าไม่คำนึงถึงแบบที่ถูกตัดของจานใบพัด อากาศจะถูกทำให้ไหลในทิศทางของแกนการหมุนแม้ว่าภายในจานใบพัด แก๊สจะไหลตามทางเดินของใบพัดและไหลไปทางด้านนอกในทิศทางตามแนวรัศมีภายใต้อิทธิพลแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง ทำให้อากาศจะออกจากจานใบพัดและไหลที่ความเร็วสูงๆ ตัวอัดอากาศตัวถัดไปในระบบบังคับทิศทางลม จะทำให้พลังงานศักย์ตกค้างเปลี่ยนเป็นความดัน

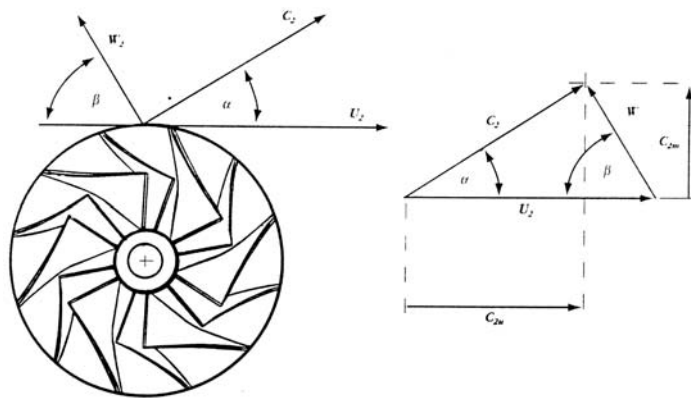
ความดันทั้งหมดที่เพิ่มขึ้นจะกระจายอยู่ระหว่างใบพัดคอมเพรสเซอร์ และระบบบังคับทิศทางลม สัดส่วนของความดันที่เพิ่มขึ้นในจานใบพัดคอมเพรสเซอร์ ความดันที่เพิ่มขึ้นในคอมเพรสเซอร์แบบไหลตามแนวรัศมี จะเปลี่ยนตามการหักเหของแก๊สในทิศทางของการเคลื่อนที่รอบนอกคอมเพรสเซอร์แบบไหลตามแนวรัศมี ความเร็วรอบนอกจะไม่คงที่และนี่เป็นข้อได้เปรียบของคอมเพรสเซอร์แบบนี้ เมื่ออากาศไหลเข้าเส้นผ่านศูนย์กลางของจานใบพัดจะเล็ก และความเร็วรอบนอกจะต่ำด้วย เมื่อเปรียบเทียบให้เห็นข้อแตกต่างที่ชัดเจน ความเร็วรอบนอกจะเข้าใกล้ความเร็วสูงสุดที่ทางออกของจานใบพัด ดังนั้นจึงต้องพัฒนาในเรื่องการหักเหทั้งหมดงานที่เกิดขึ้นสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$Y_{th} = U_2 \times C_{2u} - U_1 \times C_{1u}$$

U_1 คือ ความเร็วใบพัดที่ทางเข้า m/s

U_2 คือ ความเร็วใบพัดที่ทางออก m/s

C_{2u}, C_{1u} คือ ความเร็วในการไหลของแก๊สผ่านจานใบพัดเข้า และ ออก m/s



ภาพประกอบ 23 แสดงองค์ประกอบความเร็วในรูปเวกเตอร์

ถ้าเครื่องอัดอากาศเป็นลักษณะสเตจเดียว เมื่อแก๊สไหลเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ในลักษณะที่ไม่หมุนหมายความว่าอากาศจะไหลตั้งฉากกับด้านนอกโดยตรงที่ทางเข้าจานใบพัด ผลลัพธ์คือความเร็วไหลเข้าไม่มีองค์ประกอบของทิศทางการหมุนแสดงว่า $(U_1 \times C_{1u})$ จะเป็นศูนย์และจะได้สูตรใหม่คือ

$$Y_{th} = U_2 \times C_{2u} : [\text{m/s} \times \text{m/s} = \text{m}^2 / \text{s}^2 = \text{J/kg}] ; [1\text{J} = \text{kg.m}^2 / \text{s}^2]$$

ผลลัพธ์รวมคือต้องการพัฒนาสมการใหม่ที่มีเงื่อนไขเฉพาะที่ไม่มีการหมุนวนของของไหลที่ออกจากใบคอมเพรสเซอร์ ที่จุดนี้เราจะใช้ไดอะแกรมความเร็วจะเข้าใจได้ง่ายขึ้น ไดอะแกรมความเร็วจะเขียนในรูปของเวกเตอร์หัวลูกศรจะแสดงทิศทางการไหล ในขณะที่ความยาวของลูกศรแสดงขนาดความเร็ว ผลลัพธ์ของไดอะแกรมความเร็วเราสามารถใชตรีโกณมิติมาหาค่าที่ต้องการ

ความเร็วทั้งหมดที่ทางเข้าและออกของจานใบคอมเพรสเซอร์ จะกำหนดเป็นตัวเลข 1 และ 2 เป็นตัวห้อยตามลำดับ เราจะพิจารณาที่ความเร็วสัมบูรณ์ของแก๊สในเทอมของความเร็วสัมพัทธ์ จะใช้กับองค์ประกอบซึ่งสัมพันธ์กับใบพัดที่เคลื่อนที่ ถ้าเราสามารถควบคุมจานใบคอมเพรสเซอร์ และวัดการไหลองค์ประกอบสัมพันธ์ในจานใบพัด เราจะได้ความเร็วสัมบูรณ์โดยการรวมเวกเตอร์

ความเร็วสัมพัทธ์และความเร็วใบพัด สิ่งสำคัญขององค์ประกอบความเร็วคือต้องรู้ค่าองค์ประกอบแนวรัศมี (C_m) ความเร็วตามแนวรัศมีเป็นองค์ประกอบความเร็วสัมบูรณ์มีทิศทางตั้งฉากกับความเร็วใบพัดขนาดของ (C_m) จะคำนวณได้จากอัตราการไหลเชิงมวลของคอมเพรสเซอร์

งานที่เกิดขึ้นจะคำนวณโดยใช้องค์ประกอบความเร็วใบพัดที่ทางออก (U_2) และความเร็วในการไหลของแก๊สผ่านจานใบพัดออก (C_{2u}) ถ้าสมมุติให้ความเร็วรอบคงที่และให้ความเร็วใบพัดเพิ่มขึ้นตามความดันที่เปลี่ยนแปลงเพียงอย่างเดียวตาม (C_{2u}) มุมทางเข้าของอากาศผ่านใบพัด (β_2) ที่ชันกว่า จะทำให้องค์ประกอบนี้มีค่ามากกว่าจานใบพัดถูกทำลายครีบบใบพัดเอียง (β_2) = 90° จะให้ความดันที่สูงที่สุด ในกรณีเช่นนี้ (C_{2u}) จะมีค่าเหมือนกับ (U_2) ซึ่งจะมีค่าดังนี้

ในกรณีไหลเข้าตามแนวแกน (C_{1u}) = 0

$$Y_{th} = (U_2)^2$$

ในการใช้งานในเครื่องยนต์กังหันแก๊ส ใบพัดคอมเพรสเซอร์ที่มีแบบใบพัดโค้งมาข้างหน้า เป็นแบบพิเศษแต่จะถูกนำมาใช้ เพราะไม่เหมาะกับเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก ส่วนจานใบคอมเพรสเซอร์แบบที่มีใบพัดเอียงจะให้ประสิทธิภาพดีที่สุด สำหรับแบบเครื่องเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็กเพราะว่ามันให้ความดันสูงซึ่งจากไดอะแกรมความเร็วแสดงให้เห็นว่าความเร็วสัมบูรณ์ (C_2) ความเร็วที่อากาศไหลออกจากใบพัดคอมเพรสเซอร์จะยังคงมีค่าสูงอยู่มากอากาศจะถูกอัดให้มีความดันเพิ่มขึ้นในระบบบังคับทิศทางการไหลของอากาศ (diffuser) ที่คอมเพรสเซอร์เมื่อพลังงานศักย์ถูกปล่อยออกมา ใบคอมเพรสเซอร์ชนิดอัตราส่วนความโค้งใบพัด (retro curved) จะให้สัดส่วนพลังงานปล่อยออกมากกว่า ตัวอย่างเช่นสัดส่วนของความดันที่เพิ่มจะมากกว่า 0.5 ความเร็วที่แก๊สไหลเข้าสู่ระบบบังคับทิศทางการไหลของอากาศเนื่องจากส่วนโค้งของใบพัดตามแนวเส้นรอบวงคอมเพรสเซอร์จะมีประสิทธิภาพโดยรวมมากขึ้นถ้าจานใบพัดเป็นแบบ (retro curved)

ในทางปฏิบัติอัตราส่วนความดันที่คอมเพรสเซอร์ได้รับจะต่ำไปกว่าทางทฤษฎี มีเหตุผล 2 ประการ

1. เมื่ออากาศไหลผ่านคอมเพรสเซอร์ความสูญเสียจะเกิดขึ้นซึ่งไปลดงานที่ได้เนื่องจากการเพิ่มปริมาณของแก๊สไม่ทำให้เกิดการไหลที่แน่นอน ซึ่งเป็นผลมาจากการบังคับวิถีทางโดยตรงของใบพัด
2. การหักเหของอากาศตามแนวเส้นรอบวง จะต่ำกว่าที่คิดไว้ตามที่ได้อ้างอิงไว้ทางทฤษฎี

ผลกระทบนี้จะเรียกว่า blade slip ถ้าไม่คำนึงถึงทฤษฎีและค่าที่แท้จริงว่าอากาศเคลื่อนที่เท่าไรและมีประสิทธิภาพเท่าใด จะต้องคำนึงถึง blade slip factor (μ) และประสิทธิภาพภายใน (η) ซึ่งจากรูป (3.2) ในกรณีมี slip ความเร็วสัมผัส (W_2) ไม่อยู่ในแนวทิศของครีปและจะมีขนาดเท่ากับ (W) และในกรณีไม่มี slip (W_2) จะไหลออกตามแนวของครีป และจะมีขนาดเท่ากับ (C_{2m})

ในการคำนวณหาค่า (μ) และ (η) ทำได้ยากมากซึ่งปกติจะได้จากการทดลอง ด้วยเหตุนี้จึงมีวิธีที่ต่างออกไปคือ ใช้การคำนวณข้อมูลเบื้องต้นจากการเลือกคอมเพรสเซอร์ของเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก

การคำนวณคอมเพรสเซอร์แบบไหลตามแนวรัศมีจะใช้ตัวแปรที่ไม่มีรูปหน่วย ตัวแปรที่กำหนดคุณลักษณะของคอมเพรสเซอร์จะบอกให้รู้ถึงความดันที่ได้รับ สำหรับความดันที่คอมเพรสเซอร์เรากำหนดค่าความดัน (ψ) ดังนี้

$$\psi = \frac{2Y}{U_2^2} \left[\frac{m^2 / s^2}{m^2 / s^2} \right]$$

องค์ประกอบของความเร็วสัมบูรณ์ไม่ต้องนำมาคิดค่าความดันคอมเพรสเซอร์นั้นมีมากจนเกินขอบเขตของความเร็วรอบ เมื่อเรารู้ค่าความดันในห้องเผาไหม้แล้วจะสามารถหางานที่เกิดขึ้นและจากอัตราส่วนความดันที่สัมพันธ์กับความเร็ว (U_2) ความเร็ว สามารถคำนวณได้จากความเร็วรอบในการหมุน

สำหรับการหาค่า supply value ที่ไม่มีหน่วยหาได้จากความสัมพันธ์อัตราการไหลเชิงมวลของคอมเพรสเซอร์ คือค่าปริมาณการไหลเชิงปริมาตร (C_m) เราจะสามารถหาค่า supply value โดยที่อ้างอิงกับ (U_2) เราสามารถกำหนดค่า (ϕ) ดังนี้

$$\phi = \frac{C_{2m}}{U_2} \left[\frac{m/s}{m/s} \right] \quad ; \quad \phi = \text{supply value}$$

เราจะกำหนดค่า (ϕ) เป็นค่าการไหลของแก๊ส ที่ด้านขาเข้าและขาออกของใบคอมเพรสเซอร์ สังเกตพบว่าความเร็วตามแนวรัศมีที่ทางออกใบคอมเพรสเซอร์จะไม่มี การกระจายสม่ำเสมอ ดังนั้นจะพิจารณาค่า (C_m) เป็นปริมาณความเร็วเฉลี่ยที่ได้รับโดยสามารถหาได้จากสมการต่อเนื่อง

$$\dot{m} = C_m \times A \times \rho = A \times \phi \times U \times \rho$$

A คือ พื้นที่หน้าตัดที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์ได้จาก ($d_2 \times \pi \times b_2$)

d_2 คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดและ

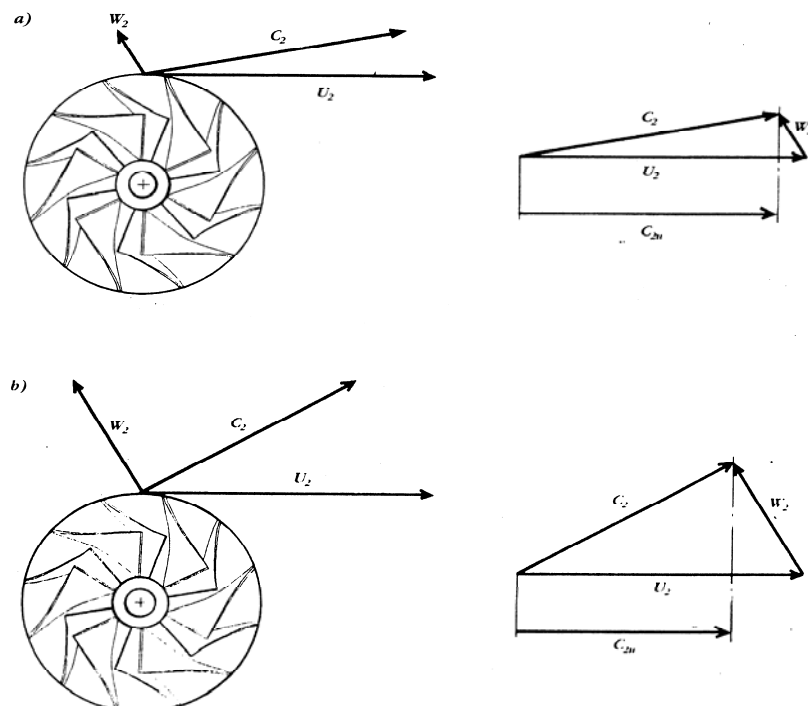
b_2 คือ เป็นความสูงของใบพัดที่ทางออก

จากทฤษฎีทั้งหมดนี้จะช่วยในการออกแบบได้ ซึ่งงานจริงที่เกิดขึ้นจะสมมุติให้เท่ากับ เอนทัลปีที่ได้รับ และจะหาค่าความดันที่งานใบพัด ได้จากสูตรดังนี้

$$\psi = \frac{2 \times C_p \times T \times (\pi^{0.286} - 1)}{U_2^2}$$

คอมเพรสเซอร์เทอร์โบชาร์ท

ในเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็ก ได้มีการนำชิ้นส่วนของเทอร์โบชาร์ทในรถยนต์เข้ามาใช้ ซึ่งเป็นจุดเริ่มต้นในการสร้างเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็ก ซึ่งใช้แบบไหลตามแนวรัศมีซึ่งมีข้อดีคือมี โครงสร้างที่แข็งแรงที่ความเร็วรอบสูงๆ เทอร์โบชาร์ทจะให้การอัดอากาศที่แน่นอนโดยหลักการ ไดนามิกส์สมดุล โดยเมื่อนำมาติดตั้งในเครื่องยนต์ ขนาดใบพัดที่เหมาะสมจะประมาณ 60 มิลลิเมตร ซึ่งก็จะได้ประสิทธิภาพประมาณ 70 - 75 % ขณะที่ตัวใบพัดที่มีขนาดใหญ่จะให้ประสิทธิภาพ ประมาณ 80% ในปัจจุบันตัวใบพัดของคอมเพรสเซอร์จะเป็นแบบโค้งถอยหลัง โดยปกติมุมทางออก ของครีปจะอยู่ระหว่าง $60^\circ - 75^\circ$ ซึ่งคอมเพรสเซอร์แบบนี้จะมีข้อดีในด้านการไหลผ่านช่องใบพัด ดังนั้นงานจำเพาะของคอมเพรสเซอร์จะแปรผันตามตามความเร็วรอบของใบพัด



Behaviour of a radial compressor at a) low throughput and b) high throughput.

ภาพประกอบ 24 แสดงองค์ประกอบความเร็วในรูปของเวกเตอร์

- (a) แสดงถึงอัตราการไหลเชิงมวลผ่านใบพัดต่ำ
- (b) แสดงถึงอัตราการไหลเชิงมวลผ่านใบพัดสูง

เมื่ออากาศถูกอัดให้มีปริมาตรเล็กลงความเร็วสัมผัสที่ผ่านช่องใบพัดจะต่ำลงจากองค์ประกอบความเร็วจะเห็นได้ว่าความเร็วสัมผัสจะมีทิศทางเดียวกับความเร็วในการทำงานของใบพัดที่ทางออกดังนั้นงานจำเพาะจะหาได้จากสูตร $Y_{th} = U \times C_{2u}$

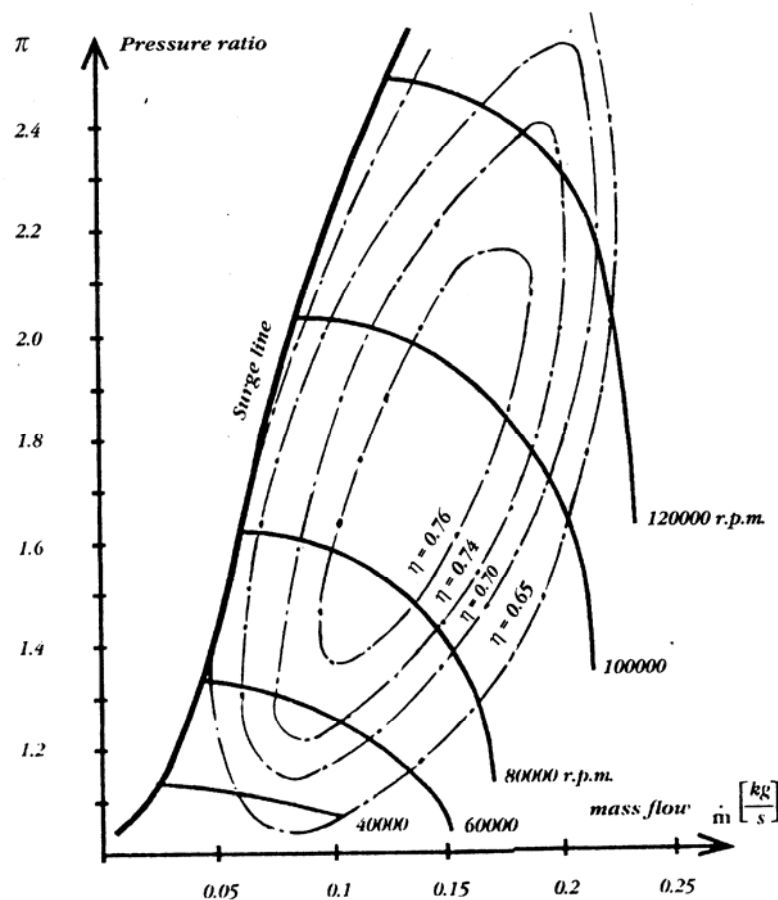
Choking

เป็นลักษณะการทำงานของคอมเพรสเซอร์ที่ความเร็วรอบค่าหนึ่ง ถึงแม้จะอัดอากาศเต็มที่แล้วก็ไม่สามารถเพิ่มอัตราการไหลได้มากกว่านี้ ซึ่งจุดนี้จะเป็นจุดที่มีอุปกรณ์ในคอมเพรสเซอร์บางตัวทำงานด้วยสภาวะความเร็วเสียง (Sonic Condition) ซึ่งจะไม่สามารถให้อัตราการไหลเชิงมวลได้มากกว่าจุดนี้ได้อีกแล้ว

สำหรับคอมเพรสเซอร์จุดที่น่าจะเป็นสาเหตุก็จะมีอยู่ด้วยกัน 3 จุดคือ

1. บริเวณทางเข้าของใบพัด
2. บริเวณทางเข้าของดิฟฟูเซอร์
3. บริเวณทางเข้า Guide Vane

10. กราฟแสดงคุณลักษณะคอมเพรสเซอร์ (Compressor characteristic graph)



Typical compressor characteristic graph of a turbo-charger compressor with retro-curved blades. Other characteristic graphs are illustrated in Gert Hack's book "Turbo cars, turbo-engines" from Motorbuchverlag, Stuttgart [German].

ภาพประกอบ 25 กราฟแสดง

กราฟแสดงคุณลักษณะคอมเพรสเซอร์จะเป็นข้อมูลที่ดีสำหรับคอมเพรสเซอร์ ปกติจะแสดงในรูปของกราฟไดอะแกรมจะบ่งบอกถึงข้อมูลในการออกแบบที่จำเป็นต่างๆ ในตัวใบพัดคอมเพรสเซอร์ ถึงแม้ว่ากราฟแสดงคุณลักษณะคอมเพรสเซอร์จะหาค่าที่ต้องการทราบได้ในทันที แต่ว่าในทางปฏิบัตินั้นค่าที่ได้ออกมาถือว่ายังไม่สมบูรณ์เพียงพอในการออกแบบจากกราฟในแนวนอน x จะแสดงถึงการไหลของมวลอากาศที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ และในแนวนอน y แสดงถึงอัตราส่วนความดัน จากไดอะแกรมจะมีเส้นแสดงคุณลักษณะประสิทธิภาพความดันและไดอะแกรมความเร็วรอบในการหมุน

Surging

ลักษณะการทำงานของคอมเพรสเซอร์ที่มีการเปลี่ยนอัตราการไหลจะมีผลต่อคอมเพรสเซอร์อย่างไรจะดูได้จากเส้นโค้งแสดงคุณลักษณะแบ่งเป็น 2 ช่วง

1. ความชันด้านลบ (Negative Slope) ถ้าลดอัตราการไหลอัตราส่วนความดันจะเพิ่ม แต่ถ้าอัตราการไหล เพิ่มความดันจะลดลง

2. ความชันด้านบวก (Positive Slope) ถ้าลดอัตราการไหลอัตราส่วนความดันจะลดลง ด้วยแต่ถ้าอัตราการไหลเพิ่มความดันจะเพิ่มตามลักษณะดังกล่าวจะทำให้เกิดความเปลี่ยนแปลงของความดันเนื่องจากการเปลี่ยนอัตราการไหลซึ่งจะหลีกเลี่ยงช่วงที่เป็นความชันด้านบวก

บทที่ 3

การออกแบบและการคำนวณ

ในการออกแบบเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็กนั้น มีองค์ประกอบหลายด้านด้วยกันหลายอย่าง แต่เนื่องจากทางผู้จัดทำ ได้ใช้ชิ้นส่วนบางส่วนมาเป็นส่วนประกอบในการสร้างเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็กในครั้งนี้ โดยชิ้นส่วนที่ทางผู้จัดทำนำมาใช้เป็นส่วนประกอบหลักในการสร้างครั้งนี้ได้แก่ อุปกรณ์คอมเพลสเซอร์และเทอร์ไบน์ ที่ได้มาจาก ระบบเทอร์โบชาร์จจอร์ยยนต์นิสสัน ซึ่งเป็นรุ่น RB-20

ดังนั้นในการออกแบบจะมีขั้นตอนการออกแบบโดยใช้ค่าต่างๆที่เราได้มาจากชิ้นส่วนของระบบเทอร์โบชาร์จเจอร์มาใช้เป็นองค์ประกอบหลักในการคำนวณ

1. การออกแบบอุปกรณ์บังคับการเคลื่อนที่ของอากาศ (Diffuser system)

ดิฟฟิวเซอร์ หรืออุปกรณ์บังคับการเคลื่อนที่ของอากาศจะทำงานร่วมกับตัวใบพัดคอมเพรสเซอร์ เมื่ออากาศผ่านเข้าคอมเพรสเซอร์จะถูกใบพัดเหวี่ยงอากาศให้เคลื่อนที่ไปยังส่วนปลายใบพัดเกิดแรงหนีศูนย์กลางขึ้น ตัวใบพัดออกแบบให้อากาศเกิดการเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงและเกิดการอัดขึ้น เมื่อแก๊สไหลออกจากปลายใบพัดจะไหลเข้าสู่ส่วนดิฟฟิวเซอร์ ซึ่งจะทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานจลน์จากความเร็วปลายใบพัดเป็นความดันสถิต (Static Pressure) ที่สูงขึ้นและกระบวนการไหลเป็นแบบอเดียแบติก โดยขณะที่อากาศถูกผลักให้เคลื่อนที่ผ่านไปที่ปลายใบพัดอากาศจะถูกบังคับให้อัดตัวแล้วส่งต่อไปให้ท่อรวมอากาศเพื่อที่จะส่งต่อไปยังห้องเผาไหม้อีกที

ในการออกแบบระบบบังคับการเคลื่อนที่ของอากาศนั้น เราจะเริ่มจากการที่เราต้องรู้ขนาดต่างๆ ของ คอมเพลสเซอร์ ซึ่งจากการที่เราได้ทำการวัดจากชิ้นงานจริงทำให้เราได้ทราบค่าต่างๆ ดังนี้

Outlet diameter	54	mm.
Inlet diameter	40	mm.
Tip height	6	mm.
Blade tip angle	65	degree
Boss	12	mm.

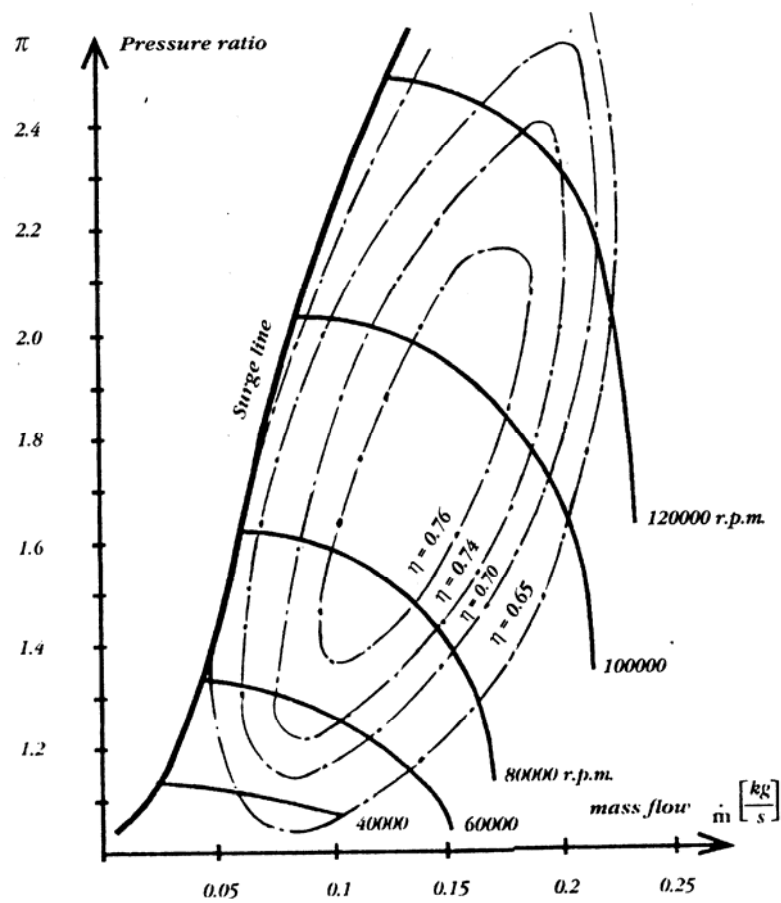
สมมุติให้ประสิทธิภาพ (η) 74%

จากการที่เราได้ทราบถึงคุณลักษณะในส่วนต่างๆของคอมเพลสเซอร์ทำให้เราสามารถคำนวณหาความเร็วที่ทางออกของคอมเพลสเซอร์ (U) ได้ดังนี้

$$U = \frac{n \times d_2 \times \pi}{60} \quad (3.1)$$

$$= \frac{100,000 \text{ rev/min} \times 0.054 \text{ m} \times 3.14}{60 \text{ s/min}}$$

$$= 282.60 \text{ m/s}$$



Typical compressor characteristic graph of a turbo-charger compressor with retro-curved blades. Other characteristic graphs are illustrated in Gert Hack's book "Turbo cars, turbo-engines" from Motorbuchverlag, Stuttgart [German].

ภาพประกอบ 26 กราฟแสดงคุณลักษณะของคอมเพรสเซอร์

จากกราฟแสดงคุณลักษณะคอมเพรสเซอร์ พบว่าช่วงที่คอมเพรสเซอร์ทำงานได้ประสิทธิภาพสูงสุดจะอยู่ในช่วงอัตราการไหลเชิงมวล 0.135 ถึง 0.175 กิโลกรัม / วินาที ซึ่งแรงผลักดันที่เกิดในแบบจำลองจะเป็นสัดส่วนกับอัตราการไหลเชิงมวล ซึ่งในระบบดิวไฟเซอร์ในแบบจำลองต้องการอัตราการไหลเชิงมวล 0.16 กิโลกรัม / วินาที และจากกราฟแสดงคุณลักษณะคอมเพรสเซอร์ทำให้ทราบว่าในระบบดิวไฟเซอร์ที่อัตราการไหลเชิงมวล 0.16 กิโลกรัม / วินาที และที่ความเร็วรอบ 100,000 รอบ / นาที จะได้อัตราส่วนความดันประมาณ 1.88

จุดประสงค์ของการคำนวณคือต้องการให้เห็นภาพรวมทั้งหมดของสภาวะการไหลที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์วิล และทางเข้าดิวไฟเซอร์อัตราส่วนความดันที่สูงเป็นผลมาจากการอัดตัวของอากาศที่คอมเพรสเซอร์ อัตราส่วนความดันที่คอมเพรสเซอร์จะเท่ากับอัตราส่วนที่ดิวไฟเซอร์ และอัตราส่วนความดันทั้งหมดเป็นผลมาจากอัตราส่วนความดันทั้งสองตัวนี้แสดงออกมาในรูปของสมการได้ดังนี้

$$P_t = P_c \times P_d ; \quad P_c = P_d$$

$$\therefore P_t = P_d \times P_d ; \quad P_t = P_d^2$$

คำนวณอัตราส่วนความดันหลังจากที่ผ่านจานใบพัดคอมเพรสเซอร์ได้ดังนี้

$$\therefore P_d = \sqrt{P_t} \quad (3.2)$$

$$\sqrt{1.88} = 1.37$$

ให้ประสิทธิภาพ (η) 74% ที่อุณหภูมิเริ่มต้น 303°K (30°C) จะหาอุณหภูมิอากาศที่เพิ่มขึ้นได้จากสูตร

$$\Delta T = \frac{T}{\eta} (\pi^{0.286} - 1) \quad (3.3)$$

$$\Delta T = \frac{303K}{0.74} \times (1.37^{0.286} - 1)$$

$$= 38.58 \text{ K}$$

ขณะเดียวกันความหนาแน่นของแก๊สที่เพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น

$$341.58 \text{ K} = (303 + 38.58)$$

คำนวณได้จากสูตร

$$\rho = \frac{P}{(R \times T)} \quad (3.4)$$

$$\rho = \frac{1.37 \times 101,300 \text{ Pa}}{341.6 \text{ K} \times 287 \text{ J / (kg.K)}}$$

$$= 1.416 \text{ kg/m}^3$$

จากสมการความต่อเนื่องจะสามารถคำนวณหาความเร็วตามแนวรัศมี (C_m) ที่พื้นที่หน้าตัดรูปทรงวงแหวนที่รอบโรเตอร์คำนวณได้จากสูตร

$$\dot{m} = C \times A \times \rho \quad ; \quad C = \frac{\dot{m}}{A \times \rho} \quad (3.5)$$

$$C_m = \frac{0.16 \text{ kg/s}}{1.416 \text{ kg/m}^3 \times 3.14 \times 0.059 \text{ m} \times 0.005 \text{ m}}$$

$$= 118.30 \text{ m/s}$$

ผลที่ได้จากการคำนวณนี้จะนำไปหาค่า Supply Value ได้ดังนี้

$$\frac{C_m}{U_2} = \frac{118.3}{282} = 0.419 \quad (3.6)$$

ค่า Supply Value ที่ได้มานี้จะเป็นของเทอร์โบชาร์จวีล ดังที่แสดงให้เห็นในกราฟแสดงคุณลักษณะ ถ้าไม่มีกราฟแสดงคุณลักษณะก็สมมุติค่านี้แต่ วีลเป็นแบบที่แผ่รัศมีออกสู่ปลายครีบจะทำให้ค่า Supply Value ต่ำกว่าดังนั้นประมาณค่าอยู่ในช่วง 0.25 ถึง 0.27

เมื่อรู้ความเร็วใบพัด (U_2) ความเร็วตามแนวรัศมี (C_m) และมุมปลายคิริบใบพัด (β_2) จะคำนวณหาความเร็วทั้งหมดได้ดังนี้

$$C_{2u} = U_2 - \left(\frac{C}{\tan \beta} \right) \quad (3.7)$$

$$= 282 - \left(\frac{118.3}{\tan 65^\circ} \right)$$

$$= 226.8 \text{ m/s}$$

ขั้นตอนสุดท้ายของการคำนวณอธิบายจากมุมการไหลออก (α) ซึ่งหาจากสมการ

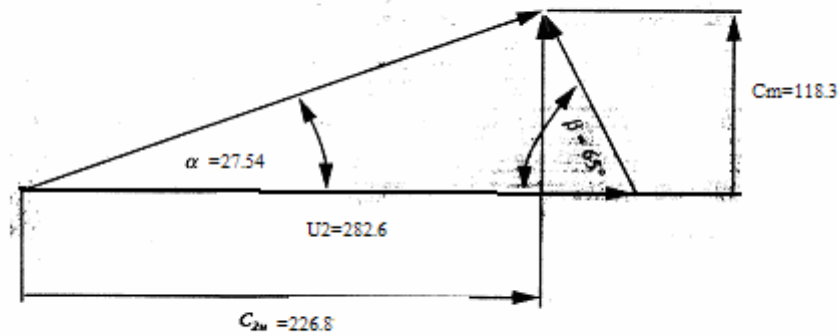
$$\tan (\alpha) = \frac{C_m}{C_{2u}} \quad (3.8)$$

$$= \frac{118.3}{226.8}$$

$$= 0.52$$

$$\alpha = 27.54$$

มุมที่แก๊สไหลออกจากล้อจะมีค่าดังนี้ ($\alpha = 27.54^\circ$) มุมนี้จะคงที่อย่างนี้หลังจากแก๊สไหลผ่านใบพัดเป็นวงแหวนอากาศด้วยความกว้างคงที่ จึงทราบว่าใบพัดดีฟิวเซอร์ควรจะตั้งค่าที่มุม 27°



The speed plan for the calculated example.

ภาพประกอบ 27 แสดงไดอะแกรมความเร็วของดัดฟิวเซอร์

2. การคำนวณและออกแบบชุดกังหัน

สำหรับส่วนของกังหันแก๊สมีบทบาทอย่างมาก ในการควบคุมพลังงานกลที่เกิดขึ้นจากการ ผลักดันของแก๊สร้อนต่อกังหัน การส่งต่อกำลังมาขับเคลื่อนเพรสเชอร์และอุปกรณ์อื่น โดยลักษณะ พื้นฐานแล้วใบกังหัน คือแผ่นจานซึ่งหมุนในลักษณะสมดุลโดยมีใบพัดซึ่งเป็นโลหะผสม กังหันอาจมี ชุดเดียวหรือหลายชุดก็ได้ขึ้นอยู่กับความต้องการงานส่งออกที่ต้องใช้แต่ในเครื่องยนต์กังหันแก๊สนี้ ออกแบบให้มีชุดเดียว ส่วนของแก๊สร้อนที่เกิดจากการสันดาปได้รับการออกแบบให้แก๊สร้อน สามารถเคลื่อนตัวไปในทิศทางที่ทำให้เกิดแรงผลักดันสูงสุด หรือ มีทิศทางตั้งฉากกับกังหันให้มากที่สุด จากนั้นแก๊สร้อนจะถูกระบายออกไปทางด้านท้ายส่วนหาง ในชุดกังหันประกอบไปด้วยหัวฉีด ไกด์เวน (nozzle guide vane) และ โรเตอร์ ผลกระทบทั้งหมดที่เกิดในกระบวนการเป็นผลมาจาก ความร้อนที่ตกลง อัตราส่วนของงานที่ส่งผ่านมาจากใบพัดโรเตอร์จะแสดงออกมาในรูปของ อัตราส่วนระดับแรงปฏิกิริยา (r)

คำนวณได้จากสูตร

$$r = \frac{\Delta h_{\text{blades}}}{\Delta h_{\text{stage}}} \quad (3.9)$$

($\Delta h_{\text{blades}}, \Delta h_{\text{stage}}$) ในโรเตอร์จะตกลงและแสดงในรูปของเอนทัลปีในหน่วย (J/kg) ในทางปฏิบัติการออกแบบเทอร์ไบน์จะตั้งค่า ระดับแรงปฏิกิริยา (r) ประมาณ 0.5 เพื่อที่ความร้อนที่ตกลง (Δh_{stage}) จะแบ่งออกเท่าๆกันระหว่างหัวฉีดไกด์เวนกับโรเตอร์ เอนทัลปีที่ตกลงทั้งหมดในสเตจสามารถคำนวณหาได้จากสูตร

$$\Delta h_{\text{stage}} = C_p \times T \times (\pi^{0.286} - 1) \quad (3.10)$$

เมื่อแก๊สได้รับความร้อนจะเกิดการขยายตัวทำให้ความเร็วในการไหลไร้ความเสียดทาน

$$C = \sqrt{2 \times \frac{\Delta h}{2}} = \sqrt{\Delta h} \quad (3.11)$$

แรงผลักดันในเครื่องยนต์คำนวณได้ดังนี้

$$F_u = \dot{m} \times \Delta w_u ; \quad \Delta w_u = w_2 - w_1 \quad (3.12)$$

F_u คือ แรงตามแนวเส้นรอบวง (N)

Δw_u คือ ความเร็วแก๊สแตกต่าง (m/s)

w_1 คือ ความเร็วสัมผัสที่ทางเข้าโรเตอร์ (m/s)

w_2 คือ ความเร็วสัมผัสที่ทางออกโรเตอร์ (m/s)

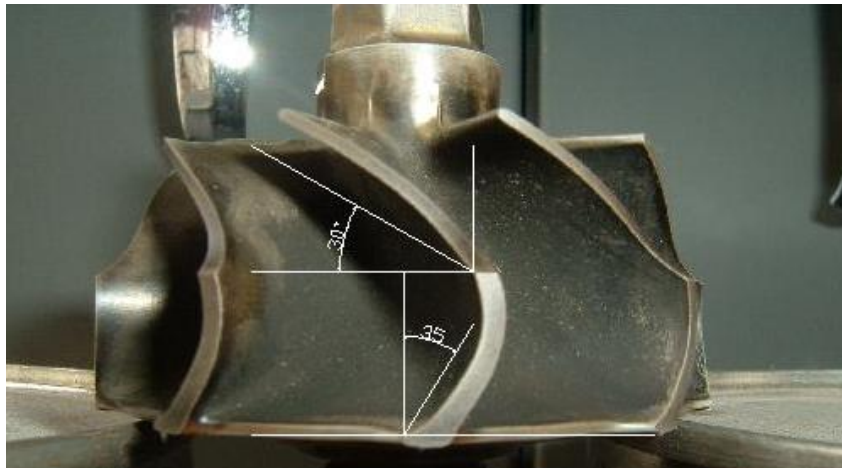
กำลังงานทางทฤษฎีที่เทอร์ไบน์สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$P = F_u \times U = \dot{m} \times \Delta w_u \times U \quad (3.13)$$

P คือ กำลังงานทางทฤษฎีที่เทอร์ไบน์ (Watts)

U คือ ความเร็วเฉลี่ยใบพัดเทอร์ไบน์ (m/s)

ในส่วนของตัวกังหันนั้น ทางผู้จัดทำได้ใช้ชิ้นส่วนกังหันจากระบบเทอร์โบชาร์จเจอร์ ของ รถยนต์ดีเซลรุ่น RB-20 เช่นกัน ซึ่งในการที่จะออกแบบและคำนวณระบบ NGV (Nozzle guide vane) นั้นเราต้องทราบค่าต่างๆของชุดกังหัน



ภาพประกอบ 28 แสดงมุมของชุดกังหัน

ค่าต่างๆ ของชุดกังหันที่ได้จากการวัดมีค่าดังนี้คือ

Inlet diameter	51	mm.
Blade tip angle	35	degree
ส่งจ่ายอากาศที่	0.152	kg.
อัตราส่วนความดัน	1.76	
ความเร็วรอบในการหมุน	76,000	rpm.
อุณหภูมิสูงสุดของแก๊ส	650	องศาเซลเซียส

เราสามารถหาค่าเอนทัลปีรวมของระบบได้จากสมการ

$$\Delta h_{\text{stage}} = C_p \times T \times (\pi^{0.286} - 1) \quad (3.14)$$

$$\Delta h_{\text{stage}} = 1000 \times 923 \times (1.76^{0.286} - 1)$$

$$\Delta h_{\text{stage}} = 853.324 \quad \text{kJ/kg}$$

จากโมเมนต์ดัมแรงดล แรงเป็นปริมาณเวกเตอร์ในทิศทางการเคลื่อนที่ของใบกังหันมีค่าเท่ากับการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์ของของไหลในทิศทางการเคลื่อนที่ หรือ

$$F = \dot{m}(V_{s1} \cos \theta - V_{s2} \cos \delta) \quad (3.15)$$

โดย

$V_{s1} \cos \theta$ คือ ความเร็วเข้าของการหมุน

$V_{s2} \cos \theta$ คือ ความเร็วออกของการหมุน

จากสมการหัวฉีด ทำให้ได้สมการ ของ V_{s1} คือ

$$V_{s1} = \sqrt{2gc\Delta h} \quad (3.16)$$

โดยที่

g_c มีค่าเท่ากับ 1 kg.m/N.s^2

เพราะฉะนั้นค่า V_{s1} มีค่าเท่ากับ 1306 m/s

ถ้าเรากำหนดให้ θ มีค่าเท่ากับ 20 องศา

$$V_{s1} \cos \theta = 1227.24 \quad \text{m/s}$$

ดังนั้น

$$\begin{aligned} V_{B,opt} &= (V_{s1} \cos \theta) / 2 \\ &= 613.619 \quad \text{m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{r1} \sin \phi &= V_{s1} \sin \theta \\ &= 446.67 \quad \text{m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{r2} \cos \phi &= V_{s1} \cos \theta - V_B \\ &= 613.619 \quad \text{m/s} \end{aligned}$$

เพราะฉะนั้น

$$\phi = 36.05$$

แต่มุมของชุดกังหันมีค่าเท่ากับ 35 องศา เราจึงมีการสมมุติ มุม θ ใหม่ให้มีค่า เท่ากับ 21 องศา ทำให้เราได้ค่าของ ϕ ใหม่ ซึ่งมีค่าเท่ากับ 34.555 องศา เมื่อเราได้ค่าของมุมใหม่ที่ได้ทำให้เราทราบค่าของมุม θ ที่แน่นอนที่ทำให้ ϕ มีค่าได้เท่ากับ 35 ได้ เนื่องจาก สมการเป็นแบบ linear เพราะฉะนั้น θ จะเท่ากับ 19.3 องศา

3. การเผาไหม้เชื้อเพลิง

การเผาไหม้เป็นปฏิกิริยาทางเคมีที่เกิดขึ้นอย่างรวดเร็วระหว่าง เชื้อเพลิงกับออกซิเจน เมื่อเกิดปฏิกิริยาเคมีพลังงานเคมีที่สะสมอยู่ในอะตอมของเชื้อเพลิงและออกซิเจนจะถูกปลดปล่อยออกมาในรูปของความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อม การเผาไหม้แบบนี้ถือว่าเป็นปฏิกิริยาแบบเอ็กโซเทอร์มิก (exothermic reaction) ทำให้อุณหภูมิของสารผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงสูงขึ้น ถ้าอัตราการปล่อยพลังงานมีมากกว่าอัตราการสูญเสียพลังงานให้กับสิ่งแวดล้อม อุณหภูมิของสารผสมก็จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ มีผลทำให้สารผสมที่ใกล้เคียงเกิดปฏิกิริยาตามและเกิดการเผาไหม้ต่อเนื่อง

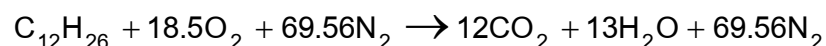
การสันดาปอย่างสมบูรณ์ (Complete Combustion)

การสมดุลย์สมการเคมี (stoichiometry) ก็เพื่อคำนวณหาปริมาณอากาศที่ใช้ในการทำปฏิกิริยากับเชื้อเพลิง เพื่อให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ แล้วเกิดเป็นสารประกอบของ ไนโตรเจน น้ำ และคาร์บอนไดออกไซด์ สมการที่ใช้ในการทำสมดุลย์สมการเคมีของเชื้อเพลิงที่มีธาตุ คาร์บอน (C), ไฮโดรเจน (H), ออกซิเจน (O), ไนโตรเจน (N), ซัลเฟอร์ (S) จะได้ดังนี้

$$C_u H_v O_w N_x S_y + (u + \frac{v}{4} - \frac{w}{2} + y)(O_2 + 3.76N_2)$$

ในการสันดาปต้องใช้อากาศซึ่งประกอบด้วย ออกซิเจน (O_2) 21% และไนโตรเจน (N_2) 79% โดยปริมาตร อากาศจึงมีสูตรทางเคมี คือ $(O_2 + 3.76N_2)$ ซึ่งน้ำมันก๊าดจะอยู่ในกลุ่มของ พาราฟิน (Parafin) ซึ่งมีสูตรทั่วไปทางเคมีคือ $C_n H_{2n+2}$

สมการการสันดาปโดดีเคนอย่างสมบูรณ์ (Dodecane or Kerosene) ดังนั้นสมการการเผาไหม้ของน้ำมันก๊าด (kerosene) กับอากาศสามารถเขียนได้เป็น



$$170 \text{ kg} + 592 \text{ kg} + 1,947.68 \text{ kg} \rightarrow 528 \text{ kg} + 234 \text{ kg} + 1,947.68 \text{ kg}$$

$$1 \text{ kg} + 3.48 \text{ kg} + 11.46 \text{ kg} \rightarrow 3.11 \text{ kg} + 1.38 \text{ kg} + 11.46 \text{ kg}$$

$$1 \text{ kg} + 14.94 \text{ kg of Air} \rightarrow 15.94 \text{ kg of product}$$

∴ มวลโมเลกุลเฉลี่ยของน้ำมันก๊าด

$$C_{12}H_{26} = \frac{(12 \times 12) + (26 \times 1)}{1,000}$$

$$= 0.17 \text{ kg}$$

∴ มวลของอากาศที่ stoichiometric

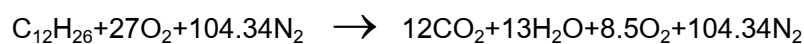
$$18.5O_2 + 69.56N_2 = \frac{(18.5 \times 2 \times 16) + (69.56 \times 2 \times 14)}{1,000}$$

$$= 2.54 \text{ kg}$$

$$\therefore \text{stoichiometric air fuel ratio (by mass)} = \frac{2.54}{0.17} = 14.94 : 1$$

การหาอุณหภูมิในห้องเผาไหม้

การคำนวณค่าความร้อนของเชื้อเพลิงที่สภาวะปกติโดยตั้งสมมุติฐานที่ 1 atm และ 100 °C และ มีการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ที่ 150 % - 200 % ซึ่งจะคำนวณหาอุณหภูมิที่ได้จากการสันดาปดังนี้



สาร	h_f° (kJ/kmol)	h_{373k}° (kJ/kmol)	h_{423k}° (kJ/kmol)	h_{473k}° (kJ/kmol)
↓	↓	↓	↓	↓
$C_{12}H_{26}$ (g)	-291,010	0	0	0
O_2	0	10,899	12,405.20	13,934.70
N_2	0	10,850.60	12,312.90	13,781.50
H_2O	-241,820	12,433.30	14,146.50	15,881.70
CO_2	-393,520	12,269.20	14,332.60	16,483

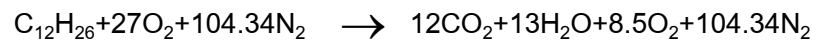
$$\text{จากสูตร } \sum N_p (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r \bar{h}_{f,r}^\circ = (N \bar{h}_f^\circ)_{C_{12}H_{26}}$$

ที่ 100 %

$$\therefore 12CO_2 + 13H_2O + 69.56N_2 = 8,638,521 \text{ kJ}$$

$$\text{จะได้ } T_{\text{prod}} = 2,468 \text{ K หรือ } 2,195^\circ\text{C}$$

ที่ 150 %



$$12 \times (-393,520 - 14,332.6) + 13 \times (-241,820 - 14,146.5) + 104.34 \times (12,312.9)$$

$$= (1 \text{ kmol } C_{12}H_{26})(-291,010)$$

$$12 \bar{h}_{CO_2} + 13 \bar{h}_{H_2O} + 8.5 \bar{h}_{O_2} + 104.34 N_2 = (2,298,362.548 - 291,010 + 7,865,900)$$

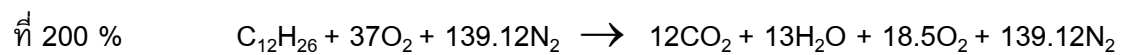
$$= 9,873,252.548 \text{ kJ}$$

$$(9,873,252.548)/(12 + 13 + 8.5 + 104.34) = 71,628.4 \text{ kg/mol}$$

$$\begin{aligned} \text{ลองคิดที่ } 2,000 \text{ K} \quad & (12 \times 100,804) + (13 \times 82,593) + (8.5 \times 67,881) + (104.34 \times 64,810) \\ & = 9,622,621 \text{ kJ} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ลองคิดที่ } 2,100 \text{ K} \quad & (12 \times 106,864) + (13 \times 87,735) + (8.5 \times 71,668) + (104.34 \times 68,417) \\ & = 10,170,731 \text{ kJ} \end{aligned}$$

$$\therefore \text{ประมาณค่า (Interpolate) จะได้ } 2,046 \text{ K} = 1,773^\circ\text{C}$$



$$12\bar{h}CO_2 + 13\bar{h}H_2O + 18.5\bar{h}O_2 + 139.12\bar{h}N_2 = (2,579,332 - 291,010 + 7,865,900)$$

$$= 10,154,222 \text{ kJ}$$

ลองคิดที่ 1,600 K $(12 \times 76,944) + (13 \times 62,748) + (18.5 \times 52,961) + (139.12 \times 50,571)$

$$= 9,754,268 \text{ kJ}$$

ลองคิดที่ 1,700 K $(12 \times 82,856) + (13 \times 67,589) + (18.5 \times 56,652) + (139.12 \times 54,099)$

$$= 10,447,244 \text{ kJ}$$

∴ ประมาณค่า (Interpolate) จะได้ $1,658 \text{ K} = 1,385 ^\circ\text{C}$

ดังนั้น วัสดุที่จะใช้ทำ Combustion Chamber จึงจำเป็นต้องสามารถทนความร้อนได้สูง
สำหรับเครื่องยนต์ Gas turbine ที่ออกแบบนี้จะใช้วัสดุ Stainless Steel ชนิด 316

บทที่ 4

การทดสอบและวิเคราะห์ผลการทดสอบ

หลังจากการคำนวณและออกแบบเครื่องทางผู้จัดทำได้ทำการสร้างเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก โดยใช้ระยะเวลาสร้างประมาณสองเดือน แล้วจึงได้ทำการทดสอบเครื่อง



ภาพประกอบ 29 แสดงชิ้นส่วนของเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก



ภาพประกอบ 30 แสดง Nozzle guide vane



ภาพประกอบ 31 แสดง Diffuser



ภาพประกอบ 32 แสดง Shaft Tunn



ภาพประกอบ 33 แสดง Front Cover



ภาพประกอบ 34 แสดง Housing



ภาพประกอบ 35 แสดง Combustion Chamber



ภาพประกอบ 36 แสดง Compressor Wheel



ภาพประกอบ 39 แสดงขณะทำการประกอบเครื่องยนต์เจ็ท



ภาพประกอบ 40 แสดงด้านหลังของเครื่องยนต์เจ็ท



ภาพประกอบ 41 แสดงด้านหน้าของเครื่องยนต์เจ็ท



ภาพประกอบ 42 แสดงด้านข้างของเครื่องยนต์เจ็ท

1. เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

- 1.1 เทอร์โมมิเตอร์ 1 ชุด
- 1.2 เชื้อเพลิง ประกอบด้วย
 - 1.2.1 น้ำมันเชื้อเพลิง JET A-1
 - 1.2.2 น้ำมันเครื่อง ยี่ห้อ AERO-SHELL
 - 1.2.3 แก๊สกระป๋อง
- 1.3 Spark lighter
- 1.4 ท่อลม
- 1.5 อุปกรณ์ควบคุมการจ่ายน้ำมัน
- 1.6 ปากกาจับชิ้นงาน
- 1.7 ถังดับเพลิง

2. ขั้นตอนการเตรียมพร้อมการทดลอง

ทำการประกอบเครื่องยนต์ เข้ากับเครื่องมือทดสอบ ดังภาพ

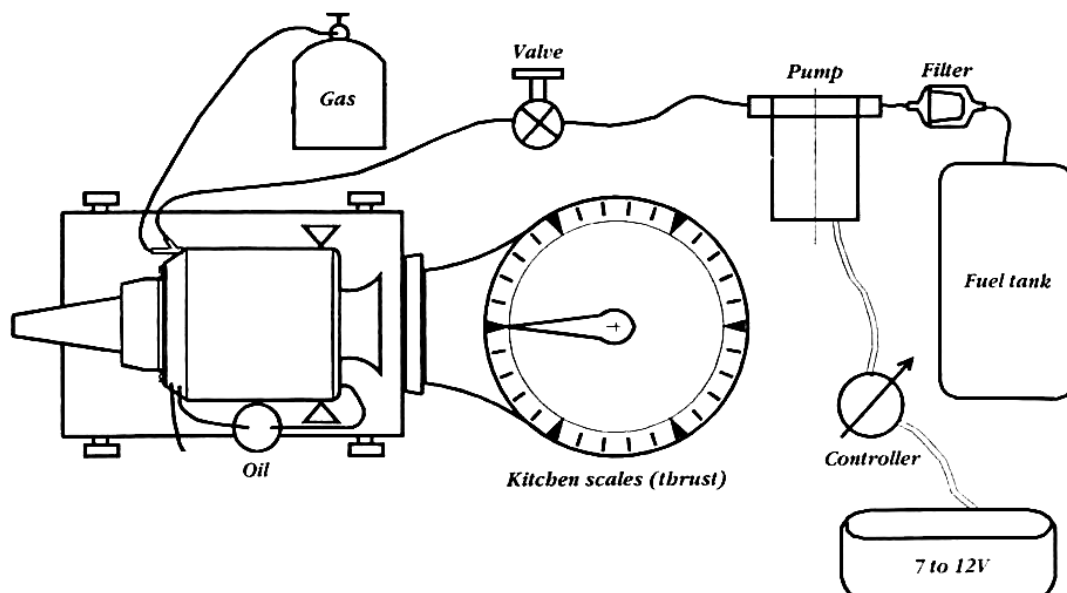


Diagram of the engine connections on the test stand.

ภาพประกอบ 43 ไดอะแกรมแสดงการติดตั้งเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็กในการทดสอบ



ภาพประกอบ 44 แสดงการติดตั้งเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็กในการทดสอบ

3. ขั้นตอนการสตาร์ทเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก

หลังจากทำการติดตั้งอุปกรณ์ พร้อมทำการทดสอบเรียบร้อยแล้ว ต่อจากนั้นก็จะเป็นการสตาร์ทเครื่องเพื่อทำการทดสอบ โดยในการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทนั้น มีขั้นตอนดังต่อไปนี้

3.1 ทำการตรวจสอบบริเวณที่จะทำการทดสอบไม่ให้มีเศษกระดาษ หรือเศษผ้า หรือสิ่งสกปรกต่างๆ ที่สามารถปลิวได้ เนื่องจากในขณะที่ทำการทดลอง เครื่องยนต์อาจดูดสิ่งพวกนั้นเข้าไปในเครื่อง ซึ่งจะทำให้เกิดอุบัติเหตุและการเสียหายแก่เครื่องยนต์ขึ้นมาได้

3.2 ตรวจสอบข้อต่อที่ต่อเข้ากับเครื่องยนต์ให้แน่น ทุกข้อต่อเพื่อป้องกันการรั่วที่อาจเกิดขึ้นได้

3.3 เริ่มทำการสตาร์ทเครื่องโดยทำการเริ่มปล่อยน้ำมันเข้าไปในเครื่องยนต์เล็กน้อยเพื่อให้ น้ำมันเครื่อง เข้าไปหล่อลื่นแบริ่ง

3.4 ใช้อากาศฉีดเข้าไปทางด้านหน้าของเครื่องยนต์ (ด้านคอมเพรสเซอร์) เครื่องยนต์จะเริ่มหมุน สังเกตสิ่งผิดปกติต่างๆที่อาจเกิดขึ้น โดยสังเกตที่การสั่นและเสียงของเครื่องยนต์

3.5 ทำการเปิดวาล์วแก๊สเพื่อปล่อยแก๊สให้เข้าสู่เครื่องยนต์ จากนั้นใช้ Spark- lighter ทำการจุดทางด้านหลังของเครื่อง (ด้าน ชุดกังหัน) สังเกตว่าจะมีเสียงดังตื๊บเกิดขึ้น จากนั้นให้สังเกตที่เทอร์โมมิเตอร์ ว่าอุณหภูมิขึ้นหรือไม่

3.6 เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น หมายถึงเครื่องยนต์เริ่มทำงานให้ทำการปล่อยน้ำมัน โดยทำการปรับคอนโทรลเลอร์ โดยค่อยๆทำการปล่อยน้ำมันเข้าไปทีละช้าๆ ตอนนี้เครื่องจะทำงานให้เราทำการทำการปรับน้ำมันเพิ่มไปเรื่อยๆ และค่อยๆ นำเอาสายลมที่ฉีดอากาศเข้าไปออก สังเกตว่าเครื่องยนต์จะสามารถทำงานได้ด้วยตัวเองโดยไม่ใช้อากาศอัดเข้าไปช่วยในการทำงาน

4. ขั้นตอนการดับเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก

เมื่อจะทำการดับเครื่องยนต์เจ็ทมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

4.1 เมื่อจะทำการดับเครื่อง ให้เราทำการเตรียมสายลม

4.2 หลังจากเตรียมสายลมให้เราเริ่มทำการปิดน้ำมันโดยทำการค่อยๆปรับคอนโทรลเลอร์น้ำมัน ให้ลดลงเรื่อยๆ

4.3 หลังจากทำการปิดคอนโทรลเลอร์น้ำมัน ให้ใช้สายลมฉีดอากาศเข้าไปที่ด้านหน้าของเครื่องยนต์ (ทางด้านคอมเพรสเซอร์) เพื่อให้เครื่องยนต์เย็นตัวลง สักครู่

4.4 เมื่อทำการปิดเครื่องยนต์เสร็จ ให้ทำการตรวจสอบส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์

5. ข้อควรระมัดระวัง

5.1 เมื่อทำการสตาร์ทเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก หากมีข้อบกพร่อง หรือสิ่งผิดปกติควรดับเครื่องยนต์ในทันที

5.2 ตรวจสอบชุดอุปกรณ์ ทุกชิ้นก่อนทำการทดสอบ ให้แน่นหนา

5.3 ควรมีอุปกรณ์ ป้องกันไฟไหม้ ขณะทำการติดเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก

5.4 ขณะทำการทดลอง ห้ามมีบุคคลยืนทางด้านหลังเครื่องยนต์โดยเด็ดขาด

5.5 สถานที่ทดลอง ควรเป็นสถานที่โล่ง

6. การทดลอง

ในการทดลองเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็กนี้ทางผู้จัดทำได้ทำการทดลองติดเครื่องทั้งหมดเป็นจำนวน 5 ครั้ง ดังนี้

การทดลองครั้งที่ 1

การทดลองครั้งที่ 1 ได้ทำการทดลองในวันที่ 25 มีนาคม 2548 เวลา 16.00น ในการสตาร์ทเครื่องได้มีปัญหาเกิดขึ้น ในช่วงที่เริ่มทำการปล่อยแก๊ส เมื่ออุณหภูมิเริ่มเพิ่มขึ้น และได้ทำการปล่อยน้ำมันเข้าไป ได้เกิดปัญหาคือ ชุดก้านหันและคอมเพรสเซอร์ไม่หมุน ทางผู้ทดสอบจึงทำการหยุดการทดสอบและทำการตรวจสอบ ความผิดปกติที่เกิดขึ้น ซึ่งจากการตรวจสอบวิเคราะห์ สาเหตุเกิดจากค่า Clearance ระหว่าง ชุดก้านหันและNGV (Nozzle Guide vane) มีค่าน้อยเกินไป จึงทำให้เกิดการติด ส่วนประกอบอื่นๆยังปกติ

การแก้ปัญหา

ได้ทำการเพิ่มค่า Clearance ระหว่างชุดก้านหันและNGV ให้มากขึ้น



ภาพประกอบ 45 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่1 ขณะทำการเริ่มสตาร์ทเครื่องยนต์

การทดลองครั้งที่ 2

การทดลองครั้งที่ 2 ได้ทำการทดสอบวันที่ 28 มีนาคม 2548 เวลา 14.00 น. หลังจากได้ทำการปรับปรุงและแก้ไขในส่วนของ Clearance ระหว่าง ชุดกังหัน กับ NGV เรียบร้อย ได้ทำการสตาร์ทเครื่องอีกครั้ง ได้เกิดปัญหาขึ้นคือ ขณะที่ทำการปล่อยน้ำมันเข้าไป ชุดกังหันและคอมเพรสเซอร์ได้หยุดหมุน จึงทำให้คณะผู้ทำการทดลองได้ทำการดับเครื่อง และทำการตรวจสอบอุปกรณ์ต่างๆ อีกครั้ง หลังจากการตรวจสอบ ได้พบจุดบกพร่องที่ทำให้เกิดสาเหตุการไม่หมุนของชุดกังหันและคอมเพรสเซอร์ คือ ในชุดสปริง P-Load ที่อยู่ด้านในของ Shaft tunnel ได้อ่อนเกินไป เมื่อทำการติดเครื่องเมื่อเกิดแรงดันเกิดขึ้นทำให้ชุดกังหันและคอมเพรสเซอร์เกิดการเคลื่อนที่ ไปสัมผัสกับชิ้นส่วนอื่น ทำให้เกิดการติดและไม่สามารถทำงานได้

การแก้ปัญหา

ได้ทำการเปลี่ยนสปริง P-Load และตรวจสอบจุดต่างๆ



ภาพประกอบ 46 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่ 2 ขณะที่เริ่มสตาร์ทเครื่องยนต์



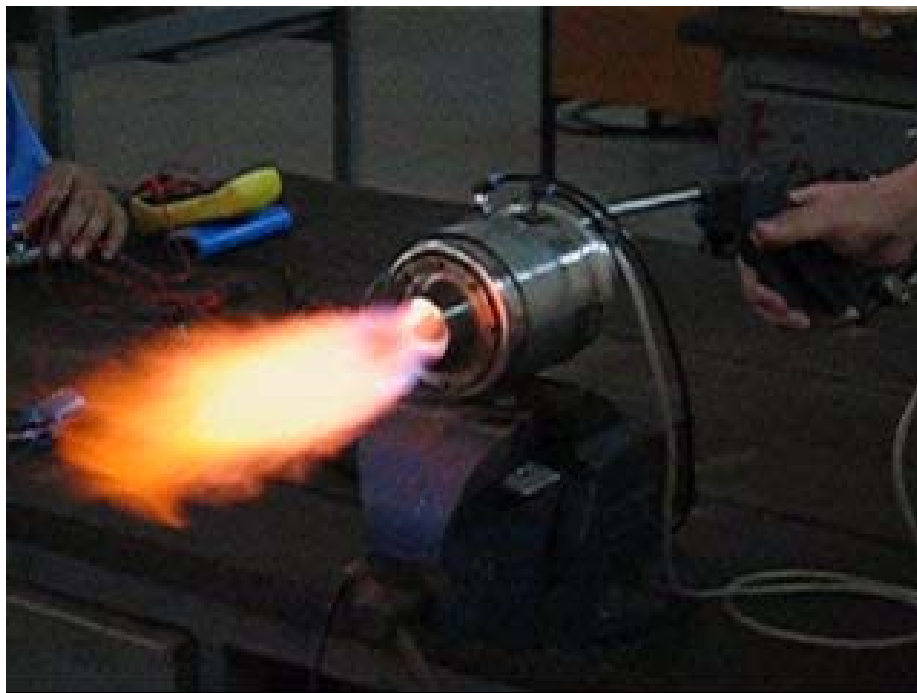
ภาพประกอบ 47 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่ 2 ขณะเครื่องเริ่มเกิดการเสียดสี
ระหว่าง turbine wheel กับ NGV ทำให้เกิดสะเก็ดไฟออกมาทางด้านท้ายเครื่องยนต์

การทดลองครั้งที่ 3

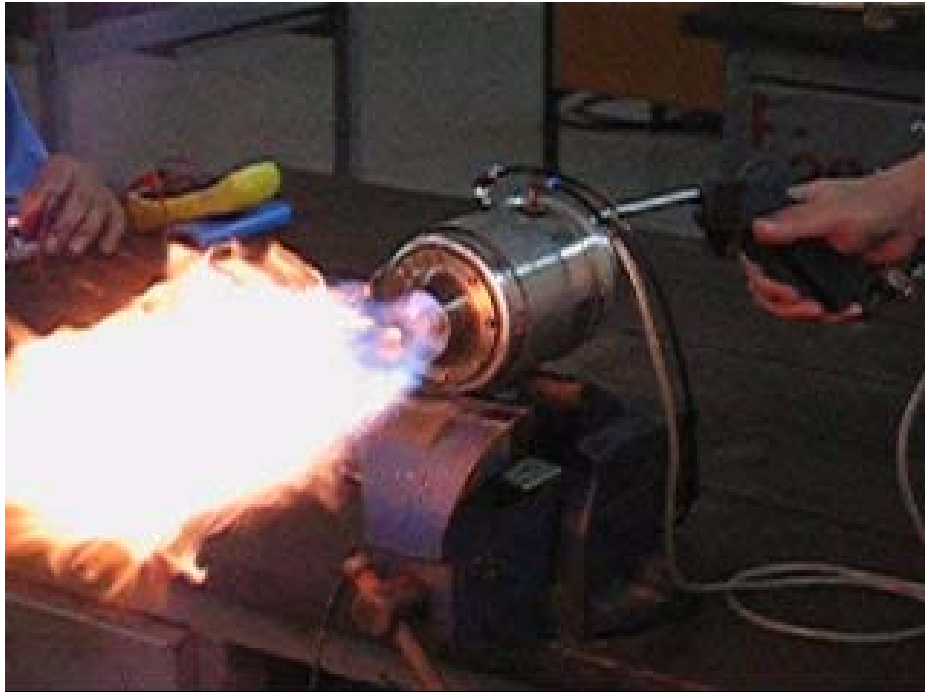
การทดลองครั้งที่ 3 ได้ทำการทดลองในวันที่ 31 มีนาคม 2548 เวลา 15.00 น. หลังจากได้ทำการแก้ไขจุดบกพร่องในส่วนของ P-Load เรียบร้อย ได้ทำการสตาร์ทเครื่อง หลังจากการสตาร์ทเครื่อง ได้พบจุดผิดปกติในระหว่างการทดสอบ คือ อุณหภูมิทางด้านชุดกังหัน (Exhaust Temperature) ได้สูงมาก ซึ่งอุณหภูมิสูงถึง 1000 องศาเซลเซียส จึงทำให้ต้องทำการดับเครื่อง เพื่อป้องกันการเกิดการเสียหายและอุบัติเหตุที่เกิดขึ้น หลังจากได้ทำการดับเครื่อง และได้ทำการตรวจสอบชิ้นส่วนต่างๆ ปรากฏว่า ในส่วนของระบบจ่ายแก๊สเข้าเครื่องได้เกิดการอุดตัน เกิดขึ้นด้วย แต่ส่วนประกอบอื่นๆ ยังปกติ จากการวิเคราะห์ สาเหตุที่เกิดขึ้นนั้นเกิดจากระบบในห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber)

การแก้ปัญหา

หลังจากได้ทำการปรึกษากับทางอาจารย์ที่ควบคุมงานวิจัยในครั้งนี้ ได้มีผลสรุปว่าให้ทำการแก้ไขในส่วนของห้องเผาไหม้ โดยขยายรูในส่วนของระบบ Cooling ให้มีขนาดเพิ่มขึ้นอีก 0.5 มิลลิเมตร หลังจากได้ผลสรุป จึงได้ทำการปรับปรุงในส่วนของห้องเผาไหม้ และระบบจ่ายแก๊ส



ภาพประกอบ 48 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่ 3 ขณะเครื่องเริ่มติดและทำการปล่อยน้ำมันเข้าไปในห้องเผาไหม้



ภาพประกอบ 49 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่ 3 เมื่อเริ่มเร่งความเร็วรอบอุณหภูมิจำลองขึ้นมาก



ภาพประกอบ 50 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่ 3 ขณะทำการดับเครื่องยนต์เนื่องจากอุณหภูมิสูงมาก

การทดลองครั้งที่ 4

การทดลองครั้งที่ 4 ได้ทำการทดลองในวันที่ 6 มีนาคม 2548 เวลา 15.00 น หลังจากได้แก้ไขข้อบกพร่องในระบบห้องเผาไหม้และระบบส่งจ่ายแก๊สเรียบร้อยแล้ว ได้ทำการสตาร์ทเครื่อง หลังจากสตาร์ทเครื่อง อุณหภูมิได้ลดลงมาไม่สูงมากเท่าเดิม หลังจากได้พยายามติดเครื่อง แต่เมื่อนำสายลมที่ใช้ในการอัดอากาศซึ่งช่วยในการสตาร์ทออก ปรากฏว่าเครื่องยนต์ไม่สามารถทำงานได้ด้วยตัวเอง กล่าวคือ ความเร็วรอบเริ่มลดลงและเครื่องดับลงในที่สุด แต่เมื่อใช้ลมอัดช่วยเครื่องยังทำงานปรกติ

การแก้ปัญหา

หลังจากได้ทำการทดลองเสร็จในครั้งนี้นี้ ได้ทำการปรึกษากับทางอาจารย์ที่ควบคุมงานวิจัยในครั้งนี้นี้ ซึ่งสาเหตุน่าจะเกิดมาจากมุมของ NGV ได้ผิดเพี้ยนไป จึงทำให้ไม่สามารถมีแรงที่จะไปขับให้คอมเพรสเซอร์หมุนได้ทำให้ดูดอากาศได้น้อยลงจึงเป็นสาเหตุทำให้ความเร็วรอบเกิดลดลง และไม่สามารถทำงานได้ด้วยตัวเองได้เต็มที่ จึงให้ทำแก้ปัญหาโดยทำการปรับมุมของ NGV และทำการตรวจสอบการสึกหรอและการเสียหายของชิ้นส่วนต่างๆ ทุกชิ้น



ภาพประกอบ 51 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่ 4 ขณะทำการเริ่มการสตาร์ทและปล่อยแก๊สเข้าไปในห้องเผาไหม้



ภาพประกอบ 52 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่ 4 ขณะเริ่มทำการปล่อยน้ำมันเข้าห้องเผาไหม้



ภาพประกอบ 53 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่ 4 เมื่อนำเอาสายลมที่ใช้ในการสตาร์ทออก
ความเร็วรอบเริ่มช้าลง

การทดลองครั้งที่ 5

การทดลองครั้งที่ 5 ได้ทำการทดลองในวันที่ 9 มีนาคม 2548 เวลา 14.00 น. หลังจากตรวจสอบแก้ไขข้อบกพร่องและทำการแก้ไขหมุมของ NGV. เรียบร้อยแล้ว ได้ทำการ สตาร์ทเครื่องยนต์อีกครั้ง ในครั้งนี้เครื่องยนต์ได้ติด แต่ยังไม่สามารถติดได้ด้วยตัวเองอย่างสมบูรณ์ และเมื่อได้เดินเครื่องไปสักระยะหนึ่ง โดยใช้การอัดอากาศเข้าที่คอมเพรสเซอร์ช่วยในการเดินเครื่องในครั้งนี้ เครื่องยนต์ก็สามารถทำงานได้ จึงได้ทำการวัดแรงดันที่ทางออกได้ออกมาจำนวน 2.5 ปอนด์



ภาพประกอบ 54 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่ 5 ขณะเริ่มทำการสตาร์ทเครื่องยนต์



ภาพประกอบ 55 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่ 5 ขณะเริ่มทำการปล่อยน้ำมันเข้าไปในห้องเผาไหม้



ภาพประกอบ 56 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่ 5 ขณะเริ่มทำการเร่งความเร็วให้ถึงรอบเดินเบา



ภาพประกอบ 57 แสดงการทดสอบเครื่องยนต์เจ็ทครั้งที่ 5 เครื่องยนต์ทำงานที่รอบเดินเบา

ผลการทดลองครั้งที่ 5

ในการทดลองครั้งที่ 5. นี้ เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ในระดับหนึ่งที่น่าสนใจ คือสามารถให้แรงขับออกมาจำนวนหนึ่ง แม้ว่าเครื่องยนต์จะสามารถทำงานได้ด้วยแค่ที่ความเร็วรอบเดินเบา แต่เครื่องยนต์มีแนวโน้มความเป็นไปได้อย่างมากที่เครื่องยนต์ จะสามารถทำงานได้อย่างสมบูรณ์ ซึ่งผลการทดลองออก มาดังตาราง 1

ตาราง 1 แสดงผลการทดสอบของเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กที่ทำการทดสอบ

ความเร็วรอบ (rpm)	Thrust (kg)	Exhaust Gas Temperature(° c)
50,000	0.8	550

สรุปผลการทดสอบ

จากผลการทดลองเครื่องยนต์ ได้ผลดังนี้

1. เครื่องยนต์ที่สร้างขึ้นนี้เป็นเครื่องยนต์ที่ออกแบบใหม่ทั้งหมด
2. เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ (ติดเครื่องได้) แต่ยังไม่สามารถเร่งความเร็วรอบให้สูงขึ้นได้ เนื่องจากอากาศไม่พอ เพราะการทำงานของคอมเพรสเซอร์ถึงจุด Choking (เป็นลักษณะการทำงานของคอมเพรสเซอร์ที่ความเร็วรอบค่าหนึ่ง ถึงแม้อัดอากาศเต็มที่แล้ว ก็ไม่สามารถเพิ่มอัตราการไหลเชิงมวลได้มากกว่านี้) ซึ่งในการ matching ระหว่างขนาดของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์นั้น เทอร์ไบน์ที่ใช้ในการออกแบบนี้ สามารถทำการใช้คู่กับคอมเพรสเซอร์ได้ 3 ขนาด คือ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 54 มิลลิเมตร, 59 มิลลิเมตร และ 66 มิลลิเมตร ซึ่งในการออกแบบและสร้างนี้เราได้ใช้คอมเพรสเซอร์ขนาด 54 มิลลิเมตร ซึ่งเป็นขนาดเล็กสุดที่เทอร์ไบน์ สามารถทำงานร่วมด้วยได้
3. เครื่องยนต์ที่สร้างขึ้นนี้สามารถทำงานได้เฉพาะที่รอบเดินเบา ที่ความเร็วรอบ 50,000 รอบต่อนาที ให้แรงขับที่ 0.8 กิโลกรัม
4. อุณหภูมิไอเสียด้านทางออกมีอุณหภูมิสูง

ข้อควรระวังในการทำงาน

1. เมื่อมีปัญหาในขั้นตอนการติดเครื่อง เครื่องยนต์หยุดการทำงาน ให้ปิดระบบจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นลำดับแรก แล้วจึงปิดระบบควบคุมการทำงาน ให้เอาลมเป่าไล่อากาศที่มีน้ำมันเชื้อเพลิงผสมออก เพื่อเป็นการป้องกันการเผาไหม้ย้อนกลับ ซึ่งอาจทำให้เครื่องยนต์เกิดการเสียหาย
2. ถ้าตัวเครื่องยนต์มีอาการสั่นมากผิดปกติ ให้ค่อย ๆ ลดความเร็วรอบลง ,ปิดระบบจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงและปิดเครื่องหยุดการทำงาน
3. ไม่ควรยืนอยู่ด้านหลังหรือด้านท้ายเครื่องยนต์ เพราะถ้ามีการแตกของ Turbine อาจเป็นอันตรายจากเศษชิ้นส่วน Turbine อีกทั้งส่วนท้ายของเครื่องจะมีอุณหภูมิสูงมาก
4. ขั้นตอนในการหยุดการทำงานของเครื่องยนต์กักกันแก๊สขนาดเล็ก ควรค่อย ๆ ลดความเร็วรอบเครื่องให้อยู่ในความเร็วรอบเดินเบา แล้วจึงปิดระบบจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง ปิดระบบควบคุม เป็นการหยุดการทำงานของเครื่องยนต์กักกันแก๊สขนาดเล็ก

บทที่ 5

สรุปและวิจารณ์ผลการทดสอบ

1. สรุปและวิจารณ์ผลทดสอบ

ในการวิจัยครั้งนี้เป็นการออกแบบและสร้างเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็ก โดยใช้ทฤษฎีเบรย์ตัน (Brayton's cycle law) เป็นทฤษฎีหลักในการออกแบบและคำนวณ ซึ่งวัฏจักรเบรย์ตันนี้เป็นวัฏจักรเครื่องยนต์สันดาปภายในที่มีทั้งการรับความร้อนและคายความร้อนตามกระบวนการความดันคงที่ โดยมีการอัดตัวและขยายตัวในแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic process) ซึ่งวัฏจักรนี้เหมาะสำหรับเครื่องยนต์กังหันแก๊ส เนื่องจากระบบของเครื่องยนต์กังหันแก๊สเป็นระบบที่มีการไหลของสารตัวกลางอย่างต่อเนื่อง และสามารถออกแบบให้การเผาไหม้ติดต่อกันไปตลอดเวลาแบบความดันคงที่ โดยในการออกแบบเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กนี้ จะใช้ส่วนประกอบของเทอร์โบชาร์จเจอร์ยนต์ รุ่น RB-20 มาใช้เป็นส่วนประกอบหลักในการออกแบบและสร้าง โดยใช้ชิ้นส่วนจากเทอร์โบชาร์จเจอร์ประกอบด้วยชุดคอมเพรสเซอร์และชุดกังหัน

การทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กที่ได้ออกแบบและสร้างขึ้น โดยแบ่งเป็นขั้นตอน คือ การทดสอบการติดเครื่องยนต์ การทดสอบอุณหภูมิไอเสีย และการทดสอบแรงขับ จากการทดลองสรุปได้ว่า เครื่องยนต์นี้ยังไม่สามารถทำงานได้ด้วยตัวเองอย่างสมบูรณ์ คือสามารถทำงานได้ที่ความเร็วรอบเดินเบา แต่มีความเป็นไปได้มากที่จะสามารถในการปรับปรุงให้เครื่องยนต์สามารถรักษาความเร็วรอบและให้กำลังมากขึ้น เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กที่ได้ออกแบบและสร้างขึ้นสามารถให้แรงขับประมาณ 0.8 กิโลกรัม เครื่องยนต์สามารถรักษาความเร็วรอบเดินเบาที่ 50,000 รอบต่อนาที มีอุณหภูมิของไอเสียที่ 550 °C

ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็ก

ความยาวของลำตัวเครื่องยนต์	160	มิลลิเมตร
เส้นผ่าศูนย์กลาง	95	มิลลิเมตร
น้ำหนักรวมของเครื่องยนต์	1.0	กิโลกรัม (ไม่รวมระบบจ่ายเชื้อเพลิง)
ความเร็วรอบสูงสุด	50,000	รอบ/นาที
แรงขับ	0.8	กิโลกรัม
อุณหภูมิที่ทางออก (Exhaust temperature)	550	องศาเซลเซียส
เชื้อเพลิง	JET A-1	

2. ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อไป

เนื่องจากงานวิจัยในครั้งนี้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้เฉพาะที่รอบเดินเบา และเครื่องยนต์กังหันแก๊สชนิดนี้เป็นเครื่องยนต์ที่ใช้ระบบตัวกังหันแบบไหลตามแนวรัศมี ทั้งชิ้นส่วน Compressor และ ชิ้นส่วน Turbine ที่เป็นการนำเอาชิ้นส่วนของ Turbocharger ของรถยนต์มาดัดแปลงและออกแบบให้เป็นเครื่องยนต์ Gas turbine จากการที่ทำการสร้างและทดสอบเครื่องยนต์ Gas turbine พบว่าการทำงานของเครื่องยนต์ยังไม่เต็มประสิทธิภาพ ซึ่งข้อเสนอแนะในการปรับปรุงเครื่องยนต์ต่อไป ดังนี้ คือ

1. การ Matching Compressor และ Turbine ในส่วนของ Mass Flow ให้เหมาะสมมากขึ้น
2. ขนาดของ Combustion chamber ควรให้มีขนาดความยาวมากขึ้น เพื่อให้มีการเผาไหม้สมบูรณ์ขึ้น
3. ออกแบบชุด NGV. ให้มีประสิทธิภาพมากขึ้นโดยให้มี Gas loss น้อยที่สุด
4. Bearing ที่ใช้สำหรับเครื่องยนต์ Gas turbine ขนาดเล็กนี้ เนื่องจากต้องสามารถทนความร้อน (ชุด Bearing ตัวใกล้กับ turbine) และในขณะเดียวกันต้องทำงานที่รอบที่สูงมาก (บางครั้งเกิน 100,000 รอบต่อนาที) ดังนั้นจึงควรเลือกใช้ Bearing ชนิดพิเศษ คือ Ceramic Bearing ที่มีคุณสมบัติ ในการทนความร้อนได้ดีและทำงานที่รอบสูงได้อีกด้วย
5. สำหรับการออกแบบเครื่องยนต์ Gas turbine ที่ชุด Turbine เป็นการไหลแบบแนวรัศมีนี้ การออกแบบห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber) แบบไหลกลับ (Reverse Flow) จะมีความเหมาะสมในด้านการเพิ่มความยาวของห้องเผาไหม้ได้ และยังไม่จำเป็นต้องดัดแปลงในส่วนของเพลา Turbine อีกด้วย
6. สำหรับค่า tolerant ของขนาดต่างๆ ของชิ้นส่วนของเครื่องยนต์จะต้องอยู่ในพิสัยที่กำหนด และชิ้นส่วนของเครื่องยนต์จะทำงานที่รอบสูงมาก จึงจำเป็นต้องทำการ Balance ชิ้นส่วนต่างๆ เช่น Compressor และ Turbine ด้วย

บรรณานุกรม

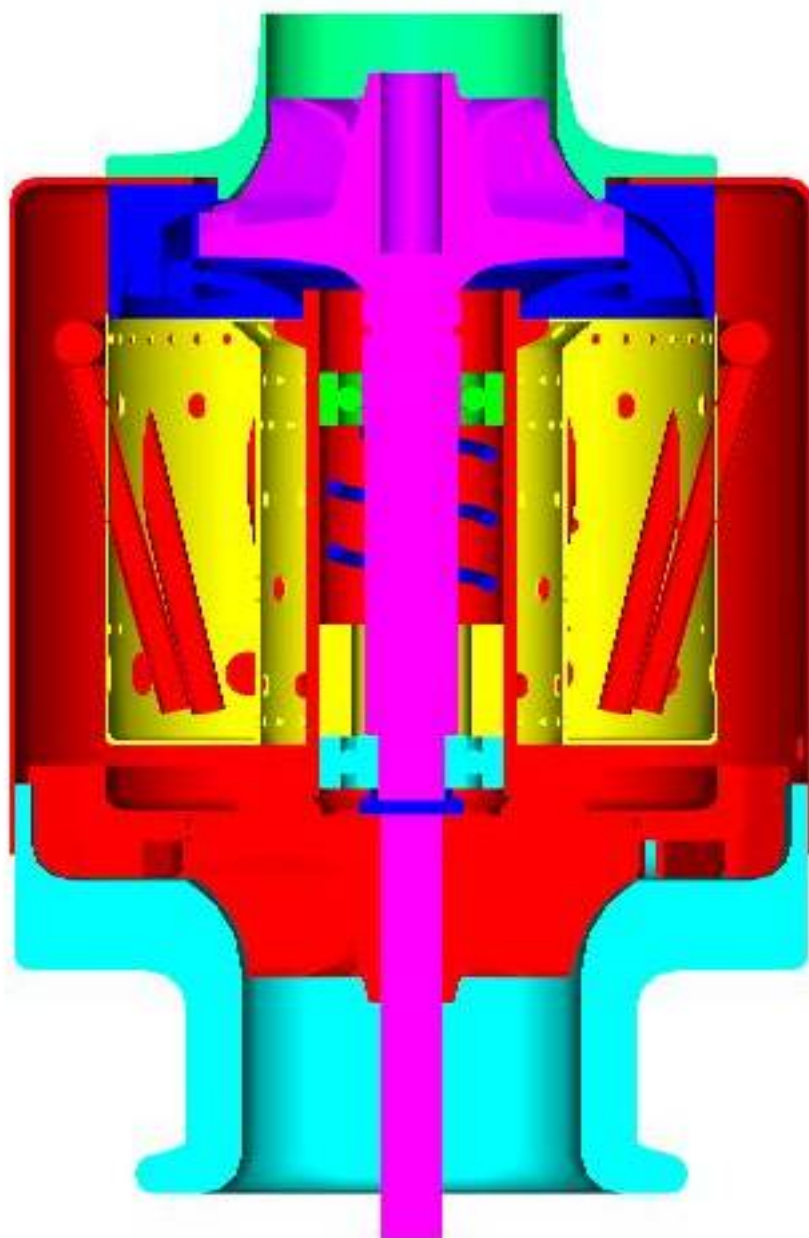
บรรณานุกรม

1. Sangkyun Kang ; Jurgen Stempf ; Alexander G. Cooper ; & Fritz B. Prinz. (2547). *Application of the mold SDM process to the fabrication of ceramic parts for a micro gas turbine engine*. สืบค้นเมื่อวันที่ 15 มกราคม 2547. จาก <http://www-rpl.stanford.edu>
2. Thomas Baumgart. *μ - Turbine*. (2547). สืบค้นเมื่อวันที่ 10 มกราคม 2547. จาก <http://www.technologie-entwicklung.de>.
3. นายพยุงค์ดี พิพัฒน์และนายอำพล อันรัตน์. (2547). *การประกอบและทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็ก*. ปรินูญานิพนธ์. วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ .ถ่ายเอกสาร.

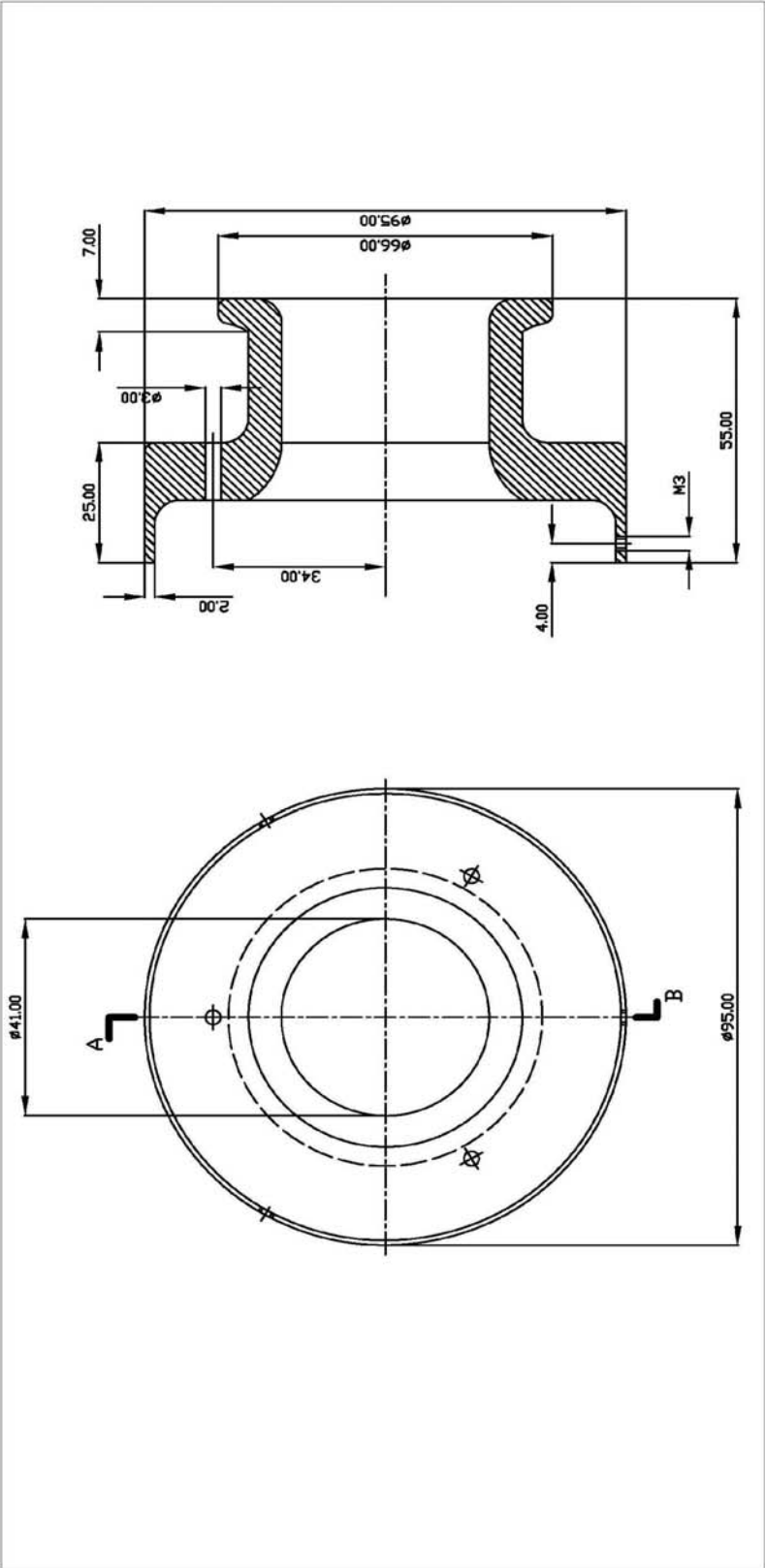
ภาคผนวก

ภาคผนวก ก

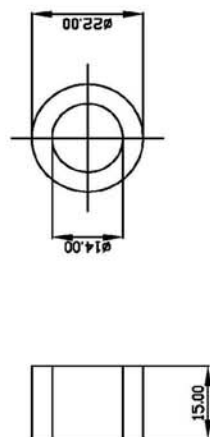
แบบรถยนต์เจ้าหนาดเล็ก



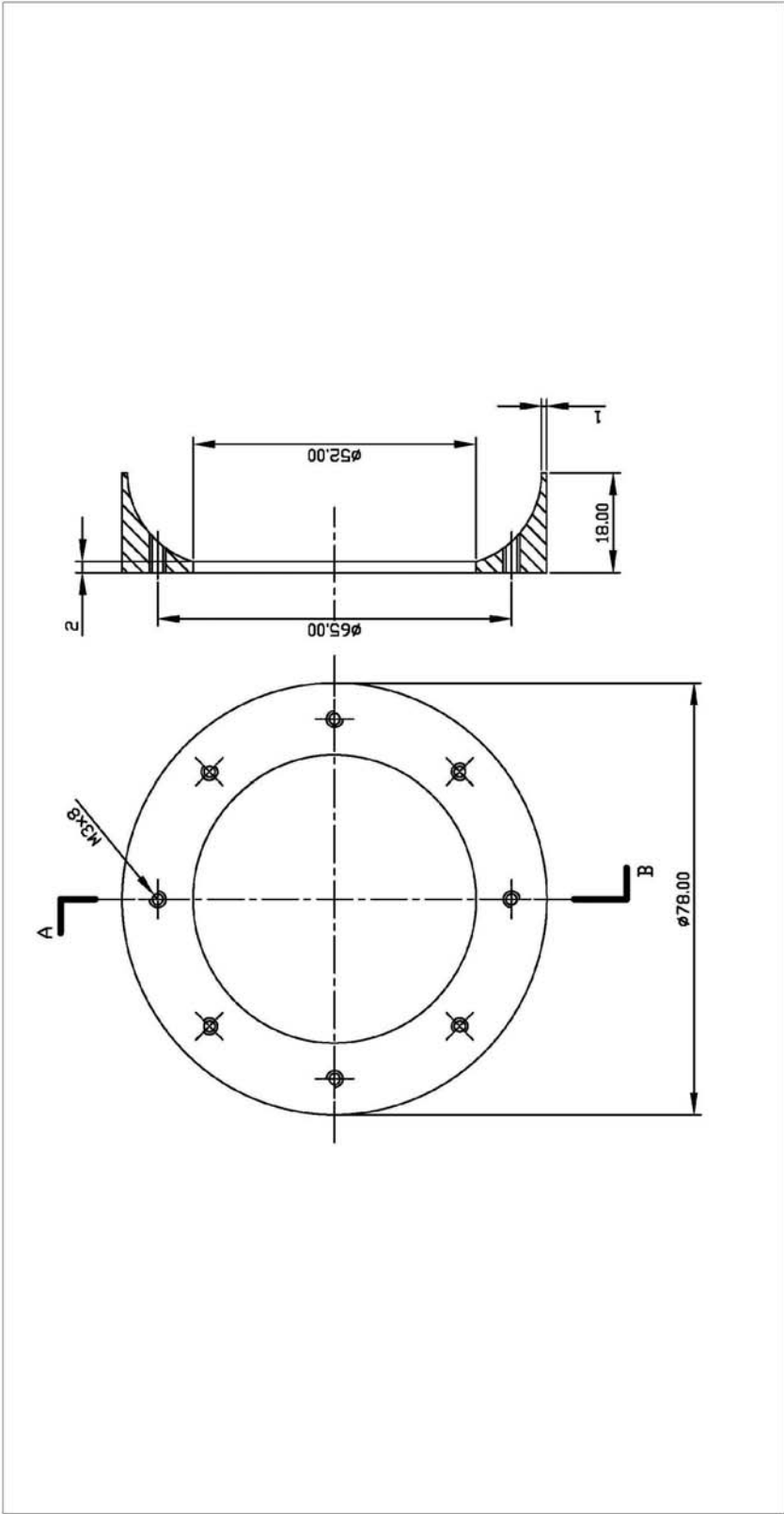
កម្រិត	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ
កម្រិត	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ
កម្រិត	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ
កម្រិត	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ
កម្រិត	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ	ឈ្មោះ



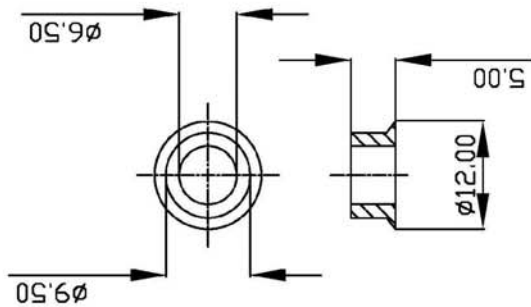
2	Front cover	Aluminum	$\phi 100 \times 60$	1
ผู้จัดทำ	นายชานันต์ ขันยุด	วัสดุ	ขนาดที่สุด	จำนวน
ผู้เขียน	นายชานันต์ ขันยุด	มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์		
ผู้สอน	ดร.วิชัย ชัยบุญคง			
ผู้ตรวจสอบ	ผู้เขียน			
1.1	เครื่องมือนัดเจ้าหน้าดัด	หมายเลขแบบ	JET - 02	

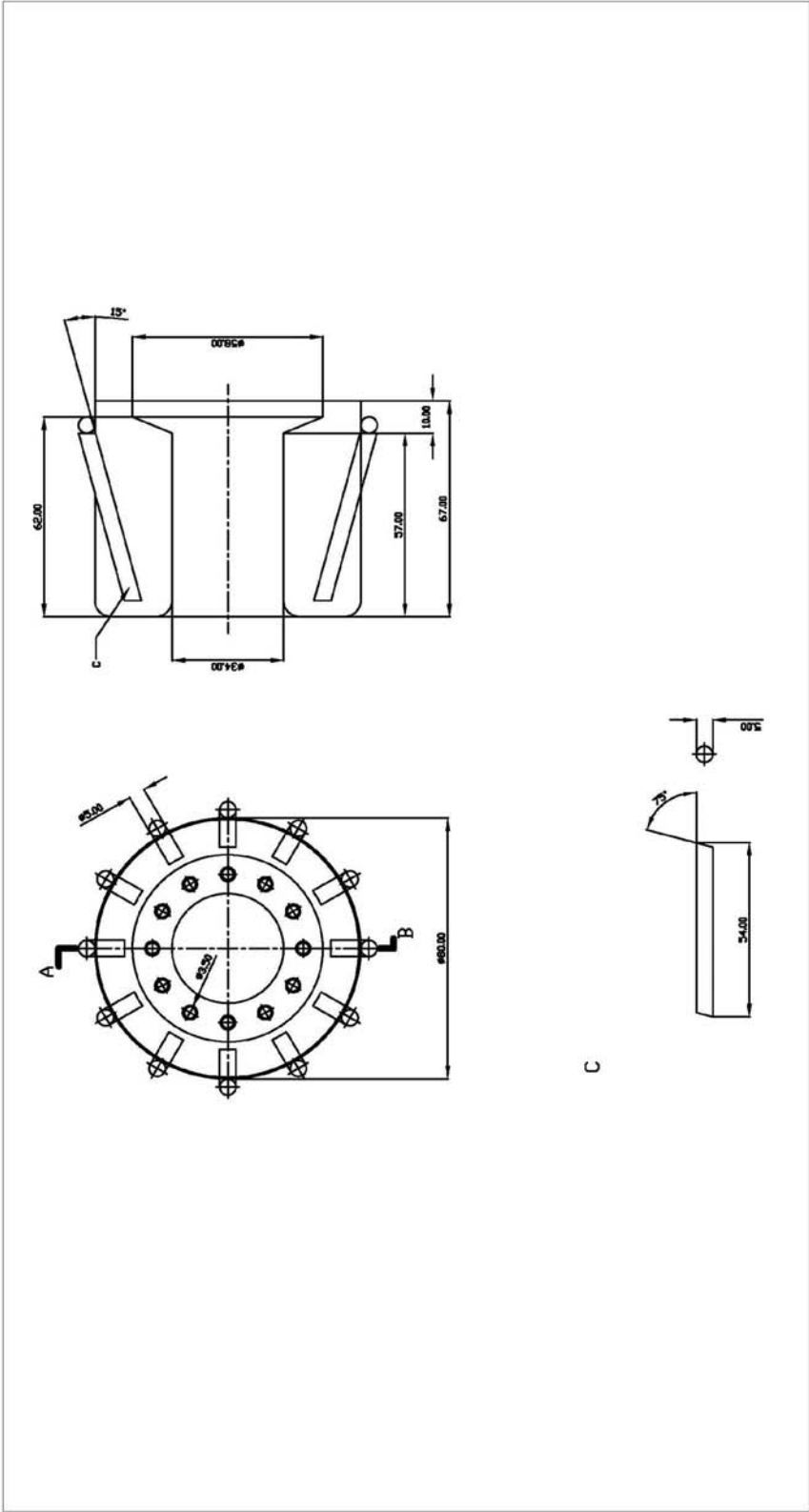


8	Boost	Aurum	Ø25x15	1
9	Shell turne	Aurum	Ø70x35	1
รูบี้	รูบี้	รูบี้	ขนาดพิเศษ	จำนวน
สีเงิน	นูนราบมันท์ ขั้วต			
สีเทาอม	นูนราบมันท์ ขั้วต			
สีน้ำตาล	คร่าขีด ขั้วมจน			
ผดประณ	รูบี้บน			
1.1	เครื่องประดับเหล็ก	พวงกุญแจ	.JET - 006 .JET - 006	

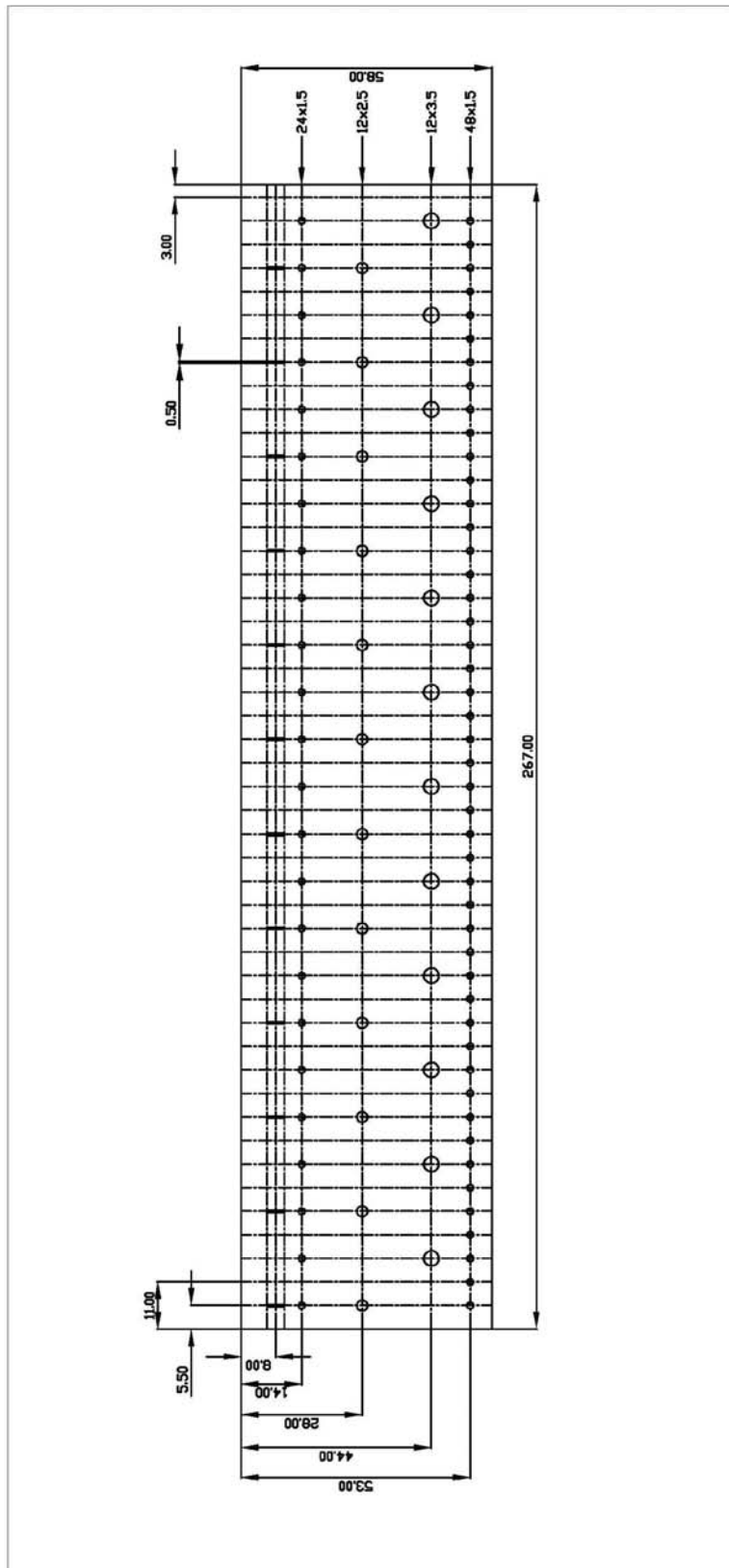


11	Nozzle guide vane 2	Stainless	Ø 80x20	1
วัสดุ	วัสดุ	ชนิด	ขนาด	จำนวน
ผู้เขียน	นายชานนท์ ชัยกุล	ผู้ตรวจสอบ	นายชานนท์ ชัยกุล	มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
ผู้ตรวจ	ศรวิชัย ชัยมงคล	ผู้เขียน	ผู้เขียน	องค์กร
มาตราส่วน	1:1	ผู้เขียน	ผู้เขียน	มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
ผู้เขียน	ผู้เขียน	ผู้เขียน	ผู้เขียน	มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

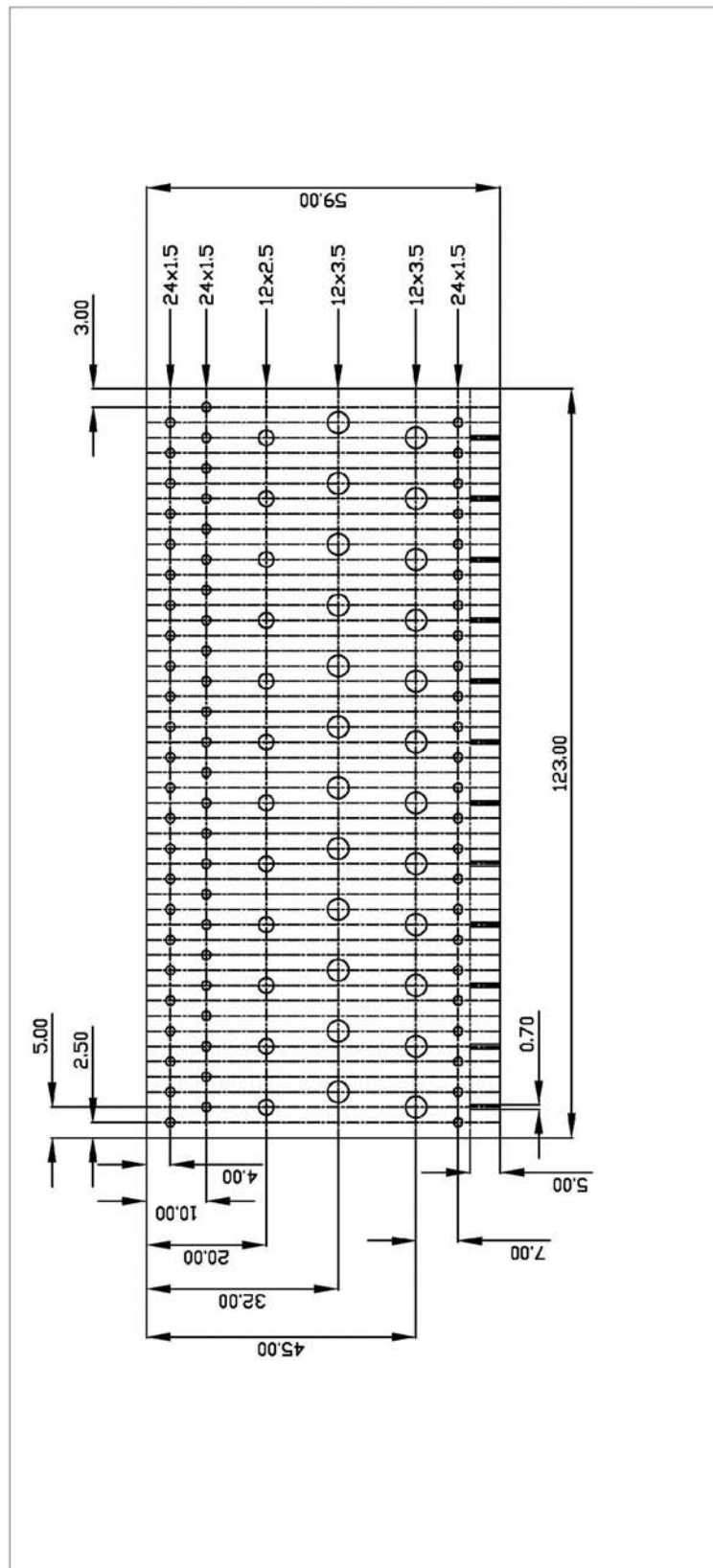
[illegible]

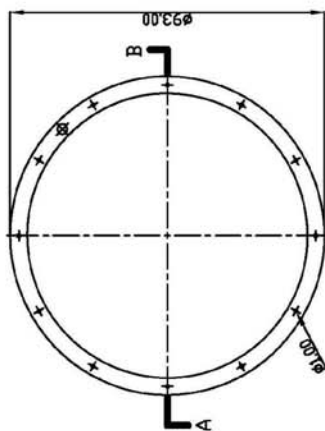


14	Combustion chamber	060 x 70	1
ผู้จัดทำ	นายธนวัฒน์ ชัยบุตร	ชื่อผู้ทำ	นายธนวัฒน์ ชัยบุตร
ผู้ตรวจ	นายธนวัฒน์ ชัยบุตร	ชื่อผู้ตรวจ	นายธนวัฒน์ ชัยบุตร
ผู้ควบคุม	ดร.วิรัช ชัยกุลเกษ	ชื่อผู้ควบคุม	ดร.วิรัช ชัยกุลเกษ
มหาวิทยาลัย	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี	ชื่อมหาวิทยาลัย	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
ชื่อเรื่อง	เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาดเล็ก	ชื่อเรื่อง	JET - 014



14	Outlet combustion	Samless	270x60	1
รูฉีด	ร่ายกร	ไร้ตุ้	ขนาด 6 นิ้ว	จำนวน
ผู้เขียน	นายชานันท์ ชัยพร			
ผู้ประสาน	นายชานันท์ ชัยพร			
ผู้ตรวจสอบ	ดร.วิจิตร ชัยรุ่งเรือง			
ผู้จัดทำ	ผู้เขียน			
มาตราส่วน	เคื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก	ขนาดตาม		
1:1				



[illegible]

ภาคผนวก ข

เอกสารตีพิมพ์

หนังสือรับรอง การยอมรับผลงานปริญญานิพนธ์เพื่อตีพิมพ์

ข้าพเจ้า ผ.อ. ฐิติกร ธีระกุล ตำแหน่ง ผ.อ. ฐิติกร ธีระกุล / ภาควิชาการคอมพิวเตอร์
 สถานที่ทำงาน ภาควิชาการคอมพิวเตอร์ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ โทรศัพท์ 021-9940474 โทรสาร 021-9940474

ขอรับรองว่า (ชื่อ นิสิต) อ.อ. ฐิติกร ธีระกุล สาขาวิชา วิศวกรรมคอมพิวเตอร์
 ระดับปริญญาตรีบัณฑิต มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ มีผลงานปริญญานิพนธ์ หรือส่วนหนึ่งของผลงาน
 ปริญญานิพนธ์ ได้รับการยอมรับให้ตีพิมพ์และเผยแพร่ได้

- ☐ * ได้ตีพิมพ์แล้วในวารสาร/สิ่งพิมพ์ทางวิชาการ ชื่อ วารสารบัณฑิตพัฒนกิจ
 ฉบับที่ 44 (พ.ศ. 2549) ปีที่ 27 พ.ศ. 2549
☐ ** จะตีพิมพ์ในวารสาร/สิ่งพิมพ์ทางวิชาการชื่อ —
 ฉบับที่ — ปีที่ — พ.ศ. —

ลงนาม ผ.อ. ฐิติกร ธีระกุล
 (ฐิติกร ธีระกุล)
 ตำแหน่ง ผ.อ. ฐิติกร ธีระกุล / ภาควิชาการคอมพิวเตอร์
 วันที่ 2 / ม.ค. / 50
 ประทับตรา (ถ้ามี)

เรียน คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย
 ข้าพเจ้า (นิสิต) อ.อ. ฐิติกร ธีระกุล สาขาวิชา วิศวกรรมคอมพิวเตอร์
 ระดับปริญญาตรีบัณฑิต มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ขอส่งหนังสือรับรองนี้เพื่อประกอบการพิจารณา
 ขอสำเร็จการศึกษา
 จึงเรียนมาเพื่อโปรดพิจารณา

ลงชื่อ อ.อ. ฐิติกร ธีระกุล (นิสิต)
 ลงชื่อ อ.อ. ฐิติกร ธีระกุล
 (ประธานกรรมการควบคุมปริญญานิพนธ์)
 ลงชื่อ อ.อ. ฐิติกร ธีระกุล
 (ประธานกรรมการบริหารหลักสูตร)
 วันที่ 2 / ม.ค. / 50

* กรณีได้รับการตีพิมพ์แล้วให้นิสิตสำเนางานที่ได้ตีพิมพ์หรือวารสารที่พิมพ์นั้นส่งแนบมาด้วย
 ** กรณีที่ได้รับการยอมรับเพื่อจะตีพิมพ์ให้นิสิตสำเนาผลงานที่จะได้รับการตีพิมพ์นั้นส่งแนบมาด้วย



สวัสดีปีใหม่ ๒๕๕๐



วารสาร
การบินทหารบก

ปีที่ ๑๗ ฉบับที่ ๔ วารสารการบินทหารบก ฉบับประจำเดือน ตุลาคม - ธันวาคม ๒๕๔๙ ISSN 0125-5867

การออกแบบ และสร้างต้นแบบ เครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก

ชานันท์ ชัยสุข

เนื่องด้วยในภาวะปัจจุบันได้มีการแข่งขันกันหลายรูปแบบ ไม่ว่าจะเป็นในเรื่องเศรษฐกิจสังคม เทคโนโลยี ชาติใดหากได้มีการพัฒนาริเริ่ม ค้นคว้า และสามารถเป็นผู้นำในเรื่องเทคโนโลยีแล้ว จะมีความเข้มแข็งทางเศรษฐกิจ และความมั่นคงของชาติตามมาด้วยอย่างแน่นอน การที่ประเทศชาติจะพัฒนาให้ก้าวหน้าและมีความมั่นคงไปได้นั้น มีองค์ประกอบหนึ่งที่จะต้องดำรงไว้ให้ได้ คือพื้นฐานของการพึ่งตนเองและจะต้องมีเทคโนโลยีเป็นของตนเอง การพัฒนาค้นคว้าวิจัยเทคโนโลยีนวัตกรรมใหม่ จึงมีความสำคัญและจำเป็นอย่างยิ่ง

สำหรับในประเทศไทยของเราได้มีการวิจัยค้นคว้าพัฒนาในเรื่องต่างๆ จำนวนมาก ในส่วนที่เกี่ยวข้องกับวิทยาการทางด้านการบิน ที่น่าสนใจและสามารถนำมาประยุกต์ใช้ประโยชน์ให้ตรงตามความมุ่งหมายในแต่ละภารกิจได้ อีกทั้งในปัจจุบันมีการนำเทคโนโลยีอากาศยานไร้คนขับมาใช้ในทางทหารอย่างกว้างขวาง จึงขอนำเสนอบทความของผลงานวิจัยที่น่าสนใจเรื่อง การออกแบบและสร้างต้นแบบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก ของคณะทำงานวิจัยในโครงการความร่วมมือระหว่างภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ และกองวิศวกรรมเครื่องกล โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า ซึ่งถึงแม้ว่าผลสรุปของการทดลองงานวิจัยชิ้นนี้เครื่องยนต์ยังไม่สามารถทำงานได้ด้วยตนเองอย่างสมบูรณ์ แต่มีความเป็นไปได้อย่างมากที่จะปรับปรุงพัฒนาต่อไปได้ ถือเป็นการเผยแพร่จุดประกายในการพัฒนาเทคโนโลยีเพื่อเป็นการต่อยอดการพัฒนาระบบ

อากาศยานไร้คนขับ และการพัฒนาประเทศในรูปแบบอื่นสำหรับผู้ที่มีความสนใจต่อไปในอนาคต

การออกแบบและสร้างต้นแบบ เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

The design and construction of a micro gas turbine engine prototype

ชานันท์ ชัยสุข พิชัย อัมภมมงคล ศุภฤกษ์ ศิริเวทิน

โครงการความร่วมมือทางวิชาการระหว่างภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ และกองวิศวกรรมเครื่องกล โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า อ.องครักษ์ จ.นครนายก 25120

โทร.081-750-4115 E-mail:spy_spipe@hotmail.com pichalas@swu.ac.th ssv@kmitnb.ac.th
บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ มีวัตถุประสงค์เพื่อสร้างเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก เพื่อให้สามารถใช้เป็นต้นกำลังสำหรับการผลิตกระแสไฟฟ้าให้ใช้กับถิ่นทุรกันดารหรือต้นกำลังสำหรับอากาศยานไร้คนขับ (UAV) โดยมีข้อได้เปรียบสำหรับเครื่องยนต์ชนิดนี้คือความสามารถในการใช้กับเชื้อเพลิงเหลวได้หลายชนิดเช่น เอทานอล เมทานอล เชื้อเพลิงเบนซิน เชื้อเพลิงดีเซล Jet A-1 และเชื้อเพลิง gas การออกแบบจะใช้ส่วนประกอบจากชิ้นส่วนของระบบเทอร์โบชาร์จเจอร์ RB-20 ของรถยนต์มาใช้เป็นชิ้นส่วนในการสร้างเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กในครั้งนี้ โดยชิ้นส่วนที่นำมาใช้คือ ตัวคอมเพลสเซอร์ และ ชุดกังหัน โดยได้ผลจากการวิจัยดังนี้

การทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กที่ได้ ออกแบบและสร้างขึ้น โดยแบ่งเป็นขั้นตอนคือ การ ทดสอบการติดเครื่องยนต์ การทดสอบอุณหภูมิไอเสีย และ การทดสอบแรงขับจากการทดลองสรุปได้ว่า เครื่องยนต์นี้ยังไม่สามารถทำงานได้ด้วยตัวเองอย่าง สมบูรณ์ แต่มีความเป็นไปได้มากที่จะสามารถในการ ปรับปรุงให้เครื่องยนต์สามารถรักษาความเร็วรอบและ ให้กำลังมากขึ้น เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กนี้ สามารถให้แรงขับประมาณ 2.5 ปอนด์ เครื่องยนต์ แสดงอาการว่าจะรักษาความเร็วรอบเดินเบาที่ 50,000 รอบต่อนาที มีอุณหภูมิของไอเสียที่ 550°C

Abstract

This research is to design and construction of a micro gas turbine engine. The uses of this kind of engine are power generator and power plant for the UAV. The advantage of this design is that the engine can be used with many types of liquid fuel for example ethanol, methanol, gasoline, diesel, jet-A1, and also gas fuel. The design is to use main part from car's turbo-charger, RB-20, such as compressor and turbine.

The engine was tested in three steps, engine idle start-up, engine running speed and exhaust temperature. The results show that the engine wasn't running properly. However, engine can perform well at idle speed of approximately 50,000 rpm and exhaust temperature of nearly 550°C and the engine power can be measured in term of trust at around 2.5 pound.

1. บทนำ

ด้วยเทคโนโลยีในปัจจุบันนั้นได้พัฒนาไปมาก จึงมีผลทำให้อุปกรณ์ต่างๆ มีขนาดเล็กลง ดังเช่น

เครื่องยนต์กังหันแก๊สที่มีขนาดเล็กลง เพื่อใช้ประโยชน์ ในด้านต่างๆ ยกตัวอย่างเช่น Sangkyum Kang (Stanford University, 1997) ได้ทำการพัฒนา Micro gas turbine engine ของบริษัท M-DOT โดยทำการ ปรับปรุงและเปลี่ยนแปลงของวัสดุที่ใช้ในการสร้าง เพื่อให้สามารถทำความเร็วรอบได้สูงขึ้น ซึ่งเครื่องยนต์ กังหันแก๊สขนาดเล็กนี้สามารถให้ Thrust ประมาณ 1 กิโลกรัม มีความเร็วรอบได้มากกว่า 100,000 รอบ/นาที ดังนั้น การประยุกต์ใช้เทคโนโลยีดังกล่าวจึงมีประโยชน์ ต่อการพัฒนาประเทศ ยกตัวอย่างเช่น ในด้านการทหาร สามารถนำไปติดตั้งกับเครื่องบินสอดแนมไร้คนขับ(UAV.) ในด้านการผลิตสามารถนำไปทำเป็นต้นกำลังเพื่อใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้า เป็นต้น ซึ่งเทคโนโลยีดังกล่าวนี้เป็นเทคโนโลยีที่มีราคาค่อนข้างที่จะสูงมาก และจะต้อง ทำการนำเข้าจากต่างประเทศซึ่งจะมีผลกระทบต่อ การเสียดุลการค้าแก่ต่างประเทศ ดังนั้นทางผู้จัดทำจึงมี ความคิดที่จะศึกษาและพัฒนาเทคโนโลยีดังกล่าวเพื่อให้ เกิดประโยชน์ยิ่งขึ้น

1.1 วัตถุประสงค์การวิจัย

ออกแบบและสร้างเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็กโดย ใช้อุปกรณ์จากเทอร์โบชาร์จเจอร์ยนต์

1.2 ขอบเขตโครงการวิจัย

1.2.1 ใช้คอมเพลสเซอร์และไบเทอร์ไบน์ จากเทอร์โบชาร์จเจอร์ของเครื่องยนต์ NISSAN รุ่น RB-20

1.2.2 ในการทดลองสมรรถนะของ เครื่องยนต์กังหันเจ็ทใช้วิธีการวัดแรงขับ (Thrust) เพียง อย่างเดียว

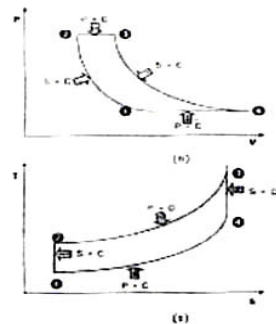
1.2.3 ใช้ Jet-A1 เป็นเชื้อเพลิง

2. ทฤษฎีที่ใช้ในงานวิจัย

2.1 วัฏจักรเบรย์ตัน (Brayton's Cycle)

วัฏจักรเบรย์ตันถือว่าเป็นแม่แบบของ วัฏจักรของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส ซึ่งวัฏจักรดังกล่าวมี

กระบวนการทำงานดังต่อไปนี้



รูปที่ 1 (ก) แสดง P-V ไดอะแกรม (ข) แสดง T-S ไดอะแกรม

2.1.1 กระบวนการ 1-2 (Isentropic or reversible adiabatic compression process)

อากาศจะถูกดูดจากภายนอกที่ความดันบรรยากาศแล้วอัดให้มีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้นด้วยคอมเพรสเซอร์ จากระบบเป็นกระบวนการอัดแบบแอเดียติกคือ ไม่มีความร้อนสูญเสียจากระบบ

2.1.2 กระบวนการ 2-3 (Heat added at constant pressure process)

เมื่ออากาศถูกอัด จะทำให้เกิดความร้อนและความดันถูกส่งเข้าไปยังห้องเผาไหม้และสันดาปกับเชื้อเพลิงที่ถูกส่งเข้ามากระบวนการดังกล่าวถือว่าเป็นการให้ความร้อนแบบความดันคงที่

2.1.3 กระบวนการ 3-4 (Isentropic expansion or reversible adiabatic)

ภายหลังการสันดาป ได้แก๊สไอเสียที่มีความร้อนและความดันสูงซึ่งแก๊สดังกล่าวถูกส่งเข้าชุดกังหันทำให้เกิดการขยายตัว กระบวนการนี้เรียกว่าการขยายตัวแบบแอเดียติก

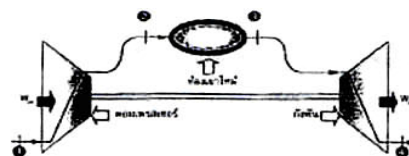
2.1.4 กระบวนการ 4-1 (Heat rejected at constant pressure process)

เป็นกระบวนการส่งความร้อนออกแบบ

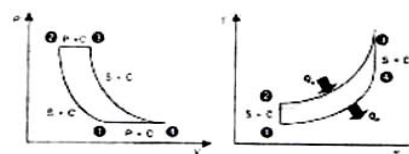
ความดันคงที่กระบวนการนี้ไอเสียที่ผ่านการขยายตัวจะถูกขับออกสู่บรรยากาศ

2.2 วิวัจักรเชิงทฤษฎีของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

จากที่กล่าวมาแล้วว่าหากต้องการทราบงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส สามารถได้จาก P-V ไดอะแกรม และหากต้องการทราบปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทก็ได้จาก T-S ไดอะแกรม สำหรับการทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊สนั้นใช้อากาศเป็นสารตัวกลาง ซึ่งสารตัวกลางมีการไหลสม่ำเสมอ ดังนั้นสมการในขณะที่มีการอัดตัวและขยายตัวของแก๊สร้อนเชิงทฤษฎีเมื่อวิเคราะห์จาก P-V ไดอะแกรม จะได้เท่ากับ $-\int V dp$ ส่วนความร้อนที่ให้หรือถ่ายเทออก วิเคราะห์จากพื้นที่ใต้กราฟ T-S ไดอะแกรม



รูปที่ 2 ส่วนประกอบเครื่องยนต์กังหันแก๊ส



รูปที่ 3 แสดง P-V และ T-S ไดอะแกรมของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

การวิเคราะห์เครื่องยนต์กังหันแก๊สนั้นต้องพิจารณาถึงสารตัวกลางที่มีการไหลอย่างต่อเนื่องและเท่ากันตลอดเวลา จึงต้องใช้หลักของกระบวนการของระบบที่มีการไหลอย่างสม่ำเสมอ (Steady Flow) มาวิเคราะห์ดังนี้

2.3 วิวัจักรการทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

การทำงานในวัฏจักรเชิงทฤษฎี (Ideal cycle) ของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส ถือเป็นพื้นฐานเบื้องต้นในการทำงานและทำให้ง่ายแก่การเข้าใจ ซึ่งในวัฏจักรการทำงานจริง (Actual cycle) จะมีความแตกต่างออกไป และกระบวนการต่างๆ ก็ไม่ได้เป็นไปตามเงื่อนไขของวัฏจักรเชิงทฤษฎี คือในกระบวนการจาก (1) ไป (2) และ (3) ไป (4) ไม่เป็นกระบวนการแอเดียติก คือยังมีการถ่ายเทความร้อนเข้าหรือออกจากระบบ หรือมีการสูญเสียความร้อนในระบบการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้กระบวนการ (2) ไป (3) มีการสูญเสียความดัน จึงไม่เป็นกระบวนการการสันดาปแบบความดันคงที่ อีกทั้งมวลของสารตัวกลางที่ไหลผ่านคอมเพรสเซอร์และกังหันมีปริมาณที่ไม่เท่ากัน แต่เนื่องจากในทางปฏิบัติเราจำเป็นต้องค่าตัวแปรบางตัวเพื่อสะดวกในการแก้ปัญหา หรือถือว่าตัวแปรดังกล่าวมีอิทธิพลน้อยมากเพื่อให้เห็นความแตกต่างที่ชัดเจนจึงสรุปลักษณะของวัฏจักรเครื่องยนต์กังหันแก๊สทำงานจริง (Actual Cycle) เมื่อเทียบกับวัฏจักรอุดมคติ ดังนี้

2.3.1 กระบวนการทุกกระบวนการไม่สามารถย้อนกลับได้ เนื่องจากระบบมีความผิด การไหลของสารทำงานไม่ได้คงที่สม่ำเสมอการไหลเป็นแบบไม่คงที่ซึ่งแต่ละอุปกรณ์ไม่สามารถทำงานได้ประสิทธิภาพ 100 เปอร์เซ็นต์

2.3.2 ค่าความร้อนจำเพาะมีการเปลี่ยนแปลงเนื่องจากอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลง และคุณลักษณะสารทำงานที่เปลี่ยนไป เช่น จากอากาศเป็นส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศและโอเลียมที่ได้จากการสันดาปเป็นต้น

2.3.3 จำนวนของสารทำงานในระบบมีการเปลี่ยนแปลงไม่คงที่ หรือมีการไหลที่ต่อเนื่อง

2.3.4 เกิดการสูญเสียความร้อนที่ได้จากการสันดาปเชื้อเพลิงอาจเกิดจากการสันดาปที่ไม่สมบูรณ์

หรือการสันดาปไม่ได้เป็นไปตามกระบวนการความดันคงที่

2.3.5 เกิดการสูญเสียความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อม การอัดอากาศที่คอมเพรสเซอร์และการขยายตัวของแก๊สร้อนที่กังหันไม่ได้เป็นไปตามกระบวนการแอเดียติก มีการสูญเสียความร้อนออกจากระบบ และสูญเสียความร้อนออกจากห้องเผาไหม้เนื่องจากวัฏจักรเชิงทฤษฎี การอัดอากาศของคอมเพรสเซอร์และการขยายตัวของแก๊สร้อนในกังหันเป็นกระบวนการแอเดียติก (ไม่มีความร้อนเข้าหรือออกจากระบบ) นั่นคือเอนโทรปี (S) มีค่าคงที่แต่ในทางปฏิบัติไม่อาจเป็นเช่นนั้น เพราะเกิดการสูญเสียให้กับผนังหรือชิ้นส่วนของคอมเพรสเซอร์และกังหันเป็นต้น กระบวนการอัดตัวและขยายตัวในวัฏจักรการทำงานจริง เมื่อเปรียบเทียบกับวัฏจักรเชิงทฤษฎี

3. การออกแบบ

ในการออกแบบเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็กนั้น มีองค์ประกอบหลายด้านด้วยกันหลายอย่าง แต่เนื่องจากทางผู้จัดทำ ได้ใช้ชิ้นส่วนบางส่วนมาเป็นส่วนประกอบในการสร้างเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็กในครั้งนี้อยู่ที่ชิ้นส่วนที่ทางผู้จัดทำนำมาใช้เป็นส่วนประกอบหลักในการสร้างครั้งนี้ได้แก่ อุปกรณ์คอมเพรสเซอร์และเทอร์โบ ที่ได้มาจากระบบเทอร์โบชาร์จของรถยนต์นิสสัน ซึ่งเป็นรุ่น RB-20

3.1 การออกแบบอุปกรณ์บังคับการเคลื่อนที่ของอากาศ (Diffuser system)

ดิฟฟิวเซอร์ หรืออุปกรณ์บังคับการเคลื่อนที่ของอากาศจะทำงานร่วมกับตัวใบพัดคอมเพรสเซอร์ เมื่ออากาศผ่านเข้าคอมเพรสเซอร์จะถูกใบพัดเหวี่ยงอากาศให้เคลื่อนที่ไปยังส่วนปลายใบพัดเกิดแรงหนีศูนย์กลางขึ้น ตัวใบพัดออกแบบให้อากาศเกิดการเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงและเกิดการอัดขึ้น เมื่อแก๊สไหลออกจากปลายใบพัดจะไหลเข้าสู่ส่วนดิฟฟิวเซอร์ ซึ่งจะทำหน้าที่

เปลี่ยนพลังงานจลน์จากความเร็วปลายใบพัดเป็นความดันสถิต (Static Pressure) ที่สูงขึ้นและกระบวนการไหลเป็นแบบอเดียแบติกโดยขณะที่อากาศถูกผลักให้เคลื่อนที่ผ่านไปที่ปลายใบพัดอากาศจะถูกบังคับให้อัดตัวแล้วส่งต่อไปให้ท่อรวมอากาศเพื่อที่จะส่งต่อไปยังห้องเผาไหม้อีกที

3.2 ออกแบบชุดกังหัน

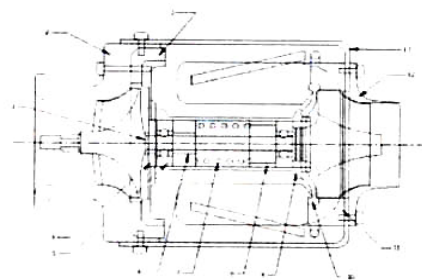
สำหรับส่วนของกังหันแก๊สมีบทบาทอย่างมาก ในการควบคุมพลังงานกลที่เกิดขึ้นจากการผลักดันของแก๊สร้อนต่อกังหันการส่งต่อกำลังมาขับเคลื่อนเพรสเชอร์และอุปกรณ์อื่น โดยลักษณะพื้นฐานแล้วใบกังหัน คือแผ่นจานซึ่งหมุนในลักษณะสมดุลโดยมีใบพัดซึ่งเป็นโลหะผสม กังหันอาจมีชุดเดียวหรือหลายชุดก็ได้ขึ้นอยู่กับความต้องการงานส่งออกที่ต้องใช้ในเครื่องยนต์กังหันแก๊สนี้ ออกแบบให้มีชุดเดียว ส่วนของแก๊สร้อนที่เกิดจากการสันดาปได้รับการออกแบบให้แก๊สร้อนสามารถเคลื่อนตัวไปในทิศทางที่ทำให้เกิดแรงผลักดันสูงสุด หรือ มีทิศทางตั้งฉากกับกังหันให้มากที่สุด จากนั้นแก๊สร้อนจะถูกระบายออกไปทางด้านท้ายส่วนหางในชุดกังหันประกอบไปด้วยหัวฉีดไกด์เวน (nozzle guide vane) และโรเตอร์ ผลกระทบทั้งหมดที่เกิดในกระบวนการเป็นผลมาจากความร้อนที่ตกลง อัตราส่วนของงานที่ส่งผ่านมาจากใบพัดโรเตอร์จะแสดงออกมาในรูปของอัตราส่วนระดับแรงปฏิกิริยา

3.3 การเผาไหม้เชื้อเพลิง

การเผาไหม้เป็นปฏิกิริยาทางเคมีที่เกิดขึ้นอย่างรวดเร็วระหว่าง เชื้อเพลิงกับออกซิเจน เมื่อเกิดปฏิกิริยาเคมีพลังงานเคมีที่สะสมอยู่ในอะตอมของเชื้อเพลิงและออกซิเจน จะถูกปลดปล่อยออกมาในรูปของความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อม การเผาไหม้แบบนี้ถือว่าเป็นปฏิกิริยาแบบเอ็กโซเทอร์มิก (exothermic reaction) ทำให้อุณหภูมิของสารผสมระหว่างอากาศ

กับเชื้อเพลิงสูงขึ้น ถ้าอัตราการปล่อยพลังงานมีมากกว่าอัตราการสูญเสียพลังงานให้กับสิ่งแวดล้อม อุณหภูมิของสารผสมก็จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ มีผลทำให้สารผสมที่ใกล้เคียงเกิดปฏิกิริยาตามและเกิดการเผาไหม้ต่อเนื่อง

4. แบบเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก



รูปที่ 7 แบบเครื่องยนต์เจ็ท

การทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กที่ได้ออกแบบและสร้างขึ้น โดยแบ่งเป็นขั้นตอนคือ การทดสอบการติดเครื่องยนต์ การทดสอบอุณหภูมิไอเสีย และการทดสอบแรงขับพบว่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์ค่อยๆ เพิ่มขึ้นจากการติดเครื่องยนต์ด้วยเชื้อเพลิง gas อุณหภูมิของไอเสียของเครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วจาก 35 °C เป็น 350 °C และเมื่อป้อนเชื้อ Jet A-1 เข้าสู่เครื่องยนต์รอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วไปที่ 50,000 rpm อุณหภูมิของไอเสียของเครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นในช่วงแรกและลดลงเมื่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น จาก 800 °C



เป็น 550°C เครื่องยนต์แสดงอาการว่าจะรักษาความเร็วรอบเดินเบาที่ 50,000 rpm และที่ความเร็วรอบนี้เครื่องยนต์ผลิตกำลังขับได้ 2.5 lb จากการทดลองสรุปได้ว่า เครื่องยนต์นี้ยังไม่สามารถทำงานได้ด้วยตัวเองอย่างสมบูรณ์ แต่มีความเป็นไปได้มากที่จะสามารถในการปรับปรุงให้เครื่องยนต์สามารถรักษาความเร็วรอบและให้กำลังมากขึ้น

5. สรุปผลการทดสอบ

การทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กที่ได้ออกแบบและสร้างขึ้น โดยแบ่งเป็นขั้นตอนคือ การทดสอบการติดเครื่องยนต์ การทดสอบอุณหภูมิไอเสีย และการทดสอบแรงขับจากการทดลองสรุปได้ว่าเครื่องยนต์นี้ยังไม่สามารถทำงานได้ด้วยตัวเองอย่างสมบูรณ์ แต่มีความเป็นไปได้มากที่จะสามารถในการปรับปรุงให้เครื่องยนต์สามารถรักษาความเร็วรอบและให้กำลังมากขึ้น เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กนี้สามารถให้แรงขับประมาณ 2.5 ปอนด์ เครื่องยนต์แสดงอาการว่าจะรักษาความเร็วรอบเดินเบาที่ 50,000 มีอุณหภูมิของไอเสียที่ 550°C

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณ ทางคณะอาจารย์ที่ควบคุมวิทยานิพนธ์ที่ช่วยให้คำปรึกษา ในด้านการออกแบบ

และการสร้างเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กนี้

เอกสารอ้างอิง

1. B. Sternlicht and G. M. Thur, "Alternative Prime Movers for future automobiles", Second symposium on low pollution power systems development, dusseldorf, nov. 4-8 1974
2. John S. collman, et al "the GT-225 An engine for passenger-car Gas turbine research", SAE 750167
3. Thomas Kamps, Model jet engine 1997, United Kingdom, pp. 27-82,
4. Yunus A. Cengel. **Thermodynamics** vol.4th (Newyork : McGraw-Hill, 2000) : 287-303, 475-507
5. Frank M. White. **Fluid Mechanics** vol.2nd (Singapore : McGraw-Hill, 1988) : 10-19
6. วีระชัย ลิ้มพรชัยเจริญ. **กลศาสตร์ของไหล** 1 พิมพ์ครั้งที่ 1. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2544) : 32-40 ดร.เสรี ศุภราทิตย์. **กลศาสตร์ของไหล** พิมพ์ครั้งที่ 1 (มหาวิทยาลัยรังสิต, 2544) 3.1-3.27

ประวัติย่อผู้วิจัย

ประวัติย่อผู้วิจัย

ชื่อ ชื่อสกุล	นายชานันท์ ชัยสุข
วันเดือนปีเกิด	25 พฤศจิกายน 2520
สถานที่เกิด	เชียงใหม่
สถานที่อยู่ปัจจุบัน	3199/37 ซ.ลาดพร้าว 101 วัดบึงทองหลาง แขวงคลองจั่น เขตบางกะปิ กรุงเทพมหานคร
ประวัติการศึกษา	
พ.ศ.2531	มัธยมศึกษาตอนต้น จากโรงเรียนปรินส์รอยแยลส์วิทยาลัย เชียงใหม่
พ.ศ. 2535	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ อิเล็กทรอนิกส์ จากโปลิเทคนิคลานนา เชียงใหม่
พ.ศ. 2539	ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง เทคนิคอุตสาหกรรม จากสถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตภาคพายัพเชียงใหม่
พ.ศ. 2542	อุดมศึกษา(ครุศาสตร์อุตสาหกรรม) วิศวกรรมอุตสาหการ จากสถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตภาคพายัพเชียงใหม่
พ.ศ. 2549	บัณฑิตศึกษา(วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต) วิศวกรรมเครื่องกล จากมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ