

การศึกษาความเป็นไปได้ในการนำความร้อนทิ้งของแก๊สเทอร์ไบน์มาใช้งาน
ในสถานีเพิ่มความดันแก๊สธรรมชาติ

ปริญญานิพนธ์
ของ
สาณัฐ อุตตศาสตร์

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
พฤษภาคม 2553

การศึกษาความเป็นไปได้ในการนำความร้อนทิ้งของแก๊สเทอร์ไบน์มาใช้งาน
ในสถานีเพิ่มความดันแก๊สธรรมชาติ

ปริญญานิพนธ์
ของ
สาณิจู อรรถศาสตร์

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
พฤษภาคม 2553
ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

การศึกษาความเป็นไปได้ในการนำความร้อนทิ้งของแก๊สเทอร์ไบน์มาใช้งาน
ในสถานีเพิ่มความดันแก๊สธรรมชาติ

บทคัดย่อ
ของ
สาณิจู อรรถศาสตร์

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
พฤษภาคม 2553

สถานี อุตสาหกรรม. (2553). การศึกษาความเป็นไปได้ในการนำความร้อนทิ้งของแก๊สเทอร์ไบน์มาใช้
งานในสถานีเพิ่มความดันแก๊สธรรมชาติ. ปรินต์ฉบับพิมพ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล).
กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ. คณะกรรมการควบคุม :
ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิชัย อภัยมงคล, ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จุฑารัตน์ คุรุเจริญ.

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาความเป็นไปได้ทางด้านเทคนิคและทางการเงินในการนำความร้อนทิ้ง
จากไอเสียของแก๊สเทอร์ไบน์มาใช้ในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไฮโดร โดยเป็นการนำความร้อนทิ้งมาใช้
ในกระบวนการผลิตกระแสไฟฟ้า นำไฟฟ้าที่ผลิตได้มาใช้งานในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไฮโดรและ
ขายไฟฟ้าส่วนที่เหลือให้กับการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค ในการวิจัยได้เข้าศึกษาและเก็บข้อมูลในสถานีเพิ่ม
ความดันแก๊สไฮโดร โดยพบว่าแก๊สเทอร์ไบน์มีการทำงานเฉลี่ย 6,745 ชั่วโมงต่อปี อุณหภูมิของแก๊ส
ไอเสียมีค่าเฉลี่ย 577 °C คิดเป็นอัตราการนำความร้อนจากไอเสียมาใช้ได้ 29,388 kW

การศึกษาศักยภาพของระบบผลิตไฟฟ้าได้เลือกระบบผลิตไฟฟ้าแบบ Organic Turbine Generator
มาใช้ โดยพิจารณาจากปัจจัยหลักที่ระบบนี้ไม่ต้องใช้น้ำในการผลิตกระแสไฟฟ้า เนื่องจากสถานีเพิ่ม
ความดันแก๊สไฮโดรขาดแคลนแหล่งน้ำดิบที่พอเพียง โดยผลการศึกษาพบว่าสามารถผลิตกำลังไฟฟ้า
ได้ 11.17 MW คิดเป็นพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ 75,650,786 kWh/year มีระยะเวลาคืนทุนคือ 6.9 ปี และ
อัตราผลตอบแทนการลงทุน (IRR) คือ 14%

คำสำคัญ (Keywords): แก๊สเทอร์ไบน์ / สถานีเพิ่มความดันแก๊ส / ความร้อนทิ้ง

A FEASIBILITY STUDY OF WASTE HEAT RECOVERY FROM GAS TURBINE
IN NATURAL GAS COMPRESSOR STATION

AN ABSTRACT
BY
SANIT ATHASART

Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Master of Engineering Degree in Mechanical Engineering
at Srinakharinwirot University
May 2010

Sanit Athasart. (2010). *A Feasibility Study of Waste Heat Recovery from Gas Turbine in Natural Gas Compressor Station*. Master thesis, M.Eng.(Mechanical Engineering). Bangkok: Graduate School, Srinakharinwirot University. Advisor Committee: Asst. Prof. Dr. Pichai Asadamongkon. Asst. Prof. Dr.Jutarat Kurujaroen.

The objective of this research is to evaluate both technical and financial potential of waste heat recovery from gas turbine in the natural gas pressure booster station. The generated electricity is supplied to SAIYOK compressor station and exported the surplus to the grid. The energy analysis was conducted for determining waste heat potential. It was founded that the gas turbine running hour was 6,745 hour/year. The average exhaust gas temperatures was 577 °C. The waste heat recovery rate was 29,388 kW.

Because the lack of water source at SAIYOK compressor station, Organic Turbine Generator system was designed for generate electrical power. Results from this study indicated that the Organic Turbine Generator system can generate electric power of 11.17 MW, electric energy of 75,650,786 kWh/year. The payback period, internal rate of return were determined. It showed that the feasibility result were 6.9 year payback period, 14%(IRR).

Keywords: Gas turbine / Compressor station / Waste Heat Recovery.

ประกาศคุณูปการ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้ประสบความสำเร็จเป็นอย่างดีเนื่องจากได้รับความร่วมมือการสนับสนุนและความอนุเคราะห์จากบุคคลหลาย ๆ ท่านที่ช่วยให้คำปรึกษาและแนะนำแนวทางต่าง ๆ ในการศึกษาวิจัยในครั้งนี้ ผู้วิจัยขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จุฑารัตน์ ศุภเจริญ และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิชัย อัมมมงคล เป็นอย่างสูง ซึ่งท่านกรุณาให้คำแนะนำและข้อมูลที่ใช้ในการศึกษาค้นคว้าถึงแนวทางการดำเนินการวิจัยตลอดจนถึงการตรวจทานแก้ไข ซึ่งทำให้ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้มีความถูกต้องและสมบูรณ์ยิ่งขึ้น

โดยสุดท้ายนี้หากปริญญานิพนธ์ฉบับนี้เป็นประโยชน์ต่อผู้ที่ศึกษาค้นคว้าและวิจัยในด้านนี้หรือด้านอื่น ๆ ผู้วิจัยขอขอบคุณงามความดี ให้ท่านบุคคลทั้งหลายที่ได้กล่าวมาและคอยให้คำแนะนำปรึกษามาข้างต้น

สาณัฐ อรรถศาสตร์

สารบัญ

บทที่	หน้า
1 บทนำ.....	1
ความสำคัญและที่มาของปัญหา	1
วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	1
ขอบเขตของการวิจัย.....	1
วิธีดำเนินการวิจัย	2
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับการวิจัย	2
2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	3
บทปรัทัศน์วรรณกรรม (Literature Review)	3
ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	5
3 การออกแบบและการคำนวณ	49
ข้อมูลของแก๊สเทอร์ไบน์และเครื่องจักรในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยค	49
การเลือกระบบที่ผลิตไฟฟ้า	51
ปริมาณไฟฟ้าที่ระบบ Organic Turbine Generator สามารถผลิตได้	52
ปริมาณความร้อนจาก Exhaust Gas	53
Organic Rankine Cycle	53
การวิเคราะห์จาก Organic Rankine Cycle	56
4 ผลการวิเคราะห์และวิจารณ์	60
ผลการตรวจวัดการใช้พลังงานในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยค	60
ผลการตรวจวัด Exhaust Gas ของ Gas Turbine	60
ผลการวิเคราะห์พลังงานความร้อนที่ Exhaust Gas ของ Gas Turbine	60
ผลการวิเคราะห์ศักยภาพการนำความร้อนทิ้งมาใช้ผลิตไฟฟ้า	61
5 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ	66
สรุปผลการวิจัย	66

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
5 (ต่อ)	
ข้อเสนอแนะ	67
บรรณานุกรม	68
ภาคผนวก	70
ภาคผนวก ก	71
ภาคผนวก ข	76
ภาคผนวก ค	79
ภาคผนวก ง	82
ประวัติย่อผู้วิจัย	86

บัญชีตาราง

ตาราง	หน้า
1 Parameter of Cogeneration System	9
2 ข้อดีและข้อเสียของ การผลิตไฟฟ้าโดยใช้ Organic Turbine Generator เมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ Steam Turbine	48

บัญชีภาพประกอบ

ภาพประกอบ	หน้า
1 Steam Topping Cycle	6
2 Steam Bottoming Cycle Diagram	7
3 Gas Turbine with Waste Heat Boiler Diagram	7
4 Combined Cycle.....	8
5 Diesel Engine with Waste Heat Boiler.....	9
6 วัฏจักรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม.....	11
7 เครื่องทำความเย็นแบบดูดซึมแบบสองชั้น (ข).....	12
8 เครื่องยนต์กังหันแก๊ส.....	20
9 Heavy-duty Industrial Gas Turbine.....	22
10 Aero-derivative Gas Turbine.....	22
11 แผนภาพ P-V และ P-S ของวัฏจักรเบรตัน.....	23
12 Brayton Cycle.....	24
13 Air Flow State of Brayton Cycle.....	24
14 แผนภาพ P-V ในเชิงทฤษฎี.....	25
15 กระบวนการแอเดียแบติก.....	27
16 แผนภาพ T-S การสูญเสียความดันในห้องเผาไหม้และอุปกรณ์ประกอบ.....	31
17 การสูญเสียความดันในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน.....	32
18 วิธี Regeneration.....	33
19 การถ่ายเทความร้อนระหว่างไอเสียและอากาศ.....	35
20 กระบวนการ Reheating.....	37
21 กระบวนการ Intercooling.....	38
22 ค่าเปรียบเทียบผลกระทบของอุณหภูมิบรรยากาศ.....	40
23 ค่าเปรียบเทียบ ผลกระทบของความสูงของที่ตั้ง.....	41
24 ค่าเปรียบเทียบ ผลกระทบของความชื้น.....	41
25 Organic Turbine Generator.....	44
26 Line Diagram ของ Organic Turbine Generator.....	45
27 Organic Turbine Generator Diagrams.....	46
28 T-S Diagram ของ Organic Rankine Cycle.....	47

บัญชีภาพประกอบ

ภาพประกอบ	หน้า
29 P-h Diagram ของ Organic Rankine Cycle.....	48
30 Process Flow Diagram.....	49
31 Gas Turbine.....	50
32 Centrifugal Compressor.....	51
33 System Configuration ของระบบผลิตไฟฟ้า.....	52
34 ส่วนประกอบของระบบ OGC.....	53
35 อุปกรณ์และเครื่องจักรของระบบ OGC.....	54
36 Plant lay out ของระบบ OGC.....	54
37 Line diagram ของระบบ OGC.....	55
38 T-s diagram ของระบบ OGC.....	56
39 P-h diagram ของระบบ OGC.....	56
40 Thermodynamic diagram ของ Pentane.....	57

บทที่ 1

บทนำ

1. ความสำคัญและที่มาของปัญหา

ปัจจุบันราคาพลังงานเพิ่มสูงขึ้นทุกวัน เนื่องจากแหล่งพลังงานที่ได้จากฟอสซิลมีอยู่อย่างจำกัด และประเทศไทยไม่มีแหล่งน้ำมันดิบที่พอเพียง ซึ่งจากราคาน้ำมันดิบที่เพิ่มขึ้นทำให้การใช้พลังงานต้องปรับจากการใช้น้ำมันเป็นเชื้อเพลิงอื่นๆ เช่น แก๊สธรรมชาติ ชีวมวล ไบโอดีเซล เป็นต้น แต่ทั้งนี้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าหรือในภาคอุตสาหกรรมและภาคการขนส่งจำเป็นต้องใช้พลังงานในปริมาณมาก ทางเลือกหนึ่งในการใช้พลังงานคือแก๊สธรรมชาติ ซึ่งประเทศไทยมีแหล่งแก๊สธรรมชาติ และสามารถนำมาใช้ได้ ปัจจุบันแก๊สธรรมชาติถือเป็นแหล่งพลังงานหลักที่นำมาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้า ซึ่งการใช้เพิ่มปริมาณขึ้นทุกวัน

การส่งแก๊สธรรมชาติจากแหล่งผลิตไปยังจุดใช้งานทำโดยระบบท่อ ซึ่งเมื่อปริมาณการใช้มากขึ้นทำให้แรงดันจากแหล่งผลิตไม่สามารถจ่ายไปในระบบท่อได้อย่างพอเพียง จึงจำเป็นต้องมีการเพิ่มความดันของแก๊สในระบบท่อ การเพิ่มความดันสามารถทำได้โดยใช้ Gas Turbine เพื่อเป็นต้นกำลังในการขับ Compressor ที่ใช้ในการเพิ่มแรงดันแก๊ส ดังนั้น Gas Turbine จัดเป็นอุปกรณ์หลักที่สำคัญในการส่งแก๊ส โดยระบบ Gas Turbine ที่ใช้ในการส่งแก๊สนั้นมีอุณหภูมิของไอเสียสูงถึง 500 องศาเซลเซียส และในระบบท่อส่งก๊าซภาคตะวันตกของบริษัท ปตท. จำกัด มหาชน ซึ่งรับแก๊สธรรมชาติจากพม่า นั้นมีสถานีเพิ่มแรงดันแก๊ส 2 แห่ง คือสถานีเพิ่มความดันแก๊สราชบุรี และสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยค มีการติดตั้ง Gas Turbine ถึง 6 unit โดยในปัจจุบันความร้อนในส่วนนี้ถูกทิ้งไปตลอดเวลาซึ่งเป็นการไม่เหมาะสมในยุคที่พลังงานมีราคาแพง ดังนั้นจึงควรหาแนวทางที่เหมาะสมในการนำความร้อนทิ้งในส่วนนี้กลับมาใช้งาน

2. วัตถุประสงค์ของการวิจัย

เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ทั้งทางด้านเทคนิคและด้านเศรษฐศาสตร์ ในการนำความร้อนทิ้งจากไอเสียของ Gas Turbine ในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคมาใช้งาน

3. ขอบเขตของการวิจัย

1. ศึกษากระบวนการใช้พลังงานของ Gas Turbine ในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยค
2. ศึกษาและออกแบบระบบเพื่อนำความร้อนทิ้งจากไอเสียของ Gas Turbine กลับมาใช้งานในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยค

3. ศึกษาความเป็นไปได้ทางด้านการเศรษฐศาสตร์ในการนำความร้อนทิ้งจากไอเสียของ Gas Turbine กลับมาใช้งานในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยค

4. วิธีดำเนินการวิจัย

เพื่อดำเนินงานวิจัยการศึกษาศักยภาพการนำความร้อนทิ้งจากแก๊สไอเสียของ Gas Turbine กลับมาใช้งานในสถานีเพิ่มความดันแก๊สได้จัดแนวทางการดำเนินงานตามลำดับขั้นตอนดังนี้

1. การรวบรวมข้อมูล
 - 1.1 ทบทวนเอกสารบทปริทรรศน์ของทฤษฎีงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
 - 1.2 ข้อมูลเกี่ยวกับ Gas Turbine
 - 1.3 ข้อมูลเกี่ยวกับระบบผลิตไฟฟ้าโดยใช้แหล่งพลังงานจากไอเสียของ Gas Turbine
2. การออกแบบระบบ
3. การวิเคราะห์ทางด้านเทคนิค
4. การวิเคราะห์ทางการเงิน
5. สรุปวิเคราะห์ผลการวิจัย
6. เรียบเรียงเนื้อหาของบทความและทำรายงานผลการดำเนินงานวิจัย
7. จัดทำรูปเล่มปริญญานิพนธ์และตีพิมพ์เอกสารงานวิจัย

5. ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากการวิจัย

1. ทราบถึงแนวทางในการนำความร้อนทิ้งจากไอเสียของ Gas Turbine ที่สถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคมาใช้อย่างเหมาะสม
2. เป็นแนวทางในการตัดสินใจลงทุนสร้างหรือปรับปรุงสถานีเพิ่มความดันแก๊สในอนาคต

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

1. บทปริทัศน์วรรณกรรม (Literature Review)

สำหรับบทนี้เป็นการสืบค้นข้อมูล ศึกษาและทบทวนเอกสารงานวิจัยของบุคคลต่างๆ ที่มีลักษณะคล้ายคลึงหรือมีส่วนเกี่ยวข้องกับการดำเนินงานวิจัยครั้งนี้ โดยทำการศึกษาเอกสารและงานวิจัยทั้งจากภายในประเทศและจากต่างประเทศซึ่งสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

บุญนาซา (Boonnasa. n.d.) ได้ศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพของ Combine Cycle Power Plant โดยนำ Absorption Chiller มาใช้ในการควบคุมอุณหภูมิของ Air Intake ก่อนเข้า Compressor ของ Gas Turbine ให้อยู่ที่ประมาณ 15°C , 100% RH ผลจากการศึกษาพบว่าสามารถเพิ่ม Power Output ของ Gas Turbine ได้ 10.6% และ Combine Cycle Power Output ของ Combine Cycle Power Plant เพิ่มขึ้น 6.24% และมีระยะเวลาคืนทุนประมาณ 3.8 ปี

อัลซมี (Alhzmy. n.d.) ได้ศึกษาผลของการควบคุมอุณหภูมิของ Air Intake ก่อนเข้า Compressor ของ Gas Turbine โดยใช้วิธี Spray Cooler และวิธี Cooling Coil ผลการศึกษาพบว่า วิธี Spray Cooler สามารถลดอุณหภูมิของอากาศได้ประมาณ $3-15^{\circ}\text{C}$ ทำให้ Power Output ของ Gas Turbine เพิ่มขึ้น 1-7% และประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น 3% ส่วนวิธี Cooling Coil สามารถเพิ่ม Power Output ของ Gas Turbine ได้ถึง 10% แต่ทั้งนี้วิธีนี้ทำให้ Net Power Output ของ Plant ลดลง 6% เนื่องจากพลังงานที่ต้องใช้ในการทำความเย็น

โมแฮม เอ ดาร์วิช, แฮซซาน เค อับดุลราฮิม และ อันวา บี อาเมอร์ (กรมโยธาธิการ. 2541; อ้างอิงจาก Mohamed A. Darwish, Hassan K. Abdulrahim; & Anwar B. Amer. n.d.) ได้ทำการศึกษาหาสภาวะที่เหมาะสมต่อการใช้งาน Gas Turbine ในประเทศคูเวต จากการศึกษาแบบ Gas Turbine ของกระทรวงผลิตกระแสไฟฟ้าและน้ำในคูเวต ซึ่งมีการติดตั้ง Gas Turbine (GT) จำนวน 16 units กำลังการผลิตกระแสไฟฟ้า 2000 MW ใช้แก๊สและน้ำมันเป็นเชื้อเพลิง ผลการศึกษาระบุว่ามีตัวแปรที่เกี่ยวข้อง 4 ประการที่จะทำให้การใช้งานระบบ GT เหล่านี้ดีขึ้น ตัวแปรแรก คือ ควรใช้งาน GT ในช่วง off-peak เพื่อเปิดทำงานระบบสกัดเกลือออกจากน้ำทะเลสภาวะดังกล่าวจะช่วยเพิ่มอัตราการผลิตเกลือ ลดการใช้พลังงานต่อหน่วยผลผลิตของการสกัดเกลือและลดปัญหา low water-to-power production ratio ตัวแปรที่ 2 คือ การนำความร้อนทิ้งจากเครื่องกำเนิดไอน้ำมาใช้ผลิตไอน้ำให้มากขึ้น ตัวแปรที่ 3 คือ เสนอให้ใช้ระบบ Gas/steam combine cycle เพื่อเพิ่มกำลังผลิตติดตั้งและประสิทธิภาพของระบบ ส่วนตัวแปรสุดท้าย คือ การลดอุณหภูมิ intake air ที่เข้าคอมเพรสเซอร์ซึ่งจะเพิ่มกำลังการผลิตของระบบในวันที่อากาศร้อน

ฮอสเซนีย์, เบชคานี และซอลตานิ (Hosseini, Beshkani; & Soltani. n.d.) ทำการศึกษาเกี่ยวกับการปรับปรุงสมรรถนะของ Gas Turbine Electric Energy Generator ของ Fars (Iran) combine cycle โดยการติดตั้งระบบ media evaporative cooling system การดำเนินการศึกษาด้วยการจำลองและประเมินค่า สำหรับการจำลองได้มีการศึกษาที่ตัวแปรต่างๆ เช่น ความเร็วลมทางเข้า รูปร่างทางเรขาคณิต ขนาดและความลึกของ media รวมถึงการประเมินถึง อัตราการระเหยน้ำและ temperature drop ของ cooler ที่ค่าตัวแปรต่างๆ ได้แก่ อุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ และความดันบรรยากาศ ผลการศึกษาสามารถสรุปได้ดังนี้

1. การเพิ่มความเร็วของอากาศที่ทางเข้าทำให้ประสิทธิภาพของ cooler ลดลงและ pressure drop มีค่าเพิ่มขึ้น
2. การเพิ่มความลึกของ media ทำให้ประสิทธิภาพและ pressure drop เพิ่มขึ้น
3. ในกรณีที่ต้องใช้ความเร็วของอากาศที่ทางเข้าสูง ทำให้ต้องใช้ media ที่ลึกมากยิ่งขึ้น เพื่อให้ประสิทธิภาพดีขึ้น
4. ด้วยการติดตั้ง media evaporative cooling ทำให้ temperature drop ของอากาศทางเข้าเท่ากับ 19°C และ Output ของ Gas turbine ของ Fars (Iran) combine cycle power plant มีค่ามากกว่า 11 เมกะวัตต์ ที่อุณหภูมิบรรยากาศ 38°C ความชื้นสัมพัทธ์ 8% โดยมีระยะเวลากินทุนประมาณ 4 ปี และคำนวณที่ราคาระแสไฟฟ้าที่ผลิตเท่ากับ 2.5 Cents/kWh

ฮาซาน (Hasan. n.d.) ได้ศึกษาถึงผลกระทบของอุณหภูมิอากาศที่มีต่อการผลิตกระแสไฟฟ้าและปริมาณการใช้เชื้อเพลิงของ Gas Turbine ผลการศึกษาพบว่าอุณหภูมิที่สูงขึ้นของ Air Intake ที่เข้า Gas Turbine นอกจากจะทำให้กระแสไฟฟ้าที่ Power Plant ผลิตได้ลดลงแล้ว ยังส่งผลให้ใช้เชื้อเพลิงในการผลิตไฟฟ้าเพิ่มขึ้นด้วย

บาสซิลี (Bassily. n.d.) ได้ศึกษาถึงการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบ Gas turbine โดยการนำเอาระบบ Absorption มาใช้ที่ Inlet cooling ของ Gas turbine ได้นำ exhaust gas ของระบบมาใช้กับ two stages compressor ผลการศึกษาพบว่าสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของ Gas turbine cycle ได้มากกว่า 6.6%

เมอซี คาร์ดุ และ มาวินา ไบคา (Mircea Cardu ; & Malvina Baica. n.d.) ได้ศึกษาการลดการเกิด NO_x ของกังหันแก๊ส โดยทำการศึกษาแบ่งเป็น 3 กรณี คือ การพ่นน้ำเข้าห้องเผาไหม้ของกังหันแก๊สอย่างสมบูรณ์ เปรียบเทียบกับการพ่นน้ำบางส่วน และไม่มีการพ่นน้ำ ผลการศึกษาพบว่า การพ่นน้ำอย่างสมบูรณ์สามารถลดการเกิด NO_x ได้เป็นอย่างดี

แคมเบล และคณะ (Campbell; et al. n.d.) ได้ศึกษาการลดปริมาณ NO_x โดยใช้ Staged Prevaporizer-Premixer injector (SPP) เพื่อทำให้อากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ของกังหันแก๊สร้อนขึ้น

ร่วมกับการพ่นน้ำและไอน้ำเข้าห้องเผาไหม้ ผลการศึกษาพบว่าสามารถลดการเกิด NO_x ได้ และการอุ่นอากาศทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น แต่การพ่นน้ำทำให้ประสิทธิภาพลดลง 2.5-4%

โอมาร์ ออตแมน แบดราน (Omar Othman Badran. n.d.) ได้ศึกษาเกี่ยวกับการพัฒนาประสิทธิภาพของ Gas Turbine เนื่องจาก Gas turbine ถูกนำมาใช้ในหลายๆ อุตสาหกรรม เช่น การผลิตกระแสไฟฟ้า การทำงานของเครื่องบิน ฯลฯ งานวิจัยนี้มุ่งเน้นที่การพัฒนาตัวแปรต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับประสิทธิภาพของ Gas turbine เช่น ประสิทธิภาพทางความร้อน ปริมาณการใช้พลังงานต่อหน่วยผลผลิต Net work output ประสิทธิภาพของเทอร์ไบน์และคอมเพรสเซอร์ อุณหภูมิอากาศเข้าคอมเพรสเซอร์และอุณหภูมิอากาศเข้าเทอร์ไบน์ ผลการศึกษาพบว่า

1. สถานที่ตั้ง power station มีบทบาทสำคัญต่อประสิทธิภาพของระบบ เนื่องจากอุณหภูมิของอากาศเข้าคอมเพรสเซอร์ขึ้นอยู่กับสถานะอุณหภูมิบรรยากาศ ผลการศึกษาได้ว่าประสิทธิภาพทางความร้อนของระบบจะเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิอากาศเข้าคอมเพรสเซอร์ลดลง

2. การเพิ่มขึ้นหรือลดลงของประสิทธิภาพคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์จะมีผลอย่างมากต่อคุณลักษณะของ Gas turbine เนื่องจากเมื่อประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้นจะลดงานในการอัดของคอมเพรสเซอร์และเพิ่มงานขยายทำให้ประสิทธิภาพของ Gas turbine เพิ่มขึ้นเนื่องจาก net work output เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ต้นทุนด้านพลังงานต่ำลง

3. net work output ขึ้นกับอัตราส่วนความดันและ maximum cycle temperature ประสิทธิภาพของ cycle จะมีค่าสูงสุดที่อัตราส่วนความดันค่าหนึ่ง

4. อุณหภูมิอากาศเข้าเทอร์ไบน์เป็นตัวแปรหนึ่งที่มีความสำคัญ โดยทั่วไปเมื่ออุณหภูมิอากาศเข้าเทอร์ไบน์มีค่าสูงขึ้น net work output ของ cycle และประสิทธิภาพของ cycle จะเพิ่มขึ้น

5. ประสิทธิภาพการเผาไหม้มีผลต่ออุณหภูมิอากาศเข้าเทอร์ไบน์

คอสแตนเต อีเวนิซซี และเปาโล ไอโอรา (Costante Invernizzi; & Paolo Iora. n.d) ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับความเป็นไปได้ในการใช้ ejector-powered refrigerating cycle สำหรับนำความร้อนจาก micro-gas turbine กลับมาใช้ ประสิทธิภาพของเครื่องเป่าวิเคราะห์โดยใช้แบบจำลอง one-dimensional flow model อธิบายคุณสมบัติของสารทำงาน โดยเลือกใช้น้ำ แอมโมเนีย และ HFC-134a เป็นสารทำงานในงานวิจัย สัมประสิทธิ์การทำความร้อนสามารถมีค่าถึง 0.3 สมมุติฐานที่ใช้พิจารณา

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

ระบบผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วม (Cogeneration system)

กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน (2544) กล่าวถึง ระบบผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วม เป็นระบบที่ใช้ต้นกำลังเดียวสามารถผลิตความร้อนคู่ควบกับการผลิตกระแสไฟฟ้า โดยการผลิตความร้อนอาจอยู่ในรูปของไอน้ำ ของเหลวร้อน หรือแก๊สร้อน เทคโนโลยีนี้มีการใช้กันอย่าง

แพร่หลายในสถานประกอบการหรือโรงงานที่ต้องการใช้ทั้งไฟฟ้าหรืองานเพลและความร้อน ระบบ Cogeneration ประกอบด้วยส่วนสำคัญ 2 ส่วนคือ ส่วนที่ผลิตไฟฟ้าหรืองานเพล และส่วนที่ผลิตความร้อน ซึ่งเมื่อพิจารณาถึงลำดับการใช้ประโยชน์สามารถแบ่งระบบ Cogeneration ออกได้เป็น 2 รูปแบบ คือ

1. Topping cycle เป็นระบบที่ใช้พลังงานจากเชื้อเพลิงเพื่อผลิตไฟฟ้าหรืองานเพลาก่อน หลังจากนั้นจึงนำความร้อนที่ออกจากกระบวนการผลิตกำลังไปใช้ประโยชน์ในกระบวนการผลิตต่อไป การใช้ความร้อนของ Topping cycle จะเป็นการใช้ความร้อนที่ระดับต่ำเช่นเป็นไอน้ำที่อุณหภูมิหรือความดันไม่สูงมากนัก

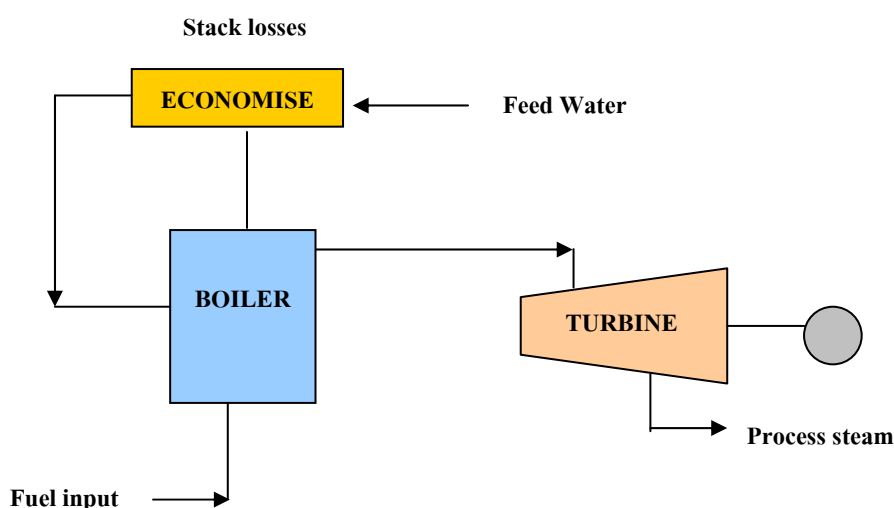
2. Bottoming cycle เป็นระบบที่นำความร้อนที่ได้ไปใช้ในกระบวนการผลิตก่อน หลังจากนั้นจึงนำความร้อนที่ออกจากกระบวนการผลิตไปใช้ในการผลิตไฟฟ้าหรืองานเพลต่อไป

เทคโนโลยีของระบบผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วมมีด้วยกันหลายชนิด แต่ที่นิยมใช้งานมี 4 ชนิดดังนี้คือ

1. ระบบกังหันไอน้ำ (Steam Turbine)

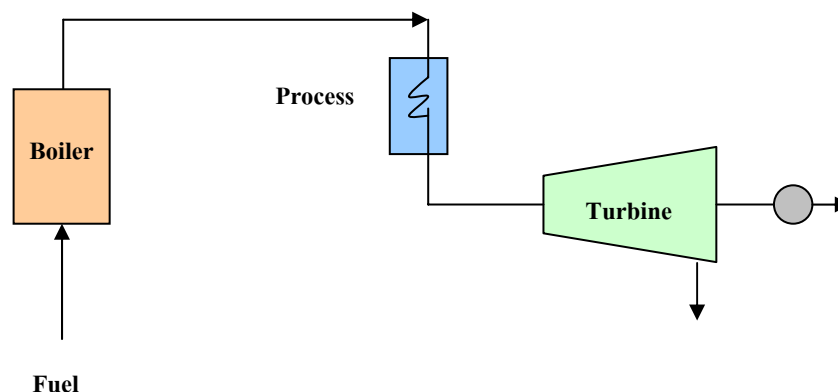
ระบบกังหันไอน้ำ แยกตามรูปแบบการใช้งานเป็น 2 ชนิดคือ Steam Topping Cycle และ Steam Bottoming Cycle

ระบบ Topping ไอน้ำที่ผลิตจากหม้อไอน้ำจะถูกปล่อยผ่านกังหันไอน้ำซึ่งต่อกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า ไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำซึ่งเป็นไอน้ำที่ความดันและอุณหภูมิต่ำจะส่งไปให้ความร้อนแก่กระบวนการผลิตดังแสดงได้ดังภาพประกอบ 1



ภาพประกอบ 1 Steam Topping Cycle

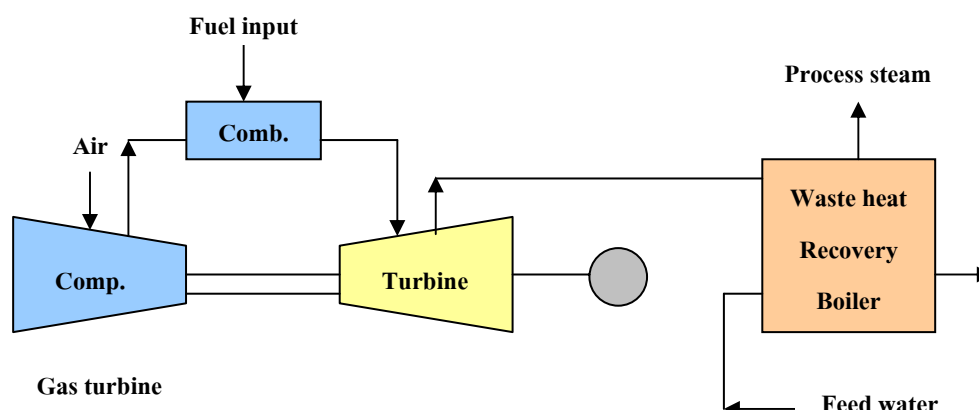
ระบบ Bottoming จะใช้ไอน้ำที่ได้จากหม้อไอน้ำเพื่อให้ความร้อนแก่กระบวนการผลิตก่อน แล้วจึงค่อยส่งไอน้ำที่ผ่านกระบวนการผลิตไปยังกังหันไอน้ำเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า ดังแสดงได้ดังภาพประกอบ 2



ภาพประกอบ 2 Steam Bottoming Cycle Diagram

2. ระบบกังหันแก๊สและหม้อไอน้ำความร้อนทิ้ง (Gas Turbine with Waste Heat Boiler)

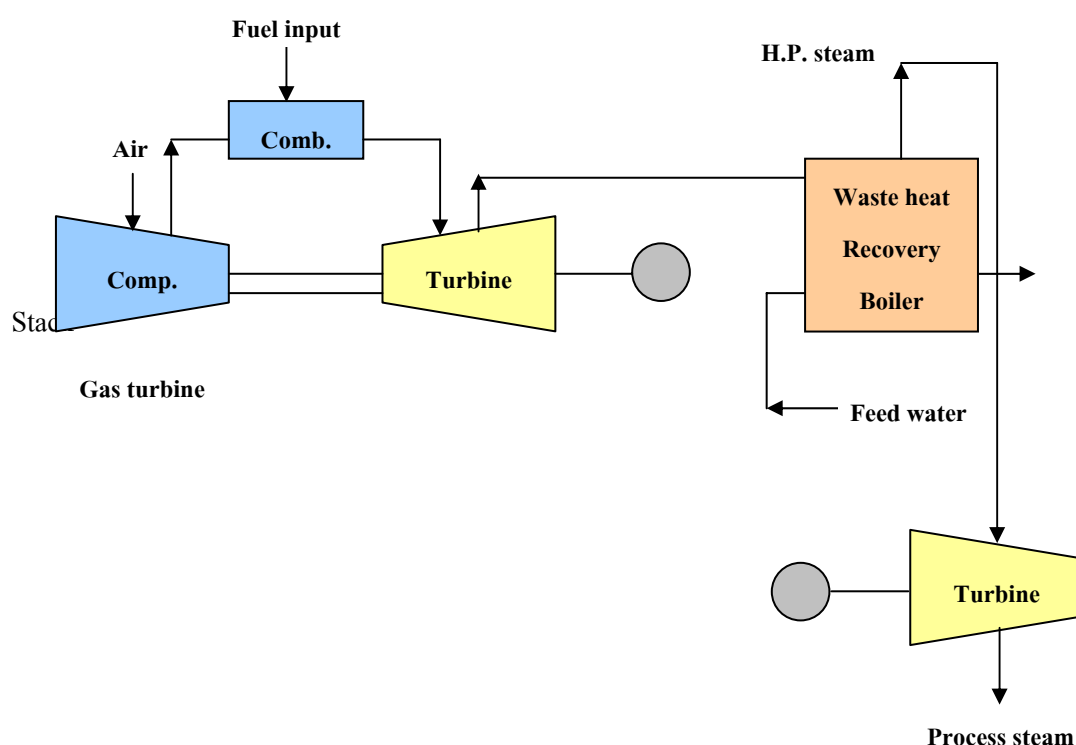
ระบบกังหันแก๊สเป็นระบบที่ใช้แก๊สร้อนความดันสูงซึ่งได้จากการเผาไหม้ระหว่างอากาศอัด (Compressed Air) และเชื้อเพลิง ไปขับเคลื่อนกังหันแก๊สที่ต่อกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า หลังจากแก๊สร้อนผ่านกังหันแล้วยังมีความดันและอุณหภูมิสูงจะถูกส่งไปแลกเปลี่ยนความร้อนในชุดนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ เช่น หม้อไอน้ำความร้อนทิ้ง เพื่อผลิตไอน้ำไปใช้ในกระบวนการผลิตดังภาพประกอบ 3



ภาพประกอบ 3 Gas Turbine with Waste Heat Boiler Diagram

3. ระบบผสม (Combined Cycle)

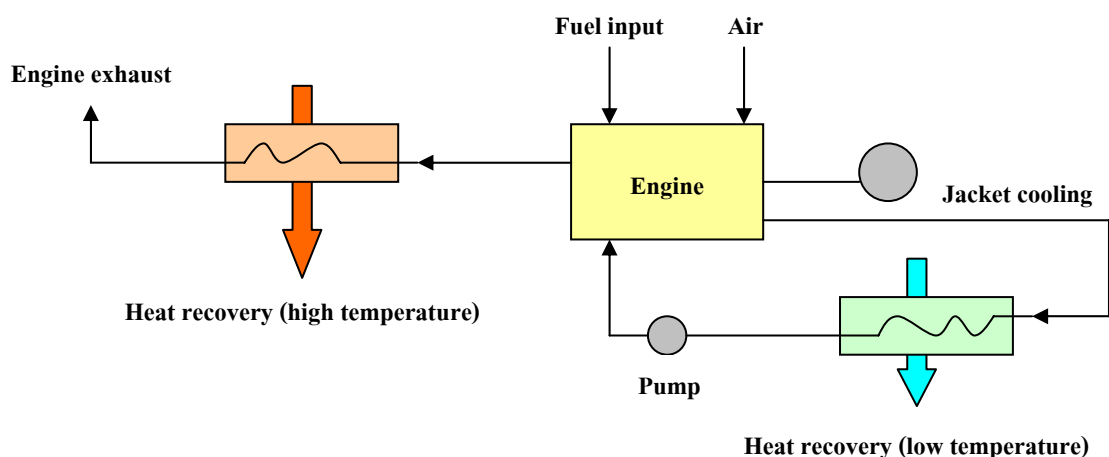
ระบบผสม เป็นระบบรวมระหว่างกังหันแก๊สและกังหันไอน้ำ การทำงานของระบบในช่วงแรกคล้ายกับระบบกังหันแก๊สคือใช้แก๊สร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ไปขับกังหันเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า ในช่วงที่สองจะเป็นการนำเอาแก๊สร้อนที่ยังคงมีอุณหภูมิสูงหลังจากออกจากกังหันมาเป็นแหล่งความร้อนสำหรับหม้อไอน้ำความร้อนทิ้ง โดยไอน้ำที่ได้จะนำไปขับกังหันไอน้ำเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้าแล้วจึงนำไอน้ำไปใช้ในกระบวนการผลิตต่อไป ซึ่งระบบนี้จะทำให้มีส่วนผลิตกระแสไฟฟ้าถึงสองส่วนคือกังหันแก๊ส และกังหันไอน้ำดังภาพประกอบ 4



ภาพประกอบ 4 Combined Cycle

4. เครื่องยนต์ดีเซลกับหม้อไอน้ำความร้อนทิ้ง (Diesel Engine with Waste Heat Boiler)

ระบบผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วมแบบเครื่องยนต์ดีเซลกับหม้อไอน้ำความร้อนทิ้ง จะใช้เครื่องยนต์ดีเซลขับเคลื่อนเครื่องกำเนิดกระแสไฟฟ้า ส่วนไอร้อนจากการสันดาปที่ทิ้งจากเครื่องยนต์จะนำไปใช้เป็นแหล่งความร้อนสำหรับหม้อไอน้ำความร้อนทิ้งเพื่อใช้ผลิตไอน้ำใช้ในกระบวนการผลิต และน้ำหล่อเย็นเครื่องยนต์ดีเซลที่ออกมาจะมีอุณหภูมิสูงสามารถนำไปใช้เป็นแหล่งความร้อนในกระบวนการผลิตได้ดังภาพประกอบ 5



ภาพประกอบ 5 Diesel Engine with Waste Heat Boiler

รูปแบบของระบบผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วมที่กล่าวมาจะมีความแตกต่างและเหมือนกันในเรื่องของอุปกรณ์หลายประการ ซึ่งตารางที่ 1 จะแสดงถึงการเปรียบเทียบพารามิเตอร์ต่างๆ บางประการของรูปแบบของระบบผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วม 3 ระบบคือ กังหันไอน้ำ กังหันแก๊ส และเครื่องยนต์สันดาปภายใน

ตาราง 1 Parameter of Cogeneration System

รายละเอียด	Back Pressure Steam turbine	กังหันแก๊ส	เครื่องยนต์สันดาป ภายใน
ขนาดของระบบ	500 kW – 15MW	500 kW – 100MW	15 kW – 10MW
ประสิทธิภาพรวม	สูงสุด 80% (ขึ้นอยู่กับ Boiler)	55-75%	50-80%
H/P	5-20	2-5	1-3
ความร้อนที่ออก จากระบบ	ไอน้ำอุณหภูมิสูงถึง 150 °C	แก๊สร้อนอุณหภูมิ 450-550 °C	50% น้ำร้อนและ 50% แก๊สร้อน 450 °C
เชื้อเพลิงที่ใช้	ใช้เชื้อเพลิงได้หลายชนิด	แก๊ส, ดีเซลหรือเชื้อเพลิง เหลวขึ้นกับขนาด	แก๊สหรือเชื้อเพลิง เหลว

ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม (Vapor absorption chiller system)

อัลทาส์ และคณะ (Althouse; et al. 1982); เฟอดินาร์ด แครร์ (Ferdinand Carre. n.d.) ได้ประดิษฐ์ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมขึ้นในปี พ.ศ. 2503 เพื่อใช้ผลิตน้ำแข็งใช้ในประเทศสหรัฐอเมริกา เกิดสงครามกลางเมือง เนื่องจากไม่สามารถขนส่งน้ำแข็งธรรมชาติจากภาคเหนือของอเมริกามาใช้ได้จึงเป็นจุดเริ่มต้นในการพัฒนาระบบทำความเย็นแบบดูดซึมตั้งแต่นั้น

1. หลักการพื้นฐาน

ที่ความดันบรรยากาศ น้ำจะเดือดที่อุณหภูมิ 100°C หากสามารถลดความดันให้ต่ำลง อุณหภูมิจุดเดือดน้ำก็จะต่ำลง เช่น ที่ความดัน 6 มิลลิเมตรปรอท จุดเดือดอยู่ที่ 3.7°C

ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมเป็นการใช้สารดูดซึม (Absorbent) และสารทำความเย็น (Refrigerant) ร่วมกันโดยบางขณะสารทำความเย็นจะถูกดูดซึมด้วยสารดูดซึม บางขณะจะแยกตัวออกจากสารดูดซึม

กำลังงานที่ใช้ขับให้สารทำความเย็นเกิดการไหลวนภายในระบบ มี 2 ส่วน คือ 1) เครื่องสูบลูกสูบสารทำความเย็นในสภาพประกอบเป็นของเหลวไหลวนในระบบ 2) พลังงานความร้อนเพื่อให้สารทำความเย็นกลายเป็นไอสองจุดมีความดันแตกต่างกันเกิดการไหลวนภายในระบบได้

สารดูดซึมและสารทำความเย็นที่นิยมใช้งานโดยทั่วไป ได้แก่ น้ำกับแอมโมเนีย ลิเทียมไนเตรทกับแอมโมเนีย ลิเทียมคลอไรด์กับน้ำ และลิเทียมโบรมาด์กับน้ำ

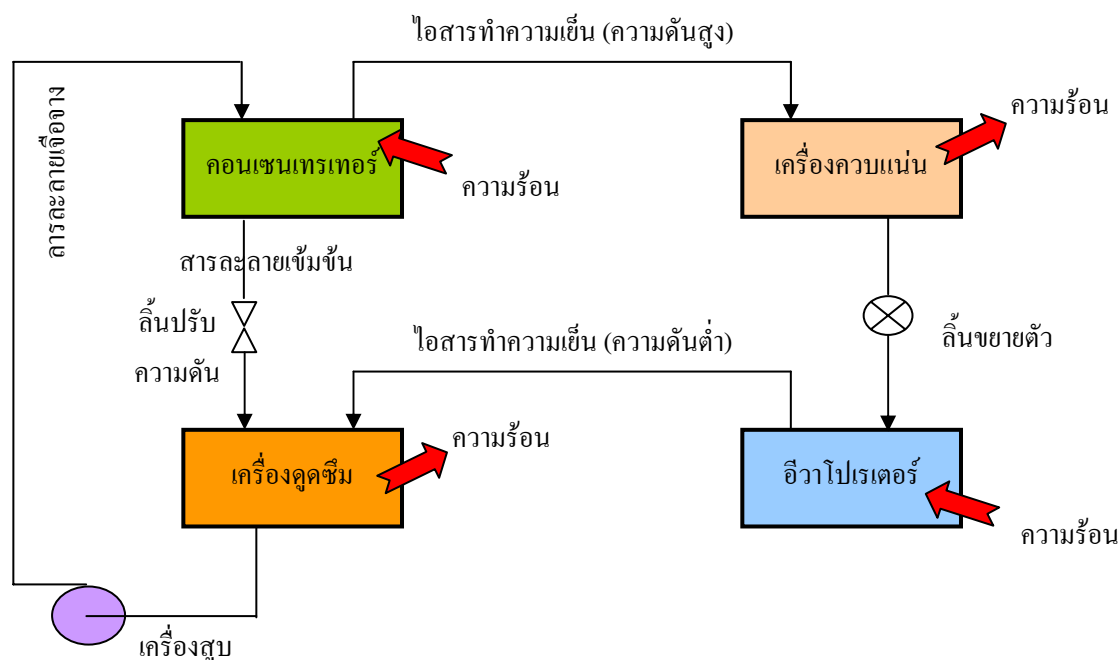
2. หลักการทำงาน

การทำงานของระบบนี้คล้ายกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอเพียงแต่แทนที่เครื่องอัดไวด้วยชุดอุปกรณ์อัดสารทำความเย็น ซึ่งประกอบด้วยคอนเซนเทรเตอร์ (เจนเนอเรเตอร์) เครื่องดูดซึม เครื่องสูบลูกสูบ และลิ้นรักษาความดัน ส่วนอุปกรณ์ที่สำคัญอื่นๆ ได้แก่ เครื่องควบแน่น อีวาโปเรเตอร์ ลิ้นลดความดัน ชุดอุปกรณ์อัดสารทำความเย็นทำหน้าที่เพิ่มความดันให้กับไอของสารทำความเย็น (ความดันต่ำ ปริมาตรมาก) จากอีวาโปเรเตอร์ไปสู่เครื่องควบแน่น (ความดันสูง) เครื่องดูดซึมจะรับไอของสารทำความเย็นความดันต่ำจากอีวาโปเรเตอร์เข้ามาและจะถูกดูดซึมโดยสารดูดซึมได้สารละลาย ในกระบวนการนี้อุณหภูมิสูงขึ้นเล็กน้อยจึงต้องมีการระบายความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อม สารละลายที่ได้จากเครื่องดูดซึมมีความเข้มข้นของสารทำความเย็นสูง จากนั้นจะถูกเครื่องสูบลูกสูบส่งไปที่คอนเซนเทรเตอร์ ทำหน้าที่แยกสารทำความเย็นออกจากสารดูดซึม โดยความร้อนที่เพิ่มให้สารละลายนั้นทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอของสารทำความเย็นความดันสูงแยกตัวออกและถูกขับไปสู่เครื่องควบแน่น

ส่วนสารละลายในคอนเซนเทรเตอร์ไหลกลับสู่เครื่องดูดซึมโดยผ่านทางลิ้นรักษาความดันซึ่งจะควบคุมให้ความดันในคอนเซนเทรเตอร์สูงกว่าความดันภายในเครื่องดูดซึม

ไอของสารทำความเย็นจะถูกควบแน่นเป็นของเหลวที่เครื่องควบแน่นแล้วขยายตัวผ่านลิ้นลดความดันเข้าสู่อีวาपोเรเตอร์ ในอีวาโพเรเตอร์สารทำความเย็นจะรับความร้อนจากน้ำเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ ครบหนึ่งรอบวัฏจักรของการทำงาน

ในวัฏจักรการทำงานข้างต้นนี้อาจจะมีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มระหว่างเครื่องดูดซึ่กับคอนเซนเทรเตอร์ก็ได้



ภาพประกอบ 6 วัฏจักรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

สัมประสิทธิ์บ่งบอกสมรรถนะ (COP) พิจารณาจากอัตราการทำงานทำความเย็นต่ออัตราการใช้ความร้อนของคอนเซนเทรเตอร์

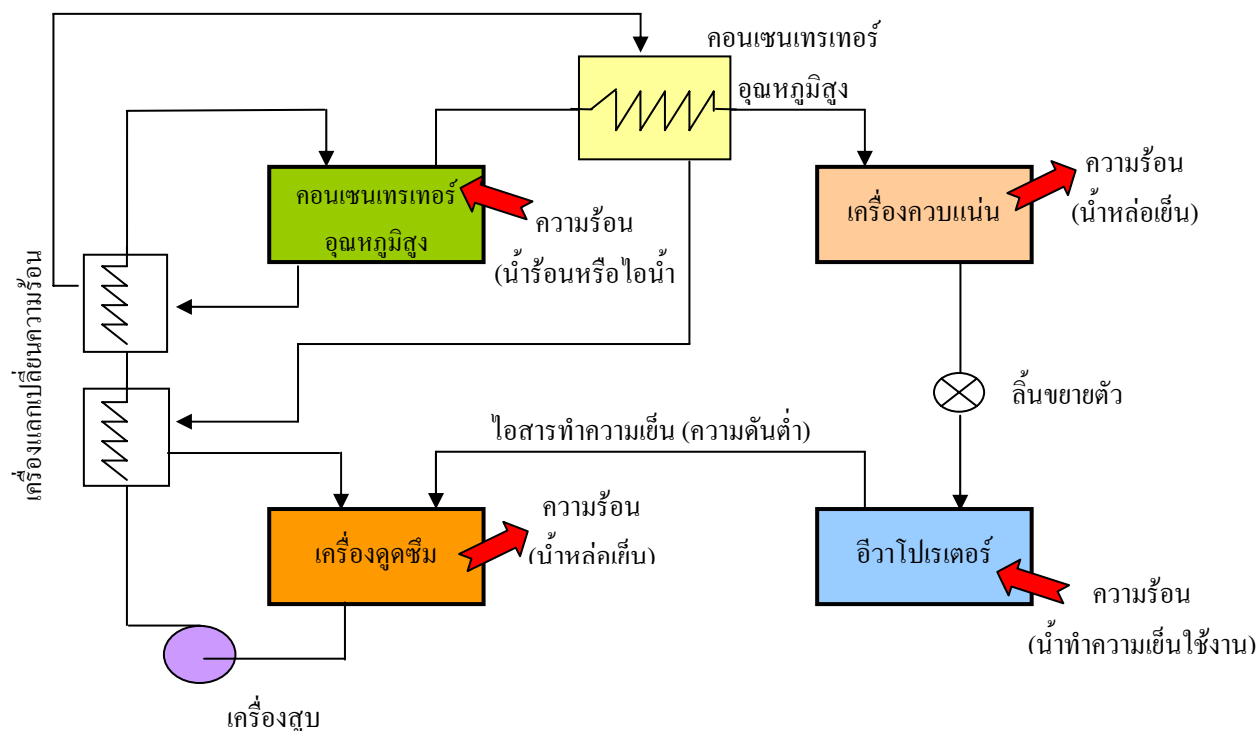
$$COP = \frac{\text{อัตราทำความเย็น}}{\text{อัตราป้อนความร้อนที่คอนเซนเทรเตอร์}}$$

รูปแบบของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม (Absorption type)

แบ่งตามสถานะของสารดูดซึมได้เป็น 2 แบบ คือ 1) สารดูดซึมเป็นของแข็ง (Solid absorbent material) และ 2) สารดูดซึมเป็นของเหลว (Liquid absorbent)

แบ่งตามจังหวะการทำงานได้เป็น 2 แบบ คือ 1) แบบทำงานเป็นจังหวะ (Intermittent system) และ 2) แบบทำงานอย่างต่อเนื่อง (Continuous system)

และสามารถแบ่งตามขั้นการทำงานเป็นแบบขั้นเดียว และแบบสองขั้น ได้เช่นกัน



ภาพประกอบ 7 เครื่องทำความเย็นแบบดูดซึมแบบสองชั้น (๗)

3. ขั้นตอนการทำงาน

ขั้นตอนการทำงานของระบบที่ใช้สารละลายลิเทียมโบรไมด์ โดยน้ำเป็นสารทำความเย็น และ LiBr เป็นตัวดูดซึม สามารถลำดับขั้นตอนได้ดังนี้

ขั้นตอนที่ 1 ดูดความร้อนภายในถังความดันต่ำ (สุญญากาศ) สารทำความเย็น (น้ำ) จะระเหยเป็นไอโดยการดูดความร้อนจากน้ำทำความเย็น (Chilling water) ในชุดอีวาपोเรเตอร์

ขั้นตอนที่ 2 ดูดซึมภายในถังเดียวกันสารละลายลิเทียมโบรไมด์เข้มข้นจะถูกเจือจางด้วยน้ำจากขั้นตอนที่ 1 และเกิดความร้อนขึ้นระหว่างการรวมตัวกัน ดังนั้นจึงต้องมีน้ำหล่อเย็นระบายความร้อนออกไป

ขั้นตอนที่ 3 สารละลายลิเทียมโบรไมด์เจือจางจะถูกสูบไปยังคอนเซนเทรเตอร์ซึ่งรับความร้อนจากแหล่งความร้อน เช่น น้ำร้อน ไอน้ำ หรือการเผาไหม้โดยตรง ทำให้สารละลายลิเทียมโบรไมด์เข้มข้นขึ้น ทั้งนี้เพราะน้ำระเหยเป็นไอน้ำออกไป

ขั้นตอนที่ 4 ไอน้ำจากคอนเซนเทรเตอร์ในขั้นตอนที่ 3 จะเข้าไปยังเครื่องควบแน่น ไอน้ำกลั่นตัวกลายเป็นของเหลวและคายความร้อนให้น้ำหล่อเย็นในเครื่องควบแน่นนี้

ขั้นตอนที่ 5 น้ำ (สารทำความเย็นเหลว) ซึ่งถูกควบแน่นแล้วจะถูกส่งเข้าไปในอีวาโปเรเตอร์ ทำให้น้ำระเหยกลายเป็นไอน้ำแล้วรวมตัวกับสารละลายเข้มข้นเป็นวัฏจักรเช่นนี้ไป

สำหรับระบบแบบสองชั้นมีวงจรการทำงานคล้ายคลึงกับหนึ่งชั้นมีความแตกต่างเพียงมีชุดดูดซึม 2 ชุดเท่านั้น

4. จุดเด่นของระบบความเย็นแบบดูดซึม (Strength points of absorption system)

ระบบความเย็นแบบดูดซึมมีข้อได้เปรียบและจุดเด่นมากกว่าระบบอื่นๆ มาก โดยเฉพาะเมื่อเปรียบเทียบกับระบบความเย็นแบบดูดซึมแบบอัดไอ ดังต่อไปนี้

- 4.1 การบำรุงรักษาดำกว่า
- 4.2 ไม่มีการรั่วไหลออกภายนอกเนื่องจากถังเป็นสุญญากาศ
- 4.3 พลังงานที่ใช้้น้อยเพราะรับพลังงานความร้อนโดยตรง
- 4.4 ไม่มีเสียงดังขณะเดินเครื่อง (ใช้เครื่องสูบเพียง 1 ถึง 2 ชุด เท่านั้น)
- 4.5 สารทำความเย็นที่ใช้ไม่มีผลกระทบต่อการทำลายโอโซนในชั้นบรรยากาศ
- 4.6 ค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่องต่ำ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

คาแคค (Kakac, 1996) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) เป็นอุปกรณ์หรือเครื่องมือใดๆ ที่มีการแลกเปลี่ยนถ่ายเทความร้อน (พลังงาน) ระหว่างของไหลที่มีระดับพลังงานความร้อน (อุณหภูมิ) แตกต่างกัน 2 ชนิด โดยอาจจะผ่านผนังกั้นระหว่างของไหลทั้ง 2 ซึ่งแบ่งเป็นประเภทได้ดังนี้

1. แบ่งประเภทตามรูปแบบการถ่ายเทความร้อน
 - 1.1 โดยตรง
 - 1.2 โดยอ้อม
2. แบ่งประเภทตามขนาด
 - 2.1 ขนาดกะทัดรัด (Compact) น้อยกว่า $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$
 - 2.2 ขนาดใหญ่ (Non-compact) มากกว่า $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$
3. แบ่งประเภทตามโครงสร้าง
 - 3.1 แบบท่อ
 - 3.2 แบบแผ่น
 - 3.3 แบบพื้นที่ส่วนขยาย
 - 3.4 แบบหมุน (Regenerator)

4. แบ่งประเภทตามลักษณะการไหล

4.1 การไหลเดี่ยวเดียว ซึ่งแบ่งย่อยได้อีก 3 ประเภทย่อยๆ คือ แบบไหลสวนทางกัน แบบไหลขนานกัน และแบบไหลตั้งฉากกัน (ขวาง)

4.2 การไหลหลายเที่ยว

5. แบ่งประเภทตามจำนวนของไหล

5.1 สองชนิด

5.2 สามชนิด

5.3 มากกว่าสามชนิด

6. แบ่งประเภทตามกลไกทางกลศาสตร์

6.1 การพาความร้อน สถานะเดียวทั้ง 2 ชนิด

6.2 การพาความร้อน สถานะเดียว 1 ชนิด และสองสถานะอีก 1 ชนิด

6.3 การพาความร้อน สองสถานะทั้ง 2 ชนิด

6.4 การพาความร้อนและการแผ่รังสี

7. แบ่งประเภทตามการผสมกันของของไหลระหว่างการไหล

7.1 ของไหลทั้ง 2 ไหลแบบผสมกัน

7.2 ของไหลทั้ง 2 ไหลแบบไม่ผสมกัน

7.3 ของไหลหนึ่งไหลแบบผสมกัน อีกของไหลหนึ่งไหลแบบไม่ผสมกัน

วิธีการวิเคราะห์

ทงนเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ (2535) ทำการศึกษาพบว่า ในการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายวิธีแต่จำเป็นต้องพิจารณาตามประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจัดเป็น 3 กลุ่มใหญ่ๆ คือ แบบถ่ายเทความร้อนผ่านผนัง (Recuperators) แบบหมุน และแบบของไหลทั้ง 2 ผสมกัน โดยแบบถ่ายเทความร้อนผ่านผนังจำเป็นต้องพิจารณาถึงลักษณะการไหลด้วยซึ่งมี 4 แบบ คือ ไหลขนานกัน ไหลสวนทางกัน ไหลตั้งฉากกัน และไหลแบบผสมกันทั้ง 3 แบบ

การวิเคราะห์จะมี 2 ลักษณะ ปัญหา คือ ปัญหาเกี่ยวกับขนาด (Sizing problem) และปัญหาเกี่ยวกับอัตราค่าจ้าง (Rating problem) สมการพื้นฐาน คือ

$$Q = (m \cdot c_p) \Delta T = UA \Delta T_m \quad (1)$$

วิธีการวิเคราะห์ที่จะกล่าวในที่นี้ดังนี้

LMTD method

วิธีการ LMTD method นี้ย่อมาจาก Log Mean Temperature Difference อาศัยหลักการถ่ายเทความร้อน 3 สมการที่เกี่ยวข้อง

$$dq = U_d A \Delta T = U_d A (T_h - T_c) \quad (2)$$

$$-dq = \dot{m}_c C_{pc} dT_c = C_c dT_c = \dot{m}_h C_{ph} dT_h = C_h dT_h \quad (3)$$

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c = \frac{dq}{C_c} - \frac{dq}{C_h} \quad (4)$$

จากสมการข้างต้นจะได้

$$q = U A \Delta T = U A \frac{(\Delta T_2 - \overline{\Delta T}_1)}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (5)$$

$$\text{เมื่อ } \overline{\Delta T} = \text{LMTD}$$

$$\Delta T_1 = (T_{h(in)} - T_{h(out)})$$

$$\Delta T_2 = (T_{h(out)} - T_{h(in)})$$

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความซับซ้อนมาก การพิจารณาค่า $\overline{\Delta T}$ จะต้องมีการชดเชยค่าด้วยการคูณด้วยค่าปรับ

$$\overline{\Delta T} = \text{LMTD} \times F \quad (6)$$

เมื่อ F เป็น correction factor ซึ่งเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน พิจารณาจาก via chart โดยมีตัวแปรที่เกี่ยวข้องอีก คือ ค่า Z และ P

$$Z = \frac{\dot{m}_t C_{pt}}{\dot{m}_s C_{ps}} = \frac{T_{s(in)} - T_{s(out)}}{T_{t(out)} - T_{t(in)}} \quad (7)$$

$$P = \frac{T_{t(out)} - T_{t(in)}}{T_{s(in)} - T_{t(in)}} \quad (8)$$

ξ-NTU method

ประสิทธิภาพ (Effectiveness - ξ) คือ อัตราส่วนระหว่างความร้อนที่ถ่ายเทได้จริงๆ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถ่ายเทได้มากที่สุด

$$\text{ประสิทธิภาพ} = \frac{\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนจริง}}{\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้}}$$

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้คิดจากการถ่ายเทความร้อนบนพื้นที่อันไม่จำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน โดยมีสมมติฐานดังนี้

1. ไม่มีความร้อนสูญเสียออกภายนอก
2. อุณหภูมิขาออกของของไหลที่อุณหภูมิต่ำกว่าเท่ากับอุณหภูมิขาเข้าของของไหลที่อุณหภูมิสูงกว่า เมื่อ $\dot{m}_c C_{pc} < \dot{m}_h C_{ph}$
3. อุณหภูมิขาออกของของไหลที่อุณหภูมิสูงกว่าเท่ากับอุณหภูมิขาเข้าของของไหลที่อุณหภูมิต่ำกว่า เมื่อ $\dot{m}_h C_{ph} < \dot{m}_c C_{pc}$

แทนค่าประสิทธิภาพด้วย ξ จะได้

$$\xi = \frac{C_h (T_{h(in)} - T_{h(out)})}{C_{min} (T_{h(in)} - T_{c(in)})} = \frac{C_c (T_{c(out)} - T_{c(in)})}{C_{min} (T_{h(in)} - T_{c(in)})} \quad (9)$$

โดยค่า C_{min} เป็นค่าที่น้อยกว่าระหว่าง C_h กับ C_c

NTU ย่อจาก Number of Transfer Unit คือ อัตราส่วนระหว่างผลคูณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและพื้นที่ที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อผลคูณของอัตราการไหลและความร้อนจำเพาะที่น้อยกว่า

$$NTU = \frac{1}{C_{min}} \int_A U dA = \frac{UA}{C_{min}} \quad (10)$$

จาก LMTD method

$$\frac{\ln (T_{c (out)} - T_{c (in)})}{(T_{c (out)} - T_{c (in)})} = - \frac{UA}{C_{min}} \frac{(1 + C_{min})}{C_{min}}$$

จะได้

$$\xi = \frac{1 - \exp [-NTU (1 + C_{min} / C_{max})]}{1 + C_{min} / C_{max}} \quad (11)$$

และเขียนในรูปความสัมพันธ์เชิงฟังก์ชันได้

$$\xi = \xi \left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right)$$

หรือ $NTU = NTU (\xi, C)$

เมื่อ C คือ heat capacity rate เท่ากับ C_{min} / C_{max}

แต่ความสัมพันธ์ระหว่าง ξ กับ NTU ยังขึ้นกับลักษณะการไหลของของไหลทั้ง 2 ชนิดด้วย
จึงสรุปได้ดังนี้

$$\xi = f(NTU, C, \text{Flow Arrangement})$$

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตั้งฉากกัน โดยของไหลชนิดที่หนึ่งไหลแบบ
ผสมกัน อีกชนิดหนึ่งแบบไม่ผสมกัน ได้สมการความสัมพันธ์ดังนี้

กรณีที่ 1 ของไหล C_{min} ไหลแบบผสมและของไหล C_{max} ไหลแบบไม่ผสม

$$\xi = \frac{1 - \exp [\exp (-NTU \times C) - 1]}{C} \quad (12)$$

$$NTU = \frac{-1}{C} \ln \left[\frac{\ln(1 - \xi) - 1}{C} \right] \quad (13)$$

กรณีที่ 2 ของไหล $C_{\max}$ ไหลแบบผสมและของไหล $C_{\min}$ ไหลแบบไม่ผสม

$$\xi = \frac{[1 - \exp \{-C[1 - \exp(-NTU)]\}]}{C} \quad (14)$$

$$NTU = -\ln[1 + \frac{\ln(1 - \xi \times C)}{C}] \quad (15)$$

ขั้นตอนการออกแบบ (Hodge. 1990)

1. ขั้นตอนทั่วไป

ข้อมูลที่จำเป็นสำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะได้อมาจากกระบวนการที่เกี่ยวข้อง ขั้นตอนในการออกแบบมีดังนี้

- 1.1 ตรวจสอบข้อมูลสำหรับการออกแบบ
- 1.2 หาคุณสมบัติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ของไหล)
- 1.3 คำนวณหา
 - 1.3.1 ค่า ξ
 - 1.3.2 ค่า C
 - 1.3.3 ค่า U
 - 1.3.4 ค่า NTU จากความสัมพันธ์ $\xi - NTU$
 - 1.3.5 ค่าพื้นที่ผิวท่อ
 - 1.3.6 ค่าอื่นๆ ที่เกี่ยวข้อง
- 1.4 คำนวณหาความดันตกคร่อม
 - 1.4.1 ภายในท่อ
 - 1.4.2 ภายนอกท่อ

2. ค่าความดันที่สูญเสียภายในท่อ

ค่าความดันที่สูญเสียภายในท่อหรือความดันตกคร่อมของของไหลภายในท่อเป็นการสูญเสียความดันที่เกิดขึ้นที่ทางเข้าและทางออก เกิดขึ้นระหว่างที่ของไหลไหลไปในท่อรวมทั้งเกิดจากการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลในท้องถิ่นและหัวลอยแต่ในจำนวนนี้ค่าความดันสูญเสียที่มากที่สุดคือค่าที่เกิดจากการไหลผ่านท่อ โดยปกติแล้วจึงพิจารณาเฉพาะส่วนนี้

$$\Delta P_{\text{tube}} = \frac{f \times L \times V^2}{2 \times D \times \rho} \quad (16)$$

โดยที่ ΔP_{tube} ความดันสูญเสียภายในท่อ
 f สัมประสิทธิ์เสียดทานการไหล
 L ความยาวของท่อ
 V ความเร็วของไหลภายในท่อ
 D เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ
 ρ ความหนาแน่นของของไหล

ค่าความดันสูญเสียภายนอกท่อ

ค่าความดันสูญเสียภายนอกท่อเป็นการสูญเสียความดันของของไหลอีกชนิดหนึ่งซึ่งไหลภายนอกท่อ ลักษณะการสูญเสียความดันจึงเกิดจากการไหลผ่านพื้นที่หน้าตัดของผิวนอกท่อ (เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ) ซึ่งคำนวณจาก

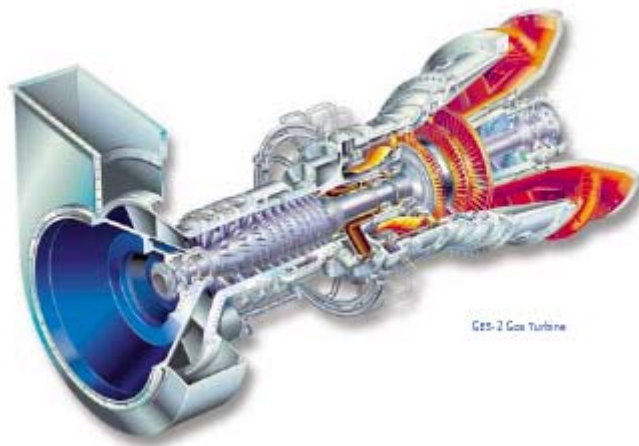
$$\Delta P_{\text{shell}} = \frac{1}{2} \times N \times f \times V_{\text{max}}^2 \times \rho \quad (17)$$

โดยที่ ΔP_{shell} ความดันสูญเสียภายนอกท่อ
 N จำนวนท่อในแถวที่ตั้งฉากกับแนวการไหล
 f สัมประสิทธิ์เสียดทานการไหล
 V_{max} ความเร็วสูงสุดของของไหลภายนอกท่อ
 ρ ความหนาแน่นของของไหล

กังหันแก๊ส (Gas Turbine)

เครื่องยนต์กังหันแก๊สเป็นเครื่องยนต์ความร้อน (Heat engine) ซึ่งทำงานโดยมีกระบวนการทำงานติดต่อกันไป ประกอบด้วยการอัดอากาศจากบรรยากาศแล้วเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นโดยการเผาไหม้เชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงที่ใช้ส่วนมากเป็นน้ำมันก๊าด แก๊สที่มีอุณหภูมิสูงจะไปขับเคลื่อนกังหันให้หมุนเพื่อไปขับเคลื่อนอีกต่อหนึ่ง ซึ่งการทำงานก็คล้ายกับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนและเครื่องยนต์ดีเซล แต่จะแตกต่างกันที่การทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊สนั้นจะทำงานติดต่อกันไป

ตลอดเวลา งานที่ได้จากเครื่องยนต์กังหันแก๊สนี้จะเป็นงานในลักษณะเป็นงานของกระบวนการที่ไหลสม่ำเสมอ (Flow work)



ภาพประกอบ 8 เครื่องยนต์กังหันแก๊ส

เครื่องยนต์กังหันแก๊สอย่างง่ายจะประกอบด้วยเครื่องอัดอากาศหรือคอมเพรสเซอร์ (Compressor) ห้องเผาไหม้ (Combustion chamber) และชุดกังหันแก๊สหรือเทอร์ไบน์ (Turbine unit)

ข้อดีของเครื่องยนต์กังหันแก๊สที่ดีกว่าเครื่องยนต์ใช้ลูกสูบ

1. การหมุนของเพลามีการสมดุลอย่างสมบูรณ์
2. ในเครื่องยนต์ลูกสูบจะมีจังหวะงาน 1 ครั้งต่อการหมุนครบรอบวัฏจักร เช่น ในกรณีเครื่องยนต์ 4 จังหวะ จะมีจังหวะงานในช่วงจังหวะระเบิด ส่วนในจังหวะดูด อัด และคายจะไม่ได้งาน แต่สำหรับเครื่องยนต์กังหันแก๊สจะได้งานสม่ำเสมอติดต่อกันไปตลอดเวลาที่เพลามันหมุนไป
3. ในเครื่องยนต์แบบใช้ลูกสูบจะมีการสูญเสียกำลัง เนื่องจากความฝืดที่เกิดจากการเสียดสีระหว่างแวนลูกสูบกับกระบอกสูบ แต่เครื่องยนต์กังหันแก๊สจะไม่มีการสูญเสียในลักษณะนี้
4. ในเครื่องยนต์แบบใช้ลูกสูบเมื่อใช้ไปนานๆ การสั่นเปื้อนเชื้อเพลิงจะเพิ่มสูงขึ้น เพราะการสึกหรอของเครื่องยนต์ทำให้ส่วนผสมอากาศกับน้ำมันรั่วไหลออกไปได้ แต่ในเครื่องยนต์กังหันแก๊สจะไม่มีการสึกหรอในลักษณะนี้
5. เครื่องยนต์กังหันแก๊สจะได้ความเร็วรอบของเพลางานสูงกว่ามากเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์แบบใช้ลูกสูบ
6. เครื่องยนต์กังหันแก๊สจะใช้ความดันในห้องเผาไหม้ต่ำ ดังนั้นจะมีข้อดีตรงที่ว่าวัสดุชิ้นส่วนที่ใช้เกี่ยวกับห้องเผาไหม้ก็ไม่ต้องคำนึงถึงความดันสูงจากการจุดระเบิดที่เกิดขึ้น

7. เครื่องยนต์กังหันแก๊สสามารถใช้เชื้อเพลิงคุณภาพต่ำได้ ซึ่งแม้แต่ถ่านหินที่บดละเอียดเป็นผงก็สามารถนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้ได้

8. ในเครื่องยนต์แบบใช้ลูกสูบ การอัด การจุดระเบิด และการขยายตัวจะเกิดขึ้นภายในกระบอกสูบและลูกสูบซึ่งเป็นหน่วยเดียวกัน (Single unit) แต่สำหรับเครื่องยนต์กังหันแก๊สนั้นได้จัดห้องอัดอากาศ ห้องเผาไหม้ และชุดกังหันแก๊สแยกกันไปจึงง่ายต่อการสร้างและการออกแบบ

ข้อเสียของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

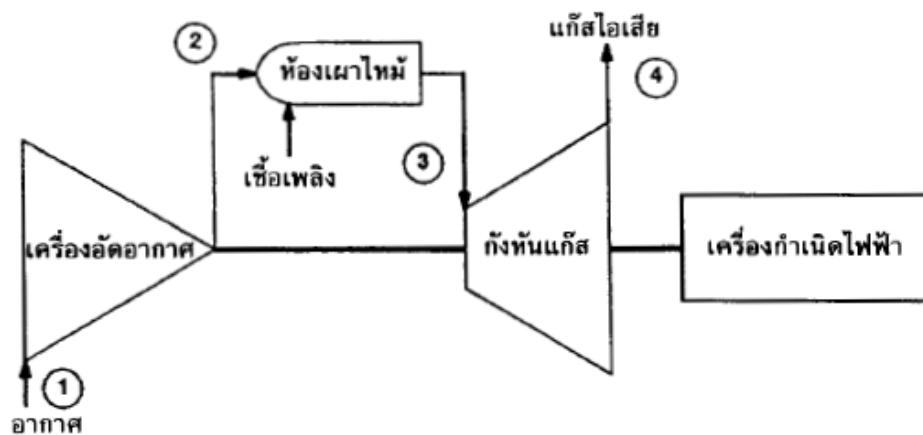
1. ไม่สามารถทนต่ออุณหภูมิจากการเผาไหม้ที่สูงเช่นเครื่องยนต์ลูกสูบ
2. ชุดกังหันแก๊สนี้ใบพัดที่ถูกขับเคลื่อนโดยแก๊สร้อนมีลักษณะบางมาก ดังนั้นวัสดุที่ใช้สร้างจึงต้องออกแบบเป็นพิเศษเพื่อให้ทนต่ออุณหภูมิที่สูงของแก๊สร้อน
3. ประสิทธิภาพรวม (Overall efficiency) ของเครื่องยนต์กังหันแก๊สต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ลูกสูบ
4. เนื่องจากเครื่องยนต์กังหันแก๊สมีความเร็วรอบสูงมาก ดังนั้นเมื่อต้องการใช้งานความเร็วรอบต่ำจำเป็นต้องใช้เครื่องลดรอบ (Speed reduction devices)

หลักการทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊สมีรูปแบบง่ายๆ ประกอบด้วยเครื่องอัดอากาศ (Compressor) ห้องเผาไหม้ (Combustion chamber) และชุดกังหันแก๊สหรือเทอร์ไบน์ (Turbine unit) เครื่องอัดอากาศจะดูดอากาศจากบรรยากาศปกติแล้วอัดอากาศให้มีความดันสูงขึ้นจนถึงความดันที่ต้องการ จากนั้นอากาศจะถูกส่งเข้าไปในห้องเผาไหม้ เชื้อเพลิงจะถูกส่งเข้ามาเผาไหม้ตามอัตราส่วนผสมที่กำหนด ความร้อนที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้จะเพิ่มพลังงานให้กับอากาศที่ถูกอัดเข้ามา ทำให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้น ซึ่งนั่นก็คืออากาศจะมีพลังงานสูงขึ้นตามอุณหภูมิของการเผาไหม้ จากนั้นแก๊สที่เกิดจากการเผาไหม้จะส่งเข้าไปในชุดกังหันแก๊สและเกิดการขยายตัว ทำให้กังหันแก๊สหมุนไป ทำให้เปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกล ต่อจากนั้นแก๊สที่ผ่านชุดกังหันแก๊สถูกปล่อยทิ้งออกไปสู่บรรยากาศภายนอก วัฏจักรการทำงานเช่นนี้เรียกว่า วัฏจักรเปิด (Open cycle)

ในกรณีที่การเผาไหม้เกิดขึ้นโดยนำแก๊สชนิดใดชนิดหนึ่งซึ่งไม่ใช่อากาศมาอัดแล้วส่งผ่านห้องเผาไหม้โดยไม่สัมผัสกับเปลวไฟ (คล้ายกับเผาไหม้ในท่อ) แก๊สที่ถูกให้ความร้อนโดยเชื้อเพลิงแล้วจะถูกส่งไปผ่านชุดกังหันแก๊ส เมื่อความดันลดลงแก๊สนี้จะถูกนำมาอัดตัวใหม่ แล้วผ่านมายังห้องเผาไหม้เหมือนเดิมอีกครั้งหนึ่งแล้วนำไปขับเคลื่อนชุดกังหันแก๊สส่วนเวียนกันเช่นนี้โดยไม่ปล่อยแก๊สทิ้ง การทำงานลักษณะนี้เรียกว่า วัฏจักรปิด (Closed cycle) กังหันแก๊สสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภทหลักๆ คือ

Industrial Gas Turbine หรือ Heavy-duty Industrial Gas Turbine

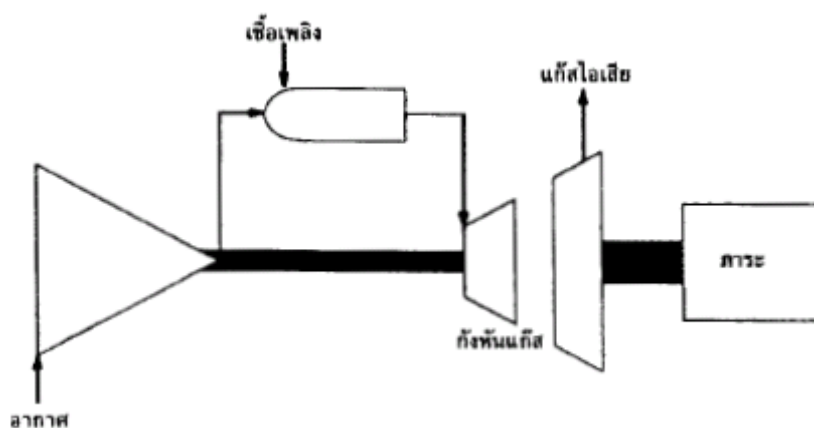
เป็นชนิดเพลาดียว นิยมใช้ในโรงไฟฟ้าเพื่อผลิตไฟฟ้าเนื่องจากมีต้นทุนในการผลิตต่ำ แต่ประสิทธิภาพการทำงานของกังหันแก๊สชนิดนี้ก็ต่ำด้วย



ภาพประกอบ 9 Heavy-duty Industrial Gas Turbine

Aero-derivative Gas Turbine

เป็นกังหันแก๊สประเภท 2 เพลา มีข้อดีคือประสิทธิภาพสูงในขณะที่ทำงานไม่เต็มพิกัด เพราะสามารถปรับปริมาณอากาศที่ไหลเข้ากังหันแก๊สโดยปรับความเร็วรอบของเครื่องอัดอากาศ และไม่มีผลกระทบต่อการทำงานของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเมื่อความเร็วรอบลดลง



ภาพประกอบ 10 Aero-derivative Gas Turbine

วัฏจักรเบรย์ตัน

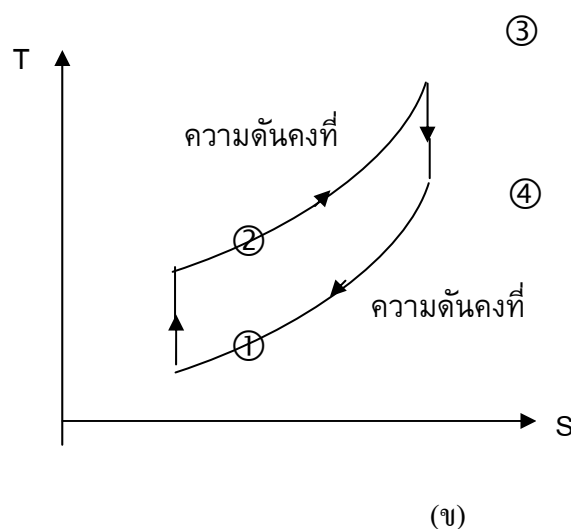
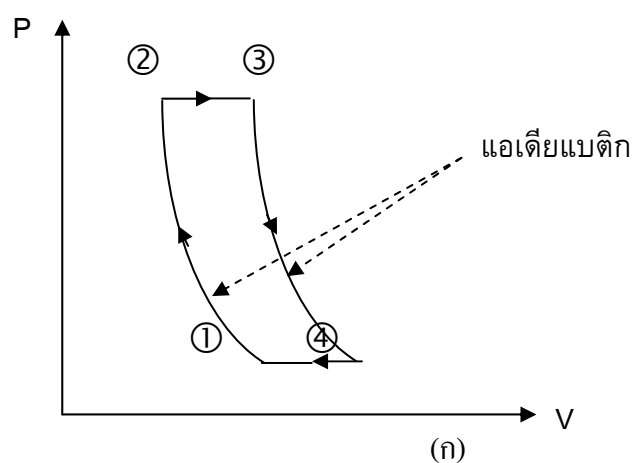
วัฏจักรกังหันแก๊ส เรียกว่า วัฏจักรเบรย์ตัน(Brayton cycle) ดังรูป ได้แสดงความสัมพันธ์ ของความดันกับปริมาตร (PV diagram) และอุณหภูมิกับเอนโทรปี (TS diagram) วัฏจักรนี้นำมาใช้กับเครื่องยนต์กังหันแก๊ส (Gas turbine) ซึ่งประกอบด้วยกระบวนการต่างๆ ดังนี้

จากจุดที่ ① - ② เป็นกระบวนการอัดตัวแบบเอนเดียเบติก อากาศถูกอัดในคอมเพรสเซอร์

จากจุดที่ ② - ③ เป็นการให้ความร้อนในแบบความดันคงที่ (Constant pressure) เชื้อเพลิงจะถูกเผาไหม้พร้อมกับอากาศที่ถูกอัดผ่านคอมเพรสเซอร์เข้ามายังห้องเผาไหม้

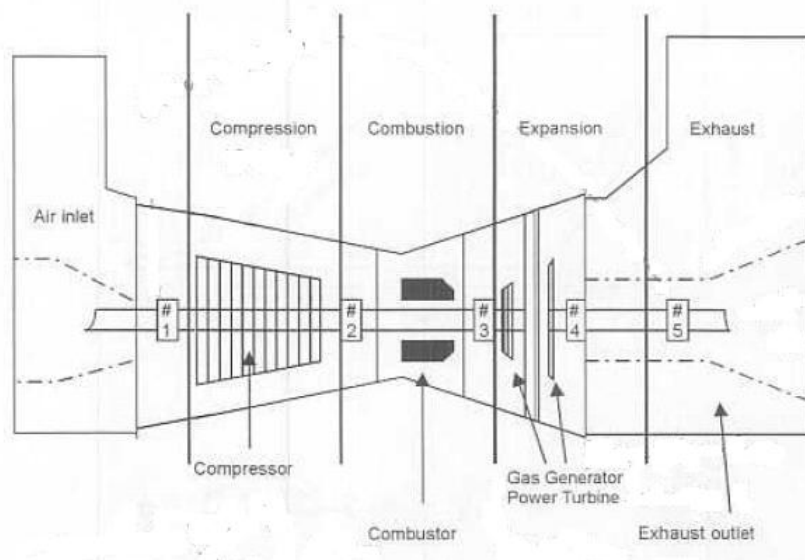
จากจุดที่ ③ - ④ เป็นการขยายตัวในแบบเอนเดียเบติก แก๊สที่ถูกเผาไหม้จากห้องเผาไหม้จะถูกส่งผ่านเข้ามายังกังหัน (Turbine) และขยายตัว (Expansion)

จากจุดที่ ④ - ① เป็นการส่งความร้อนออกในแบบความดันคงที่ จากจุดที่ ④ - ① นี้เป็นจิ้งหะคายหรือไล่ไอเสียออก

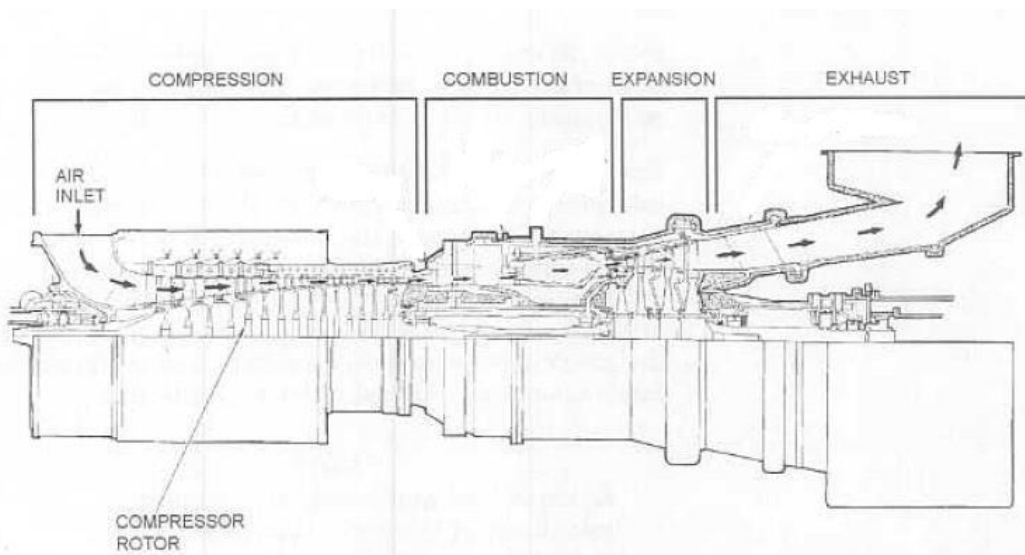


ภาพประกอบ 11 แผนภาพ P-V และ P-S ของวัฏจักรเบรย์ตัน

จากภาพประกอบ 11 พื้นที่ทางด้านซ้ายมือและขวามือเมื่อคิดออกมารูปของพลังงานจะมีค่าเท่ากัน เพียงแต่รูปที่ (ก) จะอยู่ในรูปของพลังงานกล สำหรับรูปที่ (ข) จะเป็นรูปพลังงานความร้อน



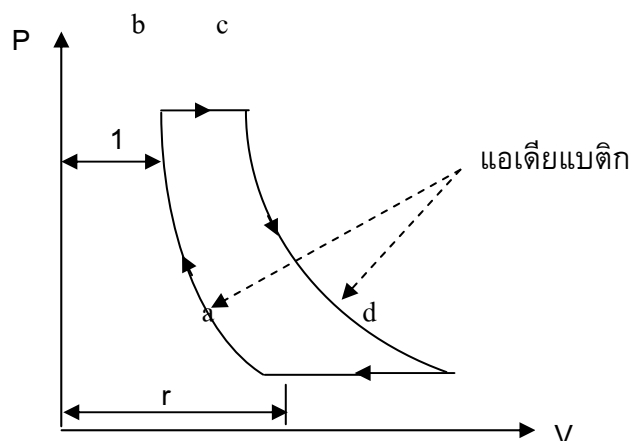
ภาพประกอบ 12 Brayton Cycle



ภาพประกอบ 13 Air Flow State of Brayton Cycle

วัฏจักรทางทฤษฎี

ลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊สดังได้กล่าวมานั้นจะทำงานในลักษณะที่มีกระบวนการไหลสม่ำเสมอ (Flow work) สามารถเขียนแผนภาพ P-V ในเชิงทฤษฎีได้ดังนี้



ภาพประกอบ 14 แผนภาพ P-V ในเชิงทฤษฎี

จากรูป จาก a ไป b เป็นการอัดตัวในแบบแอดเดียแบติกในคอมเพรสเซอร์จาก b ไป c เป็นการให้ความร้อน (Heat addition) ในแบบความดันคงที่ในห้องเผาไหม้จาก c ไป d เป็นการขยายตัวในแบบแอดเดียแบติกในเทอร์ไบน์ และ d ไป a เป็นการไล่ไอเสียออกในแบบความดันคงที่ ดังนั้นจากหลักการของเทอร์โมไดนามิกส์จะได้สมการดังต่อไปนี้

$$\text{ความร้อนที่ให้ (Heat addition)} = C_p (T_c - T_b)$$

$$\text{ความร้อนที่ส่งออก (Heat rejection)} = C_p (T_d - T_a)$$

$$\text{ประสิทธิภาพของวัฏจักร} = \frac{Q_A - Q_R}{Q_A}$$

$$= \frac{C_p (T_c - T_b) - C_p (T_d - T_a)}{C_p (T_c - T_b)}$$

$$= 1 - \frac{(T_d - T_a)}{(T_c - T_b)} \quad (18)$$

เนื่องจากอัตราส่วนการอัดตัวและอัตราส่วนการขยายตัวเท่ากัน (พิจารณาแผนภาพ P-V รูปที่ 3(ข) จะเห็นว่าที่จุด ① และ ④ มีความดันเท่ากัน คือ ความดันบรรยากาศ และที่จุด ② และ ③ มีความดันเท่ากัน คือ เป็นความดันในห้องเผาไหม้ จะได้ว่า

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} \quad (19)$$

เมื่อ r_p คือ อัตราส่วนความดัน

จากสมการของกระบวนการเอนทาลปีเบติก

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

ดังนั้น

$$\frac{T_b}{T_a} = P_b^{(k-1)/k} = r_p^{(k-1)/k}$$

และ

$$\frac{T_c}{T_d} = \frac{P_c^{(k-1)/k}}{P_d^{(k-1)/k}} = r_p^{(k-1)/k}$$

เพราะฉะนั้น

$$T_c = T_d \cdot r_p^{(k-1)/k}$$

และ

$$T_b = T_a \cdot r_p^{(k-1)/k}$$

แทนค่า T_c, T_b ในสมการที่ (18)

$$= 1 - \frac{T_d - T_a}{T_d \cdot r_p^{(k-1)/k} - T_a \cdot r_p^{(k-1)/k}}$$

ประสิทธิภาพ $\eta_t = 1 - \frac{T_d - T_a}{r_p^{(k-1)/k} (T_d - T_a)} \quad (20)$

$$= 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

เมื่อ η_t คือ ประสิทธิภาพความร้อน (Thermal efficiency)

หรือถ้าให้

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

เมื่อ r_c คือ อัตราส่วนการอัดอากาศ

ดังนั้น

$$\frac{T_b}{T_a} = \frac{V_a^{k-1}}{V_c^{k-1}} = \frac{r_p^{k-1}}{V_c^{k-1}}$$

และ

$$\frac{T_c}{T_d} = \frac{V_c^{k-1}}{V_d^{k-1}} = \frac{r_c^{k-1}}{V_d^{k-1}}$$

เพราะฉะนั้น

$$T_b = T_a \cdot r_c^{k-1}$$

$$T_c = T_d \cdot r_c^{k-1}$$

และ

แทนค่าในสมการ (18) ประสิทธิภาพ $\eta_t = 1 - \frac{T_d - T_a}{T_d r_c^{k-1} - T_a r_c^{k-1}}$

$$= 1 - \frac{T_d - T_a}{r_c^{k-1} (T_d - T_a)}$$

$$= 1 - \frac{1^{k-1}}{r_c}$$

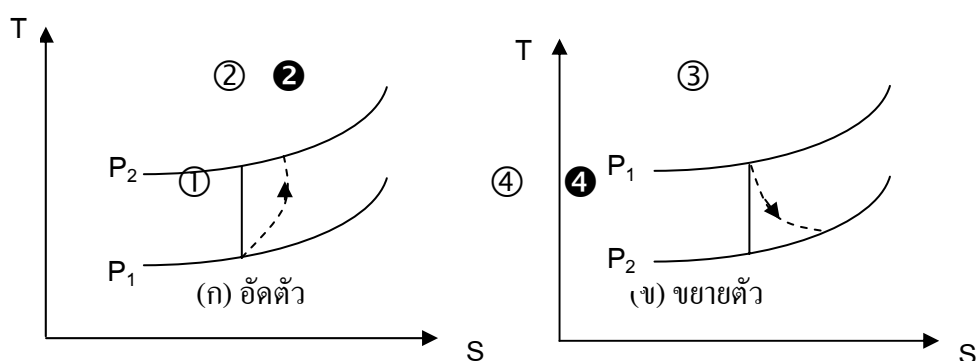
วัฏจักรที่แท้จริง

ข้อแตกต่างของการทำงานของวัฏจักรที่แท้จริง (Actual cycle) ของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ จะไม่เป็นไปตามวัฏจักรทางทฤษฎี (Ideal cycle) ทั้งนี้เป็นเพราะว่าในวัฏจักรที่เกิดขึ้นจริงๆ นั้นมีตัวแปรอยู่หลายอย่างที่ทำให้วัฏจักรไม่เป็นไปตามทฤษฎี ดังนั้นในการคำนวณหาค่าต่างๆ ของวัฏจักรจึงต้องคำนึงถึงข้อแตกต่างเหล่านั้น และเราสามารถจะแบ่งออกเป็นข้อใหญ่ๆ ได้ดังต่อไปนี้

1. การอัดในคอมเพรสเซอร์และการขยายตัวในเทอร์ไบน์ไม่เป็นไปตามกระบวนการไอเซนโทรปิก (Isentropic process)
2. ค่าความร้อนจำเพาะของสารตัวกลาง คือ อากาศที่ผ่านคอมเพรสเซอร์และแก๊สที่ผ่านเทอร์ไบน์มีค่าไม่เท่ากัน
3. มวลของสารตัวกลางที่ผ่านคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์มีปริมาณไม่เท่ากัน
4. การสูญเสียความดันในห้องเผาไหม้ที่อัดและส่งมาจากคอมเพรสเซอร์

การอัดอากาศในคอมเพรสเซอร์และการขยายตัวของแก๊สในเทอร์ไบน์

เป็นไปตามกระบวนการเอนเดียมเบติก แต่เนื่องจากกระบวนการเอนเดียมเบติกมี 2 แบบ คือ เอนเดียมเบติกแบบย้อนกลับได้ และเอนเดียมเบติกแบบย้อนกลับไม่ได้ ดังภาพประกอบ 15



ภาพประกอบ 15 กระบวนการเอนเดียมเบติก

จากรูปถ้าเป็นการอัดตัวแบบเอนทาลปีแบบดิกลแบบย้อนกลับได้ซึ่งเป็นวัฏจักรทางทฤษฎี การอัดตัวก็จะอัดตัวจากจุดที่ ① - ② แต่ในวัฏจักรที่แท้จริงแล้วการอัดตัวจะเป็นเอนทาลปีแบบดิกลแบบย้อนกลับไม่ได้การอัดตัวก็จะเริ่มจากจุดที่ ① - ②

ในทำนองเดียวกันในจังหวะการขยายตัวของแก๊สในเทอร์ไบน์ ถ้าการขยายตัวเป็นไปในทางทฤษฎี คือ เป็นไปตามเอนทาลปีแบบดิกลแบบย้อนกลับได้ การขยายตัวก็จะเริ่มจากจุดที่ ③ - ④ แต่ในวัฏจักรที่เกิดขึ้นจริงๆ จะขยายตัวแบบเอนทาลปีแบบดิกลแบบย้อนกลับไม่ได้ คือ ขยายตัวจากจุดที่ ③ - ④

สาเหตุการทำงานของวัฏจักรเป็นแบบเอนทาลปีแบบดิกลแบบย้อนกลับไม่ได้เนื่องจากว่าทั้งคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์จะต้องมีการสูญเสียเกิดขึ้น เนื่องจากความฝืด (Friction) ภายในคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์ หรือพูดง่ายๆ ว่าประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์จะมีค่าไม่เต็ม 100 เปอร์เซ็นต์

ในจังหวะอัดเนื่องจากคอมเพรสเซอร์มีความฝืด (Actual cycle) จึงทำให้ค่าอุณหภูมิของอากาศที่ออกจากคอมเพรสเซอร์มีค่าสูงขึ้น จาก T_2 เป็น T_2' ซึ่งถ้าเราพูดถึงการทำงานของคอมเพรสเซอร์ ถ้าคอมเพรสเซอร์มีประสิทธิภาพไม่เต็ม 100 เปอร์เซ็นต์ ก็หมายความว่างานที่เราให้คอมเพรสเซอร์ในการอัดอากาศจะมีค่าสูงกว่างานที่ใช้จริง หรือสามารถเขียนเป็นสมการที่คุ้นเคย คือ

$$\text{ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ } (\eta_c) = \frac{\text{งานที่ใช้จริง}}{\text{งานที่ให้แก่อคอมเพรสเซอร์}}$$

หมายเหตุ กระบวนการเอนทาลปีแบบดิกลแบบย้อนกลับได้ เรียกอีกชื่อหนึ่งว่า กระบวนการไอเซนโทรปิก ดังนั้นงานที่ใช้จริงตามกระบวนการแบบเอนทาลปีแบบดิกลแบบย้อนกลับได้ (ตามทฤษฎี) ก็คืองานที่ให้ตามกระบวนการไอเซนโทรปิกนั่นเอง และเรียกว่า งานของกระบวนการไอเซนโทรปิก (Isentropic work) ดังนั้นประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์จะเขียนได้เป็นสมการอีกแบบหนึ่ง ดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ } (\eta_c) = \frac{\text{งานของกระบวนการไอเซนโทรปิก}}{\text{งานที่ใช้จริง}}$$

เราหางานของกระบวนการไอเซนโทรปิกและงานที่ใช้จริงของคอมเพรสเซอร์ได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \text{งานของกระบวนการไอเซนโทรปิก} &= W_{C_p} (T_2 - T_1) \\ \text{งานที่ใช้จริง} &= W_{C_p} (T_2' - T_1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{ดังนั้น ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ (\eta_c)} &= \frac{WC_p (T_2 - T_1)}{WC_p (T_{2'} - T_1)} \\ (\eta_c) &= \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1}\end{aligned}$$

ในทำนองเดียวกัน เมื่อเป็นงานของเทอร์ไบน์ เนื่องจากงานที่ได้จากเทอร์ไบน์เมื่อคิดถึงประสิทธิภาพของเทอร์ไบน์ซึ่งมีค่าไม่ถึง 100 เปอร์เซนต์แล้วงานที่ได้จากเทอร์ไบน์จริง (Actual work) ก็จะมีค่าน้อยกว่างานที่ได้ตามทฤษฎี (Reversible adiabatic work หรือ isentropic work) ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพของเทอร์ไบน์ (\eta_T)} = \frac{\text{งานที่ใช้จริง}}{\text{งานของกระบวนการไอเซนโทรปิก}}$$

เราสามารถหางานของกระบวนการไอเซนโทรปิกและงานที่ใช้จริงของเทอร์ไบน์ ได้ดังนี้

$$\begin{aligned}\text{งานของกระบวนการไอเซนโทรปิก} &= WC_p (T_3 - T_4) \\ \text{งานที่ใช้จริง} &= WC_p (T_3 - T_{4'}) \\ \text{ดังนั้น ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ (\eta_T)} &= \frac{WC_p (T_3 - T_{4'})}{WC_p (T_3 - T_4)} \\ (\eta_T) &= \frac{T_3 - T_{4'}}{T_3 - T_4}\end{aligned}$$

ความแตกต่างของอากาศที่ผ่านคอมเพรสเซอร์กับแก๊สที่ไหลผ่านเทอร์ไบน์จะมีค่าความร้อนจำเพาะ (C_p) ของอากาศและของแก๊สไม่เท่ากัน

เมื่อคิดถึงค่าของงานในคอมเพรสเซอร์ซึ่งเกิดขึ้นโดยใช้อากาศเป็นสารตัวกลาง ค่าของงานตามสมการ $WC_p (T_{2'} - T_1)$ ก็จะต้องใช้ค่า C_p ของอากาศและในทำนองเดียวกัน เมื่อคิดถึงงานในเทอร์ไบน์ซึ่งเกิดขึ้นโดยใช้แก๊สเป็นสารตัวกลาง ค่าของงานตามสมการ $WC_p (T_3 - T_{4'})$ ก็จะต้องใช้ค่า C_p ของแก๊สนั้น ดังนั้นงานที่ได้ก็คือ

$$\begin{aligned}W_C &= WC_{p(\text{อากาศ})} (T_{2'} - T_1) \\ W_T &= WC_{p(\text{แก๊ส})} (T_3 - T_{4'})\end{aligned}$$

มวลของสารตัวกลางที่ผ่านคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์มีปริมาณไม่เท่ากัน

เนื่องจากการทำงานของแก๊สเทอร์ไบน์ อากาศถูกดูดผ่านคอมเพรสเซอร์และส่งผ่านเข้าไปยังห้องเผาไหม้ เมื่ออากาศที่ถูกอัดตัวเข้าไปในห้องเผาไหม้จะรวมตัวกับเชื้อเพลิงที่ส่งเข้ามาในห้องเผาไหม้ทำให้ปริมาณของสารตัวกลางที่จะส่งไปยังเทอร์ไบน์มีปริมาณเพิ่มขึ้นเท่ากับปริมาณของเชื้อเพลิงที่ถูกส่งเข้ามา ดังนั้นในการคำนวณหางานคอมเพรสเซอร์และงานของเทอร์ไบน์จึงใช้มวลของสารตัวกลางไม่เท่ากัน ซึ่งก็คือ

ถ้าให้มวลของอากาศที่ผ่านคอมเพรสเซอร์เท่ากับ m_a

และมวลของเชื้อเพลิงที่ส่งเข้าไปยังห้องเผาไหม้เท่ากับ m_f

เราจะได้งานของคอมเพรสเซอร์และงานของเทอร์ไบน์ ดังนี้

$$\text{งานของคอมเพรสเซอร์ } W_C = m_a C_{p(\text{อากาศ})} (T_2 - T_1)$$

$$\text{งานของเทอร์ไบน์ } W_T = (m_a + m_f) C_{p(\text{แก๊ส})} (T_3 - T_4)$$

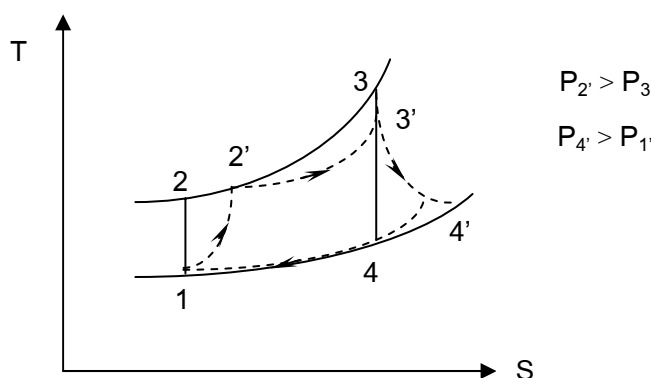
การสูญเสียความดันในห้องเผาไหม้และอุปกรณ์ประกอบ

ในขณะที่คอมเพรสเซอร์อัดอากาศเข้าไปยังห้องเผาไหม้ด้วยความดันที่สูงขึ้นและอากาศที่ถูกอัดนี้ถูกส่งผ่านเข้าไปยังห้องเผาไหม้ ภายหลังจากการเผาไหม้อากาศจะถูกส่งผ่านทางท่อต่างๆ และผ่านเข้าไปยังเทอร์ไบน์ ความดันที่เทอร์ไบน์จะปรากฏว่ามีค่าน้อยกว่าความดันที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ ทั้งนี้เนื่องจากการสูญเสียความดัน (Pressure loss) ภายในห้องเผาไหม้และท่อทางต่างๆ จึงทำให้ความดันที่จะเข้าเทอร์ไบน์มีค่าต่ำกว่าความดันที่ออกจากคอมเพรสเซอร์

ในการใช้งานจริงๆ ปรากฏว่ามีการสูญเสียความดันในอุปกรณ์ต่างๆ ดังต่อไปนี้

1. การสูญเสียในห้องเผาไหม้ (Combustion chamber loss)
2. การสูญเสียด้านอากาศเข้าเทอร์ไบน์ในอุปกรณ์การถ่ายเทความร้อน (Air side heat exchanger loss)
3. การสูญเสียด้านแก๊สออกจากเทอร์ไบน์ในอุปกรณ์การถ่ายเทความร้อน (Gas side heat exchanger loss)
4. การสูญเสียด้านอากาศออกจากคอมเพรสเซอร์ในอุปกรณ์การถ่ายเทความร้อน (Air side intercooler loss)
5. การสูญเสียภายในท่อของอุปกรณ์ซึ่งอยู่ระหว่างอากาศเข้า (Intake) และอากาศออก (Exhaust)

สำหรับแผนภาพ T-S ของการสูญเสียความดันในห้องเผาไหม้และอุปกรณ์ประกอบ สามารถแสดงได้ดังนี้



ภาพประกอบ 16 แผนภาพ T-S การสูญเสียความดันในห้องเผาไหม้และอุปกรณ์ประกอบ

$$P_{2'} = P_3 \text{ (ไม่มี loss)}$$

$$P_3 = P_{2'} - \text{loss (มี loss)}$$

และ $P_{4'} = P_1 \text{ (ไม่มี loss)}$

$$P_1 = P_{4'} - \text{loss (มี loss)}$$

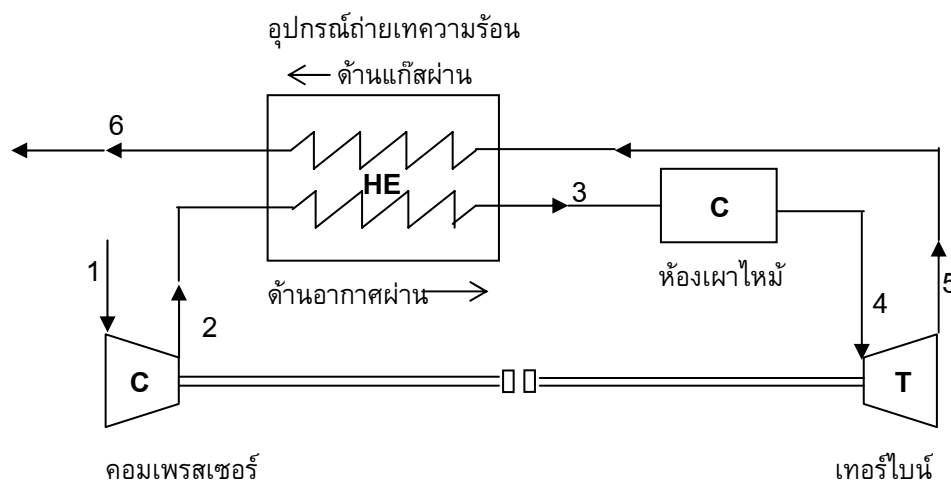
การสูญเสียความดันในห้องเผาไหม้ที่อัดมาจากคอมเพรสเซอร์ ปกติคอมเพรสเซอร์จะอัดอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ด้วยความดันค่าหนึ่ง เช่น สมมติว่ามีค่าเท่ากับ 10 kg/cm^2 ความดันนี้เมื่อเข้าสู่ห้องเผาไหม้และส่งออกไปยังเทอร์ไบน์ก็ควรจะมีค่าเท่าเดิม แต่ตามความเป็นจริงปรากฏว่าจะมีการสูญเสียความดันจากช่วงห้องเผาไหม้ไปยังเทอร์ไบน์ เช่น สมมติว่าสูญเสียไป 0.5 kg/cm^2 ดังนั้นจะเหลือความดันจริงๆ ที่ส่งผ่านเทอร์ไบน์เพียง 9.5 kg/cm^2 ซึ่งในลักษณะเช่นนี้จะทำให้อัตราส่วนความดันที่ใช้คำนวณค่าของงานคอมเพรสเซอร์กับงานของเทอร์ไบน์มีค่าเปลี่ยนไป นั่นก็คือ P_2 (ความดันที่ออกจากคอมเพรสเซอร์) กับ P_3 (ความดันที่เข้าเทอร์ไบน์) จะมีค่าไม่เท่ากัน

$$P_2 - P_3 = \text{การสูญเสียความดันในห้องเผาไหม้ (Pressure loss)}$$

หรือ $P_3 = P_2 - \text{pressure loss}$

การสูญเสียความดันในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน

ในกรณีอากาศที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ก่อนเข้าห้องเผาไหม้ถูกอุ่นด้วยแก๊สร้อนที่ออกจากเทอร์ไบน์ ภายในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน (Heat exchanger) ถ้ามีการสูญเสียความดันให้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน ค่าความดันจุดต่างๆ จะมีค่าดังนี้



ภาพประกอบ 17 การสูญเสียความดันในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน

ที่หมายเลข 1 อากาศก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์จะมีความดัน P_1 หมายเลข 2 อากาศออกจากคอมเพรสเซอร์จะมีความดัน P_2 ที่หมายเลข 3, 4, 5, 6 อากาศก็จะมีค่าความดัน P_3 , P_4 , P_5 และ P_6 ตามลำดับ

ถ้าไม่มีการสูญเสียความดัน (Pressure loss) P_2 , P_3 และ P_4 จะมีค่าเท่ากัน และในทำนองเดียวกัน P_5 และ P_6 จะมีค่าเท่ากัน

ถ้ามีการสูญเสียความดัน P_2 , P_3 และ P_4 จะมีค่าไม่เท่ากัน และในทำนองเดียวกัน P_5 และ P_6 ก็จะมีค่าไม่เท่ากันซึ่งสามารถเขียนสมการแสดงได้ดังนี้

$$P_3 = P_2 - \text{การสูญเสียความดันในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนด้านอากาศผ่าน (Air side)}$$

$$\text{และ } P_4 = P_3 - \text{การสูญเสียความดันในห้องเผาไหม้}$$

$$P_6 = P_5 - \text{การสูญเสียความดันในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนด้านแก๊สผ่าน (Gas side)}$$

การสูญเสียความร้อนของเชื้อเพลิงในห้องเผาไหม้ และการสูญเสียงานในการส่งกำลังจากเทอร์ไบน์ไปขับคอมเพรสเซอร์

ความร้อนที่ได้จากห้องเผาไหม้และนำไปใช้งานนั้นจะไม่ได้ 100 เปอร์เซ็นต์เต็ม แต่จะมีการสูญเสียไปจำนวนหนึ่งซึ่งขึ้นกับประสิทธิภาพการเผาไหม้ (Combustion efficiency) ตัวอย่างเช่น ความร้อนจากเชื้อเพลิงที่ในห้องเผาไหม้จริงๆ 100 kcal แต่สูญเสียไป 10 kcal ประสิทธิภาพของห้องเผาไหม้มีค่าเท่ากับ 90 เปอร์เซ็นต์ ในการคำนวณจึงต้องนำมาพิจารณาด้วย

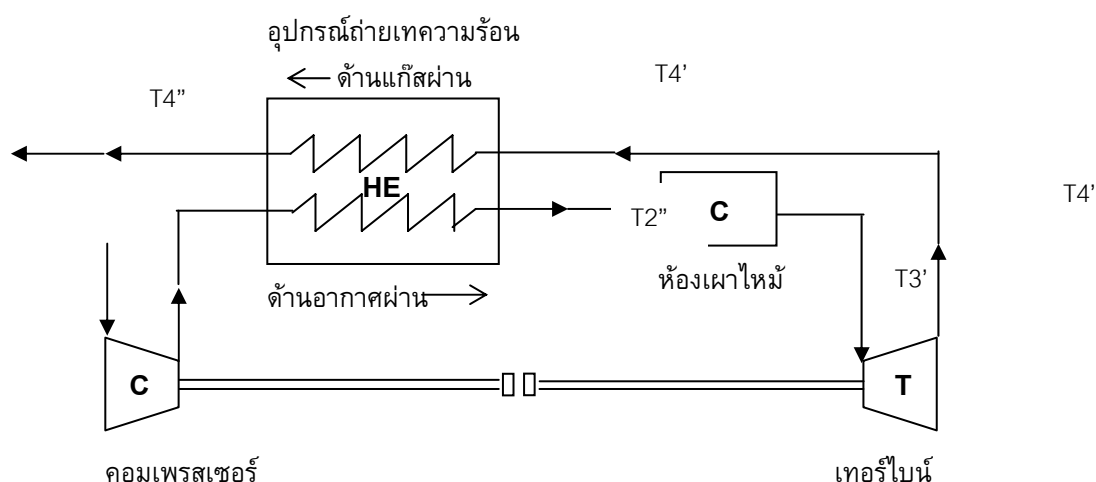
อีกประการหนึ่งที่จะต้องกล่าวถึงก็คือ การสูญเสียงานในการส่งกำลังจากเทอร์ไบน์ไปขับคอมเพรสเซอร์ ถ้าประสิทธิภาพการส่งกำลัง (Transmission efficiency) มีการสูญเสียน้อยก็แสดงว่าประสิทธิภาพการส่งกำลังสูง เช่น เทอร์ไบน์ส่งงานไปขับคอมเพรสเซอร์มีค่าเท่ากับ 50 kcal/kg งานที่

คอมเพรสเซอร์ได้รับเท่ากับ 50 kcal/kg ก็แสดงว่าประสิทธิภาพการส่งกำลังเท่ากับ 100 เปอร์เซ็นต์ แต่ถ้าเทอร์ไบน์ส่งไป 50 kcal/kg แต่คอมเพรสเซอร์ได้รับ 40 kcal/kg ก็แสดงว่ามีการสูญเสียไป 10 kcal/kg ในระบบส่งกำลังหรืออาจกล่าวได้ว่าประสิทธิภาพในการส่งกำลังจากเทอร์ไบน์ไปขับคอมเพรสเซอร์มีค่าเท่ากับ 80 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้นในการคำนวณหางานของคอมเพรสเซอร์จึงต้องนำค่าประสิทธิภาพของการส่งกำลังมาพิจารณาด้วย

วิธีการเพิ่มประสิทธิภาพความร้อนของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

ถ้าเราเพิ่มอุณหภูมิที่เข้าเทอร์ไบน์ให้สูงขึ้นจะทำให้ประสิทธิภาพความร้อนของเทอร์ไบน์สูงขึ้นด้วย อย่างไรก็ตามการเพิ่มอุณหภูมินั้นก็ต้องเพิ่มอยู่ในขอบเขตที่จำกัด เพราะถ้าเพิ่มมากเกินไปจะทำให้ใบพัด (Blade) ของเทอร์ไบน์ร้อนจัด ซึ่งจะเกิดผลเสียทำให้ใบพัดสูญเสียความแข็งแรง การสร้างและการออกแบบใบพัดจึงต้องหาวัสดุที่สามารถทนต่ออุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น รวมทั้งการระบายความร้อนที่ใช้ไฮโดรเจนเป็นตัวระบายความร้อนก็ต้องจัดการและควบคุมให้มีประสิทธิภาพ

โดยวิธี Regeneration วิธีการคือการนำเอาความร้อนจากไอเสียที่ออกจากเทอร์ไบน์ที่จะต้องทิ้งไปกลับมาใช้ให้เป็นประโยชน์ โดยมาอุ่นอากาศที่ออกมาจากคอมเพรสเซอร์ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นก่อนที่จะส่งเข้าไปยังห้องเผาไหม้ โดยใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนรับ (เพิ่มอุณหภูมิ) เพื่อเป็นการประหยัดเชื้อเพลิง ไอเสียร้อนที่ออกจากเทอร์ไบน์และจะปล่อยทิ้งไปในบรรยากาศสามารถนำมาใช้ให้เป็นประโยชน์ และวิธีการที่ง่ายที่สุด คือ ใช้ชุดถ่ายเทความร้อนรับ (เพิ่มอุณหภูมิ) หรืออีกชื่อหนึ่งคือ Regenerator ลักษณะของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนรับได้แสดงให้เห็นในรูป จะเห็นว่าท่อทางการไหลของอากาศดีและแก๊สไอเสียภายในชุดถ่ายเทความร้อนจะสวนทางกัน และโดยหลักการของการถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิของอากาศอัด T_2 จะสูงขึ้นเป็นอุณหภูมิ T_2' ซึ่งจะเท่ากับ T_4 และในทำนองเดียวกันอุณหภูมิของแก๊สไอเสียจากเทอร์ไบน์ซึ่งมีอุณหภูมิ T_4 ก็จะมีอุณหภูมิลดลงเป็น T_4' ซึ่งเท่ากับ T_2 .



ภาพประกอบ 18 วิธี Regeneration

จากรูป จะเห็นว่าถ้าไม่มี Regenerator หรือชุดถ่ายเทความร้อนรับเราต้องเพิ่มอุณหภูมิ T_2 ให้เป็นอุณหภูมิ T_3 แต่ถ้ามี Regenerator หรือชุดถ่ายเทความร้อนรับเราจะสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงน้อยกว่าหรือประหยัดกว่า ในการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศอัดจาก $T_{2'}$ ให้เป็น T_3 ทั้งนี้เพราะอุณหภูมิ $T_{2'}$ สูงกว่า T_2 ซึ่งจะเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$Q_{A1} = m_c (T_3 - T_{2'})$$

$$Q_{A2} = m_c (T_3 - T_{2'})$$

เนื่องจาก Q_{A2} น้อยกว่า Q_{A1} ดังนั้นปริมาณความร้อนจากเชื้อเพลิงที่ใช้ก็จะน้อยกว่า นั่นคือ จะประหยัดเชื้อเพลิงกว่านั่นเอง

การหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ก็จะสามารถหาได้ดังนี้

$$W = W_T - W_C$$

$$= W_{Cp} (T_3 - T_{4'}) - W_{Cp} (T_{2'} - T_1)$$

$$Q_A = W_{Cp} (T_3 - T_{2'})$$

$$\text{และ } \eta_t = \frac{W_T - W_C}{Q_A}$$

$$= \frac{W_{Cp} (T_3 - T_{4'}) - W_{Cp} (T_{2'} - T_1)}{W_{Cp} (T_3 - T_{2'})}$$

$$\text{เพราะฉะนั้น } \eta_t = \frac{(T_3 - T_{4'}) - (T_{2'} - T_1)}{(T_3 - T_{2'})}$$

$$\text{จากสมการ } \eta_t = \frac{W_T - W_C}{Q_A}$$

$$Q_{A1} = W_{Cp} (T_3 - T_{2'})$$

$$= T_3 - T_{2'} \text{ (ไม่มีอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน)}$$

$$\text{และ } Q_{A2} = W_{Cp} (T_3 - T_{2'})$$

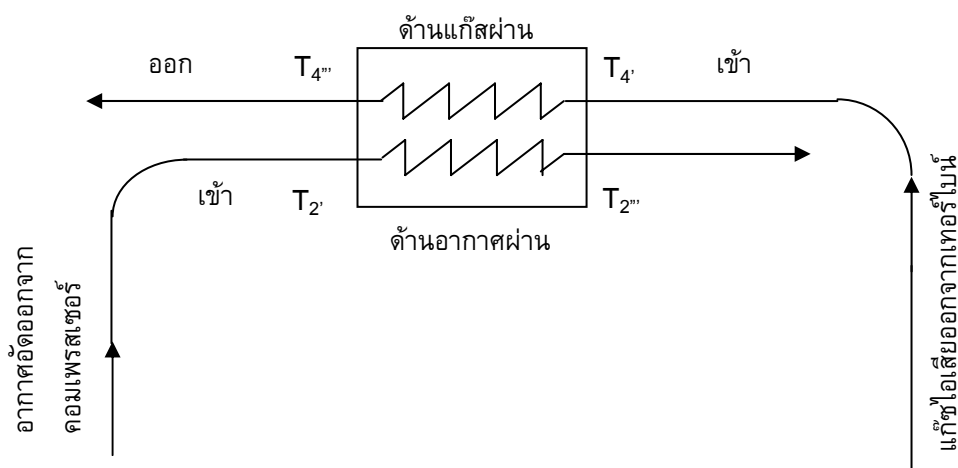
$$= T_3 - T_{2'} \text{ (เมื่อมีอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน)}$$

แต่ Q_{A2} มีค่าน้อยกว่า Q_{A1} ดังนั้นเมื่อนำ Q_{A2} ไปเป็นตัวหารประสิทธิภาพจึงมีค่าสูงขึ้น นั่นคือ

$$\eta_t = \frac{(T_3 - T_{4'}) - (T_{2'} - T_1)}{(T_3 - T_{2'})} \text{ จะมีประสิทธิภาพสูงขึ้น}$$

หรือกล่าวโดยสรุปว่าวิธี Regeneration จะทำให้ประสิทธิภาพสูงขึ้นนั่นเอง

ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน (Heat exchanger efficiency หรือ Thermal ratio heat exchanger)



ภาพประกอบ 19 การถ่ายเทความร้อนระหว่างไอเสียและอากาศ

อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนรับทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อนจากแก๊สไอเสียที่ออกจากเทอร์ไบน์ให้กับอากาศที่อัดออกจากคอมเพรสเซอร์ ถ้าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ชุดนี้มีค่าเต็ม 100 เปอร์เซ็นต์ อุณหภูมิของอากาศอัดจากคอมเพรสเซอร์ที่เข้าไปยังอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่อุณหภูมิ T_2' เมื่อออกจากอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่อุณหภูมิ T_2'' อุณหภูมิ T_2'' นี้จะต้องมีค่าเท่ากับอุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ออกจากเทอร์ไบน์

ถ้า T_2'' มีอุณหภูมิต่ำกว่า T_4' มากเท่าใดก็แสดงว่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนมีค่าต่ำมากเช่นเดียวกัน

หรือถ้า T_2'' มีอุณหภูมิสูงใกล้เคียงกับ T_4' มากเท่าใดก็แสดงว่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงมากเช่นเดียวกัน

ดังนั้นประสิทธิภาพของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนสามารถกำหนดได้โดยอัตราส่วนของความร้อนที่ถ่ายเทจากด้านแก๊สเข้ามาสู่ด้านอากาศเข้าของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน เรียกอัตราส่วนนี้ว่า Thermal ratio และจะคำนวณหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

ปริมาณความร้อนที่ด้านอากาศผ่านได้รับจากอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนจะมีค่าดังต่อไปนี้

$$Q_{T_2' - T_2''} = W C_p (T_2' - T_2'')$$

ปริมาณความร้อนที่ด้านแก๊สผ่านส่งให้กับอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนมีค่าดังต่อไปนี้

$$Q_{T_{4'} - T_{4''}} = W C_p (T_{4'} - T_{4''})$$

และปริมาณความร้อนที่ส่งให้ใหม่นี้จะมีค่ามากที่สุดเมื่ออุณหภูมิ $T_{4''}$ มีค่าเท่ากับอุณหภูมิ $T_{2'}$ หรือนั่นก็คือ $T_{4''} = T_{2'}$ และสมการจะกลายเป็น

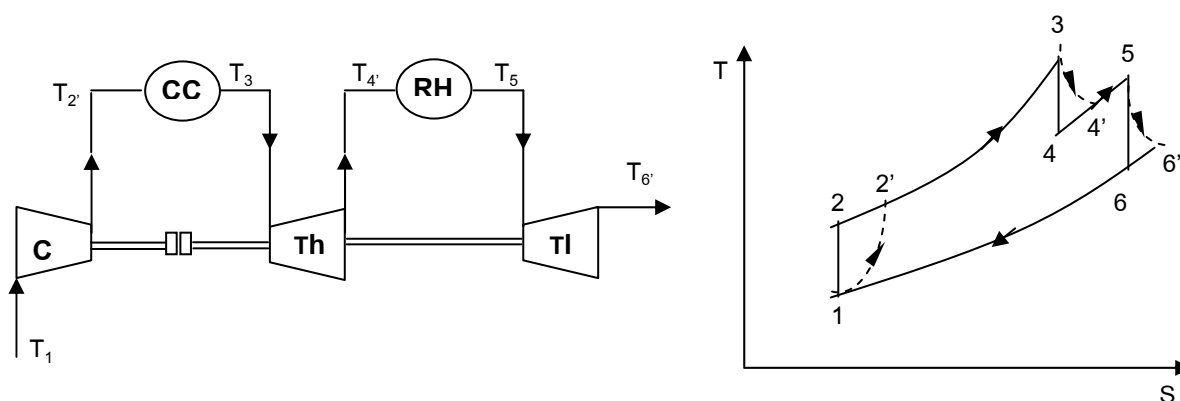
$$Q_{T_{4'} - T_{4''}} = W C_p (T_{4'} - T_{2'})$$

ดังนั้นประสิทธิภาพของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนจะได้

$$\begin{aligned} (\eta_{ex}) &= \frac{W C_p (T_{2''} - T_{2'})}{W C_p (T_{4'} - T_{2'})} \\ &= \frac{T_{2''} - T_{2'}}{T_{4'} - T_{2'}} \end{aligned}$$

$$\text{หรือ Thermal ratio} = \frac{T_{2''} - T_{2'}}{T_{4'} - T_{2'}}$$

โดยวิธี Reheating งานที่ออกจากเทอร์ไบน์จะเพิ่มขึ้นถ้าเราเพิ่มอุณหภูมิของแก๊สที่เข้าไปยังเทอร์ไบน์ให้มีค่าสูงขึ้น (T_3) แต่การเพิ่มอุณหภูมินี้มีข้อบกพร่องจำกัด เนื่องจากความร้อนที่สูงมากๆ จะไปทำให้ใบพัดของเทอร์ไบน์สูญเสียความแข็งแรงไปและไม่สามารถทำงานต่อไปได้ ดังนั้นเราจึงมีวิธีการเพิ่มงานของเทอร์ไบน์ได้โดยการเพิ่มชุดเทอร์ไบน์เข้าไปอีก 1 ชุด และให้แก๊สที่ออกจากเทอร์ไบน์ชุดแรกมาผ่านเข้าไปในชุดเทอร์ไบน์ตัวที่ 2 ก่อนที่แก๊สจะเข้าเทอร์ไบน์ตัวที่ 2 จะให้แก๊สนี้ผ่านชุดเพิ่มความร้อน (Reheater) เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของแก๊สที่ออกมาจากเทอร์ไบน์ชุดแรกซึ่งมีค่าต่ำ เนื่องจากผ่านการขยายตัวมาแล้วในเทอร์ไบน์ชุดแรกให้สูงขึ้นไปเท่ากับอุณหภูมิของแก๊สที่ออกจากห้องเผาไหม้และก่อนเข้าเทอร์ไบน์ตัวแรก นั่นคือทำให้อุณหภูมิ T_5 เท่ากับอุณหภูมิ T_3 ดังรูป



ภาพประกอบ 20 กระบวนการ Reheating

- โดยที่ C คือ คอมเพรสเซอร์ (Compressor)
 Th คือ เทอร์ไบน์ความดันสูง (High pressure turbine)
 Tl คือ เทอร์ไบน์ความดันต่ำ (Low pressure turbine)
 CC คือ ห้องเผาไหม้ (Combustion chamber)
 RH คือ อุปกรณ์เพิ่มความร้อน (Reheater หรือ reheating combustion chamber)

การคำนวณงานและประสิทธิภาพความร้อนสามารถคำนวณหาได้ดังต่อไปนี้

$$W_N = W_{TH} + W_{TL} - W_C$$

$$Q_A = Q_{A1} + Q_{A2}$$

$$\eta_t = \frac{W_N}{Q_A}$$

$$W_{TH} = WC_p (T_3 - T_{4'})$$

$$W_{TL} = WC_p (T_5 - T_{6'})$$

$$W_C = WC_p (T_{2'} - T_1)$$

$$Q_{A1} = WC_p (T_3 - T_{2'})$$

$$Q_{A2} = WC_p (T_5 - T_{4'})$$

$$\eta_t = \frac{WC_p (T_3 - T_{4'}) + WC_p (T_5 - T_{6'}) - WC_p (T_{2'} - T_1)}{WC_p (T_3 - T_{2'}) + WC_p (T_5 - T_{4'})}$$

$$= \frac{(T_3 - T_{4'}) + (T_5 - T_{6'}) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_{2'}) + (T_5 - T_{4'})}$$

โดยปฏิกิริยาที่ได้จากเทอร์ไบน์ W_{TH} และ W_{TL} ถ้าอุณหภูมิที่เข้าเทอร์ไบน์เท่ากันและอัตราส่วนความดัน (Pressure ratio) ในการขยายตัวภายในเทอร์ไบน์เท่ากันแล้ว ค่าของงานที่ได้จะมีค่าเท่ากัน สำหรับ Q_{A1} และ Q_{A2} นั้น เนื่องจาก Q_{A1} เป็นการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศจาก T_2 ไปเป็น T_3 แต่ Q_{A2} เป็นการเพิ่มอุณหภูมิของแก๊สจาก $T_{4'}$ ไปเป็น T_5 ซึ่งโดยปกติ $T_{4'}$ จะมีค่าสูงกว่า T_2 (ถ้าไม่นำวิธีของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนมาใช้) ดังนั้น Q_{A2} จะมีค่าน้อยกว่า Q_{A1}

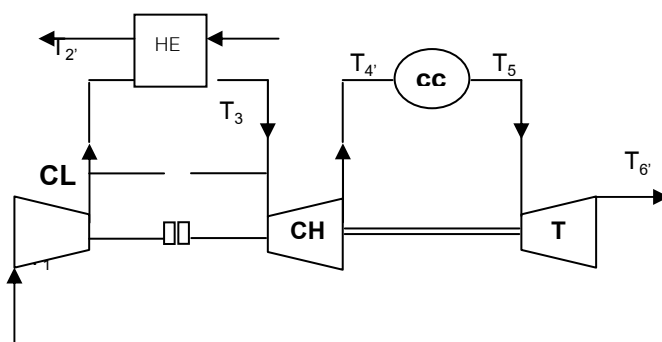
จากข้อความที่ได้อธิบายมาแล้ว ถ้าดูสมการของ η_1 และ η_2 และนำค่าต่างๆ แทนค่าลงในสมการที่ (3) และ (4) แล้วจะเห็นว่า η_2 จะมีค่าสูงกว่า η_1

$$\text{นั่นคือ } \eta_1 = \frac{W_{TH} - W_C}{Q_{A1}} \quad (21)$$

$$\text{และ } \eta_2 = \frac{W_{TH} - W_C + W_{TL}}{Q_{A1} + Q_{A2}} \quad (22)$$

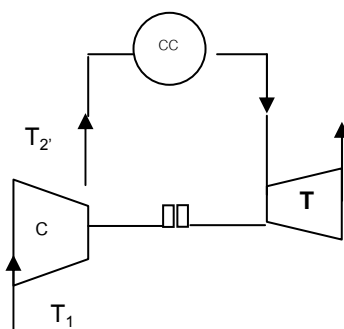
นั่นคือหลังจาก Reheating แล้วประสิทธิภาพความร้อนจะมีค่าสูงขึ้น

โดยวิธี Intercooling ปฏิกิริยาของคอมเพรสเซอร์จะสามารถลดลงได้โดยการใช้คอมเพรสเซอร์อัดอากาศหลายๆ ตัวและมีการระบายความร้อน (Intercooling) ระหว่างแต่ละตอนของการอัดซึ่งวิธีนี้กระทำได้โดยอัดอากาศจากความดันปกติด้วยคอมเพรสเซอร์ตัวแรก (Low pressure compressor) ไปที่ความดันค่าหนึ่ง ซึ่งเรียกว่า Intermediate pressure หลังจากนั้นอากาศที่ออกจากคอมเพรสเซอร์จะถูกระบายความร้อนเพื่อลดอุณหภูมิให้ต่ำลงภายในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนทั้ง (ลดอุณหภูมิ) ซึ่งเรียกกันว่า Intercooling อากาศที่ถูกลดอุณหภูมินี้จะถูกส่งผ่านเข้าไปอัดอีกครั้งหนึ่งใน High pressure compressor จนกระทั่งมีความดันสุดท้ายเท่ากับความดันที่ต้องการ



ภาพประกอบ 21 กระบวนการ Intercooling

โดยที่ C_L คือ คอมเพรสเซอร์ความดันต่ำ (Low pressure compressor)
 C_H คือ คอมเพรสเซอร์ความดันสูง (High pressure compressor)
 HE คือ อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนทิ้ง (ลดอุณหภูมิ) เรียก heat exchanger หรือ intercooler
 CC คือ ห้องเผาไหม้ (Combustion chamber)
 T คือ เทอร์ไบน์



จากสมการของประสิทธิภาพ

$$\eta_t = \frac{W_T - W_C}{Q_A}$$

จากสมการข้างบนของคอมเพรสเซอร์มีค่าน้อยลงก็จะทำให้ประสิทธิภาพความร้อนของเครื่องยนต์ทั้งสักระยะสูงขึ้นและในการอัดอากาศของคอมเพรสเซอร์ เราสามารถทำงานในการอัดอากาศมีค่าต่ำลงได้ โดยการลดอุณหภูมิของอากาศที่จะเข้าคอมเพรสเซอร์ให้ต่ำลง ดังสมการ

$$\begin{aligned} W_C &= W C_p (T_2 - T_1) \\ &= W C_p T_1 (T_2 - 1) \\ &= W C_p T_1 \left[\frac{(P_2)^{(k-1)/k}}{P_1} - 1 \right] \\ W_C &= W C_p T_1 [(r_p)^{(k-1)/k} - 1] \end{aligned}$$

พิจารณา T_1 ในสมการจะเห็นว่า T_1 ลดลง W_C ก็จะลดลงด้วย เพราะเหตุว่าเทอมของ $[(r_p)^{(k-1)/k} - 1]$ นั้นมีค่าคงที่ และ r_p ก็คืออัตราส่วนความดันของคอมเพรสเซอร์

ในการลดอุณหภูมิของอากาศเข้าคอมเพรสเซอร์นั้นมักจะทำการลดอุณหภูมิก่อนที่เข้าไปยังคอมเพรสเซอร์ตัวที่ 2 ซึ่งจะทำได้ทั้งงานของคอมเพรสเซอร์ที่ใช้ในการอัดอากาศลดลง

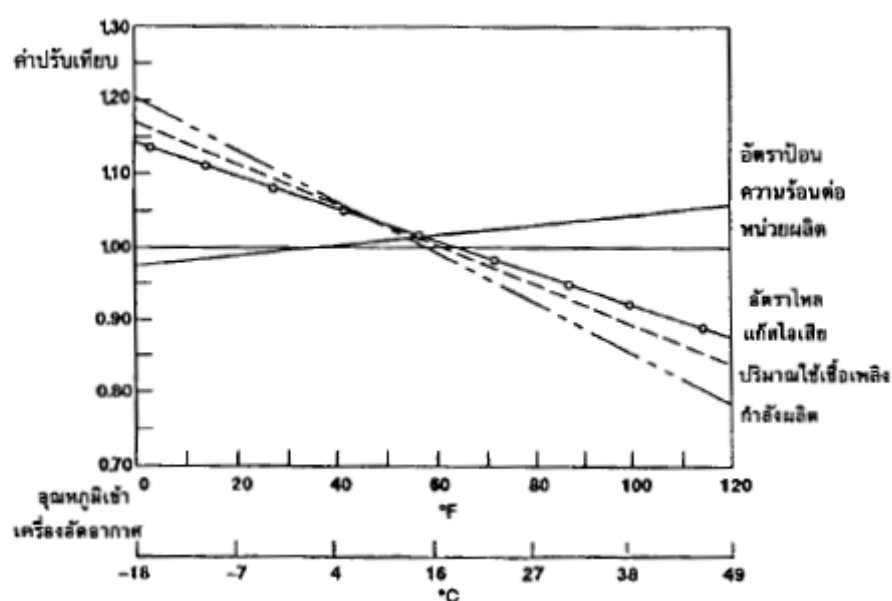
ในการอัดอากาศให้มีอัตราส่วนความดันตามที่ต้องการในคอมเพรสเซอร์นั้น ในกรณีที่ใช้คอมเพรสเซอร์ตัวเดียว (Single stage compressure) หรือใช้คอมเพรสเซอร์หลายๆ ตัว (Multistage compressure) ถ้าเราไม่ลดอุณหภูมิของอากาศลงก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ของตัวต่อไปแล้วงานที่ใช้ในการอัดอากาศในทั้ง 2 กรณีนี้จะมีค่าเท่ากัน

ปัจจัยที่มีผลต่อสมรรถนะของแก๊สเทอร์ไบน์

แก๊สเทอร์ไบน์จะมีสมรรถนะแตกต่างกันไปขึ้นกับสภาวะแวดล้อมต่างๆ ซึ่งปัจจัยที่มีผลต่อสมรรถนะของแก๊สเทอร์ไบน์มีดังนี้

1. อุณหภูมิบรรยากาศ

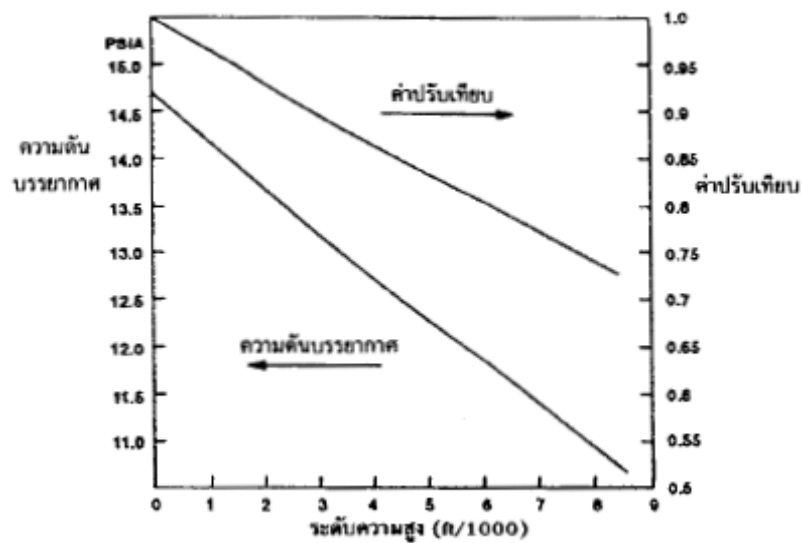
โดยอุณหภูมิบรรยากาศยิ่งสูงยิ่งทำให้สมรรถนะของแก๊สเทอร์ไบน์ลดลง โดยอุณหภูมิบรรยากาศสูงทำให้อัตราไหลเชิงมวลของอากาศเปลี่ยนแปลงไปทำให้ heat rate หรืออัตราการป้อนความร้อนต่อหน่วยผลผลิตเพิ่มขึ้น



ภาพประกอบ 22 ค่าปรับเทียบผลกระทบของอุณหภูมิบรรยากาศ

2. ระดับความสูงของที่ตั้ง

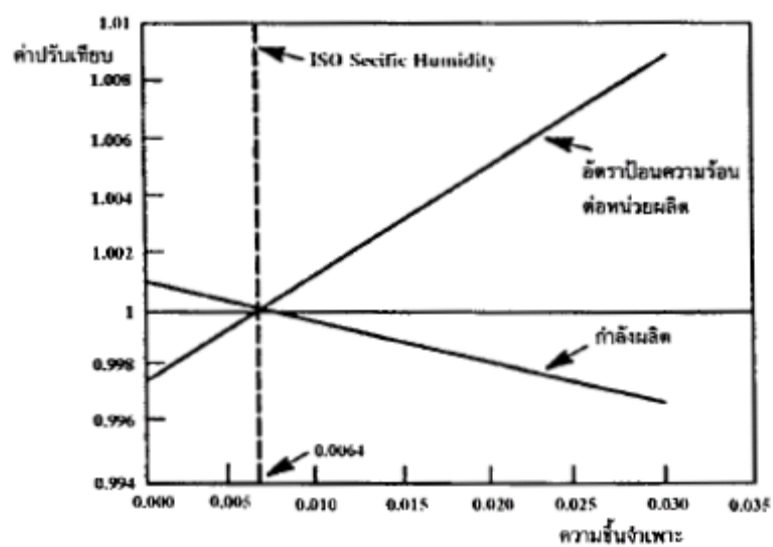
เนื่องจากที่ระดับสูงจะมีความหนาแน่นของอากาศน้อยกว่าทำให้มีผลกระทบต่อสมรรถนะของแก๊สเทอร์ไบน์



ภาพประกอบ 23 ค่าปรับเทียบ ผลกระทบของความสูงของที่ตั้ง

3. ความชื้น

ความชื้นของบรรยากาศมีผลกระทบต่อสมรรถนะของแก๊สเทอร์ไบน์ โดยที่ความชื้นมากจะทำให้อัตราการป้อนความร้อนต่อผลผลิตเพิ่มขึ้น



ภาพประกอบ 24 ค่าปรับเทียบ ผลกระทบของความชื้น

การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

ไพบูลย์ แยมเพื่อน (2545) กล่าวว่า นอกจากการวิเคราะห์ทางด้านเทคนิคแล้ว ต้องวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์เพื่อประเมินศักยภาพของระบบที่ออกแบบว่ามีความเป็นไปได้เพียงใด ซึ่งการวิเคราะห์ประกอบด้วย ระยะเวลาคืนทุน (Payback Period) การหามูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value) และอัตราผลตอบแทนการลงทุน (Internal Rate of Return)

1. ระยะเวลาคืนทุน (Payback Period : PP)

ระยะเวลาที่ผลตอบแทนสุทธิจากการดำเนินงานมีค่าเท่ากับค่าเงินลงทุนของระบบคือ ระยะเวลาคืนทุนวิธีนี้จะพิจารณาถึงจำนวนปีที่จะได้รับผลตอบแทนคุ้มกับเงินลงทุน การคำนวณหา ระยะเวลาคืนทุนคำนวณได้จากสมการ

$$n = TS / Y_i$$

โดยที่ n คือ ระยะเวลาคืนทุน (ปี)
 TS คือ ค่าใช้จ่ายในการลงทุน (บาท)
 Y_i คือ ผลตอบแทนสุทธิเฉลี่ยต่อปี (บาท/ปี)

ค่าใช้จ่ายในการลงทุน = ค่าลงทุนเริ่มแรก + ค่าใช้จ่ายในการดำเนินการ+ค่าไฟฟ้า+ค่าบำรุงรักษา

2. การหามูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value ; NPV)

ได้จากผลรวมของผลตอบแทนสุทธิต่อปีระยะเวลาที่ผลตอบแทนสุทธิที่ปรับค่าของเวลาของโครงการแล้ว เพื่อวัดว่าโครงการที่กำลังพิจารณาจะให้ผลตอบแทนคุ้มค่า กล่าวคือถ้าค่า NPV ที่ได้มีค่ามากกว่าศูนย์ หรือเป็นบวก จึงจะเป็นการลงทุนที่คุ้มค่าสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$NPV = -k_0 + \left[\frac{b_1 - c_1}{(i+1)} \right] + \left[\frac{b_2 - c_2}{(i+1)^2} \right] + \left[\frac{b_t - c_t}{(i+1)^n} \right]$$

โดยที่ NPV คือ มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (บาท)
 k_0 คือ ค่าใช้จ่ายในการลงทุนเริ่มแรก (บาท)
 b_t คือ ผลตอบแทนในปีที่ 1,2,3...,n (บาท)
 c_t คือ ค่าใช้จ่ายในปีที่ 1,2,3...,n (บาท)
 i คือ อัตราดอกเบี้ย (%)

t คือ ปีของโครงการ คือปีที่ 1,2,3...,n (ปี)
 n คือ อายุโครงการ (ปี)

ในการคำนวณหามูลค่าปัจจุบันอีกทางหนึ่งสามารถหาได้โดยนำค่าใช้จ่ายทั้งสิ้นของโครงการไปหักออกจากผลตอบแทนที่คิดเป็นรายปี เพื่อให้ได้ผลตอบแทนสุทธิหรือกระแสเงินสดในแต่ละปีหลังจากนั้นก็ทำการปรับค่าของเวลา ของกระแสเงินสดที่เกิดขึ้นในแต่ละปีคูณด้วยตัวประกอบมูลค่าเงินปัจจุบัน PWF (Single Payment Present Worth Factor) หรือ $1/(1+i)^n$ ซึ่งค่าของตัวประกอบสามารถหาได้เมื่อทำการปรับค่าของเวลาแล้วจะได้มูลค่าปัจจุบันของผลตอบแทนสุทธิ หรือกระแสเงินสดเป็นรายปีและเมื่อรวมทุกปีเข้าด้วยกันจะเป็นมูลค่าปัจจุบันสุทธิของโครงการ ซึ่งวิธีนี้เรียกว่า วิธีการปรับลดกระแสเงินสด (Discounted Cash Flow Method)

3. อัตราผลตอบแทนในการลงทุน (Internal Rate of Return; IRR)

อัตราที่จะให้ผลตอบแทนและค่าใช้จ่ายที่ได้คิดลดเป็นค่าในปัจจุบันเท่านั้นก็คืออัตราผลตอบแทนการลงทุน อัตราที่กล่าวถึงจึงเป็นอัตราความสามารถของเงินลงทุนที่จะก่อให้เกิดรายได้คุ้มกับเงินลงทุนพอดี หรือกล่าวอีกนัยหนึ่งก็คือ พิจารณาว่าอัตราส่วนลดค่าใดที่จะทำให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิมีค่าเป็นศูนย์วิธีการหาอัตราผลตอบแทนการลงทุนในที่นี้นำมาพิจารณามี 2 แบบคือแบบสุ่มค่า (Trial and Error) และแบบหาค่ากลางดังสมการ

$$\text{IRR คือค่าอัตราส่วนลด}(r) \text{ ที่จะทำให้ } \sum_{t=1}^n \frac{B_t - C_t}{(1+r)^t} = 0$$

โดยที่ B_t คือ ผลตอบแทนในปีที่ t, (บาท)
 C_t คือ ค่าใช้จ่ายในปีที่ t, (บาท)
 t คือ ปีของโครงการมีค่า 1,2,...,n, (ปี)
 r คือ อัตราส่วนลด, (%)

สมการคำนวณหาค่า IRR แบบหาค่ากลาง (Interpolation) สามารถหาได้ดังนี้

$$\text{IRR} = \text{อัตราส่วนลดค่าต่ำสุด} + \text{ผลต่างระหว่างอัตราส่วนลดทั้งสอง} \times \frac{(\text{NPV ที่ใช้อัตราส่วนลดค่าต่ำสุด} \div \text{ผลต่าง NPV ที่ใช้อัตราส่วนลดทั้งสอง})}{1}$$

4. การคำนวณดอกเบี้ย

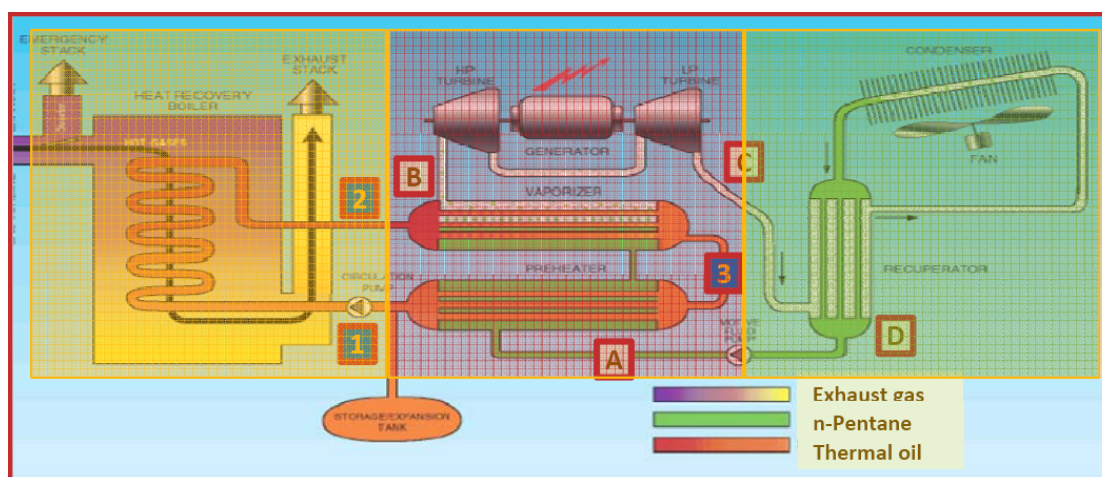
ในการคำนวณหาอัตราดอกเบี้ยในบทนี้ซึ่งใช้ระบบจ่ายครั้งเดียว (Single Payment System) ระบบนี้จะจ่ายสุดท้ายของปีเป็นเงินต้นบวกดอกเบี้ยโดยมีสมการดังนี้

$$F = P(1+i)^n$$

โดยที่ F คือ จำนวนเงินที่จะได้ (บาท)
 P คือ จำนวนเงินต้น (บาท)
 i คือ อัตราดอกเบี้ย (บาท)
 n คือ จำนวนปี (ปี)

การผลิตไฟฟ้าโดยใช้ Organic Turbine Generator¹⁷⁾

การผลิตไฟฟ้าโดยใช้ Organic Turbine Generator เป็นการผลิตไฟฟ้าโดยใช้สารไฮโดรคาร์บอนเป็นสารทำงานในการขับ Turbine ที่ใช้เป็นตัวกำเนิดกำลังของ Generator การทำงานของระบบ Organic Turbine Generator สามารถแสดงได้ดังรูป



ภาพประกอบ 25 Organic Turbine Generator

Exhaust-Thermal Oil Loop (Close Loop Cycle)

1 $\Rightarrow$ 2 Thermal Oil รับความร้อนจากไอเสีย

2 $\Rightarrow$ 3 Thermal Oil ถ่ายเทความร้อนให้ Pentane (High Temp)

3 $\Rightarrow$ 1 Thermal Oil ถ่ายเทความร้อนให้ Pentane (Low Temp) และไปรับความร้อนจาก

ไอเสีย

Thermal Oil-Pentane Loop (Close Loop Cycle)

A $\Rightarrow$ B Pentane รับความร้อนจาก Thermal Oil จนกลายเป็นไอที่ความดันและอุณหภูมิ

สูง

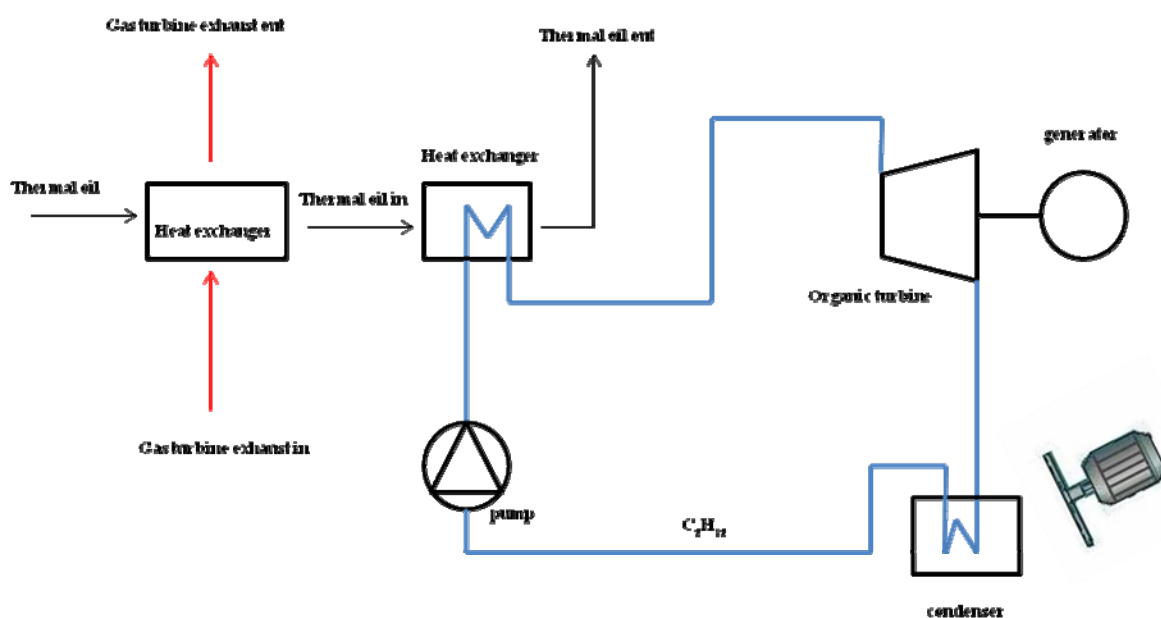
B $\Rightarrow$ C ไอ Pentane ขยายตัวผ่าน Turbine เพื่อผลิตไฟฟ้าและลดความดันและอุณหภูมิ

ลง

C $\Rightarrow$ D ไอ Pentane ระบายความร้อนผ่าน Condenser จนเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว

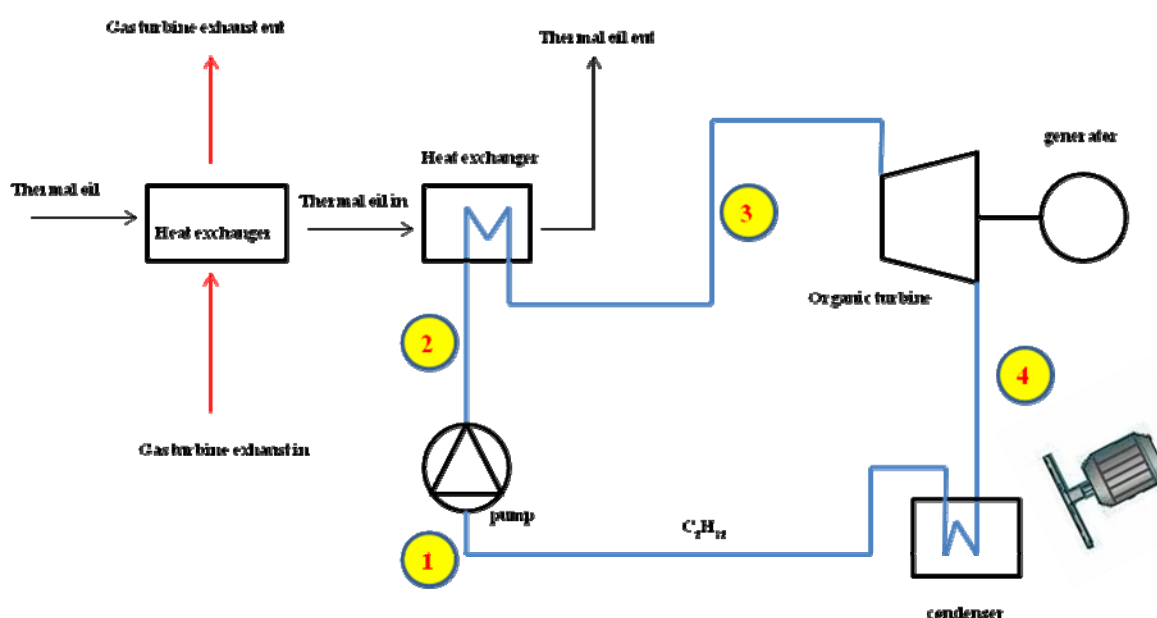
D $\Rightarrow$ A Pentane ไปรับความร้อนจาก Thermal Oil อีกครั้ง

โดยระบบ Organic Turbine Generator สามารถแสดง Line Diagram ได้ดังรูป



ภาพประกอบ 26 Line Diagram ของ Organic Turbine Generator

การทำงานเป็นไปตาม Organic Rankine Cycle ซึ่งมีสารทำงานเป็น HC หรือ HCFC ระบบ Organic turbine generator นี้ไม่ต้องใช้น้ำในกระบวนการผลิตไฟฟ้า ระบบ Organic turbine generator จะใช้ Thermal oil เป็นสารรับความร้อนจากไอเสียของแก๊สเทอร์ไบน์ แล้วถ่ายเทความร้อนผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับสารไฮโดรคาร์บอน(ซึ่งในที่นี้ใช้ Pentane เป็นสารทำงาน) สารไฮโดรคาร์บอนที่รับความร้อนจาก Thermal oil ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะขยายตัวเป็นไอผ่านเทอร์ไบน์สำหรับขับเคลื่อนเครื่องกำเนิดไฟฟ้า หลังจากนั้นไอของสารไฮโดรคาร์บอนจะถูกระบายความร้อนที่ Condenser โดยใช้การระบายความร้อนแบบ Air cooled แล้วสารไฮโดรคาร์บอนที่กลายเป็นของเหลวจะวนกลับไปรับความร้อนจาก Thermal oil ต่อไป ซึ่งจะเป็นการทำงานอยู่ในระบบปิด โดย Organic Rankine Cycle และกระบวนการทำงานของระบบ Organic turbine generator สามารถแสดงได้ดังภาพประกอบ 27

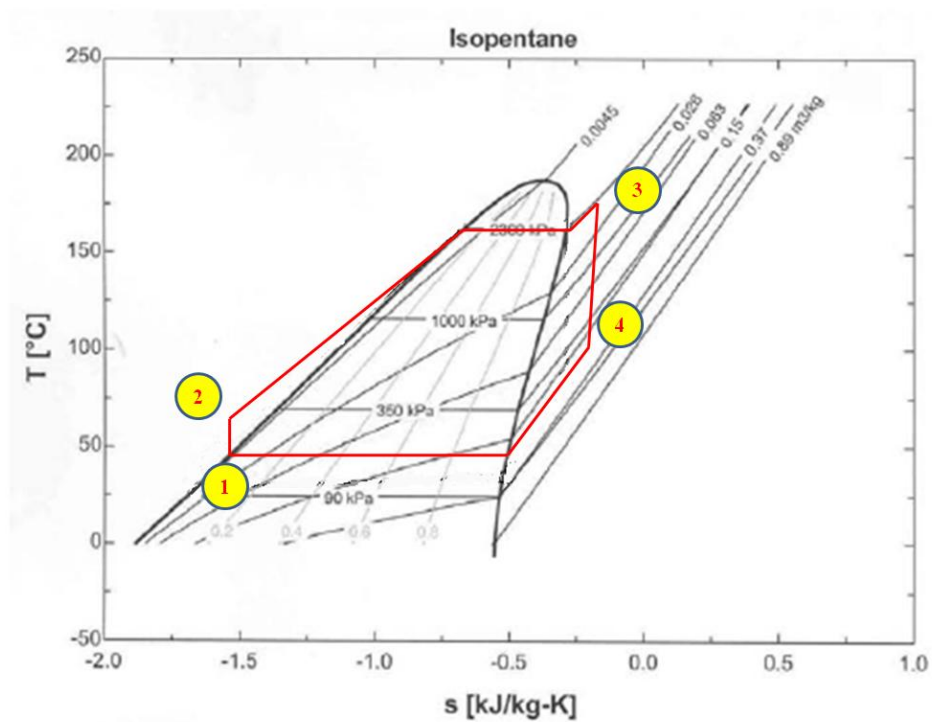


ภาพประกอบ 27 Organic Turbine Generator Diagrams

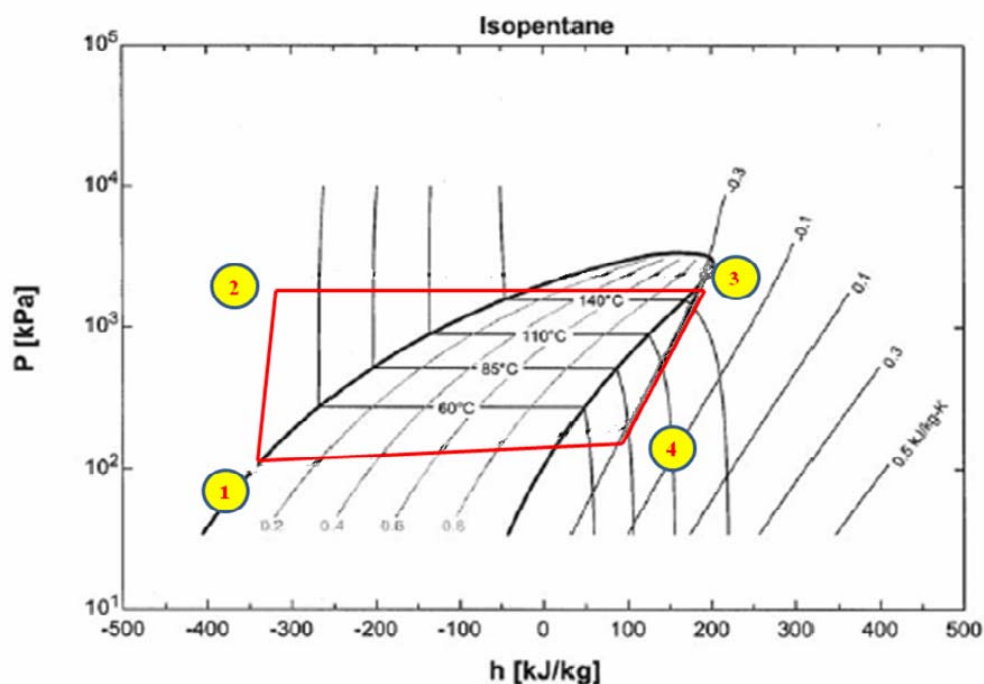
การทำงานของระบบ Organic turbine generator จะเริ่มจาก Thermal oil รับความร้อนจากไอเสียของ Gas turbine แล้วถ่ายเทความร้อนผ่าน Heat exchanger ให้กับสารทำงานของระบบ Organic turbine generator ซึ่งก็คือ Pentane (C_5H_{12}) และการทำงานของ Organic turbine generator ประกอบไปด้วยขั้นตอนดังนี้

- 1 $\Rightarrow$ 2 Pentane ถูกส่งไปในระบบด้วย Pump
- 2 $\Rightarrow$ 3 Pentane รับความร้อนจาก Thermal oil
- 3 $\Rightarrow$ 4 Pentane ขยายตัวผ่าน Organic turbine
- 4 $\Rightarrow$ 1 Pentane ที่ออกจาก Organic turbine ถูกระบายความร้อนที่ Condenser

กระบวนการทั้งหมดเป็นไปตาม Organic Rankine Cycle ซึ่งสามารถแสดงได้ดัง
ภาพประกอบ 28 และภาพประกอบ 29



ภาพประกอบ 28 T-S Diagram ของ Organic Rankine Cycle



ภาพประกอบ 29 P-h Diagram ของ Organic Rankine Cycle

ข้อดีและข้อเสียของการใช้ การผลิตไฟฟ้าโดยใช้ Organic Turbine Generator เมื่อเปรียบเทียบกับ การใช้ Steam Turbine สามารถแสดงได้ดังตารางที่ 2

ตาราง 2 ข้อดีและข้อเสียของ การผลิตไฟฟ้าโดยใช้ Organic Turbine Generator เมื่อเปรียบเทียบกับ การใช้ Steam Turbine

ข้อดี	ข้อเสีย
1. สามารถใช้แหล่งความร้อนจากไอเสียที่มีปริมาณน้อยและอุณหภูมิไม่สูงมากได้ 2. ไม่ต้องใช้ De-Mineralized water 3. สามารถสร้างได้ในบริเวณที่ห่างไกลจากแหล่งน้ำดิบ 4. การเดินเครื่องไม่ซับซ้อน ใช้เวลาในการ Start หรือ Stop การผลิตไฟฟ้าไม่มาก 5. ใช้พื้นที่ติดตั้งน้อย และค่าบำรุงรักษาต่ำ	1. ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าต่ำกว่า Steam Turbine (OGT 18%-22%, STG 20%-35%) 2. ค่าติดตั้งต่อกิโลวัตต์สูงกว่า (OTG 1000-2000US/kW , STG 500-600 US/kW)

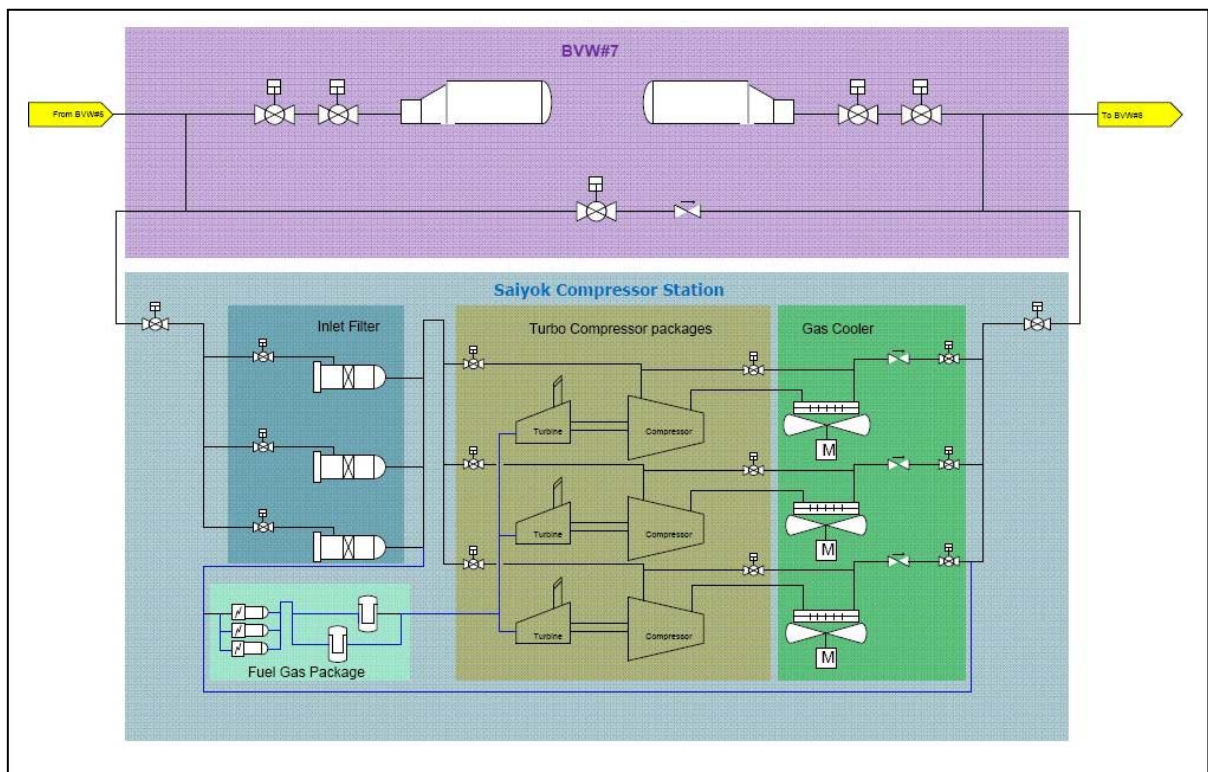
บทที่ 3

การออกแบบและการคำนวณ

สำหรับการออกแบบและการคำนวณในการศึกษาศึกษาการนำความร้อนทิ้งจากไอเสียของแก๊สเทอร์ไบน์มาใช้ในสถานีเพิ่มความดันแก๊สนั้นจะทำการเก็บข้อมูลที่สถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคแล้วนำข้อมูลที่ได้มาวิเคราะห์เพื่อหาศักยภาพและแนวทางที่เหมาะสมในการนำความร้อนทิ้งมาใช้งานที่สถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยค

1. ข้อมูลของแก๊สเทอร์ไบน์และเครื่องจักรในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยค

ข้อมูลการทำงานและส่วนประกอบหลักของเครื่องจักรในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคสามารถแสดงได้ดังภาพประกอบ 30 Process Flow Diagram

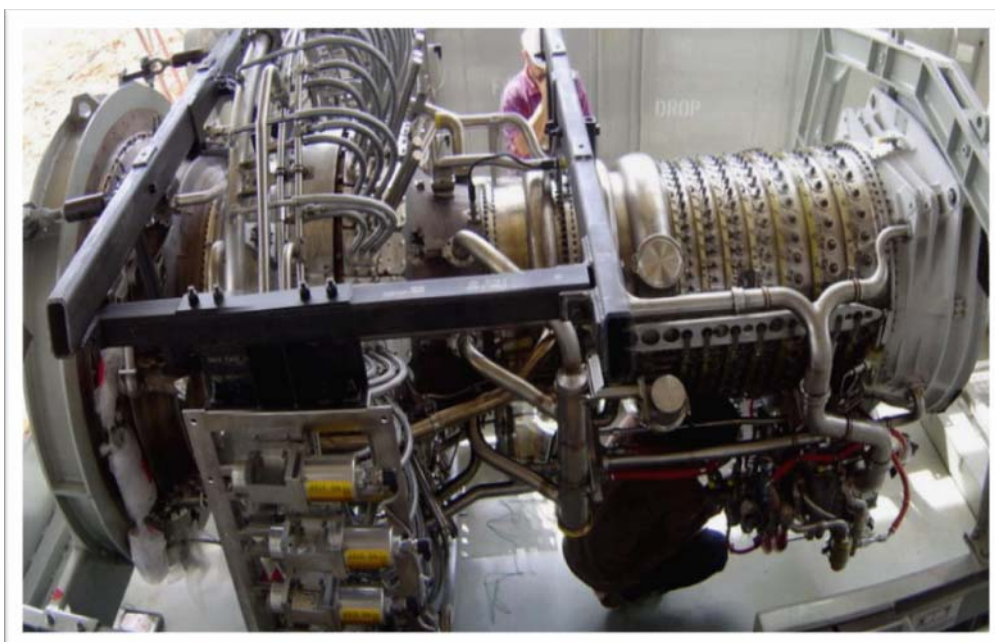


ภาพประกอบ 30 Process Flow Diagram

Gas Turbine

Gas Turbine ที่สถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคมี 3 Unit โดยเป็น 2 Shaft Gas Turbine Driver ทำหน้าที่เป็นต้นกำลังสำหรับขับ Centrifugal Compressor เพื่อเพิ่มความดันให้กับแก๊สธรรมชาติในระบบท่อ โดยมีพิกัดและรายละเอียดดังนี้

ผู้ผลิต	: GE Nuovo Pignone Gas Turbine (PGT 25)
รุ่น	: Industrial AeroDerivative LM2500 Dry Low Emissions
Output Power	: 22,450 kW (30,000 hp)
Heat Rate	: 9,910 kJ/kW-hr
Nominal Rating	: ISO At 15°C, sea level, RH 60%
เชื้อเพลิง	: Natural Gas



ภาพประกอบ 31 Gas Turbine

Centrifugal Compressor

Centrifugal Compressor ที่สถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคมี 3 Unit ซึ่งมีต้นกำลังมาจาก Gas Turbine โดย Gas Turbine 1 Unit ขับ Centrifugal Compressor 1 Unit โดย Centrifugal Compressor ทำหน้าที่เพิ่ม Pressure และ Flow Rate ให้กับแก๊สธรรมชาติในระบบท่อส่งแก๊ส โดยมีพิกัดและรายละเอียดดังนี้

ผู้ผลิต	: GE Nuovo Pignone
รุ่น	: BCL 604
Flowrate	: 600 MMSCFD
Suction Temp.	: 68 °F
Discharge Temp.	: 182 °F
Suction Pressure	: 472 PSIA
Discharge Pressure	: 953 PSIA
Shaft Speed	: 5904 RPM
Brake Horse Power	: 24,095 Hp



ภาพประกอบ 32 Centrifugal Compressor

2. การเลือกระบบที่ผลิตไฟฟ้า

เนื่องจากสถานีเพิ่มความดันแก๊สไฮโดรเจนมีข้อจำกัดที่เป็นปัจจัยหลักต่อการเลือกระบบ 2 ประการคือ ขนาดของพื้นที่ในสถานีที่มีจำกัดและขาดแคลนแหล่งน้ำดิบ ซึ่งปัจจัยดังกล่าวเป็นสาเหตุหลักที่ทำให้ไม่สามารถใช้ระบบผลิตไฟฟ้าโดยใช้ Steam Turbine เนื่องจากระบบนี้ต้องใช้พื้นที่ของอุปกรณ์ค่อนข้างมากและจำเป็นต้องใช้น้ำในการผลิตไอน้ำ ทำให้ไม่สามารถใช้ระบบ Steam Turbine ที่สถานีเพิ่มความดันแก๊สไฮโดรเจนได้

4. ปริมาณความร้อนจาก Exhaust Gas

$$Q_T = m_{ex} C_p (T_{exi} - T_{exo}) \cdot N$$

โดยที่ Q_T ปริมาณความร้อนจาก Exhaust Gas

C_p ค่าคงที่ของ Exhaust Gas (มีค่า 1.1)

m_{ex} exhaust gas mass flow rate (kg/s)

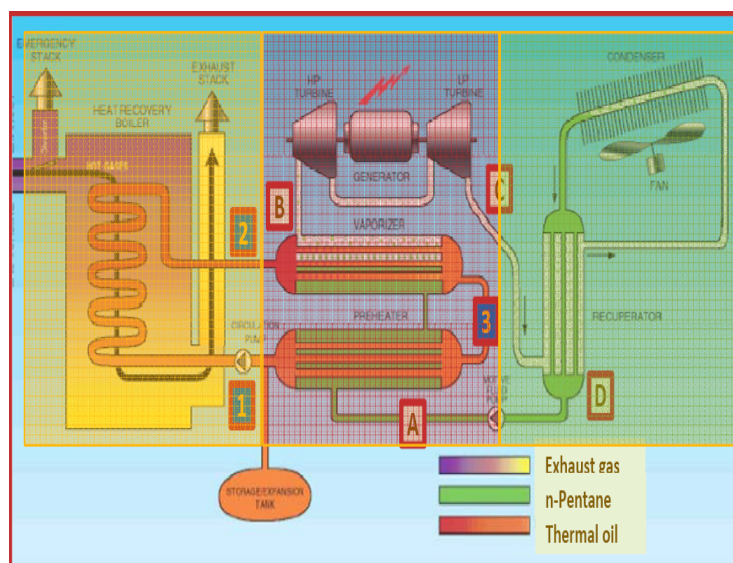
T_{exi} exhaust gas temperature from gas turbine (°C)

T_{exo} exhaust gas temperature out OGC system (°C)

$$\begin{aligned} Q_T &= 67.24 \times 1.1 \times (577.33 - 180) \\ &= 29.39 \text{ MW ต่อหนึ่ง Turbine Exhaust} \end{aligned}$$

5. Organic Rankine Cycle

การผลิตไฟฟ้าโดยใช้ Organic Turbine Generator(OGC) จะใช้ Thermal oil รับความร้อนจาก Exhaust gas แล้วถ่ายเทความร้อนให้กับสารไฮโดรคาร์บอน(ซึ่งในที่นี้ใช้ Pentane เป็นสารทำงาน) โดยมีรายละเอียดและส่วนประกอบของระบบและการทำงานดังภาพประกอบ 34



ภาพประกอบ 34 ส่วนประกอบของระบบ OGC

Exhaust-Thermal Oil Loop (Close Loop Cycle)

- 1 $\Rightarrow$ 2 Thermal Oil รับความร้อนจากไอเสีย
 2 $\Rightarrow$ 3 Thermal Oil ถ่ายเทความร้อนให้ Pentane (High Temp.)
 3 $\Rightarrow$ 1 Thermal Oil ถ่ายเทความร้อนให้
 Pentane(Low Temp.)และไปรับความร้อนจากไอเสีย

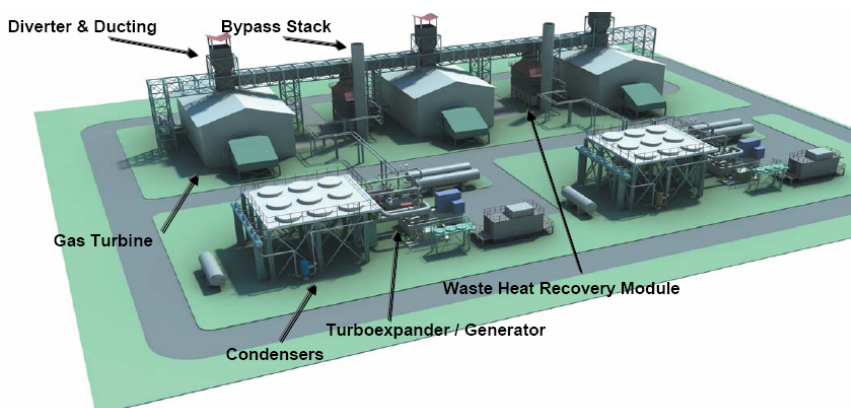
Thermal Oil-Pentane Loop (Close Loop Cycle)

- A $\Rightarrow$ B Pentane รับความร้อนจาก Thermal Oil จนกลายเป็นไอที่ความดันและอุณหภูมิสูง
 B $\Rightarrow$ C ไอ Pentane ขยายตัวผ่าน Turbine เพื่อผลิตไฟฟ้าและลดความดันและอุณหภูมิลง
 C $\Rightarrow$ D ไอ Pentane ระบายความร้อนผ่าน Condenser จนเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว
 D $\Rightarrow$ A Pentane ไปรับความร้อนจาก Thermal Oil อีกครั้ง

โดยตัวอย่างของ Plant lay out และรูปของอุปกรณ์และเครื่องจักรสามารถแสดงได้ดัง
 ภาพประกอบ 35 และ ภาพประกอบ 36

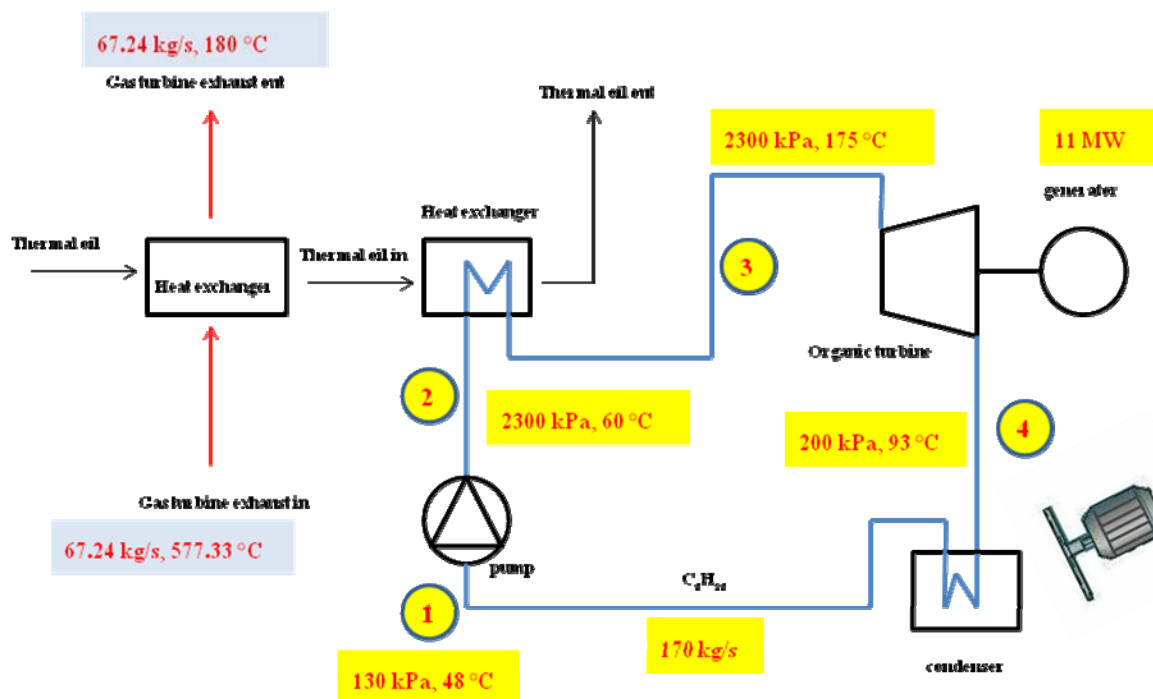


ภาพประกอบ 35 อุปกรณ์และเครื่องจักรของระบบ OGC



ภาพประกอบ 36 Plant lay out ของระบบ OGC

จากการเก็บข้อมูลจากสถานีเพิ่มความดันดันก๊าซไทรโยค และนำข้อมูลมาออกแบบระบบผลิตไฟฟ้าจากไอเสียโดยใช้ Organic Turbine Generator ซึ่งมี Line diagram ของระบบดังนี้

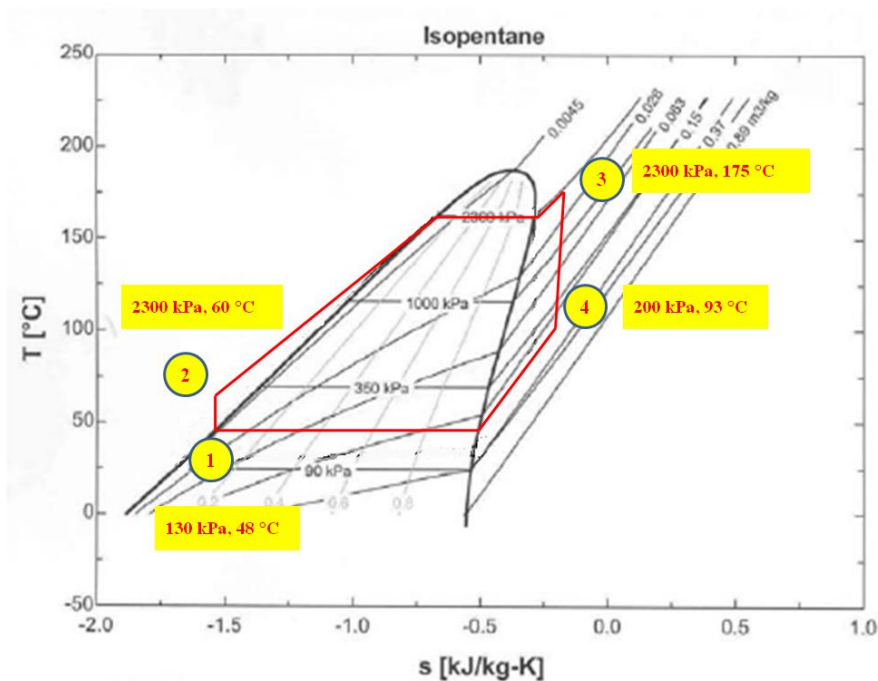


ภาพประกอบ 37 Line diagram ของระบบ OGC

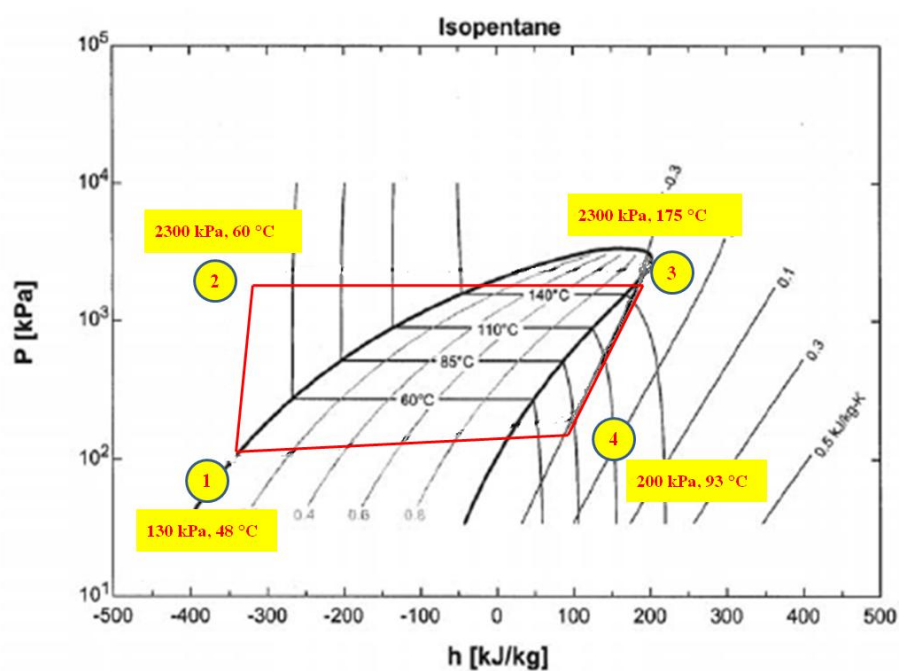
- 1 $\Rightarrow$ 2 Pentane ถูกส่งไปในระบบด้วย Pump
- 2 $\Rightarrow$ 3 Pentane รับความร้อนจาก Thermal oil
- 3 $\Rightarrow$ 4 Pentane ขยายตัวผ่าน Organic turbine
- 4 $\Rightarrow$ 1 Pentane ที่ออกจาก Organic turbine ถูกระบายความร้อนที่ Condenser

6. การวิเคราะห์จาก Organic Rankine Cycle

จากภาพประกอบ 37 สามารถนำจุดต่างๆใน Diagram มาเขียนลงใน T-s Diagram และ P-h Diagram ได้ดังนี้

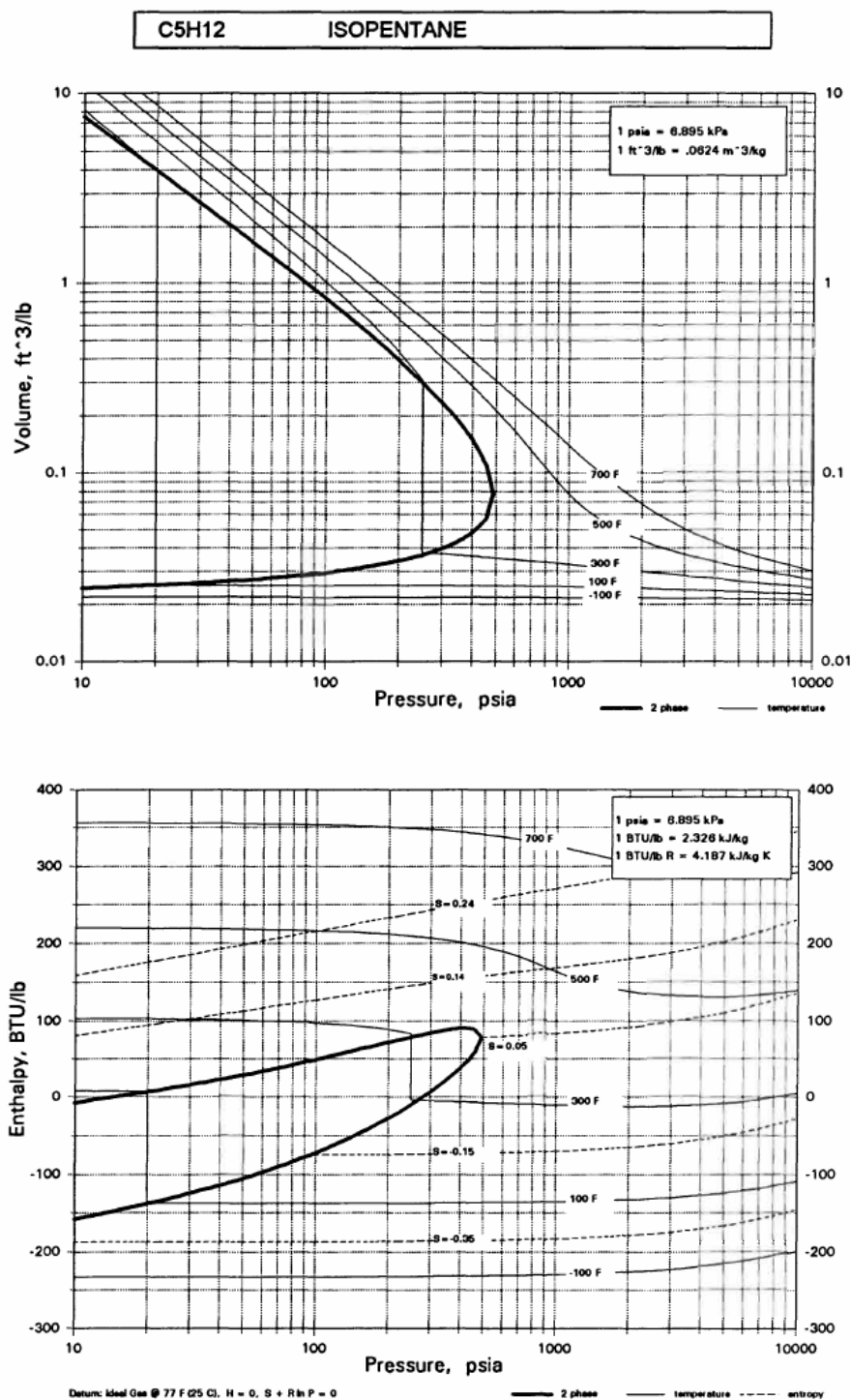


ภาพประกอบ 38 T-s diagram ของระบบ OGC



ภาพประกอบ 39 P-h diagram ของระบบ OGC

โดยค่าต่างๆของระบบสามารถหาได้จาก Thermodynamic diagram ของ Pentane (Carl L. Yaws. 1996) จากภาพประกอบ 40



ภาพประกอบ 40 Thermodynamic diagram ของ Pentane

โดยที่จาก ภาพประกอบ 37 Line diagram ของระบบ OGC จะได้

$$P_2 = P_3 = 2300 \text{ kPa}$$

$$P_1 = 130 \text{ kPa}, P_4 = 200 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 48^\circ\text{C}, T_2 = 60^\circ\text{C}, T_3 = 175^\circ\text{C}, T_4 = 86^\circ\text{C}$$

$$m_1 = m_4$$

$$s_1 = s_2$$

$$s_3 = s_4$$

จาก Thermodynamic diagram ของ Pentane จะสามารถหาค่าพารามิเตอร์ต่างๆของระบบได้

ดังนี้

Point No.	h (kJ/kg)	m (kg/s)	P (kPa)	S (kJ/kg ^{°C})	T (^{°C})
1	-344	170	130	-1.5	48
2	-320	170	2300	-1.5	60
3	174	170	2300	-0.28	175
4	93	170	200	-0.28	86

วิเคราะห์ที่ Heat Exchanger

$$N Q_T = (h_3 - h_2) \cdot m_1 \eta_H$$

$$\begin{aligned} m_1 &= N Q_T / (h_3 - h_2) \eta_H \\ &= 2 \times 29.39 \times 1000 / ((174 + 320) 0.7) \\ &= 170 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

โดยที่ η_H = ประสิทธิภาพของ heat exchanger = 70%

วิเคราะห์ที่ Organic turbine

$$\begin{aligned} W_t &= (h_3 - h_4) \cdot m_4 \cdot \eta_t \\ &= (174 - 93) \times 170 \times 0.8 \\ &= 11 \text{ MW} \end{aligned}$$

โดยที่ η_t = ประสิทธิภาพของ Organic turbine = 80%

$$\begin{aligned}
 \text{ประสิทธิภาพของระบบ} &= W_t/Q_T \\
 &= 11/(2 \times 29.39) \\
 &= 19\%
 \end{aligned}$$

สำหรับการวิเคราะห์การผลิตไฟฟ้าของระบบผลิตไฟฟ้าโดยใช้ Organic Turbine Generator สามารถแสดงได้ดังนี้

<i>Design condition</i>		
Weather condition	35.0 CDB	
	28.5 CWB	
	60% RH	
Altitude	145 m. amsl	
<i>การใช้พลังงานไฟฟ้า</i>		
กำลังไฟฟ้าที่ใช้ของระบบ OGT	1400 kW	
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ของระบบเดิม	1,429,140 kWh/year	
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ของระบบ OGT	9,520,000 kWh/year	
<i>ชั่วโมงการทำงาน</i>		
Average hour operation	6,800 hrs/year	เดิน Gas Turbine 2 Unit
<i>ปริมาณไฟฟ้าที่ผลิตได้</i>		
Average Gas turbine Exhaust temp.	577.33 deg.C	
Average Gas turbine Exhaust mass flow rate	67.24 kg/s	
Total Gas turbine Exhaust mass flow rate	134.48 kg/s	
Exhaust Temp from OGT	180 deg.C	
Cp	1.1 kJ/kg.C	
Gas turbine Local Exhaust heat	58,776 kW	
Organic turbine efficiency	19.00%	
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	11,167 kW	
พลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้	75,935,600 kWh/year	
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้	10,949,140 kWh/year	
พลังงานไฟฟ้าที่ขายให้ กฟภ.	64,986,460 kWh/year	

บทที่ 4

ผลการวิเคราะห์และวิจารณ์

1. ผลการตรวจวัดการใช้พลังงานในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยค

สถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคมีเครื่องจักรหลักคือ Gas Turbine และ Centrifugal Compressor ซึ่งโดยปกติจะเดิน Gas Turbine 2 Unit และจากการเก็บข้อมูลการใช้พลังงานไฟฟ้าและการใช้เชื้อเพลิงย้อนหลัง 1 ปี สามารถสรุปข้อมูลได้ดังนี้

พลังงานไฟฟ้าที่ใช้เฉลี่ย	119,095	kWh/year
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้รวม	1,429,140	kWh
แก๊สเชื้อเพลิงที่ใช้	1,396.3	mmscf/year
จำนวนชั่วโมงการเดิน Gas Turbine	6,745	ชั่วโมง/ปี

2. ผลการตรวจวัด Exhaust Gas ของ Gas Turbine

จากการตรวจวัดปริมาณความร้อนโดยเฉลี่ยของ Exhaust Gas สามารถสรุปข้อมูลได้ดังนี้

อุณหภูมิแก๊สไอเสียเฉลี่ยของ Gas Turbine Unit A	577	องศาเซลเซียส
อุณหภูมิแก๊สไอเสียเฉลี่ยของ Gas Turbine Unit B	585	องศาเซลเซียส
อุณหภูมิแก๊สไอเสียเฉลี่ยของ Gas Turbine Unit C	570	องศาเซลเซียส
ความเร็วแก๊สไอเสียเฉลี่ยของ Gas Turbine Unit A	34.81	เมตร/วินาที
ความเร็วแก๊สไอเสียเฉลี่ยของ Gas Turbine Unit B	31.83	เมตร/วินาที
ความเร็วแก๊สไอเสียเฉลี่ยของ Gas Turbine Unit C	37.79	เมตร/วินาที
อัตราไหลเชิงมวลแก๊สไอเสียเฉลี่ยของ Gas Turbine Unit A	33.78	กิโลกรัม/วินาที
อัตราไหลเชิงมวลแก๊สไอเสียเฉลี่ยของ Gas Turbine Unit B	30.67	กิโลกรัม/วินาที
อัตราไหลเชิงมวลแก๊สไอเสียเฉลี่ยของ Gas Turbine Unit C	36.41	กิโลกรัม/วินาที

3. ผลการวิเคราะห์พลังงานความร้อนที่ Exhaust Gas ของ Gas Turbine

จากการที่ผลิตกระแสไฟฟ้าโดยใช้ระบบ Organic Turbine Generator ซึ่งจะนำไอเสียของ Gas Turbine มาถ่ายเทความร้อนให้กับสารทำงานที่อยู่ในระบบปิด โดยที่

อุณหภูมิแก๊สไอเสียเฉลี่ยที่เข้าระบบ	577.33	องศาเซลเซียส
อุณหภูมิแก๊สไอเสียเฉลี่ยที่ออกจากระบบ	180	องศาเซลเซียส
คิดเป็นพลังงานความร้อนจากไอเสียที่นำมาใช้	29,388	kW

4. ผลการวิเคราะห์ศักยภาพการนำความร้อนทิ้งมาใช้ผลิตไฟฟ้า

จากการที่สถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคมีข้อจำกัดด้านพื้นที่และขาดแคลนแหล่งน้ำดิบ ทำให้ไม่สามารถใช้ระบบผลิตไฟฟ้าโดยใช้ Steam Turbine ดังนั้นจึงเลือกระบบผลิตไฟฟ้าแบบ Organic Turbine Generator ซึ่งใช้สารไฮโดรคาร์บอนที่อยู่ในระบบปิดเป็นสารทำงานในการขับเคลื่อน Turbine โดยใช้ Exhaust Gas จาก Gas Turbine 2 Unit ที่มีอุณหภูมิเฉลี่ย 577.33 องศาเซลเซียส ซึ่งสามารถนำพลังงานมาใช้ได้ 29,388 kW และปล่อยไอเสียทิ้งสู่บรรยากาศที่ 180 องศาเซลเซียส

ระบบ Organic Turbine Generator สามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้ 11.167 MW คิดเป็นปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ 75,935,600 kWh/ปี และเป็นพลังงานไฟฟ้าที่ใช้เอง 10,949,140 kWh/ปี เหลือเป็นพลังงานไฟฟ้าที่ขายให้กับ กฟภ. เป็นปริมาณ 64,986,460 kWh/ปี

5. ผลการวิเคราะห์ระยะเวลาคืนทุน

เงินลงทุนสำหรับระบบผลิตไฟฟ้าแบบ Organic Turbine Generator สามารถแสดงได้ดังนี้
(กรมโยธาธิการ. 2541)

ลำดับที่	รายละเอียด	ค่าวัสดุ (บาท)	ค่าแรง (บาท)	รวมทั้งหมด (บาท)
1	งานอาคารและงานวิศวกรรมระบบประกอบอาคาร			
	งานอาคารและงานวิศวกรรมระบบประกอบอาคาร			4,120,000
2	งานระบบผลิตพลังงานไฟฟ้าจากไอเสีย			
2.1	งานออกแบบ (2.5% ของมูลค่า)			17,117,965
2.2	งานระบบผลิตพลังงานไฟฟ้าจากความร้อนทิ้ง			
2.2.1	เครื่องผลิตไฟฟ้า (Organic turbine w/accessories and Generator Set)	514,206,000	10,000,000	524,206,000
2.2.2	ระบบท่อและปล่องไอเสีย / Bypass diverter valve / Suppl. Fire	6,000,000	600,000	6,600,000
2.2.3	อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger)	82,008,225	600,000	82,608,225
2.2.4	ระบบท่อน้ำมันและอุปกรณ์ประกอบ (Hot Oil System)	13,500,000	675,000	14,175,000
2.2.5	อุปกรณ์ควบคุมอัตโนมัติ 1 (Automatic Control & Instrumentation Equipment)	5,000,000	500,000	5,500,000
2.2.6	Process Control System (PCS)	4,000,000	800,000	4,800,000
2.2.16	Main Incoming & HV Routing	2,500,000	500,000	3,000,000
2.2.17	สวิตช์เกียร์แรงสูง (HV Switchgear)	5,625,000	300,000	5,925,000
2.2.18	สวิตช์เกียร์แรงต่ำ (LV Switchgear)	750,000	75,000	825,000
2.2.19	หม้อแปลงไฟฟ้า (Transformer)	26,500,000	300,000	26,800,000
2.2.20	สายไฟฟ้าและเดินสายไฟฟ้า	2,500,000	1,000,000	3,500,000
2.2.21	ค่าใช้จ่ายเบ็ดเตล็ดทั่วไป (Preliminary Expense)	6,625,892	153,500	6,779,392
2.3	Testing and Commissioning (1.5% ของมูลค่า)			10,270,779
Total 2 (งานระบบผลิตพลังงานไฟฟ้าจากความร้อนทิ้ง)				712,107,362
ผลรวมลำดับที่ 1+2				716,227,362
3	Overhead and Profit (%)			
3.1	Overhead	15.00%	of Total 1 to 2	107,434,104
3.2	Profit	10.00%	of Total 1 to 2	71,622,736
Total 3				179,056,840
Total EPC Cost				<u>895,284,202</u>
4	Project management			
4.1	PTT	2.00%	of EPC cost	17,905,684
4.2	PMC fee	3.00%	of EPC cost	26,858,526
4.3	NG M&R Station		Lump sum	0
4.4	Legal / Financial fee	0.10%	of EPC cost	895,284
4.5	License/Permit	0.15%	of EPC cost	1,342,926
4.6	EIA/HIA/PP	0.80%	of EPC cost	7,162,274
Total 4				54,164,694
5	IDC			
5.1	Interest During Construction	7.00%	of Total 1 to 4	66,461,423
5.2	Insurance During Construction	0.75%	of Total 1 to 2	5,371,705
Total 5				71,833,128
6	Contingency (%)			
6.1	System	0.00%	of Total 2	0
6.2	Project	10.00%	of Total 1 to 5	102,128,202
Total 6				102,128,202
Total Investment Cost				<u>1,123,410,227</u>

ซึ่งคิดเป็นเงินลงทุนรวมทั้งหมด 1,123,410,227 บาท โดยมีรายละเอียดค่าใช้จ่ายและรายได้จากการขายไฟฟ้าที่เหลือใช้ดังนี้ (การไฟฟ้านครหลวง. 2553).

Investment

PTT Project management	2.00% EPC cost
PMC fee	3.00% EPC cost
Legal and Financial fee	0.10% EPC cost
License/Permit	0.15% EPC cost
EIA/HIA/PP	0.80% EPC cost
Interest During Construction	7.00% project cost
Insurance During Construction	0.75% construction cost
System Contingency	0.00% syemtem cost
Project Contingency	10.00% project cost
EPC Overhead	15.00% construction cost
EPC Profit	10.00% construction cost
NG Metering & Regulating Station	0 Baht/station

Maintenance

Organic turbine	0.28 Baht/kWh
ค่าบำรุงรักษา	21,261,968.00 Baht/year

ค่าไฟฟ้าที่ซื้อ

ค่าไฟฟ้าเฉลี่ย	4.9 Baht/kWh
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้เอง	10,949,140 kWh/year
ค่าไฟฟ้าที่ใช้เอง	53,650,786 Baht/year

ค่าไฟฟ้าที่ขาย

VSPP tariff	11 - 33 kV
Unit charge (on-peak)	2.9278 Baht/kWh
Unit charge (off-peak)	1.1154 Baht/kWh
Ft @ OCT 2009	0.9206 Baht/kWh
ค่าไฟฟ้าที่ขายเฉลี่ย	2.01 Baht/kWh
พลังงานไฟฟ้าที่ขาย	64,986,460 kWh/year
ค่าไฟฟ้าที่ขาย	130,622,784.60 Baht/year

Escalation

Maintenance	2.0% /year
other	1.01% /year

จากรายละเอียดทางการเงินสามารถวิเคราะห์ระยะเวลาคืนทุนได้ดังตาราง Cash flow ดังนี้

Cash flow																										
	หน่วยเงิน: ล้านบาท																									
ปีที่	-	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
รายรับ																										
ค่าไฟฟ้าที่ผลิตใช้เอง		53,651	54,187	54,729	55,276	55,829	56,388	56,951	57,521	58,096	58,677	59,264	59,856	60,455	61,060	61,670	62,287	62,910	63,539	64,174	64,816	65,464	66,119	66,780	67,448	68,122
ค่าไฟฟ้าที่ขายคืน		130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623
รายจ่าย																										
ค่าติดตั้งระบบ	1,123,410																									
ค่าบำรุงรักษาระบบ		21,262	21,687	22,121	22,563	23,015	23,475	23,944	24,423	24,912	25,410	25,918	26,437	26,965	27,505	28,055	28,616	29,188	29,772	30,367	30,975	31,594	32,226	32,871	33,528	34,199
รายได้สุทธิ		163,012	163,123	163,231	163,336	163,437	163,535	163,630	163,720	163,807	163,890	163,968	164,043	164,113	164,178	164,238	164,294	164,344	164,390	164,430	164,464	164,493	164,516	164,532	164,543	164,547
Balance		- 960,399	- 797,276	- 634,045	- 470,709	- 307,272	- 143,736	19,894																		
ระยะเวลาคืนทุน(ปี)	6.9																									
%IRR	14%																									

จากการที่สามารถผลิตกระแสไฟฟ้าใช้เองทำให้สามารถลดค่ากระแสไฟฟ้าใช้เองลงได้เป็นจำนวน 53,650,786 บาท และรายได้จากการขายไฟฟ้าคิดเป็นมูลค่า 130,622,784.6 บาทต่อปี ดังนั้นจะมีรายรับสุทธิหลังหักค่าใช้จ่ายแล้วอยู่ที่ 163 ล้านบาทต่อปี โดยใช้เงินลงทุนทั้งหมด 1,123,410,227 บาท มีระยะเวลาคืนทุน 6.9 ปี และ IRR เท่ากับ 14%

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

1. สรุปผลการวิจัย

การศึกษาศึกษาความเป็นไปได้ในการนำความร้อนทิ้งของแก๊สเทอร์ไบน์มาใช้งานในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคพบว่าไอเสียของแก๊สเทอร์ไบน์มีอุณหภูมิเฉลี่ยสูงถึง 577 °C ซึ่งสามารถนำมาใช้ในระบบผลิตไฟฟ้าได้จนถึงอุณหภูมิ 180 °C

ความร้อนทิ้งของแก๊สเทอร์ไบน์มีปริมาณ 29,388 kW ต่อ 1 unit ดังนั้นในสถานะที่เดินเครื่องแก๊สเทอร์ไบน์ 2 unit จะมีปริมาณความร้อนทิ้งจากไอเสียที่สามารถนำมาใช้ได้รวมทั้งหมดคือ 58,776 kW ซึ่งจากการศึกษาพบว่าในกระบวนการทำงานของสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคไม่มีความต้องการใช้ความร้อนทิ้ง ดังนั้นจึงนำความร้อนทิ้งจากไอเสียของแก๊สเทอร์ไบน์มาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้า โดยระบบผลิตไฟฟ้าที่เหมาะสมกับสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคที่ขาดแคลนแหล่งน้ำดิบ คือระบบผลิตไฟฟ้าแบบ Organic turbine generator เนื่องจากระบบมีขนาดที่เหมาะสมกับพื้นที่และไม่จำเป็นต้องใช้ De-mineralized water

ผลจากการศึกษาด้านเทคนิคพบว่าระบบ Organic turbine generator ที่ออกแบบสำหรับสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคมีขนาด 12 MW สามารถผลิตไฟฟ้าได้ที่ 11.167 MW คิดเป็นพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้คือ 75,935.6 MWh/year ซึ่งเพียงพอต่อการใช้งานในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคและนำไฟฟ้าส่วนที่เหลือขายให้กับการไฟฟ้าส่วนภูมิภาคในแบบ VSPP rate

ผลการศึกษาทางการเงินพบว่าสำหรับการลงทุนในการนำความร้อนทิ้งจากไอเสียของแก๊สเทอร์ไบน์มาผลิตไฟฟ้าในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคนั้นทำให้ผลการตอบแทนอยู่ในเกณฑ์ที่น่าสนใจในการลงทุน โดยมีระยะเวลาคืนทุนอยู่ที่ 6.9 ปี และมีอัตราผลตอบแทนการลงทุน(IRR) คือ 14%

ดังนั้นจากผลการศึกษาทั้งหมดจะพบว่าความร้อนทิ้งจากไอเสียของแก๊สเทอร์ไบน์ที่สถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคนั้นมีศักยภาพทางด้านเทคนิคสูงพอที่จะนำมาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าได้อย่างพอเพียง แต่ต้องเลือกระบบการผลิตไฟฟ้าที่เหมาะสมกับสภาพแวดล้อมและเครื่องจักรในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยค

สำหรับศักยภาพด้านการเงินสำหรับการนำความร้อนทิ้งจากไอเสียของแก๊สเทอร์ไบน์มาผลิตไฟฟ้าในสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยคนั้นก็มีศักยภาพอยู่ในเกณฑ์ที่น่าสนใจต่อการลงทุน ทั้งนี้เนื่องจากแหล่งพลังงานในการผลิตไฟฟ้านั้นไม่มีต้นทุนของค่าพลังงานเนื่องจากแหล่งพลังงานมาจากไอเสียของแก๊สเทอร์ไบน์ที่ปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศนั่นเอง

จากผลการวิจัยทั้งหมดสามารถสรุปได้ดังนี้

1. สถานีเพิ่มความดันก๊าซไทรโยคมีการใช้พลังงานไฟฟ้า 119,095 kWh/year และมีการใช้แก๊สเชื้อเพลิง 1,396.3 mmscf/year
2. สามารถนำความร้อนทิ้งจากไปเสียของแก๊สเทอร์ไบน์มาใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าได้พอเพียงพอการใช้งานสำหรับเครื่องจักรในสถานีเพิ่มความดันก๊าซไทรโยค และสามารถนำไฟฟ้าส่วนเกินขายให้กับ กฟภ. ได้
3. เลือกระบบ Organic Turbine Generator เป็นระบบผลิตไฟฟ้าเนื่องจากใช้พื้นที่ในการก่อสร้างน้อย สารทำงานเป็นระบบปิดไม่ต้องใช้น้ำ จึงสามารถใช้งานในสถานีเพิ่มความดันก๊าซไทรโยค ซึ่งขาดแคลนแหล่งน้ำดิบได้ดี
4. ระบบมีศักยภาพที่สามารถผลิตไฟฟ้าได้ 11 MW ซึ่งเพียงพอต่อการใช้งานและสามารถขายไฟฟ้าได้เป็นปริมาณ 64,986,460 kWh/ปี
5. ใช้เงินลงทุน 1,123,410,227 บาทรายรับสุทธิหลังหักค่าใช้จ่ายแล้วอยู่ที่ 163 ล้านบาทต่อปี ระยะเวลาคืนทุน 6.9 ปี และ IRR เท่ากับ 14%

2. ข้อเสนอแนะ

1. ควรศึกษาเพิ่มเติมสำหรับกรณีการลงทุนเพื่อจัดหาแหล่งน้ำดิบและนำระบบ Steam Turbine มาใช้
2. ศึกษาถึงการใช้สารทำงานแบบอื่นในระบบ Organic turbine ว่ามีข้อดี ข้อเสียอย่างไร
3. ศึกษาถึงการนำระบบ Organic turbine ที่ใช้พลังงานจากความร้อนทิ้งมาใช้กับระบบอื่นๆ เช่น ใช้เป็นต้นกำลังสำหรับขับ Turbine ขนาดเล็กเพื่อใช้ในการเพิ่มความดันสำหรับ Compressor เพื่อเพิ่มแรงดันของก๊าซในระบบท่อ สำหรับการส่งก๊าซช่วง Part load
4. ศึกษาเพิ่มเติมเปรียบเทียบระหว่างการใช้ Organic turbine และการติดตั้ง Power turbine หลาย Stage ให้กับ Gas turbine เพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า

บรรณานุกรม

บรรณานุกรม

- การไฟฟ้านครหลวง. (2553). *อัตราค่าไฟฟ้า VSPP*. สืบค้นเมื่อ 20 ธันวาคม 2552, จาก <http://www.pea.or.th>.
- กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน. (2544). *หลักสูตรแนวทางการปฏิบัติงานด้านการอนุรักษ์พลังงานในโรงงานควบคุมสำหรับเจ้าหน้าที่ประจำ*. กรุงเทพฯ: แอสตีคอนคอร์ปอเรชั่น.
- กรมโยธาธิการ. (2541). *การประมาณราคาระบบไฟฟ้าและเครื่องกล*. กรุงเทพฯ: กองวิศวกรรมไฟฟ้าและเครื่องกล กรมโยธาธิการ.
- ทณงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. (2535). *การออกแบบระบบพลังงานความร้อน*. กรุงเทพฯ: สถาบันเทคโนโลยี พระจอมเกล้าธนบุรี.
- ไพบูลย์ เข้มเฟื่อน. (2545). *เศรษฐศาสตร์วิศวกรรม*. กรุงเทพฯ: เม็ดทรายพรีนติ้ง.
- บริษัท ปตท. จำกัด มหาชน. (2550) Final Document of SAIYOK Compressor station. กรุงเทพฯ: การปิโตรเลียมแห่งประเทศไทย.
- , (2553). เอกสาร การประชุมขอความเห็นชอบพิจารณาโครงการผลิตไฟฟ้าจากไอเสีย. กรุงเทพฯ: การปิโตรเลียมแห่งประเทศไทย.
- Carl L. Yaws. (1996). *Handbook of thermodynamic diagram : volume and enthalpy diagram for major organic chemicals and hydrocarbons*. Huston: Gulf publishing company.

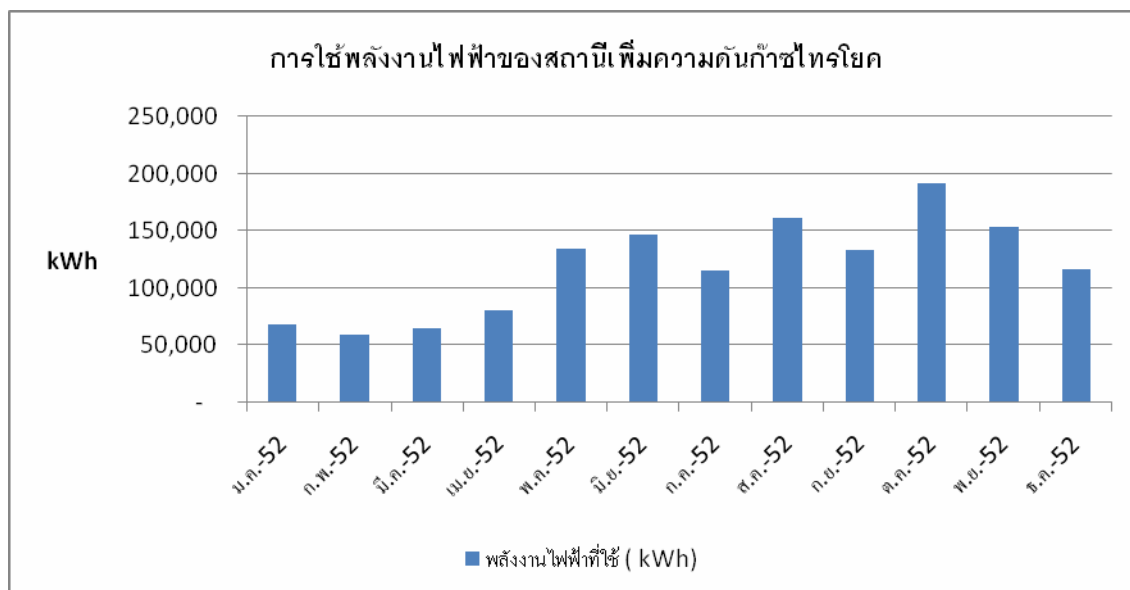
ภาคผนวก

ภาคผนวก ก

ข้อมูลการตรวจวัดของสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยค

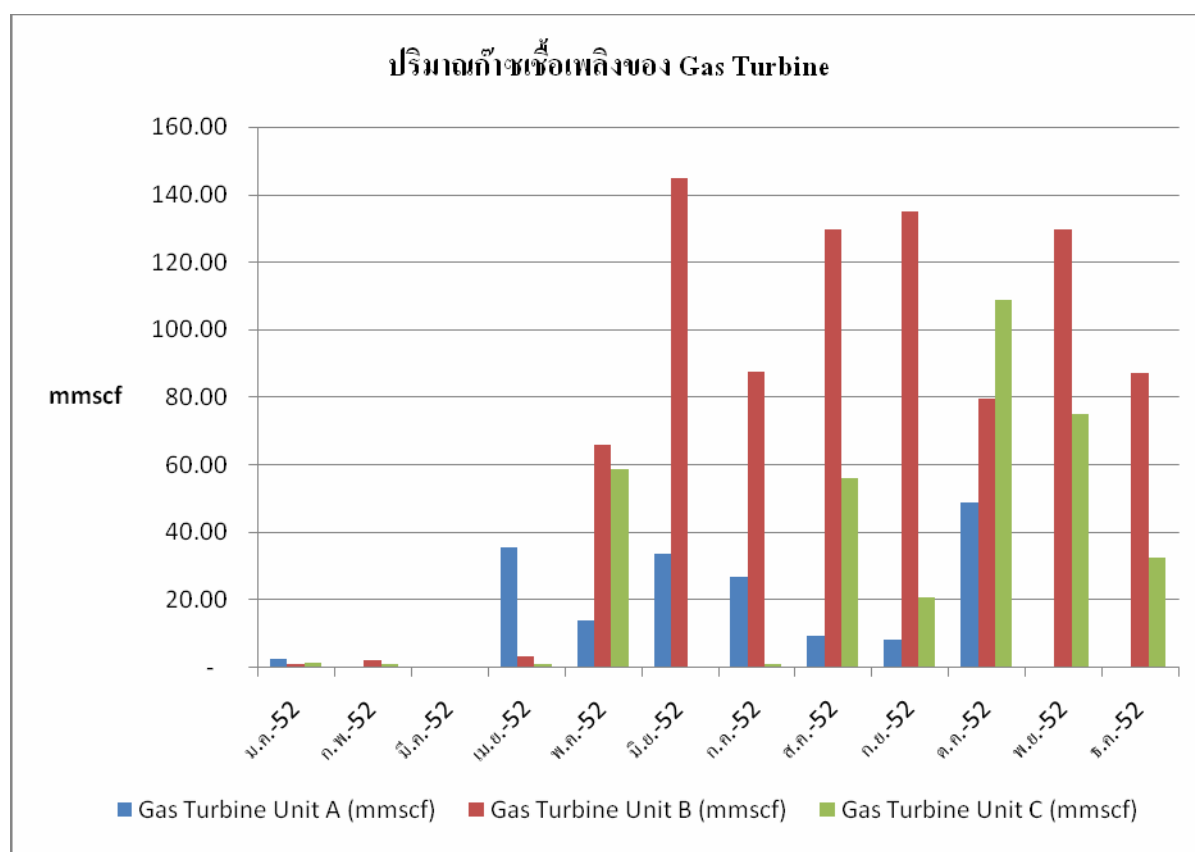
ตารางข้อมูลการใช้พลังงานไฟฟ้าของสถานีเพิ่มความดันแก๊สไทรโยค พ.ศ. 2552

	ม.ค.-52	ก.พ.-52	มี.ค.-52	เม.ย.-52	พ.ค.-52	มิ.ย.-52	ก.ค.-52	ส.ค.-52	ก.ย.-52	ต.ค.-52	พ.ย.-52	ธ.ค.-52
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ (kWh)	68,850	59,910	65,140	80,260	134,880	146,840	115,180	161,980	133,550	191,360	154,120	117,070
Total (kWh)	1,429,140											
Average (kWh/month)	119,095											



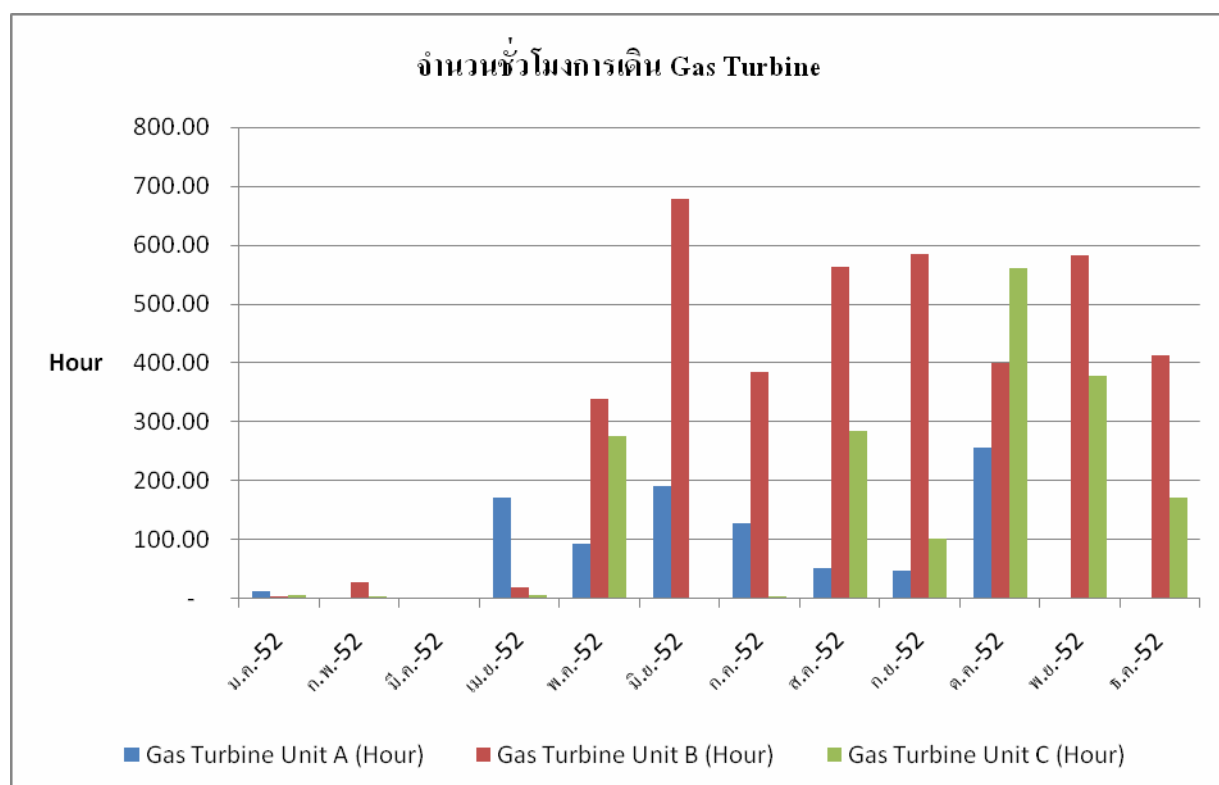
ตารางข้อมูลการใช้เชื้อเพลิงของ Gas Turbine ที่สถานีเพิ่มความดันก๊าซไทรโยค พ.ศ. 2552

แก๊สเชื้อเพลิงที่ใช้	ม.ค.-52	ก.พ.-52	มี.ค.-52	เม.ย.-52	พ.ค.-52	มิ.ย.-52	ก.ค.-52	ส.ค.-52	ก.ย.-52	ต.ค.-52	พ.ย.-52	ธ.ค.-52	Total(mmscf)
Gas Turbine Unit A (mmscf)	2.15	-	-	35.38	13.75	33.53	26.62	9.04	7.83	48.52	-	-	176.82
Gas Turbine Unit B (mmscf)	0.60	2.03	-	3.07	65.75	144.82	87.27	129.58	134.97	79.28	129.60	87.01	863.98
Gas Turbine Unit C (mmscf)	1.33	0.73	-	0.97	58.79	0.14	1.08	55.80	20.66	108.69	74.94	32.37	355.50
Total (mmscf)	4.08	2.76	-	39.42	138.29	178.49	114.97	194.42	163.46	236.49	204.54	119.38	1,396.30



ตารางจำนวนชั่วโมงการเดิน Gas Turbine ที่สถานีเพิ่มความดันก๊าซไทรโยค พ.ศ. 2552

ชั่วโมงการเดิน Gas Turbine	ม.ค.-52	ก.พ.-52	มี.ค.-52	เม.ย.-52	พ.ค.-52	มิ.ย.-52	ก.ค.-52	ส.ค.-52	ก.ย.-52	ต.ค.-52	พ.ย.-52	ธ.ค.-52	Total(Hour)
Gas Turbine Unit A (Hour)	13.00	-	-	171.00	94.00	192.00	129.00	52.00	48.00	257.00	-	-	956.00
Gas Turbine Unit B (Hour)	4.00	28.00	-	20.00	340.00	678.00	384.00	562.00	584.00	399.00	582.00	412.00	3,993.00
Gas Turbine Unit C (Hour)	7.00	5.00	-	7.00	276.00	-	5.00	284.00	102.00	560.00	378.00	172.00	1,796.00
Total (Hour)	24.00	33.00	-	198.00	710.00	870.00	518.00	898.00	734.00	1,216.00	960.00	584.00	6,745.00



ตารางผลการตรวจวัด Exhaust Gas ของ Gas Turbine

	หน่วย	Gas Turbine Unit A	Gas Turbine Unit B	Gas Turbine Unit C	Average
อุณหภูมิแก๊สไอเสีย	องศาเซลเซียส	577.00	585.00	570.00	577.33
ความเร็วแก๊สไอเสีย	เมตร/วินาที	70.13	63.66	75.57	69.79
อัตราการไหลแก๊สไอเสีย	ลูกบาศก์เมตร/วินาที	164.80	149.60	177.60	164.00
ความหนาแน่นไอเสีย	กิโลกรัม/ลูกบาศก์เมตร	0.41	0.41	0.41	0.41
อัตราไหลเชิงมวล	กิโลกรัม/วินาที	67.57	61.34	72.82	67.24

ภาคผนวก ข

ข้อมูลองค์ประกอบของแก๊สธรรมชาติ

ตารางคุณสมบัติของแก๊สธรรมชาติ

Date	Quality			
	LHV(dry) (BTU/SCF)	HHV(dry) (BTU/SCF)	SG.	WI (BTU/SCF)
Day 1	-	844.44	0.72	994.31
Day 2	-	842.39	0.72	992.74
Day 3	-	843.35	0.72	993.22
Day 4	-	843.96	0.72	993.78
Day 5	-	844.48	0.72	994.78
Day 6	-	843.70	0.72	994.04
Day 7	-	843.87	0.72	993.39
Average	-	843.74	0.72	993.75

หมายเหตุ

1. Wobbe Index = $\text{HHV(dry)}/\text{SGR(SG)}$
2. $\text{HHV(dry)} \times 0.9826 = \text{HHV(sat)}$

ตารางองค์ประกอบของแก๊สธรรมชาติ

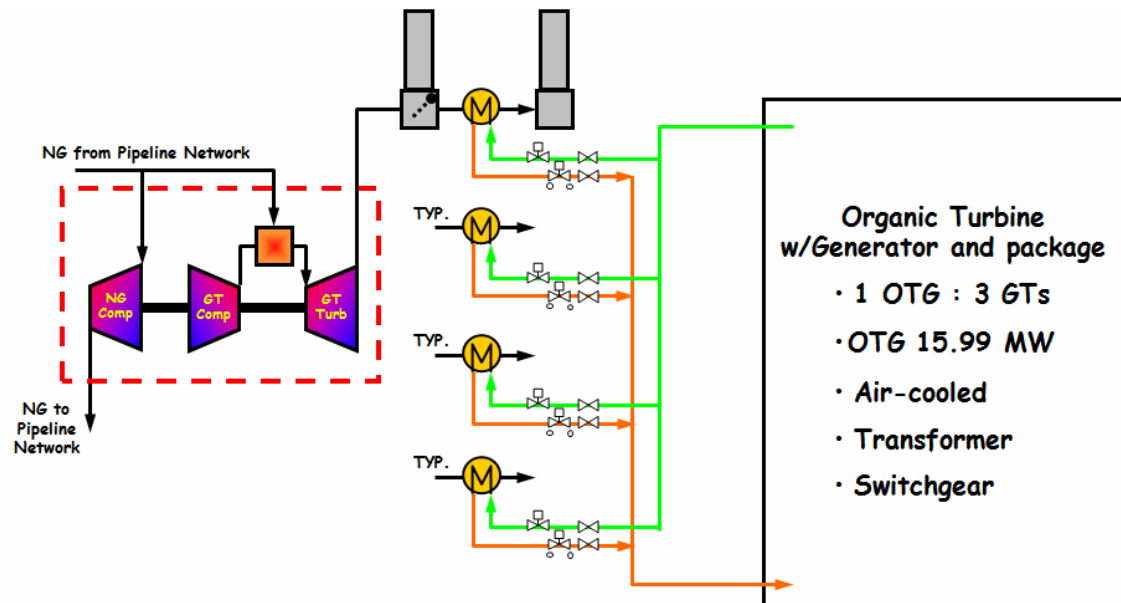
GAS COMPOSITION FROM ONLINE GC AT Ban I Tong													
Date	CO ₂	C ₁	C ₂	C ₃	iC ₄	nC ₄	iC ₅	nC ₅	C ₆ ⁺	N ₂	HHV(dry) (BTU/SCF)	SG.	WI (BTU/SCF)
Day 1	6.47	72.38	3.44	1.01	0.21	0.23	0.09	0.05	0.07	16.04	844.44	0.72	994.31
Day 2	6.46	72.50	3.39	0.97	0.20	0.22	0.09	0.05	0.07	16.07	842.39	0.72	992.74
Day 3	6.48	72.40	3.42	1.00	0.20	0.23	0.09	0.05	0.07	16.06	843.35	0.72	993.17
Day 4	6.50	72.38	3.44	1.01	0.21	0.23	0.09	0.05	0.07	16.02	843.96	0.72	993.83
Day 5	6.51	72.45	3.45	1.01	0.21	0.23	0.09	0.05	0.07	15.95	844.48	0.72	994.78
Day 6	6.50	72.54	3.42	0.98	0.20	0.22	0.09	0.05	0.07	15.94	843.70	0.72	994.13
Day 7	6.59	72.37	3.46	1.01	0.20	0.23	0.09	0.05	0.06	15.94	843.87	0.72	993.39
Average	6.50	72.43	3.43	1.00	0.20	0.23	0.09	0.05	0.07	16.00	843.74	0.72	993.77

หมายเหตุ

1. Wobbe Index = HHV(dry)/SQR(SG)
2. HHV(dry) x 0.9826 = HHV(sat)

ภาคผนวก ค

ผลการคำนวณปริมาณไฟฟ้าที่ผลิตได้



Design condition

Weather condition	35.0 CDB
	28.5 CWB
	60% RH
Altitude	145 m. amsl

การใช้พลังงานไฟฟ้า

กำลังไฟฟ้าที่ใช้ของระบบ OGT	1400 kW
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ของระบบเดิม	1,429,140 kWh/year
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ของระบบ OGT	9,520,000 kWh/year

ชั่วโมงการทำงาน

Average hour operation	6,800 hrs/year	เดิน Gas Turbine 2 Unit
------------------------	----------------	-------------------------

ปริมาณไฟฟ้าที่ผลิตได้

Average Gas turbine Exhaust temp.	577.33 deg.C
Average Gas turbine Exhaust mass flow rate	67.24 kg/s
Total Gas turbine Exhaust mass flow rate	134.48 kg/s
Exhaust Temp from OGT	180 deg.C
Cp	1.1 kJ/kg.C
Gas turbine Local Exhaust heat	58,776 kW
Organic turbine efficiency	19.00%
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	11,167 kW
พลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้	75,935,600 kWh/year
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้	10,949,140 kWh/year
พลังงานไฟฟ้าที่ขายให้ กฟภ.	64,986,460 kWh/year

ภาคผนวก ง

ผลการคำนวณทางการเงิน

ตารางเงินลงทุน

ลำดับที่	รายละเอียด	ค่าวัสดุ (บาท)	ค่าแรง (บาท)	รวมทั้งหมด (บาท)
1	งานอาคารและงานวิศวกรรมระบบประกอบอาคาร			
	งานอาคารและงานวิศวกรรมระบบประกอบอาคาร			4,120,000
2	งานระบบผลิตพลังงานไฟฟ้าจากไอเสีย			
2.1	งานออกแบบ (2.5% ของมูลค่า)			17,117,965
2.2	งานระบบผลิตพลังงานไฟฟ้าจากความร้อนทิ้ง			
2.2.1	เครื่องผลิตไฟฟ้า (Organic turbine w/accessories and Generator Set)	514,206,000	10,000,000	524,206,000
2.2.2	ระบบท่อและปล่องไอเสีย / Bypass diverter valve / Suppl. Fire	6,000,000	600,000	6,600,000
2.2.3	อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger)	82,008,225	600,000	82,608,225
2.2.4	ระบบท่อน้ำมันและอุปกรณ์ประกอบ (Hot Oil System)	13,500,000	675,000	14,175,000
2.2.5	อุปกรณ์ควบคุมอัตโนมัติ 1 (Automatic Control & Instrumentation Equipment)	5,000,000	500,000	5,500,000
2.2.6	Process Control System (PCS)	4,000,000	800,000	4,800,000
2.2.16	Main Incoming & HV Routing	2,500,000	500,000	3,000,000
2.2.17	สวิตช์เกียร์แรงสูง (HV Switchgear)	5,625,000	300,000	5,925,000
2.2.18	สวิตช์เกียร์แรงต่ำ (LV Switchgear)	750,000	75,000	825,000
2.2.19	หม้อแปลงไฟฟ้า (Transformer)	26,500,000	300,000	26,800,000
2.2.20	สายไฟฟ้าและเดินสายไฟฟ้า	2,500,000	1,000,000	3,500,000
2.2.21	ค่าใช้จ่ายเบื้องต้นทั่วไป (Preliminary Expense)	6,625,892	153,500	6,779,392
2.3	Testing and Commissioning (1.5% ของมูลค่า)			10,270,779
	Total 2 (งานระบบผลิตพลังงานไฟฟ้าจากความร้อนทิ้ง)			712,107,362
	ผลรวมลำดับที่ 1+2			716,227,362
3	Overhead and Profit (%)			
3.1	Overhead	15.00%	of Total 1 to 2	107,434,104
3.2	Profit	10.00%	of Total 1 to 2	71,622,736
	Total 3			179,056,840
	Total EPC Cost			<u>895,284,202</u>
4	Project management			
4.1	PTT	2.00%	of EPC cost	17,905,684
4.2	PMC fee	3.00%	of EPC cost	26,858,526
4.3	NG M&R Station		Lump sum	0
4.4	Legal / Financial fee	0.10%	of EPC cost	895,284
4.5	License/Permit	0.15%	of EPC cost	1,342,926
4.6	EIA/HI/APP	0.80%	of EPC cost	7,162,274
	Total 4			54,164,694
5	IDC			
5.1	Interest During Construction	7.00%	of Total 1 to 4	66,461,423
5.2	Insurance During Construction	0.75%	of Total 1 to 2	5,371,705
	Total 5			71,833,128
6	Contingency (%)			
6.1	System	0.00%	of Total 2	0
6.2	Project	10.00%	of Total 1 to 5	102,128,202
	Total 6			102,128,202
	Total Investment Cost			<u>1,123,410,227</u>

ตาราง วิเคราะห์ทางการเงิน

Investment		
PTT Project management	2.00%	EPC cost
PMC fee	3.00%	EPC cost
Legal and Financial fee	0.10%	EPC cost
License/Permit	0.15%	EPC cost
EIA/HIA/PP	0.80%	EPC cost
Interest During Construction	7.00%	project cost
Insurance During Construction	0.75%	construction cost
System Contingency	0.00%	syemtem cost
Project Contingency	10.00%	project cost
EPC Overhead	15.00%	construction cost
EPC Profit	10.00%	construction cost
NG Metering & Regulating Station	0 Baht/station	
Maintenance		
Organic turbine	0.28 Baht/kWh	
ค่าบำรุงรักษา	21,261,968.00 Baht/year	
ค่าไฟฟ้าที่ซื้อ		
ค่าไฟฟ้าเฉลี่ย	4.9 Baht/kWh	
พลังงานไฟฟ้าที่ใช้เอง	10,949,140 kWh/year	
ค่าไฟฟ้าที่ใช้เอง	53,650,786 Baht/year	
ค่าไฟฟ้าที่ขาย		
VSPP tariff	11 - 33 kV	
Unit charge (on-peak)	2.9278 Baht/kWh	
Unit charge (off-peak)	1.1154 Baht/kWh	
Ft @ OCT 2009	0.9206 Baht/kWh	
ค่าไฟฟ้าที่ขายเฉลี่ย	2.01 Baht/kWh	
พลังงานไฟฟ้าที่ขาย	64,986,460 kWh/year	
ค่าไฟฟ้าที่ขาย	130,622,784.60 Baht/year	
Escalation		
Maintenance	2.0% /year	
other	1.01% /year	

ตารางที่ ค.3 Cash flow

	หน่วยเงินพันบาท																									
ปีที่	-	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
รายรับ																										
ค่าไฟฟ้าที่ผลิตใช้เอง		53,651	54,187	54,729	55,276	55,829	56,388	56,951	57,521	58,096	58,677	59,264	59,856	60,455	61,060	61,670	62,287	62,910	63,539	64,174	64,816	65,464	66,119	66,780	67,448	68,122
ค่าไฟฟ้าที่ขายคืน		130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623	130,623
รายจ่าย																										
ค่าติดตั้งระบบ	1,123,410																									
ค่าบำรุงรักษาระบบ		21,262	21,687	22,121	22,563	23,015	23,475	23,944	24,423	24,912	25,410	25,918	26,437	26,965	27,505	28,055	28,616	29,188	29,772	30,367	30,975	31,594	32,226	32,871	33,528	34,199
รายได้สุทธิ		163,012	163,123	163,231	163,336	163,437	163,535	163,630	163,720	163,807	163,890	163,968	164,043	164,113	164,178	164,238	164,294	164,344	164,390	164,430	164,464	164,493	164,516	164,532	164,543	164,547
Balance	- 960,399	- 797,276	- 634,045	- 470,709	- 307,272	- 143,736	19,894																			
ระยะเวลาคืนทุน(ปี)	6.9																									
%IRR	14%																									

ประวัติย่อผู้วิจัย

ประวัติย่อผู้วิจัย

ชื่อ ชื่อสกุล	นายสาณัฐ อุตศาสตร์
วันเดือนปีเกิด	7 ธันวาคม 2515
สถานที่เกิด	จังหวัดราชบุรี
สถานที่อยู่ปัจจุบัน	3 ถนนเทียนทอง อ.โพธาราม จ.ราชบุรี 70120
ตำแหน่งหน้าที่การงานในปัจจุบัน	วิศวกร
สถานที่ทำงานปัจจุบัน	ส่วนปฏิบัติการระบบท่อเขต 8 บริษัท ปตท. (มหาชน) จำกัด

ประวัติการศึกษา

พ.ศ. 2532	มัธยมศึกษาตอนปลาย โรงเรียนสาธิตศิลปากร
พ.ศ. 2540	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จาก มหาวิทยาลัยขอนแก่น
พ.ศ. 2545	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาเทคโนโลยีการจัดการพลังงาน จาก มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
พ.ศ. 2553	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จาก มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ