

เกณฑ์การใช้พลังงานในโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่น

นายอัครพันธ์ ธรรมไพศาล

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมอุตสาหกรรม ภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหกรรม

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2554

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทคัดย่อและแฟ้มข้อมูลฉบับเต็มของวิทยานิพนธ์ตั้งแต่ปีการศึกษา 2554 ที่ให้บริการในคลังปัญญาจุฬาฯ (CUIR)

เป็นแฟ้มข้อมูลของนิสิตเจ้าของวิทยานิพนธ์ที่ส่งผ่านทางบัณฑิตวิทยาลัย

The abstract and full text of theses from the academic year 2011 in Chulalongkorn University Intellectual Repository(CUIR)

are the thesis authors' files submitted through the Graduate School.

SPECIFIC ENERGY CONSUMPTION IN COGENERATION POWER PLANT

Mr. Akarapan Thampaisan

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering Program in Industrial Engineering

Department of Industrial Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2011

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์	เกณฑ์การใช้พลังงานในโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่น
โดย	นายอัครพันธ์ ธรรมไพศาล
สาขาวิชา	วิศวกรรมอุตสาหกรรม
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก	ศาสตราจารย์ ดร.ศิริจันทร์ ทองประเสริฐ
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม	รองศาสตราจารย์ ดร.มานิจ ทองประเสริฐ

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัยรับเป็น
ส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(รองศาสตราจารย์ ดร.บุญสม เลิศหิรัญวงศ์)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ
(รองศาสตราจารย์ สุทัศน์ รัตนเกื้อกังวาน)

..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก
(ศาสตราจารย์ ดร.ศิริจันทร์ ทองประเสริฐ)

..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม
(รองศาสตราจารย์ ดร.มานิจ ทองประเสริฐ)

..... กรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร.ปารเมศ ชูติมา)

..... กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย
(รองศาสตราจารย์ สมชาย พวงเพ็ชร์)

อัครพันธ์ ธรรมไพศาล : เกณฑ์การใช้พลังงานในโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่น.
 (Specific Energy Consumption in Cogeneration Power Plant) อ.ที่ปรึกษา
 วิทยานิพนธ์หลัก : ศ.ดร.ศิริจันทร์ ทองประเสริฐ , อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม : รศ.ดร.
 มานิจ ทองประเสริฐ , 153 หน้า.

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาหาปริมาณการใช้พลังงานต่อหนึ่งหน่วยการผลิต(Specific Energy Consumption) ของโรงงานผลิตไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่น หรือในทางการผลิตไฟฟ้า จะเรียกว่าค่า Heat Rate ซึ่งจะเป็นดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้านั้นๆหรือเป็นอัตราส่วนระหว่างปริมาณผลผลิต(ไฟฟ้า+ไอน้ำ)ต่อปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ใช้ รวมถึงการหาต้นทุนค่าก๊าซธรรมชาติต่อหน่วยการผลิต

โดยทำการเปรียบเทียบระหว่างแต่ละเทคโนโลยีการผลิต(กำหนดตามเครื่องกังหันก๊าซที่ใช้) ที่มีผลผลิตเป็นไฟฟ้าและไอน้ำ เมื่อกำหนดให้ค่า Heat Rate ของโรงไฟฟ้าตัวอย่างตาม Specification ที่กำลังการผลิตสูงสุด โดยมีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว คือ 6,369.56 BTU/kWh มีต้นทุน 1.93 บาท/kWh เป็นเกณฑ์ จะพบว่า Heat Rate ของโรงไฟฟ้าตัวอย่างที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายทั้งไฟฟ้าและไอน้ำ นั้นสูงกว่า 16.3% แต่จะต่ำกว่าค่าจากการใช้งานจริง ที่ 8,553.60 BTU/kWh ต้นทุน 2.59 บาท/kWh 15.63% ได้มีการนำเสนอแนวทางการปรับปรุงให้ดีขึ้นจากการใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต และการประหยัดพลังงาน ทำให้สามารถลดค่า Heat Rate ของโรงไฟฟ้าตัวอย่างที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายทั้งไฟฟ้าและไอน้ำ จาก 7,397.13 BTU/kWh หรือมีต้นทุน 2.24 บาท เป็น 6,691.67 BTU/kWh ต้นทุนลดลง 0.21 บาท/kWh และหากเลือก Best Technology จากการวิจัยนี้คือ Rows-Royce RB211-H63จะให้ค่า Heat Rate ที่ดีที่สุด คือ 5,778.66 BTU/kWh หรือดีขึ้นกว่าเกณฑ์ 9.27% ต้นทุนลดลง 0.18 บาท/kWh

ภาควิชา.....วิศวกรรมอุตสาหกรรม.....	ลายมือชื่อ.....
สาขาวิชา.....วิศวกรรมอุตสาหกรรม.....	ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก.....
ปีการศึกษา.....2554.....	ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม.....

#5171519621 : MAJOR INDUSTRIAL ENGINEERING

KEYWORDS : ENERGY MANAGEMENT / ENERGY INDEX

AKARAPAN THAMPAISAN:SPECIFIC ENERGY CONSUMPTION IN
 COGENERATION POWER PLANT. ADVISOR :PROF.SIRICHAN
 THONGPRASERT, Ph.D., CO-ADVISOR :ASSOC.PROF.MANIT
 THONGPRASERT, Ph.D., 153 pp.

The objective of this thesis is to study the amount of specific energy consumption of Cogeneration power plant or be called as “Heat rate” in terms of electricity production which is indicated as an effective index for power plant. Or a ratio of product (Electricity + Steam) and Natural Gas used consumption . Also show the cost of Natural Gas per unit (kWh)

In this thesis, 3 types of energy (electricity, steam and electricity plus steam) are studied which is classified by different production technology (depends on type of gas turbine). Due to the specification of technology model GE MS6551B which is used by this power plant, the Heat Rate is 6,369.56 BTU/kWh(1.93Baht/kWh Gas Cost) as maximum capacity only electrical production as base. The Heat Rate of power plant by contract production is higher than 16.3% but lower than actual Heat Rate, 8,553.60 BTU/kWh(2.59 Baht/kWh Gas Cost) ,by 15.6% Therefore, to reduce the amount of heat rate consumption, managing to improve productivity and energy conservation, the result shows the heat rate consumption for producing all energy is decreased. From 7,397.13 BTU/kWh ,2.24 Baht Gas Cost of power plant Heat Rate producing as contract to 6,691.67 BTU/kWh and reduced cost by 0.21 Baht/kWh .If we choose the Best Technology from this Thesis is Rows-Royce RB211-H63,we get the best Heat Rate 5,778.66 BTU/kWh ,which is better than base 9.27% and reduced Gas Cost 0.18 Baht/kWh

Department : <u>Industrial Engineering</u>	Student’s Signature
Field of Study : <u>Industrial Engineering</u>	Advisor’s Signature
Academic Year : <u>2011</u>	Co-advisor’s Signature

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สามารถสำเร็จลงได้ ด้วยความกรุณาจาก ศ.ดร.ศิริจันทร์ ทองประเสริฐ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ และ รศ.ดร. มานิจ ทองประเสริฐ อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำสำหรับแนวทางการทำวิจัยและให้ข้อคิดเห็นต่างๆในการทำวิจัยด้วยดี ตลอดจนคณาจารย์ทุกท่านประกอบไปด้วยประธานกรรมการและกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ซึ่งประกอบด้วย รศ.สุทัศน์ รัตนเกื้อกังวาน(ประธานกรรมการ) รศ.ดร.ปารเมศ ชูติมา(กรรมการ) และ อาจารย์สมชาย พวงเพิกคี่ก(กรรมการผู้ทรงคุณวุฒิ) ที่ได้ให้คำชี้แนะเพื่อให้การวิจัยนี้ออกมาอย่างถูกต้อง จึงขอขอบพระคุณคณาจารย์ทุกท่านอย่างสูง ณ ที่นี้ด้วย

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฌ
สารบัญภาพ.....	ญ

บทที่

1	บทนำ.....	1
	1.1. ประวัติความเป็นมาของโรงงาน.....	1
	1.2. ผลิตภัณฑ์.....	1
	1.3. ที่มาและสภาพปัญหาในปัจจุบัน.....	1
	1.4. วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....	6
	1.5. ขอบเขตของงานวิจัย.....	6
	1.6. ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	6
	1.7. วิธีดำเนินการวิจัย.....	6
	1.8. ลำดับขั้นตอนในการทำการวิจัย.....	7
2	ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	8
	2.1. กำลังการผลิตรวมของไฟฟ้าในประเทศไทย.....	8
	2.2. ผู้ผลิตไฟฟ้าเอกชน.....	10
	2.3. ประเภทของโรงไฟฟ้า.....	18
	2.4. กระบวนการผลิตของโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่น.....	22
	2.5. ข้อดีและข้อเสียของโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่น.....	26
	2.6. ความรู้เบื้องต้นของการทำ Benchmarking	26
	2.7. เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	33

3	วิธีดำเนินการวิจัย.....	37
3.1.	ข้อมูลเบื้องต้นของโรงงานตัวอย่าง.....	37
3.2.	การคำนวณค่า Heat Rate	37
4	ผลการวิเคราะห์ข้อมูล.....	54
4.1.	การเทียบเคียงสมรรถนะ	54
4.2.	เปรียบเทียบ Heat Rate ของโรงไฟฟ้าชนิดโคเจนเนอเรชั่นขนาดเล็ก และขนาดใหญ่.....	56
4.3.	แนวทางในการปรับปรุงค่า Heat Rate ของโรงไฟฟ้าตัวอย่าง โดยแบ่งเป็น การเพิ่มผลผลิต และการลดต้นทุนทางพลังงาน.....	57
4.4.	ค่า Heat Rate ที่ดีที่สุดของโรงงานตัวอย่างโดยใช้แนวทางที่เสนอมาทั้งหมด.....	81
4.5.	ค่า Heat Rate ที่ดีที่สุดโดยใช้แนวทางที่เสนอมาทั้งหมด และเลือก Best Technology มาใช้.....	84
5	สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ.....	88
5.1.	สรุปผลการวิจัย.....	88
5.2.	อภิปรายผลการวิจัย.....	89
5.3.	ข้อเสนอแนะ.....	89
	รายการอ้างอิง	91
	ภาคผนวก	94
	ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	146

สารบัญญัตินำ

ตารางที่		หน้า
1.1	แสดงสัดส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าแยกตามส่วนต่างๆ.....	5
2.1	แสดงกำลังการผลิตรวมจากการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย ณ วันที่ 31 ส.ค. 54.....	9
3.1	แสดงตัวกำหนดเทคโนโลยีการผลิต.....	37
3.2	แสดงค่า Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตสูงสุด โดยมีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว.....	40
3.3	แสดงค่า Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตสูงสุด โดยมีผลผลิตไฟฟ้าพร้อมไอน้ำ.....	43
3.4	แสดงค่า Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้า โดยมีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว.....	46
3.5	แสดงค่า Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้าและไอน้ำ โดยมีผลผลิตไฟฟ้าพร้อมไอน้ำ...	50
3.6	แสดงค่า Heat Rate ของโรงไฟฟ้าตัวอย่างระหว่างปี 2007-2011.....	52
3.7	แสดงค่า Heat Rate ของโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่ที่ใช้การผลิตแบบโคเจนเนอเรชั่น	53
4.1	แสดงค่า Heat Rate เมื่อใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต(ไฟฟ้า) โดยหาลูกค้าเพื่อมาซื้อไฟฟ้าส่วนเกินในช่วง Off peak เพื่อให้สามารถเดินที่ Base Load ได้ตลอดเวลา.....	59
4.2	แสดงค่า Heat Rate เมื่อใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต(ไอน้ำ) โดยหาลูกค้าเพื่อมาซื้อไอน้ำเพิ่มเพื่อให้สามารถผลิตไอน้ำที่กำลังสูงสุดตลอดเวลา.....	62
4.3	แสดงค่า Heat Rate จากการใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต(ไฟฟ้า+ไอน้ำ) โดยหาลูกค้าเพื่อมาซื้อไอน้ำเพิ่มเพื่อให้สามารถผลิตไอน้ำที่กำลังสูงสุดตลอดเวลา และเดินเครื่องที่ Base Load ตลอดเวลา.....	66
4.4	เปรียบเทียบระหว่างการคำนวณและการใช้จริงของบิ๊มเก่าและใหม่.....	77
4.5	แสดงค่า Heat Rate ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตเมื่อใช้การปรับปรุงทุกแนวทาง.....	87

สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
1.1	Process Flow Diagram ของโรงไฟฟ้าตัวอย่าง.....	2
1.2	Gas turbine GE Alstom Model EGT PG6551B.....	3
1.3	HRSG หรือ Boiler.....	3
1.4	Steam turbine.....	4
1.5	แสดงอัตราส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าภายในโรงงานตัวอย่าง.....	5
2.1	แสดงอัตราส่วนของกำลังการผลิตติดตั้งแยกตามประเภทของโรงไฟฟ้าจากการ ไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย.....	10
2.2	ระบบการผลิตไฟฟ้าของโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อน.....	20
2.3	ระบบผลิตไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วมด้วยเครื่องยนต์สันดาปภายใน (Internal Combustion Engine Cogeneration Plant).....	21
2.4	แผนภาพระบบผลิตไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วมด้วยกังหันก๊าซ (Gas Turbine Cogeneration Plant Diagram).....	22
2.5	ระบบผลิตไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วมด้วยกังหันก๊าซ (Gas Turbine Cogeneration Plant).....	22
2.6	แผนผังแสดงกระบวนการผลิตของโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่น.....	25
4.1	รูปแบบการสูญเสียทางความร้อน และแนวทางปรับปรุง.....	58
4.2	รูปแบบการสูญเสียทางไฟฟ้า และแนวทางปรับปรุง.....	59

บทที่ 1

บทนำ

ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

1.1 ประวัติความเป็นมาของโรงงาน

โรงงานตัวอย่างได้เริ่มก่อตั้งขึ้นในปี พ.ศ. 2542 สถานที่ตั้ง เลขที่ 745 หมู่ 2 ตำบลบางปูใหม่ อำเภอเมืองจังหวัดสมุทรปราการ 10280

1.2 ผลิตภัณฑ์

ไฟฟ้า และไอน้ำ มีกำลังผลิตอยู่ที่ ไฟฟ้า 121 MW/h พร้อมไอน้ำ 35 t/h โดยเริ่มทำการขายไฟฟ้าให้กับการไฟฟ้าฝ่ายผลิตตั้งแต่วันที่ 19 สิงหาคม พ.ศ.2542 มีสัญญา 21 ปี

1.3 ที่มาและสภาพปัญหาในปัจจุบัน

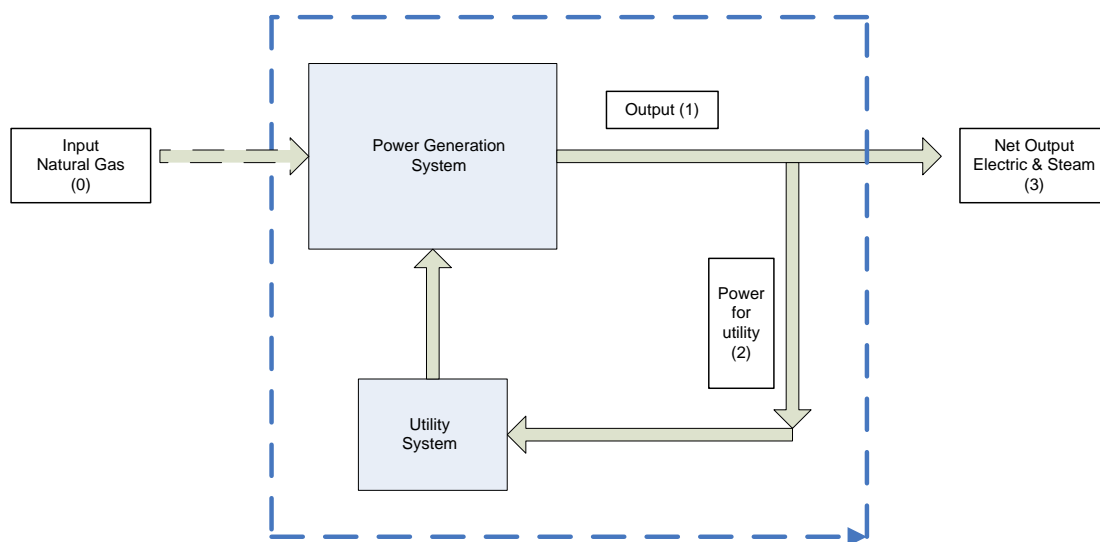
อุตสาหกรรมผลิตไฟฟ้าเป็นอุตสาหกรรมที่มีความจำเป็นต่อประเทศไทยเป็นอย่างมาก เพื่อสร้างความมั่นคงทางพลังงาน โดยที่ปริมาณความต้องการไฟฟ้าของประเทศไทยมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นในทุกๆปี ดังนั้นทางการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทยจึงได้เปิดสัมประทานให้ภาคเอกชนเข้ามาทำการผลิตไฟฟ้า เพื่อลดค่าใช้จ่ายในการลงทุนที่สูง โดยปัจจุบัน ทางการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทยมีกำลังการผลิตอยู่ที่ 14,328.125 MW ภาคเอกชนซึ่งแบ่งเป็นโรงไฟฟ้าเอกชนขนาดใหญ่ (IPP) 14,864.390 MW และโรงไฟฟ้าเอกชนขนาดเล็ก (SPP) 2,092.300 MW

อุตสาหกรรมผลิตไฟฟ้าส่วนใหญ่ใช้เทคโนโลยีที่รับทั้ง Know-how และเครื่องจักรมาจากต่างประเทศ แต่ด้วยข้อจำกัดทางเทคโนโลยีที่ไม่มีการยึดหยุ่นในการผลิตและเป็นอุตสาหกรรมที่อาศัยปัจจัยทางด้านพลังงานเป็นสำคัญเพราะต้องเดินเครื่องจักรตลอด 24 ชั่วโมง ดังนั้นต้นทุนส่วนใหญ่ของการผลิตจึงเป็นต้นทุนทางพลังงาน โดยโรงงานตัวอย่างเป็นโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่น คือมีการใช้ทั้งกังหันก๊าซและกังหันไอน้ำในการผลิตไฟฟ้า ใช้เชื้อเพลิงเป็นก๊าซธรรมชาติ ใช้น้ำจากการประปาและน้ำเสียจากการนิคมในกระบวนการผลิต

การประเมินดัชนีชี้วัดการใช้พลังงาน SEC (Specific Energy Consumption) เป็นการดำเนินงานเพื่อนำไปสู่การพัฒนาประสิทธิภาพการใช้พลังงานของโรงงาน โดยเป็นการวัดปริมาณการใช้พลังงานต่อหน่วยผลผลิตในระดับกระบวนการผลิต คำนวณจากปริมาณพลังงานที่โรงงานใช้ในช่วงเวลาหนึ่งวัฏจักรทำงาน เช่น 1 ชั่วโมงต่อปริมาณผลผลิตในช่วงเดียวกัน สามารถเขียนเป็นสูตรได้ดังนี้

$$\text{ดัชนีการใช้พลังงานจำเพาะ (SEC)} = \frac{\text{ปริมาณพลังงานความร้อน (ปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ใช้)}}{\text{ปริมาณผลผลิต (ไฟฟ้า + ไอน้ำ)}}$$

ค่าดัชนีการใช้พลังงานจำเพาะ หรือ SEC นั้น ในอุตสาหกรรมการผลิตไฟฟ้าจะเรียกว่า Heat Rate ซึ่งจะเป็นตัวบอกว่าโรงไฟฟ้ามีประสิทธิภาพทางการผลิตเป็นอย่างไร หรือมีอัตราการใช้พลังงานต่อหน่วยการผลิตเป็นอย่างไร โดยที่ SEC มีค่ามาก จะหมายถึง ใช้พลังงานในการผลิตสูงแต่ได้ผลผลิตไม่มาก หรือมีประสิทธิภาพต่ำ อีกทั้งยังส่งผลให้ต้นทุนทางการผลิตสูง ค่า SEC ที่ดีควรมีค่าที่ต่ำ เป็นการบ่งบอกว่ากระบวนการมีประสิทธิภาพสูง ใช้พลังงานน้อยแต่ให้ผลผลิตที่สูงทำให้ต้นทุนต่ำ ในการวิจัยนี้จะใช้ค่า SEC เป็นเกณฑ์หรือเป็นค่าบอกปริมาณการใช้พลังงานพื้นฐานจากการคำนวณในการผลิตไฟฟ้าและใช้เพื่อการเทียบเคียงสมรรถนะระหว่างโรงงานโดยเทียบเคียงจากเกณฑ์จากการวิจัยนี้



รูปที่ 1.1 Process Flow Diagram ของโรงไฟฟ้าตัวอย่าง

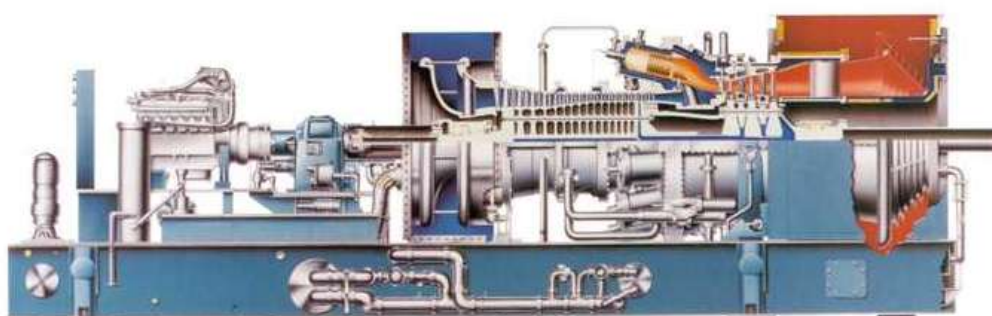
ระบบของโรงงานตัวอย่างจะแบ่งออกเป็นสองส่วนการผลิต คือ ส่วนการผลิตพลังงานหลัก (Power Generation System) และส่วนช่วยในการผลิต (Utility System) โดยใช้วัตถุดิบ เป็น ก๊าซธรรมชาติและน้ำประปา เมื่อผ่านกระบวนการผลิตแล้วทำให้ได้ผลิตภัณฑ์เป็นไฟฟ้าและไอน้ำ ปัญหาคือ

1. จาก Process Flow Diagram นี้ หากเรามองระบบภายในกรอบเป็นโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่นแห่งนี้ ระบบนี้ควรจะให้ค่า SEC เท่าใด
2. หาก ระบบภายในกรอบเป็นโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่นที่ใช้เทคโนโลยีหรืออุปกรณ์ที่ต่างออกไปแล้ว ระบบนั้นๆควรมีค่า SEC เท่าใด

3. ถ้าต้องการเปลี่ยนเทคโนโลยีของโรงไฟฟ้าตัวอย่างนี้ เป็นชนิดอื่นที่ให้ค่า SEC ที่ดีกว่า จะต้องลงทุนเท่าใด และใช้เวลาในการคืนทุนเท่าใด
4. นำเสนอแนวทางในการปรับปรุงค่า SEC ของโรงไฟฟ้าตัวอย่าง ให้ดีขึ้น

ส่วน Power Generation System ประกอบไปด้วย เครื่องจักรหลัก ดังนี้

1. เครื่องผลิตไฟฟ้ากังหันก๊าซ (Gas turbine and Generator) จำนวน 2 เครื่อง



EUROPEAN GAS TURBINES

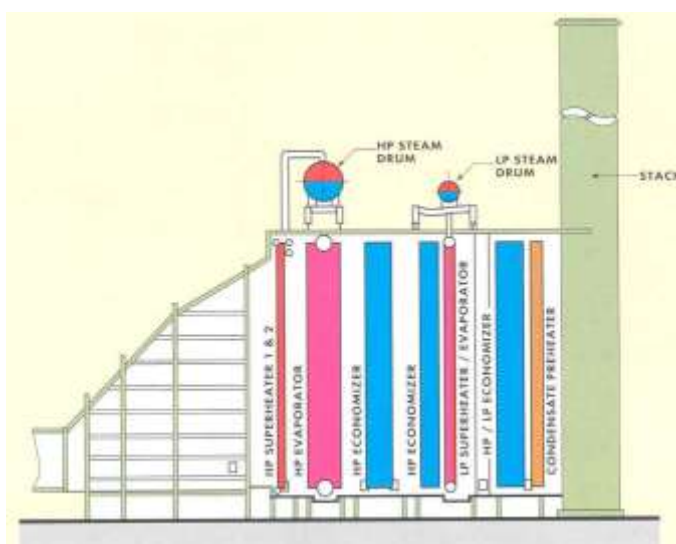
รูปที่ 1.2 Gas turbine GE Alstom Model EGT PG6551B

Manufacturer :GE Alstom ,Model EGT PG 6551 B

Base Load Output at ISO condition (15 °C, 60 % RH & 1.013 Bar)

1. 39.1 MW @ 10,730 BTU/kWh by Natural Gas
2. 38.4 MW @ 10,810 BTU/kWh by Distillate Oil
3. Shaft speed ratio 5,100/3,000 rpm
4. GE Speedtronic Mark V Electronic control system
5. Steam Injection DeNOx System

2. หม้อผลิตไอน้ำ(Heat Recovery Steam Generator ,HRSG) จำนวน 2 เครื่อง



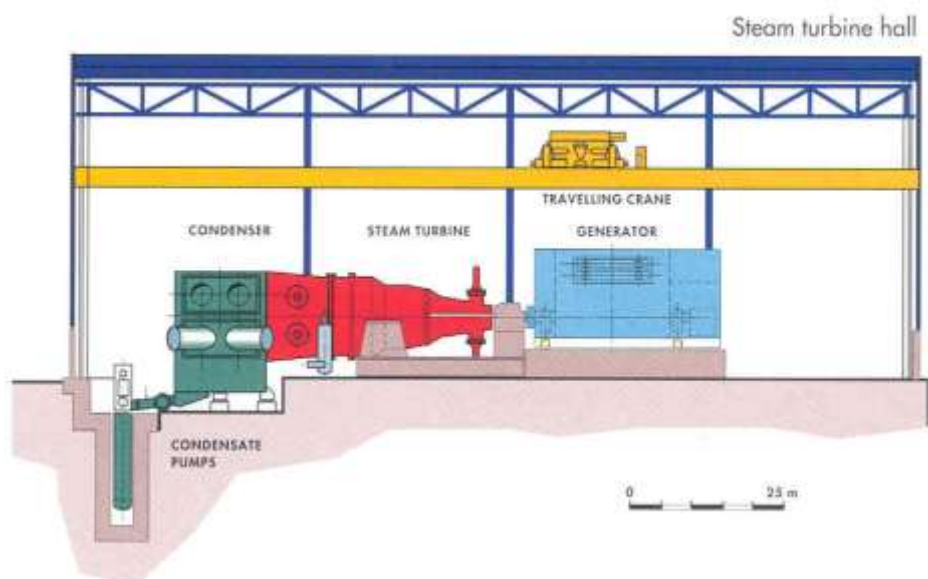
รูปที่ 1.3 HRSG หรือ Boiler

Manufacturer; Foster Wheeler

Type; Horizontal Natural Circulation, double pressure with Duct Burners and no Divert Damper.

Each Output; HP=108 t/h at 93 Bar & 511°C. LP= 13.6 t/h at 16 Bar & 324 °C.

3. เครื่องผลิตไฟฟ้ากังหันไอน้ำ (Steam Turbine and Generator) จำนวน 1 เครื่อง



รูปที่ 1.4 Steam turbine

Manufacturer; Alstom

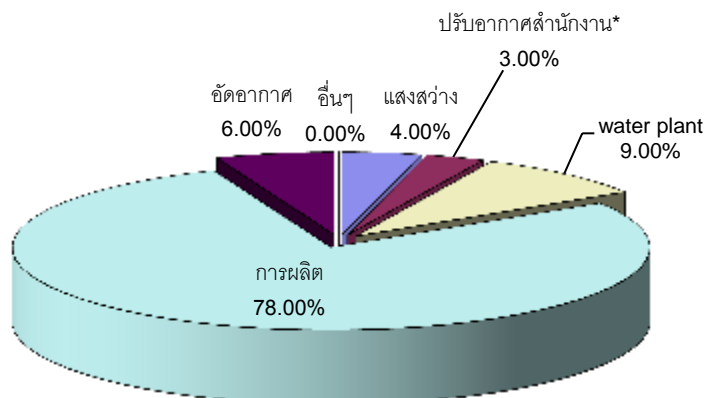
Type; Tandem compound, multistage impulse & Condensing type, Single extraction and Axial steam flow two casing.

Output; 54.5 MW @ steam condition 90 Bars, 510 °C & exhaust pressure 126 mBar.

จากข้อมูลการใช้พลังงานไฟฟ้าของโรงงานตัวอย่างในแต่ละปีสามารถแยกเป็นส่วนต่างๆ
ได้ดังตาราง

ตารางที่ 1.1 แสดงสัดส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าแยกตามส่วนต่างๆ

ระบบ	การใช้พลังงานไฟฟ้า	
	กิโลวัตต์-ชั่วโมง/ปี	ร้อยละ
แสงสว่าง	1,251.90	4.00%
ปรับอากาศสำนักงาน	938.90	3.00%
water plant	2,816.70	9.00%
การผลิต	24,412.10	78.00%
อัดอากาศ	1,877.80	6.00%
อื่นๆ	-	0.00%
รวม	28,723.30	100.00%



รูปที่ 1.5 แสดงอัตราส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าภายในโรงงานตัวอย่าง

1.4 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

เพื่อหาค่าปริมาณการใช้พลังงานจำเพาะ (SEC) ของโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่นตามประเภทเทคโนโลยีการผลิต พร้อมทั้งแนวทางการปรับปรุงค่า SEC ให้ดีขึ้นจากเทคโนโลยีการผลิตเดิม

1.5 ขอบเขตของการวิจัย

โครงการศึกษาเกณฑ์การใช้พลังงานในโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่น จะศึกษาเฉพาะภายในโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่นของเอกชนแห่งหนึ่งในกลุ่มบริษัท กัลฟ์ โดย จะแบ่งเป็นกลุ่มย่อยในแต่ละกระบวนการผลิตประกอบด้วย

Power Generation System

1. Gas Turbine & HRSG 2 units
2. Steam Turbine

Utility System

3. Gas Compressor
4. Cooling water system

5. Demineral water plant
6. Tertiary plant
7. Air Compressor

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. เกณฑ์การใช้พลังงานของโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่น
2. แนวทางการปรับปรุงค่าปริมาณการใช้พลังงานจำเพาะ(SEC)พร้อมระยะเวลาคืนทุน

1.7 วิธีดำเนินการวิจัย

1. ศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง
2. ศึกษาการใช้พลังงานของอุปกรณ์แต่ละส่วนแยกตามกระบวนการผลิตและหาปริมาณการใช้พลังงานจำเพาะ(SEC)ของโรงงานตัวอย่าง
3. ศึกษาเทคโนโลยีในการผลิตอื่นๆของโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่น
4. หาปริมาณการใช้พลังงานจำเพาะ(SEC)ของโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่น ที่ใช้เทคโนโลยีที่ต่างออกไป
5. หาแนวทางการปรับปรุงค่าSECและคำนวณมูลค่าการลงทุนพร้อมทั้งระยะเวลาคืนทุน
6. สรุปและวิเคราะห์ผลการวิจัยพร้อมข้อเสนอแนะ
7. จัดทำรูปเล่มวิทยานิพนธ์

บทที่ 2
ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

แนวคิดและทฤษฎี

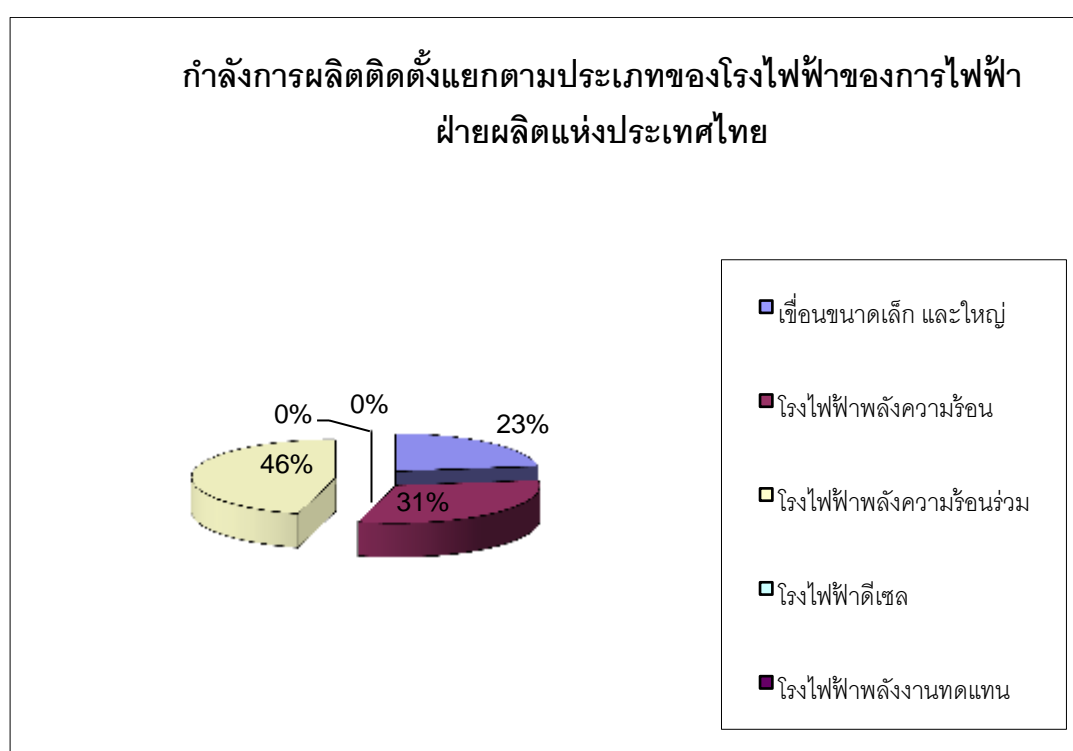
2.1 กำลังการผลิตรวมของไฟฟ้าในประเทศไทย จากข้อมูลของการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทยโดยแบ่งเป็นส่วนที่ผลิตเองซึ่งแบ่งตามประเภทของโรงไฟฟ้า รวมกับส่วนที่รับซื้อจากภาคเอกชนทั้งในและต่างประเทศ ดังแสดงในตารางที่ 2

ตารางที่ 2.1 แสดงกำลังการผลิตรวมจากการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย ณ วันที่ 31 ส.ค.

54

ประเภทโรงไฟฟ้า	รวมทั้งระบบ	
	กำลังผลิต(MW)	ร้อยละ
พลังน้ำ	3,424.18	10.89
พลังความร้อน	4,699	14.94
พลังความร้อนรวม	6,866	21.83
ดีเซล	4.4	0.01
พลังงานทดแทน	4.54	0.02
รวม	14,998.12	47.69
ซื้อจากต่างประเทศ		
เทิน-หิโนน(ลาว)	214	0.68
ห้วยเหาะ(ลาว)	126	0.4
น้ำเทิน(ลาว)	948	3.01
น้ำงึม(ลาว)	596.6	1.9
มาเลเชีย	300	0.95
ซื้อภายในประเทศ		
บริษัทผลิตไฟฟ้า จำกัด	1,923.19	6.32
บริษัทผลิตไฟฟ้าราชบุรี โฮลดิ้ง จำกัด (มหาชน)	3,481	11.07
บริษัทผลิตไฟฟ้าอิสระ(ประเทศไทย) จำกัด	700	2.23
บริษัทไทรเอนเนอจี้ จำกัด	700	2.23
บริษัทโกลด์ อีพีพี จำกัด(บ่อวิน)	713	2.27

บริษัทอีสเทิร์น เพาเวอร์ จำกัด	350	1.11
บริษัท บีแอลซีพี เพาเวอร์ จำกัด	1,346.5	4.28
บริษัทกัลฟ์เพาเวอร์เจนเนอเรชั่น จำกัด	1,468	4.47
บริษัทราชบุรีเพาเวอร์ จำกัด(ชุดที่1)	1,400	4.45
ผู้ผลิตรายเล็ก(SPP&VSPP)	2,182.3	6.94
รวมข้อ	16448.59	52.31
รวมทั้งสิ้น	31446.71	100



รูปที่ 2.1 แสดงอัตราส่วนของการกำลังการผลิตติดตั้งแยกตามประเภทของโรงไฟฟ้าจากการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย

2.2 ผู้ผลิตไฟฟ้าเอกชน

เดิมการผลิตไฟฟ้าในจะผลิตโดยการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย (กฟผ. หรือ EGAT) แต่การลงทุนโรงไฟฟ้าต้องใช้งบประมาณมาก เพื่อไม่ให้เป็นการระบบประมาณ เนื่องจากภาระหนี้สินของ กฟผ. ผนวกกับความต้องการไฟฟ้าที่สูงขึ้น ร่วมกับแรงกดดันจากธนาคารโลกและนโยบายส่งเสริมระบบตลาดของรัฐบาลเอง รัฐบาลจึงเดินหน้าปรับโครงสร้างกิจการไฟฟ้าของ

ประเทศไทย โดยส่งเสริมให้มีผู้ผลิตไฟฟ้าเอกชนเข้ามาผลิตไฟฟ้าได้เพื่อลดภาระการลงทุน ของภาครัฐและเพิ่มประสิทธิภาพในการผลิตไฟฟ้า อย่างไรก็ตาม ปริมาณการใช้ไฟฟ้าของประเทศไทย ได้เติบโตสูงอย่างรวดเร็ว ประกอบกับการสร้างโรงไฟฟ้าใหม่ต้องใช้เงินลงทุนจำนวนมาก ซึ่งหากดำเนินการโดยการไฟฟ้า ซึ่งเป็นรัฐวิสาหกิจ โดยลำพังจะทำให้ภาระหนี้สิน ของภาครัฐเพิ่มขึ้นอีก มติคณะรัฐมนตรี 12 ก.ย.35 จึงเปิดฉากให้เอกชนร่วมลงทุนผลิตไฟฟ้าในรูปแบบของโครงการผู้ผลิตไฟฟ้าอิสระหรือ โครงการผู้ผลิตไฟฟ้าเอกชนรายใหญ่ Independent Power Producer (IPP: ไอพีพี) โดยทำการผลิตไฟฟ้าภายใต้เงื่อนไขที่ กฟผ.กำหนด แล้วขายไฟฟ้าที่ผลิตได้ให้กับ กฟผ.แต่เพียงผู้เดียว ระบบที่ผู้ผลิตขายไฟฟ้าให้กับ กฟผ.แต่เพียงผู้เดียวเรียกว่า Single Buyer Enhancement หรือ SBE จากนั้น กฟผ.ก็จะนำไฟฟ้าไปขายต่อให้กับ การไฟฟ้านครหลวง (กฟน) การไฟฟ้าภูมิภาค (กฟภ) และลูกค้าโดยตรงของ กฟผ. ซึ่งผู้ผลิตไฟฟ้าอิสระ (Independence Power Producer) หรือเรียกชื่อย่อว่า IPP จะเป็นผู้ผลิตไฟฟ้ารายใหญ่ และจะมีผู้ผลิตไฟฟ้ารายเล็ก (Small Power Producer) หรือเรียกชื่อย่อว่า SPP และในระยะหลังเห็นสมควรที่จะสนับสนุนการผลิตไฟฟ้าในรายที่ กำลังผลิตไม่เกิน 10 เมกวัตต์ โดยเน้นในเรื่องพลังงานทดแทน หรือที่เรียกว่า ผู้ผลิตรายเล็กมาก (Very Small Power Producer) หรือเรียกชื่อย่อว่า VSPP รวมทั้งให้มีการแปรสภาพ บริษัทผลิตไฟฟ้า จำกัด เป็นบริษัทเอกชนโดยการกระจายหุ้นในตลาดหลักทรัพย์ กล่าวโดยสรุป แนวคิดในการมีผู้ผลิตมากมายเพื่อ

1. ให้ผู้ผลิตไฟฟ้าเอกชน แบ่งเบาภาระการผลิตไฟฟ้า โดยเฉพาะอย่างยิ่งภาระงบประมาณ เพื่อให้สามารถที่มีอุปทานของไฟฟ้ารองรับความต้องการไฟฟ้าที่เพิ่มขึ้นปีละประมาณ ร้อยละ 5 ถึง 6

2. การมีผู้ผลิตมากมาย จะทำให้เกิดการแข่งขัน ทั้งกับบริษัทผลิตไฟฟ้าเอกชนด้วยกันแล้ว ยังสามารถเปรียบเทียบผลการปฏิบัติงาน (Performance) กับ กฟผ.ด้วย ถ้ามีแต่ กฟผ.ผูกขาดรายเดียวในการผลิต ทำให้ไม่สามารถไปเปรียบเทียบผลการปฏิบัติงานกับใคร จึงไม่เอื้อต่อการพัฒนาประสิทธิภาพของ กฟผ.

สำหรับเงื่อนไขในการเปิดประมูลการรับซื้อไฟฟ้าจาก IPP ของประเทศไทย กำหนดให้ผู้ผลิตเอกชนเป็นผู้เสนอพลังงาน ที่ใช้ในการผลิตไฟฟ้า สามารถเสนอสถานที่ตั้งโรงไฟฟ้า และเสนออัตราค่าไฟฟ้าทั้งนี้การลงทุนของผู้ผลิตไฟฟ้าเอกชนไม่มีการรับประกัน อัตราผลตอบแทนการลงทุน โดยในการคัดเลือกโครงการได้กำหนดเป็นแนวทางไว้ว่า ราคาที่โครงการ IPP เสนอจะต้องไม่สูงกว่าราคาที่ กฟผ.ผลิตได้เอง ในโครงการใหม่ และเนื่องจากไฟฟ้าที่ IPP ผลิตได้จะต้องจำหน่ายไฟฟ้าให้แก่ กฟผ.ทั้งหมด และ กฟผ.เป็นผู้สั่งให้เดินเครื่องโรงไฟฟ้าแต่ละโรงเพื่อความมั่นคงของระบบไฟฟ้า และเพื่อให้ต้นทุนในการผลิตไฟฟ้าของระบบโดยรวมอยู่ในระดับต่ำสุด

สัญญาซื้อขายไฟฟ้าจึงต้องจัดทำเป็นสัญญาซื้อขายไฟฟ้าระยะยาวและกำหนดโครงสร้างอัตราค่าไฟฟ้า จึงกำหนดเป็นสองส่วน ดังนี้

1. ค่าความพร้อมจ่าย (Availability Payment : AP) ผู้สนใจลงทุน จะเสนออัตราโดยค่านึงถึง ต้นทุนในการก่อสร้างโรงไฟฟ้าของตนเอง และค่าใช้จ่ายคงที่อื่นๆ (Fixed Cost) เนื่องจาก IPP จะต้องเตรียมความพร้อมของโรงไฟฟ้าให้พร้อมที่จะจ่ายไฟฟ้าได้ตลอดเวลาเมื่อ กฟผ. สั่งเดินเครื่องโรงไฟฟ้า
2. ค่าพลังงานไฟฟ้า (Energy Payment : EP) ผู้ลงทุนจะเสนออัตราและสูตรปรับโดยค่านึงถึง ค่าเชื้อเพลิง และค่าใช้จ่ายผันแปรอื่นๆ ที่เกิดจากการผลิตไฟฟ้า เพื่อจำหน่ายเข้าระบบของ กฟผ.

ทั้งนี้ ผู้ผลิตเอกชนในลักษณะ IPP จะต้องขายไฟฟ้าให้แก่การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย (กฟผ.) โดยที่ กฟผ. ยังคงความรับผิดชอบในด้านการวางแผนขยายแห่งผลิตและระบบส่ง รวมทั้งการควบคุมการผลิตและระบบส่งไฟฟ้าของประเทศ ดังนั้นตามเงื่อนไข และแนวทางการสร้างหลักประกันผลกำไรและความเสี่ยงที่ต่ำของนักลงทุนเอกชน สัญญาซื้อขายไฟส่วนใหญ่จึงมักเป็นสัญญาแบบ (Take-or-Pay) ไม่ซื้อก็ต้องจ่าย ยิ่งไปกว่านั้นยังกำหนดให้ กฟผ. และผู้บริโภคต้องซื้อไฟฟ้าจากไอพีพีร้อยละ 39 แม้จะอยู่ในช่วงที่ความต้องการไฟฟ้าต่ำก็ตาม

โดยแบ่งเป็น

1. ผู้ผลิตไฟฟ้าอิสระ (Independent Power Producer : IPP) หมายถึง ผู้ผลิตไฟฟ้าเอกชนรายใหญ่ คือ บริษัทใดก็ได้ที่เข้ามาเสนอขายไฟฟ้าตามประกาศรับซื้อของ กฟผ. และได้รับคัดเลือกตามเงื่อนไขที่กำหนด ก็สามารถผลิตไฟฟ้าและขายให้ประชาชนหรือโรงงานผ่านทาง กฟผ.

รัฐมีนโยบายในการส่งเสริมให้เอกชนเข้ามามีบทบาทในการผลิตไฟฟ้าตั้งแต่ปี 2532 โดยตามแผนพัฒนากำลังผลิตไฟฟ้าของ กฟผ. ส่วนหนึ่งจะมีการรับซื้อไฟฟ้าจากเอกชนรายใหญ่ (IPP) และรายเล็ก (SPP) ซึ่งเป็นนโยบายที่รัฐส่งเสริมให้เอกชนเข้ามามีบทบาทมากขึ้นในกิจการไฟฟ้าของประเทศ

เงื่อนไขในการรับซื้อไฟฟ้าจากโครงการผู้ผลิตเอกชนรายใหญ่ (IPP) เป็นเงื่อนไขที่มีลักษณะสากล โดยมีสาระสำคัญ ดังนี้

1) ให้ผู้ผลิตเอกชนเป็นผู้เสนอพลังงานที่ใช้ในการผลิตไฟฟ้า โดยให้ความสำคัญกับเชื้อเพลิงที่สะอาดเป็นที่ยอมรับของประชาชน ราคามีเสถียรภาพ มีความแน่นอนในการจัดหา และส่งเสริมนโยบายของรัฐในการกระจายแหล่งพลังงานของประเทศ ได้แก่ พลังงานนอกูปแบบ (ไม่รวมนิวเคลียร์) ก๊าซธรรมชาติทั้งที่ผลิตในประเทศและนำเข้าถ่านหิน และออร์มิลชั่น

2) ให้ผู้ผลิตเอกชนเป็นผู้เสนอสถานที่ตั้ง โดยกำหนดลำดับความสำคัญของพื้นที่ในภาพ

กว้างเบื้องต้น สอดคล้องตามแผนพัฒนาเศรษฐกิจและสังคมแห่งชาติ ในการพัฒนาเมืองหลัก เมืองรอง เพื่อการกระจายความเจริญไปสู่ภูมิภาค ประกอบกับการพิจารณาแหล่งผู้ใช้ไฟฟ้า ปริมาณความต้องการใช้ไฟฟ้าในอนาคต และระยะห่างจากระบบสายส่งของ กฟผ. ดังนี้

- ภาคกลาง (เหนือกรุงเทพฯ : สระบุรี ลพบุรี อ่างทอง สิงห์บุรี ออยุธยา นครนายก ฯลฯ)
- ชายฝั่งทะเลอ่าวไทยด้านตะวันตก (ประจวบคีรีขันธ์ เพชรบุรี ราชบุรี สมุทรสาคร สมุทรสงคราม)
- ชายฝั่งทะเลภาคตะวันออก (ชลบุรี ระยอง จันทบุรี ปราจีนบุรี สระแก้ว)

3) เนื่องจาก กฟผ. เป็นผู้สั่งให้เดินเครื่องโรงไฟฟ้า และจ่ายไฟฟ้าเข้าระบบไฟฟ้า จึงกำหนด โครงสร้างอัตราค่าไฟฟ้า เป็นสองส่วน (Two Part Tariff) ส่วนหนึ่งกำหนดจากต้นทุนในการก่อสร้าง โรงไฟฟ้าของเอกชน และค่าใช้จ่ายคงที่อื่นๆ (Fixed Costs) ซึ่งเรียกว่า ค่าความพร้อมจ่าย (Availability Payment) และอีกส่วนหนึ่ง กำหนดจากค่าเชื้อเพลิงและค่าใช้จ่ายผันแปรอื่นๆ ที่เกิด จากการผลิตไฟฟ้า เพื่อจำหน่ายเข้าระบบของ กฟผ. ซึ่งเรียกว่า ค่าพลังงานไฟฟ้า (Energy Payment) ทั้งนี้ โครงสร้างอัตราค่าไฟฟ้าในส่วนแรก เป็นค่าใช้จ่ายที่ต้องจ่าย ไม่ว่า กฟผ. จะสั่งเดินเครื่องจากผู้ผลิตเอกชนหรือไม่ แต่โครงสร้างอัตราค่าไฟฟ้าในส่วนหลัง เป็นค่าใช้จ่ายที่จะเกิดขึ้น เมื่อมีการสั่งให้โรงไฟฟ้าผลิตไฟฟ้าส่งเข้าระบบของ กฟผ. และจะผันแปรไปตามราคา เชื้อเพลิงเป็นหลัก (ในกรณีที่โรงไฟฟ้าของ กฟผ. เอง แม้ว่าโรงไฟฟ้าจะไม่เดินเครื่อง กฟผ. ก็ ต้องจ่ายค่าดอกเบี้ย เงินต้น และค่าใช้จ่ายคงที่อื่นๆ เช่นกัน ดังนั้นการจ่ายค่าความพร้อมจ่ายให้ IPP จึงอยู่บนหลักการเดียวกัน)

4) โรงไฟฟ้าของผู้ผลิตเอกชนจะต้องปฏิบัติตามมาตรฐานทางด้านสิ่งแวดล้อมที่ทางราชการ กำหนด โดยจะต้องจัดทำรายงานการวิเคราะห์ผลกระทบสิ่งแวดล้อม เพื่อขอความเห็นชอบ จาก สำนักงานนโยบายและแผนสิ่งแวดล้อม ก่อนดำเนินการก่อสร้างโครงการ โดยในรายงานฯ จะต้อง เสนอมาตรการที่สามารถลดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมได้จริง และมีความเหมาะสม รวมทั้งต้องมี มาตรการติดตามตรวจสอบคุณภาพสิ่งแวดล้อม ซึ่งจะครอบคลุมทั้งในด้านคุณภาพอากาศ และ คุณภาพน้ำ เพื่อรายงานกรมโรงงานอุตสาหกรรม และสำนักงานนโยบายและแผนสิ่งแวดล้อม ทราบทุกระยะ กรณีที่จะมีการเปลี่ยนแปลงรายละเอียดโครงการ และ/หรือ มาตรการลดผลกระทบต่อ สิ่งแวดล้อม และมาตรการติดตามตรวจสอบคุณภาพสิ่งแวดล้อม จะต้องขอความเห็นชอบจาก สำนักงานนโยบายและแผนสิ่งแวดล้อม ก่อนดำเนินการเปลี่ยนแปลง

2. ผู้ผลิตไฟฟ้ารายเล็ก (Small Power Producer : SPP) หมายถึง ผู้ผลิตไฟฟ้าเอกชนซึ่ง ผลิตไฟฟ้าขายให้ กฟผ. โดยมีปริมาณพลังไฟฟ้ารับซื้อระหว่าง 10-90 เมกะวัตต์ โดยใช้ระบบผลิต พลังงานความร้อนและไฟฟ้าร่วมกัน (Cogeneration) ซึ่งส่วนใหญ่จะใช้ก๊าซธรรมชาติหรือถ่านหิน

เป็นเชื้อเพลิง และใช้พลังงานหมุนเวียน (Renewable Energy) เช่น กาก หรือ เศษวัสดุเหลือใช้ทางการเกษตร ขยะ ก๊าซชีวภาพ พลังงานแสงอาทิตย์เป็นเชื้อเพลิง

วัตถุประสงค์ของการรับซื้อไฟฟ้าจากผู้ผลิตรายเล็ก

- เพื่อส่งเสริมให้ผู้ผลิตรายเล็กเข้ามามีส่วนร่วมในการผลิตไฟฟ้า
- เพื่อส่งเสริมให้มีการใช้ต้นพลังงานพลอยได้ในประเทศ และพลังงานนอกรูปแบบในการผลิตไฟฟ้า
- เพื่อส่งเสริมให้มีการใช้ต้นพลังงานในการผลิตไฟฟ้าให้เกิดประโยชน์มากยิ่งขึ้น
- เพื่อช่วยแบ่งเบาภาระทางด้านการลงทุนของรัฐในระบบการผลิต และระบบจำหน่ายไฟฟ้า

การรับซื้อไฟฟ้าจาก SPP จะเป็นไปตามระเบียบการรับซื้อไฟฟ้าจากผู้ผลิตรายเล็ก ซึ่งได้กำหนดเงื่อนไขการรับซื้อไฟฟ้าไว้หลายประการ เช่น ลักษณะกระบวนการผลิตไฟฟ้า การกำหนดราคาซื้อขายไฟฟ้า และปริมาณการรับซื้อไฟฟ้า การเชื่อมโยงระบบไฟฟ้า ซึ่งพอสรุปสาระสำคัญได้ดังนี้

1. ปริมาณพลังไฟฟ้าที่เสนอขาย

ไม่เกิน 60 เมกะวัตต์ ณ จุดเชื่อมโยงระบบไฟฟ้า ในกรณีที่ผู้ผลิตรายเล็กต้องการขายไฟฟ้าเกิน 60 เมกะวัตต์ การไฟฟ้าจะคำนึงถึงความสามารถและความมั่นคงของระบบไฟฟ้าที่จะรับได้ โดย กฟผ. จะพิจารณาเป็นรายๆ ไป แต่ทั้งนี้ต้องไม่เกิน 90 เมกะวัตต์

2. ลักษณะกระบวนการผลิตไฟฟ้าของผู้ผลิตรายเล็ก

1) การผลิตไฟฟ้าที่ใช้พลังงานนอกแบบ (Non-Conventional Energy) เช่น พลังลม พลังแสงอาทิตย์ พลังน้ำขนาดเล็ก (Mini Hydro) เป็นต้น (ยกเว้นการใช้น้ำมัน ก๊าซธรรมชาติ ถ่านหิน และพลังงานนิวเคลียร์)

2) การผลิตไฟฟ้าของผู้ผลิตรายเล็กโดยใช้เชื้อเพลิง ดังต่อไปนี้

- กากหรือเศษวัสดุเหลือใช้ในการเกษตร หรือกากจากการผลิตผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมหรือการเกษตร
- ผลิตภัณฑ์ที่แปรรูปมาจากกากหรือเศษวัสดุ เหลือใช้จากการเกษตร หรือจากการผลิตผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม หรือการเกษตร
- ขยะมูลฝอย
- ไม้จากการปลูกป่าเป็นเชื้อเพลิง

3) การผลิตไฟฟ้า ด้วยระบบการผลิตพลังงานความร้อนและไฟฟ้าร่วมกัน (Cogeneration) โดยใช้เชื้อเพลิงใดก็ได้ โดย

- มีสัดส่วนของพลังงานความร้อน นิกจากการผลิตไฟฟ้า ต่อการผลิตทั้งหมดไม่ต่ำกว่าร้อยละ 10 โดยเฉลี่ย
- ถ้าใช้น้ำมันและ/ หรือ ก๊าซธรรมชาติ เป็นเชื้อเพลิง จะต้องมีประสิทธิภาพไม่ต่ำกว่าร้อยละ 45 โดยเฉลี่ย

3. ประเภทของสัญญา

- Firm หมายถึง การทำสัญญาซื้อขายไฟฟ้า ตั้งแต่ 5 ปีขึ้นไป และมีการจ่ายค่าพลังไฟฟ้า (Capacity Payment)
- Non-Firm หมายถึง การทำสัญญาซื้อขายไฟฟ้าไม่เกิน 5 ปี และจะได้รับเฉพาะค่าพลังงานไฟฟ้า (Energy Payment)

4. ค่าใช้จ่ายของผู้ผลิตรายเล็ก

- ค่าใช้จ่ายในการต่อเชื่อมระบบไฟฟ้า
- ค่าใช้จ่ายในการตรวจสอบอุปกรณ์

5. เงื่อนไขการปฏิบัติการผลิตไฟฟ้า

ผู้ผลิตรายเล็กจะต้องปฏิบัติตามเงื่อนไข ดังต่อไปนี้

- จะต้องผลิตและจำหน่ายไฟฟ้าให้แก่การไฟฟ้า ในช่วงเดือนที่ระบบของการไฟฟ้า มีความต้องการสูง (Peak Month) คือ เดือนมีนาคมถึงตุลาคม โดยมีจำนวนชั่วโมงที่ผลิตไฟฟ้าขายให้การไฟฟ้ารวมทั้งปี ไม่น้อยกว่า 7,008 ชั่วโมง กรณีผู้ผลิตรายเล็กที่มีลักษณะกระบวนการผลิตไฟฟ้า โดยใช้กากหรือเศษวัสดุเหลือใช้ในการเกษตร หรือกากจากการผลิตผลิตภัณฑ์เป็นเชื้อเพลิง จะต้องมีการผลิตและจำหน่ายไฟฟ้าให้แก่การไฟฟ้า รวมทั้งปี ไม่น้อยกว่า 4,672 ชั่วโมง ทั้งนี้ จะต้องผลิตและจำหน่ายไฟฟ้า ให้แก่การไฟฟ้าในเดือนเมษายน พฤษภาคม และมิถุนายน
- จะต้องสามารถผลิตและจ่ายพลังไฟฟ้าเพิ่ม ให้การไฟฟ้าตามปริมาณและระยะเวลาที่การไฟฟ้าสั่งการ
- จะต้องผลิตไฟฟ้าให้มีคุณภาพ ตามระเบียบว่าด้วยการเดินเครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนานกับระบบไฟฟ้าของการไฟฟ้า

- จะต้องสามารถลดการจ่ายพลังไฟฟ้าลง ในช่วงที่ระบบไฟฟ้าของการไฟฟ้า มีความต้องการพลังไฟฟ้าต่ำ (Off Peak) คือ เวลา 21.30-08.00 น. ให้เหลือไม่ต่ำกว่าร้อยละหกสิบห้า (65%) ของพลังไฟฟ้าตามสัญญา

สำหรับผู้ผลิตรายเล็กที่ตั้งอยู่ในจังหวัดฉะเชิงเทรา ปราจีนบุรี ชลบุรี ระยอง จันทบุรี และตราด จะต้องสามารถลดการจ่ายพลังไฟฟ้าในช่วงที่การไฟฟ้า มีความต้องการพลังไฟฟ้าต่ำ ลงเหลือไม่ต่ำกว่าร้อยละสี่สิบ (40%) ของพลังไฟฟ้าตามสัญญา ในช่วงระยะเวลาก่อนที่การก่อสร้างสายส่งไฟฟ้าระบบ 500 KV จะเสร็จเรียบร้อยประมาณปี 2544

6. การรับประกันการรับซื้อพลังงานไฟฟ้าขั้นต่ำ

กฟผ. จะรับซื้อพลังงานไฟฟ้าจากผู้ผลิตรายเล็ก ในปริมาณไม่ต่ำกว่าร้อยละแปดสิบ (80%) ของความพร้อมของผู้ผลิตรายเล็กในรอบหนึ่งปี หากรับซื้อไม่ครบในปีใด กฟผ. จะรับซื้อให้ครบในปีถัดไป ในกรณีที่ไม่สามารถรับซื้อได้ครบตามปริมาณที่กำหนด เป็นปีที่สอง กฟผ. จะชำระค่าพลังงานไฟฟ้าส่วนที่ขาด ตามอัตราค่าพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยในรอบปีที่สอง โดยผู้ผลิตรายเล็กจะต้องจ่ายคืนพลังงานไฟฟ้าดังกล่าว แก่การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทยในปีถัดๆ ไป

SPP มีประโยชน์ต่อประเทศโดยส่วนรวม พอสรุปได้ดังนี้

1. ทำให้ประเทศไทยมีไฟฟ้าใช้อย่างเพียงพอ
2. เป็นการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของประเทศ เพราะระบบ Cogeneration คือ ระบบการผลิตไฟฟ้าและไอน้ำร่วมกันซึ่งเป็นระบบที่มีประสิทธิภาพสูงมาก อีกทั้งยังตอบสนองความต้องการของโรงงานอุตสาหกรรมหลายประเภทที่ต้องการใช้ ทั้งไฟฟ้าและไอน้ำในระบบการผลิตของโรงงาน
3. ทำให้ผู้ใช้ไฟฟ้าในเขตนิคมอุตสาหกรรมที่ซื้อไฟฟ้าโดยตรงจาก SPP สามารถซื้อไฟฟ้าได้ในราคาต่ำกว่าราคาที่ซื้อจากการไฟฟ้า
4. ทำให้ผู้ใช้ไฟฟ้าในเขตนิคมอุตสาหกรรมได้รับไฟฟ้าที่มีคุณภาพดี และมีความมั่นคงกว่าการรับซื้อจากระบบของการไฟฟ้า อันเป็นการลดผลกระทบจากปัญหาไฟดับไฟตกได้อย่างมาก
5. ช่วยลดต้นทุนแก่โรงงานอุตสาหกรรมที่ซื้อไฟฟ้าและไอน้ำจาก SPP โดยโรงงานเหล่านี้ จะสามารถลดเงินลงทุน และการบำรุงรักษาเกี่ยวกับการผลิตไอน้ำได้ทั้งหมด
6. เป็นการแบ่งเบาภาระการลงทุนของรัฐ โดยคาดว่า SPP จะช่วยลดการลงทุนในการก่อสร้างโรงไฟฟ้า โดย กฟผ. ได้กว่า 100,000 ล้านบาท
7. เพิ่มการแข่งขันในการผลิตไฟฟ้า ซึ่งเป็นขั้นตอนแรกที่จะนำไปสู่การแข่งขันในทุกขั้นตอนของ

ระบบไฟฟ้าของประเทศ ซึ่งต่อไปจะเปิดให้ผู้ผลิตไฟฟ้า ขายไฟฟ้าได้โดยตรงแก่ผู้ใช้ไฟฟ้า โดยใช้ บริการสายส่งและสายจำหน่ายของการไฟฟ้า

ตามระเบียบการรับซื้อไฟฟ้าจากผู้ผลิตรายเล็ก ได้กำหนดให้ผู้ผลิตรายเล็ก จะต้องได้รับอนุญาต หรือมีหนังสือรับรองการอนุญาตให้ก่อสร้างโรงงาน ติดตั้งเครื่องกำเนิดไฟฟ้า หรือผลิตและ จำหน่ายไฟฟ้าจากหน่วยงานที่เกี่ยวข้อง โดยจะต้องนำมาแสดงกับการไฟฟ้าภายใน 18 เดือน หลัง ทำสัญญาซื้อ-ขายไฟฟ้ากับการไฟฟ้า และก่อนการเริ่มจำหน่ายไฟฟ้า นอกจากนี้ผู้ผลิตรายเล็ก จะต้องปฏิบัติตามกฎหมายสิ่งแวดล้อมที่เกี่ยวข้อง เช่น หากผู้ผลิตรายเล็กมีขนาดกำลังการผลิต ตั้งแต่ 20 เมกะวัตต์ขึ้นไป จะต้องทำรายงานการศึกษาวิเคราะห์ผลกระทบสิ่งแวดล้อม (Environmental Impact Assessment : EIA) ตามพระราชบัญญัติส่งเสริมและรักษาคุณภาพ สิ่งแวดล้อมแห่งชาติ มีการกำหนดมลพิษที่ปล่อยออกจากโรงไฟฟ้า ได้แก่ อากาศ น้ำ และของเสีย จะต้องเป็นไปตามมาตรฐาน ที่กำหนดโดยกระทรวงที่เกี่ยวข้อง คือ กระทรวงวิทยาศาสตร์ เทคโนโลยีและสิ่งแวดล้อม กระทรวงมหาดไทย และกระทรวงอุตสาหกรรม

3. ผู้ผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กมาก (Very Small Power Producer : VSPP) หมายถึง ผู้ผลิตไฟฟ้าซึ่ง ผลิตไฟฟ้าขายให้การไฟฟ้านครหลวง (กฟน.) และการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค (กฟภ.) โดยมีกำลังผลิต ไฟฟ้าต่ำกว่า 10 เมกะวัตต์ โดยใช้ระบบการผลิตพลังงานความร้อนและไฟฟ้าร่วมกัน (Cogeneration) และพลังงานหมุนเวียน (Renewable Energy) เช่น คีอ เช่น ก๊าซชีวภาพ ชยะ ชีวมวล พลังงานลม พลังงานแสงอาทิตย์ เป็นเชื้อเพลิง

เพื่อเป็นการส่งเสริมการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานหมุนเวียนคณะรัฐมนตรีจึงมีมติ เมื่อวันที่ 3 ตุลาคม 2543 เห็นควรให้มีการออกระเบียบเพิ่มเติมเป็นกรณีพิเศษสำหรับการรับซื้อไฟฟ้าจาก โครงการ SPP ขนาดเล็ก เพื่อส่งเสริมให้มีการผลิตไฟฟ้า โดยใช้พลังงานนอกแบบกากหรือเศษ วัสดุเหลือใช้ทางการเกษตร ก๊าซชีวภาพจากฟาร์มเลี้ยงสัตว์เป็นเชื้อเพลิง โดยมอบหมายให้ สฟช. และการไฟฟ้าทั้ง 3 แห่ง ร่วมกันดำเนินการต่อไปต่อมา คณะรัฐมนตรี ได้มีมติเมื่อวันที่ 14 พฤษภาคม 2545 เห็นชอบร่างระเบียบการรับซื้อไฟฟ้าจากผู้ผลิตไฟฟ้าพลังงานหมุนเวียนขนาดเล็ก มาก ร่างระเบียบว่าด้วยการเดินเครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนานกับระบบของการไฟฟ้าฝ่ายจำหน่าย สำหรับปริมาณพลังไฟฟ้าไม่เกิน 1 เมกะวัตต์ และแบบค่าขอจำหน่ายไฟฟ้า และการเชื่อมโยง ระบบไฟฟ้า โดยผู้ผลิตไฟฟ้าที่มีความสนใจจะผลิต และจำหน่ายไฟฟ้าตามนโยบาย ดังกล่าว จะต้องปฏิบัติตามระเบียบฯ ต่างๆ ที่เกี่ยวข้อง โดยสามารถสรุปสาระสำคัญ ได้ดังนี้

1. ผู้ผลิตไฟฟ้าพลังงานหมุนเวียนขนาดเล็กมาก หมายถึง ผู้ผลิตไฟฟ้าทั้งภาคเอกชน รัฐบาล รัฐวิสาหกิจ และประชาชนทั่วไปที่มีเครื่องกำเนิดไฟฟ้าของตนเองที่จำหน่ายไฟฟ้าให้การไฟฟ้าฝ่าย

จำหน่าย โดยมีปริมาณพลังไฟฟ้าขายเข้าระบบไม่เกิน 1 เมกะวัตต์ และมีลักษณะกระบวนการผลิตไฟฟ้า ดังนี้

1) ผลิตไฟฟ้าจากพลังงานหมุนเวียน เช่น พลังลม พลังแสงอาทิตย์ พลังน้ำขนาดเล็ก พลังน้ำขนาดเล็กมาก และก๊าซชีวภาพ เป็นต้น

2) ผลิตไฟฟ้าจากกากหรือเศษวัสดุเหลือใช้ในการเกษตร หรือกากจากการผลิตผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมหรือการเกษตร ผลิตภัณฑ์ที่แปรรูปมาจากกากหรือเศษวัสดุเหลือใช้จากการเกษตร หรือจากการผลิตผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม หรือการเกษตร ขยะมูลฝอย ไม่จากการปลูกป่าเป็นเชื้อเพลิง เป็นต้น

3) การผลิตไฟฟ้าจากไอน้ำที่เหลือจากกระบวนการผลิตผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมหรือการเกษตรที่ใช้เชื้อเพลิงในข้อ (1) หรือ (2)

2. ผู้ผลิตไฟฟ้าที่มีคุณสมบัติดังกล่าวข้างต้น สามารถกรอกแบบคำขอจำหน่ายไฟฟ้า และการเชื่อมโยงระบบไฟฟ้า และยื่นต่อการไฟฟ้าฝ่ายจำหน่ายซึ่งจะเป็นผู้รับซื้อไฟฟ้าจาก SPP ขนาดเล็กมาก โดยการไฟฟ้าฝ่ายจำหน่ายจะพิจารณาการรับซื้อไฟฟ้าตามรายละเอียดที่ SPP ขนาดเล็กมากกรอกในใบคำขอดังกล่าว

3. ในการซื้อขายไฟฟ้า กำหนดราคาซื้อขายไฟฟ้าโดยใช้วิธีการหักลบหน่วย (Net Metering) การคิดค่าไฟฟ้า ในแต่ละเดือนเป็นดังนี้

- ในเดือนที่ SPP ขนาดเล็กมาก มีการใช้ไฟฟ้า มากกว่าปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ (Net Energy Consumption) การไฟฟ้า ฝ่ายจำหน่ายจะคิดค่าไฟฟ้าเฉพาะ ปริมาณพลังงานไฟฟ้าส่วนต่างใน อัตราค่าไฟฟ้าขายปลีกตามประเภท การใช้ไฟฟ้าของผู้ผลิตไฟฟ้านั้นๆ รวมกับค่า Ft ขายปลีกในเดือนนั้นๆ

- ในเดือนที่ SPP ขนาดเล็กมาก มีการใช้ไฟฟ้าน้อยกว่าปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ (Net Energy Generation) การไฟฟ้าฝ่ายจำหน่ายจะรับซื้อไฟฟ้าเฉพาะปริมาณพลังงานไฟฟ้าส่วนต่างในอัตราค่าไฟฟ้า ขายส่งเฉลี่ยที่ กฟผ. ขายให้การไฟฟ้าฝ่ายจำหน่ายรวมกับค่า Ft ขายส่งเฉลี่ย ณ เดือนนั้นๆ

2.3 ประเภทของโรงไฟฟ้า

การผลิตไฟฟ้าของประเทศไทยที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน สามารถแบ่งออกเป็น 2 ประเภทคือ

1. ประเภทไม่ใช้เชื้อเพลิง

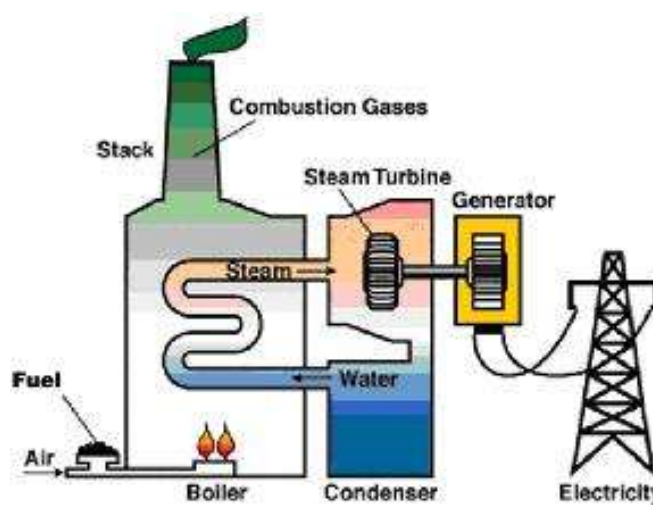
- โรงไฟฟ้าพลังน้ำจากน้ำในอ่างเก็บน้ำ หรือจากลำห้วยที่อยู่ในระดับสูงๆ

- โรงไฟฟ้าพลังงานธรรมชาติจากต้นพลังงานที่ไม่หมดสิ้น เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ ลม ความร้อนใต้พิภพ
- 2. ประเภทใช้เชื้อเพลิง
 - โรงไฟฟ้าพลังไอน้ำ ใช้ก๊าซธรรมชาติ ถ่านลิกไนต์ หรือน้ำมันเตา เป็นเชื้อเพลิงให้ความร้อนแก่น้ำจนเดือดเป็นไอน้ำ นำแรงดันจากไอน้ำมาใช้ในการผลิตไฟฟ้า
 - โรงไฟฟ้าพลังความร้อน ใช้ก๊าซธรรมชาติหรือน้ำมันดีเซลมาสันดาป ทำให้เกิดพลังงานกลต่อไป โรงไฟฟ้าประเภทนี้ได้แก่
 - โรงไฟฟ้ากังหันก๊าซ ใช้ก๊าซธรรมชาติหรือน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง
 - โรงไฟฟ้าพลังความร้อนร่วม ใช้ก๊าซธรรมชาติหรือน้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงและนำไอน้ำที่ได้จากการสันดาปมาผลิตไอน้ำเพื่อใช้กับเครื่องกังหันไอน้ำ
 - โรงไฟฟ้าดีเซล ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง

ทั้งนี้สามารถจำแนกเทคโนโลยีของอุปกรณ์ต้นกำลังที่ใช้ในการแปลงพลังงานจากเชื้อเพลิงให้เป็นพลังงานกลและพลังงานไฟฟ้า ได้ดังนี้

2.3.1 โรงไฟฟ้าพลังความร้อน (Thermal Power Plant)

โรงไฟฟ้าพลังความร้อน หรือการผลิตไฟฟ้าด้วยวัฏจักร Rankine (Rankine Cycle) จะประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก ได้แก่ หม้อไอน้ำ (Boiler) และกังหันไอน้ำ-เครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Steam Turbine-Generator) โดยเชื้อเพลิงซึ่งเป็นแหล่งพลังงานในการผลิตไฟฟ้า จะถูกเผาไหม้โดยตรงภายในเตาเผาหม้อไอน้ำ เพื่อนำพลังงานความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ไปใช้ผลิตไอน้ำที่มีอุณหภูมิและความดันสูง ไอน้ำที่ผลิตได้นี้จะถูกนำไปใช้ขับกังหันไอน้ำ (Steam Turbine) ซึ่งต่อกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) เพื่อผลิตไฟฟ้า ไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำจะมีความดันลดลง และจะถูกนำไปใช้งานในลักษณะ Process Steam ในกระบวนการผลิตต่างๆ ในรูปแบบของระบบผลิตไฟฟ้าพลังความร้อนร่วม (Cogeneration) ไอน้ำส่วนที่เหลือจะไหลเข้าสู่เครื่องควบแน่น (Condenser) เพื่อทำให้เย็นลงจนกลั่นตัวกลายเป็นน้ำ จากนั้นน้ำกลั่นตัวที่เหลืออยู่ทั้งหมดจะถูกส่งกลับไปยังเครื่องสูบน้ำแรงดันสูง (Boiler Feed Pump) เพื่อป้อนน้ำแรงดันสูงเข้าหม้อไอน้ำเพื่อผลิตไอน้ำใช้ในกระบวนการผลิตไฟฟ้าต่อไป ระบบผลิตไฟฟ้างกล่าวสามารถใช้ได้กับเชื้อเพลิงแข็ง เช่น ถ่านหิน ชีวมวล หรือเชื้อเพลิงเหลว เช่น น้ำมัน หรือเชื้อเพลิงก๊าซ เช่น ก๊าซธรรมชาติ หรือก๊าซชีวภาพ เป็นต้น



รูปที่ 2.2 ระบบการผลิตไฟฟ้าของโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อน

2.3.2 ระบบผลิตไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วมด้วยเครื่องยนต์สันดาปภายใน (Internal Combustion Engine Cogeneration Plant)

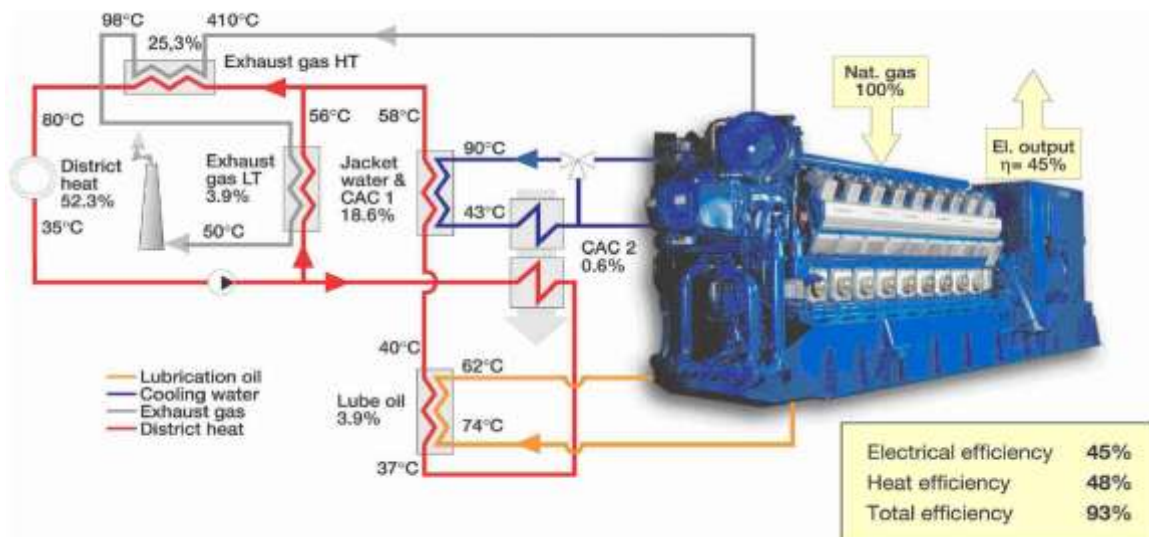
โดยทั่วไปองค์ประกอบหลักของระบบผลิตไฟฟ้าความร้อนร่วมจากเครื่องยนต์ จะประกอบด้วย

- เครื่องยนต์ชนิดสันดาปภายใน (Internal Combustion Engine) ซึ่งสามารถใช้เชื้อเพลิงที่เป็นเชื้อเพลิงเหลว เช่น น้ำมันเตา น้ำมันดีเซล หรือเชื้อเพลิงก๊าซ เช่น ก๊าซธรรมชาติ ก๊าซชีวภาพ เป็นแหล่งพลังงาน โดยเครื่องยนต์ดังกล่าวจะมีเพลลาของเครื่องยนต์เชื่อมต่อกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเพื่อใช้ในการแปลงพลังงานกลจากเครื่องยนต์เป็นพลังงานไฟฟ้า
- ระบบผลิตไอน้ำโดยใช้แหล่งพลังงานจากความร้อนสูญเสียของเครื่องยนต์ ได้แก่ ความร้อนจากไอเสียเครื่องยนต์ (Exhaust) ความร้อนที่ระบายออกจากระบบน้ำหล่อเย็นเครื่องยนต์ และระบบน้ำมันหล่อลื่น

ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยเครื่องยนต์สันดาปภายในดังกล่าว เป็นระบบผลิตไฟฟ้าที่เหมาะสมกับขนาดกำลังการผลิตขนาดเล็กถึงปานกลาง (ไม่เกิน 20-30 MW) เนื่องจากสามารถให้ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าที่ค่อนข้างสูงเมื่อเทียบกับเทคโนโลยีในการผลิตไฟฟ้าแบบอื่นที่ขนาดกำลังการผลิตเท่ากัน โดยทั่วไปเครื่องยนต์จะมีประสิทธิภาพในการเปลี่ยนพลังงานความร้อนจากเชื้อเพลิงไปเป็นพลังงานไฟฟ้าประมาณ 35-45% และพลังงานความร้อนส่วนที่เหลือจะถ่ายเทไปกับระบบหล่อเย็นไอเสียเครื่องยนต์ และการถ่ายเทความร้อนสู่บรรยากาศภายนอก

ในกรณีผลิตไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วม จะนำความร้อนที่สูญเสียจากการระบายความร้อนของน้ำหล่อเย็นภายใน เครื่องยนต์ (Engine's Jacket Cooling Water) ระบบน้ำมันหล่อลื่น (Lubricating Oil

Systems) และความร้อนในก๊าซไอเสียของเครื่องยนต์ (Exhaust) มาใช้ประโยชน์ในรูปของการผลิตไอน้ำความดันต่ำป้อนกระบวนการผลิตต่างๆ ซึ่งโดยทั่วไปจะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานจากเชื้อเพลิงได้ถึงประมาณ 80-90%



รูปที่ 2.3 ระบบผลิตไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วมด้วยเครื่องยนต์สันดาปภายใน (Internal Combustion Engine Cogeneration Plant)

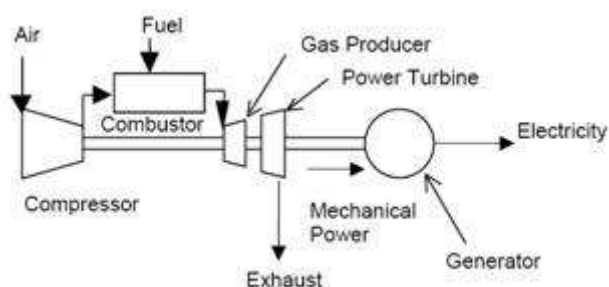
2.3.4 ระบบผลิตไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วมด้วยกังหันก๊าซ (Gas Turbine Cogeneration Plant)

องค์ประกอบหลักของระบบผลิตไฟฟ้าความร้อนร่วมจากกังหันก๊าซ ประกอบด้วย

- กังหันก๊าซ (Gas Turbine) ซึ่งเป็นเครื่องจักรในวัฏจักรเบรย์ตัน (Brayton Cycle) ที่ใช้ก๊าซร้อนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซ (ก๊าซธรรมชาติ) ที่ความดันสูง เป็นสารทำงานในการหมุนขับเคลื่อนกังหัน โดยแกนของกังหันก๊าซจะเชื่อมต่อกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ซึ่งจะแปลงพลังงานกลที่ได้ไปเป็นพลังงานไฟฟ้า
- ระบบผลิตไอน้ำโดยใช้แหล่งพลังงานความร้อนของก๊าซร้อนส่วนที่เหลือจากการหมุนขับเคลื่อนกังหันก๊าซ

โดยทั่วไปกังหันก๊าซมี ส่วนประกอบหลัก 3 ส่วน ได้แก่ เครื่องอัดอากาศ (Air Compressor) ห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber) และกังหัน (Turbine) หลักการทำงานของกังหันก๊าซเริ่มจากการอัดอากาศเผาไหม้ด้วยเครื่องอัดอากาศ โดยมีอัตราส่วนการอัดอากาศตั้งแต่ประมาณ 8 เท่า ถึงสูงสุดมากกว่า 25 เท่า จากนั้นอากาศอัดความดันสูงจะถูกส่งต่อเข้าไปยังห้องเผาไหม้ ซึ่งภายในห้องเผาไหม้จะมีหัวฉีดเชื้อเพลิงและเกิดการเผาไหม้ทำให้ได้ก๊าซร้อนซึ่งมีความดันและอุณหภูมิสูง

ซึ่งจะไปขยายตัวในส่วนที่เป็นกังหันและขับเพลลาของกังหันเพื่อหมุนเครื่องกำเนิดไฟฟ้า



รูปที่ 2.4 แผนภาพระบบผลิตไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วมด้วยกังหันก๊าซ (Gas Turbine Cogeneration Plant Diagram)

ระบบผลิตไฟฟ้าความร้อนร่วมโดยใช้กังหันก๊าซ สามารถผลิตไฟฟ้าได้ตั้งแต่ขนาดกำลังการผลิตขนาดเล็ก จนถึงขนาดกำลังการผลิตไฟฟ้าขนาดใหญ่ ตั้งแต่ 0.5 – 280 MW และมีประสิทธิภาพในการผลิตไฟฟ้าตั้งแต่ 20-45% โดยกังหันก๊าซขนาดใหญ่จะมีประสิทธิภาพ ในการผลิตไฟฟ้าสูงขึ้น ประสิทธิภาพในการผลิตไฟฟ้าของกังหันก๊าซจะขึ้นกับอัตราส่วนการอัดอากาศ (Compressor Ratio) และอุณหภูมิการเผาไหม้สูงสุดที่วัสดุผลิตกังหันก๊าซสามารถรองรับได้



รูปที่ 2.5 ระบบผลิตไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วมด้วยกังหันก๊าซ (Gas Turbine Cogeneration Plant)

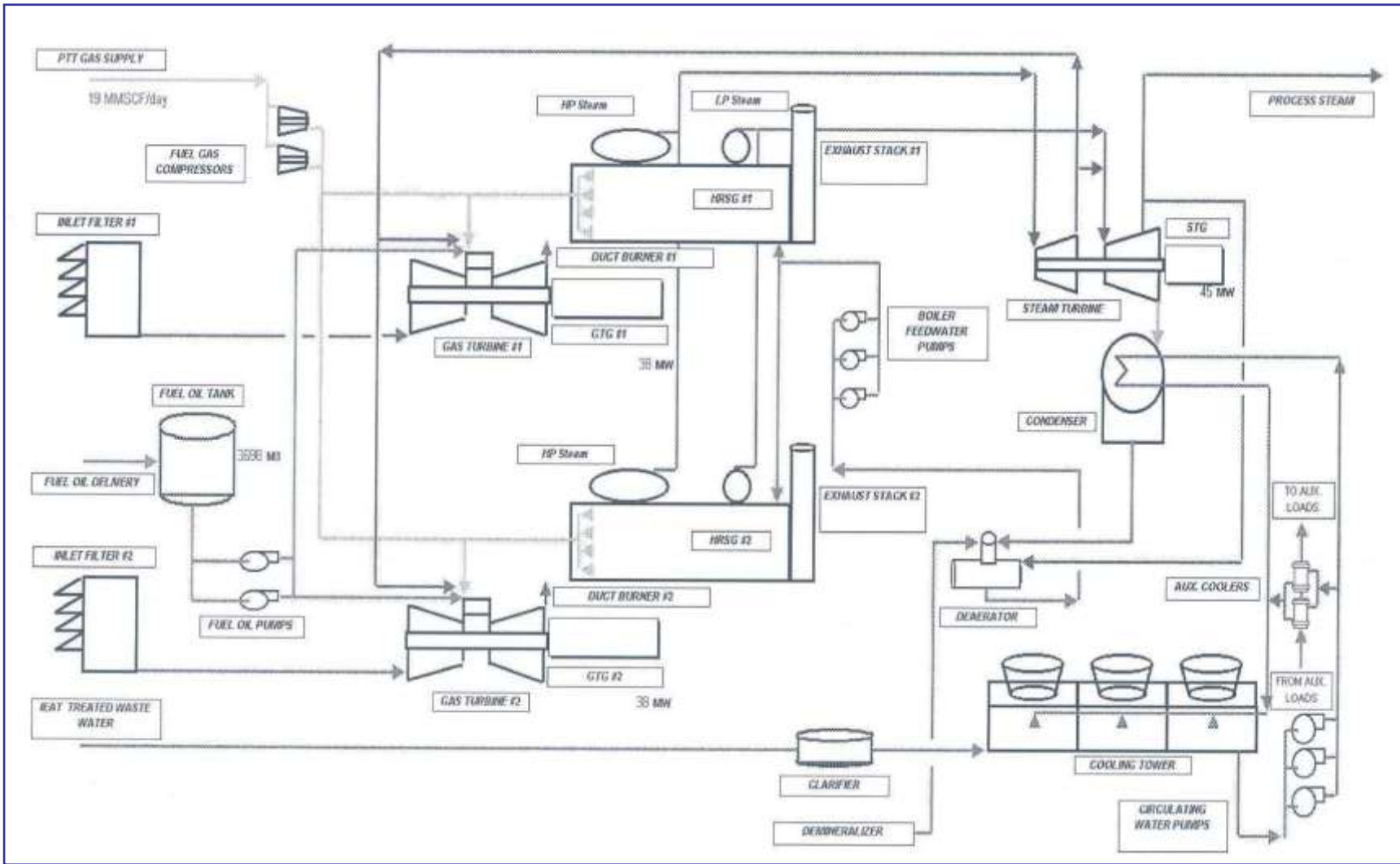
2.4 กระบวนการผลิตของโรงไฟฟ้าพลังประเภทโคเจนเนอเรชั่น

จากรูปที่ 2.6

- Line Gas: รับ Natural gas จาก ปตท. ผ่าน Gas Compressor เพื่อเพิ่มความดันส่งไปยัง Combustion Chamber ของ Gas Turbine และที่ Duct Burner ของ Boiler
- Line น้ำมัน: กรณีที่ไม่มี Gas หรือระบบ Natural Gas มีปัญหา ก็จะใช้ น้ำมันดีเซลจาก ถังเก็บ โดยให้ Fuel Oil Pump เป็นตัวจ่ายน้ำมันเข้า Combustion Chamber
- Line อากาศ: โดยอากาศจะถูกดูดผ่าน Air Inlet Filter ผ่านเข้าไปใน Compressor เพื่ออัดอากาศให้ได้ความดันตามต้องการหลังจากนั้นก็ทำการจุดระเบิดกับเชื้อเพลิง (ก๊าซหรือน้ำมัน) ใน Combustion Chamber โดยเอาก๊าซที่ขยายตัวไปขับ Turbine เพื่อขับ Generator ต่อไป
- Exhaust Gas ที่เหลือก่อนที่จะปล่อยออกปล่อย ก็นำมาต้มน้ำเพื่อเอาไอน้ำมาขับ Steam Turbine โดยอุณหภูมิที่ Exhaust ประมาณ 540 องศาเซลเซียส
- ไอน้ำที่ออกจาก HRSG จะเป็น Super heat steam โดยออกมาเป็น HP และ LP มีอุณหภูมิและความดันที่ประมาณ 550 องศาเซลเซียส/ 61 bar และ 254 องศาเซลเซียส/ 17 bar ตามลำดับ โดย HP Steam จะมาเข้าที่ High Pressure Stage และ LP Steam จะมาเข้าที่ Low Pressure Stage ของ Steam Turbine
- ถ้าต้องการให้ Steam Turbine Generator สามารถผลิตกำลังไฟฟ้าได้สูงขึ้น ในช่วงที่ต้องการใช้โหลดเยอะๆ ก็สามารถเพิ่ม โดยการจุด Duct Burner เพื่อเพิ่มอุณหภูมิและแรงดันให้กับ Steam เพื่อให้เกิด Torque ในการขับ Turbine ได้มากขึ้น
- Steam ที่ออกจาก Stage ที่ 9 ของ HP Turbine มี Pressure ประมาณ 30 Bar อุณหภูมิ 150 องศาเซลเซียส ก็นำกลับเข้ามาที่ Combustion Chamber เพื่อช่วยลด Nitrogen Oxide ที่เกิดจากการเผาไหม้ที่อุณหภูมิสูงๆ ซึ่งประโยชน์อีกทางหนึ่งคือช่วยเพิ่ม Mass Flow ของอากาศให้มากขึ้น
- LP Steam เมื่อเข้ามาหมุน Turbine Blade แล้วที่ Turbine Stage ที่ 10 ก็จะถูก Bleed ออกเพื่อขายให้กับลูกค้า และอีกส่วนหนึ่งไปเข้าที่ Deaerator มีอุณหภูมิและแรงดันเท่ากับ 180 องศาเซลเซียสและ 25 Bar
- ที่ Stage สุดท้ายของ Turbine ไอน้ำที่ออกมาจะมีสถานะเป็นไอน้ำอิ่มตัว พร้อมทั้งจะกลายเป็นหยดน้ำ แต่เนื่องจากมีปริมาณมาก ถ้าต้องการให้ควบแน่นเองตามธรรมชาติก็จะใช้เวลานาน เราจึงผ่าน Condenser ซึ่งมีสถานะเป็นสุญญากาศ ทำให้การควบแน่นเร็วขึ้นพร้อมกับมีน้ำเย็นจาก Cooling Tower เป็นตัวช่วยถ่ายเทความร้อนอีกทางหนึ่ง โดยน้ำเมื่อมาแลกเปลี่ยนความร้อนที่ Condenser แล้วก็กลับเข้าไปใน Cooling Tower อีกครั้งหนึ่ง เป็นอย่างนี้เรื่อยๆ

- ส่วนน้ำที่มาจาก Condenser เราต้องการที่จะนำกลับไปใช้ในการต้มน้ำอีกใน Boiler แต่ทั้งนี้เพื่อเป็นการแยก ออกซิเจนออกจากน้ำ เพื่อป้องกันการเกิด Oxide ในท่อเราจึงเอามาผ่านกระบวนการ Deaerator ก่อน
- ที่ Deaerator จะมีหลักการดังนี้คือ เอน้ำมาสเปรย์ให้เป็นฝอย พร้อมกับการปล่อย Steam สอนขึ้นไป ทำให้ออกซิเจนแตกตัวออกจากน้ำ แล้วโดนไอน้ำพาออกไป ส่วนหยดน้ำที่เหลือก็จะตกลงในถังพร้อมที่จะ Feed กลับเข้าใน Boiler โดยผ่าน Boiler feed water pump ที่เป็น Pump 2 stages สามารถป้อนเข้าทั้ง HP และ LP Drum โดยผ่าน Section ต่างๆ คือ LP Economizer, LP Evaporator , ส่งแยกไอน้ำและน้ำออกจากกันที่ LP Drum ส่วนไอน้ำก็จะเข้า LP Super Heater ต่อไป ส่วนกระบวนการของ HP ก็เหมือนกันแต่จะมี Economizer 2 stage
- แต่เนื่องจากน้ำที่มาจาก Condenser อุณหภูมิต่ำเกินไป ก่อนที่จะเข้า Deaerator จึงมาเข้าที่ Pre-heater ก่อนเพื่ออุ่นน้ำ และน้ำที่มากอยเติมให้กับ Deaerator อีกทางหนึ่ง คือน้ำจาก Demineral Plant โดยจะป้อนเข้าไปที่ Condenser เลย
- ส่วนน้ำที่เข้า Cooling tower เป็นน้ำเสียจากการนิคมที่ผ่านการบำบัดแล้ว

รูปที่ 2-6 แผนผังแสดงกระบวนการผลิตของโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่น



2.5 ข้อดีและข้อเสียของโรงไฟฟ้าประเภทโคเจนเนอเรชั่น

ข้อดี

- ประหยัดพลังงาน สามารถลดการใช้เชื้อเพลิงลง โดยการผลิตพลังงานด้วยระบบ cogeneration มีประสิทธิภาพประมาณ 35-50% สามารถประหยัดเชื้อเพลิงลงได้ 10-30% ซึ่งเมื่อเทียบกับระบบแยกผลิตในการผลิตความร้อนโดยทั่วไป จะมีประสิทธิภาพประมาณ 75% และถ้าเป็นระบบที่ผลิตไฟฟ้าอย่างเดียว จะมีประสิทธิภาพเพียง 35%
- เงินลงทุนเริ่มแรกของระบบ cogeneration ต่ำกว่าเงินลงทุนในการสร้างโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่
- ระบบ cogeneration รับภาระในช่วง peak load ของการไฟฟ้า ทำให้ช่วยลดภาระของการไฟฟ้าในการก่อสร้างโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่

ข้อเสีย

- ระบบ cogeneration เป็นระบบที่ยุ่งยากซับซ้อนต่อการออกแบบติดตั้งและควบคุม จำเป็นต้องใช้ผู้ที่มีความรู้และประสบการณ์มาดำเนินงาน
- ต้นทุน ค่าติดตั้งและค่าบำรุงรักษาค่อนข้างสูง
- ถ้าติดตั้งระบบ cogeneration ที่มีกำลังการผลิตไฟฟ้าหรือความร้อนเกินความต้องการใช้ อาจมีไอน้ำหรือไฟฟ้าเหลือ อาจเกิดความยุ่งยากในการจัดการกับพลังงานส่วนเกินนี้

2.6 ความรู้เบื้องต้นของการทำ Benchmarking

Benchmarking เป็นกระบวนการวัดและเปรียบเทียบผลิตภัณฑ์ บริการ และวิธีปฏิบัติ กับองค์กรที่สามารถทำได้ดีกว่า เพื่อนำผลของการเปรียบเทียบมาใช้ในการปรับปรุงองค์กรของตนเอง เพื่อมุ่งสู่ความเป็นเลิศ ซึ่งจากความหมายนี้ สรุปได้ว่าการทำ Benchmarking ประกอบด้วย 2 ส่วนหลักๆ ได้แก่

1. การเปรียบเทียบวัด (Benchmark) ซึ่งในส่วนนี้ต้องมีการกำหนดตัววัด หรือที่เรียกว่า Key Performance Indicator (KPIs) ว่าจะเปรียบเทียบกับใคร ในเรื่องใด

2. การแลกเปลี่ยนเรียนรู้วิธีการปฏิบัติที่ดี/เป็นเลิศ (Best Practices) จากผู้ที่ได้ดีกว่า โดยเป็นกระบวนการที่เกิดขึ้นหลังจากการเปรียบเทียบวัดให้รู้ถึงผู้ที่ได้ดีกว่า และเข้าไปเรียนรู้วิธีการปฏิบัติซึ่งทำให้ประสบความสำเร็จหรือมีค่า Benchmark สูง เพื่อนำมาใช้ปรับปรุงองค์กร

ของตนเอง ตัววัดเป็นข้อมูลที่เราเรียกว่า “Benchmark” และค่าของตัววัดนั้น ๆ เรียกว่า Benchmark เช่น บริษัท ก. ต้องการปรับปรุงเวลาที่ใช้ในการส่งมอบผลิตภัณฑ์ให้แก่ลูกค้า ซึ่งสมมติว่าปัจจุบันใช้เวลา 1 วัน และทราบข้อมูลว่าภายใต้เงื่อนไขและกระบวนการเดียวกัน มีบริษัท ข. ซึ่งใช้เวลาส่งมอบผลิตภัณฑ์เพียง 1 ชั่วโมง ในกรณีนี้กล่าวได้ว่าระยะเวลาที่ใช้ในการส่งมอบผลิตภัณฑ์ให้แก่ลูกค้า คือ Benchmark เพื่อใช้ในการเปรียบเทียบ และค่าของระยะเวลาที่ใช้เปรียบเทียบ เป็นค่า Benchmark ในการกำหนดว่าองค์กรควรเปรียบเทียบกับผู้ที่มีผลการปฏิบัติที่ดีกว่าในระดับใดนั้น ขึ้นอยู่กับความต้องการขององค์กรว่าต้องการปรับปรุงไปสู่ระดับใด หรือต้องการแข่งขันกับคู่แข่งในระดับใด เช่น ระดับอุตสาหกรรม ระดับภูมิภาค หรือระดับโลก อย่างไรก็ตาม ค่าของ Benchmark เป็นตัวเลขซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงได้ตลอดเวลา ดังนั้น การปรับปรุงองค์กรโดยการเปรียบเทียบวัดและเรียนรู้จากผู้ที่ทำได้ดีกว่าจึงต้องมีการทำอย่างต่อเนื่องตลอดเวลา เนื่องจากผู้ที่ทำได้ดีกว่าก็ย่อมมีการปรับปรุงตลอดเวลา วัฏปฏิบัติของผู้ที่ทำได้ดีกว่า/เป็นเลิศ (Best Practices) เป็นข้อมูลสำคัญที่นำไปสู่การปรับปรุงองค์กร ในการทำ Benchmarking ยังมีความสับสนกับคำว่า “Best” ของ Best Practices โดยคิดว่าเป็นการยากที่จะพูดว่าเป็นวัฏปฏิบัติ “ที่ดีที่สุด” ทำให้หลายองค์กรที่ทำ Benchmarking ใช้คำว่า Good Practices หรือ Better Practices แทน อย่างไรก็ตาม ในที่นี้ Best Practices หมายถึง วัฏปฏิบัติที่ทำให้องค์กรประสบความสำเร็จ หรือ วัฏปฏิบัติที่นำองค์กรไปสู่ความเป็นเลิศซึ่งเหมาะสมกับองค์กรนั้น ๆ โดยไม่จำเป็นต้องเป็นสิ่งที่สามารถทำได้ หรือเหมาะสมกับทุกองค์กร ก็จะทำให้สามารถใช้คำว่า Best Practices ได้ ดังนั้นในการเรียนรู้ Best Practices จากผู้ที่ทำได้ดีกว่า เพื่อนำมาใช้ในการปรับปรุงองค์กรของตนเอง ผู้ใช้ต้องนำมาประยุกต์ให้เหมาะกับองค์กรของตนเองด้วย

3. ประเด็นที่ต้องทำความเข้าใจให้ถูกต้อง ในการทำ Benchmarking คือ

1. การปรับปรุงตนเองด้วยการเรียนรู้จากผู้อื่นไม่ใช่การลอกเลียนแบบ เนื่องจากแต่ละองค์กรมีวัฒนธรรม วิสัยทัศน์ สภาพธุรกิจและปัจจัยภายในองค์กรที่แตกต่างกัน ดังนั้น Benchmarking จึงต้องเป็นการเรียนรู้เพื่อนำ Best Practices ที่ได้ไปประยุกต์ใช้ในองค์กร
2. การแลกเปลี่ยนข้อมูลในการทำ Benchmarking ต้องทำอย่างเป็นระบบ ได้รับการยอมรับและเต็มใจจากองค์กรต้นแบบไม่เปิดเผยข้อมูลหรือนำไปใช้ผิดวัตถุประสงค์ที่ตั้งไว้ใน การทำ ซึ่งในส่วนนี้จะมีจรรยาบรรณ (Code of Conduct) ควบคุม เพื่อให้การทำ Benchmarking ยั่งยืนและเกิดประโยชน์สูงสุด ดังนี้

- หลักการด้านกฎหมาย : หลีกเลี่ยงการทำความผิด หรือใช้วิธีการไม่เหมาะสมในการได้มาซึ่งความลับทางธุรกิจ
- หลักการด้านการแลกเปลี่ยนข้อมูล : เต็มใจในการแลกเปลี่ยน และให้ข้อมูลที่เป็นจริง
- หลักการด้านความลับ : รักษาข้อมูลที่ได้รับเป็นความลับ ไม่เปิดเผยชื่อและข้อมูลก่อนได้รับการยินยอมจากองค์กรที่ให้ข้อมูล
- หลักการด้านการใช้ข้อมูล : ใช้ข้อมูลตามวัตถุประสงค์ที่ตั้งไว้
- หลักการด้านการติดต่อ : ติดต่อผ่านช่องทาง/บุคคลที่กำหนด และไม่เปิดเผยชื่อบุคคลก่อนได้รับการยินยอม
- หลักการด้านการเตรียมตัว : เตรียมตัวให้พร้อมในการแลกเปลี่ยนข้อมูล
- หลักการด้านการทำให้สำเร็จ : ปฏิบัติตามข้อตกลงที่ทำไว้ให้ลุล่วงทันเวลา
- หลักการด้านความเข้าใจและการปฏิบัติ : ปฏิบัติต่อผู้ที่ทำ Benchmarking ตามที่เขาต้องการ

3. เป้าหมายที่แท้จริง (Ultimate Purpose) ของ Benchmarking คือการศึกษา Best Practices ปรับปรุงตนเอง มิใช่ การมุ่งเน้นเพียงการเปรียบเทียบวัดเท่านั้น ซึ่งเทียบเป็นสัดส่วนระหว่างตัววัดและ Best Practices เป็น 10% - 20% : 80% - 90%

ประโยชน์ของการทำ Benchmarking

Benchmarking เป็นเครื่องมือที่ใช้ในการปรับปรุงองค์กรที่ได้รับความนิยมเป็นอย่างมากในปัจจุบัน เนื่องจากทำให้มีการปรับปรุงองค์กรอย่างก้าวกระโดดจึงขยายผลอย่างต่อเนื่อง จนกระทั่งปัจจุบันมีการทำ Benchmarking ทั่วทั้งองค์กร ปัจจุบัน Benchmarking ได้รับการยอมรับและนำมาใช้มากขึ้น เนื่องจากเหตุผลดังนี้

- เพื่อความยั่งยืนขององค์กร : สภาพการแข่งขันที่รุนแรงขึ้น การที่องค์กรจะยั่งยืนจำเป็นต้องรักษาและยกระดับความสามารถของตนเองเพื่อให้แข่งขันได้ จึงต้องมีการเรียนรู้และปรับปรุงตนเองอย่างต่อเนื่องโดยเครื่องมือหนึ่งที่นิยมใช้คือ Benchmarking

- เพื่อการปรับปรุงอย่างก้าวกระโดด : ความเร็วในการปรับปรุงตนเองเป็นเงื่อนไขสำคัญขอความได้เปรียบในการแข่งขัน Benchmarking เป็นเครื่องมือที่ช่วยกระตุ้นนวัตกรรม (Innovation) ในองค์กร ซึ่งทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงในเชิงปรับปรุงในระยะเวลายันสั้นเนื่องจากเป็นการเรียนรู้ วิธีปฏิบัติที่ดีที่สุดจากภายนอกองค์กรทำให้สามารถ “เรียนลัด” เพื่อก้าวให้ทันองค์กรอื่น ๆ จึงเป็นการปรับปรุงแบบก้าวกระโดด

กระบวนการทำ Benchmarking

กระบวนการทำ Benchmarking มีการพัฒนาและนำไปใช้อย่างหลากหลาย ขึ้นอยู่กับว่าองค์กรต้นแบบที่นำไปใช้นั้นต้องการเน้นรายละเอียดในด้านใด อย่างไรก็ตาม ทุกกระบวนการ/รูปแบบที่ทำก็ยังคงอยู่บนพื้นฐานเดียวกัน ซึ่งรูปแบบที่ได้รับความนิยมของบริษัทชั้นนำในระดับโลก ซึ่งประกอบด้วย 4 ขั้นตอนหลัก และ 10 ขั้นตอนย่อยดังนี้

1. ขั้นตอนการวางแผน (Planning stage) ประกอบด้วย 3 ขั้นตอนย่อย ดังนี้

1.1 การกำหนดหัวข้อการทำ Benchmarking สามารถทำได้หลายวิธี แต่วิธีที่เหมาะสมที่สุด ควรเริ่มจากการวิเคราะห์กระบวนการตนเองก่อน ซึ่งมองได้ 2 ด้าน คือ มุมมองภายในที่เป็นเรื่องสำคัญที่ต้องการปรับปรุงในองค์กร และมุมมองภายนอกที่มาจากสิ่งที่ลูกค้าต้องการ ในปัจจุบันส่วนใหญ่เริ่มจากมุมมองลูกค้าก่อน (Standpoint of Customer) โดยวิเคราะห์ว่าลูกค้าคาดหวังในเรื่องใด เช่น คุณภาพราคา หรือบริการ จากนั้นจึงพิจารณาว่ากระบวนการทำงานใดที่มีผลกระทบต่อความคาดหวังของลูกค้า จัดลำดับหรือเกณฑ์ในการพิจารณาเพื่อคัดเลือกหัวข้อหรือกระบวนการนั้น ๆ เพื่อนำมาทำ Benchmarking

1.2 การกำหนดองค์กรเปรียบเทียบ การคัดเลือกผู้ที่องค์กรต้องการเทียบเคียงหรือคู่แข่ง Benchmarking Partner มีแนวทางปฏิบัติหลัก ๆ คือ การจัดทำรายชื่อองค์กรที่ต้องการเปรียบเทียบและคัดเลือกองค์กร ซึ่งต้องมีการกำหนดหลักเกณฑ์การคัดเลือกที่ชัดเจน เพื่อใช้ในการคัดเลือกองค์กรในการทำ Benchmarking ด้วย ทั้งนี้อาจพิจารณาจากขนาดโครงสร้างองค์กร ประเภทสินค้า / บริการประเภทอุตสาหกรรม ระดับเทคโนโลยี สถานที่ตั้ง และการได้รับการยอมรับ เป็นต้น เพื่อเลือกองค์กรที่เหมาะสมในการทำ Benchmarking

- 1.3 การกำหนดวิธีการเก็บและการเก็บข้อมูล การได้มาซึ่งข้อมูลเป็นอีกหนึ่งกิจกรรมที่มีความสำคัญ โดยทั่วไปองค์กรจะสามารถได้ข้อมูลทั้งข้อมูลปฐมภูมิและทุติยภูมิ แต่สิ่งที่สำคัญที่สุดในการกำหนดวิธีเก็บและการรวบรวมข้อมูล คือ องค์กรต้องศึกษากระบวนการของตนเองอย่างถ่องแท้ เพื่อพิจารณาว่าควรปรับปรุงในรายละเอียดเรื่องใด และนำสิ่งที่ต้องการปรับปรุงนั้น ๆ ไปสร้างเป็นแบบสอบถามหรือประเด็นคำถาม เพื่อใช้ในการรวบรวมข้อมูลที่ต้องการจาก Benchmarking Partner
2. ขั้นตอนการวิเคราะห์ข้อมูล (Analysis Stage) ประกอบด้วย 2 ขั้นตอนย่อย ดังนี้
- 2.1 การวิเคราะห์ช่วงห่างระหว่างเรากับ Benchmarking Partner เป็นการวิเคราะห์เพื่อให้ทราบถึงความแตกต่างของประสิทธิภาพหรือความสามารถขององค์กรเรา และ Benchmarking Partner ในปัจจุบันและคาดคะเนความแตกต่างในอนาคต นอกจากนั้นในการวิเคราะห์มุ่งเน้นค้นหาและตอบคำถามให้ได้ว่า Benchmarking Partner นั้น ๆ ทำอย่างไรจึงสามารถสร้าง Best practices ในองค์กรได้และมี Enabler ที่สนับสนุนอย่างไรบ้าง ผลจากการวิเคราะห์ช่วงห่าง (Gap Analysis) จะทำให้เราตอบคำถามได้ว่ามี Gap เท่าไร และ Practices ใดบ้างที่เราเรียนรู้และสามารถนำมาประยุกต์ใช้กับเราได้
- 2.2 การคาดคะเนช่วงห่างที่จะเกิดขึ้นในอนาคตเป็นการประมาณการ Gap ที่อาจจะเกิดขึ้นในอนาคต เพื่อประมาณได้ว่าเมื่อใดเราจึงจะสามารถปิดช่วงห่างและเขยิบตนเองได้ หรืออาจกล่าวได้ว่าสามารถปรับปรุงตนเองให้ดีเท่าหรือสูงกว่าคู่แข่งเปรียบเทียบได้
3. ขั้นตอนการบูรณาการ (Integration Stage) ประกอบด้วย 2 ขั้นตอนย่อย ดังนี้
- 3.1 การสื่อสารผลให้ผู้เกี่ยวข้องทราบ และสร้างการยอมรับ เป็นขั้นตอนการสื่อสารผลจากการทำ Benchmark ให้ผู้เกี่ยวข้องรับทราบ เพื่อให้เกิดการยอมรับและการมีส่วนร่วมในการปรับปรุงองค์กร โดยต้องการกำหนดกลุ่มเป้าหมายว่าต้องสื่อสารให้ใครรับรู้บ้าง วิธีการและช่องทางในการสื่อสารขึ้นอยู่กับเนื้อเรื่องที่ต้องการสื่อ และกลุ่มผู้รับสื่อ โดยต้องเลือกให้เหมาะสม เช่น ผู้บริหารระดับสูง ใช้การรายงานผลสรุป การประชุม เป็นต้น

- 3.2 การตั้งเป้าหมาย เป็นการนำผลที่ได้จากการรวบรวมและวิเคราะห์ข้อมูลมาใช้พิจารณาตั้งเป้าหมายที่เป็นอยู่ในปัจจุบันและกำหนดเป้าหมายการดำเนินงานในอนาคต เพื่อให้แข่งขันได้ ทั้งนี้ การตั้งเป้าหมายต้องได้รับการเห็นชอบจากผู้บริหาร และได้รับการยอมรับจากผู้มีส่วนเกี่ยวข้อง เพื่อให้สามารถปฏิบัติได้จริงด้วย ดังนั้น จะต้องเป็นการกำหนดเป้าหมายโดยความเห็นชอบร่วมกันจากทุกฝ่ายที่เกี่ยวข้องและมีผลกระทบในการปรับปรุง
4. ขั้นตอนการปฏิบัติ (Action Stage) ประกอบด้วย 3 ขั้นตอนย่อย ดังนี้
- 4.1 การจัดทำแผนดำเนินการ เป็นการนำผลการรวบรวมข้อมูลทั้งหมดมาจัดทำแผนปฏิบัติการที่ชัดเจน ซึ่งต้องระบุรายละเอียดเกี่ยวกับวัตถุประสงค์ของแผนกิจกรรม ระยะเวลาของแต่ละกิจกรรม ผู้รับผิดชอบผู้ดำเนินการงบประมาณและการติดตามผล ทั้งนี้ แผนดังกล่าวควรได้รับความเห็นชอบจากผู้บริหารก่อนนำไปดำเนินการในขั้นตอนต่อไป
- 4.2 การนำแผนไปสู่การปฏิบัติและการควบคุมกำกับดูแลให้เป็นไปตามแผนที่วางไว้ ขั้นตอนนี้เป็น การนำแผนปฏิบัติการที่กำหนดไว้และได้รับความเห็นชอบจากผู้บริหารแล้วไปปฏิบัติ (Implementation) และควบคุม/กำกับความคืบหน้าของการดำเนินการ ในการนำแผนไปปฏิบัติผู้บริหารอาจทดลองปฏิบัติในบางพื้นที่แล้วขยายผลไปสู่หน่วยงานอื่น ๆ และทั่วทั้งองค์กร หลังจากดำเนินการตามแผนแล้วควรมีการสรุปผลการติดตามและรายงานให้ผู้บริหารทราบทุกครั้ง
- 4.3 การทบทวนผลโดยเทียบกับผู้ที่ดีที่สุด หรือ คู่เปรียบเทียบหลักจากดำเนินงานตามแผนแล้วองค์กรต้องทบทวนผลการดำเนินการโดยตอบคำถามว่า องค์กรบรรลุเป้าหมายที่ตั้งไว้หรือไม่ ต้องทบทวนเป้าหมายใหม่หรือไม่ Benchmarking ดีขึ้นหรือไม่สิ่งที่เรียนรู้จากการทำ Benchmarking ครั้งนี้คืออะไร และหากจะทำอีกครั้งในคราวหน้าควรปรับปรุงเรื่องใดบ้าง อย่างไรก็ตาม อาจกล่าวได้ว่าผลสำเร็จของการดำเนินการเรื่องใด ๆ ก็ตาม การยอมรับและสนับสนุนจากผู้นาองค์กรเป็นสิ่งที่มีความสำคัญเป็นอย่างยิ่ง การทำ Benchmarking ก็เช่นเดียวกันทางปฏิบัติผู้บริหารระดับสูงจำเป็นต้องทำความเข้าใจเกี่ยวกับความหมาย ประโยชน์ที่จะได้รับ และกระบวนการทำให้เข้าใจอย่างถ่องแท้ รวมทั้งให้ความสนับสนุนด้านทรัพยากร เช่น บุคลากร งบประมาณ

เวลา และเครื่องมือต่าง ๆ ดังนั้น การเตรียมความพร้อมก่อนการทำ Benchmarking จึงเป็นอีกขั้นตอนที่มีความสำคัญ ดังนั้น ก่อนเริ่มดำเนินการทำ Benchmarking ควรจะมีการเตรียมความพร้อมขององค์กร เช่น แต่งตั้งผู้รับผิดชอบระดับสูง (Benchmarking Sponsor) การจัด Benchmarking Team การฝึกอบรมให้ความรู้ เป็นต้น เพื่อให้ทีมงานเข้าใจและสามารถทำ Benchmarking ได้อย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด

2.7 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ชัยศักดิ์ ชาตรีจันทร์สกุล(2545) เป็นการศึกษาการจัดการพลังงานและสิ่งแวดล้อมของเตาเผาเครื่องปั้นดินเผาในโรงงานผลิตเครื่องปั้นดินเผาแห่งหนึ่งในจังหวัดราชบุรี มีการวิเคราะห์หาค่าสูญเสียพลังงานต่างๆและศึกษาผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมของเตามังกร จากการวิเคราะห์ข้อมูลทางพลังงานโดยแบ่งออกเป็น 2 ขนาด คือ 42 ตา และ 23 ตา สามารถคำนวณประสิทธิภาพได้เท่ากับ 11.57% และ 13.49% ตามลำดับ ปริมาณการสูญเสียส่วนใหญ่เป็นการสูญเสียเนื่องมาจากความร้อนสะสมในตัวเตา ซึ่งมีค่าสูงถึง 47% และ 45.38% ตามลำดับ เนื่องจากการทำงานของเตาเป็นแบบรอบทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนภายในเตาในขณะที่ไม่มีการเผา และได้มีการนำเสนอแนวทางในการลดปริมาณการสูญเสียพลังงานและเพิ่มประสิทธิภาพไว้หลายวิธี เช่น การบุฉนวนภายในเตาช่วยลดปริมาณความร้อนที่สูญเสียภายในเตาได้ประมาณ 30% คิดเป็นค่าใช้จ่ายด้านเชื้อเพลิง 413217 บาทต่อปี ซึ่งจะมีระยะเวลาคืนทุน 1.94 ปี เป็นต้น

ศิริรัตน์ อมรชัยทรัพย์ (2545) ทำการวิเคราะห์พลังงานที่ใช้ในการสีและหุงข้าว การวิจัยนี้ศึกษาการใช้พลังงานโดยรวมทั้งหมดตั้งแต่กระบวนการสี บรรจุข้าว และหุงข้าว โดยได้ทำการตรวจวิเคราะห์การใช้พลังงานในโรงสีข้าวขนาดใหญ่ซึ่งใช้พลังงานไฟฟ้าอย่างเดียวในกระบวนการผลิต จากการวิเคราะห์พบว่ากระบวนการสีและบรรจุข้าวขาวใช้พลังงานมากกว่าข้าวกล้องประมาณ 4 เท่า คือข้าวขาวใช้พลังงาน 128MJ/ตันข้าวเปลือก และข้าวกล้องใช้ 39.22 MJ/ตันข้าวเปลือก สำหรับการหุงข้าวด้วยหม้อหุงข้าวคอมพิวเตอร์จะใช้พลังงานสูงกว่าหม้อหุงข้าวแบบธรรมดาประมาณ 6-7% แต่ทำให้ได้คุณภาพของข้าวที่ดีกว่า ค่าการใช้พลังงานจำเพาะของหม้อหุงข้าวแบบคอมพิวเตอร์ใช้พลังงานเท่ากับ 636 kJ/ตันข้าวขาว และ 1,078 kJ/ตันข้าวกล้อง ส่วนหม้อหุงข้าวแบบธรรมดาใช้พลังงานประมาณ 592 kJ/ตันข้าวขาว และ 1,012 kJ/ตันข้าวกล้อง นั่นคือการใช้พลังงานจำเพาะโดยรวมของการสี บรรจุ และหุงข้าวกล้องมีค่าน้อยกว่าข้าวขาว

ไพรวลัย กอมหาสิทธิกุล(2541) ศึกษาดัชนีการใช้พลังงานสำหรับโรงงานฆ่าและชำแหละไก่ในเขตภาคกลางที่ขึ้นทะเบียนกับกรมโรงงานอุตสาหกรรมเพื่อเสนอแนวทางในการประหยัดพลังงานโดยใช้แบบสอบถาม จากการศึกษาสรุปว่าโรงงานฆ่าและชำแหละไก่ที่เข้าไปศึกษามีการใช้พลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อน จากการเปรียบเทียบอัตราการใช้พลังงานต่อตัวพบว่า

โรงงานขนาดใหญ่และขนาดกลางมีค่าดัชนีการใช้พลังงานมากกว่าขนาดเล็ก คือใช้ 2.7 , 2.7 และ 1.0 เมกะจูลต่อการผลิตไก่หนึ่งตัวตามลำดับ และจากการวิเคราะห์พบว่ามี การสูญเสียพลังงานในระบบแสงสว่างและการจัดการทำงานของเครื่องจักรกลไฟฟ้าที่ไม่เหมาะสม โดยได้เสนอแนวทางการประหยัดพลังงานคือ เปลี่ยนให้ไปใช้หลอดประหยัดพลังงาน เปลี่ยนการใช้คอมไปเป็นคอมแบบสะท้อนแสง เปลี่ยนมอเตอร์ให้เป็นแบบประสิทธิภาพสูง

ภาชิต ทินนาม(2545) ศึกษาการใช้พลังงานไฟฟ้าภายในโรงงานผลิตเครื่องเรือนไม้ยางพารา เพื่อกำหนดค่าเฉลี่ยของการใช้พลังงานไฟฟ้าในการผลิตชุดเครื่องเรือนรวมถึงเสนอแนวทางการประหยัดพลังงานไฟฟ้า จากการศึกษาพบว่าค่าดัชนีการใช้พลังงานเฉลี่ย 11.73 หน่วย/ลูกบาศก์ฟุต และมีค่าเฉลี่ยการใช้พลังงานไฟฟ้าในการผลิตชุดเครื่องเรือนเท่ากับ 50 หน่วย/ชุด นอกจากนั้นมีการนำเสนอแนวทางการประหยัดพลังงานไฟฟ้าของโรงงานรวม 11 แนวทางคือ เปลี่ยนมาใช้มอเตอร์ประสิทธิภาพสูง ปรับปรุงตัวประกอบกำลังไฟฟ้าของหม้อแปลงไฟฟ้า การควบคุมการรั่วไหลของระบบอัดอากาศ การเปลี่ยนมาใช้คอมไฟที่มีแผ่นสะท้อนแสง การใช้บัลลาสต์อิเล็กทรอนิกส์ เป็นต้น

อมรรัตน์ แก้วประดับ (2546) ศึกษาแนวทางการประหยัดพลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมโลหะ โดยอาศัยวิธีการวิเคราะห์การใช้พลังงานในโรงงาน จากการวิเคราะห์พบว่ามีลักษณะการใช้พลังงาน 2 ส่วนด้วยกัน คือ พลังงานไฟฟ้า และพลังงานความร้อน ส่วนของการใช้ไฟฟ้าแบ่งออกได้เป็น 4 ส่วน คือ ระบบแสงสว่าง 3.36% ระบบปรับอากาศ 14.41% กระบวนการผลิต 81.74% และอื่นๆ 0.48% มีการใช้พลังงานสูงมากในกระบวนการผลิต ส่วนของการใช้พลังงานความร้อนจากเตาหลอม จากการศึกษาสมดุลพลังงานในเตาหลอมสามารถคำนวณหาค่าประสิทธิภาพของเตาหลอมได้เท่ากับ 25.46% จากผลสำรวจการใช้พลังงานในโรงงานพบว่าค่าดัชนีการใช้พลังงานจำเพาะ(SEC) ได้จากการใช้พลังงานในอดีตมีค่าเฉลี่ย 38.97 GJ/Tonอลูมิเนียม และสามารถหาค่า SEC จากกระบวนการผลิตโดยแยกตามผลิตภัณฑ์ และได้เสนอแนวทางการประหยัดพลังงานทั้งไฟฟ้าและความร้อนดังนี้ แนวทางการย้ายเครื่องอัดอากาศสามารถประหยัดพลังงานได้ 2,349kWh/ปี แนวทางการลดแรงดันอากาศของเครื่องอัดอากาศ สามารถประหยัดพลังงานได้ 3,780kWh/ปี แนวทางการนำความร้อนทิ้งมาใช้ประโยชน์ สามารถประหยัดน้ำมันเตาได้ 923.74 ลิตร/ปี แนวทางการบำรุงรักษาเครื่องปรับอากาศสามารถประหยัดพลังงานได้ 6,832.63kWh/ปี เป็นต้น

จตุพรพรษ์ อนิวรรณกุล(2543) ศึกษาดัชนีการใช้พลังงานจำเพาะในอุตสาหกรรมอาหาร โดย อุตสาหกรรมที่ศึกษามี 4 ประเภท ได้แก่ อุตสาหกรรมน้ำตาล อุตสาหกรรมน้ำมันจากพืช อุตสาหกรรมอาหารกระป๋องและอุตสาหกรรมนม จากการศึกษาพบว่าอุตสาหกรรมน้ำตาลมีดัชนีการใช้พลังงานจำเพาะอยู่ในช่วง 16.748 ถึง 33.624 GJ/ton sugar อุตสาหกรรมน้ำมันจากพืชพบว่า มีค่าดัชนีการใช้พลังงานกว้างมากคือ 4.536 ถึง 80.88 GJ/ton product อุตสาหกรรมปลากระป๋องมี ค่าดัชนีการใช้พลังงานจำเพาะอยู่ระหว่าง 1.995 ถึง 6.607 GJ/ton product โรงงานนมขนาดใหญ่มี ค่าดัชนีอยู่ระหว่าง 1.83 ถึง 3.99GJ/ton milk

พิพัฒน์ ภูทอง(2550) ศึกษาการประหยัดพลังงานไฟฟ้าที่ใช้กับมอเตอร์เหนี่ยวนำสามเฟสโดยการใช้ตัวควบคุมการจัดการแบบเหมาะสมชนิดพลวัต การทดสอบได้แบ่งโหลดออกเป็น 3 ประเภท ได้แก่ เครื่องปั๊มโลหะขนาด 200 ตันใช้มอเตอร์ขนาด 50kW สายพานลำเลียงใช้มอเตอร์ขนาด 15kW และเครื่องฉีดพลาสติกใช้มอเตอร์ขนาด 50kW ผลทดสอบปรากฏว่า เครื่องปั๊มโลหะสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ 8.4% มีระยะเวลาคืนทุน 5 ปี 8 เดือน สายพานลำเลียงสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ 11.8% มีระยะเวลาคืนทุน 5 ปี 10 เดือน เครื่องฉีดพลาสติกสามารถประหยัดพลังงานได้ 18.9% มีระยะเวลาคืนทุน 2ปี 2 เดือน

อนุชิต เษธิญสุขชนะโชค(2550) ศึกษาการประหยัดพลังงานไฟฟ้าในโรงงานผลิตรองเท้า ในปี 2549 มีการใช้พลังงานไฟฟ้า 111,600kwh คิดเป็นเงิน 204,000 บาท ในปีดังกล่าวมีการผลิตรองเท้า 144,000 คู่ คิดเป็นอัตราการใช้พลังงาน 0.5kW/คู่ หรือคิดเป็น 2%ของต้นทุนทั้งหมด ซึ่งกระบวนการผลิตแบ่งเป็น 3 ขั้นตอน ได้แก่ กระบวนการผสม กระบวนการฉีด และกระบวนการประกอบ ในการวิจัยนี้เน้นที่การศึกษาแนวทางการลดการใช้พลังงานทั้งหมดของโรงงาน พบว่าสาเหตุการสิ้นเปลืองพลังงานมากคือ ระบบแสงสว่าง ระบบเครื่องจักรกล และค่าตัวประกอบกำลัง(power factor)ต่ำ จึงได้เสนอมาตรการลดการใช้ไฟฟ้า คือ ปรับปรุงตัวประกอบกำลังไฟฟ้า เมื่อนำไปปฏิบัติแล้วลดการใช้พลังงานไฟฟ้าได้ปีละ 23,796kwh คิดเป็นเงินทั้งสิ้น 47,592 บาท อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงเป็น 0.1kW/คู่ โดยใช้เงินลงทุน 18,000 บาท ถ้าคิดอายุโครงการ 5 ปี จะมีจุดคุ้มทุนที่ 5 เดือน

รังสิต เวฬุวัน(2549) ศึกษาสภาพการใช้พลังงานไฟฟ้าในโรงงานบริษัทกังวาลโพลีเอสเตอร์ จำกัด เพื่อวิเคราะห์และกำหนดรูปแบบการประหยัดพลังงานไฟฟ้าในโรงงาน ผลวิจัยพบว่าการใช้พลังงานในรอบปี 2547 มีการใช้พลังงานแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ พลังงานไฟฟ้าและพลังงาน

ความร้อน สภาพการใช้พลังงานไฟฟ้าในปี 2548 จากการตรวจวัด มีการใช้พลังงานไฟฟ้าในโรงงาน ในกระบวนการผลิตร้อยละ 67.1 ในระบบอื่นร้อยละ 32.9 มีรูปแบบการประหยัดพลังงานไฟฟ้าที่ไม่มีการลงทุน 3 รูปแบบ และแบบมีการลงทุน 5 รูปแบบ เลือکتดลองรูปแบบการประหยัดพลังงานไฟฟ้าที่มีการลงทุน การควบคุมความเร็วรอบของปั้มน้ำหล่อเย็น ได้ผลประหยัดพลังงานไฟฟ้า 155kW การใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงร้อยละ 55 คิดเป็นเงิน 3,214,080 บาทต่อปี ซึ่งสามารถคืนทุนได้ในระยะเวลา 0.4 ปี

พัชรมาศ นุ่มดี(2554) วิเคราะห์ประสิทธิภาพการใช้พลังงาน ตามแนวทางการจัดการพลังงาน ของโรงงานควบคุมในกลุ่มอุตสาหกรรม 4 กลุ่ม คือ อาหารและเครื่องดื่ม สิ่งทอ กระดาษ และเคมี มีการคำนวณการใช้พลังงานจำเพาะ SEC และมีการตรวจติดตามการใช้พลังงาน โดยประยุกต์ใช้ หลักการทางสถิติ คือ กราฟ CUSUM ผลที่ได้คือสามารถนำค่า SEC นี้ไปใช้อ้างอิงในการประเมิน ประสิทธิภาพของโรงงานที่มีลักษณะใกล้เคียงกันได้

เป็นธิดา มณีโชติ(2554) เป็นการวิเคราะห์การใช้พลังงานโดยการหาค่าการใช้พลังงานจำเพาะ SEC ของโรงงานควบคุมใน 4 อุตสาหกรรม คือ ผลิตไม้เครื่องเรือน แร่โลหะ โลหะขั้นมูลฐาน และ โลหะเครื่องจักรอุปกรณ์ ผลที่ได้จากการวิเคราะห์ คือ ข้อมูลการใช้พลังงานของโรงงานควบคุมใน กลุ่มอุตสาหกรรมโลหะขั้นมูลฐานนั้นมีความเสถียร แสดงถึงการจัดการพลังงานที่ดี ขณะที่กลุ่ม อุตสาหกรรมการผลิตภัณฑ์จากแร่โลหะ และอุตสาหกรรมการผลิตภัณฑ์โลหะ เครื่องจักรและ อุปกรณ์ ยังมีโรงงานที่ต้องเร่งพัฒนาการจัดการพลังงานให้มีประสิทธิภาพ นอกจากนี้ได้สมการ ตัวแทนการใช้พลังงานและค่า SEC ของแต่ละกลุ่มอุตสาหกรรม ซึ่งสามารถใช้เป็นค่าอ้างอิง สำหรับการี้พลังงานต่อหน่วยผลผลิตในการประเมินประสิทธิภาพการใช้พลังงานของโรงงานที่มี การผลิตใกล้เคียงกับโรงงานในกลุ่มอุตสาหกรรมนั้น

C.A.Ramirez,M.Patel,K.Blok(2004) นำข้อมูลการใช้พลังงานและปริมาณการผลิตของ โรงงานผลิตเนื้อในยุโรป มาพัฒนาตัวชี้วัดประสิทธิภาพการใช้พลังงานของโรงงานเหล่านั้น และ พบว่ามีการเพิ่มขึ้นของปริมาณการใช้พลังงานต่อตันผลผลิตถึง 14-48%

SUN Wen-giang, CAI Jui-ju, DuTao, ZHANG Da-wei (2010) เป็นการศึกษาการลดค่า SEC ของโรงงานเหล็ก พัฒนาโมเดลการวิเคราะห์ค่า SEC สำหรับโรงงานเหล่านี้นั้นขึ้นมา โดยสามารถลดค่า SEC จาก 6.74 GJ/t และ 19.32 GJ/t ลง 25.83% และ 74.12 % ตามลำดับ

A.K. Bhaktavatsalam , Ratna Choudhury (1995) เป็นการศึกษาค่า SEC ของโรงงานเหล็กในอินเดีย โดยพบว่าโรงงานเหล็กที่ใช้ถ่านหินเป็นเชื้อเพลิงให้ค่า SEC ที่ดีที่สุด เมื่อเทียบกับเชื้อเพลิงชนิดอื่น

William Chung (2010) นำเสนอวิธีทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการพัฒนาระบบ Benchmark พบว่าหากใช้ Benchmark ในการเปรียบเทียบประสิทธิภาพในการใช้พลังงานของอาคารต่างๆ จะสามารถหาอาคารที่มีประสิทธิภาพน้อยที่สุด เพื่อใช้ในการพัฒนาปรับปรุง โดยผลจากการ Benchmark จะถูกเผยแพร่ออกไป ทำให้เจ้าของอาคารจะต้องพัฒนาประสิทธิภาพของตัวเองขึ้น โดยมีการแบ่งลักษณะของการ Benchmark ออกเป็น Public และ Internal Benchmarking

Vishal Sardeshpande , U.N.Gaitonde , Rangan Banerjee (2007) ทำการ Benchmark การใช้พลังงานในกระบวนการผลิตสำคัญๆ ต่อการตั้งเป้าหมายประสิทธิภาพและการวางแผนการใช้พลังงาน จากแบบจำลองของโรงงานหลอมแก้ว ทำให้ได้ค่า SEC ต่ำที่สุด 3830 kJ/kg และจากการศึกษาพบว่ายังสามารถลดลงได้อีก 20-25%

บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย

3.1 ข้อมูลเบื้องต้นของโรงงานตัวอย่าง

โรงงานตัวอย่างเป็นโรงงานผลิตไฟฟ้าขนาดเล็ก (SPP) ใช้รูปแบบการผลิตที่เป็นโคเจนเนอเรชั่น ใช้เทคโนโลยีการผลิต(แยกตามเครื่องกังหันก๊าซที่ใช้) GE MS6551B ประกอบไปด้วยเครื่องจักรหลัก คือ Gas Turbine , HRSG และ Steam Turbine โดยในการวิจัยนี้ขอใช้ Gas Turbine เป็นตัวกำหนดเทคโนโลยีการผลิต และได้ทำการเปรียบเทียบกับเทคโนโลยีการผลิตอื่น ที่ให้ผลผลิตใกล้เคียงกัน ดังนี้

ตารางที่ 3.1 แสดงตัวกำหนดเทคโนโลยีการผลิต

ประเภทของ GT ที่ใช้	GT out/unit (MW/h)	ปริมาณการใช้ก๊าซธรรมชาติ BTU/kWh
GE MS6001B	42.1	10642
GE MS6551B	39.1	10730
GE MS6001C	42.3	9410
SEIMEN SGT800	47	9096
Rows-Royce RB211-H63	44	8228

มีกำลังการผลิตไฟฟ้ารวมที่ 121 MW/h พร้อมไอน้ำ 35 ton /h มีการทำสัญญาซื้อขายไฟฟ้ากับการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย จำนวน 90 MW ไฟฟ้าและไอน้ำส่วนที่เหลือสามารถขายตรงให้กับผู้บริโภครวมซึ่งประกอบไปด้วยลูกค้าในนิคมอุตสาหกรรม

3.2 การคำนวณค่า Heat Rate

ค่าดัชนีการใช้พลังงาน(Specific Energy Consumption ,SEC)หรือก็คือค่า Heat Rate ของอุตสาหกรรมผลิตไฟฟ้านั้น คือ อัตราส่วนระหว่างปริมาณพลังงานที่ใช้ต่อปริมาณผลผลิต หรือปริมาณพลังงานที่ใช้ต่อหนึ่งหน่วยการผลิต

$$Heat Rate = \frac{(\text{ปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ใช้} + \text{ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้})}{(\text{ปริมาณผลผลิตไฟฟ้า} + \text{ปริมาณผลผลิตไอน้ำ})}$$

3.2.1 การคำนวณ Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตสูงสุด โดย มีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว

ขอยกตัวอย่างจากเทคโนโลยีของโรงงานตัวอย่าง

GE MS6551B

$$\text{ปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ใช้ต่อวัน} = 24 \times (\text{GToutput} \times \text{Heat Rate GT}) \times 2 \text{unit} : \text{BTU}$$

$$= 24 \times 39.1 \times 1,000 \times 10,730 \times 2$$

$$= 20,138,064,000 \text{ BTU/d}$$

$$\text{ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน} = \frac{\text{ค่าเฉลี่ยจากปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน}}{30} : \text{kWh}$$

$$\text{ค่าเฉลี่ยจากการวัดปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน} = 2,873.37 \text{ kWh}$$

$$\text{ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน} = 2,873.37/30$$

$$= 95.78 \text{ kWh/d}$$

$$\text{จาก } 1 \text{ kWh} = 3,412,142 \text{ BTU}$$

$$= 95.78 \times 3,412,142 \text{ BTU}$$

$$= 326,814,960.76 \text{ BTU/d}$$

และเนื่องจากไฟฟ้าที่ใช้ได้มาจากระบบการผลิต ซึ่งมีประสิทธิภาพเฉลี่ย 45.2 % นำค่า

ประสิทธิภาพดังกล่าวมาใช้ในการคิดค่าพลังงานจากปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ คือ

$$= 326,814,960.76 \times 0.45 \text{ BTU/d}$$

$$= 147,720,362.26 \text{ BTU/d}$$

$$\text{ปริมาณผลผลิตต่อวัน} = \text{GToutput } 2 \text{unit} + \text{SToutput} : \text{kWh}$$

$$= 24 \times ((39.1 \times 2) + 54.5) \times 1,000$$

$$= 3,184,800 \text{ kWh/d}$$

$$\text{Heat Rate} = \frac{(20,138,064,000 + 147,720,362.26) \text{ BTU}}{3,184,800 \text{ kWh}}$$

$$= 6,369.56 \text{ BTU/kWh}$$

ดังนั้น Heat Rate โดย Specification ที่กำลังการผลิตสูงสุดและมีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว
ของเทคโนโลยีการผลิต GE MS6551B คือ 6,369.56 BTU/kWh

ตารางที่ 3.2 แสดงค่า Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตสูงสุด โดยมีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว

ประเภทของ GT ที่ใช้	ปริมาณผลผลิต (MWh/d)	พลังงานที่ใช้				SEC (BTU/kWh)
		ไฟฟ้า (BTU/d)	SEC ไฟฟ้า	ความร้อน (BTU/d)	SEC ความร้อน	
GE MS6001B	3,328.80	147,720,362.26	44.38	21,505,353,600.00	6,460.39	6,504.77
GE MS6551B	3,184.80	147,720,362.26	46.38	20,138,064,000.00	6,323.18	6,369.56
GE MS6001C	3,338.40	147,720,362.26	44.25	19,106,064,000.00	5,723.12	5,767.37
SEIMEN SGT800	3,564.00	147,720,362.26	41.45	20,520,576,000.00	5,757.74	5,799.19
Rows-Royce RB211-H63	3,420.00	147,720,362.26	43.19	17,377,536,000.00	5,081.15	5,124.34

3.2.2 การคำนวณ Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตสูงสุด โดยมีผลผลิตไฟฟ้า พร้อมไอน้ำ

กำลังการผลิตไอน้ำสูงสุด 35 t/h @ 9.5 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,823.75 kJ/kg)

แปลงเป็น MWh (1kWh = 3,600 kJ)

$$\text{Steam Energy} = \frac{24 \times \text{Ton} \times \text{Enthalpy}}{3.6 \times 1,000} : \text{MWh}$$

$$\begin{aligned} \text{Steam Energy Max} &= \frac{24 \times 35 \times 2,823.75}{3.6 \times 1,000} : \text{MWh} \\ &= 658.88 \text{ MWh/d} \end{aligned}$$

จะได้ Steam Energy = 658.88 MWh/d

แต่เนื่องจากพลังงานที่ใช้ในการผลิตไอน้ำนั้นเป็นพลังงานจากความร้อนที่เหลือของ Gas Turbine ไม่ได้เป็นพลังงานจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงโดยตรง ดังนั้น เราจึงคิดค่า Steam Energy เพียง 30%

จะได้ Consumption Steam Energy = 0.3 x 658.88 MWh

$$= 197.66 \quad \text{MWh/d}$$

ขอยกตัวอย่างจากเทคโนโลยีของโรงงานตัวอย่าง

GE MS6551B

ปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ใช้ต่อวัน = 24 x (GOutput x Heat Rate GT) x 2unit : BTU

$$= 24 \times 39.1 \times 1,000 \times 10,730 \times 2$$

$$= 20,138,064,000 \text{ BTU/d}$$

$$\text{ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน} = \frac{\text{ค่าเฉลี่ยจากปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน}}{30} : \text{kWh}$$

ค่าเฉลี่ยจากการวัดปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน = 2,873.37 kWh

ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน = 2,873.37/30

$$= 95.78 \text{ kWh/d}$$

จาก 1 kWh = 3,412,142 BTU

$$= 95.78 \times 3,412,142 \text{ BTU}$$

$$= 326,814,960.76 \text{ BTU/d}$$

และเนื่องจากไฟฟ้าที่ใช้ได้มาจากระบบการผลิต ซึ่งมีประสิทธิภาพเฉลี่ย 45.2 % นำค่าประสิทธิภาพดังกล่าวมาใช้ในการคิดค่าพลังงานจากปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ คือ

$$= 326,814,960.76 \times 0.45 \text{ BTU/d}$$

$$= 147,720,362.26 \text{ BTU/d}$$

ปริมาณผลผลิตต่อวัน = $GT2unit \text{ Output} + SToutput + \text{ผลผลิตไอน้ำ}$
: kWh

$$= (24 \times ((2 \times 39.1) + 54.5)) + 197.66 \times 1,000$$

$$= 3,382,462.5 \text{ kWh}$$

$$\text{Heat Rate} = \frac{(20,138,064,000 + 147,720,362.26) \text{ BTU}}{3,382,462.5 \text{ kWh}}$$

$$= 5,997.34 \text{ BTU/kWh}$$

ดังนั้น Heat Rate โดย Specification ที่กำลังการผลิตสูงสุด มีผลผลิตไฟฟ้าพร้อมไอน้ำของเทคโนโลยีการผลิต GE MS6551B คือ 5,997.34 BTU/kWh

ตารางที่ 3.3 แสดงค่า Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตสูงสุด โดยมีผลผลิตไฟฟ้า พร้อมไอน้ำ

ประเภทของ GT ที่ใช้	ปริมาณผลผลิต (MWh/d)	พลังงานที่ใช้				SEC (BTU/kWh)
		ไฟฟ้า (BTU/d)	SEC ไฟฟ้า	ความร้อน (BTU/d)	SEC ความร้อน	
GE MS6001B	3,526.46	147,720,362.26	41.89	21,505,353,600.00	6,098.28	6,140.17
GE MS6551B	3,382.46	147,720,362.26	43.67	20,138,064,000.00	5,953.67	5,997.34
GE MS6001C	3,536.06	147,720,362.26	41.78	19,106,064,000.00	5,403.20	5,444.98
SEIMEN SGT800	3,761.66	147,720,362.26	39.27	20,520,576,000.00	5,455.19	5,494.46
Rows-Royce RB211-H63	3,617.66	147,720,362.26	40.83	17,377,536,000.00	4,803.53	4,844.36

3.2.3 การคำนวณ Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้า โดยมีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว

สัญญาซื้อขายไฟฟ้าเป็นดังนี้

ขายให้การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย (EGAT)

00:00-07:30 export 59 MW/h.

07:30-23:15 export 90 MW/h.

23:15-24:00 export 59 MW/h.

คิดเป็น 1,904.25 MWh

ขายตรงกับลูกค้าอื่นๆ

- บริษัท A 7.26MW/h

- บริษัท B 20 MW/h

- บริษัท C 0.5 MW/h

คิดเป็น 666.24 MWh

ขอยกตัวอย่างจากเทคโนโลยีของโรงงานตัวอย่าง

GE MS6551B

ปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ใช้ต่อวัน = $24 \times (\text{GT output} \times \text{Heat Rate GT}) \times 2 \text{ unit} : \text{BTU}$

$$= 24 \times 39.1 \times 1,000 \times 10,730 \times 2$$

$$= 20,138,064,000 \text{ BTU/d}$$

$$\text{ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน} = \frac{\text{ค่าเฉลี่ยจากปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน}}{30} : \text{kWh}$$

ค่าเฉลี่ยจากการวัดปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน = 2,873.37 kWh

ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน = 2,873.37/30

$$= 95.78 \text{ kWh/d}$$

จาก 1 kWh = 3,412,142 BTU

$$= 95.78 \times 3,412,142 \text{ BTU}$$

$$= 326,814,960.76 \text{ BTU/d}$$

และเนื่องจากไฟฟ้าที่ใช้ได้มาจากระบบการผลิต ซึ่งมีประสิทธิภาพเฉลี่ย 45.2 % นำค่าประสิทธิภาพดังกล่าวมาใช้ในการคิดค่าพลังงานจากปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ คือ

$$= 326,814,960.76 \times 0.45 \text{ BTU/d}$$

$$= 147,720,362.26 \text{ BTU/d}$$

ปริมาณผลผลิตต่อวัน = ผลผลิตตามสัญญา *EGAT* + ผลผลิตตามสัญญาลูกค้าอื่นๆ
: *kWh*

$$= (1,904.25 + 666.24) \times 1,000$$

$$= 2,570,490 \text{ kWh}$$

$$\text{Heat Rate} = \frac{(20,138,064,000 + 147,720,362.26) \text{ BTU}}{2,570,490 \text{ kWh}}$$

$$= 7,891.80 \text{ BTU/kWh}$$

ดังนั้น Heat Rate โดย Specification ที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้าและมีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียวของเทคโนโลยีการผลิต GE MS6551B คือ 7,891.80 BTU/kWh

ตารางที่ 3.4 แสดงค่า Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้า โดยมีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว

ประเภทของ GT ที่ใช้	ปริมาณผลผลิต (MWh/d)ตามสัญญาซื้อ ขาย	พลังงานที่ใช้				SEC (BTU/kWh)
		ไฟฟ้า (BTU/d)	SEC ไฟฟ้า	ความร้อน (BTU/d)	SEC ความร้อน	
GE MS6001B	2,570.49	147,720,362.26	57.47	21,505,353,600.00	8,366.25	8,423.71
GE MS6551B	2,570.49	147,720,362.26	57.47	20,138,064,000.00	7,834.33	7,891.80
GE MS6001C	2,570.49	147,720,362.26	57.47	19,106,064,000.00	7,432.85	7,490.32
SEIMEN SGT800	2,570.49	147,720,362.26	57.47	20,520,576,000.00	7,983.14	8,040.61
Rows-Royce RB211-H63	2,570.49	147,720,362.26	57.47	17,377,536,000.00	6,760.40	6,817.87

3.2.4 การคำนวณ Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้าและไอน้ำ โดยมีผลผลิตไฟฟ้า พร้อมไอน้ำ

สัญญาซื้อขายไฟฟ้าเป็นดังนี้

ขายให้การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย (EGAT)

00:00-07:30 export 59 MW/h.

07:30-23:15 export 90 MW/h.

23:15-24:00 export 59 MW/h.

คิดเป็น 1904.25 MWh

ขายตรงให้กับลูกค้าอื่นๆ

- บริษัท A 7.26MW/h

- บริษัท B 20 MW/h

- บริษัท C 0.5 MW/h

คิดเป็น 666.24 MWh

สัญญาซื้อขายไอน้ำเป็นดังนี้

- บริษัท A 13.5 t/h @ 9.5 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,823.75 kJ/kg)

- บริษัท B 8 t/h @ 6.5 Bar ,180°C (Enthalpy =2,803.14 kJ/kg)

- บริษัท C 2 t/h @ 6 Bar ,180°C (Enthalpy = 2,769.96 kJ/kg)

- บริษัท D 5 t/h @ 8 Bar ,200°C (Enthalpy =2,832.75 kJ/kg)

- บริษัท E 2 t/h @ 8 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,832.75 kJ/kg)

แปลงเป็น MWh (1kWh = 3,600 kJ)

$$\text{Steam Energy} = \frac{24 \times \text{Ton} \times \text{Enthalpy}}{3.6 \times 1,000} : \text{MWh}$$

$$\begin{aligned} \text{Steam Energy}_{\text{ของบริษัท A}} &= \frac{24 \times 13.5 \times 2,823.75}{3.6 \times 1,000} : \text{MWh} \\ &= 254.14 \text{ MWh} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Steam Energy}_{\text{ของบริษัท B}} &= \frac{24 \times 8 \times 2,803.14}{3.6 \times 1,000} : \text{MWh} \\ &= 149.50 \text{ MWh} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Steam Energy}_{\text{ของบริษัท C}} &= \frac{24 \times 2 \times 2,769.96}{3.6 \times 1,000} : \text{MWh} \\ &= 36.93 \text{ MWh} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Steam Energy}_{\text{ของบริษัท D}} &= \frac{24 \times 5 \times 2,832.75}{3.6 \times 1,000} : \text{MWh} \\ &= 94.43 \text{ MWh} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Steam Energy}_{\text{ของบริษัท E}} &= \frac{24 \times 2 \times 2,832.75}{3.6 \times 1,000} : \text{MWh} \\ &= 37.77 \text{ MWh} \end{aligned}$$

จะได้ Consumption Steam Energy = 572.98 MWh

แต่เนื่องจากพลังงานที่ใช้ในการผลิตไอน้ำนั้นเป็นพลังงานจากความร้อนที่เหลือของ Gas Turbine ไม่ได้เป็นพลังงานจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงโดยตรง ดังนั้น เราจึงคิดค่า Steam Energy เพียง 30%

$$\begin{aligned} \text{จะได้ Consumption Steam Energy} &= 0.3 \times 572.98 \text{ MWh} \\ &= 171.89 \text{ MWh} \end{aligned}$$

ขอยกตัวอย่างจากเทคโนโลยีของโรงงานตัวอย่าง

GE MS6551B

$$\begin{aligned} \text{ปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ใช้ต่อวัน} &= 24 \times (\text{GToutput} \times \text{Heat Rate GT}) \times 2 \text{ unit} : \text{BTU} \\ &= 24 \times 39.1 \times 1,000 \times 10,730 \times 2 \\ &= 20,138,064,000 \text{ BTU/d} \end{aligned}$$

$$\text{ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน} = \frac{\text{ค่าเฉลี่ยจากปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน}}{30} : \text{kWh}$$

ค่าเฉลี่ยจากการวัดปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน = 2,873.37 kWh

$$\text{ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน} = 2,873.37/30$$

$$= 95.78 \text{ kWh/d}$$

จาก 1 kWh = 3,412,142 BTU

$$= 95.78 \times 3,412,142 \text{ BTU}$$

$$= 326,814,960.76 \text{ BTU/d}$$

และเนื่องจากไฟฟ้าที่ใช้ได้มาจากระบบการผลิต ซึ่งมีประสิทธิภาพเฉลี่ย 45.2 % นำค่าประสิทธิภาพดังกล่าวมาใช้ในการคิดค่าพลังงานจากปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ คือ

$$= 326,814,960.76 \times 0.45 \text{ BTU/d}$$

$$= 147,720,362.26 \text{ BTU/d}$$

ปริมาณผลผลิตต่อวัน

$$= \text{ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญา} \textit{EGAT} + \text{ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญาลูกค้าอื่นๆ} \\ + \text{ผลผลิตไอน้ำ} : \textit{kWh}$$

$$= (1,904.25 + 666.24 + 171.89) \times 1,000$$

$$= 2,742,385 \text{ kWh}$$

$$\text{Heat Rate} = \frac{(20,138,064,000 + 147,720,362.26) \text{ BTU}}{2,742,385 \text{ kWh}}$$

$$= 7,397.13 \text{ BTU/kWh}$$

ดังนั้น Heat Rate โดย Specification ที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้าและไอน้ำ มีผลผลิตไฟฟ้าพร้อมไอน้ำของเทคโนโลยีการผลิต GE MS6551B คือ 7,397.13 BTU/kWh

ตารางที่ 3.5 แสดงค่า Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้าและไอน้ำ โดยมีผลผลิตไฟฟ้า พร้อมไอน้ำ

ประเภทของ GT ที่ใช้	ปริมาณผลผลิต (MWh/d)ตามสัญญาซื้อ ขาย+ST	พลังงานที่ใช้				SEC (BTU/kWh)
		ไฟฟ้า (BTU/d)	SEC ไฟฟ้า	ความร้อน (BTU/d)	SEC ความร้อน	
GE MS6001B	2,742.39	147,720,362.26	53.87	21,505,353,600.00	7,841.84	7,895.71
GE MS6551B	2,742.39	147,720,362.26	53.87	20,138,064,000.00	7,343.27	7,397.13
GE MS6001C	2,742.39	147,720,362.26	53.87	19,106,064,000.00	6,966.95	7,020.82
SEIMEN SGT800	2,742.39	147,720,362.26	53.87	20,520,576,000.00	7,482.75	7,536.61
Rows-Royce RB211-H63	2,742.39	147,720,362.26	53.87	17,377,536,000.00	6,336.65	6,390.52

3.2.5 .ค่า Heat Rate Actual ของโรงงานตัวอย่าง ระหว่างปี 2007 – 2011

โดยจะมีการคำนวณเป็นรายวันแล้วนำมาเฉลี่ยเป็นรายเดือน

EGAT

00:00-07:30 export 59 MW.

07:30-23:15 export 90 MW.

23:15-24:00 export 59 MW.

= 1904.25 MWh

ลูกค้าอื่นๆ

- บริษัท A 2.79-3.54 MW/h

- บริษัท B 7.20-10.52 MW/h

- บริษัท B 0.0-0.40 MW/h

รวมหนึ่งวันคิดเป็น 485.69 MWh

ขายไอน้ำเป็นดังนี้

- บริษัท A 103 ton @ 9.5 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,823.75 kJ/kg)

- บริษัท B 95.4 ton @ 6.5 Bar ,180°C (Enthalpy =2,803.14 kJ/kg)

- บริษัท C 58.1 ton @ 6 Bar ,180°C (Enthalpy = 2,769.96 kJ/kg)

- บริษัท D 115.6 ton @ 8 Bar ,200°C (Enthalpy =2,832.75 kJ/kg)

- บริษัท E 13.2 ton @ 8 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,832.75 kJ/kg)

แปลงเป็น MWh(1kWh = 3,600 kJ)

$$\text{Steam Energy} = \frac{0.3 \times 24 \times \text{Ton} \times \text{Enthalpy}}{3.6 \times 1000} : \text{MWh}$$

จะได้ Consumption Steam Energy = 90.42 MWh

ปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ใช้ต่อวัน = 21,074,970,000 BTU/d

ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน = ค่าเฉลี่ยจากการวัดปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน : BTU

$$= 3.81 \times 24 \times 3,412,142$$

$$= 312,006,264.5 \text{ BTU/d}$$

และเนื่องจากไฟฟ้าที่ใช้ได้มาจากระบบการผลิต ซึ่งมีประสิทธิภาพเฉลี่ย 45.2 % นำค่า
ประสิทธิภาพดังกล่าวมาใช้ในการคิดค่าพลังงานจากปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ คือ

$$= 312,006,264.5 \times 0.45 \text{ BTU/d}$$

$$= 141,026,831.55 \text{ BTU/d}$$

ปริมาณผลผลิตต่อวัน = ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญาEGAT+ผลผลิตไฟฟ้าที่ขายลูกค้าอื่นๆ
+ผลผลิต ใช้น้ำ:kWh
= (1904.25+485.69+90.42) x 1,000
= 2,480,357 kWh

$$\text{-Heat Rate} = \frac{(21,074,970,000+141,026,831.55) \text{ BTU}}{2,480,357 \text{ kWh}}$$

$$= 8,553.60 \text{ BTU/kWh}$$

ตารางที่ 3.6 แสดงค่า Heat Rate ของโรงไฟฟ้าตัวอย่างระหว่างปี 2007-2011

Month\ Year	2007	2008	2009	2010	2011
January	8,648.01	8,534.4	8,616.7	8,647.96	8,666.57
February	8,571.63	8,507.48	8,563.41	8,628.47	8,574.27
March	8,665.68	8,527.63	8,563.65	8,584.18	8,525
April	8,723.45	8,545.03	8,623.06	8,671.5	8,593
May	8,635.88	8,637.74	8,556.92	8,788.77	8,578
June	8,592.89	8,540.91	8,518.95	NA	8,516
July	8,604.21	8,560	8,546.09	8,886.16	8,535
August	8,582.84	8,541.03	8,553.25	8,522.56	
September	8,445.47	8,550.04	8,567.16	8,530.85	
October	8,545.44	8,588.44	8,618.69	8,535.95	

November	8,501.22	8,530.86	8,524.26	8,527.4	
December	8,576.7	8,588.44	8,619.3	8,623.09	
Average	8,591.12	8,554.33	8,572.62	8,631.54	8,569.69

3.2.6 ค่า Heat Rate ของโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่ ที่ใช้การผลิตแบบโคเจนเนอเรชั่นจากการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย

ตารางที่ 3.7 แสดงค่า Heat Rate ของโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่ที่ใช้การผลิตแบบโคเจนเนอเรชั่น

โรงไฟฟ้า	กำลังการผลิต	SEC (BTU/kWh)	% of Operation
A(unit 3)	328.54	8,103.02	69.25
A(unit 4)	328.54	8,026.40	74.23
A(unit 5)	761.80	6,662.21	83.67
B(unit 1)	335.00	7,821.21	86.94
B(unit 2)	618.00	7,599.46	79.00
B(unit 3)	767.60	6,896.58	77.19
C(unit 1)	370.56	8,246.21	74.97
C(unit 2)	366.60	8,435.90	73.62
D(unit 1)	652.18	7,768.49	71.52
D(unit 2)	652.18	7,714.60	73.73
D(unit 3)	722.75	7,429.64	70.42
E(unit 1)	746.00	6,687.55	92.23
F(unit 1)	723.40	6,866.33	79.49

บทที่ 4

ผลการวิเคราะห์ข้อมูล

4.1 การเทียบเคียงสมรรถนะ (Benchmarking)

เป็นกระบวนการในการประเมินและตั้งเป้าหมายเพื่อให้เกิดการปรับปรุงและผลสำเร็จ ซึ่งเป็นวิธีการปรับปรุงการทำงานที่ผ่านการพิสูจน์มาแล้วในหลายธุรกิจและใช้ได้ดีเป็นอย่างดีในการบริหารจัดการด้านพลังงาน การเทียบเคียงสมรรถนะนั้นว่าด้วยการตั้งเป้าหมายขึ้นมาเพื่อประหยัดค่าใช้จ่ายและปรับปรุงการทำงาน โดยจะเป็นตัวผลักดันในการลดต้นทุนในกระบวนการผลิต

การเริ่มต้นกระบวนการเทียบเคียงสมรรถนะจำเป็นต้องประมาณการถึงสภาพความเป็นไปของทั้งภาคอุตสาหกรรมและประมาณการถึงสภาพของบริษัเมื่อเปรียบเทียบกับทั้งภาคอุตสาหกรรมเป็นการเปิดโอกาสให้บริษัทได้รับรู้ถึงสัดส่วนการบริโภคพลังงานของตนเองโดยเปรียบเทียบกันภายในภาคอุตสาหกรรม แต่ด้วยข้อจำกัดทางข้อมูล ทางผู้วิจัยจึงขอใช้การเทียบเคียงสมรรถนะของโรงงานตัวอย่างกับข้อมูลที่ได้จากการคำนวณโดย Specification ของเครื่องจักร และใช้ค่า Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตสูงสุดโดยมีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว เป็นค่าอ้างอิง

อีกทั้งหากมองในมุมของต้นทุนทางพลังงาน ซึ่งค่า Heat Rate ที่ได้จากการคำนวณจะเป็นค่าพลังงานที่ใช้ต่อหน่วยการผลิต โดย ค่าก๊าซธรรมชาติ จาก ปตท. เฉลี่ยในปี 2012 อยู่ที่ 303 บาท / MBTU หรือ เท่ากับ 0.000303 บาท /BTU

4.1.1 เปรียบเทียบ Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตสูงสุด โดย มีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว

ประเภทของ GT ที่ใช้	ปริมาณผลผลิต (MWh/d)	SEC, Heat Rate (BTU/kWh)	ค่าปรับแก้	ต้นทุน (บาท/kWh)
GE MS6001B	3,328.80	6,504.77	135.21	1.97
GE MS6551B	3,184.80	6,369.56	0.00	1.93
GE MS6001C	3,338.40	5,767.37	-602.19	1.75
SEIMEN SGT800	3,564.00	5,799.19	-570.38	1.76
Rows-Royce RB211-H63	3,420.00	5,124.34	-1,245.22	1.55

ตัวอย่างการคิดค่าปรับแก้ ในงานวิจัยนี้เราใช้ GE MS6551B ที่กำลังการผลิตสูงสุด มีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียวเป็นเกณฑ์ ดังนั้น เมื่อต้องการเปรียบเทียบกับ GE MS6001B เราจะต้องหาค่าปรับแก้จาก นำค่า Heat Rate ของ GE MS6001B – GE MS6551B = 6,504.77-6,369.56 = 135.21 BTU/kWh หมายความว่าหากต้องการเปรียบเทียบกันจะต้องนำค่าปรับแก้มารวมด้วยก่อน

4.1.2 เปรียบเทียบ Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตสูงสุด โดยมีผลผลิตไฟฟ้า พร้อมไอน้ำ

ประเภทของ GT ที่ใช้	ปริมาณผลผลิต (MWh/d)	SEC,Heat Rate (BTU/kWh)	ค่าปรับแก้	ต้นทุน (บาท/kWh)
GE MS6001B	3,526.46	6,140.17	-229.39	1.86
GE MS6551B	3,382.46	5,997.34	-372.22	1.82
GE MS6001C	3,536.06	5,444.98	-924.58	1.65
SEIMEN SGT800	3,761.66	5,494.46	-875.11	1.66
Rows-Royce RB211-H63	3,617.66	4,844.36	-1,525.20	1.47

4.1.3 เปรียบเทียบ Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้า โดยมีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว

ประเภทของ GT ที่ใช้	ปริมาณผลผลิต (MWh/d)	SEC,Heat Rate (BTU/kWh)	ค่าปรับแก้	ต้นทุน (บาท/kWh)
GE MS6001B	2,570.49	8,423.71	2,054.15	2.55
GE MS6551B	2,570.49	7,891.80	1,522.23	2.39
GE MS6001C	2,570.49	7,490.32	1,120.75	2.27
SEIMEN SGT800	2,570.49	8,040.61	1,671.04	2.44
Rows-Royce RB211-H63	2,570.49	6,817.87	448.30	2.07

4.1.4 เปรียบเทียบ Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้าและไอน้ำ โดยมีผลผลิตไฟฟ้า พร้อมไอน้ำ

ประเภทของ GT ที่ใช้	ปริมาณผลผลิต (MWh/d)	SEC,Heat Rate (BTU/kWh)	ค่าปรับแก้	ต้นทุน (บาท/kWh)
GE MS6001B	2,742.39	7,895.71	1,526.15	2.39
GE MS6551B	2,742.39	7,397.13	1,027.57	2.24
GE MS6001C	2,742.39	7,020.82	651.25	2.13

SEIMEN SGT800	2,742.39	7,536.61	1,167.05	2.28
Rows-Royce RB211-H63	2,742.39	6,390.52	20.95	1.94

จะเห็นว่าในแต่ละเทคโนโลยีการผลิตให้ค่า Heat Rate ที่ต่างกัน โดยที่เมื่อคิดจาก Specification ที่กำลังการผลิตสูงสุดมีผลผลิตไฟฟ้าอย่างเดียวจะให้ค่าที่ดีที่สุดคือ Rows-Royce RB211-H63 ให้ค่า Heat Rate 5,124.34 BTU/kWh(1.55บาท/kWh)และ 4,844.36 BTU/kWh(1.47บาท/kWh) ที่กำลังการผลิตสูงสุดทั้งไฟฟ้าและไอน้ำ รองลงมาคือ Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้าและไอน้ำ โดย มีผลผลิตไฟฟ้า พร้อมไอน้ำ Rows-Royce RB211-H63 ให้ค่า Heat Rate 6,390.52BTU/kWh (1.94 บาท/kWh) และสุดท้ายคือ Heat Rate โดย Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้า โดย มีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว Rows-Royce RB211-H63 ให้ค่า Heat Rate 6,817.87BTU/kWh (2.07 บาท/kWh)

4.2 เปรียบเทียบ Heat Rate ของโรงไฟฟ้าชนิดโคเจนเนอเรชั่นขนาดเล็ก และขนาดใหญ่

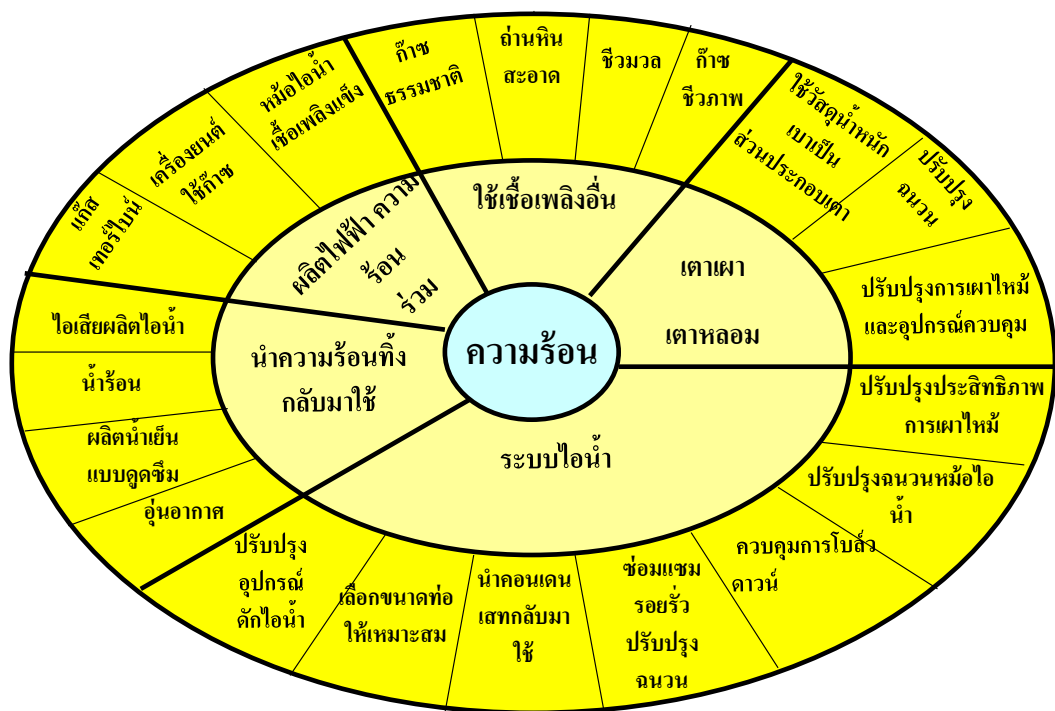
ประเภทของ GT ที่ใช้	ปริมาณผลผลิต (MWh/d)	SEC,Heat Rate (BTU/kWh)	ค่าปรับแก้	ต้นทุน (บาท/kWh)
GE MS6551B	3,184.80	6,369.56	0.00	1.93
GE MS6551Bที่ใช้งานจริง	2,480.36	8,553.60	2,184.04	2.59
โรงไฟฟ้าขนาดใหญ่ 345MW	6,291.67	8,126.55	1,756.99	2.46
โรงไฟฟ้าขนาดใหญ่ 705.5MW	13,274.48	7,203.11	833.55	2.18

จะเห็นว่าโรงไฟฟ้ายิ่งมีขนาดใหญ่จะให้ค่า Heat Rate ที่ดีกว่ามาก เนื่องจากเครื่องจักรมีประสิทธิภาพสูง แต่เนื่องจากลักษณะการเดินเครื่องจะแปรผันตามความต้องการไฟฟ้าจากการไฟฟ้าฝ่ายผลิตเป็นหลัก ทำให้เดินเครื่องจักรได้ไม่เต็มประสิทธิภาพและอาจมีช่วงหยุดเดินเครื่องเนื่องจากเป็นช่วงเวลาที่มีความต้องการใช้ไฟน้อยหรือมีการซ่อมบำรุงระบบสายส่ง อีกทั้งต้องการพื้นที่ตั้งขนาดใหญ่และต้องการน้ำเพื่อใช้ในระบวมมาก ดังนั้นโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่เหล่านี้จึงจำเป็นต้องสร้างอยู่ห่างไกลจากชุมชนและใกล้แหล่งน้ำ ต้องมีค่าใช้จ่ายสูงสำหรับระบบสายส่งไฟฟ้า และระบบท่อก๊าซธรรมชาติ มีการสูญเสียในสายส่งและทางความร้อนมาก

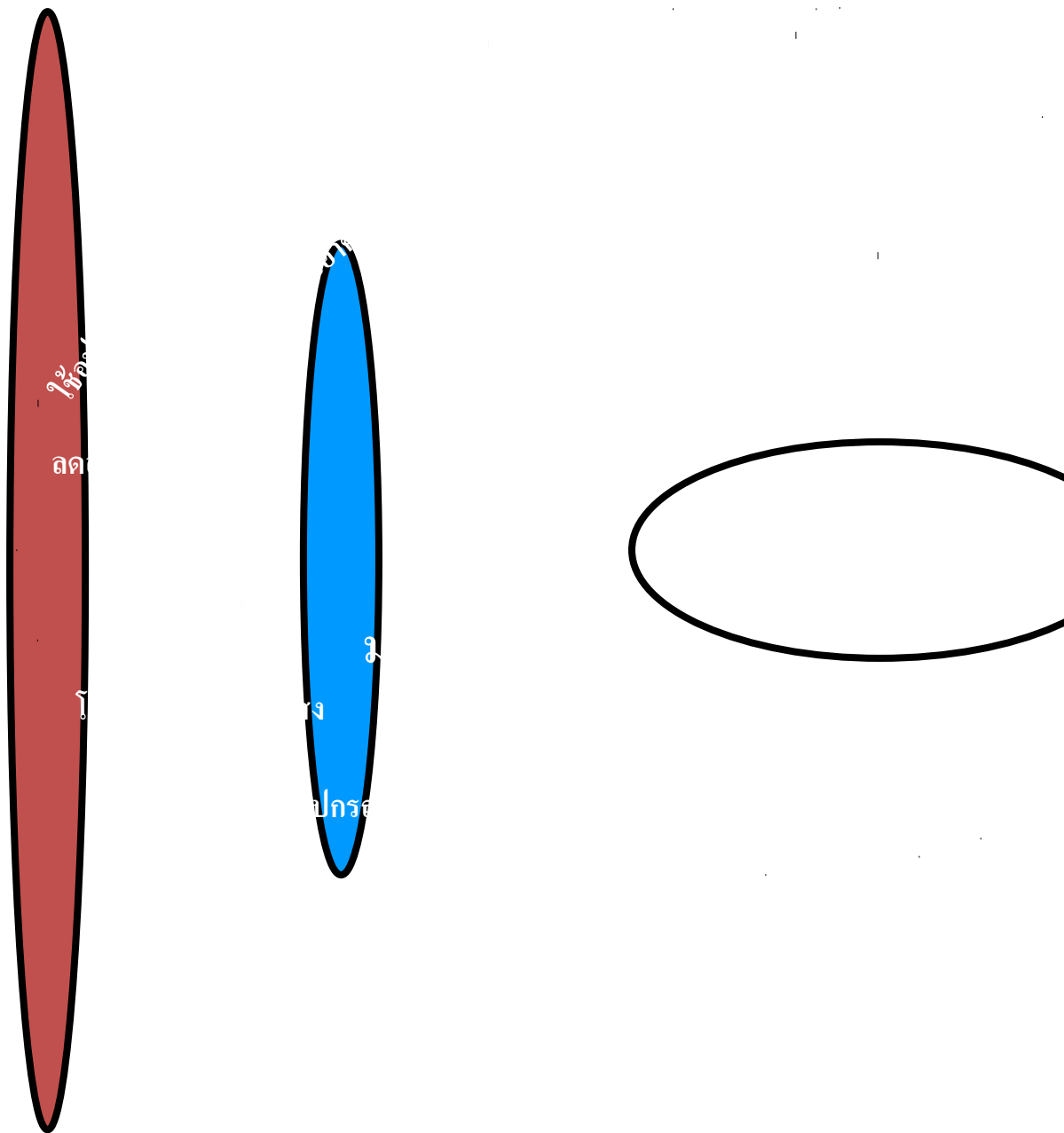
ในขณะที่โรงไฟฟ้าขนาดเล็ก ถึงแม้ว่าจะเดินเครื่องเต็มประสิทธิภาพแต่ให้ค่า Heat Rate ได้ไม่ดีเท่าขนาดใหญ่เพราะเครื่องจักรมีประสิทธิภาพด้อยกว่า เนื่องจากมีการกำหนดปริมาณซื้อ

ขายไฟฟ้าตามสัญญา แต่สามารถตั้งภายในนิคมอุตสาหกรรมได้ ทำให้สามารถขายไฟฟ้าส่วนเกินจากสัญญากับการไฟฟ้าฝ่ายผลิตให้แก่ลูกค้าโดยตรงได้ พร้อมทั้งยังสามารถขายไอน้ำให้กับลูกค้าได้โดยตรงอีกเช่นกัน ทำให้ค่า Heat Rate ดีขึ้นจนใกล้เคียงกับโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่ได้

แต่จะเห็นว่าค่า Heat Rate ของโรงไฟฟ้าตัวอย่างที่สภาวะใช้งานจริงนั้น มีค่าสูงกว่าค่าจากการคำนวณสูง ได้ทำการประเมินการสูญเสีย(หรือเป็นต้นทุนทางพลังงาน)และแนวทางการแก้ไขภายในโรงไฟฟ้าตัวอย่าง โดยสามารถแยกได้เป็น 2 ชนิด คือ ทางความร้อน และทางไฟฟ้า ดังแสดง



รูปที่ 4.1 รูปแบบการสูญเสียทางความร้อน และแนวทางปรับปรุง



รูปที่ 4.2 รูปแบบการสูญเสียทางไฟฟ้า และแนวทางปรับปรุง

4.3 แนวทางในการปรับปรุงค่า Heat Rate ของโรงไฟฟ้าตัวอย่าง โดยแบ่งเป็น การเพิ่มผลผลิต และการลดต้นทุนทางพลังงาน

4.3.1 ใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต

จากกำลังการผลิต ไฟฟ้า ที่ 121 MW/h และไอน้ำที่ 35 ton/h ด้วยข้อจำกัดทางสัญญา และจำนวนลูกค้า ทำให้ไม่สามารถทำการผลิตที่กำลังการผลิตสูงสุดได้ ส่งผลให้ค่า Heat Rate มีค่าสูง ดังนั้นหากเราสามารถหาลูกค้าเพิ่มได้จะทำให้ค่า Heat Rate ดีขึ้น โดย ปริมาณผลผลิตที่เหลือ แบ่งเป็น ไฟฟ้าในช่วงที่มีการ Off peak และไอน้ำอีก 4.5 ton/h

4.3.1.1 ใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต(ไฟฟ้า) โดยหาลูกค้าเพื่อมาซื้อไฟฟ้าส่วนเกิน ในช่วง Off peak เพื่อให้สามารถเดินที่ Base Load ได้ตลอดเวลา
สัญญาซื้อขายไฟฟ้าเป็นดังนี้

EGAT

00:00-07:30 export 59 MW.

07:30-23:15 export 90 MW.

23:15-24:00 export 59 MW.

= 1904.25 MWh

ลูกค้าอื่นๆ

- บริษัท A 7.26MW
- บริษัท B 20 MW
- บริษัท C 0.5 MW
- 00:00-7:30 31 MW
- 23:15-24:00 31 MW

คิดเป็น 921.99 MWh

สัญญาซื้อขายไอน้ำเป็นดังนี้

- บริษัท A 13.5 t/h @ 9.5 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,823.75 kJ/kg)
- บริษัท B 8 t/h @ 6.5 Bar ,180°C (Enthalpy =2,803.14 kJ/kg)
- บริษัท C 2 t/h @ 6 Bar ,180°C (Enthalpy = 2,769.96 kJ/kg)
- บริษัท D 5 t/h @ 8 Bar ,200°C (Enthalpy =2,832.75 kJ/kg)
- บริษัท E 2 t/h @ 8 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,832.75 kJ/kg)

จะได้ Consumption Steam Energy = 0.3 x 572.98 MWh

= 171.89 MWh

$$\begin{aligned}
 \text{ปริมาณผลผลิตต่อวัน} &= \text{ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญาEGAT} + \text{ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญาลูกค้าอื่นๆ} \\
 &+ \text{ผลผลิตไอน้ำ:kWh} \\
 &= (1904.25 + 921.99 + 171.89) \times 1,000 \\
 &= 2,998,135 \text{ kWh}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Heat Rate} &= \frac{(20,138,064,000 + 147,720,362.26) \text{ BTU}}{2,998,135 \text{ kWh}} \\
 &= 6,766.13 \text{ BTU/kWh}
 \end{aligned}$$

ตารางที่ 4.1 แสดงค่า Heat Rate เมื่อใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต(ไฟฟ้า) โดยหาถูกค่าเพื่อมาซื้อไฟฟ้าส่วนเกินในช่วง Off peak เพื่อให้สามารถเดินที่ Base Load ได้ตลอดเวลา

ประเภทของ GT ที่ใช้	ปริมาณผลผลิต (MWh/d)ตามสัญญาซื้อ ขาย+ST	พลังงานที่ใช้				SEC (BTU/kWh)
		ไฟฟ้า (BTU/d)	SEC ไฟฟ้า	ความร้อน (BTU/d)	SEC ความร้อน	
GE MS6001B	2,998.14	147,720,362.26	49.27	21,505,353,600.00	7,172.91	7,222.18
GE MS6551B	2,998.14	147,720,362.26	49.27	20,138,064,000.00	6,716.86	6,766.13
GE MS6001C	2,998.14	147,720,362.26	49.27	19,106,064,000.00	6,372.65	6,421.92
SEIMEN SGT800	2,998.14	147,720,362.26	49.27	20,520,576,000.00	6,844.45	6,893.72
Rows-Royce RB211-H63	2,998.14	147,720,362.26	49.27	17,377,536,000.00	5,796.12	5,845.39

4.3.1.2 ใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต(ไอน้ำ) โดยหาลูกค้าเพื่อมาซื้อไอน้ำเพิ่มเพื่อให้สามารถผลิตไอน้ำที่กำลังสูงสุดตลอดเวลา

สัญญาซื้อขายไฟฟ้าเป็นดังนี้

EGAT

00:00-07:30 export 59 MW.

07:30-23:15 export 90 MW.

23:15-24:00 export 59 MW.

= 1904.25 MWh

ลูกค้าอื่นๆ

- บริษัท A 7.26MW

- บริษัท B 20 MW

- บริษัท C 0.5 MW

คิดเป็น 666.24 MWh

สัญญาซื้อขายไอน้ำเป็นดังนี้

- บริษัท A 13.5 t/h @ 9.5 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,823.75 kJ/kg)

- บริษัท B 8 t/h @ 6.5 Bar ,180°C (Enthalpy =2,803.14 kJ/kg)

- บริษัท C 2 t/h @ 6 Bar ,180°C (Enthalpy = 2,769.96 kJ/kg)

- บริษัท D 5 t/h @ 8 Bar ,200°C (Enthalpy =2,832.75 kJ/kg)

- บริษัท E 2 t/h @ 8 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,832.75 kJ/kg)

- ส่วนขายเพิ่ม 4.5 t/h @ 9.5 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,823.75 kJ/kg)

จะได้ Consumption Steam Energy = 0.3 x 657.69 MWh

= 197.31 MWh

ปริมาณผลผลิตต่อวัน = ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญาEGAT+ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญาลูกค้าอื่นๆ

+ผลผลิตไอน้ำ:kWh

= (1904.25+666.24+197.31) x 1,000

= 2,767,798 kWh

$$\text{Heat Rate} = \frac{(20,138,064,000 + 147,720,362.26) \text{ BTU}}{2,767,798 \text{ kWh}}$$
$$= 7,329.21 \text{ BTU/kWh}$$

ตารางที่ 4.2 แสดงค่า Heat Rate เมื่อใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต(ไอน้ำ) โดยหาลูกค้าเพื่อมาซื้อไอน้ำเพิ่มเพื่อให้สามารถผลิตไอน้ำที่กำลัง
สูงสุดตลอดเวลา

ประเภทของ GT ที่ใช้	ปริมาณผลผลิต (MWh/d)ตามสัญญาซื้อ ขาย+ST	พลังงานที่ใช้				SEC (BTU/kWh)
		ไฟฟ้า (BTU/d)	SEC ไฟฟ้า	ความร้อน (BTU/d)	SEC ความร้อน	
GE MS6001B	2,767.80	147,720,362.26	53.37	21,505,353,600.00	7,769.84	7,823.21
GE MS6551B	2,767.80	147,720,362.26	53.37	20,138,064,000.00	7,275.84	7,329.21
GE MS6001C	2,767.80	147,720,362.26	53.37	19,106,064,000.00	6,902.98	6,956.35
SEIMEN SGT800	2,767.80	147,720,362.26	53.37	20,520,576,000.00	7,414.04	7,467.42
Rows-Royce RB211-H63	2,767.80	147,720,362.26	53.37	17,377,536,000.00	6,278.47	6,331.84

ส่วนของไอน้ำที่ต้องการขายเพิ่ม(4.5 t/h @200C,9.5bar)นั้นเราอาจนำมาใช้ในการผลิตน้ำเย็นด้วย Absorption Chiller โดยให้คิดว่าเครื่อง Absorption Chiller เป็นลูกค้าที่มาซื้อไอน้ำในการคิดค่า Heat Rate ทำให้ค่าที่ได้ยังคงเท่ากับการหาลูกค้าไอน้ำมาเพิ่มแต่ เราจะได้รายได้เพิ่มเติมจากการขายความเย็นจากน้ำเย็น จากข้อมูลของ Absorption Chiller ของบริษัท Thermax รุ่นที่ใช้ไอน้ำปริมาณเดียวกันกับส่วนที่ต้องการขายเพิ่มได้ คือ SD70A TCU มีCooling Capacity 1159 ตันความเย็น(TR) ที่ 635.7 t/h สามารถผลิตน้ำเย็นได้ที่อุณหภูมิ 6.7-12 C

ข้อดีของการใช้ Absorption Chiller เทียบกับการหาลูกค้าไอน้ำเพิ่มเติม

- สามารถนำน้ำเย็นมาใช้ทดแทนระบบปรับอากาศแบบเดิม ทำให้ลดปริมาณพลังงานไฟฟ้า และค่าใช้จ่ายในการดูแลรักษา
- เป็นระบบปิด ทำให้มีการสูญเสียน้ำในระบบน้อย กว่าการขายไอน้ำ ซึ่งมีการสูญเสียมาก และมีโอกาสปนเปื้อนสูง
- เพิ่มโอกาสทางการค้า เนื่องจากมีความหลากหลายของผลผลิตมากขึ้น

ข้อเสียของการใช้ Absorption Chiller เทียบกับการหาลูกค้าไอน้ำเพิ่มเติม

- มีการลงทุนที่สูง
- หากหยุดระบบผลิตไอน้ำ จะทำให้ไม่สามารถใช้ระบบปรับอากาศได้ จึงควรมีระบบปรับอากาศสำรองชนิดใช้ไฟฟ้าไว้ใช้ ในกรณีฉุกเฉินหรือมีการซ่อมบำรุง

4.3.1.3 ใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต(ไฟฟ้า+ไอน้ำ) โดยหาลูกค้าเพื่อมาซื้อไอน้ำเพิ่ม เพื่อให้สามารถผลิตไอน้ำที่กำลังสูงสุดตลอดเวลา และเดินเครื่องที่ Base Load ตลอดเวลา

สัญญาซื้อขายไฟฟ้าเป็นดังนี้

EGAT

00:00-07:30 export 59 MW.

07:30-23:15 export 90 MW.

23:15-24:00 export 59 MW.

= 1,904.25 MWh

ลูกค้าอื่นๆ

- บริษัท A 7.26MW
- บริษัท B 20 MW
- บริษัท C 0.5 MW
- 00:00-7:30 31 MW
- 23:15-24:00 31 MW

คิดเป็น 921.99 MWh

สัญญาซื้อขายไอน้ำเป็นดังนี้

- บริษัท A 13.5 t/h @ 9.5 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,823.75 kJ/kg)
- บริษัท B 8 t/h @ 6.5 Bar ,180°C (Enthalpy =2,803.14 kJ/kg)
- บริษัท C 2 t/h @ 6 Bar ,180°C (Enthalpy = 2,769.96 kJ/kg)
- บริษัท D 5 t/h @ 8 Bar ,200°C (Enthalpy =2,832.75 kJ/kg)
- บริษัท E 2 t/h @ 8 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,832.75 kJ/kg)
- ส่วนขายเพิ่ม 4.5 t/h @ 9.5 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,823.75 kJ/kg)

จะได้ Consumption Steam Energy = 0.3 x 657.69 MWh

= 197.31 MWh

ปริมาณผลผลิตต่อวัน = ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญาEGAT+ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญาลูกค้าอื่นๆ
+ผลผลิตไอน้ำ:kWh

$$= (1,904.25+921.99+197.31) \times 1,000$$

$$= 3,023,548 \text{ kWh}$$

$$\text{Heat Rate} = \frac{(20,138,064,000 + 147,720,362.26) \text{ BTU}}{3,023,548 \text{ kWh}}$$

$$= 6,709.26 \text{ BTU/kWh}$$

ตารางที่ 4.3 แสดงค่า Heat Rate จากการใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต(ไฟฟ้า+ไอน้ำ) โดยหาถูกค่าเพื่อมาซื้อไอน้ำเพิ่มเพื่อให้สามารถผลิตไอน้ำที่กำลังสูงสุด ตลอดเวลา และเดินเครื่องที่ Base Load ตลอดเวลา

ประเภทของ GT ที่ใช้	ปริมาณผลผลิต (MWh/d)ตามสัญญาซื้อ ขาย+ST	พลังงานที่ใช้				SEC (BTU/kWh)
		ไฟฟ้า (BTU/d)	SEC ไฟฟ้า	ความร้อน (BTU/d)	SEC ความร้อน	
GE MS6001B	3,023.55	147,720,362.26	48.86	21,505,353,600.00	7,112.62	7,161.48
GE MS6551B	3,023.55	147,720,362.26	48.86	20,138,064,000.00	6,660.41	6,709.26
GE MS6001C	3,023.55	147,720,362.26	48.86	19,106,064,000.00	6,319.09	6,367.94
SEIMEN SGT800	3,023.55	147,720,362.26	48.86	20,520,576,000.00	6,786.92	6,835.78
Rows-Royce RB211-H63	3,023.55	147,720,362.26	48.86	17,377,536,000.00	5,747.40	5,796.26

จากข้อมูลอัตราค่าไฟฟ้าจากการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค สำหรับกิจการขนาดใหญ่ คิดอัตราตามช่วงเวลาการใช้ (Time Of Use rate ,TOU)จะเห็นว่า ช่วงเวลา Peak ราคา 2.61 บาท/kWh และ Off Peak ราคา 1.17 บาท/kWh ซึ่งหาก นำค่า Heat Rate จากการใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต(ไฟฟ้า+ไอน้ำ) โดยหาลูกค้าเพื่อมาซื้อไอน้ำเพิ่มเพื่อให้สามารถผลิตไอน้ำที่กำลังสูงสุดตลอดเวลา และเดินเครื่องที่ Base Load ตลอดเวลา มาคิดต้นทุนจากค่าก๊าซธรรมชาติ ยกตัวอย่างเช่น GE MS6551B มีค่า Heat Rate เท่ากับ 6709.26 BTU/kWh

อัตราค่าก๊าซธรรมชาติ เท่ากับ 0.000303 บาท/BTU

ดังนั้น ต้นทุนค่าก๊าซจะเท่ากับ 6709.26×0.000303 บาท/kWh

= 2.03 บาท/kWh

ก่อนการปรับปรุง GE MS6551B มีค่า Heat Rate เท่ากับ 7,397.13 BTU/kWh หรือ มีต้นทุนค่าก๊าซ 2.24 บาท/kWh หลังการปรับปรุง ได้ค่า Heat Rate เท่ากับ 6709.26 BTU/kWh หรือมีต้นทุนค่าก๊าซ 2.03 บาท/kWh หรือลดลง 687.87 BTU/kWh คิดเป็น 9.29 % ต้นทุนลดลง 0.21 บาท คิดเป็น 9.38 % แต่ในราคาค่าไฟฟ้าช่วง Off-Peak นั้น ต่ำกว่าต้นทุน ดังนั้นจึงไม่คุ้มกับการดำเนินงาน

4.3.2 ลดต้นทุนทางพลังงานโดย ใช้การประหยัดพลังงานเพื่อลดปริมาณการใช้พลังงานในส่วนสนับสนุนการผลิต

ส่วน Utility แบ่งเป็นระบบใหญ่ๆ ได้ 4 ระบบ คือ

- Gas System
- Air System
- Water System
- Cooling System

1. Gas System มีอุปกรณ์หลักคือ Gas Compressor ทำหน้าที่เพิ่มแรงดันของก๊าซธรรมชาติที่รับเข้ามาเนื่องจากแรงดันของก๊าซที่รับเข้ามานั้นต่ำเกินกว่าค่าที่ใช้ในการเดิน Gas Turbine ประกอบด้วย

- Gas Compressor 500 ขนาด 1.2MW จะทำงาน 24 h
- Gas Compressor 600 ขนาด 1.8MW จะทำงานในกรณีฉุกเฉินหรือเมื่อทำการซ่อมบำรุง GC500

พลังงานที่ใช้โดยเฉลี่ยต่อวัน = 25MWh

2. Air System ทำหน้าที่อัดอากาศเพื่อใช้ในการควบคุมอุปกรณ์และงานซ่อมบำรุง โดยมีอุปกรณ์หลัก คือ

- Air Compressor 2 ตัว ขนาด 75 kW โดยจะสลับกันเดินเครื่อง

3. Water System แบ่งออกเป็นระบบย่อยอีก 2 ระบบ คือ ระบบน้ำดี และระบบน้ำเสีย

3.1 ระบบน้ำดี (Raw water and Service water System ,Demineral Water System)เป็นระบบที่รับน้ำประปาเข้ามาผ่านกระบวนการ Demineral เพื่อป้อนให้กับ HRSG ใช้ในการผลิตไอน้ำ ประกอบด้วยอุปกรณ์หลักคือ

- Raw water forwarding pump 2 ตัว ขนาด 44.5 kW
- RO pump 2 ตัว ขนาด 74.6 kW
- Service water pump 2 ตัว ขนาด 18.5 kW
- Demineral water pump 2 ตัว ขนาด 11 kW
- Feed water pump 3 ตัวขนาด 530 kW
- Condensate Extraction pump 2 ตัว ขนาด 132 kW
- Vacuum pump 2 ตัว ขนาด 37 kW

3.2 ระบบน้ำเสีย (Tertiary Plant)เป็นระบบบำบัดน้ำเสียที่รับมาจากการนิคมเพื่อใช้ในระบมห่อยื่นของ Steam Turbine Condenser โดยประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลัก คือ

- Clarifier water feed pump 3 ตัว ขนาด 55 kW
- Air Scours Blower 2 ตัว ขนาด 11 kW
- Treated Waste water transfer pump 2 ตัว ขนาด 54 kW

4. Cooling System จะแบ่งออกตามชนิดของอุปกรณ์หลัก คือ Gas Turbine ใช้ Fin Fan , Steam Turbine ใช้ Cooling Tower

- Fin Fan ทำหน้าที่เรียกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำที่ใช้ในการระบายความร้อนของระบบน้ำมันหล่อลื่น กับอากาศภายนอก โดยมีพัดลมระบายความร้อน unit ละ 8 ตัว 2 unit ขนาด 15 kW/ตัว

- Cooling Tower ทำหน้าที่ระบายความร้อนของน้ำที่ผ่านกระบวนการถ่ายเทความร้อนจาก Condenser โดยมีอุปกรณ์หลักคือ

- Cooling water pump 3 ตัว ขนาด 280 kW
- Cooling Fan 3 ตัว ขนาด 186.5 kW เดินตลอด 24h

โดยได้เสนอแนวทางในการปรับปรุงส่วนสนับสนุนการผลิต ดังนี้

4.3.2.1 หากก๊าซธรรมชาติที่ส่งมามีแรงดันมากพอ ก็จะไม่จำเป็นต้องเดิน Gas Compressor ซึ่งจะทำให้ พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในการผลิตลดลงจาก 95.78 MWh เหลือ 70.78 MWh เมื่อนำมาคิด Heat Rate จะได้

$$\begin{aligned} \text{ปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ใช้ต่อวัน} &= 24 \times (\text{GToutput} \times \text{Heat Rate GT}) \times 2 \text{unit} : \text{BTU} \\ &= 24 \times 39.1 \times 1,000 \times 10,730 \times 2 \\ &= 20,138,064,000 \text{ BTU} \end{aligned}$$

$$\text{ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน} = \frac{\text{ค่าเฉลี่ยจากปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน}}{30} : \text{kWh}$$

ค่าเฉลี่ยจากการวัดปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน = 2,873.37 kWh

$$\begin{aligned} \text{ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน} &= 2,873.37/30 \\ &= 95.78 \text{ kWh} \end{aligned}$$

ไม่มีการเดิน GC500 จะเหลือ $95.78 - 25 = 70.78 \text{ MWh}$

$$\begin{aligned} \text{จาก } 1 \text{ kWh} &= 3,412,142 \text{ BTU} \\ &= 70.78 \times 3,412,142 \text{ BTU} \\ &= 241,511,410.76 \text{ BTU} \end{aligned}$$

และเนื่องจากไฟฟ้าที่ใช้ได้มาจากระบบการผลิต ซึ่งมีประสิทธิภาพเฉลี่ย 45.2 % นำค่าประสิทธิภาพดังกล่าวมาใช้ในการคิดค่าพลังงานจากปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ คือ

$$\begin{aligned} &= 241,511,410.76 \times 0.45 \text{ BTU/d} \\ &= 109,163,157.66 \text{ BTU/d} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{ปริมาณผลผลิตต่อวัน} &= \text{ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญาEGAT} + \text{ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญาลูกค้าอื่นๆ} \\
 &+ \text{ผลผลิตไอน้ำ:kWh} \\
 &= (1,904.25 + 666.24 + 171.89) \times 1,000 \\
 &= 2,742,385 \text{ kWh}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Heat Rate} &= \frac{(20,138,064,000 + 109,163,157.66) \text{ BTU}}{2,742,385 \text{ kWh}} \\
 &= 7,383.07 \text{ BTU/kWh}
 \end{aligned}$$

ก่อนการปรับปรุง GE MS6551B มีค่า Heat Rate เท่ากับ 7,397.13 BTU/kWh หรือ มีต้นทุนค่าก๊าซ 2.24 บาท/kWh หลังการปรับปรุง ได้ค่า Heat Rate เท่ากับ 7383.07 BTU/kWh หรือมีต้นทุนค่าก๊าซ 2.237 บาท/kWh หรือลดลง 14.06 BTU/kWh คิดเป็น 0.12 % ต้นทุนลดลง 0.004 บาท คิดเป็น 0.18 %

โดยแนวความคิดนี้เป็นเพียงการแสดงให้เห็นถึงผล จากการมีและไม่มีส่วนกระบวนการเพิ่มแรงดันก๊าซ ซึ่งปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ในส่วนของการเพิ่มแรงดันก๊าซ นั้นสูง ดังนั้นในการเลือกพื้นที่ในการตั้งโรงไฟฟ้าควรที่จะอยู่ในแนวท่อก๊าซธรรมชาติ ซึ่งจะช่วยลดค่าใช้จ่ายดังกล่าวไป แต่โรงงานตัวอย่างนั้นตั้งอยู่นอกแนวท่อก๊าซจึงต้องมีค่าใช้จ่ายเพิ่มในส่วนของการเพิ่มแรงดัน ค่าเช่าพื้นที่ผ่านท่อ และหากต้องการให้ทาง ปตท.เพิ่มแรงดันต้นทาง จะต้องเสียค่าใช้จ่ายสูงอีกทั้งอาจยังส่งผลกระทบต่อลูกค้าอื่นๆของ ปตท. ที่ใช้แนวท่อเดียวกัน

4.3.2.2. การใช้ Variable Speed Drive(VSD) ควบคุมการทำงานของมอเตอร์ เป็นการปรับความถี่ของไฟฟ้าที่ใช้ ซึ่งจะมีผลต่อรอบของมอเตอร์ ทำให้ใช้กระแสลดลง ยกตัวอย่างเช่น

การใช้ VSD ควบคุมการทำงานของ Service water pump ขนาด 18.5 kW

เพื่อให้ง่ายต่อการเข้าใจ สามารถเปรียบเทียบระหว่างการใช้ VSD ในงานระบบ Pump และ Fan ในโรงงานอุตสาหกรรม ซึ่งมีค่าพารามิเตอร์ ดังนี้

ระยะเวลาการทำงานของมอเตอร์

24

Hr

ค่าพลังงานที่ใช้งานปัจจุบัน		10.73	kW
ค่าพลังงานที่ใช้งานปัจจุบันต่อวัน	10.73×24	= 257.52	kWh/Day
กรณีติด VSD และใช้งานที่ความถี่ 42 Hz ค่าพลังงาน		8.3	kW
ค่าพลังงานที่ใช้เมื่อติด VSD	8.3×24	= 199.2	kWh/Day
ค่าพลังงานที่สามารถลดลงได้เมื่อติด VSD	$257.52 - 199.20$	= 58.32	kWh/Day
	58.32×365	= 21,286.80	kWh/Year
ถ้าค่าไฟฟ้า และค่าดีมานชาร์จ หน่วยละ		= 2	Baht
ค่าไฟฟ้าต่อปีที่ประหยัดได้	$21,286.8 \times 2.00$	= 42,573.60	Baht/Year
เงินลงทุน VSD+Cabinet		= 87,000	Baht
ระยะเวลาคืนทุน	=	เงินลงทุน / เงินค่าไฟฟ้าที่ประหยัดได้ต่อปี	
	=	87,000 / 42,573.6	
	=	2.04 ปี	

ผลการตรวจวัดหลังการติดตั้ง Inverter

เนื่องจากการใช้งานงานนั้นต้องตั้งระดับ Pressure discharge ให้สูงกว่า 5.2 bar
เนื่องจากเป็นระดับ Alarm pressure low ของตัว Service water pump

และเพื่อเว้นช่วงแกว่งของระดับ Pressure discharge จึงเลือกที่จะตั้งค่า Inverter ให้
Control pressure discharge ไว้ที่ 5.4 bar ดังนั้นจะได้ผลการตรวจวัดดังนี้

สภาวะปกติก่อนการติดตั้ง Inverter

Water Pre. / bar.	Power Supply MCC.			
	Frequency	Current	Voltage	Power
6.7	50 Hz	17.83 Amp.	391.9 Volt.	10.10 kW.

สภาวะหลังการติดตั้ง Inverter

Water Pre. / bar.	Power Supply MCC.			
	Frequency	Current	Voltage	Power
5.4	43.5 Hz	14.65 Amp.	400.7 Volt.	7.03 kW.

การคำนวณผลประหยัดจากการติดตั้งจริง

ระยะเวลาการทำงานของมอเตอร์	24	Hr
ค่าพลังงานที่ใช้งานปัจจุบัน	10.1	kW
ค่าพลังงานที่ใช้งานปัจจุบันต่อวัน	10.10×24	= 242.4 kWh/Day
กรณีติดตั้ง VSD และใช้งานที่ความถี่ 43.5 Hz ค่าพลังงาน	7.03	kW
ค่าพลังงานที่ใช้เมื่อติดตั้ง VSD	7.03×24	= 168.72 kWh/Day
ค่าพลังงานที่สามารถลดลงได้	$242.4 - 168.72$	= 73.68 kWh/Day
	73.68×365	= 26,893.20 kWh/Year
ถ้าค่าไฟฟ้า หน่วยละ	= 2	Baht
ค่าไฟฟ้าต่อปีที่ประหยัดได้	$26,893.2 \times 2.00$	= 53,786.40 Baht/Year
เงินลงทุน VSD+Cabinet	=	87,000 Baht
ระยะเวลาคืนทุน	=	เงินลงทุน / เงินค่าไฟฟ้าที่ประหยัดได้ต่อปี
	=	$87,000 / 53,786.4$
	=	1.61 ปี

จากผลการวัดค่าการใช้พลังงานจริง จะเห็นว่าการใช้ VSD สามารถช่วยลดปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าของมอเตอร์ขนาดใหญ่ได้มาก เหมาะกับการนำไปใช้กับปั๊มที่มีขนาดใหญ่ที่มีการใช้งานไม่เต็มกำลัง เช่น มีการหลีวาล์วด้านขาออกของปั๊มเพื่อลดแรงดันและปริมาณน้ำที่ออกจากปั๊ม

และจากรายการอุปกรณ์หลักส่วนใหญ่ของ Utility นั้นคือปั๊ม ดังนั้นวิธีนี้จึงเหมาะแก่การนำไปประยุกต์ใช้

4.3.2.3 การเปลี่ยนชนิดของปั๊มจาก Submersible เป็น Centrifugal Pump

ข้อมูลเปรียบเทียบระหว่างปั๊มทั้งสองชนิด

Submersible Pump	Centrifugal Pump
ต้องการพื้นที่ในการติดตั้งน้อย	ต้องการพื้นที่ในการติดตั้งมาก
ติดตั้งได้ง่าย	ติดตั้งยาก
ต้องการกำลังไฟฟ้าสูงกว่า Centrifugal type ในขนาดเท่ากัน	ต้องการกำลังไฟฟ้าน้อยกว่า Submersible type ในขนาดเท่ากัน
บำรุงรักษายาก	บำรุงรักษาง่าย
ค่าบำรุงรักษาแพง	ค่าบำรุงรักษาถูก
ระบายความร้อนด้วยน้ำ	ระบายความร้อนด้วยพัดลมระบายความร้อน

ปริมาณการใช้พลังงานของ Submersible Pump

Time Start	Voltage	Current	Pressure	Flow
	A/B/C	A/B/C	bar	m ³
15.3	388/386/388	79.4/77.7/77.5	4	72
15.45	387/387/388	79.3/77.8/77.6	4	72
14	388/387/388	79.5/77.6/77.6	4	72

ปริมาณการใช้พลังงานของ Centrifugal Pump

Time Start	Voltage	Current	Pressure	Flow
	A/B/C	A/B/C	bar	m ³
10.3	392/391.6/391/6	59.5/60.0/61.2	4.3	75
11	391.9/391.5/392.0	59.7/60.1/61.1	4.3	75
11.3	391.9/391.5/391.8	59.6/60.1/61.0	4.3	75

การคำนวณการคุ้มทุน

ขนาดความต้องการไฟฟ้าของ Pump ตัวเดิม (Submersible type) ขนาด 41 kW 380 V, 79 Amp. ตาม Nameplate ค่าที่ใช้งานจริง 78 Amp ใช้งานประมาณ 15 ชั่วโมง/วัน

ค่ากำลังไฟฟ้าของ Pump ตัวใหม่ (Centrifugal type) ขนาด 32.69 kW 391.7 V, 60.3 Amp

$$\begin{aligned} \text{ค่ากำลังงานไฟฟ้าของ Submersible pump ตัวเดิม} &= 1.732 \times 388 \times 78 \times 0.8 = 41.93 \text{ kWh} \\ \text{เดินประมาณ 15 ชั่วโมง / วัน ใช้กำลังงานไฟฟ้า} &= 619.5 \text{ kWh} \end{aligned}$$

$$\text{ค่ากำลังงานไฟฟ้าของ Submersible pump ตัวเดิมต่อปี} = 619.5 \times 365 = 226,117.5 \text{ kWh/ปี}$$

$$\begin{aligned} \text{ค่ากำลังงานไฟฟ้าของ Centrifugal pump ตัวใหม่} &= 1.732 \times 391.7 \times 60.3 \times 0.8 = 32.69 \text{ kWh} \\ \text{เดินประมาณ 15 ชั่วโมง / วัน ใช้กำลังงานไฟฟ้า} &= 490.35 \text{ kWh} \end{aligned}$$

$$\text{ค่ากำลังงานไฟฟ้าของ Centrifugal pump ตัวใหม่ต่อปี} = 490.35 \times 365 = 178,977.75 \text{ kWh/ปี}$$

$$\text{ดังนั้น ผลประหยัดสุทธิ} = (226,117.5 - 178,977.75) = 47,139.75 \text{ kWh/ปี}$$

$$\text{อัตราค่ากำลังไฟฟ้าต่อหน่วย} = 2.0 \text{ บาท/kWh}$$

$$\text{ดังนั้น ผลประหยัดรวมต่อปี} = 94,399.50 \text{ บาทต่อปี}$$

$$\text{จากระยะเวลาคืนทุน} = \text{เงินลงทุน} / \text{ผลประหยัดต่อปี}$$

$$\text{ดังนั้น ระยะเวลาคืนทุน} = (52374.51 / 94,399.50) = 0.55 \text{ ปี}$$

จากผลการใช้พลังงานจะเห็นว่า Centrifugal Pump ใช้พลังงานน้อยกว่า Submersible Pump แต่ทั้งนี้ต้องคำนึงถึงสภาพการใช้งานประกอบด้วย เช่น พื้นที่การติดตั้ง ลักษณะของน้ำ เป็นต้น ซึ่งโครงการนี้ดำเนินงานเสร็จแล้วบางส่วน

4.3.2.4. การเปลี่ยนชนิดของใบพัดของพัดลมเป็นใบพัดประหยัดพลังงาน

ยกตัวอย่าง

1. ใบพัดของ Cooling Fan

ระบบหohl่อเย็นที่ใช้ปัจจุบัน เป็นหohl่อเย็นชนิด 3 Cell โดยส่วนของใบพัดเป็นวัสดุชนิด Fiberglass Reinforce Vinyl Ester ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 30 ฟุต ซึ่งจากข้อมูลบันทึกการใช้พลังงานไฟฟ้าของมอเตอร์ของหohl่อเย็นแต่ละ Cell จะมีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าประมาณ 140 kW/h ลักษณะการทำงานเดินอุปกรณ์ตลอด 24 ชั่วโมง

จากการศึกษาการทำงานของอุปกรณ์ใบพัดประหยัดพลังงาน ซึ่งมีหลักการออกแบบตามหลักการ Aerodynamics โดยใช้วัสดุประเภท FRP (Fiberglass Reinforced Plastic) ร่วมกับ Epoxy ซึ่งเมื่อนำมาเปลี่ยนทดแทนใบพัดเดิมที่ใช้อยู่ แล้วสามารถช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของหohl่อเย็น และลดอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของมอเตอร์ของหohl่อเย็นแต่ละ Cell ได้ประมาณ 20% (+/- 5%)

คำนวณการใช้พลังงานของใบพัดเดิม

หohl่อเย็น จำนวน 1 หน่วย ประกอบด้วย 3 Cells

อัตราการใช้ไฟฟ้าต่อ 1 Cell = 140 kW/ Hr.

รวมอัตราการใช้ไฟฟ้า 3 Cells = $140 \times 3 = 420$ kW/Hr.

การคำนวณชั่วโมงการทำงาน

แผนการบำรุงรักษา Cooling tower 3 เดือนครั้ง ๆ ละ 8 ชั่วโมง

คิดชั่วโมงการทำงานของหohl่อเย็นต่อปี = $8760 - (4 \times 8) = 8728$ ชั่วโมง

$$\begin{aligned} \text{อัตราการใช้ไฟฟ้าต่อปี} &= 420 \text{ kW} \times 8,728 \text{ Hr.} = 3,665,760 \text{ kWh/Year} \\ &= 3,665.76 \text{ MWh/Year} \end{aligned}$$

คำนวณการใช้พลังงานหลังเปลี่ยนใบพัดใหม่

หohl่อเย็น จำนวน 1 หน่วย ประกอบด้วย 3 Cells

อัตราการใช้ไฟฟ้าต่อ 1 Cell = 112 kWh

รวมอัตราการใช้ไฟฟ้า 3 Cells = $112 \times 3 = 336$ kWh.

คิดชั่วโมงการทำงานของหohl่อเย็นต่อปีที่ 8,728 ชั่วโมง

อัตราการใช้ไฟฟ้าต่อปี = $336 \text{ kW} \times 8,728 \text{ Hr.}$

$$= 2,932,608 \text{ kWh/Year}$$

คำนวณระยะเวลาคุ้มทุน

$$\text{ดังนั้น ผลประหยัดสุทธิ} = (3,665,760 - 2,932,698) = 733,152 \text{ kWh/ปี}$$

$$\text{อัตราค่ากำลังไฟฟ้าต่อหน่วย} = 2.0 \text{ บาท/kWh}$$

$$\text{ดังนั้นผลประหยัดรวมต่อปี} = 1,466,304 \text{ บาทต่อปี}$$

$$\text{จากระยะเวลาคืนทุน} = \text{เงินลงทุน/ผลประหยัดต่อปี}$$

$$\text{ดังนั้น ระยะเวลาคืนทุน} = (1,800,000 / 1,466,304) = 1.23 \text{ ปี}$$

2. ใบพัดของ Fin Fan

ระบบ Fin Fan Cooler ที่ใช้ปัจจุบัน มีจำนวน 16 Cells โดยส่วนของใบพัดเป็นวัสดุชนิด Aluminium ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1250 mm. ซึ่งจากข้อมูลบันทึกการใช้พลังงานไฟฟ้าของมอเตอร์ของ Fin Fan Cooler แต่ละ Cell จะมีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าประมาณ 8.6 kW/Hr ต่อ Cell

จากการศึกษาการทำงานของอุปกรณ์ใบพัดประหยัดพลังงาน ซึ่งมีหลักการออกแบบตามหลักการ Aerodynamics โดยใช้วัสดุประเภท FRP (Fiberglass Reinforced Plastic) ร่วมกับ Epoxy ซึ่งเมื่อนำมาเปลี่ยนทดแทนใบพัดเดิมที่ใช้อยู่ แล้วสามารถช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของ Fin Fan Cooler และลดอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของมอเตอร์ของ Fin Fan Cooler แต่ละ Cell ได้ประมาณ 20% (+/- 5%)

ปริมาณกำลังไฟฟ้าที่ใช้ต่อ Fin fan 1 ตัว	8.60	kWh
พลังงานไฟฟ้าลดลง 20 % เมื่อใช้ใบพัดประหยัดพลังงาน	6.88	kWh
ประหยัดพลังงานต่อตัว	1.72	kWh
จำนวน Fin Fan ที่เดินเวลา 8:00-22:00	16	ตัว
จำนวน Fin Fan ที่เดินเวลา 22:00-8:00	14	ตัว
จำนวนชั่วโมงการเดิน Fin Fan(350วัน)	8,400	h
การใช้พลังงานก่อนการปรับปรุง		

พลังงานที่ใช้ช่วงที่เดินเวลา 8:00-22:00 น.	674,240 kWh	
พลังงานที่ใช้ช่วงที่เดินเวลา 22:00-8:00 น.	421,400 kWh	
การใช้พลังงานก่อนการปรับปรุงรวมต่อปี	1,095,640 kWh	
การใช้พลังงานหลังการปรับปรุง		
พลังงานที่ใช้ช่วงที่เดินเวลา 8:00-22:00 น.	539,392 kWh	
พลังงานที่ใช้ช่วงที่เดินเวลา 22:00-8:00 น.	337,120 kWh	
การใช้พลังงานหลังการปรับปรุงรวมต่อปี	876,512 kWh	
พลังงานที่ประหยัดช่วงที่เดินเวลา 8:00-22:00 น.	134,848 + 84,280 kWh	
พลังงานที่ประหยัดได้ในเวลา 1 ปี	219,128 kWh	
ค่าไฟฟ้าต่อหน่วย	2 บาท	
คิดเป็นจำนวนเงินที่ประหยัดได้	438,256 บาท	
การคำนวณจุดคุ้มทุน		
ค่าใช้จ่ายในการเปลี่ยนใบพัดประหยัดพลังงาน	880,000 บาท	
ระยะเวลาคืนทุน	= 880,000/438,256	
	= 2.01 ปี	

จากผลของการใช้พลังงานของพัดลมพบว่าเมื่อเปลี่ยนใบพัดให้มีขนาดที่เล็กลง น้ำหนักเบา จะทำให้ลดปริมาณการใช้พลังงานลงได้ แต่ต้องคำนึงถึงปริมาณความแรงของลมในการใช้งานด้วย ทั้งสองโครงการดำเนินงานเสร็จแล้ว

4.3.2.5 การลดการใช้พลังงานของ RO Pump โดย ลดขนาดของปั๊มลง และประยุกต์ใช้ VSD ควบคุม

1. การลดพลังงานโดยเปลี่ยนขนาดของปั๊ม เนื่องจากปั๊มที่ใช้งานอยู่เสีย จึงต้องทำการจัดซื้อตัวใหม่เพื่อทดแทน แต่จากข้อมูลการใช้งานจริงพบว่า ปั๊มมีขนาดใหญ่เกินกว่าการใช้งานจริง ดังข้อมูล

RO Pump Data

Pump Flow rate = 81.1 m³/h

Motor = 75 KW., 3,000 rpm, 400 V/ 3 P / 50 Hz

New RO Pump Data

Pump Flow rate = 60 m³/h

Motor = 22 KW.,,3000 rpm, 400 V/ 3 P / 50 Hz

ตารางที่ 4.4 เปรียบเทียบระหว่างการคำนวณและการใช้จริงของปั๊มเก่าและใหม่

	Design data	Actual data
Old pump	75	60
New pump	22	22
Energy Save(Old-New)	53	38
Energy Save/Day(16hrs/d)	848	608
Energy Save/Year(365-9)(kW)	301,888	216,448
Cost Saving(2Baht/kWh)	603,776	432,896

ลงทุนเปลี่ยน Pump ใหม่ 2 ชุดๆ 185,640 = 371,280 บาท

Energy save = 216,448 kW/year

ระยะเวลาคืนทุน = 371,280/432,896

= 0.86 ปี

2.การลดพลังงานกรณีใช้ RO Pump เดิม และใช้ VSD เพื่อลดการใช้พลังงานของ motor

Motor Load before adjust speed 60 kW

Motor Load after adjust speed 50 kW

Energy save 10 kW

Total energy save 57,600 kW

Total cost saving(2Baht/kWh) 115,200 Baht

ลงทุนติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มประมาณ 40,000 บาท

Energy save = 57,600 kW/year

ระยะเวลาคืนทุน = 40,000/115,200 = 0.35 ปี

โดยทางโรงงานตัวอย่างเลือกดำเนินการในแนวทางแรกคือเปลี่ยนขนาดของปั๊ม เนื่องจากสามารถช่วยลดปัญหาซึ่งเกิดจากแรงดันเกิน เช่น RO membrane ฉีกขาดได้ และได้ดำเนินการเสร็จแล้ว

4.3.2.6 ปรับปรุงอุปกรณ์กรองอากาศและชิ้นส่วนเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพ Gas turbine

ในการผลิตไฟฟ้าด้วยเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติต้องคำนึงถึงเรื่องส่วนผสมของ และ ความสะอาดของอากาศที่ใช้ผสมกับเชื้อเพลิง ดังนั้นโรงงานจึงได้ติดตั้งวัสดุกรองอากาศ (Filter) เพื่อกรองอากาศที่จะผสมกับเชื้อเพลิง ก่อนนำไปเผาไหม้ใน Gas turbine แต่เนื่องจากโรงงานได้ติดตั้งวัสดุกรองอากาศชนิด F7 ซึ่งมีความละเอียดปานกลาง อากาศที่ผ่านเครื่องกรองยังมีฝุ่นละอองปนอยู่ ซึ่งจะส่งผลต่อประสิทธิภาพการเผาไหม้ และอัตราการใช้เชื้อเพลิงต่อหน่วยการผลิตของโรงงาน (Heat Rate) ประกอบกับอุปกรณ์กรองอากาศชนิด F7 มีอายุการใช้งานสั้นทำให้ต้องหยุดการผลิตเพื่อเปลี่ยนอุปกรณ์กรองอากาศ ประมาณเดือนละครั้ง และยังสามารถปรับเปลี่ยนชิ้นส่วน GT33 coating เพื่อให้สามารถทนอุณหภูมิได้สูงขึ้นถึง 2084 F ทำให้ gas turbine สามารถผลิตไฟฟ้าได้มากขึ้นที่การใช้เชื้อเพลิงเท่าเดิม

ทางโรงงานได้ติดตั้งอุปกรณ์กรองอากาศชนิด F8 แทนชนิด F7 และ ชิ้นส่วน GT33 coating ทำให้ Heat Rate ดีขึ้น นอกจากนี้ ยังช่วยลดเวลาหยุดเครื่องเพื่อเปลี่ยนวัสดุกรองอากาศ เนื่องจากวัสดุกรองอากาศชนิด F8 มีอายุการใช้งานประมาณ 75 วัน และมีราคาถูกกว่าวัสดุกรองอากาศชนิด F7

1. พลังงานที่ประหยัดได้จากประสิทธิภาพการผลิตที่สูงขึ้น

Heat rate ก่อนปรับปรุงเฉลี่ย (ม.ค.-ก.ย 50) =	8,583	BTU/kWh
Heat rate หลังปรับปรุงเฉลี่ย(ต.ค.50-ม.ค. 51) =	8,520	BTU/kWh
Heat rate ที่ลดลง	= 8583-8520 = 63	BTU/kWh
ปริมาณไฟฟ้าที่ผลิตได้จาก Unit B	= 403,174	MWh/ปี
ปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ประหยัดได้	= 25,340	MMBTU / ปี
ราคา ก๊าซธรรมชาติ	= 207	บาท/MMBTU
	= 5,257,792	บาท/ปี

2. พลังงานที่ใช้ในการทำ Off line comp. washing

เปิด Heater จำนวน 6 ชั่วโมง	= 9	kWh/ครั้ง
-----------------------------	-----	-----------

เปิด Pump จำนวน 0.6 ชั่วโมง	=	324	kWh/ครั้ง
เปิด Fin fan cooler motor จำนวน 9 ชม.	=	77.94	kWh/ครั้ง
เปิด Lube oil pump จำนวน 9 ชม.	=	270	kWh/ครั้ง
เปิด Turbine exhaust fan จำนวน 3 ชม.	=	54	kWh/ครั้ง
เปิด Turbine & accessories จำนวน 3 ชม.	=	45	kWh/ครั้ง
รวม	=	779.94	kWh/ครั้ง
Filter F7 ต้องหยุดเครื่องเพื่อทำ Off line comp. washing	=	12	ครั้ง
Filter F8 ต้องหยุดเครื่องเพื่อทำ Off line comp. washing	=	12/(2.5 เดือน/ครั้ง)	
	=	5	ครั้ง
หยุดทำ Off line comp. washing เหลือ 7 ครั้ง / ปี			
คิดเป็นพลังงานที่ประหยัดได้	=	779.94 x 7	
	=	5,459	kWh/ปี
ปริมาณน้ำมันดีเซลที่ลดลงต่อครั้ง	=	675	ลิตร/ครั้ง
คิดเป็น	=	675 x 7	
	=	4,725	ลิตร/ปี
ปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ลดลงต่อครั้ง	=	1.77	MMBTU/ครั้ง
คิดเป็น	=	12.39	MMBTU/ปี
คิดเป็นค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้	=	(5,459x1.77) + (4,725x8) + (1.77x207)	
	=	47,829	บาท/ปี

3. การประหยัดค่าใช้จ่ายจากค่า Filter

ราคาของ Filter ชนิด F7	=	5,930	บาท / แผง
ราคาของ Filter ชนิด F8	=	4,800	บาท / แผง
จำนวน Filter ของ Unit A	=	120	แผง
ผลประหยัดด้านค่าใช้จ่าย	=	(5,930 – 4,800) x 120	
	=	135,600	บาท / ปี

4. รายได้ที่เพิ่มขึ้นจากการลดจำนวนการหยุดเครื่องเพื่อทำ Off line compressor washing

ระยะเวลาการทำ Off line comp. washing	=	9	ชม./ ครั้ง
Filter F7 ต้องหยุดเครื่องเพื่อทำ Off line comp. washing	=	12	ครั้ง
Filter F8 ต้องหยุดเครื่องเพื่อทำ Off line comp. washing	=	12/(2.5 เดือน/ครั้ง) = 5	ครั้ง
พลังงานที่เสียโอกาสจ่ายให้ลูกค้าในการหยุดเครื่อง	=	34	MW/ครั้ง
ค่าไฟฟ้า(ราคาขาย)	=	2.5	บาท/kWh
รายได้ที่เพิ่มขึ้น	=	(12-5) x 34 x 1000 x 9 ชั่วโมง/ครั้ง x 2.5 บาท/kWh	
	=	5,355,000	บาท
ค่าใช้จ่าย NG 8.5 MMBTU/MWh	=	34 MW x 9 x 7 ครั้ง x 8.5	= 18,207 MMBTU
	=	18,207 x 207	บาท/MMBTU
	=	3,768,849	บาท
ค่าใช้จ่ายอื่นๆ	=	(5,355,000 x 5%)	
	=	267,750	บาท/ปี
รายได้ที่เพิ่มขึ้นสุทธิ	=	5,355,000 - 3,768,849 - 267,750	
	=	1,318,401	บาท/ปี

รวมผลประโยชน์ที่ได้รับ $(1)+(2)+(3)+(4) = 5,257,792 + 47,829 + 135,600 + 1,318,401$

= 6,759,622 บาท / ปี

เงินลงทุน = 13,039,776 บาท

ผลประโยชน์ที่ได้ = 6,759,622 บาท/ปี

ระยะเวลาคืนทุน = 1.92 ปี

โดยโครงการดังกล่าวได้ดำเนินการเสร็จแล้ว และปัจจุบันอยู่ระหว่างการดำเนินการเปลี่ยนชนิดของ Filter F-8 เป็น HEPA Filter ซึ่งมีประสิทธิภาพในการกรองที่ดีขึ้น อีกทั้งยังทำให้ไม่ต้องทำการ Offline Comp washing ตลอดทั้งปี ดังนั้นรายได้จะเพิ่มขึ้นเนื่องจากไม่มีการหยุดเพื่อทำ Offline Comp washing และค่าได้ค่า Heat Rate ที่ดีขึ้น

4.4 ค่า Heat Rate ที่ดีที่สุดของโรงงานตัวอย่างโดยใช้แนวทางที่เสนอมาททั้งหมด

GE MS6551B

หากก๊าซธรรมชาติที่ส่งมามีแรงดันมากพอ ก็จะไม่จำเป็นต้องเดิน Gas Compressor

มีการขายไฟฟ้าส่วนเกินในช่วง Off Peak

มีการขายไอน้ำที่ 35 t/h

มีการประหยัดพลังงาน

สัญญาซื้อขายไฟฟ้าเป็นดังนี้

EGAT

00:00-07:30 export 59 MW.

07:30-23:15 export 90 MW.

23:15-24:00 export 59 MW.

= 1904.25 MWh

ถูกค้าอื่นๆ

- บริษัท A 7.26MW
- บริษัท B 20 MW
- บริษัท C 0.5 MW
- 00:00-7:30 31 MW
- 23:15-24:00 31 MW

คิดเป็น 921.99 MWh

สัญญาซื้อขายไอน้ำเป็นดังนี้

- บริษัท A 13.5 t/h @ 9.5 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,823.75 kJ/kg)
- บริษัท B 8 t/h @ 6.5 Bar ,180°C (Enthalpy =2,803.14 kJ/kg)
- บริษัท C 2 t/h @ 6 Bar ,180°C (Enthalpy = 2,769.96 kJ/kg)
- บริษัท D 5 t/h @ 8 Bar ,200°C (Enthalpy =2,832.75 kJ/kg)
- บริษัท E 2 t/h @ 8 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,832.75 kJ/kg)
- ส่วนขายเพิ่ม 4.5 t/h @ 9.5 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,823.75 kJ/kg)

$$\begin{aligned} \text{จะได้ Consumption Steam Energy} &= 0.3 \times 657.69 \text{ MWh} \\ &= 197.31 \text{ MWh} \end{aligned}$$

$$\text{ปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ใช้ต่อวัน} = 24 \times (\text{GToutput} \times \text{Heat Rate GT}) \times 2 \text{unit} : \text{BTU}$$

$$= 24 \times 39.1 \times 1,000 \times 10,730 \times 2$$

$$= 20,138,064,000 \text{ BTU}$$

$$\text{ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน} = \frac{\text{ค่าเฉลี่ยจากปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน}}{30} : \text{kWh}$$

$$\text{ค่าเฉลี่ยจากการวัดปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน} = 2,873.37 \text{ kWh}$$

$$\text{ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน} = 2,873.37/30$$

$$= 95.78 \text{ kWh}$$

ไม่มีการเดิน GC500 จะเหลือ $95.78 - 25 = 70.78$ MWh

มีการอนุรักษ์พลังงาน $70.78 - 9.489 = 61.29$ MWh

จาก 1 kWh = 3,412,142 BTU

$$= 61.29 \times 3,412,142 \text{ BTU}$$

$$= 209,133,595.32 \text{ BTU}$$

และเนื่องจากไฟฟ้าที่ใช้ได้มาจากระบบการผลิต ซึ่งมีประสิทธิภาพเฉลี่ย 45.2 % นำค่าประสิทธิภาพดังกล่าวมาใช้ในการคิดค่าพลังงานจากปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ คือ

$$= 209,133,595.32 \times 0.45 \text{ BTU/d}$$

$$= 94,528,385.08 \text{ BTU/d}$$

ปริมาณผลผลิตต่อวัน = ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญาEGAT+ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญาลูกค้าอื่นๆ
+ผลผลิตไอน้ำ:kWh

$$= (1,904.25+921.99+197.31) \times 1,000$$

$$= 3,023,548 \text{ kWh}$$

$$\text{Heat Rate} = \frac{(20,138,064,000+94,528,385.08) \text{ BTU}}{3,023,548 \text{ kWh}}$$

$$= 6,691.67 \text{ BTU/kWh}$$

ก่อนการปรับปรุง GE MS6551B มีค่า Heat Rate เท่ากับ 7,397.13 BTU/kWh หรือ มีต้นทุนค่าก๊าซ 2.24 บาท/kWh หลังการปรับปรุง ได้ค่า Heat Rate เท่ากับ 6691.67 BTU/kWh หรือมีต้นทุนค่าก๊าซ 2.03 บาท/kWh หรือลดลง 705.46 BTU/kWh คิดเป็น 9.54 % ต้นทุนลดลง 0.21 บาท คิดเป็น 9.38 %

4.5 ค่า Heat Rate ที่ดีที่สุดโดยใช้แนวทางที่เสนอมาทั้งหมด และเลือก Best Technology มาใช้

Best Technology ในที่นี้หมายถึง เทคโนโลยี ของ Gas Turbine จากการคำนวณที่ผ่าน มา Gas Turbine ที่ให้ค่า Heat Rate ที่ดีที่สุด คือ Rows-Royce RB211-H63 พร้อมทั้งรวมผล จากการใช้เทคโนโลยีทางการจัดการต่างมาคำนวณ

Rows-Royce RB211-H63

หากก๊าซธรรมชาติที่ส่งมามีแรงดันมากพอ ก็จะไม่จำเป็นต้องเดิน Gas Compressor

มีการขายไฟฟ้าส่วนเกินในช่วง Off Peak

มีการขายไอน้ำที่ 35 t/h

มีการอนุรักษ์พลังงาน

สัญญาซื้อขายไฟฟ้าเป็นดังนี้

EGAT

00:00-07:30 export 59 MW.

07:30-23:15 export 90 MW.

23:15-24:00 export 59 MW.

= 1904.25 MWh

ลูกค้าอื่นๆ

- บริษัท A 7.26MW
- บริษัท B 20 MW
- บริษัท C 0.5 MW

- 00:00-7:30 31 MW

- 23:15-24:00 31 MW

คิดเป็น 921.99 MWh

สัญญาซื้อขายไอน้ำเป็นดังนี้

- บริษัท A 13.5 t/h @ 9.5 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,823.75 kJ/kg)

- บริษัท B 8 t/h @ 6.5 Bar ,180°C (Enthalpy =2,803.14 kJ/kg)

- บริษัท C 2 t/h @ 6 Bar ,180°C (Enthalpy = 2,769.96 kJ/kg)

- บริษัท D 5 t/h @ 8 Bar ,200°C (Enthalpy =2,832.75 kJ/kg)

- บริษัท E 2 t/h @ 8 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,832.75 kJ/kg)

- ส่วนขายเพิ่ม 4.5 t/h @ 9.5 Bar ,200°C (Enthalpy = 2,823.75 kJ/kg)

จะได้ Consumption Steam Energy = 0.3 x 657.69 MWh

$$= 197.31 \quad \text{MWh}$$

ปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ใช้ต่อวัน=24 x(GToutput x Heat Rate GT)x 2unit :BTU

$$= 24 \times 44 \times 1,000 \times 8,228 \times 2$$

$$= 17,377,536,000 \text{ BTU}$$

ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน = $\frac{\text{ค่าเฉลี่ยจากปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน}}{30}$: kWh

ค่าเฉลี่ยจากการวัดปริมาณการใช้พลังงานในการผลิตแต่ละเดือน = 2,873.37 kWh

ปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ต่อวัน = 2,873.37/30

$$= 95.78 \text{ kWh}$$

ไม่มีการเดิน GC500 จะเหลือ 95.78 – 25 = 70.78 MWh

มีการอนุรักษ์พลังงาน 70.78 – 9.489 = 61.291 MWh

จาก 1 kWh = 3,412,142 BTU

$$= 61.29 \times 3,412,142 \text{ BTU}$$

$$= 209,133,595.32 \text{ BTU}$$

และเนื่องจากไฟฟ้าที่ใช้ได้มาจากระบบการผลิต ซึ่งมีประสิทธิภาพเฉลี่ย 45.2 % นำค่าประสิทธิภาพดังกล่าวมาใช้ในการคิดค่าพลังงานจากปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ คือ

$$= 209,133,595.32 \times 0.45 \text{ BTU/d}$$

$$= 94,528,385.08 \text{ BTU/d}$$

ปริมาณผลผลิตต่อวัน = ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญาEGAT+ผลผลิตไฟฟ้าตามสัญญาลูกค้าอื่นๆ
+ผลผลิตไอน้ำ:kWh

$$= (1,904.25+921.99+197.31) \times 1,000$$

$$= 3,023,548 \text{ kWh}$$

$$\text{Heat Rate} = \frac{(17,377,536,000+94,528,385.08) \text{ BTU}}{3,023,548 \text{ kWh}}$$

$$= 5,778.66 \text{ BTU/kWh}$$

ก่อนการปรับปรุง GE MS6551B มีค่า Heat Rate เท่ากับ 7,397.13 BTU/kWh หรือ มีต้นทุนค่า
ก๊าซ 2.24 บาท/kWh หลังการปรับปรุง ได้ค่า Heat Rate เท่ากับ 5,778.66 BTU/kWh หรือมีต้นทุน
ค่าก๊าซ 1.75 บาท/kWh หรือลดลง 1,618.47 BTU/kWh คิดเป็น 21.88 % ต้นทุนลดลง 0.49 บาท
คิดเป็น 21.88 %

ตารางที่ 4.5 แสดงค่า Heat Rate ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิตเมื่อใช้การปรับปรุงทุกแนวทาง

ประเภทของ GT ที่ใช้	ปริมาณผลผลิต (MWh/d)ตามสัญญาซื้อ ขาย+ST	พลังงานที่ใช้				SEC (BTU/kWh)
		ไฟฟ้า (BTU/d)	SEC ไฟฟ้า	ความร้อน (BTU/d)	SEC ความร้อน	
GE MS6001B	3,023.55	94,528,385.09	31.26	21,505,353,600.00	7,112.62	7,143.89
GE MS6551B	3,023.55	94,528,385.09	31.26	20,138,064,000.00	6,660.41	6,691.67
GE MS6001C	3,023.55	94,528,385.09	31.26	19,106,064,000.00	6,319.09	6,350.35
SEIMEN SGT800	3,023.55	94,528,385.09	31.26	20,520,576,000.00	6,786.92	6,818.18
Rows-Royce RB211-H63	3,023.55	94,528,385.09	31.26	17,377,536,000.00	5,747.40	5,778.66

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัย อภิปรายผล และข้อเสนอแนะ

5.1.สรุปผลการวิจัย

เมื่อพิจารณาจากค่า Heat Rate ของโรงงานตัวอย่างตาม Specification ที่กำลังการผลิตสูงสุด โดยมีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว คือ 6,369.56 BTU/kWh มีต้นทุนค่าก๊าซ 1.93 บาท/kWh เป็นเกณฑ์

ค่า Heat Rate ของโรงงานตัวอย่าง ตาม Specification ที่กำลังการผลิตสูงสุด มีผลผลิตไฟฟ้าและไอน้ำ จะต่ำกว่าอยู่ 5.84 % และต้นทุนต่ำกว่าอยู่ 0.11 บาท/kWh

ค่า Heat Rate ของโรงงานตัวอย่าง ตาม Specification ที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้า มีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว จะสูงกว่าอยู่ 23.89 % และต้นทุนสูงกว่าอยู่ 0.46 บาท/kWh

ค่า Heat Rate ของโรงงานตัวอย่าง ตาม Specification ที่กำลังการผลิตตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้าและไอน้ำ มีผลผลิตไฟฟ้าพร้อมกับไอน้ำ จะสูงกว่าอยู่ 16.13 % และต้นทุนสูงกว่าอยู่ 0.31 บาท/kWh

ค่า Heat Rate ของโรงงานตัวอย่างเฉลี่ยระหว่างปี 2007-2011 เท่ากับ 8,553.60 BTU/kWh ซึ่งจะมีค่าสูงกว่าอยู่ 34.29% และต้นทุนสูงกว่าอยู่ 0.66 บาท/kWh

ค่า Heat Rate เมื่อใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต(ไฟฟ้า) โดยหาลูกค้าเพื่อมาซื้อไฟฟ้าส่วนเกินในช่วง Off peak เพื่อให้สามารถเดินที่ Base Load ได้ตลอดเวลา จะต่ำกว่าค่า Heat Rate ของโรงงานตัวอย่าง ตาม Specificationตามสัญญาซื้อขายไฟฟ้าและไอน้ำมีผลผลิตไฟฟ้าพร้อมกับไอน้ำอยู่ 8.5%หรือ ต้นทุนลดลง 0.17 บาท/kWh เมื่อใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต(ไอน้ำ) โดยหาลูกค้าเพื่อมาซื้อไอน้ำเพิ่มเพื่อให้สามารถผลิตไอน้ำที่กำลังสูงสุดตลอดเวลา จะทำให้ได้ค่าต่ำลง 3%หรือ ต้นทุนลดลง 0.06บาท/kWh ค่า Heat Rate จากการใช้การจัดการในการเพิ่มผลผลิต(ไฟฟ้า+ไอน้ำ) โดยหาลูกค้าเพื่อมาซื้อไอน้ำเพิ่มเพื่อให้สามารถผลิตไอน้ำที่กำลังสูงสุดตลอดเวลา และเดินเครื่องที่ Base Load ตลอดเวลา จะทำให้ได้ค่าต่ำลง 9.54 %หรือ ต้นทุนลดลง 0.21 บาท/kWh แต่ยังคงสูงกว่าค่า Heat Rate ของโรงงานตัวอย่างตาม Specification ที่กำลังการผลิตสูงสุด โดยมีผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว อยู่ 5.33%

ค่า Heat Rate ของโรงงานตัวอย่างโดยใช้แนวทางการประหยัดพลังงาน จะต่ำลง
0.16 %

ค่า Heat Rate ที่ดีที่สุดของโรงงานตัวอย่างโดยใช้แนวทางที่เสนอมาทั้งหมด หาก
ก๊าซธรรมชาติที่ส่งมามีแรงดันมากพอ ก็จะไม่จำเป็นต้องเดิน Gas Compressor มีการขายไฟฟ้า
ส่วนเกินในช่วง Off Peak มีการขายไอน้ำที่ 35 t/h และมีการประหยัดพลังงาน จะทำให้ได้ค่าดีขึ้น
แต่ยังคงสูงกว่าค่า Heat Rate ของโรงงานตัวอย่าง ตาม Specification ที่กำลังการผลิตสูงสุดมี
ผลผลิตไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว 4.73% และหากเปลี่ยนเทคโนโลยีการผลิตเป็น Rows-Royce
RB211-H63 จะให้ค่า Heat Rate ที่ดีที่สุด คือ 5,778.66 BTU/kWh หรือดีขึ้น 9.27% ต้นทุนลดลง
0.18 บาท/kWh

5.2.อภิปรายผลการวิจัย

จากผลการวิจัยพบว่า ค่า Heat Rate ของโรงไฟฟ้าตัวอย่าง มีค่าสูงกว่าเกณฑ์ที่
คำนวณได้จาก Specification แต่หากนำวิธีการจัดการมาประยุกต์ใช้จะทำให้ได้ค่า Heat Rate ที่
ดีขึ้น ในวิธีการเพิ่มผลผลิตของไฟฟ้าโดยการเดินที่ Base Load ตลอดเวลานั้น สามารถช่วยให้ได้
ค่า Heat Rate ที่ดีขึ้น แต่จะขัดกับสัญญาซื้อขายที่ทำไว้กับการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย จึง
ไม่สามารถนำมาใช้ได้ และหากสามารถทำได้ อัตราค่าไฟฟ้าที่ต้องการขายเพิ่มซึ่งอยู่ในช่วง Off
Peak จะถูกกว่าช่วง Peak ทำให้อาจเสียรายได้จากลูกค้าในช่วง Peak เนื่องจาก ลูกค้าจะเปลี่ยน
มาใช้งานในช่วง Off Peak และลดหรือหยุดการใช้งานในช่วง Peak ไป ในการปรับปรุงค่า Heat
Rate ให้ดีขึ้นกว่าการวิจัยนี้สามารถทำได้โดยการปรับปรุงเครื่องจักรหลัก เช่น เครื่องกังหันก๊าซให้
มีประสิทธิภาพที่ดีขึ้น และการติดอุปกรณ์เสริม เช่น ระบบ Water Fogging หรือการพ่นน้ำเป็น
หมอกให้กับอากาศก่อนที่จะเข้าสู่เครื่องกังหันก๊าซซึ่งจะทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ดีขึ้น รวมไปถึงการ
เลือกใช้วิธีการเพิ่มผลผลิตของไอน้ำ และหลักการประหยัดพลังงานจึงเป็น แนวทางที่เหมาะสม ใน
การปรับปรุงค่า Heat Rate ให้ดีขึ้น

จากข้อกำหนดทางสัญญากับทางการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย ที่จะต้องมี
การใช้ประโยชน์จากความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงเพื่อประสิทธิภาพของการใช้เชื้อเพลิง
คือจะต้องมีการขายผลผลิตที่เกิดจากความร้อนที่ ไม่ว่าจะไอน้ำ หรือน้ำเย็น ไม่ต่ำกว่าร้อยละ
10 ของปริมาณไฟฟ้าที่ขาย มิเช่นนั้นจะต้องเสียค่าปรับ ดังนั้นเมื่อต้องการที่จะลงทุนสร้าง
โรงไฟฟ้าขึ้นใหม่ สิ่งสำคัญที่ต้องคำนึงถึงคือลูกค้าที่จะซื้อผลผลิตเหล่านี้ ซึ่งควรจะมากกว่าร้อยละ
10 ของปริมาณไฟฟ้าที่ขาย

5.3. ข้อเสนอแนะ

1. ค่า Heat Rate ที่ได้จากการวิจัยนี้ มาจากการคำนวณจากข้อมูลตาม Specification ของโรงไฟฟ้าตัวอย่างเท่านั้น ดังนั้น หากได้ข้อมูลจากโรงไฟฟ้าอื่นๆ อาจได้ผลเปรียบเทียบที่มากขึ้น ใกล้เคียงกับการใช้งานมากขึ้น
2. หากนำข้อมูลจากโรงไฟฟ้าประเภทอื่น ๆ มาทำการเปรียบเทียบ จะทำให้ทราบว่าโรงไฟฟ้าแต่ละประเภทนั้นให้ค่า Heat Rate เป็นเช่นไร
3. ควรทำการศึกษาเพิ่มในกรณีของการเปลี่ยนเครื่องจักรหลักอื่นๆ เช่น HRSG และ Steam Turbine รวมไปถึงการเปลี่ยนเทคโนโลยีของส่วน Utility เพื่อให้ได้ค่า Heat Rate ที่ดีขึ้น

รายการอ้างอิง

ภาษาไทย

- จตุพรพรชัย อนินวรรตกุล. คำตัดสินการใช้พลังงานจำเพาะในอุตสาหกรรมอาหาร. วิทยานิพนธ์
มหาบัณฑิต. สาขาวิชาเทคโนโลยีอุตสาหกรรม คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัย
เทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2543.
- ชัยศักดิ์ ชาตรีจันทร์สกุล. การจัดการพลังงานและสิ่งแวดล้อมของเตาเผาเครื่องปั้นดินเผาใน
จังหวัดราชบุรี. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต. ภาควิชาเทคโนโลยีการจัดการ
พลังงาน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2545.
- เป็นธิดา มณีโชติ, จันทรา จันทโร และไชยะ แซ่มซ้าย. การวิเคราะห์การใช้พลังงานของ
โรงงานควบคุม: TISC 33, 36, 37 และ 38. วารสารวิจัยพลังงาน ปีที่ 8 ฉบับที่ 2554/2
ภาคี ตินนาม. การศึกษาการใช้พลังงานไฟฟ้าภายในโรงงานผลิตเครื่องเรือนไม้ยางพารา
กรณีศึกษา บริษัท พาราอีสเทิร์นอินดัสทรี จำกัด. วิทยานิพนธ์มหาบัณฑิต.
ภาควิชาวิศวกรรมการจัดการอุตสาหกรรม สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระ
นครเหนือ, 2545.
- พัชรมาศ นุ่มดี, จันทรา จันทโร และไชยะ แซ่มซ้าย. การศึกษาประสิทธิภาพและการตรวจ
ติดตามการใช้พลังงานของโรงงานควบคุม. วารสารวิจัยพลังงาน ปีที่ 8 ฉบับที่
2554/2
- พิพัฒน์ ภูทอง. การศึกษาการประหยัดพลังงานไฟฟ้าที่เข้ากับมอเตอร์เหนี่ยวนำ 3 เฟสโดย
การใช้ตัวควบคุมการจัดการแบบเหมาะสมชนิดพลวัต. สารนิพนธ์ปริญญา
มหาบัณฑิต. ภาควิชาวิศวกรรมการจัดการอุตสาหกรรม สถาบันเทคโนโลยีพระ
จอมเกล้าพระนครเหนือ, 2550.
- ไพโรวัลย์ กอมหาสิทธิกุล. การศึกษาตัดสินการใช้พลังงานสำหรับโรงงานฆ่าและชำแหละไก่.
วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต. ภาควิชาวิศวกรรมการจัดการอุตสาหกรรม
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2541.
- รังสิต เวฬุวัน. รูปแบบการประหยัดพลังงานไฟฟ้าในโรงงาน: กรณีศึกษา บริษัท กังวาลโพลีเอ
สเตอร์ จำกัด. วิทยานิพนธ์มหาบัณฑิต. สาขาวิชาเทคโนโลยีอุตสาหกรรม
มหาวิทยาลัยราชภัฏเพชรบุรี, 2549.
- ศิริวัฒน์ อมรชัยทรัพย์. พลังงานที่ใช้สำหรับการสีและหุงข้าว. วิทยานิพนธ์ปริญญา
มหาบัณฑิต. ภาควิชาเทคโนโลยีการจัดการพลังงาน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระ
จอมเกล้าธนบุรี, 2545.

อนุชิต เฝิญสุชชนะโชค. การประหยัดพลังงานไฟฟ้าในโรงงานอุตสาหกรรมรองเท้า:

กรณีศึกษา บริษัท เจเอเอส ฟุตแวร์ จำกัด. สารนิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต.

ภาควิชาวิศวกรรมการจัดการอุตสาหกรรม สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระ

นครเหนือม, 2550.

อมรรัตน์ แก้วประดับ. การประหยัดพลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมประเภทโลหะ.

วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต. สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน คณะพลังงานและ

วัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2546

ภาษาอังกฤษ

A.K.Bhaktavatsalam , Ratna Choudhury. Specific Energy Consumption in the steel

industry.Energy Vol.20,No.12(1995):1247-1250

C.A. Ramirez , M. Patel ,K.Blok. How much energy to process one pound of meat? A

comparison of energy use and specific energy consumption in the meat industry of

four European countries. Energy 31(2006) :2047-2063

Vishal Sardeshpande ,U.N. Gaitonde , Rangan Banerjee . Model based energy benchmarking

for glass furnace. Energy Conversion and Management 48(2007):2718-2738

SUN Wen-qiang, CAI Jiu-ju ,DU Tao ,ZHANG Da-wei. Specific Energy Consumption Analysis

Model and Its Application in Typical Steel Manufacturing Process. Journal of Iron and

Steel Research,International.2011,17(10):33-37

ภาคผนวก

ตารางที่ 6.1 ปริมาณผลผลิตของไฟฟ้าและไอน้ำของโรงไฟฟ้าตัวอย่าง ปี 2553

เดือน / พ.ศ.	กำลังผลิตติดตั้ง (กิโลวัตต์)	ปริมาณการใช้เชื้อเพลิงหลัก			ชั่วโมงการเดินเครื่อง (ชั่วโมง)	ปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ (เมกกะวัตต์-ชั่วโมง)		ปริมาณไอน้ำที่ผลิตได้ (ตัน)		หมายเหตุ
		ชนิด	ปริมาณ	หน่วย		สำหรับใช้เอง	สำหรับขาย	สำหรับใช้เอง	สำหรับขาย	
มกราคม 2553	121,200	ก๊าซธรรมชาติ	606,822.76	ล้าน บีทียู	744.00	2,904.53	68,232.643	99,212.37	3,289.00	@ 9.5 barg
									5,734.20	@ 6.5 barg
									1,548.10	@ 6.0 barg
									1,940.80	@ 8.0 barg
									536.50	@ 8.0 barg
									13,048.60	Total
กุมภาพันธ์ 2553	121,200	ก๊าซธรรมชาติ	569,308.97	ล้าน บีทียู	672.00	2,653.26	63,735.410	91,861.32	3,537.37	@ 9.5 barg
									5,378.90	@ 6.5 barg
									2,002.20	@ 6.0 barg
									2,558.80	@ 8.0 barg
									468.30	@ 8.0 barg
									13,945.57	Total
มีนาคม 2553	121,200	ก๊าซธรรมชาติ	658,067.00	ล้าน บีทียู	744.00	2,968.35	73,915.050	108,504.12	4,174.00	@ 9.5 barg
									5,962.10	@ 6.5 barg
									2,143.90	@ 6.0 barg

									2,884.90	@ 8.0 barg
									397.00	@ 8.0 barg
									15,561.90	Total
เมษายน 2553	121,200	ก๊าซธรรมชาติ	606,312.00	ล้าน บีทียู	720.00	2,842.57	67,564.080	100,472.24	3,581.00	@ 9.5 barg
									5,840.71	@ 6.5 barg
									1,469.90	@ 6.0 barg
									2,037.70	@ 8.0 barg
									298.90	@ 8.0 barg
									13,228.21	Total
พฤษภาคม 2553	121,200	ก๊าซธรรมชาติ	651,066.58	ล้าน บีทียู	744.00	2,974.31	72,032.910	109,732.13	4,195.00	@ 9.5 barg
									4,018.10	@ 6.5 barg
									1,927.50	@ 6.0 barg
									2,535.90	@ 8.0 barg
									397.80	@ 8.0 barg
									13,074.30	Total
มิถุนายน 2553	121,200	ก๊าซธรรมชาติ	122,167.37	ล้าน บีทียู	360.00	801.73	22,545.790	15,040.15	546.00	@ 9.5 barg
									714.70	@ 6.5 barg
									276.90	@ 6.0 barg
									424.60	@ 8.0 barg

									63.90	@ 8.0 barg
									2,026.10	Total
กรกฎาคม 2553	121,200	ก๊าซธรรมชาติ	535,635.00	ล้าน บีทียู	744.00	2,585.24	60,444.930	86,237.210	2,934.00	@ 9.5 barg
									4,450.00	@ 6.5 barg
									1,114.70	@ 6.0 barg
									2,456.90	@ 8.0 barg
									444.50	@ 8.0 barg
									11,400.10	Total
สิงหาคม 2553	121,200	ก๊าซธรรมชาติ	629,167.33	ล้าน บีทียู	744.00	2,853.03	71,736.070	100,629.500	3,670.00	@ 9.5 barg
									4,856.00	@ 6.5 barg
									1,939.90	@ 6.0 barg
									2,730.30	@ 8.0 barg
									267.30	@ 8.0 barg
									13,463.50	Total
กันยายน 2553	121,200	ก๊าซธรรมชาติ	617,853.00	ล้าน บีทียู	720.00	2,661.46	70,202.590	99,407.980	3,604.00	@ 9.5 barg
									4,756.80	@ 6.5 barg
									2,489.60	@ 6.0 barg
									2,941.80	@ 8.0 barg
									293.80	@ 8.0 barg

									14,086.00	Total
ตุลาคม 2553	121,200	ก๊าซธรรมชาติ	604,915.00	ล้าน บีทียู	744.00	2,722.30	68,948.373	96,442.250	3713.00	@ 8.0 barg
									3977.30	@ 6.5 barg
									1962.00	@ 6.0 barg
									2664.90	@ 8.0 barg
									207.20	@ 8.0 barg
									12524.40	Total
พฤศจิกายน 2553	121,200	ก๊าซธรรมชาติ	597,357.00	ล้าน บีทียู	720.00	2,638.52	67,040.228	96,364.35	3,858.00	@ 9.5 barg
									4,106.30	@ 6.5 barg
									2,160.60	@ 6.0 barg
									2,787.50	@ 8.0 barg
									379.30	@ 8.0 barg
									13,291.70	Total
ธันวาคม 2553	121,200	ก๊าซธรรมชาติ	603,327.00	ล้าน บีทียู	740.00	2,692.27	67,829.548	99,468.25	3,265.00	@ 9.5 barg
									4,541.50	@ 6.5 barg
									1,308.10	@ 6.0 barg
									744.70	@ 8.0 barg
									316.1	@ 8.0 barg
									10175.4	Total

เอกสาร Specification ของแต่ละเทคโนโลยีการผลิต

โดยแบ่งเป็น

- Rolls-Royce
- Siemens
- GE

ตามลำดับ



The RB211-H63

The winning formula for increased power and efficiency

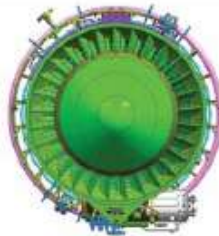


The RB211-H63

A power and efficiency upgrade

Delivering 11MW more power but in the same footprint as the RB211-GT61 and with an improved efficiency of up to 41.5 per cent the H63 utilises the best technology from the company's fleet of RB211 and Trent units. Combine this with a new high efficiency, high speed RT63 power turbine and operators benefit from a gas turbine with the best efficiency in the 35MW to 45MW power range.

Announced in 2010 the new RB211 evolution fills a power gap in the industry not fully covered by other gas turbines. It will be ready to be shipped to customers for both power generation and mechanical drive applications from the first quarter of 2012.



Perfection in engineering

The Rolls-Royce Industrial RB211 has been progressively developed and improved for nearly 40 years. Derived from its aero namesake that powers numerous aircraft, the industrial engine has always been the ultimate blend of long experience and the best of the available technology. The result each time has been a power generator of outstanding reliability, simplicity and maintainability.

Today, by incorporating proven Trent technological advances the RB211 is seeing its sixth generation upgrade to produce an engine with an initial power rating of 44MW.

The engine achieves full load power in ten minutes from cold start and is capable of changing between liquid and gas fuels at all power levels without interruption to load. Dry Low Emissions (DLE), Wet Low Emissions (WLE) and non DLE engines are available.

Electric power generation

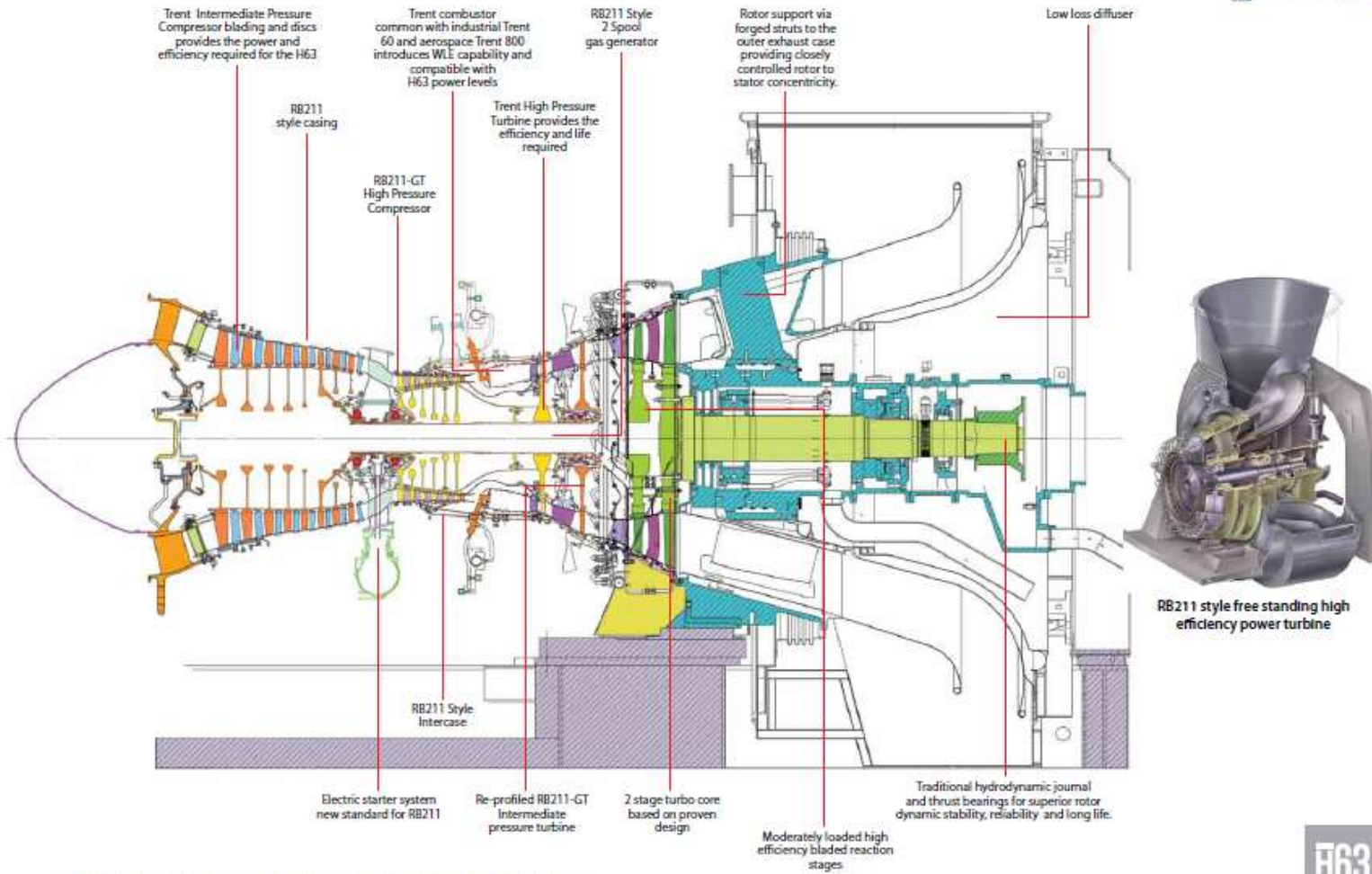
The H63 delivers up to 44MW and up to 41.5% efficiency on natural gas fuel for 50/60Hz base load power generation.

Mechanical drive

Compressor drive is rated at 50,000 shaft horsepower continuous operating on natural gas with a shaft speed of 6000 rpm and is matched to the Rolls-Royce RFBS-30 pipeline compressor, with an efficiency of 88%.



H63



The winning formula for increased power and efficiency



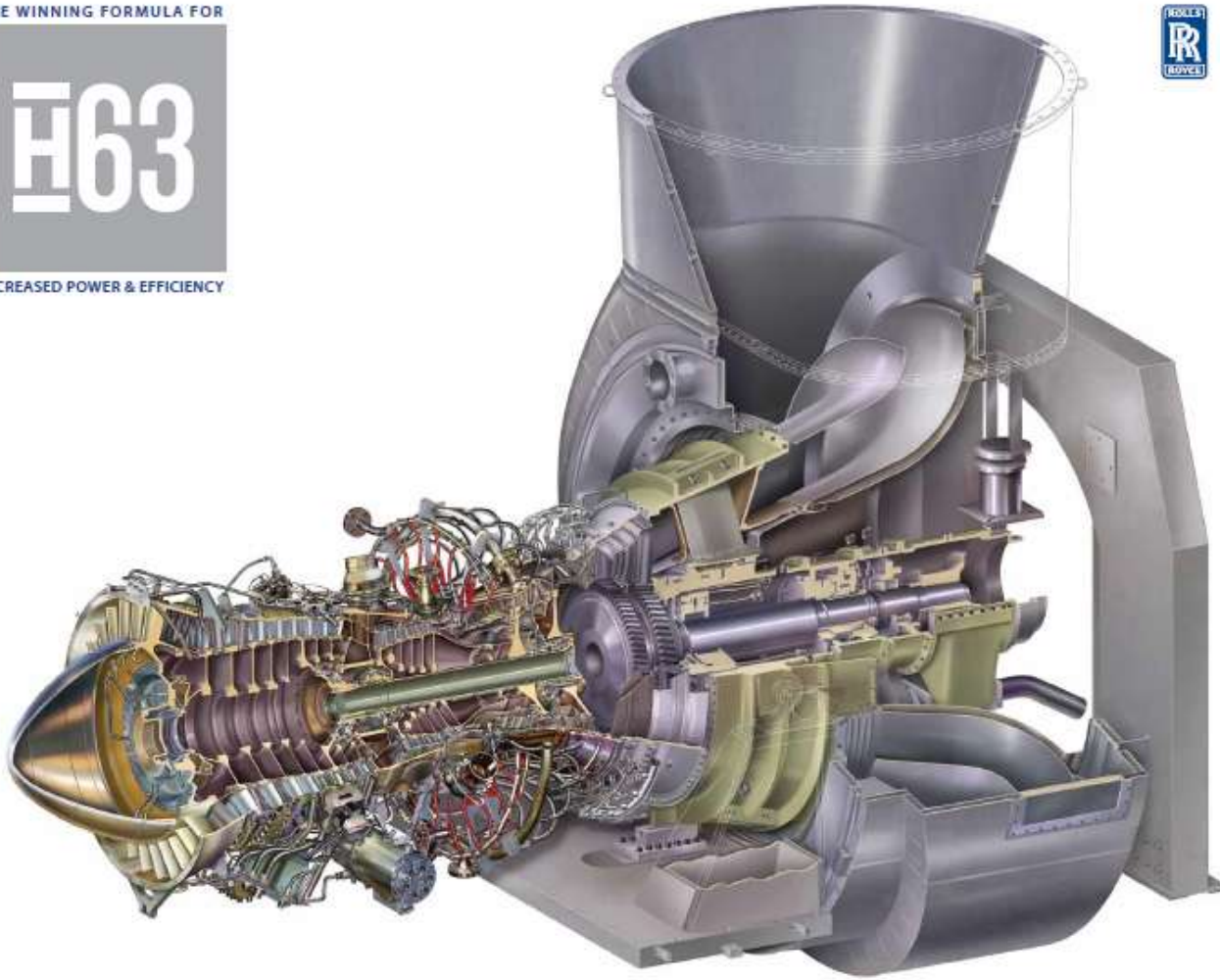
THE WINNING FORMULA FOR

H63

INCREASED POWER & EFFICIENCY



Rolls-Royce



Technical specifications

Gas turbine Overview

- Power Generation - 48MW (64MW)
- Frequency - 50/60 Hz
- Efficiency - 41.5%
- Heat rate (30% MWH) (225 Btu/MWh)
- Turbine speed - 6000 rpm continuous
- Compressor Pressure Ratio - 25:1:1
- Inlet Air Flow - 107 kg/s (235 B/s)
- Inlet Temperature 483 deg C (902 deg F)
- Dimensions
- Wt. 100,000 kg (220,000 lbs)
- 13.5 m (44 ft 5 in) tall, 2.5 m (8 ft 2 in) wide

Axial Compressor

- 6 stage axial-flow IP compressor
- 4 stage axial-flow HP compressor
- 3 stages of variable guide vanes

Combustion

- 24 dual fuel (oil / low emission (LE)) burners
- DLI

Turbine

- 2 stage air cooled

Power Turbine

- 2 stage air cooled

Fuel System

- Full load power available in 10 minutes from cold
- Capable of changing between liquid and gas fuels at all power levels without interruption to load
- Natural gas - Liquid fuel - Dual fuel

Starting

- Electric start motor

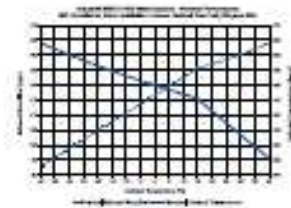
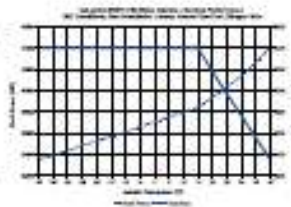
Generator

- Four pole design
- Rated voltage 11.5 kV (10.5 kV)
- 50 or 60 Hz
- Complies with world wide regulatory requirements
- Air and water cooled options
- Horizontal shaft generator



Maintenance

- Modular construction for reliable operation, easy maintenance and quick installation
- On-site maintenance 24hr on range of gas generators
- Staff training in operation and maintenance
- Power turbine module exchange can be achieved within 10 days
- Module replacement at 25,000 hours and overhaul at 50,000 hours



The RB211 family

Power around the world



- Over 600 engines sold around the world
- Over 520 engines in service
- 26 million operating hours
- 100 customers
- Lead engine has over 100,000 hours





global contact

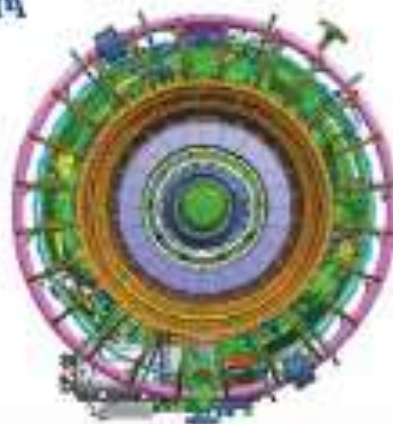
America-North America
 6101 941420 ROAD
 EASTON, MD, 21531 USA
 tel +1 203 236 6000 fax +1 203 236 6100

America-South America
 60 Avenida Libertad 10, 0801000,
 Costa Rica, 60 de San José, Costa
 Rica tel +50 21 2277 0000 fax +50 21 2277 0000

Asia Pacific
 16 International Business Park,
 Unit 13-15, Singapore 609921
 tel +65 6861 2004 fax +65 6861 6167

Europe/Middle East/Africa
 10000 International
 London EC1A 3AT
 United Kingdom
 tel +44 20 7770 6000 fax +44 20 7770 6000

www.rolls-royce.com



© Rolls-Royce 2009
 The information in this document is the property of Rolls-Royce plc and may not be
 copied or transmitted in any form, or used for any purpose other than that for
 which it is supplied, without the express written consent of Rolls-Royce plc.

This information is given in good faith, based on the latest information available to
 Rolls-Royce plc, no warranty or representation is given concerning such information,
 which may not be taken as constituting any contractual or other commitment
 binding upon Rolls-Royce plc or any other subsidiary or associated company.

1000 0470 00
 Derby, England



SIEMENS

Answers for Energy

Industrial Gas Turbines

The comprehensive product range from 5 to 50 megawatts

www.siemens.com/energy

Meeting your needs, driving your profitability: Industrial gas turbines from Siemens

A reliable, environmentally friendly and cost-effective power supply is a key driver for a profitable and sustainable business. Whether you are an oil and gas company, an EPC or architect engineer, a power producer or a power user, we are able to offer gas turbine based solutions which will exactly meet your needs and increase your profitability.

Our industrial gas turbine range comprises nine models with capacities from 5 to 50MW, designed with your profitability in mind. Whatever the application, our gas turbines meet the requirements for efficiency, reliability and environmental compatibility, giving low life-cycle costs and the best possible return on investment.

Whether for the production of power and heat, or the transport of oil and gas, our proven turbines are among the most practical and economical prime movers.

Dry Low Emission (DLE) combustion is standard throughout the product range, to minimize NO_x emissions and ensure that our turbines comply with both global and regional emission regulations. Our leading-edge turbine technology offers broad fuel flexibility and outstanding efficiencies for economic fuel consumption and low CO₂ emissions.

Our solutions include:

- gas turbine generating sets
- gas turbines for power generation and mechanical drive applications
- gas turbines for marine applications
- full range of extended scope solutions for the oil and gas industry
- full range of extended scope solutions for power producers and users
- power plants
- lifetime service and support packages

Industrial gas turbines

The comprehensive Siemens product range from 5 to 50 megawatts



SGT-100

Power generation 5.40MW(e)

- Fuel: Natural gas*
- Frequency: 50/60Hz
- Electrical efficiency: 31.0%
- Heat rate: 11,613kJ/kWh (11,008Btu/kWh)
- Turbine speed: 17,384rpm
- Compressor pressure ratio: 15.6:1
- Exhaust gas flow: 70.6kg/s (45.4lb/s)
- Exhaust temperature: 531°C (988°F)
- NO_x emissions with DLE, corrected to 15% O₂ dry): < 25ppmV

Mechanical drive 5.70MW (7,640bhp)

- Fuel: Natural gas*
- Efficiency: 32.9%
- Heat rate: 10,948kJ/kWh (7,738Btu/bhpht)
- Turbine speed: 13,000rpm
- Compressor pressure ratio: 14.9:1
- Exhaust gas flow: 19.7kg/s (43.4lb/s)
- Exhaust temperature: 543°C (1,009°F)
- NO_x emissions with DLE, corrected to 15% O₂ dry): < 25ppmV



SGT-200

Power generation 6.75MW(e)

- Fuel: Natural gas*
- Frequency: 50/60Hz
- Electrical efficiency: 31.5%
- Heat rate: 11,418kJ/kWh (10,823Btu/kWh)
- Turbine speed: 11,053rpm
- Compressor pressure ratio: 12.2:1
- Exhaust gas flow: 29.3kg/s (64.5lb/s)
- Exhaust temperature: 466°C (871°F)
- NO_x emissions with DLE, corrected to 15% O₂ dry): < 25ppmV

Mechanical drive 7.68MW (10,300bhp)

- Fuel: Natural gas*
- Efficiency: 33.0%
- Heat rate: 10,906kJ/kWh (7,708Btu/bhpht)
- Turbine speed: 10,950rpm
- Compressor pressure ratio: 12.3:1
- Exhaust gas flow: 29.5kg/s (65.0lb/s)
- Exhaust temperature: 489°C (912°F)
- NO_x emissions with DLE, corrected to 15% O₂ dry): < 25ppmV



SGT-300

Power generation 7.90MW(e)

- Fuel: Natural gas*
- Frequency: 50/60Hz
- Electrical efficiency: 30.6%
- Heat rate: 11,773kJ/kWh (11,158Btu/kWh)
- Turbine speed: 14,010rpm
- Compressor pressure ratio: 13.7:1
- Exhaust gas flow: 30.2kg/s (66.6lb/s)
- Exhaust temperature: 542°C (1,008°F)
- NO_x emissions with DLE, corrected to 15% O₂ dry): < 25ppmV

Mechanical drive 8.2MW (11,000bhp)

- Fuel: Natural gas*
- Efficiency: 34.6%
- Heat rate: 10,400kJ/kWh (7,350Btu/bhpht)
- Turbine speed: 11,500rpm
- Compressor pressure ratio: 13.3:1
- Exhaust gas flow: 29.0kg/s (63.9lb/s)
- Exhaust temperature: 498°C (928°F)
- NO_x emissions with DLE, corrected to 15% O₂ dry): < 25ppmV

*No intake or exhaust loss; other gaseous, liquid and/or dual fuel options available





SGT-400

Power generation 12.90MW (e)

- Fuel: Natural gas*
- Frequency: 50/60Hz
- Electrical efficiency: 34.8%
- Heat rate: 10,355kJ/kWh (9,815Btu/kWh)
- Turbine speed: 9,500rpm
- Compressor pressure ratio: 16.8:1
- Exhaust gas flow: 39.4kg/s (86.8lb/s)
- Exhaust temperature: 555°C (1,031°F)
- NO_x emissions (with DLE, corrected to 15% O₂ dry): ≤ 15ppmV

Also available as 14.40MW (e)

Mechanical drive 13.40MW (18,000bhp)

- Fuel: Natural gas*
- Efficiency: 36.2%
- Heat rate: 9,943kJ/kWh (7,028Btu/bhp)
- Turbine speed: 9,500rpm
- Compressor pressure ratio: 16.8:1
- Exhaust gas flow: 39.4kg/s (86.8lb/s)
- Exhaust temperature: 555°C (1,031°F)
- NO_x emissions (with DLE, corrected to 15% O₂ dry): ≤ 15ppmV

Also available as 15.00MW (20,100bhp)



SGT-500

Power generation 19.10MW (e)

- Fuel: Natural gas*
- Frequency: 50/60Hz
- Electrical efficiency: 33.8%
- Heat rate: 10,664kJ/kWh (10,107Btu/kWh)
- Turbine speed: 3,600rpm
- Compressor pressure ratio: 13:1
- Exhaust gas flow: 97.9kg/s (215.9lb/s)
- Exhaust temperature: 369°C (697°F)
- NO_x emissions (with DLE, corrected to 15% O₂ dry): ≤ 42ppmV

Mechanical drive 19.52MW (26,177bhp)

- Fuel: Natural gas*
- Efficiency: 34.5%
- Heat rate: 10,432kJ/kWh (7,373Btu/bhp)
- Turbine speed: 3,450rpm
- Compressor pressure ratio: 13:1
- Exhaust gas flow: 97.9kg/s (215.9lb/s)
- Exhaust temperature: 369°C (697°F)
- NO_x emissions (with DLE, corrected to 15% O₂ dry): ≤ 42ppmV



SGT-600

Power generation 24.77MW (e)

- Fuel: Natural gas*
- Frequency: 50/60Hz
- Electrical efficiency: 34.2%
- Heat rate: 10,533kJ/kWh (9,983Btu/kWh)
- Turbine speed: 7,700rpm
- Compressor pressure ratio: 14:1
- Exhaust gas flow: 80.4kg/s (177.3lb/s)
- Exhaust temperature: 543°C (1,009°F)
- NO_x emissions (with DLE, corrected to 15% O₂ dry): ≤ 25ppmV

Mechanical drive 25.40MW (34,100bhp)

- Fuel: Natural gas*
- Efficiency: 35.1%
- Heat rate: 10,258kJ/kWh (7,250Btu/bhp)
- Turbine speed: 7,700rpm
- Compressor pressure ratio: 14:1
- Exhaust gas flow: 80.4kg/s (177.3lb/s)
- Exhaust temperature: 543°C (1,009°F)
- NO_x emissions (with DLE, corrected to 15% O₂ dry): ≤ 25ppmV

*No intake or exhaust loss; other gaseous, liquid and/or dual fuel options available





SGT-700

Power generation 31.21MW(e)

- Fuel: Natural gas*
- Frequency: 50/60Hz
- Electrical efficiency: 36.4%
- Heat rate: 9,882kJ/kWh (9,367Btu/kWh)
- Turbine speed: 6,500rpm
- Compressor pressure ratio: 18.6:1
- Exhaust gas flow: 94kg/s (208lbs)
- Exhaust temperature: 528°C (983°F)
- NO_x emissions (with DLE, corrected to 15% O₂ dry): < 15ppmV

Mechanical drive 32.04MW (42,966bhp)

- Fuel: Natural gas*
- Efficiency: 37.4%
- Heat rate: 9,629kJ/kWh (6,806Btu/bhp)
- Turbine speed: 6,500rpm
- Compressor pressure ratio: 18.6:1
- Exhaust gas flow: 94kg/s (207lbs)
- Exhaust temperature: 528°C (983°F)
- NO_x emissions (with DLE, corrected to 15% O₂ dry): < 15ppmV



SGT-750

Power generation 35.93MW(e)

- Fuel: Natural gas*
- Frequency: 50/60Hz
- Electrical efficiency: 38.7%
- Heat rate: 9,296kJ/kWh (8,811Btu/kWh)
- Turbine speed: 6,100rpm
- Compressor pressure ratio: 23.8:1
- Exhaust gas flow: 113.3kg/s (249.8lbs)
- Exhaust temperature: 462°C (864°F)
- NO_x emissions (with DLE, corrected to 15% O₂ dry): < 15ppmV

Mechanical drive 37.11MW (49,765bhp)

- Fuel: Natural gas*
- Efficiency: 40.0%
- Heat rate: 9,002kJ/kWh (6,362Btu/bhp)
- Turbine speed: 3,050–6,405rpm
- Compressor pressure ratio: 23.8:1
- Exhaust gas flow: 113.3kg/s (249.8lbs)
- Exhaust temperature: 462°C (864°F)
- NO_x emissions (with DLE, corrected to 15% O₂ dry): < 15ppmV



SGT-800

Power generation 47.00MW(e)

- Fuel: Natural gas*
- Frequency: 50/60Hz
- Electrical efficiency: 37.5%
- Heat rate: 9,597kJ/kWh (9,096Btu/kWh)
- Turbine speed: 6,608rpm
- Compressor pressure ratio: 19:1
- Exhaust gas flow: 131.5kg/s (289.9lbs)
- Exhaust temperature: 544°C (1,011°F)
- NO_x emissions (with DLE, corrected to 15% O₂ dry): < 15ppmV

Also available as 50.50MW(e)

*No intake or exhaust loss; other gaseous, liquid and/or dual fuel options available







Wingas compressor station, Eilschieben, Germany: Two Siemens compressor trains, each powered by a 30MW SGT-700 gas turbine, boosting the pipeline pressure for Natural gas* transport.



Siemens gas turbine package: A 5.25MW(e) industrial gas turbine cogeneration package, including an SGT-100 gas turbine, generator and auxiliaries, providing heat and power.



Coborg Energi AB, Rya, Gothenburg: Three 45MW(e) SGT-800 gas turbines at the combined heat and power plant provide electricity and heating to the city of Gothenburg.



Sasol Technology (Pty) Ltd, South Africa: The 13.4MW SGT-400 gas turbine is the key component to the two pipeline compressor sets installed at the Komatipoort compressor station.

Power generation and industrial applications

Independent power producers, utilities and municipalities:

- Simple cycle and combined cycle power plants for base load, standby power and peak lopping
- Cogeneration for industrial plants with high heat load and district heating schemes

Power users:

- Chemical plants and pharmaceuticals
- Food and beverage plants
- Automotive plants, mining, heavy industry
- Pulp and paper, textiles
- Hospitals, universities and other building complexes
- Marine propulsion, other process and manufacturing industries

Oil and gas industry

Upstream – onshore and offshore production, fixed and floating:

- Prime movers for water injection and crude oil pumping, gas lift, gas/oil separation
- Well depletion/wellhead boosting, natural gas and sour gas injection
- Gas gathering and export gas compression, refrigeration compression for gas-processing plant
- Power generation and power supply

Midstream – pipelines, storage and LNG:

- Gas turbine driven compressors and pumps, e.g. for high-pressure gas transmission pipelines and oil pumping
- Power generation and refrigerant compression for liquefied Natural gas* (LNG)

Downstream – refineries, petrochemicals, GTL:

- Gas to liquids (GTL) – power generation
- Refinery – power generation

Published by and copyright © 2012:
Siemens AG
Energy Sector
Freyshofenstrasse 1
91058 Erlangen, Germany

Siemens AG
Energy Sector
Oil & Gas
Wolfgang-Rauter-Platz
47053 Duisburg, Germany

Siemens Energy Inc.
10730 Telge Road
Houston, Texas 77095, USA

Siemens Industrial Turbomachinery Ltd.
Ruston House, Waterside South
Lincoln LN5 7FD
United Kingdom

For more information, please contact
our Customer Support Center.
Phone: +49 180 524 70 00
Fax: +49 180 524 24 71
(Charges depending on provider)
E-mail: supportEnergy@siemens.com

Oil & Gas Division
Order No. ES0001-G430-A100V5-4A00
Printed in Germany
Dispo 34806, bdk F120047, cAbs 7447, PWS 031223
Printed on elementary chlorine-free bleached paper

All rights reserved.
Trademarks mentioned in this document
are the property of Siemens AG, its affiliates,
or their respective owners.
Subject to change without prior notice.
The information in this document contains
generic descriptions of the products/options
available, which may not apply in all cases.
The required technical options should therefore
be specified in the contract.

GE Energy

Cogeneration Application Considerations

John A. Jacobs III
Technical Leader
Evaluation & Analysis

Martin Schneider
Senior Marketing Manager

May 2009



Cogeneration Application Considerations

Introduction

Cogeneration or CHP (Combined Heat and Power). The terms cogeneration and CHP are used interchangeably in this paper and are defined as the combined simultaneous generation of heat and electrical energy with a common source of fuel. Common examples of cogeneration applications include pulp and paper mills, steel mills, food and chemical processing plants, and District Heating (DH) applications.

Since the beginning of the 20th century, cogeneration technology has been utilized by many industrial companies as an eco-friendly means to economically meet a plant's combined heat and power demands. The volatility of fuel costs and electricity prices in deregulated markets—coupled with the need to secure reliable heat and power supplies, along with new environmentally based financial incentives—are driving the evolution of this technology. These key factors are causing many industrial companies, municipalities, developers and utilities to give even more consideration to cogeneration as an eco-friendly, profitable, and reliable means of addressing their specific generation needs while also meeting local environmental regulations.

In the past and certainly prior to 1960, most cogeneration applications were developed based on steam turbine cogeneration systems consisting of conventional fossil-fired boiler(s) in addition to an industrial type steam turbine and/or combinations of industrial type steam turbines. More recent factors have made gas turbine and engine based solutions highly desirable, including:

- Potential economic benefits resulting from higher power-to-heat ratios
- Rising fuel costs
- Operational flexibility
- Emerging environmental policies and incentives
- Increased focus and need for power security
- Availability of a wide range of system integration options coupled with attractive cogeneration system performance levels

These technological advances in the area of fuel flexibility, as well as gas turbine and engine product diversification/adaptation, have served as enablers to make some cogeneration opportunities feasible, while making others even more attractive.

Universal sensitivity to our environment and environmental considerations have led to the development of projects that not only minimize GHG (Green House Gas) emissions, but also help to displace GHG emissions from existing plants as well as other emissions sources. Thus, one of the more significant advantages for gas turbine, combined cycles and gas reciprocating engines is the potential for GHG reductions as compared to less efficient systems. This monetization of GHG reductions serves as a significant driver/incentive for the development of gas-turbine and gas-engine-based cogeneration applications.

Cogeneration applications range from industrial applications such as pulp and paper mills, steel mills, and chemical processing plants to commercial and civic-based applications like hospitals, universities and warehouses—thus encompassing a wide range of unique power-to-heat ratios. The variation of power-to-heat ratio combined with differences in grade/quality of heat (such as water, steam, and process heating/cooling) within the cogeneration application space are dictating both technology selection as well as system and product flexibility requirements.

The primary objectives of this paper are to:

- Review many of the technical considerations and alternative options associated with the development of cogeneration systems
- Discuss some of the environmental benefits that are potentially available through cogeneration, and to introduce the concept of monetization (primarily surrounding CO₂)
- Illustrate and provide the CHP performance characteristics associated with GE's diverse gas turbine and reciprocating gas engine product portfolios that can ultimately be leveraged for project and technology screening purposes. The technical parameters provided include—but are not limited to—power-to-heat ratio, equipment capacity (thermal/electrical) and efficiency/FCP (Fuel Chargeable to Power), and/or SFC (Specific Fuel Consumption) in the case of reciprocating gas engines.

This paper reviews many of the technical, economic and environmental considerations in the development of cogeneration projects.

Cogeneration

Cogeneration is frequently defined as the sequential production of necessary heat and power (electrical or mechanical) or the recovery of low-level energy for power production. This sequential energy production yields fuel savings relative to separate energy production facilities because both the heat and power requirements are satisfied from a common/single fuel source. The heat that would otherwise be wasted in the power production process is recovered and leveraged to provide process heat requirements (which otherwise would have to be generated with a separate fuel source), thus providing significant fuel savings.

With the recent increases in gas and oil prices, advancements in gas-turbine and gas-reciprocating-engine fuel flexibility—combined with a worldwide desire to reduce GHG (Green House Gas) emissions, increase power security (through localization of power generation), and attractive cogeneration system efficiency levels—have sparked renewed interest in cogeneration applications.

Power can be cogenerated in topping or bottoming cycles. In a topping cycle, power is generated prior to the delivery of thermal energy to the process. Typical topping cycle examples include:

- Non-condensing steam turbine cycles (commonly used in the pulp and paper industry)
- Heat recovery and combined cycles (applied in many chemical plants), where exhaust energy for a gas turbine or heat from gas reciprocating engines provide thermal energy that is ultimately used to satisfy the process requirements
- Central heating/cooling applications that exist in urban locations where electric power stations also supply thermal energy (or similarly on a smaller scale, where heating/cooling requirements are recovered from gas turbine or gas reciprocating engines to satisfy localized, civic or commercial based CHP requirements)

In bottoming cycles, power is produced from the recovery of process thermal energy that would normally be rejected to the heat sink. Typical bottoming cycle examples include:

- Power generation resulting from recovery of excess thermal energy (combined cycle steam turbine output generation)

- Power generation derived from exothermic process reactions, and heat recovery from kilns, process heaters and furnaces.

This paper focuses primarily on application considerations for tapping cogeneration cycles.

For comparative purposes Figure 1 illustrates energy utilization effectiveness (the percent of total energy output from the cycle which is useful heat and/or power) for a typical non-reheat coal-fired utility/industrial plant configuration (three-stage feed water heating with steam conditions of 1450 psig / 950°F [101 bar / 510°C]) steam conditions vs. a cogeneration facility utilizing the same fired boiler but with a non-condensing steam turbine generator that supplies steam to process. This diagram suggests that relative to the typical coal-fired power generation application (as previously defined) the energy utilization associated with an equivalent cycle with cogeneration can be improved by as much as 35%. This improvement in energy utilization is made possible because the process demand becomes the heat sink for the cogeneration cycle, thus eliminating energy losses associated primarily with the condenser:

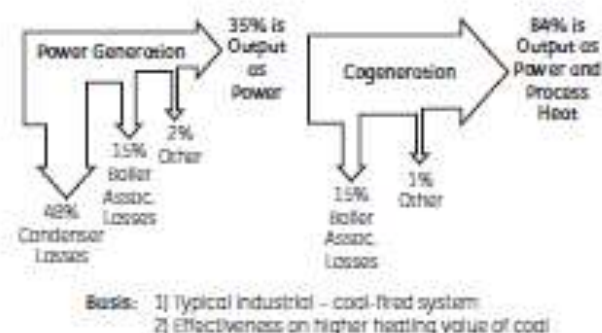


Figure 1. Fuel utilization effectiveness (coal-fired boiler)

This principal is further illustrated by Figure 2, which highlights the influence of decreasing the thermal energy to a process from a steam turbine cycle. As less steam is delivered to process, the electrical output ratio (relative to the electric output at 100% steam-to-process) increases, becoming a maximum of about 2.0 for the steam conditions noted if no steam is delivered to process. The overall efficiency decreases from 84% to 35% as process steam delivery is eliminated.

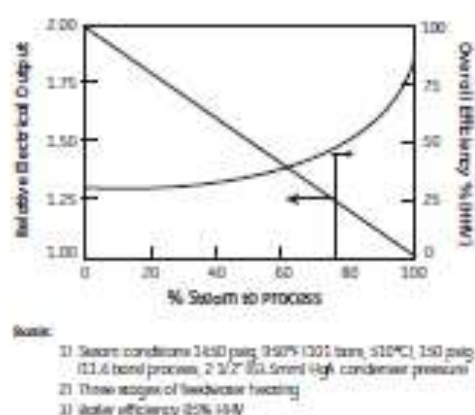


Figure 2. Steam turbine cycle performance at various process steam demands

Similar performance benefits are also available in gas turbine and reciprocating gas engine cogeneration systems. For example, an F-class technology gas turbine generator with feeding to an HRSG (which in turn provides process steam) can yield overall energy effectiveness levels between 80-85% depending upon process steam conditions. In comparison, the same F-class gas turbine in combined cycle (and producing power only) yields an overall energy effectiveness of between 50-55% depending upon the cycle design. This comparison is illustrated in Figure 3.

It is worthy to note that energy effectiveness as previously defined differs from efficiency/CHP efficiency in that CHP efficiency is defined as the useful energy-out (combined heat and power) divided by energy-in (energy in the fuel), whereas energy effectiveness also accounts for the energy in the air. By comparison the efficiency/CHP efficiency for gas-turbine-based cogeneration plants are 90+% versus 80+% for a conventional steam plant based cogeneration system.

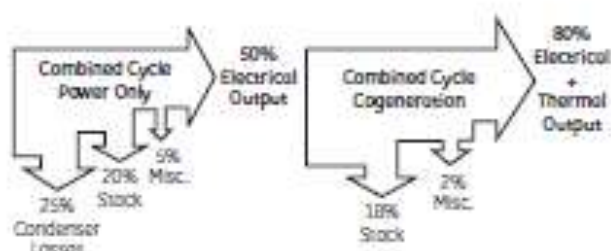


Figure 3. Fuel utilization effectiveness (combined cycle/gas turbine based)

Figure 2 and Figure 3 clearly illustrate that from a fuel utilization perspective, cogeneration system performances are significantly better than typical steam turbine or gas turbine combined cycles that are designed to only produce power.

Today, across the globe, many local governmental incentives have been established to help promote the development of new cogeneration applications with an objective of driving fuel utilization. One such example is the SPP (Small Power Plant) in Thailand. While such incentives are not new (for example, PURPA in the US), the underlying motivations can be different. More often than not, current incentives are borne out of a want, desire and need to reduce green house gas emissions, whereas the motivations of the past may have focused more on fuel utilization from an energy market perspective (deregulation and market competition). In support of today's market drivers GE not only maintains a position of industry leadership in the areas of gas turbine and gas engine fuel flexibility and emissions capability, but also continues to evolve world-class advanced technology with focused research and development efforts in these areas.

Coincidentally, in the case of the aforementioned regulations a STAG (Steam And Gas) cycle qualification is/was to provide about 6% of its steam generation to process. At this operating condition, the overall performance approaches that of a conventional STAG power generation cycle. Later in this paper, tables are provided that define GE's gas turbine and gas engine product characteristics, which in turn illustrate the wide application range and flexibility of these products to support cogeneration applications.

For purposes of the following discussions, "thermally optimized" cogeneration systems are defined as those developed using non-condensing steam turbine generators or condensing units operated at minimum flow to the condenser for cooling purposes.

Net Heat to Process and Fuel Chargeable to Power

In evaluating and comparing alternative cogeneration cycles, two concepts are key: Net Heat to Process (NHP) and Fuel Chargeable to Power (FCP). Both concepts are "Btu/kJ" accounting methods that can be leveraged to provide normalized performance comparisons between different sized cogeneration systems and different technologies. In turn, the products of these methodologies

become the basis of the performance that is used in the economic modeling process.

Net Heat to Process is defined as the net energy supplied by the cogeneration system to the process load, as depicted in Figure 4. It is necessary to maintain a constant NHP for all systems being considered, especially when different gas- and steam-turbine configurations export energy to process at different conditions.

Fuel Chargeable to Power (FCP) is a parameter used to define the thermal performance of a topping cogeneration system. The FCP is defined as the incremental fuel for the cogeneration system, relative to the fuel needs of a heat-only system divided by the net incremental power produced by the cogeneration system. Simply put, FCP is the incremental fuel divided by the incremental power (i.e., the incremental heat rate). For a plant generating electric power only (an industrial or a utility), the FCP and net plant heat rate are interchangeable terms commonly expressed in Btu/kWh or kJ/MWh. The FCP concept is illustrated in Figure 5.

Steam Turbines for Cogeneration

Figure 6 shows several steam turbine configurations that can be used to generate power while satisfying a process need for steam. Steam turbines generally can be designed to meet the specific process heat needs. Unlike gas turbines that are sold in specific sizes or frame sizes, steam turbine generators have traditionally been custom-designed machines and seldom have 100% identical components or capabilities. However, it should be noted that many OEMs (including GE) continue to push more and more toward product and as a minimum component/hardware standardization wherever possible.

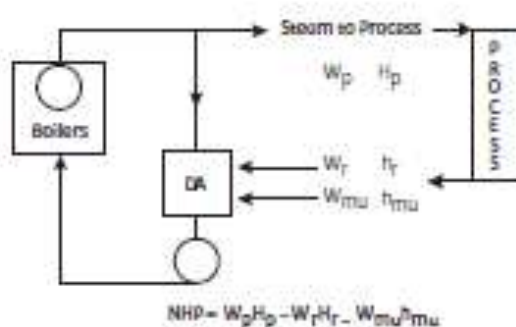


Figure 4. Net Heat to Process (NHP)

Configurations 1, 3 and 4 (illustrated in Figure 6) provide steam at a "controlled" pressure, consistent with the process header requirements. Configuration 5 includes two uncontrolled extraction openings in the steam turbine generator and provides steam that would be taken to a common line and pressure-reduced if necessary to meet the pressure requirements in the process. The higher uncontrolled opening would be used during lighter load operation of the turbine, when the pressure at the lower opening is too low for process use. Uncontrolled-extraction turbines of this type are typically used when process extractions are small compared to total turbine flow—or when process needs are fairly constant except during start up, shut down or emergency situations.

Turbines represented in Configurations 1 and 3 will yield power dependent directly on process demands, since no condensing section capability exists. Their power production depends on the rise and fall of the steam demand. The addition of condensing capability (Configurations 2, 4 and 5) provides added power-generating flexibility. When a condenser is used, power can be generated independently from the process steam demand (assuming that the steam turbine is sized accordingly).

In "thermally optimized" steam turbine cogeneration cycles, steam is expanded in non-condensing or automatic-extraction non-condensing steam turbine-generators that extract and/or exhaust into the process-steam header(s). The FCP for these systems is typically in the 4000 to 4500 Btu/kWh HHV (4220 to 4750 kJ/kWh) range. The influence of initial steam conditions and process steam

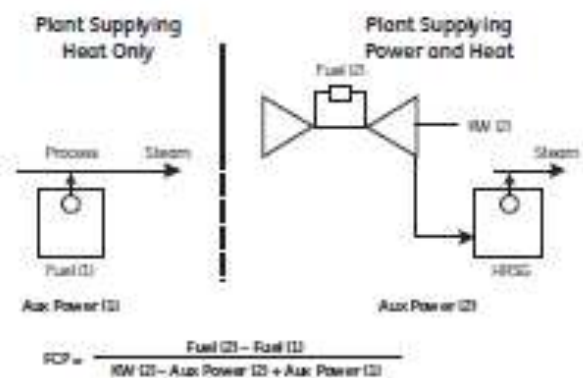


Figure 5. Fuel Chargeable to Power (FCP)

pressure on the amount of cogenerated power per 100 million Btu/h (105.5 GJ/h) NHP is illustrated in Figure 7. The increase in cogenerated power through the use of higher initial steam conditions, and lower process pressures, is readily apparent.

Studies have shown that higher steam conditions can be economically justified more easily in industrial plants with relatively large process steam demands. Data given in Figure 8 provide guidance with regard to the initial steam conditions that are normally considered for industrial cogeneration applications.

It should be noted, and it may even be obvious, that there is a correlation between fuel price and/or energy prices and the initial steam condition selection for a given application. Specifically, this illustrates that higher fuel prices and/or energy prices favor the upper portion of the bands shown in Figure 8.

Even when utilizing the most effective thermally optimized steam turbine cogeneration systems, the amount of power that can be cogenerated without a condensing section to the steam turbine, per unit of heat energy delivered to process, will usually not exceed

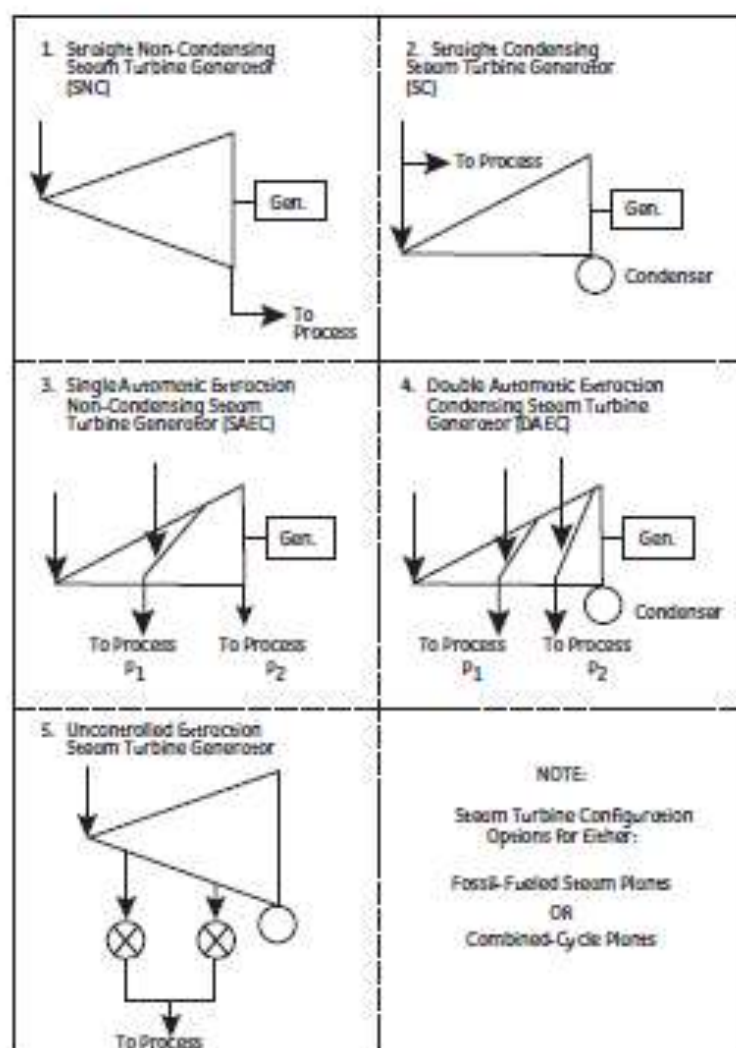


Figure 6. Steam turbine configurations for power generation and process needs

about 85 MW/MBtu (0.6 MW/GJ) net heat supplied. This is generally less power than that required to satisfy most industrial plant electrical energy needs. Thus, with thermally-optimized steam turbine cogeneration systems, a purchased power tie or additional

KW Generated per 1 Million Btu/hr (1.055 Mtu/hr) of Net Heat to Process

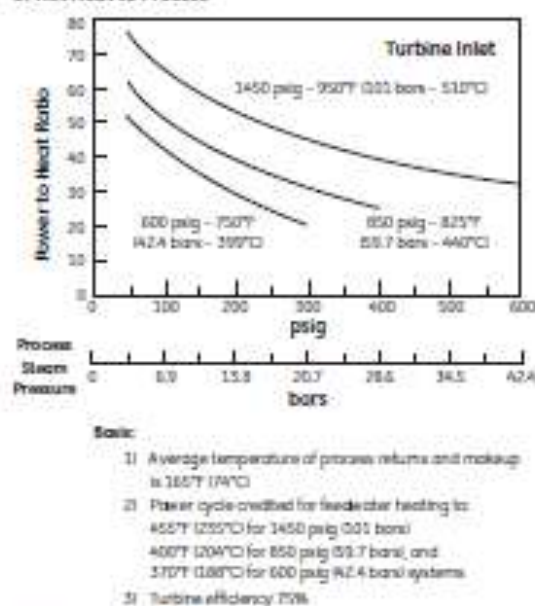


Figure 7. Cogeneration power with steam turbines.

Table 1. Inlet Steam Conditions

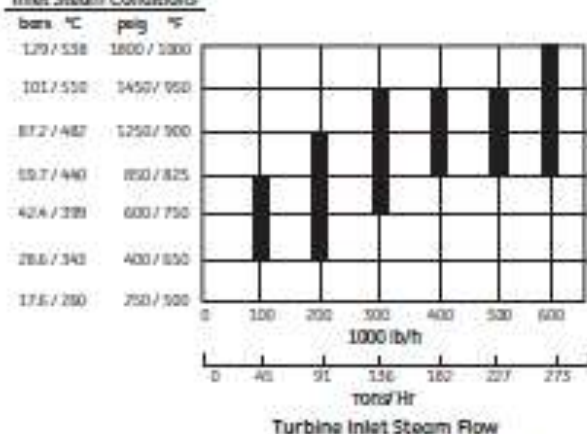


Figure 8. Range of inlet steam conditions normally selected for industrial steam turbines.

condensing steam turbine is likely necessary to provide the balance of the industrial plant power needs.

Condensing power generation (although not necessarily energy efficient) has proven economic in many industrial applications. Favorable economics are often associated with systems where:

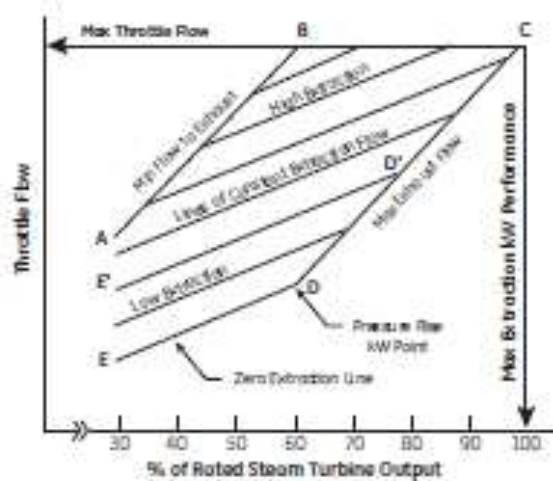
- Condensing power is used to control purchased power demand
- Low-cost fuels or process by-product fuels are available
- Adequate low-level process energy is available for a bottoming cogeneration system
- Condensing provides the continuity of service in critical plant operations where loss of the electric power can cause a major disruption in process operations and/or plant safety
- Utility-specific situations favoring power sales, particularly if low-cost fuels are available

Steam Turbine Performance Flexibility

Significant flexibility is achieved when combining a non-condensing turbine with a condensing steam turbine, or when a steam turbine supplies controlled pressure steam to more than one process header. This is accomplished with a single- or double-auto extraction condensing steam turbine generator. (See Figure 6.)

Figure 9 illustrates a performance map (flow vs. kilowatt output) for a single auto extraction steam turbine generator. This generic performance map applies equally to single-auto non-condensing and to single-auto condensing steam turbine generators. The maximum throttle flow line (B-C) defines the maximum guarantee steam flow that can be admitted to the high-pressure inlet of the steam turbine, whereas the zero extraction line (E-D) shows the performance of the steam turbine with zero extraction. The line on the far left (A-B) defines the performance of the steam turbine with minimum flow to exhaust. This portion of the curve denotes a turbine operating with only cooling steam being sent to the exhaust of the steam turbine and the balance of steam is extracted. In this area of the curve, the steam turbine is essentially operating as a non-condensing turbine. The sloping lines in the center of the performance map (E'-D') are lines of constant extraction flow.

The performance map (or envelope) flows and kilowatt production accurately define the flexibility of the steam turbine, and in the



Auto-Extracting Condensing Steam Turbines Provide a Wide Range of Power and Heat to Process Control, Independently

Figure 8. Typical single automatic extraction turbine performance map

case of a combined cycle, defines much of the flexibility of that cycle as well. It is possible to design the steam turbine for higher maximum throttle flow. In doing so, the high-pressure section of the steam turbine is enlarged and the flow that can be admitted to that section of the turbine is increased. Likewise, the maximum throttle flow line may be lowered, which makes the inlet capability less. A similar change is possible by extending the zero extraction line to the right, allowing the turbine to produce additional kilowatts with zero extraction flow. In this case, the exhaust section of the steam turbine is enlarged.

This tailoring of steam turbine capability to the needs of the industrial process steam user is critical for maximizing the flexibility of the cogeneration project—as well as optimizing the efficiency of the cogeneration system.

Cogeneration and Reheat Steam Turbine Cycles

In most instances, thermal energy in the form of steam is utilized in industrial plants by condensing steam in process heat exchangers. Since most processes require heat transfer at a constant temperature, high degrees of steam superheat are not desirable and de-super heating (steam attenuation) stations are commonly applied to control steam temperatures.

In a steam turbine cogeneration cycle, considerable de-super heater spray water would be required if reheat was considered. In fact, in most instances the amount of “thermally optimized” cogenerated power would be less in a reheat cycle compared to a non-reheat cycle, assuming inlet steam conditions are held constant. For example, assuming a 500,000 lb/hr (227 metric ton/hr) process steam demand at 150 psig (10.3 bars) saturated, a non-reheat cycle with 1450 psig/950°F (100 bars/510°C) initial steam conditions would deliver about 28 MW. A reheat cycle with 1450 psig/950°F/950°F (100 bars/510°C/510°C) would generate about 27.3 MW, or 2.5% less power. In addition, the cycle complexity due to reheat would increase the cost of the turbine, boiler and associated systems relative to the non-reheat case.

The economics of reheat steam turbines are enhanced in cogeneration when most of the steam is expanded to the condenser to produce electric power, i.e., for applications requiring high power to heat ratios.

Cogeneration with Gas Reciprocating Engines

Gas Engines

Reciprocating engine generator sets and cogeneration systems are well suited to fulfill many decentralized energy supply needs. Some key features of our products include:

- High electrical efficiencies up to 43%
- Overall efficiencies (electrical and thermal) over 90%
- Minimum NO_x emissions through the patented LEANOX®
- Lean mixture combustion
- Specialty designed gas engines for utilization of alternative, renewable energy sources (e.g., biogas or landfill gas) and special gases (e.g., coal mine gas or coke gas)
- Maximum operational safety and availability
- High power density

Through supply of energy directly at the load source, it is also possible to reduce or avoid altogether transport and distribution losses.

Cogeneration – Overall Efficiencies

With combined power and heat generation (cogeneration) the waste heat incurred during engine operation is recovered and utilized to satisfy thermal system process requirements for low-grade steam and/or hot water. In many cases this utilization of waste heat results in overall systems of efficiencies of up to 90+% (thermal + electrical). This efficient form of energy conversion is able to achieve primary energy savings of about 40% using gas engine cogeneration systems, compared with conventional separate power and heat generation. Figure 10 represents a typical Sankey diagram illustrating the Electrical/Thermal energy utilization from a typical Jenbacher gas reciprocating engine. In addition, the Sankey diagram also identifies the various heat sources from the engine (from which useful thermal energy can be extracted).

Power and Heat Utilization

In general, for typical cogeneration applications utilizing gas reciprocating engines, the power generated is for localized applications of heat and power. The combined heat and power loads are primarily based upon the consumption requirements of an individual facility (e.g., hospitals) with excess electrical and/or thermal energy fed into the public power grids and/or district heating systems respectively. It should be noted that the thermal energy can be used for either (or both) the generation of hot water and/or steam production—as well as for various types of process

heat. Gas engine cogeneration systems are also used for CO₂ fertilization in greenhouses and trigeneration systems (combined generation of power, heat, and cooling).

Generation of heating water. Cogeneration systems capture excess heat from the engine, which can be used to generate heating water that can then be utilized by local or district heating systems to cover their basic heat requirements. Peak heat demand can be covered through the combined use of a buffer and a peak boiler. Due to varying heat demands during the year, multi-engine installations are the preferred solution for district heating systems.

Steam production and drying processes. Roughly 50% of the thermal energy generated in a gas engine consists of exhaust gas heat with a temperature of approximately 400° to 500°C and can be utilized for the production of steam. The remaining waste heat contained in the engine cooling water, oil, or air/fuel gas mixture, can be utilized for feeding water preheating. Applications include processed steam for industrial operations; hospitals to meet their requirement for sterilization steam; and foodstuff processing operations. The exhaust gas from the gas engines can also be utilized directly or indirectly for drying processes (e.g., in brick works, the ceramic industry, and animal feed drying). Overall efficiencies of more than 98% can be achieved through the recovery of the heat discharged from the cogeneration plant by way of heat exchangers and the exhaust and radiation heat.

CHP systems utilize the waste heat incurred during engine operation to generate overall plant efficiencies of more than 90%.



Figure 10. Sankey diagram of typical CHP application with typical gas reciprocating engine

CO₂ fertilization in greenhouses. Heat, light and CO₂ promote the growth of plants in greenhouses. With artificial lighting, plants absorb even more CO₂. If the greenhouse atmosphere is enriched with CO₂, plant growth and consequently the harvest yield can be increased by up to 40%. This process—also called CO₂ fertilization—is able to make use of the CO₂ contained in the exhaust gas of a gas engine through catalytic converter purification. As a result, greenhouses utilizing gas engine cogeneration systems can cover the power and heat requirement for the artificial lighting and heating in an economical manner, while effectively utilizing CO₂ of the engine exhaust gas.

Trigeneration. The combination of gas engines with absorption chillers is an optimal solution for generating air conditioning and/or refrigeration. The waste heat from the mixture intercooler, the engine oil, the engine cooling water, and the exhaust gas serves as drive energy for the chillers. Combining a cogeneration plant unit with an absorption refrigeration system allows utilization of seasonal excess heat for cooling. Using trigeneration, it is possible to achieve overall efficiencies (power and air conditioning and/or refrigeration) of up to 75%, increasing both annual capacity and overall plant efficiency.

Figures 11 and 12 are graphical representations of both the electrical and thermal energy available from GE's 50 and 60 Hz Jenbacher gas reciprocating engines as a function of engine model. As identified on the graphs the thermal output is based upon heating an incoming water source from 70°C to a discharge temperature of 90°C.

Tables 1a, 1b, 2a and 2b are performance summary tables for GE's 50 and 60 Hz gas reciprocating engines. For convenience data has been provided in both SI and English units.

Fuel Flexibility and Gas Reciprocating Engines

One of the more significant characteristics/values of GE's Jenbacher gas engines is its fuel flexibility. Not only are standard engines capable of burning natural gas, but specialized engines also are available for burning unique gases such as flare gas and other specialized gases (such as biogas, landfill, sewage, coal mine and coke gases). The value of the standard engines is that they are well suited for production of reliable, decentralized energy as supported by a well-established, reliable natural gas supply system infrastructures. The value of the gas engines revolves around the fact that they are capable of generating useful energy (both heat

and power) from fuel sources that otherwise would have been wasted and which otherwise would have served as an ecological detriment. To this end, biogas, landfill gas, and coal mine gas-fueled engines have been certified as GE "accommodation" products by an independent agency. It is also worthy to note that in addition to having a wide range of fuel flexibility in terms of fuel composition and heat characteristics, another value which reciprocating engines afford is that they are capable of burning low pressure fuels. Thus, they require little or no fuel gas compression (as compared to alternative technology solutions).

Flare gas. This is an associated gas obtained during crude oil exploration, largely consisting of methane and higher hydrocarbons. The use of flare gas—which is generally available free of charge as a waste product—ensures a fuel source for on-site power generation and, if required, the engines can also provide a heat supply for surrounding facilities. Consequently this problem gas, instead of flaring it off while causing ecological exposure, can be used economically and practically.

Biogas. For a wide range of organic substances from agriculture, foodstuff, and feed industries, anaerobic fermentation is a superior alternative to composting. Biogas—a mixture of methane and carbon dioxide—is formed in the fermentation process of a wide range of organic substances from the agriculture, foodstuff, and feed industries. It is a high-energy fuel with a calorific value of 5–6 kWh/m³N that can substitute fossil fuel energy. Due to the organic nature of the components of biogas, burning it in a gas engine for power generation emits the same amount of CO₂ into the atmosphere as was originally absorbed during the process of photosynthesis in the natural CO₂ cycle. Using biogas in gas engines promotes proper waste disposal, and allows the use of the end products from the fermentation process as fertilizer.

Landfill gas. This is biogas in that it is formed as a result of the decomposition of organic substances. It consists of methane (CH₄), carbon dioxide (CO₂), nitrogen (N₂), and a small amount of oxygen (O₂). To allow for proper re-cultivation of landfills, prevent offensive smells, smoldering fires, or the migration of landfill gas into the waterways these gases must be continuously extracted under controlled conditions. With a calorific value of about 4 to 5 kWh/m³N, landfill gas constitutes a high-value fuel for gas engines and can therefore be economically utilized for power generation.

GE Jenbacher, Gas Reciprocating Engine, Generator Drive - Electrical & Thermal Performance Summary (50 Hz, SI Units)

Technical Data		J 208 GS	J 312 GS	J 316 GS
Expression		CO ₅	CO ₅	CO ₅
Fuel gas type		Natural Gas	Natural Gas	Natural Gas
Fuel gas pressure	mbar	80-200	90-200	80-200
Based on methane number	MN	70	70	70
Max. inlet cooling water temp. (Intercooler)	°C	40	40	40
Specific lube oil consumption	g/kWh	0.3	0.3	0.3
Mean efficiency pressure at stand. power and nom. speed	bar	16.50	17.70	17.70
ISO standard fuel stop power (C/F)	kW	342	646	861
Speed	1/min	1,500	1,500	1,500
Electrical output (cos phi = 1.0)	kW el.	330	625	834
Electrical output (cos phi = 0.8)	kW el.	327	617	825
Recoverable thermal output (hot water 70/90°C)	kW	353	735	994
Electrical efficiency (cos phi = 1.0)	%	38.78	39.86	39.94
Thermal efficiency (hot water 70/90°C)	%	42.63	46.89	47.58
Total efficiency	%	81.41	86.75	87.52
Technical Data of Engine				
Jacket-water temperature max.	°C	90	90	90
Energy input (LPM)	kW	851	1,667	2,089
Intercooler 2nd stage	kW	54	47	43
Intercooler 1st stage	kW	-	90	125
Oil - heat	kW	19	68	90
Engine jacket water - heat	kW	117	183	257
Exhaust gas 170°C	kW	207	384	512
Surface heat	kW	21	30	42
Balance heat	kW	9	16	21
Exhaust gas temperature at full load	°C	478	485	485
Exhaust gas mass flow rate, wet	kg/h	1,843	3,355	4,473
NO _x	mg/Nm ³ @5%O ₂	500	500	500
Technical Data of Generator		50 Hz/400V	50 Hz/400V	50 Hz/400V
Technical Data of Hydraulic				
Return temperature	°C	70	70	70
Forward temperature	°C	90	90	90
Hot water flow rate	m ³ /h	35.6	31.6	42.7
Note: • All energy values in kWh are based on 25°C and 1013.25 mbar according DIN ISO 3046/ DIN 51380 • All volume flows in Nm ³ are based on 0°C and 1013.25 mbar according SI standard • Emission values in mg/Nm ³ based on dry exhaust (NO ₂)				

Table 1a. Gas reciprocating engine performance Summary table - 50 Hz - SI Units

GE Jenbacher, Gas Reciprocating Engine, Generator Drive - Electrical & Thermal Performance Summary (50 Hz, SI Units)

J 320 GS	J 412 GS	J 416 GS	J 420 GS	J 612 GS	J 616 GS	J 620 GS
COs	AOS	AOS	AOS	F11	F11	F11
Natural Gas	Natural Gas	Natural Gas	Natural Gas	Natural Gas	Natural Gas	Natural Gas
80-200	80-200	80-200	80-200	80-200	80-200	80-200
70	70	70	70	70	70	70
40	40	40	40	35	40	40
0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
18.00	19.00	19.00	19.00	22.00	20.00	20.00
1,095	871	1,161	1,431	2,058	2,405	3,119
1,500	1,500	1,500	1,500	1,500	1,500	1,500
1,063	844	1,131	1,415	1,998	2,423	3,045
1,051	834	1,122	1,402	1,980	2,398	3,025
1,208	865	1,155	1,442	1,943	2,340	2,961
40.82	42.60	42.90	42.94	43.91	43.90	44.15
46.36	43.75	43.81	43.76	42.60	42.40	42.92
87.18	86.44	86.71	86.70	86.60	86.30	87.08
90	90	90	90	95	95	95
2,605	1,977	2,636	3,295	4,551	5,518	6,897
65	53	71	88	94	116	146
196	164	219	274	470	527	695
118	110	147	183	184	237	296
352	217	290	362	337	419	524
542	374	499	623	952	1,157	1,446
51	42	56	71	109	133	166
26	20	26	33	46	55	69
427	390	390	390	405	400	400
5,675	4,694	5,993	7,491	10,851	13,444	16,806
500	500	500	500	500	500	500
50 Hz/400 V	50 Hz/400 V	50 Hz/400 V	50 Hz/400 V	50 Hz/10,5 kV	50 Hz/10,5 kV	50 Hz/6,3 kV
70	70	70	70	70	70	70
90	90	90	90	90	90	90
51.9	37.2	49.7	62.0	83.5	100.6	127.3

GE Jenbacher, Gas Reciprocating Engine, Generator Drive - Electrical & Thermal Performance Summary (50 Hz, English Units)

Technical Data		J 208 GS	J 312 GS	J 316 GS
Expression		CO ₂	CO ₂	CO ₂
Fuel gas type		Natural gas	Natural gas	Natural gas
Fuel gas pressure	psi	1,2 - 3,0	1,2 - 3,1	1,2 - 3,2
Based on methane number	MN	70	70	70
Max. inlet cooling water temp. (intercooler)	°F	104	104	104
Specific lube oil consumption	g/bhp.hr	0,2	0,2	0,2
Mean efficiency pressure at stand. power and nom. speed	psi	230	257	257
ISO standard fuel stop power (CFM)	bhp	469	866	1,156
Speed	rpm	1,500	1,500	1,500
Electrical output (cos phi = 1,0)	KW el.	330	625	834
Electrical output (cos phi = 0,8)	KW el.	327	617	825
Recoverable thermal output (for water 150/194°C)	MStU/hr	1,238	2,307	3,392
Electrical efficiency (cos phi = 1,0)	%	38,78	39,86	39,94
Thermal efficiency (for water 150/194°C)	%	42,63	46,89	47,58
Total efficiency	%	81,41	86,75	87,52
Technical Data of Engine				
Jacket-water temperature max.	°F	194	194	194
Energy input (LHV)	MStU/hr	2,904	5,347	7,128
Intercooler 1st stage	MStU/hr	218	160	147
Intercooler 2nd stage	MStU/hr	0	307	427
Oil - heat	MStU/hr	133	232	307
Engine jacket water - heat	MStU/hr	399	659	911
Exhaust gas 2NDP	MStU/hr	706	1,310	1,747
Surface heat	MStU/hr	72	102	143
Balance heat	MStU/hr	31	55	72
Exhaust gas temperature at full load	°F	892	905	905
Exhaust gas mass flow rate, wet	lb/hr	4,064	7,398	9,863
NO _x	g/bhp.hr	1	2	3
Technical Data of Generator		50 Hz/400V	50 Hz/400V	50 Hz/400V
Technical Data of Hot Water Heat Recovery				
Return temperature	°F	158	158	158
Forward temperature	°F	194	194	194
Hot water flow rate	GPM	68,6	139,0	188,1
Technical data of gearbox		no	no	no
Type		-	-	-
Recoverable thermal output	MStU/hr	-	-	-
Efficiency	%	-	-	-
Mass	lbs	-	-	-

Note:

- All energy values in kWh are based on 25°C and 1013,25 mbar according (EN ISO 3046 / EN 5129)
- All volume flows in Nm³ are based on 0°C and 1013,25 mbar according ISO standard
- Emission values in mg/Nm³ based on dry exhaust, 5%O₂

GE Jenbacher, Gas Reciprocating Engine, Generator Drive - Electrical & Thermal Performance Summary (50 Hz, English Units)

J 320 GS	J 412 GS	J 416 GS	J 420 GS	J 612 GS	J 616 GS	J 620 GS
COs	AOS	AOS	AOS	F11	F11	F11
Natural gas	Natural gas	Natural gas	Natural gas	Natural gas	Natural gas	Natural gas
1,2 - 3,3	1,2 - 3,4	1,2 - 3,5	1,2 - 3,6	1,2 - 3,7	1,2 - 3,8	1,2 - 3,9
70	70	70	70	70	70	70
10A	10A	10A	10A	95	10A	10A
0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
261	276	276	276	319	290	290
1,468	1,168	1,557	1,546	2,760	3,346	4,183
1,500	1,500	1,500	1,500	1,500	1,500	1,500
1,063	844	1,131	1,415	1,008	2,473	3,045
1,051	834	1,122	1,402	1,080	2,398	3,026
4,121	2,951	3,940	4,920	6,630	7,987	10,101
40,82	42,69	42,90	42,94	43,91	43,90	44,15
46,36	43,75	43,81	43,76	42,69	42,40	42,92
87,18	86,44	86,71	86,70	86,60	86,30	87,08
194	194	194	194	203	203	203
8,888	6,746	8,994	11,743	15,528	18,827	23,533
222	181	242	300	371	396	495
669	560	747	935	1,604	1,798	2,371
403	375	502	624	628	809	1,010
1,201	740	989	1,235	1,150	1,430	1,788
1,849	1,276	1,703	2,126	3,248	3,948	4,934
174	143	191	242	372	454	566
89	68	89	113	157	188	235
801	734	734	734	761	752	752
12,513	9,908	13,215	16,518	23,926	29,644	37,057
A	5	5	7	8	8	10
50 Hz/400 V	50 Hz/400 V	50 Hz/400 V	50 Hz/400 V	50 Hz/10,5 M	50 Hz/10,5 M	50 Hz/6,3 M
158	158	158	158	158	158	158
194	194	194	194	194	194	194
228,5	163,7	218,5	272,8	367,6	442,6	560,1
no	no	no	no	no	no	no

GE Jenbacher, Gas Reciprocating Engine, Generator Drive - Electrical & Thermal Performance Summary (60 Hz, SI Units)

Technical Data		J 208 GS	J 312 GS
Expression		CBS	CBS
Fuel gas type		Natural Gas	Natural Gas
Fuel gas pressure	mbar	80-200	80-200
Based on machine number	M2	75	75
Max. inlet cooling water temp. (intercooler)	°C	50	50
Specific fuel oil consumption	g/MWh	0.3	0.3
Mean efficiency pressure at stand. power and nom. speed	bar	14.00	15.00
ISO standard fuel stop power IC/FN	kW	349	657
Speed	1/min	1,800	1,800
Electrical output (cos phi = 1.0)	MW el.	335	633
Electrical output (cos phi = 0.8)	MW el.	332	629
Recoverable thermal output (hot water 70/90°C)	kW	402	814
Mechanical efficiency	%	38.78	39.53
Electrical efficiency (cos phi = 1.0)	%	37.23	38.11
Thermal efficiency (hot water 70/90°C)	%	44.64	48.99
Total efficiency	%	81.87	87.10
Technical Data of Engine			
Jacket water temperature max.	°C	90	90
Energy input (LHV)	kW	900	1,662
Intercooler 2nd stage	kW	53	39
Intercooler 1st stage	kW	-	90
Oil - heat	kW	44	80
Engine jacket water - heat	kW	128	211
Exhaust gas 170°C	kW	230	433
Surface heat	kW	20	39
Balance heat	kW	10	17
Exhaust gas temperature at full load	°C	510	505
Exhaust gas mass flow rate, wet	kg/h	1,916	3,579
NO _x	mg/Nm @5%O ₂	500	500
Technical Data of Generator		60 Hz/480V	60 Hz/480V
Technical Data of Hot Water Heat Recovery			
Return temperature	°C	70	70
Forward temperature	°C	90	90
Hot water flow rate	m ³ /h	17.3	35.0
Technical Data of Gearbox		no	no
Type		-	-
Recoverable thermal output	kW	-	-
Efficiency	%	-	-
Mass	kg	-	-

GE Jenbacher, Gas Reciprocating Engine, Generator Drive - Electrical & Thermal Performance Summary (60 Hz, SI Units)

J 316 GS	J 320 GS	J 420 GS	J 612 GS	J 616 GS	J 620 GS
CR5	CR5	ABS	F11	F11	F11
Natural Gas	Natural Gas	Natural Gas	Natural Gas	Natural Gas	Natural Gas
80-200	80-200	80-200	80-200	80-200	80-200
75	75	70	70	70	70
50	50	50	35	40	40
0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
15.00	15.00	16.00	22.00	20.00	20.00
576	1,095	1,466	2,058	2,495	3,119
1,800	1,800	1,800	1,500	1,500	1,500
848	1059	1425	1951	2390	2994
840	1040	1415	1951	2366	2974
1,089	1,324	1,610	1,963	2,372	3,007
39.53	40.33	41.96	45.22	45.22	45.22
38.27	39.00	40.82	42.86	43.32	43.42
49.15	48.78	46.07	43.13	42.99	43.53
87.42	87.78	86.90	85.99	86.31	86.94
90	90	90	95	95	95
2,216	2,715	3,494	4,551	5,518	6,897
47	50	74	94	116	145
120	176	206	470	527	695
108	129	129	184	237	296
284	356	458	337	419	524
577	663	807	952	1,157	1,446
47	51	71	109	133	166
22	27	35	46	55	69
505	487	451	405	400	400
4,772	5,767	7,828	10,851	13,444	16,806
500	500	500	500	500	500
60 Hz/480 V	60 Hz/480 V	60 Hz/480 V	60 Hz/480 V	60 Hz/480 V	60 Hz/4,16 kW
70	70	70	70	70	70
90	90	90	90	90	90
46.8	56.9	69.2	84.4	102.0	129.1
no	no	no	yes	yes	yes
-	-	-	AND - 090	AND - 110	AND - 110
-	-	-	20	31	42
-	-	-	98.7	98.6	98.5
-	-	-	1035	2500	2500

GE Jenbacher, Gas Reciprocating Engine, Generator Drive - Electrical & Thermal Performance Summary (60 Hz, English Units)

Technical Data		J208	J312
Expression		CBS	CBS
Fuel gas type		Natural gas	Natural gas
Fuel gas pressure	psi	1.2 - 2.0	1.2 - 2.0
Based on methane number	MN	75	75
Max. inlet cooling water temp. (intercooler)	°F	122	122
Specific lube oil consumption	g/bhp.hr	0.2	0.2
Mean efficiency pressure at stand. power and nom. speed	psi	203	218
ISO standard fuel stop power (CFM)	bhp	868	881
Speed	rpm	1,800	1,800
Electrical output (cos phi = 1.0)	MW el.	335	633
Electrical output (cos phi = 0.8)	MW el.	332	629
Recoverable thermal output (hot water 158/194°C)	MilliWhr	1,372	2,777
Electrical efficiency (cos phi = 1.0)	%	37.23	38.11
Thermal efficiency (hot water 158/194°C)	%	44.67	48.98
Total efficiency	%	81.87	87.10
Technical Data of Engine			
Jacket water temperature max.	°F	194	194
Energy input (LHV)	MilliWhr	3,071	5,671
Intercooler 1st stage	MilliWhr	-	307
Intercooler 2nd stage	MilliWhr	181	119
Oil - heat	MilliWhr	150	273
Engine jacket water - heat	MilliWhr	437	720
Exhaust gas 248°F	MilliWhr	785	1477
Surface heat	MilliWhr	68	133
Balance heat	MilliWhr	65	68
Exhaust gas temperature at full load	°F	950	941
Exhaust gas mass flow rate, wet	lb/hr	4,224	7,800
NO _x	g/bhp.hr	1.1	1.1
Technical Data of Generator:		60 Hz/480V	60 Hz/480V
Technical Data of Hot Water Heat Recovery			
Return temperature	°F	158	158
Forward temperature	°F	194	194
Hot water flow rate	GPM	75.2	154.4
Technical Data of Gearbox		no	no
type		-	-
Recoverable thermal output	MilliWhr	-	-
Efficiency	%	-	-
Mass	lbs	-	-

GE Jenbacher, Gas Reciprocating Engine, Generator Drive - Electrical & Thermal Performance Summary (60 Hz, English Units)

J316	J320	J420	J612	J616	J620
CBS	CBS	ABS	F11	F11	F11
Natural gas	Natural gas	Natural gas	Natural gas	Natural gas	Natural gas
1,2 - 2,9	1,2 - 2,9	1,2 - 2,9	1,2 - 2,9	1,2 - 2,9	1,2 - 2,9
75	75	70	70	70	70
127	127	122	95	104	104
0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
218	218	212	319	290	290
1,175	1,468	1,968	2,760	3,346	4,183
1,800	1,800	1,800	1,500	1,500	1,500
848	1059	1428	1951	2390	2934
840	1049	1416	1951	2368	2914
1,716	4,518	5,493	6,898	8,095	10,245
38,27	39,00	40,82	42,86	43,32	43,42
49,14	48,77	46,08	43,13	41,00	41,53
87,42	87,78	86,90	85,99	86,31	86,94
194	194	194	203	203	203
7,561	9,264	11,972	15,529	18,828	23,534
409	601	708	1,604	1,798	2,171
160	171	252	321	396	426
369	440	440	628	809	1,010
969	1,215	1,597	1,158	1,430	1,788
1969	2262	2753	3748	3048	4034
160	174	242	372	454	566
75	92	119	157	188	235
941	909	844	761	752	752
10,520	12,714	17,258	23,922	29,530	37,051
1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
60 Hz/480 V	60 Hz/480 V	60 Hz/480 V	60 Hz/480 V	60 Hz/480 V	60 Hz/4,16 kV
158	158	158	158	158	158
194	194	194	194	194	194
206,5	251,0	305,1	372,1	449,7	569,1
no	no	no	yes	yes	yes
-	-	-	AND - 090	AND - 110	AND - 110
-	-	-	68	111	142
-	-	-	98,7	98,6	98,6
-	-	-	2282	5512	5512

Sewage gas. This is a by-product of the fermentation of sewage sludge, typically consisting of 60–70% methane and 30–40% carbon dioxide. This composition makes sewage gas highly suitable for combustion in gas engines. The electrical energy produced by the gas engine can be utilized for the treatment plant as well as for feeding into the public power grid. The thermal energy can be used to heat the sewage sludge or to offset the treatment plant's other heat requirements.

Gas Turbine and Combined Cycles

Gas turbine combined cycle plants are often suitable for both large scale/centralized cogeneration applications as well as decentralized CHP/cogeneration requirements. Some of the key features of our products include:

- A large range of electrical and thermal output, as well as the flexibility to tune the ratio of electrical-to-thermal output (as a

Electrical/thermal energy for 50 Hz gas engine products

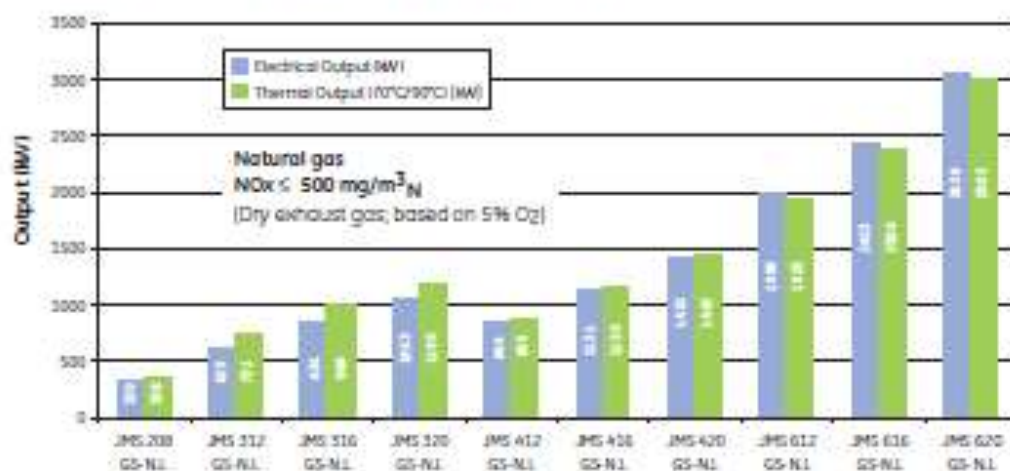


Figure 11. Electrical/thermal energy for 50 Hz gas engine products

Electrical/thermal energy for 60 Hz gas engine products

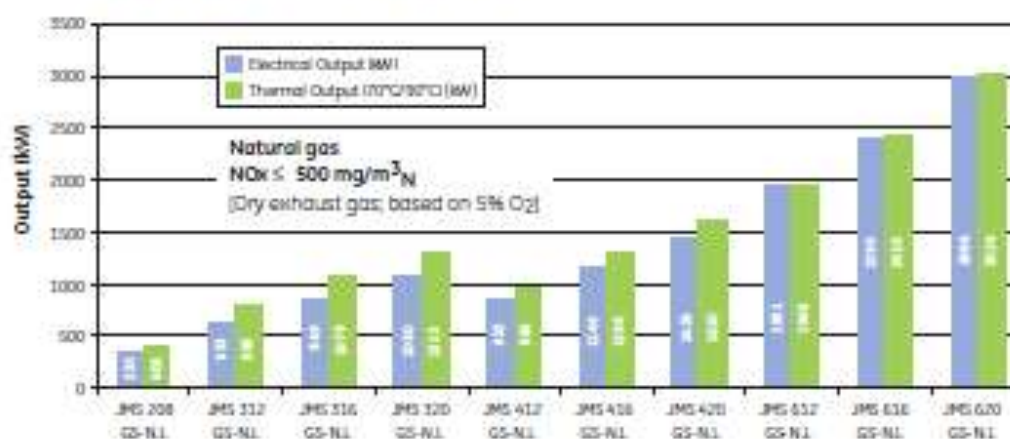


Figure 12. Electrical/thermal energy for 60 Hz gas engine products

result of a significant portfolio of heavy duty and aeroderivative gas turbines, coupled with cycle flexibility that is inherent to combined cycle cogeneration)

- Overall efficiencies (electrical and thermal) of 90-95% for unfired and fired applications and higher yet for fully fired combined cycle, cogeneration applications
- A wide range of liquid and gas fuel capability/flexibility
- Industry leadership NO_x capability via DLN/DLE combustion systems
- Industry leadership in gas turbine experience, reliability and availability

Gas turbine cycles provide an opportunity to generate two-to-four times more power output per unit of heat required in process, relative to the "thermally optimized" steam turbine cogeneration systems as defined in the Cogeneration section of this document. Historically it has been this characteristic, combined with a favorable FCP and proven reliability, that has made this technology widely accepted in applications where suitable fuels are economically available.

Figures 13 and 14 represent a characterization of the nominal electrical and thermal output capability of both our heavy-duty gas turbine products as well as our aeroderivative units respectively. It

should be noted that the thermal output capability reflected by this graphic is relative to ISO ambient conditions versus a pre-defined steam and/or hot water requirement.

Another significant driver—in a world now more environmentally conscious than ever—is a global thrust to develop projects which not only minimize GHG emissions but also help to displace GHG emissions from other industrial sources. Thus, one of the more significant advantages of gas-turbine and engine-based cogeneration is the potential for significant GHG reductions. Further, it is the monetization of GHG reductions and other possible financial incentives that are helping to encourage and facilitate the development of cogeneration applications.

Gas Turbine Power Enhancements

The gas turbine is an air-breathing engine that responds to the mass flow entering its compressor. For constant speed units, the gas turbine output will generally vary in proportion to the inlet air temperature (density) as shown for the M56001B in Figure 15. GE's aeroderivative, multi-shaft designs use a variety of parameters in their control logic and therefore can have a different operating profiles as illustrated in Figure 15.

The gas turbine output may be enhanced at high ambient temperatures and low humidity levels by application of an

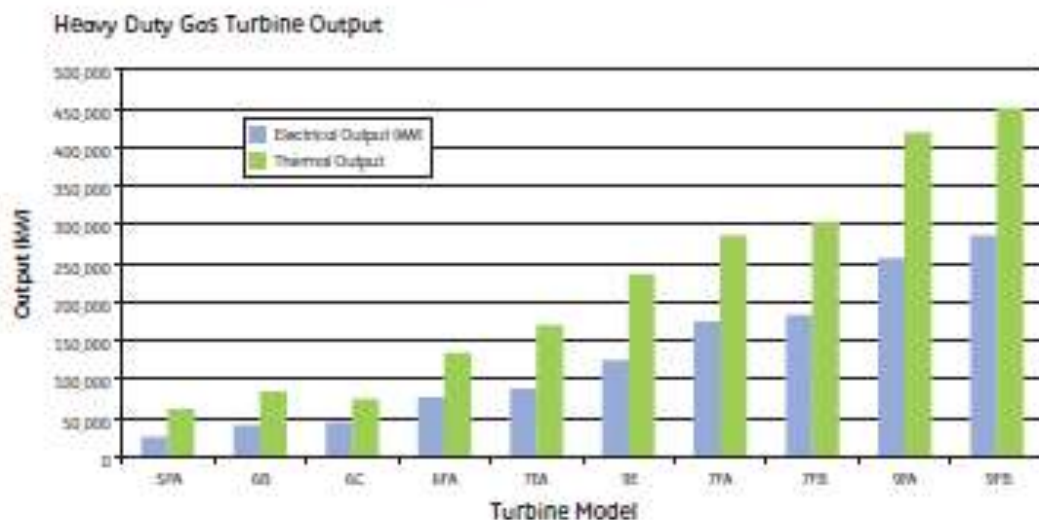


Figure 13. Electrical thermal energy for 51600+ heavy-duty gas turbines.

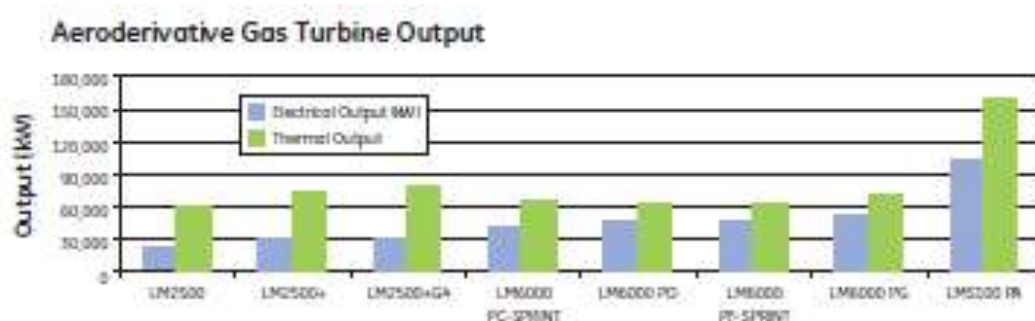


Figure 14. Electrical/thermal energy for 50/60 Hz aeroderivative gas turbines

evaporative cooler. This system decreases the compressor inlet temperature by evaporating water introduced into the inlet airflow upstream of the compressor. This approach frequently can be economically justified for MS and LM units in both base load and peaking applications. Output increases of about 9% can be

experienced on heavy-duty (MS) units at a 90°F/32°C ambient temperature at a relative humidity of 20%. For the LM6000, the use of an 85% effective evaporative cooler will increase its output about 22% at a 90°F/32°C temperature and 20% relative humidity ambient condition.

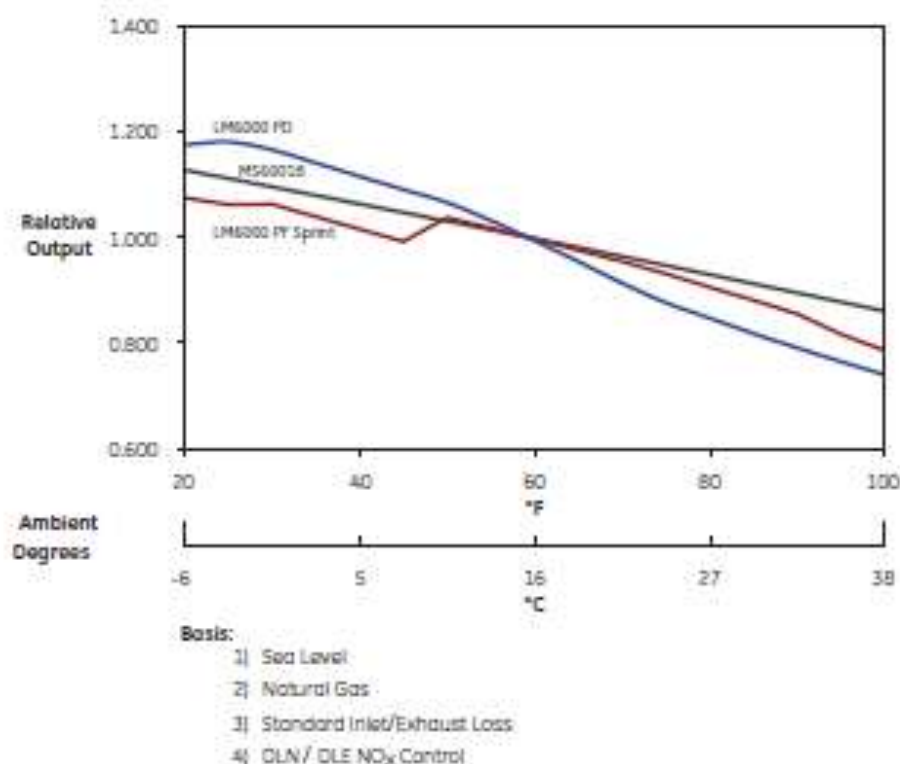


Figure 15. Gas turbine ambient output characteristics

Another alternative often considered for power augmentation and/or to simply minimize the impact of ambient temperature effects is the use of inlet air chillers. Depending upon power plant economics—in conjunction with ambient temperature and plant load profiles—chillers can afford substantial economic value. This alternative cools the incoming air, thus increasing the output relative to the gain available with an evaporative cooler. Frequently, the energy for cooling can be supplied by a mechanical or absorption refrigeration system that receives its steam from a low-pressure section in the gas turbine heat recovery steam generator (HRSG).

For the diluent-injected LM6000, the normal decrease in power output at ambient temperatures less than about 50°F (10°C) can be mitigated through inlet air heating to the maximum power output temperature. Low-level energy recovery from the HRSG can accomplish this task. The net effect is to drive the performance characteristics for the LM6000 flat over the ambient temperature range. (See Figure 16.)

The example gas turbine output enhancements are not limited to LM units only, and should be evaluated for all gas turbines to ensure that the maximum economic benefits are realized.

The greater the output change (lapse rate) with changing ambient temperature, the larger the economic potential associated with various power enhancement alternatives.

Fuel Flexibility and Gas Turbines

Over the years, significant strides have been made in the progression of combustion system technology. This technology progression includes advancements in fuel flexibility (the ability to use traditional fuels over a wider range and a steadily increasing ability to burn more non-traditional fuels), reductions in emissions levels, as well as the ability to meet lower emissions level over an extended range of turn down (larger output load range).

Almost everyone knows that gas turbines can burn natural gas, but many of them can also burn alternative fuels either with or without water injection, depending upon NO_x/CO level requirements.

Typical examples of the aforementioned alternative fuels include:

- Gases such as synthetic gas (resulting from petcoke or coal gasification), steel mill gases, and petrochemical process gases
- Liquids such as light distillate, naphtha, and heavy fuel oils

Dry Low NO_x combustors—originally developed in the 1990s to

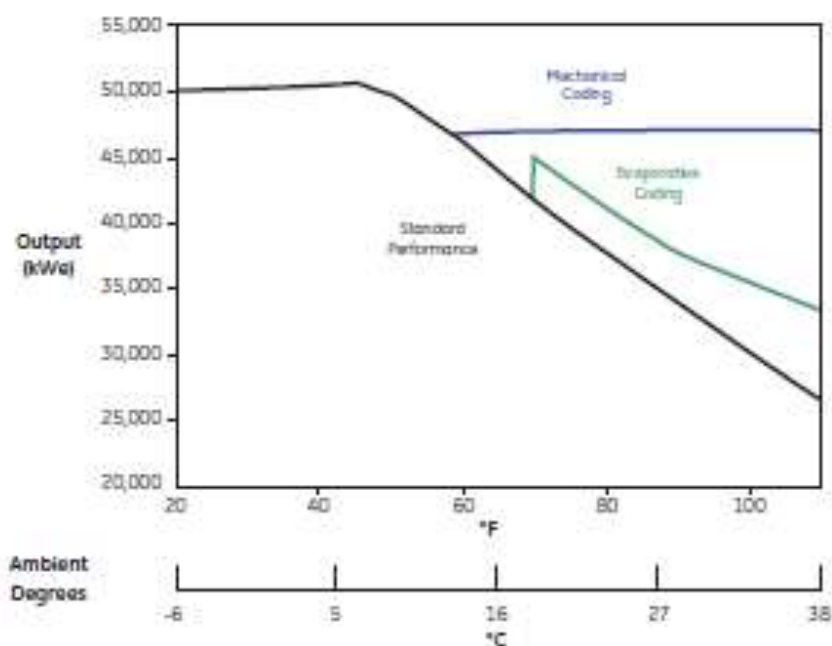


Figure 16. LM6000 eC inlet conditioning output enhancements.

meet 25 ppm @ 15% O₂ without water injection and mainly with methane—have recently improved their capabilities to burn gases with heavier hydrocarbons or more hydrogen to levels down to below 5 ppm @ 15% O₂ on the 6B, 7E and 9E.

Combustion systems have also progressed significantly to accept gas composition variations and to meet emission levels on a large range of output.

Multi-Nozzle Quiet Combustors (MNQC) and single nozzle diffusion combustors provide the capability to some gas turbines to burn liquid fuels and gases with high CO₂, CO or H₂ content. In the case of these systems, water and steam are often injected into the combustor as a means of reducing/controlling emissions levels. However, it should also be noted that water or steam injection can also be used as a means of gas turbine power augmentation.

Table 3 illustrates a classification of the main alternative fuels and their "parent" primary energy sector: oil, gas, coal, residual and renewable, accessible to gas turbines.

Gas Turbine Exhaust Heat Recovery

The economics of gas turbines in process applications usually depend on effective use of the exhaust energy, which generally represents 60% to 70% of the inlet fuel energy. The increase in overall system efficiency as the exhaust temperature is decreased through use of effective heat recovery is illustrated in Figure 17. The most common use of this energy is for steam generation in HRSGs, with unfired as well as fired designs. However, the gas turbine exhaust gases can also be used as a source of direct energy, for unfired and fired process fluid process fluid heaters, as well as preheated combustion air for power boilers.

Heat Recovery Steam Generators

The overall FCP in a gas-turbine HRSG system is a function of the amount of energy recovered from the turbine exhaust gas. The greater the amount of energy recovered, the lower the HRSG stack temperature, and the better the FCP. Thus, gas-turbine HRSG cycles should use the lowest practical feedwater temperature to the economizing section of the HRSG, within the constraints imposed due to gas-side corrosion considerations. The typical feedwater temperature is 230°F (110°C) if corrosion is not a problem. With an integral de-aerating section or de-aerating condenser, the inlet

water temperatures can be much lower. For applications using sulfur-bearing fuels, a feedwater temperature of about 270–290°F (132–143°C) should be used to ensure metal temperatures remain above the condensation temperature of the sulfurous products of combustion. These feedwater temperatures are in contrast to steam turbine cycles, which provide increased cogenerated power as more regenerative feedwater heating (higher feedwater temperature to the boiler) is incorporated into the cycle.

HRSG units are available in unfired, supplementary-fired, and fully fired designs. The appropriate selection is established through economic evaluations of various potential configurations for the application.

Unfired HRSG. An unfired unit is the simplest HRSG configuration. For industrial type applications, steam conditions characteristically range from 150 psig (10.3 bar) saturated to approximately 1450 psig/950°F (100 bar/510°C). The steam temperature is typically set somewhere around 50°F (28°C) or more below the turbine exhaust gas temperature. Thus for applications leveraging F-class technology gas turbines, exhaust conditions will permit superheated steam temperatures of 1000°F–1050°F/538°C–566°C and for large F-class gas turbine units, reheat steam cycles will be permitted where project economics warrant this approach.

Generally speaking, unfired units can be economically designed to

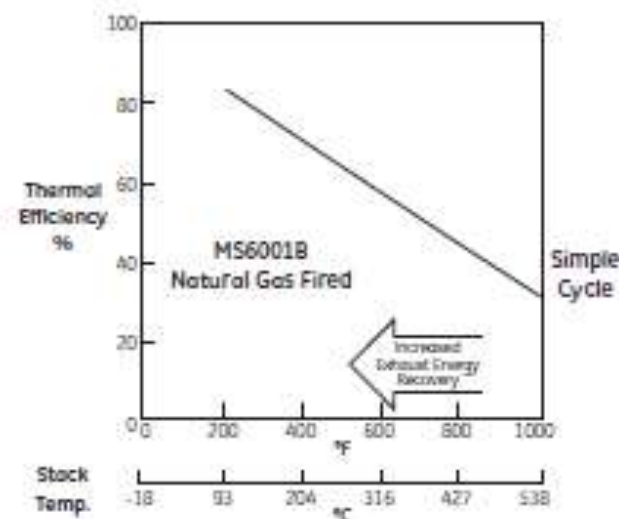


Figure 17. thermal efficiency vs. stack temperature

Origin/Process	Fuel Name	Liquid/Gas (L/G)	Characteristics Range	Ashless (AL)/Ash Forming (AF)	Parent Primary Energy
Oil extraction	Crude oil	L	Light to heavy	AL	Oil
Oil distillation	LPG: propane, butane	L/G	Variable C3/C4		
	Naphtha, kerosene,	L		AL	
	Gas oils	L	Light to heavy	AL	
	Heavy oils	L	Arom. & vac. residues	AF	
Catalytic cracking	Light cycle oil	L	Highly aromatic	AL	
NG extraction	Natural gas	G	- Rich to weak - Soft to sour	AL	Natural Gas (NG)
NG extr. treatment	Gas condensates	L	Light to heavy	AL to AF	
NG reforming	NGL	G	Variable CO ₂ content	AL	
	H ₂			AL	
Coal pyrolysis	Coke oven gas	G	Medium BTU	AF	Steel
Iron production	blast furnace gas (BFG)	G	Low BTU	AF	
	Flare				
	Corex	G	Low BTU		
		G	Medium BTU		
Naphtha cracking	Olefins	G	Variable olefin %	AL	Petro Chemical Industry
Aromatics synthesis	H ₂ -rich gas	G	Variable H ₂ %	AL	
Butadiene unit, etc.	C3/C4-rich gas	G	Variable C3/C4 ratio	AL	
Fermentation	Biogas: CH ₄ -N ₂ -CO ₂	G	Medium to low BTU	AL (purified)	Residuals
			Medium to low BTU	AL (purified)	
Gasification	Syngas	G			
Coal extraction	Coalbed gas	G	Low BTU gas	AL	Coal & Lignite
Coal liquefaction	Synfuels	L	Highly aromatic	AL	
	Methanol	L	Medium BTU liquid	AL	
Coal gasification	Syngas (CO/H ₂)	G	Medium to Low BTU	AL (purified)	
	SNG	G			
Vegetable processing	Biofuels from farming	L	# 2 DD substrates	AL	Renewables

recover approximately 95% of the energy in the turbine exhaust gas that is available for steam generation. Higher performance levels are possible; however, the increased cost of the heat transfer surface and possible larger gas side pressure drop must be evaluated vs. the additional energy recovered to establish whether the higher costs are warranted.

When unfired units are designed with higher steam conditions for a combined cycle, multiple-pressure units are usually applied to increase exhaust heat recovery and enhance system performance. The intermediate level may be that required for steam injection for NO_x control and/or a process level. In applications using natural gas, a third pressure level will further enhance overall system performance. Typical design practice is that unfired HRSGs are convective heat exchangers that respond to the exhaust conditions of the gas turbine. Thus, the performance of unfired HRSG units are driven by the gas turbine operating mode and cannot easily provide steam flow control.

Supplementary-Fired HRSG. Since gas turbines generally consume very little of the available oxygen within the gas turbine air flow, the oxygen content of the gas turbine exhaust generally permits supplementary fuel firing ahead of the HRSG to increase steam production rates relative to an unfired unit. A supplementary-fired unit is defined as a HRSG fired to an average temperature not exceeding about 1800°F/982°C.

Since the turbine exhaust gas is essentially preheated combustion air, the supplementary-fired HRSG fuel consumption is less than that required for a power boiler providing the same incremental increase in steam generation. Characteristically, the incremental steam production from supplementary firing above that of an unfired HRSG will be achieved at 100% efficiency, based on the lower heat value of the fuel fired. The amount of incremental fuel will be about 10% to 20% less than for a natural-gas-fired power boiler providing the same incremental increase in steam produced.

As previously stated, the unfired HRSG with higher steam conditions is often designed with multiple pressure levels to recover as much energy as possible from the gas turbine exhaust. This adds cost to the unfired HRSG, but the economics are often enhanced for the cycle. In the case of the supplementary-fired HRSG, if the HRSG is to be fired during most of its operating hours to the 1400°F to 1800°F/760°C to 982°C range, then a suitably low

stock temperature can usually be achieved with a single pressure level unit. This is the result of increased economizer duty as compared to the unfired HRSG.

A supplementary-fired HRSG is basically a convective unit with a design quite similar to an unfired HRSG. However the firing capability provides the ability to control the HRSG steam production—within the capability of the burner system— independent of the normal gas turbine operating mode.

Fully-Fired HRSG. A few industrials have used the exhaust of the gas turbine as preheated combustion air for a fully-fired HRSG. A fully fired HRSG is defined as a unit having the same amount of oxygen in its stack gases as an ambient-air-fired power boiler. The HRSG is essentially a power boiler for which the gas turbine exhaust serves as the source of preheated air supply.

Steam production from fully-fired HRSGs (10% excess air) may range up to six or seven times the unfired HRSG steam production rate. The actual increase is a function of the oxygen remaining for combustion and the gas turbine exhaust temperature. Because of the use of preheated combustion air, fuel requirements for fully-fired units will usually range between 7.5% and 8% less than those of an ambient-air-fired boiler providing the same incremental steam generating capacity. With the more efficient gas turbines (higher firing temperatures resulting in lower oxygen content in the exhaust gases), the ability to ignite and maintain stable combustion in the HRSG should be confirmed with the HRSG manufacturer.

Even though fully-fired units can provide a significant amount of steam, few applications of this type can be found in industry. Evaluations show that the higher power-to-heat ratio available using unfired or supplementary-fired HRSGs is usually economically preferable over fully-fired HRSGs and lower amount of power generated.

HRSG Steam Production Rates

The amount of steam that can be generated using the exhaust gas from various GE gas turbine-generators frequently considered in industrial cogeneration systems is given in Tables 3–5.

In addition, the PCP is shown for the combination of the gas turbine and HRSG. This data is useful in performing gas-turbine cogeneration feasibility studies to obtain a rough

estimation of the cycle's overall FCP. To do this, simply take the gas turbine kilowatts generated and the tabulated FCP from Table 4 through Table 6. Then, add the non-condensing steam turbine kilowatts generated at the previously mentioned 4000–4500 Btu/kWh / 4219– 4747 kJ/kWh and the condensing steam turbine kilowatts generated (if there is a condenser in the cycle being considered) at 12,000–14,000 Btu/kWh / 12,658– 14,767 kJ/kWh. The weighted average of the FCP for the amount of power produced in the above three modes (gas turbine, non-condensing steam turbine, and condensing steam turbine) will be a close estimate of the overall FCP for the system being considered.

Cycle Configurations

The most simple gas turbine cogeneration cycle is one where the exhaust energy is used to generate steam at conditions suitable for the process steam header. (See Figure 18.)

The generation of steam at higher initial steam conditions than those required in process will allow the use of a steam turbine in addition to the gas turbine in the cogeneration cycle. (See Figure 19.) This configuration derives the benefits of both gas and steam turbine cogeneration and yields a higher power-to-heat ratio than the arrangement given in Figure 18.

A multi-pressure HRSG system is illustrated in Figure 19. This arrangement is common for unfired and moderately fired ($\sim 1200^{\circ}\text{F}/654^{\circ}\text{C}$) HRSG systems. The multi-pressure HRSG provides increased recovery of the gas turbine exhaust energy, and thus contributes to the favorable FCP associated with these cycles. For example, an unfired multi-pressure HRSG used in conjunction with an MS7001EA combined cycle supplying steam to process at 150

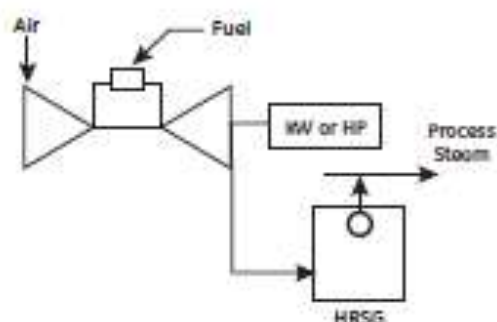


Figure 18. Gas turbine with LP HRSG

psig (10.3 bars) will yield about 5150 Btu/kWh HHV (5430 kJ/kWh HHV) FCP—whereas a single-pressure, unfired HRSG used in a combined cycle, with the same gas turbine, would have a FCP of 6030 Btu/kWh HHV / 6360 kJ/kWh HHV.

The steam turbine design schematic in Figure 19 provides considerable cycle flexibility in cogeneration applications. The condenser provides a heat sink for HRSG steam generating capability in excess of that extracted from the turbine for process use. Furthermore, the admission capability will permit the introduction of lower-pressure steam into the turbine for expansion to the condenser during periods when excess HRSG steam at the process pressure level is available.

Combined-Cycle Design Flexibility

One method of displaying the many options available using a gas turbine in a cogeneration application is illustrated in Figure 20. This diagram has been developed for the GE MS6001FA gas turbine-generator (75,000 kW ISO, natural-gas-fired). A summary of the performance used to develop the envelope given in Figure 20 is presented in Table 6.

Point A represents the MS6001FA gas turbine-generator exhausting into an unfired low-pressure HRSG. Point C is a combined-cycle configuration based on use of a two-pressure-level unfired HRSG. The steam turbine in the C cycle is a non-condensing unit expanding the HP HRSG steam to the 150 psig/10.3 bar process steam header.

Points B and D in Figure 20 represent operation of the HRSG with supplementary firing to a $1600^{\circ}\text{F}/871^{\circ}\text{C}$ average exhaust-gas temperature entering the heat transfer surface.

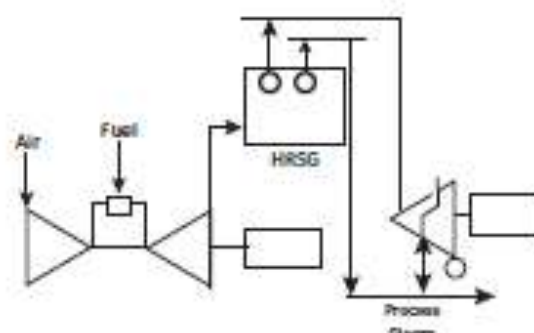


Figure 19. Typical industrial gas turbine cycle

Generator Drives - Natural Gas Fuel - Dry Performance - English Units

Gas Turbine Type	M55001(A)	M56001(B)	M56001(C)	M56001(F)					
Gas Turbine Model	PG5371(A)	PG5581(B)	PG5591(F)	PG6111(F)					
ISO Base Rating (MW)	25,050	41,600	46,250	77,060					
Performance at 50 F, Sea Level, Natural Gas Fuel	50 / 60 Hz	50 / 60 Hz	50 / 60 Hz	50 / 60 Hz					
Output - kW									
Unfired, 1 PL	25,600	41,250	44,990	75,860					
Unfired, 2 PL	25,590	41,160	44,960	75,490					
Supp Fired	25,490	41,070	44,720	75,310					
Fully Fired	25,190	40,780	44,410	75,770					
Power Turbine Speed - rpm	5,100	5,163	5,250	5,231					
Fuel - MBtu/h (HHV)	348.9	445.3	469.1	822.2					
Exhaust Flow - lb/h	985,000	1,168,000	973,000	1,679,000					
Exhaust Temp - F									
Unfired, 1 PL	930	1018	1080	1112					
Unfired, 2 PL	911	1022	1062	1113					
Supp Fired	912	1023	1083	1114					
Fully Fired	916	1024	1088	1118					
HRSG Performance Fuel - MBtu/h (HHV)									
Supp Fired	225.9	278.4	277.7	280.5					
Fully Fired	945.9	910.6	1182.4	1188.2					
Steam Conditions (Psig / F)									
	HRSG Steam	FCP GT	HRSG Steam	FCP GT	HRSG Steam	FCP GT	HRSG Steam	FCP GT	
	1000 lb/h	Btu/kWh	1000 lb/h	Btu/kWh	1000 lb/h	Btu/kWh	1000 lb/h	Btu/kWh	
Unfired									
150 / 365	1 PL	155	5810	224.7	3790	34.7	530	363	4630
400 / 690	1 PL	124	6560	185.4	4260	295	890	314.1	4770
600 / 750	1 PL	113	6940	172.3	4500	278	1140	295.3	4920
850 / 825	1 PL	104	7320	162.2	4720	264	1390	281.5	5050
850 / 825	2 PL	104	8060	162.5	4020	265	700	281.9	4650
150 / 365		25.7	-	22.44	-	23.0	-	24.1	-
1250 / 900	2 PL	-	-	152	4040	252	720	268.5	4810
150 / 365		-	-	30.79	-	31.6	-	24.05	-
1450 / 950	2 PL	-	-	145.8	4040	244	720	259.5	4820
150 / 365		-	-	35.03	-	36.2	-	28.9	-
Supp Fired									
150 / 365		349	4030	415	3410	34.7	6700	598.3	4360
400 / 690		310	4870	357.9	3400	307.5	6690	530.2	4350
600 / 750		299	4870	355.1	3390	296.9	6680	511.9	4340
850 / 825		292	4860	346.9	3380	290	6670	500.1	4330
1250 / 900		285	4850	340	3360	284.3	6660	490.3	4320
1450 / 950		282	4800	334.5	3350	279.7	6650	482.2	4320
Fully Fired									
400 / 690		763	3440	866.5	2410	1175	-1050	1194.4	3640
600 / 750		737	3380	836.7	2380	1133	-1100	1153.4	3610
850 / 825		720	3340	817.4	2350	1107	-1140	1126.9	3590
1250 / 900		705	3330	801.3	2310	1085	-1190	1104.9	3550
1450 / 950		694	3270	788.2	2290	1067	-1200	1087	3540

* Gas turbines and boilers fueled with natural gas and all fuel data based on higher heating value (HHV)
 * Gas turbines equipped with O/N combustion
 * Fuel chargeable to gas turbine power assumes GT credits in P/H quantities and equivalent boiler fuel required to generate steam in an 88% efficient boiler (88M)

* Standard inlet losses; exhaust losses 10°/100 for unfired 1 PL, 12°/100 for unfired 2 PL, 14° H₂O for supplementary fired, 20° H₂O for fully fired
 * Assumes 0% exhaust bypass stack damper leakage, 0% blowdown, and 100% condensate return for all cases

Table A4. Steam generation and fuel chargeable to power with gas turbine and heat recovery boilers - Heavy duty #MS series - English units

Generator Drives - Natural Gas Fuel - Dry Performance - English Units

MS7001(EA)		MS9001(E)		MS7001(FA)		MS7001(FB)		MS9001(FA)		MS9001(FB)	
PG7121(EA)		PG9171(E)		PG7241(FA)		PG7251(FB)		PG9351(FA)		PG9371(FB)	
84,440		125,300		175,400		184,400		257,200		287,400	
60 Hz		50 Hz		60 Hz		60 Hz		50 Hz		50 Hz	
84,040		124,600		170,800		183,500		256,100		286,200	
83,870		124,400		170,400		183,100		255,600		285,600	
83,690		124,100		170,100		182,600		255,100		285,100	
83,140		123,300		169,000		181,300		253,500		283,300	
3,600		3,000		3,600		3,000		3,000		3,000	
885.0		1271.0		1783.0		1886.1		2620.9		2865.3	
2,378,000		3,313,000		3,612,000		3,597,000		5,235,000		5,229,000	
1002		1010		1113		1165		1113		1185	
1003		1011		1114		1166		1114		1186	
1003		1012		1115		1167		1115		1187	
1006		1015		1119		1172		1119		1191	
480.9		651.2		602.6		539.7		874.0		751.1	
1866.0		2573.2		2517.9		2423.2		3673.4		3390.6	
HRSG Steam 1000 lb/h	FCP GT Btu/MWh	HRSG Steam 1000 lb/h	FCP GT Btu/kWh	HRSG Steam 1000 lb/h	FCP GT Btu/kWh	HRSG Steam 1000 lb/h	FCP GT Btu/MWh	HRSG Steam 1000 lb/h	FCP GT Btu/MWh	HRSG Steam 1000 lb/h	FCP GT Btu/kWh
442.1	3760	675	3750	788.7	4500	836.4	4410	1143.8	4490	1246.1	4410
362.8	4260	514	4210	677	4680	733.6	4470	981.8	4660	1101.2	4420
336.2	4500	476.9	4430	636.7	4820	693.6	4580	923.4	4800	1041	4520
315.3	4740	449	4640	606.8	4950	664.8	4680	880.1	4930	1001.6	4610
315	3960	448.9	4080	607.5	4570	665.6	4410	881.4	4550	1000.4	4400
50.7	-	55.0	-	51.5	-	39.15	-	74.7	-	50.04	-
294.1	3960	418.7	4080	578.9	4580	639.1	4420	839.7	4560	965.4	4400
69.17	-	80.45	-	70.15	-	53.19	-	101.7	-	67.96	-
281.3	3970	400.9	4080	599.9	4590	620.3	4430	812	4570	938.1	4410
78.41	-	93.33	-	80.36	-	61.53	-	116.5	-	79.07	-
845.3	3330	1178.6	3360	1287.7	4280	-	-	-	-	1867.8	-
749.1	3320	1044.5	3350	1141.1	4280	113.7	4240	1655	4270	1655.2	4250
723.7	3310	1008.4	3340	1101.7	4270	1097.8	4230	1597.8	4270	1598.1	4240
706.5	3300	985.1	3320	1076.2	4260	1072.4	4220	1560.9	4260	1561.1	4230
692.7	3280	965.8	3310	1055.2	4240	1051.4	4210	1530.3	4240	1530.6	4220
681.4	3270	950.1	3300	1038	4240	1034.3	4200	1505.4	4240	1505.7	4220
1751.8	2340	2442.6	2430	2540.5	3620	-	-	-	-	3585	-
1701.3	2310	2358.7	2400	2455.4	3570	2428.7	3500	3575	3600	3462	3680
1662.2	2270	2304.5	2370	2398.9	3550	2390.5	3430	3493	3570	3383	3660
1629.9	2220	2292.7	2320	2352.2	3520	2326.7	3550	3424	3550	3317	3630
1603.4	2200	1464.7	17020	2314	3500	2288.9	3530	3368	3530	3263	3620

• Unified boiler design based on a 15 F pinch point / 10 F subcooled approach temperature, with criteria to limit the stack temperature to a minimum of 220 F for all cases

• Supplementary firing based on average gas temperature of 1800 F

• Methane fuel with Lower Heating Value (LHV) - 21515 Btu/lb; (HV = LHV x 1.11)

• Power Factor = 0.9 lagging

Generator Drive - Natural Gas Fuel - Dry Performance - SI Units

Gas Turbine Type	M55001(RA)	M56001(B)	M56001(C)	M56001(RA)					
Gas Turbine Model	PG5371(RA)	PG6581(B)	PG6501(RA)	PG6111(RA)					
ISO Base Rating (kW)	26060	41600	45250	77060					
Performance at 15 C, Sea Level, Natural Gas Fuel	50 / 60 Hz	50 / 60 Hz	50 / 60 Hz	50 / 60 Hz					
Output - kW									
Unfired, 1 PL	25690	41250	44990	76660					
Unfired, 2 PL	25590	41150	44890	76490					
Supp Fired	25490	41070	44720	76310					
Fully Fired	25190	40780	44430	75770					
Power Turbine Speed - rpm									
Unfired, 1 PL	5100	5163	5250	5231					
Unfired, 2 PL	5100	5163	5250	5231					
Supp Fired	5100	5163	5250	5231					
Fully Fired	5100	5163	5250	5231					
Fuel - MJ/h (HHV)									
Unfired, 1 PL	368.1	469.0	484.9	867.4					
Unfired, 2 PL	368.1	469.0	484.9	867.4					
Supp Fired	368.1	469.0	484.9	867.4					
Fully Fired	368.1	469.0	484.9	867.4					
Exhaust Flow - Tons/h									
Unfired, 1 PL	44.7	53.0	44.1	76.1					
Unfired, 2 PL	44.7	53.0	44.1	76.1					
Supp Fired	44.7	53.0	44.1	76.1					
Fully Fired	44.7	53.0	44.1	76.1					
Exhaust Temp - C									
Unfired, 1 PL	488	548	582	600					
Unfired, 2 PL	488	550	583	601					
Supp Fired	489	551	584	601					
Fully Fired	491	551	587	603					
HRSG Performance Fuel - MJ/h (HHV)									
Unfired, 1 PL	238.3	241.0	293.0	296.0					
Unfired, 2 PL	238.3	241.0	293.0	296.0					
Supp Fired	238.3	241.0	293.0	296.0					
Fully Fired	238.3	241.0	293.0	296.0					
Steam Conditions (bars/C)									
	HRSG Steam Tons/h	FCP GT KJ/Wh	HRSG Steam Tons/h	FCP GT KJ/Wh					
Unfired									
11.4 / 185	1 PL	70.3	6130	101.9	4000	157.4	560	164.6	4880
28.6 / 343	1 PL	95.2	8920	84.1	4490	134.2	940	142.4	5030
42.4 / 399	1 PL	93.2	7320	78.1	4750	126.1	1200	133.9	5190
59.7 / 441	1 PL	47.2	7720	73.6	4980	119.7	1470	127.7	5330
59.7 / 441	2 PL	47.2	6390	73.7	4240	120.2	740	127.8	4930
11.4 / 185		11.7	-	10.2	-	30.4	-	10.9	-
87.2 / 482	2 PL	-	-	68.9	4260	114.3	740	121.8	4910
11.4 / 185		-	-	14.0	-	34.3	-	10.9	-
101 / 510	2 PL	-	-	66.1	4260	110.7	760	117.7	5070
11.4 / 185		-	-	14.0	-	16.4	-	13.1	-
Supp Fired									
11.4 / 185		158.3	5200	188.2	3600	157.4	7070	271.3	4600
28.6 / 343		140.6	5140	166.8	3590	139.5	7060	240.5	4590
42.4 / 399		131.6	5140	161.0	3580	134.6	7050	232.2	4580
59.7 / 441		132.4	5130	157.3	3570	131.5	7040	226.8	4570
87.2 / 482		129.7	5120	154.2	3540	128.9	7030	222.4	4560
101 / 510		127.9	5060	151.7	3530	126.6	7020	218.7	4560
Fully Fired									
28.6 / 343		346.0	3630	393.0	2540	532.0	-1110	541.7	3840
42.4 / 399		334.2	3570	379.5	2510	513.8	-1160	523.1	3830
59.7 / 441		326.5	3520	370.7	2480	502.0	-1200	511.1	3790
87.2 / 482		319.7	3510	363.4	2440	492.1	-1260	501.1	3750
101 / 510		314.7	3460	357.5	2420	483.9	-1270	493.0	3730

* Gas turbines and boilers fueled with natural gas and all fuel data based on higher heating value (HHV)

* Gas turbines equipped with G/N combustors

* Fuel chargeable to gas turbine power assumes GT credit with 1% auxiliary and equivalent boiler fuel required to generate steam in an 86% efficient boiler (440)

* Standard inlet losses, exhaust losses 254 mm H₂O for unfired 1 PL, 305 mm H₂O for unfired 2 PL, 355 mm H₂O for supplementary fired, 508 mm H₂O for fully fired

Table A6. Steam generation and fuel chargeable to power with gas turbine and heat recovery boilers - Heavy duty (MS series) - SI units

Generator Drives - Natural Gas Fuel - Dry Performance - English Units

Gas Turbine Type		LM2500 PJ	LM2500+ PH	LM6000 PF	LM6000 PF SPRINT	LM5100 PH					
Gas Turbine Model		PGLM2500 (PJ)	PGLM2500 (+)	PGLM6000 (PF)	PGLM5000 (PF SPRINT)	PGLM5100 (PH)					
ISO Base Rating (kW)		22,719	33,165	43,060	46,002	103,045					
Performance at 59 F, Sea Level, Natural Gas Fuel		60 Hz	60 Hz	60 Hz	60 Hz	60 Hz					
Output - kW											
Unfired, 1 PL		22,032	32,106	41,763	45,915	102,680					
Unfired, 2 PL		21,974	32,019	41,655	45,834	102,507					
Supp Fired		21,915	31,927	41,547	45,714	102,335					
Fully Fired		21,736	31,668	41,225	45,410	101,823					
Power Turbine Speed - rpm		3,600	3,600	3,600	3,600	3,600					
Fuel - MBtu/h (HHV)		240.0	323.5	391.6	439.8	929.5					
Exhaust Flow - lb/h		516,500	713,300	975,700	1,034,700	1,685,400					
Exhaust Temp - F											
Unfired, 1 PL		996.4	988.0	861.0	855.4	777.8					
Unfired, 2 PL		997.7	989.5	862.3	856.6	779.1					
Supp Fired		999.0	990.9	863.7	857.9	780.4					
Fully Fired		1003.0	995.2	867.5	861.5	784.2					
HRSG Performance Fuel - MBtu/h (HHV)											
Supp Fired		110.0	148.2	241.2	261.1	478.1					
Fully Fired		408.0	537.3	789.1	798.2	1049.9					
Steam Conditions (psig / F)											
		HRSG Steam 1000 lb/h	FCP GT Btu/kWh	HRSG Steam 1000 lb/h	FCP GT Btu/kWh	HRSG Steam 1000 lb/h	FCP GT Btu/kWh	HRSG Steam 1000 lb/h	FCP GT Btu/kWh	HRSG Steam 1000 lb/h	FCP GT Btu/kWh
Unfired											
150 / 365	1 PL	98.69	5130	120.4	4890	137.5	5140	145.5	5380	200.5	6540
400 / 650	1 PL	80.76	5560	105.6	5290	107.1	5650	113	5870	148.5	6950
600 / 750	1 PL	74.72	5780	97.59	5490	96.01	5910	101.1	6120		
850 / 825	1 PL	69.96	5990	91.22	5690						
1250 / 900	1 PL	64.93	5670	84.86	5390						
850 / 825	2 PL	70.43	5180	91.89	4940	87.82	5170				
150 / 365		13.68	-	15.9	-	29.3	-				
1250 / 900	2 PL	65.45	5290	85.2	5030						
150 / 365		15.96	-	21.7	-						
1450 / 950	2 PL	62.55	4860	81.31	5110						
150 / 365		18.09	-	24.61	-						
Supp Fired											
150 / 365		191.3	4740	254.5	4520	348.4	4430	373.5	4710	623.8	5900
400 / 650		169.7	4720	225.7	4500	309	4440	331.2	4700	553.2	5890
600 / 750		163.9	4700	218	4490	298.4	4420	320	4680	534.3	5880
850 / 825		160.2	4680	213.1	4470	291.7	4410	312.7	4670	522.3	5870
1250 / 900		157.2	4660	209.1	4450	286.3	4380	306.9	4640	512.5	5850
1450 / 950		154.7	4650	205.8	4430	281.7	4370	302	4630	504.4	5840
1800 / 1000		152.9	4780	203.4	4580	278.4	4500	298.4	4760	498.4	5930
Fully Fired											
400 / 650		387.7	3900	510.5	3770	709.4	3650	724.2	4010	972.2	5550
600 / 750		374.6	3860	493.2	3730	685.3	3610	699.7	3970	939.2	5530
850 / 825		366.2	3820	482.1	3700	670	3570	684	3930	918.1	5510
1250 / 900		359.4	3750	473.1	3640	657.5	3510	671.2	3880	901	5480
1450 / 950		353.7	3720	465.7	3610	647.1	3480	660.6	3850	886.7	5460

* Gas turbines and boilers fueled with natural gas and oil fuel data based on higher heating value (HHV)

* Gas turbines equipped with ULN combustors

* Fuel chargeable to gas turbine power assumes GT credit with PH auxiliary and equivalent boiler fuel required to generate steam in an 88% efficient boiler (84%)

* Standard inlet losses; exhaust losses 10 %_{H₂O} for unfired 1 PL, 12' A20 for unfired 2 PL, 18' %_{H₂O} for supplementary fired, 20' %_{H₂O} for fully fired

Generator Drives - Natural Gas Fuel - Dry Performance - English Units

LM5100 PB		LM2500 PJ		LM2500+ PR		LM6000 PF		LM6000 PF SPRINT		LMS100 PA		LMS100 PB	
PGLM5100 (PB)		PGLM2500 (PJ)		PGLM2500 (+)		PGLM6000 (PF)		PGLM6000 (PF SPRINT)		PGLM5100 (PA)		PGLM5100 (PB)	
99,012		21,818		32,881		42,737		48,040		102,995		99,044	
60 Hz		50 Hz		50 Hz		50 Hz		50 Hz		50 Hz		50 Hz	
95,752		21,145		31,831		41,685		46,932		102,600		95,868	
95,581		21,086		31,744		41,586		46,831		102,439		95,708	
95,410		21,028		31,653		41,489		46,729		102,276		95,548	
94,903		20,852		31,386		41,195		46,427		101,792		95,069	
3,600		3,000		3,600		3,627		3,627		3,000		3,000	
840.6		238.1		323.3		392.8		441.9		929.6		840.5	
1,615,932		538,700		713,300		966,700		1,045,100		1,585,400		1,615,824	
792.1		1004.7		988.0		854.3		850.8		729.8		792.8	
793.5		1006.0		989.5		855.7		852.1		731.0		794.0	
794.8		1007.4		990.9		857.0		853.3		732.2		795.3	
796.8		1011.3		995.2		861.3		857.0		735.8		799.0	
441.3		108.9		148.2		246.5		265.2		477.1		441.0	
1105.6		412.6		537.3		801.5		808.6		1050.0		1105.7	
HRSG Steam	FCP GT	HRSG Steam	FCP GT	HRSG Steam	FCP GT	HRSG Steam	FCP GT	HRSG Steam	FCP GT	HRSG Steam	FCP GT	HRSG Steam	FCP GT
1000 lb/h	Btu/MWh	1000 lb/h	Btu/MWh	1000 lb/h	Btu/MWh	1000 lb/h	Btu/MWh	1000 lb/h	Btu/MWh	1000 lb/h	Btu/MWh	1000 lb/h	Btu/MWh
195.6	6150	99.33	5210	128.6	4060	137	5190	145.4	5430	201.6	6530	196	6130
146.4	6550	82.38	5600	105.6	5340	106.3	5710	112.7	5920	149.5	6940	146.7	6540
127.7	6720	76.33	5820	97.59	5540	95.11	5980	100.7	6180			128	6750
		71.57	6030	91.22	5740								
		66.58	5720	84.45	5440								
		72.04	5210	91.89	4980								
		11.4	-	15.89	-								
		67.09	5320	85.2	5080								
		15.64	-	21.7	-								
		64.19	5410	83.34	5150								
		17.73	-	24.61	-								
585.6	5530	191.9	4760	254.5	4560	352.4	4470	377.2	4740	621.7	4890	585.5	4510
519.3	5520	170.2	4740	225.7	4540	312.5	4460	334.5	4730	553.1	5890	519.2	5510
501.6	5510	164.4	4720	218	4530	301.9	4440	321.1	4710	534.3	5870	501.6	5500
490.3	5500	160.7	4700	213.1	4510	295	4430	315.9	4690	522.2	5860	490.2	5490
481.1	5480	157.7	4680	209.1	4490	289.5	4400	310	4670	512.5	5840	481.1	5470
473.5	5470	155.2	4660	205.8	4470	284.9	4390	305	4660	504.3	5840	473.4	5460
467.9	5460	153.3	4640	203.4	4450	281.6	4370	301	4640	498.4	5830	467.8	5450
1006.9	5100	392.4	3870	510.5	3800	718.7	3650	732.2	4020	973	5040	1006.1	4530
971.7	5080	379.1	3830	493.2	3770	694.3	3610	707.3	3990	939.9	5030	971.9	5060
949.9	5060	370.6	3780	482.1	3730	678.7	3570	691.5	3950	918.8	5000	950.1	5040
932.2	5040	363.7	3720	473.1	3670	666.1	3530	678.6	3900	901.7	5470	932.4	5000
917.4	5000	357.9	3660	465.7	3640	655.6	3480	667.9	3870	887.4	5450	917.6	4980

• Assume 0% wet/cool bypass stack damper leakage, 0% blowdown, and 150 F condensate return for all cases
 • Unfired boiler design based on a 15 F pinch point / 15 F subcool approach temperature, with criteria to limit the stack temperature to a minimum of 220 F for all cases

• Supplementary firing based on average gas temperature of 1600 F
 • Lower heating value LHV = 21,525 (Btu/lb) / 14.7 = 1,464

Generator Drive - Natural Gas Fuel - Dry Performance - SI Units

Gas Turbine Type	LM2500 PJ		LM2500+ PR		LM6000 PF		LM6000 PF SPRINT		LM5100 JRA		
Gas Turbine Model	PGLM2500 (PJ)		PGLM2500 (+)		PGLM6000 (PF)		PGLM6000 (PF SPRINT)		PGLM5100 (JRA)		
ISO Base Rating (kW)	25,060		41,610		45,250		45,250		77,650		
Performance at 15 C, Sea Level, Natural Gas Fuel	60 Hz		60 Hz		60 Hz		60 Hz		60 Hz		
Output - kW											
Unfired, 1 PL	22,037		32,106		41,763		46,915		102,680		
Unfired, 2 PL	21,974		32,019		41,655		46,804		102,507		
Supp Fired	21,915		31,927		41,547		46,704		102,335		
Fully Fired	21,736		31,658		41,225		46,410		101,823		
Power Turbine Speed - rpm	3,600		3,600		3,600		3,600		3,600		
Fuel - MKJ/h (HHV)	395.0		533.8		646.2		725.6		1,533.6		
Exhaust Flow - Tons/h	243		323		442		469		764		
Exhaust Temp - C											
Unfired, 1 PL	535.8		531.1		460.6		457.4		414.3		
Unfired, 2 PL	536.5		531.9		461.3		458.1		415.1		
Supp Fired	537.2		532.7		462.1		458.8		415.8		
Fully Fired	539.4		535.1		464.2		460.8		417.9		
HRSG Performance Fuel - MKJ/h (HHV)											
Supp Fired	116.0		156.3		255.0		275.5		504.3		
Fully Fired	430.5		566.9		832.5		842.1		1,107.6		
Steam Conditions (bars/ C)											
	HRSG Steam	FCP GT	HRSG Steam	FCP GT	HRSG Steam	FCP GT	HRSG Steam	FCP GT	HRSG Steam	FCP GT	
	Tons/h	KJ/kWh	Tons/h	KJ/kWh	Tons/h	KJ/kWh	Tons/h	KJ/kWh	Tons/h	KJ/kWh	
Unfired											
11.4/ 185	1 PL	44.76	5410	50.68	5160	62.36	5420	65.99	5680	90.93	6900
28.6/ 343	1 PL	35.63	5870	47.89	5580	48.57	5960	51.25	6190	67.35	7330
42.4/ 399	1 PL	33.89	6100	44.26	5790	43.54	6240	45.85	6460		
59.7/ 441	1 PL	31.73	6320	41.37	6000						
87.2/ 482		29.45	5980	38.30	5690						
59.7/ 441	2 PL	31.94	5460	41.67	5210						
11.4/ 185		5.30	-	7.21	-						
87.2/ 482	2 PL	29.68	5580	38.64	5310						
11.4/ 185		7.24	-	9.85	-						
101/ 510	2 PL										
11.4/ 185											
Supp Fired											
11.4/ 185		86.76	5000	115.47	4770	158.00	4690	169.39	4970	282.90	6220
28.6/ 343		75.96	4980	102.35	4750	140.14	4680	150.20	4960	250.88	6210
42.4/ 399		74.33	4960	98.87	4740	135.33	4660	145.17	4940	242.31	6200
59.7/ 441		72.65	4940	96.64	4720	132.29	4650	141.01	4930	236.87	6190
87.2/ 482		71.29	4920	94.83	4690	129.84	4620	139.18	4900	232.43	6170
101/ 510		70.16	4910	93.33	4670	127.76	4610	136.96	4880	228.75	6160
125/ 538		69.34	5040	92.24	4800	126.26	4750	135.33	5020	226.03	6260
Fully Fired											
28.6/ 343		175.03	4110	221.62	3980	321.72	3850	328.44	4230	440.01	5860
42.4/ 399		169.89	4070	223.67	3940	310.79	3810	317.32	4190	425.94	5830
59.7/ 441		166.08	4030	218.64	3900	303.85	3770	310.20	4150	416.37	5810
87.2/ 482		162.99	3960	214.56	3840	298.19	3700	304.40	4090	408.62	5780
101/ 510		160.41	3920	211.20	3810	293.47	3670	299.59	4060	402.13	5760

* Gas turbines and boilers fueled with natural gas and all fuel data based on higher heating value (HHV)

* Gas turbines equipped with IJ/N combustors

* Fuel changeable to gas turbine power assumes GT credit with 1% auxiliary and equivalent boiler fuel required to generate steam in an 88% efficient boiler (88%)

* Standard inlet losses; exhaust losses 256 mm H₂O for unfired 1 PL, 305 mm H₂O for unfired 2 PL, 356 mm H₂O for supplementary fired, 508 mm H₂O for fully fired

Performance of MS6001FA Gas Turbine Cycles

Cycle		A	B	C	D	E	F
Net Output	MW	75.5	74.9	88.6	100.5	110.8	138.9
NHP	Mbtu/hr	466	368	347	648	0	0
	GJ/hr	491	310	366	684	0	0
FCP	Btu/kWh, HHV	4716	4462	5364	4517	7418	7944
	kJ/kWh, HHV	4975	4707	5693	4766	7825	8361

Basis:

1. Cycle definition as given in Figure 20.
2. Net output is the total power credited to the cogeneration cycle.
3. Net fuel includes credit for Net Heat to Process (NHP) at an 84% process boiler efficiency.

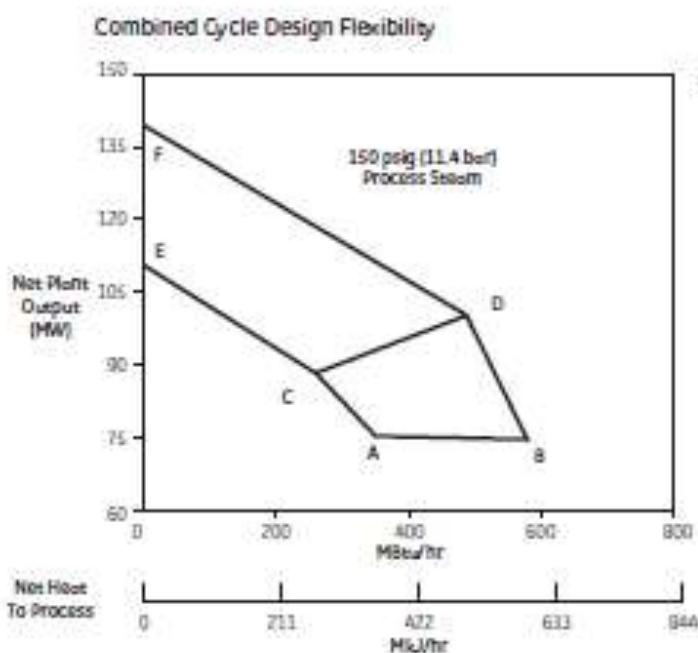
Table E. Performance of MS6001FA gas turbine cycles

The temperature used for the HRSG firing in Figure 20 has been arbitrarily limited to 1600°F/871°C, even though higher firing temperatures (and thus higher steam production rates) are possible in the exhaust of this unit.

The envelope defined by A, B, C, D in Figure 20 represents the most thermally optimized use of a gas turbine in a cogeneration application (i.e., it provides the lowest FCP). Operation along the line CE, DF or any intermediate point to the left of line CD

represents use of condensing steam turbine power generation with the E and F points applicable for combined-cycle operation without any heat supplied to process. Thus, the cycles along line EF are combined cycles providing power alone.

Performance envelopes for many of the gas turbines included in Tables 3-5 are presented in Figures 21-23. These data are on the same basis as Figure 20, except for point C. Point C for all units, except the various MS7001 models, is based on



Basis:

- 1) Gas turbine operating at its 19% (15°C) capability, sea level site, natural gas fuel, 0.1 Nto for 25 ppmvd (3.45g/gc) Nox emission level
- 2) Cycle A - Unfired HRSG (LP process steam)
Cycle B - Supplementary fired (1600°F/871°C) HRSG, LP process steam
Cycle C - Combined cycle, unfired, two-pressure level HRSG, HP at 1250 psig, 900°F (87.2 bars, 482°C), LP at 150 psig saturated (11.4 bars saturated), noncondensing steam turbine-generator
Cycle D - Combined cycle, supplementary fired HRSG, steam at 1250 psig, 900°F (87.2 bars, 482°C), noncondensing steam turbine generator
Cycle E - Same as Cycle C, but with admission condensing steam turbine-generator
Cycle F - Same as Cycle D, but with condensing steam turbine-generator
- 3) Process returns and makeup enter the Integral AA psia (3 bars) deaerating heater at a mixed temperature of 150°F (66°C)

Figure 20. Performance envelope for MS6001FA gas turbine cogeneration system

850 psig, 825°F/59 bars, 440°C initial steam conditions to the non-condensing steam turbine. Furthermore, the only condensing power illustrated is based on unfired, two-pressure-level HRSG designs.

The per unit cost of power generation for cycles A through F as defined/identified in Figure 20 are illustrated in Figure 24. The per unit costs are based on a 16% fixed charge rate for invested capital and other operating costs such as fuel, operating labor and maintenance. The plant costs, not given, are based on separate stand-alone facilities, i.e., no "investment credit" applied to any of the cogeneration cases (Cases A through D).

Per unit costs given in Figure 24 define two distinct performance levels. The "thermally optimized" cogen cases—Cases A through D—result in per unit costs that are about 20-30% lower than the unfired power generation case, Case E. Further, if the thermally optimized cogen cases were considered as additions to an existing facility, part of a major plant expansion, or used to displace new

boilers which are intended to replace aging equipment, the comparisons would be more dramatic. That is, the incremental capital costs for the cogen systems might be 25% to 40% less than those used for Figure 24 due to significant savings represented by the use of existing infrastructure. Even so, site-specific fuel and power costs, or power sales opportunities may dictate cycles with considerable condensing power as the appropriate economic choice.

An example illustrating the performance and economics of various MS6001FA gas turbine cogeneration cycles is given in Table 7 and Figure 25. Cycles range from the "thermal match" examples (Cases 1 and 2) to configurations including considerable steam turbine condensing power (Cases 3, 4 and 5).

The evaluation results tabulated in Table 7 illustrate the need for a project developer to have a good handle on the combined heat and power requirements at the onset of project development. This example indicates that Cases 1 and 5 are equivalent on the basis of Discounted Rate of Return (DORR). The economics for

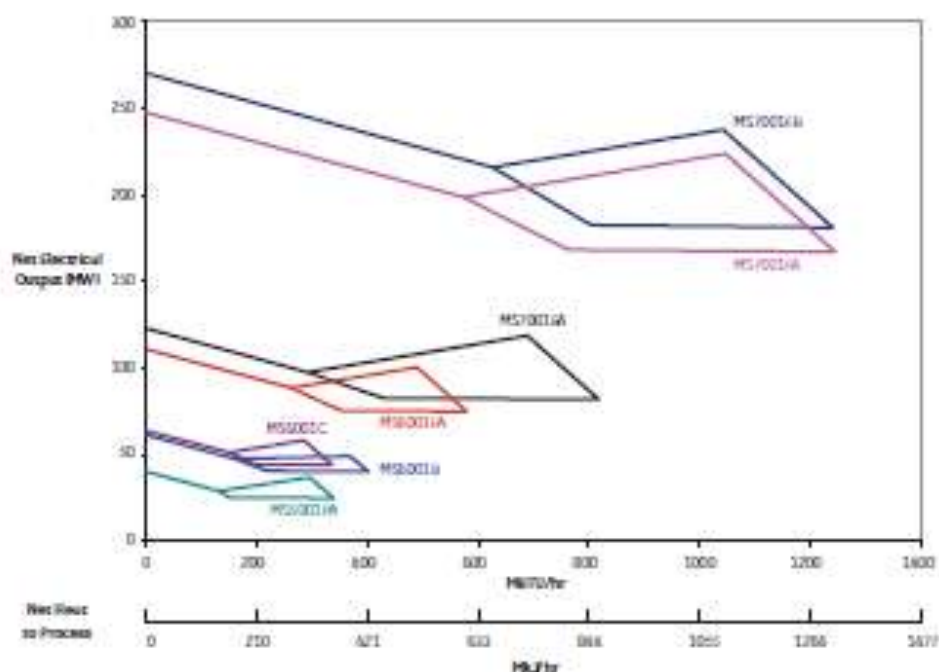


Figure 21. Gas turbine cogeneration systems (MS options, 60 Hz)

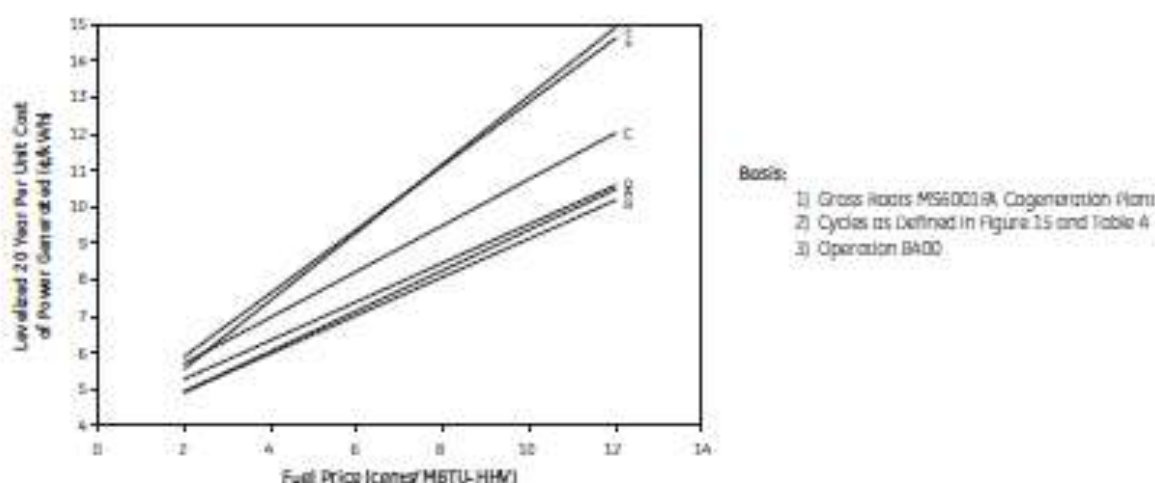


Figure 24. Per unit cost of power generation MS6001RA cycles

Case 1 – 1GT + HRSG (a thermally matched case) is primarily driven by FCP (has best cogeneration efficiency) while Case 5 benefits from improved capital recovery (lower \$/kW) and is driven primarily by power sales. Figure 25 is a plot of Discounted Rate of Return as a function of fuel price at two different power sale price levels. It is included here to illustrate the sensitivity of each of the five plant configuration cases as a function of the aforementioned parameters—which in turn highlight the need to evaluate the configurations over a range of economic conditions vs. a single point. Figure 25 illustrates that while Case 1 (1GT + HRSG) and Case 2 (1GT + NC ST) (thermally matched cases) may not have the best DRR over the range considered, they do have the shallowest slope—which means they are the least sensitive to fuel and power sale prices. Another way of looking at this is that these cases have the best cogeneration efficiencies – lowest FCP.

Additional inspection of Figure 25 reveals that at the low end of the fuel price range the economics are largely driven by capital investment – \$/kW. In other words the DRR case Rank order (highest to lowest) of 5, 4, 1, 3, 2 is exactly the same rank order (lowest to highest) of capital investment as identified in Table 7. In the high fuel price regime, power plant economics are largely driven by the combination of efficiency and power sale margin.

Cogeneration Opportunities

Circumstances under which cogeneration should be considered include:

- Development of new industrial or commercial facilities
- Major expansions to existing industrial facilities
- Expansion of large commercial and educational institutions (such as universities, hospitals and shopping malls that need power, heat and/or cooling)
- Replacement of aging steam generation equipment
- Significant changes in energy costs (fuel and power)
- Power sales opportunities

New industrial plants or major expansions to existing facilities that have large process heat demands and continuous process operations provide ideal opportunities to evaluate cogeneration. In these instances, cogeneration is compared to a Base Case where process heat is produced on-site with power requirements purchased from the utility. Cogeneration represents an incremental investment relative to the Base Case with significant infrastructure savings. Thus, the capital cost on a \$/kW basis is less than for a gross roots Base Case facility without this "investment credit." For example, assuming that a new facility requires 360,000 lb/hr (163,290 tons/hr) of gas-fired boiler capacity at 150 psig/11.4 bars,

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายอัครพันธ์ ธรรมไพศาล เกิดเมื่อวันที่ 15 พฤศจิกายน พ.ศ.2523 สำเร็จการศึกษาในระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาไฟฟ้า อิเล็กทรอนิกส์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ในปีการศึกษา 2549 และเข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาโท สาขาวิชาวิศวกรรมอุตสาหกรรม คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในปีการศึกษา 2551